

Міністерство освіти і науки України  
Одеський національний технологічний університет  
Кафедра холодильних установок і кондиціонування повітря



## ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему: Проект системи опалення і виробництва гарячої води на базі  
на базі геотермального теплового насоса з використанням сонячних  
колекторів для будівлі переселенців у м. Одеса

Здобувача Радченко Д.О.

3 курсу ХМ-751 групи

Керівник д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

Консультанти: д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

**Кваліфікаційна робота допускається до захисту**

Рішення кафедри від 01.06.2023р. протокол № 10

Завідувач кафедри ХУКП Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2023 рік

# ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет	Низькотемпературної техніки та інженерної механіки
Кафедра	Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти	Бакалавр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма	Енергомашинобудування

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Зав. кафедри д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

«17» березня 2023 року

## **ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА**

Радченко Дмитро Олександрович

1. Тема роботи Проект системи опалення і виробництва гарячої води на базі на базі геотермального теплового насоса з використанням сонячних колекторів для будівлі переселенців у м. Одеса

Затверджена наказом ОНТУ від 01.02.2023 р. наказ № 064-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 01.06.2023 р.

3. Вихідні дані роботи  
Будівля переселенців складається з двох поверхів та розташована у м. Одеса. Площа будівлі 300 м<sup>2</sup>. Система охолодження, опалення та кондиціонування повітря на базі ґрунтового теплового насосу. В якості холодильного агенту R454В.

4. Перелік питань, які потрібно розробити  
Реферат, Вступ, 1 Огляд теплових насосів; 2 Будівельно-ізоляційна конструкція будинку; 3 Визначення теплових втрат; 4 Розрахунок теплоприпливів приміщень; 5 Розрахунок та підбір систем опалення; 6. Тепловий розрахунок холодильної системи; 7 Розрахунок пластинчастого конденсатора; 8 Підбір компресора та теплообмінних; апаратів; 9. Розрахунок ґрунтового колектора; 10 Вимоги безпеки і охорони навколишнього середовища.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)  
Креслення планів поверхів будівлі, креслення розводки трубопроводів; Креслення трубопроводів системи опалення; креслення теплового насосу.

6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання видав
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	17.05.2023	22.05.2023

7. Дата видачі завдання 17.03.2023 р.

Керівник Хмельнюк М.Г.

Завдання прийняв до виконання Радченко Д.О.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	31.05-01.06.2023	
2	Вступ	17.03-20.03.2023	
3	1 Огляд теплових насосів	20.04-25.04.2023	
4	2 Будівельно-ізоляційна конструкція	26.04-30.04.2023	
5	3 Визначення теплових втрат	01.05-04.05.2023	
6	4 Розрахунок теплоприпливів приміщень	05.05-08.05.2023	
7	5 Розрахунок та підбір систем опалення	08.05-10.05.2023	
8	6. Тепловий розрахунок холодильної системи	11.05-13.05.2023	
9	7. Розрахунок пластинчатого конденсатора	13.05-15.05.2023	
10	8 Підбір компресора та теплообмінних апаратів	15.05-17.05.2023	
11	9. Розрахунок ґрунтового колектора	17.05-17.05.2023	
12	10 Охорона праці	17.05-22.05.2023	
13	Підготовка графічної частини кваліфікаційної роботи	23.05-30.05.2023	

Здобувач-дипломник Радченко Д.О.

Керівник роботи Хмельнюк М.Г.

*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 Радченко Дмитро Олександрович

## Зміст

Реферат .....	5
ВСТУП .....	6
1. Огляд теплових насосів .....	7
2. Будівельно-ізоляційна конструкція будинку. ....	19
2.1. Конструктивне рішення .....	19
2.2. Обґрунтування вибору температурних режимів. ....	20
2.3. Визначення коефіцієнтів теплопередачі огорожувальних конструкцій.....	26
3. Визначення теплових втрат. ....	33
3.1. Розрахунок теплових втрат скрізь огорожі.....	33
3.2. Визначення теплових втрат через інфільтрацію .....	37
3.3. Загальні теплові втрати .....	39
4. Розрахунок теплоприпливів приміщень .....	41
4.1. Зовнішні теплоприпливи .....	42
4.2. Теплоприпливи від внутрішніх джерел .....	44
4.3. Загальні теплоприпливи:.....	45
5. Розрахунок та підбір систем опалення, охолодження та гарячого водопостачання.....	45
5.1. Розрахунок теплої підлоги.....	45
5.1.1. Обґрунтування вибору температури теплої підлоги .....	50
5.1.2. Тепловий розрахунок водяної теплої підлоги.....	53
5.2. Розрахунок та підбір фанкойлів .....	58
5.3. Розрахунок та підбір бойлера непрямого нагріву .....	66
6. Тепловий розрахунок холодильної системи .....	71
7. Розрахунок пластинчастого конденсатора .....	76
8. Підбір компресора та теплообмінних апаратів.....	89
9. Розрахунок ґрунтового колектора.....	100
9.1. Обґрунтування вибору холодоносія .....	100
9.2. Розрахунок геотермального зонда .....	102
10. Вимоги безпеки і охорони навколишнього середовища .....	105
Список використаних джерел інформації .....	112

					<i>КРБ.ХУКП.1.064-03.1.2</i>		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>		<i>Радченко Д.О.</i>			<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Хмельнюк М.Г.</i>			4		113
<i>Реценз.</i>					<i>ОНТУ група ХМ-751</i>		
<i>Н. Контр.</i>		<i>Хмельнюк М.Г.</i>					
<i>Затверд.</i>							

*Проект системи опалення і виробництва  
гарячої води на базі геотермального  
теплового насоса з використанням  
сонячних колекторів для будівлі  
переселенців у м. Одеса*

## РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота складається з: 113 сторінок тексту, 37 рисунків, 36 таблиць, 16 посилань на літературні джерела. В кваліфікаційній роботі вирішено задачу розробки системи охолодження, опалення та кондиціонування повітря будівлі переселенців.

Двоповерхова будівля, розташована у м. Одеса, корисною площею 318м<sup>2</sup>. Будівля складається з 3-х поверхів (цокольний, перший та другий поверхи). В якості системи опалення використано ґрунтовий тепловий насос. Комбінована система охолодження, опалення та гарячого водопостачання передбачає як вбудовані прилади опалення (тепла підлога) так і фанкойли в житлових приміщеннях розраховані на опалення та охолодження, та бак непрямого нагріву з електродігрівачем для забезпечення гарячого водопостачання.

Ключові слова: будівля переселенців – тепловий насос – кондиціонування повітря

## ABSTRACT

Qualification work consists of: 113 pages of text, 37 figures, 36 tables, 16 references to literary sources. In the qualification work, the problem of developing a system of cooling, heating and air conditioning of the building of displaced persons was solved.

Two-story building, located in the city of Odessa, with a useful area of 318 m<sup>2</sup>. The building consists of 3 floors (basement, first and second floors). A ground source heat pump is used as a heating system. The combined system of cooling, heating and hot water supply includes both built-in heating devices (underfloor heating) and fan coils in residential premises designed for heating and cooling, and an indirect heating tank with an electric heater to provide hot water.

Key words: building of displaced persons - heat pump - air conditioning

						Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ВСТУП

Проблеми економії енергоресурсів є особливо важливими в сучасний період розвитку нашої країни. Вартість палива та теплової енергії росте і ця тенденція прогнозується на майбутнє. Разом з тим постійно та швидко росте об'єм споживання енергії.

В зв'язку з цим очевидна важливість виявлення резервів зниження енерговитрат. Одним з напрямків економії енергоресурсів є реалізація енергозберігаючих заходів при роботі систем ТГВ (теплопостачання, опалення, вентиляція та кондиціонування повітря) необхідно, щоб максимально можливе зниження витрат енергії на роботу систем теплопостачання, вентиляції будівель стало однією з основних задач, розв'язувальних при проектуванні і експлуатації цих систем.

Потреба міст в паливно-енергетичних ресурсах та надання інженерних услуг росте. Слід зазначити, що функціонування систем інженерного обладнання оказує негативний вплив на навколишнє середовище. Наприклад, викиди від ТЕЦ та котельних складає більш однієї третини викидів в атмосферу. Це викликає ріст захворюваності населення, а також до зносу та псуванню виробничого обладнання, погіршенню екологічної обстановки населених пунктів.

Крім того, найважливішою причиною проведення більш інтенсивної енергозберігаючої політики є значне підвищення вартості видобутку та транспортуванню паливно-енергетичних ресурсів, що відбувається зараз.

Теплові насоси на сьогоднішній день є прогресивним технологічним устаткуванням, здатним витягувати енергію з скидного вентиляційного повітря, теплоту із стічних вод та іншого промислового вторинного тепла, а також відновлюваних природних джерел ін. Працездатність даних систем базується на наявності низькопотенційного тепла, яке потім перетворюють в високопотенційне, що здатне обігріти будівлю і нагріти воду.

						Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 1. Огляд теплових насосів

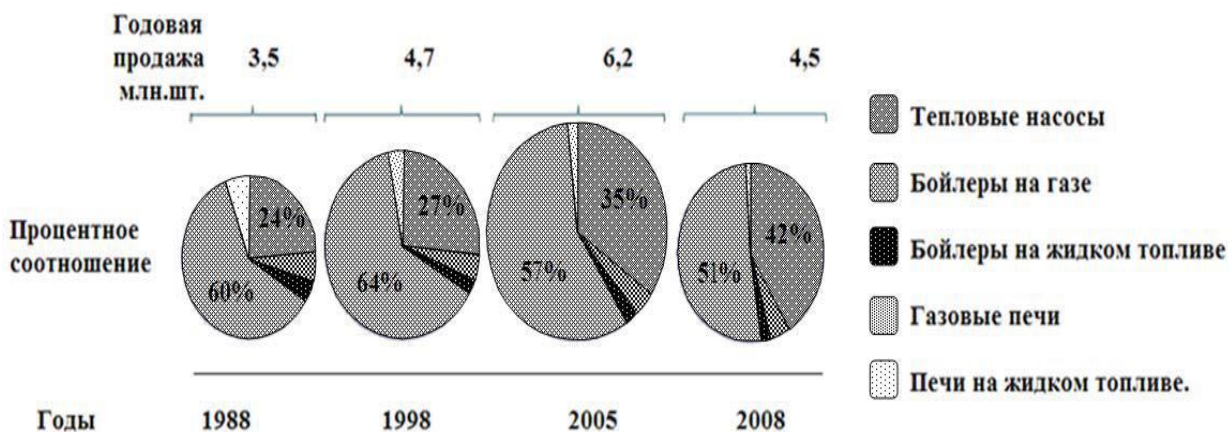
Проблема енергозбереження стає з кожним роком все більш актуальною. У структурі собівартості виробництва електричної та теплової енергії вартість палива сягає 70% і продовжує зростати в зв'язку з подорожчанням газу. Тому питань отримання електричної та теплової енергії з використанням альтернативних джерел надається особливе значення. За прогнозами Світової енергетичної ради, до 2020 р в розвинених країнах світу теплопостачання здійснюватиметься за допомогою теплових насосів. Теплові насоси йдуть на зміну опалювальних котлів, тому що використовують невичерпне джерело тепла - енергію сонця, поглинену землею, водою і повітрям. Вони компактні, прості в монтажі і запуску, при експлуатації потрібно лише періодична перевірка показань і огляд. Теплові насоси потребують малій кількості електроенергії, споживають 15 ... 20% енергії в порівнянні з вироблюваною. При опаленні електрикою вихід теплової потужності - 1 кВт на 1 кВт витраченої електроенергії. Тепловий насос дає 3 кВт теплової потужності при витраті 1 кВт електроенергії. [1]

Питаннями проектування, виготовлення і впровадження теплонасосної техніки займаються найбільші енергетичні корпорації Японії, США, Канади, Китаю, країн ЄС. Міжнародне Енергетичне Агентство (МЕА, латинська аббревіатура IEA), куди асоційованими членами входять 28 енергетично розвинених країн і, метою діяльності якого є забезпечення світової енергетичної безпеки і пошук шляхів поліпшення екології планети, поступово стає головним координатором політики впровадження теплонасосних технологій. Агентством регулярно публікується міжнародний огляд «Перспективи енергетичних технологій» (Energy Technology perspectives, ETP), видається міжнародний журнал «Теплові насоси» і проводяться міжнародні конференції, симпозіуми, виставки і семінари, пов'язані з аналізом застосування передових теплонасосних технологій. По ряду програм, званих Додатками, здійснюються роботи з наукових досліджень і прискорення впровадження інноваційних розробок в системи опалення, кондиціонування,

						Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вентиляції, гарячого водопостачання. деякі з проектів в рамках цих Додатків фінансуються. Координується діяльність МЕА з Європейською асоціацією теплових насосів (ЕНРА), з регіональними національними комітетами практично всіх зацікавлених країн. Така політика дає можливість урядам країн, що входять і не входять в МЕА, об'єднувати ресурси і сприяти розробки та впровадження передових теплонасосних технологій. [2]

У доповідях конференцій [3,4,5] підкреслюється, що загальна світова тенденція в системах теплопостачання житлових будинків, як основного споживача енергоресурсів, характеризується стабільним збільшенням числа працюючих тут теплових насосів. На рис. 1.1 показано, збільшення частки впроваджених теплових насосів в системах опалення США з 24% в 1988 році до 42% в 2008 році в порівнянні з використанням традиційних теплогенераторів, що працюють на спалюванні органічного палива.

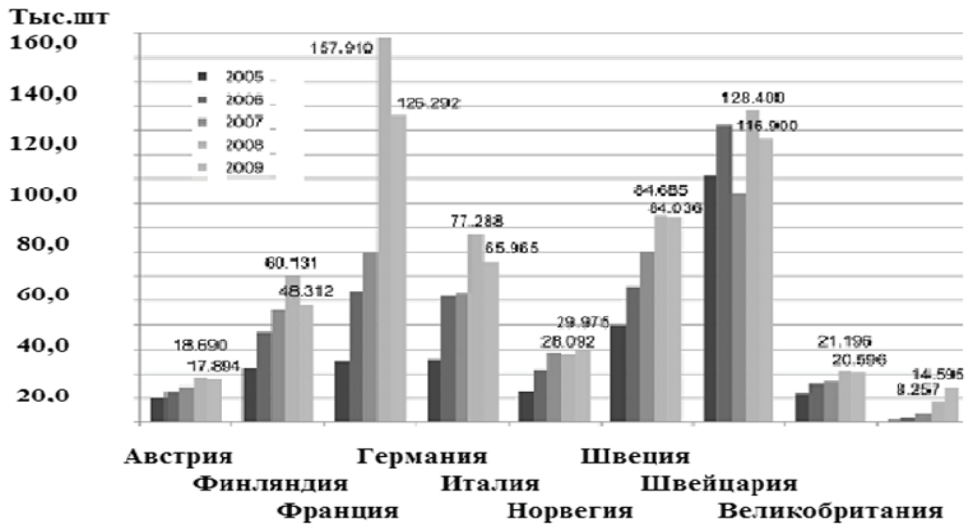


**Рис. 1.1** Доля впроваджених теплових насосів на фоні впровадження традиційних систем опалення в США

За період з 2010 року по 2020 рік в Німеччині очікується триразове збільшення продажів ТНУ і зниження продажу опалювальних котлів з 84% до 57%. У Франції, за той же період часу, прогнозується зростання впровадження теплових насосів в системах опалення в два рази і зниження продажів котлів з 82% до 67%. У 2010 році в Швеції було продано 127 570 теплових насосів. Газових і рідкопаливних котлів було продано на 2000 менше. У

					Арк.
					8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Великобританії ринок теплових насосів показав стрімкий розвиток, досягнувши в 2010 році величини 18480 проданих одиниць. На енергетичному ринку Європи з 2008 року Франція витіснила Швецію з першого місця по впровадженню теплонасосного обладнання, хоча у останньої досить стабільні показники його застосування були протягом 5 років. [2]



**Рис. 1.2** Ріст впровадження теплових насосів в ЄС

Геотермальні або ґрунтові теплові насоси (Geothermal heat pump або Groundsource heat pump), витягають низькопотенційну теплоту, накопичену в приповерхневих шарах ґрунту за допомогою горизонтальних колекторів або тепло глибинних шарів за допомогою вертикальних зондів. Джерело повсюдно доступний, досить універсальний, термічно стабільний і ефективний, так як на глибині декількох метрів температура ґрунту практично не схильна до сезонних коливань температур зовнішнього повітря. У країнах ЄС на 2009 рік встановлено понад мільйон геотермальних теплових насосів. У Норвегії, наприклад, числа теплових насосів з ґрунтовими теплообмінниками в 2003-2005 роках зросла вдвічі. Зростає кількість діючих геотермальних установок в Канаді, США, де їх застосування активно підтримується урядом, істотна державна підтримка застосування геотермальних теплових насосів реалізується в Китаї. Інженери компанії «Данфосс» розробили і представили на ринок третє покоління геотермальних теплових насосів. Новий DHP-H / L

					Арк.
					9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Opti Pro + знімає низькопотенційну енергію з свердловин, горизонтальних колекторів, в водоймах. Революційна технологія дозволяє споживачам скоротити витрати на теплопостачання до 75% [6].

Нові стандарти будівництва енергоефективних та пасивних будинків, які змінять обличчя міст країн ЄС до 2020 року, звичайно, торкнуться і України. Швидкий і постійне зростання цін на природний газ протягом багатьох років зробив економічно неспроможними системи централізованого теплопостачання України. Основні зміни за 10-15 наступних років, безумовно, відбудуться в секторі житлових і бюджетних будівель [10]. На міжнародній конференції «Теплові насоси в країнах СНД», що пройшла в травні 2013 року в Алушті (Крим) заявлено, що в секторі ЖКГ революційні перетворення будуть пов'язані з багаторазовим зниженням потреби будівель в тепловій енергії і з переходом від роздільних унітарних інженерних систем до комплексних інженерних систем кліматизації. Одним із шляхів в реалізації цієї мети в Україні є термомодернізація житлових будинків і, що впливає звідси, раціональність використання теплових насосів. Оцінено, що в період до 2030 року необхідно буде виконати утеплення приблизно 250000-300000 багатоповерхових вітчизняних будівель. А теплим будівлям ХХІ століття вже не будуть потрібні ТЕЦ і районні котельні. Для опалення, кондиціонування, вентиляції і гарячого водопостачання будуть використовуватися теплонасосні технології, як більш енергетично-, екологічно-й економічно вигідні при виробництві тепла і холоду в порівнянні з існуючими технологіями прямого спалювання вуглеводневого. Як двигун внутрішнього згорання свого часу змінив паровий двигун, так теплові насоси сьогодні витісняють з ринку опалення теплові котли.

### **Термодинамічний цикл теплового насоса**

Термодинамічний тепловий насос являє собою звернену холодильну машину і, за аналогією, містить випарник, конденсатор і контур, який здійснює термодинамічний цикл. Основні типи термодинамічних циклів -

						Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

абсорбційний і, найбільш поширений, парокомпресійний. Якщо в холодильній машині основною метою є виробництво холоду шляхом відбору теплоти з будь-якого обсягу випарником, а конденсатор здійснює скидання теплоти в навколишнє середовище, то в тепловому насосі картина зворотна. Конденсатор є теплообмінним апаратом, що виділяють теплоту для споживача, а випарник-теплообмінним апаратом, утилізують низькопотенційну теплоту: вторинні енергетичні ресурси і (або) нетрадиційні поновлювані джерела енергії. Термодинамічний цикл теплового насоса в T-S діаграмі (де T-температура, S-ентропія) представлений на Рис. 1.3 Точка 1 на схемі відповідає стану сухої насиченої пари, що утворився в результаті повного випаровування рідкої фази холодоагенту у випарнику теплового насоса. Далі відбувається стиснення холодоагенту в компресорі (процес 1-2), при цьому тиск і температура холодоагенту різко підвищуються. Перегрітий пар в стані 2 з досить високою температурою подається в конденсатор, де спочатку охолоджується по ізобарі до сухої насиченої стану і потім конденсується до рідкого стану (точка 3), віддаючи при цьому сумарну теплову енергію, величина якої дорівнює сумі енергії, отриманої при кипінні холодоагенту у випарнику, і енергії, еквівалентної роботі стиснення холодоагенту у компресорі. Потім рідкий холодоагент проходить через дросель клапан, при цьому знижується тиск і, відповідно, температура холодоагенту (процес 3-4). Процес дроселювання проходить практично адіабатно, тому з великою точністю процес 3-4 вважають ізоентальпним. При цьому холодоагент частково випаровується. Далі холодоагент (з температурою нижче, ніж у низько потенційного джерела) надходить у випарник, де кипить, відбираючи теплоту від низько потенційного джерела (процес 4-1).

Теплові, енергетичні та економічні характеристики теплових насосів тісно взаємопов'язані з характеристиками джерел, з яких насоси беруть тепло. Ідеальне джерело тепла повинно давати стабільну високу температуру протягом опалювального сезону, не бути корозійним і забруднюючим, мати сприятливі теплофізичні характеристики, не вимагати істотних інвестицій і

						Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

витрат на обслуговування. У більшості випадків наявне джерело тепла є ключовим чинником, що визначає експлуатаційні характеристики теплового насоса. Як джерела тепла в невеликих системах на базі теплових насосів широко використовуються зовнішнє повітря, ґрунт, для систем великої потужності застосовуються морська, озерна і річкова вода, геотермічні джерела і ґрунтові води.

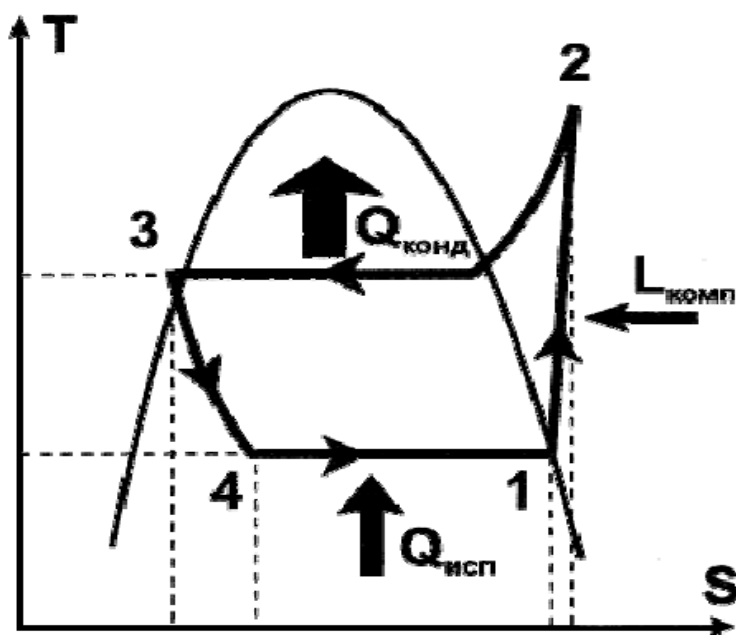


Рис. 1.3 Термодинамічний цикл теплового насоса в T-S діаграмі

Основними характеристиками теплового насоса є коефіцієнт перетворення (трансформації) тепла, термодинамічний ККД і питома вартість, тобто вартість, віднесена до теплопродуктивності теплового насоса.

Коефіцієнт перетворення тепла являє собою відношення одержуваної теплової потужності до витратної потужності на привід компресора. Він вище одиниці, істотно залежить від температури холодного джерела теплоти  $T_1$  і температури одержуваного гарячого теплоносія  $T_2$ . В результаті роботи теплового насоса можна отримати приблизно в 2-8 разів більше теплоти, ніж у випадку безпосереднього підігріву теплоносія в електрокалорифері.

$$\varepsilon_T = \frac{Q_B}{N} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} \quad (1.1)$$

						Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для людей, не знайомих з роботою теплових насосів, ця обставина здається порушенням першого закону термодинаміки. Насправді це не так. В даному випадку ми лише трансформуємо теплоту більш низького потенціалу в теплоту більш високого потенціалу, тобто іншого температурного рівня. Коефіцієнт перетворення тепла не є коефіцієнтом корисної дії теплонасосної установки. Відомо, що якість виду енергії залежить від його здатності перетворюватися в інший вид енергії. Якщо механічна робота в ідеальному процесі може бути повністю перетворена на інший вид енергії, то теплота навіть в ідеальному процесі лише частково перетворюється в механічну роботу. Ступінь перетворення теплоти в роботу характеризується працездатністю або ексергією потоку теплоти і істотно залежить від температурного рівня потоку теплоти, а також від температури навколишнього середовища.

Термодинамічне досконалість теплового насоса визначається його ексергетичним ККД. Він може бути обчислений наступним чином:

$$\eta_e = \frac{Q_B \omega}{N} \quad (1.2)$$

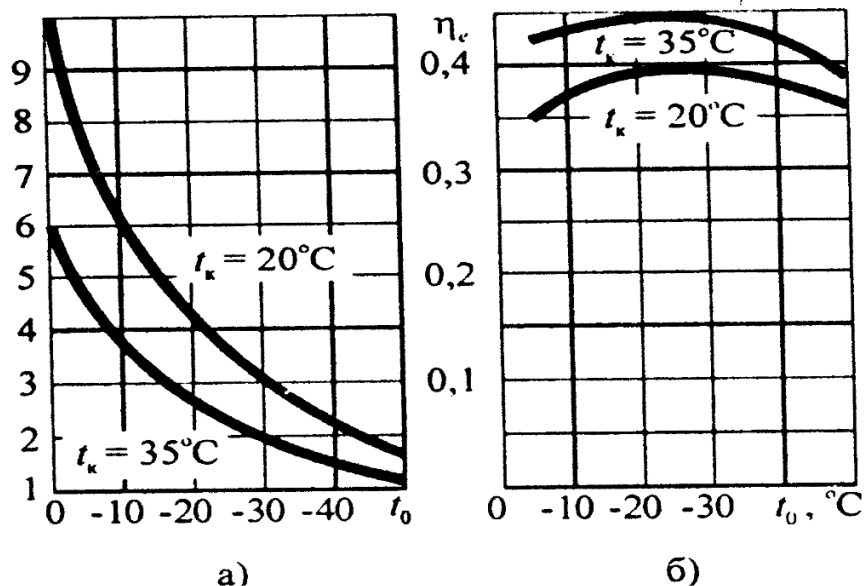
де  $\omega$  - температурна функція або коефіцієнт працездатності теплоти, що визначається як:

$$\omega = \frac{T_2 - T_{oc}}{T_2} \quad (1.3)$$

Як видно, ексергетичний ККД теплонасосної установки завжди менше одиниці.

Орієнтовна залежність коефіцієнта трансформації тепла від температури представлена на рис. 1.4. Як видно, у разі малої різниці температур у випарнику і конденсаторі коефіцієнт трансформації може досягати великих значень. На практиці при сучасному рівні цін на обладнання та енергоносії рекомендують застосовувати теплові насоси з коефіцієнтом трансформації не нижче 2,5.

						Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



**Рис. 1.4** Залежність холодильного коефіцієнта (а) і ексергетичного ККД (б) від температур конденсації і випаровування

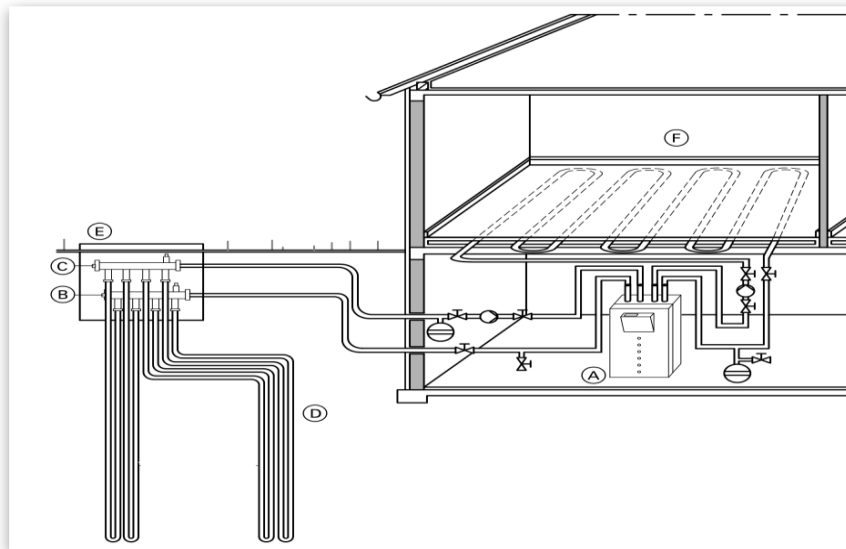
#### **Грунтовий тепловий насос в системі опалення житлового будинку**

Геотермальний (грунтовий) тепловий насос (типу «сольовий розчин - вода») постачає заміський будинок тепловою енергією в будь-яку погоду, черпаючи її з поверхневих або глибинних шарів землі. Чим вище температура ґрунту, тим менше електроенергії тепловий насос буде витратити на перенесення в будинок одного і того ж кількості тепла. Крім того, кількість відібраної у ґрунту теплової потужності збільшується зі збільшенням вологості ґрунту. Температура ґрунту на глибині більше 1,3 метра в середній смузі України стабільно вище  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а на глибині понад 15 метрів температура постійна протягом всього року і становить близько  $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Для збору теплової енергії в ґрунт поруч з будинком необхідно встановити ґрунтовий колектор. Це самий витратний в установці елемент системи. Однак термін служби ґрунтового колектора можна порівняти з терміном служби заміського будинку працювати він буде не менш 50-100 років. При облаштуванні горизонтального ґрунтового колектора в траншеї на глибину нижче промерзання (в Україні – приблизно 0,9-1,3 метра) укладається трубопровід розрахункової довжини, який заповнюється сольовим розчином, «транспортуює» відведену від землі теплову

						Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

енергію до проміжного теплообмінника теплового насоса. Мінус цієї технології - потрібні значні площі для укладання трубопроводів (в середньому 500-600 кв. метрів і більше). Як альтернатива горизонтальним ґрунтовим колекторам використовують кюннетні колектори. Їх труби укладають у вигляді спіралей в траншеї глибиною 2-4 метри. Такий спосіб зменшує загальну довжину траншей і обсяг земляних робіт. Ще один спосіб створення компактного колектора, площа укладання якого буде майже в 2 рази менше площі традиційного горизонтального колектора, передбачає використання спеціальних пластикових трубчастих матів. Найкомпактнішим, але і найдорожчим в реалізації видом ґрунтового колектора є так званий вертикальний зонд. Поруч з будинком або безпосередньо під ним буряться кілька вертикальних (або горизонтальних) свердловин діаметром приблизно 130 міліметрів і глибиною від 20 до 100 метрів. Відстань між сусідніми свердловинами, в разі їх вертикального виконання, становить близько 5 метрів. В кожен свердловину опускають, як правило, по дві петлі поліетиленової труби для розсолу зі спеціальним масивним оголовком в нижній частині, після чого свердловини заповнюють спеціальним розчином на основі цементу, що підвищує тепловіддачу. Як правило, встановлюють паралельно чотири труби (U-образні трубні зонди). Розсіл через дві труби від розподільвача потрапляє вниз і вертається по через дві інші труби назад наверх до колектора. Земляні теплові зонди встановлюються в залежності від виконання за допомогою бурових пристроїв, для таких установок потрібне отримання дозволу відповідно до законодавства з охорони водних ресурсів. Умовою для проектування та встановлення теплових зондів є точні знання характеристик ґрунту, залягання пластів, опору ґрунту та наявності ґрунтових або пластових вод з визначенням рівня води та напрямку її течії. При проектуванні систем земляних зондів при нормальних гідрогеологічних умовах можна виходити з середньої теплогенерації 50Вт/м.

						Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



**Рис. 1.5** Схема опалення житлового будинку на базі теплового насоса Vitocal 300/350. А – тепловий насос Vitocal 300/350; В – розподільник розсолу (зворотна магістраль); С – розподільник розсолу (подаюча магістраль); D – земляний зонд; Е – колекторний колодязь з розподілювачем розсолу; F – низькотемпературна опалювальна установка.

### **Вибір холодильного агента для теплового насоса**

Прийняті міжнародними комітетами заходи із запобігання руйнуванню шару стратосферного озону, а також виникнення парникового ефекту в атмосфері через викиди холодоагентів привели, починаючи з початку 90-х років, до радикальних змін в технологіях кондиціонування повітря і штучного охолодження. На ринку стали з'являтися все нові і нові холодоагенти, що випускаються різними виробниками. Фахівці холодильних компаній і кінцеві споживачі стали губитися в здогадах про можливі перспективи використання того чи іншого холодоагенту в існуючих і перспективних холодильних установках. Євросоюз з 1 січня 2020 р вводить заборону на використання холодоагентів з потенціалом глобального потепління, більшим ніж 2500, а з 2025 р - заборону на холодоагенти з потенціалом глобального потепління більшими ніж 150. Синхронно відбувається повне припинення виробництва озоноруйнуючих речовин з 2020 р, за поправками до Монреальського протоколу 1987 р.

						Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

**Таблиця 1.1** Дати припинення виробництва деяких холодоагентів

Fluids	R507A	R404A	R452A	R407A	R410A	R407F	R407C	R134a	R449A	R448A	R32	R513A	R450A	R454C	R455A	R152a	1234ze	1234yf	R290 (Propane)	R744 (CO <sub>2</sub> )	R717 (NH <sub>3</sub> )
GWP	3985	3922	2141	2107	2088	1825	1774	1430	1397	1273	675	631	600	148	145	124	6	4	3	1	0
Usage authorization	before 2020		before/after 2020					before/after 2022 (date for reexamining the F-Gas regulation)						before/after 2022 (date for reexamining the F-Gas regulation)							
Glide (K) to 40°C (Eurovent conditions)	0	0.3	3	4.5	0.1	4.5	5.1	0	4.5	4.8	0	0	0.6	6	11.4	0	0	0	0	0	0
Habitually used in positive refrigeration		X	X	X		X		X	X	X			X	X	X	X	X	X	X	X	X
Usually used in negative refrigeration		X	X	X		X			X	X				X	X			X	X	X	X

В огляді новітніх холодоагентів Chemours в якості заміни для R410A представила групу нових холодоагентів Opteo XL.

Холодоагенти Opteon XL складається з гідрофторолефінів (HFOs) або сумішей гідрофтор-олефінів (HFO) і сполук гідрофторуглерода (HFC). Гідрофтор-олефіни (HFOs) є ненасиченими фторуглеродними холодоагентами за рахунок подвійного зв'язку. Саме цей подвійний зв'язок дає сполукам типу HFO свої унікальні властивості. В цілому, HFO мають низький потенціал глобального потепління (GWP), хорошу стабільність системи, енергоефективність, короткий атмосферний час життя і низьку займистість. Тому HFO є ідеальними кандидатами для використання в суміші холодоагентів з HFCs. Холодоагенти Opteon XL були розроблені як ефективні, з низькими показниками GWP альтернативи існуючим холодоагентам з гідровуглеводню.

**Таблиця 1.2** Холодоагенти Opteon XL

ISO 817 / ANSI / ASHRAE 34 Refrigerant Designation	Chemours Tradename	Composition (weight %)	GWP*	ODP	Application Area	Replaces
R-1234yf	Opteon™ XL10	R-1234yf (100)	<1 (4)	0	Stationary Refrigeration/AC	R-134a
R-452B	Opteon™ XL55	R-32/125/1234yf (67/7/26)	676 (698)	0	AC and Heat-pumps	R-410A
R-454A	Opteon™ XL40	R-32/1234yf (35/65)	238 (239)	0	Medium and Low Temperature Refrigeration	R-404A, R-507A, R-407A, R-407F
R-454B	Opteon™ XL41	R-32/1234yf (68.9/31.1)	467 (466)	0	AC and Heat-pumps	R-410A
R-454C	Opteon™ XL20	R-32/1234yf (21.5/78.5)	146 (148)	0	Hermetic Medium and Low Temperature Refrigeration	R-22, R-407C, R-404A

Opteon XL41 (R-454B) є легкозаймистим холодоагентом на основі гідрофтор-олефінів з низьким потенціалом глобального потепління (GWP) для

						Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

заміни R-410A в нових конструкційних рішеннях. XL41 пропонує оптимальне співвідношення властивостей, щоб замінити R-410A у системах кондиціонування повітря з прямим розширенням, теплових насосах і чиллерах. XL41 має нижчий GWP на відміну від R-410A (78% зниження GWP) і забезпечує кращу продуктивність. Холодоагент має подібні властивості R-410A, що робить його легким і економічним для застосування в новому обладнанні без значних модифікацій. XL41 класифікується як легкозаймистий (ISO / ASHRAE клас 2L) холодоагент.

**Таблиця 1.3** Характеристики холодоагенту XL41 (R-454B)

ASHRAE Number	R-454B
Composition Wt %	R-32/R-1234yf 68.9/31.1
Molecular Weight	62.6 g/mol
Boiling Point @ 1 atm (101.3 kPa)	-50.9 °C (-50.6 °F)
Critical Temperature	77 °C (170.6 °F)
Liquid Density @ 21.1 °C	996.5 Kg/m <sup>3</sup> (62.2 lb/ft <sup>3</sup> )
Ozone Depletion Potential (CFC-11 = 1.0)	0
AR5 (AR4) GWP (CO <sub>2</sub> = 1.0)	467 (466)
ASHRAE Safety Classification	A2L
Temperature Glide	-1.5 K
LFL <sup>4)</sup>	0.303 kg/m <sup>3</sup> (18.9 10 <sup>-3</sup> lb/ft <sup>3</sup> )
Burning Velocity @ 23 °C	5.2 cm/s (2.0 in/s)

						Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2. Будівельно-ізоляційна конструкція будинку.

### 2.1. Конструктивне рішення

Дані для розрахунку:

Двоповерховий будинок, розташований у м. Одеса, корисною площею 318 м<sup>2</sup>.

Будинок складається з 3-х поверхів (цокольний, перший та другий поверхи).

Площі і найменування приміщень наведено в таб. 2.1.

**Таблиця 2.1** характеристика кімнат будинку.

№	Найменування приміщення	Площа, м <sup>2</sup>
<b>Цокольний поверх</b>		
1	Хол	10,4
2	Тренажерний зал	20,5
3	Постирочна	7,44
4	Хоз. Кімната	11,0
5	Сауна	3,5
6	Душева	1,46
7	Санвузол	1,45
8	Хоз. Кімната	5,95
9	Гардеробна	5,9
10	Кладова	3,65
<b>Всього</b>		67,1
<b>Перший поверх</b>		
1	Хол	10,4
2	Гостинна	52,1
3	Кухня	29,62
4	Гостева	18,11
5	Коридор	2,96
6	Санвузол	6,6
7	Лестниця	5,8
8	Веранда	71,57
<b>Всього</b>		125,6
<b>Другий поверх</b>		
1	Хол	7,52
2	Спальня	28,26
3	Санвузол	11,08
4	Гардероб	13,23
5	Коридор	4,68
6	Спальня дитяча	20,15

						Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7	Спальня	18,11
8	Санвузол	9,55
9	Лестниця	6,5
10	Балкон	71,6
	<b>Всього</b>	125,4

Будинок має 28 кімнат, з них 4 спальні на другому поверсі, 4 санвузли, 2 вітальні, кухню на першому поверсі, сауну, допоміжні приміщення та не опалювальне горище. Котельня розташована першому поверсі. В якості системи опалення використано тепловий насос. Комбінована система охолодження, опалення та гарячого водопостачання передбачає як вбудовані прилади опалення (тепла підлога) так і фанкойли в житлових приміщеннях розраховані на опалення та охолодження, та бак непрямого нагріву з електропідігрівачем для забезпечення гарячого водопостачання.

## 2.2. Обґрунтування вибору температурних режимів.

Затишок і Комфорт - суб'єктивні оцінки відчуттів людини від сприйняття навколишнього середовища. Поняття «комфортна температура» настільки широка, що його не існує в технічній лексиці і нормативної документації. Тут використовуються термін «оптимальна температура» повітря. Різниця велика.

Величина «комфортної» температури повітря є суб'єктивною оцінкою прийнятності умов навколишнього середовища, яка визначається виключно людськими відчуттями.

Величина «оптимальної» температури повітря визначається на підставі складних фізіологічних експериментів і розрахунків. Значення цієї величини залежить від безлічі факторів і, найголовніше - враховує потреби середньостатистичного людського організму. Кожне значення величини «оптимальної» температури для різних умов - підкріплено багаторічними дослідженнями і спостереженнями. Вся інформація по «оптимальної» температурі повітря носить офіційний законодавчий характер і зафіксована

						Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

нормативними документами ДБН В.2.5-67:2013 та ДСТУ Б EN 15251:2011, за якими встановлено:

Параметри мікроклімату при опаленні та вентиляції приміщень слід приймати відповідно до додатків Д та Е, а саме:

- у холодний період року в зоні обслуговування житлових, громадських та адміністративно-побутових приміщень температуру та швидкість руху повітря приймають у межах оптимальних (підвищених оптимальних для відповідних приміщень) норм; допускається приймати температуру та швидкість руху повітря в межах допустимих норм у зоні обслуговування громадських та адміністративно-побутових приміщень з відсутніми місцями постійного перебування людей та в приміщеннях загального користування за межами квартир житлових будинків;

- у холодний період у робочій зоні виробничих приміщень температуру та швидкість руху повітря приймають у межах оптимальних норм; на робочих місцях допускається приймати температуру та швидкість руху повітря в межах допустимих норм за неможливості забезпечення оптимальних норм через технологічні вимоги виробництва;

- у теплий період року в зоні обслуговування та в робочій зоні громадських, адміністративно-побутових та виробничих приміщень швидкість руху повітря та температуру повітря приймають у межах допустимих норм за неможливості забезпечення оптимальних параметрів мікроклімату за технологічними вимогами виробництва, технічною недосяжністю та економічно обґрунтованою недоцільністю; у виробничих приміщеннях з надлишками теплоти допускається приймати температуру повітря, яка дорівнює розрахунковій температурі зовнішнього повітря у теплий період року для найжаркішої доби забезпеченістю 0,95 згідно з ДСТУ-Н Б В.1.1-27, збільшеної не більше ніж на 4 °С та не більше максимально допустимої норми внутрішньої температури повітря. У теплий період року параметри мікроклімату не нормуються для приміщень: - житлових будинків (крім приміщень з системами кондиціонування та охолодження повітря); -

						Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

громадських, адміністративно-побутових та виробничих будівель у ДБН В.2.5-67:2013 24 періоди, коли їх не використовують, і у неробочий час за відсутності технологічних вимог до температурного режиму приміщень;

- відносну вологість повітря допускається приймати у межах допустимих норм (за відсутністю спеціальних вимог); допускається приймати відносну вологість повітря до 75 % включно у кліматичних районах (природних зонах) з відносною вологістю зовнішнього повітря у липні, яка дорівнює або перевищує 75 % згідно з ДСТУ-Н Б В.1.1-27 (за відсутності вимог інших норм). У теплий період року в приміщеннях з вентиляторами (загальними для приміщення або індивідуальними) та за можливості місцевого регулювання ними допускається збільшувати максимальну результуючу температуру повітря за рахунок підвищення швидкості руху повітря згідно з рисунком Д.5. Якщо у теплий період року в робочій зоні або в зоні обслуговування неможливо забезпечити нормовану температуру через виробничі, технічні або економічні умови, то на постійних робочих місцях і місцях постійного перебування людей у приміщенні слід передбачати душування зовнішнім повітрям або застосовувати кондиціонування з охолодженням повітря.

Параметри мікроклімату приміщень при кондиціонуванні та охолодженні повітря (крім приміщень, для яких параметри мікроклімату встановлені іншими нормативними документами) слід приймати в межах оптимальних норм (підвищених оптимальних для відповідних приміщень) згідно з додатком Д, положеннями ДСТУ Б EN 15251 та ДСТУ Б EN ISO 7730 і санітарно-епідеміологічними вимогами у зоні обслуговування житлових, громадських та адміністративно-побутових приміщень і в межах оптимальних норм згідно з додатком Е і санітарними нормами до мікроклімату виробничих приміщень в робочій зоні виробничих приміщень, а також на робочих місцях виробничих приміщень, де виконуються роботи операторського типу, що зв'язані з нервово-емоційним напруженням (відносяться до категорії робіт Ia), згідно з ДСН 3.3.6.042 і ГОСТ 12.1.005. ДБН В.2.5-67:2013 25 Відносну

						Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вологість повітря в робочій зоні або в зоні обслуговування для теплого періоду року допускається передбачати за допустимими нормами замість оптимальних (за відсутності вимог інших норм) з урахуванням економічної доцільності та технічної можливості системи кондиціонування та охолодження повітря. За неможливості забезпечення нормованої відносної вологості повітря слід проектувати систему осушення або зволоження повітря.

										Арк.
										23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

**Таблиця 2.2** Умови мікроклімату для житлових будівель з додатка Д нормативного документа ДБН В.2.5-67:2013

Тип будівлі/приміщення	Умови мікроклімату	Результуюча температура, °С	
		Діапазон в опалювальний період (у холодний період), приблизно 1,0 кло	Діапазон в період охолодження (у теплий період), приблизно 0,5 кло
Житлові будівлі: житлові об'єми (спальна кімната, вітальня, кабінет, кухня-їдальня тощо) Сидяча діяльність – приблизно 1,2 мет	Підвищені оптимальні	22,0 ± 1,0	24,5 ± 1,0
	<b>Оптимальні</b>	<b>22,0 ± 2,0</b>	<b>24,5 ± 1,5</b>
	Допустимі	22,0 ± 3,0	24,5 ± 2,5
Житлові будівлі: інші об'єми (кухня, гардеробна, комора тощо) Стояння-ходьба – приблизно 1,5 мет	Підвищені оптимальні	19,5 ± 1,5	–
	<b>Оптимальні</b>	<b>19,5 ± 3,0</b>	–
	Допустимі	19,5 ± 4,0	–
Житлові будівлі: ванна кімната Стояння-ходьба при 0,2 кло – приблизно 1,6 мет	Підвищені оптимальні	25,0 ± 0,5	–
	<b>Оптимальні</b>	<b>25,0 ± 1,5</b>	–
	Допустимі	25,0 ± 2,0	–
Окремий звичайний офіс (комірковий офіс) Сидяча діяльність – приблизно 1,2 мет	Підвищені оптимальні	22,0 ± 1,0	24,5 ± 1,0
	<b>Оптимальні</b>	<b>22,0 ± 2,0</b>	<b>24,5 ± 1,5</b>
	Допустимі	22,0 ± 3,0	24,5 ± 2,5
Просторий ландшафтний офіс (офіс з відкритим плануванням) Сидяча діяльність – приблизно 1,2 мет	Підвищені оптимальні	22,0 ± 1,0	24,5 ± 1,0
	<b>Оптимальні</b>	<b>22,0 ± 2,0</b>	<b>24,5 ± 1,5</b>
	Допустимі	22,0 ± 3,0	24,5 ± 2,5
Універмаг / музей / галерея Стояння – ходьба – приблизно 1,6 мет	Підвищені оптимальні	19,0 ± 1,5	23,0 ± 1,0
	<b>Оптимальні</b>	<b>19,0 ± 3,0</b>	<b>23,0 ± 2,0</b>
	Допустимі	19,0 ± 4,0	23,0 ± 3,0
Аудиторія, клас Сидяча діяльність – приблизно 1,2 мет	Підвищені оптимальні	22,0 ± 1,0	24,5 ± 1,0
	<b>Оптимальні</b>	<b>22,0 ± 2,0</b>	<b>24,5 ± 1,5</b>
	Допустимі	22,0 ± 3,0	24,5 ± 2,5
Конференц-зала Сидяча діяльність – приблизно 1,2 мет	Підвищені оптимальні	22,0 ± 1,0	24,5 ± 1,0
	<b>Оптимальні</b>	<b>22,0 ± 2,0</b>	<b>24,5 ± 1,5</b>
	Допустимі	22,0 ± 3,0	24,5 ± 2,5

**Таблиця 2.3** Відносна вологість за додатком Д нормативного документа ДБН В.2.5-67:2013

Умови мікроклімату	Відносна вологість повітря, %
Підвищені оптимальні	30-50
<b>Оптимальні умови</b>	<b>25-60</b>
Допустимі	25-70
Обмежено допустимі	Менше 20 та більше 70

**Таблиця 2.4** Умови мікроклімату для виробничих будівель додатка Е нормативного документа ДБН В.2.5-67:2013

Період року	Категорія робіт	Оптимальні норми на постійних і непостійних робочих місцях			Допустимі норми			
		Температура повітря, °С	Відносна вологість повітря, %	Швидкість руху повітря, м/с, не більше	Температура повітря, °С		Відносна вологість повітря, %, не більше	Швидкість руху повітря, м/с, не більше
					на постійних робочих місцях	на непостійних робочих місцях		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Холодний і перехідні умови	Легка: Ia	22 – 24	60 – 40	0,1	21 – 25	18 – 26	75	0,1
	Iб	21 – 23	60 – 40	0,1	20 – 24	17 – 25	75	0,2
	Середньої важкості: IIa	19 – 21	60 – 40	0,2	17 – 23	15 – 24	75	0,3
		IIб	17 – 19	60 – 40	0,2	15 – 21	13 – 23	75
	Важка: III	16 – 18	60 – 40	0,3	13 – 19	12 – 20	75	0,5
Теплий	Легка: Ia	23 – 25	60 – 40	0,1	22 – 28	20 – 30	75	0,2
	Iб	22 – 24	60 – 40	0,2	21 – 28	19 – 30	75	0,3
	Середньої важкості: IIa	21 – 23	60 – 40	0,3	18 – 27	17 – 29	75	0,4
		IIб	10 – 22	60 – 40	0,3	15 – 27	15 – 29	75
	Важка: III	18 – 20	60 – 40	0,4	15 – 26	13 – 28	75	0,6

Величина температури повітря для робочих приміщень повинна забезпечувати збереження теплового балансу працюючої людини з навколишнім середовищем і підтримка оптимального або допустимого теплового стану організму. Для цього, в Санітарних Правилах, всі види робіт розділені на категорії за енерговитратами. При цьому, для кожної категорії вказується своя оптимальна температура і її граничні відхилення. А також, обмежується час перебування людини на робочому місці, в разі недотримання зазначеного температурного інтервалу.

Установка оптимальної температури в житлових будинках і приміщеннях видається більш простою процедурою, оскільки в житловому приміщенні енергетична активність людини стабільна і мінімальна. Величина температури повітря для житлових приміщень повинна забезпечувати збереження теплового балансу людини в стані спокою і підтримання оптимального або допустимого теплового стану організму.

### **2.3. Визначення коефіцієнтів теплопередачі огорожувальних конструкцій.**

Вибір теплоізоляції, варіантів утеплення стін, перекриттів і інших огорожуючих конструкцій для більшості замовників-забудовників завдання складне. Занадто багато суперечливих проблем потрібно вирішити одночасно. В даний час теплозбереження енергоресурсів набуло великого значення. Згідно ДБН В.2.6-31:2016 «Теплова ізоляція будівель» до ізоляції будівель пред'являються такі вимоги:

- Вимога, що б перепад між температурами внутрішнього повітря і на поверхні огорожуючих конструкцій не перевищували допустимих значень. Максимальних значень перепаду для зовнішньої стіни  $4^{\circ}\text{C}$ , для покриття і горищного перекриття  $3^{\circ}\text{C}$  і для перекриття над підвалами та підпідлоговими  $2^{\circ}\text{C}$ .

						Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Вимога, що б температура на внутрішній поверхні огороження була вище температури точки роси.

Розрахунок теплоізоляції передбачає порівняння розрахункових коефіцієнтів теплопередачі огорожувальних конструкцій з нормативними даними згідно з ДБН В.2.6-31:2016. Градусо-добу опалювального періоду визначають за формулою:

$$\text{ГДОП}=(t_{\text{вн}}-T_{\text{ср}})\cdot Z. \quad (2.1)$$

Необхідний опір теплопередачі огорожувальних конструкцій залежить від ГДОП та розраховується наступним чином:

$$R_{\text{req}} = \frac{n(t_{\text{int}} - t_{\text{ext}})}{\Delta t_n \alpha_{\text{int}}} \quad (2.2)$$

де,  $n$  - коефіцієнт положення конструкції

$t_{\text{int}}$  - розрахункова температура внутрішнього повітря

$t_{\text{ext}}$  - розрахункова температура зовнішнього повітря;

$\Delta t_n$  - допустимий перепад температур між внутрішнім повітрям і поверхнею огорожувальних конструкцій;

$\alpha_{\text{int}}$  - коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні огорожувальних конструкцій.

Термічний опір  $R$ ,  $\text{м}^2 \cdot \text{°C} / \text{Вт}$ , шару багат шарової огорожувальної конструкції, а також однорідної (одношарової) огорожувальної конструкції слід визначати за формулою:

$$R = \frac{\delta}{\lambda}, \quad (2.3)$$

де,  $\delta$  - товщина шару, м;

$\lambda$ - розрахунковий коефіцієнт теплопровідності матеріалу шару,  $\text{Вт} / (\text{м} \cdot \text{°C})$ ,

						Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

**Таблиця 2.5** Вихідні дані для розрахунку.

	Найменування показника	Од. вим.	Значення
1	Район будівництва	Одеса	
2	Розрахункова (для опалення) температура зовнішнього повітря	°С	-18
3	Середня температура опалювального періоду	°С	1,7
4	Тривалість опалювального періоду	сутки	158

Для проектуваного будинку передбачено три режими опалення:

1-й режим – для житлових приміщень, температура +20 °С, відносна вологість 40%;

2-й режим – температура +19 °С, відносна вологість 40%, передбачений для допоміжних приміщень;

3-й режим – температура +24 °С, відносна вологість 40% - для санітарних приміщень.

