

Міністерство освіти і науки України

Одеський національний технологічний університет

Кафедра екоенергетики, термодинаміки та прикладної екології



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА

на тему : Дослідження ефективності високотемпературних теплових насосів в системах теплопостачання з аналізом низькопотенційних джерел теплоти.

Здобувача Полевого М.О.

IV курсу ЕН -444 групи

Керівник доц. Ярошенко В.М.

Рецензент: Директор ТОВ. «Чип-Маркет»
Пуленко О.Л.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту
Рішення кафедри від 09 червня 2023 р., протокол № 11.

Завідувач кафедри ЕТ та ПЕ
(назва кафедри)

_____ (підпис)

Юрій СЕМЕНЮК
(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет нафти, газу та екології

Кафедра екоенергетики, термодинаміки та прикладної екології

Освітньо-кваліфікаційний рівень - бакалавр

Спеціальність - електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

Освітня програма - нетрадиційні та відновлювані джерела енергії

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри Юрій СЕМЕНЮК

«28» лютого 2023 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Полевому Максиму Олексійовичу

1. Тема роботи: Дослідження ефективності високотемпературних теплових насосів в системах теплопостачання з аналізом низькопотенційних джерел теплоти.
затверджена наказом ОНТУ від 31.03.2023 року № 119-03
2. Термін здачі здобувачем (здобувачкою) закінченої роботи 08.06.2023 року
3. Вихідні дані до проекту (роботи) : Провести аналіз та дослідити можливості використання високотемпературних теплових насосів для гарячого водопостачання житлового будинку з порівняльними характеристиками низькопотенційних енергетичних джерел.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)
 - Аналіз теплонасосних технологій в загальній системі енергозбереження на сучасному вітчизняному та світовому рівнях
 - Дослідження факторів, що впливають на енергетичну ефективність високотемпературних теплонасосних установок .
 - Порівняльні дослідження характеристик низькопотенційних джерел енергії природнього та штучного походження.
 - Розрахунок циклу двох ступеневого стиснення та вибір комплектуючого обладнання теплового насосу.
 - Дослідження можливості та розрахунок необхідного обладнання при використанні теплоти ґрунту та енергії сонячного випромінювання.
 - Техніко-економічні розрахунки.
 - Безпека життєдіяльності та цивільний захист.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Презентаційна графічна частина із мінімум п'ятнадцяти слайдів, що відображають усі сторони роботи.
6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Основний	Доц. Ярошенко В.М.		
Економічна частина	Доц. Ярошенко В.М.		
Охорона праці	Доц. Ярошенко В.М.		

7. Дата видачі завдання 28.02.2023

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапу кваліфікаційної роботи бакалавра	Строк виконання етапів	Примітка
1.	Техніко -економічне обґрунтування теплонасосних технологій	Лютий 2023	
2.	Дослідження особливостей та порівняльні характеристики низькопотенційних джерел теплоти	Лютий - березень 2023	
3.	Особливості та характеристики високотемпературних теплових насосів.	Березень 2023	
4.	Розрахунок двохступеневого циклу теплового насосу та його комплектуючого обладнання .	Квітень 2023	
5.	Охорона праці та безпека життєдіяльності	Травень 2023	
6.	Техніко-економічні розрахунки	Травень 2023	

Здобувач

Полевой М.О.

Керівник роботи _____ Ярошенко В.М.

Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.

Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчесності.

Здобувач-дипломник

Полевой М.О.

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота бакалавра на тему «Дослідження ефективності високотемпературних теплових насосів в системах тепlopостачання з аналізом низькопотенційних джерел теплоти.

Пояснювальна записка включає: 78 стр., 30 рис., 14 табл., 19 літературних джерел, 15 слайдів презентації.

Актуальність теми

Одними із актуальних та ефективних енергозберігаючих технологій в системах тепlopостачання громадських та промислових будівель являються теплові насоси, що дає можливість використовувати низькотемпературні джерела енергії, економити органічне паливо, знижувати забруднення навколишнього середовища та комплексно задовольняти потреби споживачів у гарячому водопостачанні, опаленню і технологічному теплі.

Мета роботи: дослідження можливостей застосування високотемпературних теплових насосів з аналізом низькопотенційних джерел теплоти природного та штучного походження для комплексного тепlopостачання житлово-комунальних об'єктів та проектне визначення основного технологічного обладнання на основі оптимального двохступеневого термодинамічного циклу з використанням низькопотенційної енергії ґрунту.

Для досягнення вказаної мети поставлено і виконано **завдання:**

провести критичний аналіз традиційних систем тепlopостачання, визначити рівень їх впливу на екологію та проаналізувати умови оптимального функціонування теплових насосів в умовах півдня України з визначенням низькотемпературних джерел енергії та їх впливом на енергетичну ефективність;

провести порівняльне дослідження особливостей високотемпературних теплових насосів та їх структурно технологічного обладнання в системах гарячого водопостачання;

провести порівняльний аналіз термодинамічних, теплофізичних та екологічних властивостей робочих тіл теплових насосів з вибором відповідного фреону;

провести аналіз та виконати розрахунок низькотемпературного джерела енергії на основі ґрунтового теплообмінника;

виконати розрахунок двохступеневого термодинамічного циклу теплового насосу з визначенням енергетичного навантаження на складові елементи з розрахунком та вибором компресорного і теплообмінного обладнання ;

провести техніко-економічне порівняння високотемпературної теплонасосної установки з бойлерною системою тепlopостачання та розрахувати економічний ефект;

результати роботи можуть бути використані при розробці реального інвестиційного проекту по впровадженню високотемпературної теплонасосної установки для гарячого водопостачання громадських та житлово - побутових об'єктів для кліматичних умов півдня України.

Ключові слова: енергоефективність, високотемпературний тепловий насос; низькотемпературне джерело енергії, термодинамічний цикл, ґрунтовий теплообмінник, сонячне випромінювання, гаряче водопостачання.

ABSTRACT

Bachelor's qualification work on the topic "Investigation of the efficiency of high-temperature heat pumps in heat supply systems with analysis of low-potential heat sources.

The explanatory note includes: 77 pages, 30 figures, 14 tables, 19 literary sources, 15 presentation slides.

Actuality of theme

Heat pumps are one of the most relevant and effective energy-saving technologies in the heat supply systems of public and industrial buildings, which make it possible to use low-temperature energy sources, save organic fuel, reduce environmental pollution and comprehensively satisfy the needs of consumers in hot water supply, heating and process heat.

The purpose of the work: the study of the possibilities of using high-temperature heat pumps with the analysis of low-potential heat sources of natural and artificial origin for the comprehensive heat supply of residential and communal facilities and the design definition of the main technological equipment based on the optimal two-stage thermodynamic cycle using low-potential soil energy.

To achieve this goal, the following tasks were set and completed:

- conduct a critical analysis of traditional heat supply systems and determine the level of their impact on ecology and analyze the conditions for the optimal functioning of heat pumps in the conditions of southern Ukraine with the determination of low-temperature energy sources and their impact on energy efficiency;

- conduct a comparative study of the features of high-temperature heat pumps and their structural and technological equipment in hot water supply systems;

- conduct a comparative analysis of thermodynamic, thermophysical and environmental properties of the working bodies of heat pumps with the selection of the appropriate freon;

- conduct an analysis and calculate a low-temperature energy source based on a soil heat exchanger;

- perform the calculation of the two-stage thermodynamic cycle of the heat pump with the determination of the energy load on its constituent elements with the calculation and selection of compressor and heat exchange equipment;

- carry out a technical and economic comparison of a high-temperature heat pump installation with a boiler heat supply system and calculate the economic effect;

- the results of the work can be used in the development of a real investment project for the implementation of a high-temperature heat pump installation for hot water supply of public and residential facilities for the climatic conditions of southern Ukraine.

Keywords: energy efficiency, high-temperature heat pump; low-temperature energy source, thermodynamic cycle, soil heat exchanger, solar radiation, hot water supply..

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ 1. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ТЕПЛОНАСОСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ	9
1.1. Телонасосні системи як ефективні технології енегозбереження	9
1.2. Техніко-економічні особливості систем теплопостачання житлово-побутового сектору та промисловості.....	10
1.3. Техніко економічна ефективність теплових насосів при теплопостачанні.....	14
1.4. Аналіз темпів світового розвитку теплонасосних технологій.....	18
РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНИХ ДЖЕРЕЛ ТЕПЛОТИ	22
2.1. Технологічні схеми теплових насосів та їх класифікація	22
2.2. Природні джерела низькопотенційної теплоти.....	24
2.3. Штучні джерела низькопотенційної теплоти.....	31
РОЗДІЛ 3. ОСОБЛИВОСТІ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ	
3.1. Високотемпературні теплові насоси для теплопостачання	36
3.1.1. Каскадні теплові насоси.....	36
3.1.2. Багатоступінчасті парокомпресійні теплові насоси.	37
3.1.3. Гібридні теплові насоси.....	37
3.1.4. Транскритичні теплові насоси CO ₂	38
3.2. Вибір робочої речовини теплового насосу.....	38
3.3. Визначення розрахункових теплових навантажень теплового насосу.....	41
РОЗДІЛ 4. ЕНЕРГЕТИЧНІ РОЗРАХУНКИ ТА КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ СТРУКТУРНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	45
4.1. Розрахунок двохступеневого циклу теплового насосу.....	45
4.2. Розрахунок і вибір компресорного устаткування.....	49
4.3. Розрахунок та вибір конденсатору.....	51
4.4. Розрахунок ґрунтового теплообмінника.....	57
4.5 Розрахунок сонячного колектору	59
РОЗДІЛ 5. БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ.....	64
5.1. Захист від ураження електричним струмом.....	64
5. 2. Протипожежна профілактика.....	65
5.3. Розрахунок штучного освітлення	66
5.4. Вентиляція	66
5.5. Долікарська допомога потерпілому.....	68
РОЗДІЛ 6. ЦИВІЛЬНА ОБОРОНА.....	69
6.1. Захист жителів житлового будинку в умовах надзвичайних ситуацій.....	69
6.2. Дії населення в зоні радіоактивного зараження (забруднення).....	70
6.3. Дія населення в зоні хімічного та бактеріологічного ураження	71
РОЗДІЛ 7. ОРГАНІЗАЦІЙНО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ РОБОТИ.....	73
7.1 Техніко-економічне обґрунтування.....	73
7.2 Техніко-економічні розрахунки.....	74
ОСНОВНІ ВИСНОВКИ.....	77
СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ.....	78

ВСТУП

Розвиток суспільства уже підійшов до порогу, за яким вичерпування традиційних (первинних) природних ресурсів передусім нафти й газу набуває незворотного характеру.

Цей процес триває на тлі значного підвищення попиту на ці енергоносії, отже, і зростання цін на них. За таких умов спостерігаються зміна конкурентноспроможного складу енергетичних технологій і структури вживаних енергоносіїв, трансформація джерел енергії та витіснення традиційних технологій її виробництва (на основі вуглеводневого палива) альтернативними джерелами енергії, у тому числі , і на основі нетрадиційних та відновлювальних енергоресурсів.

Впровадження нетрадиційних та відновлювальних енергетичних джерел обумовлюється наступними причинами.

По-перше, наша держава є енергодефіцитною країною, оскільки свої потреби в енергоресурсах задовольняє лише на 45 % за рахунок власних запасів.

По-друге, в її паливноенергетичному балансі домінує природний газ, частка якого становить приблизно 30 %, що значно перевищує відповідні показники європейських країн, які зменшують до мінімуму залежність від викопних енергоресурсів.

По-третє, енергоемність валового внутрішнього продукту в Україні значно вища, ніж у багатьох промислово розвинених країнах світу. Так порівняно із середнім значенням по ЄС для України цей показник у 3-4 рази вищим [3].

Нетрадиційна та відновлювальна енергетика достатньою мірою також вирішує екологічну проблему, пов'язану із захистом навколишнього природного середовища від антропогенних забруднень. За таких умов використання інноваційних екологічно чистих технологій генерації теплової енергії замість спалювання вуглеводневого палива стає дуже своєчасним і життєво необхідним.

Особливо важливого значення набувають проблеми енергозабезпечення на основі енергозберігаючих технологій у житлово-комунальному господарстві в силу його надмірної енергоемності. При цьому для генерації теплоти у житлово-комунальному господарстві, величина якої в загальному енергетичному балансі країни сягає 55 %, витрачається близько 27 % від загального обсягу використаного палива в державі [4]. Тому проблема енергоефективного та екологічно сприятливого розвитку сфери тепlopостачання має першочергове значення як у промислового - технологічному так і соціально- політичному розвитку .

Одним із напрямів вирішення проблеми підвищення енергоефективності систем тепlopостачання в промисловості, у тому числі і ЖКГ, являється широкомасштабне використання теплових насосів у тому числі і високотемпературних. Виробництво теплоти за допомогою теплових насосів є однією з найбільш економічно перспективних та екологічно чистих технологій тепlopостачання.

В теплових насосах теплова енергія низькопотенційних відновлювальних енергетичних джерел перетворюється в енергію більш високого температурного потенціалу, придатного для подальшого практичного використання. Процеси перетворення енергії у теплових насосах відбуваються з високою енергетичною ефективністю, а їх коефіцієнти перетворення енергії значно вищі по відношенню до традиційних теплогенеруючих систем.

Особливе місце в системах теплопостачання промислових та комунально побутових підприємств займають високотемпературні теплонасосні системи, що дозволяє ефективно використовувати в якості низькотемпературних енергетичних джерел стічні води та викидні (вторинні) енергетичні потоки. У парокомпресійній тепловому насосі на 1 кВт·год витраченої електричної енергії отримують 3–4 та більше кВт·год генерованої теплової енергії [14]. Згідно з цим термін окупності теплових насосів знаходиться в діапазоні 4–7 років в залежності від технологічного призначення, потужності та коефіцієнту перетворення.

При цьому теплові насоси є екологічно чистими технологічними установками, оскільки в них відсутні процеси спалювання та відповідне забруднення навколишнього середовища викидами вуглекислого газу та інших сполук, що чинять шкідливий вплив на екологію і здоров'я людей.

Досвід практичного застосування теплових насосів в житлово комунальному господарстві в економічно розвинених країнах може ефективно використовуватись в Україні, що дуже важливо на сучасному етапі промислового та енерготехнологічного розвитку.

1.1. Теплонасосні системи як ефективні технології енергозбереження

Раціональне використання паливно-енергетичних ресурсів є сьогодні однією з глобальних світових проблем, успішне вирішення якої матиме визначальне значення як для подальшого розвитку світового співтовариства, але й збереження довкілля його. Одним із перспективних шляхів вирішення цієї проблеми є застосування нових енергозберігаючих технологій, які використовують нетрадиційні відновлювані джерела енергії (НВІЕ). Виснаження запасів традиційного викопного палива та екологічні наслідки його спалювання зумовили в останні десятиліття значне підвищення інтересу до цих технологій практично у всіх розвинених країнах світу.

Переваги технологій теплопостачання, що використовують нетрадиційні джерела енергії в порівнянні з їх традиційними аналогами, пов'язані не лише зі значними скороченнями витрат енергії в системах життєзабезпечення будівель та споруд, але й з їхньою екологічною чистотою, а також новими можливостями у сфері підвищення ступеня автономності систем життєзабезпечення. Очевидно, у недалекому майбутньому саме ці якості матимуть визначальне значення у формуванні конкурентної ситуації на ринку теплогенеруючого обладнання. [2].

Якщо загальну кількість споживання ПЕР прийняти за 100%, то корисно використана частина складе всього 40%, а 60 % передається навколишньому середовищу і тому визначається як втрати. Із них 20% ПЕР втрачається при видобуванні, збагаченні, транспорті та перетворюваннях (безпосередньо в теплоенергетичних системах), а 40 % при споживанні.

Тому проблеми енергозбереження на рівні споживачів мають провідне значення для всього народно господарського комплексу. При цьому приблизно 50-55 % кінцевого споживання енергії приходить на промислово побутовий сектор, що обумовлює широке використання енергозберігаючих технологій.

Важливе місце в паливно-енергетичному балансі (ПЕБ) країни, зокрема міст і інших населених пунктів, посідає низькотемпературне тепло. Головним чином його витрачають на комунально-побутові потреби промислових підприємств, житлового сектору та комунально-побутової сфери. На опалення і гаряче водопостачання витрачається близько 30% палива, при цьому понад 45% теплоспоживання покривають за допомогою ТЕЦ, великих районних і виробничих котелень, експлуатація яких пов'язана з істотним негативним впливом на екологію.

Аналіз можливих областей застосування, використовують нетрадиційні джерела енергії, показує, що це найперспективнішою сферою їх застосування є системи життєзабезпечення будинків. При цьому ефективним напрямом впровадження розглянутих технологій у практику вітчизняного будівництва є широке застосування теплонасосних систем теплопостачання (ТСТ), з використанням низькопотенційних джерел теплоти.

В Україні на сьогодні існує достатня законодавча та технічна база для успішної реалізації муніципальних програм з енергозбереження та енергоефективності. З технічної точки зору доцільність та економічна обґрунтованість підвищення енергоефективності комунальних будівель була доведена низкою проектів, які впроваджувалися в Україні за підтримки міжнародних донорських організацій протягом останніх 10 років (ПРООН, ГЕФ, GTZ та інших донорів) [9].

Проекти з енергозбереження дають можливість розробити сталий механізм впровадження енергоефективних заходів в комунально побутових об'єктах через впровадження високотемпературних теплонасосних технологій на базі низькопотенційних джерел теплоти , потенціал яких пов'язаний із станом навколишнього середовища.

Застосування теплонасосної техніки представляє собою не чергову модернізацію традиційних енергоджерел, а впровадження щодо нового, прогресивного, високоефективного і екологічно чистого способу перетворення енергії, що дозволяє не тільки зменшити витрати органічного палива при отриманні теплоти, а й істотно знизити забруднення навколишнього середовища.

Теплонасосні установки є також багатофункціональними, використовуваними в тому числі в системах кондиціювання (одночасно виробляють теплоту і холод), мобільними, відносно простими у виготовленні і в експлуатації[1,14].

Суспільство, стаючи багатшими, вважає за краще використовувати більш зручні види енергії. Проблема глобального потепління стає визначальною в перспективному плануванні та розвитку традиційної енергетики. Головною причиною переходу до використання нетрадиційних джерел теплоти для України, є дуже низька ефективність енерговидобувних технологій, що веде до нераціонального використання енергоресурсів та швидкого виснаження їхніх запасів. Поряд із забрудненням навколишнього середовища, виснаження природних енергоресурсів є одними з головних проблем сучасної енергетики

1.2. Техніко-економічні особливості систем теплопостачання житлово-побутового сектору та промисловості

Житлово-комунальне господарство (ЖКГ) є однією із найважливішою соціальною галуззю, де функціонують тисячі підприємств і організацій, експлуатується майже 25% основних фондів країни, зайнято близько 7% працездатного населення і використовується близько 26% паливно-енергетичних ресурсів України. У той же час ця галузь економіки є найбільш технічно відсталою з цілим рядом проблем, що постійно загострюються[4,9].

У регіонах з низькою щільністю забудови, що характерно для сільської місцевості, де проживає близько 40% населення України, показники ефективності використання теплоти в житлово-комунальному секторі ще нижче. У цій групі децентралізованих енергоспоживачів експлуатуються сотні тисяч індивідуальних генераторів теплоти, які мають, як правило, низькоефективне обладнання з підвищеним викидом забруднюючих речовин в атмосферу.

Альтернативою неефективного теплогенератора (малі котельні, пічне опалення і т.п.), що традиційно використовуються для забезпечення теплом децентралізованих споживачів, можуть служити теплові насоси (ТН), що представляють собою енергозберігаюче та екологічно чисте технологічне обладнання, впровадження якого дозволяє не тільки зменшити витрати органічного палива на отримання теплоти, а й істотно знизити забруднення навколишнього середовища.

Ефективність теплових насосів в останні роки значно зросла внаслідок змін, внесених у конструкцію компресорів, теплообмінників і мікропроцесорних систем управління. Застосування двоступеневого стиснення в компресорах дозволяє істотно збільшити діапазон тисків випаровування та конденсації, тим самим значно підвищуючи максимальну температуру теплоносія (до 70⁰С) при температурах навколишнього середовища до -20⁰С.

Джерелами низькопотенційної теплоти є атмосферне повітря, вода природних водоймищ, ґрунт, ґрунтові води, сонячна радіація, а також джерела теплоти, що виникли в результаті діяльності людини, такі, як вода з систем охолодження обладнання або технологічних процесів, витяжне повітря систем вентиляції, очищена вода станцій аерації та ін., тобто вторинні низькопотенційні енергоресурси (ВЕР).

Поштовх до розвитку теплових насосів стали енергетичні кризи 1973 і 1978 років. На початку свого розвитку теплонасосні системи встановлювалися в будинках вищої цінової категорії, але за рахунок застосування сучасних технологій геотермальні теплові насоси стали доступні багатьом американцям. Вони встановлюються в нових будівлях або замінюють застаріле обладнання зі збереженням або незначною модифікацією колишньої опалювальної системи. [12].

Якщо загальну кількість споживання ПЕР прийняти за 100%, то корисно використавана частина складе всього 40%, а 60 % передається навколишньому середовищу і тому визначається як втрати.

Із них 20% ПЕР втрачається при видобуванні, збагаченні, транспорті та перетворюваннях (безпосередньо в теплоенергетичних системах), а 40 % при споживанні. Тому проблеми енергозбереження на рівні споживачів мають провідне значення для всього народно господарського комплексу. При цьому приблизно 50-55 % кінцевого споживання енергії приходить на промислово побутовий сектор, що обумовлює широке використання енергозберігаючих технологій.

Важливе місце в паливно-енергетичному балансі (ПЕБ) країни, зокрема міст і інших населених пунктів, посідає низькотемпературне тепло. Головним чином його витрачають на комунально-побутові потреби промислових підприємств, житлового сектору та комунально-побутової сфери. На опалення і гаряче водопостачання витрачається близько 30% палива, при цьому понад 45% теплоспоживання покривають за допомогою ТЕЦ, великих районних і виробничих котелень, експлуатація яких пов'язана з істотним негативним впливом на екологію.

Виходячи з майбутньої стратегії розвитку теплопостачання комунально-побутових споживачів і згідно з результатами техніко-економічних досліджень, впровадження теплових насосів доцільно, як в системах централізованого та децентралізованого теплопостачання, так і в системах цілорічного кондиціонування повітря. В системах з рекуперацією теплоти низькопотенціальних скидних енергопотоків і використанням теплонасосного обладнання для кондиціонування повітря в приміщеннях у літній час терміни окупності можуть не перевищувати 2-3 років.

Аналіз ситуації в економіці та ЖКГ України показує, що є колосальні невикористані потенційні можливості заощадження дорогого органічного палива і зменшення забруднення навколишнього середовища продуктами згоряння та технологічними скидами при впровадженні теплонасосних установок різного функціонального призначення в областях, де це впровадження доцільно.

Областями найбільш раціонального впровадження є:

застосування ТН в житлово-комунальному секторі для гарячого водопостачання та опалення будівель;

застосування ТН в системах створення оптимального мікроклімату в великих громадських будівлях, спортивних і кіноконцертних комплексах, де поряд з проблемами термоустаткування та утилізації теплоти скидних повітряних і водяних потоків створюються умови, що виключають умови конденсації вологи на металевих і залізобетонних будівельних конструкціях і провокують їх корозію й руйнування;

застосування ТН в різних технологічних процесах промисловості і сільського господарства.

Теоретичні дослідження та досвід практичного застосування вказують на те, що теплонасосні технології перетворення теплової енергії низькопотенційних, в тому числі, і відроджувальних енергетичних джерел мають безумовні перспективи, які базуються на наступних висновках[5]:

1. Теплонасосна технологія перетворення низькопотенційної природної енергії або теплоти вторинних енергоресурсів низькотемпературних в високопотенційну теплову енергію, придатну для практичного використання, являє собою не чергову модернізацію традиційних енергоджерел, а впровадження нового, прогресивного, високоефективного і екологічно чистого способу отримання теплоти.

2. На сьогоднішній день для вирішення проблем енергозбереження ТН є найбільш перспективними серед джерел «нетрадиційної енергетики» завдяки можливості «черпати» відновлювану енергію з навколишнього середовища.

3. У світі експлуатуються мільйони теплонасосних установок різного функціонального призначення, забезпечуючи колосальну економію первинних енергоресурсів і значне зниження емісії CO₂ та інших шкідливих викидів в атмосферу. Області найбільш перспективного впровадження ТН - це системи тепло- та холодопостачання промислових технологічних процесів, опалення, кондиціонування, гарячого водопостачання об'єктів житлово-комунального комплексу і т.д.

4. Україна суттєво відстає від країн світової спільноти як з виробництва, так і по впровадженню ТН в різні галузі економіки. В Україні немає промислового виробництва ТН, впроваджені установки виробляються, як правило, в одиничних екземплярах, але навіть при своїх не оптимальних параметрах підтверджують гідності та унікальність застосування ТН як ефективних енергозберігаючих технологій.

5. Конкурентоспроможність ТН залежить від великої кількості факторів термодинамічного, конструктивного, економічного характеру, від їх функціонального призначення та екологічного впливу на навколишнє середовище та ін. У кожному конкретному випадку на підставі техніко-економічних розрахунків визначається доцільність впровадження ТН конкретного типу в якості джерела теплоти для конкретного споживача. Спрощений підхід до підбору потужностей і комплектуючих, вибору схемних рішень, до монтажу та сервісному обслуговуванню відносно дорогих ТН може привести до дискредитації ідеї запровадження теплонасосних технологій у вітчизняного споживача.

6. Широке впровадження теплових насосів можливе тільки на основі державної підтримки, що полягає в належному фінансуванні програм створення вітчизняних ТН, конкурентоспроможних по відношенню до імпортованих аналогів, без введення спеціальних тарифів на електроенергію для користувачів ТН, без пільг та вигідних кредитів під час купівлі, без зменшення ПДВ при ввезенні комплектуючих вітчизняними виробниками теплонасосної техніки і т.п. проблеми впровадження ТН залишаються декларативними.

Переваги технологій теплопостачання, що використовують нетрадиційні джерела енергії в порівнянні з їх традиційними аналогами, пов'язані не лише зі значними скороченнями витрат енергії в системах життєзабезпечення будівель та споруд, але й з їхньою екологічною чистотою, а також новими можливостями у сфері підвищення ступеня автономності систем життєзабезпечення. Очевидно, у недалекому майбутньому саме ці якості матимуть визначальне значення у формуванні конкурентної ситуації на ринку теплогенеруючого обладнання.

