Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
(повне найменування вищого навчального закладу)

Херсонський навчально-науковий інститут, енерготехнічний факультет
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра теплотехніки
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

ДОПУЩЕНИЙ ДО ЗАХИСТУ
В.о. завідувача кафедри
к.т.н., доцент Г.О. Кобалава

"12" 12 2023 року

Пояснювальна записка

до дипломного проєкту **магістра**
(освітній ступень, рівень вищої освіти)

на тему **«Підвищення енергоефективності системи опалення будівлі навчального закладу застосуванням теплонасосної установки»**

Виконав: студент **VI** курсу, групи **6257м**
спеціальності
142 «Енергетичне машинобудування»
(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)
«Холодильні машини і установки та системи кондиціювання повітря»
(назва освітньо-професійної програми)

Халявка Ю. В.
(прізвище та ініціали)

Керівник **Калініченко І.В.**
(прізвище та ініціали)

Рецензент **Корнієнко В.С**
(прізвище та ініціали)

Херсон – 2023

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
(повне найменування вищого навчального закладу)
Інститут, факультет, відділення ХННІ НУК, енерготехнічний факультет
Кафедра, циклова комісія Кафедра теплотехніки
Рівень вищої освіти другий (магістерський)
Галузь знань 14 «Електрична інженерія»
(шифр і назва)
Спеціальність 142 «Енергетичне машинобудування»
(шифр і назва)
Освітньо-професійна програма «Холодильні машини та установки і системи кондиціювання»

ЗАТВЕРДЖУЮ
В.о. завідувача кафедри
к.т.н., доцент Г.О. Кобалава

" 10 " 10 2023 року

З А В Д А Н Н Я
НА ВИПУСКНУ МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Халявка Юрій Васильович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи **«Підвищення енергоефективності системи опалення будівлі навчального закладу застосуванням теплонасосної установки»**
керівник роботи Калініченко І.В., к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені розпорядженням директора ХННІ НУК від " 10 " 10 2023 року № 19
2. Термін подання студентом роботи " 10 " грудня 2023 року.
3. Вихідні дані до роботи
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)
Вступ.
Розділ 1. Наукове дослідження.
Розділ 2. Ескізний проект системи теплонасосного автономного теплозабезпечення.
Розділ 3. Ескізний (робочий) проект елемента холодильної установки або системи кондиціювання **випарника**
Розділ 4. Розробка монтажу елемента холодильної установки або системи кондиціювання **компресорно-конденсаторного агрегату**
Розділ 5. Охорона навколишнього середовища та правила техніки безпеки при роботі з холодильним обладнанням.
Розділ 6. Оцінка ефективності розроблених проектних рішень.
Висновки.
Список використаних літературних джерел.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Креслення з результатами наукового дослідження – 1 – 2 аркуші.
Креслення системи холодопостачання, принципова схема – 1 аркуш.
Креслення загального розташування устаткування – 1 аркуш (не обов'язкове).
Креслення компресорно-конденсаторного агрегату – 1 аркуш.
Креслення конденсатора / компресора холодильної машини – 1 аркуш.
Креслення компресора / випарника холодильної машини – 1 аркуш.
Креслення монтажу елемента холодильної установки або системи кондиціювання – 1 аркуш.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата			
		завдання видав		завдання прийняв	
Розділ 1, 2, 5, 6	Керівник дипломного проекту				
Розділ 3	Кобалава Г.О., к.т.н., доцент				
Розділ 4	Калініченко І.В., к.т.н, доцент				

7. Дата видачі завдання " 10 " 10 2023 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів випускної магістерської роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Розділ 1, креслення з результатами наукового дослідження	25 жовтня	*виконано*
2.	Розділ 2, креслення системи холодопостачання, загального розташування устаткування	01 листопада	*виконано*
3.	Розділ 3, креслення компресорно-конденсаторного агрегату	05 листопада	*виконано*
4.	Креслення конденсатора / компресора, компресора / випарника холодильної машини	10 листопада	*виконано*
5.	Розділ 4, креслення монтажу елемента холодильної установки або системи кондиціювання	15 листопада	*виконано*
6.	Розділ 5	20 листопада	*виконано*
7.	Розділ 6	25 листопада	*виконано*
8.	Остаточне оформлення розрахунково-пояснювальної записки та графічного матеріалу; подання магістерської роботи на кафедру	10 грудня	*виконано*

Студент _____ **Халявка Ю.В.**
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ **Калініченко І.В.**
(підпис) (прізвище та ініціали)

Анотація

Магістерська робота складається з 94 сторінок, включає 4 додатки та базується на 18 літературних джерелах.

Досліджено застосування термопресора в циклі ежекторної холодильної машини. Розташування термопресора на виході з ежектора призвело до підвищення тиску під час контактного охолодження пари до температури насичення. Це призвело до збільшення коефіцієнта ежекції U і відповідно тепловий коефіцієнт ЕХМ ζ.

Розроблено теплонасосну установку на основі поршневого компресора для забезпечення теплопостачання багатоповерхового будинку. Використання такої установки у якості теплогенеруючого джерела є економічно вигідним порівняно з централізованим теплопостачанням від теплових електростанцій (ТЕС). Термін окупності теплонасосної установки становить один рік.

Був розроблений ескізний проект теплонасосної установки для системи теплопостачання. У рамках проекту проведені розрахунки циклу, а також розрахунок та підбір устаткування для установки, включаючи ескізний проект випарника.

В магістерській роботі також висвітлені ключові аспекти охорони навколишнього середовища та правила техніки безпеки при роботі з теплонасосним та холодильним обладнанням.

Ключові слова: тепловий насос, система теплопостачання, повітроохолоджувач, компресор, конденсатор, холодоагент, термопресор.

Summary

The master's thesis consists of 94 pages, including 4 appendices, and is based on 18 literary sources.

The application of a thermocompressor in the ejector refrigeration cycle has been investigated in the thesis. Placing the thermocompressor at the exit of the ejector led to an increase in pressure during contact cooling of the vapor to the saturation temperature. This resulted in an increase in the ejection coefficient (U) and, consequently, the thermal coefficient of the ejector refrigeration cycle (EXM ζ).

A heat pump system based on a piston compressor has been developed to provide heating for a multi-story building. The use of such a system as a heat-generating source is economically advantageous compared to centralized heating from thermal power plants (TPPs). The payback period for the heat pump system is one year.

An outline project of the heat pump system for a heating system has been developed. Within the project, calculations of the cycle, as well as the selection and calculation of equipment for the installation, including the outline project of the evaporator, have been carried out.

The master's thesis also highlights key aspects of environmental protection and safety regulations when working with heat pump and refrigeration equipment.

Keywords: heat pump, heat supply system, air cooler, compressor, condenser, refrigerant, thermopressor.

ЗМІСТ

ВСТУП 7
РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ТЕРМОПРЕСОРА В ЦИКЛАХ ЕЖЕКТОРНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН 10
1.1. Постановка мети дослідження та її зв'язок із важливими науковими та практичними завданнями 10
1.2. Особливості процесу термогазодинамічної компресії. постановка мети та задач дослідження 12
1.3. Розробка схемних рішень 14
1.4. Аналіз ефективності застосування термопресора 17
1.5. Висновки до розділу 1 20
РОЗДІЛ 2. ЕСКІЗНИЙ ПРОЕКТ СИСТЕМИ ТЕПЛОНАСОСНОГО АВТОНОМНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ 21
2.1 Вибір і обґрунтування типу установки і системи опалювання 21
2.2 Вибір і обґрунтування зовнішніх і внутрішніх параметрів для розрахунку установки 27
2.3 Розрахунок теплопередач конструкцій огорож приміщень. визначення теплових і вологісних навантажень в зимовому режимі 28
2.4 Визначення схеми, матеріалів і розмірів системи теплоносія, гідравлічного опору для вибраної ділянки від насоса до опалювальних приміщень. вибір насоса 43
2.5 Розрахунок втрат теплоти у трубопроводі від корпусу хф нук до центральної магістралі системи теплопостачання херсонської ТЕС 47
2.6 Розрахунок циклу. розрахунок і підбір устаткування установки: компресора, теплообмінних апаратів і т.п. 51
2.7 Визначення максимальної електричної потужності, яку споживає установка у режимі опалення 63
2.8 Розробка схеми установки з автоматизацією роботи 63
РОЗДІЛ 3. ЕСКІЗНИЙ ПРОЕКТ ВИПАРНИКА 66
3.1 Тепловий і конструктивний розрахунок випарника. теплове навантаження випарника 66
3.2 Гідравлічний розрахунок випарника 67
3.3 Міцностний розрахунок 68
3.4 Розробка конструкції випарника 69

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЇ МОНТАЖУ КОМПРЕСОРНО-КОНДЕНСАТОРНОГО АГРЕГАТУ 70
4.1 Організація монтажних робіт 70
4.2 Короткий опис монтуємого агрегату 71
4.3 Вибір методу монтажу 71
4.4 Технічні вимоги, що пред'являються при монтажі агрегату на амортизаторах типу АКСС-n 73
4.5 Опис технологічного процесу монтажу компресорно-конденсаторного агрегату 74
РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ПРАВИЛА ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ ПРИ РОБОТІ З ХОЛОДИЛЬНИМ ОБЛАДНАННЯМ. 75
5.1 Питання охорони праці 75
5.2 Вимога техніки безпеки і виробничій санітарії до оснащення машинного відділення 75
5.3 Небезпечні і шкідливі виробничі чинники 78
5.4 Проблеми скорочення озонового шару атмосфери 80
РОЗДІЛ 6. ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗРОБЛЕНИХ ПРОЕКТНИХ РІШЕНЬ
6.1 Вибір порівнюваних варіантів проектних рішень 82
6.2 Вибір критерію порівняльної ефективності 82
6.3 Визначення вартісних характеристик і річного економічного ефекту 83
ВИСНОВОК 85
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ 86
ДОДАТКИ 88

ВСТУП

Головні розміри будівлі. Загальне місце розташування. Характеристики основних приміщень, систем та обладнання

В даній дипломній роботі розглядаються питання опалення у холодний період року учбово-адміністративної будівлі Херсонського навчально-наукового інституту НУК. Будівля розташована у центральній частині міста по проспекту Ушакова, 44. Будівля має централізоване опалення від Херсонської ТЕС.

Будівля чотирьох-поверхова кам'яна, Г-подібної форми.

З 1952 року введено у експлуатацію.

Загальний об'єм будівлі складає	16015 куб. м;
Загальна площа будівлі складає	10100 кв. м;
Загальна площа приміщень	3767 кв. м;
Корисна площа приміщень	2781 кв. м;
Габаритні розміри будівлі (довжина Д, ширина Ш, висота В)	90 м х 11,0 м х 18,5 м.

Інженерне обладнання об'єкту:

1.	Водопровідна лінія	200 м;
2.	Каналізаційна лінія	250 м;
3.	Центральне опалення	1215 м;
4.	Лінія електроосвітленні	2117 м.

Призначення проектованої установки

Спроектована теплонасосна установка призначена для теплопостачання учбово-адміністративної будівлі Херсонського навчально-наукового інституту НУК, яка знаходиться в м. Херсоні по вул. Ушакова, 44.

Теплонасосні установки для автономного тепло забезпечення (рис. 1) здійснюють зворотний термодинамічний цикл на низько киплячій робочій речовині, одержуючи поновлювану низько потенційну теплову енергію з навколишнього середовища. У розвинених промислових державах

експлуатуються десятки мільйонів теплонасосних установок, з них більше половина – в житлово-комунальному секторі.

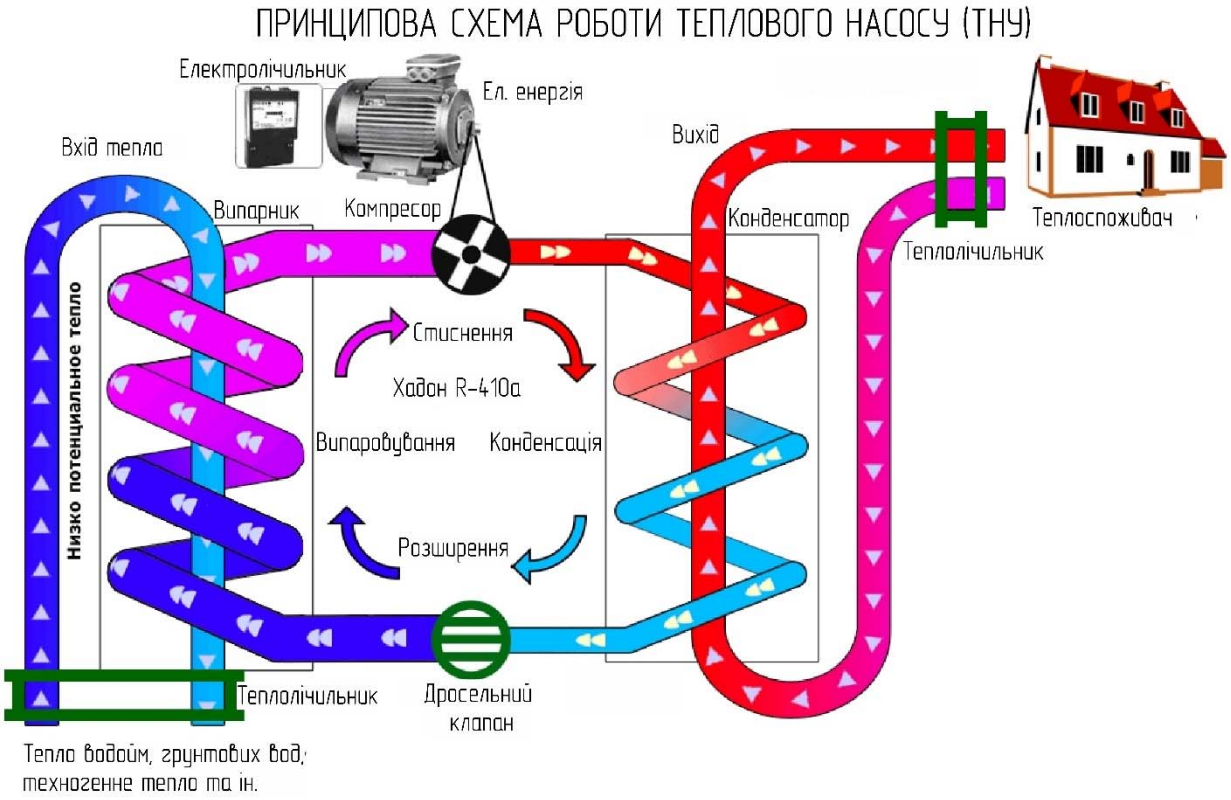


Рис. 1. Принципова схема роботи теплового насоса

Теплонасосні установки доцільно використовувати при переході до децентралізованих системам теплопостачання (без протяжних теплових мереж, які мають достатньо велику вартість), що істотно зменшує експлуатаційні витрати і збільшує надійність роботи.

За принципом дії найбільш поширеними є парокомпресорні або схеми абсорбції теплових насосів. Як джерело теплоти низького потенціалу можна використовувати ґрунтові води (Т=8….15 °С, грунт (Т=5….10 °С), водопровідну воду (Т=9….20 °С), каналізаційні стоки (Т=10…..17 °С).

Стабільність роботи теплонасосної системи автономного теплозабезпечення (внаслідок її надійності і значно менших експлуатаційних витрат) забезпечує постійні комфортні умови для людей, які впродовж робочого дня знаходяться в будівлі, збільшує їх працездатність і зменшує ризик захворювань.

На сьогодні на ринку представлені фірми і заводи, які виготовляють тепло-насосне устаткування. Ефективне впровадження тепло-насосних систем вимагає обліку особливостей кожного конкретного випадку, тобто обґрунтованого вибору як схеми і параметрів роботи установки, так і складу елементів і апаратів. Реалізацією цих напрямів займаються спеціалізовані проектний-конструкторські бюро і інжинірингові фірми, кількість яких є, по-перше, недостатнім, а по-друге, вони орієнтуються в основному на імпортне устаткування, яке дорожче вітчизняного в 5...10 разів.

Реалізація тепло-насосної технології автономного теплопостачання не тільки не приведе до якого або забрудненню навколишнього середовища, а навпаки, істотно поліпшить екологічний стан.

Це забезпечується:

- заощадженням не поновлюваних енергоресурсів;

- зменшенням викидів CO_2 (парникового газу) в атмосферу;

- застосуванням в тепло-насосній установці тільки озонобезпечних робочих агентів.

Крім того, експлуатація теплонасосного устаткування створює значно меншу загрозу життя і здоров'ю людей, які знаходяться в адміністративній будівлі, в порівнянні з газовими опалювальними системами.

РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ТЕРМОПРЕСОРА В ЦИКЛАХ ЕЖЕКТОРНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН

1.1. Постановка мети дослідження та її зв'язок із важливими науковими та практичними завданнями

На сьогоднішній день, серед тепловикористовуючих холодильних машин застосовують наступні: абсорбційні холодильні машини; турбокомпресорні холодильні машини; ежекторні холодильні машини [1, 2].

Досить перспективним є застосування ежекторних холодильних машин (ЕХМ). В якості робочого тіла (холодоагента) можуть застосовуватися вода і низькокиплячі речовини (хладони). Володіючи всіма перевагами водяних ЕХМ, хладонові вигідно відрізняються від останніх відсутністю вакууму, можливістю отримання більш низьких температур ($t_0 = –30 ... +15$ °С) [1, 2], простотою і компактністю. Однак, їх теплова ефективність недостатньо висока: тепловий коефіцієнт $\zeta = 0,2–0,4$ [2] [3].

Одним з напрямків підвищення енергетичної ефективності ЕХМ є застосування струминних термопресорних технологій [3], в основі яких лежить використання процесу термогазодинамічної компресії, яка полягає в контактному охолоджені і одночасному підвищенні тиску газу або пари.

Принципова схема та цикл традиційної ЕХМ на НРТ показані на рис. 1. Машина працює наступним чином: ежектор всмоктує пару з випарника, використовуючи енергію робочої пари високого тиску, що надходить із генератора пари і розширюється в його соплі до тиску дещо меншого, ніж тиск пари на виході з випарника, та стискає її до тиску конденсації: Стиснена ежектором пара конденсується в конденсаторі. Рідкий холодоагент розділяється на два потоки: перший дроселюється у дросельному вентилі та випаровується у випарнику, другий – стискується в насосі до високого тиску та випаровується в генераторі.

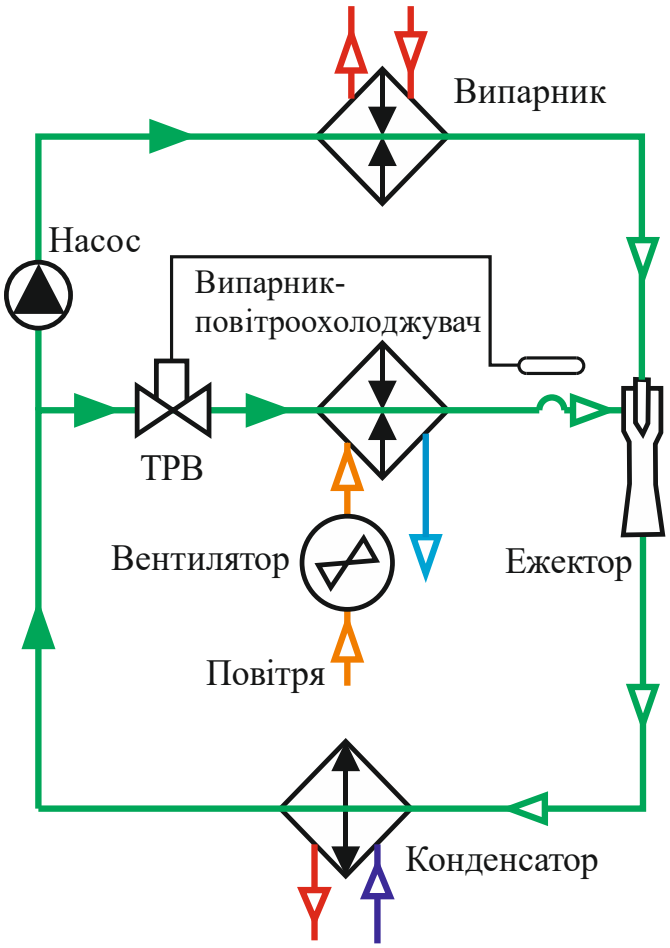


Рис. 1.1 Схема ежекторної холодильної машини

Ежектор – струминний апарат, в якому відбувається змішування та обмін енергією двох потоків різного тиску з утворенням змішаного потоку з проміжним тиском.

Теоретичне та експериментальне дослідження ЕХМ проводилося з використанням холодоагентів R12, R134a, R142b, RC318, R500, R600, R600a, R717. За результатами досліджень встановлено, що одними з найбільш ефективними з точки зору енергетичної, економічної, екологічної та експлуатаційної ефективності є холодоагенти R142b і R600.

Зараз активно ведуться роботи по вдосконаленню конструкції ежектора. Ежектори ЕХМ працюють, як правило, зі степенем стиснення e = 1,2…2,5 [1]. При степенях e > 3 згідно доцільно використовувати ежектори з конічною камерою змішування. При цьому можливе підвищення коефіцієнта ежекції U до 25 %. Камеру змішування виконують у вигляді розвиненої вхідної конічної частини з кутом конусності α = 5...7° [4].

З метою пошуку резервів підвищення ефективності ЕХМ можна звернутися до ефекту термогазодинамічної компресії (термопресії). Ефект термопресії укладається в підвищенні тиску при одночасному зниженні температури в процесі випаровування дрібнодисперсної рідини, яка впорскується в потік пари (газу), що рухається із швидкістю біля звукової [4].

Термопресор можливо також використати як засіб підвищення енергетичної ефективності ЕХМ, наприклад, для охолодження пари перед конденсатором. При цьому термопресор буде являти собою багатофункціональний апарат (теплообмінник), в якому буде відбуватися охолодження пари холодоагенту та одночасне підвищення тиску. З одного боку, це дозволить збільшити тепловий коефіцієнт ζ ЕХМ за рахунок збільшення коефіцієнта ежекції U при зменшенні степені підвищення тиску в ежекторі ЕХМ. З іншого боку, зменшить теплове навантаження на конденсатор ЕХМ при охолодженні пари холодоагенту до стану насичення.

