

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет  
Центр заочної, дистанційної та вечірньої форм навчання  
Кафедра технічної теплофізики

## **КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

здобувача за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти  
за освітньо-професійною програмою  
«Холодильні машини і установки»  
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»  
на тему «Проектування горизонтального кожухотрубного конденсатора  
для одноступеневого парокompресійного теплового насосу»

### **ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА**

Завідувач кафедри \_\_\_\_\_ С. М. Ванєєв

Керівник роботи \_\_\_\_\_ В. М. Козін

Здобувач \_\_\_\_\_ О. С. Сорочак

Група \_\_\_\_\_ ХКдн-74др

Суми 2021

## ЗМІСТ

	С.
ВСТУП.....	3
ВИХІДНІ ДАНІ.....	6
РОЗДІЛ 1 «СПЕЦІАЛЬНИЙ РОЗДІЛ».....	7
1.1 Призначення теплонасосної установки.....	7
1.2 Вибір схеми і розрахунок циклу ТНУ.....	11
1.2.1 Вибір схеми ТНУ.....	11
1.2.2 Визначення термодинамічних параметрів холодильного агенту.....	12
1.2.3 Визначення питомих параметрів циклу.....	13
1.2.4 Визначення режимних параметрів ТНУ.....	14
1.3 Розрахунок горизонтального кожухотрубного конденсатора.....	16
1.3.1 Тепловий розрахунок конденсатора.....	22
1.3.2 Конструктивний розрахунок конденсатора.....	24
1.3.3 Гідромеханічний розрахунок конденсатора.....	25
1.3.4 Розрахунок патрубків конденсатора.....	27
1.3.5 Міцнісні розрахунки конденсатора.....	28
РОЗДІЛ 2 «ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ».....	31
2.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів.....	31
2.2 Холодильні агенти.....	38
ВИСНОВКИ.....	43
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	45

					<b>ХМдн 08.00.00.00 ПЗ</b>			
Вим.	Лист	№ документа	Підпис	Дата				
Розроб.		Сорочак			Проектування горизонтального кожухотрубного конденсатора для одноступеневого парокompресійного теплового насосу. Пояснювальна записка	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перев.		Козін				2	46	
Н. контр.		Шарапов				<b>СумДУ, гр. ХКдн-74др</b>		
Затв.		Ванєєв						

## ВСТУП

На сьогоднішній день теплові насоси широко застосовуються в усьому світі. Кількість теплових насосів, що працюють в Японії, Європі і США обчислюється десятками мільйонів штук. Виробництво теплових насосів в кожній країні, перш за все, спрямоване на задоволення потреб внутрішнього ринку. В Японії і США найбільше застосування отримали теплові насоси класу «повітря-повітря» для опалення та цілорічного охолодження повітря. В Європі – теплові насоси класу «вода-вода» і «вода-повітря». У США дослідженнями і виробництвом теплових насосів займаються понад шістдесят фірм. В Японії щорічний випуск теплових насосів перевищує 500 тисяч одиниць. У Німеччині щорічно вводиться понад 5 тисяч установок. У Швеції та країнах Скандинавії експлуатуються, в основному, великі теплові насосні установки. У Швеції вже до 2000 року експлуатувалося понад 110 тисяч теплонасосних станцій (ТНС), 100 з яких мали потужність близько 100 МВт і більше. Найбільш потужна ТНС – 320 МВт працює в Стокгольмі.

Споживачами тепла, виробленого тепловим насосом є всі споживачі, яким необхідна температура води до 55 °С, а саме:

- опалення;
- гаряче водопостачання;
- підігрівання води в басейні;
- кондиціонування.

### **Опалення тепловими насосами**

Системи опалення, засновані на застосуванні теплового насоса, відрізняються екологічною чистотою, тому що працюють без спалювання палива і не виробляють шкідливих викидів в атмосферу.

Крім того, вони характеризуються економічністю: за умови підведення до теплового насоса, наприклад, 1 кВт електроенергії, залежно від режиму роботи та умов експлуатації він дає до 3–5 кВт теплової енергії.

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						3
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Серед переваг теплового насоса вказують зниження капітальних витрат за рахунок відсутності газових комунікацій, збільшення безпеки житла завдяки відсутності вибухонебезпечного газу, можливість одночасного отримання від однієї установки опалення, гарячого водопостачання та кондиціонування.