З економічної точки зору теплонасосні установки мають значні переваги порівняно із традиційними системами обігріву (газовими або дров'яними котлами, електричними конвекторами). В контексті зазначеного можна стверджувати, що реалізація теплонасосних технологій в Україні у найближчі 5–8 років буде відбуватися здебільшого за рахунок імпортованого обладнання, і досвід держав-лідерів у цьому питанні – Японії, США, Канади та країн ЄС – буде нам дуже корисним.

Упровадження теплонасосної технології поєднано з одночасною термомодернізацією будівель є для України найбільш прийнятною моделлю у сфері теплозабезпечення і заслуговує на особливу увагу. При цьому широке застосування теплових насосів – найбільш надійний і перевірений шлях, що веде до повної відмови від споживання природного газу в житлово-комунальному секторі й істотного зниження тарифів на тепло.

Відомо, що житлово-комунальне господарство (ЖКГ) є найважливішою соціальною галуззю, де функціонують тисячі підприємств і організацій, експлуатується майже 25% основних фондів країни, зайнято близько 7% працездатного населення і використовується близько 26% паливно-енергетичних ресурсів України. [4].

У той же час ця галузь економіки є найбільш технічно відсталою з цілим рядом проблем, що постійно загострюються.

Середня витрата теплової енергії, яка використовується для опалення житлового фонду, перевищує 600 кВт • год / рік на 1 м³, що в 4-5 разів вище, ніж аналогічні показники для таких «холодних» країн як Норвегія, Швеція і Фінляндія.

У регіонах з низькою щільністю забудови, що характерно для сільської місцевості, де проживає близько 40% населення України, показники ефективності використання теплоти в житлово-комунальному секторі ще нижче. У цій групі децентралізованих енергоспоживачів експлуатуються сотні тисяч індивідуальних генераторів теплоти, які мають, як правило, низькоефективного обладнання з підвищеним викидом забруднюючих речовин в атмосферу.

Таким чином теплові насоси представляють собою енергозберігаюче екологічно чисте технологічне обладнання, впровадження якого дозволяє не тільки зменшити витрати органічного палива на отримання теплоти, а й істотно знизити забруднення навколишнього середовища як при централізованому так і при децентралізованих системах опалення та гарячого водопостачання.

1.3. Техніко економічна ефективність теплонасосних установок при теплопостачанні

Особливо важливого значення набувають проблеми енергозабезпечення на основі енергозберігаючих технологій у житлово-комунальному господарстві (ЖКГ), в силу його надмірної енергоємності. При цьому для генерації теплоти у ЖКГ, величина якої в загальному енергетичному балансі країни сягає 55 %, витрачається близько 27 % від загального обсягу використаного палива в державі [3].

Тому проблема енергоефективного та екологічно сприятливого розвитку сфери теплопостачання має першочергове значення як у промислового - технологічному так і соціально- політичному розвитку .

Одним із напрямів вирішення проблеми підвищення енергоефективності систем теплопостачання в промисловості, у тому числі і ЖКГ, являється широкомасштабне використання теплових насосів. Виробництво теплоти за допомогою теплових насосів і інших термотрансформаторів є однією з найбільш економічно перспективних та екологічно чистих технологій теплопостачання.

При цьому теплові насоси є екологічно чистими технологічними установками, оскільки в них відсутні процеси спалювання та відповідне забруднення навколишнього середовища викидами вуглекислого газу та інших сполук, що чинять шкідливий вплив на екологію і здоров'я людей.

Принципова схема теплового насоса та його термодинамічний цикл в діаграмах стану T-S показані на рис 1.1.

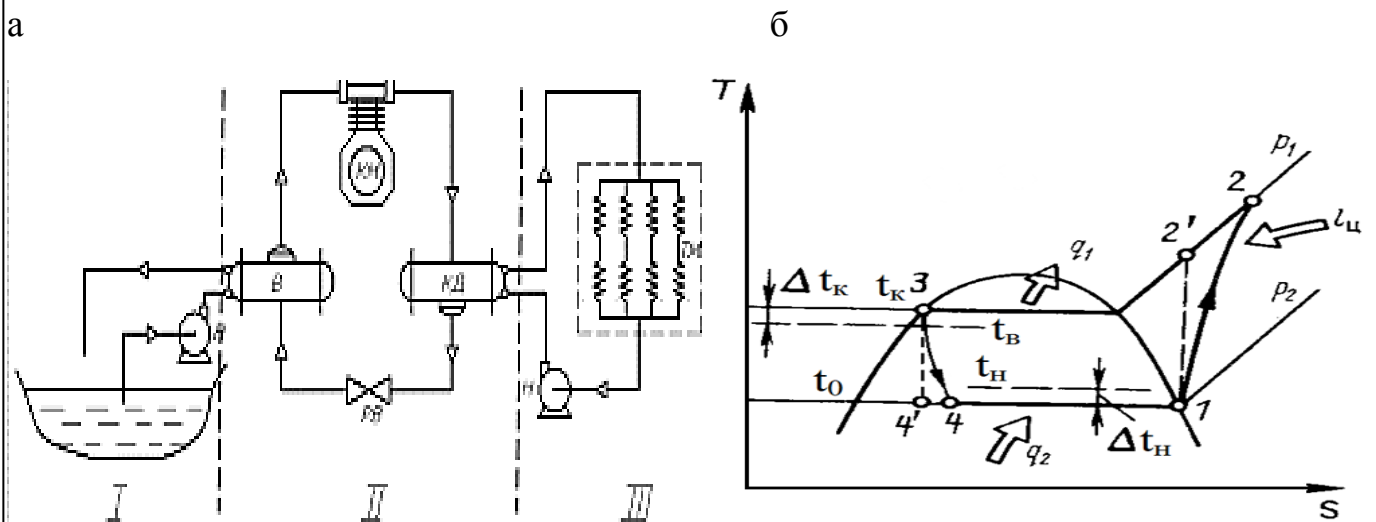


Рис. 1.1. Принципова схема (а) та термодинамічний цикл (б) теплового насоса

Принцип дії теплового насоса базується на реалізації зворотного термодинамічного циклу. У ТН робочий агент здійснює зворотний круговий термодинамічний цикл, в результаті якого забезпечуються безперервний відвід енергії від холодного джерела і передача її теплоносію з більш високою температурою за рахунок підведення зовнішньої енергії до компресора.

Для оцінки енергетичної ефективності ТН використовується коефіцієнт перетворення (COP), що представляє собою відношення теплоти, що віддається тепловому споживачеві, до витраченої роботи привода компресора. Величина коефіцієнта COP залежить від різниці температури джерела і споживача, ступеня

оборотності циклу, термодинамічних властивостей робочого тіла та інших факторів і на практиці знаходиться в межах 1,5-6,0. Це означає, що на одиницю витраченої електричної енергії, тепловому споживачеві передається в 1,5 - 6 разів більше теплової енергії.

Ефективність роботи циклу теплового насоса визначається коефіцієнтом перетворення теплоти, або опалювальним коефіцієнтом (відношення отриманої теплоти до роботи, яка витрачається у циклі) :

$$\text{COP}_{\text{ТН}} = \frac{q_k}{w} = \frac{q_0 + w}{w} = \varepsilon + 1$$

Як очевидно, опалювальний коефіцієнт завжди перевищує одиницю. Це значить, що на одиницю механічної (електричної) енергії, яка використовується для приводу компресору ТН, отримують декілька одиниць теплової енергії.

Максимальне значення $\text{COP}_{\text{ТН}}^{\text{max}}$ відповідає оборотному термодинамічному циклу, в якості якого найчастіше розглядається цикл Карно.

$$\text{COP}_{\text{ТН}}^{\text{max}} = \frac{T_{\text{гор}}}{T_{\text{гор}} - T_{\text{сп}}}$$

Наприклад, при температурі повітря опалювального приміщення 25°C і температурі навколишнього середовища 0°C

$$\text{COP}_{\text{ТН}}^{\text{max}} = \frac{T_{\text{гор}}}{T_{\text{гор}} - T_{\text{сп}}} = \frac{298}{298 - 273} = 11,92$$

Це свідчить про те, що в опалювальне приміщення передається в 11,9 разів більше теплової енергії, ніж витрачено при роботі компресора. В реальних циклах завдяки втратам і необоротності процесів, коефіцієнт $\text{COP}_{\text{ТН}}$ складає 3...5.

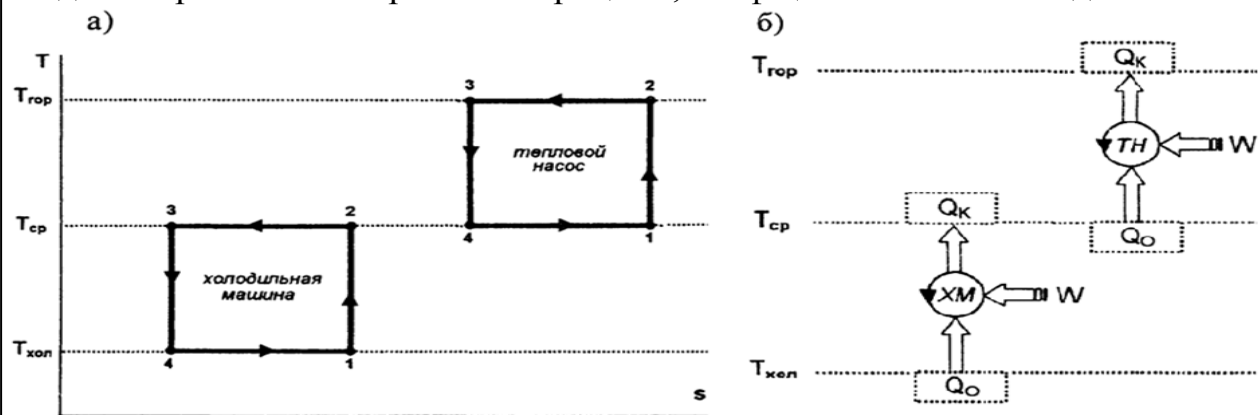


Рис. 1.2. Термодинамічні схеми та оборотні зворотні цикли:

а) зворотні цикли Карно; б) термодинамічні схеми підвищуючих трансформаторів; ХМ – холодильна машина, ТН – тепловий насос

Загальна техніко-економічна ефективність теплового насоса повинна визначатись на основі термоекономічного аналізу. При цьому загальні економічні витрати розподіляються пропорційно кількості та якості енергетичних потоків і таким чином собівартість теплових потоків буде залежати від їх термічного потенціалу. Необхідно обов'язково підкреслити, що одна із складових вхідного енергетичного потоку (теплота навколишнього середовища).

Головними перевагами теплонасосних систем тепlopостачання являється висока енергетична ефективність так як їх коефіцієнти перетворення енергії COP (coefficient

of performance) - відношення корисного енергетичного ефекту до витраченої енергії лежить в рамках 3-5.

Енергетичну сторону реально циклу ТН характеризує його опалювальний коефіцієнт (коефіцієнт перетворення) μ , що представляє собою відношення теплопродуктивності до потужності, що витрачається на здійснення циклу [1,14] .

Для ТН вигідними виявляються цикли з глибоким переохолодженням рідини в спеціальному апараті після конденсатора. Теплота переохолодження холодильного агента використовується при підігріві підживлювальної води системи опалення або гарячого водопостачання. Одночасно з цим сильне переохолодження холодильного агента (при сприятливих умовах навіть до) істотно знижує дросельні втрати циклу. Перспективними також є комбіновані цикли ТНУ з підігріву усього потоку теплоносія або його частини при пікових навантаженнях від окремого джерела або з підключенням ТН другого каскаду з робочою речовиною більш низького тиску.

Дійсний опалювальний коефіцієнт парокомпресійного ТН залежить від багатьох факторів: температурного режиму роботи, виду термодинамічного циклу, властивостей робочого тіла, робочих коефіцієнтів компресора.

Теплонасосні системи теплопостачання можуть бути пристосовані для пом'якшення нерівномірності добового навантаження електростанцій. З цією метою до складу системи слід ввести акумулятор теплоти, який дозволяє відключати ТН в періоди ранкового й вечірнього максимумів електроспоживання, а найбільш інтенсивно працювати з накопиченням теплоти в години нічного провалу. Такий режим роботи, вигідний для енергетики та народного господарства в цілому. При цьому доцільно стимулювати введенням двоставкового пільгового тарифу на електроенергію для приводу ТН зі зниженою вартістю в нічний час.

Основні техніко енергетичні та екологічні переваги теплових насосів в загальному виді приводяться на рис. 1.3.

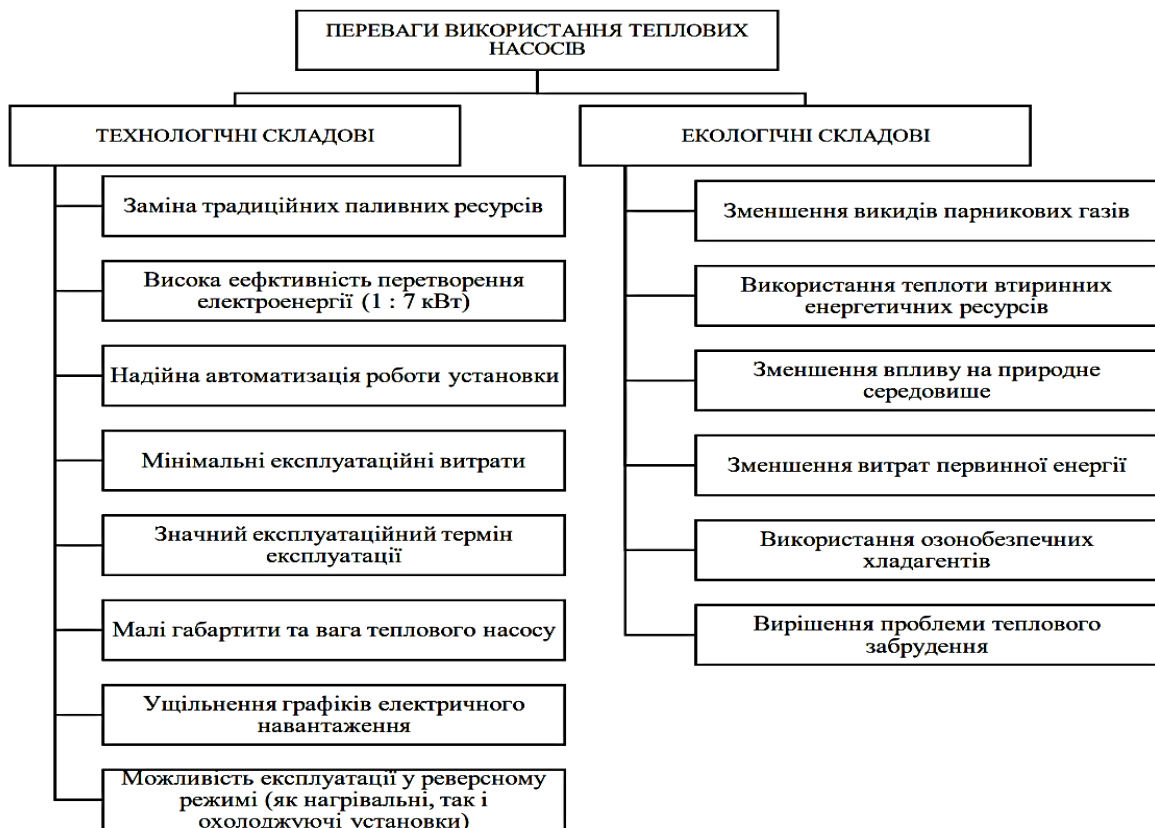


Рис. 1.3. Технологічні та екологічні переваги теплових насосів

Економічність. В теплових насосах тепла енергія низькопотенційних відновлювальних енергетичних джерел перетворюється в енергію більш високого температурного потенціалу, придатну для подальшого практичного використання. Процеси перетворення енергії у теплових насосах відбуваються з високою енергетичною ефективністю, а їх коефіцієнти перетворення енергії значно вищі по відношенню до традиційних теплогенеруючих систем. Так, у парокompресійному тепловому насосі на 1 кВт·год витраченої електричної енергії отримують 3–4 та більше кВт·год генерованої теплової енергії [3]. Згідно з цим термін окупності теплового насоса для приватного будинку коливається в діапазоні 4–7 років залежно від потужності та коефіцієнта перетворення. На рис 1.4. показана діаграма порівняння собівартості теплової енергії для існуючих теплогенеруючих установок, які знаходять широке застосування на побутовому рівні.

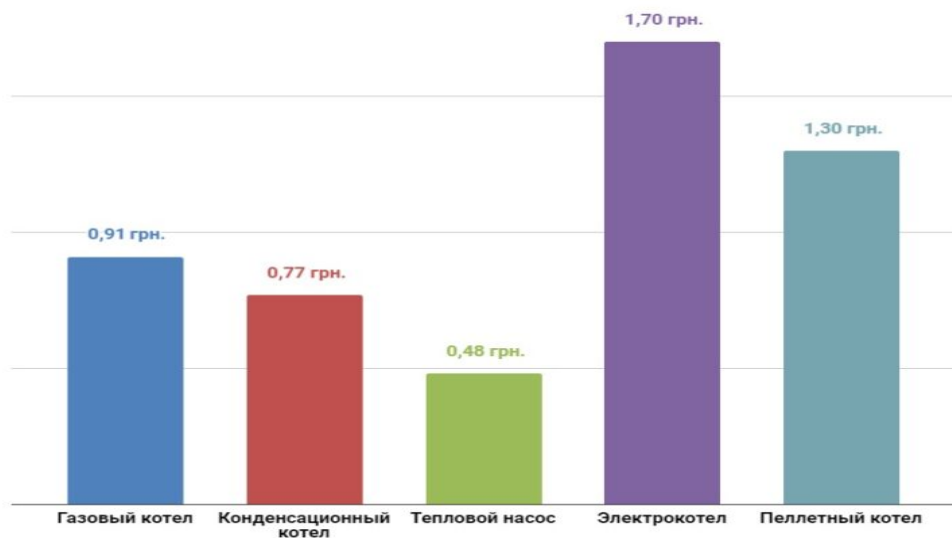


Рис.1.4. Собівартість теплогенерації побутових систем теплопостачання (1 квт *год)

Економічність теплового насоса . - при порівнянні з газовим котлом тепловий насос економічніше в 2,5 рази, а його встановлення окупається в середньому за 3-4 роки; - при порівнянні з рідко- або твердопаливним котлом тепловий насос економічніше в 7 разів, а його встановлення окупається в середньому за 1-1,5 роки. Відмінність ТН від класичного джерела, а також той факт, що система опалення з ТН функціонує подібно електричному опалювальному приладу, що працює в переривистому режимі, висувають специфічні вимоги до розв'язання системи опалення та режиму її експлуатації.

Екологічність. Тепловий насос не тільки заощадить гроші, але й збереже здоров'я мешканцям будинку і їхнім спадкоємцям. Агрегат не спалює паливо, а отже, не утворюються шкідливі окисли типу CO, CO₂, NO_x, SO₂, Pb₂. Тому навколо будинку на ґрунті немає слідів сірчаних, азотистих, фосфорної кислот і бензолних з'єднань. Та й для планети застосування теплових насосів - благо. Адже, за великим рахунком, на ТЕЦ скорочується витрата палива на виробництво електрики. Застосовувані ж у теплових насосах фреони не містять хлорвуглецеві компоненти, які являються озонобезпечними [7,10].

Універсальність. Теплові насоси мають властивість оборотності (реверсивності).

Це проявляється у можливості застосування теплонасосних установок не тільки для теплопостачання але і для холодопостачання систем кондиціонування повітря як в автономному варіанті так і в складі енергокомплексів..

Безпека. Ці агрегати практично вибухо- та пожежебезпечні. Немає палива, немає відкритого вогню, небезпечних газів або сумішей. Вибухати тут просто нема чому, не можна також учадіти або отруїтися. Жодна деталь не нагрівається до температур, здатних викликати запалення горючих матеріалів. Зупинки агрегату не призводять до його поломок або замерзання рідин. По суті, тепловий насос небезпечний не більш, ніж холодильник.

Конкуренентоспроможність Основним критерієм економічної доцільності використання теплонасосних установок є їх конкурентоспроможність. При цьому визначальною характеристикою є коефіцієнт перетворення енергії. На жаль, все ж існують перешкоди для більш широкого впровадження технології. Зокрема, для ефективної роботи теплового насоса необхідна якісна мережа трубопроводів, потужний та економічний компресор, надійний холодоагент, що вимагає збільшення капітальних витрат, необхідних для запуску установки, але при цьому зменшуються експлуатаційні витрати й витрати на її *плановий ремонт*.

Необхідно зазначити, що останні досягнення у створенні високоефективних та потужних теплових насосів свідчать про можливість їх більш широкої інтеграції в системи централізованого теплопостачання та енергетичні комплекси [19].

Разом із тим для кожного проекту лише економічні і технічні розрахунки визначають доцільність упровадження такого альтернативного джерела енергії та дають змогу підібрати необхідний вид установки для конкретного випадку. Спрощений підхід до вибору потужності і комплектуючих, підбору схемних рішень та монтажу теплового насоса може призвести до дискредитації самої ідеї використання такої технології вітчизняним споживачем, адже для забезпечення максимальної ефективності необхідно правильно обрати тип та схему установки.

1.4. Аналіз темпів світового розвитку теплонасосних технологій

Теплові насоси значно поширені у світі. Десятки мільйонів таких працюючих установок різного призначення зробили цю технологію отримання теплоти звичною, надійною й економічно вигідною для її користувачів. Особливо ефективні теплові насоси для використання у житлово-комунальному секторі економіки, де дороге і дефіцитне органічне паливо споживається у великих розмірах. Широкомасштабне застосування теплонасосних технологій є одним із ключових завдань енергетичної політики більшості країн Європейського Союзу, Америки, Азії, Австралії [3].

Необхідно відмітити, що питаннями проектування, виготовлення й упровадження теплових насосів займаються найбільші енергетичні корпорації світу. Головним координатором політики імплементації теплонасосних технологій є Міжнародне енергетичне агентство (МЕА), діяльність якого, у свою чергу, координується з Європейською асоціацією теплових насосів і національними комітетами зацікавлених

країн. Така політика дає можливість об'єднати зусилля держав для більш ефективного упровадження передових енергоефективних технологій.

Найбільшого використання теплові насоси набули в системах життєзабезпечення об'єктів житлового комплексу та соціального призначення, виробничих та адміністративних приміщень. У США близько 30% житлових будинків обладнані тепловими насосами, а в Японії річний випуск таких установок перевищує 500 одиниць. Проте, найбільшого застосування теплові насоси набули у Швеції, де загальна встановлена теплова потужність перевищила 1200 МВт. Так, лише за 3 роки у Швеції було введено 74 теплонасосні станції потужністю від 5 до 80 МВт. Найбільша теплонасосна станція потужністю 320 МВт працює в Стокгольмі. Станція розташована на шести пришвартованих до берега баржах і використовує морську воду з температурою +4 °С взимку, охолоджуючи її до +2 °С [7]..

Стрімкий розвиток світового ринку теплових насосів, окрім переваги такої технології в енергетичному й еколого-економічному аспектах, пояснюється також:

- 1) підвищенням вимог до енергоефективності теплоенергетичного обладнання і термоізоляції будівель;
- 2) уведенням в дію урядами низки країн пільгових законодавчих актів та преференцій, які заохочують розробленням та упровадження енергоефективного й екологічно чистого обладнання і технологій, що використовують відновлювані джерела енергії;
- 3) значною довгостроковою економічною вигодою, що базується на зменшенні кількості енергії, яка споживається для опалення, та її ефективному використанні.

Світовий ринок в основному базується на аеротермальних теплових насосах типу «повітря-повітря» та «повітря-вода» (де як низькопотенціальне джерело енергії використовується повітря), на водяних типу «вода-вода» із використанням енергії природних та штучних водойм і геотермальних теплових насосів, які використовують енергію ґрунту та ґрунтових вод. І все ж наразі найбільшим попитом користуються геотермальні (ґрунтові) установки.

Компанія «Danfoss» розробила третє покоління геотермальних теплових насосів, які забирають низькопотенціальну теплову енергію із свердловин, горизонтальних колекторів у водоймищах. Революційна технологія дає можливість зменшити витрати на теплозабезпечення до 75 %. У Норвегії теплові насоси нового покоління, забираючи тепло із морської води, забезпечують централізоване тепlopостачання багатьох приморських міст. В останні 5–7 років дослідниками велика увага приділяється питанням експлуатації, удосконаленню конструкцій і подальшому підвищенню енергоефективності ґрунтових теплових насосів. Особлива роль при цьому відводиться інверторному приводу. Теплові насоси з інверторною технологією забезпечують на 30 % більший коефіцієнт перетворення енергії порівняно з неінверторними. Завдяки такому приводу програмно реалізуються стабільність та продуктивність системи в цілому.

Надважливою характеристикою теплових насосів є температура гарячої води на виході. Залежно від її значення насоси поділяються на низькотемпературні (50–59 °С), середньотемпературні (60–69 °С) і високотемпературні (70 °С та більше). Частіше за все низькотемпературні системи використовуються для панельного або підлогового опалення, оскільки таких значень температури недостатньо для водяного опалення або підігріву води для побутових цілей. Якщо ж виявляється нестача теплотворної

здатності насоса, то практикується впровадження бівалентної системи опалення, коли в роботу включається додатковий теплогенератор, частіше за все електричний або газовий котел. Також необхідно відмітити, що в Японії розроблено тепловий насос, здатний нагрівати теплоносії до 900 °С за рахунок унікального холодоагента.

Експерти стверджують, що теплонасосні технології ще перебувають на стадії безперервного вдосконалення і варто очікувати 2–3 – разового підвищення їх енергоефективності вже до 2030 року [8]. Захист навколишнього природного середовища, зниження обсягів викидів токсичних газів і CO₂ завдяки використанню теплових насосів є основними темами багатьох світових наукових конференцій зі зміни клімату, програм Міжнародного енергетичного агентства. Європейський Союз у 2016 р. затвердив Директиву «Renewable energy directive 2020», відповідно до якої повітряні та геотермальні теплові насоси як системи відновлювальної енергетики прирівнюються за привілеями до сонячних установок і вітрогенераторів. Це дало поштовх багатьом державам для розроблення додаткових дотаційних і пільгових програм та законодавчих документів, які стимулюють використання теплонасосних технологій. І все ж необхідно підкреслити, що саме стимулювання на державному рівні було і залишається головним фактором широкомасштабного упровадження такої технології. Наприклад, у Великобританії державна програма з енергоефективності дає можливість інвесторам отримувати податкові пільги за умови упровадження теплонасосних установок із коефіцієнтом перетворення не менше 3,7. У Бельгії на таку установку надається субсидія у розмірі 75 % від вартості теплового насоса. В Японії державна субсидія у розмірі від 450 дол. США призначається для впровадження технології теплових насосів у побуті і від 1 500 до 2 300 дол. США – для установок комерційного використання.

