

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



## ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему: Дослідження та розробка комбінованої системи  
кондиціонування та опалення для приватного будинку площею 250 м<sup>2</sup>

Здобувача Ахметянов А.А.  
2 курсу ХМ-161МН групи  
Керівники д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.  
к.т.н., доц. Трандафілов В.В.  
Консультанти: д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.  
д.е.н, проф. Басюркіна Н.Й.

**Кваліфікаційна робота допускається до захисту**

Рішення кафедри від 01.06.2023 р. 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	Магістр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

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

«30» листопада 2022 року

## **ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА**

Ахметянов Андрій Адіфович

1. Тема роботи Дослідження та розробка комбінованої системи кондиціонування та опалення для приватного будинку площею 250 м<sup>2</sup>

Затверджена наказом ОНТУ від 30.09.2021 р. наказ № 793-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 01.06.2023 р.

3. Вихідні дані роботи

Будинок площею 250м<sup>2</sup> у м. Одеса. Будівля є двоповерховою. Режими роботи теплового насосу, згідно стандарту EN14511-2:2016, B0/W35, B0/W50. Температура гарячої води не повинна бути нижче за 50°C та не повинна перевищувати 75°C.

Холодопродуктивність системи кондиціонування в межах 10-15кВт.

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, Вступ, Розділ 1. Теоретична частина, Розділ 2. Аналітична частина

Розділ 3. Економічна частина, Розділ 4. Охорона праці, Висновки,

Список використаної літератури

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

1. Презентація в PowerPoint

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання видав
Економічна частина	д.е.н, проф. Басюркіна Н.Й.	10.05.2023	17.05.2023
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	17.05.2023	22.05.2023

7. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_ 30.11.2022 р. \_\_\_\_\_

Керівники \_\_\_\_\_ Хмельнюк М.Г.  
 \_\_\_\_\_ Трандафілов В.В.  
 Завдання прийняв до виконання \_\_\_\_\_ Ахметянов А.А.

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	30.05-01.06.2023	
2	Вступ	30.11-20.12.2022	
4	Розділ 1. Теоретична частина	20.01-25.02.2023	
5	Розділ 2. Аналітична частина	26.02-30.03.2023	
6	Розділ 3. Економічна частина	10.05-17.05.2023	
7	Розділ 4. Охорона праці	17.05-22.05.2023	
8	Висновки	22.05-23.05.2023	
9	Список використаної літератури	23.05-24.05.2023	
10	Підготовка презентації та доповіді	26.05-27.05.2023	
11	Відгук керівників, рецензування, підготовка до захисту кваліфікаційної роботи	27.05-01.06.2023	

Здобувач-дипломник \_\_\_\_\_ Ахметянов А.А

Керівники роботи \_\_\_\_\_ Хмельнюк М.Г.

\_\_\_\_\_ Трандафілов В.В.

*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 \_\_\_\_\_ Ахметянов Андрій Адіфович \_\_\_\_\_

## ЗМІСТ

РЕФЕРАТ.....	5
ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1. Теоретична частина.....	8
1.1. Теплові насоси і системи кондиціонування (схеми).....	8
1.2. Повітряні теплові насоси (тепловий насос повітря-повітря, повітря-вода).....	10
1.3. Схема процесів побутової систем кондиціонера повітря насоса h-d діаграма.....	22
1.4. Робочі тіла .....	23
1.5. Характеристика холодоагентів.....	30
РОЗДІЛ 2 Аналітична частина.....	38
2.1. Будівельно-ізоляційна конструкція будинку.....	38
2.2. Розрахунок теплоприпливів скрізь огорожі.....	46
2.3. Кондиціонування повітря.....	53
2.4. Розрахунок теплої підлоги. ....	57
2.5. Технологія монтажу водяного теплої підлоги .....	65
2.6. Тепловий розрахунок водяної теплої підлоги.....	68
2.7. Гідравлічний розрахунок водяної теплої підлоги.....	70
2.8. Тепловий розрахунок холодильної системи.....	72
2.9. Порівняння холодильних агентів.....	76
2.10. Розрахунок баку ГВП і баку опалення.....	91
РОЗДІЛ 3 Економічна частина.....	98
3.1. Опис та мета проекту .....	98
3.2. Зв'язок з нормативно правовою базою України . Світові стандарти які були використані в роботі .....	98
3.3. Розрахунок капітальних вкладень.....	103
РОЗДІЛ 4. Охорона праці.....	108
ВИСНОВКИ.....	116
Список використаної літератури.....	117

					<i>КРМ.ХУКП.1.793-03.15</i>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Дослідження та розробка комбінованої системи кондиціонування та опалення для приватного будинку площею 250 м<sup>2</sup></i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розроб.</i>		<i>Ахметянов А.А.</i>					4	117
<i>Перевір.</i>		<i>Трандафілов В.В.</i>						
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>		<i>Хмельнюк М.Г.</i>						<b>ОНТУ Гр. ХМ-161МН</b>

## РЕФЕРАТ

Магістерська робота складається з: 117 сторінок тексту, 90 таблиць, 29 рисунків, 11 посилань на літературні джерела. В науково-дослідній роботі вирішено задачу дослідження та розробки комбінованої системи кондиціювання та опалення для приватного будинку площею 250 м<sup>2</sup>.

Розроблена система передбачає 2 баки для системи опалення, кондиціювання та гарячого водопостачання в продовж всього року. Нагрівається бак для гарячого водопостачання до температури 60°C і більше.

Вмонтований в систему фор конденсатор підвищує річну ефективність всієї системи на 3-5%, завдяки підтримки температури в баку ГВП. Зростання COP обумовлене зменшенням електричної (на 0,12кВт) потужності теплового насосу через підвищення температури кипіння (з -3°C до 3°C).  
Ключові слова: приватний будинок – тепловий насос – кондиціювання – опалення

## ABSTRACT

The master's thesis consists of: 117 pages of text, 90 tables, 29 figures, 11 references to literary sources. The research work solved the problem of research and development of a combined air conditioning and heating system for a private house with an area of 250 m<sup>2</sup>.

The developed system provides for 2 tanks for heating, air conditioning and hot water supply throughout the year. The tank for hot water supply is heated to a temperature of 60°C or more.

The pre-condenser installed in the system increases the annual efficiency of the entire system by 3-5%, thanks to maintaining the temperature in the hot water tank. The increase in COP is due to a decrease in the electric power (by 0.12 kW) of the heat pump due to an increase in the boiling temperature (from -3°C to 3°C).

Keywords: private house - heat pump - air conditioning - heating

						Арк.
						5
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ВСТУП

В нашій країні проблеми економії енергоресурсів є особливо важливими в теперішній період розвитку. 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 економ 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.

Слід зазначити, що функціонування систем інженерного обладнання надає негативний вплив на навколишнє середовище. Наприклад, викиди від ТЕЦ та котельних складає більш однієї третини викидів в атмосферу. Це викликає ріст захворюваності населення, 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 низько потенційного тепла, яке потім перетворюють в високопотенційне, що здатне обігріти будівлю і нагріти воду.

**Метою та завданням даного дослідження** являється вивчення та удосконалення парокompресійного теплового насосу для екологічно безпечної енергетичної системи.

						Арк.
						6
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

**Об'єктом дослідження** є парокомпресійний тепловий насос з плаваючою температурою конденсації. Зміна температури конденсації впродовж року дуже впливає на роботу теплового насосу, в свою чергу підвищуючи кількість спожитої електроенергії.

**Основним методом дослідження** є порівняння спожитої електроенергії та COP. Була порівняна кількість COP яка підвищується при розрахунковій температурі конденсації, та при температурі конденсації яка була під час роботи теплового насосу впродовж року.

#### **Апробація кваліфікаційної роботи**

1. Ахметьянов А.А. Науково-технічна конференція молодих вчених, аспірантів та здобувачів вищої освіти «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології», 19-20 квітня 2023 року. – Одеса: ОНТУ.75-77с.

#### **Об'єм і структура кваліфікаційної роботи**

Кваліфікаційна робота складається з реферату, вступу, 4 розділів, основних висновків, списку використаної літератури, який містить 11 літературних джерел. Робота містить 117 сторінок основного тексту, 90 таблиць, 29 рисунків.

						Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## РОЗДІЛ 1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА.

### 1.1 Теплові насоси і системи кондиціонування (схеми).

#### Кондиціонування тепловим насосом

Тепловий насос є універсальною машиною, яка може обігрівати будинок взимку і охолоджувати його влітку. Це дозволяє вирішити задачу охолодження (кондиціонування) тепловим насосом будівлі. Дана універсальність є одним з переваг теплового насоса щодо інших пристроїв. Для здійснення даного процесу в тепловому насосі необхідно передбачити деякі конструктивні зміни.

Існує два основних види кондиціонування приміщення тепловим насосом різні за принципом дії, споживання енергії та ефективності і холодопостачання:

- Пасивне кондиціонування;
- Активне кондиціонування;

#### Пасивне кондиціонування

Пасивне, тобто природне. Воно не настільки ефективне, але не вимагає великих витрат електрики (споживає як лампочка 50-100 Вт). Таке кондиціонування під силу теплового насосу «вода-грунт». Тому, що повітря влітку перевищує комфортну температуру приміщень.

Таке кондиціонування ефективніше будь-якого сучасного кондиціонера в 10 разів. Пасивний кондиціонер прослужить стільки скільки і контур теплового насоса (понад 50 років).

Для пасивного кондиціонування в тепловий насос додатково встановлюють 3-х ходовий клапан, теплообмінник і додатковий циркуляційний насос. Це дозволяє охолоджувати приміщення низькою температурою ґрунту / підземних вод. Теплоносій охолоджується в ґрунті, направляється до додаткового теплообмінника в обхід компресора. Далі теплоносій забирає надлишкове тепло, потрапляючи в систему розподілу енергії. В цьому випадку компресор використовується, і електрику використовується тільки для роботи насосів та інших приладів системи холодопостачання. Така система показала високу ефективність разом з системою теплих-холодних стін / стель.

						Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

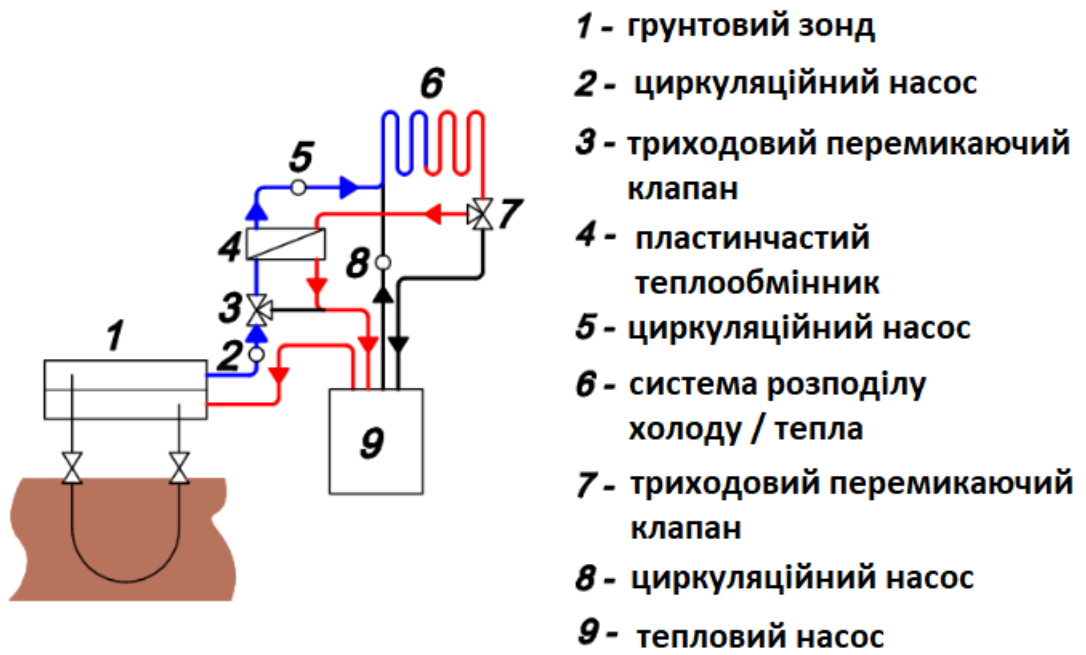


Рис. 1.1 Схема теплового насосу

Активне кондиціонування

Активне кондиціонування можна організувати, використовуючи будь-який тепловий насос. При даному виді кондиціонуванні тепловий насос працює в зворотному циклі. Для реалізації даного циклу в тепловий насос вбудовуються 4-х ходовий і додатковий дросельний клапан. При цьому рідина циркулює в зворотному напрямку. Конденсатор стає іспарителем і навпаки.

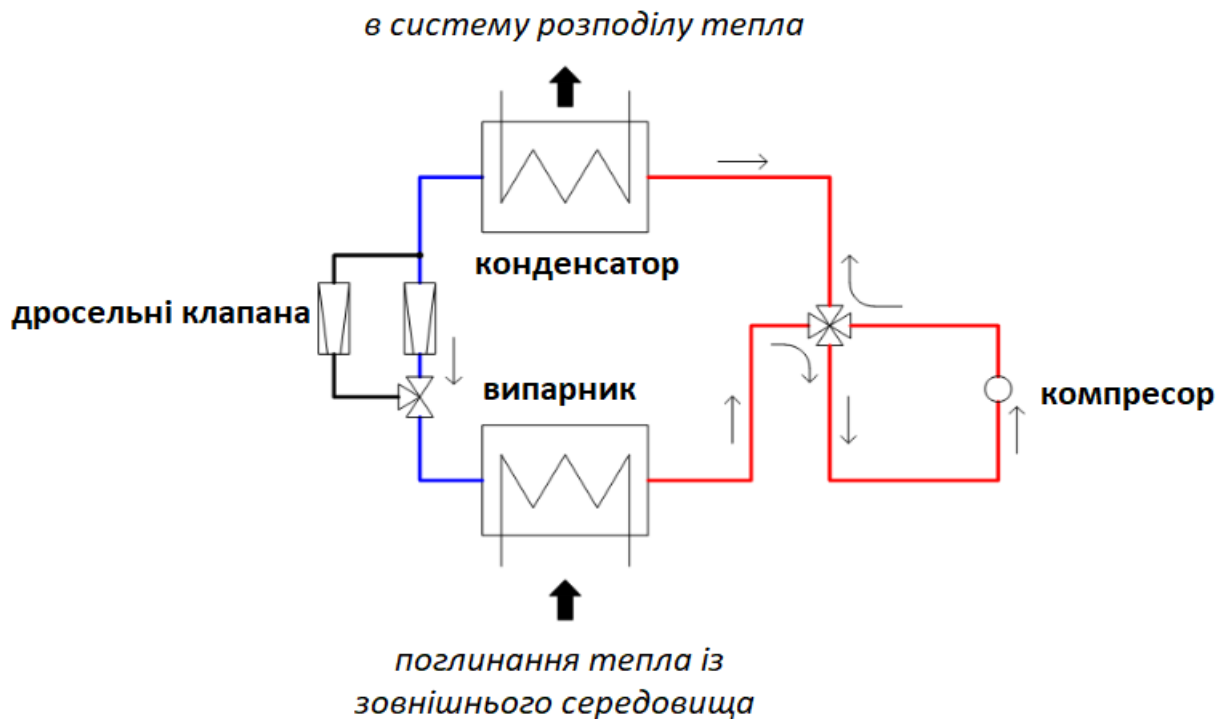


Рис. 1.2Схема роботи для нагріву

					Арк.
					9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

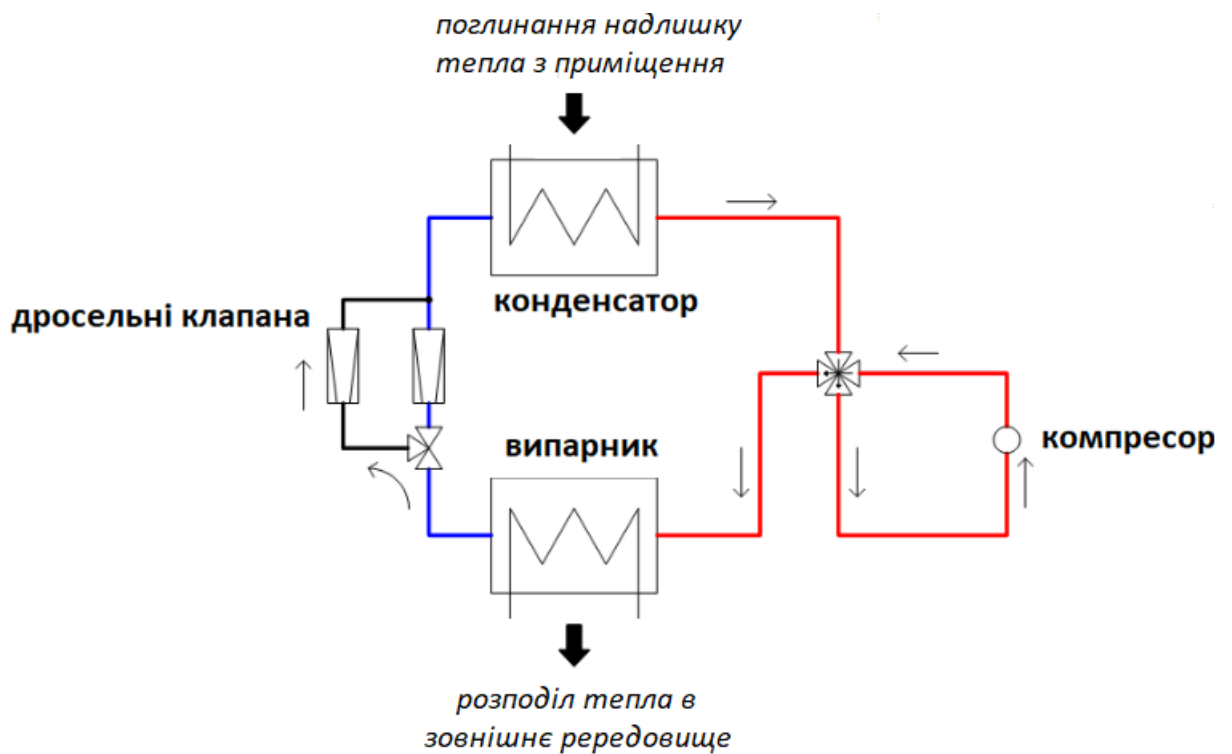


Рис.1.3Схема роботи для охолодження

Найбільш оптимальний варіант розподілу холоду - застосування фанкойлів. Фанкойл (вентиляторний доводчик) - пристрій, що регулює повітря приміщення. Працює на охолодження і на нагрівання. Фанкойл складається з теплообмінника з вентилятором, фільтр очищення повітря, пульт управління.

## **1.2. Повітряні теплові насоси (тепловий насос повітря-повітря, повітря-вода).**

Розрізняють такі основні типи ТН: ґрунтові (ґрунт-вода), водні (вода-вода) і повітряні (повітря-вода або повітря-повітря). Розглянемо особливості застосування кожного з цих типів.

### Тепловий насос ґрунтовий «ґрунт-вода»

У такій системі тепло витягується з ґрунту, і далі передається в контур опалення і гарячого водопостачання (ГВП). Температура приповерхневого шару землі або на глибині завжди позитивна, тому такий тип обладнання є ідеальним варіантом зі стабільною продуктивністю протягом усього року. Але

					Арк.
					10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

реалізувати проект можна за наявності деяких передумов.

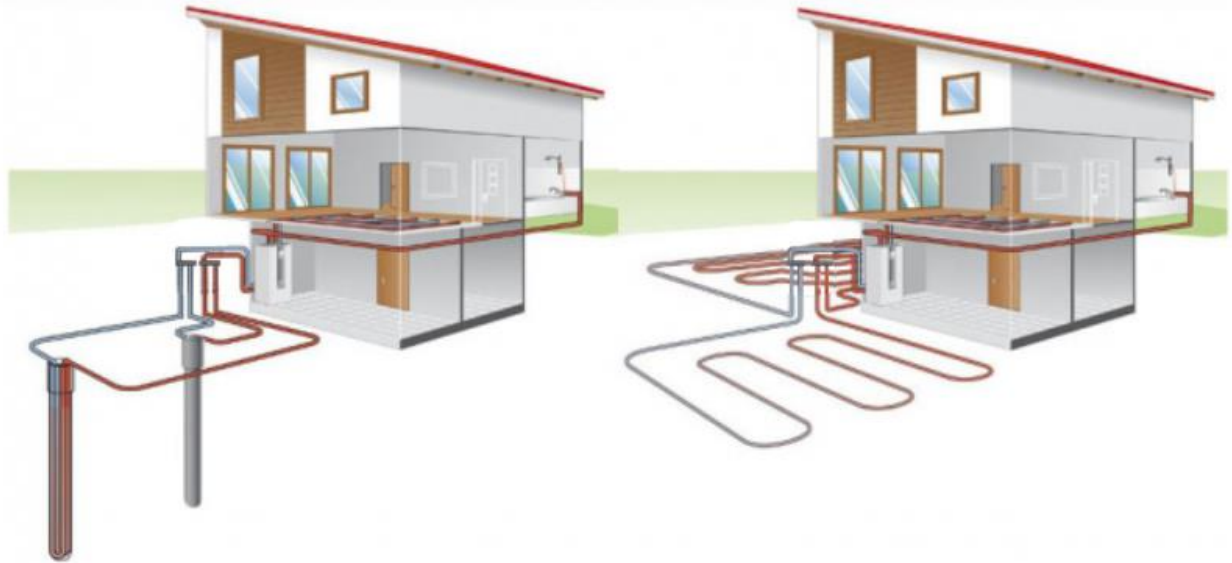


Рис.1.4 Схема тепловий насос ґрунтовий «ґрунт-вода»

Як працює таке обладнання, і як воно облаштоване? У будинку є значний простір - земельну ділянку, де на глибину (більше, ніж глибина промерзання для даного регіону) укладаються труби горизонтального колектора. Їх можна укласти в траншеї або в котлован, вириті екскаватором. Місця укладання в подальшому не варто засаджувати деревами, оскільки земля тут повинна якісно прогріватися сонцем.

Якщо ділянку біля будинку невелика, можна бурити кілька, віддалених вглиб на 6-8 метрів, вертикальних свердловин; глибина (до 40м і глибше) і кількість свердловин залежать від геологічної будови ґрунту. Найкраще підходять вологі і прохідні для буріння породи ґрунту. Як джерело тепла також може використовуватися ставок або водоймище достатнього обсягу, куди для теплосема на глибину укладаються кільця трубного колектора. Головне, щоб водойма взимку не промерзав на всю глибину.

#### Мінуси

- Вартість обладнання і всіх настановних робіт обійдеться дорожче, ніж для водяних або повітряних теплових насосів, але зате річне енергоспоживання - мінімально в порівнянні з іншими типами ТН;

						Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Важкі монтажні роботи - без досвідчених фахівців, які вже встановлювали таку систему, не обійтися;

### Переваги

- 100% покриття навантажень з опалення, підігріву води і охолодження будинку;
- Максимальне зниження енерговитрат при використанні низькотемпературних систем опалення;
- Стабільно дуже високий COP;
- Тиха робота;
- Легке енергоефективне управління;
- Екологічна чистота;
- Електро- та пожежна безпека;
- Безвідмовна робота протягом десятків років;

Великою перевагою є те, що для розміщення даного обладнання не потрібні топкова, узгодження проекту, дозволу і постійний контроль.

### Тепловий насос водяний - «вода-вода»

Тепловий насос вода-вода - принцип роботи та особливості Принцип роботи: використовується тепло водойми або ґрунтових вод, де температура завжди



Рис.1.5 Схема тепловий насос водяний «вода-вода»

						Арк.
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

позитивна. Хороший варіант при такій системі, якщо є неглибоко залягають приповерхневих водні горизонти або великий незамерзаючий водоймище, річка, море. Вода зі свердловин за допомогою насосів подається до контуру ТН, а її тепло передається в будинок, після цього охолоджена вода скидається через іншу свердловину. Інший варіант - вода забирається з водойми і повертається назад у водойму в іншому місці. Тому потрібні досить потужні насосні установки, необхідно очистити води, а головне - щоб був достатнім дебет води.

Кількість свердловин для забезпечення потрібної теплової потужності визначає точний теплотехнічний розрахунок. Але є багато проектів опалення для промислових або приватних об'єктів з використанням ТН «вода-вода».

#### Мінуси

- Споживає більше енергії, ніж у ґрунтових ТН, зате вартість обладнання та робіт нижче;
- За рахунок роботи насосів, потрібен періодичний сервіс;
- Недоліком є недосконала поки законодавча база на використання надр для установки водяного ТН в приватному будинку.

#### Переваги

- 100% покриття навантажень;
- Енергоефективне обладнання, яке має високий COP;
- Менша вартість монтажу, не потрібні котельні або димоходи;
- Екологічна чистота;
- Постійний моніторинг роботи системи, зручне управління.

#### Тепловий насос повітряний - «повітря-вода»

Навколишнє повітря - невичерпне джерело теплової енергії. Навіть при невеликих мінусових температурах повітряний тепловий насос витягує тепло з зовнішнього повітря і багаторазово примножити його, передаючи воді в системі опалення і ГВС. Витрачаючи 1 кВт електроенергії, ми отримуємо до 5 кВт невеликих мінусових температурах повітряний тепловий насос витягує тепло з

						Арк.
						13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зовнішнього повітря і багаторазово примножити його, передаючи воді в системі опалення і ГВС. Витрачаючи 1 кВт електроенергії, ми отримуємо до 5 кВт



Рис.1.6 Схема тепловий насос повітряний - «повітря-вода»

тепла! Але ефективність роботи теплового насоса повітря-вода залежить від зовнішньої температури: чим нижче температура «за бортом», тим більше енергії витрачається для отримання потрібної кількості тепла. Він буде працювати і при  $-25^{\circ}\text{C}$ , але з набагато нижчою ефективністю. Тому при виборі «воздушника» враховуються кліматичні умови регіону, середньорічні температури і кількість морозних днів в році.

Найефективніше і раціональніше буде використовувати таке обладнання з перемиканням на альтернативну систему - наприклад, електронагрівач, газовий або твердопаливний котел. Встановлюючи повітряний тепловий насос, при синхронізації системи з газовим опаленням досягається максимальна економія енергоресурсів, адже тепер котел включиться всього пару днів в році. Хоча можлива і робота повітряного ТН як основного джерела тепла з перемиканням в морозні дні на вбудований електронагрівач. Варіацій може бути багато.

Тому для таких ТН, як і, втім, для інших типів, важливим є вибір низькотемпературних нагрівальних контурів, таких як тепла підлога або система фанкойлів. Тут немає нерегульованих конвекційних потоків, і найбільш комфортні температурні умови створюються в зоні перебування людей, а не під стелею. Система з фанкойлами - найбільш вдалий вибір для кондиціонування приміщень влітку.

						Арк.
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Відзначимо, що видалення повітря складається з одного або декількох блоків, причому, блок з вентилятором встановлюється зовні будинку, а внутрішній тихий - компактно на стіні або на підлозі. Існує виконання теплового насоса з вбудованим баком для ГВП, або з окремими бойлерами, або баками-накопичувачами. Воздушники з успіхом використовуються для підігріву води і в побутових умовах, і для басейну, і для виробництва. Можуть встановлюватися і працювати з радіаторами, теплою підлогою і фанкойлами, в каскаді для отримання потрібної потужності по теплу / холоду.

#### Застосовуються

- Для установки в приватних і багатоквартирних будинках, офісах, лікувальних і навчальних закладах, готелях, пансіонатах і адмін. будівлях.

#### Мінуси

- Такі теплові насоси повністю залежать від температури повітря на вулиці;
- Буде потрібно установка альтернативного опалення на випадок дуже холодних днів;
- Чим нижче температура навколишнього середовища (мінусова), тим більше знижується енергоефективність системи.

#### Переваги

- Більше половини з усіх встановлюваних ТН - повітряні. Вони застосовуються в новобудовах і при модернізації систем опалення та ГВП;
- У них найнижча вартість обладнання та монтажних робіт, швидка окупність.
- Це високоефективне енергозберігаюче обладнання з високим COP;
- Немає особливих вимог по розміщенню внутрішніх і зовнішніх блоків;
- Монтаж простий і швидкий;
- Вони інтегруються в існуючу схему опалення і ГВП,

						Арк.
						15
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Керують роботою кількох контурів опалення та додатковим котлом або нагрівачем.

Принцип роботи теплового насоса повітря-вода: особливості роботи

Всі сучасні теплові насоси в своїй конструкції мають чотири основні елементи: компресор, конденсатор, терморегулюючий клапан, випарник. Через них послідовно по замкнутому циклу проходить робоча речовина. У циклах теплових насосів повітря-вода в якості робочої речовини використовуються холодоагент - фреон. У випарнику тепло атмосферного повітря перетворює холодоагент в пар (тим самим передається тепло холодоагенту). Далі пароподібний холодоагент надходить у компресор. У компресорі в результаті стиску холодоагент різко нагрівається, слід в конденсатор, віддає тепло системі опалення, остигає і знову стає рідким. Потім надходить в терморегулювальний клапан і знижує тиск, щоб холодоагент знову міг випаруватися. Цей процес повторюється по колу до тих пір, поки опалювальна система не отримає необхідну температуру.