Системи опалення бувають моновалентні і бівалентні. Різниця між двома видами полягає в тому, що моновалентні системи мають одне джерело тепла, який повністю покриває річну потребу в опаленні. Бівалентні системи мають в своєму складі два джерела тепла для розширення діапазону робочих температур. Наприклад, тепловий насос працює до температури зовнішнього повітря  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а за умови подальшого зниження температури додатково до нього підключається газовий або рідкопаливний котел для компенсації зниження продуктивності теплового насоса.

Додатковий енергетичний і економічний ефект застосування теплових насосів заснований на створенні контуру утилізації (використання) тепла в межах єдиної системи охолодження, опалення та нагрівання води.

Аеротермальні (повітряні) теплові насоси краще геотермальних, тому що вимагають менших початкових капітальних вкладень. Немає необхідності в полях теплоснімання і в свердловинах, а значить, не потрібні дорогі земляні роботи і буріння свердловин. Не треба й багатометрові труби ґрунтових теплообмінників. Вся зовнішня частина – це лише зовнішній блок теплового насоса.

### **Переваги теплових насосів**

**Економічність.** Низький рівень споживання енергії досягається за рахунок високого ККД (від 300%) і дозволяє отримати на 1 кВт фактично витраченої енергії 3–8 кВт теплової енергії або до 2,5 кВт потужності по охолодженню.

**Екологічність.** Екологічно чистий метод опалення та кондиціонування як для навколишнього середовища так і для людей, що знаходяться в примі-

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		4

щенні. Застосування теплових насосів – це збереження невідновлюваних енергоресурсів і захист навколишнього середовища, в тому числі і шляхом скорочення викидів CO<sub>2</sub> в атмосферу.

**Безпека.** Немає відкритого полум'я, немає вихлопу, немає сажі, немає запаху солярки, виключений витік газу, розлив мазуту. Немає пожежонебезпечних сховищ для вугілля, дров, мазуту або солярки.

**Надійність.** Мінімум рухомих частин з високим ресурсом роботи. Незалежність від поставки топкового матеріалу і його якості. Захист від перебоїв електроенергії. Практично не вимагає обслуговування. Термін служби теплового насоса становить 15–25 років.

**Комфорт.** Тепловий насос працює практично безшумно, а погодозалежна автоматика і мультизональний кліматичний контроль створюють комфорт і затишок в приміщеннях.

**Гнучкість.** Тепловий насос сумісний з будь-якою циркуляційною системою опалення, а сучасний дизайн дозволяє встановлювати його в будь-яких приміщеннях.

**Універсальність** відносно виду використовуваної енергії (електричної або теплової).

**Широкий діапазон потужностей.** Теплонасосні установки (ТНУ) можуть легко вирішувати питання теплопостачання заміського будинку, котеджу. В цілому тепловий насос універсальний і може застосовуватися як у цивільному, промисловому, так і в приватному будівництві. [2]

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						5
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

## ВИХІДНІ ДАНІ

Виконати проектування горизонтального кожухотрубного конденсатора одноступеневого парокompресійного теплового насосу відповідно до вихідних даних.

У розділі «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях» проаналізувати основні небезпечні та шкідливі фактори, що виникають при роботі парокompресійних термотрансформаторів і методи захисту від їх впливу. Також описати характеристику та техніку безпеки при поводженні з холодильним агентом.

Середовище споживача: вода.

Холодильний агент: R 142b.

Утилізоване середовище: мастило И-40;

Параметри середовища споживача:

$t_{1п} = 55^{\circ}\text{C}$  – температура на вході до ТНУ;

$t_{2п} = 75^{\circ}\text{C}$  – температура на виході з ТНУ;

Параметри утилізованого середовища:

$t_{1у} = 57^{\circ}\text{C}$  – температура на вході у випарник (маслоохолоджувач);

$t_{2у} = 50^{\circ}\text{C}$  – температура на виході з випарника.

Витрата утилізованого середовища  $G_y = 16,3 \text{ т} / \text{год} = 4,53 \text{ кг} / \text{с}$ .

Необхідні значення ККД:

$\eta_s = 0,8$  – адіабатний ККД.