У Франції гарантується податковий кредит розміром 50 % від ціни теплового насоса. Варто підкреслити, що сучасні досягнення у теплонасособудуванні, кваліфіковане проектування й експлуатація, поряд із державною підтримкою та детальним економічним обґрунтуванням, роблять теплові насоси раціональною та конкурентоспроможною технологією.

У США і Японії для опалення та кондиціонування повітря широке застосування отримали реверсивні ТН класу «повітря-повітря». До 2009 року в США дослідженнями і виробництвом теплових насосів займалося більше п'ятдесяти великих фірм. Загальна кількість працюючих ТН до 2010 року перевищила 40 млн. одиниць. В Японії щорічно виробляється і продається до 500 тисяч ТН різного функціонального призначення, і близько 5 млн. теплонасосних систем є основним обладнанням у забезпеченні теплотою житлового фонду.

Досвід експлуатації мільйонів теплонасосних установок в різних країнах світу підтверджує, що на сьогоднішній день вони, без сумніву, є альтернативою неефективним теплогенераторам, традиційно використовуваним в децентралізованих системах тепло- і холодопостачання житлово-комунального сектора.

У США і Японії для опалення та кондиціонування повітря широке застосування отримали реверсивні ТН класу «повітря-повітря». У США дослідженнями і виробництвом теплових насосів займалося більше п'ятдесяти великих фірм. Загальна

кількість працюючих ТН перевищила 40 млн. одиниць. В Японії щорічно виробляється і продається до 500 тисяч ТН різного функціонального призначення, і близько 5 млн. теплонасосних систем є основним обладнанням у забезпеченні теплотою житлового фонду.

На жаль, якщо в розвинутих і країнах, що розвиваються, рахунок працюючих ТН ведеться на мільйони або сотні тисяч, в Україні працюють поодинокі установки, створені, в основному, на елементній базі холодильного обладнання, що ввозиться з країн Західної Європи. Дуже низькі темпи впровадження вітчизняних ТН пояснюються не тільки гіршими їх показниками по економічності, надійності та дизайну в порівнянні із закордонними аналогами, але і відсутністю належної підготовки вітчизняного споживача до застосування нової високоефективної теплонасосної технології перетворення тепла.

РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНИХ ДЖЕРЕЛ ТЕПЛОТИ

2.1. Технологічні схеми теплових насосів та їх класифікація

Теплонасосні системи відносяться до енергетичних систем, умови функціонування яких пов'язані з використанням низькотемпературного відновлювального джерела енергії, температурний потенціал якого суттєво залежить від температурного потенціалу зовнішнього середовища.

Безпосередньо теплові насоси відносяться до екологічно безпечних енергетичних установок, так як при цьому відбувається відвід теплового потоку від зовнішнього середовища, що обумовлює зниження його ентропії. Відповідно до статистичного трактування, зменшення ентропії обумовлює підвищення упорядкування процесів у навколишньому середовищі як системі [7]. , що являється результатом зменшення впливу на екологічну ситуацію.

Однією з найважливіших умов раціонального застосування теплових насосів для теплопостачання є наявність зручних джерел низькопотенційної теплоти, які мали б узимку і влітку відповідно стабільну температуру, не вимагали б великої витрати роботи на їх перекачування через теплообмінні апарати та трубопроводи і не викликали корозії теплообмінних апаратів та труб. Конструктивні особливості та робочі схеми теплових насосів залежать від багатьох факторів, але найбільша залежність при цьому обумовлюється особливостями низькопотенційного джерела теплоти[1].

За результатами аналізу видів низькопотенційних джерел енергії та їх характеристик, встановлюється доцільність використання теплових насосів як перетворювачів теплової енергії низького потенціалу у теплові види енергії більш високих потенціалів та їх можливість використання практично в усіх галузях економіки: промисловості, домашньому господарстві, сільській місцевості, економіки та ін.

Технологічні схеми теплових насосів суттєво залежать від призначення генеруемого теплового потоку та особливостей низькопотенційного джерела теплоти . В якості джерел низькопотенційної теплоти (ДНТ) , в теплових насосах використовуються природні та штучні джерела [2].

Як природні джерела низькопотенційної теплоти (ДНТ) використовуються:

- зовнішнє повітря;
- підземні води(грунтові, термальні, артезіанські);
- землю(тепло ґрунту).

В якості штучних ДНТ можуть використовуватися:

- каналізаційні води;
- вентиляційне повітря;
- стічні води з житлових споруд.
- води оборотного охолодження (технологічне обладнання, конденсатори енергетичних установок іт.і.) - викидне повітря систем вентиляції; очищена вода станцій аерації; вода, що підлягає охолодженню у системах технічного водопостачання промислових підприємств; скидна теплота систем охолодження

машин (гідрогенераторів, трансформаторів та синхронних компенсаторів на електричних підстанціях) тощо.

В залежності від типу та особливостей зовнішніх джерел теплоти, теплові насоси поділяються на наступні варіанти:

1. повітря-повітря; 2. повітря-вода; 3. вода-повітря; 4. вода-вода; 5. ґрунт-вода; 6. ґрунт-повітря;

В залежності від конкретних умов технологічного процесу з теплонасосною технологією і видів низькотемпературних джерел теплоти існують декілька варіантів компоновання схем теплонасосних установок, що ілюструється на рис. 2.1

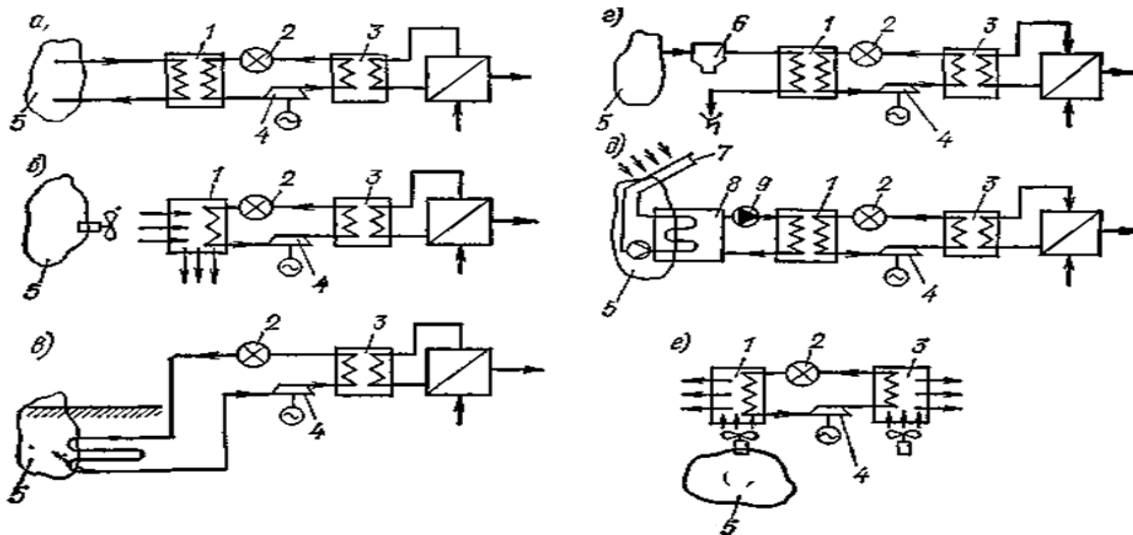


Рис. 2.1. – Схеми теплонасосних установок з різними джерелами низькопотенційної теплоти: **а** – відпрацьована вода гарячого водопостачання, **б** – витяжного повітря, **в** – ґрунту, **г** – підземних та морських вод, **д** – сонячної радіації, **е** – зовнішнього повітря; 1 – випарник, 2 – терморегулюючий вентиль, 3 – конденсатор, 4 – компресор, 5 – джерело низько потенційного тепла, 6 – очистка води, 7 – сонячний колектор, 8 – акумулятор тепла, 9 – насос

Вибір джерела низькопотенційної енергії залежить від технологічних особливостей споживача енергетичного потоку і завжди базується на техніко-економічній доцільності, яка визначається при компромісному врахуванні капітальних (разових) та експлуатаційних (поточних) витрат. Температурні потенціали джерел низькопотенційної теплоти приводяться в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1. Температурний потенціал низькопотенційних джерел енергії

Джерела низькопотенціальної теплоти	$t_{ly}, ^\circ\text{C}$
Атмосферне повітря	-5–+15
Повітря витяжної вентиляції приміщень	15–25
Ґрунт	5–10
Ґрунтові води	8–15
Вода шахтного водовідливу	20–24
Вода природних водоймищ	4–17
Стічні води	10–17
Вода систем оборотного водопостачання	25–40
Геотермальні води	40–65
Технологічні скидання рідин і газів	40–70
Теплоносій сонячних колекторів	20–40

Природні джерела низькотемпературної енергії активно використовуються в теплонасосних технологіях у багатьох країнах світу, про що свідчать дані наведені у таблиці 2.2. [15]

Таблиця 2.2. Світовий рівень використання низькопотенційних джерел енергії в теплових насосах

Страна	Установленная мощность оборудования, МВт	Произведенная энергия, ТДж/год
Австралия	24,0	57,6
Австрия	228,0	1094,0
Болгария	13,3	162,0
Великобритания	0,6	2,7
Венгрия	3,8	20,2
Германия	344,0	1149,0
Греция	0,4	3,1
Дания	3,0	20,8
Исландия	4,0	20,0
Италия	1,2	6,4
Канада	360,0	891,0
Литва	21,0	598,8
Нидерланды	10,8	57,4
Норвегия	6,0	31,9
Польша	26,2	108,3
Россия	1,2	11,5
Сербия	6,0	40,0
Словакия	1,4	12,1
Словения	2,6	46,8
США	4 800,0	12 000,0
Турция	0,5	4,0
Финляндия	80,5	484,0
Франция	48,0	255,0
Чехия	8,0	38,2
Швейцария	300,0	1 962,0
Швеция	377,0	4 128,0
Япония	3,9	64,0
Всего:	6 675,4	23 268,9

2.2. Природні джерела низькопотенційної теплоти

Зовнішнє повітря є найбільш доступним і необмеженим джерелом теплоти. Проте його практичне використання у високотемпературних теплових насосах обмежується рядом факторів, які в основному визначаються його теплофізичними властивостями. У першу чергу це низькі значення коефіцієнта тепловіддачі, Повітря, як один з основних типів джерел низькопотенційної теплоти є абсолютно безкоштовним і загальнодоступним, тому відноситься до найбільш ефективних джерел теплоти. Тим

не менше, теплові насоси, які застосовують повітря, мають чинник сезонного навантаження (SPF) в середньому нижче на 10-30% в порівнянні з водяними тепловими насосами. Це пояснюється тим, що для більшості теплових насосів використання теплоти зовнішнього повітря обмежено 5 ° С (можливе зледеніння випарників теплових насосів без передбачення спеціальної системи танення) Тому зовнішнє повітря як джерело низькопотенційної теплоти знаходить застосування для малих ТН тепловою потужністю 5 - 20 кВт в південних районах країни.

Причини, які обмежують широке застосування зовнішнього повітря в теплових насосів в якості низькопотенційного джерела :

- швидке зниження потужності і продуктивності з падінням зовнішньої температури;
- відносно великі різниці температур конденсації і випаровування в період мінімальних зимових температур, що в цілому знижує ефективність процесу;
- відповідні (допоміжні) витрати енергії на видалення снігової шуби із теплообмінних поверхонь випарників;
- допоміжні витрати електроенергії на підігрів мастила в зимовий період часу.

Річкова і озерна вода з теоретичної точки зору представляється досить привабливим джерелом тепла, але має один істотний недолік – надзвичайно низьку температуру в зимовий період (вона може наближатися до 0 ° С). Якщо використовується вода річок, озер і морів, то в зимовий період вона може замерзати на стінках випарника. З цієї причини потрібно особливу увагу приділяти запобіганню заморожування випарника.

Морська вода є, у деяких випадках, відмінним джерелом тепла і використовується в основному в середніх і великих системах. На глибині від 25 до 50 м морська вода має постійну температуру в діапазоні від 5 до 8 ° С.

Вода відкритих поверхневих водойм, таких як озера, моря, і річки, також може служити джерелом теплоти для ТН. Цілорічне використання річкової або озерної води в якості НППТ можливо тільки в тому випадку, коли її температура не дуже близька до температури замерзання. Тому перед проектуванням теплонасосних установок питання про можливість використання тієї чи іншої річки (водосховища) в якості джерела теплоти повинне бути вирішене на основі вивчення температурного режиму ріки протягом усього року.

У зимові місяці температура південної частини Чорного моря рідко опускається нижче 8 - 10 ° С, а в північній частині 6 - 8 ° С. Таким чином, південні приморські міста і курорти з підвищеною вимогою до чистоти повітряного басейну мають цілком прийнятне джерело низькопотенційної теплоти для теплонасосного теплопостачання.

Грунтові води, яким властива відносно висока і стабільна протягом року температура. Основні обмеження тут можуть складати відстань

Однак водні джерела з порівняно глибоких шарів ґрунту, що мають температуру близьку до середньорічної, забезпечують більш високий коефіцієнт перетворення в порівнянні з повітрям. Підземні води є в багатьох місцях, вони мають стабільну температуру в діапазоні від 4 до 10° С. Для використання води в таких випадках застосовуються, головним чином, відкриті системи: підземна вода відкачується і подається на теплообмінник системного агрегату, де від води відбирається частина тепла. Охолоджена таким чином вода, , відводиться в зливний колодязь або у поверхневі

води. Відкриті системи вимагають найретельнішого проектування з метою запобігання проблем із замерзанням, корозією і накопиченням відкладень.

. Як правило, температура ґрунтових вод протягом року мало змінюється і дорівнює приблизно 10°C . У долинах річок ґрунтові води знаходяться на глибині 15 - 25 м і мають стабільний дебіт. Ґрунтові води доцільно використовувати для теплових насосів тепловою потужністю 10 - 100 кВт в основному в сільській місцевості. При цьому необхідно мати дві свердловини: з однієї свердловини ґрунтова вода подається у випарник теплового насоса, а в іншу назад закачується. Це дає можливість не порушувати водний баланс пластів. Низькотемпературні слабомінералізовані геотермальні води можуть служити джерелом теплоти для ТН.

Великим недоліком теплових насосів, що працюють на підземних водах, є висока вартість робіт з монтажу водозабору. Крім того, слід враховувати вимоги, часом досить жорсткі, місцевих адміністрацій в питаннях організації стічних вод.

Концентрованим джерелом низькопотенційної теплоти для ТН є очищені води після станцій аерації і водоочисних споруд. Ці потоки води зазвичай скидаються з температурою взимку не нижче 10°C . Іншим великим джерелом низькопотенційної теплоти для ТН є системи оборотного водопостачання пром підприємств. Як правило, теплота скидається при невисокій температурі $20 - 40^{\circ}\text{C}$ і практично не використовується.

Ґрунт як низькопотенційне джерело енергії теплових насосів доцільно використовувати в районах, де відсутні ґрунтові води та геотермальні ресурси. Температурний режим ґрунту визначається взаємодією теплових потоків із центру Землі та атмосфери, зі збільшенням глибини зміни температур за часом різко зменшуються. Середня глибина, де підтримується постійна річна температура, змінюється залежно від середньої річної температури даного географічного місця. Внаслідок різних теплофізичних характеристик найкращі експлуатаційні характеристики мають глинисті ґрунти у суворих зимах, піщані ґрунти – у перехідний період та при м'яких зимах. При використанні ґрунту як НППТ можливі два варіанти конструктивного рішення:

1. По змійовику, покладеному в ґрунт, циркулює безпосередньо робоча речовина, тобто. змійовик "працює" як випарник.
2. По змійовику циркулює проміжна рідина, яка забирає тепло від ґрунту і передає у випарнику робочій речовині.

Для забезпечення контакту між змійовиком і ґрунтом, щоб уникнути осаду труб, місце їх укладання засипають піском. Змійовик, щоб уникнути ґрунтової корозії, рекомендується виготовляти з поліетиленових труб. До недоліків ґрунту як джерела НППТ слід віднести те, що площа ділянки, зайнятої змійовиком, у 3 – 4 рази перевищує площу опалювального приміщення.

Ґрунт як джерело теплоти доцільно використовувати для ТН потужністю не більше 20 кВт, які можуть застосовуватися для теплопостачання будинків індивідуальної забудови у сільській місцевості.

В якості низькопотенційного джерела теплової енергії для випарників теплових насосів використовується тепло ґрунту поверхневих шарів Землі. Установки для

систем енергопостачання розміщуються у підвалах або на перших поверхах споруд та будівель. Тепловий режим ґрунту поверхневих шарів Землі формується під дією двох основних факторів – сонячної радіації, що падає на поверхню, і потоком радіогенного тепла із земних надр. Встановлено, що на 1 кв. м. землі має припадати 1,0 м довжини пластмасової труби.

Сезонні та добові зміни інтенсивності сонячної радіації та температури зовнішнього повітря викликають коливання температури верхніх шарів ґрунту. Глибина проникнення добових коливань температури зовнішнього повітря та інтенсивності падаючої сонячної радіації в залежності від конкретних ґрунтово-кліматичних умов коливається в межах від кількох десятків сантиметрів до декількох метрів. Температурний режим шарів ґрунту, розташованих нижче цієї глибини («нейтральної зони»), формується під впливом теплової енергії, що надходить із надр [2].

Землі і практично не залежить від сезонних, а тим більше добових змін параметрів зовнішнього клімату (рис.2.2.).

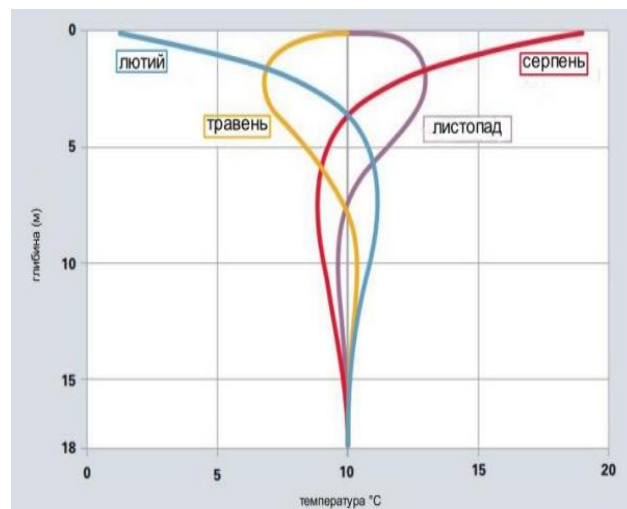


Рис.2.2. Графік зміни температури ґрунту в залежності від глибини

Зі збільшенням глибини температура ґрунту зростає відповідно до геотермічного градієнта (приблизно 3 ° C на кожні 100 м). Величина потоку радіогенного тепла, що надходить із земних надр, для різних місцевостей відрізняється. Для Центральної Європи цей розмір становить 0,05–0,12 Вт/м² [3].

Особливо слід зупинитися на вплив вологості ґрунтового масиву та міграції вологи у його поровому просторі на теплові процеси, що визначають характеристики ґрунту як джерела низькопотенційної теплової енергії.

На рис. 2.3. показані основні фактори, що впливають на температурний режим ґрунту



Рис. 2.3. Факторы, під впливом яких формується температурний режим ґрунту

Ґрунтові теплообмінники пов'язують теплонасосне обладнання із ґрунтовим масивом. Крім «вилучення» тепла Землі, ґрунтові теплообмінники можуть використовуватися і для накопичення тепла (або холоду) у ґрунтовому масиві.

При проектуванні ґрунтових теплообмінників особливо важливою є класифікація ґрунтів по їх теплопровідності. У 2.3. та 2.4 приводиться класифікація ґрунтів по теплопровідності та відповідно по коефіцієнту тепловіддачі використовується дані відомого американського довідника ASHRAE.

Таблица 2. 3 - Класифікація ґрунту по теплопровідності

Клас ґрунту	$\lambda, \frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$	Тип ґрунту
Дуже низька теплопровідність	< 1	Легка глина (15% вологість)
Низька теплопровідність	< 1.5	Важка глина (5% вологість)
Нормальна теплопровідність	< 2	Важка глина (15% вологість) Легкий пісок (15% вологість)
Висока вологість	< 2.5	Важкий пісок (5% вологість)
Дуже висока теплопровідність	> 2.5	Важкий пісок (15% вологість)

Таблиця 2.4. Класифікація ґрунту по тепловіддачі

Тип ґрунту	Конкретна користь теплоти
Сухий піщаний ґрунт	10 - 15 Вт / м ²
Вологий піщаний ґрунт	15 - 20 Вт / м ²
Сухий глинистий ґрунт	20 - 25 Вт / м ²
Вологий глинистий ґрунт	25 - 30 Вт / м ²
Ґрунтоносі ґрунти(по типу нашого чорнозему)	30 - 35 Вт / м ²

У загальному випадку ґрунтові теплообмінники відносяться до замкнутих систем так як при циркуляції по них теплоносія з пониженою відносно ґрунту температурою відбувається «відбір» теплової енергії від ґрунту і перенесення її до випарника теплового насоса (або, при використанні теплоносія з підвищеною відносно ґрунту температурою, його охолодження).

Замкнуті системи, у свою чергу, поділяються на горизонтальні та вертикальні.

Горизонтальний ґрунтовий теплообмінник (в англійській літературі використовуються також терміни «ground heat collector» та «horizontal loop») влаштовується, як правило, поряд з будинком на невеликій глибині (але нижче за рівень промерзання ґрунту в зимовий час). Використання горизонтальних ґрунтових теплообмінників обмежено розмірами наявного майданчика.

У країнах Західної та Центральної Європи горизонтальні ґрунтові теплообмінники зазвичай є окремими трубами, покладеними відносно щільно і з'єднаними між собою послідовно або паралельно. Для економії площі ділянки було розроблено вдосконалені типи теплообмінників, наприклад, теплообмінники у формі спіралі, розташованої горизонтально або вертикально. Види ґрунтових теплообмінників горизонтального та вертикального типів показані на рис. 2.4. та 2.5.

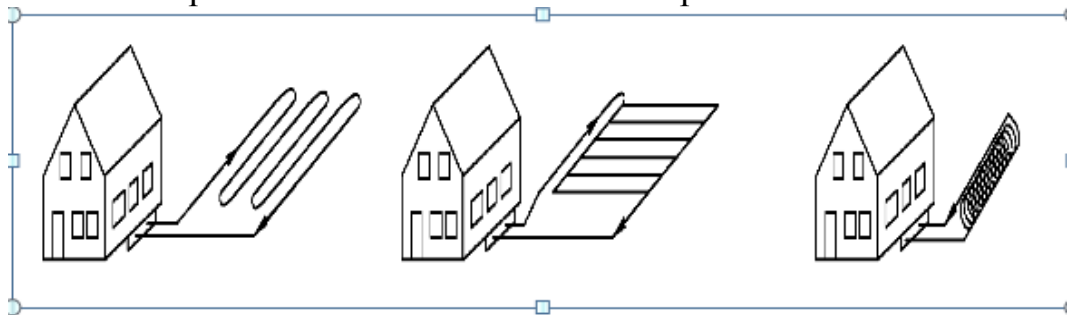


Рис. 2.4. Схеми застосування горизонтальних ґрунтових теплообмінників: а- послідовне з'єднання труб; б- паралельне з'єднання труб; с- спіральна форма труб

Якщо система з горизонтальними теплообмінниками використовується лише для отримання тепла, її нормальне функціонування можливе лише за умови достатніх

теплонадходжень із поверхні землі за рахунок сонячної радіації. З цієї причини поверхня вище теплообмінників має бути схильною до впливу сонячних променів.

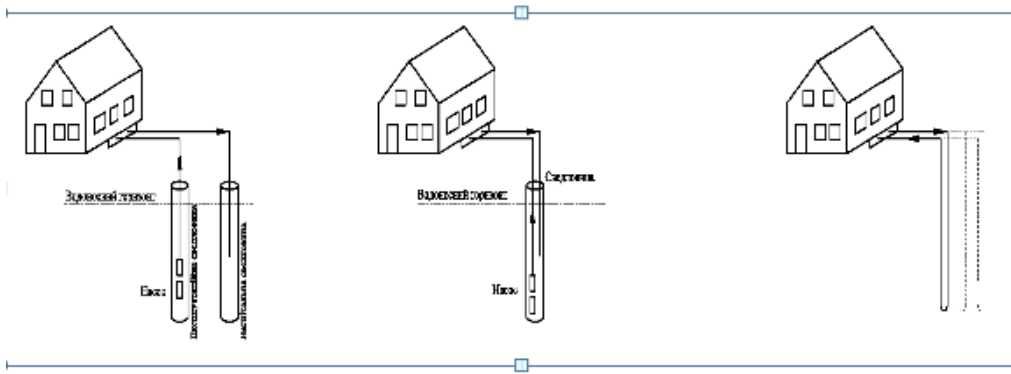


Рис.2.5.- Грунтові теплообмінники вертикального типу: а- для ґрунтових вод; б- суміщення зі звердловиною питної води; с- ґрунт

Вертикальні ґрунтові теплообмінники ефективно працюють практично у всіх видах геологічних середовищ, за винятком ґрунтів із низькою теплопровідністю, наприклад, сухого піску або сухого гравію. Системи з вертикальними ґрунтовими теплообмінниками набули дуже широкого поширення. Ці теплообмінники компонуються зі свердловин глибиною від 32 до 35 м кожна, влаштованих поблизу будинку. Оскільки режим роботи теплових насосів, що використовують тепло землі, постійний, а споживання гарячої води змінне, система гарячого водопостачання обладнується баками-акумуляторами.

Теплоносій циркулює по трубах (найчастіше поліетиленовим або поліпропіленовим), укладеним у вертикальних свердловинах глибиною від 30 до 200 м. Зазвичай використовується два типи вертикальних ґрунтових теплообмінників):

- U-подібний теплообмінник, що є двома паралельними трубами, з'єднаними в нижній частині. В одній свердловині розташовуються одна або дві (рідше три) пари таких труб. Перевагою такої схеми є відносно низька вартість виготовлення. Подвійні U-подібні теплообмінники – тип вертикальних ґрунтових теплообмінників, що найбільш широко використовується в Європі.
- Коаксіальний (концентричний) теплообмінник. Найпростіший коаксіальний теплообмінник є дві труби різного діаметра. Труба меншого діаметра розташовується у середині іншої труби. Коаксіальні теплообмінники можуть бути і складніших конфігурацій.

Для збільшення ефективності теплообмінників простір між стінками свердловини та трубами заповнюється спеціальними теплопровідними матеріалами.

Системи з вертикальними ґрунтовими теплообмінниками можуть використовуватися для тепло- та холодопостачання будівель різних розмірів. Для невеликої будівлі достатньо одного теплообмінника; Для великих будівель може знадобитися влаштування цілої групи свердловин з вертикальними теплообмінниками.