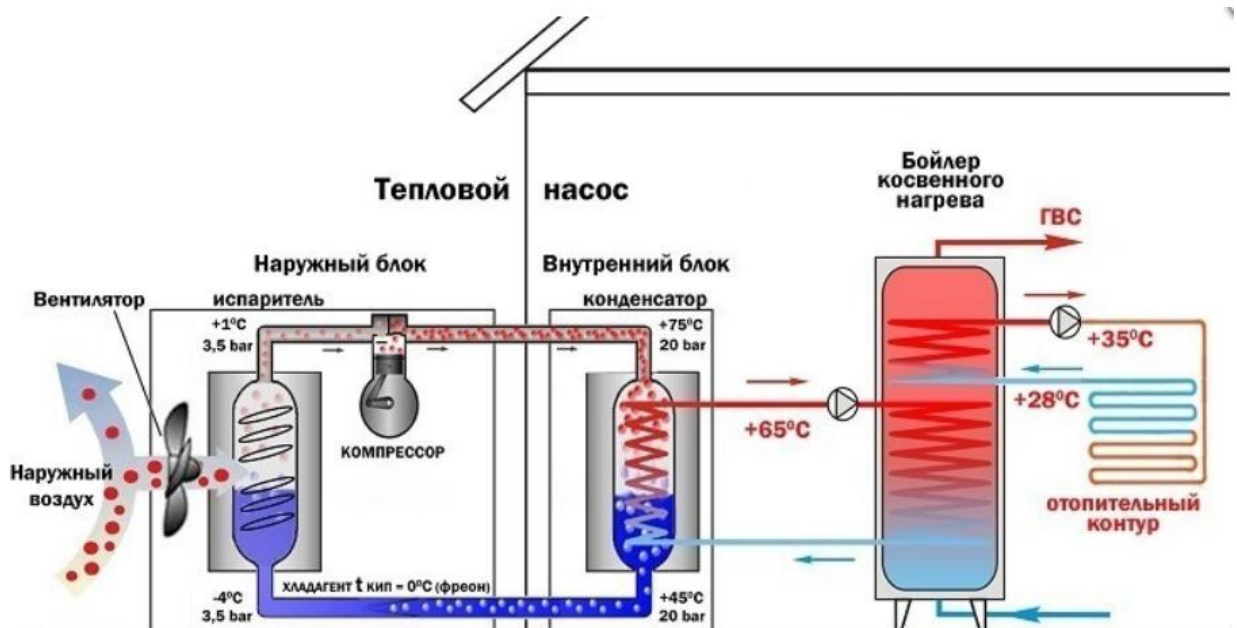


Рис.1.7. Пристрій теплового насоса-повітря вода

						Арк.
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Пристрій теплового насоса-повітря вода

Все теплонасоси даної категорії відрізняються по:

- По конструкції

Стандартний повітряний тепловий насос повітря вода складається з двох блоків. Один монтується зовні будівлі і нагадує блок від кондиціонера. Другий - всередині. Така конструкція називається спліт.

Тепловий насос повітря-вода моноблок внутрішнього блоку не має і тому може підключатися безпосередньо в систему опалення (якщо немає обмеження по теплоємності системи), або на нагрів басейну (окремі моделі з титановим теплообмінником).

- Температурі теплоносія

Буває високотемпературний, розрахований на температуру до 80°C. Він більш ефективний здатний інтегруватися в існуючі традиційні системи опалення забезпечуючи ефективний обігрів приміщень взимку, при температурі зовнішнього повітря до -20 ° C включно. Їх також можна використовувати для охолодження в літній період за допомогою, підключених до системи, фанкойлів. Варто зазначити що ціна теплових насосів працюють з високотемпературними теплоносіями значно вище ніж низькотемпературні системи.

Низькотемпературний рекомендується вибирати, коли опалювальна система закладається з нуля, і для місцевості, де 20-градусні морози рідкість.

Найоптимальніший варіант - середньотемпературна. У нього висока ефективність, особливо коли в приміщеннях змонтований тепла підлога, фанкойли або радіатори зі збільшеною площею теплообміну.

- Монтаж теплового насоса повітря вода

Підключення теплового насоса повітря вода не викликає складності. Монтаж можна здійснити самостійно, дотримуючись інструкції.

						Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

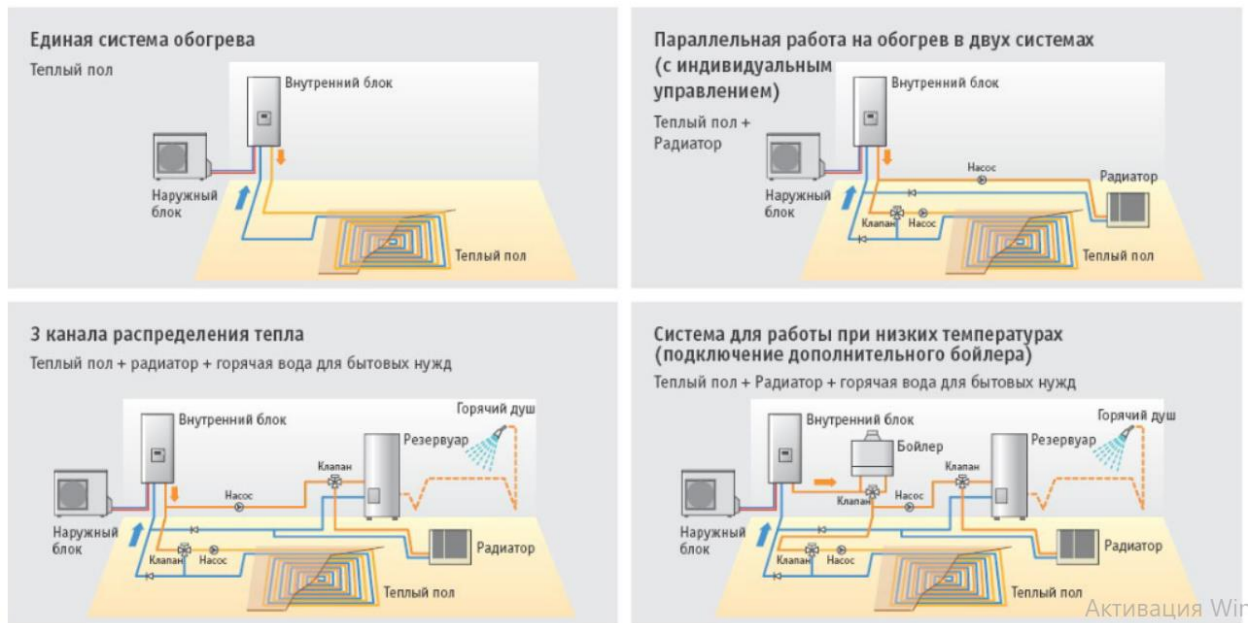


Рис.1.8 Схема підключення теплового насоса повітря вода

Скільки коштує тепловий насос, залежить від моделі, конструкції і потужності. Перш ніж купити тепловий насос повітря вода, варто оптимально розрахувати необхідну кількість тепла на опалення приміщення, а також потужність опалювальних приладів в залежності від температурного режиму теплоносія. При розрахунках важливо враховувати розміри вікон, наявність водяних теплих підлог, площа, утеплення будівлі, необхідність кондиціонувати, ймовірність і частота сильних морозів. І ще десяток факторів, які неспеціаліст може втратити.

Співробітники компанії Саен допоможуть підібрати підходящий тепловий насос повітря-вода, ціна, якість і продуктивність якого зійдуться в ідеальному співвідношенні.

						Арк.
						18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Тепловий насос повітряний - «повітря-повітря»



Рис.1.9 Тепловий насос повітряний - «повітря-повітря»

Як працюють моделі типу 'повітря-повітря'? Тепло зовнішнього повітря від зовнішніх блоків передається холодоагенту, циркулюючому в замкнутому контурі, а від нього - повітря, який далі подається в кожне приміщення через внутрішні настінні / підлогові блоки фанкойлів. За комфортності, такі установки програють схемами «повітря-вода».

### Застосовуються

- Вони більше підходять для приміщень з тимчасовим перебуванням людей - для дач або заміських котеджів, виробничих ділянок, складів або комерційних приміщень.

### Мінуси

- Більш енерговитратних і створюють шум;
- Для підігріву води використовуються додаткові модулі;
- Чи не інтегруються в схеми з іншими джерелами тепла;
- Потоки повітря нерівномірно можуть прогрівати потрібні зони приміщень;
- Вимагають більш тривалої роботи, тому що обладнання не володіє інерцією.

### Переваги

- Швидко прогривають приміщення;
- Найнижча вартість обладнання і монтажу;

						Арк.
						19
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Немає потреби підлаштовуватися під навколишні можливості: не потрібен водойма, не треба вирувати до ґрунтових вод, не потрібно підбирати підходящій ґрунт;
- Швидка окупність;
- Робота на кондиціонування влітку.

Принцип роботи теплового насоса повітря-повітря: особливості роботи

Однією з різновидів теплових насосів, що мають просту конструкцію, є тепловий насос повітря-повітря. Принцип роботи насоса схожий з принципом дії геотермального теплового насоса. Різниця полягає в тому, що відбір тепла відбувається не з ґрунту або води, а з зовнішніх повітряних мас. Відповідно, опалення будівлі відбувається шляхом нагрівання повітря в приміщеннях.

Можна сказати, що тепловий насос повітря-повітря - це кондиціонер навпаки. В цьому і полягає основна перевага теплового насоса повітря-повітря - для його установки і експлуатації не потрібно буріння свердловин і прокладка підземного контуру.

Якщо в силу ряду причин немає можливості прокласти контур підземного теплообмінника для відбору тепла (відсутня фінансова можливість, не вистачає місця на ділянці для горизонтального укладання, відсутні ґрунтові води під ділянкою чи ні озера поруч з ним, наявність гранітного пласта на невеликих глибинах) - тепловий насос типу повітря-повітря буде найбільш прийнятним варіантом вирішення економного та екологічно чистого опалення.

Пристрій і принцип роботи теплового насоса повітря-повітря

						Арк.
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рис.1.10 Пристрій і принцип роботи теплового насоса повітря-повітря

Тепловий насос типу повітря-повітря складається із зовнішнього і внутрішнього блоків. Зовнішній, він же випарний блок, розміщується зовні будівлі. Саме з його допомогою з зовнішнього повітря витягується тепло. Це тепло нагріває холодоагент, який закипає, переходячи в газоподібний стан. Потім компресор стискає цей газ, значно підвищуючи його температуру. Тепло стисненого газу передається в конденсатор (внутрішній блок), який знаходиться всередині приміщення. Конденсатор віддає тепло повітрю всередині приміщення. Цей процес відбувається безперервно і контролюється автоматично до тих пір, поки не буде досягнута задана температура в приміщенні.

Якщо є необхідність в обігріві декількох приміщень або одного великого, то в цьому випадку використовуються різні системи розподілу і подачі теплого повітря.

В силу того, що теплові насоси даного типу нагрівають лише повітря в приміщеннях (відбувається прямий нагрів повітря), то такі теплонасоси можна

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

використовувати тільки для опалення. Тобто, для підігріву води у ванній або кухні необхідно передбачити інші рішення.

### 1.3 Схема процесів побутової систем кондиціонера повітря насоса h-d діаграма.

Рішення конкретного завдання кондиціонування повітря полягає в побудові на h-d. діаграмі процесів, що протікають в приміщенні з кондиціонером і в кондиціонері На цій підставі отриманих даних далі здійснюється компонування кондиціонера і розрахунок (підбір) його основного обладнання

На малюнку представлена схема можливої комплектації кондиціонера, в окремому випадку деякі елементи цієї схеми можуть бути відсутніми Передбачається установка утилізатора теплоти У, теплообмінників I-ой і II-го ступеня, зрошувальної камери, штриховими лініями показані можливі варіанти рециркуляції повітря (P1, P2, P3) пристрої для очищення повітря від механічних домішок і шумоглушители умовно не показані Теплообмінники умовно можуть виконувати функції охолодження і нагрівання повітря

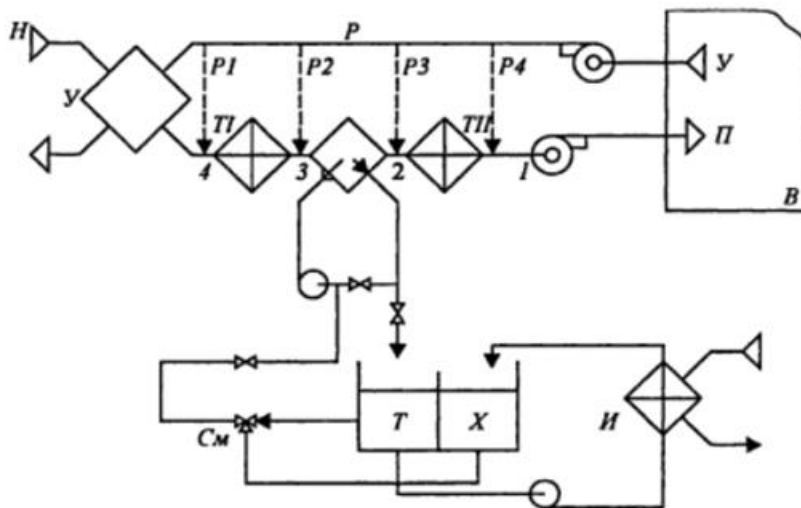


Рис.1.10. Принципова схема установки кондиціонування повітря

Схема водопостачання показана для випадку рідко п ріменяемого політропического режиму взаємодії оброблюваного повітря з водою Охолодження води здійснюється в випарнику холодильної машини, при

						Арк.
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

застосуванні реверсивних холодильних машин цей теплообмінник може виконувати і функції нагріву води. Застосована традиційне відкрите схема водопостачання з зберіганням води в холод, ніж і теплом (X, 7) відділенні бака.

#### 1.4.Робочі тіла (висновок фторсодержащих хладагентів Париж угоду, Кігалійская поправка).

За оцінками ІІР, загальна кількість систем охолодження, кондиціонування повітря та теплових насосів, що працюють у всьому світі, становить приблизно 5 мільярдів. Світовий річний обсяг продажу такого обладнання становить приблизно 500 мільярдів доларів. Понад 15 мільйонів людей працюють по всьому світу в холодильній галузі, яка споживає близько 20% від загальної кількості електроенергії, яка використовується у всьому світі. Приведені статистичні дані, підкреслюють важливість галузі охолодження, яка, як очікується, зростатиме в наступні роки через збільшення потреб в охолодженні в багатьох сферах та глобальне потепління.



Рис.1.11. Вплив холодильного агенту

Холодильна промисловість відіграє головну і зростаючу роль у сучасній світовій економіці і в житті людини рис.1, причому великий внесок у сферу

						Арк.
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

харчування, здоров'я, енергетики та навколишнього середовища, які політики повинні краще враховувати.

Паризька угода [1] покликана прийти на зміну Кіотському протоколу в період після 2020р, яка вступила в силу в 2016 році, та Україна стала однією з активних учасників цієї угоди. З аналізу Національного кадастру України вперше представлений звіт по зниженню викидів парникових газів при зростанні показників внутрішнього валового продукту, але навіть таке досягнення не є показовим у зв'язку з поставленими цілями декарбонізації для України.

Згідно з прогнозу [Technavio](#) [2] енергоефективні системи HVAC&R на світовому ринку мають сегмент Рис.2. Україна наподлегливо працює з метою досягнення поставлених завдань.



Рис.1.12. Глобальний ринок енергоефективних систем HVAC&R

Цілі України, відповідно Паризької угоди та адаптованими нормативами з екологічної безпеки, передбачають знизити зростання викидів парникових газів майже вдвічі від сьогоденного рівня. Для виконання Паризької угоди Україні необхідно скоротити викиди CO<sup>2</sup> до 60% від рівня 1990 р. Фактичні показники викидів CO<sup>2</sup> [4] [5] в 2015р склали 32% від рівня 1990-го.

						Арк.
						24
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Енергетичний потенціал України і потенціал щодо зниження антропогенного впливу на навколишнє середовище на ряду з розвитком інноваційних технологій, використанням чистих джерел енергії, поновлюваних джерел енергії, енергоефективності, як ресурсу, відкриває широкі можливості для роботи об'єднаних команд (університети + промисловість) з досліджень і розробок та залучення інвестування. В даний момент сектор обігріву, вентиляції, кондиціонування повітря і холодильної промисловості (HVAC&R) ставить серйозні завдання, зайняти лідируючі позиції в Україні по декарбонізації, вирішити екологічні завдання, пов'язані з потенційним впливом холодоагентів на виснаження озонового шару і глобального потепління. Після поетапного відмови від озоноруйнівних хлорфторуглеродів (ХФУ) і гідрохлорфторвуглеводів (ГХФУ) промислові системи HVAC&R використовують гідрофторвуглеці (ДФУ), такі як R134a і R410A, що становить близько 2% від загального обсягу викидів парникових газів (ПГ) в Україні в 2011 році (еквівалент 119 мільйон метричних тон CO<sup>2</sup>). З досліджень ОНАХТ Рис3.

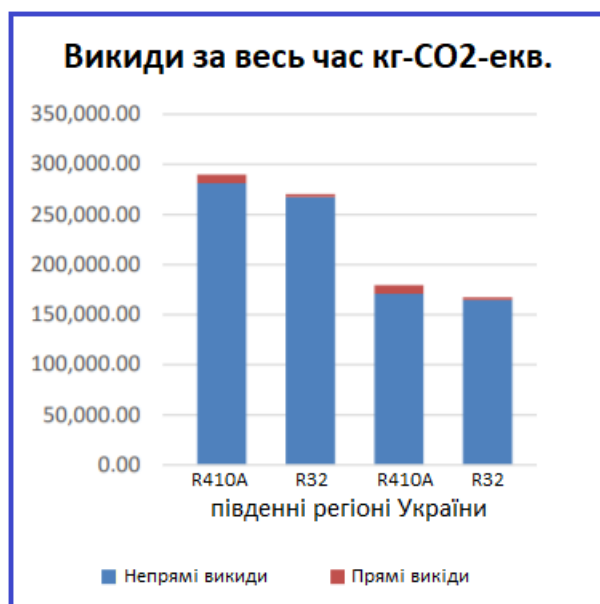


Рис.1.13 LCCP для циклів R410A і R32

Прогнозує, що національні викиди ГФУ в Україні збільшаться на 54% до 2020 року і на 109% в 2030 році (в порівнянні з рівнем 2011 року). Державна політика спрямована на забезпечення можливості впровадження

					Арк.
					25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

альтернативних холодоагентів з низьким потенціалом глобального потепління. R32 має 0ODP, і є легкозаймистим (класифікація A2L). Обидва R410A і R407A [3]складаються з незаймистих сумішей холодоагентів, які включають R32. Оскільки R32 має набагато нижчий ПГП, ніж у цих сумішей, він оцінюється для використання в якості чистої рідини в системах опалення, вентиляції та кондиціонування повітря, незважаючи на минулі побоювання з приводу займистості. Слідуючи тенденціям країн Азії, Європи, Нової Зеландії, Австралії, Україна розглядає перехід систем кондиціонування і ТН на використання R32 в якості холодоагенту. При розрахунках наочно підтверджується, що властивості R32 і XL(DR)55 дозволяють їх використання в якості заміни R410A. R290 і R1234ze (E) можуть служити альтернативою для заміни R134a. Для систем кондиціонування повітря і ТН всі перераховані альтернативні холодоагенти обіцяють підвищити ефективність і знизити GWP в порівнянні з R410A.

Оскільки галузь HVAC&R в Україні прагне реалізувати холодоагенти зі зменшеним впливом на навколишнє середовище, доступний необмежений вибір робочих рідин. 1234 R32 для застосування у промислових системах був би більш простим, ніж розподіл нової суміші холодоагенту. R32 має значно менший потенціал глобального потепління, ніж багато використовуваних сьогодні холодоагентів; його GWP на 68% нижче, ніж у R410A. Крім того, були представлені певні докази того, що системи ОВК R32 можуть працювати ефективніше, ніж їх колеги R410A, а перехід може мати істотний вплив на енергетичний ринок та навколишнє середовище. R32 має потенціал для зменшення прямих і непрямих викидів систем ОВК і Р, зменшуючи тим самим вплив на навколишнє середовище та експлуатаційні витрати на опалення та охолодження.

### **Огляд Кігалійської поправки**

На 28-й нараді сторін Монреальського протоколу, який відбувся в жовтні 2016 року в Кігалі (Руанда), була прийнята так звана Кігалійська поправка, що додає гідрофторвуглеці (ДФУ) до списку речовин, висновок яких з обігу

						Арк.
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

регулюється протоколом. Поправка передбачає, що до 2036 році розвинені країни скоротять виробництво і споживання ГФУ до 15% базового рівня 2011-2013 років.

Як відомо,ДФУ безпечні для стратосферного озону, проте мають значний потенціал глобального потепління (ПГП).

Так як поправку ратифікували вже більше 20 сторін Монреальського протоколу, вона вступає в чинності 1 січня 2019 року.

У США, що вийшли з Паризького угоди по клімату, група сенаторів-республіканців настійно рекомендувала президенту Трампу направити поправку на розгляд в сенат.

Сполучені Штати були одним з ініціаторів Кігалійської поправки, за яку проголосували представники всіх 197 сторін Монреальського протоколу. Є думка, що відмова США її ратифікувати дозволить зайняти місце лідера індустрії іншим країнам, наприклад Китаю.

### **Прорив Honeywell**

26 червня 2018 року компанія Honeywell офіційно представила Solstice N41 - негорючий холодоагент з невеликим ПГП для використання в стаціонарних системах повітряного кондиціонування в якості заміни R410A.

Американське товариство інженерів з опалення, холодопостачання і повітряному кондиціонування (ASHRAE) присвоїло продукту R-індекс R466A і клас безпеки A1 (нетоксичний, негорючий), що сприятиме швидкому виходу нового холодоагенту на ринок.

Заява Honeywell стало несподіванкою для ринку. До цього було запропоновано всього кілька альтернатив R410A для використання в системах кондиціонування повітря, і всі вони були помірно горючими речовинами, такими як R32. Були розроблені негорючі холодоагенти R448A і R449A для заміни ДФУ R404A, чий ПГП дорівнює 3922, в холодильному обладнанні. Але негорючої альтернативи R410A, яка мала б порівнянну з ним продуктивність при нульовій озоноруйнівній здатності і низькому ПГП, до сих пір не було.

						Арк.
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Honeywell не розкриває складу нового холодоагенту, але ймовірно це суміш, що складається з 49% R32, 11,5% R125 і 39,5% трифторйодметана (CF3I) - речовини, що застосовується для боротьби з вогнем при загорянні електронних пристроїв або при пожежах на борту літаків.

Як стверджує виробник, ПГП нового холодоагенту на 65% нижче, ніж у R410A. На ринку Solstice N41 з'явиться не раніше наступного року. Питання, чи виявиться він життєздатною альтернативою R410A, поки залишається відкритим.

У цій ніші вже впевнено почувається R32 - його частка на ринку стабільно зростає. Удосконалюється підготовка підрядників і сервісних служб до безпечного поводження з помірно горючими холодоагентами. Чи зможе новинка посунути R32? По крайній мере, в США, де R32 дозволений для застосування в моноблочних кондиціонерах, в тому числі комерційного призначення (PTAC), але не в спліт-системах, новина про появу негорючого холодоагенту R466A сприйняли з натхненням.

За заявами офіційних представників асоціацій підрядників, новий негорючий холодоагент доведеться вельми до речі на ринку, де пожежної безпеки об'єктів приділяється велика увага. Однак поки ще рано говорити про перспективи R466A.

Виробникам хладагентів і використовує їх обладнання необхідно об'єднатися для проведення демонстраційних випробувань, а потім залучити до роботи фахівців з монтажу і технічного обслуговування кліматичних систем, щоб підтвердити ефективність нового холодоагенту в реальних умовах експлуатації і виявити потенційно можливі негативні наслідки його застосування. Безумовно, на прийняття ринком рішення, використовувати R466A чи ні, буде потрібно якийсь час.

### **Області застосування альтернативних холодоагентів**

Не існує єдиного озонобезпечного холодоагенту з низьким ПГП, який був би безпечний, негорючий, високоефективний і міг використовуватися у всіх

						Арк.
						28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

областях застосування - від побутового кондиціонування до промислового низькотемпературного охолодження.

Стандартним рішенням для невеликих і середніх кондиціонерів повітря став холодоагент R410A - негорючий Гідрофторвуглеці з нульовою озоноруйнівною здатністю і високим ПГП. Ідеальною заміни для нього не існує. В Японії, а потім в Європі в якості альтернативи набув поширення холодоагент R32 (помірно горючий Гідрофторвуглеці з ПГП, рівним 675). Однак в США область його застосування в кондиціонуванні обмежується лише пристроями моноблочного типу.

У секторі холодопостачання широко використовувався ДФУ R404A, але через високий ПГП, рівного 3922, цей холодоагент неминуче потрапить під заборону.

R134a, часто використовувався в чиллерах і автомобільних кондиціонерах, потрапив під заборону в рамках програми SNAP Агентства з охорони навколишнього середовища США (EPA). Кандидатами на роль заміни R134a в чиллерах на базі компресорів відцентрового типу виступають холодоагенти низького тиску R1233ze, R1233zd, R1336ze і R1224yd (ГХФО-1224yd (Z)). Деякі з цих холодоагентів вже застосовуються в діючому обладнанні.

Для невеликих і середніх чиллерів виробники холодоагентів рекомендують азеотропні суміші R513A і R514A. Обидва ці холодоагенти негорючі і відрізняються високою ефективністю, проте R514A токсичний.

Таблиця.1.1.Властивості поширених холодильних агентів і її альтернатив

Рабочее давление	Низкое				Высокое			
Хладагент	R123	R245fa	R514A	R1233zd	R134a	R513A	R1234ze	R1234yf
Горючість <sup>(1)</sup>	1 (негорючіе)						2L (умеренногорючіе)	
Токсичність <sup>(1)</sup>	B	B	B	A	A	A	A	A
Теоретическая эффективность (COP)	9,4	8,7	9,4	9,3	8,5	8,3	8,5	8,2
ПГП	77 <sup>(2)</sup>	1030 <sup>(2)</sup>	<2 <sup>(2)</sup>	1 <sup>(2)</sup>	1430 <sup>(2)</sup>	573 <sup>(2)</sup>	<1 <sup>(2)</sup>	<1 <sup>(2)</sup>

## **Чиллери на базі компресорів відцентрового типу на R1224yd**

У квітні 2018 року компанія Ebara Refrigeration Equipment and Systems приступила до продажів чілерів серії RTBA на базі відцентрових компресорів, що використовують холодоагент R1224yd (Z), вперше представлений на виставці HVAC & R Japan в лютому 2018 року.

Серія RTBA розроблена на базі добре себе зарекомендували, надійних холодильних машин RTBF і включає в себе моделі продуктивністю від 774 до 4395 кіловат.

R1224yd (Z) - гідрохлорфторолефіновий холодоагент, розроблений компанією AGC і отримав торгову назву AMOLEA 1224yd. ПГП новинки менше одиниці, клас безпеки по ASHRAE - A1 (нетоксичний, негорючий). Основна область застосування холодоагенту - заміна для R245fa і R123.

R1224yd (Z) - однокомпонентне речовина, яке демонструє прекрасну ефективність при використанні в чиллерах на базі відцентрових компресорів, геотермальних електростанціях бінарного циклу і теплових насосах. Практично нульова OPC і вкрай малий ПГП роблять цей холодоагент екологічної, стабільної і негорючої альтернативою ДФУ. Невисокі робочі тиску істотно спрощують звернення з ним

### **1.5. Характеристика холодоагентів**

R1234ze і інші ГФО-холодоагенти

Основними ГФО-холодоагентами є R1234ze і R1234yf. Це чисті речовини одного класу, що складаються з водню, фтору і ненасиченого вуглецю. Вони обидва мають низьку воспламеняемость і мають дуже низький ПГП. ГФО - гідрофторолефін, який є галогенізованого вуглеводнем, що містить водень, фтор і ненасичений вуглець.

Їх низька займистість обмежує обсяг заправки холодоагенту, але не в тій же мірі, як для вуглеводнів, що володіють більш високою воспламеняемостью. Електричні пристрої системи повинні бути іскробезпечними, на випадок якщо

						Арк.
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

витік холодоагенту створить займисту концентрацію навколо електричного пристрою.

Температура фазового переходу R1234ze при атмосферному тиску в порівнянні з іншими холодоагентами висока, тому він буде працювати з розрідженням на стороні низького тиску систем, використовуваних в низькотемпературному обладнанні. Тому він найбільш підходить для середньо- і високотемпературного обладнання, наприклад, водяних чиллерів. Охолодження R1234ze - нижче, в порівнянні з іншими ДФУ, що вимагає використання більш потужних компресорів.