**Таблиця 2.6** Вимоги та приведені коефіцієнти термічного опору в трьох режимах.

Режим	Розрахункова темп. повітря в приміщеннях, °С	Відносна вологість повітря в приміщеннях, °С	Градусо-добу опалювати. періоду, °С * сутки	Темп. точки роси, °С
1	20	40	2891,4	5,995
№	Найменування конструкції			Rтр м2/К Вт
1	Стіни зовнішні			2,412
2	Покриття			3,646
3	Перекриття горищні			3,201
4	Перекриття над проїздами			3,646
5	Перекриття над підвалами, сполученими із зовнішнім повітрям			3,201
6	Перекриття над неопалюваними підвалами зі світловими прорізами			3,201
7	Перекриття над неопалюваними підвалами без світлових прорізів			3,201

8	Перекриття над неопалюваними технічними кімнатами			3,201
9	Вікна та балконні двері			0,367
10	Ліхтарі zenітні			0,322
11	Вітрини і вітражі			0,367
13	Двері поверхів вище першого			0,55
Режим	Розрахункова темп. повітря в приміщеннях, °C	Відносна вологість повітря в приміщеннях, °C	Градусо-добу опалювати. періоду, °C * сутки	Темп. точки роси, °C
2	19	40	2733,4	5,103
№	Найменування конструкції			Rтр м2/К Вт
1	Стіни зовнішні			2,357
2	Покриття			3,567
3	Перекриття горищні			3,13
4	Перекриття над проїздами			3,567
5	Перекриття над підвалами, сполученими із зовнішнім повітрям			3,13
6	Перекриття над неопалюваними підвалами зі світловими прорізами			3,13
7	Перекриття над неопалюваними підвалами без світлових прорізів			3,13
8	Перекриття над неопалюваними технічними кімнатами			3,13
9	Вікна та балконні двері			0,355
10	Ліхтарі zenітні			0,318
11	Вітрини і вітражі			0,355
12	Двері першого поверху			0,851
13	Двері поверхів вище першого			0,55
Режим	Розрахункова темп. повітря в приміщеннях, °C	Відносна вологість повітря в приміщеннях, °C	Градусо-добу опалювати. періоду, °C * сутки	Темп. точки роси, °C
3	24	40	3523,4	9,56
№	Найменування конструкції			Rтр м2/К Вт
1	Стіни зовнішні			2,633
2	Покриття			3,962
3	Перекриття горищні			3,486
4	Перекриття над проїздами			3,962

5	Перекриття над підвалами, сполученими із зовнішнім повітрям	3,486
6	Перекриття над неопалюваними підвалами зі світловими прорізами	3,486
7	Перекриття над неопалюваними підвалами без світлових прорізів	3,486
8	Перекриття над неопалюваними технічними кімнатами	3,486
9	Вікна та балконні двері	0,414
10	Ліхтарі зенітні	0,338
11	Вітрини і вітражі	0,414
12	Двері першого поверху	0,966
13	Двері поверхів вище першого	0,55

Конструкція, матеріали та коефіцієнти теплопередачі огорожувальних конструкцій представлені в Таблиці 1.7. В якості матеріалу несучої конструкції використані газобетонні блоки з щільністю  $400 \text{ кг/м}^3$ , товщиною 400 мм, паропроникна штукатурка цементно-перлітова, товщиною 20 мм.

Конструкція підлоги по ґрунту включає: штучну основу з ущільненого піску середньої крупності,  $\delta=500\text{мм}$ , залізобетонну монолітну плиту  $\delta=350 \text{ мм}$ , пісочну засипку  $\delta=350\text{мм}$ , залізобетонну монолітну плиту 1-го поверху  $\delta=100 \text{ мм}$ , в якості утеплювача використано пінополістирол «Піноплекс 43»  $\delta=100\text{мм}$ . Верхні шари включають цементно-пісчану стяжку  $\delta=60\text{мм}$  та керамічну плитку  $\delta=10\text{мм}$ .

Конструкція перекриття 2-го поверху передбачає залізобетонну монолітну плиту  $\delta=160\text{мм}$ , шар утеплювачу – пінополістирол «Піноплекс 43»  $\delta=100\text{мм}$ . Верхні шари включають цементно-пісчану стяжку  $\delta=60\text{мм}$  та керамічну плитку  $\delta=10\text{мм}$ .

Конструкція перекриття горища передбачає залізобетонну монолітну плиту  $\delta=160\text{мм}$ , та шар утеплювачу – пінополістирол «Піноплекс 43»  $\delta=150\text{мм}$ .

Конструкція підлоги на першому поверху передбачає розбивку по зонах.

						Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

**Таблиця 2.7** Коефіцієнти теплопередачі огорожувальних конструкцій

Конструкція	Матеріали шарів	$\lambda$ Вт/м К	$\delta$ см	R, м2 К/Вт	K, Вт/м2 К
Стіна основна	РОЗЧИНИ: Розчин цементно перлітний	0,3	2	0,067	
	БЕТОНИ ЛЕГКІ: Газобетон 400	0,14	40	2,857	
	РОЗЧИНИ: гіпсоперлітний	0,23	1	0,043	
	Конструкція в цілому:				3,125
Підлога	ГРУНТЫ: Пісок 1600	0,58	35	0,603	
	УТЕПЛЮВАЧІ: Пінополістирол Піноплекс 43	0,032	10	3,125	
	РОЗЧИНИ: цементно-пісчаний 1800	0,93	6	0,065	
	ПІДЛОГИ: Плитка керамічна	1	1	0,01	
	Конструкція в цілому:	Зона 1		5,903	0,169
		Зона 2		8,103	0,123
		Зона 3		12,403	0,081
Зона 4		18,003	0,056		
Перекриття 2-го поверху	БЕТОНИ: Залізобетон 2500	2,04	16	0,078	
	УТЕПЛЮВАЧІ: пінополістирол «Піноплекс 43»	0,032	10	3,125	
	РОЗЧИНИ: цементно-пісчаний 1800	0,93	6	0,065	
	ПІДЛОГИ: Плитка керамічна	1	1	0,01	
	Конструкція в цілому:				3,436
Перекриття горища	БЕТОНИ: Залізобетон 2500	2,04	16	0,078	
	УТЕПЛЮВАЧІ: Пінополістирол Піноплекс 43	0,032	15	4,688	
	Конструкція в цілому:				4,964

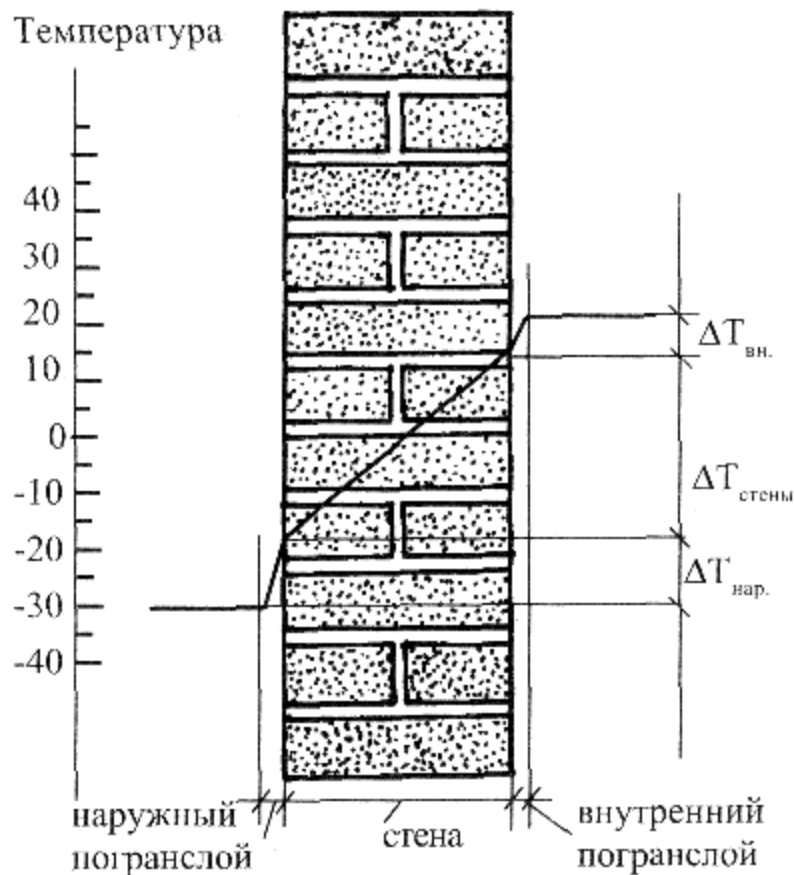
Опір теплопередачі показує, яка кількість тепла піде через квадратний метр огорожувальної конструкції при заданому перепаді температур. Можна сказати і навпаки, який перепад температур виникне при проходженні певної кількості тепла через квадратний метр огорож.

						Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R = \frac{\Delta T}{q} \text{ Вт/м}^2; \quad (2.4)$$

де,  $q$  – це кількість тепла, яке втрачає квадратний метр огорожувальної поверхні. Його вимірюють у ватах на квадратний метр ( $\text{Вт/м}^2$ );  $\Delta T$  –це різниця між температурою на вулиці і в кімнаті ( $^{\circ}\text{C}$ ) та,  $R$  – це опір теплопередачі ( $\text{м}^2/\text{К Вт}$ ).

Коли мова йде про багатошарової конструкції, то опір шарів просто складаються. Наприклад, опір стіни з дерева, обкладеного цеглою, є сумою трьох опорів: цегляної та дерев'яної:  $R(\text{сумм.}) = R(\text{дерев.}) + R(\text{цегл.})$ .



**Рис. 2.1** Розподіл температури і прикордонні шари повітря при передачі тепла через стіну

При порівнянні розрахункових приведених коефіцієнтів термічного опору в трьох режимах з таблиці 1.6, з отриманими коефіцієнтами термічного

					Арк.
					32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

опору огорожувальних конструкцій робимо висновок, що підібрана теплоізоляція задовольняє вимогам ДБН В.2.6-31:2016.

### 3. Визначення теплових втрат.

#### 3.1. Розрахунок теплових втрат скрізь огорожі.

У цивільних і житлових будівлях тепловтрати приміщень складаються з тепловтрат через різні огорожувальні конструкції, такі як вікна, стіни, перекриття, підлоги а також тепловитрат на нагрівання повітря, який інфільтрується крізь нещільності в захисних спорудах (конструкціях) даного приміщення. У промислових будівлях існують і інші види тепловтрат. Розрахунок тепловтрат приміщення проводиться для всіх огорожувальних конструкцій всіх опалювальних приміщень. Мусять враховуватися тепловтрати через внутрішні конструкції, при різниці температури в них з температурою сусідніх приміщень до 3 °С . Сумарні тепловтрати складаються з основних і додаткових. Основні теплові втрати визначають шляхом підсумовування витоків теплоти через огорожувальні конструкції приміщення. Додаткові ж залежать від орієнтації огорожувальних конструкцій по сторонах світу, а також від розташування цеху на відкритій місцевості, швидкості вітру в даному географічному районі.

Теплові втрати через огорожувальні конструкції розраховуються за формулою:

$$Q_{ог} = k \cdot F \cdot (t_{вн} - t_{н}^B) \cdot n \cdot (1 + \sum B), \text{ Вт} \quad (3.1)$$

де,  $t_{н}^B$  – температура зовнішнього повітря, °С;

$k$  - коефіцієнт теплопередачі окремої огорожі Вт/м<sup>2</sup>·К;

$t_{вн}$  – температура в приміщенні, °С;

$F$  – площа відповідної зони, м<sup>2</sup>;

						Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$n$  – коефіцієнт, який враховує положення огорожі або захисної споруди (його зовнішній поверхні) щодо зовнішнього повітря;

$B$  - додаткові втрати теплоти в частках від основних втрат, Вт;

Коефіцієнт  $k_H$  визначається по формулі:

$$k_H = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (3.2)$$

де;  $\alpha_1$ - коефіцієнт тепловіддачі з боку зовнішнього простору Вт/(м<sup>2</sup> · К) ;

$\alpha_2$  - коефіцієнт тепловіддачі з боку внутрішнього приміщення Вт/(м<sup>2</sup> · К);

$\delta_{CT}$  - товщина захисної конструкції м.;

$\lambda_{CT}$  - теплопровідність огорожі Вт/м<sup>2</sup> ;

**Таблиця 3.1** Коефіцієнти тепловіддачі огорожувальних конструкцій

Поверхня огороження	$\alpha_2$ Вт/(м <sup>2</sup> · К);	$\alpha_1$ Вт/(м <sup>2</sup> · К);
Поверхня внутрішня підлоги, стін, гладких стель	8,7	-
Поверхня зовнішня стін, перекриття без горищ	-	23
Перекриття горищ и перекриття над підвалами неопалювальними з світовими отворами	-	12
Перекриття над підвалами неопалювальними без світових отворів	-	6

**Таблиця 3.2** Додаткові тепловтрати

Тип огороження	Умови	B
Вікна, двері та зовнішні вертикальні стіни	орієнтація на північний захід, схід та північний схід	0,1
	захід, південний схід	0,05
Зовнішні двері, двері с тамбурами 0,2Н без повітряної завіси при висоті будівлі Н, м	двері потрійні с двома тамбурами	0,2Н
	двері подвійні с тамбуром	0,27Н

						Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кутові приміщення додатково для вікон, дверей та стін	одна з огорож орієнтована на схід, північ, північний захід або північний схід	0,05
	інші випадки	0,1

**Таблиця 3.3** Величина коефіцієнта n, який враховує положення огорожі (його зовнішньої поверхні)

Тип огорожі	n
Перекрыття, які мають контакт с зовнішнім повітрям та стіни зовнішні	1
Перекрыття горища	0,9
Перекрыття над холодними підвалами з світловими отворами	0,75
Ті ж без світлових отворів	0,6

Опір теплопередачі для неутеплених підлог  $R_c$  (Вт/м<sup>2</sup>) по ґрунту та стін нижче рівня землі розраховується по зонам шириною по 2 м, паралельно зовнішнім стінам. Коефіцієнти теплопередачі приймають рівними 2,1 - для 1 зони, 4,3 - для другої зони, 8,6 - для 3 зони, 14,2 - для останніх зон.

Опір теплопередачі для утеплених підлог по ґрунту  $R_y$  (Вт/м<sup>2</sup>) розраховується:

$$R = R_c + \frac{\delta_{СТ}}{\lambda_{СТ}} \text{ Вт/м}^2; \quad (3.3)$$

Знаходження тепловтрат в віконні заповнення знаходяться за формулою 2.1. Для розрахунків необхідно знати наступні параметри: кількість камер і палітурок, наявність покриття і заповнення газом.

**Таблиця 3.4** Тепловтрати вікон різної конструкції при  $\Delta T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $T_{зов.} = -20 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_{внутр.} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ .)

Тип вікна	RT	q, Вт/м2	Q, Вт
Звичайне вікно з подвійними рамами	0,37	135	216
Склопакет (товщина скла 4 мм)			
4-16-4	0,32	156	250
4-Ar16-4	0,34	147	235
4-16-4К	0,53	94	151
4-Ar16-4К	0,59	85	136

						Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Двокамерний склопакет			
4-6-4-6-4	0,42	119	190
4-Ar6-4-Ar6-4	0,44	114	182
4-6-4-6-4К	0,53	94	151
4-Ar6-4-Ar6-4К	0,60	83	133
4-8-4-8-4	0,45	111	178
4-Ar8-4-Ar8-4	0,47	106	170
4-8-4-8-4К	0,55	91	146
4-Ar8-4-Ar8-4К	0,67	81	131
4-10-4-10-4	0,47	106	170
4-Ar10-4-Ar10-4	0,49	102	163
4-10-4-10-4К	0,58	86	138
4-Ar10-4-Ar10-4К	0,65	77	123
4-12-4-12-4	0,49	102	163
4-Ar12-4-Ar12-4	0,52	96	154
4-12-4-12-4К	0,61	82	131
4-Ar12-4-Ar12-4К	0,68	73	117
4-16-4-16-4	0,52	96	154
4-Ar16-4-Ar16-4	0,55	91	146
4-16-4-16-4К	0,65	77	123
4-Ar16-4-Ar16-4К	0,72	69	111

### Примітка

- Парні цифри в умовному позначенні склопакета означають повітряний зазор в мм;
- Символ Ar означає, що зазор заповнений не повітрям, а аргоном;
- Літера К означає, що зовнішнє скло має спеціальне прозоре теплозахисне покриття.

При розрахунку заповнення дверних прорізів необхідно враховувати добавку на врівання холодного повітря через зовнішні двері, не обладнані повітряними або повітряно-тепловими завісами, при відкриванні їх на короткі періоди часу. Ця добавка відноситься до тепловтрат дверей і враховує потребу у витраті тепла на підігрів вривається через відкриті двері зовнішнього повітря. Перераховані добавки не враховуються, якщо двері є літніми або запасними, тобто не відчиняються постійно. У промислових будівлях врівання холодного повітря через ворота при відкриванні їх в цілому не більше ніж на 15 хв в зміну враховується тим, що тепловтрати через ворота

						Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

потроюються. При великому часу відкриття воріт вривання холодного повітря має локалізуватися шляхом влаштування спеціальних повітряних завіс або тамбурів.

### 3.2.Визначення теплових втрат через інфільтрацію

Інфільтрація - це переміщення повітря через огорожувальні конструкції з навколишнього середовища в приміщення за рахунок вітрового і теплового напорів, що формуються різницею температур і перепадом тиску повітря зовні і всередині приміщень. Вона відбувається через невеликі щілини в дверних і віконних рамах. Повітря надходить в приміщення також з неопалюваних частин будівлі - горищ, підвалів і так далі. Він проникає через отвори в стінах, підлогах і стелях, таких як тріщини в місцях сполучення двох стін або стіни і стелі. Розрахунок теплових втрат через інфільтрацію ведемо за наступними формулами:

Витрата теплової енергії  $Q_i$  на підігрівання зовнішнього повітря, що проникає в дане приміщення крізь нещільності огорожень в результаті вітрового і (або) теплового тисків. Для розрахунку беруть найбільшу величину тепловтрат з певних по наступним рівнянням:

$$Q_i=0,28L\rho_n c (t_{вн}-t_n^B), \text{ Вт} \quad (3.4)$$

де,  $L$ , м<sup>3</sup>/час – витрата провітрюваного назовні з приміщень повітря, для житлових будівель приймають 3 м<sup>3</sup>/ч на 1 м<sup>2</sup> площі житлових приміщень, в тому числі і кухні;

$c$  – питома теплоємність повітря (кДж/кг·°C));

$\rho_n$  – щільність повітря зовні приміщення, кг/м<sup>3</sup>.

Питома вага повітря  $\gamma$ , Н/м<sup>3</sup>, его щільність  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>, визначаються відповідно до формул:

$$\gamma= 3463 / (273 +t), \text{ Н/м}^3 \quad (3.5)$$

						Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\rho = \gamma / g, \text{ кг/м}^3 \quad (3.6)$$

де  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ,  $t, \text{ }^\circ\text{C}$  – температура повітря.

Витрата теплоти на підігрівання повітря, який потрапляє в приміщення через різні нещільності захисних споруд (огорож) в результаті вітрового і теплового тисків, визначається згідно формули:

$$Q_i = 0,28 G_i c (t_{вн} - t_{н}^b) k, \text{ Вт} \quad (3.7)$$

де,  $k$  – коефіцієнт, що враховує перехресний тепловий потік, для окремо для брошурування балконних дверей і вікон приймається 0,8, для одинарних і парно-палітурних вікон - 1,0;

$G_i$  – витрата повітря, що проникає (інфільтруючого) через захисні споруди (огороджувальні конструкції), кг/ч.

Для балконних дверей і вікон значення  $G_i$  визначається як:

$$G_i = 0,216 \Sigma F \Delta P_i^{0,67} / R_{и}, \text{ кг/ч} \quad (3.8)$$

де,  $\Delta P_i$  – різниця тисків повітря на внутрішній  $P_{вн}$  і зовнішній  $P_{н}$  поверхнях дверей або вікон, Па;

$\Sigma F, \text{ м}^2$  – розрахункові площі всіх огорожень будівлі;

$R_{и}, \text{ м}^2 \cdot \text{ч/кг}$  – опір повітропроникності даної огорожі, який приймається за довідковими даними.

Величина  $\Delta P_i$  визначається за формулою:

$$\Delta P_i = (H - h_i) (\gamma_n - \gamma_{вн}) + 0,5 \rho_n V^2 (c_{e,n} - c_{e,p}) k_1 - p_{int}, \text{ Па} \quad (3.9)$$

де,  $H, \text{ м}$  – висота будівлі від нульового рівня до даху будівлі;

$h_{i, \text{ м}}$  – висота від нульового рівня до верху балконних дверей або вікон, для яких проводиться розрахунок витрати повітря;

$\gamma_n, \gamma_{вн}$  – ваги питомі зовнішнього і внутрішнього повітря;

						Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$c_{e,p}$  і  $c_{e,n}$  – аеродинамічні коефіцієнти для підвітряного і навітряного поверхонь будівлі відповідно. Для прямокутних будівель  $c_{e,p} = -0,6$ ,  $c_{e,n} = 0,8$ ;

$V$ , м/с – швидкість вітру, яку для розрахунку беруть з довідкових даних;

$k_1$  – коефіцієнт, який враховує залежність швидкісного напору вітру і висоти будівлі, для огорож висотою до 5,0 м коефіцієнт  $k_1$  дорівнює 0,5, висотою до 10 м дорівнює 0,65, при висоті до 20 м - 0,85, а для огорож 20 м і вище приймається 1,1;

$p_{int}$ , Па – умовно-постійний тиск повітря, яке виникає при роботі вентиляції з примусовим спонуканням, при розрахунку житлових будинків  $p_{int}$ , можна не враховувати, оскільки воно дорівнює нулю.

### 3.3. Загальні теплові втрати

Загальні розрахункові тепловтрати в приміщенні:

$$Q_{расч} = \Sigma Q_{ог} + Q_i, \text{Вт} \quad (3.10)$$

**Таблиця 3.5** Загальні теплові втрати

Поверх	Тепловтрати по групах приміщень, Вт			
Цок.	Житлове одноквартирне			
	Приміщення	Тепловтрати	Інфільтрація	Разом
	Хол	45,7	6,9	52,6
	Тренажер зал	1546,6	737,0	2283,5
	Постирочна	453,3	247,6	682,8
	Хоз. Кімната	538,2	438,6	976,8
	Сауна	356,5	133,6	490,0
	Душева	213,1	156,2	369,3
	Санвузол	436,0	110,3	546,3
	Хоз. Кімната	635,2	322,1	957,3
	Гардеробна	203,1	123,2	326,3
	Кладова	211,1	131,2	342,3
	Разом по групі:	5001,9	2024,0	7025,9
	Разом по поверху:	5001,9	2024,0	7025,9
Поверх	Тепловтрати по групах приміщень, Вт			

1	Житлове одноквартирне			
	Приміщення	Тепловтрати	Інфільтрація	Разом
	Хол	157,7	18,7	176,4
	Гостинна	3847,1	620,4	4467,5
	Кухня	1674,3	763,7	2438
	Гостева	983,4	567,4	1550,8
	Коридор	85	18,2	103,2
	Санвузол	277,6	41,6	319,3
	Разом по групі:	7025,1	2028,1	9053,2
	Разом по поверху:	7025,1	2028,1	9053,2
	Поверх	Тепловтрати по групах приміщень, Вт		
2	Житлове одноквартирне			
	Приміщення	Тепловтрати	Інфільтрація	Разом
	Хол	57,7	8,7	66,3
	Санузел	547,1	142,4	689,5
	Спальня	674,3	363,7	1038,0
	Спальня	783,4	567,4	1350,8
	Спальня	812,1	561,2	1373,2
	Санузел	867,1	182,4	1049,5
	Гардероб	277,6	41,6	319,3
	Разом по групі:	3152,2	1685,0	5886,6
	Разом по поверху:	4019,3	1867,4	5886,6
Разом по об'єкту:		16046,3	5919,5	21965,8

За розрахунками теплових втрат встановлено, що одні з найбільших втрат тепла за приміщеннями є у тамбурі. Такі втрати обумовленні тим, що в даному приміщенні встановлені входні двері без теплового тамбуру, тому для забезпечення комфортних умов та зменшення теплових втрат через відкриття входних дверей передбачається встановлення теплової завіси.

Найбільші втрати тепла встановлені у вітальні, це обумовлено тим що дана кімната найбільша по площі, тому в даній кімнаті передбачається встановлення фанкойлів для додаткового опалення в додаток до опалення теплою підлогою.

						Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У санітарних приміщеннях в додаток до опалення теплою підлогою, передбачається встановлення рушникосуші, як невід'ємний атрибут ванних кімнат.

Опалення холу зі сходами на першому та другому поверсі, передбачає встановлення фанкойлу на сходовій клітці на рівні між першим та другим поверхом, для забезпечення комфортних умов в переході між першим та другим поверхом.

Опалення передпокою не передбачено, так як в дане приміщення має найменші теплові втрати через зовнішні огорожі, якими можна знехтувати в даному прикладі.

Опалення кухні на першому поверсі здійснюється за рахунок теплих підлог.

Опалення житлових кімнат на другому поверсі здійснюється за рахунок теплих підлог.

#### **4. Розрахунок теплоприпливів приміщень**

Теплоприпливи - надходження в приміщення тепла від різних джерел. Розрахунок теплоприпливів, це невід'ємна частина розробки систем охолодження та вентиляції у будівлі. Цей підрахунок дуже важливий і від нього залежить: чи буде мікроклімат в кімнаті комфортним для людини.

Охолодження повітря розраховується для наступних приміщень:

- вітальня, в даному приміщенні планується встановити декілька стельових фанкойлів, для забезпечення комфортних умов в спекотний період;
- житлові кімнати в яких планується встановити стельові фанкойли для охолодження приміщень і забезпечення комфортних умов;

Теплоприпливи в приміщення складаються з теплоприпливів через зовнішні огороження, теплоприпливів від сонячної радіації через світлові (віконні) прорізи, теплоприпливи від людей що знаходяться у приміщенні та теплоприпливи від електрообладнання.

						Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

#### 4.1. Зовнішні теплоприпливи

Теплопоприпливи через зовнішні огороження розраховуються наступним чином:

$$Q_{зс} = q_{зс} \cdot F_{зс}, \text{ Вт} \quad (4.1)$$

де,  $q_{зс}$  - питома тепла потужність теплопередачі захисної споруди, Вт/м<sup>2</sup>

$F_{зс}$  - площа захисної споруди, м<sup>2</sup>.

**Таблиця 4.1** Значення питомої теплової потужності теплопередачі огорожуючих конструкцій

Питома тепла потужність теплопередачі	
Захисна споруда	$q, \text{ Вт/м}^2$
Зовнішня стіна легкої конструкції (північ)	30
Зовнішня стіна легкої конструкції	60
Зовнішня стіна важкої конструкції (північ)	20
Зовнішня стіна важкої конструкції	30
Внутрішня стіна	30
Дах без утеплення	60
Дах з утепленням	25
Стеля	10
Підлога	10

Теплоприпливи від сонячної радіації через світлові (віконні) прорізи розраховуються наступним чином:

$$Q_{окн} = q_{окн} \cdot F_{окн} \cdot k, \text{ Вт} \quad (4.2)$$

де,  $q_{окн}$  - питома тепла потужність від сонячної радіації в залежності від орієнтації вікна Вт/м<sup>2</sup>.

$F_{окн}$  - площа заклоєної частини вікна, м<sup>2</sup>;

$k$  - коефіцієнт, що враховує наявність сонцезахисних елементів на вікні.

**Таблиця 4.2** Значення питомої теплової потужності від сонячної радіації в залежності від орієнтації вікна

						Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Питома теплова потужність від сонячної радіації	
Орієнтація вікна	q, Вт/м <sup>2</sup>
північний схід	190
схід	250
південний схід	240
південь	240
південний захід	350
захід	470
північний захід	370
північ	0

**Таблиця 4.3** Значення коефіцієнта, що враховує наявність сонцезахисних елементів на вікні

Коефіцієнт наявності захисних елементів	
Захист	k
Відсутність захисту	1
Жалюзі	0,5
Штори	0,4
Зовнішній навіс	0,3

## 4.2. Теплоприпливи від внутрішніх джерел

Теплоприпливи від людей що знаходяться у приміщенні розраховуються наступним чином:

$$Q_{\text{л}} = q_{\text{л}} \cdot n \quad (4.3)$$

де,  $n$  - кількість людей в належному стані;

$q_{\text{л}}$  - тепловиділення однієї людини, Вт/чел

**Таблиця 4.4** Тепловиділення людини залежно від стану

Тепловиділення однієї людини	
Стан людини	$q$ , Вт
Відпочинок	80
Легка робота	125
Середня робота	170
Важка робота, спорт	250

Тепловиділення від електрообладнання:

$$Q_{\text{е}} = N_{\text{е}} \cdot m \cdot i, \text{ Вт} \quad (4.4)$$

де,  $m$  - кількість одиниць обладнання;

$N_{\text{е}}$ - електрична потужність одиниці обладнання, Вт;

$i$  - коефіцієнт перетворення електричної енергії в теплову.