Найбільше у світі число свердловин використовується в системі тепло- та холодопостачання Richard Stockton College в США в штаті Нью-Джерсі. Вертикальні ґрунтові теплообмінники цього коледжу розташовуються в 400 свердловинах глибиною 130 м. У Європі найбільша кількість свердловин (154 свердловини

глибиною 70 м) використовується в системі тепло- та холодопостачання центрального офісу Німецької служби управління повітряним рухом (Deutsche Flug-sicher).

Окремим варіантом вертикальних замкнутих систем є використання в якості ґрунтових теплообмінників будівельних конструкцій, наприклад фундаментних паль із замоноличними трубопроводами.

Ґрунтовий масив (у разі вертикальних ґрунтових теплообмінників) та будівельні конструкції з ґрунтовими теплообмінниками можуть використовуватися не лише як джерело, а й як природний акумулятор теплової енергії або «холоду», наприклад тепла сонячної радіації. Ґрунт може бути джерелом низькопотенційної енергії в невеликих теплових насосах, оскільки він дає малий тепловий потік.

Сонячна енергія як джерело низькопотенційної енергії для теплових насосів характеризується залежністю від кліматичних умов і тому нерівномірністю. У районах, де спостерігається значна кількість сонячних днів, як взимку, так і влітку для теплопостачання можуть використовуватися ТН у поєднанні з геліоустановками. [6].

У системах з ТН ефективність геліоустановок суттєво підвищується порівняно з геліоустановками, що працюють без ТН. При поєднанні геліоустановок з ТН їхня поверхня може бути скорочена в 2 - 3 рази за рахунок зниження температури теплоносія в геліоколекторах. Як свідчить зарубіжний досвід, такі системи доцільно використовувати разом із сезонними акумуляторами теплоти.

Сонячну енергію як джерело ТН доцільно застосовувати для ТНУ теплової потужністю до 1 – 1,5 МВт. При застосуванні геліоустановок у поєднанні з ТН також потрібна установка дублера (електрокотла та ін.), що в цілому подорожчає всю систему.

Для нагріву теплоносія (води), яка використовується в якості низькопотенційного джерела теплоти у теплових насосах, використовують наступні типи сонячних колекторів[6]: плоский сонячний колектор; вакуумний трубчастий колектор;

Плоскі сонячні колектори (рис. 2.6) через простоту своєї конструкції та відносно невелику вартість користуються високою популярністю. Складається сонячний колектор з теплоізованого коробу, поверхні з високим поглинанням сонячної енергії і мідних труб. Зверху вся конструкція накривається спеціальним високоміцним склом.

Рідина, протікаючи по трубках колектору, відбирає тепло у абсорбера нагріваючись таким чином. Плоскі колектори відрізняються між собою абсорбером, теплоносієм, різними розмірами, форматом сторін, вагою та естетичними властивостями.

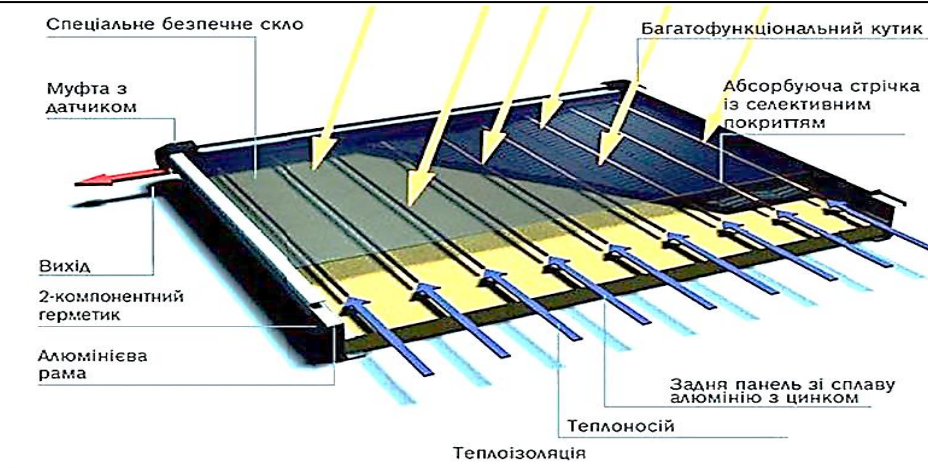


Рис. 2.6 – Плоский сонячний колектор.

Вакуумний колектор, загальний вид якого показано на рис. 2.7. складається з ряду скляних труб, в яких міститься абсорбер і теплова трубка. Абсорбер, поглинаючи сонячні промені і нагріваючись, передає зібрану теплоту мідній трубці. Далі нагріта мідна труба передає тепло теплоносію. Враховуючи те, що всі поверхні, які нагріваються сонячними променями, відокремлені від зовнішнього повітря вакуумом, а відповідно тепловтрати зведені до нуля, використання вакуумних сонячних колекторів можливо навіть взимку при морозах.

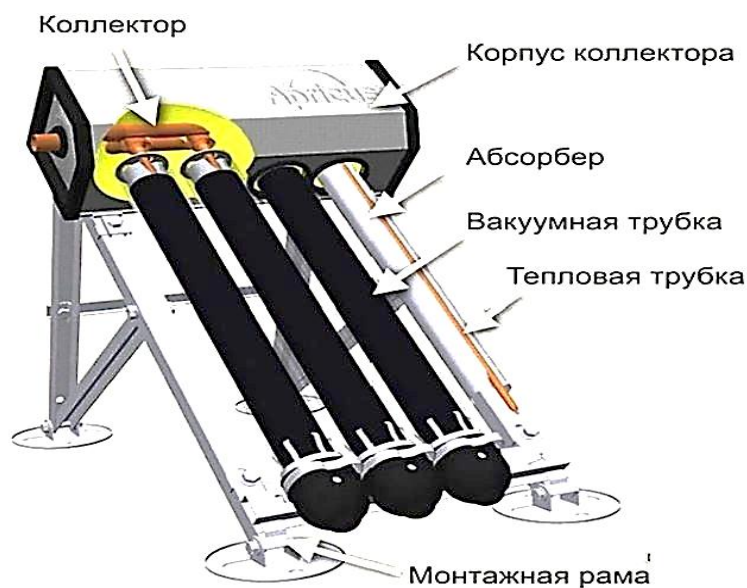


Рис. 2.8 – Вакуумний колектор.

2.3. Штучні джерела низькопотенційної теплоти

Штучні джерела низькопотенційної теплоти, як правило, являються викидними або вторинними енергетичними потоками в комунально побутовому господарстві та промисловому секторі. Традиційно такі потоки не знаходять широкого використання в якості енергетичних джерел із за низького температурного потенціалу та відсутності споживачів. Використання всіх штучних джерел теплоти вимагає великих економічних витрат, тому штучні джерела – теплові відходи, мають більш високий потенціал та є перспективніші для ТН, особливо – для великої потужності. **Стічні та каналізаційні води** являються істотним низькопотенційним джерелом

теплоти для застосування в енергозберігаючих системах теплопостачання з тепловими насосами.

Діяльність людини пов'язана з постійним використанням гарячої води при промисловій діяльності та побуті. Витрачаючи теплову енергію на нагрівання теплового носія або води в системах гарячого водопостачання, ми потім скидаємо її зі стічними водами в каналізаційні системи, втрачаючи безповоротно і, до того ж, викликаючи теплове забруднення навколишнього середовища.

Концентрованим джерелом низькопотенційної теплоти для ТН є очищені води після станцій аерації та водоочисних споруд. Ці потоки води зазвичай скидаються із температурою взимку не нижче 10 °С. Очищені води після станцій аерацій та водостічних споруд, вода промпідприємств, які можуть бути джерелом теплоти для великих ТН одиничною тепловою потужністю 3 Гкал/год і вище.

Технічний тепловий потенціал стічних вод характеризується технологічною готовністю інженерної техніки до реалізації та впровадження проектів теплопостачання з використанням теплоти стічних вод. Натомість, існують успішні технології утилізації стічних вод для теплопостачання.

Відомі автоматизовані теплонасосні установки тепловою потужністю декілька тисяч кВт, що утилізують теплоту неочищених стічних вод розташованої поблизу каналізаційно насосних станцій. При цьому вони застосовуються для підігріву води для подальшої подачі у відкриту систему гарячого водопостачання прилеглому мікрорайону.

Каналізаційна схема господарсько-побутових та технологічних стічних вод в умовах міст складається з кількох етапів. Утворюючись у будівлях та спорудах, вони збираються у загальний випуск і направляються у самопливну міську каналізацію.

Система підземних самопливних каналів подає стічні води каналізаційно-насосні станції, звідки вони напірними трубопроводами подаються на очисні споруди. Після цього вже очищені стічні води скидаються у природні водоймища або на рельєф. У міру руху потік стічних вод збільшується, досягаючи максимуму на очисних спорудах.

Утилізація теплоти стічних вод може бути реалізована на будь-якому етапі, але теплоенергетичний ресурс при цьому залежить від температури та витрати стічних вод, що відповідно впливає на потужність теплонасосних установок.

Природно теплова потужність стоків у різних випадках істотно відрізняється, що ілюструється в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4. Теплова потужність стоків

Споживачі	Температура стічних вод, оС	Середня теплова потужність, кВт
Внутрішньо квартирні сантехнічні прилади (раковини, вани і т.д.)	25-30	1-5
Каналізаційні випуски із багатопверхових будинків	25-30	100-300
Каналізаційно-насосні станції мікрорайонів	18-22	400-5000
Індивідуальні будинки(утилізатори на місцевих очисних спорудах	15-18	10-15
Міські та посілкові очисні споруди	15-18	

Окремо розглядається утилізація стічних вод автономних малих будівель та споруд: сільських будинків, котеджів, придорожніх кафе тощо. У цьому випадку доцільно розглядати утилізатори теплоти стічних вод разом із автономними очисними спорудами. Теплова потужність таких систем, мабуть, не перевищить 10-15 кВт.

На сьогоднішній день найбільший інтерес становлять такі сфери застосування технології утилізації стічних вод:

- внутрішньоквартирні теплоутилізатори для багатоповерхових та індивідуальних будинків тепловою потужністю від 1 до 3 кВт;
- прибудинкові теплоутилізатори для багатоповерхових будинків тепловою потужністю від 100 до 300 кВт;
- теплоутилізатори на каналізаційно-насосних станціях для міських та селищних мікрорайонів тепловою потужністю від 400 до 6000 кВт залежно від розмірів станцій та мікрорайонів;
- теплоутилізатори, поєднані з місцевими очисними спорудами, для індивідуальних будинків та котеджів тепловою потужністю від 10 до 15 кВт;
- теплоутилізатори для установ водоканалу - всі об'єкти технологічного ланцюжка каналізації стічних вод; теплова потужність – залежно від теплового навантаження споживача

Вода систем оборотного водопостачання може бути великим джерелом низькопотенційної теплоти для теплових насосів.

Теплові потоки води систем оборотного водопостачання (конденсатори турбін та холодильних підприємств, охолоджувальні середовища генераторів, скидні теплові стоки підприємств, станцій аерації, теплові відходи виробництв агропромислового комплексу та ін.), містять велику кількість низькопотенційної енергії, яка викидається до довкілля, погіршуючи і так несприятливу екологічну обстановку в містах і промислових центрах. Оборотна вода систем технічного водопостачання акумулює велику частку первинної енергії. При охолодженні цієї води у градирні теплота відводиться в атмосферу. Як правило, температурний потенціал теплоти є невисоким (20 - 40 °С) і тому практично не використовується. [15].

Температура води, охолодженої у градирнях, насамперед залежить від кліматичних умов, району розташування пром підприємств та ефективності охолоджувача. Тому при аналізі оборотних систем промислових підприємств при використанні в якості джерела теплоти для теплових насосів необхідно враховувати економічну доцільність зниження нижньої межі охолодження.

У ряді випадків зниження температури оборотної води, що подається на виробництво, дозволить підвищити ефективність роботи технологічних установок у літню пору року.

У найбільш водоемних галузях хімічної промисловості, таких як азотна промисловість, виробництво пластмас, хлору, витрата оборотної води на окремих підприємствах досягає 50 – 100 тис. м³/год.

Найбільшими споживачами оборотної води підприємств мікробіологічної промисловості є заводи з виробництва білково-вітамінних концентратів. Кількість оборотної води на деяких підприємствах становить 40 – 45 тис. м³ /год.

Водооборотні блоки на металургійних заводах розташовані у безпосередній близькості до цехів, з продуктивністю водоблоків від 10 до 15 тис. м³/год.

Таким чином при використанні теплових насосів в системах оборотного водопостачання вони являються комбінованими системами, так як при цьому виконують функції тепlopостачання та зворотного охолодження води, що подається в технологічні апарати з температурою 15 ... 25 ° С і повертається нагрітою до 25 ... 40 ° С (рис. 2.9).

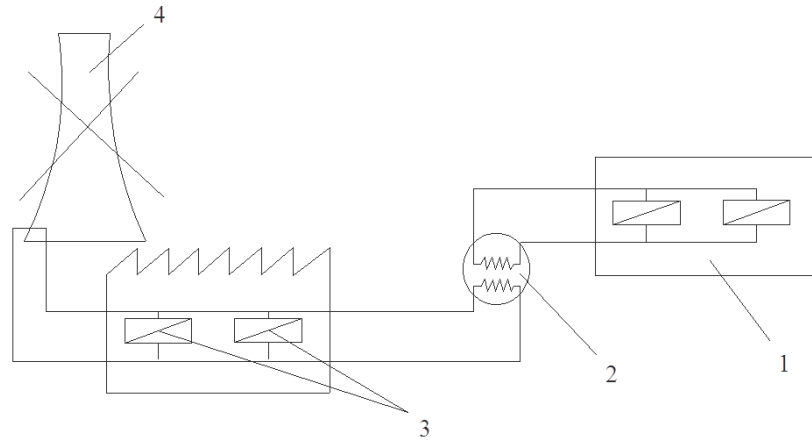


Рис.2.9 - Схема ТНУ для одночасного охолодження води та тепlopостачання: 1 - споживач теплоти; 2 - тепловий насос; 3 - технологічні охолоджувані апарати; 4 - градирня.

Таке поєднання вигідно енергетично з точки зору економії капітальних і трудових витрат, а також завдяки тому, що система водопостачання стає замкненою і різко скорочуються втрати води, що випаровується в градирнях.

Економічний ефект при охолодженні води в теплових насосах замість градирень, значно зростає при наближенні температури охолодженої води до нижньої температурної межі градирень.

Вентиляційне повітря, яке відводиться з приміщень промислового господарського використання. Тепловий насос регенерує тепло з повітря, що відводиться і забезпечує приготування гарячої води, або стійкого підігріву вентиляційного повітря протягом всього опалювального сезону. Як правило, вентиляційне або витяжне повітря використовується в якості низькотемпературного енергетичного джерела в комбінованих системах тепло та холодопостачання громадських будівель та промислових підприємств з централізованими системами вентиляції. Основним чинником, який стримує утилізацію скидної теплоти, є порівняно низький її температурний потенціал та технологічна залежність.

Використання повітря систем витяжної вентиляції у якості низькотемпературного джерела теплового насоса дає можливість підвищити його температурний потенціал до рівня практичного споживання та зменшити викиди теплової енергії до навколишнього середовища. На сьогодні теплові насоси є найперспективнішими теплоенергетичними установками, що ефективно використовують низькотемпературну теплоту витяжного повітря та інших вторинних енергетичних та скидних енергетичних потоків.

3.1. Високотемпературні теплові насоси в системах теплопостачання

Високотемпературні теплові насоси забезпечують температуру від 70°C. до 100°C за рахунок використання холодоагентів та компресорів, альтернативних тим, які використовуються у низькотемпературних теплових насосах. Високотемпературні теплові насоси зазвичай проектуються за індивідуальним замовленням для конкретних програм з використанням обладнання від відомих великих постачальників холодильного обладнання, тоді як низькотемпературні теплові насоси зазвичай є стандартними, готовими до продажу продуктами. [1].

Високотемпературні теплові насоси знаходять широке застосування наряду з комунально -господарським в інших секторах промисловості:

1. В процесах сушки деревини та інших матеріалів .
2. В процесах дистиляції та концентрації рідин та їх сумішей .
3. В якості підвищувальних термотрансформаторів при передачі теплоти між технологічними процесами
4. Для утилізації теплових викидів промислових підприємств.
5. Для комбінованого продукування теплоти та холоду в комбінованих технологіях.
6. Для підвищення температурного потенціалу теплоносіїв в технологічних процесах
7. Для генерації водяної пари в утилізаційних технологіях

3.1.1. Каскадні парокompресійні теплові насоси

Каскадні парокompресійні теплові насоси – це двоступінчасті теплові насоси, які каскадно з'єднуються для створення вищого температурного підйому. Теплообмінник діє як конденсатор/випарник між сходами. На кожному кроці можуть використовуватися різні холодоагенти та компресори, щоб максимізувати її ефективність та досягну температуру.

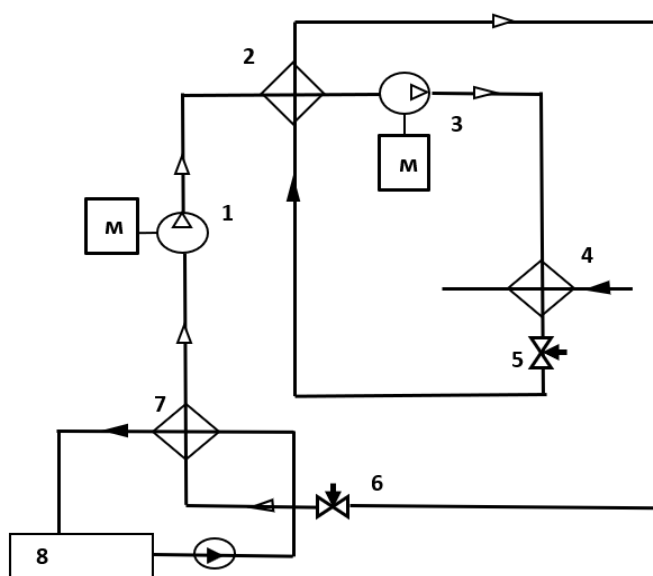


Рис.3.1. Каскадний парокompресійний тепловий насос

3.1.2. Багатоступінчасті парокompресійні теплові насоси.

Ці системи замінюють теплообмінник на флеш-ємність. На обох стадіях повинен використовуватися один і той же холодоагент, оскільки ємність флешемність розділяє його пару у верхній цикл, а рідину – в нижній цикл (Рис.3.2) Тепловий насос багатоступеневого циклу забезпечує дещо вищу ефективність циклу, ніж каскадний цикл, але він не може оптимізувати кожну стадію циклу за допомогою іншого холодоагенту.

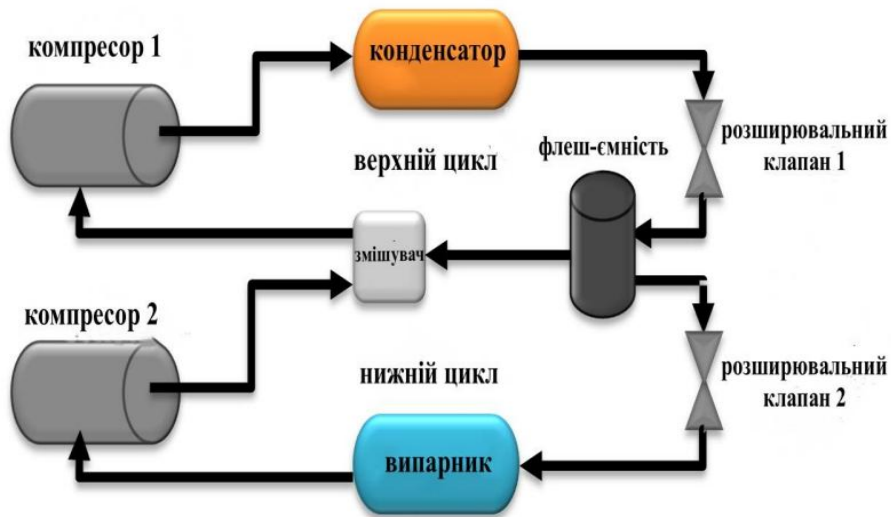


Рис.3.2 Багатоступінчастий парокompресійний тепловий насос

3.1.3. Гібридні теплові насоси

Гібридні теплові насоси досягають високих температур за рахунок інтеграції абсорбційного теплового насоса та загального парового компресійного теплового насоса в гібридний блок. Гібридний тепловий насос передає тепло при змінних температурах, змінюючи склад двох рідин, зазвичай аміаку та води, оскільки вони протікають через ефективний цикл поглинання та десорбції (Рис 3.3.).

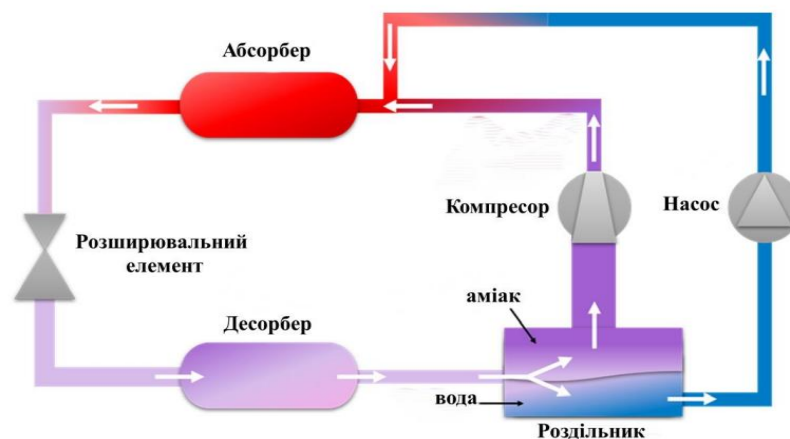


Рис. 3.3. Гібридний тепловий насос

- Десорбер: Відпрацьоване тепло витягується із зовнішнього середовища в холодоагентну суміш.

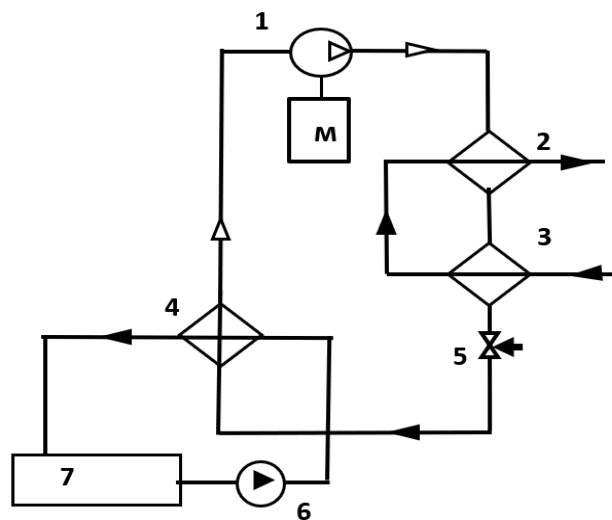
- Роздільник: Сепаратор поділяє воду і аміак.
- Насос: Насос підвищує тиск води.
- Компресор: Аміак стискається до високого тиску всередині компресора.
- Абсорбер: Корисне тепло виділяється в навколишнє середовище.
- Розширювальний елемент: Тиск суміші знижується. Різниця в температурі між рідиною холодоагенту і паром (відома як температурне ковзання) зменшує необхідну ступінь стиснення теплового насоса, що призводить до більш ефективного процесу з вищим ККД. Ефективність може бути додатково оптимізована шляхом збільшення діапазону температурного ковзання, збільшення розмірів абсорбера та десорбера та застосування точних регулювань температури, якщо вони необхідні.

3.1.4. Транскритичні теплові насоси CO₂

Транскритичні теплові насоси можуть нагрівати воду до 95°C, нагріваючи при ККД до 5,0 (залежно від температури джерела). При певних температурах рідку і газову фази рідин, таких як холодоагенти, неможливо відрізнити один від одного. У цей момент холодоагент знаходиться в надкритичному стані. [1].

CO₂ є транскритичним при температурі вище 31°C і є найбільш широко використовуваним транскритичним холодоагентом.

- тепло поглинається у випарнику нижче критичного тиску 7,1 МПа ,
- тепло виділяється в газоохолоджувачі (конденсаторі) вище критичного тиску.



3.4. Транскритичний тепловий насос CO₂.

1-компресор; 2-конденсатор; 3- переохолоджувач; 4- випарник; 5-дросельний вентиль;6-насос проміжного носія; 7- джерело низькотемпературної теплоти

Властивості надкритичної рідини знаходяться між властивостями газу та рідини. Він може розширюватися, як газ, але його щільність вища, як рідина. Це забезпечує високу швидкість теплообміну між надкритичною рідиною, що дозволяє теплообмінникам ефективно підвищувати холодну воду до температури близько 100°C. На відміну від інших холодоагентів, тепло виділяється в діапазоні температур, коли транскритичний газ охолоджується. Елементи транскритичного циклу теплового насоса схожі на стандартний робочий цикл теплового насоса, але з деякими відмінностями:

1. Стиснення CO₂ до транскритичного тиску
2. Охолодження газу в транскритичній зоні для нагріву технологічної води 52
3. Розширення до низького тиску
4. Випаровування шляхом охолодження потоку стічних вод
5. Перегрів у випарнику COP теплового насоса зазвичай розраховується з використанням температури випаровування та конденсації.

Ефективність транскритичного теплового насоса CO₂ може бути вище, ніж звичайних теплових насосів. Транскритичні теплові насоси працюють з високим тиском холодоагенту більше 100 бар. Проте транскритичні теплові насоси не мають температури конденсації, тому середня температура розраховується за допомогою температури на вході газоохолоджувача та температури на виході з охолоджувача газу.

Щоб зробити транскритичні теплові насоси ефективним рішенням, температура рідини, що нагрівається, повинна бути достатньо низькою; типові температури холодної води є ідеальними. Якщо CO₂ недостатньо охолоджується рідиною, що надходить, процес не буде ефективним. У цій ситуації кращим рішенням є аміачний тепловий насос

Досягнення в конструкції компресора можуть зробити воду все більш економічним варіантом холодоагенту для високотемпературних теплових насосів, які забезпечують тепло до великомасштабних високотемпературних процесів сушіння.

3.2. Вибір робочої речовини теплового насосу.

Вибір робочої речовини (холодоагенту) для теплового насоса парокомпресійного типу базується на відповідності властивостей холодоагенту певною вимогою для двох основних температурних рівнів: температурних потенціалів теплового потоку та низькопотенційного джерела теплоти .

Основні вимоги при виборі робочого тіла теплового насосу , у тому числі, і високотемпературного наводяться нижче: [12].

