

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ІНЖЕНЕРНИЙ НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ІМ.
Ю.М.ПОТЕБНІ

КАФЕДРА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ ТА ГІДРОЕНЕРГЕТИКИ

Кваліфікаційна робота
другий магістерський
(рівень вищої освіти)

на тему Дослідження ефективності використання теплового насосу
на водосховищі Дніпровської ГЕС

Виконав: студент 2 курсу, групи 8.1450
спеціальності теплоенергетика

(код і назва спеціальності)

освітньої програми гідроенергетика

(код і назва освітньої програми)

спеціалізації

_____ (код і назва спеціалізації)

Дук Артем Валерійович

(ініціали та прізвище)

Керівник к.т.н., Осаул О.І.

(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис, ініціали та прізвище)

Рецензент проф. д.т.н. Чейлитко А.О.

(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис, ініціали та прізвище)

Запоріжжя
2021

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Кафедра теплоенергетики та гідроенергетики
 Рівень вищої освіти другий магістерський
 Спеціальність 145 Гідроенергетика
(код та назва)
 Освітня програма Гідроенергетика
(код та назва)
 Спеціалізація _____
(код та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

« 30 » червня 2021 року

**З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТОВІ**

Дук Артем Валерійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема роботи (проекту) Дослідження ефективності використання
теплового насосу на водосховищі Дніпровської ГЕС

керівник роботи Осаул Олександр Іванович, к.т.н.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ЗНУ від «30» червня 2021 року № 974-с

1 Строк подання студентом роботи 01 грудня 2021 р.


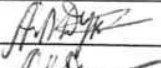

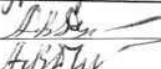

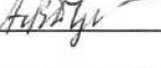
2 Вихідні дані до роботи: характеристики акустичного середовища; частота коливань.

3 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Розрахунок темпу охолодження і коефіцієнту тепловіддачі. Параметри ультразвукової кавітації. Приклади інтенсифікації теплообміну за допомогою ультразвуку. Ультразвук і його вплив на рідину. Техніка безпеки та охорони праці

4 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

ідеальний теплонасосний цикл Карно; схема ТНУ і її цикл в T-s і p-h – діаграмах; графік зміни температури в річці Дніпро; залежність коефіцієнта перетворення теплового насосу від місяців року.


5 Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Осул О.І.		
2	Осул О.І.		
3	Осул О.І.		

6 Дата видачі завдання 05 травня 2021 р

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Ультразвук і його вплив на рідину	05.05.2021	
2	Експериментальне дослідження впливу ультразвуку на теплообмін	01.08.2021	
3	Охорона праці	05.11.2021	
4	Оформлення пояснювальної записки	01.12.2021	
5	Підготовка презентації	03.12.2021	

Студент 
(підпис)А.В.Дук
(ініціали та прізвище)Керівник роботи (проекту) 
(підпис)О.І. Осул
(ініціали та прізвище)

Нормоконтроль пройдено

Нормоконтролер 
(підпис)С.Є. Чижов
(ініціали та прізвище)

АНОТАЦІЯ

Дук А.В. Дослідження ефективності використання теплового насосу на водосховищі Дніпровської ГЕС.

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 145 – Гідроенергетика, науковий керівник кандидат технічних наук Осаул О.І. Запорізький національний університет, Інженерний навчально-науковий інститут, кафедра теплоенергетики та гідроенергетики, 2021.

В магістерській роботі вирішено актуальну науково - технічну задачу по використанню теплової енергії водосховища Дніпровської ГЕС в системі централізованого тепlopостачання. Досліджено процеси трансформації теплової енергії водосховища Дніпровської ГЕС при її використанні з допомогою теплового насосу. Наведений в дипломному проекті розрахунково-аналітичний матеріал об'єктивно відображає стан об'єкта, всі запозичені з літературних та інших джерел теоретичні та методологічні положення і концепції супроводжуються посиланнями на їх авторів.

Ключові слова: гідроелектростанція, водосховище, енергія, тепловий насос, температура, собівартість теплової енергії, рентабельність

ANNOTATION

Dook A.V. Research of Heat Pump Efficient Use on the Dnieper Hydroelectric Power Station Reservoir

Qualification final work for obtaining a master's degree in the specialty 145 - Hydro Power Engineering, supervisor O.I.Osaul. Zaporizhia National University. Department of Heat and Hydropower, 2021.

In the master's work, the actual scientific and technical problem of using the heat energy of the reservoir of the Dnieper HPP in the centralized heat supply system has been solved. The processes of transformation of thermal energy of the reservoir of the Dneprovskaya HPP with its use with a heat pump are investigated. Given in the thesis project, the calculation and analytical material objectively reflects the state of the object, all theoretical and methodological provisions and concepts borrowed from literary and other sources are accompanied by references to their authors.

Key words: hydroelectric power station, reservoir, energy, heat pump, temperature, heat energy cost, heatability

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1 АНАЛІЗ ТЕПЛООВОГО НАСОСУ ЯК ТЕРМОДИМІЧНОЇ СИСТЕМИ	10
1.1 Цикл теплового насосу із механічною компресією пари	10
1.2 Тепловий насос з регенеративним теплообмінником	17
1.3 Вибір холодоагенту для теплового насоса	18
1.4 Монреальський протокол	21
1.5 Досвід Стокгольму в аналогічній задачі	24
1.6 Методика розрахунку теплового насосу	30
1.7 Коротка характеристика Дніпра як низькопотенційного джерела енергії	33
1.8 Енергетична оцінка теплового насоса	36
1.9 Переваги та недоліки використання теплових насосів	40
2 ДОСЛІДЖЕННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ ВОДОСХОВИЩА ДНІПРОВСЬКОЇ ГЕС	42
2.1 Термодинамічний розрахунок циклу	43
2.2 Опис проектованого компресора	47
2.3 Термодинамічний розрахунок холодильного компресору	48
2.4 Визначення геометричних розмірів теплового насосу	52
2.5 Газодинамічний розрахунок компресора	54
2.6 Розрахунок регенеративного теплообмінника	65
2.7 Підбір допоміжного устаткування	73
2.8 Підбор фреонів для теплового насосу	76
2.9 Розрахунок техніко-економічних показників проекту	82
3 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОЛОГІЧНА БЕЗПЕКА	86
3.1 Характеристика небезпечних та шкідливих виробничих факторів виробництва	86
3.2 Заходи з поліпшення умов праці	88
3.3 Виробнича санітарія	91

3.4 Електробезпека	92
3.5 Протипожежна безпека	93
3.6 Засоби індивідуального захисту	94
3.7 Розрахунок і вибір дефлектора	95
ВИСНОВОК	98
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ	100

ВСТУП

Актуальність теми. Нині опалювання і гаряче водопостачання міських об'єктів здійснюється, як правило, від централізованих систем тепlopостачання. Джерелом теплової енергії в таких системах є міські ТЕЦ, на яких здійснюється комбіноване вироблення електроенергії і тепла, або районні котельні. Переваги централізованого тепlopостачання широко визнані. З термодинамічної точки зору комбіноване виробництво електроенергії і тепла на ТЕЦ є набагато ефективнішим, ніж роздільне виробництво електроенергії на конденсаційних теплових електростанціях і тепла котельними.

В той же час застосування централізованих систем тепlopостачання має свої недоліки і обмеження. Будівництво протяжних теплотрас до видалених об'єктів, а також до об'єктів в районах з малою щільністю забудови, зв'язано зі значними капітальними вкладеннями і великими тепловими втратами на трасі. Їх експлуатація згодом також вимагає великих витрат. Серйозні проблеми виникають і при реконструкції існуючих об'єктів і будівництві нових в обжитих міських районах з щільною забудовою. У цих випадках збільшення теплових навантажень створює для забудовника часто непереборні труднощі, у тому числі фінансові, при отриманні і реалізації технічних умов на підключення до районної теплової мережі.

Тарифи, що діють нині, на теплову енергію, у поєднанні з витратами на підключення до міських теплових мереж, примушують все частіше замислюватися над альтернативними способами тепlopостачання.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами. Робота виконана відповідно до визначених законодавством України пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки, зокрема програмою «Нові технології та ресурсозберігаючі технології в енергетиці, промисловості та аграрному комплексі» затвердженою Законом України «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки» №2623-III від 11 липня 2001 року.

Метою дипломної роботи є дослідження доцільності використання теплової енергії водосховища Дніпровської ГЕС для використання в системі централізованого теплопостачання.

Об'єктом дослідження є водосховище Дніпровської ГЕС.

Предметом дослідження є процеси трансформації теплової енергії водосховища Дніпровської ГЕС при її використанні з допомогою теплового насосу.

Наукова новизна отриманих результатів. Встановлено залежності щільності теплового потоку у випарнику теплового насосу від температури .

Практична цінність роботи полягає в розробці ефективного режиму роботи теплових насосів в системі централізованого теплопостачання.

Методи дослідження. Розрахунок виконується методом послідовного проведення розрахункових операцій з поясненням дій. Розрахункові формули спочатку записуються в загальному вигляді, потім підставляються числові значення всіх вхідних в них величин, після чого наводиться остаточний результат.

Особистий внесок. Наукові результати, які викладено в дипломній роботі, отримані особисто автором.

Апробація роботи. Положення роботи викладені на шостій Всеукраїнській науково-практичній інтернет-конференції студентів, аспірантів і молодих вчених «Актуальні проблеми сучасної енергетики – 2021» та XXV науково-технічній конференції аспірантів, магістрів, студентів та викладачів Інженерного навчально-наукового інституту Запорізького Національного Університету.

Структура та обсяг роботи. Магістерська робота включає в себе вступ, три розділи, висновки та перелік джерел посилань з 41 позиції. Загальний обсяг складає 104 сторінки, у тому числі 27 ілюстрацій та 8 таблиць.

1 АНАЛІЗ ТЕПЛОВОГО НАСОСУ ЯК ТЕРМОДИМІЧНОЇ СИСТЕМИ

1.1 Цикл теплового насосу з механічною компресією пари

Тепловий насос здійснює передачу внутрішньої енергії від енергоносія з низькою температурою до енергоносія з більш високою температурою. Оскільки, відповідно до другого основного закону термодинаміки, тепла енергія без яких-небудь зовнішніх дій може переходити тільки з високого температурного рівня на нижчий, для здійснення теплонасосного циклу необхідно використати приводну енергію. Тому процес передачі енергії в напрямі, протилежному до природного температурного натиску, здійснюється в круговому циклі за умови використання зовнішньої енергії.

Енергоносії, що поставляють теплову енергію з низькою температурою для здійснення тепло насосного циклу, називають джерелами теплоти. Вони віддають теплову енергію шляхом теплопередачі, конвекції і (чи) випромінювання. Енергоносії, що сприймають в теплонасосному циклі теплову енергію підвищеного потенціалу, називають приймачами тепла. Вони сприймають теплову енергію шляхом теплопередачі, конвекції та випромінювання. Енергоносій, що служить джерелом теплоти, поступає у випарник, де випаровується рідкий хладагент. Теплота випару, яка необхідна для цього, відбирається від джерела тепла, оскільки випар у хладагенту відбувається при низькій температурі.

У круговому циклі пари у хладагенту, що випарувався, всмоктується компресором і стискається до високого тиску. При стискуванні їх температура підвищується, що створює можливість віддачі теплової енергії теплоприймачу.

Пари у хладагенту при підвищеному тиску поступають в конденсатор, через який протікає енергоносій, що служить приймачем тепла. Його температура нижче температури пари хладагенту при підвищеному тиску. При конденсації пари виділяється тепла енергія, яка сприймається теплоприймачем. З конденсатора рідкий хладагент через регулюючий вентиль (дросельний клапан) поступає назад у випарник, і круговий цикл

замикається. У регулюючому вентилі високий тиск, при якому знаходиться хладагент на виході з конденсатора, знижується до тиску у випарнику. Одночасно знижується його температура.

Таким чином, за допомогою теплового насоса можлива передача теплової енергії від джерела теплоти з низькою температурою до приймача теплоти з високою температурою при підводі ззовні механічної енергії для приводу компресора(приводної енергії). Схема холодильної машини і теплового насоса відрізняється тільки призначенням.

До холодильних машин відноситься устаткування, яке дозволяє здійснити відбір теплової енергії від тіл з температурою нижче температури довкілля (тобто виробництво холоду). Якщо вимагається отримати певну кількість теплоти з високою температурою або одночасно і теплоти, і холоду, таке устаткування відносять до теплових насосів.

Теплопродуктивність (теплова потужність) теплового насоса складається з двох складових: теплоти, отриманої випарником від джерела теплоти(так званою холодовиробництво Q_0), і приводної потужності P , за допомогою якої отримана тепла енергія піднімається на більш високий температурний рівень.

Звідси можна дати наступне визначення теплових насосів: «Тепловий насос є пристроєм, що сприймає тепловий потік при низькій температурі(на холодній стороні), а також необхідну для приводу енергію і що використовує обидва потоки енергії при підвищеній (в порівнянні з холодною стороною) температурі у вигляді теплового потоку».

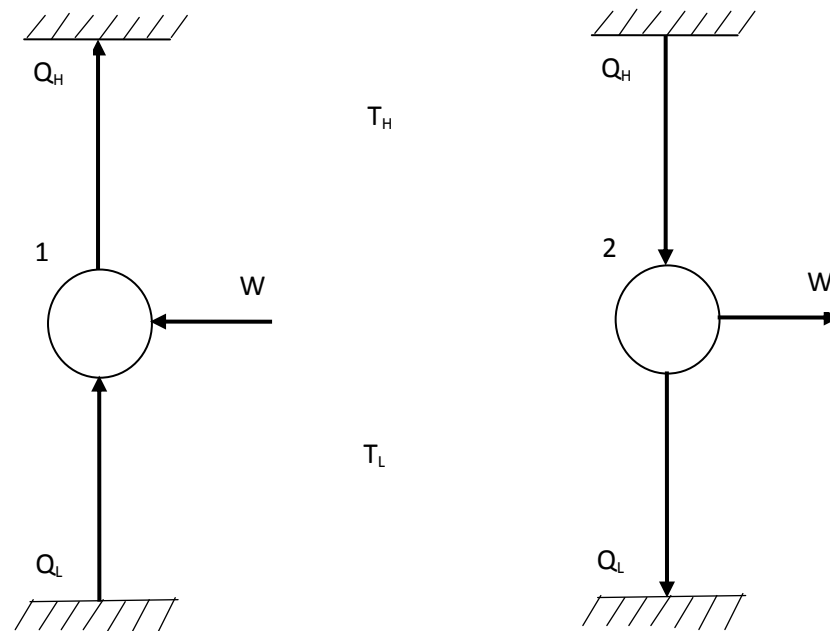
Це визначення дійсне для компресійних теплових насосів, а також для абсорбційних і термоелектричних насосів, що використовують ефект Пельтьє.

Зазвичай в процесі перетворення енергії енергія довкілля є кінцевим етапом процесу. Енергія, що виділяється при спалюванні твердого палива або в ядерних реакторах, проходить велике число перетворень, поки набуває необхідної для споживача форми, повністю використовується і, нарешті, переходить в енергію довкілля.

Теплові насоси вимагають абсолютно іншого теоретичного підходу. Тут на початку процесу в якості джерела теплоти разом з приводною енергією використовується також і енергія довкілля.

Принцип дії теплонасосної установки заснований на тому, що при підводі низькопотенційної теплоти у випарнику відбувається процес кипіння робочого тіла, пари якого стискаються в компресорі з підвищенням ентальпії і температури. В конденсаторі теплота фазового переходу робочого тіла передається теплоносію. У дроселі знижується температура та тиск робочого тіла, що повертається назад у випарник.

Тепловий насос можна розглядати як зворотну теплову машину [1]. Теплова машина отримує теплоту від високотемпературного джерела й скидає його при низькій температурі, виконуючи корисну роботу. Тепловий насос вимагає витрати роботи для одержання теплоти при низькій температурі й віддачі її при більш високій (див. рис. 1.1).



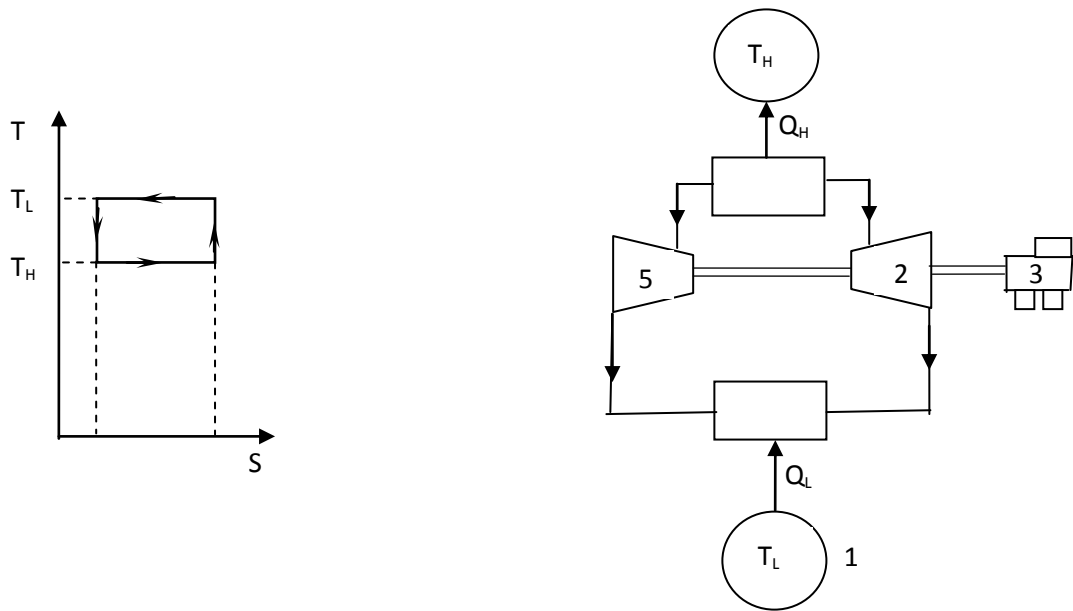
1 - тепловий насос; 2 - тепловий двигун; T_H – джерело (стік) з високою температурою; T_L – джерело (стік) з низькою температурою.

Рисунок 1.1 - Термодинамічна схема теплового насосу і теплового двигуна

Якщо обидві ці машини оборотні (тобто термодинамічні процеси не мають втрат теплоти або роботи), то існує кінцева межа їхньої ефективності, що для кожної з них дорівнює відношенню Q_H/W . У протилежному випадку з'єднавши одну машину з іншою можна було б створити вічний двигун. Для теплового насоса це співвідношення називається коефіцієнтом перетворення (для теплового двигуна воно записується у вигляді W / Q_H і називається термічним ККД). Коефіцієнт перетворення теплового насоса КОП потрібно відрізнити від аналогічного відношення, застосовуваного в холодильній техніці $КОП_{охол} = Q_L/W$. Так як $Q_H = W + Q_L$, то $КОП_{охол} = КОП - 1$.

Цикл Карно на рисунку 1.2 зображує робочий процес ідеальної теплової машини, що працює в заданому інтервалі температур. Стрілки показують напрямок процесу для теплового насоса. Теплота ізотермічно підводиться при температурі T_L і ізотермічно відводиться при температурі T_H . Стиск і розширення здійснюються при постійній ентропії, а робота підводиться від зовнішнього двигуна. Використовуючи визначення ентропії й закони термодинаміки, можна показати, що коефіцієнт перетворення для циклу Карно має вигляд [2,3]

$$КОП = T_L / (T_H - T_L) + 1 = T_H / (T_H - T_L).$$



1 –джерело теплоти; 2 – компресор; 3 – приводний двигун; 4 – споживач теплоти; 5 – розширювальна машина.

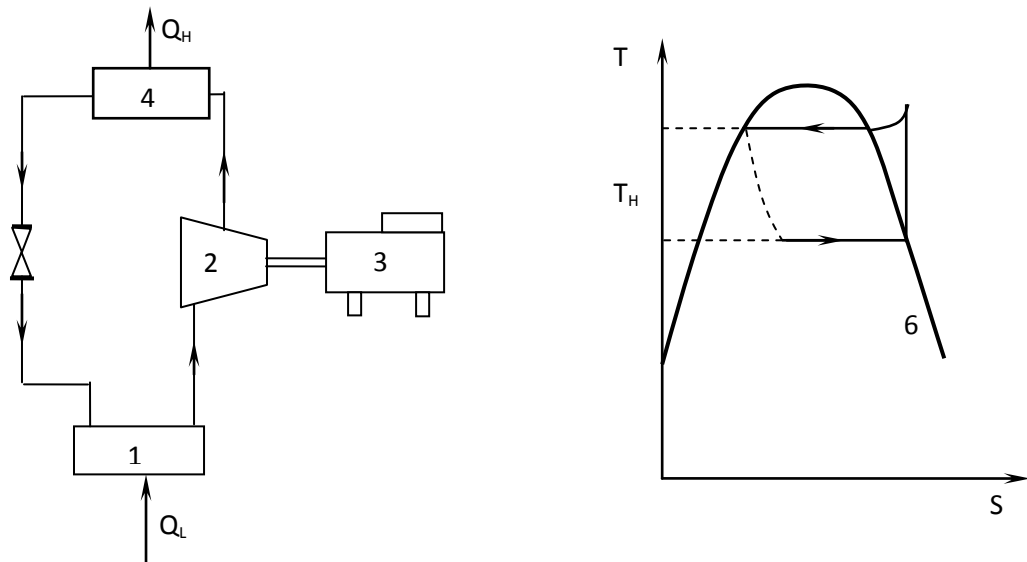
Рисунок 1.2 - Ідеальний теплонасосний цикл Карно

Ніякий тепловий насос, не може мати кращої характеристики, і всі практичні цикли реалізують прагнення наблизитися до цієї межі.