**Таблиця 4.5** Коефіцієнт перетворення електричної енергії в теплову залежно від типу прибору

Коефіцієнт перетворення електричної енергії в теплову	
Обладнання	$i$
Лампи розжарювання	0,9
Лампи світлодіодні	0,4
Електродвигуни	0,3

### 4.3. Загальні теплоприпливи:

Сумарна величина теплопритоков приміщення становитиме:

$$\Sigma Q = \Sigma Q_{\text{окн}} + \Sigma Q_{\text{зс}} + \Sigma Q_{\text{л}} + \Sigma Q_{\text{с}}, \text{ Вт} \quad (4.5)$$

**Таблиця 4.6** Загальні теплоприпливи у приміщеннях

Тепловтрати по групах приміщень, Вт			
Житлове одноквартирне			
Приміщення	Зовнішні	Внутрішні	Разом
Вітальня	5315,7	264,5	5580,2
Спальня	2539,2	104	2643,2
Спальня	2763,4	104	2424
Спальня	2538,2	104	2867,4
Разом			13514,8

## 5. Розрахунок та підбір систем опалення, охолодження та гарячого водопостачання.

### 5.1. Розрахунок теплої підлоги.

Тепла підлога розраховується для першого та другого поверхів. В тих приміщеннях де потужності теплої підлоги недостатньо для підігріву передбачається встановлення фанкойлів для додаткового обігріву. В приміщеннях санвузлів додатково встановлюються рушникосуші.

Тепла підлога або точніше - або «панельний обігрів», так як по поверхнею (панеллю) обігріву стає вся площа підлоги. Використовують його як для місцевого утеплення підлоги (наприклад, у ванній кімнаті), так і для загального обігріву квартири або будинку. Фахівці підтвердили, що найбільш комфортно людина відчуває себе, коли температура повітря досягає + (22 - 25) ° С, а на рівні голови (18 - 20) ° С. Такий розподіл температур найкраще забезпечує саме підлогове опалення. Тепло рівномірно розподіляється по всій площі, забезпечуючи температуру підлоги до 24 ° С, а на висоті 1,7 - 1,9 м - 20

						Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 22 ° С. Вірно запроектована система опалення дозволяє економити до 20% енергоресурсів.



**Рис. 5.1** Розподіл температур в приміщеннях з різними типами обігріву

Для міської квартири переваги водяного опалення полягають в тому, що немає потреби у додатковому джерелі тепла: труби в підлозі замінюють традиційні прилади під вікнами. Такі системи прості й економічні в експлуатації. До їх недоліків можна віднести дорожнечу при влаштуванні підлоги, зменшення корисного об'єму приміщення за рахунок підняття рівня підлоги і залежність від центрального опалення.

Для водяного опалення заміських будинків підходить будь-який нагрівач, що працює на дровах, газі, вугіллі, бензині, солярці, сонячних батареях або тепловий насос.

Для теплих підлог використовують міцні пластикові (полімерні) або металополімерні кіслородонепроникні труби, які не схильні до корозії. Такі труби для кожного контуру обігріву укладають з бухти без проміжних з'єднань, одним шматком. Це виключає можливість протікання під підлогою. Автономну систему опалення, яка обігріває підлогу, роблять із замкнутим циклом обороту теплоносія. Тому її можна заповнити антифризом або додати в воду особливі присадки (наприклад етиленгліколь), яким не страшні морози. Якщо систему заповнюють простою водою, для її аварійного зливу

						Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

передбачають додатковий пристрій, наприклад малий компресор або балон для продування труб стисненим повітрям.

Для теплих підлог, особливо при невеликих площах приміщень, найкраще підходять металлополімерні труби. Серед них краще ті, металева серцевина яких виконана у вигляді безшовної труби або не має шва, так як їх можна багаторазово згинати на одному і тому ж ділянці з малим радіусом згину, рівним трьом значенням зовнішнього діаметра труби (у інших типів труб - 5 - 8 діаметрів).

Однак при виборі труб не можна керуватися тільки довідковими даними. Необхідно погоджувати температуру і тиск теплоносія з параметрами труби так, щоб забезпечити термін служби труб не менше 50 років, а температуру теплоносія - з втратами тепла в будинку. Тому медики ввели свої обмеження: адже неможливо ходити по підлозі, як по розпеченій плиті. Так, температура поверхні підлоги не повинна перевищувати певні значення (стандарт ISO 7730): в житлових кімнатах  $+26$  ( $29$ )  $^{\circ}\text{C}$ , у ванній  $+30$   $^{\circ}\text{C}$ , у басейну і в підвалах  $+32$   $^{\circ}\text{C}$ , а щоб гола стопа не відчувала перепаду температур, крок розміщення труб нагрівального контуру не повинен бути більше  $0,35$  м.

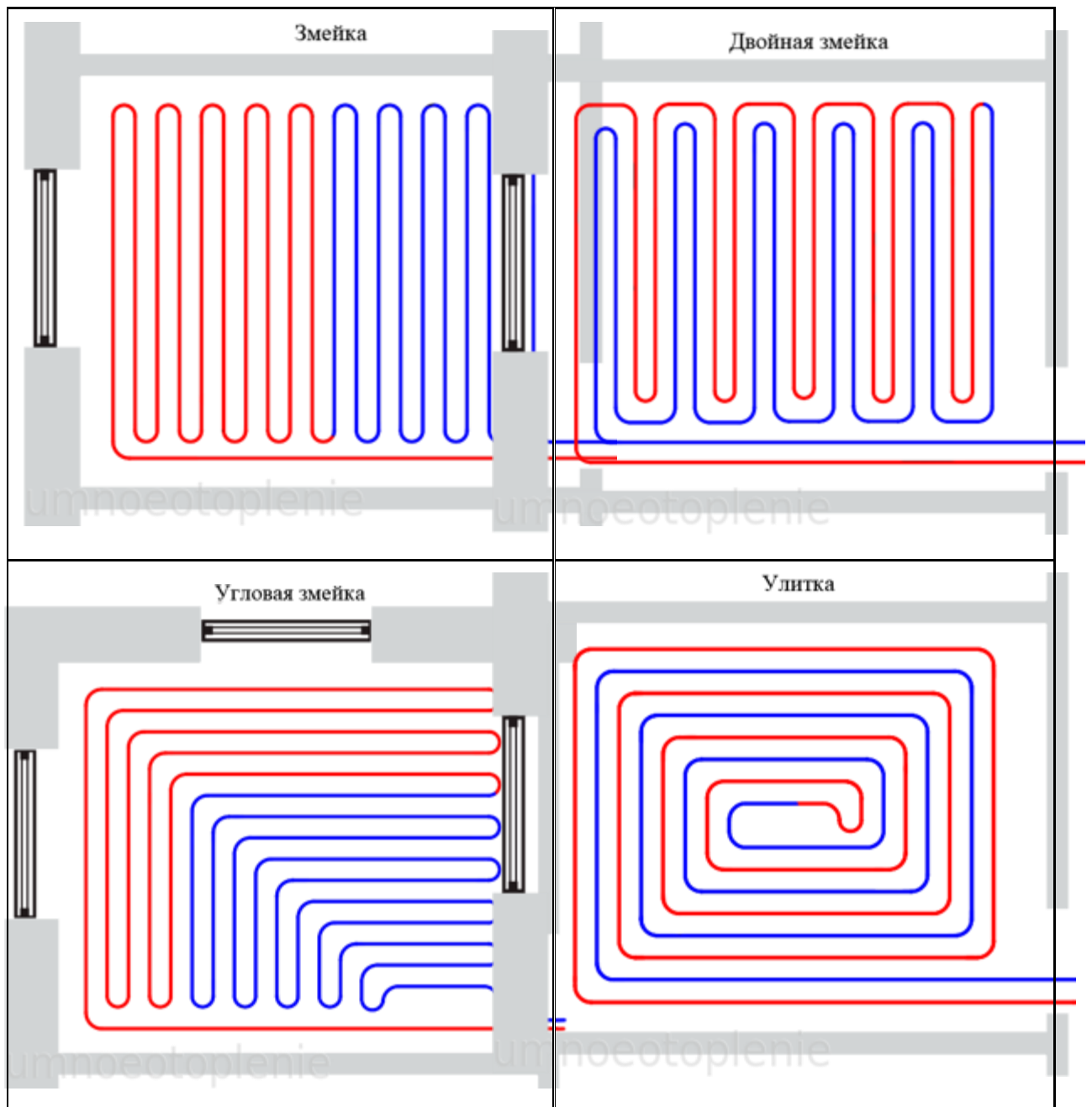
Зазвичай необхідна температура теплоносія знаходиться в діапазоні від  $+35$  до  $+55$   $^{\circ}\text{C}$ . Для її забезпечення гарячу воду, що підводиться від котла, змішують з водою, що виходить з контуру. Ця операція управляється автоматично за допомогою клапанів-термостатів. Кілька фірм випускають такі клапани, розроблені спеціально для систем підлогового опалення «Oventrop» (Німеччина), «Herz» (Австрія), «Ta-Hidroniks» (Швеція). Використання універсальних термостатів, придатних для будь-яких систем опалення, часто теж виправдано; все залежить від умов їх застосування.

Від виду покриття чистої підлоги і навантаження, яка буде на нього приходиться, залежить величина енерговитрат на експлуатацію статі. Так, килимове покриття, в порівнянні з плитковим, жадає підвищити температуру теплоносія на  $4 - 5$   $^{\circ}\text{C}$ , а значить, збільшить енерговитрати мінімум на  $15 - 25\%$ . Кожні зайві  $10$ мм товщини стяжки збільшують потрібні енерговитрати на  $5 -$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Арк.
47

8%. Монтаж системи теплої підлоги допускає будь-яку геометрію розкладки труб (рис.4.2).



**Рис. 5.2** Види монтажу теплої підлоги

Найбільш поширеним способом реалізації систем підлогового опалення є монолітні бетонні підлоги, виконані так званим "мокрим" методом. Конструкція підлоги представляє з себе "лишковий пиріг" з різних матеріалів.

					Арк.
					48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

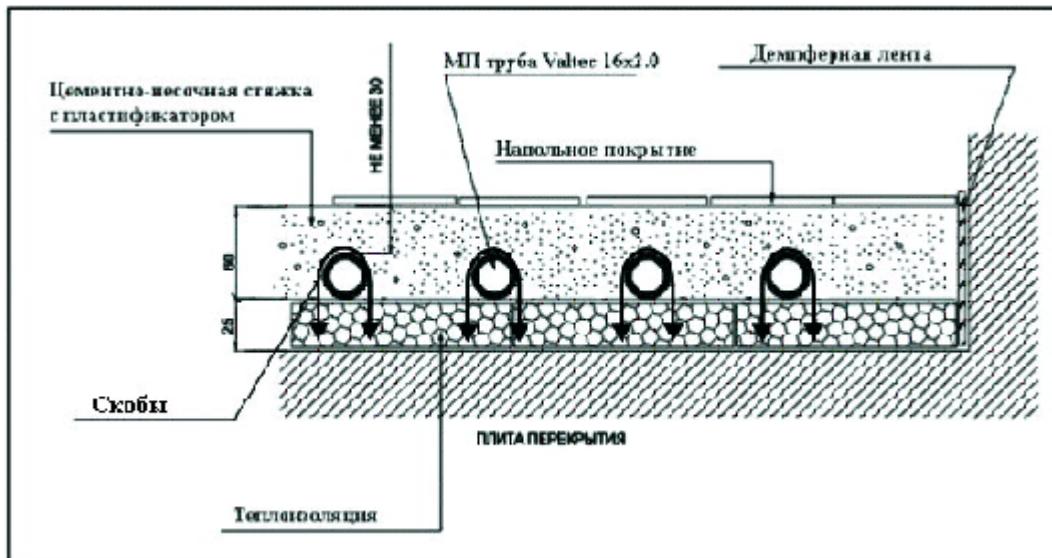


Рис. 5.3 Схема теплої підлоги

Монтаж системи теплих підлог починається з підготовки поверхні під монтаж теплої підлоги. Поверхня повинна бути вирівняна, нерівності по площі не повинні перевищувати  $\pm 5$  мм. Допускаються нерівності і виступи не більше 10 мм. При необхідності поверхню вирівнюється додаткової стяжкою. Якщо в розташованому нижче приміщенні підвищена вологість бажано укласти гідроізоляцію (поліетиленова плівка).

Після вирівнювання поверхні необхідно уздовж бічних стін укласти демпферну стрічку шириною не менше 5мм для компенсації теплового розширення моноліту теплої підлоги. Вона повинна бути покладена уздовж всіх стін, що обрамляють приміщення, стійок, дверних коробок, відводів і т.п. Стрічка повинна виступати над запланованої висотою конструкції підлоги мінімум на 20 мм.

Після чого укладається шар теплоізоляції для запобігання витоку тепла в нижні приміщення. Як термоізоляції рекомендується використовувати спінені матеріали (полістирол, поліетилен) щільністю не менше 25 кг / м<sup>3</sup>. Якщо неможливо укласти товсті шари теплоізоляції, то в цьому випадку застосовуються фольговані теплоізоляційні матеріали товщиною 5 або 10 мм. Важливо, щоб фольговані теплоізоляційні матеріали мали захисну плівку на

						Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

алюмінії. В іншому випадку, лужне середовище бетонної стяжки руйнує фольгований шар протягом 3-5 тижнів.

Розкладка труб здійснюється з певним кроком і в потрібній конфігурації. При цьому рекомендується трубопровід подачі слід укладати ближче до зовнішніх стін. Крок укладання повинен бути проектним в згоді з розрахунками. Для крайових зон використовується крок, рівний 10 см. Для інших зон з різницею в 5 см - 15 см, 20 см, 25 см. Але не більше 30 см. Це обмеження пов'язане з чутливістю ступні людини. При більшому кроці труб нога починає відчувати різницю температури.

Також важливо витримувати максимальні довжини контуру для теплої підлоги. Для визначення довжини контуру використовується формула:

$$L = S / N \cdot 1,1, \text{ м} \quad (5.1)$$

де,  $S$  - площа приміщення або контуру, для якого розраховується довжина труби ( $\text{м}^2$ );

$N$  - шаг укладки, м;

Для металопластикової труби діаметром 16 мм ми робимо контур не більш 100 м. Зазвичай дотримуємося 80 м.

Те ж саме стосується і труб з поліетилену. Для 18 труби із зшитого поліетилену максимальна довжина контуру 120 м. На практиці дотримуємося 80 - 100 м. Для 20 металопластикової труби максимальна довжина контуру складає 120 - 125 м.

### 5.1.1. Обґрунтування вибору температури теплої підлоги

Важливим параметром такого роду системи є температура системи і покриття. Звичайно ж, кожному різновиду властиві певні показники, однак стандартні межі визначаються за ДБН В.2.5-67:2013. У цьому документі чітко регламентована максимальна і мінімальна температура підлогового покриття.

					Арк.
					50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

З огляду на фізіологічні особливості людини, температура підлоги не повинна перевищувати наступні межі:

**Таблиця 5.1** Максимальна розрахункова температура нагрівальної поверхні з додатка С нормативного документа ДБН В.2.5-67:2013

Нагрівальна поверхня	Максимальна розрахункова температура нагрівальної поверхні <sup>1)</sup>
Підлога (сухий або нормальний вологісний режим) <sup>2)</sup>	29 °С у приміщеннях з постійним перебуванням людей; 31 °С у приміщеннях з тимчасовим перебуванням людей; 35 °С у крайовій зоні (зоні найбільшого охолодження), визначеній за відстанню С та Е згідно з таблицею Д.7; 27 °С при дерев'яному покритті; 26 °С при підвищеній температурі повітря впродовж більшої частини опалювального періоду (пекарня тощо); 26,5 °С (середньодобова температура) для акумуляційного опалення 25 °С у приміщеннях дитячих навчально-виховних закладів
Підлога (вологий та мокрий вологісний режим) <sup>2)</sup>	31 °С для обхідних доріжок та лавок плавального басейну, ванної кімнати тощо
Стіна	95 °С для зовнішньої стіни від рівня підлоги до 1 м (окрім приміщень дитячих навчально-виховних закладів); 35 °С для зовнішньої стіни з електричною кабельною системою опалення від рівня підлоги до 1 м; 28, 30, 33, 36 та 38 °С відповідно до висоти приміщення 2,8, 3,0, 3,5, 4,0 та 6,0 м
Стеля	28, 30, 33, 36 та 38 °С відповідно до висоти приміщення 2,8, 3,0, 3,5, 4,0 та 6,0 м 32 °С у приміщеннях дитячих навчально-виховних закладів
Підвіконня	45 °С у приміщеннях дитячих навчально-виховних закладів
<sup>1)</sup> Максимальне значення може бути меншим від зазначеного залежно від вимог виробника до застосовуваного матеріалу лицьового покриття підлоги. <sup>2)</sup> Вологісний режим приміщення визначають згідно з ДБН В.2.6-31.	

Підігрів підлоги до такої температури дозволяє забезпечувати в приміщенні температурний режим на позначці 20 градусів, для житлових приміщень, і 24, для кімнат з підвищеним рівнем вологості (ванна). Фахівці рекомендують, в приміщеннях з високою прохідністю, утримувати температуру поверхні підлоги на значенні 26 ° С. Якщо в кімнаті низька прохідність, тоді температуру бажано підняти до 31 ° С. Основним обмеженням по температурі, яка вказана в нормативних документах, є дотримання температури по осях підігріву. Вона не повинна перевищувати 35

° С, в іншому випадку відбувається перегрів самої системи і підлогового покриття. У випадку з перегрівом страждає не тільки система, а й людина, так як ходити по занадто теплою поверхні неприємно. Крім цього, коливання температури у високих діапазонах може привести до порушення цілісності підлогового покриття. Для кожного типу обробки рекомендовані певні межі, перевищення яких небажано.

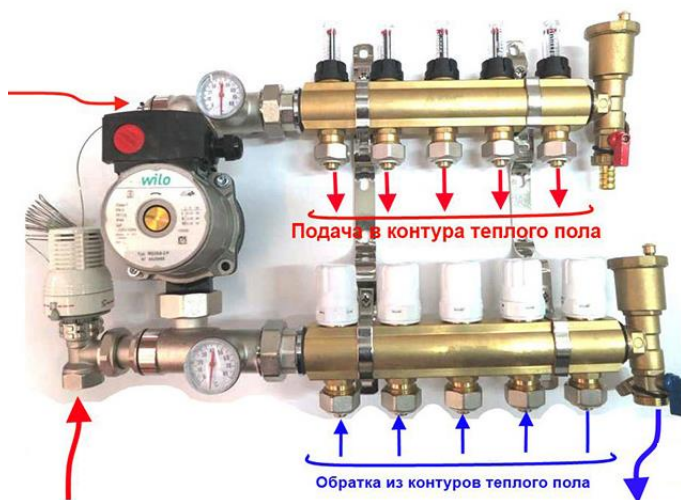
Основним елементом системи водного теплої підлоги виступає труба. Її укладають на чорнове підставу, і покривають шаром стяжки, товщиною 6 см. В якості основного джерела обігріву виступає вода з системи опалення або гарячого водопостачання. Як правило, водний тепла підлога характеризується температурою на рівні 30 ° С. Якщо врахувати подальшу укладання певного типу підлогового покриття, підігрів зменшується на кілька градусів, тим самим утворюючи оптимальний тепловий режим.

Час нагріву і охолодження різного типу теплої підлоги досить сильно відрізняється. Залежно від типу приміщення може бути сильно вигідніше мати конкретний вид статі. Це дозволить заощадити електрику або навпаки, швидше отримати тепло. Водяна тепла підлога нагрівається дуже довго, час залежить від площі приміщення, але в середньому становить близько 12-20 годин. Але це час повного нагріву, тепло відчувається вже через 3-4 години. Довгий нагрів обумовлений гіршій теплопровідністю, на відміну від електричної підлоги. Також частину часу догляд на прогрів стяжки. Але у водяного статі є і свої плюси, він набагато довше тримає тепло після відключення джерела живлення, повне охолодження може тривати більше доби.

За вимогами ДБН В.2.5-67:2013 убудовані нагрівальні елементи необхідно встановлювати з автоматичними регуляторами температури. Водні системи оснащуються термостатичними вентилями або насосно-змішувальними групами з автоматичним управлінням. З їх використанням виключається можливість перегріву підлогового покриття. Крім цього, вони здатні реагувати на зміну температурного режиму в приміщенні, і здійснювати

						Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

закриття або відкриття клапанів, щоб зберегти оптимальний рівень температури.



**Рис. 5.4** Приклад автоматичного регулювання температури теплої підлоги з використанням сервоприводів встановлених на зворотній контур розподільного колектора.

Зазвичай терморегулятор працює з термодатчиком, який відправляє йому сигнали. Перший функціонує в автоматичному режимі, включаючи або вимикаючи систему подачі теплоносія. Саме термічний регулятор теплої підлоги є сполучною ланкою між датчиком, що визначає температуру підлоги, і сервоприводом - вмикачем подачі теплоносія. Додамо, що терморегулятори можуть бути для зовнішньої установки і для внутрішньої.

### 5.1.2. Тепловий розрахунок водяної теплої підлоги.

При відомому питомому тепловому потоці розрахунок ведеться за формулою:

$$t_{\text{жн}} = t_e + q_e R_n^e + q_e b R_{\text{жп}}^{\text{жп}} (1 + a) \quad (5.2)$$

де:  $t_{\text{жн}}$  - середня температура теплоносія, °С;

$t_b$  - температура повітря в приміщенні, °С;

						Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$q_v$  - питомий тепловий потік у напрямку "вгору", Вт/м<sup>2</sup>;

$R_{п}^B$  - приведений опір теплопередачі шарів підлоги над трубами, м<sup>2</sup>

К/Вт;

$b$  - крок труб теплої підлоги, см;

$R_{тр}^{пр}$  - приведений опір теплопередачі стінки труби, м<sup>2</sup> К/Вт;

$a$  - відношення питомих теплових потоків за напрямками "вниз" / "вгору", Вт/м<sup>2</sup> К.

При відомій середній температурі теплоносія питомий тепловий потік у напрямку "вгору" визначається шляхом рішення рівняння:

$$t_{мх} = t_e + q_e R^e + 0,1368 q_e^{(1/1,1)} + q_e b R_{мх}^{пр} \left[ 1 + \frac{t_e + q_e R^e + 0,1368 q_e^{(1/1,1)} - t_x}{q_e R_x^x} \right] \quad (5.3)$$

**Таблиця 5.2** – Характеристики труб теплої підлоги

<b>ДАНИЕ О ТРУБАХ</b>			
Матеріал	Металлопластиковые 16x2.0		
Діаметр зовнішній	Øн	16	мм
Діаметр внутрішній	Øв	12	мм
Шероховатість	Δ	0,01	мм
Коефіцієнт теплопровідності стінок труби	λст	0,43	Вт/м К

**Таблиця 5.3** – Характеристики шарів ізоляції над та під трубами теплої підлоги

Приміщення	tв	tн	Шари над трубами		Шари під трубами		Потік	Шаг	t п		Тепловий потік			tн
			Матеріал	D	Матеріал	D			max	min	q в	q Σ	q пог.	
Гардероб	19	20	Розчин цементно-пісчаний 1800	4,4	Пінополістирол «Піноплекс 43»	10	354,7	20	26,3	24,4	78,8	82,1	16,4	34
			Плитка керамічна	1	Залізобетон 2500	16								
Кухня	19	-18	Розчин цементно-пісчаний 1800	4,4	Пінополістирол «Піноплекс 43»	10	1004	15	28,1	26,4	100,4	109,2	16,4	37
			Плитка керамічна	1	Пісок 1600	35								



$$\Delta p_{\text{гид}} = \xi \frac{\rho v^2}{2} \quad (5.6)$$

де,  $\lambda$  - коефіцієнт тертя;

$\rho$  - щільність середовища, що транспортується, кг/м<sup>3</sup>;

$v$  - швидкість потоку, м/с;

$$\sqrt{\lambda} = \frac{0.5 \left[ \frac{b}{2} + \frac{1.312(2-b) \lg(3.7d_p / K_s)}{\lg Re_\phi - 1} \right]}{\lg(3.7d_p / K_s)} \quad (5.7)$$

де,  $Re_\phi$  - фактичне число Рейнольдса;

$b$  - число подібності режимів течії рідини;

$Re_{\text{кв}}$  - число Рейнольдса, відповідне початку зони квадратичної залежності;

$K_s$  - коефіцієнт еквівалентної шорсткості, мм;

$d_p$  - внутрішній діаметр трубопроводу на розрахунковому ділянці, мм

$$Re_{\text{гид}} = \frac{500d_p}{K_s} \quad (5.8)$$

$$Re_\phi = \frac{d_p v}{\nu_t} \quad (5.9)$$

де,  $\nu_t$  - коефіцієнт кінематичної в'язкості

$$b = 1 + \frac{\lg Re_\phi}{\lg Re_{\text{гид}}} \quad (5.10)$$

Дані розрахунку зведемо в таблицю:

**Таблиця 5.4** – Тепловий розрахунок теплої підлоги

Приміщення	Номер петлі	Довжина брутто, м	Теплове навантаж., Вт	Витрати. в петлі, кг/с	Швидкість в петлі, м/с	Втрати тиску, Па
Кухня	1	74,4	1086,431	0,026	0,231	7614,109
Санвузол	2	38,7	367,948	0,009	0,078	651,938
Вітальня	3	97,2	1638,807	0,039	0,349	19884,187
Вітальня	4	99,9	1687,581	0,04	0,36	21482,088
<b>Разом</b>		197,1	3326,389	0,08		

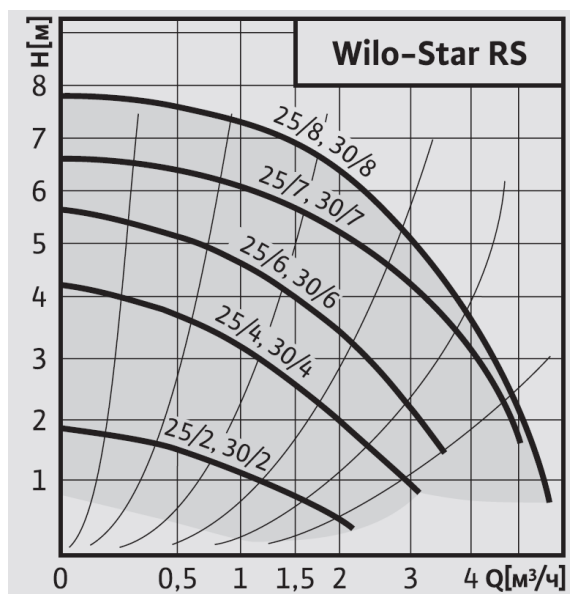
						Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Санвузол	5	60,5	692,737	0,017	0,148	3055,215
Спальня	6	93,4	1240,588	0,03	0,264	11923,518
Спальня	7	96,2	1366,232	0,033	0,291	14416,847
Спальня	8	100	1428,782	0,034	0,304	15340,106
Гардероб	9	35,5	352,921	0,008	0,075	559,648
<b>ВСЬОГО</b>		695,8	9862,027	0,236		

**Таблиця 5.5** – Характеристики колекторів теплої підлоги

Номер колектора	Ø колектора, мм	Номер петлі	Довжина петлі бруто, м	Теплове навантаження, Вт	Витрати, кг/с	Швидкість, м/с	Втрати тиску, Па	% відкриття вентиля
1	32	1	74,9	1086,431	0,026	0,231	7614,11	35,444
1	32	2	38,7	367,948	0,009	0,078	651,94	3,035
1	32	3	97,2	1638,807	0,039	0,349	19884,2	92,562
1	32	4	99,4	1687,581	0,04	0,36	21483,1	100
Разом		4	310,2	4780,77	0,114		21483,1	
2	32	5	60,5	692,737	0,017	0,148	3055,215	14,222
2	32	7	96,2	1366,232	0,033	0,291	14416,85	93,981
2	32	8	99,5	1428,782	0,034	0,304	15340,11	100
2	32	6	93,4	1240,588	0,03	0,264	11923,52	100
2	32	9	35,5	352,921	0,008	0,075	559,65	4,694
Разом		5	385,1	5081,26	0,122		15340,11	
Всього		9	695,3	9862,03	0,236			

За результатами гідравлічного розрахунку для компенсації втрати тиску підбираємо два насоси WILO RS 25/4 з номінальним напором 4 м.