1.2. Особливості процесу термогазодинамічної компресії. Постановка мети та задач дослідження.

При русі двофазної суміші в секції випаровування термопресора можна виділити три характерні режими (рис. 1.2) [5]. В області, що безпосередньо примикає до площини упорскування, має місце режим I, коли вплив лобового опору крапель рідини переважає над всіма іншими діями і визначає поведінку потоку. При цьому відбувається збільшення числа Маха, статичний тиск потоку знижуються, а температура рідини підвищується, наближаючись до температури насичення. Велика швидкість газового потоку сприяє інтенсивному випаровуванню рідини. Аеродинамічний опір крапель на цій ділянці переважає над позитивним ефектом випаровування. Падіння тиску ΔP I внаслідок аеродинамчного опору на режимі I може бути досить значним і складати 5…15 % [3]. Поступово різниця в швидкості газу і рідини зменшується і вплив лобового опору крапель знижується.

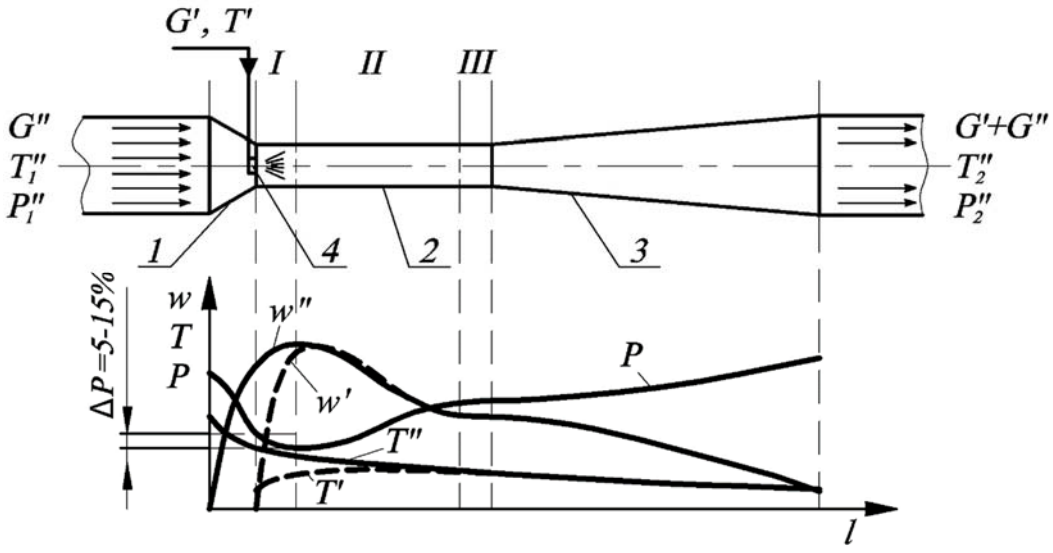


Рис. 2.2. Характер зміни параметрів в термопресорі:

1 – сопло; 2 – робоча камера; 3 – дифузор; 4 – форсунка;

P – тиск; T ', T " – температура рідини і газу; w ', w " – швидкість краплинної рідини і газу; G', G" – витрата рідини на упорскування і газу

Підвищення температури рідини значно збільшує швидкість випаровування. Наступає момент, коли визначальним процесом є випаровування рідини – режим II. При цьому швидкість потоку і число Маха зменшуються, а повний і статичний тиск зростають. В цьому режимі позначається уповільнююча дія газу на рідину, оскільки в деякій області рідина має швидкість, більшу, ніж швидкість газу. Це сприяє деякому підвищенню тиску, втраченому в режимі I. Маса рідини поступово зменшується в наслідок випаровування, звідси до потоку в режимі II повертається менше енергії, ніж затрачується в режимі I.

Поступово швидкість випаровування знижується внаслідок зменшення площі поверхні крапель і скорочується різниця в швидкості і температурі фаз. Поверхневе тертя, що було до цього відносно незначним, стає переважаючим чинником – режим III. В дифузорі відбувається зниження швидкості парогазової суміші і підвищення статичного тиску.

Робочий процес реального термопресора бажано організувати так, щоб звести до мінімуму втрати енергії в режимі I і повністю виключити режим III [3].

Підвищення початкової температури газу до певної величини сприятливо позначається на роботі термопресора [4]. Висока початкова температура забезпечує інтенсивний процес випаровування, в зв'язку, з чим робота може відбуватися при більш високих швидкісних режимах, оскільки протягом майже всього процесу випаровування забезпечується значна різниця температур між фазами. Проте при дуже високих початкових температурах втрати енергії на розгін і транспортування рідини можуть перевищити позитивний ефект випаровування, оскільки, підвищення повного тиску зменшуватиметься із зростанням початкової температури.

1.3. Розробка схемних рішень

Основою дослідження є вирішення науково-прикладної задачі, яка полягає в розробці схемо-технічного рішення, яке дозволяє реалізувати запропонований підхід до підвищення енергетичної ефективності ЕХМ за рахунок застосування термопресора, як засобу реалізації явища термопресії (термогазодинамічної компресії). При цьому питання підвищення ефективності ЕХМ відбувається в двох напрямках: вибору раціональної схеми ЕХМ із термопресором; вибору найбільш ефективного робочого тіла (холодоагенту).

У дослідженні використана розрахункова модель застосування термопресора в циклах холодильних машин, яка враховує особливості розрахунків циклів і схем тепловикористовуючих ЕХМ, геометричних показників проточної частини ежектора ЕХМ, а також способів інтенсифікації процесів теплопередачі в теплообмінних апаратах ЕХМ (наприклад за рахунок застосування струминних насосів типу рідина-рідина – інжекторів).

Аналіз ефективності циклу ЕХМ здійснювався за наступних умов: температура конденсації постійна – t_c = 35 °С; температура кипіння у випарнику ЕХМ (режим кондиціювання повітря) – t_0 = 5; 10 °С; температура кипіння в генераторі пари – t_g = 60–140 °С (з урахуванням критичної температури і тиску

холодоагенту). Також здійснювалося порівняння показників ЕХМ при максимально можливій температурі в генераторі пари t_g.

При виборі раціонального робочого тіла (холодоагенту) для ЕХМ враховувалися наступні показники: нормальна температура кипіння t_s; критична температура t_{cr} та критичний тиск P_{cr}; токсичність відповідно до стандарту TLV-TWA; Ozon Depletion Potential (ODP); Global Warming Potential (GWP). Було обрано ряд холодоагентів (табл. 1.1), серед яких як такі, що традиційно застосовуються для ЕХМ [2, 3], так і ряд інших холодоагентів, які можливо застосувати в ЕХМ виходячи з можливості використання термопресора в циклі ЕХМ.

Таблиця 1. 1. Властивості робочих речовин (холодоагентів) для застосування в тепловикористовуючих ежекторних машинах із термопресором

Холодоагент	t_s [°C]	t_{cr} [°C]	P_{cr} [Bar]	k	R*) [Дж/(кг·K]	TLV-TWA [‰]	ODP	GWP_{100}
R142b	–9.1	137.1	40.6	1.30	110	1000	0.060	2220
R134a	–17.6	119.0	46.4	1.30	108	1000	0	1110
R12	–29.8	112.0	41.4	1.30	137	1000	0.820	10900
R717	–33.3	132.3	113.3	1.30	1029	25	0	<1
R600	–0.5	152.0	38.0	1.11	252	1000	0	20
R600a	–11.7	134.7	36.3	1.11	232	1000	0	20
RC318	–6.0	115.2	27.8	1.30	85	1000	0	10300

*) – приведено до температури конденсації t_c = 35 °C

Одним з варіантів зниження тиску пари на виході з дифузору ежектора ЕХМ при незмінній температурі конденсації tc є застосування термопрессора перед конденсатором (рис. 1.3).

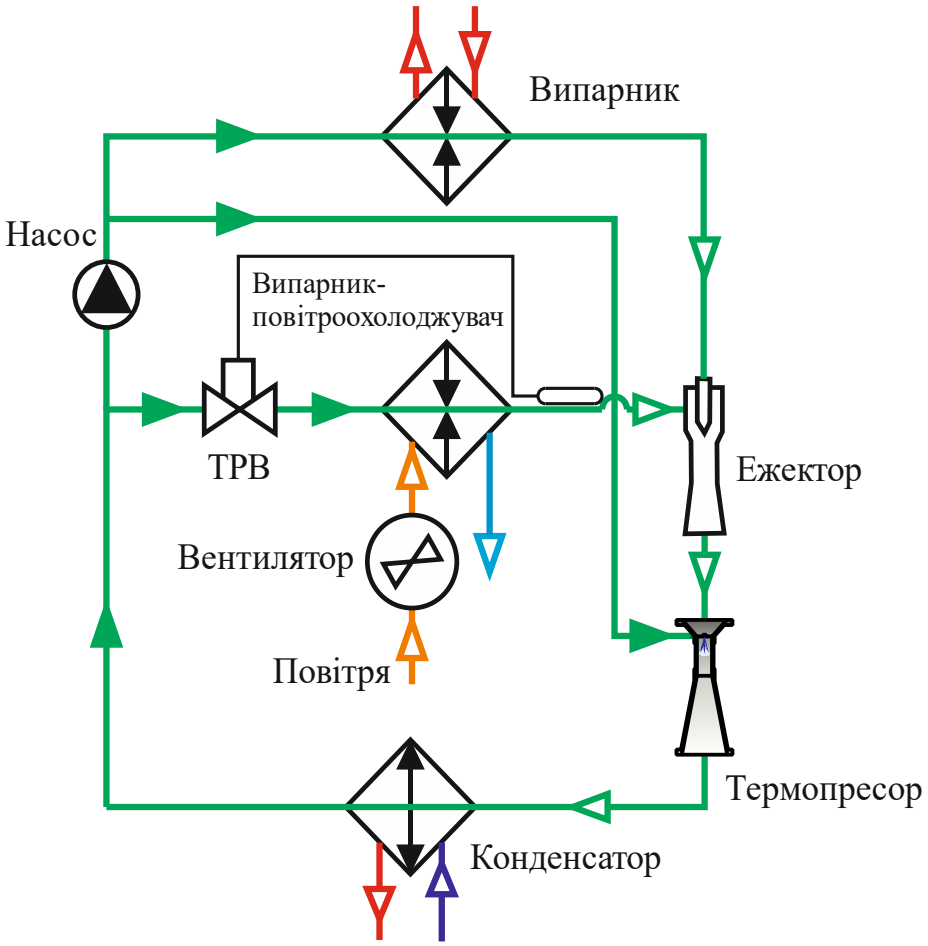


Рис. 1.3. Схема ежекторної холодильної машини з термопресором

У робочу камеру термопрессора впорскується рідина, що відбирається з нагнітання циркуляційного насоса. Загальна холодопродуктивність Q_0 ЕХМ не змінюється за рахунок збільшення кількості робочого тіла g_f (холодоагенту), що циркулює в контурі ЕХМ. Зниження перегріву пара в термопресорі дозволяє також зменшити теплове навантаження на конденсатор і тим самим скоротити витрату охолоджуючої води (або повітря) конденсатора.

Подача рідкого холодоагенту здійснюється при відбиранні за циркуляційним насосом. Таке рішення дозволяє забезпечити більш високий тиск на впорскуванні форсунки термопресора, а відтак, зменшити середній діаметр крапель рідини на вході в робочу камеру, що, у свою чергу, збільшить загальний приріст тиску в термопресорі за рахунок зменшення відносної довжини випаровування, а також зменшення впливу лобового опору краплі в газовому (паровому) потоці.

1.4. Аналіз ефективності застосування термопресора

Аналіз ефективності робочого процесу термопресора показує, що позитивне збільшення тиску газового потоку (рис. 1.4, 1.5) буде спостерігатися лише для де-яких холодоагентів (R142b, R600), а для всіх інших холодоагентів характерно зменшення повного тиску в наслідок переважаючого впливу опору при низьких перепадах температур в термопресорі. Так, для холодоагента R142b підвищення відносного тиску перед конденсатором складає (P_{c2}/P_{c1}) = 1,002–1,003 (0,006–0,015 Бар), для R600 – (P_{c2}/P_{c1}) = 1,002–1,003 (0,004–0,009 Бар).

Позитивне підвищення тиску спостерігається в діапазоні температур кипіння в генераторі пари ЕХМ – $t_г$ = 90–140 °С. Для холодоагентів R142b, R600 відносна температура в зоні позитивного збільшення тиску складає (T_{c1}/T_{c2}) = 1,10–1,14 при абсолютних значення охолодження пари перед конденсатором ΔT_c = 30–40 °С.

Збільшення тиску в термопресорі дозволяє зменшити ступінь стиснення в ежекторі ЕХМ, а звідси збільшити коефіцієнт ежекції (рис. 1.6). Коефіцієнт ежекції для холодоагентів, що мають позитивне збільшення тиску в термопресорі, складає: R142b – U = 0,23–0,33; R600 – U = 0,25–0,35;. Це в свою чергу, дозволить забезпечити тепловий коефіцієнт (рис. 1.7): R142b – ζ = 0,19–0,25; R600 – ζ = 0,17–0,24.

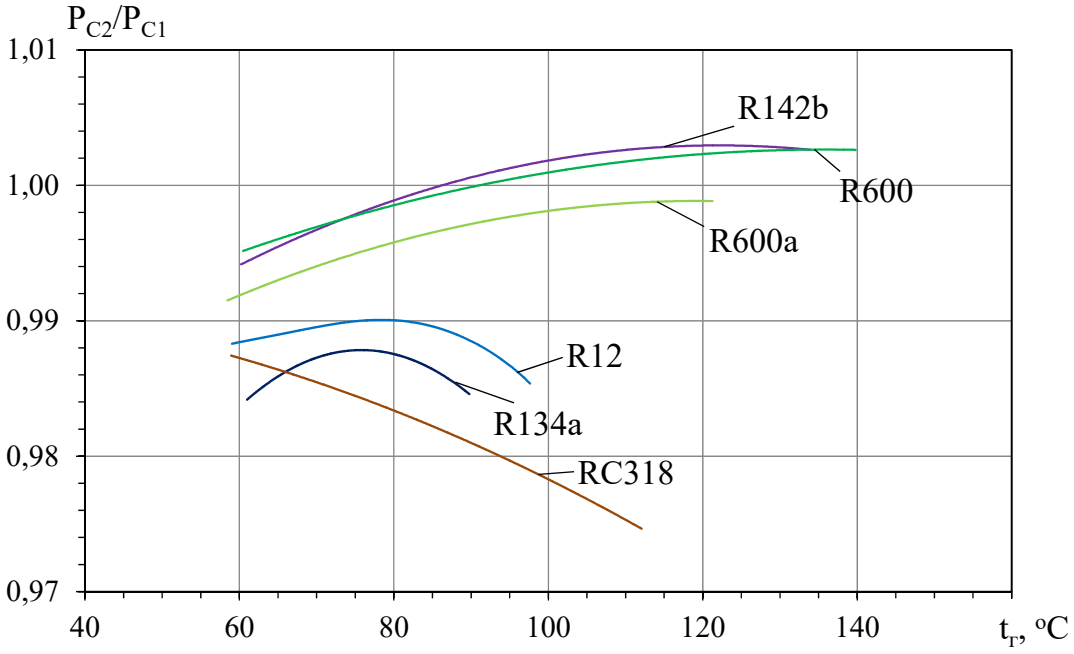


Рис. 1.4. Залежності зміни відносного підвищення тиску термопресора (P_{c2}/P_{c1}) від температури кипіння в генераторі пари ЕХМ $t_г$ для різних холодоагентів при температурі кипіння у випарнику t_0 = 5 °С

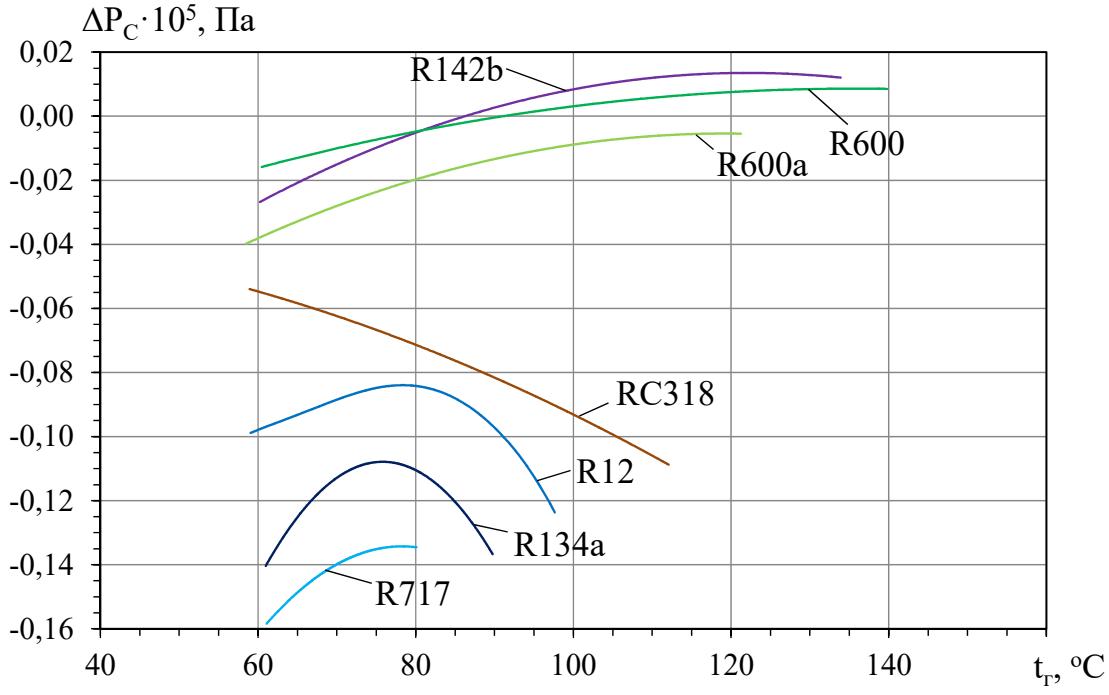


Рис. 1.5. Залежності зміни повного тиску термопресора ΔP_c від температури кипіння в генераторі пари ЕХМ $t_г$ для різних холодоагентів при температурі кипіння у випарнику t_0 = 5 °С

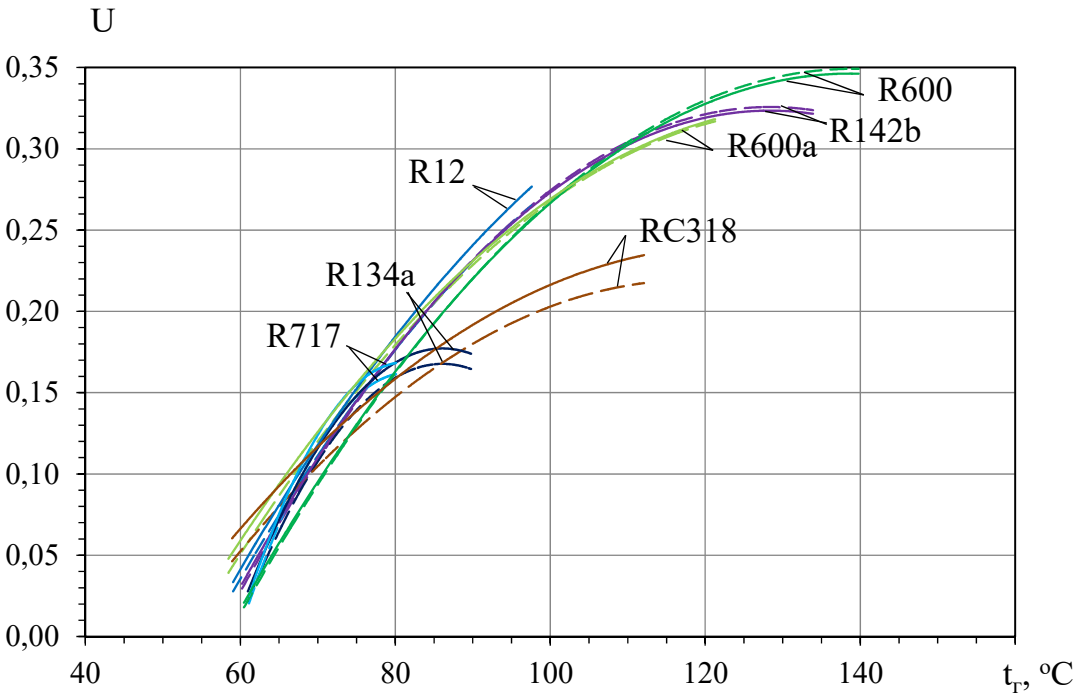
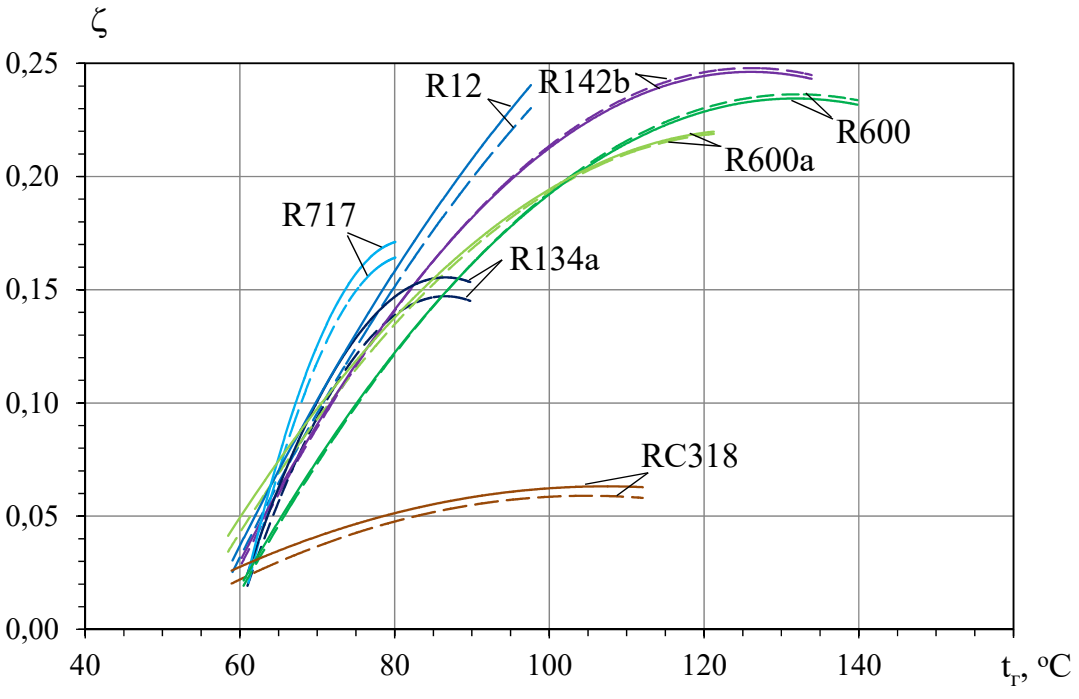


Рис. 1.6. Залежності коефіцієнту ежекції U від температури кипіння в генераторі пари ЕХМ $t_г$ для різних холодоагентів при температурі кипіння у випарнику t_0 = 5 °С



1.7. Залежності теплового коефіцієнту ζ від температури кипіння в генераторі пари ЕХМ $t_г$ для різних холодоагентів при температурі кипіння у випарнику t_0 = 5 °С

1.5. Висновки до розділу 1.