$\eta_{\text{мех}} = 0,97$  – механічний КПД;

$\eta_{\text{дв}} = 0,95$  – КПД двигуна;

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						6
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

## РОЗДІЛ 1 «СПЕЦІАЛЬНИЙ РОЗДІЛ»

### 1.1 Призначення теплонасосної установки

Принцип дії теплового насоса відомий вже більше 100 років. Вперше в Європі потужний тепловий насос для опалення будівлі був застосований в Цюріху в 1938 р. Випробування теплового насоса проводилися в 50-і роки в Вищому технічному училищі, м Дрезден. У НДР перші теплові насоси виконані за системою повітря-повітря. Вони були випробувані на початку 70-х років в Інституті повітряної і холодильної техніки, м Дрезден, як кімнатні агрегати і в Інституті енергопостачання як теплові насоси з декількома конденсаторами для безпосереднього опалення житлових приміщень, тобто за розчленованою схемою. Після завершення експериментальної розробки комплексної системи використання енергії в Інституті повітряної і холодильної техніки, м Дрезден, в 1978–1979 рр. в НДР почалося широке застосування теплових насосів.

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

Енергоносії, які постачають теплову енергію з низькою температурою для здійснення теплонасосного циклу, називають джерелами теплоти. Вони віддають теплову енергію шляхом теплопередачі, конвекції і (або) випромінювання. Енергоносії, що сприймають в теплонасосному циклі теплову енергію підвищеного потенціалу, називають приймачами тепла. Вони сприймають теплову енергію шляхом теплопередачі, конвекції і (або) випромінюван-

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		7

ня. Енергоносій, що слугує джерелом теплоти, надходить до випарника, де випаровується рідкий холодоагент. Теплота випаровування, необхідна для цього, відбирається від джерела тепла, тому що випаровування холодильного агента відбувається за низької температури.

У коловому циклі пара холодильного агента, що випарувалася, всмоктується компресором і стискається до високого тиску. При стисненні її температура підвищується, що створює можливість віддачі теплової енергії теплоприймачеві.

Пара холодоагенту за підвищеного тиску надходить у конденсатор, через який протікає енергоносій, що слугує приймачем тепла. Його температура нижча температури пари холодоагенту за підвищеного тиску. При конденсації пари виділяється тепла енергія, яка сприймається теплоприймачем. З конденсатора рідкий холодоагент через регулюючий вентиль (дросельний клапан) надходить назад у випарник, і коловий цикл замикається. У регулюючому вентилі високий тиск, при якому знаходиться холодоагент на виході з конденсатора, знижується до тиску в випарнику. Одночасно знижується його температура.

Таким чином, за допомогою теплового насоса можлива передача теплової енергії від джерела теплоти з низькою температурою до приймача теплоти з високою температурою за умови підведення зовні механічної енергії для приводу компресора (енергії приводу). Схема холодильної машини та теплового насоса відрізняється лише за призначенням.

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

Теплопродуктивність (теплова потужність) теплового насоса складається з двох складових: теплоти, отриманої випарником від джерела теплоти

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		8



(так званої холодопродуктивності  $Q_0$ ), і потужності приводу  $N$ , за допомогою якої отримана теплова енергія піднімається на більш високий температурний рівень.

Звідси можна дати таке визначення теплових насосів: «тепловий насос являє собою пристрій, що сприймає тепловий потік за низької температури (на холодній стороні), а також необхідну для приводу енергію і використовує обидва потоки енергії при підвищеній (порівняно з холодною стороною) температурі у вигляді теплового потоку».

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

В абсорбційному тепловому насосі механічний компресор замінений термічним у вигляді додаткового циркуляційного контуру розчину з генератором (кип'ятильником) і абсорбером. Замість електричної енергії приводу, що підводиться до компресійного теплового насосу з електроприводом, до генератора підводять теплову енергію. Однак для обох процесів використовуються за допомогою випарника джерела енергії у вигляді відпрацьованої теплоти або енергії навколишнього середовища.

Як правило, в процесі перетворення енергії енергія навколишнього середовища є кінцевим етапом процесу. Енергія, що виділяється при спалюванні твердого палива або в ядерних реакторах, проходить велику кількість перетворень, поки приймає необхідну для споживача форму, повністю використовується і, нарешті, практично завжди переходить в енергію навколишнього середовища.

Теплові насоси вимагають зовсім іншого теоретичного підходу. Тут на початку процесу як джерело теплоти поряд з енергією приводу використовується також і енергія навколишнього середовища.