R1234ze доступний і використовується в чиллерах і агрегованих холодильних установках. R1234yf широко використовується в автомобільних кондиціонерах. Він також почав застосовуватися в торгових чиллерах. Так само, як і R1234ze, він буде працювати з розрідженням на стороні низького тиску систем, використовуваних в низькотемпературному обладнанні, в зв'язку з чим він найбільш підходить для середньо- і високотемпературного обладнання, наприклад, водяних чиллерів. Разом з тим, його продуктивність аналогічна R134a, тому можливо використання тих же компресорів.

Комерційне застосування мають і окремі суміші на основі ГФО. Їх ПГП нижче, ніж у чистих ДФУ, наприклад, R410A і R134a, але деякі з них є займистими.

холодоагент	Системи централізованого холодопостачання	VRV, VRF	Спліт-системи кондиціонування повітря / теплові насоси	Чиллери	Устаткування з виносним холодом	Агреговані холодильні установки
R 452b						
R1234ze R1234yf						

Рис.1.12. Системи для яких підходять холодильні агенти

У таблиці наведено типи систем, для яких найбільш підходять зазначені холодоагенти - це не сектори їх реального використання. У розділі нижче представлена додаткова інформація про існуючі секторах використання.

Зелений - ці системи підходять для використання зазначеного холодоагенту, а обсяг заправки холодоагенту зазвичай знаходиться в межах, зазначених у стандарті EN378. Потрібні деякі зміни конструкції, наприклад, перехід на спеціальні електричні пристрої та / або використання вентиляції.

Жовтий - в цих системах можуть використовуватися і вже використовуються зазначені холодоагенти, але існують обмеження щодо максимального обсягу заправки або практичної межі концентрації холодоагенту, зазначені в стандарті EN378 (див. Примітка 2 нижче). Потрібні деякі зміни конструкції, наприклад, перехід на спеціальні електричні пристрої та / або використання вентиляції. В деяких випадках продуктивність холодоагенту може обмежувати його використання.

Червоний - ці системи не призначені для використання зазначених хладагентів, як правило, через те, що обсяг заправки холодоагенту перевищує максимально допустимий обсяг, стандартом EN378-1-2016.

#### R-1234YF

Сучасний фреон R-1234YF - найбільш екологічно чистий холодоагент. його особливості

На сьогоднішній день неможливо уявити наше життя без холодильного обладнання та систем кондиціонування. Дані розробки використовуються в промисловості, в комерційній сфері, у побутовій та торгової. Вони бувають самих різних модельних варіацій, виробників, форм, призначення, але найголовніше, що їх об'єднує - це холодильний агент (фреон, хладон) завдяки, якому заповнюється компресор установки і система здійснює ефективне кондиціонування.

						Арк.
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця.1.2.Характеристики R-1234YF

Название	Opteon® YF (R1234yf)
Химическая формула	CF <sub>3</sub> CF = CH <sub>2</sub>
Химическое название	2,3,3,3- тетрафторпропан
Группа	гидрофторолефины (HFO)
Совместимость с маслами	PAG для R1234yf/POE для R1234yf
Температура кипения при 1 атм.	-29°C
Критическая температура	95°C
Критическое давление	34 Бар
ODP	0
GWP	4

Фреон являє собою газоподібна речовина, яка не має ніяким кольорним забарвленням і специфічним запахом. Існує ціла класифікація хладагентів, деякі є більш небезпечними для навколишнього середовища, особливо для озонового шару, деякі навпаки. Перед тим, як придбати певний тип холодоагенту, рекомендується прочитати інструкцію, в якій зазначатимуться хімічні властивості, особливості і сумісність.

У сьогоднішньому матеріалі ми поговоримо про особливості сучасного холодоагенту, який іменується, як фреон R-1234 YF. Для початку виявимо його головні переваги. Хладон R 1234YF є більш екологічно чистою речовиною, яке повністю відповідає всім нормам і стандартам, що регламентують кількість викидів в атмосферу. Але на жаль не всі так просто, нове газоподібна речовина досить складніше, особливо, якщо справа стосується займання.

Фреон R 1234 YF легко запалюється, а це значить, що він висуває до власника і компресорної установки більше вимог, а також ж потребує ретельнішого і регулярного обслуговування.

На сучасних автомобілях, заправка яких здійснюється за допомогою газу кріпляться невеликі наклейки жовтого кольору, які несуть в собі певні попередження. А саме:

- сучасний фреон R1234YF потребує більш чітких вимірювальних процесах і дозуваннях при додатковій заправці;

- якщо використовувати хладон R1234YF необхідно продумати все до таких деталей, щоб в його склад не був забруднений іншим газоподібним речовиною або олійною рідиною.

						Арк.
						33
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### Факт

З 2017 року всі автомобілі, що випускаються зобов'язані використовувати ХА R1234yf в системах кондиціонування. Автомобілі, розробка яких велася до початку 2011 року, до 2017 року будуть продовжувати випускатися з 134-м ХА. Новий ХА поки вельми рідко пропонується на ринку, це пов'язано перш за все з недоліком потужностей по його виробництву, на початку 2012 року мають запрацювати лінії виготовлення R1234yf компанії DuPont.

Такі характеристики, як тиск, вагу, температура кипіння нового ХА практично однакові з 134-м; відмінність - в хладопроизводительности, приблизно на 10% в гіршу сторону. R1234yf - більш горючий, займистий, що не вибухонебезпечний, самозаймистий при 150 ° С, погано підтримує горіння ХА у порівнянні з R134А. При аварії єдиний ризик, пов'язаний з можливістю займання ХА - потрапляння його в гарячий нейтралізатор (400 - 600 ° С).

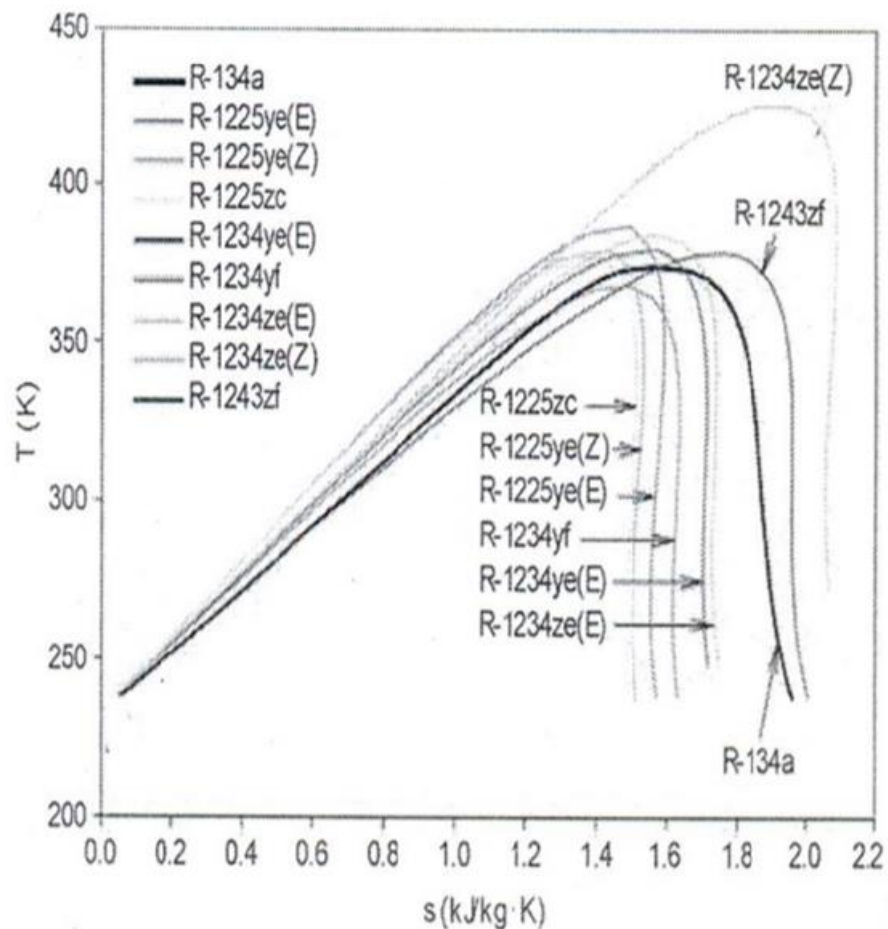


Рис.1.13. Діаграма – температура ентропії для восьми НФО

Пильна увага екологів до застосовуються в автомобільних кондиціонерах ХА обумовлено високим ризиком витоків в атмосферу, пов'язаних з вібрацією, використанням гнучких магістралей, модульної побудови системи з великою кількістю з'єднань для зручності складання та обслуговування, ушкодженнями в аваріях.

### R452B

Таблиця 1.3 Загальна інформація

Пункт	Специфікація
АШРА #	R-452B
Клас	A2L
Тип холодоагенту	Зеотропна суміш
Замінює	R-410A
ДОСЛІДЖЕННЯ	Зареєстровано

Таблиця 1.4 Фізичні властивості

Власність	Значення
Хімічні позначення	67% R- 32/7% R-125/26% R-1234yf
Зовнішній вигляд	Безбарвний
Критична температура (° C)	77.1
Критичний тиск (бар)	52.2
Критична щільність (кг / м³)	443,77
Критичний об'єм (м³ / кг)	0,00225
Щільність рідини (кг / м³) 0 ° C	1092,0
GWP rev / 4-й МГЕЗК	698
GWP rev / 5TH IPCC	675
ODP (ODP-R11-1)	0,00

### R452B інформація

Холодоагент R452B є відмінним замінником R410A

Найбільш важлива особливість холодоагенту R452B в даний час на 67% нижче GWP, ніж R410A для низькотемпературних застосувань. Володіючи

						Арк.
						35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

міццю і потужністю, він також є відмінною заміною, викликаючи лише невеликі витрати на модернізацію системи або інвестиції. Конвергентні функції також прискорюють перехід до холодоагентів з більш низьким значенням ПГП.

Температура вихлопу R452B набагато нижче, ніж у R32, і дуже близька до R410A. R452B також має менший масова витрата, ніж R410A. Це веде, наприклад, до зниження перепаду тиску.

R410A складається з суміші R32 + R125 в співвідношенні 50/50. Холодоагент HFO R452B складається з тих же речовин зі збільшенням R1234yf на 26%. R32: 67% і R125: 7%.

#### Додатки та використання

R542B є найбільш оптимальною заміною R410A, пропонуючи найкращу енергоефективність і найнижчу займистість A2L. - Хоча обидва з вищезазначених мають низькі температури займання, трохи нижча температура займання R452B важлива для вибору холодоагенту для великих завантажувальних розмірів. (Наприклад, влаштування даху та системи VRF). Завдяки більш високій критичній температурі (77,1 ° C) і більш широкого діапазону застосування низькі температури випаровування R452B перевершують інші варіанти.

#### Продуктивність, безпека та екологічні переваги

- Холодоагент R452B забезпечує оптимальний баланс продуктивності, безпеки і сумісності конструкції з заміною R410A:
- Покращена продуктивність: підвищення енергоефективності до 5% в порівнянні з R410A
- Відмінна продуктивність в умовах високої температури навколишнього середовища
- Наднизькі характеристики займистості 2L класу
- Адаптованість обладнання: близьке відповідність R410A з мінімальними змінами
- Зниження ПГП на 67% в порівнянні з R410A
- Супер низькотемпературне ковзання

						Арк.
						36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

R452B заміна хладагентів

Заміна або альтернативна заміна: R32.

Розглянутий як конкурент R32, R452B продається Honeywell як Сонцестояння L41y.

Як і R410A - суміш 50/50 R32 і R125 - цей новий холодоагент використовує ті ж два компоненти, але на цей раз з додаванням 26% R1234yf до 67% R32 і тільки 7% R125.

Ця комбінація дає R452B з GWP 676, приблизно на 67% менше, ніж у R410A. Кажуть, що температура нагнітання аналогічна R410A і енергоефективність на 5% вище. Важливо відзначити, що його нижча температура / тиск нагнітання в порівнянні з R32 означає, що зниження температури нагнітання не потрібно.

Крім того, R452B забезпечує на 10% менший розмір заряду в порівнянні з існуючим обладнанням, яке використовує R410A. Honeywell також стверджує, що її більш широкий робочий діапазон дозволяє обладнанню досягати низьких температур випаровування, перевершуючи R32 в режимі нагріву і досягаючи більш високих температур води в теплових насосах і чиллерах.

«Honeywell тісно співпрацює з провідними світовими виробниками обладнання та компонентів для оптимізації Solstice L41y для застосування в теплових насосах і чиллерах, де клієнти хочуть досягти високої ефективності нагріву / охолодження і температури води при збереженні низьких витрат на перепроектування», - сказав Жюльєн Соулі, віце-президент і генеральний директор Honeywell Fluorine Products в Європі, на Близькому Сході і в Африці.

Холодоагент також продається компанією Chemours як Opteon XL55. У минулому році китайський виробник кондиціонерів Midea оголосив, що буде використовувати R452B в своїх одиничних кондиціонерах, призначених для ринку Північної Америки.

Сонцестояння<sup>®</sup> L41y (R-452B) - це неотроїна зеотропна суміш, призначена слугувати альтернативою R-410A з низьким вмістом ГВП в умовах комфортного повітряного охолодження та реверсивного опалення. Ключовою особливістю Solstice L41y є його 67% нижчий ГВП з

						Арк.
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

аналогічною ефективністю та відповідною потужністю до R-410A, що допомагає додатково мінімізувати витрати на перепланування та капітальні витрати. Сумісність дизайну Solstice L41y дозволяє OEM-виробникам швидше переходити обладнання R-410A на нижчу альтернативу GWP. Температура скиду для сонцестояння L41y набагато нижча за R-32 і дуже близька до R-410A, що вказує на те, що пом'якшення температури розряду може не знадобитися. Сонцестояння L41y має менший масовий витрата, ніж R-410A, що призводить до зниження падіння тиску і виключає потенційне збільшення проектних витрат теплообмінника.

### **Програми**

Solstice L41y - це найбільш оптимізована заміна R-410A, яка забезпечує найкращі енергетичні показники та найменші характеристики горючості A2L. Незважаючи на те, що і R-32, і Solstice L41y класифікуються як A2L "легкозаймисті", властивості нижчого горючості Solstice L41y набувають важливого значення, особливо в процесі вибору продукції для обладнання більшого розміру заряду, такого як пристрої на даху, системи VRF тощо. Завдяки більш високій критичності температура (77,1 ° C) та більш широка робоча оболонка при низьких температурах випаровування, Solstice L41y перевершує інші альтернативи, такі як R-32 в режимі нагріву та у високих умовах навколишнього середовища в різних областях застосування, таких як холодильники прямого розширення (DX), високий тиск тепла насоси (джерело повітря та наземне джерело), розділені кондиціонери та комерційні пакетовані системи (наприклад, пристрої на даху, VRF).

						Арк.
						38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Розділ 2. Аналітична частина.

### 2.1.Будівельно-ізоляційна конструкція будинку.

Конструктивне рішення

Дані для розрахунку:

Двоповерховий будинок, розташований в Одесі , корисною площею 250м<sup>2</sup>.

Площі і найменування приміщень наведено в таб. 2.1.

Таблиця 2.1 характеристика кімнат будинку.

№	Найменування приміщення	Площа, м <sup>2</sup>
	<b>Перший поверх</b>	
1	Прихожа і тамбур	8.1
2	Кабінет	16.1
3	Вітальня спальня	21.0
4	Гостьовий С/В	5.6
5	Вітальня	35.6
6	Кухня-столова	30.9
7	Хол з сходами	27.1
	Всього	144.4
	<b>Другий поверх</b>	
1	Спальня	23.6
2	С/В	6.9
3	Спальня	29.6
4	С/В	16.1
5	Спальня	19.7
6	С/В	10.2
	Всього	106.1

Будинок має 13 кімнат, з них 4 спальні, 4 санвузли, гостинну, кухню на першому поверсі, допоміжні приміщення та не опалювальне горище. Котельня розташована на цокольному поверсі. В якості системи опалення використано тепловий насос. Комбінована система опалення передбачає як вбудовані прилади опалення(тепла підлога) так і фанкойли в житлових приміщеннях, для збереження оптимального клімату в літку використовується система кондиціонування.

Обґрунтування вибору температурних режимів.

Комфортна і оптимальна температура повітря

Затишок і Комфорт - суб'єктивні оцінки відчуттів людини від сприйняття

						Арк.
						39
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

навколишнього середовища. Поняття «комфортна температура» настільки широко, що його не існує в технічній лексичі 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 у вимогах санітарних стандартів - СанПіН.

СанПіН - Санітарні Правила і Норми

(Не плутати зі СНиП - Будівельні Норми і Правила).

СанПіН-и - загальна назва збірки російських санітарних стандартів.

Вже по одному найменуванню зрозуміло, що це санітарна нормативна документація, яка визначає санітарно-гігієнічні норми для всіх сфер людського буття і життєдіяльності.

СанПіН-и (нарівні з ГОСТ, ОСТ, СНиП і т.д.) мають статус медичної технічної законодавчої документації, обов'язкової до виконання. Невиконання вимог СанПіН десятків переслідується по закону.

У випадку з визначенням оптимальної температури повітря, найбільш цікаві Санітарні Правила, які встановлюють оптимальні і граничні температурні інтервали для робітників, житлових і дитячих приміщень.

Визначення оптимальної температури для робочого приміщення

СанПіН 2.2.4.548-96 «Гігієнічні вимоги до мікроклімату виробничих приміщень». Аналогічний документ можна знайти і на Україні, називається він - ДСН 3.3.6.042-99 «санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень»

						Арк.
						40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначення оптимальної температури для житлового приміщення  
СанПіН 2.1.2.1002-00 «Санітарно-епідеміологічні вимоги до житлових будівель та приміщень»

Визначення оптимальної температури для дошкільних організацій СанПіН 2.4.1.2660-10 «Санітарно-епідеміологічні вимоги до влаштування, утримання та організації режиму роботи в дошкільних організаціях»  
Оптимальна температура для робочих приміщень

Оптимальна температура на робочому місці встановлюється в адміністративному порядку, згідно з СанПіН 2.2.4.548-96 «Гігієнічні вимоги до мікроклімату виробничих приміщень»

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.

Характеристика окремих категорій робіт

Згідно СанПіН 2.2.4.548-96 всі види робіт поділяються на п'ять категорій (в залежності від інтенсивності праці). При цьому, за який визначає еквівалент приймається кількість енерговитрат організму працівника в ккал / год(Вт)

Оптимальна температура на робочому місці

Залежно від інтенсивності праці, СанПіН 2.2.4.548-96 встановлює наступну оптимальну температуру в робочому приміщенні:

(Выдержка из СанПиН 2.2.4.548-96)

						Арк.
						41
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.2 Оптимальні величини показників мікроклімату на  
робочих місцях виробничих приміщень

Період року	Категорія робіт за рівнем енерговитрат, Вт	Температура повітря, °С	Відносна вологість повітря, %
Холодний	Ia (до 139)	22 - 24	60 - 40
	Iб (140 - 174)	21 - 23	
	IIa (175 - 232)	19 - 21	
	IIб (233 - 290)	17 - 19	
	III (более 290)	16 - 18	
Теплий	Ia (до 139)	23 - 25	
	Iб (140 - 174)	22 - 24	
	IIa (175 - 232)	20 - 22	
	IIб (233 - 290)	19 - 21	
	III (более 290)	18 - 20	

Обмеження температури і часу перебування на робочому місці

Крім оптимальної температури в робочому приміщенні, СанПіН 2.2.4.548-96 встановлює граничні відхилення для температури повітря на робочому місці, а також накладає обмеження на час роботи, якщо вона (температура) вище або нижче гранично допустимої. Примітно, що градація температури вище допустимої (26 ° С) йде через 0,5 ° С.

Оптимальна температура для житлових приміщень

Оптимальна температура для житлових приміщень встановлюється, згідно з СанПіН 2.1.2.1002-00 «Санітарно-епідеміологічні вимоги до житлових будівель та приміщень». Установка оптимальної температури в житлових будинках і приміщеннях видається більш простою процедурою, оскільки в житловому

						Арк.
						42
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

(Витяг з додатка 1. СанПіН 2.1.2.1002-00)

Таблиця 2.3. Оптимальні і допустимі норми температури і відносної вологості в житлових приміщеннях

Найменування приміщень	Температура повітря, °С		Відносна вологість, %	
	Оптимальна	Допустима	Оптимальна	Допустима
Житлова кімната	20-22	18-24	45-30	60
Міжквартирний коридор	18-20	16-22		
Кухня	19-21	18-26	не нормується	
Туалет	19-21	18-26		

Визначення коефіцієнтів теплопередачі огорожувальних конструкцій.

Розрахунок теплоізоляції передбачає порівняння розрахункових коефіцієнтів теплопередачі огорожувальних конструкцій з нормативними даними згідно з СНіП II-379\* та СНіП 23-02-2003

Градусо-добу опалювального періоду визначаються за формулою: ГСОП = (твн-ТСР) Z. Необхідну опір теплопередачі огорожувальних конструкцій залежить від ГСОП по таблицями СНіП II-379 \* і СНіП 23-02- 2003, для виробничих будівель з теплонадлишки понад 23

$$R_{req} = \frac{n(t_{int} - t_{ext})}{\Delta t_n \alpha_{int}} \quad (2,1)$$

Вт/м<sup>3</sup> R<sub>тр</sub> визначаються за формулою:

n - коефіцієнт положення конструкції

t<sub>int</sub> - розрахункова температура внутрішнього

						Арк.
						43
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Таблиця 2.4. Вихідні дані для розрахунку

№	Найменування показника	Ед. изм.	
1	Район будівництва		Одеса
2	Розрахункова (для опалення) температура зовнішнього повітря	°С	-20
3	Середня температура опалювального періоду	°С	0
4	Тривалість опалювального періоду	сутки	148

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.

Конструкція, матеріали та коефіцієнти теплопередачі огорожувальних конструкцій представлені в таблиці 2.5. В якості матеріалу несучої конструкції використані

						Арк.
						44
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблица 2.5. Коэффициенты теплопередачи огороживальных конструкций

Конструкция	Материалы слоев	$\lambda$ Вт/м К	$\delta$ см	R м2 К/Вт	K Вт/м2 К	
Наружная стена	РАСТВОРЫ: Раствор сложный (цемент+песок+известь) 1700	0,87	1	0,011		
	БЕТОНЫ ЛЕГКИЕ: Газо - и пенобетон 400	0,14	25	1,786		
	УТЕПЛИТЕЛИ: Маты минераловатные Роквул 50	0,047	10	2,128		
	Конструкция в целом:				4,123	0,243
Пол цоколя	СЫПУЧИЕ МАТЕРИАЛЫ: Щебень шлаковый 600	0,16	20	1,25		
	БЕТОНЫ: Плиты железобетонные пустотные при потоке сверху-вниз*	1,11	30	0,27		
	УТЕПЛИТЕЛИ: Пенополистирол Пеноплекс 43	0,032	6	1,875		
	РАСТВОРЫ: Раствор цементно-песчаный 1800	0,93	4	0,043		
	ПОЛЫ: Линолеум на тканевой основе 1600	0,29	2	0,069		
	Конструкция в целом:	Зона 1		5,607		0,178
		Зона 2		7,807		0,128
		Зона 3		12,107		0,083
Зона 4		17,707		0,056		
Стена цоколя	БЕТОНЫ ЛЕГКИЕ: Газо - и пенобетон 400	0,14	25	1,786		
	РАСТВОРЫ: Раствор сложный (цемент+песок+известь) 1700	0,87	1	0,011		
	УТЕПЛИТЕЛИ: Маты минераловатные Роквул 50	0,047	10	2,128		
	Конструкция в целом:	Зона 1		6,025		0,166
		Зона 2		8,225		0,122
		Зона 3		12,525		0,08
Зона 4		18,125		0,055		
Перекрытие 2 этажа	БЕТОНЫ: Плиты железобетонные пустотные при потоке снизу-вверх*	1,27	30	0,236		
	УТЕПЛИТЕЛИ: Маты минераловатные Роквул 50	0,047	18	3,83		
	ДЕРЕВО: Ель поперек волокон 500	0,18	4	0,222		
	Конструкция в целом:				4,487	0,223

## 2.2. Розрахунок теплоприпливів скрізь огорожі.

Теплоприплив скрізь огорожу визначається по формулі:

$$Q_1 = kF(\Delta t + \Delta t_c), \text{ Вт}, \quad (3.1)$$

де  $k$  – розрахунковий коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>К);  $F$  – площа огорожі, м<sup>2</sup>;

$\Delta t$  – різниця між зовнішньою і внутрішньою температурою;

$\Delta t_c$  – різниця температур від дії сонячного випромінювання.

$$\Delta t_c = p \cdot (q_c \cdot \varepsilon_c / \alpha_n) \quad (3.3)$$

де  $p$  – коеф. проникнення, залежить від масивності огорожі;

$q_c$  – розрахункова напруга сонячного випромінювання для літнього періоду, Вт/м<sup>2</sup>;

$\alpha_c$  – коеф. поглинання сол. випромінювання поверхнею огорожі;

$\alpha_n$  – коефіцієнт тепловіддачі від нагрітої сонцем поверхні в навколишнє середовище, Вт/(м<sup>2</sup>К).

Підлога не обігривається, тому визначення теплопритоків через ґрунт ведеться позонно:

$$Q_{II} = (t_n - t_k) \sum_{i=1}^4 (k_{yc})_i F_i \text{ Вт}, \quad (3.4)$$

де  $F_i$  – площі відповідних зон, м<sup>2</sup>;

$k_{yc}$  – коефіцієнт теплопередачі відповідної зони, Вт/(м<sup>2</sup>К);

Розрахунок ведемо для площ тих, що потрапили у відповідну зону. Для обліку компенсації збільшення щільності теплового потоку площу першої зони збільшуємо на 4 м<sup>2</sup> (один угол). Умовні коефіцієнти теплопередачі по зонах приймаємо 0.48; 0.24; 0.12; 0.07 Вт/(м<sup>2</sup>·К) відповідно до довідкових даних.

Вибір теплоізоляції, варіантів утеплення стін, перекриттів і інших огорожуючих конструкцій для більшості замовників-забудовників завдання складне. Занадто багато суперечливих проблем потрібно вирішити одночасно. Дана сторінка допоможе Вам у всьому цьому розібратися.

						Арк.
						46
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В даний час теплозбереження енергоресурсів набуло великого значення. Згідно СНиП 23-02-2003 «Тепловий захист будівель», опір теплопередачі визначається по одному з двох альтернативних підходів:

- Приписував (нормативні вимоги пред'являються до окремих елементів теплозахисту будівлі: зовнішніх стін, підлог над не опалювальними просторами, покриттям і горищним перекриттям, вікнам, вхідних дверей і т.п.)

- Споживчому (опір теплопередачі огороження може бути знижено стосовно приписував рівню за умови, що проектний питома витрата теплової енергії на опалення будівлі нижче нормативного).

Санітарно-гігієнічні вимоги повинні виконуватися завжди. До них відносяться

- 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  $2^{\circ}\text{C}$ .

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

Для Миколаєва і її області необхідну теплотехнічне опір стіни по споживчому підходу становить  $1,97^{\circ}\text{C} \cdot \text{м. кв.} / \text{Вт}$ , а по який приписував підходу:

для будинку постійного проживання  $3,13^{\circ}\text{C} \cdot \text{м. кв.} / \text{Вт}$ ,

для адміністративних та інших громадських будівель в т.ч. будівель сезонного проживання  $2,55^{\circ}\text{C} \cdot \text{м. кв.} / \text{Вт}$ .

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.

$$R = \Delta T/q, \quad (3,3)$$

						Арк.
						47
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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 стінки і повітряного прошарку між ними:

$$R(\text{сумм.}) = R(\text{дерев.}) + R(\text{воз.}) + R(\text{кирп.}).$$

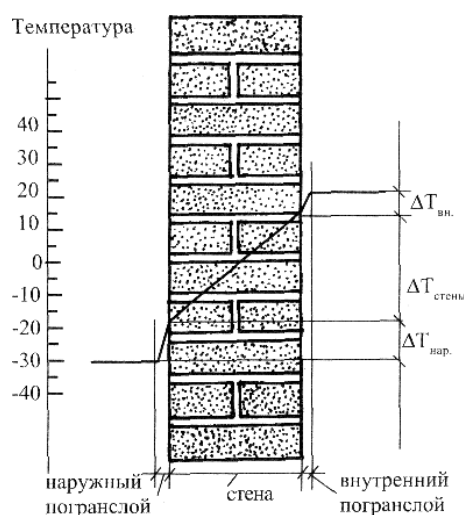


Рис. 2.1 Розподіл температури і прикордонні шари повітря при передачі тепла через стіну

Розрахунок на тепловтрати проводять для самого несприятливого періоду, яким є сама морозна і вітряна тиждень в році.