Застосування термопресора в циклі ЕХМ, при встановленні на виході з ежектора, дозволяє за рахунок підвищення тиску при контактному охолодженні пари до температури насичення підвищити коефіцієнт ежекції U і відповідно тепловий коефіцієнт ЕХМ ζ.

Аналіз ефективності ЕХМ при застосуванні термопресора показує, що найбільшою ефективністю при максимально можливих температурах кипіння в генераторі t_g є холодоагенти: R142b – приріст $\Delta\zeta = 0{,}74\%$; R600 – $\Delta\zeta = 0{,}89\%$.

РОЗДІЛ 2. ЕСКІЗНИЙ ПРОЕКТ СИСТЕМИ ТЕПЛОНАСОСНОГО АВТОНОМНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

2.1 Вибір і обґрунтування типу установки і системи опалювання

На сьогодні теплогенеруючим джерелом для учбовий-адміністративної будівлі Херсонського навчально-наукового інституту НУК є міська ТЕС, яка розташована на відстані приблизно 10 км від нього, що обумовлює значні тепловтрати при доставці теплоносія.

Основними недоліками центрального теплопостачання від ТЕС є:

- залежність комфортних умов в учбово-адміністративній будівлі від якості опалювальної води, що подається, що при пониженні температури теплоносія призводить до зниження працездатності і збільшує ризик захворювань професорський-викладацького і учбово-допоміжного персоналу, а також студентів;

- незалежно від якості теплоносія, що подається, тариф на теплопостачання від ТЕС залишається як і раніше високим, і в прогнозі на майбутнє можливо його подальше збільшення.

Враховуючи незадовільний стан тепломереж, а також те, що сама технологія теплогенерування технічно застаріла (у ТЕС реалізовані проекти 40-літньої давності), виникає питання про перехід від централізованого до автономного теплопостачання.

Існує декілька альтернативних варіантів автономного теплопостачання: газові казани, електричні бойлери, теплові насоси і т.д.

1. Газові котли. Позитивним моментом у використанні газового казана для забезпечення теплопостачання учбовий-адміністративної будівлі є його економічність і плавне регулювання температури теплоносія, що подається, в порівнянні з ТЕС.

Основні недоліки газових колів:

- учбовий-адміністративна будівля знаходиться в центрі міста і провести

газову магістраль практично неможливо, це може порушити архітектурний ансамбль будівлі і центральної вулиці міста;

- газове устаткування небезпечне, можливі витоки газу, що може призвести до масових отруєнь персоналу і студентів Херсонського навчально-наукового інституту НУК;

- газове устаткування вибухонебезпечне, тому до нього пред'являють строгіші норми по експлуатації;

- при експлуатації газових казанів виділяється велика кількість вуглекислого газу (CO_2), тому застосування цієї установки з екологічного погляду (парниковий ефект) недоцільно.

2. Електричні бойлер. На сьогодні на ринку України надана величезна кількість електричних бойлерів, що дозволяє підібрати оптимальний варіант установки для теплопостачання. Але їх основним недоліком є велика кількість споживаної електроенергії. Тарифи на електроенергію великі, і в майбутньому можливе їх збільшення, тому застосування цих установок економічно недоцільно.

3. Теплові насоси. Технічна можливість і енергетична ефективність застосування теплових насосів як джерела теплопостачання вже доведена майже півтора століття назад. Проте практичне використання ці розробки в Україні одержали тільки останніми роками.

Теплонасосна станція є автономним джерелом теплопостачання, що використовує як низькопотенційне джерело – теплоту води, що йде з центральної системи опалювання.

Низькопотенційна теплота води (+30...+35 °С) за допомогою теплового насосу транспортується на температурний рівень +60…+65 °С опалювальної води. Устаткування тепло насосної станції дозволяє регулювати як температуру прямої води опалювання, так і кількість переданої нею теплоти.

Схема теплового насоса вказана на рис. 2.1. У тепловому насосі є три основних агрегати (випарник, конденсатор, компресор) і три основних контури (хладоновий і водяний, джерела, споживач тепла).

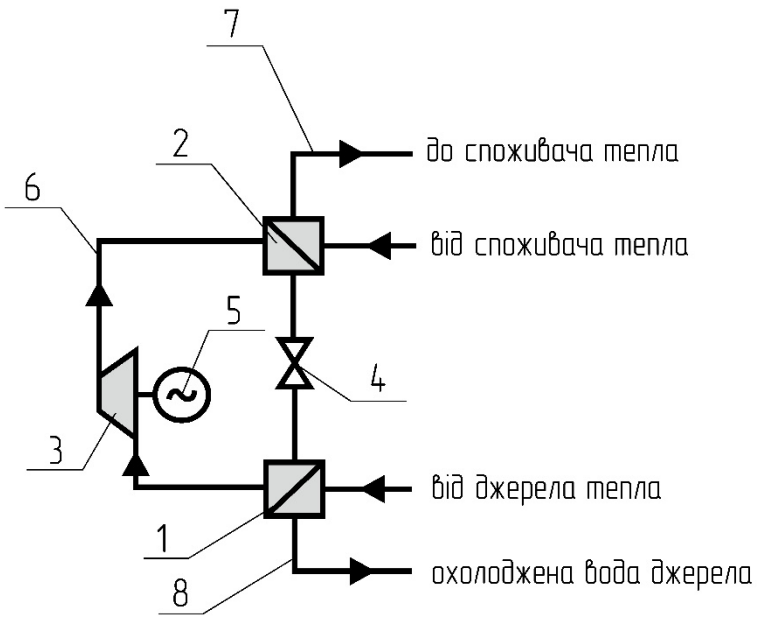


Рис. 2.1. Принципова схема теплового насоса:
1 - випарник; 2 - конденсатор; 3 - компресор; 4 - дросель;
5 - електродвигун; 6 - хладоновий контур; 7 - водяний контур споживача;
8 - водяний контур джерела.

По трубах випарника рухається вода, що йде з системи опалювання від ТЕС, з температурою приблизно +30…+35°С. Шляхом регулювання дросельним клапаном налаштовується такий тиск хладону у випарнику, щоб температура його кипіння склала +12,5°С. При тепловому контакті з «гарячими» трубками, частина хладону скипає, відбираючи таким чином теплоту від води. Охолоджена вода йде назад на ТЕС. Газоподібний хладон всмоктується компресором, стискається їм, і нагрітий, виштовхується в конденсатор. Конденсатор по пристрою – такий же теплообмінний апарат, як і випарник. Потрапляючи в між трубний простір з температурою +70°С і вступаючи в тепловий контакт з водою з системи автономного опалювання з температурою +65°С, хладон конденсується на «холодних» трубках конденсатора, передаючи свою теплоту воді з системи опалювання. Потім, рідкий хладон стікає на дно конденсатора, звідки за рахунок перепаду тиску через дросельний клапан повертається у випарник. Потім цикл повторюється.

Слід підкреслити, що тепловий насос витрачає енергію не на вироблення тепла, як електрообігрівач, а тільки на переміщення хладону по системі. Основна частина теплоти передається споживачу від низько-потенційного джерела. Цим і пояснюється низька собівартість теплоти від теплового насоса.

Перше застосування тепло-насосних установок для опалювання показало, що жодна котельна просто не в змозі економічно конкурувати з тепловим насосом. Тому, вони знайшли широке застосування за кордоном. Якщо ще в 1980 р. в США працювали близько 3 млн. теплонасосних установок, в Японії 0,5 млн., Західній Європі 0,15 млн., то в 1993 р. загальна кількість працюючих тепло-насосних установок в розвинених країнах перевищила 12 млн., а щорічний випуск складав більш 1 млн. [7, с. 24].

Причини такого масового визнання теплових насосів наступні:

- економічність - щоб передати в систему опалювання 1 кВт тепловій енергії тепловому насосу потрібно лише 0,20…0,35 кВт електроенергії;

- екологічна чистота - тепловий насос не спалює паливо і не виділяє шкідливих викидів в атмосферу;

- легка адаптація до наявної системи опалювання;

- хороший термін окупності - у зв'язку з низькою собівартістю проведеної теплоти тепловий насос окупається в середньому за 3.5 років.

Проте, не дивлячись на очевидні переваги теплових насосів, вони не набули широкого поширення в Україні і ще не витіснили традиційні системи обігріву. Основна причина – досягнення високої термодинамічної ефективності доводиться розплачуватися складністю, а відповідно, високою ціною устаткування теплонасосної системи. Тому, конкуренція між термодинамічною і економічною ефективністю частіше всього закінчується перемогою споживача, якого цікавлять, в першу чергу мінімальні первинні фінансові витрати.

Нижче приведені приклади використання теплових насосів як тепло-генеруючих джерел.

Застосування в Києві теплового насосу «повітря-вода» для опалювання офісної будівлі.

У грудні 1999 р. введене в експлуатацію 4-поверхова офісна будівля, побудована в одному з районів Києва. До будівлі не підведені ні теплотраса, ні газопровід. Проектом, розробленим Центром енергозбереження «КиївЗНІЕП», передбачено, що джерелом теплоти служить тепловий насос «повітря-вода», встановлений на верхньому технічному поверсі.

Принципова схема пристроїв, що забезпечують опалювання, вентиляцію і кондиціонування повітря будівлі представлена на рис. 1.2.

Тепловий насос 1 виробляє теплову енергію в процесі перетворення низькотемпературної теплоти атмосферного повітря 2. Мінімальну температуру повітря різні фірми указують по-різному, від -5°С до -15°С. У проекті застосований тепловий насос французької фірми CIAT, який здатний працювати при -15°С.

Для того, щоб тепловий насос міг працювати практично при будь-якому морозі, проектом визначено місце його установки не на крівлі, як це звичайно прийнято, а в спеціальному технічному приміщенні під крівлею будівлі. Щоб підняти температуру повітря, що подається на випарник агрегату, в об'єм технічного приміщення виходить тепле повітря 3 з витяжної системи 6. В результаті очікується, що навіть при 20-градусному морозі температура змішаного повітря, що поступає на випарник, 4 не буде нижчий -15°С, і тепловий насос зможе повністю задовольнити потреби будівлі в опалюванні.

По поверхові припливні установки 7 засмоктують свіже повітря з повітря-забірної шахти, очищують його, підігрівають і подають в робочі приміщення будівлі.

У літній час тепловий насос працює як холодильна машина повітряно-охолоджуваний конденсатор, а неавтономні кондиціонери забезпечують всі приміщення кондиціонованим повітрям.

Тепловий насос пов'язаний з неавтономними кондиціонерами і припливними установками трубопроводами тепло і холодозабезпечення.

Поточне регулювання теплової (холодильній) потужності кондиціонерів проводиться автоматично дією на них вентилятором, який має три швидкості обертання.

Техніко-економічна оцінка, проведена розробниками проекту [7, с. 38] дає підстави стверджувати, що в будівлях з кондиціонуванням повітря застосування тепло-насосного опалювання безумовно доцільно, тому що воно дешевше за теплопостачання від місцевої котельної і від теплової мережі за капітальними витратами і вимагає менше паливо.

Застосування тепло-насосної станції для опалювання об'єктів Веліжанського водозабору.

Веліжанській водозабір розташований в 30 км від м. Тюмені в районі села Караганда. Теплові навантаження складають (без гарячого водопостачання) на промислові потреби - 2,65 Гкал/год, на житлі - і соцкультпобут - 0,79 Гкал/год, всього 3,44 Гкал/год.

До 1996 року теплопостачання об'єктів Веліжанського водозабору здійснювалося від розташованої на промполощадці власної котельної, що працює на дизельному паливі. У котельній були встановлений 4 казани потужністю по 3,5 Гкал/год, з них 2 резервних. Таким чином, робоча потужність котельної складала 7 Гкал/год.

У зв'язку з різким подорожчанням дизельного палива було ухвалено рішення про придбання і монтаж теплонасосної станції.

Устаткування теплонасосної станції було замовлено і придбано в ЗАТ «Енергія» (м. Новосибірськ). Придбано 2 агрегати - один робочий і один резервний. Воно достатньо енергоємне: встановлена потужність компресора складає 630 кВт при напрузі 10 кВ. Споживана потужність однієї установки (за паспортними даними) в номінальному режимі при тепло виробництві 2,8 Гкал/год складає 720 кВт, не рахуючи мережевих насосів і іншого допоміжного устаткування.

Теплонасосна станція є автономним джерелом теплопостачання, що використовує як низько-потенційне джерело теплоту воду з свердловин

Веліжанського водозабору. Низько-потенційна теплота води водозабору (5°С, витрата не менш 500 м^3/год) за допомогою теплових насосів трансформується на температурний рівень 65°С опалювальної води і на температурний рівень 55°С води гарячого водопостачання.

Таким чином, на підставі проведеного аналізу нами був зроблений висновок, про те що, як тепло-генеруючого джерела для системи автономного теплопостачання учбово-адміністративної будівлі Херсонського навчально-наукового інституту НУК найбільш доцільним буде вибір тепло-насосної схеми.

Безперечними достоїнствами тепло-насосних станцій є : по-перше, їх екологічність; по-друге те, що теплові насоси корисно використовують або утилізують «непридатну» теплоту - теплову енергію підземних джерел води, теплоту промислових і стічних вод і т.д.; а також можливість їх роботи по зворотному циклу для кондиціонування приміщення в період року.

2.2 Вибір і обґрунтування зовнішніх і внутрішніх параметрів для розрахунку установки

Розрахункова температура і відносна вологість зовнішнього повітря приймаються згідно кліматологічним довідникам. Дані для м. Херсона в зимовий час:

- температура зовнішнього повітря $t_{зп}$= - 18°С [1, табл.1];
- відносна вологість зовнішнього повітря $\varphi_{нв}$ = 80 % [1, табл.1];
- температура ґрунту $t_{гр}$= 8,5 °С [1, с. 9];
- температура води, що йде з системи опалювання $t_{зв}$= 30 °С;

Параметри повітря в кондиціонуючих приміщеннях приймаються згідно [1]:

- температура повітря в приміщеннях учбово-адміністративної будівлі $t_{вн}$=22 °С [1, табл.73];
- відносна вологість повітря в приміщеннях учбово-адміністративної будівлі $\varphi_{нв}$ =40-60 % [1, табл.73];

- температура в коридорах учбовий-адміністративної будівлі

$t_{кор}$=0,8 $t_{вн}$ =0,8·22=17,6 °С [1, с. 153].

2.3 Розрахунок теплопередач конструкцій огорож приміщень. Визначення теплових і вологісних навантажень в зимовому режимі

2.3.1 Розрахунок коефіцієнта теплопередачі зовнішньої стіни

Конструкція зовнішньої стіни учбовий-адміністративної будівлі типова (рис. 2.2): штукатурка цементна (20 мм); залізобетон (100 мм); бутова кладка (700 мм); штукатурка цементна (20 мм).

Коефіцієнти тепловіддачі і відповідні термічні опори [1, табл.14]: - для зовнішньої поверхні $\alpha_н$ =23,3 Вт/(м^2·К); $1/\alpha_н$ =0,043 м^2·К/Вт; – для внутрішньої поверхні (циркуляція повітря в приміщенні природна) $\alpha_{вн}$ =8 Вт/(м^2·К), $1/\alpha_{вн}$ =0,125 м^2·К/Вт.

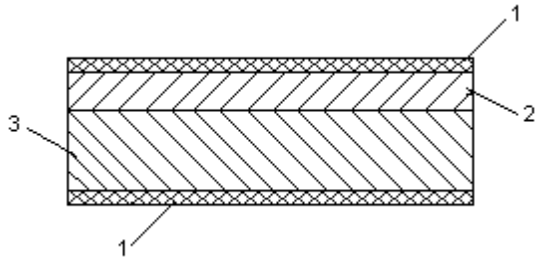


Рис. 2.2 Конструкція зовнішньої стіни

1 - штукатурка цементна; 2- залізобетон; 3- бутова кладка.

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів [1, табл.15]:

- штукатурка цементна λ_1=0,88 Вт/(м·К);
- залізобетон λ_2=1,5 Вт/(м·К);
- кладка бутова λ_3=1,2 Вт/(м·К).

Розраховуємо коефіцієнт теплопередачі зовнішньої стіни:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_н} + \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{вн}}}, \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}, \qquad (2.1)$$

де: k - коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м^2*К); $\alpha_н$, $\alpha_{вн}$ - коефіцієнти тепловіддачі від повітря до зовнішньої по-верхні і від внутрішньої поверхні до повітря в приміщенні Вт/(м^2*К); δ_i - товщина шарів матеріалів, складових конструкцію огорожі, м; λ_i - коефіцієнт теплопровідності будівельних матеріалів, Вт/(м*К).

Тоді коефіцієнт теплопередачі зовнішньої стіни визначуваний по формулі (1.1):

$$k = \frac{1}{0,043 + \frac{0,02 + 0,02}{0,88} + \frac{0,1}{1,5} + \frac{0,7}{1,3} + 0,125} = 1,25 \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

2.3.2 Розрахунок коефіцієнта теплопередачі коридорної стіни

Конструкція коридорної стіни адміністративної будівлі типова (рис. 2.3): штукатурка цементна по обох краях (20 мм); черепашник (800 мм).

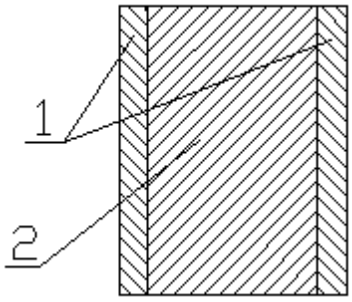


Рис. 2.3. Конструкція коридорної стіни:
1- штукатурка цементна; 2- черепашник.

Коефіцієнти теплопередачі і відповідні їм термічні опори приймаються рівними $\alpha_{вн}=\alpha_{кор}$=8 Вт/(м^2·К);

$$\frac{1}{\alpha_{вн}} = \frac{1}{\alpha_{кор}} = 0,125 \text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$$ [1, табл.14].

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів [1, табл.15]:

- Штукатурка цементна λ_1=0,88 Вт/(м·К);

- Черепашник λ_2=0,7 Вт/(м·К).

Тоді:

$$k = \frac{1}{0{,}125 + \frac{2 \cdot 0{,}02}{0{,}88} + \frac{0{,}8}{0{,}7} + 0{,}125} = 0{,}695 \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

2.3.3 Розрахунок коефіцієнта теплопередачі через стелю

Стеля складається із залізобетонної стіни завтовшки 500 мм і штукатурки цементній по обох сторонах 20 мм. Знаючи коефіцієнти теплопровідності конструкційних елементів, розраховуємо коефіцієнт теплопередачі по формулі (1.1):

$$k_{пот} = \frac{1}{0{,}125 + \frac{2 \cdot 0{,}02}{0{,}88} + \frac{0{,}5}{1{,}5} + 0{,}125} = 1{,}59 \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

2.3.4 Розрахунок тепловтрат по приміщеннях

Розрахунки тепловтрат в зимовому режимі проводяться відповідно до прийнятої схеми опалювання чотирьох стояків будівлі.

Аудиторія №406. знаходиться на четвертому поверсі на західній стороні будівлі.

Розміри приміщення, м:

- довжина 16;
- ширина 4,60;
- висота 3,30.

Кількість вікон – 4. Їх розміри, м:

- довжина 1,85;
- ширина 1,40.

Кількість дверей, що відкриваються – 2. Їх розміри, м:

- довжина 2,0;
- ширина 0,9.

Розраховуємо тепловтрати і теплоприпливи в приміщенні:

1. Теплоту, що поступає в приміщення (із знаком "+") або йде з його (із знаком "–"), підраховують по формулі:

2. $$Q = Q_{огр} + Q_{л} + Q_{осв} + Q_{рад} + Q_{инф}, \text{ Вт,} \qquad (2.2)$$

де: $Q_{огор}$ - тепловиділення через ті, що захищають конструкції;

$Q_л$ - тепловиділення від людей;

$Q_{осв}$ - тепловиділення від освітлювальних приладів;

$Q_{рад}$ - тепловиділення від сонячної радіації;

$Q_{інф}$ - тепловиділення від інфільтрації зовнішнього повітря.

3. Тепловтрати через огорожі виникають унаслідок наявності різниці температур і складаються з:

$$Q_{огр} + Q_{но} + Q_д, \text{ Вт}, \quad (2.3)$$

де: $Q_{нс}$ - тепловтрати від зовнішньої стіни;

$Q_{но}$ - тепловтрати через вікна;

$Q_{лс}$ - тепловтрати від лівої стіни; $Q_{лс}=0$, тому що температура за стіною рівна температурі в приміщенні;

$Q_{пс}$ - тепловтрати від правої стіни; $Q_{пс}=0$;

$Q_{пот}$ - тепловтрати через стелю;

$Q_{пол}$ - тепловтрати через підлогу, Qпол=0;

$Q_{кор}$ - тепловтрати через коридор;

$Q_д$ - тепловтрати через двері.