В даний час опалення і гаряче водопостачання міських об'єктів здійснюється, як правило, від централізованих систем тепlopостачання. Джерелом

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						9
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

теплової енергії в таких системах є міські ТЕЦ, на яких здійснюється комбіноване виробництво електроенергії і тепла, або районні котельні. Переваги централізованого теплопостачання широко визнані. З термодинамічної точки зору комбіноване виробництво електроенергії і тепла на ТЕЦ є набагато більш ефективним, ніж роздільне виробництво електроенергії на конденсаційних теплових електростанціях і тепла котельнями.

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

Діючі в даний час тарифи на теплову енергію порівняно з витратами на підключення до міських теплових мереж змушують все частіше замислюватися над альтернативними способами теплопостачання.

Принцип роботи ТНУ: в випарнику теплового насоса тепло невисокого температурного потенціалу відбирається від якогось джерела низько потенційного тепла і передається низькокиплячого робочого тіла теплового насоса. Отримана пара стискається компресором. При цьому температура пари підвищується і тепло на потрібному температурному рівні в конденсаторі передається до системи опалення та гарячого водопостачання. Для того, щоб замкнути цикл після конденсатора холодильний агент дроселюється до початкового тиску, охолоджуючись до температури нижче джерела низько потенційного тепла, і знову подається у випарник. Таким чином, тепловий насос здійснює трансформацію теплової енергії з низького температурного рівня на

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		10

більш високий, необхідний споживачеві. При цьому на привід компресора витрачається механічна (електрична) енергія. За наявності джерела низькопотенційного тепла з більш-менш високою температурою кількість тепла, що постачається споживачеві, в кілька разів перевищує витрати енергії на привід компресора. Відношення корисного тепла до роботи, що витрачається на привід компресора, називають коефіцієнтом перетворення теплового насоса, і в найбільш поширених теплонасосних системах він досягає 3 і більше.

Як низькопотенційне джерело тепла можна використовувати ґрунтові води, стоки, річкову і морську воду, низько потенційні джерела тепла на електростанціях, градирнях тощо. Особливо тепловий насос є вигідним при високій вартості палива і відносно низькому тарифі на електроенергію. Така ситуація простежується в багатьох європейських країнах, де основна частина електроенергії виробляється на АЕС та ГЕС.

## **1.2 Вибір схеми і розрахунок циклу ТНУ**

### **1.2 Вибір схеми ТНУ**

Для ТНУ доцільно буде застосувати цикл теплового насоса з регенеративним теплообмінником. У цій схемі пара робочої речовини виходить з випарника (маслоохолоджувача) в стані 7 (рис. 1.1) направляється до регенеративного теплообмінника, де вона нагрівається за рахунок теплішої робочої речовини, що виходить з конденсатора, яка при цьому охолоджується. В результаті регенерації ефективність установки збільшується.

Термодинамічні параметри стану холодильного агента у характерних точках циклу визначаємо за допомогою програмного продукту Refprop.

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						11
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