У будівельних довідниках, як правило, вказують теплове опір матеріалів виходячи з цього умови і кліматичного району (або зовнішньої температури), де знаходиться будинок.

					Арк.
					48
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Таблиця 2.6 Опір теплопередачі різних матеріалів при  
 $\Delta T = 50 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $T_{\text{нар.}} = -30 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{внутр.}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ .)

Матеріал і товщина стіни	Опір теплопередачі $R_m,$ $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$
Цегляна стіна товщиною в 3 цегли (79 см)	0,592
товщиною в 2,5 цегли (67 см)	0,502
товщиною в 2 цегли (54 см)	0,405
товщиною в 1 цеглу (25 см)	0,187
Сруб з бревен $\varnothing 25$	0,550
$\varnothing 20$	0,440
Сруб з бруса товщиною 20 см	0,806
товщиною 10 см	0,353
Каркасна стіна (дошка + мінвата + дошка) 20 см	0,703
Стіна з пінобетону 20 см	0,476
30 см	0,709
Штукатурка по цеглі, бетону, пінобетону (2-3 см)	0,035
Стельове (горищне) перекриття	1,43
дерев'яні підлоги	1,85
Подвійні дерев'яні двері	0,21

Таблиця 2.7. Тепловтрати вікон різної конструкції при  
 $\Delta T = 50 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $T_{\text{нар.}} = -30 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{внутр.}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ .)

Тип вікна	RT	q, Вт/м <sup>2</sup>	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

Двокамерний склопакет 4-6-4-6-4	0,42	119	190
4-6-4	0,44	114	182
4-Ar6-4-Ar6-4	0,53	94	151
4-6-4-6-4К	0,60	83	133
4-Ar6-4-Ar6-4К	0,45	111	178
4-8-4-8-4	0,47	106	170
4-Ar8-4-Ar8-4	0,55	91	146
4-8-4-8-4К			

#### Примітка

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

Як видно з попередньої таблиці, сучасні склопакети дозволяють зменшити тепловтрати вікна майже в два рази. Наприклад, для десяти вікон розміром 1,0 м х 1,6 м економія сягне кіловата, що в місяць дає 720 кіловат- годин.

Для правильного вибору матеріалів і товщини огорожувальних конструкцій застосуємо ці відомості до конкретного прикладу.

У розрахунку теплових втрат на один кв. метр беруть участь дві величини: перепад температур  $\Delta T$ , опору теплопередачі R. Температуру в приміщенні визначимо в  $20^\circ \text{C}$ , а зовнішню температуру приймемо рівної  $-30^\circ \text{C}$ . Тоді перепад температур  $\Delta T$  буде рівним  $50^\circ \text{C}$ . Стіни виконані з бруса товщиною 20 см, тоді  $R = 0,806^\circ \text{C} \cdot \text{м. кв.} / \text{Вт}$ . Тепловітрати становлять  $50 / 0,806 = 62 \text{ (Вт/м. кв.)}$ .

Для спрощення розрахунків тепловтрат в будівельних довідниках приводять тепловтрати різного виду стін, перекриттів і т.д. для деяких значень зимової температури повітря. Зокрема, даються різні цифри для кутових приміщень (там впливає завихрення повітря, набрякає будинок) і некутових, а також враховується різна теплова картина для приміщень першого і верхнього поверху.

						Арк.
						50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Будь-яка конструкція, що обгороджує може бути представлена у вигляді багатошарової стіни, кожен шар якої має своє теплове опір і свій опір проходженню повітря. Склавши тепловий опір всіх верств, отримаємо тепловий опір всієї стіни. Також підсумовуючи опір проходженню повітря всіх верств, зрозуміємо, як дихає стіна. Ідеальна стіна з бруса повинна бути еквівалентна стіні з бруса товщиною 15 - 20 см. Наведена нижче таблиця допоможе у цьому.

Для об'єктивної картини тепловтрат всього будинку необхідно врахувати.

Втрати тепла через контакт фундаменту з мерзлим ґрунтом зазвичай приймають 15% від втрат тепла через стіни першого поверху (з урахуванням складності розрахунку).

Втрати тепла, пов'язані з вентиляцією. Ці втрати розраховуються з урахуванням будівельних норм (СНіП). Для житлового будинку потрібно близько одного повітрообміну в годину, тобто за цей час необхідно подати той же об'єм свіжого повітря. Таким чином, втрати пов'язані з вентиляцією, становлять трохи менше сумі тепловтрат припадають на огорожувальні конструкції. Виходить, що втрати тепла через стіни і скління становить тільки 40%, а втрати тепла на вентиляцію 50%. У європейських нормах вентиляції і утеплення стін, співвідношення теплових втрат становлять 30% і 60%.

Якщо стіна «дихає», як стіна з бруса або колоди товщиною 15 - 20 см, то відбувається повернення тепла. Це дозволяє знизити теплові втрати на 30%, тому отриману при розрахунку величину теплового опору стіни слід помножити на 1,3 (або відповідно зменшити тепловтрати).

Підсумувавши всі тепловтрати будинку, Ви визначите, якої потужності генератор тепла (котел) і опалювальні прилади необхідні для комфортного обігріву будинку в найхолодніші і вітряні дні. Також, розрахунки подібного роду покажуть, де «слабка ланка» і як його виключити з допомогою додаткової ізоляції.

Розрахувати витрата тепла можна і за укрупненими показниками. Так, в

						Арк.
						51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

одно- і двоповерхових не сильно утеплених будинках при зовнішній температурі  $-25^{\circ}\text{C}$  потрібно 213 Вт на один квадратний метр загальної площі, а при  $-30^{\circ}\text{C}$  - 230 Вт. Для добре утеплених будинків - це: при  $-25^{\circ}\text{C}$  - 173 Вт на кв.м. загальної площі, а при  $-30^{\circ}\text{C}$  - 177 Вт.

Таблиця 2.8 – Теплоприпливи скрізь огорожі

Етаж	Тепловтрати по групах приміщень, Вт			
1	Житлове одноквартирне			
	Помещение	Тепловтрати	Інфільтрація	Разом
	гостевой с/у 4	204,22	30,63	234,86
	гостиная 3	408,87	329,13	738
	кабинет 2	753,04	827,05	1580,1
	гостин 5	1672,81	2038,09	3710,9
	кухня 6	1423,74	562,02	1985,76
	Итого по группе:	4462,69	3786,93	8249,62
	Итого по этажу:	4462,69	3786,93	8249,62
Этаж	Теплопотери по группам помещений, Вт			
2	Жилое одноквартирное			
	Помещение	Теплопотери	Инфильтрация	Итого
	спальня 1	850,93	674,25	1525,18
	санузи 2	458,35	284,42	742,77
	спальня 3	1182,91	1151,85	2334,76
	санузел 5	763,9	632,05	1395,95
	спальня 6	695,7	589,97	1285,67
	санузел 8	583,81	537,24	1121,05
	Итого по группе:	4535,59	3869,78	8405,37
Итого по этажу:	4535,59	3869,78	8405,37	
Этаж	Теплопотери по группам помещений, Вт			
цокольный	Жилое одноквартирное			
	Помещение	Теплопотери	Инфильтрация	Итого
	бильярдная 7	613,87	242,35	856,21
	ком отдыха 4	410,1	197,54	607,64
	сан узел 3	31,82	4,77	36,59
	хол с лест 1	289,71	43,46	333,17
	тамбур 2	11,49	1,72	13,21
	раздевалка 6	44,31	6,65	50,95
	постирочная 8	159,59	23,94	183,52
	трени зал 10	398,92	213,88	612,8
	Итого по группе:	1959,79	734,3	2694,09
	Итого по этажу:	1959,79	734,3	2694,09
Итого по объекту:		10958,07	8391,02	19349,09

### 2.3 Кондиціювання повітря.

Параметри повітря при політропического охолодженні в теплий період року  
 Визначити витрату повітря та побудувати процеси обробки повітря при політропического охолодженні в теплий період року для будинку на 4 чоловік в м.Одеса.

Параметри зовнішнього повітря: температура  $t_H^{т.п.} = 27^\circ\text{C}$ ,  $I = 54,6$  кДж/кг.

Параметри внутрішнього повітря: температура  $t_B = 22^\circ\text{C}$ , відносна вологість повітря  $\phi = 60\%$ .

Надлишкові повні тепlopоступлення в залі  $Q_{изб} = 15040$  Вт, кількість вологонадходження  $W = 700$  г/ч, Об'єм будівлі =  $680\text{м}^3$ .

Обчислюємо тепловлажностной ставлення  $\xi = 7800$  кДж/кг.

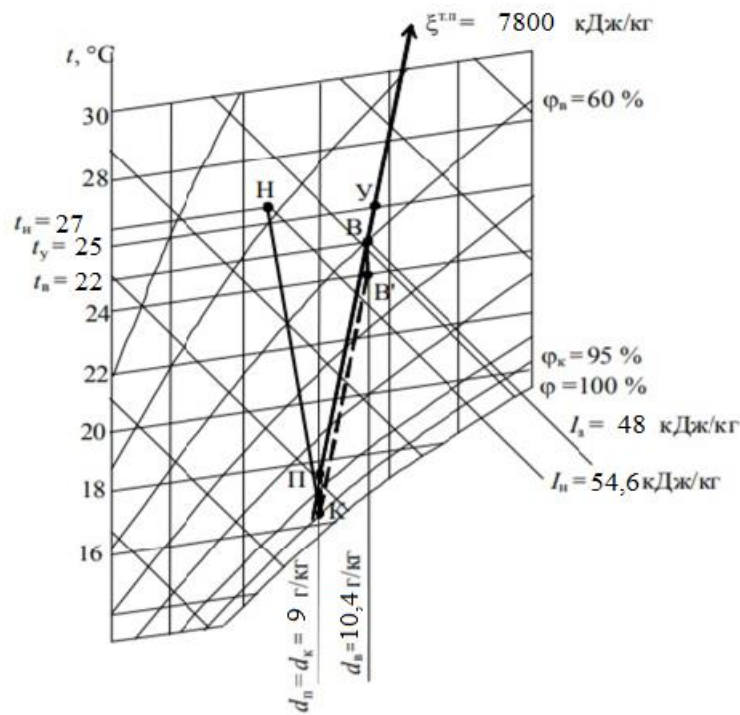


Рис. 2.2. Діаграма повітря при політропическому охолодженні в теплий період року

						Арк.
						53
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця.2.9.Параметри повітря при політропіному охолодженні в теплий період року

Параметры воздуха в теплый период года	Н	В	П	К	У
Температура $t$ , °С	27	22	15	13	25
Относительная влажность $\varphi$ , %	47	60	85	95	55
Влагосодержание $d$ , г/кг	11.1	10,4	9	9	11
Энтальпия $I$ , кДж/кг	54,6	48	38	36	53
Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	1,18	1,18	1,21	1,22	1.18

Параметри повітря із застосуванням рециркуляції в холодний період року Побудувати процеси обробки повітря у ВКВ в холодний період року для житлового дому в м Одеса. Для скорочення енерговитрат на нагрівання зовнішнього повітря у ВКВ застосовується рециркуляція.

Параметри зовнішнього повітря: температура  $t_{Н}^{х.п.} = -18^{\circ}\text{C}$ ,  $I = -16,4$  кДж/кг .

Параметри внутрішнього повітря: температура  $t_{в}^{х.п.} = 20^{\circ}\text{C}$ , відносна вологість повітря  $\varphi = 40\%$ , сумарні теплопоступлення в холодний період року  $Q_{изб} = 12700$ Вт. Об'єм будівлі =  $680\text{м}^3$ .

Обчислюємо тепловлажностной ставлення  $\xi = 11300$ кДж/кг.

Таблиця.2.10. Параметри повітря із застосуванням рециркуляції в холодний період року

Параметры воздуха в теплый период года	Н	В	П	К	С
Температура $t$ , °С	-18	20	17	5.5	9
Относительная влажность $\varphi$ , %	80	40	44	90	60
Влагосодержание $d$ , г/кг	0.6	5.9	5.3	5.3	4.1
Энтальпия $I$ , кДж/кг	-17	35	30.2	20	20
Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	1,18	1,18	1,21	1,22	1,18

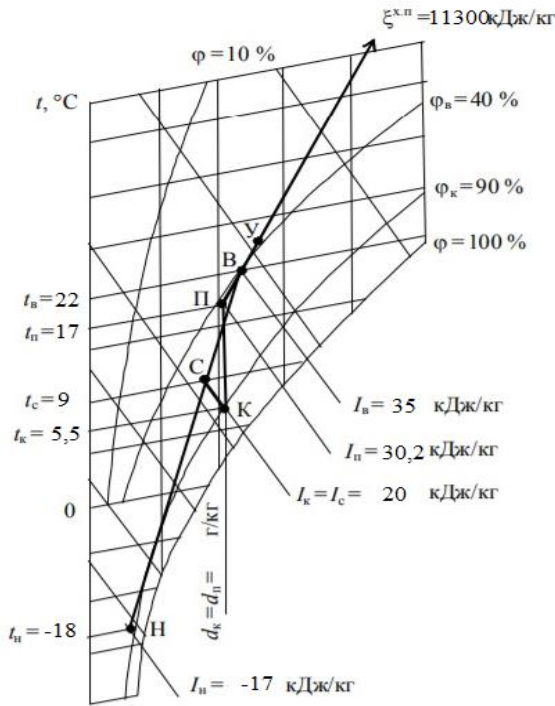


Рис.2.3. Діаграма параметри повітря із застосуванням рециркуляції в холодний період року

Найбільш традиційною схемою організації повітрообміну при проектуванні систем вентиляції і ВКВ для громадських будівель є схема «зверху вгору» - перемішування повітря по висоті приміщення. Подача припливного повітря в зал для глядачів здійснюється зверху вниз похилими струменями через бічні настінні розподільники повітря (ВР), встановлені вздовж стін з двох сторін по довжині залу, а видалення його відбувається у верхній зоні приміщення (рис.2.4).

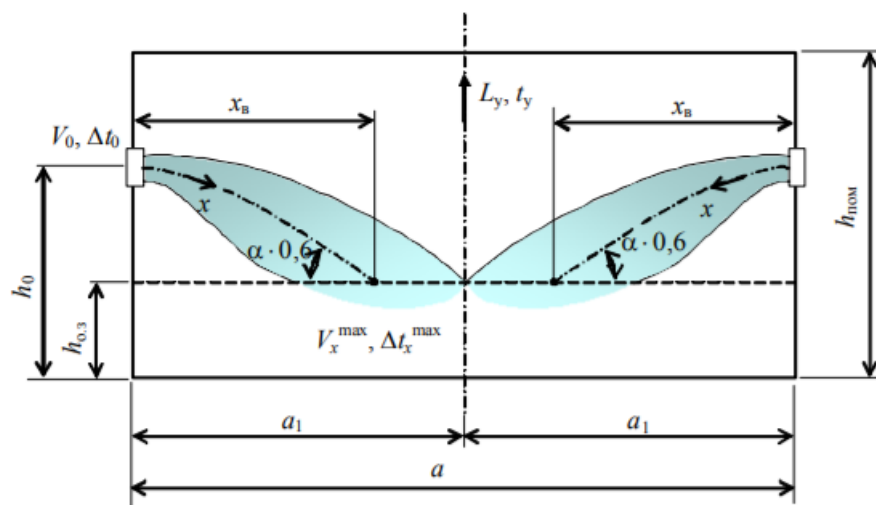


Рис 2.4. Схема розподілу повітря а - ширина приміщення;  $a_1$  - половина ширини приміщення;  $h_{\text{пом}}$  - висота приміщення;  $h_0$  - висота установки ВР;  $h_{0,3}$  - висота обслуговується зони.

					Арк.
					55
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

У громадських будівлях з великим числом людей найбільші теплові надлишки мають місце в теплий період року, при параметрах Б, тому розрахунок розподілу повітря зазвичай проводиться для теплого періоду року. У курсовому проекті необхідно зробити розрахунок розподілу повітря для теплого періоду року і підібрати розподільників повітря.

Підібрати тип ВР пристроїв і розрахувати їх кількість для будинку площею  $250\text{ м}^2$  в місті Одеса . Температура внутрішнього повітря  $t_{\text{в}}^{\text{т.п.}}=22^{\circ}\text{C}$ ; температура припливного повітря  $t_{\text{п}}^{\text{т.п.}}=15^{\circ}\text{C}$ ; витрата припливного повітря  $G_{\text{п}}=3609,6\text{ кг/ч}$ .

1. Знаходимо щільність припливного повітря:

$$\rho_{\text{п}}=353/273+t_{\text{п}}^{\text{т.п.}}=1,21\text{ кг/м}^3$$

2. Знаходимо об'ємну витрату припливного повітря  $L_{\text{п}} \text{ м}^3/\text{ч}$

$$L_{\text{п}}= G_{\text{п}}/ \rho_{\text{п}}=2983,1 \text{ м}^3/\text{ч}$$

3. Вибираємо ВР типу АБН і АБР з поворотними регульованими жалюзі і углом нахилу жалюзі, з регуляторами витрати повітря. При допустимому за нормами рівні шуму для будинків 35 дБ приймаємо кілька ВР з витратою повітря 5 штук  $L_0 = 280 \text{ м}^3 /\text{ч}$ ; 3 штук  $L_0 = 550 \text{ м}^3 /\text{ч}$ ; 2 штук  $L_0 = 50 \text{ м}^3$ .

4. Знаходимо розрахункову довжину струменя:

$$x_{\text{р}}=0,5*2,1=1,05\text{ м}$$

5. Відстань по горизонталі від закінчення до місця впровадження струменя в обслуговується зону:

$$x_{\text{в}}= (0,3 \div 0,7) a_1= 0,5*6= 3\text{ м}$$

6. При  $\alpha_1=45^{\circ}$  находим  $m=6,0;n=5,1$  АБР розміри  $200\text{X}100\text{ мм}$ ,  $F_0=0,014\text{ м}^2$ ; АБР розміри  $400\text{X}100\text{ мм}$ ,  $F_0=0,030\text{ м}^2$ ; АБР розміри  $300\text{X}100\text{ мм}$ ,  $F_0=0,022\text{ м}^2$  при  $V_0=2,7 \text{ м/с}$ .

7. Надлишкова температура повітря в припливній струмені:

$$\Delta t= t_{\text{в}}^{\text{т.п.}}- t_{\text{п}}^{\text{т.п.}}=22-15=7^{\circ}\text{C}$$

						Арк.
						56
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Геометрична характеристика припливної струменя:

$$H = \frac{5,45 \cdot m \cdot V\sqrt{F}}{\sqrt{n \cdot \Delta t}}$$

Всі розрахунки зводим в таблицю 2.11

Таблиця 2.11 Повітророзподільники

ВР	Разміри А В, мм	Площа F <sub>o</sub> , м <sup>2</sup> .	H	Кількість
АБР 280	200X100	0,014	6,9	5
АБР550	400X100	0,030	8,35	3
АБР50	300X100	0,022	7,7	2

#### 2.4.Розрахунок теплої підлоги.

Тепла підлога будет розрахована для першого та другого приміщень. Так як система комбінована, то тепла підлога буде використовуватися разом з фанкойлами. Виходячи з розрахунку тепловтрат всі приміщення можна опалити за допомогою теплої підлоги, окрім санвузлів, де додатково повинні бути встановлені рушникосуші. Для роботи теплового насосу в режимі охолодження мають бути встановлені фанкойли.

Обґрунтування вибору температури теплої підлоги.

Температура повинна бути не вище 55 °С, а в деяких випадках не вище 35°С. Якщо сказати ще точніше: температура повинна бути відповідно до температури, розрахованої в проекті, який враховує необхідність конкретного приміщення в теплі і матеріал, з якого зроблено підлогове чистове покриття.

Контролювати температуру можна за допомогою ось такого термометра, а краще двох.

Один термометр показує температуру теплоносія на подачі теплої підлоги (температуру змішаної води), а інший - температуру обратки.

Якщо різниця між показаннями двох термометрів складає 5 - 10 °С, значить система теплих підлог у вас працює правильно.

									Арк.
									57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Температура поверхні працюючого теплої підлоги на повинна перевищувати таких значень:

- 35 °С - в прикордонних зонах;
- 29 °С - в приміщеннях тривалого перебування людей;
- 33 °С - в санвузлах, ванних кімнатах.

Для укладання труб підлогового опалення використовують різні форми: змійку, кутову змійку, равлика, подвійну змійку (меандр).

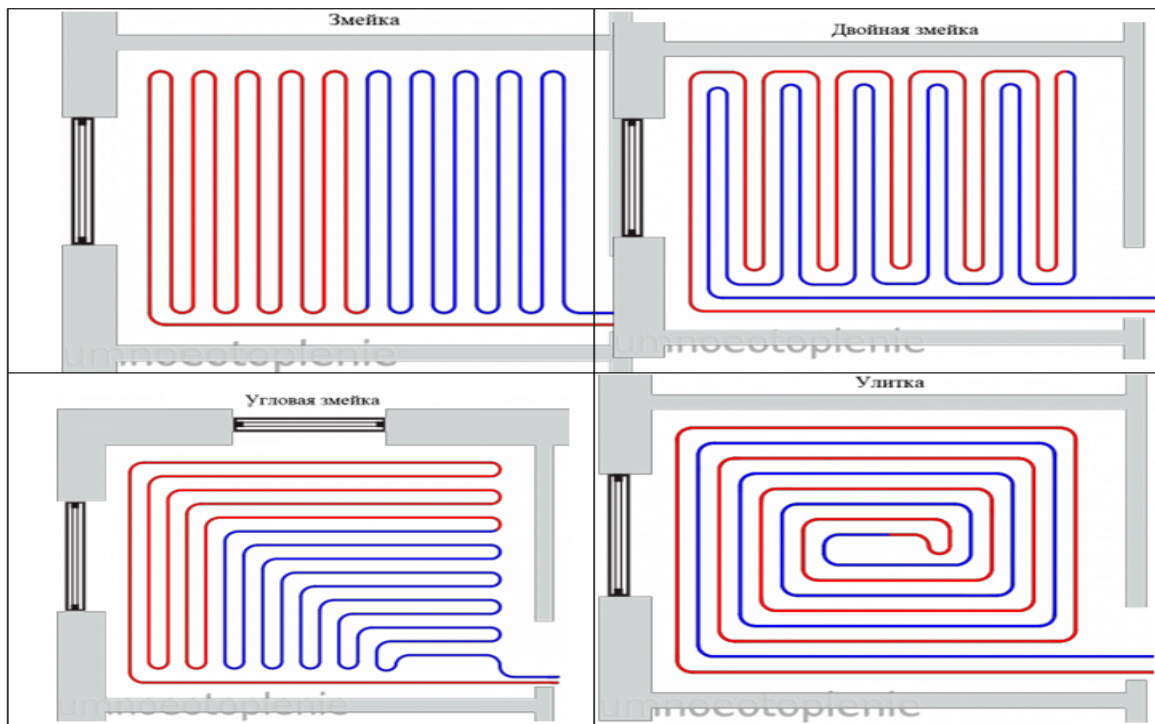


Рис.2.5.Види укладання теплих полів

Також при укладанні одного контуру можна комбінувати ці форми.

Наприклад, крайову зону можна розташувати змійкою, а далі основну частину пройти равликом.

Для великих приміщень квадратної, прямокутної або круглої форми без геометричного ексклюзиву краще використовувати равлика.

Для маленьких приміщень, приміщень зі складними формами або довгих приміщень використовуйте змійку.

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.

					Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	58

При більшому кроці труб нога починає відчувати різницю температури ділянок статі.

Для цього можна скористатися дуже простою формулою:

$$L = S / N * 1,1$$

Де: S - площа приміщення або контуру, для якого розраховується довжина труби (м<sup>2</sup>);

N - шаг укладки;

1,1 - запас труби в 10% на повороти.

До отриманого результату не забудьте додати довжину труби від колектора до теплої підлоги, включаючи подачу і обратку.

Для прикладу розглянемо задачу, в якій потрібно підрахувати довжину труби для кімнати, в якій підлогу займає корисну площу 12 м<sup>2</sup>. Відстань від колектора до теплої підлоги - 7 м. Крок укладання труби 15 см (не забудьте перевести в м).

Все залежить від гідравлічного опору або втрат тиску в конкретному контурі, які, в свою чергу, безпосередньо залежать як від діаметра використовуваних труб, так і від обсягу теплоносія, який подається через перетин цих труб в одиницю часу.

У випадку з теплою підлогою, (якщо не враховувати вищевикладені фактори) можна отримати ефект так званої замкненими петлі. Ситуація, при якій як потужний б по напору насос ви не ставили, циркуляція через цю петлю буде неможлива.

На практиці встановлено, що втрати тиску, рівні 20 кПа або 0,2 бару якраз призводять до такого ефекту.

Для того, щоб не вдаватися в розрахунки, наведемо деякі рекомендації, які використовуються нами на практиці.

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

						Арк.
						59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

поліетилену максимальна довжина контуру 120 м. На практиці дотримуємося 80 - 100 м. Для 20 металопластикової труби максимальна довжина контуру складає 120 - 125 м.

Ідеальна ситуація, коли всі петлі однакової довжини. Не потрібно нічого балансувати, налаштовувати.

На практиці це досягти можна, але частіше за все не доцільно.

Наприклад, на об'єкті є група приміщень, де потрібно зробити тепла підлога. Серед них також є санвузол, корисна площа теплої підлоги в якому 4 м<sup>2</sup>. Відповідно довжина трубопроводу цього контуру разом з довжиною труб до колектора становить всього лише 40 м.

Невже все приміщення потрібно обов'язково підлаштовувати під цю довжину, дроблячи корисну площу залишилися приміщень по 4 м<sup>2</sup>.

Звичайно ж ні. Це не доцільно. І потім для чого балансувальна арматура, яка як раз і покликана для того, щоб допомогти зрівняти втрату тиску по контурах?

Знову ж можна скористатися розрахунками, через які можна побачити, до якого максимальної межі можна допустити розкид довжин труб окремих контурів на конкретному об'єкті при даному обладнанні.

Але знову ж таки, не занурюючи вас в складні нудні розрахунки, скажімо, що ми на своїх об'єктах допускаємо розкид по довжинах труб окремих контурів в 30 - 40%. Також, при необхідності можна "грати" діаметрами труб, кроком укладання і "різати" площі великих приміщень не на дрібні або великі, а на середні шматки.

Це питання по фізичному сенсу схожий на питання: "Скільки вантажу можна відвезти на машині?"

Що ви ще хотіли б дізнатися, якби хтось поставив вам це питання? Абсолютно вірно. Ви запитали б: "Про яку машину йде мова?"

Тому в питанні: "Скільки петель можна підключати до колектора теплої підлоги?", Потрібно враховувати діаметр колектора і який обсяг теплоносія здатний пропускати через себе вузол змішування за одиницю часу (прийнято

						Арк.
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вважати м3 / год). Або, що також рівноцінно, яку теплове навантаження здатний нести обраний вами вузол змішування?

Таблиця .2.12.Насоси



Скорость насоса	Тепловая мощность системы теплого пола, Вт		Коэффициент пропускной способности клапана 2, К <sub>vs</sub> , м3/час		Перепад температур в петлях теплого пола ΔT <sub>под</sub> °C	
	Combi 01/4	Combi 01/6	Combi 01/4	Combi 01/6	Combi 01/4	Combi 01/6
3	11000	17000	2,3	2,38	10,4	10,1
3	10000	16000	2,6	2,59	9,3	9,3
3	9000	15000	3,0	2,83	8,2	8,5
3	8000	14000	3,4	3,11	7,2	7,8
2	10000	15000	2,23	2,14	10,9	11,3
2	9000	14000	2,5	2,36	9,6	10,2
2	8000	13000	3,0	2,60	8,3	9,3
2	7000	12000	3,4	2,90	7,2	8,3
2	6000	11000	4,0	3,24	6	7,4
2	5000	10000	5,0	3,65	4,9	6,6
1	8000	12000	2,1	2,04	11,5	11,8
1	7000	11000	2,46	2,32	9,8	10,4
1	6000	10000	2,94	3,0	8,2	9,5
1	5000	9000	3,61	3,22	6,7	7,9

Його максимальний коефіцієнт пропускної здатності становить 2,38 м3 / год. Якщо ставимо насос Grundfos UPS 25 60, то на третій швидкості при даному коефіцієнті цей вузол здатний "потягнути" навантаження в 17000 Вт або 17 кВт.

Що це означає на практиці? 17 кВт це скільки контурів?

Уявімо, що у нас є будинок, в якому є скільки-то (невідомо) приміщень по 12 м2полезной площі теплої підлоги в кожному приміщенні. Труби у нас укладені з кроком 20 см, що призводить до довжини кожного контуру, враховуючи довжину труб від самого теплої підлоги до колектора, 86 м. У згоді з проектними розрахунками ми також отримали, що знімання з кожного м2 цього теплої підлоги дає 80 Вт, що призводить нас відповідно до теплового навантаження кожного контуру

$$12 * 80 = 960 \text{ Вт.}$$

Яке кількість приміщень або подібних контурів здатний забезпечити теплом наш вузол змішування?