Знаючи коефіцієнти теплопередачі огорож, визначаємо тепловтрати через зовнішню стіну по формулі:

$$Q_{нс} = k_{нс} F_{нс} (t_н - t_{вн}) \text{ , Вт}, \quad (2.4)$$

де: $F_{нс}$ - площа зовнішньої стіни без урахування вікон, м2:

$$F_{нс} = (16 \cdot 3{,}30) - 4 \cdot (1{,}85 \cdot 1{,}40) = 42{,}44 \ \text{м}^2.$$

Тоді

$$Q_{нс} = 1{,}25 \cdot 42{,}44 \cdot (-18 - 22) = -2125 \text{ Вт}$$

Тепловтрати через вікна:

$$Q_{но} = k_{но} F_{но} (t_н - t_{вн}) \text{ , Вт}, \quad (2.5)$$

де: $k_{но}$ - коефіцієнт теплопередачі через вікно;

$k_{но}$ =3,20 Вт/(м^2*К); [1, табл. 80];

$F_{но}$ - площа вікна, м^2.

Тоді:

$$Q_{но} = 3{,}20 \cdot 4 \cdot (1{,}85 \cdot 1{,}4) \cdot (-18 - 22) = -1326 \text{ Вт}.$$

Тепловтрати через стелю:

$$Q_{пот} = k_{пот} F_{пот} (t_н - t_{вн}) \text{ , Вт,} \quad (2.6)$$

де: $k_{пот}$ - коефіцієнт теплопередачі через стелю, Вт/(м^2·К);

$F_{пот}$ - площа стелі, м^2;

Тоді:

$$Q_{пот} = 1{,}59\ 16 \cdot 4{,}6 \cdot (-18 - 22) = -4680 \text{ Вт;}$$

Тепловтрати через коридор:

$$Q_{кор} = k_{кор} F_{кор} (t_н - t_{вн}) \text{ , Вт,} \quad (2.7)$$

де: $F_{кор}$ - площа коридорної стіни, м^2.

Тоді:

$$Q_{кор} = 0{,}7 \cdot 16\ 3{,}30\ (17{,}6 - 22) = -244 \text{ Вт.}$$

Тепловтрати через двері:

$$Q_д = k_д F_д (t_н - t_{вн}) \cdot n, \text{ Вт,}$$

де: $k_д$ - коефіцієнт теплопередачі через двері, Вт/(м^2·К)[1, с. 135];

$F_д$ - площа дверей, $F_д$=1,8 м^2;

n - кількість дверей, n=2;

Тоді:

$Q_д$=0,75·1,8·(17,6-22)·2=-10 Вт.

Таким чином:

$$Q_{огр} = -2125 - 1326 - 4680 - 244 - 10 = -8385 \text{ Вт.}$$

Кількість теплоти, що виділяється людьми, підраховують по формулі:

$$Q_л = q_л \cdot n \text{ , Вт,} \quad (2.8)$$

де: n - число людей;

$q_л$ - тепловиділення однієї людини; $q_л$=50 Вт/чел, [1, табл. 76].

Тоді:

$$Q_л = 50 \cdot 30 = 1500 \text{ Вт.}$$

Тепловиділення від електричного освітлення визначають по формулі:

$$Q_{осв} = N_{осв} \cdot 0{,}6 \cdot n_{осв}, \text{ Вт,} \quad (2.9)$$

де: $N_{осв}$ - встановлена потужність світильника, $N_{осв}$=75 Вт;

n - кількість світильників, n=10 штук.

Тоді:

$Q_{осв}=75\cdot0,6\cdot10=450$ Вт.

Теплонадходження від сонячної радіації складаються з надходжень тепла через огорожі будівлі і через світлові отвори:

$$Q_{рад}=Q_{нас}+Q_{свет}, \text{ Вт}, \quad (2.10)$$

Теплонадходження від сонячної радіації через огорожі будівлі:

$$Q_{нас}=(k_{нс}\cdot F_{нс}\cdot \Delta t_c), \text{ Вт}, \quad (2.11)$$

де: Δt_c - надмірна різниця температур ^{O}C, $\Delta t_c=7,2\ ^{O}$C [1, табл. 16].

Тоді

$$Q_{нас}=1,25\cdot42,44\cdot7,2=382,5 \text{ Вт};$$

Теплонадходження від сонячної радіації через світлові отвори визначаються по формулі:

$$Q_{свет}=к_п\cdot\tau_1\cdot\tau_2\cdot F_{но}\cdot Q_{с.р.}, \text{ Вт}, \quad (2.12)$$

де $к_п$ - коефіцієнт проникнення; $к_п$ =0,3, [1, табл. 83];

τ_1 - коефіцієнт затінювання; τ_1 =0,3 [1, табл. 84];

τ_2 - поправочний коефіцієнт; τ_2 =0,62 [1, с. 267];

$Q_{с.р.}$ - питомий потік теплоти від сонячної радіації;

$Q_{с.р.}=210$ Вт/м^2 [1, табл. 82].

Тоді

$$Q_{свет}=0,3\cdot0,3\cdot0,62\cdot10,36\cdot210=121 \text{ Вт}.$$

Тепловтрати від інфільтрації через двері розраховують по формулі:

$$Q_{инт}=q_{дв}\cdot n\cdot\rho\cdot c_p\ (t_{кр}-t_{вн}), \text{ Вт}, \quad (2.13)$$

где: $q_{дв}$ – кількість повітря, проникаючого через одні двері;

$q_{дв}=0,25\cdot10^{-3}$ м^3/с, [1, табл. 87];

ρ – щільність повітря; $\rho=1,22$ кг/м^3 [1, табл. 27];

c_p – теплоємність повітря при постійному тиску,

$c_p=1,007\cdot10^3$ Дж/(кг·К) [11, табл. 13];

n – число дверей.

Тоді:

$$Q_{инф}=0,25\cdot 10-32\cdot 1,22\cdot 1,007\cdot 10^{+3}\cdot(17,6-22)=-4 \text{ Вт};$$

Сумарні тепловтрати в аудиторії №406 рівні:

$$Q_{406}=-8385+1500+450+382+121-4=-5936 \text{ Вт}.$$

Аудиторія №308. Знаходиться на третьому поверсі. Розміри приміщення: довжина – 8 м, ширина і висота такі ж, як в аудиторії №406, кількість вікон - 2, кількість дверей, що відкриваються, - 1. Розрахунок втрати тепловтрат проводиться по формулі (2.2).

1. Втрати через зовнішню огорожу (2.4):

$$Q_{лс}=k_{нс}\cdot F_{нс}(t_н - t_{вн}), \text{ Вт};$$

де: $F_{нс}$ - площа зовнішньої стіни без урахування вікон, м;

$$F_{нс}=(8\cdot 3,3)-2\cdot(1,85\cdot 1,4)=21,22 \text{ м}^2.$$

Тоді

$$Q_{нс}=1,25\cdot 21,22\cdot(-18-22)=-1061 \text{ Вт}.$$

2. Втрати через вікна (2.5):

$$Q_{но}=1,86\cdot 2\cdot(1,85\cdot 1,4)\cdot(-18-22)=-385 \text{ Вт}.$$

3. Втрати через стелю рівні 0, оскільки температура на четвертому поверсі рівна температурі в приміщенні.

4. Втрати через коридор (2.7):

$$Q_{кор}=0,7\cdot 8\cdot 3,3\cdot(17,5-22)=-122 \text{ Вт}.$$

5. Тепловтрати через двері:

$$Q_д=k_д F_д (t_н-t_{вн})\cdot n, \text{ Вт},$$

где: $k_д$ - коефіцієнт теплопередачі через двері , Вт/(м^2·К) [1, с. 135];

$F_д$ – площа дверей, $F_д$=1,8 м^2;

n – кількість дверей, n=1;

Тоді

$$Qд=0,75\cdot 1,8\cdot(17,6-22)\cdot 1=-5 \text{ Вт}.$$

6. Кількості теплоти, що виділяється людьми, підраховують по формулі (2.8), число людей n=5:

$$Q_л=50\cdot 5=250 \text{ Вт}.$$

7. Тепловиділення від освітлення (2.9):

$$Q_{осв}=3\cdot75=225 \text{ Вт.}$$

8. Теплонадходження від сонячної радіації через огорожі (2.11):

$$Q_{мас}=1,25\cdot21,22\cdot7,2=191 \text{ Вт.}$$

9. Теплонадходження від сонячної радіації через світлові отвори (2.12):

$$Q_{свет}=0,3\cdot0,3\cdot0,62\cdot5,18\cdot210=61 \text{ Вт.}$$

10. Тепловтрати від інфільтрації через двері визначаються формулою (2.13):

$$Q_{инф}=0,25\cdot10-3\cdot1,22\cdot1,007\cdot10+3\cdot(17,6-22)=-2 \text{ Вт.}$$

11. Сумарні тепловтрати рівні:

$$Q_{308}=-1061-385-122-5+250+225+191+61-2=-848 \text{ Вт.}$$

Аудиторія №306 знаходиться на третьому поверсі, розміри приміщення ідентичні аудиторії №308, за винятком кількості дверей, рівних 2.

1. Втрати через зовнішню огорожу (2.4):

$$Q_{нс}=1,25\cdot21,22\cdot(-18-22)=-1091 \text{ Вт.}$$

2. Втрати через вікна (2.5):

$$Q_{но}=3,2\cdot5,18\cdot(-18-22)=-663 \text{ Вт.}$$

3. Втрати через стелю рівні 0.

4. Втрати через коридор (2.7):

$$Q_{кор}=0,7\cdot8\cdot3,3\cdot(17,5-22)=-122 \text{ Вт.}$$

5. Тепловтрати через двері:

$$Q_д=k_д\ F_д\ (t_н-t_{вн})\cdot n, \text{ Вт,}$$

де: $k_д$ - коефіцієнт теплопередачі через двері, Вт/(м^2·К) [1, с. 135];

$F_д$ – площа дверей, $F_д$=1,8 м^2;

n – кількість дверей, n=2;

Тоді:

$$Q_д=0,75\cdot1,8\cdot(17,6-22)\cdot2=-10 \text{ Вт.}$$

6. Кількість тепла, що виділяється людьми (2.8):

$$Q_л=50\cdot5=250 \text{ Вт.}$$

7. Тепловиділення від освітлення (2.9):

$$Q_{осв}=300\cdot0,6=180 \text{ Вт.}$$

8. Теплонадходження від сонячної радіації через огорожі (2.11):

$$Q_{мас}=1,25\cdot21,22\cdot7,2=191,0 \text{ Вт.}$$

9. Теплонадходження від сонячної радіації через світлові отвори (2.12):

$$Q_{свет}=0,3\cdot0,3\cdot0,62\cdot5,18\cdot210=61 \text{ Вт.}$$

10. Тепловтрати від інфільтрації через двері визначаються по формулі (2.13):

$$Q_{инф}=0,25\cdot10\text{-}3\cdot2\cdot1,22\cdot1,007\cdot10+3\cdot(17,6\text{-}22)=-4 \text{ Вт.}$$

11. Сумарні тепловтрати рівні:

Q_{306}=-1061-663-122-10+250+180+191+61-4=-1178 Вт.

Аудиторія №204 знаходиться на 2 поверсі. Розміри приміщення ідентичні аудиторії №308, тепловтрати через вікна аудиторії №204 рівні втратам через вікна аудиторії №306; тепловтрати через коридор аудиторії №204 рівні втратам через коридор аудиторії №306.

1. Кількість тепла, що виділяється людьми (2.8):

$$Q_{л}=50\cdot10=500 \text{ Вт.}$$

2. Тепловиділення від освітлення (1.9):

$$Q_{осв}=300\cdot0,6=180 \text{ Вт.}$$

3. Теплонадходження від сонячної радіації через огорожі (2.11):

$$Q_{мас}=1,25\cdot21,22\cdot7,2=191,0 \text{ Вт.}$$

4. Теплонадходження від сонячної радіації через світлові отвори (2.12):

$$Q_{свет}=0,3\cdot0,3\cdot0,62\cdot5,18\cdot210=61 \text{ Вт.}$$

5. Тепловтрати від інфільтрації через двері визначаються по формулі (2.13):

$$Q_{инф}=0,25\cdot10\text{-}3\cdot2\cdot1,22\cdot1,007\cdot10^{+3}\cdot(17,6\text{-}22)=-4 \text{ Вт.}$$

6. Сумарні тепловтрати рівні:

$$Q_{204}=-1061\text{-}663\text{-}122\text{-}10+500+180+191+61\text{-}4=-928 \text{ Вт.}$$

Аудиторія №202 знаходиться на 2 поверсі. Сумарні тепловтрати в аудиторії №202 рівні сумарним тепловтратам аудиторії №204, оскільки вони ідентичні.

$$Q_{202}=Q_{204}=-928 \text{ Вт.}$$

Аудиторія №105 знаходиться на першому поверсі, розміри приміщення ідентичні аудиторії №406.

1. Втрати через зовнішню огорожу (2.4):

$$Q_{нс}=1,25\cdot42,5\cdot(-18-22)=-2152 \text{ Вт.}$$

2. Втрати через вікна (2.5):

$$Q_{но}=3,2\cdot10,36\cdot(-18-22)=-1326 \text{ Вт.}$$

3. Втрати через підлогу:

$$Q_{пол} = k_{пол}\cdot F_{пол}\cdot(t_{гр}-t_{вн}), \text{ Вт,} \quad (2.14)$$

где: $k_{пол}$ - коефіцієнт теплопередачі через підлогу, $k_{пол}=k_{пот}$;

$F_{пол}$ - площа підлоги; $F_{пол}=F_{пот}$;

тоді:

$$Q_{пол}=1,6\cdot16:4,6\cdot(-8,5-22)=-1590 \text{ Вт.}$$

4. Втрати через коридор (1.6):

$$Q_{кор}=0,7\cdot16\cdot3,3\cdot(17,5-22)=-244 \text{ Вт.}$$

5. Тепловтрати через двері:

$$Q_{д}=k_{д}\ F_{д}\ (t_{н}-t_{вн})\cdot n, \text{ Вт,}$$

где: $k_{д}$ - коефіцієнт теплопередачі через двері, Вт/(м^2·К) [1, с. 135];

$F_{д}$ - площа дверей, $F_{д}=1,8$ м^2;

n - кількість дверей, n=2;

Тоді:

$$Q_{д}=0,75\cdot1,8\cdot(17,6-22)\cdot2=-10 \text{ Вт.}$$

6. Кількість тепла, виділене людьми (2.8):

$$Q_{л}=50\cdot20=1000 \text{ Вт.}$$

7. Тепловиділення від освітлення (2.9):

$$Q_{осв}=10\cdot0,6\cdot75=450 \text{ Вт.}$$

8. Теплонадходження від сонячної радіації через огорожі (2.11):

$$Q_{мас}=1,25\cdot42,44\cdot7,2=382,5 \text{ Вт.}$$

9. Теплонадходження від сонячної радіації через світлові отвори (2.12):

$$Q_{свет}=0,3\cdot0,3\cdot0,62\cdot10,36\cdot210=121 \text{ Вт.}$$

10. Тепловтрати від інфільтрації через двері визначаються по формулі (2.13):

$$Q_{инф}=0,25\cdot10-3\cdot2\cdot1,22\cdot1,007\cdot10+3\cdot(17,6-22)=-4 \text{ Вт.}$$

11. Сумарні тепловтрати:

$$Q_{104}=-2152-1326-244-10+1000+450+382+121-4=-3373 \text{ Вт.}$$

Аудиторія №404 знаходиться на четвертому поверсі. розміри приміщення ідентичні аудиторії №202.

$$Q_{404}=Q202=-928 \text{ Вт.}$$

Аудиторія №402. Знаходиться на четвертому поверсі. Розміри приміщення: довжина - 4м, ширина і висота аналогічно аудиторії №406 кількість вікон - 1.

Розрахунок втрат тепло надходження проводиться формулою (2.2):

1. Втрати через зовнішню огорожу (2.4):

$$Q_{нс}=1,25\cdot(4\cdot3,3-1,85\cdot1,4)\cdot(-18-22)=-530 \text{ Вт.}$$

2. Втрати через вікна (2.5):

$$Q_{но}=3,2\cdot1,85\cdot1,4\cdot(-18-22)=-332 \text{ Вт.}$$

3. Втрати через стелю (2.6):

$$Q_{пот}=1,59\cdot4\cdot4,6\cdot(-18-22)=-1170 \text{ Вт}$$

4. Втрати через коридор (2.7):

$$Q_{кор}=0,7\cdot4\cdot3,3\cdot(17,4-22)=-61 \text{ Вт.}$$

5. Тепловтрати через двері:

$$Q_д=k_д F_д (t_н-t_{вн})\cdot n, \text{ Вт,}$$

где: $k_д$ - коефіцієнт теплопередачі через двері, Вт/(м^2·К) [1, с. 135];

$F_д$ - площа дверей, $F_д$=1,8 м^2;

n - кількість дверей, n=1;

Тоді:

$$Q_д=0,75\cdot1,8\cdot(17,6-22)\cdot1=-5 \text{ Вт.}$$

6. Тепловтрати через ліву стіну визначаються так само, як і через пра-ву стіну:

$$Q_{лс}=1,25\cdot4,6\cdot3,3\cdot(-18-22)=-759 \text{ Вт.}$$

7. Кількість тепла, виділене людьми (2.8):

$$Q_л=72\cdot2=144 \text{ Вт.}$$

8. Тепловиділення від освітлення (2.9):

$$Q_{осв}=2\cdot0,6\cdot75=90 \text{ Вт.}$$

9. Теплонадходження від сонячної радіації через огорожі (2.11):

$$Q_{мас}=1,25\cdot10\cdot7,2=95 \text{ Вт.}$$

10. Теплонадходження від сонячної радіації через світлові отвори (2.12):

$$Q_{свет}=0,3\cdot0,3\cdot0,62\cdot2,6\cdot210=30 \text{ Вт.}$$

11. Тепловтрати від інфільтрації через двері визначаються по формулі (2.13):

$$Q_{инф}=0,25\cdot10\text{-}3\cdot2\cdot1,22\cdot1,007\cdot10^{+3}\cdot(17,6\text{-}22)=-4 \text{ Вт;}$$

12 Сумарних тепловтрат в приміщенні рівні:

$$Q_{402}=-530\text{-}332\text{-}1170\text{-}61\text{-}759+144+90+95+30\text{-}4=-2493 \text{ Вт.}$$

Аудиторія №408. Знаходиться на четвертому поверсі. Розміри приміщення ідентичні аудиторії №402. Розрахунок ідентичний, окрім $Q_{лс}=0$, тоді сумарні тепловтрати в приміщенні рівні:

$$Q_{408}=-530\text{-}332\text{-}61\text{-}1170+144+90+95\text{-}30\text{-}4=-1734 \text{ Вт.}$$

Аудиторія №302. Знаходиться на третьому поверсі. Розміри приміщення: довжина - 12 м, ширина і висота аналогічні аудиторії №406, кількість вікон - 3.

1. Втрати через зовнішню огорожу (1.4):

$$Q_{нс}=1,25\cdot(12\cdot3,3\text{-}3\cdot1,85\cdot1,4)\cdot(-18\text{-}22)=-1592 \text{ Вт.}$$

2. Втрати через вікна (1.5):

$$Q_{но}=3,2\cdot7,8\cdot(-18\text{-}22)=-995 \text{ Вт.}$$

3. Втрати через коридор (1.7):

$$Q_{кор}=0,7\cdot12\cdot3,3\cdot(15,4\text{-}22)=-183 \text{ Вт.}$$

4. Тепловтрати через ліву стіну (1.15):

$$Q_{лс}=1,25\cdot4,6\cdot3,3\cdot(-18\text{-}22)=-759 \text{ Вт.}$$

5. Тепловтрати через двері:

$$Q_д=k_д\ F_д\ (t_н\text{-}t_{вн})\cdot n, \text{ Вт,}$$

де: $k_д$ - коефіцієнт теплопередачі через двері, Вт/(м^2·К) [1, с. 135];

$F_д$ - площа дверей, $F_д$=1,8 м^2;

n - кількість дверей, n=2;

Тоді:

$$Q_д=0,75\cdot1,8\cdot(17,6-22)\cdot2=-10 \text{ Вт.}$$

6. Кількість тепла, виділене людьми (2.8):

$$Q_л=72\cdot5=360 \text{ Вт.}$$

7. Тепловиділення від освітлення (2.9):

$$Q_{осв}=8\cdot0,6\cdot75=360 \text{ Вт.}$$

8. Теплонадходження від сонячної радіації через зовнішню стіну (2.11):

$$Q_{мас}=1,25\cdot39,6\cdot7,2=356,4 \text{ Вт.}$$

9. Теплонадходження від сонячної радіації через вікна (2.12):

$$Q_{свет}=0,3\cdot0,3\cdot0,62\cdot7,8\cdot210=91 \text{ Вт.}$$

10. Тепловтрати інфільтрації через двері визначаються по формулі (2.13):

$$Q_{инф}=0,25\cdot10-3\cdot2\cdot1,22\cdot1,007\cdot10+3\cdot(17,6-22)=-4 \text{ Вт.}$$

11. Сумарні тепловтрати в приміщенні рівні:

$$Q_{302}=-1592-995-183-759-10+360+360+356+91-4=-2376 \text{ Вт.}$$

Аудиторія №310 знаходиться на третьому поверсі. Розміри приміщення ідентичні аудиторії №408. Теплопотериу аудиторії №310 чисельно рівні тепловтратам в аудиторії №408, за винятком тепловтрат через стелю, оскільки температура над аудиторією №310 рівна температурі в приміщенні.

Тоді:

$$Q_{310}=Q_{408}-Q_{пот\ 408}=-1734-(-1170)=-564 \text{ Вт.}$$

Аудиторія №200. знаходиться на другому поверсі. Розміри приміщення ідентичні аудиторії №402. Тепловтрати ідентичні тепловтратам №402, окрім $Q_{vo}т$.