- тиск у випарнику для вибраного значення температури ТВ повинен бути більшим від атмосферного тиску. За умов виникнення вакуумного режиму у всмоктувальній лінії теплового насоса відбуваються надходження до системи повітря і атмосферної вологи, що істотно погіршує роботу устаткування. Вакуумний режим є неприпустимим під час використання як робочої речовини чистих вуглеводнів та їх сумішей;
- тиск конденсації пари холодоагенту за умов нормативів технічної безпеки не повинен перевищувати 25 бар. За умов термодинамічної ефективності бажано підтримувати температуру конденсації не більше ніж 85 % від критичної [8]. Під час вибору холодоагенту враховують також два основні екологічні показники:
- коефіцієнт дії на озоновий шар атмосфери, що позначається надалі ODP (Ozone Depletion Potential), що зазвичай розглядається щодо рівня для R11 або R12;

- коефіцієнт глобального потепління, що позначається GWP (Global Warming Potential), або його модифікацію для холодоагентів HGW (Halocarbon Global Warming Potential). Для цих коефіцієнтів також зазначається речовина для порівняння, зазвичай діоксид вуглецю CO₂, R11, R12.
- крім вимоги відсутності озоноруйнівного потенціалу (ODP=0) та потенціалу впливу на глобальне потепління (GWP=0) суттєвим критерієм вибору є величина енергоспоживання систем охолодження як непрямого вкладу в створення парникового ефекту.

Існуючий метод розрахунку систем охолодження дозволяє проаналізувати їхній сумарний вплив на парниковий ефект. У зв'язку з цим запроваджено так званий фактор "TEWI" (Total Equivalent Warming Impact - сумарний еквівалентний вплив на потепління), хоча результат визначається головним способом викидами CO₂ в залежності від способу приводу, що застосовується, або вироблення енергії. [10].

Тому, можливо, в майбутньому оцінка впливу холодоагентів на довкілля буде різним залежно від розташування установки та способу її приводу

Для інтенсивного теплообміну у випарнику робоча речовина повинна мати, можливо, великі значення теплопровідності, щільності насиченої пари та рідини, теплоти пароутворення та найменші поверхневе натяг і в'язкість.

Для інтенсивного теплообміну в конденсаторі робоча речовина повинна мати високу теплопровідність та щільність рідини, теплоту пароутворення та низький коефіцієнт в'язкості.

Як загальну характеристику властивостей у випадках можуть бути обрані критичні параметри (температура і тиск) і молекулярна маса.

Тепловіддача при кипінні та конденсації збільшується за інших рівних умов зі зменшенням критичної температури та молекулярної маси та зменшується з ростом критичний тиск при кипінні та зниженням критичного тиску при конденсації. Інтенсивність тепловіддачі в теплообмінниках зростає зі збільшенням теплопровідності, теплоємності та щільності та зменшенням в'язкості робочого тіла.

При оцінці та зіставленні інтенсивності тепловіддачі різних робочих речовин у холодильних апаратах необхідно мати на увазі наступне.

Критичні тиски різних фреонів у 4 – 8 разів менше, ніж у води, теплота пароутворення приблизно в 10 – 20 разів, а коефіцієнт теплопровідності, поверхневий натяг, теплоємність та кінетична в'язкість рідини у 3 – 8 рази менше, ніж у води. У аміаку теплота пароутворення більша, ніж у фреонів, приблизно у 6 – 12 разів, поверхневий натяг – у 1.5 – 4 рази, теплопровідність – у 4 – 8 разів.

У теплових насосах та холодильних машинах з поршневыми компресорами в теплообмінні апарати разом з холодоагентом потрапляє мастило, дію якої необхідно враховувати під час розрахунку апарату [14].

Для фреонів, що розчиняють мастило, його вплив позначається на їх термодинамічних та теплофізичних властивостях розчину, так і на умови теплообміну при кипінні та конденсації.

При виборі матеріалів для апаратів необхідно враховувати їхню взаємодію з холодоагентами. Матеріали повинні бути інертні до холодоагентів та їх сумішей з олією. При цьому необхідно враховувати такі властивості холодоагентів: аміак роз'їдає у присутності вологи мідь, цинк, бронзу та інші мідні сплави; до сталі – інертний.

Пропан нейтральний до води та інертний до всіх металів; фреони в зневодненому стані інертні до всіх металів (за винятком сплавів із вмістом) у сфері температур, притаманних холодильної техніки.

Аміак (R717) широко використовується у великих промислових теплових насосах. Це холодоагент, що не утворює парниковий газ з високою ефективністю.

Однак він може бути небезпечним, і хоча його сильний запах дозволяє легко виявити витік, він легкозаймистий, може пошкодити легені та очі, а також викликати асфіксію при низьких концентраціях. Важливо, щоб з цим холодоагентом використовувалися ефективні системи безпеки.

Бутан (R600) та ізобутан (R600a) використовуються в холодильних установках і можуть працювати при нижчому тиску, ніж багато інших холодоагентів. Установки R600 і R600a мають вимоги безпеки, які обмежують їх застосування, оскільки вони легкозаймисті та несуть ризик вибуху.

Двоокис вуглецю (R744) є одним з найстаріших природних холодоагентів; він використовується в поєднанні з аміаком для підвищення ефективності системи теплового насоса. CO₂ має транскритичну температуру 31°C і обмежується застосуванням, придатним для змінних температур випаровування.

Вода (R718) може використовуватися в теплових насосах при більш високих температурах, коли тиск, необхідний для інших холодоагентів, стає занадто високим для ефективного стиснення.

Для R14, R22 і R114 можна застосовувати алюміній та його сплави без твердометалевих присадок; зневоднені R11, R21 і R113 вступають у реакцію з алюмінієм та його сплавами. Фреонові розчини хімічно взаємодіють з мідними трубопроводами та іншими та викликають перехід міді в розчин та подальше відкладення її на сталевих шліфованих поверхнях. Однак це не має суттєвого значення для експлуатації апаратів.

До конструкції теплообмінних апаратів, так само як і до решти елементів теплового насоса, пред'являються підвищені вимоги щодо герметичності. Це обумовлено або шкідливістю холодильного агента (аміак) або його високою вартістю (фреон).

Слід також відзначити складність герметизації апаратів у зв'язку з дуже високою плинністю фреонів, які можуть проникнути навіть через пори металу. Величина плинності обернено пропорційна квадратному кореню з молекулярної маси холодоагенту.

У міру розвитку застосування ТН вони поширюватимуться в області більш високих температур нагріву. Для цього знадобиться створення модифікацій компресорів для більш високих температур конденсації при роботі на традиційних робочих речовинах та застосування робочих речовин їх групи холодоагентів низького тиску. Насамперед це R113 та R114, технологія виробництва, яких вже розроблена. Застосування R113 і R114 у холодильних машинах, що нині випускаються, може підняти температури нагріву до 100 – 120 °C.

Нижче в таблицях 2.1 та 2.2 приводяться основні показники робочих речовин (відповідно фреонів та їх сумішів) які знаходять застосування в теплових насосах. [12].

Таблиця 3.1. Основні показники фреонових сумішів

Позначення холодоагентів за ASHRAE	Критичний параметр		Температура насичення, °C		Екологічний показник		Заміновальний холодоагент
	P _{кр} , бар	T _{кр} , °C	P = 1 бар	P = 16 бар	ODP	$\frac{HGWP}{GWP}$	
R125	39,2	67,7	-48,5	32	0	$\frac{0,84}{3200}$	R22
R22	51,73	96,13	-40,8	42	0,05	$\frac{0,34}{1700}$	-
R134a	40,7	101,0	-26,5	57	0	$\frac{0,28}{1300}$	R12
R124	36,14	122,2	-12,1	78	0,02	$\frac{0,1}{480}$	R11 4
R142в	41,38	136,4 5	-9,8	85	0,02	$\frac{0,1}{-}$	-
R236fa	32,0	124,9 2	-1,44	91	0	$\frac{4,2}{6300}$	R114 R142 в
R123	37,3	184,0	27,9	130	0,02	$\frac{0,02}{90}$	R11

Показники ODP і HGWP взяті по відношенню до R11, а GWP до CO₂

Таблиця 3.2. Основні показники фреонових сумішів

Позна- чення холодо- агенту за ASHRAE	Компонент			Температура насичення, за P = 100 кПа, °C		Температура насичення, за P = 1600кПа, °C		Екологічний показник	
	масова частка, %			рід.	пар	рід.	пар	ODP CFC- 12=1	GWP CO ₂ = 1
R401A (SUVA MP-39)	<u>R22</u> 53	<u>R152a</u> 13	<u>R124</u> 53	-33,3	-27	53,9	58,2	0,03	0,973
R401B (SUVA MP-66)	<u>R22</u> 61	<u>R152a</u> 11	<u>R124</u> 28	-34,9	-28,9	51,5	55,6	0,035	1,062
R407C	<u>R32</u> 23	<u>R125</u> 25	<u>R134a</u> 52	-43	-37	37	42	0	1,526
R408A	<u>R22</u> 47	<u>R125</u> 7	<u>R143a</u> 46	-44,5	-44,1	37,9	38,2	0,026	2,649
R409A	<u>R22</u> 60	<u>R142в</u> 15	<u>R124</u> 25	-34	-26	52	57	0,05	1,288

3.3. Визначення розрахункових теплових навантажень теплового насосу.

В якості прикладу високотемпературного теплового насосу вибрана система гарячого водопостачання багатоповерхового житлового будинку для м. Миколайова.

Проектне енергозабезпечення базується на використанні традиційних централізованих систем опалення та гарячого водопостачання, а кондиціонування з використанням індивідуальних спліт установок, які можуть використовуватись в якості резервного опалення квартир [5].

Модернізація системи гарячого водопостачання з метою підвищення загальної

техніко економічної ефективності базується на використанні теплових насосів на основі нетрадиційних енергетичних джерел, у тому числі при застосуванні ґрунтового теплообмінника, теплообмінника витяжної вентиляції та сонячного колектору в якості резервного. [4].

Циркуляційна схема гарячого водопостачання на рівні будинку приводиться на рис. 3.5.

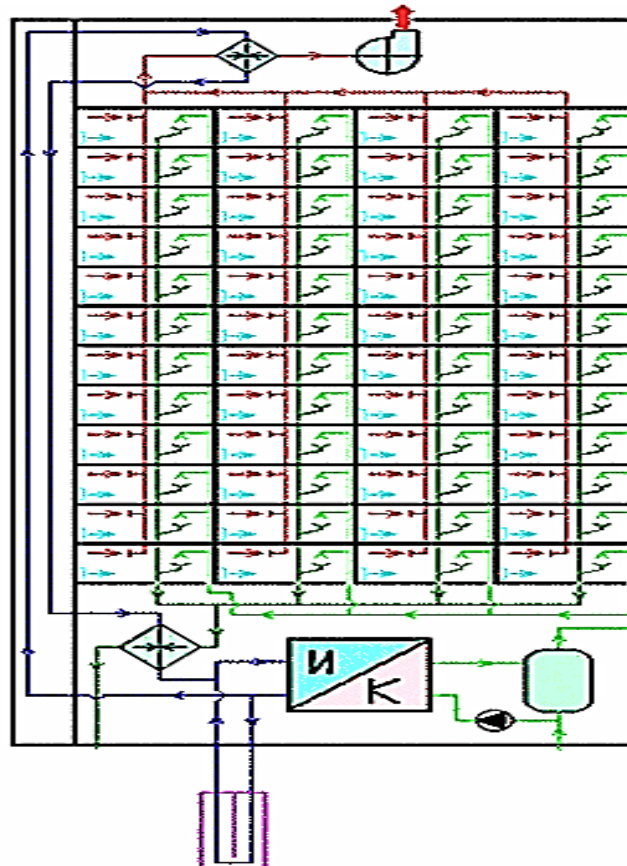


Рис.3,6. Циркуляційна схема гарячого водопостачання

Розрахункові параметри системи гарячого водопостачання.

Температура гарячої води на виході із конденсатора теплового насосу 75 °С

Розрахункова кількість мешканців 300

Розрахункове споживання гарячої води на людину 50 л на добу

Теплове навантаження на систему гарячого водопостачання

$$Q_B = G * C_{pw} * n * \Delta T = 50 * 4.19 * 300 * 75 = 4713750 \frac{\text{кДж}}{\text{добу}}$$

З врахуванням того, що навантаження на систему гарячого водопостачання являються нестабільними, що обумовлює пікові навантаження, теплова потужність теплового насосу 70 кДж/с

Розрахунок високотемпературного теплового насосу проводиться при умові використання ґрунтового теплообмінника в якості низькопотенційного енергетичного джерела.

Для зменшення загальної електричної потужності приймаємо тепловий насос двох ступеневого стиснення з проміжною ємністю, яка використовується для зменшення потоків з міжступеневим охолодженням пари, яка всмоктується компресором високого тиску.

Принципова схема двохступеневого високотемпературного насосу з ґрунтовим теплообмінником приведена на рис. 3.7.

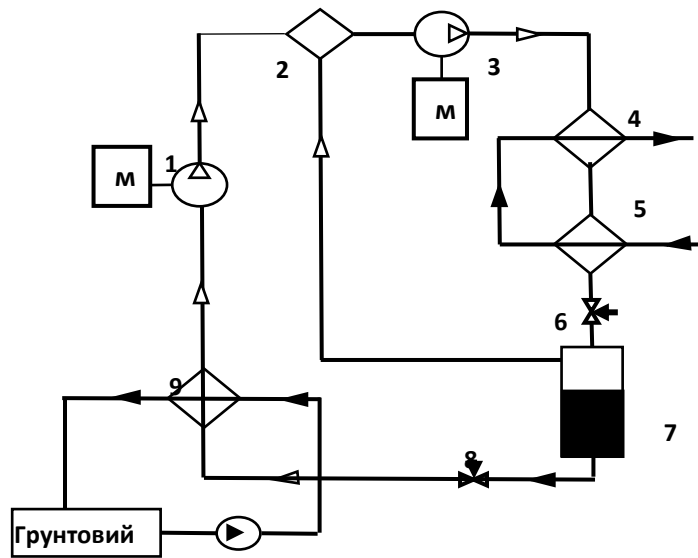


Рис. 3.7. Принципова схема високотемпературного теплового насосу двох ступеневого стиснення.

На рис. 3.8. Приводиться комунікаційна технологічна схема включення в систему сонячного колектору

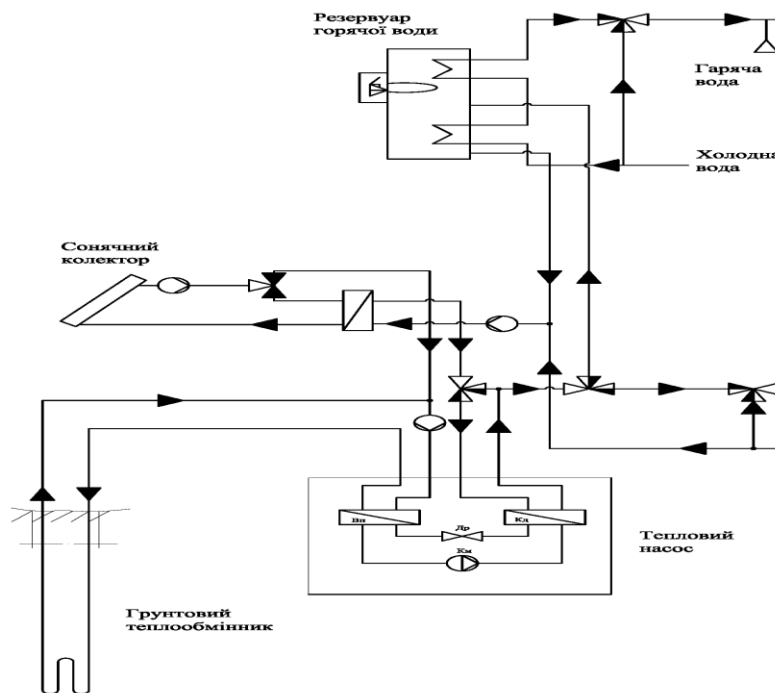


Рис. 3.8. Комунікаційна технологічна схема включення в систему сонячного колектору

РОЗДІЛ 4. ЕНЕРГЕТИЧНІ РОЗРАХУНКИ ТА КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ СТРУКТУРНОГО ОБЛАДНАННЯ

4.1. Розрахунок циклу теплового насосу

Розрахунок циклу базується на визначеній теплопродуктивності насосу та температурах зовнішніх джерел теплоти. Теплопродуктивність системи гарячого водопостачання житлового будинку 65 кВт. Теплоносій (вода) нагрівається від 20 °С до 80 °С проходячи послідовно основний конденсатор 4 та підігрівач 5.

В якості низькотемпературних джерел теплоти вибираються ґрунтовий теплообмінник з проміжним теплоносієм. [3].

В літній час теплове навантаження частково компенсується за рахунок теплової енергії сонячного випромінювання. Це дає змогу більш ефективно регулювати теплову продуктивність теплонасосної установки при зміні інтенсивності споживання гарячої води.

Принципова схема високотемпературного теплового насосу приводиться на рис.4.1, а відповідний термодинамічний цикл на рис.4.2.

Тепловий насос включає два рівня стиснення холодильного агенту з проміжним охолодженням в змішувачі 2, що обумовлює зменшення загальної питомої роботи стиснення в порівнянні з однокомпресорним процесом

В якості холодильного агенту вибрано фреон 134 а, властивості якого задовольняють його застосування при таких температурах зовнішніх джерел теплоти.[12].

Відповідно до температур зовнішніх джерел теплоти вибираємо температуру конденсації 90 °С що відповідає тиску $P_k = 3,3$ МПа та температуру кипіння 0 °С що відповідає тиску $P_0 = 0,3$ МПа

Проміжний тиск розраховується відповідно до рекомендацій, коли він є оптимальним з точки зору споживання роботи [12].

$$P_{01} = \sum P_k * P_0 = \sum 3.3 * 0.3 = 0.995$$

$P_{01}=1,0$ МПа , а температура насичення 40°С

В якості проміжного носія на рівні випарника теплового насосу та ґрунтового теплообмінника вибирається водний розчин.

Локалізація термодинамічних параметрів холодильного агенту відповідно процесам , які реалізуються , виконується за допомогою відповідної діаграми стану холодильного агенту та приводиться на рис.4.1.

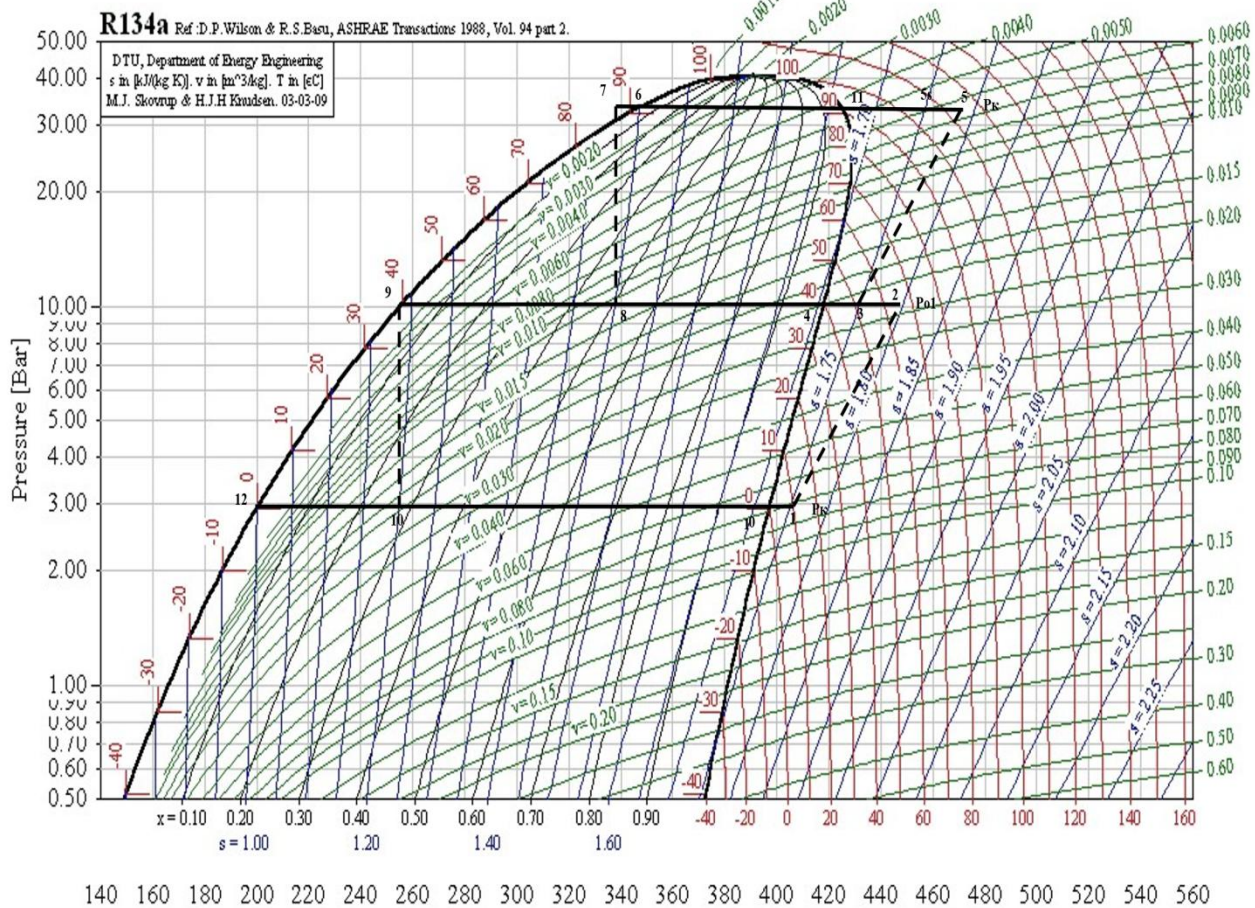


Рис. 4.1. Термодинамічний цикл високотемпературного теплового насосу

Принципова схема двохступеневого теплового насосу з проміжною ємністю показана на рис.4.2.

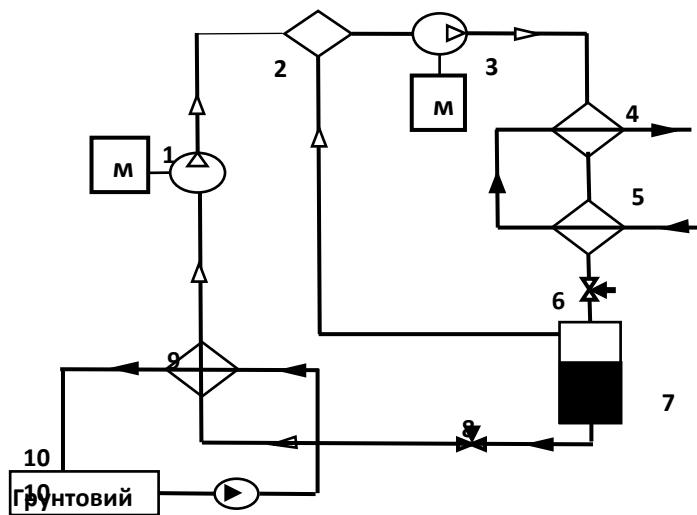


Рис. 4.2. Принципова схема високотемпературного теплового насосу двохступеневого стиснення. 1-компресор низького тиску; 2-змішувач ; 3-компресор високого тиску ; 4-конденсатори; 5- рекуперативний підігрівач; 6-дросель високого тиску ; 7 - проміжна ємність; 8- дросель низького тиску; 9-проміжний теплообмінник ; 10 -грунтовий теплообмінник

Термодинамічні параметри у вузлових точках циклу приведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1.- Термодинамічні властивості фреону у вузлових точках

	P	t	h	v	s	x	
	МПа	оС	кДж/кг	м3/кг	кДж/кгК		
0	0,3	0	398	0,07	1,72	1	
1	0,3	10	410	0,077	1,75		
2	1,0	78	445	0,024	1,8		
2s	1,0	58	435	0,023	1,75		
3	1,0	54	434	0,022			
4	1,0	40	420	0,02	1,7	1	
5	3,3	115	476	0,006			
5s	3,3	110	466	0,0058			
6	3,3	91	345	-	-	1	
7	3,3	88	338	-	-		
8	1,0	40	338	0,012	-	0,5	
9	1,0	40	256	-	-	0	
10	0,3	0	256	0,02	-	0,28	
11	3,3	91	420	0,0035	1,6	1	
12	0,3	0	200	-	-	0	

У розрахунках процесів стиснення у щаблях компресора для визначення питомих ентальпій h_2 і h_5 адіабатний ККД приймається рівним 0.76 [11].

Питома теплова в конденсаторі, кДж/кг

$$q_{56} = h_5 - h_6 = 476 - 345 = 131$$

Питома холодильна продуктивність, кДж/кг

$$q_{56} = h_1 - h_{10} = 410 - 256 = 154$$

Питома робота стиснення оборотного процесу компресору низького тиску, кДж/кг

$$l_{SH} = h_{2s} - h_1 = 436 - 410 = 26$$

Адіабатний ккд компресору низького тиску приймаємо $\eta_H = 0,75$

Питома робота стиснення реального процесу компресору низького тиску, кДж/кг

$$l_n = \frac{l_{SH}}{\eta_H} = \frac{26}{0.75} = 35$$

Визначаємо питому ентальпію в кінці стиснення

$$l_n = 35 = h_2 - h_1$$

$$h_2 = h_1 + 35 = 410 + 35 = 445$$

Питома робота стиснення оборотного процесу компресору високого тиску тиску, кДж/кг

$$l_{BS} = h_{5s} - h_3 = 466 - 436 = 30$$

Адіабатний ккд компресору високого тиску приймаємо $\eta_H = 0,76$

Питома робота стиснення реального процесу компресору високого тиску, кДж/кг

$$l_B = \frac{l_{SB}}{\eta_B} = \frac{30}{0,76} = 39$$

Визначаємо питому ентальпію в кінці стиснення

$$l_B = 40 = h_5 - h_3$$

$$h_5 = h_3 + 40 = 434 + 40 = 476$$

Визначаємо ентальпію в точці 3, що відповідає параметрам суміші на вході в компресор високого тиску. При розрахунку двоступінчастого теплового насоса з проміжною судиною та двоступінчастим дроселюванням витрати холодоагенту в контурах низького G2 та високого тиску G1 визначаються з енергетичного балансу для проміжної судини в адіабатних умовах:

$$G1(h4-h8) = G2 (h4-h9)$$

де h_4 , h_8 і h_9 - питомі ентальпії [кДж/кг] у робочих точках процесу 4, 8 та 9 (див. рис.3.1).