Для того щоб наблизитися до ідеального циклу Карно (у тому числі й теплонасосного), необхідно здійснювати підведення теплоти при умовах близьких до ізотермічних. Тому підбирають робочі тіла, які змінюють свій агрегатний стан, при необхідних температурах і тисках. При випарі вони поглинають теплоту, а при конденсації - віддають.

Цикл із механічною компресією пари і його зображення на T-S діаграмі представлено на рисунку 1.3. Він відрізняється від циклу, зображеного на рисунку 1.2, тим, що замість розширювальної машини в ньому після конденсатора розташовано дросельний клапан. Відсутність розширювальної машини приводить до деякого зменшення корисної роботи в циклі (і, отже, КОП), але, з огляду на високу вартість розширювальної машини, на практиці вона в цьому циклі не застосовується. Процес розширення в дросельному клапані (соплі) необоротний, на T-S діаграмі він показаний пунктирною

лінією. Його можна розглядати як адіабатичний, тобто він здійснюється без підведення або відведення теплоти. Термодинамічна схема теплового насосу і теплового двигуна



1 – випарник; 2– компресор; 3- приводний двигун; 4 – конденсатор; 5 – дросельний клапан; 6 – погранична крива.

Рисунок 1.3 - Парокомпресійний цикл

Процеси, що відбуваються в тепловому насосі, звичайно зображують не на $T-S$ діаграмі, а в координатах тиск - питома ентальпія ($p-h$). Цикл у цих координатах зображений на рисунку 1.4. Стиск відбувається по лінії постійної ентропії. Стиснуте робоче тіло під високим тиском виходить із компресора (точка 1). Перш ніж пара почне конденсуватися в точці 2, її потрібно остудити при постійному тиску. Процес 2 - 3 - це процес конденсації при постійній температурі. Таким чином, у конденсатор пара надходить завжди перегрітою. Адіабатичне розширення на $p - h$ діаграмі зображується вертикальною прямою, що є однією зі зручностей такої діаграми. Для того, щоб розрахувати весь цикл, необхідно знати стан робочого тіла тільки у двох точках: на вході й на виході з компресора. Інші процеси зображуються прямими лініями. Випар

відбувається між крапками 4 і 5 при постійних тиску й температурі. Від крапки 5 до крапки 1 відбувається ізоентропійний стиск сухої пари. На практиці його реалізувати не можна, але тут ми розглядаємо ідеалізований цикл. Його ефективність менша, ніж у цикла Карно, через необоротність процесу розширення.

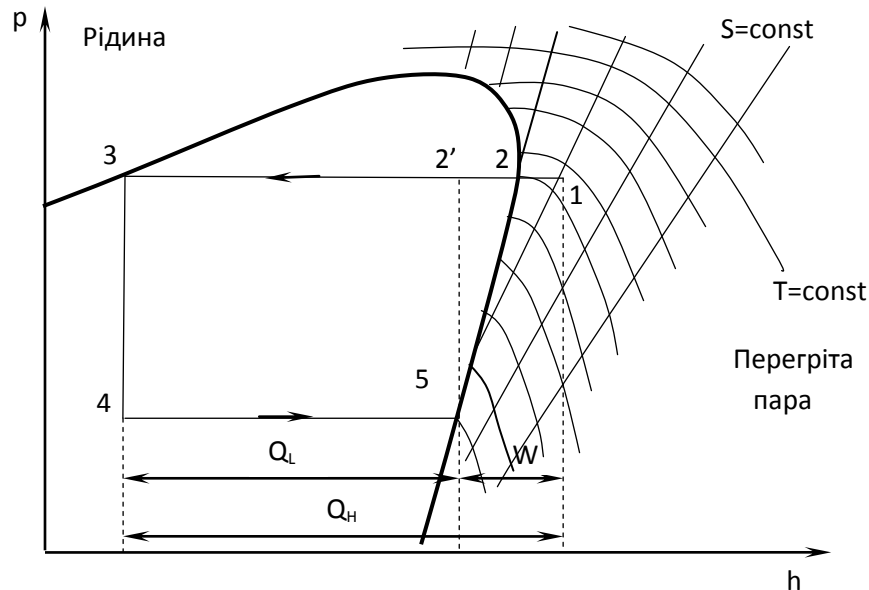


Рисунок 1.4 - Ідеальний парокompресійний цикл

Підкреслимо другу важливу перевагу p - h діаграми. Оскільки на горизонтальній осі відкладається ентальпія, вона допускає прямий відлік Q_H , Q_L та W , а співвідношення $Q_H = Q_L + W$ з діаграми очевидно. У той же час діаграма дозволяє відразу оцінити значення КОП. Для одержання високого КОП значення Q_H повинне бути велике, а W (робота стиску) повинна бути мала. Придатність того або іншого робочого тіла можна швидко оцінити при погляді на його p - h діаграму. На діаграмі доцільно провести перпендикуляр до точки 2', тоді КОП – це відношення відрізків 3-1 і 2'-1. Очевидно, що КОП тим вище, чим менше інтервал тиску 3-4 (чи, що теж саме, чим менше інтервал температур).

1.2 Тепловий насос з регенеративним теплообмінником

Принцип роботи ТН: у випарнику теплового насоса тепло невисокого температурного потенціалу відбирається від деякого джерела низькопотенційного тепла і передається низько киплячому робочому тілу теплового насоса. Отримана пара стискається компресором. При цьому температура пари підвищується і на потрібному температурному рівні в конденсаторі теплота передається в систему опалювання і гарячого водопостачання. Для того, щоб замкнути цикл, що здійснюється робочим тілом, після конденсатора воно дроселює до початкового тиску, охолоджуючись до температури нижче джерела низькопотенційного тепла, і знову подається у випарник. Таким чином тепловий насос здійснює трансформацію теплової енергії з низького температурного рівня на більш високий, необхідний споживачеві. При цьому на привід компресора витрачається механічна (електрична) енергія.

Для теплонасосної установки (ТНУ) доцільно буде застосувати цикл холодильної машини з регенеративним теплообмінником. У цій схемі пара робочої речовини, що виходить з випарника (маслоохолоджувача) в 7 (див. рис 1.5) спрямовується в регенеративний теплообмінник, де він нагрівається за рахунок більш теплої робочої речовини, що виходить з конденсатора, яка при цьому охолоджується. В результаті регенерації ефективність установки збільшується.

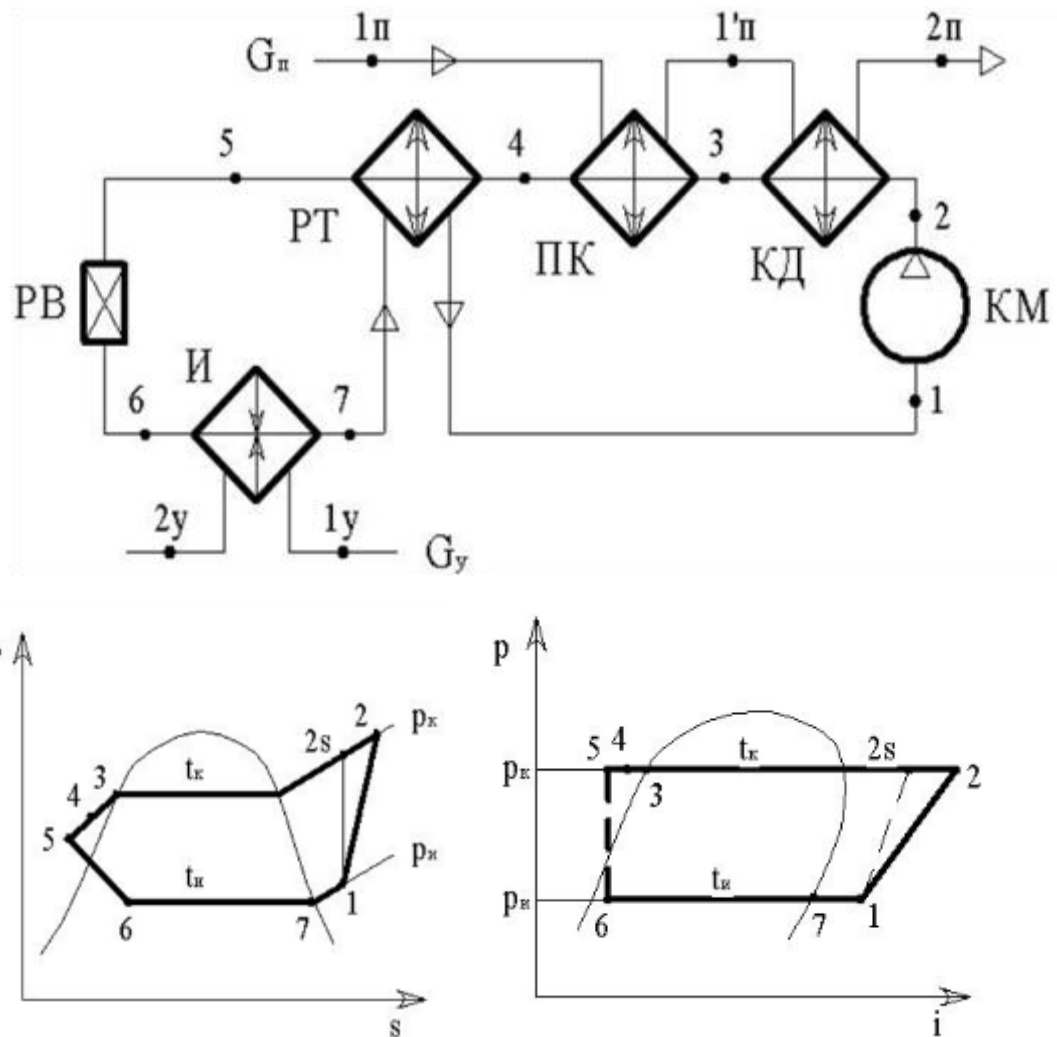


Рисунок 1.5 - Схема ТНУ і її цикл в $T-s$ і $p-h$ - діаграмах

1.3 Вибір холодоагенту для теплового насоса

Тепловий насос у якості робочого тіла використовує рідину, як робоче тіло. Дана рідина може мати різні властивості, але в залежності від цих властивостей змінюються і характеристики системи. Тому важливим питанням є вибір оптимальної рідини для системи, яка б задовольняла потреби споживача.

Важливим питанням, що виникає при створенні теплового насоса, є вибір робочих речовин (холодоагентів), які сприяють надійній і економічній роботі машини у заданому температурному діапазоні [2]. Досвід свідчить, що доцільно використовувати ТН для одержання теплоти в діапазоні температур

від 50 °C до 110 °C [3], але кожна робоча речовина може забезпечити ефективну його роботу у доволі вузькому температурному діапазоні. Достатньо ефективним у термодинамічному відношенні робочим тілом є аміак NH_3 , що знайшов широке застосування у холодильних машинах. Однак через токсичність, горючість та вибухонебезпечність, а також корозійну активність по відношенню до кольорових металів аміак замінюється фреонами. Фреонами є галоїдні з'єднання насичених вуглеводнів, в основному, метану CH_4 , етану C_2H_6 , а також пропану C_3H_8 і бутану C_4H_{10} , одержані в результаті заміщення атомів водню атомами фтору, хлору і бромю. Відомо кілька десятків різних фреонів, що являють собою гази або рідини без кольору і запаху.

Холодоагенти, призначені для теплових насосів, повинні відповідати наступним основним вимогам [4]:

- володіти хімічною стабільністю і інертністю до основних конструкційних матеріалів і мастильним маслам;
- мати допустимі значення робочих тисків, різниці і відношення тисків нагнітання і всмоктування;
- не чинити негативної дії на навколишнє середовище і людину;
- бути негорючими і вибухобезпечними;
- мати високу ступінь термодинамічної досконалості, велику об'ємну теплопродуктивність;
- мати сприятливе сполучення теплофізичних властивостей, що впливають на масу і габарити теплообмінної апаратури;
- випускатися промисловістю і мати відносно низьку ціну.

Звичайно застосовують робочі речовини, що задовольняють лише найбільш важливим вимогам. Розглянемо як основні робочі речовини теплового насоса фреони, широко розповсюджені як холодоагенти (див. табл.1.1) [5]. За робочими температурами теплові насоси поділяють на середньотемпературні і високотемпературні. Відповідно на такі ж групи можна поділити і робочі речовини ТН.

Таблиця 1.1 - Холодоагенти, що можуть використовуватись в теплових насосах

Позначення	Молекулярна маса, кг/кмоль	Нормальна температура кипіння $t_{нк}$, °C	Критична температура $t_{кр}$, °C	Критичний тиск $P_{кр}$, МПа
Середньотемпературні робочі речовини				
R502	111,63	-45,69	82,16	4,01
R22	86,47	-40,81	96,13	4,99
R12	120,91	-29,74	112,3	4,12
RA1	156,0	-13,85	113,5	3,29
R245	134,0	-17,1	124,83	3,20
R506	93,69	-12,4	142,2	5,24
Високотемпературні робочі речовини				
R114	170,92	3,63	145,7	3,33
R21	102,92	8,73	178,5	5,17
R11	137,37	23,65	198,0	4,37
R113	187,38	46,8	214,0	3,39

До перших відносяться робочі речовини з нормальною температурою кипіння нижче -10 °C, до других – з нормальною температурою кипіння вище -10 °C. Температурний діапазон застосування будь-якої робочої речовини обмежується допустимими робочими тисками, різницею і відношенням тисків кипіння і конденсації (ступінь підвищення тиску). Граничний тиск конденсації визначає масу і габарити компресора і ТН в цілому, а гранична різниця тисків – навантаження на робочі елементи компресора. Ступінь підвищення тисків впливає на об'ємні і енергетичні коефіцієнти компресора і роботу, що витрачається.

Враховуючи регламентовані стандартами допустимі значення тисків конденсації P_k і різниці тисків конденсації і кипіння Δp для теплового насоса з поршневіми компресорами можна рекомендувати середньотемпературні

робочі речовини – для одержання теплоти з температурою (50...70) °С і високотемпературні – для одержання теплоти з температурою (90...110) °С.

Згідно Монреальського протоколу, виробництво та застосування деяких фреонів обмежено, насамперед – R 12 та R 13.

1.4 Монреальський протокол

Монреальський протокол про речовини, що виснажують озоновий шар — міжнародний договір, створений для захисту озонового шару через припинення або обмеження виробництва ряду речовин, що вважалися відповідальними за виснаження озону. Договір був відкритий для підпису 16 вересня 1987 року і набрав чинності 1 січня 1989 року. Після чого учасники договору провели ще вісім зустрічей, на яких приймалися доповнення до договору: в травні 1989 (Гельсінкі), 1990 (Лондон), 1991 (Найробі), 1992 (Копенгаген), 1993 (Бангкок), 1995 (Відень), 1997 (Монреаль) і 1999 (Пекін). Договір був майже всесвітньо ухвалений та ефективно виконується, через що Генеральний секретар ООН Кофі Аннан назвав його «можливо, однією з найуспішніших міжнародних угод на сьогодні» [6] .

До протоколу було внесено ряд поправок, перелік яких наведено у таблиці 1.2.

Лондонські поправки визначили перелік озоноруйнуючих речовин, виробництво та використання яких потрібно припинити до 2000 року.

Згідно з Копенгагськими поправками, прийнятими у 1992 році, усі країни які їх прийняли повинні припинити виробництво та використання хлорфторвуглеців, тетрахлорметану, метилхлороформу та галонів (або хладонів) до 1 січня 1996 року.

Таблиця 1.2 – Поправки до Монреальського протоколу щодо озоноруйнуючих речовин, які ратифікувала Україна

Поправки (місце прийняття)	Дата підписання	Дата ратифікації Україною
Лондон	29.06.1990 р.	Ратифіковано Законом № 545/96-ВР від 22.11.1996 р.
Копенгаген	25.11.1992 р.	Ратифіковано Законом № 2083-III від 2.11.2000 р.
Монреаль	17.09.1997 р.	Ратифіковано Законом № 255-V від 18.10.2006 р.
Пекін	3.12.1999 р.	Ратифіковано Законом № 255-V від 18.10.2006 р.

Пекінська поправка передбачає повне припинення виробництва та використання речовини 3 групи додатку С Протоколу (бромхлорметану) та встановити контроль на виробництвом речовини 1 групи додатку С, (гідрохлорфторвуглеців).

Під час 19-ї Зустрічі Сторін Монреальського протокола Сторони вирішили пришвидшити процес поетапного припинення виробництва і споживання ГХФВ на базі наступних положень:

– для Сторін, які діють в межах пункту 1 статті 5 Протоколу, встановлені на 2009 і 2010 рр. середні рівні споживання та виробництва відповідно прийняти в якості базового рівня і закріпити на базовому рівні споживання і виробництво в 2013 р.;

– для Сторін, які діють у рамках статті 2 Протоколу, закінчити процес поетапного припинення виробництва і споживання у 2020 р., спираючись з наступних етапів скорочення: до 2010 р. – 75 %, до 2015 р. – 90 %, включаючи 0,5% для обслуговування обладнання у 2020–2030 рр.;

– для Сторін, які діють у рамках статті 5, закінчити пришвидшений процес поетапного припинення виробництва і споживання у 2030 р., спираючись з наступних етапів скорочення: до 2015 р. – 10 %, до 2020 р. – 35 %, до 2025 р. – 67,5 %, включаючи кожен рік у середньому 2,5 % для обладнання у 2030–2040 рр.

Згідно з міжнародними зобов'язаннями, які Україна взяла на себе в результаті ратифікації Монреальського протоколу на підставі пунктів 5 та 6 статті 2F Поправки до Монреальського протоколу, ратифікованої Законом України від 02.11.2000 № 2083, Україна прийняла зобов'язання стосовно заборони споживання озоноруйнівних речовин групи I Додатку С до 01.01.2020 р., виключенням являється споживання, яке обмежене обслуговуванням холодильного обладнання та обладнання яке спеціалізується на кондиціонуванні повітря, у період з 2020 по 2030 р. при умовах, які визначені цим протоколом. Ця вимога також була закріплена Рішенням XXIV/18, прийнятим сторонами Монреальського протоколу 22.11.2012 р.

В зв'язку із високою хімічною активністю та вмістом в складі цих робочих рідин хлору CFC шкідливі для навколишнього середовища. Дані робочі рідини мають високий озono-руйнуючий потенціал та призводять до глобального потепління. CFC відносять до групи заборонених холодоагентів. Це означає, що вони заборонені для використання на нових об'єктах. Хоча все ще дозволено використання в існуючих холодильних установках та теплових насосах. Ця група включає в себе наступні рідини: R11, R12, R13, R113, R114, R115, R500, R502, R13B1.

HCFC (гідрохлорфторкарбони) також вміщують в своєму складі хлор, але мають набагато менший потенціал руйнування озонового шару чим CFC, близько (2..5) % від показників R12. Також в даному холодоагенті в 5 разів менше потенціал впливу на глобальне потепління. Також їх називають перехідними робочими рідинами. В групу входять наступні рідини: R22, R401, R402, R403, R408 и R409. Таблиця 2.1 показує графік поетапної відмови від CFC та HCFC для промислово розвинутих країн, яка була узгоджена в рамках

Монреальського протоколу, його поправок та виправлень. Від застосування HCFC в цих країнах планується відмовитись до 2020 року і повністю відмовитись до 2040 року.

Таблиця 1.3 – Графік поетапної відмови від CFC та HCFC в розвинених країнах

Дата	Міри контролю
1 січня 1996 рік	CFC заборонено в застосуванні Використання HCFC заморожено на рівні 1989 року.
1 січня 2004 рік	Використання HCFC скоротилось на 35%.
1 січня 2015 рік	Використання HCFC скоротилось на 90%.
1 січня 2020 рік	Використання HCFC припиняється. Використання для сервісних служб дозволяє використовувати до 0,5% до 2030 року для існуючого холодильного обладнання та обладнання кондиціонування повітря.

HFC (гідрофторкарбони) розглядаються в промисловості як перспективні альтернативні холодоагенти. Дані рідини не містять хлору у своєму складі. В цю групу входять наступні речовини: R134a, R152a, R32, R125 и R-507. Але дані рідини все-таки мають певний вплив на зовнішнє середовище. Основною властивістю даних рідин є те, що мінеральні мастильні масла не розчиняються в них. Тому необхідно використовувати складні ефірні масла для коректної роботи теплового насосу.