Тоді:

$$Q_{200}=Q_{402}–Q_{пот402}=-2493–(-1170)=-1323 \text{ Вт.}$$

Аудиторія №201. Знаходиться на другому поверсі. Розміри приміщення ідентичні розмірам аудиторії №202, тепловтрати в аудиторії №201 чисельно рівні тепловтратам в аудиторії №202.

Тоді:

$$Q_{201}=Q_{202}=-928 \text{ Вт.}$$

Аудиторія №206. знаходиться на 2 поверсі. Розміри приміщення ідентичні аудиторії №204. Тепловтрати в аудиторії №206 чисельно рівні тепловтратам в аудиторії №204, але ця аудиторія обігрівається на одну половину тепловим насосом, а на другу - ТЄС

Тоді:

$$Q_{206}=½Q_{204}=½(-918)=-459 \text{ Вт.}$$

Аудиторія №113, знаходиться на першому поверсі. Розміри приміщення ідентичні аудиторії №310.

Розрахунок тепловтрат і тепло припливів:

1. Втрати через зовнішню огорожу (2.4):

$$Q_{нс}=1,25\cdot10,61\cdot(-18-22)=-530 \text{ Вт.}$$

2. Втрати через вікна (2.5):

$$Q_{но}=3,2\cdot2,59\cdot(-18-22)=-322 \text{ Вт.}$$

3. Втрати через підлогу (2.14):

$$Q_{пол}=1,6\cdot18,4\cdot(8,5-22)=-400 \text{ Вт.}$$

4. Втрати через коридор (2.7):

$$Q_{кор}=0,7\cdot13,2\cdot(17,6-22)=-61 \text{ Вт.}$$

5. Втрати через праву стіну:

$$Q_{пс}=1,25\cdot18,4\cdot(17.6-22)=-152 \text{ Вт.}$$

6. Тепловтрати через двері:

$$Q_д=k_д F_д (t_н-t_{вн})\cdot n, \text{ Вт,}$$

де: $k_д$ - коефіцієнт теплопередачі через двері, Вт/(м^2·К) [1, с. 135];

$F_д$ - площа дверей, $F_д$=1,8 м$_2$;

n - кількість дверей, n=1;

Тоді:

$$Q_д=0,75\cdot1,8\cdot(17,6-22)\cdot1=-5 \text{ Вт.}$$

7. Кількість тепла, що виділяється людьми (2.8):

$$Q_л=2\cdot50=100 \text{ Вт.}$$

8. Тепловиділення від освітлення (2.9):

$$Q_{осв}=2\cdot0,6\cdot75=90 \text{ Вт.}$$

9. Теплонадходження від сонячної радіації через огорожі (2.11):

$$Q_{мас}=1,25\cdot10\cdot7,2=95 \text{ Вт.}$$

10. Теплонадходження від сонячної радіації через світлові отвори (2.12):

$$Q_{свет}=0,3\cdot0,3\cdot0,62\cdot2,6\cdot210=30 \text{ Вт.}$$

11. Тепловтрати інфільтрації через двері визначаються по формулі (2.13):

$$Q_{инф}=0,25\cdot10\text{-}3\cdot1,22\cdot1,007\cdot10^{+3}\cdot(17,6\text{-}22)=\text{-}2 \text{ Вт.}$$

12. Сумарні тепловтрати в приміщенні рівні:

$$Q_{113}=\text{-}530\text{-}332\text{-}400\text{-}61\text{-}152\text{-}5+100+90+95+30\text{-}2=\text{-}1079 \text{ Вт.}$$

Аудиторія №107, знаходиться на першому поверсі. Аудиторія частково обігрівається від ТЄС, тому розміри приміщення приймаємо:

- довжина 12 м;
- ширина 4,6 м;
- висота 6,5 м;

оскільки саме ця частина обігрівається тепловим насосом.

Розрахунок тепловтрат і теплоприток аудиторії №107:

1. Втрати через зовнішню огорожу (2.4):

$$Q_{нс}=1,25\cdot(12\cdot3,3\text{-}3\cdot1,85\cdot1,4)\cdot(\text{-}18\text{-}22)=1592 \text{ Вт.}$$

2. Втрати через вікна (2.5):

$$Q_{но}=3,2\cdot7,8\cdot(\text{-}18\text{-}22)=995 \text{ Вт.}$$

3. Втрати через коридор (2.7):

$$Q_{кор}=0,7\cdot12\cdot6,5\cdot(17,6\text{-}22)=\text{-}366 \text{ Вт.}$$

4. Втрати через ліву стіну (2.15):

$$Q_{лс}=1,25\cdot4,6\cdot3,3\cdot(\text{-}18\text{-}22)=\text{-}759 \text{ Вт.}$$

5. Тепловтрати через двері:

$$Q_{д}=k_{д}\ F_{д}\ (t_{н}\text{-}t_{вн})\cdot n, \text{ Вт,}$$

де: $k_{д}$ - коефіцієнт теплопередачі через двері, Вт/(м^2·К) [1, с. 135];

$F_{д}$ - площа дверей, $F_{д}=1,8$ м^2;

n - кількість дверей, n=1;

Тоді:

$$Q_д=0,75\cdot1,8\cdot(17,6-22)\cdot1=-5 \text{ Вт.}$$

6. Кількість тепла, що виділяється людьми (2.8):

$$Q_л=72\cdot15=1080 \text{ Вт.}$$

7. Тепловиділення від освітлення (2.9):

$$Q_{осв}=8\cdot0,6\cdot75=360 \text{ Вт.}$$

8. Теплоприпливи від сонячної радіації через зовнішні стіни (2.11):

$$Q_{мас}=1,25\cdot39,6\cdot7,6=360 \text{ Вт.}$$

9. Теплопприпливи від сонячної радіації через вікна (2.12):

$$Q_{свет}=0,3\cdot0,3\cdot0,62\cdot7,8\cdot210=91 \text{ Вт.}$$

10. Втрати через стіни, що граничать з грунтом (2.16):

$$Q_{н.гр}=1,25\cdot12\cdot2,3+4,6\cdot2,3\cdot(8,5-22)=-645 \text{ Вт.}$$

11. Втрати через підлогу (2.14):

$$Q_{пол}=1,6\cdot12\cdot4,6\cdot(8,5-22)=-1140 \text{ Вт.}$$

12. Тепловтрати інфільтрації через двері визначаються по формулі (2.13):

$$Q_{инф}=0,25\cdot10-3\cdot1,22\cdot1,007\cdot10+3\cdot(17,6-22)=-2 \text{ Вт;}$$

13. Сумарні тепловтрати в приміщенні рівні:

$$Q_{107}=-1592-995-336-759-654-1140-5+360+1080+360+91=-3617 \text{ Вт.}$$

2.3.5 Розрахунок теплопродуктивності конденсатора

Необхідну теплопродуктивності конденсатора визначуваний по формулі:

$$Q_к=(\sum Qi)*1,2 \qquad (2.17)$$

Тоді

$$Q_к=(-13000-918-2493-1773-2362-564-1323-459-918-1074-3612)\cdot1,2=35538 \text{ Вт;}$$

Приймаємо теплопродуктивність конденсатора рівну: $Q_к=36$ кВт.

2.4 Визначення схеми, матеріалів і розмірів системи теплоносія, гідравлічного опору для вибраної ділянки від насоса до опалювальних приміщень. Вибір насоса

Циркуляція води в системі автономного теплопостачання учбовий-адміністративної будівлі Херсонського навчально-наукового інституту НУК здійснюється відцентровим насосом типу До (консольний), технічні показники яких приведені в таблицях [1, табл. 68]. Діаметри трубопроводів в мережі рівні d=0,05 м.

Для вибору марки насоса необхідно знати дві величини: продуктивність насоса, і натиск, що розвивається.

2.4.1 Продуктивність насоса

Продуктивність циркуляційного насоса визначаємо по формулі:

$$V = \frac{Q_к}{C_в \cdot \rho_в \cdot \Delta t}, \ м^3/с, \qquad (2.18)$$

де: Q_k - теплопродуктивність конденсатора, кВт;

$C_в$ - теплоємність води, 4,190 кДж/(кг·К) [1, с. 241];

$\rho_в$ - щільність води, ρв =1·103 кг/м^3 [1, с. 241];

Δt - різниця температур на вході і виході з конденсатора, Δt =5 ^{O}C, (прийнято).

Тоді:

$$V = \frac{36}{4,19 \cdot 1 \cdot 10^3 \cdot 5} = 0,00171 м^3/с = 1,71 л/с.$$

2.4.2 Тиск насоса.

У замкнутій циркуляційній мережі тиск насоса повинен бути рівний або ненабагато перевищувати суму гідравлічних втрат мережі:

$$H = h_в + h_н \qquad (2.19)$$

де: $h_в$ $h_н$- втрати натиску на всмоктуванні і нагнітанні.

При русі по системі вода долає опір двох видів: тертя по довжині труби $h_{тр}$, і в місцевих опорах $h_Н$.

Падіння тиску, викликане тертям в трубах визначають по формулі:

$$h_{тр} = \lambda_{тр} \cdot \frac{l_{тр}}{d} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}, \ Па, \qquad (2.20)$$

де: $\lambda_{тр}$ - коефіцієнт опору тертя;

$l_{тр}$ - довжина прямої ділянки трубопроводу, м;

ω - швидкість руху води; м/с.

Величина коефіцієнта опору тертя залежить від ступеня шорсткості труб і від режиму течії.

При розрахунку системи приймаємо, труби - сталеві безшовні, з коефіцієнтом шорсткості b=1,5 [1, с. 247].

Про характер режиму судять по величині числа Re (число Рейнольдса):

$$R_e = \frac{\omega \cdot d}{\mu}, \qquad (2.21)$$

де μ - коефіцієнт кінематичної в'язкості води, $14{,}6 \cdot 10^{-6}$ м^2/с [1];

Швидкість води в трубах визначаємо по формулі:

$$\omega = \frac{V}{f_{тр}}, \text{ м/с}, \qquad (2.22)$$

де: $f_{тр}$ – площа перетину труби м^2, для сталевої труби діаметром 50 мм, $f_{тр}=1{,}96 \cdot 10^{-3}$, [1.табл.66];

Тоді:

$$\omega = \frac{0{,}00171}{1{,}96 \cdot 10^{-3}} = 0{,}87 \text{ м/с}.$$

Знаходимо число Re (1.21):

$$Re = \frac{0{,}87 \cdot 0{,}05}{14{,}6\ 10^{6}} = 2979$$

Таким чином, режим течії - турбулентний

Для цього режиму коефіцієнт тертя визначуваний по формулі:

$$\lambda_{тр} = \frac{1}{(1{,}82 \lg Re - 1{,}64)^2} \cdot \beta, \qquad (2.23)$$

Підставляємо всі значення у формулу (1.23)

$$\lambda_{тр} = \frac{1}{(1{,}82 \lg 2979 - 1{,}64)^2} \cdot 1{,}5 = 0{,}068$$

Падіння тиску, викликане тертям в трубах, визначається по

Формулі (1.20):

$$h_{тр} = 0{,}045 \cdot \left(\frac{1{,}5 + 3{,}8 + 3{,}8 + 3{,}8 + 3{,}8 + 3{,}8 + 2 + 4{,}8 + (8{,}8 \cdot 3)}{0{,}05} + \right.$$

$$\left. + \frac{2 \cdot 4{,}6 + 1{,}5}{0{,}05} \right) \cdot \frac{1 \cdot 10^{3} \cdot 0{,}87^{2}}{2} = 23719 \text{ Н/м}^2 = 2{,}37 \cdot 10^{4} \text{ Н/м}^2.$$

Падіння тиску в місцевих опорах при русі води в системі визначають по формулі

$$h_{м} = \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \sum \xi \text{ , Па,} \qquad (2.24)$$

де: ξ - коефіцієнт місцевого опору, знаходиться по таблиці [1, табл. 67].

У нашій мережі: 10 колін, 1 засувка паралельна, 1 вихід з резервуару, 4 трійники, 2 засувки паралельні.

Визначимо падіння тиску в місцевих опорах (1.24):

$$h_{м} = \frac{1000 \cdot 0{,}87^{2}}{2} \cdot (10 \cdot 0{,}5 + 8 + 0{,}5 + 0{,}5 + 4 \cdot 1{,}5 + 0{,}5 \cdot 2) = 1{,}31 \cdot 10^{4} \text{ Па.}$$

Натиск насоса (1.19):

$$H = \sum h = 3{,}56 \cdot 10^{1} + 1{,}31 \cdot 10^{1} = 4{,}87 \text{ м вод.ст.}$$

З урахуванням того, що вода повинна подаватися на крайню верхню ділянку під тиском 2 м. вод. ст. приймаємо:

По таблиці [1, табл. 68] підбираємо насос, продуктивність якого рівна або дещо більше V=1,7 л/сек, а натиск не менше 5,67 м вод. ст.

Цій вимозі відповідає насос марки марки К-6.

Його характеристики:

Продуктивність	2,4 л/с;
Повний натиск	18,5 м вод. ст.;
ККД	53 %;
Допустима висота всмоктування	6 м;
Маса насоса	26 кг;
Рекомендована потужність електродвигуна	1,6 кВт;
Швидкість обертання валу насоса	48,4 об/с.

2.4.3 Потужність насоса на валу

Споживану потужність насоса визначаємо по формулі:

$$N = \frac{V \cdot H}{\eta \cdot 1000}, \text{ кВт}, \quad (2.25)$$

де η - ККД насоса.

Насос сполучений з електродвигуном за допомогою муфти. В цьому випадку потужність двигуна визначають по формулі:

$$N_{дв} = N \cdot K \text{ кВт}, \quad (2.26)$$

де К - коефіцієнт запасу потужності двигуна, приймаємо - К=1,25 [1].

Тоді:

$$N_{дв} = \frac{0,0017 \cdot 6,9 \cdot 10^4}{0,53 \cdot 1000} \cdot 1,25 = 0,23 \text{ кВт}.$$

Повна енергетична потужність яку споживає циркуляційний насос

$$N_{дв} = 0,23 \text{ кВт}.$$

Циркуляційний насос на випарник не передбачається, оскільки тиск води, що йде з системи опалювання від ТЕС, достатньо для її циркуляції.

2.5 Розрахунок втрат теплоти у трубопроводі від корпусу ХННІ НУК до центральної магістралі системи теплопостачання Херсонської ТЕС

2.5.1 Розрахунок теплових втрат у трубопроводі при температурі теплоносія 28˚С

Розрахунок теплового опору теплоізоляції:

$$R_i = \frac{\ln\left(\frac{r_o + r_{oi}}{r_o}\right)}{2\pi k_p} \quad (2.27)$$

де: r_0 – зовнішній радіус труби, м; дорівнює 0,038 м.

r_{oi}- товщина шару теплоізоляції, м; на всіх ділянках трубопроводу дорівнює 0,060 м.

k_p – теплопровідність теплоізоляції для мінеральної вати 0,045 Вт/(м·к).

тоді:

$$R_A = \frac{1}{17 * (0,038 + 0,060)} = 0.096 \frac{Вт}{м * К}$$

Розрахунок теплового опору повітряного шару:

$$R_S = \frac{\ln\left(\frac{2d}{r_o}\right)}{2\pi k_s} \frac{Вт}{м * К} \quad (2.28)$$

де: r_{oi} - товщина шару теплоізоляції, м;

тоді:

$$R_S = \frac{\ln\left(\frac{2 * 1.500}{0,126}\right)}{2 * \pi * 1.700} = 0.270 \frac{Вт}{м * К}$$

Розрахунок теплового опору ґрунту:

$$R_T = R_i + R_A + R_S \frac{Вт}{м * К} \quad (2.29)$$

де: k_s - теплопровідність ґрунту, Вт/(м*к). для південного регіону Україні 1.7 Вт/(м*к)

d - відстань від центру труби до поверхні землі м; приймаємо 1.5 м. r_o- зовнішній радіус труби, м;

тоді:

$$R_T = 3.500 + 0.096 + 0.270 = 3.720 \frac{Вт}{м * К}$$

Розрахунок загального теплового опору:

$$q_{28} = \frac{t_f - t_S}{R_T} \frac{Вт}{м} \quad (2.30)$$

де: R_i – тепловий опір теплоізоляції;

R_A- тепловий опір повітряного прошарку;

R_S- тепловий опір ґрунту.

Тоді:

$$q_{28} = \frac{28 - 8.500}{3.720} = 5,240 \frac{Вт}{м}$$

Розрахунок питомих теплових втрат на ділянці трубопроводу:

$$Q_{28} = q_{28} * lВт \quad (2.31)$$

де: T_f - температура теплоносія; згідно показань лічильника 28 ^{0}C (додаток 9)

T_S- середньорічна температура ґрунту; для південного регіону України 8,5 ^{0}C

R_T– загальний тепловий опір.

Тоді:

$$q_{28} = \frac{28 - 8.500}{3.720} = 5,240 \frac{Вт}{м}$$

Визначення теплових втрат на ділянці від споживача до центральної магістралі

$$Q_{28} = q_{28} * lВт \quad (2.32)$$

де: l - довжина трубопроводу від споживача до центральної магістралі 150 м.

тоді:

$$Q_{28} = 5,240 * 150 = 786Вт$$

Визначення температури теплоносія при вході в центральну магістраль:

$$t_{icx} = t_{вход} - \frac{Q_{28}}{G_T * C_P}{}^0 C \quad (2.33)$$

де: $t_{вход}$ - температура теплоносія що потрапляє від споживача в центральну магістраль;

G_T- масова витрата теплоносія споживачем, по показанням лічильника 4 м^3/год.

Тоді:

$$t_{icx} = 28 - \frac{786}{4000 * 4,190} = 27,950^0 C$$

Визначення результуючої температури в магістралі:

$$t_{магіст28} = \frac{(G_{магіст} * t_{магіст}) + (G_{спож} * t_{спож})^0}{G_{магіст} + G_{спож}} C \quad (2.34)$$

де: $G_{магіст}$- об'ємна витрата теплоносія в центральній магістралі без урахування даного споживача =345 м^3/год;

$G_{спож}$ - об'ємна витрата теплоносія у споживача = 4 м^3/год;

$t_{магіст}$- температура зворотного теплоносія в центральній магістралі, за даними ТЕС 52 ^{0}С;

$t_{спож}$- температура теплоносія що поступає в магістраль від споживача;

тоді:

$$t_{магіст28} = \frac{(345 * 52) + (4 * 27,950)}{345 + 4} = 51,720^0C$$

2.5.2 Розрахунок теплових втрат у трубопроводі при температурі теплоносія 38˚С

Розрахунок питомих теплових втрат на ділянці трубопроводу (2.31):

$$q_{38} = \frac{38 - 8.500}{3.720} = 7,930 \frac{Вт}{м}$$

Визначення теплових втрат на ділянці від споживача до центральної магістралі (2.32) тоді:

$$Q_{38} = 7,930 * 150 = 1189,500Вт$$

Визначення температури теплоносія при вході в центральну магістраль визначено за формулою (2.33):

$$t_{icx} = 38 - \frac{1189,500}{4000 * 4,19} = 37,929^0C$$

Визначення результуючої температури в магістралі (2.34):

$$t_{магіст38} = \frac{(345 * 52) + (4 * 37,929)}{345 + 4} = 51,840^0C$$

Визначення зміни температури в магістралі:

$$\Delta t_{магіст} = t_{магіст38} - t_{магіст28}{}^0C \qquad (2.35)$$

тоді:

$$\Delta t_{магіст} = 51,840 - 51,720 = 0,120^0C$$

У результаті розрахунку доведено що після встановлення у зворотню магістраль системи опалення кожухотрубного випарника від ТНУ та зниження температури зворотнього теплоносія на 10 °С, від 38 °С до 28 °С температура теплоносія у зворотній магістралі ТЕС зміниться лише на 0,12 °С

2.6 Розрахунок циклу. Розрахунок і підбір устаткування установки: компресора, теплообмінних апаратів і т.п.

2.6.1 Розрахунок температурного режиму роботи установки

Вірно вибраний температурний режим роботи установки визначає її економічність.

Режим роботи характеризується температурами кипіння t_0, конденсації $t_к$, переохолодження $t_п$, всмоктування $t_{вс}$.

Температуру кипіння холодильного агента приймаємо на 25,5 градусів нижче за температуру води, що йде з системи опалювання від ТЕС:

$$t_0=t_{w1}–10\ °C=38–25,5=12,5\ °C.$$

Температура конденсації залежить від температури і кількості води, що подається на конденсатор.

Оптимальна температура конденсації на 5 °С вища за воду, що відходить від конденсатора:

$$t_к=t_{вд2}+5\ °C=65+5=70\ °C.$$

Нагрівання води в конденсаторі залежить від типу конденсатора. Для горизонтального кожухотрубного конденсатора нагрівання води складає 5 °С.

$$t_{вд2}=t_{вд1}+5\ °C=60+5=65\ °C.$$

Температура води, що поступає на конденсатор, визначається залежно від температури в приміщенні [1] і складає $t_{вд1}=60$ °С

Температура переохолодження рідкого холодильного агента перед регулюючим вентилем повинна бути на 3….5 градусів вище за температуру води, що поступає:

$$t_п=t_{вд1}+(3…5)\ °C=60+3=63\ °C.$$

Безпечна робота компресора, виключення можливості попадання рідкого холодильного агента в циліндри забезпечує всмоктування в компресор на 5,15 °С. Цей перегрів може бути одержаний або у випарнику при застосуванні

для регулювання заповнення регуляторів перегріву, або в трубопроводі на шляху до компресора в результаті перегріву пари від теплоти зовнішнього середовища:

$$t_{вс}=t_0+(5…15)\ °C=12,5+10=22,5\ °C.$$

2.6.2 Вибір холодильного агенту і побудова циклу в діаграмі.

Після вибору робочого режиму необхідно визначити параметри холодильних агентів і у вузловій, і в проміжній точках циклу, що дозволить проконтролювати правильність визначення потрібних для розрахунку параметрів і порівняти їх між собою.

Визначення параметрів, а також показників перетворення (COP) проведені за допомогою програми CoolPack.