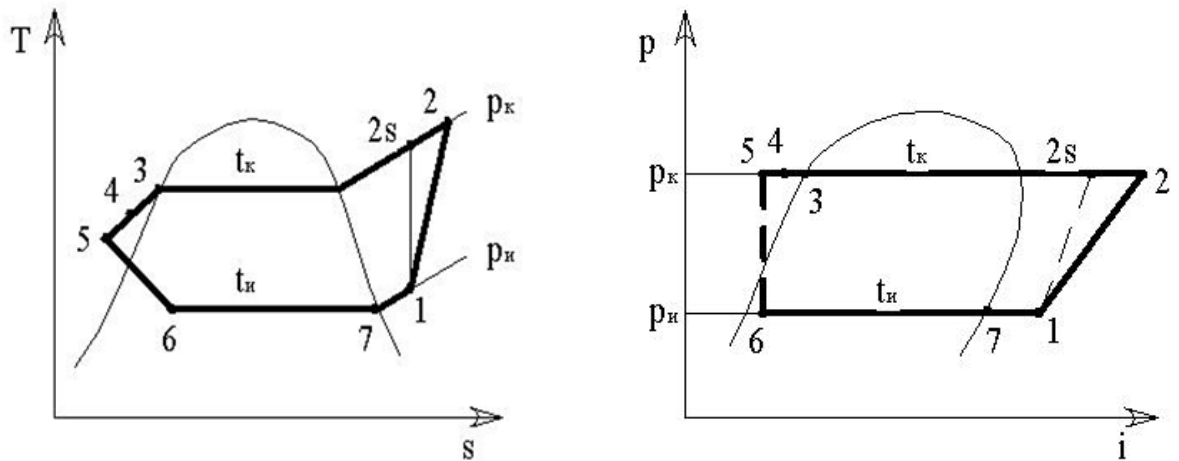
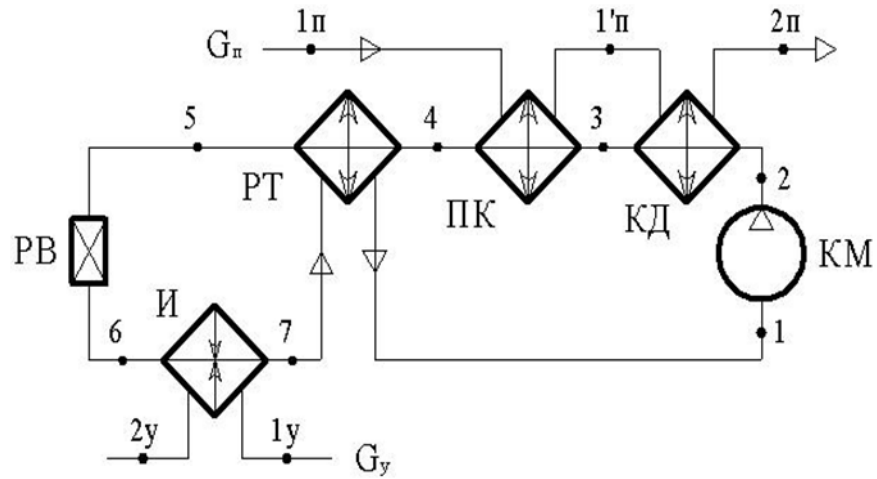


Рисунок 1.1 – Схема ТНУ і її цикл у  $T,s$ - та  $p,h$ - діаграмах

### 1.2.2 Визначення термодинамічних параметрів холодильного агенту

Визначення розрахункових температур:

$$t_{н} = t_{1y} - 12 = 57 - 12 = 45^{\circ}\text{C};$$

$$t_{к} = t_{2п} + 5 = 75 + 5 = 80^{\circ}\text{C};$$

$$t_1 = t_{н} + 10 = 45 + 10 = 55^{\circ}\text{C};$$

$$t_4 = t_{1п} + 10 = 55 + 10 = 65^{\circ}\text{C}.$$

Визначення питомих ентальпій:

$$h_5 = h_4 - (h_1 - h_7) = 284 - (454 - 444) = 274 \text{ кДж/кг};$$

$$h_2 = (h_{2s} - h_1)/\eta_s + h_1 = (478 - 454)/0,8 + 454 = 484 \text{ кДж/кг}.$$

Таблиця 1.1 – Характеристики в розрахункових точках

Параметр	Точки							
	1	2s	2	3	4	5	6	7
$p$ , МПа	0,6	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	0,6	0,6
$t$ , °С	55	96	103	80	65	58	45	45
$h$ , кДж/кг	454	478	484	305	284	274	274	444
$\nu$ , м <sup>3</sup> /кг	0,046	–	–	–	–	–	–	–

### 1.2.3 Визначення питомих параметрів циклу

Питоме теплове навантаження на конденсатор

$$q_{кд} = h_2 - h_3 = 484 - 305 = 179 \text{ кДж/кг}.$$

Питоме теплове навантаження на переохолоджувач конденсату

$$q_{пк} = h_3 - h_4 = 305 - 284 = 21 \text{ кДж/кг}.$$

Питоме теплове навантаження на регенеративний теплообмінник

$$q_{рт} = h_4 - h_5 = 284 - 274 = 10 \text{ кДж/кг}.$$

Питоме теплове навантаження на випарник

$$q_u = h_7 - h_6 = 444 - 274 = 170 \text{ кДж/кг.}$$

Питома адіабатна робота компресора

$$l_s = h_{2s} - h_1 = 478 - 454 = 24 \text{ кДж/кг.}$$

Питома робота компресора

$$l = h_2 - h_1 = 484 - 454 = 30 \text{ кДж/кг.}$$

#### 1.2.4 Визначення режимних параметрів ТНУ

Масова витрата холодильного агента

$$m_a = \frac{n \cdot G_y \cdot c_y \cdot (T_{1y} - T_{2y})}{q_u} = \frac{4,53 \cdot 1,944 \cdot (57 - 50)}{170} = 0,36 \text{ кг/с.}$$