1.5 Досвід Стокгольму в аналогічній задачі

Перше місце по впровадженню теплових насосів в повсякденне життя належить Швеції. Там до питань енергоефективності та екології приділяється

особлива увага. А тому вже більшу половину будинків в країні обігривають з використанням теплових насосів. Це грандіозна економія електроенергії.

Першим містом, яке перевели на опалення тепловими насосами, став Стокгольм. Майже вся шведська столиця обігривається за рахунок морських теплонасосів. Безцінним джерелом теплової енергії є Балтійське море. Населені пункти, розташовані на узбережжі, користуються цією перевагою. В інших регіонах широке застосування знайшли повітряні агрегати. Велику популярність набуло поєднання системи «тепла підлога» з тепловим насосом. Завдяки цьому енергія, що постачається тепловим насосом, використовується з максимальною ефективністю.

В уряді Швеції давно замислилися над тим, як зробити так, щоб питання енергоефективності не підривали державний бюджет і не били по кишнях жителів. Тому там свого часу для установки теплових насосів передбачили державну дотацію. Це дозволило в короткі терміни значно скоротити витрати на опалення.

Сьогодні шведи можуть ділитися своїм досвідом з іншими державами, адже вони все більше відмовляються від традиційних видів опалення [9].

Автори статті [9], доводячи актуальність свого дослідження у своєму списку літератури послалися на публікацію [10]. Дана публікація висвітлює досвід міста Стокгольм (Швеція), щодо впровадження великих теплонасосних станцій для забезпечення теплопостачання.

Майже 60 відсотків клієнтів на загальному тепловому ринку Стокгольма вибрали централізоване теплопостачання. Це відповідає приблизно 5700 ГВт·год, що продані в рік понад 6 000 клієнтів, і включає в себе продаж 250 ГВт·год в сусідні муніципалітети.

Ці угоди є частиною довгострокових спільних проєктів, спрямованих на досягнення раціонального централізованого теплопостачання регіону. Розподільна мережа має протяжність 765 км.

У Стокгольмі немає поставок природного газу, тому центральне опалення конкурує переважно з місцевим обігрівом за рахунок нафти, а також електричним опаленням.

У період з 1984 р. по 1986 р. були введені в експлуатацію 6 теплових насосів Unitop® 50FY. Спочатку всі агрегати працювали з холодоагентом R22. Постійно діюча система ущільнення масла запобігає втрати холодоагенту під час роботи і зупинки. Модернізація першого блоку теплового насоса до застосування R134a відбулася в 2003 році.

Основні характеристики пристрою Unitop® 50FY:

- двоступеневий компресор відкритого типу;
- холодоагенти: галоїдоуглерод / вуглеводень;
- планетарні або циліндричні зубчасті передачі;
- міцний промисловий дизайн з вертикально розділеним корпусом для зручності обслуговування;

- підходить для всіх приводних систем;
- висока ефективність у всьому діапазоні;
- робочі температури -40 °C / $+90\text{ °C}$;
- велика місткість, невелика площа.

Технічні дані системи тепlopостачання

Основні технічні дані:

- потужність нагріву на одиницю 30 МВт;
- потужність, споживана на одиницю 8 МВт;
- температура випаровування -3 °C ;
- температура конденсації $+82\text{ °C}$
- джерело теплоти - морська вода, вхід / вихід $+2,5\text{ °C}$ / $+0,5\text{ °C}$;
- температура теплоносія в зворотному трубопроводі $+57\text{ °C}$;
- температура теплоносія в подаючому трубопроводі $+80\text{ °C}$;
- контроль потужності 10...100%

Джерело теплоти

Принцип роботи теплового насоса заснований на зворотному циклі Карно, простими словами це холодильник, діючий в зворотному напрямку.

Машина складається з наступних основних елементів:

- теплообмінник №1 - випарник;
- теплообмінник №2 - конденсатор (інакше - конденсор);
- компресор спірального типу;
- розширювальний клапан (інакше - дросельний вентиль);
- електронний блок управління з комплектом датчиків.

Перші 4 елементи послідовно з'єднані між собою в перерахованому порядку металевою трубою з циркулюючим холодоагентом (хладоном). Ця речовина називається фреоном і має здатність кипіти і випаровуватися при температурі мінус (30..40) °С (при атмосферному тиску).

Згідно технології до теплообмінника №1 підключається система труб діаметром 32 мм або 40 мм з поліетилену марки РЕ100, наповнена рідиною - теплоносієм, що доставляє тепло від зовнішнього джерела - ґрунтових вод або водойми. Підключення здійснюється трьома способами:

При великій кількості чистих ґрунтових вод з постійною температурою (8..10) °С вони подаються глибинним насосом у випарник прямо зі свердловини - колодязя, а скидаються в другій колодязь. Відстань між ними - не менше 15 м, що всмоктує колодязь влаштовується вище за течією ґрунтових вод.

Коли водоносний шар забруднений, то на ділянці бурять свердловини. Туди опускають зонди з пластикових труб, наповнені сольовим розчином або антифризом, що служить теплоносієм-посередником. Число свердловин визначається розрахунком.

Контур з труб з теплоносієм занурюють в довколишній водойму, що не промерзає до дна.

Теплообмінник №2 приєднується до будинкової системи водяного опалення. Робочий цикл теплового насоса складається з 4 етапів:

— ізотермічне розширення - фреон, що потрапляє в випарник в рідкому стані, отримує теплову енергію від зовнішнього джерела, чому закипає і переходить в газоподібний стан;

— адіабатне стиснення - хладон у вигляді газу потрапляє в компресор, де стискається з певним тиском, що залежать від марки фреону;

— ізотермічне стиснення - газ в конденсаторі віддає енергію теплоносія системи опалення, через що знову змінює агрегатний стан на рідке;

— адіабатне розширення - після проходження дросельного вентиля тиск хладону падає і він готовий до наступного циклу.

Ключовий елемент системи - компресор. Газ, що випарувався в першому теплообміннику, самостійно не сконденсується при високій температурі в приміщенні. Для цього потрібно підвищити тиск, чим і займається компресор.

В результаті тепловий насос переносить тепло зовні, додаючи до нього власне, що виділяється компресором і водяними насосами. При цьому природна вода охолоджується ще сильніше, а будинок - обігрівається. Процесами автоматично управляє контролер, орієнтуючись на показання датчиків тиску і температури.

Загальний вигляд агрегату теплового насосу Unitop® 50FY зображений на рисунку 1.11.



Рисунок 1.11 - Загальний вигляд агрегату теплового насосу Unitop® 50FY

Загальний вигляд машинної зали, де розташовані теплові насоси зображений на рисунку 1.12, а загальний вигляд насосної станції яка подає морську воду до теплових насосів зображений на рисунку 1.13.



Рисунок 1.12 – Машинний зал



Рисунок 1.13 – Насосна станція

1.6 Методика розрахунку теплового насосу

Тепловий насос та холодильна машина мають однакову конструкцію, єдина відмінність полягає в цілях, які виконують ці машини. Тому для розрахунку основних вузлів теплового насосу також будуть використовуватися методики розрахунку холодильних машин. Буде використана наступна література [**Ошибка! Источник ссылки не найден., Ошибка! Источник ссылки не найден., Ошибка! Источник ссылки не найден., Ошибка! Источник ссылки не найден....Ошибка! Источник ссылки не найден.**].

Розрахунок схеми буде складатися з наступних етапів:

- розрахунок температури кипіння;
- розрахунок температури конденсації;
- побудова термодинамічного циклу теплового насосу в програмі Coolpack v1.5;
- розрахунок питомого теплового навантаження випарника;
- розрахунок питомого теплового навантаження конденсатора;
- розрахунок питомого теплового навантаження регенеративного теплообмінника;
- розрахунок масової витрати холодильного агенту;

- розрахунок компресора;
- розрахунок теоретичного коефіцієнта перетворення;
- розрахунок коефіцієнта перетворення циклу Карно;
- розрахунок теоретичної ступені термодинамічної досконалості;
- розрахунок дійсного коефіцієнта перетворення.

Розрахунок випарника буде складатися з наступних етапів:

- розрахунок середньої логарифмічної різниці температур в апараті;
- розрахунок числа труб в одному ході;
- розрахунок дійсної швидкості розсолу (води);
- розрахунок коефіцієнту тепловіддачі зі сторони розсолу (води), віднесений до внутрішньої поверхні труби;
- розрахунок щільності теплового потоку зі сторони розсолу (води);
- розрахунок щільності теплового потоку зі сторони робочої речовини, яка віднесена до внутрішньої поверхні труби;
- розрахунок площі внутрішньої теплопередаючої поверхні;
- розрахунок шагу труб;
- розрахунок числа труб, розташованих по діагоналі зовнішнього шестикутника;
- розрахунок внутрішнього діаметру обичайки, довжини труб у пучку, кількості труб у пучку та числа ходів.

Розрахунок конденсатора буде складатися з наступних етапів:

- розрахунок теплового потоку конденсатора;
- розрахунок масової витрати води через конденсатор;
- розрахунок числа труб в одному ході;
- розрахунок коефіцієнта тепловіддачі зі сторони води;
- складання рівняння для визначення щільності теплового потоку зі сторони води;
- розрахунок числа труб по великій діагоналі зовнішнього шестикутника;

- розрахунок коефіцієнта тепловіддачі зі сторони фреону, що конденсується;
- розрахунок коефіцієнта, що враховує різні умови конденсації на горизонтальних і вертикальних ділянках поверхні труби;
- розрахунок площі поверхні вертикальних ділянок ребер на 1 м довжини труби;
- розрахунок площі поверхні горизонтальних ділянок труби довжиною 1 м;
- розрахунок щільності теплового потоку з боку фреону;
- розрахунок загальної кількості труб в апараті, числа ходів;
- розрахунок кількості труб під ресивер;
- розрахунок гідравлічного опору протіканню води в трубах конденсатора.

Розрахунок регенеративного теплообмінника буде складатися з наступних етапів:

- розрахунок площі трубного простору по поперечному перерізу трубного пучка;
- розрахунок швидкості рідини в трубах;
- розрахунок коефіцієнта тепловіддачі зі сторони рідини;
- розрахунок швидкості пари в міжтрубному просторі;
- розрахунок коефіцієнта тепловіддачі зі сторони пари;
- розрахунок коефіцієнта теплопередачі, який віднесений до внутрішньої поверхні труб;
- розрахунок площі поверхні теплообміну (внутрішньої);
- розрахунок гідравлічного опору апарату по трубному простору;
- розрахунок гідравлічного опору апарату по міжтрубному простору.

1.7 Коротка характеристика Дніпра як низькопотенційного джерела енергії

Дніпро — типова рівнинна річка з повільною й спокійною течією. Має звивисте річище, утворює рукави, багато перекатів, островів, проток, мілин. Ширина долини річки — до 18 км. Ширина заплави — до 12 км. Площа дельти — 350 км². Живлення змішане: снігове, дощове й підземне.

Близько 80 % річного стоку Дніпра формується у верхній частині басейну, де випадає багато опадів, а випаровування мале[1]. Водний режим річки визначається добре вираженою весняною повінню, низькою літньою меженню з періодичними літніми паводками, регулярним осіннім підняттям рівня води та зимовою меженню.

Дніпро - одна з найбільших річок Європи. У басейні Дніпра, площа басейну якого 504,0 тис. км² (рисунок 1.14), загальна довжина – 2201 км, у межах України – 981 км, налічується близько 17083 річок, загальною довжиною 73762 км, понад 5 тис. з них належать до правобережних приток Прип'яті. Висота витoku дорівнює 252 м, середній похил - 0,00011 (11 см на 1 км). Річка бере початок на Валдайській височині в Росії, пересікає східну Білорусь, протікає в Україні та впадає у північно-західну частину Чорного моря, де разом із Південним Бугом утворює Дніпровсько-Бузький лиман.

Басейн Дніпра займає найбільшу площу серед інших річок країни. Він займає 65 % площі України. Дніпро – третя за площею басейну після Волги й Дунаю та четверта річка Європи за довжиною (2201 км) після Волги, Дунаю та Уралу [11,12].

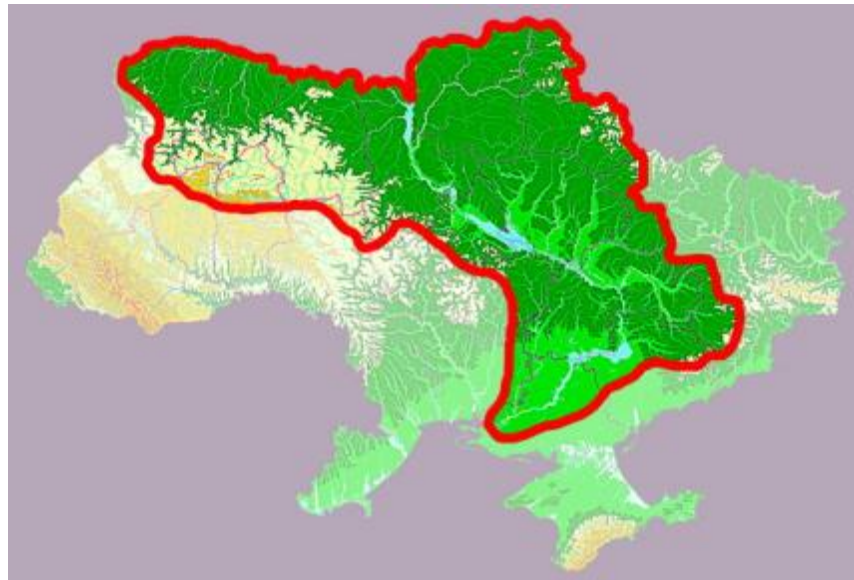


Рисунок 1.14 – Басейн річки Дніпро (в межах України)

Внаслідок масштабного гідробудівництва (у 1927...1976 рр.) водний режим на великих долинно-річкових ділянках Дніпра штучно був трансформований з річкового в озерний, що призвело до різкого уповільнення циркуляції водних мас і появи великих зон застою. Випаровування з поверхні водосховищ досягає до $4,5 \text{ км}^3/\text{рік}$.

Графік зміни середньорічних обсягів стоку ($Q \text{ м}^3/\text{с}$) річки Дніпро зображений на рисунку 1.15 [13].

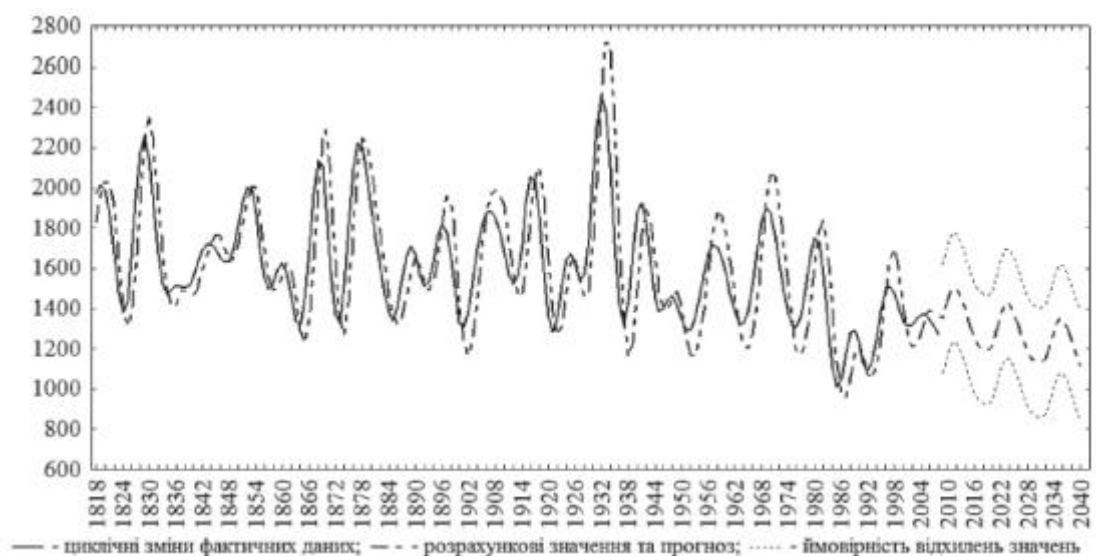


Рисунок 1.15 – Прогноз імовірності зміни динаміки стоку річки Дніпро до 2040 року

Графік зміни температури води в річці Дніпро впродовж 2017 року наведений на рисунку 1.16 [14].

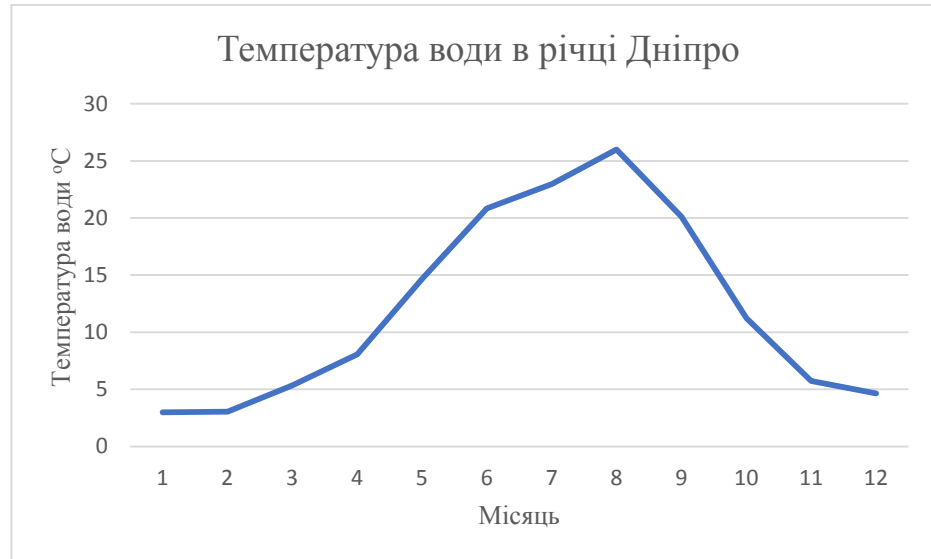


Рисунок 1.16 – Графік зміни температури в річці Дніпро

В середній і нижній течії Дніпра (від гирла Прип'яті до Нової Каховки) розташований каскад водосховищ, утворених при будівництві каскаду Дніпровських ГЕС [15]:

- Київське водосховище;
- Канівське водосховище;
- Кременчуцьке водосховище;
- Кам'янське водосховище;
- Дніпровське водосховище;
- Каховське водосховище.

Інформація про водосховища річки Дніпро наведена у таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Інформація про водосховища річки Дніпро

Водосховище	Середня глибина, м	Площа, км ²	Довжина, км	Середня ширина, км	Природна площа, км ²	Загоплені площі, км ²	Загоплені площі, тис. га	Об'єм, млн м ³	Встановлена потужність, МВт	Середньорічне виробництво, млн кВт·год
Київське	4,0	922	110	0,4	44	878	87,8	3730	408,5	683
Канівське	4,3	581	123	0,9	110,7	470,3	47,03	2500	444	972
Кременчуцьке	6,0	2252	185	0,9	166,5	2085,5	208,6	13520	632,9	1506
Кам'янське	4,3	567	114	0,9	102,6	464,4	46,44	2460	352	1328
Дніпровське	8,1	410	129	1,2	154,8	255,2	25,52	3320	1569	4008
Каховське	8,4	2155	230	1,2	276	1879	187,9	18180	351	1489
Разом		6887				6032				9986

1.8 Енергетична оцінка теплового насоса

Енергетичну ефективність компресійного теплового насоса оцінюють за допомогою коефіцієнта перетворення ε , який являє собою відношення теплопродуктивності Q_H до споживаної потужності P_{el}

—.

Ефективність абсорбційного теплового насоса також оцінюється за допомогою коефіцієнта перетворення, але в цьому випадку коефіцієнт перетворення (коефіцієнт теплоспоживання) виражається часткою від ділення теплопродуктивності на термічну привідну потужність Q_G , причому теплопродуктивність складається з теплової потужності конденсатора Q_k і теплового потоку Q_a , що виділяється при абсорбції

Компресійні і абсорбційні теплові насоси працюють на різних джерелах енергії, тому енергетичне порівняння коефіцієнта перетворення з коефіцієнтом теплоспоживання можливе тільки з урахуванням коефіцієнта корисної дії пристроїв для отримання енергії. Базою для порівняння служить первинна енергія, необхідна для здійснення розглянутих процесів. До первинних енергоносіїв відносять енергоносії, одержувані в установках, що працюють на твердому або ядерному паливі, і які не підлягали ніяким енергетичним перетворенням.

Під первинною енергією розуміється енергія первинних енергоносіїв. Коефіцієнт використання первинної енергії знаходять як відношення корисної енергії до підведеної первинної енергії. Корисною є енергія, яка надходить у розпорядження споживача після останнього технічного перетворення і використовується для технологічних потреб.

З урахуванням наведених визначень коефіцієнт використання первинної енергії може бути знайдений таким чином.