Для розрахунку і підбору були вибрані такі холодильні агенти: R-11, R-12, R-22, R-404a, R-407c, R-410a, R-134a.

З табл. 2.1 видно, що хладони R-12, R-22 мають непогані показники відношення тиску в компресорі, масової витрати холодильного агента в холодильній машині, теоретичний холодильний коефіцієнт відносно не великий, але і не дуже малий. Але вони є озононебезпечний , і тому його експлуатація заборонена.

Хладон R-11 мають непогані енергетичні показники: невисока електрична потужність електродвигуна компресора, високий теоретичний холодильний коефіцієнт циклу, але відношення тиску в ступені компресора значно вище. Враховуючи, що ці холодильні агенти дорогі їх використання в циклі недоцільно.

Таблиця 2.1 Основні показники циклів порівнюваних холодильних агентів

Параметр, його одиниці вимірювання	R-11	R-12	R-22	R-404a	R-407c	R-410a	R-134a
1. Тиск всмоктування, МПа	0,060	0,423	0,680	0,635	0,735	0,128	0,450

2. Тиск нагнітання, МПа	4,03	4,158	4,977	3,732	4,619	5,173	4,067
3. Відношення тиску в ступені компресора	6,070	4,132	4,085	4,024	4,581	3,629	4,7
4. Масова витрата холодильного агента, кг/с	0,202	0,315	0,232	0,710	0,264	0,287	0,270
5. Електрична потужність компресора, кВт	6,593	7,918	8,162	18,47	9,695	10,026	8,499
6. Теоретичний холодильний коефіцієнт циклу	4,10	3,41	3,31	1,46	2,78	2,69	3,18

Хоча холодильний агент R-22 відносно дешевий та простий у використанні, на рахунок нього існують міжнародні обмеження (оформлені у вигляді протоколів та договорів), так як цей хладон завдає істотної шкоди озоновому шару землі.

Використання хладону R-410a потребує установку в систему охолодження більш дорогих запчастин і елементів. При дозаправці пристрою 410a хладоном потрібно більше часу, високого професіоналізму майстра і спеціального обладнання. При поганому вакуумуванні, порушення герметичності або попаданні вологи/забруднень в контур, система швидко прийде в несправність. Для того, щоб заправити кліматичний пристрій хладоном R-410a або R-22, не потрібно видаляти попередній склад (як у випадку з фреоном 407c). Хладон R-410a володіє потужністю до 50 % вище щодо інших типів холодоагентів (при температурі конденсації 54°C). Це дає можливість використовувати компресор, у якого об'ємна продуктивність нижче. Даний тип холодоагенту несумісний з мінеральними маслами. Відповідне поліефірне масло має високу вартість і вимагає точності виконання заправки (і спецобладнання). Через більш високий тиск в контурі, вимоги до міцності елементів системи (мідних трубок конденсатора і випарника) строгі. Це все безсумнівно впливає на кінцеву вартість продукту. Але, міцність і довговічність такого буде також вище. Незважаючи на те, що холодоагент R-22 є більш звичним і знайомим, так і в обслуговуванні поки обходиться трохи дешевше, R-410a стає більш популярним.

Це обумовлено, перш за все, законодавством. Також, виробники намагаються виготовляти екологічно безпечні продукти, що теж тягне за собою використання хладону R-410a. Є різні відгуки і дослідження з даної теми, проте одне можна сказати з упевненістю – при використанні холодоагенту R-410a, якість і надійність кліматичного пристрою буде в рази вище. При цьому не буде завдано шкоди навколишньому середовищу.

Холодоагент R-134a не токсичний і не запалюється у всьому діапазоні температур експлуатації. Однак при попаданні повітря в систему і стисненні можуть утворюватися горючі суміші. Не слід змішувати R-134a з R-12, так як утворюється азеотропная суміш високого тиску з масовими частками компонентів 50 і 50%. Тиск насиченої пари цього холодоагенту трохи вище, ніж у R12 (відповідно 1,16 і 1,08 МПа при 45 °C). R-134a розкладається під впливом полум'я з утворенням отруйних сполук, таких, як фторводород.

Через меншу холодопродуктивність хладону R-134a потрібно більш серйозна технічна адаптація компресора.

Новий хладон цілком успішно може застосовуватися в сфері кондиціювання і середньотемпературного обладнання. Хороші теплопередаючі здатності випарників і конденсаторів дозволяють досить економічно використовувати цей холодоагент.

Після проведених порівнянь та враховуючи фізичні властивості хладонів приходимо до висновку, що буде використано холодильний агент R-134a для вибраного робочого режиму теплового насоса.

Доцільність використання РТО та коефіцієнти перетворення (COP) для деяких сучасних холодоагентів наведені в додатку 5. Цикл побудований в lg P-I діаграмі (додаток 6).

2.6.3 Підбір і розрахунок компресора

У теплонасосній установці використовується компресор одноступінчатого стиснення, оскільки відношення тиску в ньому $P_k/P_0 < 9$ і різниця тиску на поршень менше $11{,}8 \cdot 10^5$ Па.

Компресор підбирається після стандартної холодопродуктивності і за об'ємом, описуваному поршнем.

Підбір компресора після стандартної холодопродуктивності проводиться по формулі:

$$Q_{ост} = Q_0 \frac{\lambda_{ст} \cdot q_{vст}}{\lambda \cdot q_v}\ , \text{Вт}, \qquad (2.37)$$

де: Q_0 - холодопродуктивність в робочих умовах, Вт;

$\lambda_{ст}$ и λ - коефіцієнти подачі за стандартних і робочих умов;

$q_{vст}$ и q_v - об'ємна холодопродуктивність при відповідному режимі Дж/м^3.

Холодопродуктивність у робочих умовах знаходимо з наступного міркування:

$Q_к$ - також відноситься до $q_к$, як Q_0 - відноситься q_0;

тоді:

$$Q_0 = Q_k \frac{q_0}{q_k}, \text{Вт}. \qquad (2.38)$$

Підставляємо всі значення у формулу (1.28) і знаходимо:

$$Q_0 = 36 \cdot 10^3 \frac{410 - 285}{458 - 285} = 26{,}6 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

Приймаємо холодопродуктивність в робочих умовах рівній $Q_0 = 27 \cdot 10^3$ Вт.

$\lambda_{ст}$ и $q_{vст}$ - табличні величини:

$\lambda_{ст} = 0{,}735$ [3, табл.63];

$q_{vст} = 2400$ Дж/м^3 [3, с. 350].

Знаходимо об'ємну холодопродуктивність в робочому режимі:

$$q_v = \frac{q_0}{V_1} = \frac{410 - 285}{0{,}0371} = 3369 \text{ Дж/м}^3.$$

Знаходимо коефіцієнт подачі в робочих умовах. Для цього потрібно знати відношення тиску в компресорі. Як видно таблиці 1.1 відношення тиску π в компресорі π=4,401. Коефіцієнт подачі визначається по залежності $\lambda=f(p_к/p_0)$, зображеній на графіку [5, рис.8.2]. Одержуємо λ =0,715.

Визначаємо стандартну холодопродуктивність по формулі (2.37):

$$Q_{ост} = 27 \cdot 10^3 \frac{0,735 \cdot 2400}{0,715 \cdot 3369} = 27 \cdot 10^3 \cdot 0,73 = 19,71 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

За допомогою програми по підбору обладнання проводимо підбір поршневого компресора з параметричного ряду холодильних компресорів. Оптимальним вибором в результаті підбору компресора обрано герметичний поршневий компресор фірми Danfoss марки VTZ 171-G. Зазвичай частота обертання ротора герметичного компресора становить 2900об/хв (50 Гц), що фіксує його холодопродуктивність на одному рівні. У VTZ Compressor DriveTM частота може змінюватися від 30 до 90 Гц і, відповідно, швидкість обертання двигуна компресора від 1800 до 5400 об/хв в залежності від необхідної холодопродуктивності. Таким чином, потужність компресора завжди відповідає навантаженню системи, що забезпечує високий холодильний коефіцієнт у всьому діапазоні експлуатації компресора.

Геометричні і режимні характеристики компресора фірми Danfoss марки VTZ 171-G (додаток 6):

Об'єм описуваний поршнями	0,0171 $м^3/с$;
Число циліндрів	4 шт;
Частота обертання	5191 $с^{-1}$;
Масова витрата	761,5 кг/год
Стандартна холодопродуктивність	27 кВт;
Стандартна споживана потужність	12,94 кВт;
Габаритні розміри (діаметр, висота)	352×600 мм;
Маса	71 кг.

Рис. 2.5. Зовнішній вигляд герметичного поршневого компресора фірми Danfoss марки VTZ 171-G.

2.6.4 Розрахунок і підбір конденсатора

Підбір конденсатора проводиться по робочому навантаженню, визначеному при розрахунку компресора.

Розрахунок конденсатора проводиться в наступному порядку :

Визначається теплопередача поверхні конденсатора по формулі:

$$F = \frac{Q_к}{k\,\theta_{ср}\cdot\eta_к}\ ,\ м^2, \qquad (2.39)$$

де: $Q_к$ - теплове навантаження на конденсатор, Вт;

k - коефіцієнт теплопередачі, , Вт/(м^2·К);

$\theta_{ср}$ - середня різниця температур між холодильним агентом, що конденсується, і охолоджуючим середовищем, , °С;

$\eta_к$- коефіцієнт запасу поверхні, $\eta_к$=1,1 [1, с. 130].

Середня логарифмічна різниця температур визначається по формулі

$$\theta_{ср} = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{\ln\frac{t_{w1}}{t_{w2}}}\ ,\ °C, \qquad (2.40)$$

де: t_{w1} - різниця температур на початку теплопередаюча поверхні t_{w1}=10 °С [1, с. 102];

t_{w2} - різниця температур в кінці теплопередаюча поверхні t_{w2}=5 °С[1, с. 102].

Знаходимо середню логарифмічну різницю температур (2.40):

$$\theta_{ср} = \frac{10-5}{\ln\frac{10}{5}} = 7{,}25\ °C.$$

Коефіцієнт теплопередачі і питомі теплові потоки приведені в [1, табл. 33].

Для кожухотрубного конденсатора k=530 Вт/(м^2·К).

Питомий тепловий потік визначається по формулі

$$q_F = k \cdot \theta_{ср}\ , \text{Вт/м}^2, \qquad (2.41)$$

Знаходимо питомий тепловий потік (2.31):

$$q_F = 530 \cdot 7{,}25 = 3842\ \text{Вт/м}^2$$

Знаходимо теплопередаючу поверхню (2.37):

$$F = \frac{36000}{530 \cdot 7{,}25} \cdot 1{,}1 = 10{,}3\ \text{м}^2.$$

За допомогою програми по підбору обладнання фірми Bitzer, проводимо підбір кожухотрубного конденсатора з водяним охолодження параметричного ряду конденсаторів. Враховуючи проведені розрахунки приймаємо кожухотрубний конденсатор фірми Bitzer марки K203H.

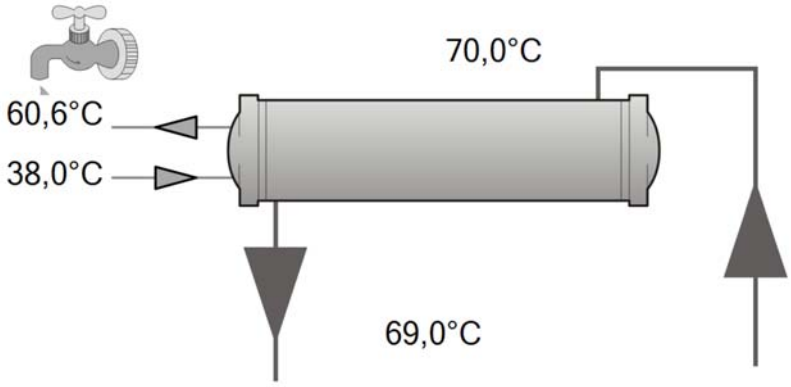


Рис. 2.6. Температурні режими для кожухотрубного конденсатора фірми Bitzer марки K203H.

Основні характеристики конденсатора:

Тип конденсатора	**K203H**
Кількість проходів	2

Продуктивність конденсатора	36,1 кВт
Температура конденсації	70,0 °С
Температура води на виході	60,6 °С
Об'ємна витрата	1,39 м³/год
Швидкість протікання рідини	0,54 м/с

Технічні характеристики:

Вага	25 кг
Загальна ширина	863 мм
Загальна висота	245 мм
Зовнішній діаметр корпусу	159 мм
Корисний об'єм холодоагенту	11,8 дм^3

2.6.5 Підбір масловідділювача

Підбір масловідділювача проводиться по діаметру нагнітального патрубка компресора. Для даної теплонаносної установки приймаємо масловідділювач марки 65 МО [2, табл.42].

Технічні характеристики масловідділювача

Умовний прохід патрубка	65 мм;
Діаметр корпусу і товщина стінки	307·9 мм;
Висота	1060 мм;
Маса	105 кг.

2.6.6 Опис і розрахунок ежектора для теплонасосної установки

Перспективним рішенням для теплонасосної установки може бути застосування ежектора як струменевого насоса. Прикладом може служити спроектований тепловий насос на базі морозильного апарату АМП 1 6К. Холодильний агрегат одноступінчатий з примусової 3-х - 5-х кратною інжекторний циркуляцією R-134a в теплообмінних апаратах теплового насоса. Пара холодоагента нагнітається компресором Км через масловідділювач МО і

теплообмінник ТО в конденсатор Кн. Рідкий холодоагент через фільтр-осушувач ФО і регулюючий вентиль РВ поступає в інжектор Ін. У соплі інжектора холодоагент розширюється, в приймальній камері створюється розрідження, і основний потік рідини підсмоктує рідкий холодоагент з віддільника рідини ВР. Потоки основній та інжектируемой рідини поступають в камеру змішення, де відбувається вирівнювання швидкостей, що супроводжується підвищенням тиску. З розподільника інжектора холодоагент поступає у випарник, де частина його випаровується. Парорідинна суміш хладогента по колектору поступає в ВР, звідки пара відсисається компресором. З нижньої частини ВР, де міститься значна кількість масла, маслохлодонова суміш поступає в кільцевий простір теплообмінника-випаровувача ТЕ, де за рахунок теплоти гарячої пари хладогента, що йде з Км в Кн, пара хладогента випаровується з суміші і повертається в ВР, а масло стікає в картер компресора. Цикл повторюється.

У випарник поступає парорідинна суміш в змозі близькому до насичення, що знижує інтенсивність теплообміну на вході випарника, оскільки коефіцієнти тепловіддачі малі.

Коефіцієнти інжекції визначаються шляхом поєднання характеристик струменевого насоса і напірний-циркуляційного контура по методиці, запропонованій Т.М. Сутиріним для схеми теплового насоса із струменевим насосом.

Характеристику струменевого насоса, тобто залежність створюваного ним перепаду тиску $\Delta P=P_{пр}-P_o$ від коефіцієнта інжекції, визначуваний методом послідовного наближення. Задаючись для кожного вибраного коефіцієнта інжекції U Тиском $P_{пр}$, розрахунок проводимо таким чином.

Із закону збереження енергії для струменевого насоса знаходимо ентальпію в крапці 6:

$$i_6 = \frac{i_3 + U \cdot i_1'}{1+U}\ , \text{кДж/кг}, \qquad (2.42)$$

Визначаємо адіабатичну роботу розширення робочого потоку в соплі струменевого насоса:

$$\Delta i_{адп}=i_3-i_{4T}=i_3-[i_{1'}+T_o\cdot(S_3-S_{1'})], \text{кДж/кг}, \qquad (2.43)$$

Тоді:

$$U = \varphi_c \cdot \varphi_к \cdot \varphi_д \sqrt{\frac{\Delta i_{ад.р}}{\Delta i_{ад.сж}} - 1} \ , \qquad (2.44)$$

витікаючого із закону збереження кількості руху на початку і кінці камери змішення, з урахуванням втрат у всіх елементах струменевого насоса, одержуємо адіабатичну роботу стиснення в дифузорі

$$\Delta i_{ад.сж} = i_{6т} - i_з = \frac{\varphi_c^2 \cdot \varphi_к^2 \cdot \varphi_д^2}{(1+U)^2} \Delta i_{адп} \ , \text{ кДж/кг}, \qquad (2.45)$$

де φ_c, $\varphi_к$, $\varphi_д$, коефіцієнти швидкості сопла, камери змішення і дифузора.

Дійсну роботу стиснення змішай в дифузорі визначуваний по залежності:

$$\Delta i_{д.сж} = i_6 - i_5 = \frac{\Delta i_{ад.сж}}{\varphi_д^2} = \frac{\varphi_c^2 \cdot \varphi_к^2}{(1+U)^2} \Delta i_{ад.р} \ , \text{ кДж/кг}, \qquad (2.46)$$

Знаходимо ентальпії в точках 5 і 6:

$$i_5 = i_6 - \Delta i_{д.сж} = i_6 - \frac{\varphi_c^2 \cdot \varphi_к^2}{(1+U)^2} \Delta i_{ад.р} \ \text{ кДж/кг}, \qquad (2.47)$$

$$i_{6т} = i_5 + \Delta i_{ад.сж} = i_6 + \frac{\varphi_c^2 \cdot \varphi_к^2}{(1+U)^2} \Delta i_{ад.р} (1 - \varphi_д^2) \ , \text{ кДж/кг}. \qquad (2.48)$$

Перевіряємо наступне співвідношення, виведене з рівності $S_5 = S_{6т}$ за допомогою рівнянь адитивності для: ентропії і ентальпії парорідинній, змішай:

$$\frac{i_5 - i_1'}{T_o} - \frac{i_{6т} - i_6'}{T_{пр}} = S_6' - S_1' \ , \text{ кДж/кг·К}. \qquad (2.49)$$

Дотримання тотожності (1.39) відповідає рівності робіт стиснення, що розташовуються і необхідної, змішай в дифузорі і, отже, указує на правильність вибраного проміжного тиску $P_{пр}$ для заданого коефіцієнта інжекції U. Дана методика розрахунку вимагає великої точності.

Оскільки термодинамічні властивості хладогента зручно визначати по температурі насичення, то ми задаємося не проміжним тиском $P_{пр}$, а проміж-ним значенням температури $T_{пр}$ і по рівняннях знаходимо відповідні йому $P_{пр}$, ентальпію і ентропію S_6, Причому при розрахунках була встановлена наступ-на закономірність: якщо ліва частина рівняння (1.39) по абсолютній величині менше правій, то слід збільшувати значення $T_{пр}$, якщо ж навпаки, то зменшу-вати. Ця

закономірність визначає напрям ітераційних процесів при розробці алгоритму розрахунку характеристики струменевого насоса.

Втрати у всмоктуючій магістралі (від віддільника рідини до струменевого насоса) і на вході в струменевий насос можна компенсувати гідростатичним стовпом рідини шляхом розташування струменевого насоса нижче за рівень хладогента у віддільнику рідини.

Поєднання характеристик струменевого насоса і напірно-циркуляційного кон-тура при t=0 дає значення досяжного коефіцієнта інжекції. Із збільшенням коефіцієнта інжекції росте $(\omega_a\rho_a)_{опт}$ причому максимума функції $q_{fa}=f(\omega_a\rho_a)_{опт}$ стає пологішим, тобто при великих кратностях циркуляції допускаються значні відхилення масових швидкостей від $(\omega_a\rho_a)_{опт}$.

2.6.7 Підбір регенеративного теплообмінника для інжекторного теплового насосу

Підбір регенеративного теплообмінника проводиться по діаметру нагнітального патрубка компресора. Для даної теплонасосної установки приймаємо регенеративний теплообмінник марки ТФ2 45 [1, с. 186].

2.6.8 Підбір відділювача рідини

Підбирають відділювача рідини по діаметру всмоктуючого патрубка компресора. Для даної теплонасосної установки приймаємо відділювач рідини марки 70 ОЖв [1, табл.48].

Технічна характеристика відділювача рідини марки 70 ОЖв :

Діаметр	408 мм;
Висота	1725 мм;
Розміри патрубок:	
- на вході і виході пари	70 мм;
- на вході рідкого хладону	20 мм;
- на виході рідкого хладону	40 мм;
маса	185 кг

2.7 Визначення максимальної електричної потужності, яку споживає установка у режимі опалення

У тепло насосній установці елементами, які працюють за допомогою електричного струму є: компресор, циркуляційний насос та система автоматизації (щит керування).

Максимальна електрична потужність яку споживає установка у режимі опалення дорівнює:

$$N_{TH}=N_{KM}+N_H+N_A, \text{ кВт}, \quad (2.50)$$

де: N_{KM} - споживча потужність електродвигуна компресора, N_{KM}=12,13 кВт;

N_H - потужність електродвигуна циркуляційного насосу, N_H=0,23 кВт;

N_A - система автоматизації, N_A=0,5 кВт.

Тоді:

N_{TH}=12,13+0,23+0,5=12,86 кВт.

Приймаємо максимальну електричну потужність яку споживає установка у режимі опалення N_{TH}=12,9 кВт.

2.8 Розробка схеми установки з автоматизацією роботи

Успішна експлуатація тепло насосної установки можлива тільки при використанні системи автоматизації їх роботи. Системою автоматизації називають сукупність об’єктів автоматизації та автоматичних пристроїв, дозволяючи здійснити термодинамічний (зворотній цикл Карно) цикл без участі (частково або повністю) обслуговуючого персоналу. Автоматичні пристрій значно покращують роботу тепло насосної установки – точно підтримують заданий температурний режим, скорочує експлуатаційні витрати, збільшує термін роботи компресора, забезпечує захист тепло насосної установки від аварії [12, с. 9].

Теплонасосна установка працює у стані постійного навантаження на конденсаторну частину. Оскільки температура води у системі опалення по-винна підтримуватися постійною, виникає необхідність регулювання t_H. Регулювання температури виконується двухпозиційним термореле типу ПТРВ-2-05. При підвищенні температури контакти розмикаються, а при зниженні замикаються.

Реле тиску використано у установці для підтримання завданого значення тиску (температури конденсації), у випарнику та у конденсаторі, а також для захисту від низького тиску у випарнику та високого тиску у конденсаторі.