$17000/960 = 17,7$  подібних контурів або приміщень. Але це максимально!

На практиці ж у більшості випадків не потрібно робити розрахунок на максимальні показники. Тому зупинимося на цифрі 15.

У самій же компанії Valtec із сайтом є колектор з максимальною кількістю виходів - 12.

У великих приміщеннях конструкцію теплої підлоги потрібно ділити на менші площі і робити кілька контурів.

Ця необхідність виникає як мінімум з двох причин:

1. обмеження довжини труби контуру необхідно, щоб не отримати ефект "замкненої петлі", при якому через неї не буде циркуляції теплоносія;

2. правильна робота самої цементної заливний плити, площа якої не повинна перевищувати 30 м<sup>2</sup>. Співвідношення довжин її сторін має бути 1/2 і довжина одного з країв не повинна перевищувати 8 м.

Для того щоб зрозуміти скільки петель теплої підлоги знадобиться і на підставі цього підібрати підходящий колектор з такою ж кількістю виходів, потрібно відштовхуватися від площі самих приміщень, в яких планується ця система.

Після цього ви обчислюєте корисну площу теплої підлоги.

Потім, скористайтесь наступним способом: відштовхуючись від кроку теплої підлоги, розбийте корисну площу теплої підлоги в кожному приміщенні на наступні розміри:

- крок 15 см - не більше 12 м<sup>2</sup>;
- крок 20 см - не більше 16 м<sup>2</sup>;
- крок 25 см - не більше 20 м<sup>2</sup>;
- крок 30 см - не більше 24 м<sup>2</sup>.

Якщо площа підлоги в приміщенні менше зазначених розмірів, то її розбивати не потрібно.

Рекомендуємо зменшити ці значення на 2 м<sup>2</sup>, якщо довжина приєднання труб від теплої підлоги до колектора перевищує 15 м.

						Арк.
						62
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розбиваючи корисну площу підлоги в приміщеннях, намагайтеся також досягти того, щоб довжина труб в цих контурах була або однаковою, або різниця між окремими контурами не перевищувала 30 - 40%. Як дізнатися довжину труб в кожному контурі, читайте в 6 питанні.

Щоб підрахувати корисну площу майбутнього теплої підлоги, потрібно накреслити план приміщення, де він буде розташовуватися. План краще зробити в масштабі.

Від кожної зі стін приміщення відступите по 30 см. Заштрихуйте вийшло простір. Відзначте на плані ділянки, де буде постійно стояти меблі: холодильник, меблева стінка, диван, велика шафа і т.д. Ці ділянки також заштрихуйте. Незаштриховані частина плану приміщення і буде тією корисною площею теплої підлоги, яку ви шукаєте.

Також можна побачити роботу самої програми, яка робить можливим проведення візуального контролю над такими важливими параметрами як довжина труби, втрати тиску, температура на поверхні підлоги, тепло, що йде марно вниз, корисний тепловий потік і т.д.

Визначити габарити колекторного шафи не складно. Ми знову пропонуємо скористатися продукцією компанії Valtec і їх готовими рекомендаціями, представленими в таблиці, за умови, що ви користуєтеся вже готовими вузлами для теплої підлоги, що випускаються цим виробником.

Таблиця 2.13 Лінійні розміри колекторного шафи

Модель	Длина, мм	Глубина, мм	Высота, мм
ШРВ1	670	125	494
ШРВ2	670	125	594
ШРВ3	670	125	744
ШРВ4	670	125	894
ШРВ5	670	125	1044
ШРВ7	670	125	1344
ШРН1	651	120	453
ШРН3	651	120	703
ШРН4	651	120	853
ШРН5	651	120	1003
ШРН7	658	121	1309

Таблиця 2.14 Підбір колекторного шафи

Колекторні групи 1 (VT.594, VT59)	Модель шафи ШРН/ШРВ + Combimix + шаровий кран	Модель шафи ШРН/ШРВ + Dualmix + шаровий кран	Модель шафи ШРН/ШРВ + кран
Колектор 1*3вих	ШРН3/ШРВ3	ШРН4/ШРВ4	ШРН1/ШРВ1
Колектор 1*4вих	ШРН3/ШРВ3	ШРН4/ШРВ4	ШРН2/ШРВ2
Колектор 1*5вих	ШРН4/ШРВ3	ШРН5/ШРВ4	ШРН2/ШРВ2
Колектор 1*6вих	ШРН4/ШРВ4	ШРН5/ШРВ5	ШРН3/ШРВ3
Колектор 1*7вих	ШРН4/ШРВ4	ШРН5/ШРВ5	ШРН3/ШРВ3
Колектор 1*8вих	ШРН5/ШРВ4	ШРН6/ШРВ5	ШРН3/ШРВ3
Колектор 1*9вих	ШРН5/ШРВ5	ШРН6/ШРВ6	ШРН4/ШРВ4
Колектор 1*10вих	ШРН5/ШРВ5	ШРН6/ШРВ6	ШРН4/ШРВ4
Колектор 1*11вих	ШРН6/ШРВ5	ШРН7/ШРВ6	ШРН4/ШРВ4
Колектор 1*12вих	ШРН6/ШРВ6	ШРН7/ШРВ7	ШРН5/ШРВ5

На цей рахунок немає ніяких конкретних правил, але є рекомендації.

З одного боку, зрозуміло, що монтуючи колекторний шафа, потрібно враховувати висоту майбутньої стяжки і обробки, щоб не вийшла ситуація, коли неможливо буде відкрити навіть дверцята шафи.

З іншого боку, потрібно враховувати зручність обслуговування і необхідність можливої заміни окремих елементів системи з ймовірністю від'єднання трубопроводу.

Чим коротше відрізок труби, тим більше його жорсткість і навпаки.

З огляду на цей фактор, можна зробити підйом колекторного шафи на 20 - 25 см від рівня чистої підлоги.

Однак, не можна забувати про дуже важливого дизайнерському елементі. Якщо підйом шафи призводить до неприпустимого порушення дизайну і неможливо вирішити цю задачу іншим способом, опускайте шафа до рівня підлоги, але з тим розрахунком, щоб він міг відкриватися.

						Арк.
						64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2.5 Технологія монтажу водяного 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 (рис.3.5).

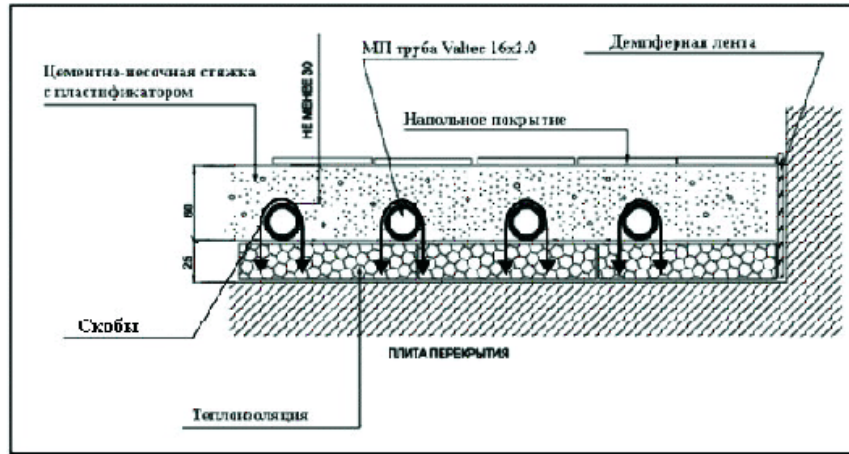


Рис.2.6 Укладання петель теплої підлоги одиночним змійовиком Монтаж системи теплих підлог починається з підготовки поверхні під

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. Порушення цієї вимоги може привести до "завоздушіванію" труб. 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 і т.д.) щільністю не менше 25 кг / м<sup>3</sup>. Якщо неможливо укласти товсті шари теплоізоляції, то в цьому випадку

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

застосовуються фольговані теплоізоляційні матеріали товщиною 5 або 10 мм. Важливо, щоб фольговані теплоізоляційні матеріали мали захисну плівку на 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 подає трубопровід слід укласти ближче до зовнішніх стін.

При укладанні "одиначний змійовик" (рис.3.6.) розподіл температури поверхні підлоги не рівномірний.

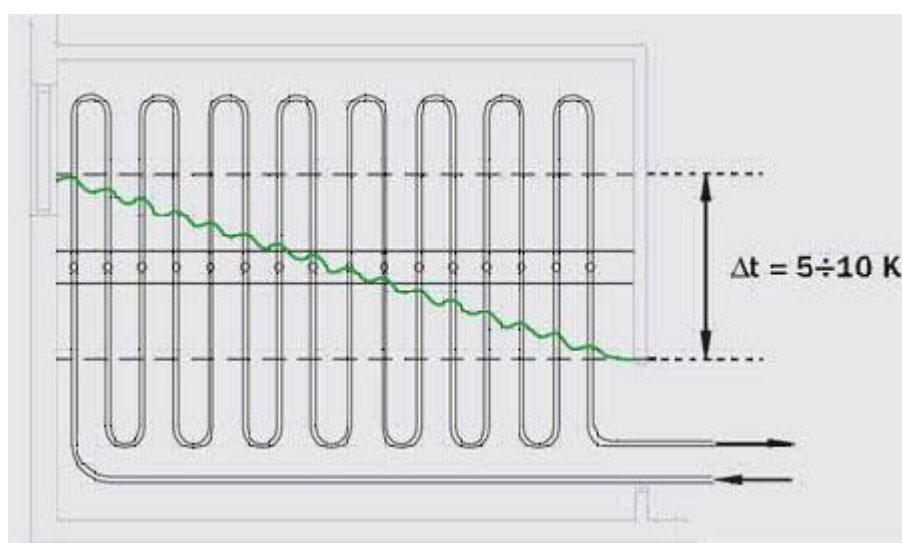


Рис.2.7. Укладання петель теплої підлоги одиначним змійовиком

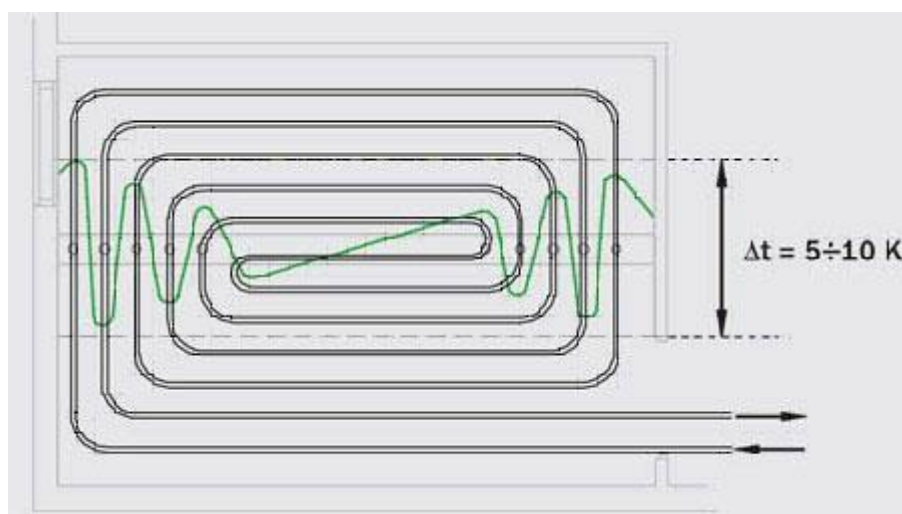


Рис.2.8. Укладка петель теплого пола спіралью.

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

При спіральній укладанні (рис.2.8), труби з протилежними напрямками потоків чергуються, причому найбільш гарячий ділянку труби сусідить з найбільш холодним. Це призводить до рівномірного розподілу температури по поверхні підлоги.

Укладання труби проводиться по розмітці, нанесеної на утеплювач, якірними скобами через 0.3 - 0.5 м, або між спеціальними виступами утеплювача. Крок укладання розраховується і лежить в межах від 10 до 30 см, але не повинен перевищувати 30 см інакше виникне нерівномірне нагрівання поверхні підлоги з появою теплих і холодних смуг. Області поблизу зовнішніх стін будівлі називають граничними зонами. Тут рекомендується зменшувати крок укладання труби, для того щоб компенсувати втрати тепла через стіни. Довжина одного контуру (петлі) теплої підлоги не повинна перевищувати 100-120 м, втрати тиску на одну петлю (разом з арматурою) не більше 20 кПа; мінімальна швидкість руху води - 0,2 м / с (щоб уникнути утворення в системі повітряних пробок).

Після розкладки петель, безпосередньо перед заливкою стяжки, проводиться опресовування системи при тиску 1.5 від робочого, але не менше 0.3 МПа.

При заливці цементно-піщаної стяжки труба повинна перебувати під тиском води 0,3 МПа при кімнатній температурі. Мінімальна висота заливки над поверхнею труби повинна бути не менше 3 см (максимальна рекомендована висота, за європейськими нормами - 7 см). Цементно-піщана суміш повинна бути не нижче марки 400 з пластифікатором. Після заливки стяжку рекомендується «провібріровать». При довжині монолітної плити більше 8 м або площі більше 40 м<sup>2</sup> необхідно передбачити шви між плитами мінімальною товщиною 5 мм, для компенсації теплового розширення моноліту. При проходженні труб через шви вони повинні мати захисну оболонку довжиною не менше 1 м.

Пуск системи здійснюється тільки після повного висихання бетону (приблизно 4 дні на 1 см товщини стяжки). Температура води під час пуску

						Арк.
						67
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

системи повинна бути кімнатної. Після пуску системи щодня збільшувати температуру води, що подається на 5 ° С до робочої температури.

Основні температурні вимоги до систем теплих підлог

Рекомендується середню температуру поверхні підлоги приймати не вище (згідно СНіП 41-01-2003, п. 6.5.12):

26 ° С для приміщень з постійним перебуванням людей

31 ° С для приміщень з тимчасовим перебуванням людей і обхідних доріжок плавальних басейнів

Температура поверхні підлоги по осі нагрівального елемента в дитячих установах, житлових будинках і плавальних басейнах не повинна перевищувати 35 ° С

Згідно СП 41-102-98 перепад температури на окремих ділянках підлоги не повинен перевищувати 10 ° С (оптимально 5 ° С). Температура теплоносія в системі теплих підлог не повинна перевищувати 55°С (СП 41-102-98 п. 3.5 а).

## 2.6. Тепловий розрахунок водяної теплої підлоги.

При відомому питомій тепловому потоці розрахунок ведеться за формулою:

$$t_{\text{тн}} = t_{\text{в}} + q_{\text{в}} R_{\text{н}}^{\text{е}} + q_{\text{в}} b R_{\text{тр}}^{\text{нр}} (1 + a) \quad (3,5)$$

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

$t_{\text{в}}$  - температура повітря в приміщенні, °С;

$q_{\text{в}}$  - питомий тепловий потік у напрямку "вгору", Вт/м<sup>2</sup>;

$R_{\text{в,пр}}$  - приведений опір теплопередачі шарів підлоги над трубами, м<sup>2</sup> К/Вт;

$b$  - крок труб теплої підлоги, см;

$R_{\text{тр,пр}}$  - 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.

						Арк.
						68
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



## 2.7. Гідравлічний розрахунок водяної теплої підлоги.

Визначаємо загальні гідравлічні втрати:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{лин}} + \Delta p_{\text{кмс}} \quad (3,6)$$

Де,  $\Delta p$  - загальні втрати тиску, Па;

$\Delta p_{\text{кмс}}$  - втрати тиску на місцеві опори, Па;  $\Delta p_{\text{лин}}$  - лінійні втрати тиску, Па;

$$\Delta p_{\text{лин}} = \lambda \frac{\rho v^2}{2d} \quad (3,7)$$

Де,  $\lambda$  - коефіцієнт тертя;

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

$$\Delta p_{\text{кмс}} = \xi \frac{\rho v^2}{2} \quad (3,8)$$

$$\sqrt{\lambda} = \frac{0.5 \left[ \frac{b}{2} + \frac{1.312(2-b) \lg(3.7d_p / K_s)}{\lg Re_\phi - 1} \right]}{\lg(3.7d_p / K_s)} \quad (3,9)$$

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

$b$  - число подібності режимів течії рідини;

$K_s$  - коефіцієнт еквівалентної шорсткості, мм;

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

$$Re_{\text{вп}} = \frac{500d_p}{K_s} \quad (3,10)$$

$$Re_\phi = \frac{d_p V}{\nu_t} \quad (3,11)$$

$$b = 1 + \frac{\lg Re_\phi}{\lg Re_{\text{вп}}} \quad (3,12)$$

						Арк.
						70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За результатами гідравлічного розрахунку для компенсації втрати тиску підбираємо два насоси Циркуляционный насос Grundfos UPS 25-40 з номінальним напором 4 м.

Дані розрахунку заносимо в таблицю

Таблица 2.16 – Характеристики коллекторів теплої підлоги

<i>Данные о коллекторах</i>								
<i>Номер колл.</i>	<i>Ø колл., мм</i>	<i>Номер петли</i>	<i>Длина петли брутто, м</i>	<i>Тепл. нагрузка, Вт</i>	<i>Расход, кг/с</i>	<i>Скорость, м/с</i>	<i>Потери давления, Па</i>	<i>% откр. вентиля</i>
1	32	1	105	1347,786	0,032	0,287	16161,259	13,574
1	32	2	139	2203,035	0,053	0,469	49402,494	41,492
1	32	3	220,1	2825,216	0,068	0,601	119064,407	100
1	32	4	112	898,45	0,022	0,191	8574,772	7,202
ИТОГО		4	576,1	7274,487	0,174	0,218	119135,064	
2	32	5	36,5	292,799	0,007	0,062	440,041	1,263
2	32	6	108,2	1388,861	0,033	0,295	17073,429	48,999
2	32	7	118	946,582	0,023	0,201	9661,83	27,728
2	32	8	77	617,685	0,015	0,131	3091,037	8,871
2	32	9	140	1797,048	0,043	0,382	34844,464	100
ИТОГО		5	479,7	5042,974	0,121	0,151	34878,42	

						Арк.
						71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2.8. Тепловий розрахунок холодильної системи

Даний тепловий насос розраховується на холодопродуктивність 21 кВт (теплова продуктивність варіюється) в середньому вона становить 15.5кВт. Зроблено розрахунок циклу, підбір обладнання.

Схема і цикл теплового насоса.

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

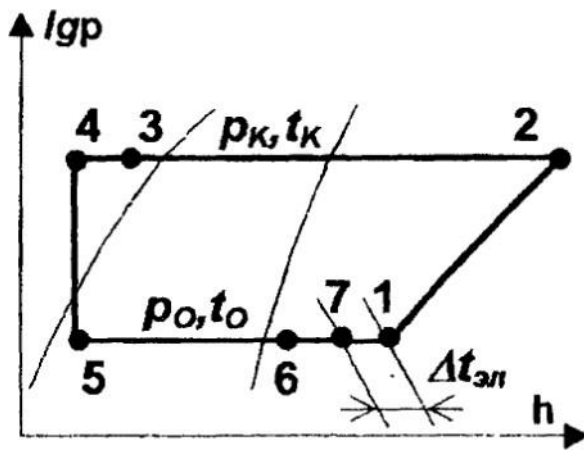


Рис. 2.9 Цикл теплового насоса

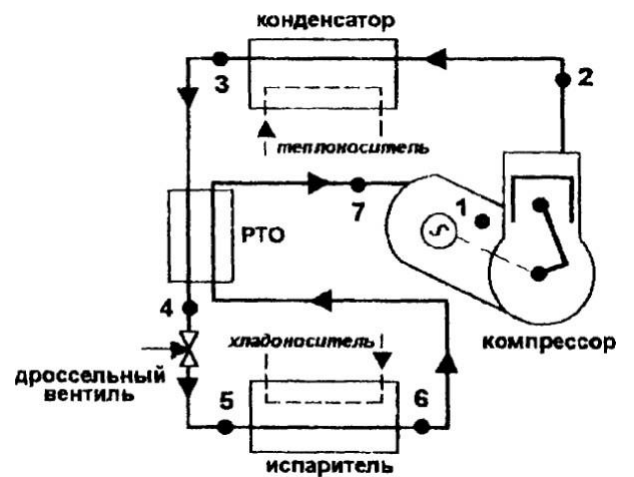


Рис. 2.10 Схема теплового насоса

Початкові дані

Режим S0/W35

Хладагент R452B

Температура кипіння холодильного агента :  $t_0 = -3^\circ\text{C}$ ,  $P_0 = 6,7641\text{MPa}$

Температура конденсації холодильного агента :  $t_k = 40^\circ\text{C}$ ,  $P_k = 23,357\text{MPa}$

Теплоносій (споживач) – вода  $t_{v\_out} = 35^\circ\text{C}$ ,  $t_{v\_in} = 30^\circ\text{C}$

Теплоносій (хладоноситель) - пропиленгликоль / вода (30%)  $t_{out\_TH} = -3^\circ\text{C}$ ,  $t_{in\_TH} = 0^\circ\text{C}$

Таблиця 2.17 Параметри вузлових точок циклу для режиму S0 / W35

№	t °C	P, МПа	H, кДж/кг	S, кДж/(кг*К)	V, м <sup>3</sup> /кг	p, кг/м <sup>3</sup>
1a	0	6,7641	457,39	1,9557	45,4714	
1	10	6,7641	468,06	1,9941	48,2662	
2	93,42	23,357	530,06	2,0459	17,264	
3	40	23,357	259,93	1,2009	1,0575	
4	-3,88	6,764	259,93	1,2229	12,0643	25,5
1-2			62			
1-2s			43,4			

Питомі характеристики циклу:

1. питома масова продуктивність:

$$q_0 = h_6 - h_5 \text{ кДж/кг} \quad (2.1)$$

2. питома об'ємна продуктивність:

$$q_v = q_0 / v_1 \text{ кДж/м}^3 \quad (2.2)$$

3. питома адіабатна робота стискування:

$$l = h_2 - h_1 \text{ кДж/кг} \quad (2.3)$$

4. Масова витрата агента:

$$M_a = Q_0 / q_0 \text{ кг/с} \quad (2.4)$$

5. Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d = M_a \cdot v_1 \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.5)$$

6. Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda_c = 1 - 0.03 \cdot [(P_k / P_0)^{1/m} - 1] \quad (2.6)$$
$$\lambda'_w = (T_0 + \Theta) / (\alpha \cdot T_k + \beta \cdot \Theta) \quad \lambda = \lambda_c \cdot \lambda'_w$$

7. Об'єм, описаний поршнями компресора:

$$V_h = V_d / \lambda \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.7)$$

8. Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l \text{ кВт} \quad (2.8)$$

9. Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = N_a / (\lambda'_w + b \cdot t_0) \text{ кВт} \quad (2.9)$$

10. Потужність тертя:

$$N_{тр} = V_h \cdot P_{тр} \text{ кВт} \quad (2.10)$$

де  $P_{тр}$  - середній тиск тертя, приймаємо для фреонових компресорів  $P_{тр} = 40$  кПа

						Арк.
						73
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11.Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{тр} \text{ кВт} \quad (2.11)$$

12.Електрична потужність компресора:

$$N_{эл} = N_e / \eta_{эл} \text{ кВт} \quad (2.12)$$

де  $\eta_{элдв}$  - ККД електродвигуна компресора.

13. Теоретичний коефіцієнт перетворення:

$$COP_{теор} = \text{---} \quad (2.13)$$

14. Коефіцієнт перетворення циклу Карно:

$$\text{---} \quad (2.14)$$

15. Теоретична ступінь термодинамічної досконалості:

$$\text{---} \quad (2.15)$$

16. Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$\text{---} \quad (2.16)$$

Таблиця 2.18 Параметри вузлових точок циклу для режиму S0 / W35

№	t °C	P, МПа	H, кДж/кг	S, кДж/(кг*К)	V, м <sup>3</sup> /кг	p, кг/м <sup>3</sup>
1a	0	6,7641	457,39	1,9557	45,4714	
1	10	6,7641	468,06	1,9941	48,2662	
2	93,42	23,357	530,06	2,0459	17,264	
3	40	23,357	259,93	1,2009	1,0575	
4	-3,88	6,764	259,93	1,2229	12,0643	25,5
1-2			62			
1-2s			43,4			

Таблиця 2.19 Розрахункові параметри теплового насоса для режиму S0 / W35

Питома холодопродуктивність, $q_0$ , кДж/кг	208,13
Об'ємна холодопродуктивність, $q_v$ , кДж/м <sup>3</sup>	4318,04
Питома адіабатне робота стиснення, $l_a$ , кДж/кг	62
Масова витрата холодоагенту, $M_a$ , кг/с	0,1
Дійсна об'ємна продуктивність компресора, $V_{д,м^3/ч}$	0,00482
Холодопроизводительність, кВт	21
Коефіцієнт подачі компресора $\lambda$	0.74
Об'ємна продуктивність компресора, $V_h$ , м <sup>3</sup> /ч	0.0065
Адіабатне потужність компресора, $N_a$ , кВт	6.2
Індикаторна потужність, $N_i$ , кВт	7.8
Ефективна потужність, $N_e$ , кВт	8.06
ККД електродвигуна	0.97
Потужність електродвигуна, $N_{эл}$ , кВт	8.31
$COP_{хол}$	4,36
$COP_{кар}$	3,18

Таблиця 2.20 Додаткові параметри системи

Діаметр всмоктуючого патрубка КМ, мм	28
Діаметр нагнітального патрубка КМ, мм	22
Швидкість руху холодоагенту, м/с	8,64
Кількість заповнюється ХА в ресивер, кг	0.066
Кількість заправляється масла в компресор, л	2,6

						Арк.
						75
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2.9. Порівняння холодильних агентів.

Тепловий насос працює на холодильному агенті R-410a. В зв'язку з заборонаю R-410a. То систему потрібно перевести на новий хладагент.

Було вибрано декілька типів холодильних агентів а саме: R-452b, R-1234yf, R-1234ze.

R-452b

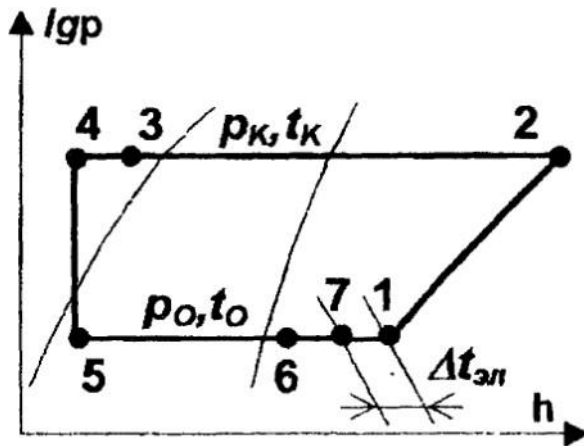


Рис. 2.9 Цикл теплового насоса

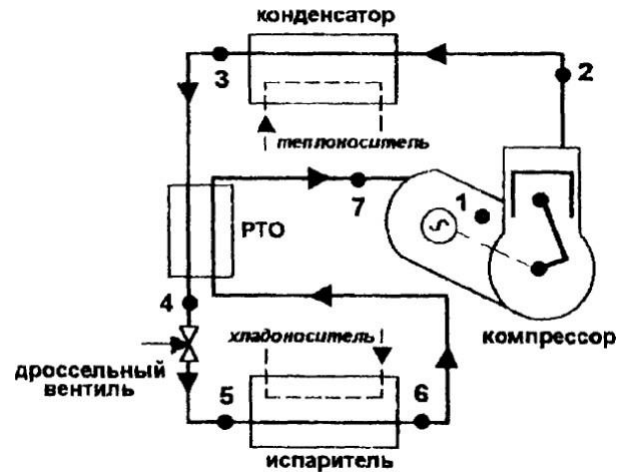


Рис. 2.10 Схема теплового насоса

Початкові дані

Режим S0/W35

Хладагент R452b; R-1234yf; R-1234ze; R-410a

Температура кипіння холодильного агента:  $t_o = -5[^\circ\text{C}]$ ;  $-3[^\circ\text{C}]$ ;  $-1[^\circ\text{C}]$ ;  $1[^\circ\text{C}]$ ;  $3[^\circ\text{C}]$ ;  $5[^\circ\text{C}]$ .

Температура конденсації холодильного агента :  $t_k = 40[^\circ\text{C}]$ ,

R452b

Таблиця 2.21. Параметри циклу при температурі випарування  $t_o = -5[^\circ\text{C}]$

	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	0	6,3338	458,83	1,9684	49,1347	
< 1b >	5	6,3338	464,11	1,9876	50,61	
< 1 >	15	6,3338	474,31	2,0236	53,4214	
< 2 >	101,64	22,647	540,67	2,078	18,6106	
< 3a >	33,72	22,647	257,57	1,1935	1,0507	
< 3 >	30,88	22,647	252,29	1,1762	1,0347	
< 4 >	-5	6,3337	252,29	1,1964	11,9198	23,6
< 1-2 >			66,36			
< 1-2s >			46,45			

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Арк.