**Рис. 5.5** Напірна характеристика насосів WILO-Star RS

					Арк.
					57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

## 5.2. Розрахунок та підбір фанкойлів

Фанкойли - це кліматичне обладнання, призначене для охолодження або нагрівання повітря. Зазвичай вони входять в систему загального кондиціонування приміщення і працюють спільно з чиллерами або тепловими насосами. Такі пристрої можна помітити на стелі і стінах приміщень. Перевага таких систем в тому, що ви можете налаштувати автоматичну подачу повітря заданої температури без необхідності забирати його безпосередньо з вулиці. Підходить для підтримки клімату в середніх і великих приміщеннях, в яких немає можливості встановити звичайний кондиціонер. Дана установка включає в себе:

- теплообмінник, куди надходить повітря з приміщення і де воно приймає потрібну температуру;
- вентилятор, за допомогою якого повітря подається в теплообмінник;
- фільтр для очищення повітря;
- управління обладнання відбувається за допомогою віддаленого, вбудованого або дистанційного пульта.

Вентилятор проганяє повітряні потоки через теплообмінник. У зміювик теплообмінника в залежності від поставленого завдання надходить гаряча або холодна вода. Повітря нагрівається або охолоджується і поширюється по приміщенню.

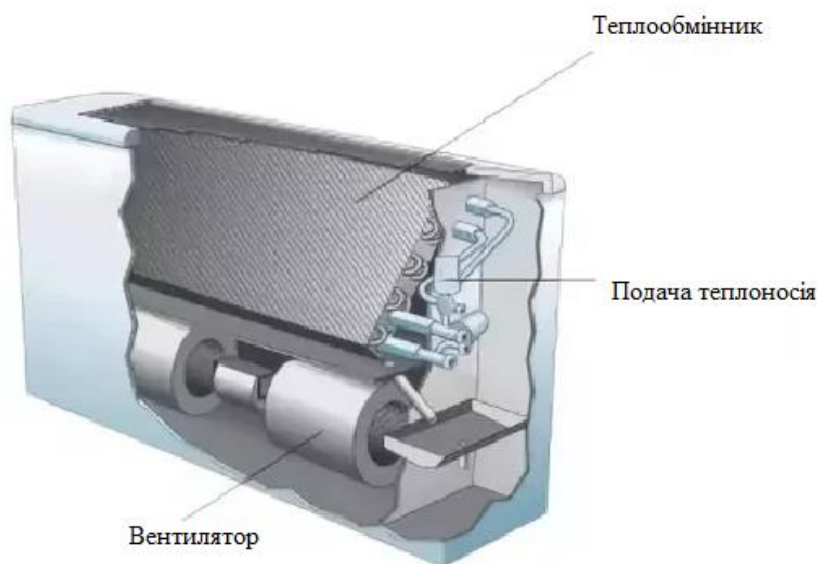
Принцип роботи системи фанкойлів наступний: тепловий насос нагріває або охолоджує воду в теплообміннику, потім ця вода подається насосом по трубах до фанкойлів. У них вода підігрівається або охолоджується і в такому стані повертається назад в систему теплового насоса.

Системи фанкойлів встановлюють в кімнатах готелів, в холах, в концертних та інших залах, в офісних будівлях і торгових комплексах, тобто всюди, де необхідно кондиціонування повітря в численних приміщеннях або одному великому, а також, де відстань від зовнішнього блоку і внутрішніх - не дозволяє використовувати фреонову систему.

						Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Внутрішні блоки - фанкойли бувають різних типів - підлогового, настінного, під стельового, каналного та інших типів. Їх так само випускають і в бескорпусном варіанті, тоді вони помітно дешевше, а встановлюють їх в прихованому вигляді (за підвісною стелею, в декоративному коробі на підлозі або в іншому місці). Повітроохолоджувачі встановлюють в будь-якому зручному місці приміщення, а через простий і універсальної конструкції йому може бути відданий майже будь-який дизайн.

За кількістю труб підключення фанкойли можна розділити на двотрубні або чотирьохтрубні. Відповідно, в першому варіанті буде один теплообмінник, у другому - два. У першому випадку фанкойл поперемінно може передавати або гарячий, або холодний теплоносій. У другому випадку вже є два теплообмінника, які працюють незалежно. Суть полягає в наступному: в один подається вода (гаряча) з системи центрального опалення, в іншій - теплоносій від теплового насоса. Фанкойли з чотирьохтрубною системою краще встановлювати під вікнами, так як взимку вони працюють як радіатори центрального опалення.



**Рис. 5.6** Схема двотрубного підлогово-стельового фанкойла

Монтаж системи фанкойлів вимагає дотримання особливих умов. Спочатку встановлюють власне фанкойл. Місце монтажу залежить від типу

					Арк.
					59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

пристрою: стеля, підлога, стіна. У будь-якому випадку потрібно забезпечити вільне переміщення повітряних мас від фанкойла по всьому приміщенню, щоб робота пристрою була ефективною. Після встановлення фанкойла необхідно зібрати вузол обв'язки, встановити труби і укласти шар теплоізоляції. Слід поставити ряд таких елементів, як запірні крани, температурні датчики, манометри. Відмінним варіантом для монтажу системи цього типу можуть виявитися труби з каучуковим покриттям. Вони компактні і мають гарні теплоізоляційними властивостями. При необхідності монтуються канали повітропроводів. Ці конструкції слід забезпечити шумоізоляцією. Щоб вода розподілялася по системі рівномірно і була забезпечена її правильна гідравліка, використовують балансувальні клапана.

Для невеликих площ можна використовувати тільки один фанкойл, від якого теплий (або холодний) повітря розподіляється по квартирі через систему повітропроводів. Фанкойл зазвичай ставлять в передпокої або в санвузлі, труби можна заховати під підвісною стелею. Звичайно, стелю в місці монтажу основного пристрою доведеться опустити, що не завжди зручно в квартирах з невеликою висотою кімнат. Однак в інших приміщеннях проблему можна усунути, якщо зробити дво- або навіть трьохрівневу стелю, щоб заховати менш громіздкі повітроводи. Місце розташування фанкойла обумовлено не тільки розмірами пристрою. В процесі роботи агрегат виробляє значну кількість шуму, який навряд чи буде доречний в житлових приміщеннях. Для обслуговування всієї квартири доведеться взяти досить потужний фанкойл, а ніж продуктивніше пристрій, тим більше від нього шуму. Регулювати роботу фанкойла можна буде з пульта дистанційного керування, але обраний режим пошириться на всі кімнати. Це не дуже зручно, якщо вікна кімнат виходять на різні сторони і прогріваються сонцем по-різному. Альтернативним варіантом вважається установка невеликого фанкойла в кожній кімнаті або тільки в деяких кімнатах. В цьому випадку регулювати мікроклімат в окремих приміщеннях буде значно простіше.

						Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За розрахунковими даними з розрахунку теплої підлоги встановлено, що за технічними умовами або через недостатню потужність теплої підлоги необхідне встановлення фанкойлів для додаткового обігріву у наступних приміщеннях:

- вітальня, з необхідною тепловою потужністю 320,3 Вт;
- тамбур з необхідною тепловою потужністю 2283,5 Вт;
- хол зі сходами з необхідною тепловою потужністю 682,9 Вт;
- котельня з необхідною тепловою потужністю 490 Вт;

За каталогами фірми Clivet підбираємо необхідне обладнання:

**Таблиця 5.6** – Теплове навантаження пристінних фанкойлів в залежності від температури теплоносія та температури повітря що потрапляє у фанкойл

Size	Exchanger water inlet / outlet temperature (°C)					
	Twi (°C)	35/30	40/35	45/40	50/45	60/55
		kWt	kWt	kWt	kWt	kWt
003.0	10	0,94	1,16	1,38	1,59	2,02
	15	0,72	0,94	1,15	1,37	1,79
	18	0,58	0,81	1,02	1,23	1,66
	20	0,49	0,72	0,93	1,14	1,57
	22	0,39	0,52	0,85	1,06	1,48
	25	0,18	0,49	0,72	0,93	1,35
005.0	10	2,00	2,45	2,91	3,36	4,26
	15	1,53	1,99	2,44	2,89	3,78
	18	1,24	1,71	2,16	2,60	3,49
	20	1,05	1,54	1,97	2,42	3,30
	22	0,84	1,34	1,79	2,23	3,11
	25	0,39	1,05	1,52	1,96	2,84
011.0	10	2,75	3,37	3,99	4,60	5,84
	15	2,11	2,73	3,35	3,96	5,18
	18	1,74	2,35	2,96	3,57	4,79
	20	1,48	2,10	2,71	3,32	4,53
	22	1,21	1,86	2,46	3,07	4,27
	25	0,79	1,48	2,09	2,69	3,89
015.0	10	3,50	4,29	5,07	5,85	7,41
	15	2,69	3,48	4,26	5,03	6,57
	18	2,21	3,00	3,77	4,54	6,07
	20	1,88	2,68	3,45	4,22	5,75
	22	1,54	2,36	3,14	3,90	5,42
	25	0,97	1,88	2,67	3,43	4,94
017.0	10	4,18	5,11	6,04	6,97	8,83
	15	3,20	4,15	5,07	5,99	7,83
	18	2,62	3,57	4,49	5,41	7,23
	20	2,22	3,19	4,11	5,02	6,84
	22	1,81	2,81	3,74	4,64	6,45
	25	1,59	2,23	3,17	4,08	5,88

### Примітка:

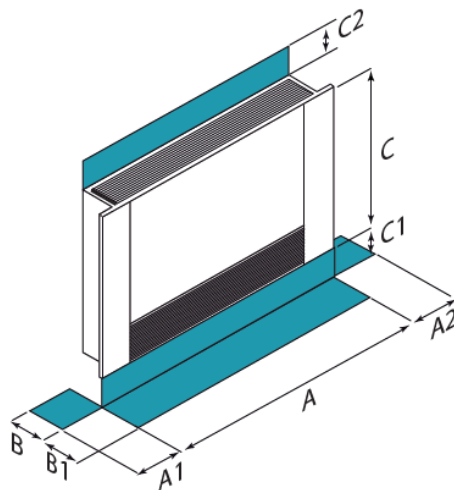
- $T_a$  = температура повітря що надходить до фанкойла ( $^{\circ}\text{C}$ );
- $kWt$  = забезпечена теплова потужність апарату (кВт);
- різниця температур води =  $5^{\circ}\text{C}$ ;

Температура теплоносія у системі опалення встановлена з розрахунку теплої підлоги становить  $35^{\circ}\text{C}$ . Температурні режими у приміщеннях встановлені наступні:

- вітальня, 1-й режим, температура  $+20^{\circ}\text{C}$ ;
- тамбур, 2-й режим – температура  $+19^{\circ}\text{C}$ ;
- хол зі сходами, 2-й режим – температура  $+19^{\circ}\text{C}$ ;
- котельня 2-й режим – температура  $+19^{\circ}\text{C}$ ;

Обираємо наступні типорозміри фанкойлів для наступних приміщень:

- вітальня, типорозмір 003.0;
- тамбур, два приладу з типорозміром 005.0;
- хол зі сходами, типорозмір 005.0;
- котельня, типорозмір 005.0;



**Рис. 5.7** Схема двотрубного підлогово-стельового лінійки EFLORM2

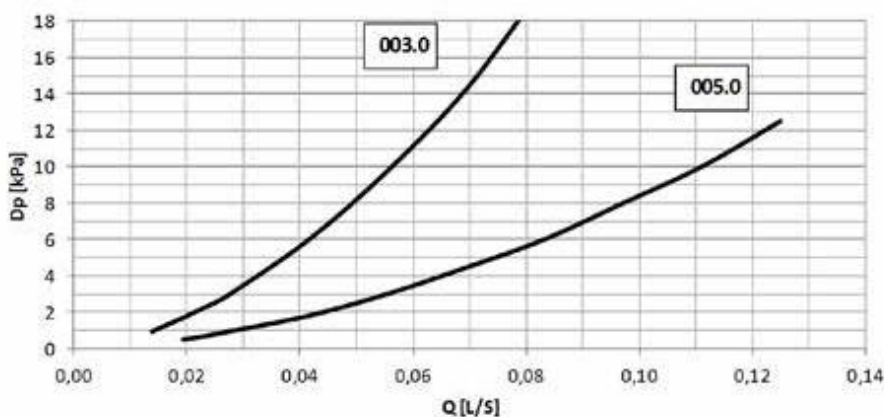
**Таблиця 5.7** Розміри та необхідні зони обслуговування

Типорозмір		003.0	005.0
А-довжина	мм	737	937
В-ширина	мм	130	130

					Арк.
					62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

С-висота	мм	579	579
A1	мм	20	20
A2	мм	20	20
B1	мм	400	400
C1	мм	80	80
C2	мм	140	140

Перевіримо достатність обраного насоса у тепловому розрахунку теплої підлоги, для цього скористаємось графіком втрат тиску з каталогу:



**Рис. 5.8** Діаграма втрат тиску фанкойлів лінійки EFLORM2

За перевіреними даними обраний циркуляційний насос задовольняє умови втрат тиску.

Охолодження повітря передбачається у наступних приміщеннях:

- вітальня, температура повітря встановлена у теплий період за ДБН В.2.5-67:2013 дорівнює 23 °С;
- спальні кімнати, температура повітря встановлена у теплий період за ДБН В.2.5-67:2013 дорівнює 23 °С;

За розрахунковими даними з розрахунку теплоприпливів встановлено, що необхідна потужність охолоджувального обладнання з урахуванням необлікованих втрат потужності складає:

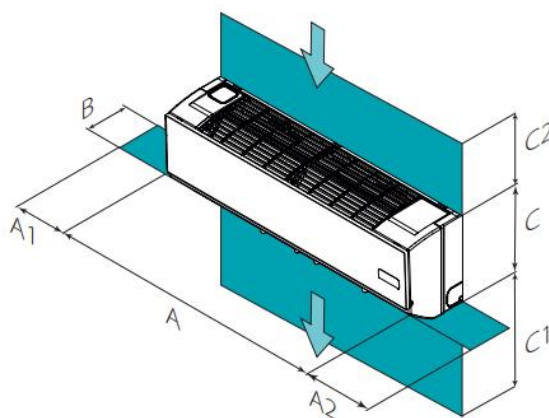
- вітальня, необхідна загальна потужність двох спліт блоків складає 5970,6 Вт;
- для першої кімнати необхідна потужність складає 2828,2 Вт;

						Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



-  $T_a$  = температура зовнішня °С

За даними з каталогу було обрано один типорозмір для всіх житлових кімнат 011.0.



**Рис. 5.9** Схема двотрубного пристінного фанкойлу лінійки ELFOSpace WALL3

**Таблиця 5.9** Розміри та необхідні зони обслуговування

Типорозмір		011.0
А-довжина	мм	916
В-ширина	мм	218
С-висота	мм	290
A1	мм	300
A2	мм	300
C1	мм	2000-3000
C2	мм	300

За даними каталогу втрати тиску обраних фанкойлів, встановлено що необхідна установка циркуляційного насосу на лінію охолодження. Обраний циркуляційний насос WILO RS 25/7 з номінальним напором 7 м.

### 5.3. Розрахунок та підбір бойлера непрямого нагріву

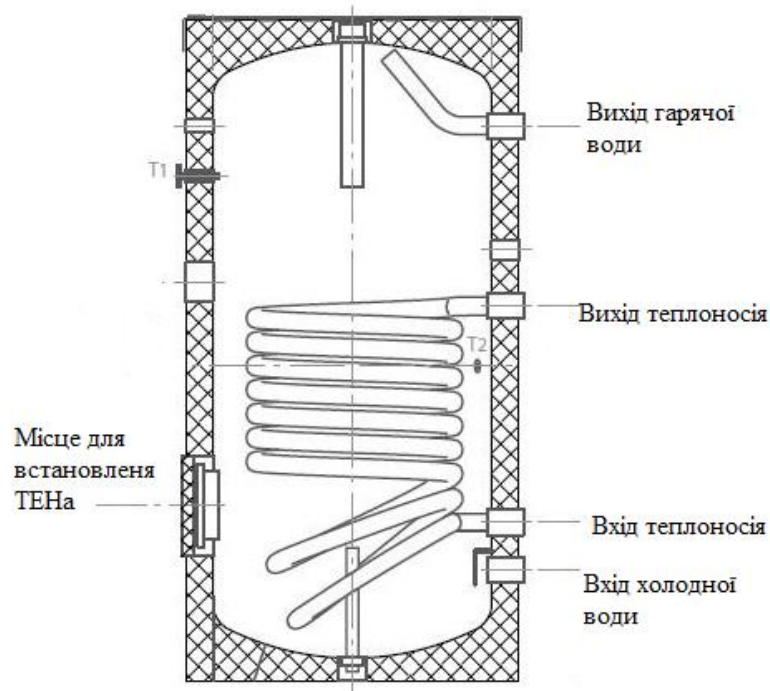
Питання забезпечення гарячою водою домогосподарств завжди бу актуальним, але з подорожчанням енергоносіїв, підхід до побудови системи підігріву води повинен бути максимально виваженим. Існує кілька рішень для приватного домоволодіння заснованих на енергії альтернативних джерел тепла (сонячної енергії, теплових насосів.). Перший варіант, це теплоаккумулятор з вбудованим баком ГВП (гарячого водопостачання) або теплообмінником, що дозволяє нагрівати воду проточним способом. Таке рішення дозволяє отримувати невеликий об'єм води, достатній для того, щоб помити руки або прийняти душ. Але через малий об'єм доступної гарячої води в обмежений період часу, цей варіант не в повній мірі задовольнить потреби сім'ї, що складається з трьох і більше осіб. Другий варіант, це бойлер непрямого нагріву, підключений до зовнішніх джерел тепла

Бойлер непрямого нагріву - це термоізольований накопичувальний бак, з вбудованим одним або двома теплообмінниками з нержавіючої сталі, укомплектований магнієвим анодом, датчиками вимірювання температури і тиску. Внутрішня поверхня стінок бака покривається спеціальною харчовою емаллю. Теплоізоляція ємності виконана із застосуванням пінополіуретану товщиною 100 мм. У такій конфігурації, тепловтрати бойлера будуть мінімальні. Вода всередині бака залишиться гарячою тривалий час, навіть після відключення основного джерела тепла. Висока ефективність утеплення знижує подальші витрати на підігрів.

Принципово важливим елементом бака є теплообмінник. Він виконує функцію нагрівального елементу в баку непрямого нагріву. Як правило, трубчастий теплообмінник розташовується в нижній частині ємності. Це пов'язано з тим, що гаряча вода піднімається вгору ємності, а холодна опускається в нижні шари. Бойлер непрямого нагріву може комплектуватися теплообмінниками з вуглецевої або нержавіючої сталі. Теплообмінник, виконаний з нержавіючої сталі, значно довговічніший в експлуатації і володіє

						Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

кращими харчовими характеристиками. Його антикорозійні властивості, стійкість до хімічних реакцій і дії агресивного середовища не викликають сумнівів. Харчові якості теплообмінників з нержавіючої сталі значно краще, ніж з чорного металу, через відсутність в структурі металу пір і тріщин, в яких можуть накопичуватися бактерії і бруд. Бойлер може комплектуватися декількома трубчастими теплообмінниками. В такому випадку, можливе підключення декількох джерел тепла: твердопаливний або газовий котел, сонячний колектор, тепловий насос і одного теплогенератора. Правильно підібрана комбінація джерел тепла дасть можливість максимально ефективно і швидко нагрівати воду.



**Рис. 5.10** Схема баку непрямого нагріву

Для підбору бойлера непрямого нагріву необхідно встановити об'єм бака. За даними ДБН В.2.5-64:2012, визначимо розрахункову витрати води на добу на одну людину:

					Арк.
					67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

**Таблиця 5.10** Таблиця розрахункових добових витрат води в житлових будинках, л/добу на одного мешканця за додатка А нормативного документа ДБН В.2.5-64:2012

Житлові будинки	Кліматичні райони			
	I		II, III та IV	
	Витрата води			
	загальна	у тому числі гаряча	загальна	у тому числі гаряча
З водопроводом і каналізацією без ванн	100	40	110	45
Те саме з газопостачанням	120	48	135	55
З водопроводом, каналізацією і ваннами з водопідігрівачами, які працюють на твердому паливі	150	60	170	70
Те саме з газовими водонагрівачами	210	85	235	95
З централізованим гарячим водопостачанням і сидячими ваннами	230	95	260	105
Те саме з ваннами завдовжки більше ніж 1500 мм	250	100	285	115

За таблицею визначаємо, що в середньому на одного мешканця витрати гарячої води на добу становить 115 літрів. Тоді на сім'ю з 3 мешканців необхідна витрата води становитиме 345 л/добу. Визначимо об'єм бака за наступною формулою:

$$V_{ГВ} = V_{ТВ} \cdot (T_{ТВ} - T_{ХВ}) / (T_{ГВ} - T_{ХВ}) \frac{кДж}{кг} \quad (5.11)$$

$$V_{ГВ} = 345 \cdot \frac{45 - 12}{50 - 12} = 299,6$$

де:  $V_{ГВ}$  - Необхідний обсяг гарячої води (бойлера непрямого нагріву), л;

$V_{ТВ}$  - Споживаний обсяг теплої води, л;

$T_{ГВ}$  - Температура гарячої води, °С;

$T_{ТВ}$  - Температура теплої води, °С;

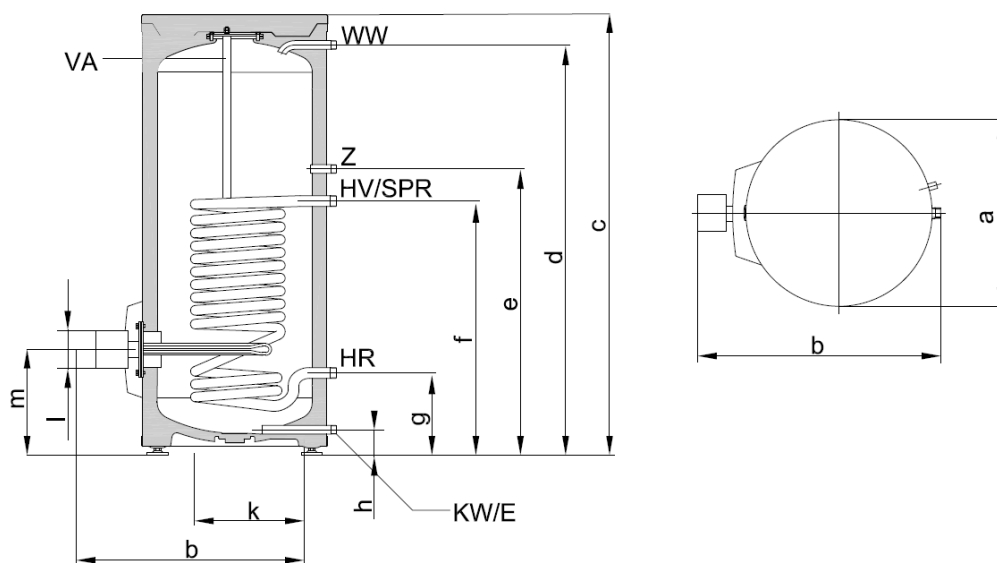
$T_{ХВ}$  - Температура холодної води, °С;

За каталогами фірми Viessman обираємо бак ємністю 300 літрів з додатковим електропідігрівачем для забезпечення повної потужності системи ГВП:

						Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

**Таблица 5.11** Технічні характеристики бойлерів непрямого нагріву лінійки Vitocell 100-V

Тип		CVAA- A/CVA	CVAA- A/CVA	CVAA	CVA	CVA	CVA
Объем водонагревателя		л	160	200	300	500	1000
Регистрационный номер DIN		9W241/11-13 MC/E					
Длительная производительность	90 °С	кВт	40	40	53	70	123
		л/ч	982	982	1302	1720	3022
при подогреве воды в контуре ГВС с 10 до 45 °С и температуре подачи отопительного контура ... при указанном ниже расходе теплоносителя	80 °С	кВт	32	32	44	58	99
		л/ч	786	786	1081	1425	2432
	70 °С	кВт	25	25	33	45	75
		л/ч	614	614	811	1106	1843
	60 °С	кВт	17	17	23	32	53
		л/ч	417	417	565	786	1302
	50 °С	кВт	9	9	18	24	28
		л/ч	221	221	442	589	688
Длительная производительность	90 °С	кВт	36	36	45	53	102
		л/ч	619	619	774	911	1754
при подогреве воды в контуре ГВС с 10 до 60°С и температуре подачи отопительного контура ... при указанном ниже расходе теплоносителя	80 °С	кВт	28	28	34	44	77
		л/ч	482	482	584	756	1324
	70 °С	кВт	19	19	23	33	53
		л/ч	327	327	395	567	912
Объемный расход теплоносителя при указанной долговременной мощности		м³/ч	3,0	3,0	3,0	3,0	5,0



**Рис. 5.11** Схема бойлеру непрямого нагріву Vitocell 100-V, типу CVAA, об'ємом 300 л

HR Зворотній трубопровід опалення; HV Трубопровід опалення; KW Трубопровід холодної води; SPR Температурний датчик бойлера пристрої управління ємнісного водонагрівача або терморегулятор; VA магнієвий захисний анод; WW Трубопровід гарячої води; Z Циркуляційний трубопровід.

**Таблиця 5.12** Розмірні характеристики бойлера непрямого нагріву Vitocell 100-V, типу CVAA, об'ємом 300 л

Довжина (Ø)	a	мм	667
Ширина	b	мм	843
Висота	c	мм	1734
	d	мм	1600
	e	мм	1115
	f	мм	875
	g	мм	260
	h	мм	76
	k	мм	361
	I	мм	Ø100
	m	мм	333

## 6. Тепловий розрахунок холодильної системи

Теплове навантаження визначимо з урахуванням не врахованих тепловтрат коефіцієнта робочого часу 0.83:

$$\Sigma Q_k = 1.2 \cdot 15532 \cdot 10^{-3} = 26.36, \text{ кВт} \quad (6.1)$$

Даний тепловий насос розраховується на холодопродуктивність 18,6 кВт (теплова продуктивність варіюється). Зроблено розрахунок циклу, підбір обладнання.

Розрахунок циклу теплового насоса зроблений з урахуванням регенеративного теплообмінника і герметичного безсальникового компресора.