В даному випадку використовується реле типу РД-3-02. Воно використовується для пуску і зупинки тепло насосної установки.

Реле різниці тиску типу РКС-1Б (реле контролю змащування) використовується для захисту компресора від роботи з несправним насосом.

Виконавчі механізми. Соленоїдні вентилі типу СВВ-50 (1, 2) служать для перепуску та регулювання подачі води на опалення. Регулятор температури $d_У$=40 мм (3) використовується для регулювання подачі води у випарник (при зниженні температури води ви ходячої із опалення, подача збільшується). Соленоїдний вентиль типу СВФ-40 використовується для зупинення подачі хладону при відключенні установки (відокремлює контур високого і низького тиску).

Вибір терморегулюючого вентиля виконується у зв’язку від типу хладону та холодопродуктивності установки (2, табл. 65). Для даної тепло насосної установки приймаємо терморегулюючий вентиль марки 22 ТРВ-25. Базова конструкція характеризується загальним корпусом та однаковим внутрішнім виконанням.

У автоматизованих холодильних установках згідно правил техніки безпеки на нагнітаючому трубопроводі кожного компресора повинен бути встановлений зворотній, запобігаючий можливості зворотного потоку хладону із конденсатора у випадку зупинки чи аварії компресора.

Для даної теплонасосної установки обираємо зворотній клапан марки ОКД 100 (1) прямоточний з умовним проходом 100 мм.

Трубопроводи. Теплонасосна установка працює у діапазоні температур від +10 до +110 °С, завдяки цьому слід використовувати стальні безшовні гарячекатані труби. Діаметр трубопроводу для пари $d_у$=50, для рідини $d_у$=25 мм.

РОЗДІЛ 3. ЕСКІЗНИЙ ПРОЕКТ ВИПАРНИКА

3.1 Тепловий і конструктивний розрахунок випарника. Теплове навантаження випарника

$$Q_u = (1{,}05...1{,}15)\cdot Q_o = 1{,}05\ 3605 = 3785{,}25\ \text{кВт}, \quad (3.1)$$

де 1,05…1,15 - коефіцієнт запасу, що враховує втрати холоду в трубопроводах.

Середня температура води у випарнику

$$t_{вср}=0{,}5\cdot(t+t)=0{,}5\cdot(85+70)=77{,}5\ 1\ ^\circ\text{C}. \quad (3.2)$$

Витрата води через випарник, $G_в$

$$G_в = \frac{Q_u}{C_в\cdot(t_{в_1}-t_{в_2})} = \frac{3785250}{4190\,(85-70)} = 60{,}227\ \text{кг/с}. \quad (3.3)$$

Приймаємо швидкість води в трубках кожух висівкового випарника $\omega_в$=1,5 м/с [1, с. 457].

Середній температурний натиск у випарнику

$$\theta = \frac{t_{в_1}-t_{в_2}}{\ln\frac{t_{в_1}-t_0}{t_{в_2}-t_0}} = \frac{85-70}{\ln\frac{85-67}{70-67}} = 8{,}37\ ^\circ\text{C}. \quad (3.4)$$

Потрібна теплопередаюча поверхня теплообміну випарника

$$F_u = \frac{Q_u}{k\cdot\theta} = \frac{3785250}{1300\ \cdot 8{,}37} = 347{,}877\ \ \text{м}^2. \quad (3.5)$$

де k - коефіцієнт теплопередачі, віднесений до внутрішньої поверхні трубок; для хладонових конденсаторів з обребреними трубками він складає 1100...1400 Вт/(м^2·К) [1, с. 458]; приймаємо k=1300 Вт/(м^2·К).

Визначуваний питомий тепловий потік з боку хладагента

$$q_{Fa} = \alpha_a\cdot(t_{ст}-t_0),\ \text{Вт/м}^2, \quad (3.6)$$

де: α_o - коефіцієнт теплопередачі від киплячої пари до стінки оребрених трубок, Вт/(м^2·К); $t_{ст}$ - шукана температура стінки, °С.

Питомий тепловий потік з боку води, віднесений до внутрішньої поверхні трубок визначається:

$$q_{Fв}=\alpha_в\cdot(t_{ст}-t_{вср}),\ Вт/м^2, \quad (3.7)$$

де αв - коефіцієнт тепло передачі від стінки до трубки до води, Вт/(м^2·К).

Вирішуючи спільно два рівняння для питомих теплових потоків з боку хладагенту і з боку води, віднесених до внутрішньої поверхні трубок, варіюючи значеннями температури стінки $t_{ст}$, визначаємо дійсне теплове навантаження на випарник:

$$q_{Fa}=q_{Fв}=q_g,\ Вт/м^2. \quad (3.8)$$

Значення теплових потоків у випарнику при різній температурі стінки приведені в додатку 11.

Визначаємо загальну довжину трубок випарника:

$$l=\frac{F_u}{\pi\cdot d_{вн}}=\frac{347,877}{3,14\ \cdot 0,02}=5539,4\quad м, \quad (3.9)$$

де $d_{вн}$ - внутрішній діаметр трубок, $d_{вн}$=0,02 м.

Загальна кількість трубок визначається формулою:

$$n=\frac{l}{l_{труб}}=\frac{5539,4}{5,5}=1007,17, \quad (3.10)$$

де $l_{труб}$ - приймаємо довжину однієї трубки; $l_{труб}$ = 5,5 м.

Число трубок в одному ході:

$$n_x=\frac{4\cdot G_в}{\pi\cdot d_{вн}^2\cdot\omega_в\cdot\rho_в}=\frac{4\cdot 60,227}{3,14\cdot 0,02^2\cdot 1,5\cdot 1\cdot 10^3}=127,87. \quad (3.11)$$

Число трубок в одному ході приймаємо рівним n_x=128.

Число ходів води в конденсаторі:

$$z=\frac{n}{n_x}=\frac{1008}{128}=7,89. \quad (3.12)$$

Приймаємо число ходів z=8.

3.2 Гідравлічний розрахунок випарника

Відповідно до методики «ВНИКТИхолодпрома» хорошу збіжність з досвідченими даними приводить розрахунок гідравлічних опорів, по спрощеній формулі:

$$\Delta P_w = (\frac{0{,}0145 \cdot l_{тр}}{d_{вн}} + 0{,}873) \cdot z \cdot \omega_в^2 \cdot \rho_в \cdot 10^{-3} =$$

$$= (\frac{0{,}0145 \cdot 5{,}5}{0{,}02} + 0{,}873) \cdot 8 \cdot 1{,}5^2 \cdot 1 \cdot 10^3 \cdot 10^{-3} = 58{,}3 \text{, кПа.}$$

Повний гідравлічний опір випарника рівне $\Delta P_в$=58,3 КПа.

3.3 Міцностний розрахунок

Дані для розрахунку:

$P_р$=0,7·1,3=0,91 МПа - розрахунковий тиск із запасом міцності;

$[\sigma_р]$=1,2 МПа - напруження розтягування, що допускається;

$Д_{вн}$=1,40 м - внутрішній діаметр корпусу;

φ =1 - коефіцієнт міцності;

с=1,5 мм - надбавка до розрахункової товщини;

3.3.1 Мінімальна товщина стінки корпусу

$\delta = P_р \cdot Д_{вн}/(200 \cdot [\sigma_р] \cdot \varphi - P_р) + c = 0{,}91 \cdot 1{,}4/(200 \cdot 1{,}2 \cdot 1 - 0{,}91) + 0{,}0015 = 0{,}00708$ м.

3.3.2 Мінімальна товщина трубних грат

$$\delta_р = 0{,}45 \cdot Д_{вн} \cdot = 0{,}45 \cdot 1{,}4 \cdot = 0{,}0689 \text{ м.}$$

де: $[\sigma_и]$=0,8 МПа - напруження, що допускається, на вигин;

3.3.3 Перевірка напруги в зварному шві, що сполучає грати з корпусом

$$\sigma_р = P_р \cdot F_1/(l \cdot \delta_р)\ [\sigma_р] = 1{,}20 \text{ МПа,}$$

де $l_ш$ - довжина зварного шва, $l_ш = \pi \cdot Д_{вн} = 3{,}14 \cdot 1{,}4 = 4{,}396$ м;

F_1 - площа сприймає зусилля від тиску

$$F_1 = \pi \cdot (Д_{вн2}/4 - n \cdot d_{н2}) = 3{,}14 \cdot (1{,}42/4 - 1008 \cdot (23 \cdot 10\text{-}3)2) = 0{,}136 \text{ м}^2.$$

Підставляємо знайдені значення у формулу

$$\sigma_р = 0{,}91 \cdot 0{,}136/(4{,}396 \cdot 0{,}0689) = 0{,}408 < 1{,}20 \text{ МПа.}$$

Напруга в зварному шві допустимі.

3.3.4 Товщина кришки випарника

$$\delta_{кр} = 6 \cdot P_{кр} \cdot Д_{кр}/(200 \cdot [\sigma_р]) + c = 6 \cdot 0{,}6 \cdot 1{,}4/(200 \cdot 0{,}8) + 0{,}0015 = 0{,}033 \text{ м,}$$

де $P_{кр}$ - розрахунковий тиск води у випарнику, $P_{кр}$=0,6 МПа;

$[\sigma_р]$ - напруга в зварному шві що сполучає кришку апарату з корпусом

$[\sigma_р]$ =0,8 Мпа;

$Д_{кр}$=1,4 м - внутрішній діаметр кришки.

3.4 Розробка конструкції випарника

Випарник, що розробляється, є горизонтальним кожухотрубним апаратом із сталевою обичайкою Ø 1400 мм і завдовжки обичайки 5850 мм. Усередині кожуха розташовано 1008 мідних накатних трубок внутрішнім діаметром 20 мм і завдовжки 5500 мм, розвальцьовані в павутинових гратах. До трубних грат приєднані на болтах бронзові кришки з перегородками, створюючими 8 ходів води. У верхній частині одній з кришок поміщений кран для випуску повітря.

Кожух випарника забезпечений лапами для кріплення. По трубах протікає вода, а в між трубному просторі – пари холодоагента. Пара холодоагента подається знизу, а відводиться зверху.

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЇ МОНТАЖУ КОМПРЕСОРНО-КОНДЕНСАТОРНОГО АГРЕГАТУ

4.1 Організація монтажних робіт

Монтаж холодильного устаткування - це комплекс робіт по його установці, наладці і пуску в експлуатацію.

Розрізняють три способи ведення монтажних робіт: господарський, підрядний, змішаний.

При господарському способі роботи виконуються силами підприємства - власниками устаткування на його виробничий технічній базі.

Підрядний спосіб заснований на виконанні робіт спеціалізованою підрядною організацією, що приймає замовлення від підприємств, що експлуатують устаткування.

Змішаний спосіб ведення робіт передбачає виконання частини робіт (наприклад, будівельних) силами організації, що експлуатує устаткування, а роботи по монтажу холодильного устаткування проводяться організацією.

У нашому випадку при монтажі компресорно-конденсаторного агрегату теплонасосної установки перевагу віддаємо підрядному способу, оскільки, виконуючи великі об'єми однотипних робіт спеціалізована організація в змозі застосувати прогресивні методи монтажу.

Часткову заміну устаткування, реконструкцію і модернізацію холодильної установки звичайно ведуть господарським способом.

Роботи по реконструкції компресорного цеху звичайно ведуть до часткової зупинки діючого устаткування. Всі пускові пристрої устаткування, що демонтується, повинні бути відключені щоб уникнути поразки електричним струмом або випадкового пуску; трубопроводи діючого устаткування відключаються постановкою заглушок з хвостовиками.

Перед проведенням монтажних робіт необхідно ознайомиться з особливостями конструкції і правилами монтажу устаткування.

Транспортування устаткування до місця установки повинне здійснюватися відповідно до вказівок по строповці, приведених в інструкції заводу виготівника.

До зварювальних робіт допускаються тільки зварювачі пройшли спеціальну підготовку. За наявності в апаратах горючих елементів зварка в районі монтажу апаратів заборонена. У приміщенні не повинно бути розлитого масла або інших пальних речовин. Всі засоби пожежогасінні повинні бути перевірені і підготовлені.

При невідповідності існуючих фундаментів новому устаткуванню необхідна їх повна заміна. Монтаж устаткування, що не створює значних вібрацій, може бути проведений на зварних рамах, встановлених на існуючі фундаменти.

4.2 Короткий опис монтуємого агрегату

Монтаж компресорно-конденсаторного агрегату - це комплекс робіт по його установці, наладці і пуску в експлуатацію.

Компресорно-конденсаторний агрегат складається з:

- герметичного поршневого компресору фірми Danfoss марки VTZ 171-G та кожухотрубного конденсатора фірми Bitzer марки K203H;

- приладів контролю тиску.

Компресор і прилади тиску змонтовані на кожусі конденсатора.

4.3 Вибір методу монтажу

Вибір методу монтажу є: вибір типу компенсуючих ланок, розрахунок умов надійності кріплення агрегату до опорної поверхні фундаменту, при найменшій трудомісткості слюсарний-монтажних робіт.

З метою вибору оптимального варіанту кріплення проводимо аналіз способу монтажу агрегату на всіх найбільш поширених типах компенсуючих ланок.

А. Сферичні що само встановлюють прокладки виключають трудомістку операцію ручного пригону по листу, що підвищує технологічність цього методу монтажу. Проте, складність виготовлення сферичних поверхонь знижує технологічність сальникових прокладок.

Б. Застосування регульованих клинів спрощує установку агрегату. Регулюючі клини є двома металевим диском, дотичних по площини з ухилом 1:20. Діаметр дисків визначають по опорній поверхні агрегату і фундаменту. Регулювання клинів по висоті досягаються зрушенням верхнього клину щодо нижнього. Величина зрушення не повинна перевищувати 10 мм. Установка агрегату на регулюючих клинах найбільш трудомісткий процес. Його приймають при особливих вимогах до міцності кріплення, точності установки.

В. Компресорно-конденсаторні агрегати встановлюють на пластмасі ФВМ, яка дозволяє виключити трудомісткі операції:

- обробку опорних поверхонь фундаменту;
- виготовлення і підгонку по місцю металевих прокладок;
- застосування верстатних робіт.

Широке розповсюдження пластмаси ФВМ обмежено із-за високої вартості її компонентів.

Г. Установка агрегату на амортизаторах у відмінності від розглянутих вище методів дозволяє захистити механізм від вібрації, ударних навантажень, дозволяє поглинути вібрацію самого агрегату і понизити шум.

Статичне навантаження на один амортизатор визначається по формулі:

$$P = \frac{C_T}{n}\ , \text{кг}, \qquad (3.1)$$

де: C_T - вага агрегату, кг;

n – кількість амортизаторів.

Тоді:

$$P = \frac{400}{4} = 100 \text{ кг}.$$

При монтажі застосовуємо амортизатори типу АКСС-n. Амортизатори виготовляються з гуми, яка поєднує достатньо високий шумопоглинаючий ефект

із стійкістю до агресивних середовищ. Амортизатори забезпечують перепад загального рівня звукових вібрацій по умові порядку ΔL=20 дБ.

Для монтажу застосовуємо амортизатор типу АКСС-200Н [8, табл.25].

4.4 Технічні вимоги, що пред'являються при монтажі агрегату на амортизаторах типу АКСС-n

Монтаж агрегату проводиться відповідно до ГОСТ 5.4110-74 [8, С. 29].

4.4.1 Вимоги до фундаменту

Відстань від фундаменту до бічних конструкцій може коливатися в межах ±10 мм. Відстань по висоті від основний площини до опорної поверхні фундаменту не повинно відрізнятися від заданих параметрів. Непаралельність основний поверхні фундаменту щодо площини не більше ±10 мм.

Чистота обробки поверхні приварених пластинок фундаменту не менше.

Фундамент до установки агрегату заземляють. Зрівняльні планки повинні бути захищені від іржі, щоб амортизатори встановлювалися щільно, і зазор між опорними поверхнями амортизатора і фундаменту не повинні перевищувати 0,5 мм.

4.4.2 Вимоги до вправляючих шайб

Товщина вправляючої шайби рівна зазору у момент зміни відстані між опорними поверхнями амортизатора і планкою агрегату. Шорсткість опорної поверхні шайби не нижче. Прилягання управляючої шайби до опорної поверхні амортизатора і до лапи механізму проводиться щупом V = 0,1 мм, він не повинен проходити на 2/3 діаметру шайби.

4.4.3 Вимоги до кріпильних виробів

Гайки кріплення амортизаторів до фундаменту повинні забезпечуватися стопорними пристроями від самовідкручування. Для цього ставлять пружинні шайби. Болти не повинні доходити до нижньої планки амортизаторів на 5-6 мм.

Болти і гайки повинні бути загорнені до повного зіткнення торцевих поверхонь втулок нижніх планок амортизаторів з поверхнею рами або агрегату.

4.5 Опис технологічного процесу монтажу компресорно-конденсаторного агрегату

Перед монтажем агрегату необхідно перевірити правильність установки фундаменту за допомогою металевих грат і струни. На перевірений фундамент нанести ризики відповідні йому, а місця установки амортизаторів відзначити крейдою. Потім фундамент відзначити машинкою ШР-2, згідно вимогам, приведеним до фундаментів. Оброблену поверхню законсервувати і покрити талью. Перед установкою агрегату опорні поверхні розконсервувати і протерти досуха. Встановити шаблон з приганяючими до нього амортизаторами на фундаменті. Відрегулювати його щодо фундаменту і закрити скобами. Розмітити на фундаменті отвір під кріпильні болти. Розмітку проводити за допомогою керна. Потім зняти шаблон з амортизаторами. По розмітці отворів у фундаменті свердлувальною машинкою ЦСМ-29 просвердлити отвори. Потім встановити і закріпити на фундаменті амортизатори. Агрегат помістити в машинне відділення. Встановити його на фундамент за допомогою віджимних пристосувань. Сумісність отворів лап конденсатора і головок амортизаторів повинна дотримуватися. Виготовлені вирівнюючі прокладки встановити між лапами агрегату і головками амортизаторів. Ввести болти агрегату в амортизатори і обжати їх гайковим ключем. Змонтований агрегат заземлити в 2-х місцях після діагоналей. Кріплення офарбувати.

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ПРАВИЛА ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ ПРИ РОБОТІ З ХОЛОДИЛЬНИМ ОБЛАДНАННЯМ.

5.1 Питання охорони праці

Безпечні умови праці на підприємствах, маючих тепло насосні установки, можуть бути забезпечені тільки при строгому дотриманні норм безпеки, промислової санітарії і протипожежної техніки. Успіх в цій роботі багато в чому залежить від знань інженерно-технічними працівниками правил техніки безпеки, від їх уміння організувати роботу по охороні праці на робочих місцях.

Відповідно до ГОСТ 12.0.002-74 [2, с. 4] охорона праці - це система законодавчих актів і відповідних їм соціально-економічних, технічних, гігієнічних і організаційних заходів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Охорона праці включає декілька розділів: організаційно-правові питання, техніка безпеки, виробнича санітарія і пожежна профілактика.

На тепло насосних установках до основних функцій оперативного персоналу відносяться управління технологічним процесом, спостереження і контроль за роботою машин і приладів автоматики. При експлуатації установок основна частина навантаження доводиться на нервову систему що працює, при виробництві монтажних і ремонтних робіт зростає навантаження на м'язову систему.

5.2 Вимога техніки безпеки і виробничій санітарії до оснащення машинного відділення

Приміщення машинного відділення може бути розташовано в учбовий-адміністративній будівлі Херсонського навчально-наукового інституту НУК і

відокремлено капітальною стіною без віконних і дверних отворів. Машинне відділення повинне розташовуватися на першому поверсі. Над і під машинним відділенням не дозволяється розташовувати приміщення з постійними робочими місцями і побутові приміщення. Допускається пристрій одного виходу для машинного відділення, оскільки його площа менше 40 м^2 [2, с. 23], за умови розміщення теплонасосного устаткування біля стіни, протилежної виходу.

Доступ сторонніх людей в машинне відділення не дозволяється. На вхідних дверях вивішується табличка «Компресорний цех», «Стороннім вхід заборонено», «Приміщення В-1б». Двері повинні відкриватися назовні.

Поза приміщенням у виходів з компресорного цеху на стіні вмонтовують кнопки аварійного відключення всього устаткування машинного відділення. Одночасно із зупинкою компресора, насоса і іншого устаткування, включається аварійна вентиляція від окремого джерела струму.

Пол компресорного цеху не повинен бути нижче за рівень прилеглої території. Підлоги робляться рівні, неслизькі, з матеріалу, що не згоряє.

Центральний пульт керування розміщується усередині машинного відділення. Стіл машиніста встановлюється також в машинному відділенні на ділянці, зручній для спостереження за показниками контрольно-вимірювальних приладів, засобів автоматики і сигналізації, роботою устаткування. На робо-чому місці розташовуються добові і ремонтні журнали; телефон; правила і пристрої безпечної експлуатації устаткування; галоїдна лампа для визначення витоків хладону.

У машинному відділенні повинна бути обладнана аптечка загального призначення, що містить стерильні перев'язувальні матеріали; кровоспинні засоби; мазь Вишневського; двовуглекислу соду; темні захисні окуляри; дерев'яні лопатки для накладення мазі; нашатирний спирт і валеріанові краплі.

У медичній аптечці повинен бути в наявності нашатирний спирт (для дихання).

Рекомендується мати балон з медичним киснем і устаткуванням до нього.

Засоби індивідуального захисту від поразки хладоном.

У машинному відділенні хладонової теплонасосной установки в заскленій шафі повинні знаходитися не менш ніж дві пари гумових рукавичок і рукавиці, а також ще один протигаз ИП-46.

Робочі, обслуговуючі тепло насосну установку, повинні забезпечуватися спецодягом і спецвзуттям відповідно до типових галузевих норм, затверджених Державним комітетом України по праці і соціальним питанням [2, с. 23].

Інструмент загального призначення і спеціальний інструмент комплектують на слюсарному майданчику чи безпосередньо у машинному відділенні. Для поточних ремонтних робіт встановлюється верстак зі слюсарними лещатами. Інструмент розташовується у шухлядках верстака та на щиті біля нього. На слюсарному майданчику також зберігаються запасні частини, схильні до швидкого зносу, прокладочні матеріали. Діелектричний інструмент і засоби захисту від ураження електричним струмом розміщуються у машинному відділенні [2, с. 24].