Для компресійних теплових насосів з електричним приводом

$$\zeta_{p,k} = \varepsilon \eta_k,$$

для абсорбційних теплових насосів

$$\zeta_{p,a} = \zeta_A \eta_{HK}.$$

Коефіцієнти використання первинної енергії компресійного теплового насоса $\zeta_{p,k}$ і абсорбційного теплового насоса $\zeta_{p,a}$ приблизно рівні $\zeta_A \approx 0,9$, якщо коефіцієнт перетворення $\varepsilon = 3$, коефіцієнт корисної дії електростанції $\eta_k = 0,3$, коефіцієнт теплоспоживання $\zeta_A = 1,4$ і коефіцієнт корисної дії опалювального котла $\eta_{HK} = 0,65$.

Річна витрата первинної енергії при експлуатації опалювальної системи, МВт

$$E_{pr} = Q_H / \zeta_{P1},$$

де Q_H - річна потреба в тепловій енергії;

ζ_{P1} - коефіцієнт використання первинної енергії в різних системах опалення.

З метою економії енергії необхідно застосовувати системи опалення, які забезпечують високий ступінь використання первинної енергії. Коефіцієнти використання, які перевищують одиницю, можуть бути досягнуті тільки за допомогою систем опалення з тепловими насосами.

Питома річна економія первинної енергії опалювальних систем з тепловими насосами в порівнянні з різними видами опалення, що характеризуються коефіцієнтом ζ_{P1} , залежить від середнього коефіцієнта перетворення теплонасосної установки протягом опалювального періоду ε_{WPA} і коефіцієнта ζ_{P2} . Тут коефіцієнт використання первинної енергії теплонасосної установки

$$\zeta_{P2} = \varepsilon_{WPA} \cdot \eta_K$$

де η_K - коефіцієнт корисної дії конденсаційної електростанції.

Система опалення з тепловим насосом краще за всіх інших видів опалення по витраті первинної енергії при експлуатації у всіх випадках, коли коефіцієнт перетворення перевищує мінімальні значення. Максимальна питома економія первинної енергії досягається при переході від прямого електричного опалення на теплонасосну установку. З урахуванням коефіцієнта перетворення кругового циклу Карно ε_c можна отримати:

$$\varepsilon = \nu \cdot \varepsilon_c$$

$$\varepsilon = \nu T_1 / (T_1 - T_0),$$

де ν - ступінь термодинамічної досконалості реального процесу.

Виникає питання, чи не перевищує додаткову витрату первинної енергії на виготовлення та монтаж системи опалення з тепловим насосом очікуваної економії енергії в порівнянні з іншими типами опалення. З урахуванням такої постановки питання доцільно характеризувати економію енергії строком окупності первинної енергії.

Під терміном окупності первинної енергії τ_{EPR} розуміється кількість років, протягом яких сумарна економія первинної енергії при експлуатації нової змонтованої установки в порівнянні з еталонною системою досягне розмірів, достатніх для покриття додаткової витрати на її виготовлення та монтаж, рік

де $D_{\text{EPR},I}$ - витрати первинної енергії на додаткові капіталовкладення;

$D_{\text{EPR},N}$ - економія первинної енергії при експлуатації протягом року.

У цілому на основі енергетичної оцінки теплових насосів за допомогою коефіцієнтів перетворення і теплоспоживання можна розрахувати ступінь використання первинної енергії і, отже, дати енергетичну оцінку з народногосподарських позицій, визначити термін окупності первинної енергії і отримати коефіцієнти перетворення, які безперечно перевищують мінімальні значення.

Таким чином, висока енергетична ефективність теплонасосних установок досягається при незначній різниці між температурою джерела теплоти і робочою температурою. Використання відходів теплоти і особливо енергії доквілля за допомогою теплових насосів не вимагає великої витрати енергії для приводу компресора при незначній різниці між робочою

температурою і температурою навколишнього середовища в інтервалі від 40 до 50°C.

1.9 Переваги та недоліки використання теплових насосів

До переваг теплових насосів в першу чергу слід зарахувати економічність: для передачі в систему опалення 1 кВт·год теплової енергії установці необхідно затратити всього (0,2..0,35) кВт·год електроенергії. Так як перетворення теплової енергії в електричну на великих електростанціях відбувається з ККД до 50 %, ефективність використання палива при застосуванні теплових насосів підвищується.

Спрощуються вимоги до систем вентиляції приміщень і підвищується рівень пожежної безпеки. Всі системи функціонують з використанням замкнутих контурів і практично не вимагають експлуатаційних витрат, крім вартості електроенергії, необхідної для роботи обладнання.

Ще однією перевагою теплових насосів є можливість перемикання з режиму опалення взимку на режим кондиціонування влітку, просто замість радіаторів до зовнішнього колектору підключаються фанкойли.

Тепловий насос надійний, його роботою керує автоматика. У процесі експлуатації система не потребує спеціального обслуговування, можливі маніпуляції не вимагають особливих навичок і описані в інструкції.

Важливою особливістю системи є її суто індивідуальний характер для кожного споживача, який полягає в оптимальному виборі стабільного джерела низькопотенціальної енергії, розрахунку коефіцієнта перетворення, окупності та іншого.

Теплонасос компактний (його модуль за розмірами не перевищує звичайний холодильник) і практично безшумний.

До недоліків теплових насосів, які використовуються для опалення, слід віднести велику вартість встановленого обладнання.

Таким чином, враховуючи, що застосування теплонасосних установок призводить до заощадження непоновлюваних енергоресурсів, зменшення викидів CO₂ (парникового газу) в атмосферу, в магістерській роботі вирішується актуальна проблема – використання теплових насосів в системі центрального тепlopостачання.

2 ДОСЛІДЖЕННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ ВОДОСХОВИЩА ДНІПРОВСЬКОЇ ГЕС

Тепловий насос здійснює передачу внутрішньої енергії від енергоносія з низькою температурою до енергоносія з більш високою температурою. Оскільки відповідно з другим основним законом термодинаміки теплова енергія без будь-яких зовнішніх впливів може переходити тільки з високого температурного рівня на більш низький, для здійснення теплонасосного циклу необхідно використовувати енергію для привода. Тому процес передачі енергії в напрямку, протилежному природному температурному напору, здійснюється в круговому циклі.

Енергоносії, що поставляють теплову енергію з низькою температурою для здійснення теплонасосного циклу, називають джерелами теплоти. Вони віддають теплову енергію шляхом теплопередачі, конвекції і (або) випромінювання. Енергоносії, що сприймають в теплонасосних циклах теплову енергію підвищеного потенціалу, називають приймачами тепла. Вони сприймають теплову енергію шляхом теплопередачі, конвекції і (або) випромінювання. Енергоносієм, що служить джерелом теплоти, надходить у випарник, де випаровується рідкий холодоагент. Теплота випаровування, необхідна для цього, відбирається від джерела тепла, так як випаровування холодоагенту відбувається при низькій температурі.

У круговому циклі пари випарюваного холодоагенту всмоктуються компресором і стискаються до високого тиску. При стисненні його температура підвищується, що створює можливість віддачі теплової енергії теплоприймачу.

Пари холодоагенту при підвищеному тиску надходять в конденсатор, через який протікає енергоносієм, що служить приймачем тепла. Його температура нижче температури парів холодоагенту при підвищеному тиску. При конденсації пари виділяється теплова енергія, сприйнята теплоприймачем. З конденсатора рідкий холодоагент через регулюючий вентиль (дросельний

клапан) надходить назад у випарник, і круговий цикл замикається. У регулюючому вентилі високий тиск, при якому знаходиться холодоагент на виході з конденсатора, знижується до тиску в випарнику. Одночасно знижується його температура.

Таким чином, за допомогою теплового насоса можлива передача теплової енергії від джерела теплоти з низькою температурою до приймача теплоти з високою температурою при підводі ззовні механічної енергії для приводу компресора (приводний енергії).

Нумерація точок циклу теплового насосу в P-h координатах наведена на рисунку 2.1.

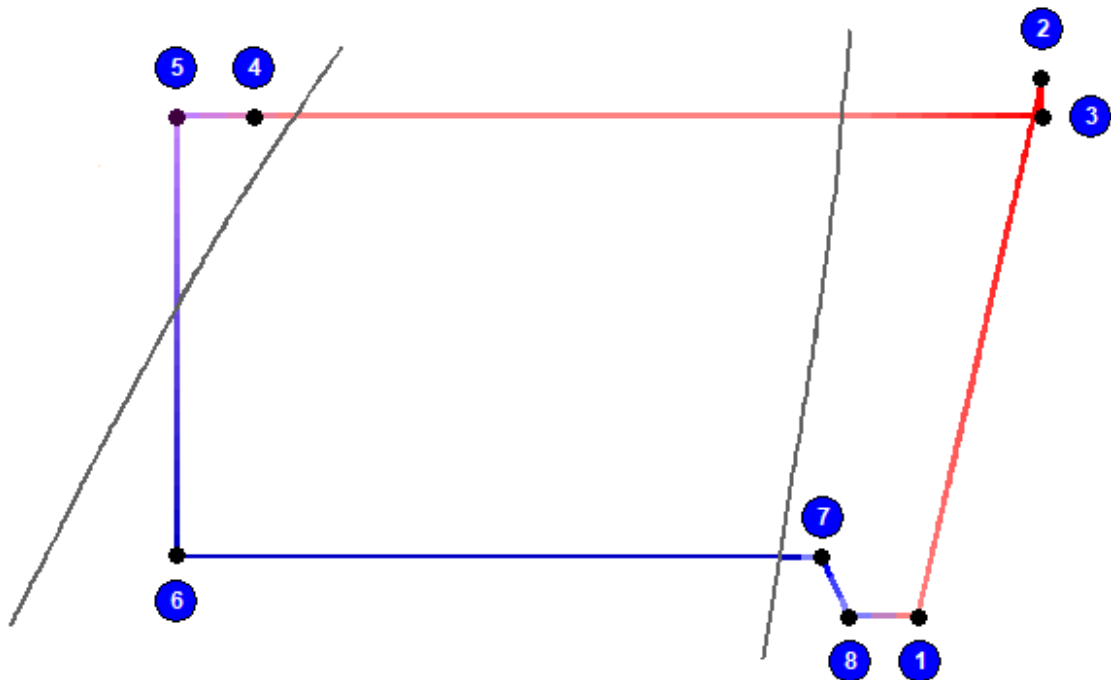


Рисунок 2.1 – Цикл теплового насосу в P-h координатах

2.1 Термодинамічний розрахунок циклу

Розрахунки виконано для наступних умов.

Середовище споживача - вода.

Холодоагент - R 410a.

Параметри середовища споживача:

- $t_{1п} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура на вході в теплонасосну установку (ТНУ);
- $t_{2п} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура на виході з ТНУ.

Параметри Дніпровської води:

- $t_{1у} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$ - мінімальна температура на вході у випарник;

Необхідні значення ККД:

- $\eta_s = 0,8$ - адіабатний ККД;
- $\eta_{\text{мех}} = 0,97$ - механічний ККД;
- $\eta_{\text{дв}} = 0,95$ - ККД двигуна.

Визначення розрахункових температур, $^\circ\text{C}$ (див. рис. 2.1)

$$t_{\text{в}} = t_{1у} - 5 = 3 - 5 = -2;$$

$$t_{\text{к}} = t_{2п} + 5 = 50 + 5 = 55.$$

Параметри в різних точках циклу (див. рис. 2.1) наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Характеристики в розрахункових точках

Параметр	Точки							
	1	2	3	4	5	6	7	8
p , кПа	734,8	3459,9	3421,3	3421,3	3421,3	746,8	746,8	734,8
t , $^\circ\text{C}$	41,5	128	128	52,9	39,6	-2,1	5	15
i , кДж/кг	320,8	382,7	383	147,3	121,2	121,2	284	294,6
ρ , кг/м ³	22,2	89,5	88,3	888,7	981,0	-	27,4	25,3

Питоме теплове навантаження на конденсатор, кДж/кг

$$q_{\text{кд}} = i_3 - i_4 = 383 - 147,3 = 235,7.$$

Питоме теплове навантаження на переохолоджувач конденсату, кДж/кг

$$q_{\text{пк}} = i_4 - i_5 = 147,3 - 121,2 = 26,1.$$

Питоме теплове навантаження на регенеративний теплообмінник, кДж/кг

$$q_{\text{рт}} = i_1 - i_8 = 320,8 - 294,6 = 26,2.$$

Питоме теплове навантаження на випарник, кДж/кг

$$q_{\text{в}} = i_7 - i_6 = 284 - 121,2 = 162,8.$$

Питома адіабатна робота компресора, кДж/кг

$$l_s = i_2 - i_1 = 382,7 - 320,8 = 61,9.$$

Питома робота компресора, кДж/кг

$$l = i_3 - i_1 = 383 - 320,8 = 62,2.$$

Масова витрата холодагенту, кг/с

$$m_a = \frac{n \cdot G_y \cdot c_y \cdot T_{1y} - T_{2y}}{q_e} = \frac{3 \cdot 15,1 \cdot 1,944 \cdot 10 - 3}{162,8} = 8,7.$$

Теплове навантаження на конденсатор, кВт

$$Q_{\text{кд}} = m_a \cdot q_{\text{кд}} = 8,7 \cdot 235,7 = 2050,59.$$

Теплове навантаження на переохолоджувач конденсату, кВт

$$Q_{\text{пк}} = m_a \cdot q_{\text{пк}} = 8,7 \cdot 26,1 = 227,07.$$

Тепловиробництво, кВт

$$Q_{\text{Г}} = Q_{\text{кд}} + Q_{\text{пк}} = 2050,59 + 227,07 = 2277,66.$$

Теплове навантаження на регенеративний теплообмінник, кВт

$$Q_{\text{рт}} = m_a \cdot q_{\text{рт}} = 8,7 \cdot 26,2 = 227,87.$$

Навантаження на випарник, кВт

$$Q_0 = m_a \cdot q_{\text{рт}} = 8,7 \cdot 162,8 = 1416,36.$$

Адіабатна потужність компресора, кВт

$$N_s = m_a \cdot l_s = 8,7 \cdot 61,9 = 538,53$$

Потужність компресора, кВт

$$N_i = N_s / \eta_s = 538,53 / 0,9 = 598,4$$

Потужність, підведена до компресора, кВт

$$N_e = N_i / \eta_{\text{мех}} = 598,4 / 0,97 = 617.$$

Споживана потужність, кВт

$$N_{\text{пр}} = N_e / \eta_{\text{дв}} = 617 / 0,95 = 649,46.$$

Коефіцієнт перетворення ТН

$$\text{COP} = Q_{\text{кд}}/N_{\text{пр}} = 2050,59/649,46 = 3,16.$$

Масова витрата води для ГВП через ТН, кг/с

$$G_{\text{ГВП}} = \frac{Q_{\text{кд}}}{c_n \cdot (t_{\text{ГВП}} - t_{\text{хв}})} = \frac{2050,59}{4,19 \cdot (50 - 10)} = 12,23.$$

Отже підведеної потужності в 617 кВт достатньо для нормальної роботи теплового насосу для самого холодного місяця року. Середня масова витрата води для потреб ГВП складе 12,23 кг/с.

2.2 Опис проектованого компресора

Для встановлення двох і більше теплових насосів, резервної потужності буде не достатньо. Тому необхідно спроектувати окремий компресор для теплового насосу. Компресор, який проектується - холодильний, поршневий, одноступеневий, не прямоточний, двоциліндровий, вертикальний, з блок-картерним виконанням, простої дії, безкрейцкопфний, із вбудованим електродвигуном, безщільниковий, з вільно-примусовою системою мастила (мастило від насоса і з розбризкуванням), стаціонарний, з середньо температурним режимом роботи, фреоновий.

Змащування механізму руху здійснюється, як за допомогою розбризкування, так і за допомогою шестерного маслонасоса. Застосовуються мастило типу ХФ- 22-18.

У компресорі застосовуються тункові алюмінієві поршні, клапани на всмоктуванні і нагнітанні прийняті згідно з розрахунками - смугові.

Охолодження циліндрів - парами холодильного агента (R140A). Пара через всмоктуючий патрубок проходить через електродвигун, охолоджуючи

його, гільзу і потім йде на всмоктування. Місце посадки ущільнене спеціальними паранітовими прокладеннями.

Ротор електродвигуна виконує роль крутня. Крутень у свою чергу є акумулятором енергії поршневого компресора, що дозволяє здолати інерцію руху механізму в мертвих точках.

Маслонасос шестерний вбудованого типу. Мاستило після маслонасосу подається на змащування в пари тертя через свердління у валу і шатуні. При цьому перед попаданням в маслонасос воно проходить фільтр грубого очищення.

Підшипникові опори - кулькові дворядні.

2.3 Термодинамічний розрахунок холодильного компресору

Компресор, що входить до складу парокompресійної холодильної машини; служить для відсмоктування парів холодильного агента (хладагенту) з випарника і нагнітання їх в конденсатор. Одна з найважливіших характеристик компресору - забезпечувана їм холодопродуктивність холодильної установки, яка при заданому холодоагенті і температурному режимі роботи холодильної машини пропорційна об'ємної (масової) продуктивності компресору. В залежності від застосовуваних холодоагентів, необхідної об'ємної продуктивності і других специфічних умов в холодильній техніці використовуються різні типи компресорів: поршневі, ротаційні, гвинтові, відцентрові. За принципом дії аналогічних компресорів для стиснення повітря і газів.

Холодоагент, робоча речовина холодильної машини, який при кипінні або в процесі розширення забирає теплоту від охолоджуваного об'єкта і потім після стиснення передає її охолоджуючому середовищу (воді, повітрю тощо). До холодоагентів пред'являється ряд вимог: вони повинні мати низьку температуру кипіння при тиску вище атмосферного (щоб уникнути підсосу повітря), помірні тиск і температуру конденсації, низьку температуру

затвердіння і високу критичну температуру, велику теплоту пароутворення при малих питомих обсягах парів, малу теплоємність і високу теплопровідність. Крім того, бажано, щоб холодоагенти були вибухобезпечними, нетоксичними, негорючими, нейтральними до конструкційних матеріалів, інертними до мастила та інші.

Розглянемо наступні умови:

- холодильний агент - R140A;
- охолодження циліндрів - парами холодильного агента;
- виконання – беззащільникове;
 - холодопродуктивність - $Q_0=1416,36$ кВт.

Для робочого циклу визначаємо відношення тисків

Визначаємо питому масову холодопродуктивність, кДж/кг

$$q_0 = i_7 - i_6 = 284 - 121,2 = 162,8.$$

Визначаємо питому об'ємну холодопродуктивність, кДж/м³

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{162,8}{0,046} = 3695,7.$$

Коефіцієнт подання компресора λ на робочому режимі

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{op} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{nl},$$

де λ_c - коефіцієнт стискання;

λ_{op} - коефіцієнт дроселювання;

λ_w - коефіцієнт підігрівання;

λ_{nl} - коефіцієнт відношення тисків.

Коефіцієнт стискання

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left(\frac{p_n + \Delta p_n}{p_{bc}} - 1 \right) = 1 - 0,04 \cdot \left(\frac{1,4 + 0,182}{0,6} - 1 \right) = 0,935,$$

де Δp_n - компресія на нагнітанні

$$\Delta p_n = (0,1 \dots 0,15) \cdot p_n = 0,13 \cdot 1,4 = 0,182.$$

Коефіцієнт дроселювання

$$\lambda_{др} = 1 - \frac{1 + c \cdot \Delta p_{bc}}{\lambda_c \cdot p_{bc}} = 1 - \frac{1 + 0,04 \cdot 0,048}{0,935 \cdot 0,6} = 0,911,$$

де Δp_{bc} - компресія на всмоктуванні

$$\Delta p_{bc} = (0,05 \dots 0,1) \cdot p_{bc} = 0,08 \cdot 0,6 = 0,048.$$

Коефіцієнт підігрівання

$$\lambda_w = \frac{T_0}{T_k} = \frac{318}{353} = 0,9.$$

Приймаємо коефіцієнт відношення тисків $\lambda_{nl} = 0,987$.

Тоді

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{др} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{nl} = 0,935 \cdot 0,911 \cdot 0,9 \cdot 0,987 = 0,757.$$

Знаходимо дійсну об'ємну продуктивність компресора, м³/с

$$V_d = \frac{Q_0}{q_v} = \frac{1416,36}{3695,7} = 0,383.$$

Знаходимо теоретичну об'ємну продуктивність компресора, м³/с

$$V_r = \frac{V_d}{\lambda} = \frac{0,3832}{0,757} = 0,506.$$

Для робочого циклу визначаємо потужність електродвигуна в наступному порядку:

Для безкрейцкопфаних фреонових поршневих компресорів індикаторний ККД η_i приймається в межах 0,71-0,84. Приймаємо $\eta_i=0,8$.