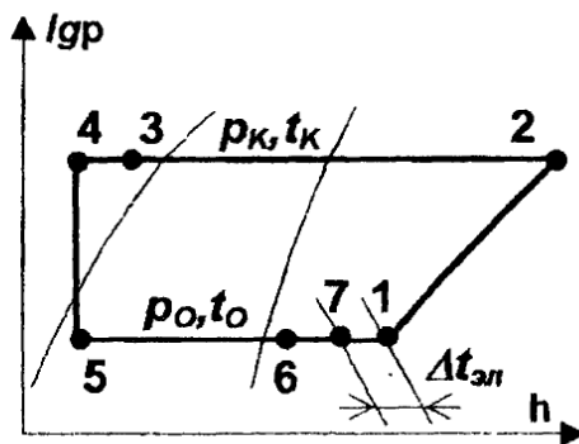


Рис. 6.1 Цикл теплового насоса

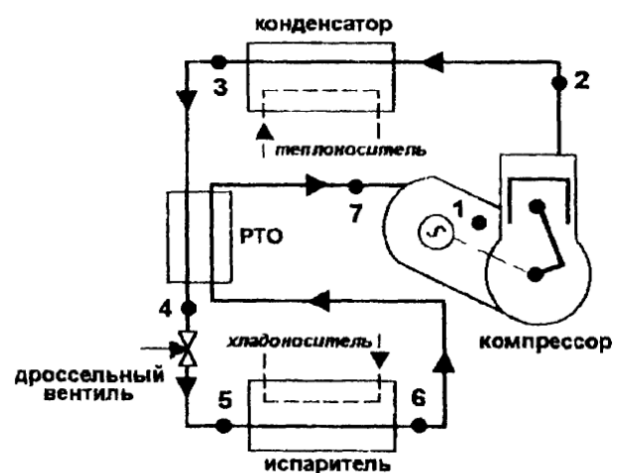


Рис. 6.2 Схема теплового насоса

Вхідні дані:

Хладагент R454B

Температура кипіння холодильного агента (ХА):  $t_o = -3 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $P_o = 0,667 \text{ МПа}$

Температура конденсації холодильного агента :  $t_k = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $P_k = 2,32 \text{ МПа}$

Теплоносій (споживач) – вода  $t_{v\_out} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $t_{v\_in} = 12 \text{ } ^\circ\text{C}$

Теплоносій (холодоносій) - пропіленгліколь / вода (30%)  $t_{out\_тн} = -3 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $t_{in\_тн} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$

					Арк.
					71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

**Таблиця 6.1** Параметри вузлових точок циклу

№	t °C	P, МПа	h, кДж/кг	v, м <sup>3</sup> /кг
1	20	0,667	482,38	0,0525
2	106	2,32	549,3	
3	35	2,32	260,3	
4	26,4	2,32	244,4	
5	-4	0,667	244,4	
6	0	0,667	461,4	
7	15	0,667	477,3	

Питома холодопродуктивність циклу:

$$q_0 = h_6 - h_5, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (6.2)$$

$$q_0 = 461.4 - 244.4 = 217, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме тепло відведене у конденсаторі:

$$q_k = h_2 - h_3, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (6.3)$$

$$q_k = 549,3 - 260,3 = 289, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома об'ємна продуктивність:

$$q_k = \frac{q_0}{v_{\text{вс}}}, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \quad (6.4)$$

$$q_k = \frac{217}{0.0525} = 4133, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Питома адіабатна робота стискування

$$l = h_2 - h_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (6.5)$$

$$q_k = 549.3 - 482.38 = 66.9, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

						Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Масова витрата агента:

$$M_a = \frac{Q_k}{q_k}, \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (6.6)$$

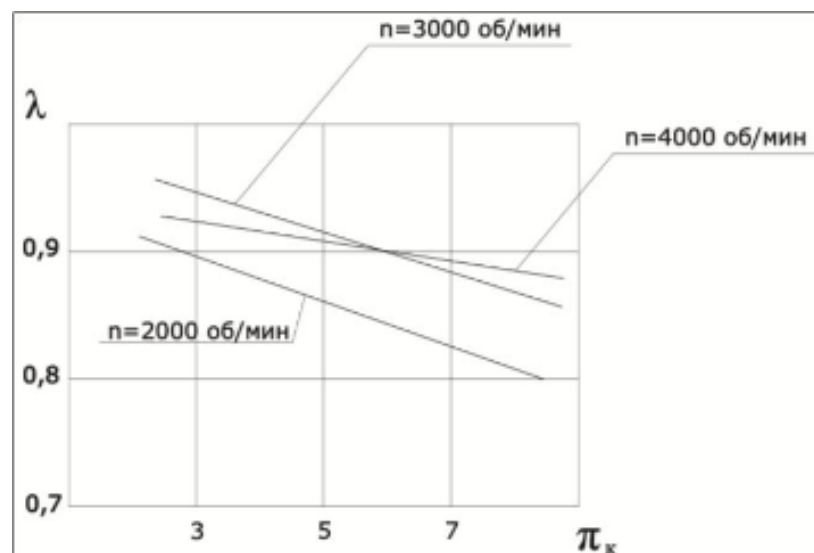
$$M_a = \frac{26.36}{66.9} = 0.064, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Ступінь стиснення компресора:

$$\pi = \frac{P_k}{P_0} \quad (6.7)$$

$$\pi = \frac{P_k}{P_0} = 3.5$$

Коефіцієнт подачі компресора знайдемо за графіком залежності подачі спірального компресора від ступеня стиснення :



**Рис. 6.3** Графік залежності подачі спірального компресора від ступеня стиснення

$$\lambda = 0.87$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d = M_a \cdot v_{вс}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (6.8)$$

$$V_d = 0.064 \cdot 0.0525 = 0.0034, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

					Арк.
					73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Теоретична об'ємна продуктивність:

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (6.9)$$

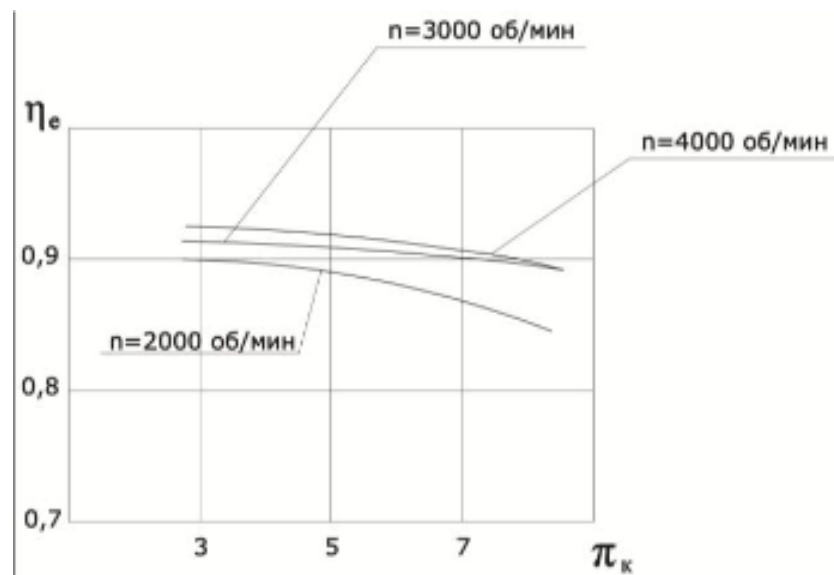
$$V_h = \frac{0.0034}{0.87} = 0.064, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l, \text{кВт} \quad (6.10)$$

$$N_a = 0.064 \cdot 66.9 = 6.12, \text{кВт}$$

Ефективний ККД компресора знайдемо за графіком залежності ККД компресора від ступеня стиснення:



**Рис. 6.4** Графік залежності ККД спірального компресора від ступеня стиснення

$$\eta_i = 0.88$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = \frac{N_a}{\eta_i}, \text{кВт} \quad (6.11)$$

$$N_e = \frac{6.12}{0.88} = 6.43, \text{кВт}$$

						Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP = \frac{Q_k}{N_e} \quad (6.12)$$

$$COP = \frac{26.36}{6.43} = 4.1$$

						Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 7. Розрахунок пластинчастого конденсатора

У якості вихідних даних приймаємо такі параметри:

- холодильний агент R454B ;
- теплоносієм вода;
- $Q_K = 26,36$  кВт – теплове навантаження на апарат.
- $t_K = 40$  °С температура конденсації холодильного агенту;
- $t_{в\_in} = 12$  °С температура води на вході в апарат;
- $t_{в\_out} = 35$  °С температура води на виході з апарату;

Вибираємо тип пластини NH20-TL фірми «Sondex» і відповідні її геометричні характеристики:

**Таблиця 7.1** Параметри пластини

Значення	$f_{пл}, м^2$	$f, м^2$	L, м	$d_e, м$	$\delta_m, м$	$\lambda_m, Вт/(мК)$
	0,21	0,0004575	0,894	0,00487	0,0005	17

де  $f_{пл}$  – робоча поверхня,  $м^2$ ;  $f$  - площа поперечного перерізу одного каналу,  $м^2$ ;  $L$  - приведена довжина каналу,  $м$ ;  $d_e$  - еквівалентний діаметр каналу,  $м$ ;  $\delta_m$  - товщину пластини,  $м$ ;  $\lambda_m$  - коефіцієнт теплопровідності матеріалу пластини,  $Вт / (м \cdot К)$ .

З циклу процесу конденсації агенту приймаємо:

- ентальпію пара на вході в апарат –  $h_{п} = 549,3$  кДж / (кг·К);
- ентальпію рідини на виході з апарату –  $h_p = 304,5$  кДж / (кг·К).

						Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На підставі рівняння теплового балансу визначаємо масові витрати агента та води:

$$Q_K = G_A \cdot (h_{п} + h_p) = G_W \cdot C_{PW} \cdot (t_{B\_in} + t_{B\_out}) \quad (7.1)$$

$$G_A = \frac{Q_K}{(h_{п} - h_p)} = \frac{26.36}{549.3 - 304.5} = 0.076 \text{ кг/с}$$

$$G_W = \frac{Q_K}{C_{PW} \cdot (t_{B\_out} - t_{B\_in})} = \frac{26.36}{4.18 \cdot (35 - 12)} = 0.193 \text{ кг/с}$$

де,  $G_A$  і  $G_W$  – відповідно, масові витрати агента і води кг/с;  $C_{PW}$  – питома теплоємність води при середній (визначальній) температурі  $t_{BC}$ , кДж/(кгК).

$$t_{BC} = (t_{B\_in} + t_{B\_out}) \cdot 0.5, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.2)$$

$$t_{M.CP.} = (12 + 35) \cdot 0.5 = 23.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Приймаємо протитечійну (рис. 1) схему руху середовищ в односекційному пластинчатому конденсаторі.

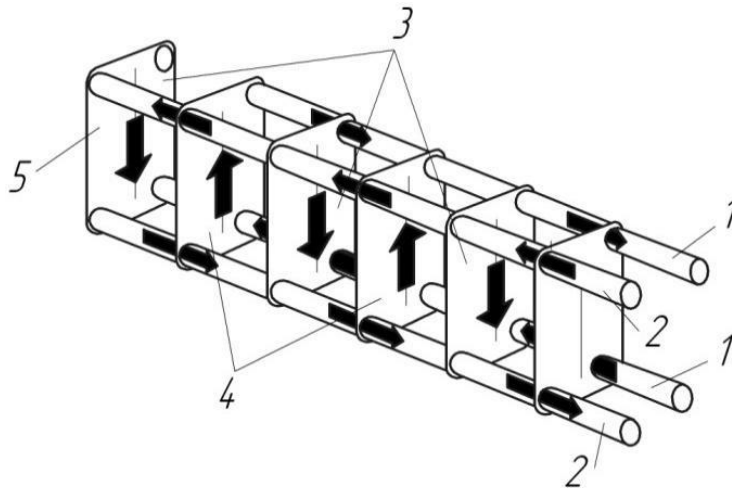


Рис. 1. Схема руху робочих середовищ в пластинчастому теплообміннику: 1 - рух теплоносія ; 2 - холодильний агент; 3 - канали по агенту; 4 - канали по теплоносію; 5 - кінцева пластина.

Логарифмічний температурний напір для конденсаторів де суха насичена пара перетворюється в рідину при постійній температурі конденсації визначаємо по формулі:

$$\theta_L = \frac{(t_{B,out} + t_{B,in})}{\ln \left[ \frac{t_K - t_{B,in}}{t_K - t_{B,out}} \right]}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.3)$$

$$\theta_L = \frac{35 - 12}{\ln \left[ \frac{40 - 12}{40 - 12} \right]} = 13.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

*Перше приближення*

Задаючись середньою швидкістю потоку води в першому приближенні  $\omega_w = 0,05$  м/с і приймаючи параметри пластини з рівняння суцільності потоку знаходимо число рівнобіжних каналів у пакеті пластин апарата в одному ході по воді:

$$z = \frac{G_w}{\omega_w \cdot \rho_w \cdot f}, \text{ шт} \quad (7.4)$$

$$z = \frac{0.193}{0.05 \cdot 997.3 \cdot 0,0004575} = 9, \text{ шт}$$

де,  $\rho_w = 997,3$  кг/м<sup>3</sup> - щільність води при визначальній температурі  $t_{bc}$ ;  $f$ , м<sup>2</sup>- площа поперечного перерізу одного каналу за таблицею 1.

Коректуємо величину прийнятої швидкості:

$$\omega_w = \frac{G_w}{z \cdot \rho_w \cdot f}, \text{ м/с} \quad (7.5)$$

$$\omega_w = \frac{0.193}{9 \cdot 997.3 \cdot 0,0004575} = 0.047, \text{ м/с}$$

						Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Число Рейнольдса для води при заданих геометричних параметрах пластини та коректованій швидкості:

$$Re = \frac{\omega_w \cdot d_e}{\nu_B} \quad (7.6)$$

$$Re = \frac{0.047 \cdot 0.00487}{0.936 \cdot 10^{-6}} = 245$$

де,  $\nu_B = 0,936 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості;  $d_e$ , м - еквівалентний діаметр за таблицею 1.

Критерій Нуссельта на стороні води при турбулентному русі потоку ( $Re=50 \div 25000$ ) визначимо за наступною формулою:

$$Nu = C \cdot Re^{0.72} \cdot Pr_w^{0.43} \cdot \left( \frac{Pr_w}{Pr_f} \right)^{0.25} \quad (7.7)$$

$$Nu = 0.2 \cdot 245^{0.72} \cdot 6.47^{0.43} \cdot 1.05 = 24.6$$

де  $C = 0,2$  - поправочний коефіцієнт, що враховує конструкцію пластини прийнятий за рекомендаціями наведеними у роботі [1];  $Pr_w$  - число Прандтля для води при визначальній температурі  $t_{вс}$ ;  $\left( \frac{Pr_w}{Pr_f} \right)^{0.25} = 1.05$  - відношення чисел Прандтля, що враховує напрямок теплового потоку, для визначення якого необхідно знати температури стінки що невідома, тому з достатньою точністю для розрахунків прийнято значення 1,05.

Коефіцієнт теплопровідності на стороні води:

$$\alpha_w = Nu \cdot \frac{\lambda_w}{d_e}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (7.8)$$

$$\alpha_w = 24.6 \cdot \frac{0.544}{0.00487} = 2750 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

де,  $\lambda_B = 0.544 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – коефіцієнт теплопровідності води при визначальній температурі  $t_{вс}$ ;

						Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Швидкість пари холодоагенту на вході в канал, визначимо за умови що в крайніх пакетах дотичних із плитами апарата проходить вода:

$$\omega_A = \frac{G_A}{(z-1) \cdot \rho_{\pi} \cdot f}, \text{ м/с} \quad (7.9)$$

$$\omega_A = \frac{0.076}{8 \cdot 74.2 \cdot 0.0004575} = 0.28, \text{ м/с}$$

де,  $\rho_{\pi} = 74,2 \text{ кг/м}^3$  - щільність пари агента при температурі конденсації;  
(z-1), шт - число каналів по агенту.

Число Рейнольдса для пари холодоагенту:

$$Re' = \frac{\omega_w \cdot L}{\nu_{\pi}} \quad (7.10)$$

$$Re' = \frac{0.77 \cdot 0.894}{0.386 \cdot 10^{-6}} = 1780940$$

де,  $\nu_{\pi} = 0,1887 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості; L, м - наведена довжина каналу за таблицею 1.

Параметр П, що враховує вплив швидкості пари холодоагенту в щілинних каналах на коефіцієнт тепловіддачі при його конденсації при  $1,2 \cdot 10^5 \leq Re' \leq 4,5 \cdot 10^6$ :

$$П = 0.2 \cdot Re'^{0.12} \cdot Pr_{\pi}^{-0.33} \quad (7.11)$$

$$П = 0.2 \cdot 1325507^{0.12} \cdot 0.99^{-0.33} = 1.129$$

$Pr_{\pi}$  - число Прандтля для пари холодоагенту при температурі конденсації.

Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації холодоагенту у вертикальних щілинних каналах, з урахуванням поправки на вплив швидкості пари:

$$\alpha_0 = 1.15 \cdot П \cdot \frac{(h_{\pi} - h_p) \cdot 10^3 \cdot \rho_A^2 \cdot \lambda_A^3 \cdot g}{\mu_A \cdot \theta_0 \cdot L}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (7.12)$$

						Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де, фізичні параметри рідкого холодоагенту при температурі конденсації:  $\rho_A = 918,5 \text{ кг/м}^3$  - щільність;  $\lambda_A = 0,094 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$  – коефіцієнт теплопровідності;  $\mu = 9,72 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$ .

У рівнянні (1.12) присутня величина  $\theta_0$ , яка дорівнює різниці температури конденсації  $t_K$  та температури стінки  $t_{ст}$ , але так як температура стінки невідома рівняння приймає вигляд:

$$A = 1.15 \cdot \Pi \cdot \left( \frac{(h_{п} - h_{р}) \cdot 10^3 \cdot \rho_A^2 \cdot \lambda_A^3 \cdot g}{\mu_A \cdot L} \right)^{0,25} \quad (7.13)$$

$$A = 1.15 \cdot 1.129 \cdot \left( \frac{(549.3 - 304.5) \cdot 10^3 \cdot 918.5^2 \cdot 0.094^3 \cdot 9.81}{9.72 \cdot 10^{-4} \cdot 0.894} \right)^{0,25} = 1478$$

Тоді щільність теплового потоку з боку агента дорівнює:

$$q_A = A \cdot \theta_0^{0.75}, \text{ Вт/м}^2 \quad (7.14)$$

Щільність теплового потоку з боку води:

$$q_w = \frac{(t_{ст} - t_{вс})}{\left( \frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_M}{\lambda_M} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right)}, \text{ Вт/м}^2 \quad (7.15)$$

$$q_w = \frac{(t_{ст} - t_{вс})}{\left( \frac{1}{2750} + \frac{0.005}{17} + 4,17 \cdot 10^{-4} \right)} = 1234.5 \cdot (t_{ст} - t_{вс}), \text{ Вт/м}^2$$

де,  $\lambda_M$  і  $\delta_M$  - параметри пластини за таблицею 1,  $\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 4,17 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$ , прийнятий сумарний термічний опір відкладень;  $(t_{ст} - t_{вс})$  - різниця температури стінки та середній температури води.

Рішення системи рівнянь (1.14) і (1.15) графоаналітичним методом, дозволить знайти розрахункове значення щільності теплового потоку апарата -  $q$ .

Задаючись значеннями  $(t_{ст} - t_{вс}) = \theta_L = 13.4$ , визначимо щільність теплового потоку на стороні води:

						Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

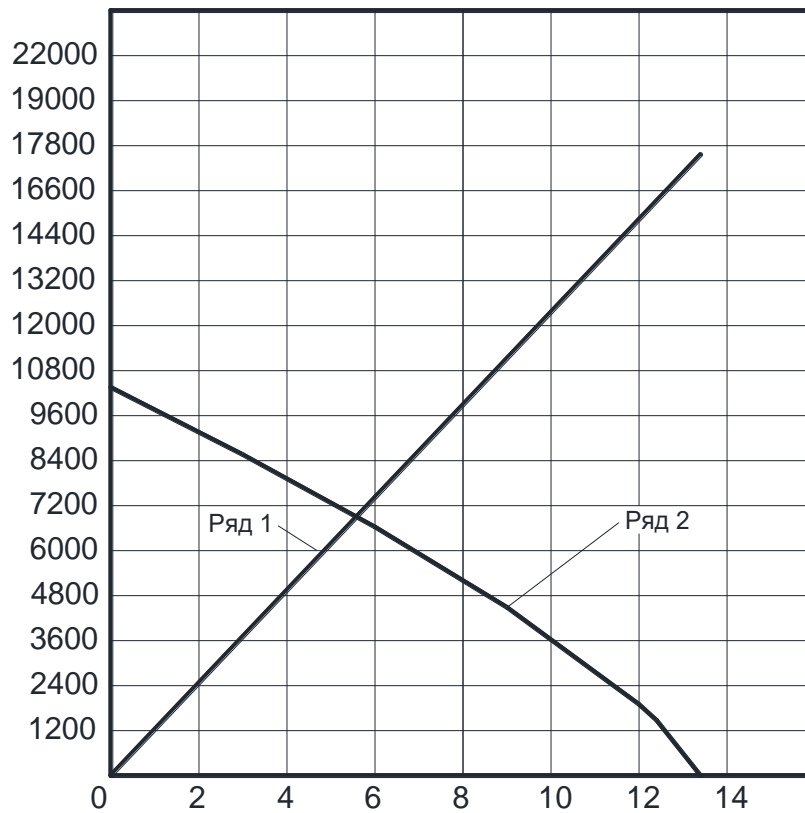
$$q_w = 1234.5 \cdot 13.4 = 16542 \text{ Вт/м}^2$$

За отриманими даними в координатах  $q = f(\theta_{\text{л}})$  будемо лінійний графік залежності  $q = f(t_{\text{ст}} - t_{\text{вс}})$  (Рис. 6.1, Ряд 1), приймаючи за початок координат крапку  $\theta_{\text{л}} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Задаючись значеннями  $\theta_0 = (t_{\text{к}} - t_{\text{ст}})$  визначимо значення щільності теплового потоку на стороні агента:

$\theta_0, \text{ }^\circ\text{C}$	0	1	1,4	4,4	7,4	10,4	13,4
$q, \text{ Вт/м}^2$	0	1478	1902,3	4490,2	6631,3	8559,5	10351,5

За отриманими даними в координатах  $q = f(\theta_{\text{л}})$  будемо лінійний графік залежності  $q = f(\theta_0)$  (Рис. 6.1 Ряд 2), приймаючи за початок координат крапку  $\theta_{\text{л}} = 13,4 \text{ }^\circ\text{C}$ .



**Рис. 7.1** Графіки залежностей  $q = f(\theta_{\text{л}})$ :

1 Ряд -  $q = f(t_{\text{ст}} - t_{\text{вс}})$ ; 2 Ряд -  $q = f(\theta_{\text{л}})$ ;

За графіком знаходимо щільність теплового потоку апарата:

$$q = 7000 \text{ Вт/м}^2$$

Розрахункова площа поверхні теплообміну:

$$F = \frac{Q_K \cdot 10^3}{q}, \text{ м}^2 \quad (7.16)$$
$$F = \frac{26360}{7000} = 3.767 \text{ м}^2$$

Тоді необхідна кількість пластин дотичних з агентом для забезпечення розрахункової площі поверхні теплообміну дорівнює:

$$n = \frac{F}{f_{\text{пл}}}, \text{ шт} \quad (7.17)$$
$$n = \frac{3.767}{0.21} = 13.6, \text{ шт}$$

де,  $f_{\text{пл}} = 0,21 \text{ м}^2$ , - робоча поверхня однієї пластини.

Отримане значення розрахункового числа пластин, округлимо до цілого парного значення у бік збільшення:  $n = 14$ .

Коректуємо значення площі поверхні апарата:

$$F_{\text{ап}} = f_{\text{пл}} \cdot n, \text{ м}^2 \quad (7.18)$$
$$F_{\text{ап}} = 0.21 \cdot 14 = 2.94, \text{ м}^2$$

Число рівнобіжних каналів:

$$\text{по агенту } z_1 = \frac{10}{2} = 7, \text{ шт}$$

$$\text{по воді } z_2 = z_1 + 1 = 8, \text{ шт}$$

Розрахункове значення швидкості води в апараті:

$$\omega'_w = \frac{G_w}{z_2 \cdot \rho_w \cdot f}, \text{ м/с} \quad (7.19)$$

						Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\omega'_w = \frac{0.193}{8 \cdot 997.3 \cdot 0,0004575} = 0.053, \text{ м/с}$$

Перевіримо відповідність прийнятого і розрахункового значень швидкості води в апараті:

$$\left| \frac{\omega'_w - \omega_w}{\omega'_w} \right| \cdot 100 \leq 5\% \quad (7.20)$$

$$\left| \frac{0.053 - 0.047}{0.053} \right| \cdot 100 = 11.3 \%$$

Умова не виконується, тому необхідно задати нове значення швидкості і повторити ітерацію починаючи з формули (1.4).

#### *Друге приближення*

Задаємо середньою швидкістю потоку води в другому приближенні  $\omega_w = 0,053$  м/с і приймаючи параметри пластини з рівняння суцільності потоку знаходимо число рівнобіжних каналів у пакеті пластин апарата в одному ході по воді:

$$z = \frac{0.193}{0.047 \cdot 997.3 \cdot 0,0004575} = 8, \text{ шт} \quad (7.21)$$

Коректуємо величину прийнятої швидкості:

$$\omega_w = \frac{0.193}{8 \cdot 997.3 \cdot 0,0004575} = 0.053, \text{ м/с} \quad (7.22)$$

Число Рейнольдса для води при заданих геометричних параметрах пластини та коректованій швидкості:

$$Re = \frac{0.053 \cdot 0.00487}{0.936 \cdot 10^{-6}} = 368 \quad (7.23)$$

						Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Критерій Нуссельта на стороні води при турбулентному русі потоку ( $Re=50\div 25000$ ) визначимо за наступною формулою:

$$Nu = 0.2 \cdot 276^{0.72} \cdot 6.47^{0.43} \cdot 1.05 = 26.8 \quad (7.24)$$

Коефіцієнт теплопровідності на стороні води:

$$\alpha_w = 26.8 \cdot \frac{0.544}{0.00487} = 2993 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (7.25)$$

Швидкість пари холодоагенту на вході в канал, визначимо за умови що в крайніх пакетах дотичних із плитами апарата проходить вода:

$$\omega_A = \frac{0.076}{7 \cdot 74.2 \cdot 0,0004575} = 0.32, \text{ м/с} \quad (7.26)$$

Число Рейнольдса для пари холодоагенту:

$$Re' = \frac{0.32 \cdot 0.894}{0.1887 \cdot 10^{-6}} = 151476.76 \quad (7.27)$$

Параметр  $\Pi$ , що враховує вплив швидкості пари холодоагенту в щілинних каналах на коефіцієнт тепловіддачі при його конденсації при  $1,2 \cdot 10^5 \leq Re' \leq 4.5 \cdot 10^6$ :

$$\Pi = 0.2 \cdot 151476.76^{0.12} \cdot 0.99^{-0.33} = 1.107 \quad (7.28)$$

Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації холодоагенту у вертикальних щілинних каналах, з урахуванням поправки на вплив швидкості пари:

$$A = 1.15 \cdot 1.107 \cdot \left( \frac{(549.3 - 304.5) \cdot 10^3 \cdot 918.5^2 \cdot 0.094^3 \cdot 9.81}{9.72 \cdot 10^{-4} \cdot 0.894} \right)^{0.25} = 1502 \quad (7.29)$$

Тоді щільність теплового потоку з боку агента дорівнює:

$$q_A = A \cdot \theta_0^{0.75}, \text{ Вт}/\text{м}^2 \quad (7.30)$$

Щільність теплового потоку з боку води:

$$q_w = \frac{(t_{ст} - t_{вс})}{\left( \frac{1}{2993} + \frac{0.005}{17} + 4,17 \cdot 10^{-4} \right)} = 1281.3 \cdot (t_{ст} - t_{вс}), \text{ Вт}/\text{м}^2 \quad (7.31)$$

						Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Задаючись значеннями  $(t_{ст} - t_{вс}) = \theta_{л} = 13.4$ , визначимо щільність теплового потоку на стороні води:

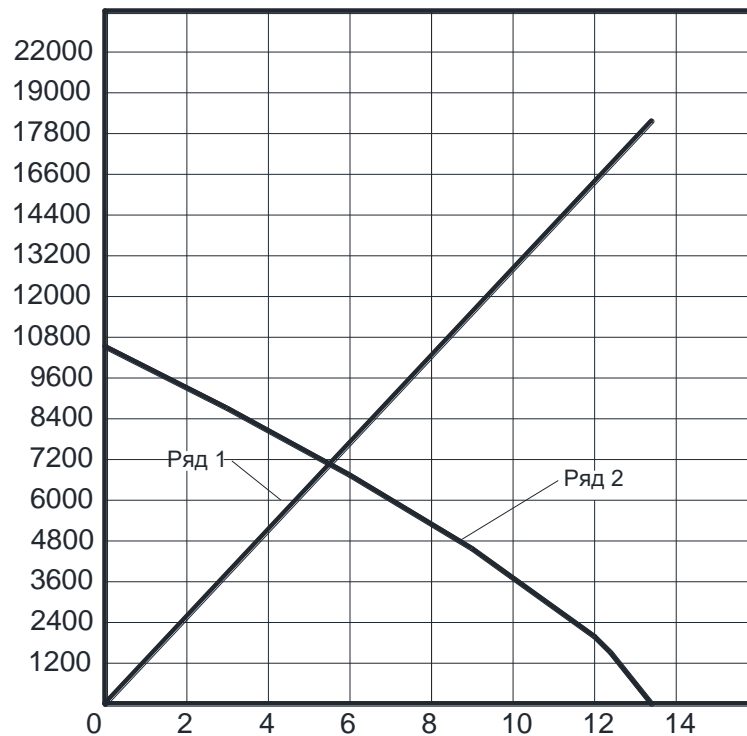
$$q_w = 1281.3 \cdot 13.4 = 17168.8 \text{ Вт/м}^2$$

За отриманими даними в координатах  $q = f(\theta_{л})$  будемо лінійний графік залежності  $q = f(t_{ст} - t_{вс})$  (Рис. 6.1 Ряд 1), приймаючи за початок координат крапку  $\theta_{л} = 0$  °С.