76

Таблиця 2.22. Параметри циклу при температурі випарування  $t_0 = -3[^\circ\text{C}]$ 

	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	2	6,7641	459,58	1,9637	46,0484	
< 1b >	7	6,7641	464,92	1,9829	47,4496	
< 1 >	17	6,7641	475,24	2,0191	50,1154	
< 2 >	99,34	22,647	537,98	2,0708	18,419	
< 3a >	33,72	22,6469	257,57	1,1935	1,0507	
< 3 >	30,85	22,647	252,23	1,1759	1,0345	
< 4 >	-3	6,764	252,23	1,1943	10,774	22,6
< 1-2 >			62,74			
< 1-2s >			43,92			

Таблиця 2.23. Параметри циклу при температурі випарування  $t_0 = -1[^\circ\text{C}]$ 

	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	4	7,2162	460,3	1,959	43,188	
< 1b >	9	7,2162	465,71	1,9784	44,5207	
< 1 >	19	7,2162	476,16	2,0147	47,0521	
< 2 >	97,1	22,647	535,35	2,0637	18,23	
< 3a >	33,72	22,6469	257,57	1,1935	1,0507	
< 3 >	30,81	22,647	252,16	1,1757	1,0343	
< 4 >	-1,94	7,2162	252,16	1,1924	9,727	21,6
< 1-2 >			59,2			
< 1-2s >			41,44			

Таблиця 2.24. Параметри циклу при температурі випарування  $t_0 = 1[^\circ\text{C}]$ 

	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	6	7,6911	460,99	1,9543	40,5341	
< 1b >	11	7,6911	466,48	1,9738	41,8035	
< 1 >	21	7,6911	477,05	2,0104	44,2103	
< 2 >	94,9	22,647	532,77	2,0567	18,0435	
< 3a >	33,72	22,6469	257,57	1,1935	1,0507	
< 3 >	30,77	22,647	252,08	1,1755	1,0341	
< 4 >	0,04	7,691	252,08	1,1905	8,7693	20,5
< 1-2 >			55,72			
< 1-2s >			39			

Таблиця 2.25. Параметри циклу при температурі випарування  $t_0 = 3[^\circ\text{C}]$ 

	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	8	8,1893	461,66	1,9498	38,0691	
< 1b >	13	8,1893	467,23	1,9694	39,2798	
< 1 >	23	8,1893	477,92	2,0061	41,5712	
< 2 >	92,75	22,647	530,24	2,0498	17,8593	
< 3a >	33,72	22,6469	257,57	1,1935	1,0507	
< 3 >	30,73	22,647	252,01	1,1752	1,0339	
< 4 >	2,01	8,1892	252,01	1,1887	7,8929	19,4
< 1-2 >			52,31			
< 1-2s >			36,62			

Таблиця 2.26. Параметри циклу при температурі випарування  $t_0 = 5[^\circ\text{C}]$ 

	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	10	8,7116	462,3	1,9452	35,7769	
< 1b >	15	8,7116	467,95	1,9649	36,9333	
< 1 >	25	8,7116	478,77	2,0019	39,1178	
< 2 >	90,65	22,647	527,75	2,043	17,6773	
< 3a >	33,72	22,6469	257,57	1,1935	1,0507	
< 3 >	30,69	22,647	251,93	1,175	1,0337	
< 4 >	3,99	8,7115	251,93	1,1871	7,0901	18,3
< 1-2 >			48,97			
< 1-2s >			34,28			

Розрахунки виконуються за формулами (2.1-2.16)

Розрахунки вносимо в таблицю

Таблиця 2.27 Основні розрахункові параметри теплового насоса

Випаровування t [ $^\circ\text{C}$ ]	-5	-3	-1	1	3	5
Потужність компресора N [кВт]	4,98	4,69	4,41	4,13	3,87	3,61
Нагрівання конденсатора Qc [кВт]	21,25	20,96	20,69	20,42	20,16	19,91
COP [холод]	3,11	3,3	3,52	3,75	4,01	4,3
COP [тепло]	4,26	4,46	4,69	4,94	5,2	5,51

R-1234ez

Таблиця 2.28. Параметри циклу при температурі випарування  $t_0 = -5[^\circ\text{C}]$

	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	0	1,7942	385,09	1,6904	104,4807	
< 1b >	5	1,7942	389,47	1,7063	106,8213	
< 1 >	15	1,7942	398,31	1,7376	111,4397	
< 2 >	70,03	7,6645	440,98	1,7755	28,7669	
< 3a >	35	7,6645	247,84	1,1631	0,885	
< 3 >	31,9	7,6645	243,46	1,1488	0,8765	
< 4 >	-5	1,7942	243,46	1,1624	27,8645	26,7
< 1-2 >			42,66			
< 1-2s >			29,86			

Таблиця 2.29. Параметри циклу при температурі випарування  $t_0 = -3[^\circ\text{C}]$

	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	2	1,9363	386,5	1,6904	97,1868	
< 1b >	7	1,9363	390,91	1,7062	99,3733	
< 1 >	17	1,9363	399,81	1,7375	103,6845	
< 2 >	69,36	7,6645	440,28	1,7735	28,6806	
< 3a >	35	7,6645	247,84	1,1631	0,885	
< 3 >	31,88	7,6645	243,43	1,1487	0,8764	
< 4 >	-3	1,9363	243,43	1,1609	24,785	25,5
< 1-2 >			40,48			
< 1-2s >			28,33			

Таблиця 2.30. Параметри циклу при температурі випарування  $t_0 = -1[^\circ\text{C}]$

	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	4	2,0869	387,91	1,6903	90,5017	
< 1b >	9	2,0869	392,35	1,7062	92,5477	
< 1 >	19	2,0869	401,3	1,7374	96,5783	
< 2 >	68,72	7,6645	439,62	1,7716	28,5977	
< 3a >	35	7,6645	247,84	1,1631	0,885	
< 3 >	31,86	7,6645	243,41	1,1486	0,8764	
< 4 >	-1	2,0869	243,41	1,1595	22,0105	24,2
< 1-2 >			38,32			
< 1-2s >			26,82			

Таблиця 2.31.Параметри циклу при температурі випарування  $t_0 = 1[^\circ\text{C}]$ 

	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	6	2,2464	389,31	1,6904	84,3663	
< 1b >	11	2,2464	393,78	1,7062	86,2837	
< 1 >	21	2,2464	402,79	1,7374	90,0578	
< 2 >	68,1	7,6645	438,99	1,7697	28,5179	
< 3a >	35	7,6645	247,84	1,1631	0,885	
< 3 >	31,84	7,6645	243,38	1,1485	0,8763	
< 4 >	1	2,2464	243,38	1,1582	19,5087	22,9
< 1-2 >			36,2			
< 1-2s >			25,34			

Таблиця 2.32.Параметри циклу при температурі випарування  $t_0 = 3[^\circ\text{C}]$ 

	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	8	2,4151	390,71	1,6905	78,7278	
< 1b >	13	2,4151	395,21	1,7063	80,5274	
< 1 >	23	2,4151	404,27	1,7375	84,0667	
< 2 >	67,51	7,6645	438,38	1,7679	28,4411	
< 3a >	35	7,6645	247,84	1,1631	0,885	
< 3 >	31,82	7,6645	243,35	1,1484	0,8763	
< 4 >	3	2,4151	243,35	1,157	17,2505	21,6
< 1-2 >			34,1			
< 1-2s >			23,87			

Таблиця 2.33.Параметри циклу при температурі випарування  $t_0 = 5[^\circ\text{C}]$ 

	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	10	2,5934	392,1	1,6906	73,5392	
< 1b >	15	2,5934	396,63	1,7064	75,2309	
< 1 >	25	2,5934	405,75	1,7376	78,5549	
< 2 >	66,95	7,6645	437,79	1,7662	28,3674	
< 3a >	35	7,6645	247,84	1,1631	0,885	
< 3 >	31,8	7,6645	243,32	1,1483	0,8762	
< 4 >	5	2,5934	243,32	1,1558	15,2106	20,3
< 1-2 >			32,04			
< 1-2s >			22,43			

Таблиця 2.34. Основні розрахункові параметри теплового насоса

Випаровування $t$ [°C]	-5	-3	-1	1	3	5
Потужність компресора $N$ [кВт]	4,67	4,39	4,11	3,84	3,59	3,34
Нагрівання конденсатора $Q_c$ [кВт]	21,14	20,85	20,57	20,3	20,04	19,79
COP [холод]	3,32	3,53	3,77	4,03	4,32	4,64
COP [тепло]	4,5	4,74	5	5,28	5,58	5,92

## R-1234yf

Таблиця 2.35. Параметри циклу при температурі випарування  $t_0 = -5$  [°C]

Властивості циклу	$t$	$p$	$h$	$s$	$v$	$x$
	[°C]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	0	2,6563	364,56	1,6139	68,6984	
< 1 >	10	2,6563	373,69	1,6467	72,0603	
< 2 >	60,9	10,1839	410,78	1,6805	19,8651	
< 3 >	35	10,1839	247,62	1,1617	0,9478	
< 4 >	-5	2,6563	247,62	1,178	22,3095	32,5
< 1-2 >			37,1			
< 1-2s >			25,97			

Таблиця 2.36. Параметри циклу при температурі випарування  $t_0 = -3$  [°C]

Властивості циклу	$t$	$p$	$h$	$s$	$v$	$x$
	[°C]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	2	2,8491	365,91	1,6142	64,2274	
< 1 >	12	2,8491	375,11	1,647	67,3932	
< 2 >	60,47	10,1839	410,31	1,6791	19,817	
< 3 >	35	10,1839	247,62	1,1617	0,9478	
< 4 >	-3	2,8491	247,62	1,1764	20,0888	31,2
< 1-2 >			35,2			
< 1-2s >			24,64			

Таблиця 2.37. Параметри циклу при температурі випарування  $t_0 = -1$  [°C]

Властивості циклу	$t$	$p$	$h$	$s$	$v$	$x$
	[°C]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	4	3,0525	367,26	1,6145	60,1031	
< 1 >	14	3,0525	376,53	1,6473	63,0886	
< 2 >	60,06	10,1839	409,86	1,6778	19,7712	
< 3 >	35	10,1839	247,62	1,1617	0,9478	
< 4 >	-1	3,0525	247,62	1,175	18,0689	29,8
< 1-2 >			33,32			
< 1-2s >			23,33			

						Арк.
						81
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.38. Параметри циклу при температурі випарування  $t_0 = 1[^\circ\text{C}]$ 

Властивості циклу	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	6	3,2667	368,6	1,6148	56,294	
< 1 >	16	3,2667	377,95	1,6477	59,1137	
< 2 >	59,67	10,1839	409,43	1,6765	19,7276	
< 3 >	35	10,1839	247,62	1,1617	0,9478	
< 4 >	1	3,2667	247,62	1,1737	16,23	28,5
< 1-2 >			31,47			
< 1-2s >			22,03			

Таблиця 2.39. Параметри циклу при температурі випарування  $t_0 = 3[^\circ\text{C}]$ 

Властивості циклу	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	8	3,4922	369,93	1,6152	52,7717	
< 1 >	18	3,4922	379,37	1,6482	55,4387	
< 2 >	59,31	10,1839	409,02	1,6752	19,6861	
< 3 >	35	10,1839	247,62	1,1617	0,9478	
< 4 >	3	3,4922	247,62	1,1724	14,5545	27,1
< 1-2 >			29,65			
< 1-2s >			20,76			

Таблиця 2.40. Параметри циклу при температурі випарування  $t_0 = 5[^\circ\text{C}]$ 

Властивості циклу	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	10	3,7292	371,26	1,6156	49,5109	
< 1 >	20	3,7292	380,78	1,6486	52,037	
< 2 >	58,96	10,1839	408,63	1,6741	19,6466	
< 3 >	35	10,1839	247,62	1,1617	0,9478	
< 4 >	5	3,7292	247,62	1,1712	13,0266	25,7
< 1-2 >			27,85			
< 1-2s >			19,5			

Розрахунки виконуються за формулами (2.1-2.16)

Таблиця 2.41 Основні розрахункові параметри теплового насоса

Випаровування t [C]	-5	-3	-1	1	3	5
Потужність компресора N [кВт]	4,92	4,61	4,32	4,03	3,76	3,49
Нагрівання конденсатора Qc [кВт]	21,63	21,32	21,02	20,73	20,45	20,18
COP [холод]	3,15	3,36	3,59	3,84	4,13	4,44
COP [тепло]	4,39	4,62	4,86	5,14	5,43	5,78

						Арк.
						82
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

R-410a

Таблиця 2.42. Параметри циклу при температурі випарування  $t_0 = -5 [^{\circ}\text{C}]$

	t	p	h	s	v	x
	[ $^{\circ}\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	0	6,7828	425,03	1,8398	39,8238	
< 1b >	5	6,7828	430,14	1,8584	41,067	
< 1 >	15	6,7828	439,96	1,893	43,4197	
< 2 >	94,88	24,187	496,81	1,9404	14,7068	
< 3a >	34,88	24,187	256,74	1,1901	0,9904	
< 3 >	32,04	24,187	251,64	1,1735	0,9737	
< 4 >	-5,07	6,7828	251,64	1,1932	10,6698	26,1
< 1-2 >			56,85			
< 1-2s >			39,79			

Таблиця 2.43. Параметри циклу при температурі випарування  $t_0 = -3 [^{\circ}\text{C}]$

	t	p	h	s	v	x
	[ $^{\circ}\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	2	7,2443	425,77	1,836	37,303	
< 1b >	7	7,2443	430,94	1,8546	38,485	
< 1 >	17	7,2443	440,87	1,8895	40,7179	
< 2 >	92,95	24,187	494,63	1,9344	14,5684	
< 3a >	34,88	24,187	256,74	1,1901	0,9904	
< 3 >	32	24,187	251,57	1,1732	0,9735	
< 4 >	-3,08	7,2442	251,57	1,1913	9,6483	25
< 1-2 >			53,76			
< 1-2s >			37,63			

Таблиця 2.44. Параметри циклу при температурі випарування  $t_0 = -1 [^{\circ}\text{C}]$

	t	p	h	s	v	x
	[ $^{\circ}\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	4	7,7291	426,48	1,8323	34,968	
< 1b >	9	7,7291	431,72	1,851	36,0935	
< 1 >	19	7,7291	441,77	1,886	38,2156	
< 2 >	91,06	24,187	492,49	1,9286	14,4319	
< 3a >	34,88	24,187	256,74	1,1901	0,9904	
< 3 >	31,96	24,187	251,5	1,173	0,9733	
< 4 >	-1,08	7,729	251,5	1,1894	8,715	23,9
< 1-2 >			50,72			
< 1-2s >			35,51			

Таблиця 2.45.Параметри циклу при температурі випарування  $t_0 = 1[^\circ\text{C}]$ 

	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	6	8,2381	427,16	1,8285	32,8026	
< 1b >	11	8,2381	432,47	1,8474	33,8758	
< 1 >	21	8,2381	442,65	1,8826	35,8955	
< 2 >	89,22	24,187	490,4	1,9228	14,2972	
< 3a >	34,88	24,187	256,74	1,1901	0,9904	
< 3 >	31,92	24,187	251,43	1,1728	0,9731	
< 4 >	0,92	8,238	251,43	1,1876	7,8614	22,7
< 1-2 >			47,75			
< 1-2s >			33,42			

Таблиця 2.46.Параметри циклу при температурі випарування  $t_0 = 3[^\circ\text{C}]$ 

	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	8	8,772	427,82	1,8248	30,7921	
< 1b >	13	8,772	433,21	1,8438	31,817	
< 1 >	23	8,772	443,51	1,8792	33,7418	
< 2 >	87,42	24,187	488,34	1,9171	14,1643	
< 3a >	34,88	24,187	256,74	1,1901	0,9904	
< 3 >	31,88	24,187	251,36	1,1725	0,9728	
< 4 >	2,92	8,7719	251,36	1,1859	7,0802	21,6
< 1-2 >			44,83			
< 1-2s >			31,38			

Таблиця 2.47.Параметри циклу при температурі випарування  $t_0 = 5[^\circ\text{C}]$ 

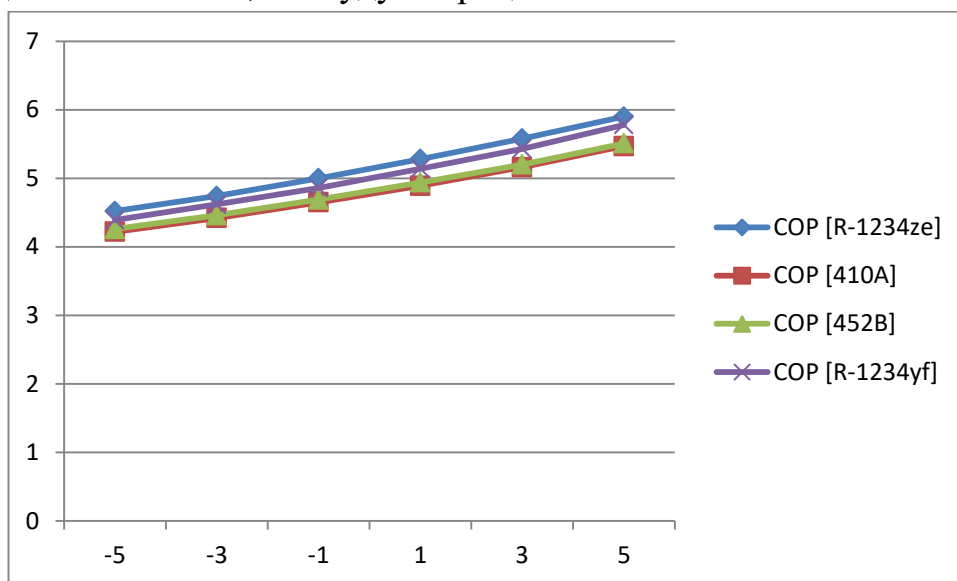
	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	10	9,3315	428,46	1,8212	28,9234	
< 1b >	15	9,3315	433,92	1,8403	29,9036	
< 1 >	25	9,3315	444,35	1,8759	31,7406	
< 2 >	85,66	24,187	486,32	1,9115	14,033	
< 3a >	34,88	24,187	256,74	1,1901	0,9904	
< 3 >	31,84	24,187	251,28	1,1723	0,9726	
< 4 >	4,91	9,3314	251,28	1,1842	6,3646	20,3
< 1-2 >			41,97			
< 1-2s >			29,38			

Розрахунки виконуються за формулами (2.1-2.16)

Таблиця 2.48 Основні розрахункові параметри теплового насоса

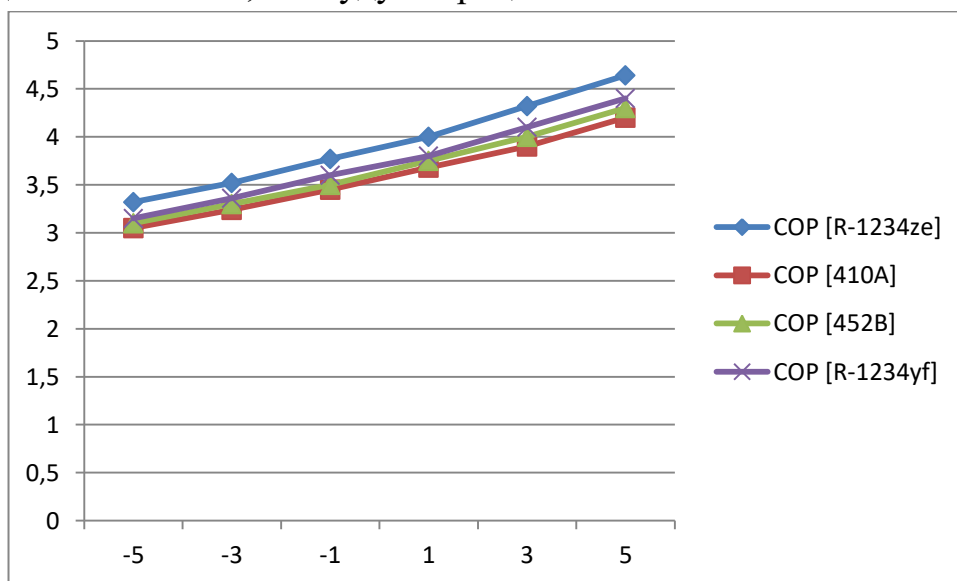
Випаровування t [C]	-5	-3	-1	1	3	5
Потужність компресора N [кВт]	5,08	4,78	4,49	4,21	3,94	3,67
Нагрівання конденсатора Qc [кВт]	21,46	21,17	20,88	20,61	20,34	20,08
COP [холод]	3,05	3,24	3,45	3,68	3,94	4,22
COP [тепло]	4,22	4,42	3,45	4,89	5,16	5,47

Розрахунки COP<sub>тепло</sub> вносимо в діаграму для порівняння коефіцієнта корисної дії холодильних агентів, які будуть працювати в системі теплового насоса.



Діаграма 2.1 COP тепло

Розрахунки COP<sub>холод</sub> вносимо в діаграму для порівняння коефіцієнта корисної дії холодильних агентів, які будуть працювати в системі теплового насоса.



Діаграма 2.2 COP холод

Тепловий насос в режимі S0/W55

Температура води повинна сягати 55<sup>0</sup>С. Для виконання цієї задачі, а саме підтриманню такої температури теплоносія. Для цього потрібно підвищити температуру конденсації в системі теплового насосу.

Хлодогент R452b; R-1234yf; R-1234ze; R-410a

Температура кипіння холодильного агента:  $t_k=50^0\text{C}; 55^0\text{C}; 60^0\text{C}; 65^0\text{C}; 70^0\text{C};$

Початкові дані

Режим S0/W55

Хлодогент R452B

Температура кипіння холодильного агента :  $t_o=-3^0\text{C}, P_o=6,7641\text{MPa}$

Температура конденсації холодильного агента :  $t_k=40^0\text{C}, P_k=23,357\text{MPa}$

Теплоносій (споживач) – вода  $t_{v\_out}=55^0\text{C}, t_{v\_in}=50^0\text{C}$

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

Таблиця 2.49.Параметри циклу при температурі випарування  $t_k =50[^0\text{C}]$

	t	p	h	s	V	x
	[°C]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	2	6,7641	459,58	1,9637	46,0484	
< 1b >	7	6,7641	464,92	1,9829	47,4496	
< 1 >	17	6,7641	475,24	2,0191	50,1154	
< 2 >	116,63	28,7292	551,23	2,0791	15,0139	
< 3a >	43,81	28,7292	276,7	1,2527	1,1103	
< 3 >	41,16	28,7292	271,36	1,2357	1,0905	
< 4 >	-3,83	6,764	271,36	1,2653	13,9795	29,9

Таблиця 2.50.Параметри циклу при температурі випарування  $t_k =55[^0\text{C}]$

	t	p	h	s	V	x
	[°C]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	2	6,7641	459,58	1,9637	46,0484	
< 1b >	7	6,7641	464,92	1,9829	47,4496	
< 1 >	17	6,7641	475,24	2,0191	50,1154	
< 2 >	125,09	32,2172	557,71	2,0829	13,5975	
< 3a >	48,88	32,2172	286,84	1,2832	1,1466	
< 3 >	46,37	32,2172	281,5	1,2665	1,1244	
< 4 >	-3,78	6,764	281,5	1,303	15,678	33,8

						Арк.
						86
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.51. Параметри циклу при температурі випарування  $t_k = 60[^\circ\text{C}]$ 

	t	p	h	s	V	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	2	6,7641	459,58	1,9637	46,0484	
< 1b >	7	6,7641	464,92	1,9829	47,4496	
< 1 >	17	6,7641	475,24	2,0191	50,1154	
< 2 >	133,46	36,0401	564,1	2,0864	12,3368	
< 3a >	53,97	36,0401	297,48	1,3146	1,189	
< 3 >	51,63	36,0401	292,13	1,2982	1,1637	
< 4 >	-3,74	6,764	292,13	1,3424	17,4598	37,9

Таблиця 2.52. Параметри циклу при температурі випарування  $t_k = 65[^\circ\text{C}]$ 

	t	p	h	s	V	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	2	6,7641	459,58	1,9637	46,0484	
< 1b >	7	6,7641	464,92	1,9829	47,4496	
< 1 >	17	6,7641	475,24	2,0191	50,1154	
< 2 >	141,77	40,2358	570,43	2,0899	11,2097	
< 3a >	59,1	40,2358	308,74	1,3472	1,2398	
< 3 >	56,95	40,2358	303,39	1,331	1,2104	
< 4 >	-3,68	6,764	303,39	1,3842	19,3466	42,2

Таблиця 2.53. Параметри циклу при температурі випарування  $t_k = 70[^\circ\text{C}]$ 

	t	p	h	s	V	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	2	6,7641	459,58	1,9637	46,0484	
< 1b >	7	6,7641	464,92	1,9829	47,4496	
< 1 >	17	6,7641	475,24	2,0191	50,1154	
< 2 >	150,07	44,8631	576,74	2,0931	10,1952	
< 3a >	64,29	44,8631	320,82	1,3815	1,3024	
< 3 >	62,37	44,8631	315,47	1,3656	1,2674	
< 4 >	-3,63	6,764	315,47	1,4291	21,3707	46,9

Розрахунки виконуються за формулами (2.1-2.16)

Розрахунки вносимо в таблицю 2.48.

Таблиця 2.54. Основні розрахункові параметри теплового насоса

Випаровування t [ $^\circ\text{C}$ ]	50	55	60	65	70
Потужність компресора N [кВт]	6.26	7.18	8.23	9.58	10.9
Нагрівання конденсатора Qc [кВт]	22.61	23.58	24.68	25.97	27.53
COP [холод]	2.48	2.16	1.88	1.64	1.42
COP [тепло]	3.61	3.28	2.99	2.74	2.5

R-1234yf

Таблиця 2.55. Параметри циклу при температурі випарування  $t_k = 50[^\circ\text{C}]$ 

	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	2	1,9363	386,5	1,6904	97,1868	
< 1b >	7	1,9363	390,91	1,7062	99,3733	
< 1 >	17	1,9363	399,81	1,7375	103,6845	
< 2 >	80,12	9,9722	448,08	1,7792	22,1624	
< 3a >	45	9,9722	262,25	1,2084	0,9141	
< 3 >	41,97	9,9722	257,84	1,1945	0,9044	
< 4 >	-3	1,9363	257,84	1,2143	32,0762	33,2

Таблиця 2.56. Параметри циклу при температурі випарування  $t_k = 55[^\circ\text{C}]$ 

	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	2	1,9363	386,5	1,6904	97,1868	
< 1b >	7	1,9363	390,91	1,7062	99,3733	
< 1 >	17	1,9363	399,81	1,7375	103,6845	
< 2 >	85,38	11,3043	451,76	1,7818	19,563	
< 3a >	50	11,3043	269,61	1,231	0,9302	
< 3 >	47,02	11,3043	265,2	1,2173	0,9199	
< 4 >	-3	1,9363	265,2	1,2415	35,8022	37,2

Таблиця 2.57. Параметри циклу при температурі випарування  $t_k = 60[^\circ\text{C}]$ 

	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	2	1,9363	386,5	1,6904	97,1868	
< 1b >	7	1,9363	390,91	1,7062	99,3733	
< 1 >	17	1,9363	399,81	1,7375	103,6845	
< 2 >	90,56	12,7657	455,31	1,7842	17,3109	
< 3a >	55	12,7657	277,09	1,2536	0,9477	
< 3 >	52,08	12,7657	272,68	1,2401	0,9366	
< 4 >	-3	1,9363	272,68	1,2692	39,5885	41,2

Таблиця 2.58. Параметри циклу при температурі випарування  $t_k = 65[^\circ\text{C}]$ 

	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	2	1,9363	386,5	1,6904	97,1868	
< 1b >	7	1,9363	390,91	1,7062	99,3733	
< 1 >	17	1,9363	399,81	1,7375	103,6845	
< 2 >	95,69	14,3645	458,73	1,7864	15,3523	
< 3a >	60	14,3645	284,7	1,2761	0,9668	
< 3 >	57,14	14,3645	280,29	1,2628	0,9548	
< 4 >	-3	1,9363	280,29	1,2974	43,4412	45,3

						Арк.
						88
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.59. Параметри циклу при температурі випарування  $t_k = 70[^\circ\text{C}]$ 

	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm <sup>3</sup> /kg]	[%]
< 1a >	2	1,9363	386,5	1,6904	97,1868	
< 1b >	7	1,9363	390,91	1,7062	99,3733	
< 1 >	17	1,9363	399,81	1,7375	103,6845	
< 2 >	100,77	16,1097	462,01	1,7884	13,6426	
< 3a >	65	16,1097	292,46	1,2987	0,9877	
< 3 >	62,2	16,1097	288,05	1,2856	0,9747	
< 4 >	-3	1,9363	288,05	1,3261	47,3677	49,4

Розрахунки вносимо в таблицю 2.60.