Адіабатну потужність компресора визначаємо по формулі, кВт

$$N_{ад} = M_a \cdot l_{ц} = \frac{Q_0}{q_0} \cdot i_2 - i_1 = \frac{1416,36}{162,8} \cdot 382,7 - 320,8 = 538,53.$$

Індикаторна потужність компресора, кВт

$$N_i = \frac{N_{ад}}{\eta_i} = \frac{538,53}{0,8} = 673.$$

Ефективна потужність компресора, кВт

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{мех}} = \frac{673}{0,95} = 708.$$

Потужність приводу компресора, кВт

$$N_{\text{эд}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{пер}}} = \frac{708}{0,97} = 730,1.$$

Таким чином потужність електродвигуна компресора для теплового насосу приймається 750 кВт.

2.4 Визначення геометричних розмірів теплового насосу

Приймаємо вертикальну дворядну схему компресора.

Для не прямоточних машин прийемо величину $\psi = 0,75$. Значення середньої швидкості поршня для безкрейцкопфних поршневих компресорів повинна бути в межах від 2,5 м/с до 4,5 м/с. Хід поршня приймаємо і частоту обертання коленвала об/с, тоді

Визначуваний діаметр поршня ступеня, м

Приймаємо $D = 110$ мм.

Уточнюємо значення ψ

— —

Довжина шатуна, мм

— —

Приблизно діаметр шийки колневала, виготовленого із сталі 40Х,
можна визначити по формулі, мм

Момент, що крутить, можна знайти по формулі, Н·м

— _____

Для сталі 40Х, вид термообробки поліпшення, допустима дотична
напряга складає — —

Звідси можна знайти дотичну напрягу при крученні, Н/м²

— _____

де k - коефіцієнт запасу міцності ($k = 2,5$)

Підставимо ці значення у вираження для діаметру корінної шийки, м

_____ _____

_____ _____

Приймаємо $d=40$ мм.

Діаметр шийки колневала, мм

Відносна довжина шатуна, мм

— —

Довжина шатуна, мм

— —

Масу частин, що рухаються поступально, приймаємо, кг

2.5 Газодинамічний розрахунок компресора

Швидкість холодильного агента в клапанах, м/с

—

де c_m - середня швидкість поршня, м/с.

Площа поршня, м²

— —

Швидкість звуку в клапанах, м/с

- всмоктуючий $a_{вс} = \frac{\dots}{\dots} = \frac{\dots}{\dots} = 194,5;$

- нагнітаючий $a_{н} = \frac{\dots}{\dots} = \frac{\dots}{\dots} = 208,2.$

При проектуванні клапанів повинні витримуватися такі умови

—

—

—

Умова виконується на всмоктувальному та нагнітаючому патрубку.

Еквівалентна площа клапана, m^2

- на нагнітанні $\frac{\dots}{\dots} \frac{\dots}{\dots} -$

- на всмоктуванні $\frac{\dots}{\dots} \frac{\dots}{\dots} -$

де $\frac{\dots}{\dots}$ - коефіцієнт витрати щілини;

$\frac{\dots}{\dots}$ - коефіцієнт опору щілини смугового клапана;

—

Площа прохідного перерізу щілини, m^2

— —

Приймаємо ширину щілини

Загальна довжина щілини, мм

— —

Приймаємо 6 щілин по 39 мм.

Швидкість холодильного агента в нагнітальному патрубку

————

Приймаємо для нагнітального патрубка $c_n=35$ м/с [1], тоді

———— —————

Діаметр нагнітального патрубка, м

— —————
— —————

Приймаємо $d_n=38$ мм.

Швидкість холодильного агента у всмоктуючому патрубку

Приймаємо швидкість холодильного агента у всмоктуючому патрубку

$c_{bc} = 25$ м/с.

Площа всмоктуючого патрубка, m^2

———— —————

Діаметр всмоктуючого патрубку, м

Приймаємо $d_{вс} = 44$ мм.

Потужність електродвигуна, кВт

Вибираємо електродвигун асинхронний серії 4А.

Технічні характеристики:

$$P_{НОМ}=750 \text{ кВт};$$

$$U_{НОМ}=380 \text{ В};$$

$$n_{НОМ}=1480 \text{ об/хв};$$

$$s_{НОМ}=1,4 \text{ \%};$$

$$s_{кр}=10 \text{ \%};$$

$$\text{кпд}=92,5 \text{ \%};$$

$$M_{п}/M_{н}=1,3;$$

$$M_{маx}/M_{НОМ}=2,5;$$

$$M_{мин}/M_{НОМ}=1;$$

$$I_{п}/I_{НОМ}=7;$$

$$j=0,64 \text{ кг}\cdot\text{м}^3;$$

Маса – 355 кг.

Холодильний коефіцієнт поршневого компресора дорівнює

_____ 1416,36

2.5 Розрахунок горизонтального кожухотрубного конденсатора

Кожухотрубні конденсатори можуть мати як горизонтальне, так і вертикальне виконання, однак найбільш часто зустрічаються моделі з горизонтальним виконанням. Горизонтальний кожухотрубний конденсатор складається з корпусу (кожуха, оболонки), що виконується, як правило, з вуглецевої сталі і закритого з обох кінців решіткою, в яких зварюванням або розвольцовкою закріплені внутрішні трубки. Охолоджуюча вода циркулює по трубках, тоді як конденсація холодоагенту відбувається в кожусі, тобто між трубками і зовнішнім корпусом.

На кожному кінці кожуха знаходяться знімні днища, що забезпечують зміну напрямку руху води по трубках. На одному з днищ закріплені патрубки входу і виходу води. Така конструкція дозволяє виконувати механічну чистку внутрішніх поверхонь трубок.

Днища з внутрішньої сторони мають кілька розділених перегородками незалежних порожнин, розміщених на поверхні днищ таким чином, щоб охолоджуюча вода проходила по трубках кілька разів у двох напрямках (зліва направо та справа наліво). В суднових холодильних установках через наявність забортної води кількість охолоджуючої води може бути дуже великою. Для таких установок, так само як для установок, у яких конденсатор, що охолоджується водою, яка сама потім охолоджується у відповідному контурі (градирні), наявність великої витрати води часто дозволяє запаралелити половину труб. Тоді вода повністю проходить конденсатор за один раз туди і назад.

Температура конденсації холодильного агента в конденсаторі, °C

Середньологаріфмічна різниця температур, °C



Приймаємо основні розміри, що характеризують теплопередачу поверхню конденсатора: шаховий пучок з мідних труб із стандартним зовнішнім оребренням:

- внутрішній діаметр $d_{\text{вн}} = 0,0132$ м;
- діаметр кола виступів $d_{\text{н}} = 0,021$ м;
- діаметр кола западин $d_0 = 0,0165$ м;
- крок ребер $u = 0,002$ м;
- площі зовнішньої поверхні 1 м труби $F_{\text{н}}' = 0,149$ м²;
- площі внутрішньої поверхні 1 м труби $F_{\text{вн}}' = 0,0415$ м²;
- коефіцієнт обертання $\beta = F_{\text{н}}' / F_{\text{вн}}' = 3,6$.

Заздалегідь задаємо швидкість води в трубах конденсатора, м/с

Число труб в одному ході



Приймаємо і уточнюємо швидкість води при $n = 16$, м/с



Число Рейнольда

$$Re_{\text{ж}} = \frac{w \cdot d_{\text{вн}}}{\nu}$$

Режим течії – турбулентний.

Число Нуссельта

Коефіцієнти тепловіддачі з боку води, Вт/м²

Приймаємо сумарний термічний опір стінки труби і забруднень,
(м²·К)/Вт

—

При розподілі труб в трубних решітках у вершинах правильних шестикутників і по сторонах правильних концентричних шестикутників параметр m визначається таким чином

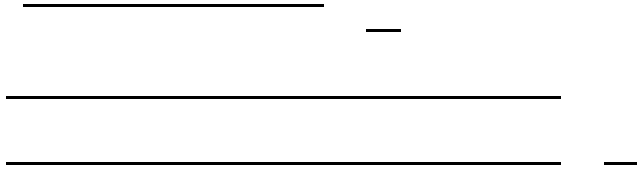
де m - число труб, що розташовується по більшій діагоналі зовнішнього шестикутника;

S - горизонтальний крок труб: $S=1,3-d_n=1,3-0,02=0,026$ м;

L/D - довжина труби до діаметру труби, приймаємо рівним 5.

Округлюємо до найближчого непарного числа і приймаємо $n_v = m = 11$.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку фреону, що конденсується, віднесений до внутрішньої поверхні труб, $Вт/(м^2 \cdot К)$



де $\lambda=0,0772$ $Вт/(м К)$ - теплопровідність R410a при t_k ;

$\mu=2,57 \cdot 10^{-4}$ – коефіцієнт динамічної в'язкості R410a при t_k , Па с;

$\rho=923$ - щільність R410a при t_k , $кг/м^3$;

$r=154,04$ - теплота конденсації R410a при t_k , $кДж/кг$.

Рівняння щільності теплового потоку

Таблиця 2.2 - Щільність теплових потоків

Температура $\theta_a, ^\circ\text{C}$	0,5	1	1,5	2,0
Тепловий потік $q_w, \text{Вт/м}^2$	17624	16883	16143	15402
Тепловий потік $q_a, \text{Вт/м}^2$	6413	10785	14618	18138

Будуємо графіки залежностей теплових потоків і від температури.

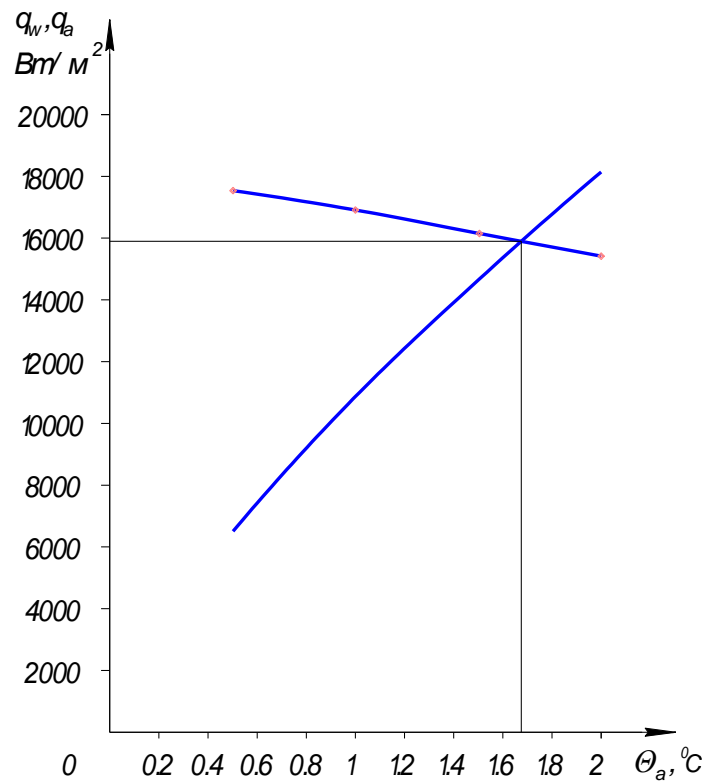


Рисунок 2.2 - Графіки залежностей теплових потоків і від температури

Точка перетину залежностей на графіку дозволяє визначити $q_{\text{FBN}} = 15890 \text{ Вт/м}^2$.

Точніше $q_{\text{вн}}$ знаходимо за інтернаціональним виразом, Вт/м^2 .

Загальне число труб в апараті, шт.

Число ходів в апараті по воді, шт.

Приймаємо $z=6$.

Внутрішня поверхня теплообміну, m^2

Довжина однієї труби в апараті, м

Внутрішній діаметр апарату, м

де z - число труб в найбільшій діагоналі шестикутника в трубних решітках.

Гідравлічний опір апарату, Па

Сумарний гідравлічний опір тертя, Па

$$\sum \lambda \frac{L}{d} \frac{\rho v^2}{2}$$

де λ - коефіцієнт течії в трубному просторі при турбулентному режимі течії

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad \text{для } Re < 10^5$$

$$\lambda = \frac{0,074}{Re^{0,2}} - \frac{1742}{Re} \quad \text{для } 10^5 < Re < 10^6$$

$$\lambda = \frac{0,046}{Re^{0,2}} \quad \text{для } Re > 10^6$$

Сумарний місцевий гідравлічний опір визначається за формулою, Па

$$\sum \zeta \frac{\rho v^2}{2}$$

де ζ - коефіцієнт місцевого опору

де $\alpha=7$ - число вхідних камер в кришці випарника;

ζ_1 - коефіцієнт місцевого опору вхідної камери;

β - число вихідних камер;

ζ_2 - коефіцієнт місцевого опору вихідної камери;

γ - число поворотів потоку розсолу усередині трубних грат на

180 град.;

$\zeta^3=2,5$ - коефіцієнт місцевого опору повороту на α град.

Сумарний місцевий опір, Па

Тоді гідравлічний опір апарату, Па

2.6 Розрахунок регенеративного теплообмінника

Регенеративний теплообмінник (РТ) призначений для переохолодження рідкого холодоагенту, що виходить з конденсатора, холодними парами цього холодоагенту, що виходять з випарника. Він дозволяє підвищити питомихолодовиробництво холодильної машини в порівнянні з циклом без РТ і тим самим підвищити її холодильний коефіцієнт.

Теплове навантаження на регенеративний теплообмінник, кВт

$$Q_{\text{рт}} = m_a \cdot q_{\text{рт}} = 0,36 \cdot 10 = 3,6.$$

Задаємося конструктивними розмірами РТ. Кожух виконаний з суцільнотягнутої сталеві труби із сталі 20 зовнішнім діаметром $D_{\text{н}} = 0,325$ м і товщиною стінок $\delta_{\text{к}} = 0,008$ м. Змійовик РТ виконаний із сталеві трубки (Сталь 10) із зовнішнім діаметром $d_{\text{н}} = 0,038$ м і завтовшки стінок $\delta_{\text{зм}} = 0,002$ м. Сердечник, на якого навивається змійовик, виконаний із сталеві труби із зовнішнім діаметром $D_{\text{н}} = 0,219$ м з товщиною стінок $\delta_{\text{с}} = 0,006$ м. Товщина дистанційної планки між сердечником і змійовиком приймається рівною $S = 0,004$ м. Висота кришки кожуха $h_{\text{кр}} = 0,15$ м. Рідкий фреон R410a рухається по змійовику, а холодна пара протитечією рухається по міжтрубному простору РТ.

Знаходимо площу проходження трубки змійовика $F_{\text{зм}}$.

Її внутрішній діаметр рівний $d_{\text{вн}} = 0,038 - 2 \cdot 0,002 = 0,034$ м

Швидкість рідкого R410a в трубці дорівнює, м/с

Знаходимо критерій Рейнольдса

Знаходимо радіус закруглення зміювика по осьовій лінії труби
сердечника, м

$$R_{зм} = 0,5D_{сн} + S + 0,5 d_n = 0,5 \cdot 0,219 + 0,004 + 0,5 \cdot 0,038 = 0,1325.$$

Критичне число Рейнольдса, що відповідає ламінарному режиму течії в
трубці зміювика, дорівнює

Критичне число Рейнольдса, що відповідає турбулентному режиму
течії в трубці зміювика дорівнює

Висновок: $Re_{ж} > Re_{кр.труб}$, тобто режим руху в трубці змійовика турбулентний.

Число Прандтля дорівнює

Число Нуссельта для турбулентного режиму течії рідкого фреону R410a в трубці змійовика дорівнює

$$Nu_{ж} = 0,021 \cdot Re_{ж}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,33} \cdot \epsilon_{изг},$$

де $\epsilon_{изг} = 1 + 1,77 \cdot \frac{d_{вн}}{D_{н}} = 1 + 1,77 \cdot \frac{0,034}{0,04} = 1,455$ - поправка, що враховує вплив відцентрового ефекту на процес тепловіддачі з боку рідкого R410a.

Тоді

$$Nu_{ж} = 0,021 \cdot 66256^{0,8} \cdot 2,93^{0,33} \cdot 1,455 = 349.$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку рідкого R410a дорівнює, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{ж} = \frac{Nu \cdot \lambda_{ж}}{d_{вн}} = \frac{349 \cdot 0,0686}{0,034} = 704.$$

Внутрішній діаметр кожуха РТ дорівнює, м

$$D_{вн} = D_{н} - 2\delta_{к} = 0,325 - 2 \cdot 0,008 = 0,309.$$

Площа міжтрубного простору по поперечному перерізу РТ дорівнює, м²

— —

Швидкість пари R410a в міжтрубному просторі РТ, м/с

Знаходимо критерій Рейнольдса

Режим руху пари в міжтрубному просторі - турбулентний.

Знаходимо число Прандтля

Число Нуссельта для турбулентного режиму течії пари в міжтрубному просторі РТ

$$Nu_{ж} = 0,23 \cdot Re_{п}^{0,65} \cdot Pr_{п}^{0,33} = 0,23 \cdot 48835^{0,65} \cdot 3,6^{0,33} = 392.$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку пари R410a, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{п} = \frac{Nu \cdot \lambda_{п}}{d_{п}} = \frac{392 \cdot 0,0078}{0,038} = 80,4.$$

Оскільки в R410a добре розчиняється, на стінках змійовика відсутня масляна плівка, тому термічний опір трубки змійовика дорівнює термічному опору стінки сталеві трубки.

Для сталі 10 коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К)

$$\lambda_{ст}=52.$$

Термічний опір стінки трубки змійовика, (м²·К)/Вт

— —

Коефіцієнт теплопередачі РТ, Вт/(м²·К)

— — — — —

Середня логарифмічна різниця температур при русі середовищ в РТ протитечією, °С

Площа теплообмінної поверхні РТ, м²

З урахуванням 20% запасу приймаємо площу теплообмінної поверхні
 $P_T, \text{ м}^2$

$$F_{\text{пр}} = 1,2 F_p = 1,44.$$

Довжина труби зміювика $P_T, \text{ м}$

Число витків зміювика $P_T, \text{ шт.}$

Задаємося кроком навивки зміювика на сердечника $t = 0,05 \text{ м.}$

Довжина зміювика $P_T, \text{ м.}$

$$L_{\text{зм}} = n \cdot t = 15 \cdot 0,05 = 0,75.$$

Задаємо односторонній припуск по довжині труби зміювика рівним
 $l = 0,75 \text{ м.}$

Довжина теплообмінної змієвикової труби з урахуванням припусків на
 вхідній і вихідній ділянці, м

$$L_1 = L + 2l = 12,1 + 2 \cdot 0,75 = 13,6.$$

Довжина кожуха P_T (без патрубків), м

$$L_{\text{к}} = L_{\text{зм}} \cdot 1,1 + 2h_{\text{кр}} = 0,75 \cdot 1,1 + 2 \cdot 0,15 = 1,125.$$

Визначаємо гідравлічний опір змієвикової труби РТ. Задаємося величиною шорсткості на внутрішній стінці труби $\Delta = 0,1\text{мм} = 0,0001\text{м}$.

Коефіцієнт гідравлічного тертя визначуваний по формулі А.Д. Альтшуля для турбулентного режиму течії рідкого R410a

Втрати тиску на терті в змійовику знаходимо по формулі Вейсбаха-Д'Арси:

Коефіцієнт місцевого опору витка змійовика при повороті в нім потоку на 360^0 приймаємо рівним $\zeta = 0,4$.

Місцеві втрати тиску в РТ знаходимо по формулі Вейсбаха, Па

Загальний гідравлічний опір РТ по трубному простору змійовика, Па

$$\Delta p_{\text{зм}} = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м}} = 851 + 451 = 4039.$$

Визначаємо гідравлічний опір РТ по міжтрубному простору.

Приймаємо, що вхідний і вихідний патрубки виконані із сталеві труби із зовнішнім діаметром $d_{\text{пн}} = 0,089\text{ м}$ і завтовшки стінки $\delta_{\text{п}} = 0,0045\text{ м}$.

Внутрішній діаметр патрубків, м

$$d_{\text{пвн}} = d_{\text{пн}} - 2\delta_{\text{п}} = 0,089 - 2 \cdot 0,0045 = 0,08.$$

Площа прохідного перерізу патрубків, м²

Швидкість пари R410a в патрубках, м/с

Втрати тиску на тертя в міжтрубному просторі, Па

$$\Delta p'_{\text{тр}} = 0,53 n \text{Re}^{-0,122} \cdot \rho_{\text{п}} \omega_{\text{п}}^2 = 0,53 \cdot 15 \cdot 48835^{-0,122} \cdot 39,8593 \cdot 1,6^2 = 217.$$

Коефіцієнти місцевого опору вхідного і вихідного патрубків в кожусі РТ приймаємо рівним $\zeta = 1,5$, число патрубків $n_1=2$.