Задаючись значеннями  $\theta_0 = (t_{к} - t_{ст})$  визначимо значення щільності теплового потоку на стороні агента:

$\theta_0, \text{°C}$	0	1	1,4	4,4	7,4	10,4	13,4
$q, \text{Вт/м}^2$	0	1502	1933.15	4563.1	6738.9	8698.5	10519.6

За отриманими даними в координатах  $q = f(\theta_{л})$  будемо лінійний графік залежності  $q = f(\theta_0)$  (Рис. 6.2 Ряд 2), приймаючи за початок координат крапку  $\theta_{л} = 13,4$  °С.



**Рис. 7.2** Графіки залежностей  $q = f(\theta_{л})$ :

1 Ряд -  $q = f(t_{ст} - t_{вс})$ ; 2 Ряд -  $q = f(\theta_{л})$ ;

За графіком знаходимо щільність теплового потоку апарата:

$$q = 7100 \text{ Вт/м}^2$$

Розрахункова площа поверхні теплообміну:

$$F = \frac{26360}{7100} = 3.62 \text{ м}^2 \quad (7.32)$$

Тоді необхідна кількість пластин дотичних з агентом для забезпечення розрахункової площі поверхні теплообміну дорівнює:

$$n = \frac{F}{f_{\text{пл}}}, \text{ шт} \quad (7.33)$$
$$n = \frac{3.62}{0.21} = 13.475, \text{ шт}$$

Отримане значення розрахункового числа пластин, округлимо до цілого парного значення у бік збільшення:  $n = 14$ .

Коректуємо значення площі поверхні апарата:

$$F_{\text{ап}} = f_{\text{пл}} \cdot n, \text{ м}^2 \quad (7.34)$$
$$F_{\text{ап}} = 0.21 \cdot 14 = 2.94, \text{ м}^2$$

Число рівнобіжних каналів:

$$\text{по агенту } z_1 = \frac{10}{2} = 7, \text{ шт}$$

$$\text{по воді } z_2 = z_1 + 1 = 8, \text{ шт}$$

Розрахункове значення швидкості води в апараті:

$$\omega'_w = \frac{0.193}{8 \cdot 997.3 \cdot 0,0004575} = 0.053, \text{ м/с} \quad (7.35)$$

Перевіримо відповідність прийнятого і розрахункового значень швидкості води в апараті:

$$\left| \frac{0.053 - 0.053}{0.053} \right| \cdot 100 = 0 \% \quad (7.36)$$

						Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		


Умова виконується, тому можна зробити висновок що розрахунки вірні.

За отриманим значенням площі поверхні апарату підбираємо теплообмінник фірми Danfos.

						Арк.
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 8. Підбір компресора та теплообмінних апаратів.

Підбір компресора здійснимо по потрібній холодопродуктивності  $Q_0=13$  кВт з параметрами роботи, представленими при тепловому розрахунку. Вибираємо спіральний компресор фірми Danfoss марки DSH120-4.

Coolselector2					
Інформація про проект					
Ім'я проекту:					
Коментарі:					
Створений:					
Coolselector2 версія:	3.4.0. База даних: 45.45.2.19.7.26				
Надруковано:	Вівторок, Червень 11, 2019				
Налаштування, які	Усі сфери застосувань				
Компресори 1					
Умови роботи					
Холодоагент:	R454B				
Температура точки роси на лінії кипіння:	-3.0	°C	Температура початку кипіння на лінії	41.6	°C
Тиск кипіння:	6.667	bar	Тиск конденсації:	23.20	bar
Температура кипіння на лінії насиченої сухої пари:	-3.5	°C	Переохолодження:	3.0	K
Ефективний перегрів:	8.0	K	Додаткове	3.0	K
Додатковий перегрів:	12.0	K	Загальне	6.0	K
Температура газу на всмоктуванні:	17.0	°C	Температура рідини:	34.0	°C
Розрахункові умови:	Вибіркове				
Потрібна холодопродуктивність:	14.00 kW				
Вибір: DSH090-4, R454B					
Відсоток відповідності (113.7%) вищий за максимальний (110%).					
Модель	DSH090-4		DSH105-4		DSH120-4
Технологія	Спіральний		Спіральний		Спіральний
Конфігурація	Одинарний		Одинарний		Одинарний
Холодоагент	R454B		R454B		R454B
Регулювання продуктивності	З постійною швидкістю обертання		З постійною швидкістю обертання		З постійною швидкістю обертання
Швидкість [rpm]	2900		2900		2900
Охолодження [kW]	15.92		18.94		21.56
COP охолодження [W/W]	2.96		3.11		3.18

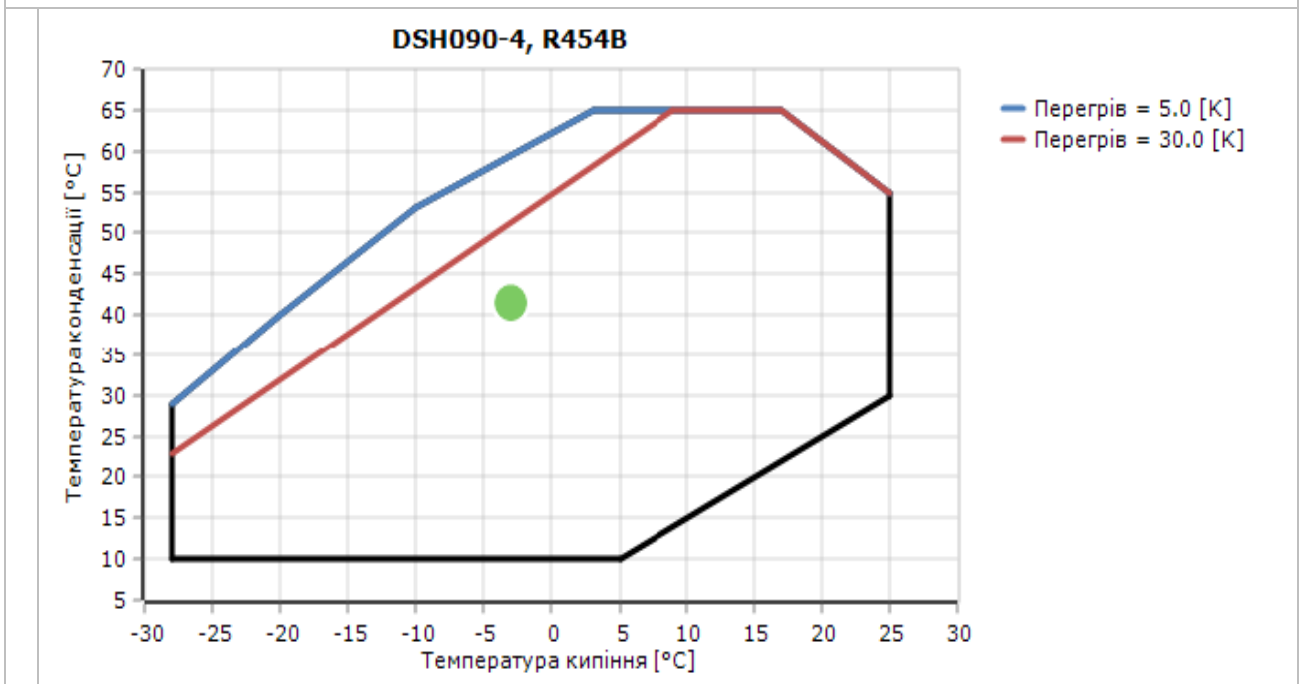
						Арк.
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Нагрівання [kW]	21.29	25.04	28.34
COP нагрівання [W/W]	3.96	4.11	4.18
Потужність [kW]	5.371	6.099	6.784
Струм [A]	10.78	12.88	13.86
Частота [Hz]	50	50	50
Джерело живлення	380 - 400 V (415 V) 3 ph*	380 - 400 V (415 V) 3 ph*	380 - 400 V (415 V) 3 ph*
Масова витрата [kg/h]	275.6	327.9	373.2

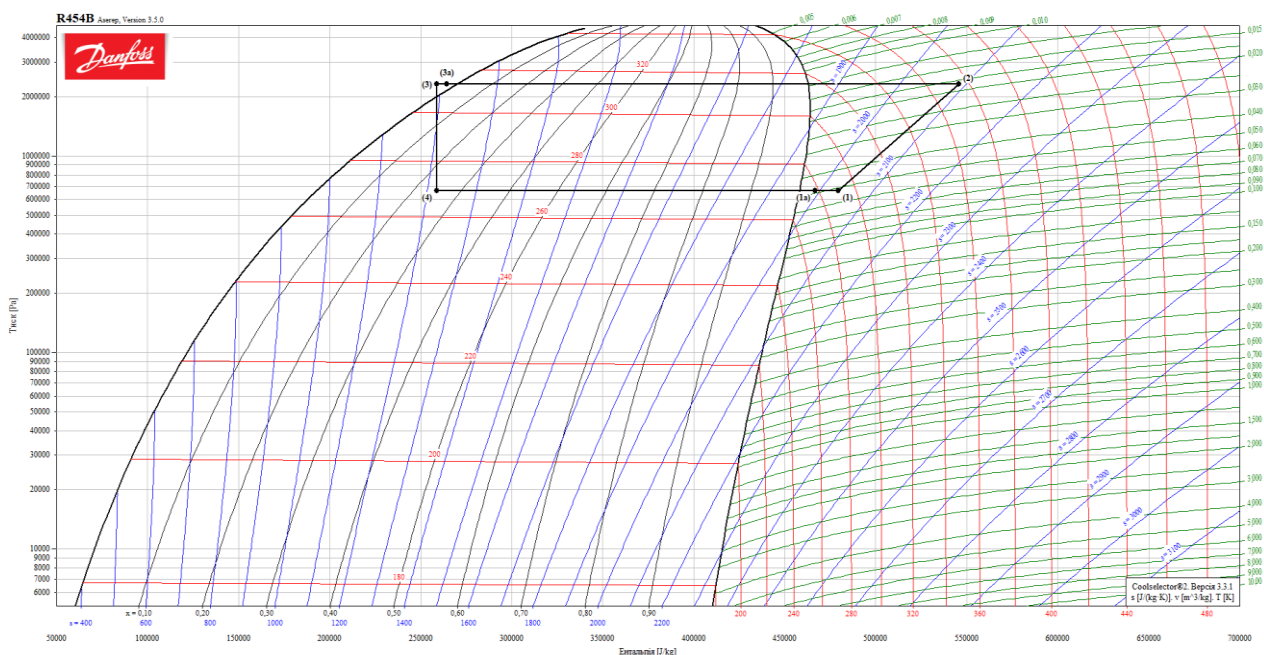
**Обраний кодовий номер і запчастини**

Кодовий номер: 120H1183. DSH090A4ALB. Min. order quantity: 8 pcs

**Діапазон**

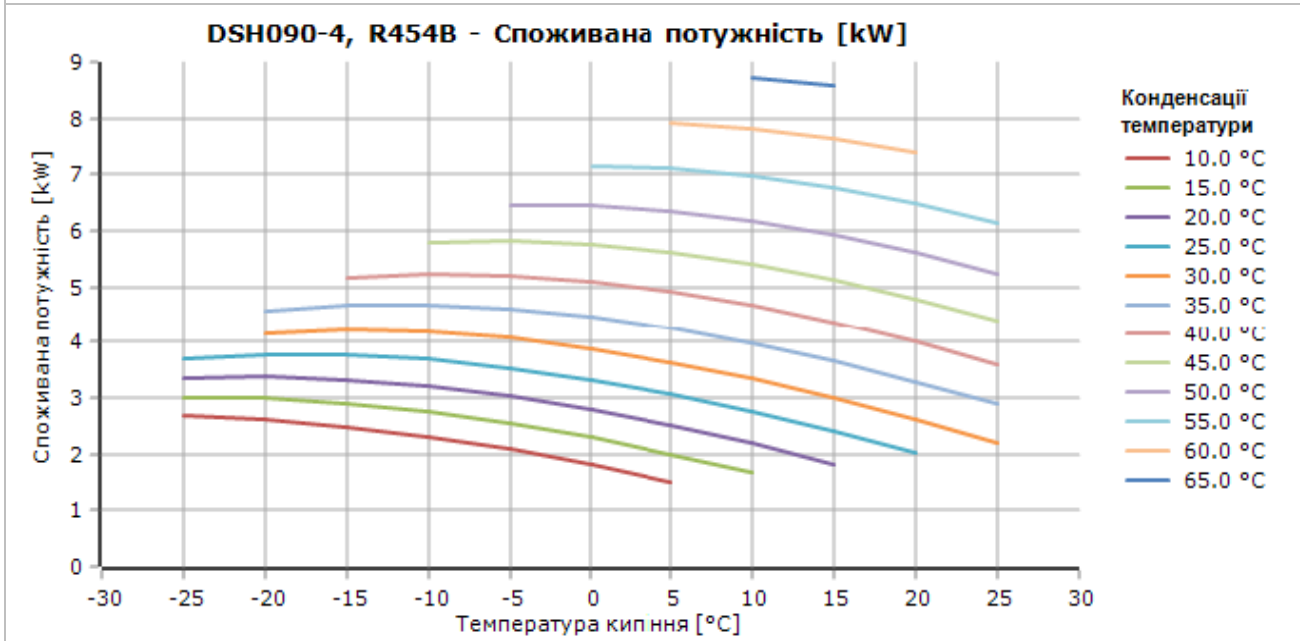


**Log(p)-h діаграма**



					Арк.
					90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

DSH090-4, R454B - Споживана потужність [kW]



DSH090-4, R454B - Споживана потужність [kW]

Tc\Te	-30.0	-25.0	-20.0	-15.0	-10.0	-5.0	0	5.0	10.0	15.0	20.0	25.0	30.0
5.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
10.0	-	2.671	2.612	2.490	2.311	2.083	1.814	1.508	-	-	-	-	-
15.0	-	3.006	2.988	2.900	2.749	2.543	2.289	1.992	1.661	-	-	-	-
20.0	-	3.344	3.372	3.323	3.206	3.026	2.792	2.509	2.185	1.826	-	-	-
25.0	-	3.686	3.765	3.761	3.682	3.534	3.324	3.060	2.748	2.395	2.009	-	-
30.0	-	-	4.167	4.213	4.177	4.065	3.886	3.645	3.350	3.008	2.626	2.210	-
35.0	-	-	4.580	4.680	4.692	4.622	4.478	4.266	3.993	3.666	3.293	2.880	-
40.0	-	-	-	5.163	5.228	5.204	5.100	4.922	4.676	4.370	4.011	3.606	-
45.0	-	-	-	-	5.785	5.813	5.754	5.614	5.400	5.120	4.780	4.388	-
50.0	-	-	-	-	-	6.448	6.439	6.343	6.166	5.917	5.601	5.226	-
55.0	-	-	-	-	-	-	7.157	7.109	6.975	6.761	6.474	6.122	-
60.0	-	-	-	-	-	-	-	7.913	7.826	7.653	7.400	-	-
65.0	-	-	-	-	-	-	-	-	8.721	8.593	-	-	-
70.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-





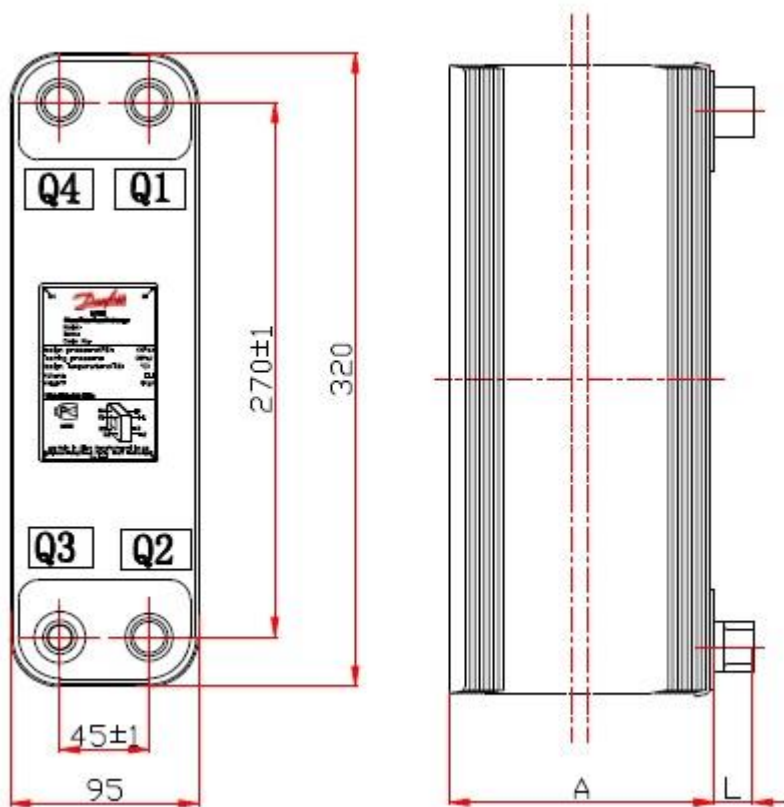
Для відведення теплоти конденсації в даній холодильній системі використовуємо пластинчатий конденсатор. Розрахункове теплове навантаження дорівнює:  $Q_K=26,36$  кВт

Тепловий насос - Конденсатор - Мікропластинчатий теплообмінник: Н30-С-46				
Користувач:		Дата: 5/31/2019		
Примітка:		Данфосс примітка:		
Розрахункові вимоги				
Напрямок потоку		Протитечія		
Теплове навантаження	kW	:	26.360	
			<b>Сторона 1</b>	<b>Сторона 2</b>
Вхідна температура	°C	:	67.00	30.00
Температура конденсації(Точка роси)	°C	:	39.50	
Температура конденсації(Герметичний)	°C	:	38.61	
Переохолодження	K	:	5.00	
Вихідна температура	°C	:	33.61	35.00
Масова витрата-Загальні	kg/s	:	0.076	0.891
Об'ємна витрата-Загальні	L/min	:	-	53.643
Рідина сконденсувалась	kg/s	:	0.076	
Вхід / Вихід ступінь сухості газу		:	1.000/0.000	
Макс. втрати тиску	kPa	:	50.00	40.00
Abs.Тиск насичення-Вхід	bar	:	22.58	
Властивості робочого середовища				
Робоче середовище		:	R454B	Вода
Початкова температура	°C	:	36.56	32.50
Рідина	- Динамічна в'язкість	mPa-s	0.0972	0.7609
	- Густина	kg/m <sup>3</sup>	918.5	995.5
	- Теплова потужність	kJ/kg-K	1.961	4.176
	- Теплопровідність	W/m-K	0.094	0.616
Газ	- Динамічна в'язкість	mPa-s	0.0140	
	- Густина	kg/m <sup>3</sup>	74.2	
	- Теплова потужність	kJ/kg-K	1.738	
	- Теплопровідність	W/m-K	0.018	
	- Теплота фазового переходу	kJ/kg	197.52	
Мікропластинчатий теплообмінник				
Загальна площа	m <sup>2</sup>	:	1.19	
Тепловий потік	kW/m <sup>2</sup>	:	15.657	
СерЛогРізпТ-р	K	:	6.29	
Н.Т.С.	W/m <sup>2</sup> -K	:	2898.6/24 89.6	
Втрати тиску	- Загальні	kPa	1.37	37.77
	- Канал	kPa	1.56	33.99
	- В патрубках	kPa	-0.18	3.78

					Арк.
					94
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Швидкість в каналах	m/s	:	0.28		0.43
Швидкість у патрубках	m/s	:	0.29		3.16
Число Рейнольдса		:			1125
Коефіцієнт теплопередачі	W/m <sup>2</sup> -K	:	3778.6		15703.3
Середня температура стінки	°C	:	33.44		33.51
Внутрішній діаметр патрубка	mm	:	19.0		19.0
Кількість каналів		:	22H		23H
Кількість пластин		:		46	
Запас поверхні	%	:		16.4	
Фактор забруднення	m <sup>2</sup> -K/kW	:		0.026923	

H30-C-46



Кількість пластин	46	
A (mm)	63.0	
L (mm)	25.0	
Маса (kg)	4.02	
Об'єм каналу (L)	Q1 Q2 сторона: 0.621 / Q3 Q4 сторона: 0.594	
Розрахунковий тиск (макс.) (bar)	30	
Розр-ва темп-ра (Мін./Макс.) (°C)	-196 / +200	
Паяні приєднання(Максимальний):	7/8	
Зовнішня різь(Максимальний):	3/4	

						Арк.
						95
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для роботи холодильного циклу в даній холодильній системі використовуємо пластинчатий випарник. Розрахункова холодопродуктивність:  $Q_0=13$  кВт

Тепловий насос - Випарник - Мікропластинчатий теплообмінник: Н118-Е-40				
Користувач:			Дата: 5/31/2019	
Примітка:			Данфосс примітка:	
Розрахункові вимоги				
Напрямок потоку			Протитечія	
Теплове навантаження		kW	:	13.00
			<b>Сторона 1</b>	<b>Сторона 2</b>
Вхідна температура		°C	:	-5.57
Температура початку випаровування(Точка роси)		°C	:	-5.00
Перегрів		K	:	3.00
Вихідна температура		°C	:	-2.00
Температуру рідини у ТРВ		°C	:	30.00
Масова витрата		-Загальні	kg/s	0.063
		- Вхід / Газ	kg/s	0.014
Об'ємна витрата-Загальні		L/min	:	-
Рідина випарувана		kg/s	:	0.049
Вхід / Вихід ступінь сухості газу			:	0.220/1.000
Макс. втрати тиску		kPa	:	500.00
Abs.Тиск насичення-Вихід		bar	:	6.44
Властивості робочого середовища				
Робоче середовище			:	R454В
			:	Етиленгліколь (20%)
Початкова температура		°C	:	-5.29
Рідина		- Динамічна в'язкість	mPa-s	0.1594
		- Густина	kg/m <sup>3</sup>	1089.5
		- Теплова потужність	kJ/kg-K	1.590
		- Теплопровідність	W/m-K	0.122
Газ		- Динамічна в'язкість	mPa-s	0.0116
		- Густина	kg/m <sup>3</sup>	20.9
		- Теплова потужність	kJ/kg-K	1.128
		- Теплопровідність	W/m-K	0.011
		- Теплота фазового переходу	kJ/kg	203.97
Мікропластинчатий теплообмінник				
Загальна площа		m <sup>2</sup>	:	3.80
Тепловий потік		kW/m <sup>2</sup>	:	3.421
СерЛогРізпТ-р		K	:	3.68
Н.Т.С.		W/m <sup>2</sup> -K	:	1020.2/93 0.6
Втрати тиску		- Загальні	kPa	10.57
		- Канал	kPa	1.80
		- В патрубках	kPa	0.04

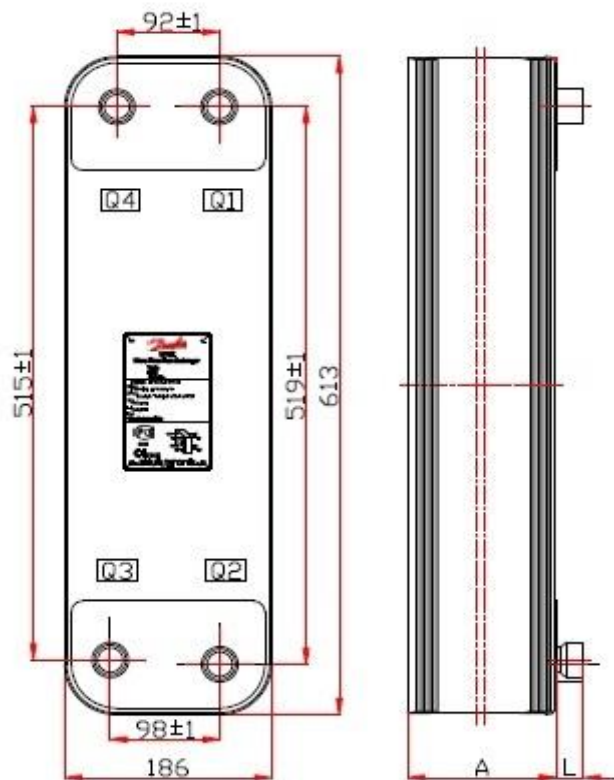
Арк.