Теплове навантаження на конденсатор

$$Q_{кд} = m_a \cdot q_{кд} = 0,36 \cdot 179 = 64,44 \text{ кВт.}$$

Теплове навантаження на переохолоджувач конденсату

$$Q_{пк} = m_a \cdot q_{пк} = 0,36 \cdot 21 = 7,56 \text{ кВт.}$$

Теплопродуктивність ТНУ

$$Q_T = Q_{кд} + Q_{пк} = 64,44 + 7,56 = 72 \text{ кВт.}$$

					ХМДН 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		14

Теплове навантаження на регенеративний теплообмінник

$$Q_{рт} = m_a \cdot q_{рт} = 0,36 \cdot 10 = 3.6 \text{ кВт.}$$

Адіабатна потужність компресора

$$N_s = m_a \cdot l_s = 0,36 \cdot 24 = 8.64 \text{ кВт.}$$

Потужність компресора ТНУ

$$N_i = N_s / \eta_s = 8.64 / 0,8 = 10.8 \text{ кВт.}$$

Потужність, підведена до компресора ТНУ

$$N_e = N_i / \eta_{мех} = 10.8 / 0,97 = 11.13 \text{ кВт.}$$

Споживана потужність ТНУ

$$N_{пр} = N_e / \eta_{дв} = 11.13 / 0,95 = 11,72 \text{ кВт.}$$

Коефіцієнт перетворення (термотрансформації) ТНУ

$$COP = Q_T / N_{пр} = 72 / 11,72 = 6,14.$$

Масова витрата споживача через ТНУ

$$G_n = \frac{Q_m}{c_n (t_{2n} - t_{1n})} = \frac{72}{4,19(75 - 55)} = 0.86 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		15

### 1.3 Розрахунок горизонтального кожухотрубного конденсатора

Теплообмінники – це такі агрегати, які слугують для обміну тепловою енергією між гарячим (середовищем, що охолоджується, конденсується) і холодним теплоносієм, тобто середовищем, що нагрівається (випаровується). Як теплоносії можуть використовуватися гази, рідини або пара. На сьогоднішній день особливо поширеним і затребуваним видом є кожухотрубний теплообмінник, принцип роботи якого досить зрозумілий: гаряче і холодне середовища знаходяться в теплообміннику окремо, не змішуючись, теплообмін відбувається через стінки каналів, по яких вони рухаються. Кожухотрубний теплообмінник отримав свою назву завдяки відповідній будові – певна кількість тонких трубок знаходяться всередині кожуха (корпусу). Від кількості трубок залежить швидкість руху теплоносія, а вже від неї залежить коефіцієнт тепловіддачі.

Незважаючи на те, що у кожухотрубного теплообмінника принцип роботи простий, його будова, навпаки, досить складна і існує кілька їх різновидів.

Кожухотрубні теплообмінники відносяться до виду рекуперативних і їх поділяють на підвиди за взаємним напрямком руху теплоносіїв:

- прямотечійні;
- протитечійні;
- перехреснотечійні.

Такі агрегати виробляються в основному з високоміцної сталі, тому що теплообмінники працюють, як правило, в особливо агресивному середовищі, що сприяє появі корозії. Щоб задовольнити потребу в усіх сферах використання кожухотрубних теплообмінників, їх випускають в декількох виконаннях:

- з U-подібними трубками;
- з нерухомими трубками;
- з плаваючою головкою;

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		16



- з температурним кожуховим компенсатором.

Також теплообмінники поділяють і за способом встановлення: горизонтальні, вертикальні і похилі кожухотрубні теплообмінники. Принцип дії таких агрегатів можна описати так: через підвідний патрубок у міжтрубний простір подається теплоносій (гаряче середовище), по тонким латунним трубкам (трубна система) рухається холодне середовище (таке, що нагрівається). В процесі теплообміну гаряче середовище віддає своє тепло та через вивідний патрубок виводиться з кожуха. Для більш рівномірного і ефективного нагрівання холодне середовище може здійснювати до 12-ти ходів по трубній системі.