Місцеві втрати тиску в патрубках кожуха РТ, Па

Загальний гідравлічний опір РТ по міжтрубному простору, Па

$$\Delta p_{\text{мтр}} = \Delta p'_{\text{тр}} + \Delta p'_{\text{м}} = 217 + 193,7 = 410,7.$$

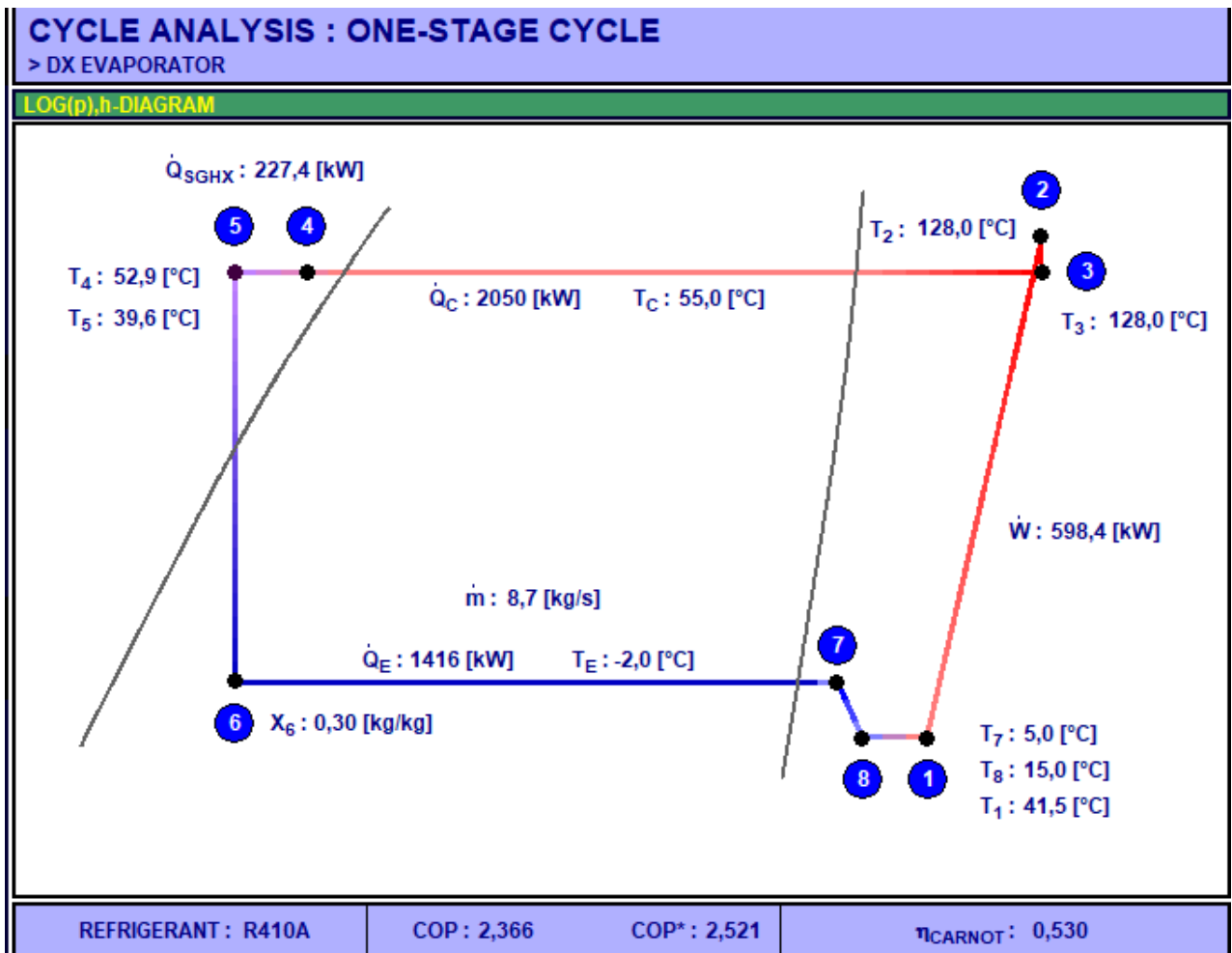


Рисунок 2.3 – P-h діаграма теплового насосу з розрахованими характеристиками фреону 410а масовою витратою 8,7 кг/с

Зробивши аналогічні розрахунки для усіх місяців року, змінюючи температури Дніпровської води згідно рис.1.16 отримаємо наступну таблицю розрахункової потужності компресора (табл. 2.3). З даної таблиці обираємо максимальну витрату води для ГВП. $G_{\text{ГВП(max)}} = 15,23 \text{ кг/с}$, або $G_{\text{ГВП(max)}} = 54,828 \text{ м}^3/\text{год}$. Даній витраті відповідає трубопровід Ду 150. Отже від конденсатора теплового насосу монтуємо трубопровід діаметром 150 мм. Швидкість потоку складе 0,86 м/с. При розрахунку масової витрати води враховано, що холодна вода взимку поступає з температурою 5 °С, влітку 15 °С, а восени та весною 10 °С

Таблиця 2.3 – Основні характеристики теплового насосу в залежності від місяця року

№ місяця року	Середня температура Дніпра t , °C	Температура випарника твп, °C	Потужність компресора N , кВт	Теплова потужність конденсатору Q_c , кВт	Масова витрата води для ГВП, Ггвп	COP
1	3	-2	649,46	2051	10,88	3,16
2	3,04	-1,96	647,68	2244	11,90	3,182
3	5,35	0,35	644,79	2242	13,38	3,347
4	8,07	3,07	641,48	2237	13,35	3,562
5	14,65	9,65	633,81	2233	13,33	4,199
6	20,83	15,83	627,04	2232	15,22	5,013
7	22,97	17,97	624,78	2230	15,21	5,366
8	26	21	621,67	2234	15,23	5,951
9	20,1	15,1	627,82	2240	13,36	4,903
10	11,23	6,23	637,74	2244	13,39	3,844
11	5,73	0,73	644,32	2244	13,39	3,375
12	4,65	-0,35	645,66	2050	10,87	3,295

Для наочності побудуємо графічну залежність зміни потужності компресора розрахованого теплового насосу (рис.2.4) та його COP (рис.2.5) по місяцях року.

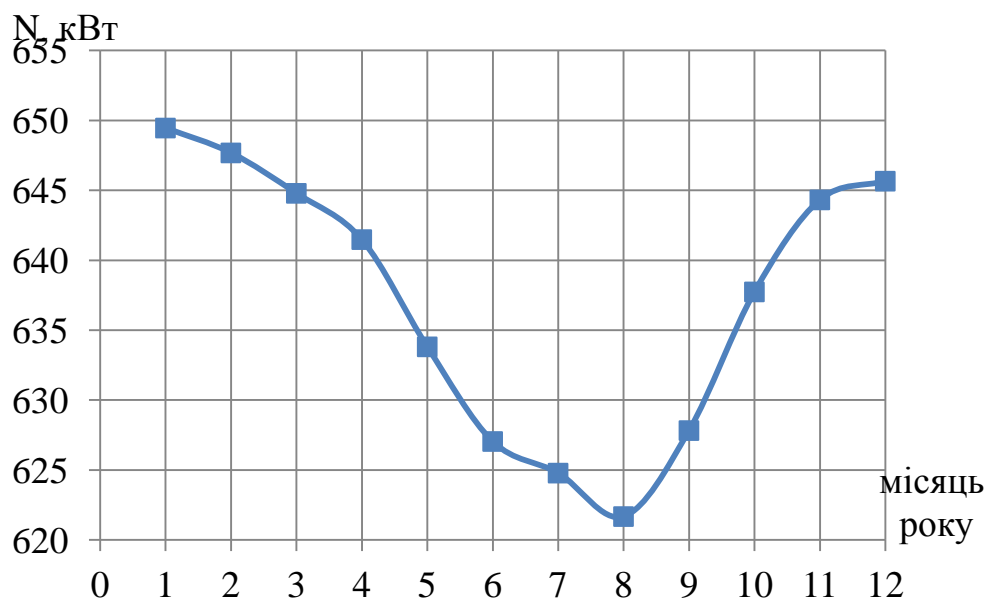


Рисунок 2.4 - Зміни потужності компресора теплового насосу

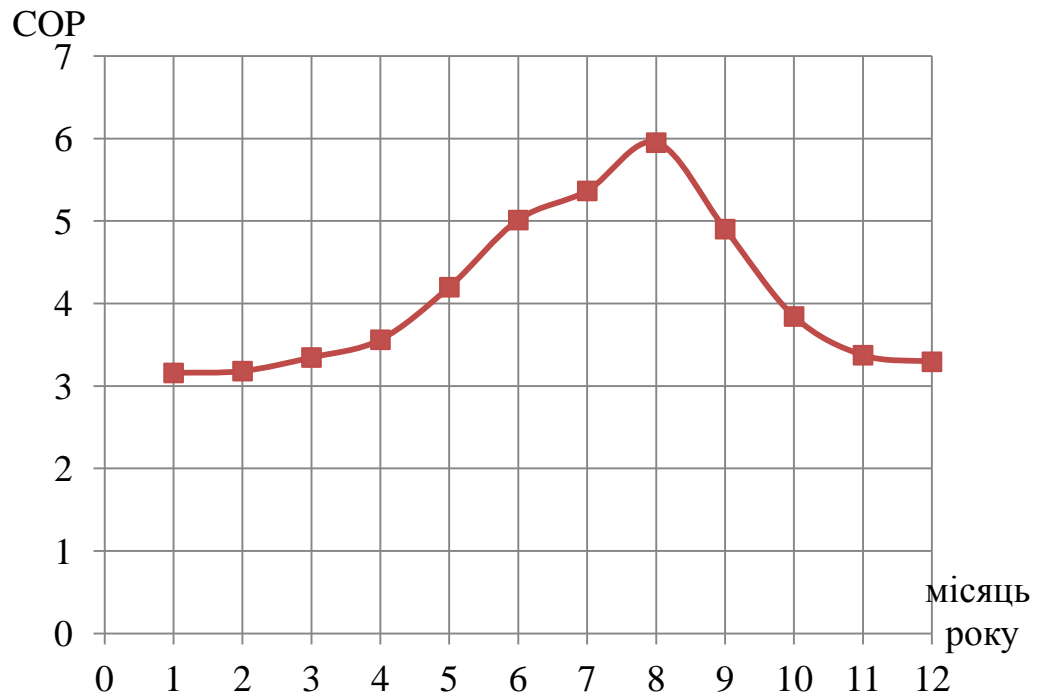


Рисунок 2.5 – Зміна COP теплового насосу по місяцях року з фреоном 410а масовою витратою 8,7 кг/с

З рисунка 2.5 можна побачити зміну ефективності теплового насосу. Так, найбільшу ефективність тепловий насос має у серпні місяці, а найменшу у січні та лютому. Це пояснюється низькою температурою води у річці Дніпр. Але враховуючи обраний компресор, то його потужності буде достатньо для підігріву води для гарячого водопостачання до температури 50 °С.

2.8 Підбор фреонів для теплового насосу

Використовуючись обраною методикою розрахуємо значення COP, а також значення масової витрати води для ГВП при використанні інших фреонів.

Так, цикл на p-h діаграмі для лютого місяця теплового насосу з фреоном R502 зображено на рисунку 2.6.

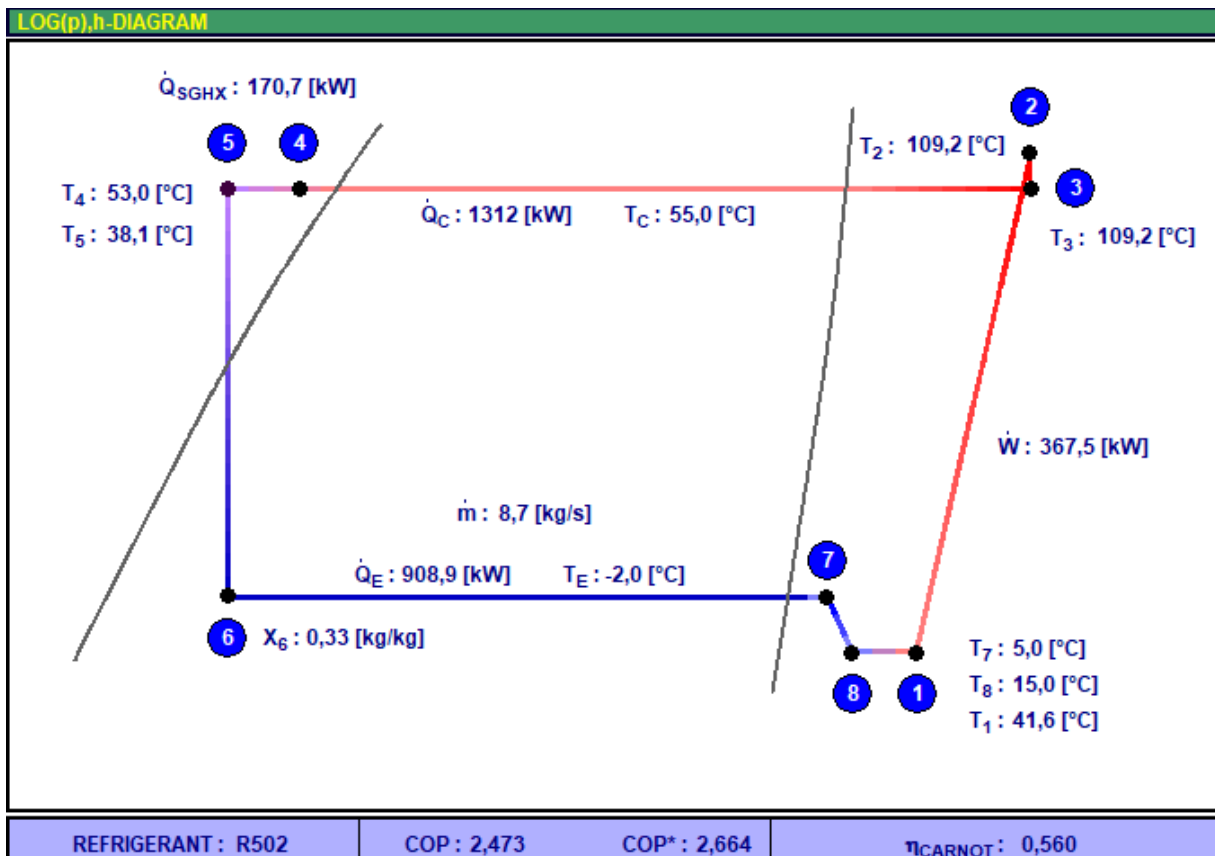


Рисунок 2.6 – P-h діаграма теплового насосу з розрахованими характеристиками фреону R502 масовою витратою 8,7 кг/с

Зробивши аналогічні розрахунки для усіх місяців року, змінюючи температури Дніпровської води згідно рис.1.16 отримаємо наступну таблицю розрахункової потужності компресора для фреону R502 (табл.2.4). З даної таблиці обираємо максимальну витрату води для ГВП. $G_{гвп(max)} = 8,05 \text{ кг/с}$, або $G_{гвп(max)} = 28,98 \text{ м}^3/\text{год}$. Даній витраті відповідає трубопровід Ду 125. Отже від конденсатора теплового насосу монтуємо трубопровід діаметром 125 мм. Швидкість потоку складе 0,66 м/с.

Таблиця 2.4 – Основні характеристики теплового насосу з фреоном R502 масовою витратою 8,7 кг/с в залежності від місяця року

№ місяця року	Температура випарника твп, °С	Потужність компресора N, кВт	Теплова потужність конденсатору Q _c , кВт	Масова витрата води для ГВП, G _{ГВП}	COP
1	-2	399,5	1312	6,96	3,28
2	-1,96	399,13	1312	6,96	3,29
3	0,35	377	1294	7,72	3,43
4	3,07	351,63	1273	7,60	3,62
5	9,65	293,5	1225	7,31	4,17
6	15,83	242,93	1181	8,05	4,86
7	17,97	221,4	1168	7,96	5,28
8	21	204,78	1146	7,81	5,60
9	15,1	247,62	1192	7,11	4,81
10	6,23	314,15	1250	7,46	3,98
11	0,73	343,5	1291	7,70	3,76
12	-0,35	383,58	1299	6,89	3,39

Побудуємо графічну залежність зміни потужності компресора розрахованого теплового насосу з фреоном R502 (рис.2.7) та його COP (рис.2.8) по місяцях року.

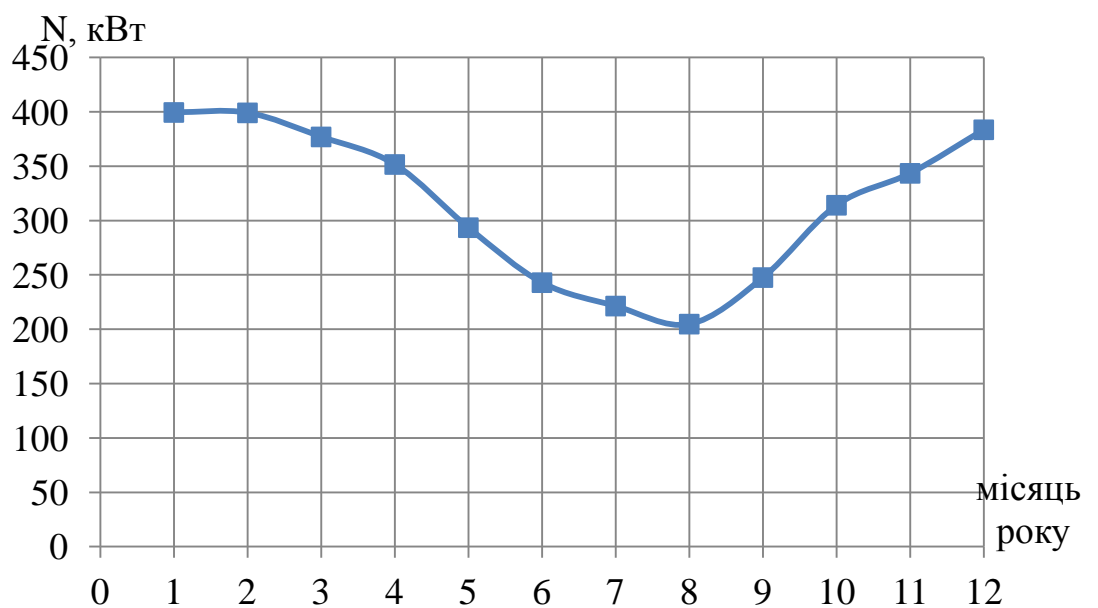


Рисунок 2.7 - Зміни потужності компресора теплового насосу з фреоном R502

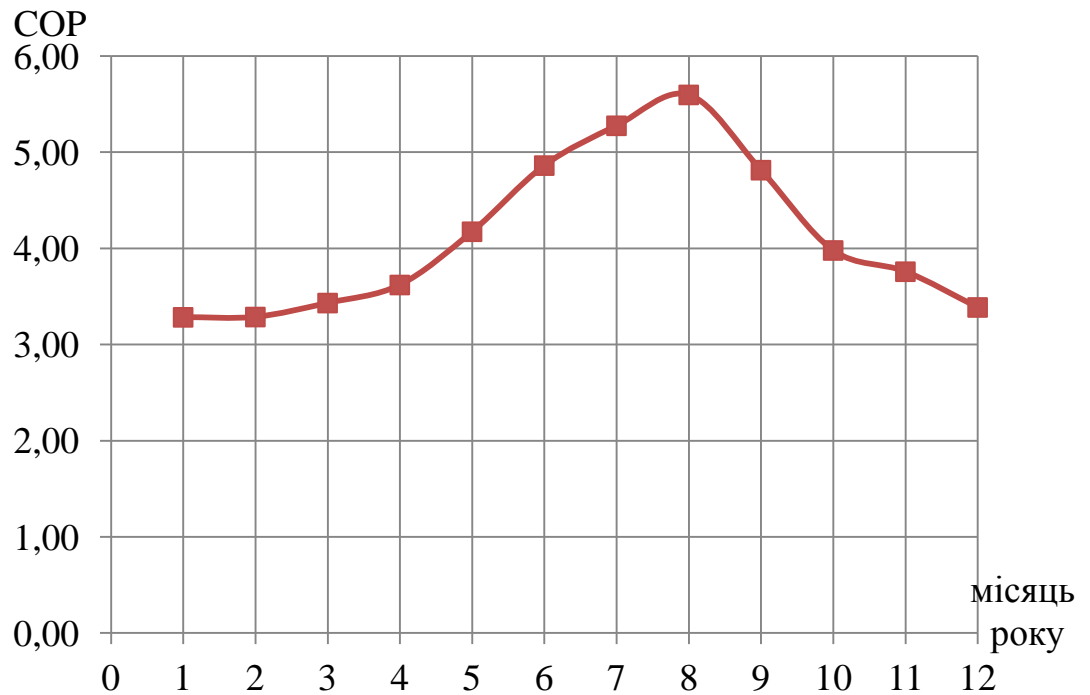


Рисунок 2.8– Зміна COP теплового насосу з фреоном R502 масовою витратою 8,7 кг/с по місяцях року

Проаналізувавши отримані залежності, бачимо, що для систем обраного теплового насосу фреон R502 веде до зменшення потужності компресора, зменшення теплового навантаження конденсатору та зменшення COP. Це обумовлюється в першу чергу обраною конструкцією компресора та масовою витратою фреону. Перерахувавши масову витрату фреону та обираючи інші конструктивні рішення отримаємо масову витрату фреону 13,8 кг/с.