Звідки витікає відношення витрати холодоагенту в контурі високого тиску G1 до витрати в контурі низького тиску G2

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{(h_4 - h_9)}{(h_4 - h_8)} = \frac{1 + \delta}{1} = \frac{425 - 256}{425 - 338} = \frac{169}{87} = 1.94$$

де δ – частка пари з проміжної судини по відношенню до пари з 1-го ступеня компресора, тоді $1 + \delta$ – витрата пари у 2-му ступені компресора. Отримуємо $\delta = 0.94$.

Ентальпія пари в точці 3, що надходить у другий ступінь компресора високого тиску, визначається з рівняння змішування пари, що виходить з проміжної судини (точка 4) і з 1-го ступеня компресора низького тиску (точка 2) [17]:

$$h_3 = \frac{h_2 + \delta h_4}{1 + \delta} = \frac{445 + 0.94 * 420}{1 + 0.94} = 434$$

Масова витрата холодильного агента через компресор високого тиску

Тепловий потік, що відводиться в конденсаторі ТН відповідає потужності 120 кВт ($Q_{\text{конд}} = 170$ кВт) При цьому вода нагрівається від $t_{\text{ГВ1}} = 52$ °С до $t_{\text{ГВ2}} = 80$ °С.

Витрата холодоагенту у верхньому контурі дорівнює:

$$G_1 = \frac{Q_k}{h_5 - h_6} = \frac{65}{476 - 345} = 0,496$$

Витрата холодоагенту в нижньому контурі:

$$G_2 = \frac{G_1}{1 + \delta} = \frac{0,496}{1,94} = 0,256$$

Внутрішня потужність компресорів :

Компресор високого тиску

$$N_1 = G_1 (\rho_2 - \rho_1) = 0,496(443 - 410) = 16,36 \text{ кВт}$$

Компресор низького тиску

$$N_2 = G_2 (\rho_5 - \rho_3) = 0,256(473 - 434) = 9,9 \text{ кВт}$$

Механічна потужність компресорів при умові, що механічний ККД компресорів приймається рівним $\eta_m = 0,98$:

Компресор високого тиску

$$N_{1m} = \frac{N_1}{\eta_m} = \frac{16,36}{0,98} = 16,7 \text{ кВт}$$

Компресор низького тиску

$$N_{2m} = \frac{N_2}{\eta_m} = \frac{9,9}{0,98} = 10,1 \text{ кВт}$$

Електрична потужність компресорів при умові, що електричний компресорів приймається рівним $\eta_m = 0,95$:

Компресор високого тиску

$$N_{1el} = \frac{N_{1m}}{\eta_{el}} = \frac{16,7}{0,95} = 17,2 \text{ кВт}$$

Компресор низького тиску

$$N_{2el} = \frac{N_{2m}}{\eta_{el}} = \frac{10,1}{0,97} = 10,4 \text{ кВт}$$

Сумарна електрична потужність (споживання електричної енергії на привід компресора) дорівнює:

$$N_{\partial} = N_{1el} + N_{2el} = 17,2 + 10,4 = 27,6$$

Коефіцієнт трансформації енергії теплового насоса:

$$\varphi_{\partial} = \frac{Q_k}{N_{\partial}} = \frac{65}{27,6} = 2,36$$

Холодильна потужність, кВт

$$Q_o = G_2 (\alpha_1 - \alpha_{10}) = 0,256(410 - 256) = 39,4 \text{ кВт}$$

В літній період, коли теплопостачання може забезпечуватись сонячними колекторами, теплоносій ґрунтового теплообмінника використовується для охолодження води для системи кондиціонування. В літній період часу, навантаження на теплонасосну систему горячого водопостачання зменшується у тому числі і за рахунок використання сонячних колекторів

4.2. Розрахунок і вибір компресорного устаткування

Основною функцією компресорної системи теплонасосної установки являється підвищення тиску робочого тіла від тиску випаровування до тиску конденсації. Для цього вибирається поршневий компресор адіабатного стиснення та визначається холодопродуктивність ТН:

Компресор високого тиску.

Компресор високого тиску всмоктує пару проміжного тиску та підвищує її тиск до тиску конденсації

Объемна продуктивність компресору

$$V_g = G_g \cdot v_3,$$

$$V_g = 0,496 \cdot 0,022 = 0,0109 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Визначимо об'єм, який описується поршнями компресора

$$V_{hB} = \frac{V_B}{\lambda_B},$$

Де коефіцієнт подачі поршневого компресору

$$\lambda_g = \lambda_c \lambda_w = [1 - C \left[\left(\frac{P_K}{P_{o1}} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]] * \frac{T_{o1}}{T_K}$$

C- коефіцієнт мертвого простору, вибирається відповідно до рекомендацій [5]

m – показник політропи зворотнього розширення

P_K, T_K - тиск та відповідно температура конденсації

P_{o1}, T_o - проміжний тиск та відповідно температура насичення проміжного тиску

$$\lambda = [1 - 0,035 \left[\left(\frac{3,3}{1,1} \right)^{\frac{1}{1,05}} - 1 \right]] \frac{313}{364} = 0,8$$

$$V_{\square g} = \frac{0,0109}{0,8} = 0,0136 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

За значенням $V_{\square g} = 0,0136$ обираємо компресор Bitzer 4Н 25.2У – 25Р. Загальний вид компресору показано на рис. 3.4. GJE-25 У 95.3 (210000)

Компресор високого тиску.

Компресор високого тиску всмоктує пару проміжного тиску та підвищує її тиск до тиску конденсації

Объемна продуктивність компресору $V_H = G_H \cdot v_1$

$$V_H = 0,256 \cdot 0,077 = 0,0197 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Визначимо об'єм, який описується поршнями компресора

$$V_{hH} = \frac{V_B}{\lambda_H},$$

Де коефіцієнт подачі поршневого компресору

$$\lambda_n = \lambda_c \lambda_w = \left[1 - C \left[\left(\frac{P_{o1k}}{P_o} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \right] * \frac{T_o}{T_{o1}}$$

C- коефіцієнт мертвого простору , вибирається відповідно до рекомендацій[5]

m – показник політропи зворотнього розширення

P_k, T_k - тиск та відповідно температура конденсації

P_{o1}, T_o - проміжний тиск та відповідно температура насичення проміжного тиску

$$\lambda = \left[1 - 0.038 \left[\left(\frac{1,0}{0,3} \right)^{\frac{1}{1,05}} - 1 \right] \right] \frac{273}{313} = 0.8$$

$$V_{\square\sigma} = \frac{0,0197}{0.8} = 0,0456 \frac{M^3}{c}$$

За значенням $V_{\square n} = 0.0264$ обираємо компресор Bitzer 4H 25.2Y – 25P. Загальний вид компресору показано на рис. 3.3.[5] GFE 50 Y 152 (308 000

Компресори Bitzer серії Ecoline забезпечують високий рівень енергетичної ефективності та продуктивності та мають високий рівень герметичності , що обумовлює мінімізацію виток до навколишнього середовища та мінімальний рівень коефіцієнту глобального потепління [19]. . Основні переваги нової сучасної серії Bitzer Ecoline :

- 1.Новий ергономічний дизайн кришок циліндрів , що обумовлює зниження гідравлічних та об'ємних втрат при нагнітанні;
2. Нова конструкція клапаної доски знижує мертвий об'єм і тим самим об'ємні та енергетичні втрати;
- 3.Система регулювання продуктивності СК II дозволяє оптимізувати роботу електромагнітного клапану, що обумовлює зменшення числа робочих циклів та підвищення терміну експлуатації до 10 років;
4. Високий рівень ефективності забезпечується вмонтованим електромотором , які охолоджуються парами холодильного агенту та ефективну циркуляцію мастила.

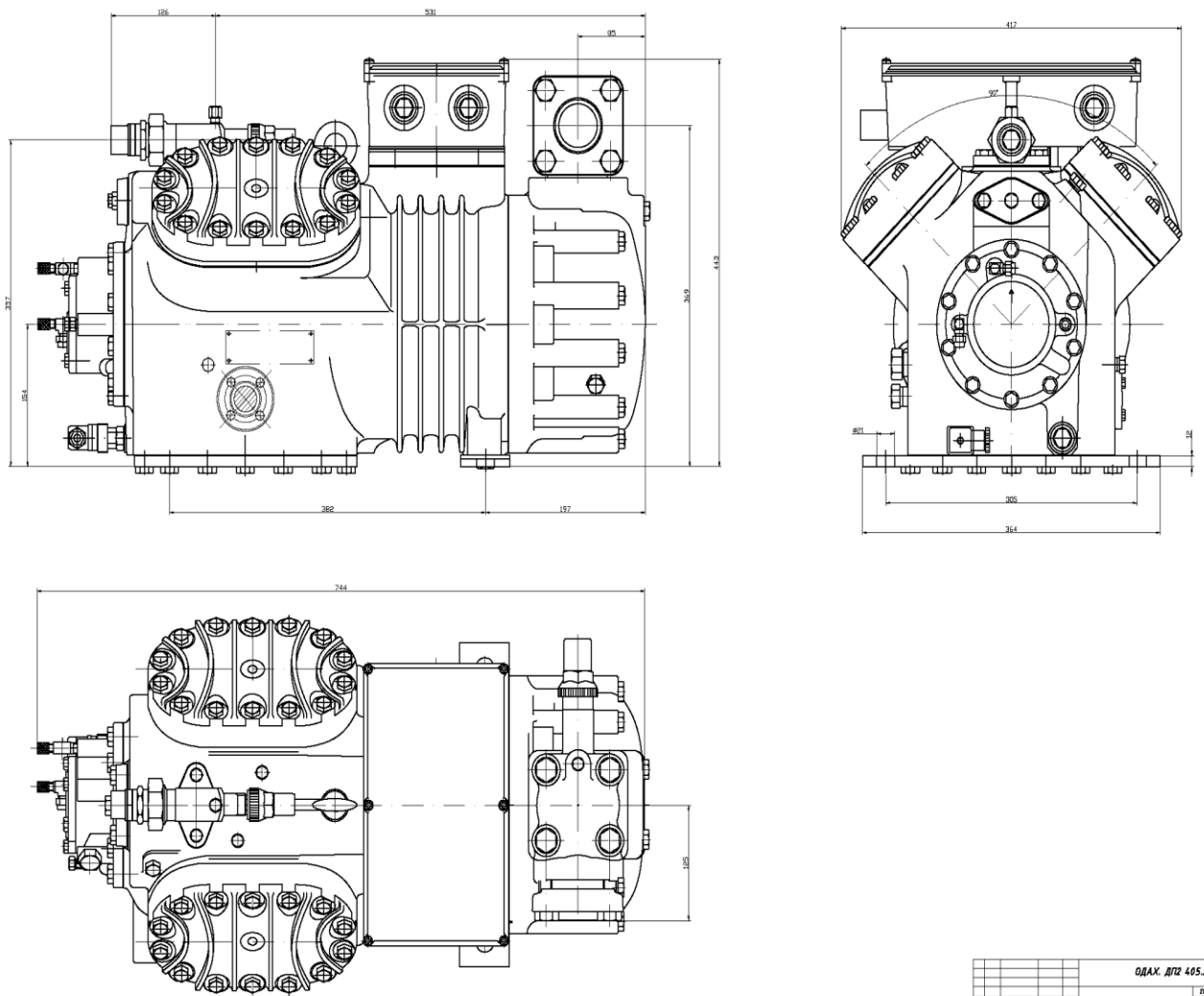


Рис. 4.3. Загальний вид компресору

4.3. Розрахунок та вибір конденсатору

В якості конденсатору обираємо кожухотрубний горизонтальний конденсатор з мідними трубками, які оребрені з боку фреону. Установку комплектуємо двома конденсаторами, що дозволяє ефективно регулювати водопостачання в залежності від навантаження системи гарячого водопостачання. [19].

Вихідні дані:

Тепловий потік конденсатору $Q_k = 65 \text{ кВт}$; Температура конденсації $t_k = 90 \text{ }^\circ\text{C}$;

Температура води на вході $t_{w1} = 56 \text{ }^\circ\text{C}$; Температура води на виході $t_{w2} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$;

Масова витрата агента $G_g = 0.92 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$

Середня логарифмічна різниця температура:

$$\theta_m = \frac{\Delta t}{\ln \left[\frac{t_k - t_{w1}}{t_k - t_{w2}} \right]} \quad \theta_m = \frac{80 - 56}{\ln \left[\frac{90 - 56}{90 - 80} \right]} = 23 \text{ }^\circ\text{C}$$

Значення коефіцієнту теплопередачі для кожухотрубного фреонового конденсатора беремо виходячи з рекомендацій [6,9]:

Кожухотрубні горизонтальні для холодоагентів – $k = 500 - 700 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}$

З основного рівняння теплопередачі:

$$Q = k \cdot F \cdot \theta$$

визначимо площу теплопередаючої поверхні:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \theta_m}, \text{ м}^2 \quad F = \frac{65000}{550 \cdot 23} = 15.73 \text{ м}^2$$

По таблицям обираємо кожухотрубний фреоновий конденсатор Bitzer K163T з площею теплопередаючої поверхні 16 м^2 : [19].

Дійсна зовнішня поверхня - $F = 16.0 \text{ м}^2$; Довжина труб - $l = 1.5 \text{ м}$;

Діаметр обичайки - $D = 216 \text{ мм}$; Число труб - $n = 29$;

Число ходів - $z = 2$.

Загальний вид конденсатору показано на рис. 3.4.

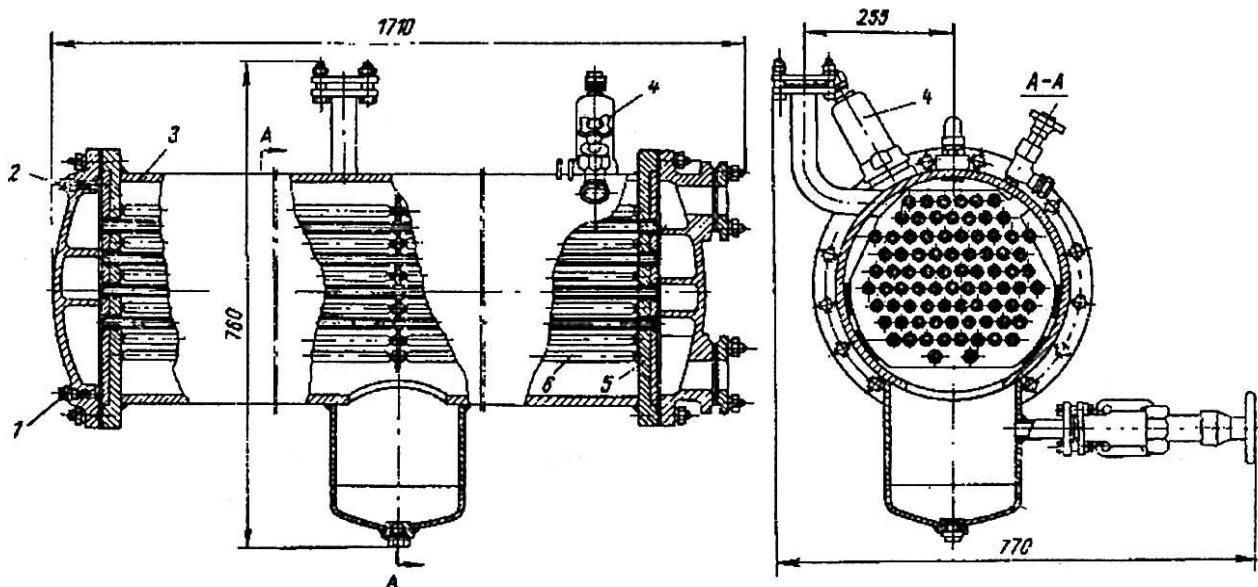


Рис.4.4. – Загальний вид конденсатору

Виконаємо перевірочний розрахунок обраного конденсатора [6].

За таблицями теплофізичних властивостей води при температурі 65°C:
 Коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu = 0.4599 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$;
 Коефіцієнт теплопровідності $= 0,6650 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$;
 Критерій Прандтля $Pr = 2.84$.

Основні геометричні характеристики поверхні теплопередачі:

Шаховий пучок з мідних труб зі стандартним зовнішнім оребренням:

Внутрішній діаметр $d_{вн} = 0.0132 \text{ м}$;

Діаметр окружності виступів і западин відповідно $d_{н} = 0.021$ і $d_o = 0.0165 \text{ м}$;

Крок ребер $u = 0.002 \text{ м}$;

Площі зовнішньої і внутрішньої поверхонь 1 м довжини труби відповідно $F'_н = 0.149 \text{ м}^2$ і $F'_{вн} = 0.0415 \text{ м}^2$.

Коефіцієнт оребріння $\beta = F'_н / F'_{вн} = 3.6$

Число труб в одному ході $n_1 = \frac{29}{2} = 14.5 = 16 \text{ шт.}$

Швидкість води в апараті:

$$w = \frac{4 \cdot G_w}{n_1 \cdot \pi \cdot \rho_w \cdot d_{ai}^2},$$

$$w = \frac{4 \cdot 0.43}{16 \cdot 3.14 \cdot 980 \cdot (0.0132)^2} = 1,6 \text{ м/с, де}$$

Витрата охолоджуючої води

$$G_w = \frac{Q_h}{Cp(t_{w2} - t_{w1})} \quad G_w = \frac{Q_{\square}}{Cp(t_{w2} - t_{w1})} = \frac{60}{4.19(80 - 56)} = 0.43 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі з боку води визначаємо числа Рейнольдса:

$$Re = \frac{w \cdot d_{вн}}{\nu} \quad Re = \frac{1.6 \cdot 0.0132}{0.4599 \cdot 10^{-6}} = 47846$$

Критеріальне рівняння для турбулентного режиму

$$Nu = 0.021 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \quad Nu = 0.021 \cdot 47846^{0.8} \cdot 2.84^{0.43} = 187.65$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку води

$$\alpha_w = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{ai}}, \frac{Bm}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad \alpha_w = \frac{187.65 \cdot 0.6650}{0.0132} = 9453.57, \frac{Bm}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Прийнявши сумарний термічний опір стінки труби і забруднень рівним $\sum (\delta_i / \lambda_i) = 2,6 \cdot 10^{-4} \left[\frac{Bm}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right]^{-1}$, складемо рівняння для визначення щільності теплового потоку з боку води:

$$q_w = A \cdot \left(\frac{\theta_m}{\theta_a} \right) = \frac{\left(\frac{\theta_m}{\theta_a} \right)}{\left[\left(\frac{1}{\alpha_w} \right) + \sum \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) \right]} \quad q_w = \frac{(6.81 - \theta_a)}{\left[\frac{1}{9453.57} + 2.6 \cdot 10^{-4} \right]} = 2055.65 \cdot (6.81 - \theta_a)$$

Для подальших розрахунків необхідно знайти щільність теплового потоку $q_{вн}$.

Точне значення $q_{вн}$ на даному етапі розрахунку встановити неможливо, тому обчислюємо приблизне значення $q_{вн}$, прийнявши $\theta_a = 0,3 \cdot \theta_m$. Тоді $q = A \cdot (\theta_m - 0,3 \cdot \theta_m) = 0,7 \cdot A \cdot \theta_m, \text{ Вт} / \text{м}^2$.

$$q' = 0,7 \cdot 2055,65 \cdot 6,81 = 9799,28, \text{ Вт/м.}$$

При розташуванні труб в трубній решітці в вершинах правильних трикутників і по боках правильних концентричних шестикутників параметр m визначиться наступним чином:

$$m = 0.75 \cdot \sqrt[3]{(Q_k / q' \cdot S \cdot d_{\text{вн}} \cdot (l / D))},$$

де m - число труб, що розташовані по великій діагоналі зовнішнього шестикутника;
 S - Горизонтальний крок труб:

$$S = 1,3 \cdot d, \text{ м} \quad S = 1,3 \cdot 0,021 = 0,0273, \text{ м}$$

l / D - відношення довжини труби в апараті до діаметру трубної решітки, приймаємо $l / D = 8$. Тоді

$$m = 0.75 \cdot \sqrt[3]{(24 \cdot 1000 / 9799.28 \cdot 0.0273 \cdot 0.0132 \cdot 8)} = 7.1$$

Округляючи до найближчого непарного числа, отримуємо $m = 7$.

Число горизонтальних рядів труб в апараті $n_{\text{г}} = m = 7$, $n_{\text{г}} / 2 \approx 4$.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку конденсується R245fa, віднесений до внутрішньої поверхні труб,

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\Delta h \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g / (\mu \cdot d_0)} \cdot (n_{\text{г}} / 2)^{-0,167} \cdot \beta \cdot \theta_a^{-0,25},$$

де $h = 116$ кДж / кг - різниця ентальпій на вході і виході з конденсатора беремо властивості при середній температурі в конденсаторі:
 $\rho = 895$ кг / м³ - щільність;

$\lambda = 0,0628$ Вт / (м · К) - коефіцієнт теплопровідності;

$\mu = 1,922 \cdot 10^{-4}$ Па · с - динамічна в'язкість;

θ_a - різниця температур конденсації і стінки труби, °С

$$\alpha_a = 0.72 \cdot \sqrt[4]{116 \cdot 1000 \cdot 895^2 \cdot 0.0628^3 \cdot 9.81 / (1.922 \cdot 10^{-4} \cdot 0.0165)} \cdot 4^{-0,167} \cdot 3.6 \cdot \theta_a^{-0,25} = 5973.03 \cdot \theta_a^{-0,25}$$

Щільність теплового потоку з боку фреону визначається наступним рівнянням загального вигляду:

$$q_a = B \cdot \theta_a^k$$

У нашому випадку:

$$q_a = \alpha_a \theta_a = 5973.03 \cdot \theta_a^{-0,25} \cdot \theta_a = 5973.03 \cdot \theta_a^{0,75}$$

Таким чином, отримуємо рівняння для визначення щільності теплового потоку.

Найбільш точне значення $q_{\text{вн}}$ знаходимо по ітераційному виразу

$$q_{\text{вн}} = [(\chi - 1)(q')^{\chi} + \theta_m \cdot B^{\chi}] / [\chi \cdot (q')^{\chi-1} + B^{\chi} / A]$$

де введено позначення $\chi = 1/k = 1/0.75 = 1.333$.

Інші параметри ітераційного вираження обчислені раніше і мають наступні значення:

$$A = 2055.65; B = 5973.03; \theta = 6.81;$$

$$q = 9799.28 \text{ Вт / м.}$$

Після підстановки отримаємо для першого ітераційного кроку

$$q_{\text{вн1}} = [(1.333-1) \cdot (9799.28)^{1.333} + 6.81 \cdot (5973.03)^{1.333}] / [1.333 \cdot (9799.28)^{(1.333-1)} + 5973.03^{1.333} / 2055.65] = 9943.87 \text{ Вт/м}^2$$

Підставивши у вихідний ітераційний вираз замість q' значення $q_{\text{вн1}}$, одержимо для другого ітераційного кроку $q_{\text{вн2}} = 9943.74 \text{ Вт/м}^2$.

Відносна похибка становить:

$$\delta q = (q_{вн1} - q_{вн2}) / q_{вн2}$$

$$\delta q = (9943.87 - 9943.74) / 9943.74 = 0.0013 \cdot 10^{-3} \text{ або } 0.00013\%$$

Зважаючи на достатню точність ітераційний процес припиняємо і приймаємо

$$q_{вн} = 9943.74 \text{ Вт/м}^2$$

Раніше було отримано $m = 7$, тоді загальне число труб в апараті буде рівнятися $n = 0,75 \cdot m^2 + 0,25 n = 0.75 \cdot 7^2 + 0.25 = 37$.

Число ходів в апараті по воді:

$$z = n/n_1 \quad z = 37/16 = 2.31$$

Приймаються $z = 2$, тоді $n = 16 \cdot 2 = 32$.

Для того щоб використати частину апарата під ресивер, звільняємо трубний пучок від трьох нижніх рядів.

Число виключених труб:

$$n_{иск} = i \cdot (m+1)/2 + [1 + 2 + \dots + (i + 1)]$$

де i - число рядів труб, що виключаються.

$$n_{иск} = 3 \cdot (7 + 1)/2 = 12$$

Кількість труб що залишилися:

$$n_{ост} = n - n_{иск} \quad n_{ост} = 32 - 12 = 20.$$

Діаметр трубої решітки:

$$D = m \cdot s, \text{ м} \quad D = 7 \cdot 0.0273 = 0.1911 \text{ м}$$

Площа внутрішньої поверхні теплопередачі:

$$F_{вн} = Q_h / q_{вн}, \text{ м}^2$$

$$F_{вн} = 65 \cdot 1000 / 9943.74 = 7.54 \text{ м}^2$$

Довжина однієї труби в апараті:

$$l = F_{вн} / (\pi \cdot d_{вн} \cdot n), \text{ м}$$

$$l = 7.54 / (3.14 \cdot 0.0132 \cdot 32) = 4.375 \text{ м.}$$

Відношення $l / D = 1.82 / 0.1911 = 9.5$

Це прийнято, так як для сучасних апаратів середнє значення l/D лежить в цих межах 4 - 10.

$$F_n = F_{вн} \cdot \beta, \text{ м}^2 \quad F_n = 4.375 \cdot 3.6 = 15.75 \text{ м}^2$$

Так як при перевірочному розрахунку площа зовнішньої поверхні виявилася меншою заданої, тому ми залишаємо це значення зовнішньої $F = 16 \text{ м}^2$ поверхні

4.4. Розрахунок ґрунтового теплообмінника .

Ґрунт, мабуть, є найбільш універсальним джерелом дифузного тепла. Він акумулює сонячну енергію і нагрівається ядром землі цілий рік. При цьому він являється стабільним джерелом низькопотенційної теплотит незалежно від кліматичних змін. Схема підключення ґрунтового теплообмінника, який інколи називають ґрунтовим зондом (вертикальним колектором) показана на рис.4.5.

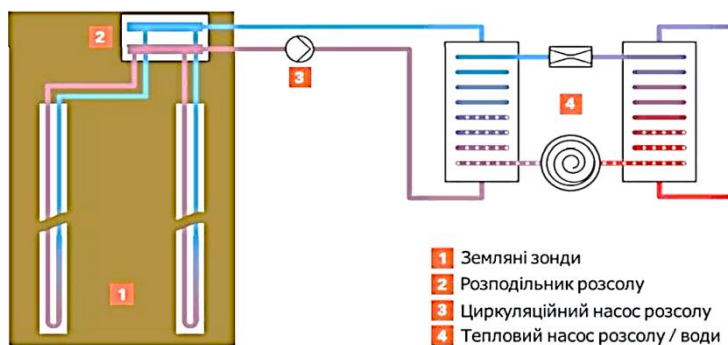


Рис. 4.5. Комунікаційна схема ґрунтового теплообмінника

В якості теплоносія використовується екологічно чиста рідина, яка має низьку температуру кристалізації (антифриз), що являється найчастіше водним розчином на основі тридцяти відсотків етиленгліколю або пропіленгліколю [15].