Протипожежні засоби повинні відповідати нормам, затверджених вченою радою ВНИХИ [2, табл. 4]

Використання протипожежних засобів для господарських цілей заборонено.

У головного входу в машинне відділення повинен бути встановлений пожежний щит з наступним набором: два вогнегасники, ящик з піском, азбестове полотно, два ломи, дві сокири, дві лопати і металевий багор.

Устаткування щита опечатується або пломбується. На щиті повинен знаходитися опис всього набору. Щит забарвлюється в білий колір з червоною обрамленням по краях шириною 40 мм. Пожежний інструмент, вогнегасники і ящики забарвлюються в червоний колір; металеві частини лопат, сокир, а також ломи і багри - в чорний [2]. Вентиляція машинного відділення хладонової тепло насосної установки припливна і витяжна (вона ж аварійна) повинна бути примусова. Всмоктуючий отвір витяжного вентилятора повинно бути розташовано на відстані 1,5 м від підлоги.

5.3 Небезпечні і шкідливі виробничі чинники

Чинники зовнішнього середовища в першу чергу впливають на функціонування органів дихання, зору, слуху, системи кровообігу людини. До чинників зовнішнього середовища відносять метеорологічні умови виробничих приміщень, склад повітряного середовища, освітленість, робочого місця, шум і вібрація, різні випромінювання.

А. Метеорологічні умови

До них відносяться температура, відносна вологість, швидкість руху і тиск повітря. Ці чинники визначають мікроклімат виробничих приміщень. У службових приміщеннях температура повітря взимку повинна підтримуватися від: +19 ОС літом - до: +24 ОС; відносна вологість: 50 ±10%, рухливість повітря: 0,15….0,3 м/с [1, табл. 1].

Б. Захист від шуму і вібрації

Виробничі процеси супроводжуються шумом і вібраціями, джерелом виникнення яких є машини з неврівноваженими масами, що обертаються, технологічні установки і апарати, в яких переміщення рідин і газів відбувається з великими швидкостями і супроводжується пульсацією.

Вібрація робочого устаткування не повинна співпадати по частоті з частотою власних коливань тіла людини і його внутрішніх органів (4.400 Гц).

Тривала дія шуму знижує гостроту слуху, приводить до зміни кров'яного тиску, послаблює увагу, знижує гостроту зору, викликає зміни в рухових центрах. Особливо несприятлива дія надає шум на серцево-судинну і нервову системи. Шум інтенсивністю більше 130 дБ викликає біль у вухах, а при 140 дБ наступають необоротні порушення органу слуху.

Для зменшення вібрацій і шуму від устаткування тепло насосної установки передбачають наступні заходи: насоси і їх електродвигуни встановлюють на пружні опори або на віброізолюючі фундаменти; фундамент під компресор виконують окремо від фундаменту стін або колон будівлі машинного відділення; вхідні і вихідні патрубки насосів сполучають з трубопроводами за допомогою

гнучких вставок; своєчасно замінюють мастило підшипників каченя насосів; усувають биття шківів і сполучних муфт, перекоси ремінних передач.

В. Освітлення виробничого приміщення

Освітлення машинних відділень застосовується як природне, так і штучне. Природне освітлення - через вікна і ліхтарі на перекриттях, штучне освітлення - здійснюється лампами розжарення і газорозрядними (люмінесцентними) лампами.

Розрізняють загальне, комбіноване і місцеве штучне освітлення. При загальному освітленні мінімальна освітленість 75 Лк при використанні ламп розжарювання, і 150 Лк - при використанні газорозрядних ламп.

Комбіноване освітлення складається із загального освітлення цеху і місцевого освітлення робочих поверхонь, приладів і т.д. Мінімальна освітленість їх повинна складати не менш 300 Лк. Рекомендована висота підвісу ламп вказана [2, табл. 5].

Для місцевого освітлення використовуються світильники з відбивачами. Застосовувати тільки місцеве освітлення заборонено.

Аварійне освітлення для короткочасних виробничих робіт повинне включатися при відключенні основного освітлення, працювати від автономного джерела і складати не менше 10 % від норми освітлення цих місць.

Освітлення приміщення повинне відповідати характеру зорової роботи. Необхідно забезпечити рівномірний розподіл яскравості на робочій поверхні, а також навколишнього простору.

Г. Протипожежний захист

Для гасіння пожеж в початковій стадії застосовують пінні хімічні вогнегасники. Промисловість випускає вогнегасник ВХП-10 (вогнегасник хімічний, пінний, модель 10). Забороняється застосовувати цей тип вогнегасників для гасіння електроустановок, що знаходяться під напругою, оскільки піна, що утворюється, електропровідна. Час роботи вогнегасника 60…65 с, тому при його застосуванні необхідно приводити його в дію безпосередньо у вогнища пожежі.

Вуглекислотні вогнегасники застосовують для гасіння пожеж: у електроустановках, що знаходяться під напругою; вуглекислота не викликає псування матеріалів. Промисловість випускає вогнегасники ВВ-2, ВВ-5, ВВ-8 (вогнегасники місткістю 2, 5, 8 л).

Водопостачання адміністративної будівлі повинно бути спроектовано так, щоб воно окрім задоволення господарських-питних потреб повністю забезпечувало подачу води у будь-який час доби в кількості, необхідному для пожежогасіння усередині будівлі.

Одним з найбільш надійних і доконаних видів водопостачання є водопровід, який розраховується на безперебійне отримання необхідної кількості води як для виробничо-господарських, так і для протипожежних потреб.

5.4 Проблеми скорочення озонового шару атмосфери

Останнім часом людство зіткнулося з проблемою виснаження озонового шару земної атмосфери, що загрожує зростанням онкологічних захворювань, збільшенням неконтрольованих мутацій тварини і рослинного миру, глобальним потепленням клімату. Неабиякою мірою це викликано викидом в атмосферу хлоровмістних холодоагентів у великій кількості вживаних в холодильному устаткуванні, а також при виготовленні різних аерозолів. На міжнародних переговорах, що завершилися підписанням Віденської конвенції про охорону озонового шару (1985 р.) і Монреальського протоколу по речовинах, що руйнують озоновий шар, (1987 р.) було запропоновано: обмежити, а потім повністю припинити використання і виробництво цих речовин. Монреальський протокол став важливою подією в системі міжнародного екологічного законодавства, оскільки був прийнятий практично всіма незалежними державами миру. Одним з питань є необхідність заміни хлоровмістного хладогента R-22 на інші, озонобезпечних. Альтернативним озонобезпечним хладогентом є R-407C (суміш R32+R125+R134a), який по теплофізичних

властивостях близький до R-22. Проте існують деякі обмеження і недоліки, обумовлені використанням цього фреону. R-407C – неазеотропна суміш. При витоках відбувається неоднорідне випаровування компонентів суміші і фактично потрібна не заправка холодильної системи, а повна її пере заправка.

Середній ресурс холодильних машин складає близько 25 років. При загальному зниженні попиту на R-22 і збільшенні його на озонобезпечні хладогенти вартість R-22 на міжнародних ринках підвищується, а на R407C відповідно знижується. Тому, вибираючи зараз устаткування на застарілих хладагентах, замовник створює для себе потенційну проблему, зокрема з витратами на ці речовини. Рекомендації по застосуванню нового хладагента і поводженню з ним. В цілому новий хладагент аналогічний старому, але не ідентичний:

А. Його криві тиску і температури декілька різні: новий хладагент має вищий тиск за рівних умов конденсації.

Б. Як правило, маса заправки нового хладагенту повинна бути менше маси заправки застарілого хладону для даної системи. Це важливий чинник. Заправка такої ж маси нового хладагента, що і старого, неминуче приведе до переповнення системи.

В. Хімічна сумісність системи новий хладогент/масло ПОЄ з більшістю деталей холодильної системи не відрізняється від хімічної сумісності з ними системи хлоровмістний хладагент/мінеральне масло, проте деякі еластомери погано поєднуються з новими холодоагентами і маслами, у зв'язку з чим це необхідно перевіряти у кожному конкретному випадку.

При використанні нового хладагента, розрахованого на довгострокову перспективу, важливо мати на увазі, що масло ПОЄ володіє здатністю поглинати вологу з повітря. Тому необхідно проявляти крайню обережність при зверненні і сущці холодильної системи, а також не залишати відкритою ємність з маслом ПОЄ.

РОЗДІЛ 6. ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗРОБЛЕНИХ ПРОЕКТНИХ РІШЕНЬ

Мета економічного обґрунтування - визначити доцільність здійснення технічних рішень, прийнятих при проектуванні установки і ступінь їх впливу на техніко-економічні показники установок.

6.1 Вибір порівнюваних варіантів проектних рішень

За базу для порівняння при розрахунку економічного ефекту спроектованої тепло-насосній установки приймаємо дані теплопостачання від ТЕС.

6.2. Вибір критерію порівняльної ефективності

Як критерій порівняльної ефективності використовується показник приведених витрат:

$$З=С+Е_нК, \text{ грн}, \quad (6.1)$$

де С - собівартість (поточні витрати) на вироблення 1 кВт·ч теплоти, грн;

$Е_н=0,15$ - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень;

К - капітальні витрати на установку, грн.

У нашому випадку, враховуючи незмінність поточних витрат, річний економічний ефект:

$$Э_Г=Е_нА(З_{ТЭЦ}-З_{ТН}), \text{ грн}, \quad (5.2)$$

де А - кількість установок; А=1 - оскільки річний ефект розраховується на одну установку;

$З_{тес}$ і $З_{ТН}$ - витрати на теплопостачання від ТЕС і від проектованої теплонасосної установки відповідно.

6.3 Визначення вартісних характеристик і річного економічного ефекту

Питоме теплове навантаження від ТЕС рівна $Q_{ТЭЦ}$=0,2 Гкал/ч на весь об'єм будівлі. Споживання теплової енергії в рік від ТЕС розраховується:

$$E_{ТЭЦ}=Q_{ТЭЦ}\cdot T, \text{ Гкал}, \quad (6.3)$$

де: Т - річний фонд часу опалювання, Т=4320 ч.

Тоді:

$$E_{ТЭЦ}=0,2\cdot 4320=864 \text{ Гкал}.$$

Тариф на теплопостачання від ТЕС за 2017 р. складає ЦТЭЦ=134,0 грн/Гкал. При опалюванні ¼ частини будівлі від ТЕС витрачається:

$$З_{ТЭЦ}= E_{ТЭЦ}\cdot 1/4\cdot ЦТЭЦ=864\cdot 1/4\cdot 134=28944 \text{ грн}.$$

Проектована теплонасосна установка опалює ¼ частину будівлі витрачаючи при цьому $Q_{ТН}=Q_К$=36 кВт або $Q_{ТН}$=36·1,163=0,031 Гкал/ч.

Визначаємо витрати на теплопостачання від проектованої теплонасосної установки по формулі:

$$E_{ТН}=Т\cdot Ц_{ТН}\cdot Э_{ТН}, \text{ грн}, \quad (6.4)$$

де: $Ц_{ТН}$ - тариф на електроенергію, $Ц_{ТН}$ =0,29 грн;

$$E_{ТН}=N_{ТН}\cdot Δ, \text{ кВт/ч}, \quad (6.5)$$

де: $N_{ТН}$ - потужність теплового насоса, $N_{ТН}$=12,5 кВт;

Δ - часовий коефіцієнт враховує роботу при включенні і виключенні теплового насоса, Δ=0,3.

Тоді

$$E_{ТН}=12,5\cdot 0,3=3,75 \text{ кВт}.$$

По формулі (5.4) визначаємо витрати на теплопостачання від теплового насоса:

$$З_{ТН}=4320\cdot 0,29\cdot 3,75=4698 \text{ грн}.$$

Визначуваний річний економічний ефект по формулі

$$Э_Г=З_{ТЭЦ}-З_{ТН}, \text{ грн}. \quad (6.6)$$

Тоді

$Э_Г$=28944-4698=24246 грн.

При експлуатації нової теплонасосної установки замість ТЕС, річний економічний ефект складе $Э_Г$=24246 грн.

ВИСНОВОК

В результаті проведеної дослідницької магістерської роботи було досліджене застосування термопресора в циклі ЕХМ. При встановленні термопресора на виході з ежектора, за рахунок підвищення тиску при контактному охолодженні пари до температури насичення збільшується коефіцієнт ежекції U і відповідно тепловий коефіцієнт ЕХМ ζ.

Аналіз ефективності ЕХМ при застосуванні термопресора показує, що найбільшою ефективністю при максимально можливих температурах кипіння в генераторі t_g є холодоагенти: R142b – приріст $\Delta\zeta = 0{,}74\%$; R600 – $\Delta\zeta = 0{,}89\%$.

Розроблена теплонасосна установка на базі поршневого компресора для теплопостачання учбово-адміністративної будівлі Херсонського навчально-наукового інституту НУК. Виходячи з проведеного техніко-економічного аналізу видно, що використання теплонасосної установки як тепло-генеруючого джерела теплоти набагато економічніше, в порівнянні з централізованим теплопостачанням від ТЕС. Також, теплонасосна установка і не дорога – при первинних витратах, близько 18….20 тис. грн, установка окупається в перебігу одного року.

В результаті розрахунків та підбору обладнання, було обрано елементи тепло насосної установки:

- герметичний поршневий компресор фірми Danfoss марки VTZ 171-G;
- кожухотрубний конденсатор фірми Bitzer марки K203H;
- регенеративний теплообмінник марки ТФ2-45.

В установці застосовується озонобезпечний, відносно недорогий хладон R-134a.

Розглянута перспектива використання в теплонасосній установці ежектора, як струменевого насосу, що дозволяє значно зменшити габаритні розміри теплообмінних апаратів і збільшити ефективність всієї установки в цілому.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Гапонов С.А., Єсін І.П., Радченко М.І. Програма. Методичні вказівки та курсовий проєкт з дисципліни “Холодильна техніка та технологія”. - Миколаїв: НУК, 2005, - 20 с.

2. Гапонов С.А., Лехмус О.О., Журавльов Г.Б. Проєктування і розрахунок теплової ізоляції суднових рефрижераторних приміщень. – Ч.І. Ізоляційні матеріали і конструкції: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 44 с.

3. Єсін І.П., Радченко М.І. Програма, методичні вказівки до виконання курсової роботи та курсового проєкту з дисципліни “Теоретичні основи холодильної техніки”. - Миколаїв: НУК, 2008, - 24 с.

4. Hundy G.F. Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps. / G.F. Hundy, A.R. Trott and T.C. Welch. – Butterworth-Heinemann: Elsevier Ltd, March 2, 2016 (5th Edition). – 510 p. [Електронний варіант]

5. Загоруйко В.О. Суднова холодильна техніка: підручник / В.О. Загоруйко, О.А. Голіков. – К.: Наукова думка, 2002. – 576 с. [Електронний варіант]

6. Лозовський А.П. Основи холодильних технологій: навчальний посібник / А.П. Лозовський, О.М. Іванов. – Суми: Університетська книга, 2015. – 149 с. [Електронний варіант]

7. Мелейчук С.С. Монтаж, експлуатація, обслуговування холодильних і тепло насосних установок: навчальний посібник / С.С. Мелейчук, В.М. Арсеньєв. – Суми: СДУ, 2011. – 183 с. [Електронний варіант]

8. Радченко М.І. Суднові холодильні машини: навчальний посібник / М.І. Радченко, О.О. Лехмус. – Миколаїв: НУК. – 2015. – 392 с.

9. Розрахунки з дисципліни «Теплотехнологічні процеси та установки»: Навчальний посібник / Луняка К.В., Димо Б.В., Андрєєва Н.Б., Калініченко І.В. – Херсон: ХНТУ, 2018. – 166 с. [Електронний варіант]

10. Розрахунок суднової холодильної установки / А.А.Андреєв, І.П.Есін, Ю.В.Захаров, А.О.Моря, М.І.Радченко; За редакцією доктора технічних наук,

професора Ю.В.Захарова. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 88 с. [Електронний варіант]

11. Теплообмінники суднових систем кондиціонування та рефрижерації: навчальний посібник / М.І. Радченко, А.М. Радченко, Д.В. Коновалов, Р.М. Радченко. – Миколаїв: НУК, 2014. – 260 с.

12. Франів А. Фізика низьких температур : навч. посібник / А. Франів, В. Стадник, В. Курляк. – Львів : ЛНУ імені Івана Франка, 2016. – 362 с. [Електронний варіант]

13. CoolPack IPU. – Електронні дані. – Режим доступу: https://www.ipu.dk/products/coolpack/ (дата звернення 07.05.2024)

14. Пістун І.П., Тубальцев А.М., Тубальцева Н.П. Охорона праці в суднобудуванні: Навчальний посібник. Львів: «Тріада плюс», 2009. 580 с.

15. Elbel S. Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning // International Journal of Refrigeration. – 2011– no. 34(7), pp. 1545-1561.

16. Радченко Н. И., Коновалов Д. В., Холодильные теплоиспользующие циклы с применением эффекта тепловой компрессии // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 8 (55). – С. 111−115.

17. Konovalov, D., Radchenko, M., Kobalava, H., Andreev, A., Maksymov, V.: Improvement of Ejector Refrigeration Machine Cycles by Using Thermopressor. In: M. Kruzel, W. Kuczyński (eds.) Contemporary Issues of Heat and Mass Transfer. Monography of the Faculty of Mechanical Engineering University of Technology Koszalin, pp. 301-326. Koszalin (2019).

18. Коновалов, Д. В. Система охолодження наддувного повітря суднового двигуна внутрішнього згоряння термопресором з упорскуванням перегрітої води [Текст] / Д.В. Коновалов, Г.О. Кобалава, С.І. Стародубець // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2017. – № 3 (138). – С. 104−111.

ДОДАТКИ

Відомості-звіт про витрату теплоенергії та параметрах теплоносія за показаннями лічильника теплової енергії

з 22 листопада 2021 по 19 грудня 2022 р

Найменування споживача НУК

Адреса: проспект Ушакова 44

Дата запису	Температура теплоносія		Середньодобова температура повітря	Вихід теплоносія F м^3/час
	T_1 вх	T_2 вих		
20				
21				
22	56	38	5,5	3,8
23	67	43	6,5	3,8
24	69	46	9,5	4,4
25				
26				
27	66	34	7	2,1
28	64	35	5,5	2,2
29	65	34	3,5	2
30	65	34	3,5	2
1	64	33	6	2
2				
3				
4	63	33	9	2
5	63	39	5,5	3
6	25	32	2,5	0
7	54	38	4	4
8	56	40	4,5	4
9				
10				
11	60	41	4,5	4
12	57	40	4	4
13	59	41	3,5	4

Дата запису	Температура теплоносія		Середньодобова температура повітря	Вихід теплоносія F м^3/час
	T_1 вх	T_2 вих		
14	61	42	4	4
15				
16				
17				
18	57	40	6	4
19	57	40	4,5	3,8
Середнє значення	**59,37**	**38,05**	**5,21**	**3,11**

Дубл.	22	14	15									
Взам.	21				16	17	18	14	15			
Подл.	20											
23							24			25		27
1					2					4		8

№ креслення	№ деталі	Кіл-ть деталей	№ опер.	Склад операцій	Інструмент Та прилади	Робоча сила		Сума
						Склад бригади	Норма часу	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
			1	**Перевірити положення фундаменту та розмістити фундамент**	рулетка,	1/2		
				під обробку	струна	1/3	0,2	
			2	**Обробити опорні планки фундаменту**	**ШР-2**	1/2	1,2	
			3	Законсервувати оброблену поверхню фундаменту.	солідол,			
				Розконсервувати фундамент перед погрузкой агрегата	толь,	1/2	0,53	
			4	Встановити шаблон з амортизаторами на фундамент	шаблон	1/3		
					ключі			
					скоби	1/2	0,3	
			5	Розмітити на фундаменті отвори під фундаментні болти	УСМ-23	1/3	3,9	
				Зняти шаблон з амортизаторами та просвердлити отвори	свердлильная машина,			
				У фундаменти по розмітці	свдерло,			
					керн	1/2		
			6	Встановити і закріпити до фундаменту чотири амортизатори	ключі,	1/3	2,0	

28	29	**Технологічна карта**

Дубл.	22	14	15									
Взам.	21				16	17	18	14	15			
Подл.	20											
23							24			25		27
1					2					4		8

№ креслення	№ деталі	Кіл-ть деталей	№ опер.	**Склад операцій**	інструмент Та прилади	Робоча сила		Сумма
						Склад бригади	Норма часу	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
					щупи	1/2		
			7	Зняти прилади та арматуру з ККА перед встановленням та	гаєчні	1/3	1,4	
				Здати у кладову	ключи	1/2		
				Після встановлення ККА встановити прилади на місце				
			8	Встановити ККА	кран	1/2	0,82	
			9	Встановити віджимні прилади, за їх допомогою	отжимні	1/3		
				совмістити отвори лап ККА та головок амортизаторів.	болти,	1/2	1,2	
				Встановити агрегат паралельно основній площині	струни,			
					скоби			
			10	Визначити товщину вирівнюючи прокладок та, після їх	щуп,			
				обробки, встановити між лапами ККА та головками	ключи,	1/3		
				амортизаторов	набор			
					мірних			
					плиток	1/2	0,8	
28	29			**Технологічна карта**				

Дубл.	22	14	15								
Взам.	21				16	17	18	14	15		
Подл.	20										
23							24			25	27
1					2					4	8

№ креслення	№ деталі	Кіл-ть деталей	№ опер.	**Склад операцій**	інструмент Та прилади	Робоча сила		Сумма
						Склад бригади	Норма часу	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
			11	Навернути та закріпити агрегат фундаментними болтами	ключі	1/3	0,4	
						1/2	0,4	
			12	Встановити два заземлення	ключі			
					ШП-2	1/3	0,2	
			13	Здати монтаж ОТК		1/3	0,6	
			14	Пофарбувати крепіж		1/2	0,1	
				Ітого:			14,3	

28	29	**Технологічна карта**