Цикл на p-h діаграмі для лютого місяця теплового насосу з фреоном R502 масовою витратою 13,8 кг/с зображено на рисунку 2.9. З рисунку видно, що електрична потужність компресора дорівнює 581,5 кВт. Отже повна потужність компресора складе 632 кВт, що по затратній енергетичній частині збігається з потужністю компресора теплового насосу на фреоні 410A. При цьому тепла потужність конденсатору 2074 кВт для фреону R502 вища за теплову потужність 2050 кВт для фреону R410A.

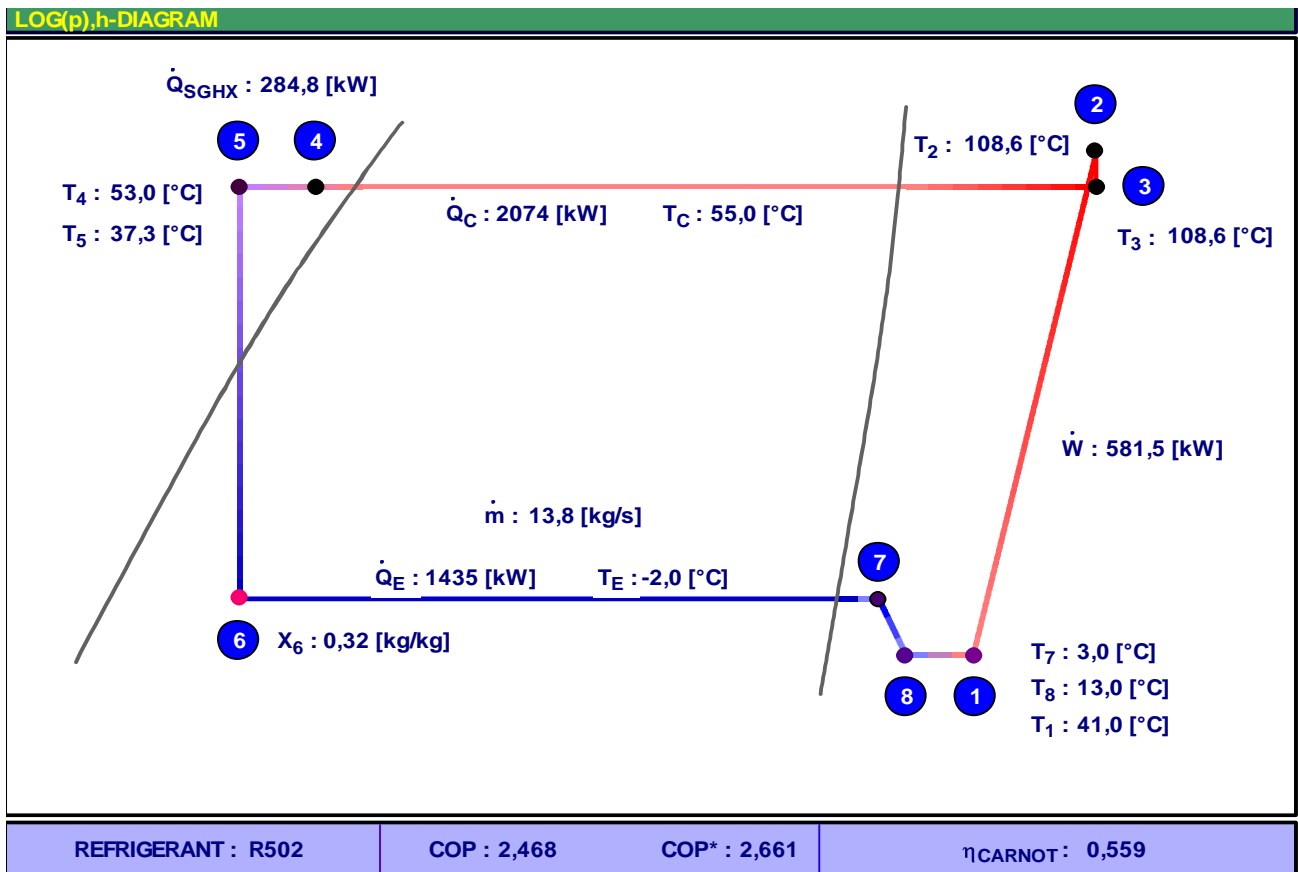


Рисунок 2.9 – P-h діаграма теплового насосу з розрахованими характеристиками фреону R502 масовою витратою 13,8 кг/с

Розрахуємо основні характеристики теплового насосу з фреоном R502 масовою витратою 13,8 кг/с в залежності від місяця року (табл.2.5).

Таблиця 2.4 – Основні характеристики теплового насосу з фреоном R502 масовою витратою 13,8 кг/с в залежності від місяця року

№ місяця року	Температура випарника твп, $^\circ\text{C}$	Потужність компресора N, кВт	Теплова потужність конденсатору Q_c , кВт	Масова витрата води для ГВП, ГГВП	COP
1	2	3	4	5	6
1	-2	632,07	2074	11,00	3,28
2	-1,96	625,43	2067	10,96	3,30
3	0,35	596,30	2045	12,20	3,43
4	3,07	556,20	2012	12,00	3,62
5	9,65	464,24	1936	11,55	4,17

Продовження таблиці 2.4

1	2	3	4	5	6
6	15,83	384,13	1866	12,72	4,86
7	17,97	357,50	1842	12,56	5,15
8	21	321,74	1809	12,34	5,62
9	15,1	394,57	1875	11,19	4,75
10	6,23	511,09	1975	11,78	3,86
11	0,73	590,65	2040	12,17	3,45
12	-0,35	606,85	2053	10,89	3,38

Побудуємо графічну залежність зміни потужності компресора розрахованого теплового насосу з фреоном R502 масовою витратою 13,8 кг/с (рис.2.10) та його COP (рис.2.11) по місяцях року.

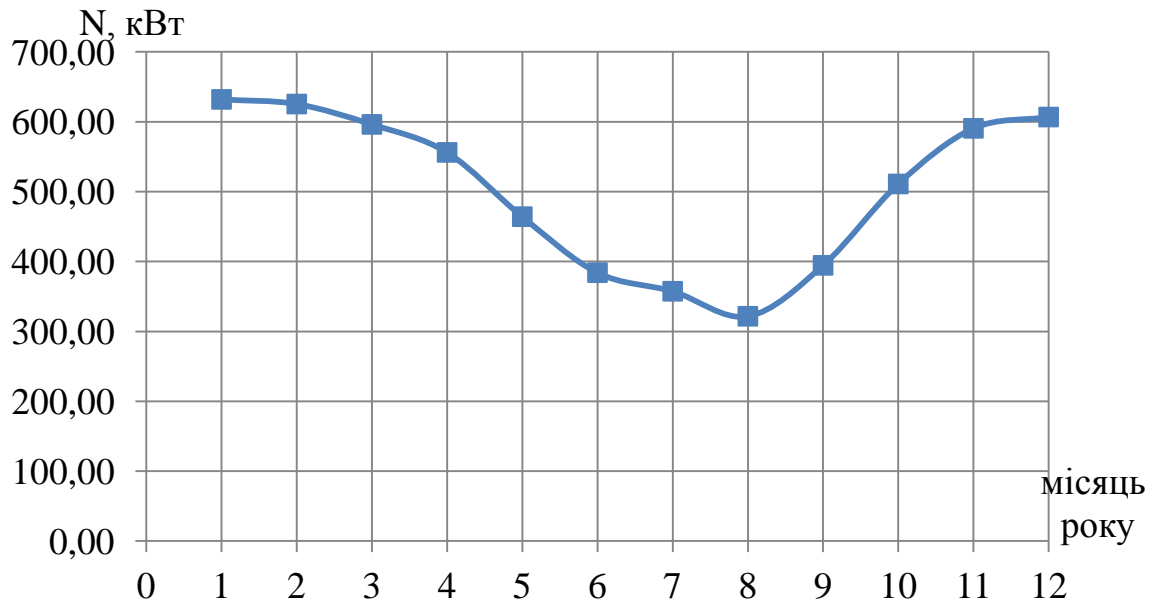


Рисунок 2.10 - Зміни потужності компресора теплового насосу з фреоном R502 масовою витратою 13,8 кг/с

Максимальна витрата води для ГВП $G_{\text{ГВП}(\text{max})} = 12,72$ кг/с, або $G_{\text{ГВП}(\text{max})} = 45,792$ м³/год. Даній витраті відповідає трубопровід Ду 125. Отже від конденсатору теплового насосу монтуємо трубопровід діаметром 125 мм. Швидкість потоку складе 1,04 м/с. Втрати напору 95 Па/м.

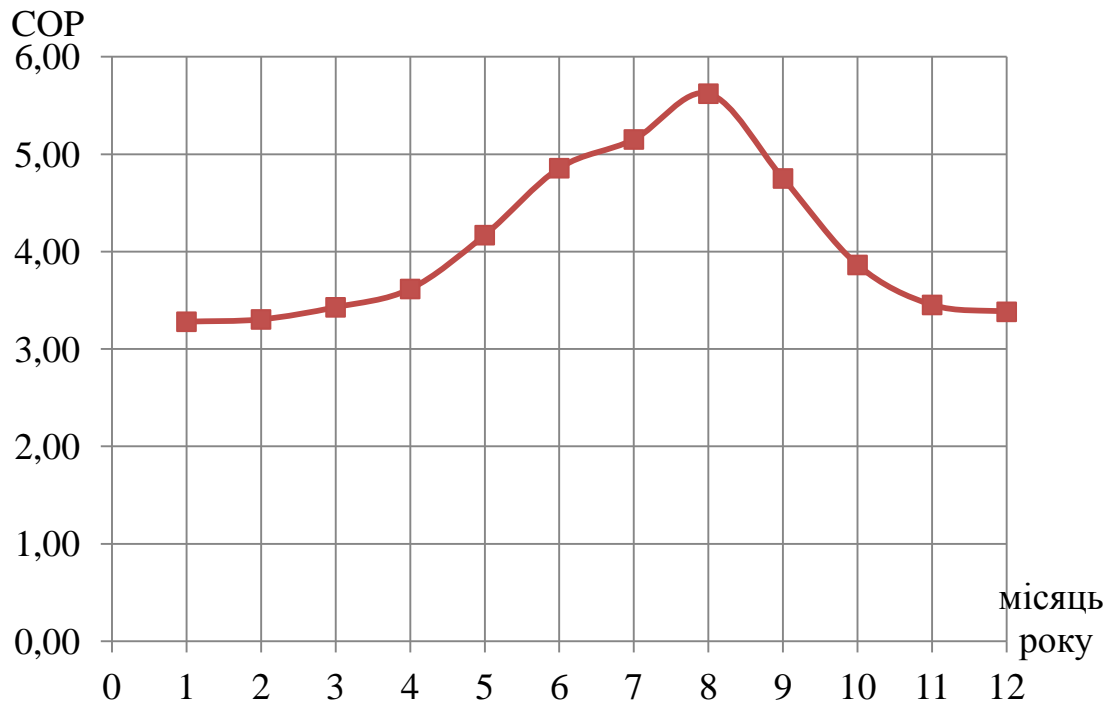


Рисунок 2.11 – Зміна COP теплового насосу з фреоном R502 масовою витратою 13,8 кг/с по місяцях року

Можна зробити висновок, що тепловий насос з масовою витратою фреону R502 13,8 кг/с є більш екологічним, але тепловий насос з масовою витратою фреону R410A 8,7 кг/с підігріває води для ГВП на 16,28 % більше. Це пов'язано з теплофізичними властивостями фреону R410A. Отже обираємо розрахований тепловий насос з масовою витратою фреону R410A 8,7 кг/с.

2.9 Розрахунок техніко-економічних показників проекту

Споживання електричної енергії за місяць, кВт·год

де n – кількість днів в місяці.

Розрахунок вартості електричної енергії за рік, грн

Розрахунок вартості теплового насосу Vaillant aquaTHERM 750/5, грн

Загальні капіталовкладення в захід по впровадженню установки визначається за формулою, грн

де $K_{\text{доп}}$ - вартість допоміжного обладнання (електротехнічних пристроїв) приймається при відсутності даних 10 - 15% від вартості основного обладнання;

$K_{\text{тепломех}}$ - вартість тепломеханічної частини (підведення мережевої води, трубопроводи технічної води і т.д.) 15-20% від вартості основного обладнання;

$K_{\text{бмр}}$ - вартість будівельно-монтажних робіт 15 - 30% від вартості основного обладнання;

$K_{\text{пнр}}$ - вартість пуско-налагоджувальних робіт 3-5% від вартості основного обладнання;

$K_{\text{проектн}}$ -вартість проектно-вишукувальних робіт 5-10% від вартості будівельно-монтажних робіт.

Отже, загальні капіталовкладення в захід по впровадженню установки визначається за формулою, грн

Вартість допоміжного обладнання, грн

Вартість тепломеханічної частини, грн

Вартість будівельно-монтажних робіт, грн

Вартість пуско-налагоджувальних робіт, грн

Вартість проектно-вишукувальних робіт, грн

Загальні капіталовкладення, грн

В ході розрахунку економічної доцільності був використаний метод чистої приведеної вартості, в якому враховується змінювання вартості грошей у часі. У такому методі оцінки враховуються вигоди від проекту на всьому протязі його дії. Він дозволяє приводити майбутні вигоди до поточної вартості грошей (тобто перераховувати їх на теперішній момент).

Результат розрахунку представлений в таблиці 2.5.

Обрахований термін окупності проекту складає 1,12 року, отже проект можна визнати фінансово цікавим.

Таблиця 2.5 - Розрахунок економічної доцільності

№ року	Витрати			Економія	ПН, грн	КПН, грн	КД	ППГ, грн
	Загальні капіталовкладення, грн	Електроенергія, грн.	Всього, грн	Продаж теплової енергії, грн				
0	16093687,5	11514120	11547995,97	24716353,95	-2891453,546	-2891453,546	1	-2891453,546
1		11514120	2346451,38	24716353,95	13202233,95	10310780,41	0,85	8764163,347
2		11514120	2346451,38	24716353,95	13202233,95	23513014,36	0,72	16929370,34
3		11514120	2346451,38	24716353,95	13202233,95	36715248,32	0,61	22396301,47
4		11514120	2346451,38	24716353,95	13202233,95	49917482,27	0,52	25957090,78
5		11514120	2346451,38	24716353,95	13202233,95	63119716,22	0,44	27772675,14
6		11514120	2346451,38	24716353,95	13202233,95	76321950,18	0,37	28239121,57
							NPV=	127167269,1
							P=	1,11698544

3 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОЛОГІЧНА БЕЗПЕКА

Основоположним документом у галузі охорони праці є Закон України “Про охорону праці”. Цей Закон визначає основні положення щодо реалізації конституційного права працівників на охорону їх життя і здоров'я у процесі трудової діяльності, регулює за участю відповідних органів державної влади відносини між роботодавцем і працівником з питань безпеки, гігієни праці та виробничого середовища і встановлює єдиний порядок організації охорони праці в Україні.

3.1 Характеристика небезпечних та шкідливих виробничих факторів виробництва

Теплових енергоустановки за ступенем впливу на виробничий персонал можна віднести до небезпечних виробництв. Робота енергоустановок пов'язана з викидом шкідливих речовин. Допоміжне обладнання енергоустановок включає велику кількість електродвигунів різної потужності: мережеві та підживлюючі насоси, насоси вихідної води, механізми електричні одно оборотні в системі автоматизації. Електроживлення цих машин здійснюється від електромережі напругою 220 і 380 В., яке є небезпечним для життя. Згідно вимог [34] передбачено аварійне освітлення, яке включається у разі аварії і живиться від автономної електростанції потужністю 4кВт. В якості засобів індивідуального захисту від ураження електричним струмом в електромережах з напругою до 1000 В використовують: діелектричні рукавички, інструмент з ізольованими рукоятками, покажчики напруги, діелектричні калоші, гумові килимки, ізолюючі підставки.

Робота перерахованого вище обладнання, створюють у залі шум і вібрацію, які не перевищують гранично - допустимі значення 80 дБ - для шуму і 60 дБ - для вібрації. Ці фактори впливають на людину, що знаходиться тільки

поблизу даного обладнання, тобто вплив короткочасне, але воно негативно впливає на опорно- руховий апарат і слух людини.

Незважаючи на ефективну теплоізоляцію трубопроводів мережної води, в приміщенні виділяється надлишкове тепло ($\sim 23 \text{ Дж/м}^3\text{с}$), що створює в теплий період року в залі підвищену температуру (до 28-30 °С), і утрудняє віддачу тепла людським тілом при фізичній роботі в даному приміщенні.

3.1.2 Надмірний тиск

У тепловому насосі є сосуди, працюючі під тиском. Для забезпечення безпечних умов експлуатації установки, вони повинні бути забезпечені приладами для виміру тиску і температури.

На запірній арматурі вказаний напрям його обертання при відкриванні або закриванні арматури.

Газові трубопроводи мають на лінії, що підводить, зворотний клапан, що автоматично закривається тиском з сосуд.

Кожен сосуд і самостійні порожнини з різними тисками забезпечені манометрами прямої дії. Манометр встановлений на штуцері сосуда або трубопроводі між сосудом і запірної арматурою.

Сосуди забезпечені запобіжними пристроями від підвищення тиску вище допустимого значення, а так само показчиками рівня рідини. На кожному показнику рівня рідини відмічені допустимі рівнями.

3.1.3 Підвищений рівень пожаро- і вибухонебезпеці

Оскільки устаткування працює під тиском, то існує загроза вибуху. Тому, проектування здійснене відповідно до Правил безпеки в газовому господарстві.

На паропроводах що підводять, передбачені електромагнітні клапана, такі, що блокуються з сигналізаторами. На паропроводах встановлюється тільки сталева арматура.

Приміщення відноситься до категорії Г - пожаробезпечні.

3.1.4 Підвищена температура

В приміщенні є поверхні, що мають високу температуру(водопроводи, паропроводи, поверхні устаткування). Усі ділянки елементів, доступні для обслуговуючого персоналу, покриті тепловою ізоляцією, що забезпечує температуру зовнішньої поверхні не більше 45 °С, при температурі довкілля не більше 25 °С. Персонал у свою чергу зобов'язаний перед прийомом зміни привести в порядок спецодяг. Рукави і полу спецодягу слід застебнути на усі гудзики, волосся прибрати під каску. Забороняється засукувати рукави спецодягу щоб уникнути отримання опіків.

3.2 Заходи з поліпшення умов праці

При роботі з організацію охорони праці важливою складовою є поліпшення умов праці. Поліпшення умов праці пояснюється лише тим, що вони у основному є виробничу середу, у якій протікає життєдіяльність людини в час праці. Від його стану у прямій залежності перебуває рівень працездатності людини, результати його роботи, стан здоров'я, ставлення до праці. Поліпшення умов серйозно впливає для підвищення його продуктивності.

3.2.1. Методи захисту від шуму

Граничні величини шуму на робочих місцях регламентуються [35]. В ньому закладено принцип встановлення певних параметрів шуму, виходячи з класифікації приміщень за їх використанням для трудової діяльності.

Боротьба з шумом ведеться в джерелі його виникнення. Це найбільш дієвий спосіб боротьби з шумом.

Зниження шуму звукопоглинанням та звукоізоляцією. Об'єкт, котрий випромінює шум, розташовують у кожусі, внутрішні стінки якого покриваються звукопоглинальним матеріалом. Кожух повинен мати достатню звукопоглинальну здатність, не заважати обслуговуванню обладнання під час роботи, не ускладнювати його обслуговування.

Зниження шуму звукоізоляцією полягає тому, що шумовипромінювальний об'єкт або декілька найбільш шумних об'єктів розташовуються окремо, ізолювано від основного, менш шумного приміщення звукоізолювальною стіною або перегородкою.

Звукоізоляційний ефект забезпечується також встановленням екранів та ковпаків. Вони захищають робоче місце і людину від безпосереднього впливу прямого звуку, однак не знижують шум в приміщенні.

3.2.2 Температурні умови виробничих приміщень

Метерологічні умови виробничих приміщень визначаються сукупністю параметрів-температури (t , °C), відносної вологості (ϕ %), швидкості руху повітря (V , м/с), атмосферного тиску (P , мм. рт. ст.), інтенсивності теплового випромінювання (E , Вт/ м²). Сукупність цих величин, характерних для конкретних виробничих умов, називається мікрокліматом.

Заходи й засоби захисту працюючих при недопустимих параметрах мікроклімату поділяються на організаційні заходи та колективні та індивідуальні засоби.

До організаційних заходів відносяться автоматизація, дистанційне керування технологічними процесами, кімнати реабілітації, чергування часу роботи й відпочинку.

Як технічні колективні засоби захисту застосовують екрани, засновані на принципах відбиття, поглинання, тепловідведення, повітряні, водяні душі завіси. До індивідуальних засобів захисту відносяться спецодяг.