96

Змн. Арк. № докум. Підпис Дата

	- У розподілювач	kPa	:	8.73		
Швидкість в каналах		m/s	:	0.36		0.20
Швидкість у патрубках		m/s	:	1.64		0.60
Число Рейнольдса			:			213
Коефіцієнт теплопередачі		W/m <sup>2</sup> -K	:	1263.6		5809.9
Середня температура стінки		°C	:	-2.23		-1.86
Внутрішній діаметр патрубка		mm	:	20.0		48.0
Кількість каналів			:	19EM		20EM
Кількість пластин			:		40	
Запас поверхні		%	:		9.6	
Фактор забруднення		m <sup>2</sup> -K/kW	:		0.014767	

H118-E-40



Кількість пластин	40	
A (mm)	81.1	
L (mm)	25.0	
Маса (kg)	16.35	
Об'єм каналу (L)	Q1 Q2 сторона: 3.020 / Q3 Q4 сторона: 2.869	
Розрахунковий тиск (макс.) (bar)	30	
Розр-ва темп-ра (Мін./Макс.) (°C)	-196 / +200	
Паяні приєднання(Максимальний):	2_1/8	
Зовнішня різь(Максимальний):	2	

						Арк.
						97
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

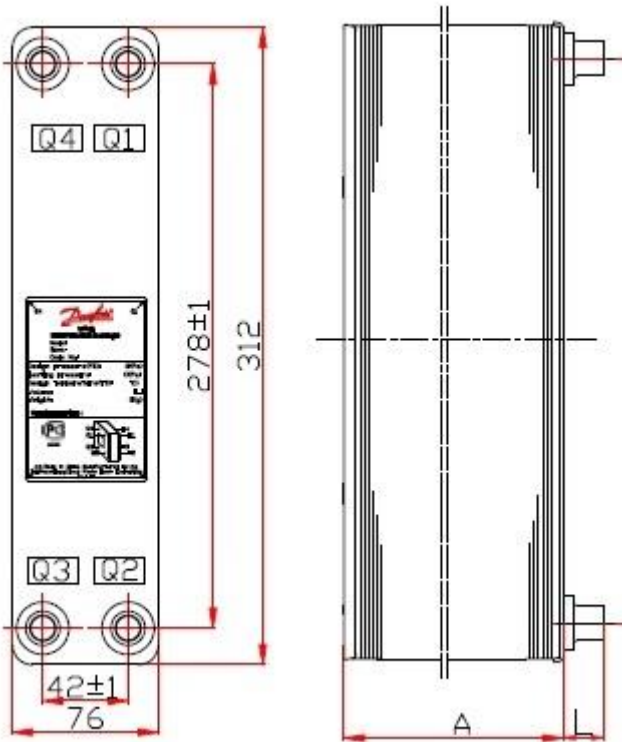
Для зняття корисного перегріву пари після компресора в даній холодильній системі використовується пластинчатий охолоджувач перегрітої пари.  
Розрахункове теплове навантаження  $Q'_{к}=3,1$  кВт

<b>Тепловий насос - Охолоджувач перегрітої пари - Мікропластинчатий теплообмінник: Н22-С-14</b>				
Користувач:		Дата: 5/31/2019		
Примітка:		Данфосс примітка:		
<b>Розрахункові параметри</b>		<b>Сторона 1</b>		<b>Сторона 2</b>
Напрямок потоку:		Протитечія		
Теплове навантаження:		kW 3.10		
Вхідна температура:		°C 106.00		35.00
Вихідна температура:		°C 66.32		50.00
Масова витрата:		kg/s 0.064		0.049
Об'ємна витрата:		L/min 66.817		2.984
Макс. втрати тиску:		kPa 50.00		50.00
Abs.Тиск насичення - Вихід:		bar --		--
<b>Технічні дані</b>				
Загальна площа:		m <sup>2</sup> 0.25		
MTD:		K 42.15		
Коефіцієнт теплопередачі (реальний/потрібний):		W/m <sup>2</sup> -K 835/292		
Тепловий потік:		kW/m <sup>2</sup> 12.302		
Втрати тиску		- Загальні:	kPa 36.61	1.61
		- Канал:	kPa 36.16	1.56
		- В патрубках:	kPa 0.45	0.05
Швидкість в каналах:		m/s 2.83		0.10
Швидкість у патрубках:		m/s 4.81		0.20
Коефіцієнт теплопередачі:		W/m <sup>2</sup> -K 990.1		5724.9
Внутрішній діаметр патрубка:		mm 18.0		18.0
Мутність:		0.949		0.356
Кількість каналів:		6M		7M
Кількість пластин:				14
Запас поверхні:		%		186.0
Фактор забруднення:		m <sup>2</sup> -K/kW		2.228020
<b>Властивості робочого середовища</b>				
Робоче середовище:		R454B(39.85°C)		Вода

					Арк.
					98
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Число Рейнольдса		18385		313
Початкова температура:	°C	86.16		42.50
Середня температура стінки:	°C	49.31		48.83
Динамічна в'язкість:	mPa-s	0.0161		0.6264
Динамічна в'язкість:	mPa-s	0.0152		0.5601
Густина:	kg/m <sup>3</sup>	57.5		992.0
Теплова потужність:	kJ/kg-K	1.211		4.176
Теплопровідність:	W/m-K	0.019		0.630

H22-C-14



Кількість пластин:	14	
A: (mm)	24.7	
L: (mm)	20.0	
Маса (kg):	1.21	
Об'єм каналу (L):	Q1 Q2 сторона: 0.147 / Q3 Q4 сторона: 0.126	
Розрахунковий тиск (макс.) (bar):	30	
Розр-ва темп-ра (Мін./Макс.) (°C):	-196 / +200	
Паяні приєднання(Максимальний):	7/8	
Зовнішня різь(Максимальний):	3/4	

						Арк.
						99
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 9. Розрахунок ґрунтового колектора

### 9.1. Обґрунтування вибору холодоносія

Детальніше розглянемо теплофізичні властивості і характеристики водного розчину етиленгліколю. Водний розчин етиленгліколю володіє:

- 1) Більш високою щільністю в порівнянні з водою як теплоносієм, на 8% -9% і щільність розчину підвищується зі збільшенням концентрації етиленгліколю.
- 2) Теплоємність і теплопровідність зменшуються (в порівнянні з водою) в межах до 20% зі зростанням концентрації етиленгліколю і зниженням робочої температури в мінусовій зоні.
- 3) Кінематична і динамічна в'язкість вище ніж у води 2-3 рази на зоні позитивних температур і зростають в 8-10 разів при підвищенні концентрації до практичних граничних 65% і відповідно зниженні температури кристалізації до мінус -65 ° С.

Підвищена в'язкість водного розчину етиленгліколю в зоні негативних робочих температур призводить до значного зростання гідравлічних втрат на тертя в трубопроводах і на подолання гідравлічних опорів у всіх вузлах системи охолодження і промислового кондиціонування. Також і значне зниження, до 18%, теплоємності і теплопровідності розчину етиленгліколю вимагає підвищення швидкості циркуляції тепло-холодоносія в системі або інших технічних рішень для забезпечення передачі (прийому) необхідної теплової потужності (енергії).

Всі ці фактори, як наслідок, приведуть до особливих винятковим ситуацій (умов) при експлуатації інженерних систем в різних кліматичних умовах. І їх слід врахувати при проектуванні і експлуатації систем опалення та промислового кондиціонування.

						Арк.
						100
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

**Таблица 9.1** Теплофізичні властивості 20% водного розчину етиленгліколю, температура кристалізації мінус - 10 ° С

Температура раствора, t°С	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Теплоемкость, Ср, кДж/(кг*К)	Теплопроводность, Вт/(м*К)	Динамическая вязкость, *10 <sup>-3</sup> [Н*с/м <sup>2</sup> ]	Кинематическая вязкость, *10 <sup>-6</sup> [(м <sup>2</sup> /с)]
-10°С	1038	3,85	0,498	5,19	5,0
0°С	1036	3,87	0,500	3,11	3,0
20°С	1030	3,90	0,512	1,65	1,6
40°С	1022	3,93	0,521	1,02	1,0
60°С	1014	3,96	0,531	0,71	0,7
80°С	1006	3,99	0,540	0,523	0,52
100°С	997	4,02	0,550	0,409	0,41

**Таблица 9.2** Теплофізичні властивості 36% водного розчину етиленгліколю, температура кристалізації мінус - 20 ° С

Температура раствора, t°С	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Теплоемкость, Ср, кДж/(кг*К)	Теплопроводность, Вт/(м*К)	Динамическая вязкость, *10 <sup>-3</sup> [Н*с/м <sup>2</sup> ]	Кинематическая вязкость, *10 <sup>-6</sup> [(м <sup>2</sup> /с)]
-20°С	1069	3,51	0,462	11,76	11,0
0°С	1063	3,56	0,466	4,89	4,6
20°С	1055	3,62	0,470	2,32	2,2
40°С	1044	3,68	0,473	1,57	1,5
60°С	1033	3,73	0,475	1,01	0,98
80°С	1022	3,78	0,478	0,695	0,68
100°С	1010	3,84	0,480	0,515	0,51

**Таблица 9.3** Теплофізичні властивості 54% водного розчину етиленгліколю, температура кристалізації мінус - 40 ° С

Температура раствора, t°С	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Теплоемкость, Ср, кДж/(кг*К)	Теплопроводность, Вт/(м*К)	Динамическая вязкость, *10 <sup>-3</sup> [Н*с/м <sup>2</sup> ]	Кинематическая вязкость, *10 <sup>-6</sup> [(м <sup>2</sup> /с)]
-40°С	1108	3,04	0,416	110,8	100
-20°С	1100	3,11	0,409	27,50	25
-10°С	1096	3,15	0,407	17,56	18,5
0°С	1092	3,19	0,405	10,37	9,5
20°С	1082	3,26	0,402	4,87	4,5
40°С	1069	3,34	0,398	2,57	2,4
60°С	1057	3,41	0,394	1,59	1,5
80°С	1045	3,49	0,390	1,05	1,0
100°С	1032	3,56	0,385	0,722	0,7

## 9.2. Розрахунок геотермального зонда

Теплові насоси використовують безкоштовні, поновлювані джерела енергії: низькопотенційне тепло повітря, ґрунту, підземних, відкритих незамерзаючих водойм, стічних і скидних вод і повітря, а також скидне тепло технологічних підприємств. Для того щоб зібрати цю теплоту витрачається електроенергія, але відношення кількості одержуваної теплової енергії до кількості затрачуваної електричної становить близько 3-7 разів. Ґрунтові теплові насоси набули широкого поширення через мінімальну зміну температури на протязі року. Так вже на глибині 2 метрів температура ґрунту коливається від 7 до 13 °С.

Існує багато різновидів грантових колекторів. З 1986 року в Швейцарії, проводилися дослідження системи з вертикальними ґрунтовими теплообмінниками. У ґрунтовому масиві був влаштований вертикальний ґрунтовий теплообмінник коаксіального типу завглибшки 105 м. Цей теплообмінник використовувався як джерело низькопотенційної теплової енергії для теплонасосної системи, встановленої в одноквартирному житловому будинку. Вертикальний ґрунтовий теплообмінник забезпечував пікову потужність приблизно 70 Вт на кожний метр довжини, що створювало значну теплове навантаження на навколишній ґрунтовий масив. Річне виробництво теплової енергії становить близько 13 МВт • год. На відстані 0,5 і 1 м від основної свердловини були пробурені дві додаткових, в яких на глибині в 1, 2, 5, 10, 20, 35, 50, 65, 85 і 105 м встановлені датчики температури, після чого свердловини були заповнені глинисто-цементною сумішшю. Температура вимірювалася кожні тридцять хвилин. Крім температури ґрунту фіксувалися і інші параметри: швидкість руху теплоносія, споживання енергії приводом компресора, температура повітря та ін.

Спостереження проводилися на протязі десяти років. На підставі експериментальних даних були побудовані математичні моделі процесів, що

						Арк.
						102
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відбуваються в ґрунтовому масиві, що дозволило зробити довгостроковий прогноз зміни температури ґрунтового масиву.

Математичне моделювання показало, що щорічне зниження температури буде поступово зменшуватися, а обсяг ґрунтового масиву навколо теплообмінника, схильного зниження температури, з кожним роком буде збільшуватися. Після закінчення періоду експлуатації починається процес регенерації: температура ґрунту починає підвищуватися. Характер протікання процесу регенерації подібний характером процесу "відбору" тепла: в перші роки експлуатації відбувається різке підвищення температури ґрунту, а в наступні роки швидкість підвищення температури зменшується. Тривалість періоду "регенерації" залежить від тривалості періоду експлуатації. Ці два періоди приблизно однакові. В даному випадку період експлуатації ґрунтового теплообмінника дорівнював тридцяти рокам, і період "регенерації" також оцінюється в тридцять років.

При використанні вертикальних свердловин глибиною від 20 до 100 м в них занурюються U-подібні пластикові (при діаметрах від 32 мм) труби. Як правило, в одну свердловину вставляється дві петлі, з заливанням суспенсним розчином. В середньому питома знімання такого зонда можна прийняти рівним 50 Вт/м.п. Можна також орієнтуватися на наступні дані по зніманню тепла:

- сухі осадові породи - 20 Вт/м;
- кам'янистий ґрунт і насичені водою осадові породи - 50 Вт/м;
- кам'яні породи з високою теплопровідністю - 70 Вт/м;
- підземні води - 80 Вт/м.

Температура ґрунту на глибині понад 18 м постійна і становить приблизно + 9 ° С. Відстань між свердловинами повинна бути більше 5 м. При наявності підземних течій, свердловини повинні розташовуватися на лінії, перпендикулярній потоку. Підбір діаметрів труб проводиться виходячи з втрат тиску для необхідної витрати теплоносія. Розрахунок витрати рідини може проводитися для  $t = 5 \text{ } ^\circ \text{C}$ .

						Арк.
						103
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В якості теплоносія первинного контуру рекомендується використовувати розчин етиленгліколю з точкою замерзання приблизно  $-13\text{ }^{\circ}\text{C}$  (концентрація  $>20-25\%$ ). У розрахунках слід врахувати, що теплоємність розчину при температурі  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  становить  $3,7\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ , а густина -  $1,05\text{ г}/\text{см}^3$ . Слід зауважити також, що при використанні розчину, втрата тиску в трубах в 1,5 рази більше, ніж при циркуляції води. Для розрахунку параметрів первинного контуру теплонасосної установки буде потрібно визначити витрату теплоносія:

$$V_s = Q_o \cdot 3600 / (\rho \cdot c_p \cdot t), \text{ м}^3/\text{год} \quad (9.1)$$

$$V_s = 4.9 \cdot 3600 / (1036 \cdot 3.87 \cdot 3) = 1.47, \text{ м}^3/\text{год}$$

де,  $t$  – різниця температур між лініями подачі та возврату теплоносія, яку часто приймають рівною  $3\text{ К}$ .

$Q_o$  – теплова потужність, що отримується від низькопотенційного джерела (грунт), розраховується як різниця повної потужності теплового насоса  $Q_{wp}$  і електричної потужності, що витрачається на нагрів холодоагенту  $P$ :

$$P_e = P_n \cdot (1 - 1/\text{COP}), \text{ кВт} \quad (9.2)$$

$$P_e = 18.6 \cdot (1 - 1/3.8) = 13.7 \text{ кВт}$$

Сумарна довжина труб колектора  $L$  розраховується за формулами:

$$L = P_e / q, \text{ м} \quad (9.3)$$

$$L = 13.7 / 0,05 = 274, \text{ м}$$

Підбираємо 3 вертикальні скважини-зонди довжиною  $100\text{ м}$ . з кроком укладання  $6\text{ м}$ .

						Арк.
						104
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 10. Вимоги безпеки і охорони навколишнього середовища

Стандарт EN 378-1:2008+A2:2012 визначає вимоги безпеки і охорони навколишнього середовища на етапах проектування, виробництва, будівництва, монтажу, експлуатації, технічного обслуговування, ремонту і утилізації холодильних систем і установок по відношенню до навколишнього середовища в приміщеннях і навколишньому середовищу в цілому.

Поняття «холодильна система», що використовується в цьому стандарті, включає в себе теплові насоси.

Можливі ризики, які існують в холодильній техніці, перераховані нижче. Крім того, при аналізі ризиків доцільно брати до уваги стандарти EN ISO 12100-1 та EN ISO 12100-2, в яких перераховані ризики машин і устаткування, не охоплені цим стандартом.

Метою цього стандарту є зниження ймовірності виникнення потенційних аварій з боку холодильних установок і холодоагентів зі збитком для життя і здоров'я людей, майна та навколишнього середовища. Ці аварії головним чином можуть бути обумовлені фізико-хімічними властивостями холодоагентів, а також дією тисків і температур, що виникають в процесі реалізації холодильних циклів.

Недостатність запобіжних заходів може призвести:

- до руйнування окремих елементів системи, в тому числі вибухового характеру з подальшою можливістю розльоту осколків;

- викиду холодоагенту з ризиком заподіяння шкоди або шкоди навколишньому середовищу, отруєння атмосфери токсичними речовинами через поломки, витіку, викликані поганою конструкцією, неправильною експлуатацією, технічним обслуговуванням, ремонтом, заправкою або неправильної утилізацією;

- займання (загоряння) холодоагенту з небезпекою виникнення пожежі і в тому числі з ризиком утворення токсичних продуктів горіння горючих холодоагентів.

						Арк.
						105
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Холодоагенти, їх суміші та комбінації з маслом, водою або іншими речовинами, якими навмисно чи ні заповнюють холодильну систему, надають хімічну і фізичну дію на внутрішні поверхні конструкційних матеріалів і елементів холодильної системи, в тому числі через значний тиск і температуру. Холодоагенти можуть, якщо у них є руйнують властивості, становити небезпеку для людей, майна та навколишнього середовища, безпосередньо або побічно в силу ефектів їх глобального довгострокового впливу (ОРП, ПГП), при їх викиді з холодильної системи. Холодоагенти вибирають з урахуванням їх потенційного впливу на навколишнє середовище в цілому і їх можливого впливу на навколишнє середовище в приміщенні. Однак оцінка екологічних показників вимагає підходу, який повинен враховувати характер типового життєвого циклу системи.

Якщо мова йде про вплив викидів холодоагенту на зміну клімату, то в даний час зазвичай як основу для оцінки такого впливу використовують показник, який називають повним еквівалентним внеском (TEWI) в парниковий ефект (див. додаток В). Для розгляду інших екологічних аспектів використовують серію стандартів EN ISO 14040.

TEWI (повний еквівалентний внесок у парниковий ефект) є показником для оцінки парникового ефекту шляхом поєднання прямого вкладу від викидів холодоагентів в атмосферу і непрямого внеску від викидів вуглекислого газу та інших газів, що утворюються при виробленні енергії, необхідної для роботи холодильної системи протягом усього терміну її експлуатації.

Показник TEWI призначений для розрахунку повного впливу процесів штучного охолодження на парниковий ефект. Цей показник враховує як прямий вплив на парниковий ефект холодоагенту, якщо має місце його витік, так і непрямий вплив холодильної системи внаслідок споживання нею енергії, використовуваної для енергопостачання установки при її нормальній роботі протягом всього терміну її експлуатації. Такий підхід справедливий тільки при порівнянні між собою двох холодильних систем або при виборі хладагентів для застосування в одній і тій же системі.

						Арк.
						106
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Показник TEWI може бути розрахований за такою формулою, де різні фактори впливу (величини вкладу в сумарне значення TEWI) представлені відповідними складовими:

$$YEWI = \text{ПГП} \cdot L \cdot n + [\text{ПГП} \cdot m \cdot (1 - \alpha_{\text{рекуперации}})] + [n \cdot E_{\text{годовое}} \cdot \beta], \quad (10.1)$$

де,  $\text{ПГП} \cdot L \cdot n$  — внесок внаслідок витоків холодоагенту з системи;

$\text{ПГП} \cdot m \cdot (1 - \alpha_{\text{рекуперации}})$  — внесок, обумовлений наявністю або відсутністю рекуперації;

$n \cdot E_{\text{годовое}} \cdot \beta$  — внесок, обумовлений енергоспоживанням;

YEWI — повний еквівалентний внесок у парниковий ефект, кілограми CO<sub>2</sub>;

ПГП — величина потенціалу глобального потепління холодоагенту по відношенню до CO<sub>2</sub>;

L — величина витоків холодоагенту, кг/г;

n — повний час експлуатації системи, лет;

m — маса холодоагенту, заправленого в систему, кг;

$\alpha_{\text{рекуперации}}$  — коефіцієнт ступеня рекуперації холодоагенту, може приймати значення від 0 до 1;

$E_{\text{годовое}}$  — середньорічне споживання енергії, кВт · ч/г;

$\beta$  — емісія CO<sub>2</sub>, кг на кВт · ч.

На навколишнє середовище роблять той чи інший вплив багато чинників, наприклад:

- розташування системи;
- енергетична ефективність системи;
- тип холодоагенту;
- циклограмма роботи системи;
- величина витоків холодоагенту;
- вплив навантаження на ефективність;
- мінімізація теплоприпливів;
- методи контролю і управління роботою системи.

						Арк.
						107
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Непряний вплив на екологічні показники надає вартість системи. Додаткові інвестиції можуть бути спрямовані на зниження величини витоків холодоагенту, підвищення енергоефективності, зміна конструкції для отримання можливості використання інших холодоагентів. Тільки аналіз типового життєвого циклу системи дозволяє виявити ключові позиції, при яких додаткові інвестиції можуть привести до досягнення більш вигідних результатів.

Небезпеки, обумовлені величинами тиску і температури в холодильних системах, в основному виникають внаслідок одночасної присутності в холодильному контурі рідкої і газоподібної фаз холодоагенту. Крім того, ступінь впливу холодоагенту на різні компоненти системи залежить не тільки процесів і параметрів всередині установки, але також і від зовнішніх факторів.

Перелік небезпек представлений таким списком:

а) прямий вплив екстремальних температур, наприклад: розтріскування матеріалів при низькій температурі; замерзання рідини в замкнутому просторі (вода, розсіл і т. д.); термічні напрути; об'ємні деформації при зміні температури; несприятливий вплив низьких температур на людей; дотик до гарячих поверхонь;

б) вплив надмірного тиску в результаті, наприклад: підвищення тиску конденсації внаслідок недостатнього охолодження, парціального тиску неконденсованих газів, накопичення масла або холодоагенту в рідкій фазі; підвищення тиску насиченої пари через надмірне зовнішнього нагріву, наприклад, в установці для охолодження рідини, при відтайці повітроохолоджувача або при високій температурі довкілля під час стоянки системи; теплового розширення рідкого холодоагенту в замкнутому просторі під час відсутності газової подушки при підвищенні зовнішньої температури; пожежі;

в) безпосередній вплив рідини, наприклад: надмірна заправка або затоплення обладнання; потрапляння рідкої фази в компресор внаслідок підсмоктування або конденсації парів холодоагенту в компресорі;

						Арк.
						108
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

гідравлічний удар в трубах; погане змащення через розрідження масла; кавітація;

д) витоку холодоагенту, наприклад: пожежа; вибух; токсичність, включаючи продукти горіння; обмороження шкіри; задуха; паніка; руйнування озонового шару; парниковий ефект;

е) обертові частини механізмів, наприклад: поранення; втрата слуху через надмірного шуму; пошкодження, викликані вібраціями.

Слід також звернути увагу на небезпеку, загальні для всіх компресорних систем, такі як висока температура нагнітання, гідравлічний удар, неправильне поводження і зниження механічної міцності, викликане корозією, ерозією, термічним напруженням, вібрацією або гідравлічними ударами.

Особливу увагу слід звернути на корозію в холодильних системах, оскільки такі системи працюють в специфічних умовах поперемінних циклів «заморожування - відтавання», і обладнання, закритого теплоізоляцією.

За рівнем токсичності холодоагенти відносять до однієї з двох груп - А чи В - в залежності від рівня допустимої концентрації при тривалому впливі:

Група А (низька токсичність): холодоагенти, при середній концентрації яких у повітрі робочої зони, яка дорівнює або більша 400 мл / м<sup>3</sup> (400 частин на мільйон за обсягом), відсутній шкідливий вплив майже на всіх працюючих, які можуть піддаватися впливу холодоагенту день у день протягом 8-годинну робочого дня при 40-годинному робочому тижні;

Група В (висока токсичність): холодоагенти, при середній концентрації яких у повітрі робочої зони нижче 400 мл / м<sup>3</sup> (400 частин на мільйон за обсягом) відсутній шкідливий вплив майже на всіх працюючих, які можуть піддаватися впливу холодоагенту день у день протягом 8 - годинного робочого дня при 40-годинному робочому тижні.

За займистості холодоагенти відносять до одного з трьох класів - 1, 2 або 3 - в залежності від результатів випробувань займистості. Сумішеві холодоагенти займистістю класифікують на основі аналізу результатів

						Арк.
						109
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

процесу розкладання суміші на фракції і визначення найгіршої рецептури по займистості.

Клас 1 (негорючі холодоагенти) До першого класу відносять індивідуальні речовини, використовувані в якості холодоагентів, які не здатні до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 ° С і тиску 101,3 кПа.

Сумішеві холодоагенти відносять до першого класу, якщо фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН, не здатні до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 ° С і тиску 101,3 кПа.

Клас 2 (трудногорючі холодоагенти) До другого класу відносять індивідуальні речовини, використовувані в якості холодоагентів, при виконанні наступних трьох умов:

- здатність до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 ° С і тиску 101,3 кПа;
- значення НКМЗ не менше 3,5% за обсягом; -теплота згоряння менш 19000 кДж / кг.

Сумішеві холодоагенти відносять до другого класу при виконанні наступних трьох умов:

- фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН-НКМЗ, здатні до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 ° С і тиску 101,3 кПа;
- фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН-НКМЗ, мають значення НКМЗ більше 3,5% за обсягом; - суміш з номінальною рецептурою має теплоту згоряння менш 19000 кДж / кг.

Клас 3 (горючі холодоагенти) До третього класу відносять індивідуальні речовини, використовувані в якості холодоагентів, при виконанні наступних двох умов:

						Арк.
						110
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- здатність до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 ° С і тиску 101,3 кПа; - значення НКМЗ не менше 3,5% за обсягом або теплота згоряння не менше 19000 кДж / кг.

Сумішеві холодоагенти відносять до третього класу при виконанні наступних двох умов:

- фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН-НКМЗ, здатні до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 ° С і тиску 101,3 кПа;

- фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН-НКМЗ, мають значення НКМЗ більше 3,5% за обсягом або теплоту згоряння не менше 19000 кДж / кг.

**Таблиця 10.1** Система класифікації холодоагентів по групах небезпеки

Горючість	Токсичність	
	Низька	Висока
Здатність до поширення полум'я відсутня	A1	B1
Важка горючість	A2	B2
Горючість	A3	B3

## Список використаних джерел інформації

1. Эволюция тепловых насосов. // Электронный журнал энергосервисной компании «Экологические системы», № 9, сентябрь, 2012.
2. Мацевитый Ю.М., Чиркин Н.Б., Клепанда А.С., Об использовании тепловых насосов в мире и что тормозит их широкомасштабное внедрение в Украине // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2014. – № 2 (120). – с. 2 – 17.
3. Reports at the 8th IEA Heat Pump Conference, Las Vegas, 2005
4. Reports at the 9th IEA Heat Pump Conference, Zurich, 2008
5. Reports at the 10th IEA Heat Pump Conference, Tokyo, 2011
6. Новое поколение геотермальных тепловых насосов Danfoss.  
[Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.danfoss.com/>.
7. Степаненко В. А., Афанасьев А. С. «Тепловые насосы в системах теплоснабжения и кондиционирования городов и зданий Украины в 21 веке»// Международная конференции "Тепловые насосы в странах СНГ", 2013 г., г. Алушта (Крым, Украина).
8. Viessmann Примеры установок 2015 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.viessmann.ua/uk/sluzhby/broshury-dla-skachuvannia.html>
9. Viessmann Руководство по проектированию. Тепловые насосы. 2015 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.viessmann.ua/uk/sluzhby/broshury-dla-skachuvannia.html>
10. Серегина Ю.С., Щукина Т.В., Ковалев И.И., Влияние полифункциональности на энергоэффективность тепловых насосов // Тепловые насосы. - декабрь 2015. - №4 (25). – с. 38 – 42.
11. Лагутин А. Ю. Апараты холодильних установок. В двох томах. Том 1. – Одеса: видавництво ОДАХ, 2003. – 141 с.

						Арк.
						112
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

12. Богданов С.Н., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Свойства веществ: Справочник. Изд. 3-е, перераб. и доп. М.: Агропромиздат, 1985. – 208 с.
13. Холодильні установки. Проектування: Учебний посібник / Чумак І.Г., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., та ін.; Під ред. докт. тех. Н. проф. І.Г. Чумака. – 4-е вид. переробл. і доп. – Одеса: Друк, 2008. – том 3, – 156 с.
14. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, Вентиляція та Кондиціонування. Київ: Мінрегіонбуд України, 2013. - 141 с.
15. ДБН В.2.5-64:2012 Внутрішній трубопровід та каналізація. Київ: Мінрегіонбуд України, 2013. - 104 с.
16. ДБН В.2.5-31:2016 Теплова ізоляція будівель: Мінрегіонбуд України, 2017. - 141 с.

						Арк.
						113
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		