Таблиця 2.60. Основні розрахункові параметри теплового насоса

Випаровування t [C]	50	55	60	65	70
Потужність компресора N [кВт]	5.81	6.64	7.56	8.6	9.8
Нагрівання конденсатора Qc [кВт]	22.39	23.28	24.27	25.4	26.7
COP [холод]	2.67	2.47	2.05	1.8	1.58
COP [тепло]	3.85	3.5	3.21	2.9	2.7

### R-410a

Таблиця 2.61. Параметри циклу при температурі випарування  $t_k = 50[^\circ\text{C}]$ 

	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dmi/kg]	[%]
< 1a >	2	7,2443	425,77	1,836	37,303	
< 1b >	7	7,2443	430,94	1,8546	38,485	
< 1 >	17	7,2443	440,87	1,8895	40,7179	
< 2 >	108,85	30,6283	505,73	1,9416	11,8252	
< 3a >	44,89	30,6283	275,03	1,2464	1,0518	
< 3 >	42,27	30,6283	269,86	1,2301	1,0307	
< 4 >	-3,07	7,2442	269,86	1,259	12,5099	33,1

Таблиця 2.62. Параметри циклу при температурі випарування  $t_k = 55[^\circ\text{C}]$ 

	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dmi/kg]	[%]
< 1a >	2	7,2443	425,77	1,836	37,303	
< 1b >	7	7,2443	430,94	1,8546	38,485	
< 1 >	17	7,2443	440,87	1,8895	40,7179	
< 2 >	116,64	34,3126	511,13	1,9448	10,6895	
< 3a >	49,9	34,3126	284,72	1,2754	1,0897	
< 3 >	47,44	34,3126	279,55	1,2594	1,0657	
< 4 >	-3,06	7,2442	279,55	1,2949	14,0259	37,4

						Арк.
						89
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.63. Параметри циклу при температурі випарування  $t_k = 60[^\circ\text{C}]$ 

	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dmi/kg]	[%]
< 1a >	2	7,2443	425,77	1,836	37,303	
< 1b >	7	7,2443	430,94	1,8546	38,485	
< 1 >	17	7,2443	440,87	1,8895	40,7179	
< 2 >	124,35	38,3437	516,44	1,9479	9,6817	
< 3a >	54,91	38,3437	294,89	1,3053	1,1345	
< 3 >	52,64	38,3437	289,71	1,2895	1,1066	
< 4 >	-3,06	7,2442	289,71	1,3325	15,6165	41,9

Таблиця 2.64. Параметри циклу при температурі випарування  $t_k = 65[^\circ\text{C}]$ 

	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dmi/kg]	[%]
< 1a >	2	7,2443	425,77	1,836	37,303	
< 1b >	7	7,2443	430,94	1,8546	38,485	
< 1 >	17	7,2443	440,87	1,8895	40,7179	
< 2 >	132	42,7596	521,68	1,9508	8,7835	
< 3a >	59,93	42,7596	305,65	1,3363	1,1888	
< 3 >	57,89	42,7596	300,48	1,3207	1,1557	
< 4 >	-3,05	7,2442	300,48	1,3723	17,3005	46,7

Таблиця 2.65. Параметри циклу при температурі випарування  $t_k = 70[^\circ\text{C}]$ 

	t	p	h	s	v	x
	[ $^\circ\text{C}$ ]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dmi/kg]	[%]
< 1a >	2	7,2443	425,77	1,836	37,303	
< 1b >	7	7,2443	430,94	1,8546	38,485	
< 1 >	17	7,2443	440,87	1,8895	40,7179	
< 2 >	139,63	47,6168	526,87	1,9536	7,9783	
< 3a >	64,96	47,6168	317,13	1,3687	1,2556	
< 3 >	63,19	47,6168	311,96	1,3534	1,2158	
< 4 >	-3,05	7,2442	311,96	1,4149	19,097	51,8

Розрахунки виконуються за формулами (2.1-2.16)

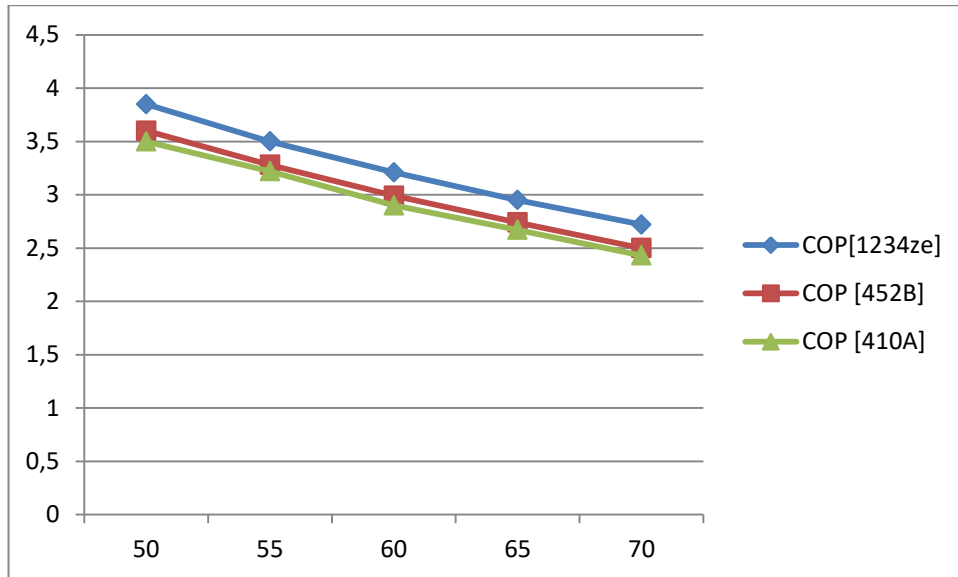
Розрахунки вносимо в таблицю 2.66.

Таблиця 2.66. Основні розрахункові параметри теплового насоса

Випаровування t [C]	50	55	60	65	70
Потужність компресора N [кВт]	6.45	7.45	8.61	10	11.71
Нагрівання конденсатора Qc [кВт]	22.94	24	25.24	26.73	28.57
COP [холод]	2.4	2.08	1.8	1.55	1.32
COP [тепло]	3.55	3.22	2.9	2.67	2.43

						Арк.
						90
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При переході з одного режиму на інший, а саме з S0/W35 на S0/W55. Потрібно підвищити температуру теплоносія в цьому нам допоможе підвищення температури конденсації. Всі розрахунки режиму S0/W55 а саме корисну дію COP [тепло] теплового насосу при різних температурах конденсації на носимо, на діаграму.2.3



Діаграму.2.3 COP [тепло] при зміні температури КД

## 2.10. Розрахунок баку ГВП і баку опалення.

### Варіант 1 Розрахунок ГВП баку і за суміжністю опалення.

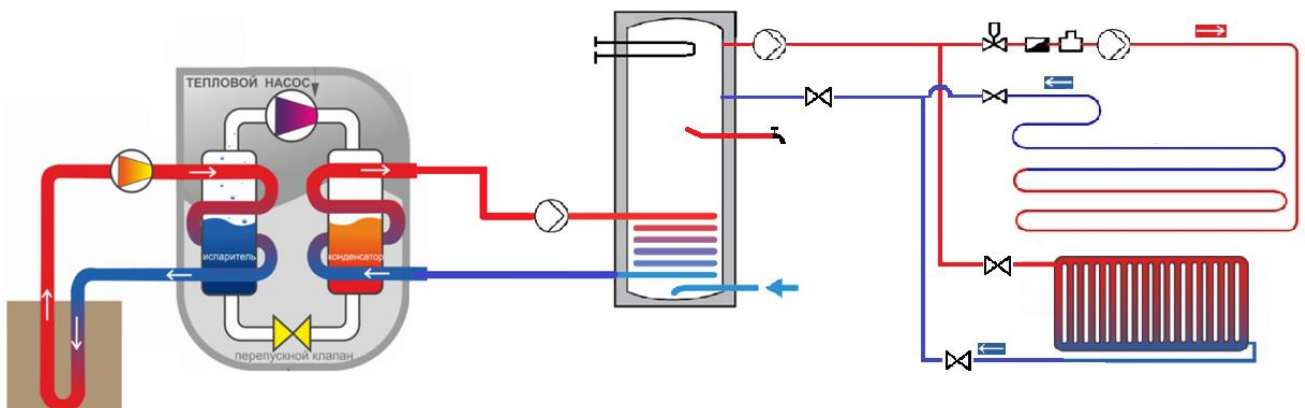


Рис. 2.11 Схема ГВП бак і за суміжністю опалення

### Розрахунок ГВП баку і за суміжністю опалення.

При розрахунку ГВП за планом будинку беремо 6 точок водорозбору. Період максимальної витрати енергії припадає з 20:30 до 21:30 годин - в цей час кожна точка споживає 4,445 кВт · год енергії для гарячого водопостачання.

						Арк.
						91
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Період максимальної витрати енергії припадає з 15:30 до 12:30 годин - в цей час кожна точка споживає  $4,445 \text{ кВт} \cdot \text{год}$  енергії для опалення. Ці дані будемо враховувати при проектуванні:  $Q_{\text{DPBNE}} = 4,445 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$ ;  $N_{\text{NE}} = 16$ ;

$$Q_{\text{DPB}} = 16 \cdot 4,445 = 71,1 \text{ кВт} \cdot \text{ч}. \quad (2.17)$$

Потреба в первинній енергії для обраного періоду становить  $71,1 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$ ;  
 $c_w = 0,001163 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{кг} \cdot \text{К}$ ;  $t_{\text{sol1}} = 60^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{cw}} = 10^\circ\text{C}$ .

На основі цього:

$$V_{\text{вп}} = \frac{26,67 \text{ кВт} \cdot \text{ч}}{0,001163 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{кг} \cdot \text{К} \cdot (60-10) \cdot \text{К}}. \quad (2.18)$$

Потреба в кількості питної води для ГВП для обраного періоду становить  $1220 \text{ л}$ .

З огляду на 15% втрати при підмішування, розраховуємо необхідний мінімальний обсяг накопичувальної ємності:

$$V_{\text{сп-мин}} = 1220 \text{ л} \cdot 1,15 = 1400 \text{ л}. \quad (2.19)$$

Так як в літку наша систему буде працювати на охолодження то потрібно 2 баки : як для системи ГВП , так і для опалювальної системи. А також отримавши такі дані, в подальшому розрахунок не має раціональної потреби.

### Варіант 2. Розрахунок баку ГВП і баку опалення.

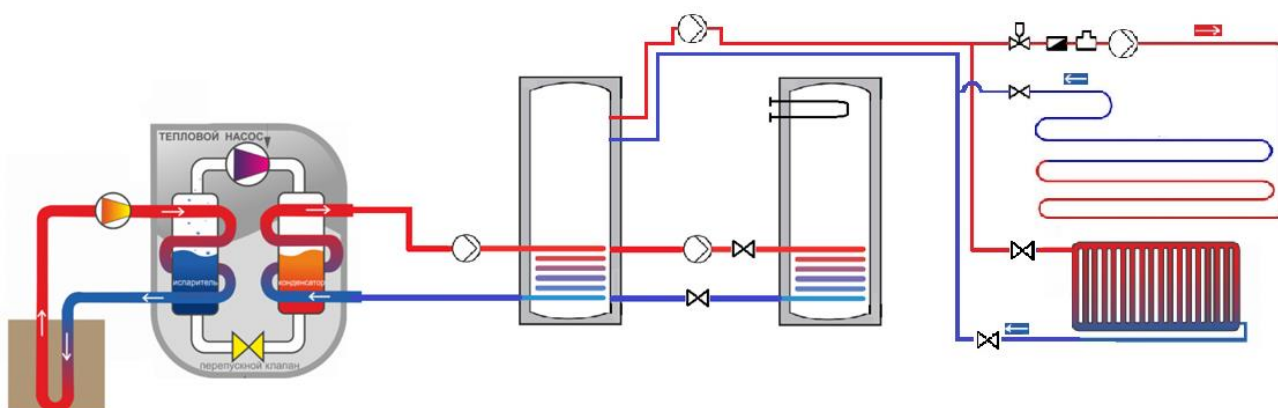


Рис. 2.12 Схема баку ГВП і баку опалення

Розрахунки виконуються за формулами (2.17-2.19)

#### Розрахунок опалювального баку.

При розрахунку опалювального баку 1 за планом будинку беремо 10 точок водо розбору . Період максимальної витрати енергії припадає з 15:30 до 12:30

						Арк.
						92
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

годин - в цей час кожна точка споживає 4,445 кВт · год енергії для опалення.

Ці дані будемо враховувати при проектуванні:  $Q_{DPBNE} = 4,445 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$ ;  $N_{NE} = 10$ ;

Потреба в первинній енергії для обраного періоду становить 44,45 кВт·ч;  
 $c_w = 0,001163 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{кг} \cdot \text{К}$ ;  $t_{\text{soil}} = 60^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{cw}} = 10^\circ\text{C}$ .

Потреба в кількості гарячої води для системи опалення для обраного періоду становить 764л.

З огляду на 15% втрати при підмішування, розраховуємо необхідний мінімальний обсяг накопичувальної ємності:

Приймаємо накопичувач з внутрішнім теплообмінником. В даному випадку використовуються 1 накопичувальні ємності, 880л. Згідно з технічним паспортом втрати через теплоізоляцію становлять 2,78 кВт / 24 год. Ця накопичувальна ємність припускають можливість отримання необхідних 35°C на виході за допомогою електронагрівальної вставки у верхній частині накопичувальної ємності.

Для розрахунку візьмемо період водорозбору між 13 і 15 годинами:

$T_{\text{aufh}} = 2 \text{ годин}$ .

Таким чином, необхідна теплова потужність споживання в зазначений період розраховується за формулою:

Цей показник становить 12,79 кВт.

Порівняємо його з середньодобовим споживанням  $Q_{DPT} = 21 \text{ кВт}\cdot\text{год} / 24 \text{ год}$ .

Тобто  $12,79 \text{ кВт} > 8,75 \text{ кВт}$ .

Температура на виході цього баку повинна бути 35°C ця температура потрібна для дотримання комфортної температури взимку. Тому необхідний догрів другим теплогенератором або теном. В цьому нагріві бере участь бак ГВП, який і компенсує недостатню енергію в 4,04кВт для нагріву води до 35°C і більше.

Розрахунок ГВП баку.

При розрахунку ГВП за планом будинку беремо 6 точок водорозбору. Період максимальної витрати енергії припадає з 20:30 до 21:30 годин - в цей

						Арк.
						93
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

час кожна точка споживає 4,445 кВт · год енергії для гарячого водопостачання.

Ці дані будемо враховувати при проектуванні:  $Q_{DPBNE} = 4,445 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$ ;  $N_{NE} = 6$ ;

Потреба в первинній енергії для обраного періоду становить 26,67 кВт·ч;  
 $c_w = 0,001163 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{кг} \cdot \text{К}$ ;  $t_{soll} = 60^\circ\text{C}$ ;  $t_{cw} = 10^\circ\text{C}$ .

Потреба в кількості питної води для ГВП для обраного періоду становить 459л.

З огляду на 15% втрати при підмішування, розраховуємо необхідний мінімальний обсяг накопичувальної ємності:

Приймаємо накопичувач з внутрішнім теплообмінником . В даному випадку використовуються 1 накопичувальні ємності, 780л. Згідно з технічним паспортом втрати через теплоізоляцію становлять 2,78 кВт / 24 год. Ця накопичувальна ємність припускають можливість отримання необхідних  $60^\circ\text{C}$  на виході за допомогою електронагрівальної вставки у верхній частині накопичувальної ємності.

Для розрахунку візьмемо період водорозбору між 9 і 19 годинами:  
 $T_{aufh} = 11,5 \text{ годин}$ .

Таким чином, необхідна теплова потужність споживання в зазначений період розраховується за формулою:

Цей показник становить 3,94 кВт.

Порівняємо його з середньодобовим споживанням  $Q_{DPT} = 11,445 \text{ кВт} \cdot \text{год} / 24 \text{ год}$ .

Тобто  $3,94 \text{ кВт} > 2,86 \text{ кВт}$ .

Температура на виході з накопичувальної ємності такого обсягу повинна бути не менше  $60^\circ\text{C}$  по гігієнічним вимогам. Тому необхідний догрів другим теплогенератором або тенем. Для цього в систему додаємо фор конденсатор, який і компенсує недостатню енергію в 1,08кВт для нагріву води до  $60^\circ\text{C}$  і більше. Для більш швидшого нагріву додатково вмонтований електричний тен.

						Арк.
						94
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### Варіант 3. Розрахунок баку ГВП і баку опалення.

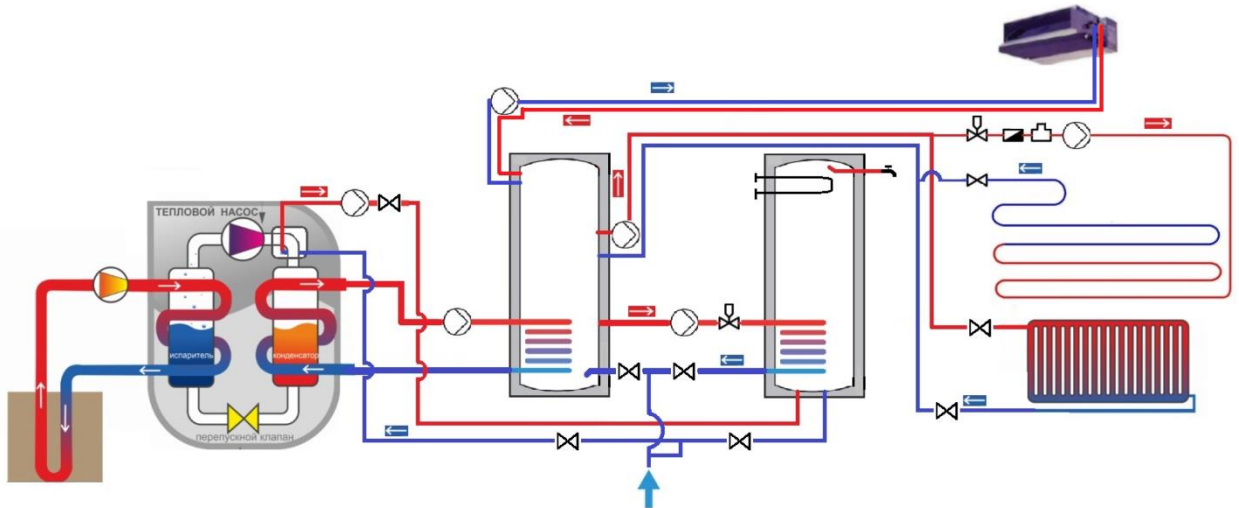


Рис. 2.12 Схема баку ГВП і баку опалення з системою кондиціонування

Розрахунки виконуються за формулами (2.17-2.19)

#### Розрахунок опалювального баку.

При розрахунку опалювального баку 1 за планом будинку беремо 10 точок водо розбору . Період максимальної витрати енергії припадає з 15:30 до 12:30 годин - в цей час кожна точка споживає 4,445 кВт · год енергії для опалення. Ці дані будемо враховувати при проектуванні:  $Q_{DPBNE} = 4,445 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$ ;  $N_{NE} = 10$ ;

Потреба в первинній енергії для обраного періоду становить 44,45 кВт·ч;  
 $c_w = 0,001163 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{кг} \cdot \text{К}$ ;  $t_{\text{sol}} = 60^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{cw}} = 10^\circ\text{C}$ .

Потреба в кількості гарячої води для системи опалення для обраного періоду становить 764л.

З огляду на 15% втрати при підмішування, розраховуємо необхідний мінімальний обсяг накопичувальної ємності:

Приймаємо накопичувач з внутрішнім теплообмінником . В даному випадку використовуються 1 накопичувальні ємності, 880л. Згідно з технічним паспортом втрати через теплоізоляцію становлять 2,78 кВт / 24 год. Ця накопичувальна ємкість припускають можливість отримання необхідних 35°C на виході за допомогою електронагрівальної вставки у верхній частині накопичувальної ємності.

Для розрахунку візьмемо період водорозбору між 13 і 15 годинами:

$T_{\text{aufh}} = 2 \text{ годин}$ .

						Арк.
						95
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким чином, необхідна теплова потужність споживання в зазначений період розраховується за формулою:

Цей показник становить 12,79 кВт.

Порівняємо його з середньодобовим споживанням  $Q_{DPT} = 21 \text{ кВт} \cdot \text{год} / 24 \text{ год}$ .

Тобто  $12,79 \text{ кВт} > 8,75 \text{ кВт}$ .

Температура на виході цього баку повинна бути  $35^\circ\text{C}$  ця температура потрібна для дотримання комфортної температури взимку. Тому необхідний догрів другим теплогенератором або теном. В цьому нагріві бере участь бак ГВП, який і компенсує недостатню енергію в 4,04кВт для нагріву води до  $35^\circ\text{C}$  і більше.

#### Розрахунок ГВП баку.

При розрахунку ГВП за планом будинку беремо 6 точок водорозбору. Період максимальної витрати енергії припадає з 20:30 до 21:30 годин - в цей час кожна точка споживає  $4,445 \text{ кВт} \cdot \text{год}$  енергії для гарячого водопостачання.

Ці дані будемо враховувати при проектуванні:  $Q_{DPBNE} = 4,445 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$ ;  $N_{NE} = 6$ ;

Потреба в первинній енергії для обраного періоду становить  $26,67 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$ ;  
 $c_w = 0,001163 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{кг} \cdot \text{K}$ ;  $t_{\text{sol}} = 60^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{cw}} = 10^\circ\text{C}$ .

Потреба в кількості питної води для ГВП для обраного періоду становить 459л.

З огляду на 15% втрати при підмішування, розраховуємо необхідний мінімальний обсяг накопичувальної ємності:

Приймаємо накопичувач з внутрішнім теплообмінником . В даному випадку використовуються 1 накопичувальні ємності, 780л. Згідно з технічним паспортом втрати через теплоізоляцію становлять  $2,78 \text{ кВт} / 24 \text{ год}$ . Ця накопичувальна ємність припускають можливість отримання необхідних  $60^\circ\text{C}$  на виході за допомогою електронагрівальної вставки у верхній частині накопичувальної ємності.

Для розрахунку візьмемо період водорозбору між 9 і 19 годинами:

$T_{\text{aufh}} = 11,5 \text{ годин}$ .

									Арк.
									96
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Таким чином, необхідна теплова потужність споживання в зазначений період розраховується за формулою:

Цей показник становить 3,94 кВт.

Порівняємо його з середньодобовим споживанням  $QDPT = 11,445 \text{ кВт} \cdot \text{год} / 24 \text{ год}$ .

Тобто  $3,94 \text{ кВт} > 2,86 \text{ кВт}$ .

Температура на виході з накопичувальної ємності такого обсягу повинна бути не менше  $60^\circ\text{C}$  по гігієнічним вимогам. Тому необхідний догрів другим теплогенератором або теном. Для цього в систему додаємо фор конденсатор, який і компенсує недостатню енергію в 1,08кВт для нагріву води до  $60^\circ\text{C}$  і більше. Для більш швидшого нагріву додатково вмонтований електричний тен.

Таблиця 2.67. Витрати ГВП і їх співвідношення (згідно EN 15450)

Тип потребления	Энергия, кВтч	Объем, л	Требуемое значение нагрева на температуру, К	Продолжительность потока для заданного объема, мин			
				3,5 л/мин	5,5 л/мин	на 7,5 л/мин	9 л/мин
Мытье пола	0,105	3	30	0,9	0,5	0,4	0,3
Мытье посуды (малое количество)	0,315	6	45	1,7	1,1	0,8	0,7
Мытье посуды (среднее)	0,420	8	45	2,3	1,5	1,1	0,9
Мытье посуды (много)	0,735	14	45	4,0	2,5	1,9	1,6
Душ	1,400	40	30	11,4	7,3	5,3	4,4
Ванна	3,605	103	30	29,4	18,7	13,7	11,4

Таблиця 2.68. Середня витрата на 1 сім'ю (без ванни, 100 літрів при  $60^\circ\text{C}$ )

№	Время суток чч:мм	Потребление энергии, кВтч
1	07:00	0,105
2	07:15	1400
3	07:30	0,106
4	06:01	0,106
5	06:15	0,106
6	06:30	0,106
7	06:45	0,106
8	09:00	0,106
9	09:30	0,106
10	10:30	0,106
11	11:30	0,106
12	11:45	0,106
13	12:45	0,315
14	14:30	0,106
15	15:30	0,106
16	16:30	0,106
17	18:00	0,106
16	18:15	0,106
19	18:30	0,106
20	19:00	0,106
21	20:30	0,736
22	21:15	0,106
23	21:30	1400
Всего		5845

## **РОЗДІЛ 3. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА**

### **3.1 Опис та мета проекту**

Оцінка економічної ефективності й вибір оптимального варіанту будівництва, модернізації й експлуатації передбачає комплексний аналіз факторів зовнішнього середовища і маркетингових досліджень. В даному проекті розглядається тепловий насос встановленої у місті Одеса, неподалік морського побережжя. Для забезпечення енергетичних потреб котеджа, який забезпечує комфортні умови в теплий і прохолодний період року. В теплий період року потребності становлять 21 кВт холоду, а в холодний період 15,5кВт на охолодження і на обігрів. І тримає температуру в літку +22°C, а в зиму температура 18-22<sup>0</sup>С.

### **3.2 Зв'язок з нормативно правовою базою України . Світові стандарти які були використані в роботі.**

СанПіН - Санітарні Правила і Норми

СанПіН-и - загальна назва збірки російських санітарних стандартів.

Вже по одному найменуванню зрозуміло, що це санітарна нормативна документація, яка визначає санітарно-гігієнічні норми для всіх сфер людського буття і життєдіяльності.

СанПіН-и (нарівні з ГОСТ, ОСТ, СНиП і т.д.) мають статус медичної технічної законодавчої документації, обов'язкової до виконання. Невиконання вимог СанПіН десятків переслідується по закону.

Визначення оптимальної температури для житлового приміщення

СанПіН 2.1.2.1002-00 «Санітарно-епідеміологічні вимоги до житлових будівель та приміщень»

Визначення оптимальної температури для дошкільних організацій СанПіН 2.4.1.2660-10 «Санітарно-епідеміологічні вимоги до влаштування,

утримання та організації режиму роботи в дошкільних організаціях»  
Оптимальна температура для робочих приміщень

Оптимальна температура на робочому місці встановлюється в адміністративному порядку, згідно з СанПіН 2.2.4.548-96 «Гігієнічні вимоги до

									Арк.
									98
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

мікроклімату виробничих приміщень»

Характеристика окремих категорій робіт

Згідно СанПіН 2.2.4.548-96 всі види робіт поділяються на п'ять категорій (в залежності від інтенсивності праці). При цьому, за який визначає еквівалент приймається кількість енерговитрат організму працівника в ккал / ч(Вт)

Оптимальна температура на робочому місці

Залежно від інтенсивності праці, СанПіН 2.2.4.548-96 встановлює наступну оптимальну температуру в робочому приміщенні:

(Видержка из СанПиН 2.2.4.548-96)

Таблиця 3.1 Оптимальні величини показників мікроклімату на робочих місцях виробничих приміщень

Період року	Категорія робіт за рівнем енерговитрат, Вт	Температура повітря, °С	Відносна вологість повітря, %
Холодний	Ia (до 139)	22 - 24	60 - 40
	Iб (140 - 174)	21 - 23	
	IIa (175 - 232)	19 - 21	
	IIб (233 - 290)	17 - 19	
	III (более 290)	16 - 18	
Теплий	Ia (до 139)	23 - 25	
	Iб (140 - 174)	22 - 24	
	IIa (175 - 232)	20 - 22	
	IIб (233 - 290)	19 - 21	
	III (более 290)	18 - 20	

Обмеження температури і часу перебування на робочому місці

Крім оптимальної температури в робочому приміщенні, СанПіН 2.2.4.548-96 встановлює граничні відхилення для температури повітря на робочому місці, а

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		99

також накладає обмеження на час роботи, якщо вона (температура) вище або нижче гранично допустимої. Примітно, що градація температури вище допустимої (26 ° C) йде через 0,5 ° C.

Оптимальна температура для житлових приміщень

Оптимальна температура для житлових приміщень встановлюється, згідно з СанПіН 2.1.2.1002-00 «Санітарно-епідеміологічні вимоги до житлових будівель та приміщень». Установка оптимальної температури в житлових будинках і приміщеннях видається більш простою процедурою, оскільки в житловому приміщенні енергетична активність людини стабільна і мінімальна.

СанПіН - Санітарні Правила і Норми

(Не плутати зі СНиП - Будівельні Норми і Правила).

СанПіН-и - загальна назва збірки російських санітарних стандартів.

Вже по одному найменуванню зрозуміло, що це санітарна нормативна документація, яка визначає санітарно-гігієнічні норми для всіх сфер людського буття і життєдіяльності.

СанПіН-и (нарівні з ГОСТ, ОСТ, СНиП і т.д.) мають статус медичної технічної законодавчої документації, обов'язкової до виконання. Невиконання вимог СанПіН десятків переслідується по закону.

У випадку з визначенням оптимальної температури повітря, найбільш цікаві Санітарні Правила, які встановлюють оптимальні і граничні температурні інтервали для робітників, житлових і дитячих приміщень.