3.2.3 Освітлення робочого міста

Під час створення оптимальних умов діяльності необхідно враховувати, що ефективність залежить тільки від освітленості, а й від такого типу важливих функцій очі, як контрольна чутливість, гострота зору, швидкість розрізнення деталей і стійкість ясного бачення

Швидкість зорового сприйняття підвищується зі збільшенням висвітлення. Вона швидко зростає при висвітленні в 70 – 75 лк. Повільніше – при висвітленні в 1000 – 1200 лк. і більше.

Стійкість ясного бачення залежить від характеру виконуваної роботи, умов виробничої середовища, зокрема, від тривалості висвітлення (з поліпшенням висвітлення різко підвищується тривалість ясного видення).

Існуючі норми штучного висвітлення виробничих приміщень передбачають різний рівень висвітлення для різної точності робіт.

Норми встановлюють найменші допустимі значення освітленості, при яких забезпечується успішне виконання різної характером і складності зорової роботи.

Висвітлення виробничих приміщень лише штучним світлом припустиме лише як виняток. Він створить відчуття безпосередній зв'язок із зовнішнього середовищем, дозволяє забезпечити рівномірний висвітлення приміщень.

Створення сприятливих умов праці, його подальше полегшення сприяють, з одного боку, збереження здоров'я трудящих, вдосконалення їх трудових навичок.

3.3 Виробнича санітарія

Виробничі території повинні забезпечуватися належними умовами природного освітлення, водопостачання, а також провітрюватись. Виробничі будинки повинні розташовуватися залежно від технологічного процесу і шкідливих виробничих факторів.

Приміщення повинні бути обладнана водопроводом і каналізацією, мати тверді покриття проходів, знаки. Стіни і стелі повинні бути мало теплопровідними, не затримувати пил, підлоги - теплими, еластичними, рівними і не слизькими.

Пункти для надання першої допомоги потерпілим на виробництві і хворим, а також для проведення лікувальної і санітарно-профілактичної роботи.

3.3.1 Санітарно-побутові приміщення підприємств

У тому разі, коли робітники перебувають на виробництві протягом шести-восьми годин, а також є вимоги щодо гігієни і культури виробництва, тоді потрібні санітарно-побутові приміщення:

- для прийому їжі і відпочинку під час перерви;
- душових для підтримки чистоти тіла під час роботи у пильних приміщеннях, гарячих цехах або з шкідливими речовинами;
- гардеробів (роздягалень) для збереження повсякденного чи спеціального одягу і взуття;
- умивальників, фонтанчиків для питної води;
- приміщення для особистої гігієни жінок;

- приміщення для обігріву робітників, що працюють на відкритому повітрі;

Надання першої допомоги, лікувальні і санітарно-профілактичні роботи на підприємствах проводять в оздоровчих пунктах.

3.4 Електробезпека

Ураження електричним струмом відносяться до небезпечних факторів, що відображаються на всьому організмі. Проте всі електротравми умовно поділяють на два основних види: місцеві електротравми, коли виникає місцеве ураження організму, електричний опік. У мережі сила напруги складає 220В/380В. Треба бути обережним з електроприборами, які є у корпусі, виконувати усі міри обережності.

Електрична мережа здійснює передачу і розподіл згідно до можливостей джерела. Крім того амплітудна напруга змінного струму може бути легко змінена за допомогою трансформатора. У корпусі використовується змінна трьохфазний струм.

Ступінь небезпеки впливу електричного струму залежить від:

- сили електричного струму, що протікає через людину;
- роду і частоти електричного струму;
- шляху протікання електричного струму через тіло людини;
- тривалості впливу струму на людину;
- індивідуальних особливостей людини;
- умов зовнішнього середовища, в якому працює людина.

Відчутний струм - електричний струм силою від 0,6 до 1,5 мА, що викликає під час проходження через організм відчутне подразнення.

Струм, що не відпускає - електричний струм, що викликає при проходженні через людину непереборні судорожні скорочення м'язів руки, в якій затиснута струмопровідна частина.

Для захисту людини від ураження електричним струмом використовують захисне заземлення. Приміщення належить до I категорії з надійності електропостачання. Електропостачання здійснюється по двох незалежних

Також є двосекційна система шин. Згідно [35] використовується система з глухо заземленою нейтраллю для обладнання на 0,4 кВт електродвигуни насосів, і захисту людини від ураження електричним струмом. Захист обладнання від короткого замикання здійснюється за допомогою автоматів, а від перевантаження – тепловими реле. Система зовнішнього та внутрішнього освітлення живиться від внутрішніх мереж електропостачання.

3.5 Протипожежна безпека

Відповідно до Основних правил пожежної безпеки [4.2], на підприємстві розроблені інструкції по заходах пожежної безпеки, в яких вказані для окремих ділянок виробництва заходу по протипожежному режиму, граничні показання контрольно-вимірювальних приладів, порядок і норми зберігання взриво- і пожежонебезпечних речовин. По кожній інструкції призначена відповідальна особа їх числа інженерно-технічних працівників.

Для внутрішнього пожежогасіння прийняті первинні засоби пожежогасіння в обсязі і складі відповідному вимогам додатка 3 НАПБ А.01-001-2004.

Для гасіння пожеж на підприємстві існує пожежна охорона, усі виробничі цехи і приміщення обладнані пожежною сигналізацією. Основними первинними засобами пожежогасіння є:

- вогнегасники вуглекислі ОУ- 2, ОУ- 5, ОУ- 8, ОУ- 20;
- пожежні щити з інвентарем;
- пожежні водопроводи.
- ящики з піском;

В цілях попередження пожеж і створення безпечних умов праці на підприємстві проведені наступні заходи:

- встановлені достатні розриви між будівлями, спорудами, складами, забороняється зберігання горючих матеріалів в розривах між будівлями;
- забезпечені умови для організації евакуації з приміщень у разі виникнення пожежі;
- впроваджена у виробництво системи автоматичного контролю і сигналізації за виникненням небезпечних чинників.

Також передбачено :

- застосування електроустаткування відповідно до вимог вибухо-пожежобезпеки ;
- заземлення металевих частин електричних пристроїв для запобігання розрядів статичної електрики;
- застосування світильників, типу проводів та виду прокладки проводів відповідних класу споруд і приміщень;
- пристрій заземлюючого контуру і блискавкозахисту .

3.6 Засоби індивідуального захисту

До числа засобів індивідуального захисту (ЗІЗ) відносяться прилади і пристосування для захисту органів дихання, зору , слуху , голови, рук , ніг і шкіри.

Працівникам відповідно до затверджених норм видаються:

- каска для захисту голови;
- рукавиці;
- черевики для захисту ніг від механічних пошкоджень та пилу;
- костюм брезентовий, вогнетривкий;
- костюм х/б;

- електроперсоналу додатково видаються інструменти з ізольованими рукоятками, гумові діелектричні рукавички, боти, ізольовані і струмовимірювальні кліщі.

3.7 Розрахунок і вибір дефлектора

У відповідності з технологічною частиною проекту об'єм приміщення залу дорівнює, м³

$$V = B \cdot H \cdot L = 9 \cdot 6 \cdot 18 = 972 \text{ м}^3.$$

Для створення необхідного повітрообміну розрахункова кількість вентиляційного повітря визначиться за формулою , м³/год

$$Q = F \cdot q,$$

де Q - виділення в приміщення явного тепла , кВт;

c_p - теплоємність повітря, $c_p = 1 \text{ кДж / (кг К)}$;

ρ - щільність повітря, $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$;

t_{yx} - температура повітря, що видаляється, °С;

t_n - температура припливного повітря, °С

При допустимій інтенсивності теплового опромінення працюючих 70 Вт/м² сумарне тепловиділення від зовнішніх поверхонь теплотехнічного обладнання та трубопроводів одно.

$$Q = 42 \cdot 70 = 2940 \text{ Вт (2,94 кДж/с)}.$$

Для літнього періоду перепад температур, °С

$$\Delta t = (t_{yx} - t_n) = (27,6 - 24,6) = 3,$$

де t_{yx} - температура повітря, що видаляється, °С;

$t_{п}$ - температура припливного повітря, °С

Передбачається установка в генераторному залі дефлекторів типу ЦАГІ, Прийнято конструктивне рішення установки дефлекторів по гребеню даху з дефлектора .

З приміщення залу необхідно видаляти дефлекторами 2940 м³/год повітря. Користуючись характеристиками дефлекторів, при значенні повного тиску в патрубку дефлектора $H = - 0,02$ Па, попередньо вибираємо дефлектор ЦАГІ (діаметр патрубка 700 мм).

Перевірочний розрахунок дефлектора. Розрахункова продуктивність дефлектора визначиться за формулою,

$$L_{д} = \frac{B - \sqrt{B^2 + 4KA}}{-2K},$$

$$A = 0,64 h_{дв} = 0,64 \cdot 0,65 = 0,3,$$

де $h_{дв}$ - динамічний тиск швидкості вітру , приймаємо при швидкості вітру 2,0м/с та $\rho = 1,29$ кг/м³ рівним 0,65 Па.

$$B = 0,0577 \cdot \frac{v_e}{d^2} = 0,0577 \cdot \frac{2}{0,7^2} = 0,235 .$$

Згідно [35] сума коефіцієнтів місцевих опорів для дефлектора ЦАГІ $\sum \xi = 0,6$.

Опір повітровода до дефлектора, Па

$$H_c = \sum \xi h_{дв} = 0,6 \cdot 0,65 = 0,39.$$

Знаходимо коефіцієнт опору мережі за рівнянням

$$K = H_c / L^2,$$

$$\text{де } K = 0,39 / 0,41^2 = 2,32.$$

Тоді розрахункова продуктивність дефлектора, м³/с

$$L_d = \frac{0,235 - \sqrt{0,235^2 + 4 \cdot 2,32 \cdot 0,39}}{-2 \cdot 2,32} = 0,36.$$

Необхідна кількість дефлекторів, шт.

$$N = L / L_d = 0,82 / 0,36 = 2,27.$$

Результати розрахунку підтверджують необхідність установки в приміщенні трьох дефлекторів ЦАГІ з діаметром патрубку 700 мм.

ВИСНОВКИ

У дипломному проекті був зроблений розрахунок тепло насосної установки. Для кращої роботи у компресорі використовують тронкові алюмінієві поршні ,клапани на всмоктуванні і нагнітанні прийняті з розрахунками - смугові. Охолодження циліндрів використовують парами холодильного агента (R 410A). Підшипникові опори-кулькові двоядерні. Тобто ми використовуємо холодний компресор,одно поршневий, лодноступінчатий, непрямоточний, вертикальний.

Резервної підведеної потужності в 617 кВт достатньо для нормальної роботи теплового насосу для самого холодного місяця року. Масова витрата води для потреб ГВП складе 12,23 кг/с (46,8 м³/год).

Для встановлення двох і більше теплових насосів, резервної потужності буде не достатньо. Тому спроектовано окремий компресор для теплового насосу. Потужність електродвигуна спроектованого компресора 750 кВт.

Додатково отримано таблицю розрахункової потужності компресора для фреону R502. При цьому $G_{гвп(max)} = 8,05$ кг/с, або $G_{гвп(max)} = 28,98$ м³/год. Даній витраті відповідає трубопровід Ду 125. Отже від конденсатору теплового насосу монтуємо трубопровід діаметром 125 мм. Швидкість потоку складе 0,66 м/с. Розроблені залежності зміни потужності компресора розрахованого теплового насосу з фреоном R502 та R410A. Проаналізувавши отримані залежності, бачимо, що для систем обраного теплового насосу фреон R502 веде до зменшення потужності компресора, зменшення теплового навантаження конденсатору та зменшення COP. Це обумовлюється в першу чергу обраною конструкцією компресора та масовою витратою фреону.

Найбільшу ефективність тепловий насос має у серпні місяці, а найменшу у січні та лютому. Це пояснюється низькою температурою води у річці Дніпр. Але враховуючи обраний компресор, то його потужності буде достатньо для підігріву води для гарячого водопостачання.

Можна зробити висновок, що тепловий насос з масовою витратою фреону R502 13,8 кг/с є більш екологічним, але тепловий насос з масовою витратою фреону R410A 8,7 кг/с підігріває води для ГВП на 16,28 % більше. Це пов'язано з теплофізичними властивостями фреону R410A. Отже обираємо розрахований тепловий насос з масовою витратою фреону R410A 8,7 кг/с.

У третьому розділі «Охорона праці та технологічна безпека» розглянуто характеристики небезпечних та шкідливих виробничих факторів та прийняті міри по їх усуненню, а також розглянуто заходи з поліпшення умов праці.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Бердишев, М. Ю. Прикладні питання тепломасообміну [Текст] : навч.-метод. посібник для студ. ЗДІА спец. 7.090510 і 8.090510 "ТЕ" всіх форм навчання : навч. посібник / М. Ю. Бердишев, І. Г. Яковлева // ЗДІА. - Запоріжжя : ЗДІА, 2012. - 134 с.
2. Кравченко, В.І. Вибір холодоагентів для теплових насосів. / В.І. Кравченко, В.В. Рошак // Наукові записки КНТУ. Кіровоград: КНТУ, вип.11, ч.І, - 2011 – с.165-168.
3. Рей, Д., Макмайл Д. Тепловые насосы. – М.: Энергоиздат, 1982. - 218 с.
4. Янтовский, Е.И., Пустовалов Ю.В. Парокомпрессионные теплонасосные установки. – М.: Энергоиздат, 1982. - 144 с.
5. Перельштейн, И.И., Парушин Е.Б. Термодинамические и теплофизические свойства рабочих веществ холодильных машин и тепловых насосов. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. – 123 с.
6. Матвієнко, В. М., О. Ю. Ковтун. Конференція сторін Віденської конвенції про охорону озонного шару// Українська дипломатична енциклопедія: У 2-х т. /Редкол.:Л. В. Губерський (голова) та ін. — К: Знання України, 2004 — Т.1 — 760с. ISBN 966-316-039-X
7. Ткаченко, С. Й. Парокомпресійні теплонасосні установки в системах теплопостачання. Монографія / С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2009. – 176 с.
8. Янтовский, Е. И. Парокомпрессионные теплонасосные установки / Е. И. Янтовский, Ю. В. Пустовалов. – М. : Энергоиздат, 1982. – 144 с.
9. Термодинамические диаграммы i -lgP для хладагентов. М.: АВИСАНКО, 2003. – 50 с.
10. Ткаченко, С. Й. Систематизація інформації з розробки, дослідження та впровадження теплонасосних установок / С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві:

науково-технічний збірник. – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2007. – № 4. – С. 176–184.

11. Ткаченко, С. Й. Узагальнена теплотехнологічна система з теплонасосною установкою / С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві: науковотехнічний збірник. – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2006. – № 3. – С. 136–141.

12. Остапенко, О. П. Перспективи застосування теплонасосних станцій в Україні / О. П. Остапенко, О. В. Шевченко / Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві: науково-технічний збірник. – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця. – 2011. – № 2. – С. 132–139.

13. Долинский, А. А. Тепловые насосы в теплоснабжении / А. А. Долинский, Е. Т. Базеев, А. И. Чайка // Промышленная теплотехника. – 2006. – Т.28, № 2. – С. 99–105.

14. Groff, G. G. Heat pumps in USA: 1950-1990 / G. G. Groff // International edition, 1980. – А. 38. – 46 p.

15. Проценко, В. П. Тепловые насосы в капиталистических странах / В. П. Проценко // Теплоэнергетика. - 1998. - № 3. – С. 70 – 74.

16. Янтовский, Е. И. Теплонасосные станции в энергетике / Е. И. Янтовский, Ю. В. Пустовлов, В. С. Янков // Теплоэнергетика. - 1987. - № 4. – С. 46 – 49.

17. Чепурний, М. М. Аналіз енергетичної ефективності застосування теплонасосних установок в системах централізованого теплопостачання / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко // Вісник Вінницького політехнічного інституту. - 2002. - № 4. – С. 52 – 55.

18. Клер, А. М. Сопоставление эффективности использования низкотемпературной теплоты для комбинированной теплопроизводящей установки с тепловым насосом / А. М. Клер, А. Ю. Мариненко // Сб. Энергетика: управления, качество и эффективность использования энергоресурсов. – 2003. – Т. 2. – С. 278 – 283.

19. Беляева, Г. Г. Оценка экономической целесообразности использования тепловых насосов в коммунальной энергетике Украины / Г. Г. Беляева, А. А. Рутенко, О. В. Басок // Пром. Теплотехніка. - 2009. – Т. 31. - № 5. – С. 81 - 87.
20. Чепурний, М. М. Показники ефективності роботи енергетичних установок для сумісного виробництва теплової та електричної енергії [Електронний ресурс] / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, Н. В. Пішеніна // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. - № 1. – 2010. Режим доступу: http://www.nbu.gov.ua/e-journals/VNTU/2010_1/2010-1.files/uk/10mmcaee_ua.pdf.
21. Бэр, Г. Д. Техническая термодинамика / Г. Д. Бэр. – М.: Мир, 1977. – 318 с.
22. Чепурний, М. М. Аналіз впливу температур на ефективність роботи теплонососних установок / Чепурний М. М., Ткаченко С. Й., Куть Т. П. // Вісник Вінницького політехнічного інституту. - 2001. - № 4. – С. 53 – 56.
23. Кименов, Г. А. Техническая термодинамика / Г. А. Кименов. – Техника: София, 1981. – 374 с.
24. Мартынов, А. А. Кондиционирование воздуха в действующих рабочих шахтах / Мартынов, А. А., Лунев С. Г., Яковенко А. К., Солдатов В.И., Розенберг А. С. // Уголь Украины. – 2002. – №5. – с. 44 – 48
25. Рей, Д. Экономия энергии в промышленности. Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 208 с.
26. Васильев, Г. П. Использование низкопотенциальной тепловой энергии земли в теплонасосных системах / Васильев Г. П., Шилкин Н. В. // АВОК. – 2003. – № 2. с. 56 – 60
27. Попов, А. В. Анализ эффективности различных типов тепловых насосов // Проблемы энергосбережения. – 2005. – № 1 – 2.
28. Рей, Д., Макмайл Д. Тепловые насосы. Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1982. – 224с.

29. Фиалко, Н. М. Оценка эффективности применения тепловых насосов в условиях метрополитенов и угольных шахт / Фиалко Н. М., Зимин Л. Б. // Пром. теплотехника. – 2006. – Т.28. – № 2. – с. 111 – 119.
30. Снежкін, Ю.Ф. Використання теплових насосів у процесах сушіння / Снежкін, Ю.Ф., Чалаєв Д.М., Шаврін В.С., Хавін О.О., Дабіжа Н.О. // Пром. теплотехника. – 2006. – Т.28. – № 2. – с. 106 – 109.
31. Святун, А.А. Концепция энергетического рециклинга в технологическом процессе конвективной сушки измельченных материалов с рециркуляцией воздуха на мусороперерабатывающем заводе / Святун А.А., Ключев Э.С. // Матеріали міжнародної наукової конференції “Прикладні проблеми аерогідромеханіки та тепломасопереносу”. – Дніпропетровськ, ДНУ, 2008, с. 153 – 154.
32. Янтовский, Е.И. Промышленные тепловые насосы. / Янтовский Е.И., Левин Л.А. / М.: Энергоатомиздат, 1989. – 128 с.
33. Васильев, Г. П. Эффективность и перспектива использования тепловых насосов в городском хозяйстве Москвы // Энергосбережение. – 2007. – № 8. – с. 63 – 65
34. Наздрашов, М.Н. Комплексный подход к вопросу отопления, вентиляции и горячего водоснабжения административных, культурно-бытовых и жилых зданий // Новости теплоснабжения. – 2000. – № 02. – с. 35 – 38.
35. Фролов, В. П. Эффективность использования тепловых насосов в централизованных системах теплоснабжения / Фролов В. П., Щербаков С.Н., Фролов М.В., Шелгинский А.Я. // Новости теплоснабжения. – 2004 – №7
36. Шилкин, Н. В. Использование тепловых насосов в системах горячего водоснабжения зданий // Сантехника. – 2003. – № 3. – с. 65 – 67
37. Геотехническая механика. Электрификация горных работ: Учебн. для вузов / Под ред. Волотковского С.А. – К.: Вища школа, 1980.– 448 с
38. Холодильні установки: Підручник: У двох книгах. Кн.2 / І. Г. Чумак, В. П. Чепурненко, С. Ю. Лар’янівський та ін. – К.: Либідь, 1995. – 224 с

39. Бердищев, М.Ю. Низькопотенційні та альтернативні джерела енергії. Навчально-методичний посібник для студентів ЗДІА Енергетичного напрямку всіх форм навчання/ Бердищев М.Ю, Чейлитко А.О., Назаренко О.М. Запоріжжя: Видавництво ЗДІА, 2015. – 270 с.

40. Суслов, А. Воздушные тепловые насосы: возможности и ошибки маркетинга // Акватерм. – 2010. - № 4. – С.22 – 24.

41. Коврига, Т. Лідер енергозберігаючих технологій / Т.Коврига // Энергосбережение. – 2009. – №9. – С. 4–5