. Найбільш часто використовувані зонди: трубка в трубці і U-зонди. По одній лінії теплоносій через циркуляційний насос направляється вниз, по іншій піднімається у випарник. Щоб покращити теплообмін і збільшити міцність зонда, засипається бентоніт або бетон в простір між кожухом і робочою трубою.

Для виготовлення теплообмінника застосовуємо пластикові труби з зовнішнім діаметром - 60 мм, товщиною стінки 5 мм і коефіцієнтом теплопровідності - $50 \frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$.

В якості теплоносія вибирається тридцяти відсотковий розчин етиленгліколю з наступними теплофізичними властивостями:

концентрація - 30%; щільність - $1100 \frac{кг}{м^3}$; теплоємність - $3.588 \frac{кДж}{кг \cdot ^\circ C}$; коефіцієнт

теплопровідності - $0.544 \frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$; коефіцієнт кінематичної в'язкості - $1.95 \frac{м^2}{с}$; критерій

Прандтля $Pr = 13.9$;

Розраховуємо коефіцієнт теплопередачі теплообмінника

Середня швидкість теплоносія 1,5 м/с

Число Рейнольдса:

$$Re_{жс} = \frac{w_{жс} * d_{эк}}{\nu_{жс}},$$

$$Re_{жс} = \frac{1,5 * 0,05}{1,95 * 10^{-6}} = 38461.$$

Число Нусельта для турбулентного режиму течії рідини ($Re > 2300$, $Pr \geq 0.7$)

$$Nu_{жс} = 0.021 * Re_{жс}^{0,8} * Pr_{жс}^{0,43}$$

$$Nu_{жс} = 0.021 * 38461^{0,8} * 13.9^{0,43} = 303$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку рідини:

$$\alpha_{жс} = \frac{Nu_{жс} * \lambda_{жс}}{d_{вн}} * \frac{Вт}{м^2 * К},$$

$$\alpha_{жс} = \frac{303 * 0,544}{0,05} = 3296,7 \frac{Вт}{м^2 * К}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку ґрунту приймаємо згідно з рекомендаціями 20

$$\frac{Вт}{м^2 * К}.$$

Лінійний коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{жс} d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}},$$

де $k \left[\frac{Вт}{м * К} \right]$ - лінійний коефіцієнт теплопровідності; $\alpha_{жс}$ - коефіцієнт теплопровідності з

боку теплоносія ; α_2 - коефіцієнт тепловіддачі з боку ґрунту $\alpha_2 = 150 \dots 200 \frac{Вт}{м^2 * К}$;

d_2 і d_1 - зовнішній і внутрішній діаметр пластикової труби.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{3296,7 * 0,05} + \frac{1}{2 * 20} \ln \frac{0,06}{0,05} + \frac{1}{200 * 0,06}} = 12,5.$$

Розрахункова загальна довжина труб ґрунтового теплообмінника

$$L_{mp} = \frac{Q_0}{k * \Delta T} = \frac{39,4 * 10^3}{12,5 * (8-2)} = 525 м.$$

При проектуванні приймаємо подвійний U – подібний теплообмінник, який буде розташований у 5 - тьох свердловинах, довжиною 52,4 м кожна.

4.5. Розрахунок сонячного колектору

Перевагою плоского сонячного колектору є відносна простота конструкції, яка дозволяє здешевити систему за досить високих показників продуктивності та надійності. Недоліком можна назвати високі теплові втрати, які знижують показники вироблення теплової енергії за низької температури повітря. Конструктивно плоский колектор виконаний у вигляді прямокутної пластини. У теплоізованому корпусі колектору знаходиться основний елемент - абсорбер (поглинаюча пластина). До абсорбера припаяні трубки. Матеріал абсорбера та трубок може бути різним, як правило, застосовуються метали з хорошими теплопровідними характеристиками, такі як мідь та алюміній. Зверху поглинаюча пластина закрита прозорою ізоляцією. Для цього застосовують загартоване скло з низьким вмістом оксидів заліза. Це сприяє більшому проникненню сонячної енергії на пластину. Під впливом сонячного випромінювання на поверхні абсорбера сонячного колектору відбувається поглинання сонячної енергії, в результаті поглинаюча пластина розігрівається, а теплоносій, що перекачується через трубки, відбирає отримане тепло. Через місця з'єднання пластини абсорбера із трубками. Селективне покриття, яке наноситься на пластину абсорбера, дозволяє поглинати максимально можливу кількість теплової сонячної енергії, при цьому ця енергія майже не випромінюється. Прозора ізоляція (як правило гартоване скло з низьким вмістом заліза) та теплоізоляційний шар покликані знизити втрати теплової енергії[15]..

Геліосистеми с плоскими сонячними колекторами являються екологічно чистими, так як їх використання при заміні традиційних систем тепlopостачання, дозволяє обмежити викиди забруднюючих домішок до навколишнього середовища. Наприклад, при аналогічних умовах порівняння з котельною системою тепlopостачання сонячна генерація дозволяє знизити наступні викиди: до 1.5 кг., сірчаного ангідриду, до 1.0 кг. окису азоту, до 3.0 кг. CO₂, до 10 кг. пилу. Тому широке впровадження систем сонячного тепlopостачання є одним із суттєвих напрямків в стратегії обмеження глобального потепління.

Плоскі колектори рекомендуються для забезпечення тепlopостачання (гарячого водопостачання та опалення) житлових та промислових комплексів у тому числі для приватних будинків, готельних комплексів, пансіонатів і т.і. [6].

Така геліосистема може експлуатуватись як і автономному режимі та подавати нагріту воду безпосередньо на споживання , так і в складі теплонасосної установки в якості низькопотенційного енергетичного джерела.

Автономність геліосистеми при значних коливаннях сонячного випромінювання , зв'язаних з погодними та сезонними умовами може забезпечуватись за рахунок електричного підігріву

Принципова схема сонячного колектору у складі комбінованої теплонасосної системи наведена на рис.4.6.

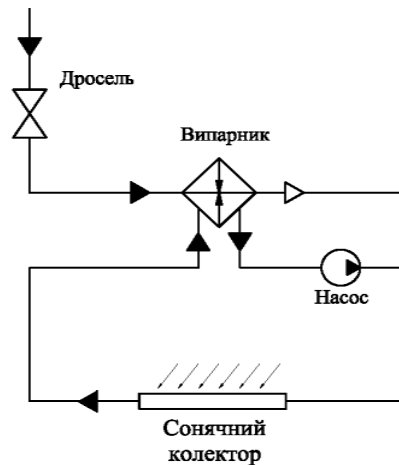
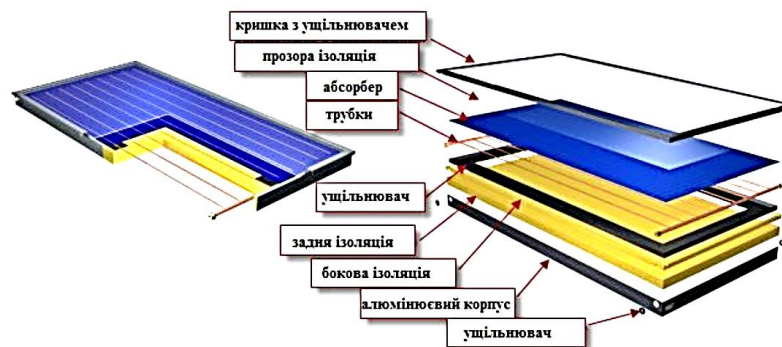


Рис.4.6. – Схема сонячного колектору у складі ТНУ: 1 – сонячний колектор; 2 – насос; 3 - випарник; 4 – дросельний вентиль;

Для геліосистеми вибираються плоскі сонячні колектори , які в свій час були розроблені та запропоновані співробітниками Одеської державної академії холоду].



4.7. Конструкція плоского колектору сонячної енергії:

Теплоабсорбуюча панель колектору виконана в виді трубчатого колектору з ребрами із алюмінієвого сплаву. В верхній частині знаходяться скляні пластини, а внизу відповідна теплоізоляція. Розрахунок необхідної площі сонячних колекторів ведемо для липня місяця, як для місяця з найбільшою сонячною сумарною радіацією.

Вибираємо температуру водопровідної води для липня місяця з Довідника по клімату і температуру навколишнього середовища.

$$T_{х.в.} = 21 \text{ }^{\circ}\text{C}, T_{о.с.} = 28 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Відповідно до норм СНіП 2.04.01-85 приймаємо витрату гарячої води в обсязі 50 л на одну людину в добу. Сумарна кількість:

$$G_{СУТ} = 250 \cdot 50 = 12500 \frac{\text{л}}{\text{сут}}$$

Приймаємо $G_{СУТ} = 12500 \frac{\text{л}}{\text{доб}}$, щоб був надлишок про всяк випадок.

Температура гарячої води по приймається $T_{Г.В.} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Визначаємо необхідну площу сонячних колекторів

$$F = \frac{Q_{НОРМ}^{ДОБ}}{\eta \sum_j q_{ПАД,j}}$$

де: F – площа сонячних колекторів м^2 ; η – ККД геліосистеми;

$q_{ПАД,j}$ – годинна інтенсивність сонячної радіації (щільність теплового потоку) з найбільшої за період місячної роботи сумарною радіацією, $\text{Вт}/\text{м}^2$;

$Q_{НОРМ}^{ДОБ}$ - нормована кількість теплоти, $\text{ГДж}/\text{доб}$;

$$Q_{НОРМ}^{ДОБ} = C_p \cdot G_{СУТ} \cdot (T_{Г.В.} - T_{Х.В.}) =$$

$$= 4,19 \cdot 12500 \cdot (50 - 21) \cdot 10^{-3} = 1518,9 \text{ МДж}$$

де C_p – теплоємність води, $\text{кДж}/\text{кг}^{\circ}\text{C}$.

Для знаходження $\sum_j q_{ПАД,j}$ визначимо кут нахилу колекторів до горизонтальної поверхні: $\beta = 45 - 15 = 30^{\circ}$

де: 45 – широта місцевості, 15 – коефіцієнт, залежний від широти місцевості, вибирається по .

Вибираємо $q_{ПАД,j}$ з довідника по клімату, залежне від широти місцевості, часу доби і від кута нахилу колектора до горизонтальної поверхні, і складаємо таблицю 4.1.

Таблиця 4.2. – $q_{ПАД}$ для добової роботи в липні

Параметр	Години дня									
	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
$Q_{ПАД}, \text{Вт}/\text{м}^2$	374	560	689	766	796	780	724	632	507	354

$$\sum_j q_{ПАД,j} = 374 + 560 + 689 + 766 + 796 +$$

$$+ 780 + 724 + 632 + 507 + 354 = 6182$$

$\sum_j q_{ПАД,j}$ - сонячна сумарна добова радіація, $\text{Вт}/\text{м}^2$.

$$\sum_j q_{ПАД,j} = 6182 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} = 6182 \frac{\text{Дж}}{\text{с} \cdot \text{м}^2} = 22,25 \text{ МДж} / \text{м}^2$$

Обчислюємо ККД установки:

$$\eta = 0,8 \left\{ \Theta - \frac{iU [0.5(T_{Г.В} + T_{Х.В}) - T_{О.С.}] }{\sum_j q_{ПАД,j}} \right\} =$$

$$= 0,8 \left\{ 0,73 - \frac{10 \cdot 7,21 [0,5(50 + 17) - 28]}{6182} \right\} = 0,533$$

де Θ – оптичний ККД сонячного колектору;

i – кількість сонячних годин; $T_{О.С.}$ – середня температура повітря в липні, $^{\circ}\text{C}$; U – коефіцієнт теплових втрат в сонячному колекторі .

Обчислюємо площу сонячних колекторів за формулою:

$$F = \frac{1518,9}{0,533 \cdot 22,25} = 128,65 \text{ м}^2$$

приймаємо $A = 130 \text{ м}^2$

Сумарний об'єм баків-акумуляторів

$$V = 0,08 \cdot 130 = 0,08 \cdot 32 = 10,4,$$

де V - об'єм баків-акумуляторів, м^3 .

При проектуванні приймаємо два баки по 1300 л. Визначаємо місячну продуктивність установки, $Q_{\text{ЛИПЕНЬ}}$, ГДж

$$Q^{\text{ЛИПЕНЬ}} = \eta \cdot A \cdot \sum_j q_{ПАД,j} \cdot n_1 =$$

$$= 0,533 \cdot 32 \cdot 22,25 \cdot 31 = 11,764 \text{ ГДж}$$

де n_1 – число днів в липні.

Проводимо аналогічний розрахунок для червня і серпня місяців.

З довідника по клімату вибираємо

$$T_{х.в.} = 16^{\circ}\text{C}; T_{о.с.} = 25^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{\text{НОРМ}}^{\text{ДОБ}} = 4,19 \cdot 2700 \cdot (50 - 16) \cdot 10^{-3} = 384,64 \text{ МДж}$$

Таблиця 4.3. – $q_{ПАД}$ для добової роботи в червні

Параметр	Години дня									
	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
$q_{ПАД}, \text{Вт/м}^2$	391	561	680	753	781	768	716	628	507	356

$$\sum_j q_{ПАД,j} = 6141 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} = 22,11 \text{ МДж}$$

$$\eta = 0,8 \left\{ 0,73 - \frac{10 \cdot 7,21 \cdot [0,5 \cdot (50 + 16) - 25]}{6141} \right\} = 0,5126$$

Площа геліосистеми колишня – $A = 32 \text{ м}^2$.

$$Q^{\text{ЧЕРВЕНЬ}} = 0,5126 \cdot 32 \cdot 22,11 \cdot 30 = 10,880 \text{ ГДж}$$

З Довідника по клімату вибираємо

$$T_{х.в.} = 16^{\circ}\text{C}; T_{о.с.} = 25^{\circ}\text{C} (14)$$

$$Q_{\text{НОРМ}}^{\text{ДОБ}} = 4,19 \cdot 2700 \cdot (50 - 16) \cdot 10^{-3} = 384,642 \text{ МДж}$$

Таблиця 4.4 – $q_{ПАД}$ для добової роботи в серпні

Параметр	Години дня									
	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
$Q_{ПАД}, Вт/м^2$	309	503	641	725	759	746	690	595	463	299

$$\sum_j q_{ПАД,j} = 5730 \frac{Вт}{м^2} = 20,63 МДж$$

$$\eta = 0.8 \left\{ 0.73 - \frac{10 \cdot 7,21 \cdot [0.5 \cdot (50 + 16) - 25]}{5730} \right\} = 0.504$$

Площа геліосистеми колишня – $F = 32 м^2$.

$$Q^{СЕРПЕНЬ} = 0.504 \cdot 32 \cdot 20.63 \cdot 31 = 10,958 ГДж$$

. Результати розрахунків наведені в таблиці 4.5

Таблиця 4.5. – Порівняння результатів

Параметр	Місяць		
	Червень	Липень	Серпень
$T_{Г.В.}, ^\circ C$	50	50	50
$T_{Х.В.}, ^\circ C$	16	17	16
$T_{О.С.}, ^\circ C$	25	28	25
$Q_{НОРМ}^{ДОБ}, ГДж$	0,384	0,373	0,384
$\sum_j q_{ПАД,j}, Вт/м^2$	6141	6182	5730
η	0,5126	0,533	0,504
$Q^{МІС}, ГДж$	10,880	11,764	10,958

РОЗДІЛ 5. БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ

5.1. Захист від ураження електричним струмом

Для захисту від дії електричного струму рекомендується використовувати захисне заземлення. Захисне заземлення – це навмисне електричне з'єднання із землею або її еквівалентом металевих нетоковедущих частин електроустаткування. У електричних мережах напругою до 1000 В опір заземляючої системи не повинно перевищувати 4 Ом. Це в 250 разів менше, ніж розрахунковий опір тіла людини. При випадковому зіткненні людини до такого заземленого корпусу струм, який піде через нього буде відповідно менше. У приміщенні заземлення виконують таким чином: усередині приміщення, по периметру, на відстані 20 - 30 см від підлоги прокладають металопровідник, який сполучений із землею. У землі знаходяться електроди завдовжки від 2 до 3 м. Металеві корпуси устаткування, що знаходяться в лабораторії сполучені провідниками із заземляючим контуром за допомогою зварки. З корпусом провідник з'єднується різьбовим з'єднанням з пружиною і шайбою для запобігання самоотвинчівання. [13].

Розрахунок заземлення

Приймаємо: питомий опір ґрунту 30 Ом м;

при вертикальному заземленні сталеву трубу $d=0.045$ м;

горизонтальному заземленню – смугову сталь.

Вибираємо систему розподілу в ряд: $t_0=0.5$ м, $t=1.5$ м, $l=2$ м, $l=4$ м.

Визначаємо розрахункове значення питомого опору ґрунту:

$$\rho_p = \rho_\phi \Psi ,$$

де: Ψ – кліматичний коефіцієнт, що враховує сезонні коливання (приймаємо $\Psi=1,1$); ρ_ϕ – питомий опір ґрунту.

$$\rho_p = 30 \cdot 1.1 = 33 \text{ (Ом.м)}.$$

Розраховуємо опір один вертикального заземлення:

$$R_n = \frac{\rho_p}{2 \cdot \pi \cdot l} \left[\ln \frac{2 \cdot l^2}{d} + \frac{1}{2} \cdot \ln \frac{4 \cdot t + l}{4 \cdot t - l} \right]$$

$$R_n = \frac{33}{2 \cdot 3.14 \cdot 2} \left[\ln \frac{2 \cdot 2^2}{0.045} + \frac{1}{2} \cdot \ln \frac{4 \cdot 1.5 + 2}{4 \cdot 1.5 - 2} \right] = 12.69 \text{ (Ом)}.$$

Кількість вертикальних заземлювачів:

$$n = \frac{R_o}{R_{ТРЕБ}} \text{ (Ом)}.$$

де $R_{ТРЕБ}$ – необхідний опір заземлювального пристрою, $R_{ТРЕБ}=4$ Ом;

$$n = \frac{12.69}{4} = 3.17$$

Вибираємо із стандартного ряду $n = 4$ шт.

Опір вертикального заземлителя:

$$R_{CB} = \frac{K_0}{n' * \eta_B}$$

K_0 - опір один вертикального заземлювача;

n –коэффициент використання (приймаємо для $n=4$), $\eta_B = 0.83$ [13]

$$R_{CB} = \frac{12.69}{4 * 0.83} = 3.82 \text{ (Ом)}$$

Визначаємо опір сполучної смуги (шини):

$$R_n = \frac{\rho_p}{2 * \pi * L * \eta_r} * \ln \frac{2 * L^2}{b * t_0},$$

де η_r – коэффициент використання (приймаємо $\eta_r = 0.89$) [13]

L – довжина смуги, м;

$$L = l' * (n' - 1), \quad L = 4 * (4 - 1) = 12 \text{ (м)}.$$

$$R_n = \frac{33}{2 * 3.14 * 12 * 0.89} * \ln \frac{2 * 12^2}{0.045 * 0.5} = 4.65 \text{ (Ом)}.$$

Визначаємо загальний опір системи:

$$R_c = \frac{R_0 * R_n}{R_0 + R_n} \quad R_c = \frac{3.82 * 4.65}{3.82 + 4.65} = 2.097 \text{ (Ом)}.$$

Згідно вимогам ПУЕ в електричних мережах напругою до 1000 В опір заземлюючої системи не повинен перевищувати 4 Ом..

5. 2. Протипожежна профілактика

Приміщення відноситься до першого ступеня пожежної безпеки. Пожежна безпека може бути обмежена заходами пожежної профілактики і активним пожежним захистом. Поняття пожежної профілактики включає комплекс заходів, необхідних для попередження виникнення пожежі або зменшення його наслідків. Для активного захисту використовують штучні вододжерела: відкриті (водоймища) і закриті (резервуари).

Розрахуємо об'єм недоторканного запасу води:

$$V_B = \frac{k * g * n * \tau * 3600}{1000}$$

де: k – коефіцієнт запасу, $k = 1.2$; g – витрата води на зовнішнє пожежогасіння (вибирається залежно від категорії і ступеня пожежної небезпеки);

n – кількість пожеж, шт

t – тривалість гасіння пожежі, годинника.

Для промислових підприємств розрахункова витрата води на зовнішню пожежогасінню визначається по нормах залежно від ступеня вогнестійкості і об'єму будівлі, а також від категорії виробництва по пожежній небезпеці.

При ступені вогнестійкості I і II з будівлями Г і Д категорій. Розрахункова тривалість гасіння пожежі слід приймати дві години. У решті випадків три години.

Виходячи з вище сказаного при I ступені вогнестійкості і категорії А, Б і В, витрата води на зовнішню пожежогасінню $g = 15$ л/с. оскільки територія будівлі не перевищує 150 га та кількість пожеж $n = 1$ шт. продуктивність гасіння при А, Б і В категорії I ступені вогнестійкості складає три години. Коефіцієнт запасу приймаємо рівним 1.2.

$$V_B = \frac{1.2 * 15 * 1 * 3 * 3600}{1000} = 194.4 \text{ (м}^3\text{)}$$

Максимальний термін відновлення недоторканного запасу для будівлі з виробничою категорією А, Б і В – не більше 24 години.

Для гасіння будівлі достатньо одного пожежного водомища.

5.3. Розрахунок штучного освітлення

У приміщенні використовується штучний тип освітлення. Освітлювальна система повинна забезпечувати хорошу якість освітленості, яка визначається найменшим розміром даного предмету і контрастом його з фоном; рівномірний розподіл яскравості по робочій поверхні; відсутність різких тіней на робочій поверхні; відсутність прямої і відбитої близькості; відсутність пульсації коливання і освітленості в часі. [13].

Завданням розрахунку є визначення потрібної потужності електричної освітлювальної установки для створення в приміщенні заданої освітленості. Розрахунок проводиться по методиці.

1. Вибираємо тип джерела світла – газорозрядна лампа.

2. Система освітлення – загальна.

3. Тип світильника – ПВЛП (вологопильозахищений). У цих світильниках встановлено дві і більш ламп, що дає можливість зменшити пульсацію сумарного світлового потоку світильника і виключити стробоскопічний ефект

4. Необхідно розподілити світильники і визначити їх кількість. Забезпечення рівномірного розподілу джерела досягається в тому випадку, якщо відношення відстаней між центрами світильників (L) до висоти їх підвісу над робочою поверхнею(h_p) складає 1,5 для світильника типу ПВЛП.

5. Мінімальна норма освітленість для зорової роботи високої точності складає 200 люкс

Розмір приміщення: АВС = 5х10х3.3 м. Розташування ламп по довжині приміщення в один ряд.

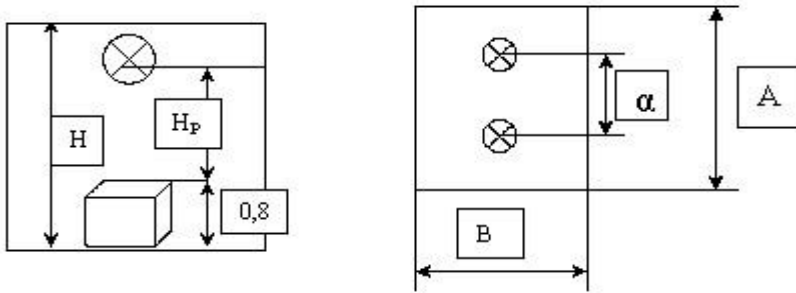


Рис.5.1. Розташування світильників в приміщенні.

$$H_p = H - 0.8 = 3.3 - 0.8 = 2.5 \text{ (м)}; \quad H_p = 1.5$$

A – довжина приміщення; B – ширина приміщення; H_p – робоча висота приміщення;

$$n = \frac{A * B}{\alpha^2} \text{ (шт.)} \quad n = \frac{5 * 10}{3.75^2} = 3.555 \text{ (шт.)}$$

Приймаємо n – число світильників, рівним 4 шт.

Визначуваний світловий потік однієї лампи:

$$\Phi = \frac{E_n * K * Z * S * 100}{n * \eta}$$

де E_n – освітлення, що рекомендується (приймаємо рівним 200 лк); K – коефіцієнт запасу (приймаємо рівним 1.5); Z – коефіцієнт мінімальної освітленості (для ламп ПВЛП дорівнює 1.1); S – площа приміщення (S = A*B = 5*10 = 50 (м²)); n – число світильників; Φ – коефіцієнт використання світлового потоку (коефіцієнт використання світлового потоку ламп).

$$\Phi = \frac{200 * 1.5 * 1.1 * 50 * 100}{4 * 28} = 14732 \text{ (лм)}$$

Збільшивши кількість світильників в два рази, підбираємо необхідну лампу: лампа ЛД 80 з наступними характеристиками :

світловий потік – 14732 лм; потужність лампи – P₁ =80 Вт.

Число ламп в кожному світильнику N =2 (шт).

Визначаємо потужність освітлювальної системи, необхідної для даного приміщення.

$$P = N * n * P_1, \quad P = 2 * 4 * 80 = 640 \text{ Вт}$$

Таким чином, в приміщення рекомендується обладнати електричною освітлювальною установкою з використанням чотирьох світильників ПВЛП з лампами ЛД 80.

5.4. Вентиляція.

Завданням вентиляції є забезпечення чистоти повітря і заданих метеорологічних умов в приміщеннях.

Вентиляція досягається видаленням забрудненого або нагрітого повітря з приміщення і подачею в нього свіжого повітря.

Для приблизного розрахунку продуктивності вентилятора використовуємо метод кратності. Кількість повітря

$$L = k * V$$

де k : – кратність повітрообміну, 1/год; V – об'єм приміщення

$$(V = A * B * H = 5 * 10 * 3,3 = 165 \text{ м}^3).$$

Кратність повітрообміну показує, скільки разів протягом години повністю замінюється повітря в приміщенні. Величина зазвичай складає 1-10 (великі величини для приміщень невеликого об'єму). Приймаємо до $=4$:

$$L = 4 * 165 = 660 \text{ м}^3/\text{год}$$

Встановлена потужність електродвигуна

$$N = \frac{K * L * \Delta P * 10^{-6}}{3.6 * \eta_n * \eta_B},$$

де K – коефіцієнт запасу (приймаємо рівним $K = 1.2$); ΔP – повний тиск вентилятору (приймаємо $\Delta P = 300$ Па); η_B – ККД вентилятора (приймається по характеристиці вентилятора $\eta_B = 0.7$); η_n – ККД приводу при приєднанні колеса через муфту (приймається $\eta_n = 0.95$).

$$N = \frac{1.2 * 660 * 300 * 10^{-6}}{3.6 * 0.7 * 0.95} = 0.199 \text{ (кВт)}$$

5.5. Долікарська допомога потерпілому

Найбільшу небезпеку при роботі в приміщенні несе враження електричним струмом, у разі чого необхідно зуміти надати потерпілому долікарську допомогу.