Визначення оптимальної температури для робочого приміщення

СанПіН 2.2.4.548-96 «Гігієнічні вимоги до мікроклімату виробничих приміщень». Аналогічний документ можна знайти і на Україні, називається він - ДСН 3.3.6.042-99 «санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень»

Визначення оптимальної температури для житлового приміщення

СанПіН 2.1.2.1002-00 «Санітарно-епідеміологічні вимоги до житлових будівель та приміщень»

Визначення оптимальної температури для дошкільних організацій СанПіН 2.4.1.2660-10 «Санітарно-епідеміологічні вимоги до влаштування,

						Арк.
						100
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

утримання та організації режиму роботи в дошкільних організаціях»  
 Оптимальна температура для робочих приміщень

Оптимальна температура на робочому місці встановлюється в адміністративному порядку, згідно з СанПіН 2.2.4.548-96 «Гігієнічні вимоги до мікроклімату виробничих приміщень»

Характеристика окремих категорій робіт

Згідно СанПіН 2.2.4.548-96 всі види робіт поділяються на п'ять категорій (в залежності від інтенсивності праці). При цьому, за який визначає еквівалент приймається кількість енерговитрат організму працівника в ккал / ч(Вт)

(Выдержка из СанПіН 2.2.4.548-96)

Таблиця 3.2 Оптимальні величини показників мікроклімату на робочих місцях виробничих приміщень

Період року	Категорія робіт за рівнем енерговитрат, Вт	Температура повітря, °С	Відносна вологість повітря, %
Холодний	Ia (до 139)	22 - 24	60 - 40
	Iб (140 - 174)	21 - 23	
	IIa (175 - 232)	19 - 21	
	IIб (233 - 290)	17 - 19	
	III (более 290)	16 - 18	
Теплий	Ia (до 139)	23 - 25	
	Iб (140 - 174)	22 - 24	
	IIa (175 - 232)	20 - 22	
	IIб (233 - 290)	19 - 21	
	III (более 290)	18 - 20	

Обмеження температури і часу перебування на робочому місці

Крім оптимальної температури в робочому приміщенні, СанПіН 2.2.4.548-96 встановлює граничні відхилення для температури повітря на робочому місці, а

						Арк.
						101
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

також накладає обмеження на час роботи, якщо вона (температура) вище або нижче гранично допустимої. Примітно, що градація температури вище допустимої (26 ° С) йде через 0,5 ° С.

#### Оптимальна температура для житлових приміщень

Оптимальна температура для житлових приміщень встановлюється, згідно з СанПіН 2.1.2.1002-00 «Санітарно-епідеміологічні вимоги до житлових будівель та приміщень». 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.

(Витяг з додатка 1. СанПіН 2.1.2.1002-00)

Таблиця 3.3. Оптимальні і допустимі норми температури і відносної вологості в житлових приміщеннях

Найменування приміщень	Температура повітря, °С		Відносна вологість, %	
	Оптимальна	Допустима	Оптимальна	Допустима
Житлова кімната	20-22	18-24	45-30	60
Міжквартирний коридор	18-20	16-22		
Кухня	19-21	18-26	не нормується	
Туалет	19-21	18-26		

Величина температури повітря для житлових приміщень повинна забезпечувати збереження теплового балансу людини в стані спокою і підтримання оптимального або допустимого теплового стану організму.

### 3.3. Розрахунок капітальних вкладень

Капітальні вкладення в тепловий насос обладнання К, у загальному вигляді це сума

$$K = K_{\text{км}} + K_{\text{то}} + K_{\text{нас}} + K_{\text{труб}} + K_{\text{квп}} + K_{\text{інш}} \quad (3.1)$$

Де  $K_{\text{км}}$ ,  $K_{\text{то}}$ ,  $K_{\text{нас}}$ ,  $K_{\text{труб}}$ ,  $K_{\text{квп}}$ ,  $K_{\text{інш}}$  – капітальні вкладення відповідно в холодильні компресори, теплообмінники (конденсатори, випаровувачі, пром. посудини, тощо), насоси, трубопроводи (з врахуванням ізоляції), контрольно – вимірювальні прилади, інше обладнання.

Крім вартості обладнання в капітальні вкладення включають транспортні витрати (5-10% від вартості обладнання) та витрати на монтажні й пуско – налагоджувальні роботи (10-20% від вартості обладнання).

Таблиця 3.4 Капітальні вкладення по проекту в схему з рідинним насосом та робочим агентом R 452в ( $T_{\text{к}}=40^{\circ}\text{C}$ ).

Найменування обладнання	Кількість одиниць, шт	Ціна, грн	Загальна сума, грн.
1.Компресор Bitzer 4 TDC-12Y	1	94000	94000
2. Конденсатор Danfoss D55-N-34	1	9500	9500
3. Випаровувач Danfoss H118-E-24	1	12300	12300
4. Насос 2XГ-5-4, 5-2 (ЦНГ-68)	15	2100	31500
5. Трубопровід 500 м	1	15	7500
6. КВП			
7.Бак	2	21000	42000
8. Інше обладнання	1		80000
Усього вартість обладнання			234800
Транспортні витрати			23500
Витрати на монтаж і пусконалагоджувальні роботи			46969
Усього капітальних вкладень в тепловий насос			342269

						Арк.
						103
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.5 Капітальні вкладення по проекту з газовим опаленням та спліт кондиціонуванням повітря

Найменування обладнання	Кількість одиниць, шт	Ціна, грн	Загальна сума, грн.
1 Котел газовий Nova Florida DELFAS RTFS 40	1	12600	12600
2. Кондиціонер GALACTIC GBZ60H-S/GCF60H-S	1	30000	30000
3. Насос 2ХГ-5-4, 5-2 (ЦНГ-68)	10	2100	21000
4. Трубопровід 500 м	1	15	7500
7. Водонагрівач	1	4500	4500
8. Інше обладнання	1		5000
Усього вартість обладнання			80000
Транспортні витрати			4200
Витрати на монтаж і пусконаладжувальні роботи			8000
Усього капітальних вкладень в тепловий насос			92000

						Арк.
						104
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.6 Капітальні вкладення по проекту з електричним котлом опаленням та спліт кондиціонуванням повітря

Найменування обладнання	Кількість одиниць, шт	Ціна, грн	Загальна сума, грн.
1 Котел газовий Nova Florida DELFAS RTFS 40	1	8600	8600
2. Кондиціонер GALACTIC GBZ60H-S/GCF60H-S	1	30000	30000
3. Насос 2ХГ-5-4, 5-2 (ЦНГ-68)	10	2100	21000
4. Трубопровід 500 м	1	15	7500
7. Водонагрівач	1	4500	4500
8. Інше обладнання	1		5000
Усього вартість обладнання			76600
Транспортні витрати			3800
Витрати на монтаж і пусконаладжувальні роботи			7660
Усього капітальних вкладень в тепловий насос			88060

Для виробництва 15,5 кВт тепла газовий котел повинен спалювати 2 м<sup>3</sup> газу. Ціна за 1 м<sup>3</sup> в Україні становить 7,99 грн. Опалювальний сезон триває 148 днів в м. Одеса. В добу газовий котел вмикається 8 разів на добу щоб зберігати комфортні умови. Витрати на експлуатацію холодильної системи С складаються з наступних витрат:

$$C = C_e + C_d \quad (3.2)$$

Де.  $C_e$  – енергетичні витрати.  $C_d$  – термін опалювального сезону .

Влітку для підтримання комфортних умов проживання холодопродуктивності спліт системи повинна бути 21 кВт. Ціна 1кВт в Україні становить 1,69 грн. Для підтримання комфортних умов спліт система

						Арк.
						105
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вмикається 6 разів на добу. Кондиціонер підтримує комфортні умови 217днів.

Витрати на електроенергію  $C_e$  для компресорної холодильної установки з електроприводом можна визначити за формулою:

$$C_e = N_y \cdot \eta_z \cdot \eta_m \cdot \eta_d \cdot h \cdot \text{Цел} \quad (3.4)$$

Де  $N_y$  – встановлена потужність електродвигунів холодильної системи (компресорів, насосів).

$\eta_z$ ,  $\eta_m$ ,  $\eta_d$  – коефіцієнти завантаження електричного двигуна по потужності, врахування втрати електричної енергії в електричних мережах підприємства та витрати енергії на привід допоміжних механізмів холодильної системи ( $\eta_z = 0.85$ ,  $\eta_m = 1.05$ ,  $\eta_d = 1.1$ )

$h$  - фонд часу роботи холодильної системи на підприємстві, годин на рік ( $h = 6500$  год рік/). Арк.

$\text{Цел} = 1.3872$  грн/кВт · год – вартість електроенергії, що споживається на підприємстві, грн./кВт.

З достатньою точністю розрахунок можна виконати за спрощеною формулою:

$$C_e = N_y \cdot h \cdot \text{Цел}$$

Розрахунки вносимо в таблицю Таблиця 3.4

Таблиця 3.7 Сума в рік

	Робота, дні	Кількість часу на добу, годин	Потужність, кВт	Енергетичне споживання в рік, кВт	Ціна на рік, грн
Система кондиціонування повітря (тепла пора року)	217	6	9	11700	19000
Електричний котел (холодна пора року)	148	6	7,7	6800	11600

						Арк.
						106
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

	Робота, дні	Кількість часу на добу, годин	Споживання газу, м <sup>3</sup>	Споживання газу на рік, м <sup>3</sup>	Ціна на рік, грн
Газовий котел (холодна пора року)	148	8	2	2368	15600

Термін термін окупності визначаємо за формулою

$$\Delta C = (C_{\text{т.н.}} - C_{\text{газ/елек.}}) / C_{\text{н}}$$

$C_{\text{н}}$  - Витрати на експлуатацію опалення системи (на різних котлах), грн.

$C_{\text{газ/елек.}}$  - Витрати на покупку та установку газового/електро котлів, грн.

$C_{\text{т.н.}}$  - Витрати на покупку та установку теплового насосу, грн.

Всі розрахунки вносимо в таблицю 3.5

таблицю 3.8 Термін окупності теплового насосу

	Електричний котел (холодна пора року) із системою кондиціонування повітря (тепла пора року) Термін окупності, рік	Газовий котел (холодна пора року) із системою кондиціонування повітря (тепла пора року) Термін окупності, рік
Тепловий насос (працює в теплу і холодну пору року)	7,2	8.3

## РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ

### 4.1 Токсичність застосованих речовин

*Властивості R-452B.*

L41y (R-452B) - це неотроїна зеотропна суміш, призначена слугувати альтернативою R-410A з низьким вмістом ГВП в умовах комфортного повітряного охолодження та реверсивного опалення. Ключовою особливістю Solstice L41y є його 67% нижчий ГВП з аналогічною ефективністю та відповідною потужністю до R-410A, що сприяє подальшому мінімізації витрат на перепроектування та капітальних витрат. Сумісність дизайну Solstice L41y дозволяє OEM-виробникам швидше переходити обладнання R-410A на нижчу альтернативу GWP. Температура скиду для сонцестояння L41y набагато нижча, ніж R-32, і дуже близька до R-410A, що вказує на те, що пом'якшення температури розряду може не знадобитися. Solstice L41y має менший масовий витрата, ніж R-410A, що призводить до зниження падіння тиску і виключає потенційне збільшення проектних витрат теплообмінника.

#### *Програми*

Solstice L41y - це найбільш оптимізована заміна R-410A, яка забезпечує найкращі енергетичні показники та найнижчі характеристики горючості A2L. Незважаючи на те, що і R-32, і Solstice L41y класифікуються як A2L "легкозаймисті", властивості нижчого горючості Solstice L41y набувають важливого значення, особливо в процесі вибору продукції для обладнання більшого розміру заряду, такого як пристрої на даху, системи VRF тощо.

Таблиця 4.1. Групи безпеки холодоагенту

Групи безпеки холодоагенту після ISO817: 2009 та EN378-1: 2008		
	Менша токсичність	Більш висока токсичність
Без поширення полум'я	A1, наприклад: CFC-11, R452b, HFC-134a, R410a	B1, наприклад: HCFC-123
Менша горючість	A2, наприклад: u-HFC-1234yf, HFC-152	B2, наприклад: Метилформат, R717 (аміак)
Більш висока горючість	A3, наприклад: вуглеводні, R430a, R510a	B3

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		108

Завдяки більш високій критичності температура (77,1 ° C) та більш широка робоча оболонка при низьких температурах випаровування, Solstice L41y перевершує інші альтернативи, такі як R-32 в режимі нагріву та у високих умовах навколишнього середовища в різних областях застосування, таких як холодильники прямого розширення (DX), високий тиск тепла насоси (повітряне джерело та наземне джерело), розділені кондиціонери та комерційні пакетовані системи (наприклад, пристрої на даху, VRF).

*Заходи безпеки при роботі з вуглекислим газом (вуглекислою):*

Для роботи з холодоагентом R452b рекомендуються тільки поліефірні холодильні масла, які характеризуються підвищеною гігроскопічністю. R452b широко використовують у всьому світі в якості основної заміни R410a для холодильного обладнання, що працює в середнетемпературном діапазоні. Його застосовують в автомобільних кондиціонерах, побутових холодильниках, торговому холодильному середнетемпературном обладнанні, промислових установках, системах кондиціонування повітря в будівлях і промислових приміщеннях, а також на холодильному транспорті. Холодоагент можна використовувати і для ретрофіта обладнання, що працює при більш низьких температурах. Однак в цьому випадку, якщо не замінити компресор, то холодильна система буде мати знижену холодопродуктивність. R452b сумісний з низкою ущільнюючих матеріалів, в частості з прокладками, зробленими з таких матеріалів, як «Буна-Н», «хайпалон 48», «Неопрен», «Нордел», а також зі шлангами, футурованими нейлоном. Разом з тим в водоохолоджувальних установках з гвинтовими і відцентровими компресорами застосування R452b має певні перспективи.

У холодильних установках, що працюють при температурах кипіння нижче -15 оС, енергетичні показники R452b гірше, ніж у R12 (на 6% менше питома об'ємна холодопродуктивність при -18 оС), і холодильний коефіцієнт. У таких установках доцільно застосовувати холодоагенти з більш низькою нормальною температурою кипіння або компресор зі збільшеним годинним обсягом, описуваних поршнями.

						Арк.
						109
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У середнетемпературних холодильних установках і системах кондиціонування повітря холодильний коефіцієнт R452b рівний коефіцієнту для R410a або вище його. У високотемпературних холодильних установках питома об'ємна холодопродуктивність при роботі на R452b також трохи вище (на 6% при  $t_0 = 10$  оС), ніж у R410a.

*Техніка безпеки при експлуатації систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря*

Системи опалення. У приміщеннях з вибухонебезпечними виробництвами застосовують системи повітряного опалення, суміщені з припливною вентиляцією без рециркуляції повітря. Не дозволяється застосовувати пічне опалення та опалення з інфрачервоними або високотемпературними випромінювачами. У даних приміщеннях і приміщеннях з пожежонебезпечними виробництвами допускаються системи водяного та парового опалення.

Не допускається парове і водяне опалення, якщо в цехах застосовують речовини, зіткнення яких з нагрітими поверхнями систем опалення, з водою або водяною парою може привести до їх самозаймання або розкладанню з вибухом. У таких цехах слід передбачати тільки повітряне опалення.

Місцеві нагрівальні прилади і калорифери, що живляться теплоносіями з температурою вище  $105$  ° С, повинні розміщуватися на відстані не менше 100 м від горючих конструкцій.

У будівлях, спорудах і приміщеннях з вибухонебезпечними виробництвами місцеві нагрівальні прилади опалення з температурою теплоносія більше  $130$  ° С захищаються екранами з негорючих матеріалів. Відстань між екранами і нагрівальними приладами має бути не менше 100 мм. Незнімні екрани повинні мати відкриваються дверки або отвори для очищення приладів.

При експлуатації калориферів необхідно стежити, щоб контрольно-вимірювальні прилади були постійно справними; опір проходу повітря не перевищувало паспортної величини; ребра калориферів не забруднює горючими і іншими відкладеннями. Очищення калориферів від забруднень

						Арк.
						110
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

повинна проводитися пневматичним або гідропневматичним способом. Не допускається зберігати або тимчасово розміщувати горіти, на горючих поверхнях калориферів і трубопроводах з теплоносієм.

Поверхні нагрівальних приладів і трубопроводів опалення слід систематично очищати від пилу та інших відкладень. Забороняється складати спецодяг, промасленого ганчір'я та інші горючі матеріали на нагрівальні прилади і трубопроводи опалення.

#### *Системи вентиляції і кондиціонування.*

Техпрацівник, який здійснює контроль за вентиляційними установками, повинен проводити планові профілактичні огляди вентиляторів, повітроводів, захисних та інших пристроїв і вживати заходів до усунення несправностей або порушень режиму, що створюють можливість виникнення або поширення пожежі.

У приміщеннях з вибухонебезпечними виробництвами не допускається робота технологічного обладнання при несправності пиловідсмоктуючих, пилоуловлюючих систем, гідрофільтрів, сухих фільтрів і інших пристроїв систем вентиляції.

Концентрація вогнебезпечних або токсичної пари, газів або пилу в приміщеннях, а також в пристроях, що вимагають безперервного або періодичного перебування людей, не повинна перевищувати гранично допустимих значень за санітарними нормами. У неробочий час, а також у приміщеннях, в яких не перебувають люди, коли концентрація шкідливих речовин по санітарним нормам не регламентується, зміст вогнебезпечних шкідливих в усі періоди експлуатації повинно бути менше 20% нижньої концентраційної межі займання газів, парів або пилу.

Тунелі і прямки глибиною понад 0,5 м у вибухонебезпечних виробництвах, в яких можуть накопичуватися горючі гази або пари щільністю більше 0,8 по повітрю, слід вентилювати припливної системою вентиляції з механічним спонуканням. Тунелі і прямки, що вимагають регулярного обслуговування, повинні, крім того, мати витяжну вентиляцію.

						Арк.
						111
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вентиляційне обладнання, клапани, фільтри та інше допоміжне обладнання систем вентиляції та кондиціонування повітря, в які в процесі експлуатації можливе попадання вибухонебезпечних сумішей газів, парів або пилу з повітрям, повинно мати вибухо- або іскронеутворюючого виконання.

Про підшипники були регулярно змащені (не рідше одного разу на місяць при заливці підшипника рідким мінеральним маслом і не рідше одного разу на 3-4 місяці в разі застосування консистентних мастил), а їх корпусу не нагрівалися вище 40 ° С; в іншому випадку підшипники очищають і заповнюють свіжою мастилом;

про робочі колеса і внутрішні поверхні кожухів очищалися від конденсату, пилових та інших відкладень. Для очищення можна застосовувати тільки іскронеутворюючого інструменти;

Про заземлення вентиляторів були в справному стані і періодично (не рідше одного разу в 6 місяців) проводилася їх ревізія.

#### *Категорії виробництва по вибухопожежній безпеці*

Класифікація виробництва по ступеню вибуховою, вибухопожежної і пожежної безпеки згідно ОНТП 24-86.

Згідно нормам технологічного проектування по вибухопожежній і пожежній безпеці приміщення і будівлі підрозділяють на категорії А, Б, В, Г і Д.

Визначають категорії шляхом послідовної перевірки відповідності приміщення вимогам, що пред'являються до кожної групи:

Машинні і апаратні відділення холодильної установки відносяться до категорії Д.

Техніка безпеки на холодильниках передбачає наступні вимоги: приміщення холодильників повинні бути забезпечені засобами пожежогасінні, всі ізольовані трубопроводи в місцях проходження через стіни і перекриття повинні мати вставки з ізоляційного матеріалу, що не згорає, в машинному відділенні повинні бути спеціальні місця для зберігання в закритому вигляді обтиральних матеріалів (забороняється зберігання бензину, гасу і інших легкозаймистих речовин), будівельні, монтажні і ремонтні роботи із застосуванням відкритого

						Арк.
						112
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

полум'я і електрозварювання в холодильних камерах і машинних відділеннях повинні здійснюватися за наявності письмового допуску і при дотриманні протипожежних заходів.

#### *Об'ємно-планувальні рішення*

Об'ємно-планувальні рішення по розміщенню проекрованої установки: всі частини холодильної установки, що містять двоокис вуглецю розташовують в машинному відділенні, заввишки не меншого 2,5м. Машинне відділення розташовується у підвальному приміщенні будинку. Двері машинного відділення виходять назовні будівлі.

Мінімальні розміри проходів для хладонових компресорів з об'ємною подачею менш  $0.0017\text{м}^3/\text{с}$  складають: головний прохід від електрощитка до виступаючих частин машин – 1.2м, між виступаючими частинами машини - 1м.

#### *Методи визначення місць витоків холодильного агента*

Нещільність в хладонових холодильних установках виконують за допомогою розчину мильної емульсії, полімерних індикаторів, галоїдних ламп і течношукачів. Перспективним засобом є додавання до хладонів фарбувальних індикаторів, створюючих в місцях нещільності стійкі колірні плями.

При контролі за допомогою розчину мильної емульсії нещільності виявляють по бульбашках, що виникають в місцях витoku. Чутливість розчину мильної емульсії невисока, контроль герметичності систем хладагента трудомісткий, з розчином складно працювати при відємній температурі навколишнього повітря. Полімерні індикатори - водні розчини природних і синтетичних полімерів з додатками поверхнево-активних речовин, регуляторів водневого показника середовища, антифризів і фарбників. Індикатори мають високу чутливість і використовуються в інтервалах температур навколишнього повітря  $+5 \div +30^\circ\text{C}$  («склад-1»). У місцях витоків полімерний склад, нанесений на контрольовану поверхню фарборозпилювачем, утворює скупчення міхурів або «кокони» піни, які стійко зберігаються не менш ніж 24 години.

						Арк.
						113
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Принцип дії галоїдної лампи заснований на властивості з'єднань, що містять галоїди (фтор і хлор), змінювати колір полум'я пальника у присутності нагрітої до 600 - 700°C міді. Галоїдні течешукачі (типу ВАГТІ-3, ГТІ-6, БГТІ-5) володіють вищою чутливістю, ніж галоїдні лампи. Принцип дії течешукачів заснований на властивості розжареної платини збільшувати іонну емісію з своєї поверхні у присутності газів, що містять галоїди.

При визначенні місць витoku фреону галоїдними лампами і течешукачами приміщення машинного відділення задалегідь вентиліюють, під час перевірки в приміщенні не повинно бути сильних приток повітря.

#### **4.2 Правила безпеки при обслуговуванні установки**

Основні правила безпеки при обслуговуванні холодильної установки – заправка холодильним агентом, видалення повітря.

Огляд та попереджувальний ремонт системи заземлення повинно оглядатися відповідно до вимог «Правил технічної експлуатації і безпечного обслуговування електроустановок промислових підприємств».

Закривати нагнітальний вентиль компресора дозволяється тільки після усунення можливості його автоматичного пуску. Вимірювання лінійного мертвого простору компресора проводиться тільки при ручному повертанні валу.

Забороняється експлуатувати запорну арматуру з пошкодженими маховичками, що ускладнюють відкриття і закриття судин, апаратів і балонів.

Щоб уникнути заклинювання вентилів, що не мають зворотного ущільнення сальника при виведеному маховичку, забороняється тримати їх у відкритому повністю положенні. Якщо за умовами експлуатації запорний вентиль необхідно відкривати на максимальний прохід, то його спочатку слід відкрити повністю, а потім повернути назад, приблизно на 1/8 обороту маховичка.

						Арк.
						114
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Манометри і мановакууметри повинні перевірятися і пломбуватися в установленому порядку не рідше за один раз на рік, а також після кожного ремонту. Крім того, не рідше за один раз на 6 місяців підприємством повинна проводитися додаткова перевірка робочих манометрів контрольним із записом результатів в журнал контрольних перевірок.

За відсутності контрольного манометра допускається додаткову перевірку проводити перевіреним робочим манометром.

Користування несправними автоматичними приладами забороняється. Перевірка приладів автоматичного захисту повинна проводитися не рідше за раз на рік з складанням акту. Знімати огорожі з працюючого устаткування забороняється.

Забороняється одночасно закривати вхідний і вихідний вентиля на апаратах, заповнених вуглекислотою більш ніж на 80% об'єму.

Витік холодоагенту слід усувати негайно при виявленні. У разі значного витоку слід негайно зупинити компресор, включити вентиляцію або відкрити вікна і двері, і усунути витік.

Підтягання болтів у фланцевих з'єднаннях, а також повну або часткову заміну сальникового набивання запорної арматури дозволяється проводити тільки після пониження тиску холодоагенту в пошкодженій ділянці до атмосферного і відключення цієї ділянки від решти системи.

При огляді внутрішніх частин компресорів і апаратів вирішується для цілей освітлення користуватися тільки переносними лампами напругою не вище 36 в або електричними кишеньковими і акумуляторними ліхтарями.

При додаванні холодоагенту в установку слід керуватися вказівками, що відносяться до заповнення установки

У разі заповнення балонів з установки дозволяється використовувати лише балони з не простроченим терміном перевірки. Норма заповнення на 1 л місткості не повинна перевищувати 1,1 кг холодоагенту.

						Арк.
						115
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ВИСНОВКИ

Розроблено та проаналізовано тепловий парокомпресійний насос для опалення, водопостачання та кондиціювання повітря в приватному будинку площею 250 м<sup>2</sup> в м. Одеса.

Розроблена система передбачає 2 баки для системи опалення, кондиціювання та гарячого водопостачання в продовж всього року. Нагрівається бак для гарячого водопостачання до температури 60<sup>0</sup>С і більше. Це потрібно для дотримання санітарних норм.

Розроблена схема для системи опалення, кондиціювання та гарячого водопостачання передбачає вирішення цілого ряду проблем:

1. Встановлення форконденсатора компенсує в систему тепло для підтримання температури 60<sup>0</sup>С в баку для ГВП. Також це схемне рішення дає змогу заощаджувати кошти 8-10% на нагріву води.
2. Завдяки установці 2 баків, з баку опалення в бак ГВП встановлений теплообмінник, який компенсує недостачу енергії в 4 кВт для системи опалення.
3. Завдяки установці окремого баку для опалення, влітку в ньому підтримується температура до 2<sup>0</sup>С для підтримки комфортних умов в будинку що надає можливість зменшити капітальні вкладення на 5-7%.

Вмонтований в систему фор конденсатор підвищує річну ефективність всієї системи на 3-5%, завдяки підтримки температури в баку ГВП. Зростання COP обумовлене зменшенням електричної (на 0,12кВт) потужності теплового насосу через підвищення температури кипіння (з -3<sup>0</sup>С до 3<sup>0</sup>С).

						Арк.
						116
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Морозюк Т. В. /Теорія холодильних машин і теплових насосів./  
Морозюк Т.В.//Одеса, Студія “Негоціант”, 2006 – 712 ст.
2. Цуранов О. А., Крисін А. Г. Холодильна техніка і технологія./під ред..  
проф.. В.А. Гуляєва // СПб Лідер, 2004-448 ст.
3. Чумак І.Г. Холодильні установки. Проектування. Третє видання /І.Г.  
Чумак, В. П. Чепурненко, С. Ю. Лар, янівський та інш.//Вид. “Друк”,  
2007 Морозюк Т. В. /Теорія холодильних машин і теплових насосів./  
Морозюк Т.В.//Одеса, Студія “Негоціант”, 2006 – 712 ст.
4. Lubbook. [Електронний ресурс] : Холодильні агенти . –Квітень 2015. –  
Режим доступу  
[http://lubbook.net/boo\\_333\\_glava\\_12\\_2.KHolodilni\\_agenti.html/](http://lubbook.net/boo_333_glava_12_2.KHolodilni_agenti.html/) Квітень  
2015
5. Жердев А. А., Колесников А. С., Фролов Ю. Д “Цикл парокомпресійної  
холодильної машини з плаваючим тиском конденсації”
6. Плотников В. А. “Про проектування енергозберігаючих судових  
холодильних установок. // Судостроение. 1992”
7. Кошкин Н.Н. Сакун И.А. Бамбушек Е.М. – “Холодильні машини”/  
Кошкин Н.Н. Сакун И.А. Бамбушек Е.М.//Машинобудування,  
Ленінград/1985- 510ст.
8. Явнель Б.К./Курсове та дипломне проектування холодильних установок  
та систем кондиціонування повітря/Явнель Б.К.//Типографія  
ім..КотляковаЛенінград 1985 рік.
9. Жидецький В.Ц., Джигірей В.С., Мельников А.В. Основи охорони праці/  
Жидецький В.Ц., Джигірей В.С., Мельников А.В.// Львів “Афіша”, 2000.
10. Шліпченко З.С. Насоси, компресори вентилятори./ Шліпченко  
З.С.//Видавництво “Техніка”,1976 рік.
11. Вільнер Я.М., Ковальов Я.Т., Некрасов Б.Б. Довідник по гідравліці,  
гідромашинам та гідроприводам./Б.Б. Некрасов//Мінськ, “Вища школа”,  
1976.

										Арк.
										117
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						