Перша долікарська допомога при нещасних випадках від електричного струму складається з двох етапів: звільнення потерпілого від дії струму і надання йому медичній допомозі. Звільнення потерпілого від дії струму, може бути здійснене декількома способами. Найбільш простий і вірний спосіб – це відключення відповідної частини електроустановки. Заходи першої медичної допомоги потерпілому від електричного струму залежать від його стану. Якщо потерпілий в свідомості, але до цього був в непритомності і тривалий час знаходився під струмом, йому необхідно забезпечити повний спокій до прибуття лікаря або терміново доставити до лікувальної установи. За відсутності свідомості, але при диханні та роботі серця потрібно рівно і зручно укласти потерпілого на м'яку підстилку, розстебнути пояс і одяг, забезпечити притоку свіжого повітря. Слід давати нюхати нашатирний спирт, окропляти особу холодною водою, розтирати і зігрівати тіло, необхідно робити штучне дихання.

РОЗДІЛ 6. ЦИВІЛЬНА ОБОРОНА

6.1.Захист жителів житлового будинку в умовах надзвичайних ситуацій

Стихійні лиха, промислові аварії і катастрофи на транспорті, екологічні наслідки антропогенної дії на біосферу, застосування супротивником у разі військових дій різних видів зброї, створюють ситуації, небезпечні для життя і здоров'я населення. Серед захисних заходів цивільної оборони, здійснюваних завчасно, особливо важливе місце займає організація сповіщення органів цивільної оборони, формувань і жителів про загрозу і про застосування ним ядерної, хімічної, бактеріологічної (біологічного) зброї і інших сучасних засобів нападу. З метою своєчасного попередження жителів про виникнення безпосередньої небезпеки застосування супротивником ядерного, хімічного, бактеріологічного (біологічного) або іншої зброї і необхідності застосування заходів захисту встановлені наступні сигнали сповіщення цивільної оборони: «Повітряна тривога» «Відбій повітряної тривоги»; «Радіаційна небезпека»; «Хімічна тривога». Все сигнали передаються по каналах зв'язку і радіотрансляційних мережах, а також через місцеві радіомовні станції [17].

Сигнал «Повітряна тривога» подається для всього населення. Він попереджає про безпосередню небезпеку поразки супротивником даного міста (району). Одночасно з цим сигнал дублюється звуком сирен, гудками заводів і транспортних засобів. Тривалість сигналу 2-3 хвилини. По цьому сигналу об'єкти припиняють роботу, транспорт зупиняється, і всі жителі ІЖД ховається в захисних спорудах.

Сигнал «Повітряна тривога» може застати людей в будь-якому місці і в найнесподіваніший час. У всіх випадках слід діяти швидко, але спокійно, упевнено і без паніки. Строге дотримання правил поведінки по цьому сигналу значно скорочують втрати людей.

Сигнал «Радіаційна небезпека» подається в населених пунктах і районах, у напрямку до яких рухається радіоактивна хмара, що утворилася при вибуху ядерного боєприпасу. По сигналу «Радіаційна небезпека» необхідно надіти респіратор, протипилову тканинну маску або ватяно-марлеву пов'язку, а при їх відсутності - протигаз, узяти підготовлений запас продуктів, індивідуальні засоби медичного захисту, предмети першої необхідності і піти в притулок, протирадіаційне або просте укриття.

Сигнал «Хімічна тривога» подається при загрозі або безпосередньому виявленні хімічного або бактеріологічного нападу (зараження). По цьому сигналу необхідно швидко надіти протигаз, а у разі потреби - і засоби захисту шкіри і при першій же нагоді сховатися в захисній споруді. Якщо захисної споруди поблизу не опиниться, то від поразки аерозолями отруйливих речовин і бактерійних засобів потрібно залишатися в приміщенні ІЖД з добре закритими вікнами і дверима. І чекати подальших розпоряджень органів ГО. При повені жителям даного району слід зібрати необхідні речі, продукти харчування на 3 дні, воду, відключити газ і електроенергію і зібратися в певному приміщенні району для реєстрації на збірному евакопункте і відправках в безпечні райони.

При виникненні загрози нападу супротивника місцевими органами влади і штабами ГО за допомогою засобів масової інформації передаються населенню ухвали або розпорядження про порядок дій. З того часу радіоточки, телевізори повинні бути постійно включені для прийому нових повідомлень. У найкоротші терміни населення повинне прийняти необхідні заходи захисту і включитися у виконання заходів, ГО, що проводяться. Дуже важливо відразу уточнити місце найближчого притулку (укриттів) і шляху підходу до нього. Якщо поблизу немає захисних споруд, потрібно негайно приступити до будівництва простого укриття або пристосування заглиблених приміщень (навіть 1-го поверху кам'яної будівлі).

У житлових приміщеннях слід провести герметизацію вікон, дверей, протипожежні заходи; прийняти заходи до оберігання продуктів харчування, води від можливого зараження (забруднення). Необхідно підготувати все найнеобхідніше на випадок евакуації.

6.2. Дії населення в зоні радіоактивного зараження (забруднення).

При знаходженні в зоні радіоактивного зараження (забруднення) необхідно строго виконувати режим радіаційного захисту, що встановлюється штабом ГО залежно від ступеня зараження (забруднення) району. Якщо з якої-небудь причини не поступить повідомлення ГО, якийсь час можна керуватися наступним.

У зоні помірного зараження населення знаходиться в укритті, як правило, декілька годин, після чого воно може перейти в звичайне приміщення. З будинку можна виходити в першу добу не більше ніж на 4 години

У зоні сильного зараження люди повинні бути в притулках (укриттях) до трьох діб, при крайній необхідності можна виходити на 3-4 ч в добу. При цьому необхідно надягати засоби захисту органів дихання і шкіри.

У зоні небезпечного зараження люди повинні бути в укриттях і притулках три доби і більш, після чого можна перейти в житлове приміщення і знаходитися в нім не менше чотирьох діб. Виходити з приміщення на вулицю можна тільки на короткий термін (не більше ніж на 4 ч в добу).

У зоні надзвичайно небезпечного зараження перебування населення можливе тільки в захисних спорудах з коефіцієнтом ослаблення дози опромінювання близько 1000.

У всіх випадках при знаходженні поза укриттям і будівлями застосовуються засоби індивідуального захисту. Як профілактичний засіб, що зменшує шкідливу дію радіоактивного опромінювання, використовуються радіозахисні пігулки з відповідного комплексу АІ[17]. В залежності від особливостей радіоактивного зараження (забруднення) існують наступні типові режими радіаційного захисту. Режим радіаційного захисту - це порядок дій жителів ІЖД, застосування засобів і способів захисту в зонах радіоактивного зараження (в результаті ядерного вибуху), що передбачає максимальне зменшення можливих доз опромінювання.

Режим радіаційного захисту № 1 застосовується в населених пунктах в основному з дерев'яними спорудами, що забезпечують ослаблення радіації в 2 рази, і ПРУ, що ослабляють радіацію в 50 Разів (перекриті щілини, підвали).

Режим радіаційного захисту № 2 передбачається для населених пунктів з кам'яними одноповерховими спорудами, що забезпечують ослаблення радіації в 10 разів, і ПРУ, що ослабляють радіацію в 50 разів.

Режим радіаційного захисту № 3 розроблений для населених пунктів з багатоповерховими кам'яними спорудами, що забезпечують ослаблення радіації в 20-30 разів, і ПРУ, що ослабляють радіацію в 200-400 разів (підвали багатоповерхових будівель).

Кожен режим радіаційного захисту визначає час, протягом якого необхідно постійно знаходитися в ПРУ (1 етап), потім по черзі в ПРУ і удома (2 етап) і, нарешті, переважно удома з короткочасним виходом на вулицю по невідкладних справах в цілому не більше ніж на 1 ч (3 етап).

У районах сильного радіоактивного забруднення в результаті аварії на АЕС населення повинне бути евакуйоване в максимально короткі терміни. Жителі прилеглих районів, де потужність дози випромінювання не перевищує 5 мР/ч(так званих районів строгого контролю), повинні виконувати гігієнічні вимоги, зокрема, щодня проводити вологе прибирання ІЖД, якомога частіше мити руки з милом, дотримувати правил зберігання продуктів харчування і води (ці правила життєдіяльності розроблені штабами ГО і органами охорони здоров'я). Цими ж органами проводиться повна профілактика населення.

6.3. Дія населення в зоні хімічного та бактеріологічного ураження.

У зоні хімічного ураження слід знаходитися в притулку (укритті) до отримання розпорядження про вихід з нього. Виходити з притулку (укриття) необхідно в надітих засобах захисту органів дихання. Направлення виходу із зони зараження позначається вказівними знаками, при їх відсутності треба виходити убік, перпендикулярну напрямку вітру.

У зоні зараження не можна брати що-небудь із зараженої місцевості, сідати і лягати на землю. Навіть при сильній втомі не можна знімати засоби індивідуального захисту. Якщо краплі ОВ, ДЯВ потрапили на відкриті ділянки тіла або одяг треба негайно провести їх обробку за допомогою ІПП[17].

Після виходу за межі зони зараження знімати засоби індивідуального захисту, і особливо протигаз, без дозволу не можна тому, що поверхня одягу, взуття і засобів захисту може бути заражена ОВ. Що отримав поразки необхідно негайно надати першу медичну допомогу: ввести протитотруту (антидот) обробити відкриті ділянки тіла за допомогою вмісту ІПП. після чого доставити їх на медичний пункт. Всі зараження, що вийшли із зони, обов'язково проходять повну санітарну обробку і дегазацію одягу на спеціальних обмивальних пунктах.

При бактеріологічному ураженні для запобігання розповсюдженню інфекційних захворювань може бути введений спеціальний режим - карантин або обсервація.

Населення, що знаходиться в осередку бактеріологічного ураження, повинне строго дотримувати вимоги медичної служби цивільної оборони, особливо режим харчування. У їжу дозволяється вживати тільки ті продукти, які зберігалися в холодильниках або в закритій тарі. Крім того, як їжу, так і воду для пиття слід обов'язково піддавати термічній обробці.

Велике значення в цих умовах рівень санітарного стану та забруднення дворів та місць загального користування. Необхідно ретельно виконувати вимоги особистої гігієни: щонеділі митися, міняти натільну і постільну білизну, дотримувати чистоту рук, волос і тому подібне

У всіх випадках, знаходячись в осередку бактеріологічного ураження, населення зобов'язане проявляти спокій і дисциплінованість, строго виконувати встановлені правила.

7.1 Техніко-економічне обґрунтування

В даному розділі розраховується собівартість теплової енергії теплонасосної установки для гарячого водопостачання з метою порівняння її із собівартістю гарячої води при електричному бойлері. Для порівняння вибираються вихідні дані по капітальним та експлуатаційним затратам відповідно до існуючих комерційних та технічних рекомендацій на сучасному етапі [11]. Схематично на рис. 7.1. показана схема електроекотла, яка безумовно є більш простою і менш затратною при впровадженні.

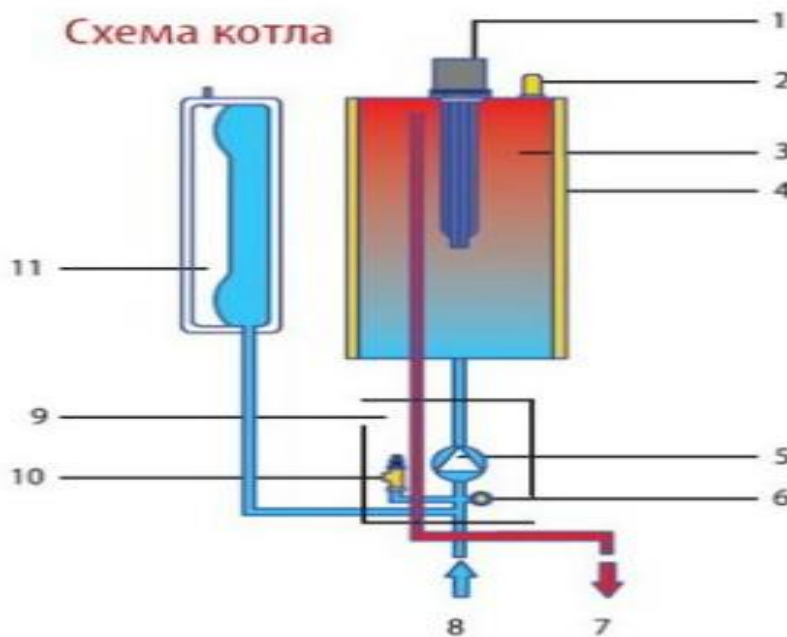


Рис.7.1 –Схема електроекотла

1 –ТЕН; 2 - повітрявідвідник; 3 - теплообмінник; 4- теплоізоляція; 5 – циркуляційний насос; 6 – датчик тиску 7- подавальна магістраль опалюваної води; 8 - зворотня магістраль опалюваної води; 9 - гідрогрупа; 10-запобіжний клапан;11 - розширюючий бак;

Електричний казан Bosch Tronic 5000 Н ЕгР 36 кВт

Одноконтурний електричний котел призначений для нагрівання води в системах опалення приміщень і вмонтовується у закриті системи опалення різної конфігурації. Пристрій має вбудований циркулярний насос та датчик тиску. Цей котел працює з баками непрямого підігріву гарячої води та ємностями, що акумулюють. Крім того, є можливість використовувати його як резервне джерело тепла.

Котел комплектується системами самодіагностики з інформацією про помилки. При неправильній роботі обладнання на дисплеї відображається код помилки. Додатково на екрані відображаються температурні показники температура води.

Основні переваги:

послідовне включення нагрівальних елементів знижує пускові струми;
функція автоматичного випуску повітря;

високонадійна схема автоматики управління стійка до стрибків напруги в електромережі;
вбудований частотний циркуляційний насос;
можливість підключення різних зовнішніх пристроїв контролю та встановлення параметрів;
захист від перегріву та замерзання;
розташування ТЕНів у нижній частині теплообмінника запобігає їх перегріву;
простий монтаж та експлуатація;
показник рівня шуму мінімальний.

Котел служить основним джерелом тепла та постачання гарячої води або встановлюється як додатковий елемент.

Великий обсяг теплообмінника, що забезпечує рівномірний тепловий знос з усіх нагрівальних елементів, продовжуючи тим самим ресурс їх роботи. Також дана схема унеможливорює закипання теплоносія при зупинках котла у разі відключення електроенергії. Розташування електричних нагрівальних елементів тільки в нижній частині теплообмінника, що виключає їх перегрів при попаданні невеликої кількості повітря в теплообмінник із системи опалення.

Класифікаційна оцінка різновиду проекту:

клас - монопроект; тип - технічний; вид - дослідницько-освітній тривалість - довгостроковий; складність - складний; рівень - галузевий.

Техніко економічні порівняння розраховуються на основі приведених витрат, які визначаються в річному терміні з врахуванням коефіцієнту робочого часу обладнання, який відповідно до рекомендацій приймаємо 60%. Розрахункова кількість годин роботи на рік складає $365 \cdot 24 \cdot 0,6 = 5256$ год на рік. В розрахунках приймаємо 5300

7.2 Техніко-економічні розрахунки

Розрахунок річної продуктивності теплового насосу :

$$Q_p^{TNC} = Q_h \cdot T \cdot 3600 = 65 \cdot 5300 \cdot 3600 = 1240,2 \cdot 10^6 \text{ кДж/рік}$$

Q_p^{TNC} - річна теплопродуктивність , кДж.

Q_h - необхідна розрахункова теплопродуктивність, кВт;

T - кількість годин роботи в рік, год;

τ -коефіцієнт робочого часу , приймається 0,6

Розрахунок річної теплопродуктивності для електричного котла:

$$Q_p^K = Q_h \cdot T \cdot 3600 = 65 \cdot 5300 \cdot 3600 = 1240,2 \cdot 10^6 \text{ кДж/рік}$$

Q_p^K - Річна теплопродуктивність електричного котла, кДж.

Розрахунок капітальних вкладень

При визначенні капітальних вкладень враховуються:

- Вартість обладнання технологічного;

- Вартість монтажних робіт і автоматику.

Розрахунок капітальних вкладень комбінованої теплонасосної системи наведено в таблиці 7.1

Таблиця 7.1 – Капітальні витрати на ТНУ

Перелік витрат	Кількість	Вартість, грн
Тепловий насос [18]	1	427000
Ґрунтовий теплообмінник	1	59716
Монтаж та автоматика	10%	48517
Загальні витрати		535233

Розрахунок капітальних вкладень (покупка та встановлення) електричного котла, системи кондиціонування та бойлера наведено в таблиці 7.2.

Таблиця 7.2 – Капітальні витрати на електричний котел, кондиціонери та бойлер

Перелік витрат	Кількість	Вартість, грн
Електричний котел [18]	2	83256
Монтаж	10%	16651
Загальні витрати		183163

Річні витрати на електроенергію ТНС:

$$C_e^{\text{ТНС}} = q_e^{\text{ТНС}} \cdot a_e = 97200 \cdot 2.68 = 260496$$

Де: a_e - тариф на 1 кВт*год. електроенергії

$q_e^{\text{ТНС}}$ - річне споживання електроенергії кВт · год;

$$q_e = N_k \cdot T \cdot n = 27 \cdot 6000 \cdot 0.6 = 97200$$

Враховується тільки працююче обладнання.

N_k - потужність компресорів, кВт;

n - коефіцієнт використання потужності;

Річні витрати на електроенергію електричного котла

$$q_e^K = 65 \cdot 6000 \cdot 0.6 = 234000 \text{ кВт} \cdot \text{год.}$$

$$C_e^K = q_e^K \cdot a_e = 234000 \cdot 2.68 = 627120 \text{ грн.}$$

Розрахунок приведених витрат

Економічно доцільний варіант системи опалення визначаються по мінімуму

приведених затрат:

$$B_i = C_i + E_n \cdot K_i$$

Розрахунок приведених витрат для ТНС:

$$B_{\text{ТНС}} = C_e^{\text{ТНС}} + E_n \cdot K_{\text{ТНС}} = 260496 + 0.15 \cdot 535233 = 340781 \text{ грн}$$

Де: $B_{\text{ТНС}}$ - приведені витрати для теплонасосної системи, грн;

C_e^{TNC} - річні експлуатаційні витрати ТНС, грн;

E_H - нормативний коефіцієнт порівняльної економічної ефективності;

K_{TNC} - капітальні вкладення для ТНС, грн.

Розрахунок приведених витрат для електричного котла:

$$V_K = C_e^K + E_H \cdot K_K = 627120 + 0.15 \cdot 183262 = 654609 \text{ грн}$$

Де- V_K - приведені витрати для електричного котла, грн;

C_e^K - річні експлуатаційні витрати електричного котла, грн;

E_H - нормативний коефіцієнт порівняльної економічної ефективності;

K_K - капітальні вкладення для електричного котла, бойлера та інш, грн.

Річний економічний ефект

$$E_p = (C_e^K + E_H \cdot K_K) - (C_e^{TNC} + E_H \cdot K_{TNC}) = 654609 - 340781 = 313828 \text{ грн}$$

Собівартість МДж тепла теплового насоса розраховуємо за такою формулою:

$$C_{1000}^{TNC} = C_{сб}^{TNC} \cdot \frac{1000}{C_p^{TNC}} = 340781 \cdot 10^6 \frac{1000}{1240,2 \cdot 10^6} = 0,27 \text{ грн/МДж}$$

Де: C_{1000}^{TNC} - собівартість МДж тепла теплового насоса;

$C_{сб}^{TNC} = C_e^{TNC}$ - річні експлуатаційні витрати електроенергії тепловим насосом.

Собівартість МДж тепла електричного котла розраховуємо за такою формулою:

$$C_{1000}^K = C_{сб}^K \cdot \frac{1000}{C_p^K} = 627120 \frac{1000}{1240,2 \cdot 10^6} = 0,505 \text{ грн/МДж}$$

Техніко-економічні показники установки зведені в таблицю таблицю 5.3

Таблиця 7.3 – Підсумкові дані по техніко-економічному обґрунтуванню

Техніко-економічні показники	ТНС	Електричний котел
1. Теплова продуктивність Q_h , кВт	65	65
2. Приведені витрати, грн	340781	654609
3. Річне споживання електроенергії, кВт·ч/год	97200	627120
4. Капітальні вкладення, грн	535233	183260
5. Собівартість ГДж тепла, грн	0,27	0,505
6. Річний економічний ефект, грн	313828	
7. Термін окупності, рік	3,8	

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ

1. Одним із ефективних методів енергозбереження на сьогоднішній день є застосування теплонасосних технологій для виробництва теплоти та холоду в промисловому та житловому секторах, що дає можливість економити органічне паливо, знижувати забруднення навколишнього середовища, задовольняти потреби споживачів у технологічному теплі
2. Оцінка енергетичної ефективності різних систем тепlopостачання на основі коефіцієнту використання первинної енергії при раціонально організованій теплонасосній системі із середнім коефіцієнтом перетворення енергії 3-5, показує суттєве зниження витрати енергії в порівнянні з традиційними способами тепlopостачання.
3. Порівняльне дослідження природніх та штучних низькопотенційних енергетичних джерел показує, що їх практичне застосування в теплових насосах, особливо високотемпературних, може суттєво підвищити техніко економічну ефективність систем опалення та гарячого водопостачання та зменшення забруднення навколишнього середовища.
4. Застосування низькопотенційних енергетичних джерел в виді скидних енергетичних потоків та систем оборотного водопостачання сприяє створенню високо температурних теплових насосів та їх впровадження в комбінованих системах тепло та холодпостачання. При цьому коефіцієнт використання палива досягає 80%, а коефіцієнт перетворення енергії зростає з 1-4 до 3,5-6,5
5. Релізація двохступеневого парокомпресійного високотемпературного циклу теплового насосу обумовлює зниження зовнішньої електричної енергії, витрачаємої на стиснення в компресорах та підвищення загального коефіцієнту перетворювання енергії теплового насосу на 5-10 %.
6. Застосування в теплових насосах відроджувальних джерел низькопотенційної теплоти в виді ґрунту дозволяє ефективно генерувати теплоту для системи гарячого водопостачання житлового будинку на протязі року, незважаючи на коливання температури навколишнього середовища та зміну теплових навантажень та сонячного випромінювання
7. На основі проведеного аналізу та розрахунку термодинамічного циклу були визначені енергетичні навантаження на комплектуюче обладнання та вибране компресорне обладнання і теплообміну апаратуру в складі теплонасосної установки гарячого водопостачання житлового комплексу.
6. Техніко- економічний аналіз та порівняння системи гарячого водопостачання на основі високо температурного теплового насосу та електричного бойлеру показує, що економічний ефект складає 313828 гр. на користь теплового насосу, а собівартість теплоти при цьому, знижується приблизно на 47 %

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Арсен'єв В. М. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку : навчальний посібник / В. М. Арсен'єв, С. С. Мелейчук. – Суми : СДУ, 2018. – 364 с.
2. Боженко М.Ф. Джерела тепlopостачання та споживачі теплоти: Навч. посіб./ М.Ф.Боженко, В.П.Сало, – К.: ІВЦ „Видавництво «Політехніка»”, 2004. – 192 с.
3. Безродний М.К. Енергетична ефективність теплонасосних схем тепlopостачання / М.К. Безродний, Н.О. Притула. – К.: НТУУ «КПІ», 2012. – 208 с.
4. Васильєв Г. П., Енергоефективні будівлі з теплонасосними системами тепlopостачання // ЖКГ. 2002. № 12.
5. Гершкович В.Ф. Особливості проектування систем тепlopостачання будівель з тепловими насосами. К.: Українська Академія Архітектури ЧП “Енергомінимум”, 2009. – 60 с.
6. Гликсон А.Л., Дорошенко А.В. Геліосистемні теплові насоси в системах автономного теплохолодopостачання. Холодильна техніка та технологія, вип.61.1999. стр.62-70
7. Громова, О. М. Теплонасосна енергетика в екологізації паливно-енергетичного комплексу України: перспективи розвитку та механізми управління : монографія / О. М. Громова, О. Л. Гетьман, Т. Д. Маркова. – Одеса : ІПРЕЕД НАН України, 2013. – 195 с.
8. Закон України « Про енергетичну ефективність»: (Відомості Верховної Ради України (ВВР), 2022, № 2, ст.8
9. Енергоефективність будівель. Розрахунок енергоспоживання при опаленні та охолодженні [Текст]: ДСТУ Б EN ISO 13790:2011.– На заміну ГОСТ 26629.85; чинний з 01.01.2013. – К. : НДІБК, 2011. – 229 с.
10. Малярєнко В.А. Енергетика і навколишнє середовище. – Х.: Видавництво «САГА», 2008. – 364с.
11. Методичні вказівки до виконання економічної частини дипломної роботи . Укладач О.О. Кожемяченко. – Київ: НТУУ «КПІ», 2013 р. – 14
12. Низькопотенційна енергетика : навч. посіб. / А. О. Редько, М. К. Безродний, М. Г. Загорученко та ін. ; під ред. акад. НАНУ А. А. Долинського. - Харків : ТОВ «Друкарня Мадрид», 2016. 44 - 46 с.
13. Охорона праці в машинобудуванні: Підручник для машинобудівних вузів / Є. Я. Юдін, С. В. Белов, С. К. Баланцев та ін; Під редакцією О. Я. Юдіна, С. В. Белова - 2-е вид. - М.: Машинобудування, 1983, 432 с.
14. Снежкін, Ю. Ф. Теплові насоси в системах теплохолодopостачання : монографія / Ю. Ф. Снежкін, Д. М. Чалаєв, В. С. Шаврин, Н. О. Дабіжа. – К. : Поліграф-Сервіс, 2008. – 104 с.
15. Ткаченко С.Й., Остапенко О. П. Парокомпресійні теплонасосні установки в системах тепlopостачання. – Вінниця: ВНТУ. – 2009. – 175 с.
16. Шубенко В.О. Використання низькотемпературних джерел енергії та їх перетворювачів / В.О. Шубенко, С.М. Кухарець // Житомир: «ЖНАУ» –2014, 240-261 с.
17. Кодекс цивільного захисту. Відомості Верховної Ради (ВВР), 2013, № 34-35, ст.458)
18. <https://shop.viessmann.ua/ua/vitocal-100-s-awb-m-101-b04/?gclid=CjwKCAjwg-GjBhBnEiwAMUvNW1iEwQOueyvPRFtGjDs0qNpy9N1tZcfNAg6zVoknos8SGfwwSiknK>
19. https://www.googleadservices.com/pagead/aclk?sa=L&ai=DChcSEwjW3YKb3KH_AhWQ4bIKHVVDfAYABABGgJscg&ohost=www.google.com&cid=CAESa-D2MvaoyltoxFg