Кожухотрубні теплообмінники останнім часом користуються великим попитом в хімічній, машинобудівній, газовій, нафтопереробній і харчовій промисловості, їх використовують як конденсатори, підігрівачі, охолоджувачі і випарники різних видів. Такий вибір зовсім не випадковий – кожухотрубні теплообмінники мають ряд вагомих переваг. Основними перевагами, напевно, є висока стійкість до гідроудару і можливість роботи в умовах сильно забруднених середовищ. Багато подібних агрегатів таких характеристик не мають, більшість з них в агресивних середовищах працюють нестабільно. Наприклад, пластинчасті теплообмінники здатні працювати тільки з чистими середовищами. Ще однією важливою перевагою є високий рівень ефективності, який можна порівняти лише з показниками пластинчастих теплообмінників. [3]

Конденсатор – теплообмінний апарат, в якому холодильний агент перетворюється з пароподібного стану в рідкий.

Конденсатор є циліндричним сталевим горизонтальним корпусом великого діаметру. У середині корпусу розміщена велика кількість теплообмінних труб малого діаметра. З двох сторін до корпусу приварені трубні решітки із отворами. В кожному отворі розвальцьовані кінці теплообмінних труб. Трубні решітки закриті двома кришками з перегородками. У передній кришці є

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						17
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

вхідний і вихідний патрубки, вентиля для спуску води і випуску повітря. Задня кришка глуха (рис. 1.2).

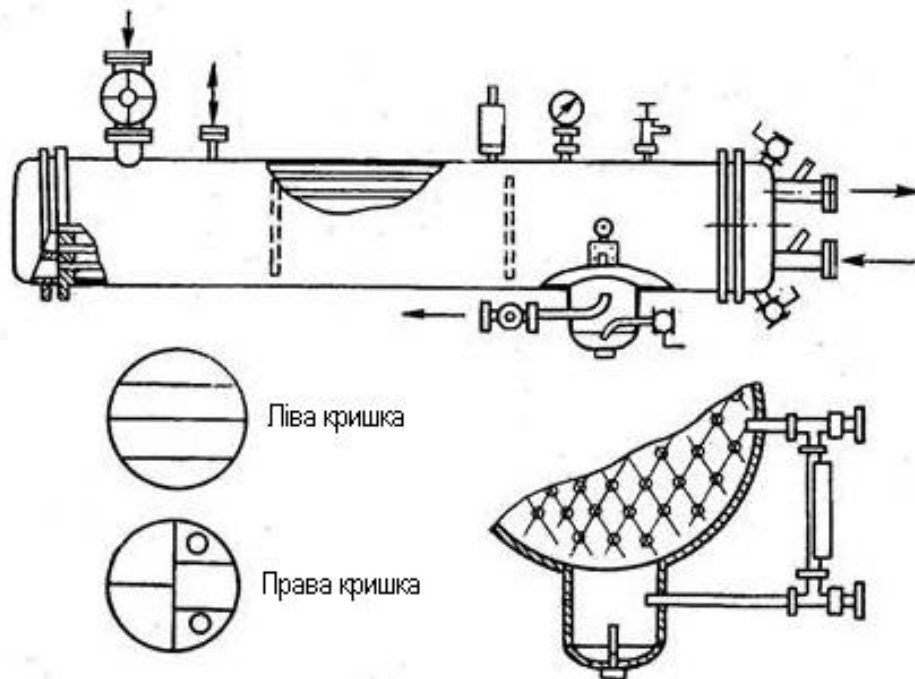


Рисунок 1.2 – Горизонтальний кожухотрубний конденсатор

Холодна вода подається через вхідний патрубок в нижню частину передньої кришки (рис. 1.2). Далі вода проходить по внутрішньому об'єму теплообмінних труб першого ходу. У задній кришці потік повертає на 180° і надходить в теплообмінні труби другого ходу. Кількість ходів може бути від двох до дванадцяти. При проходженні вода нагрівається на 4–6 °С за рахунок теплообміну. Отопленою вода виходить через верхній вихідний патрубок передньої кришки. Гаряча пара холодильного агента після компресора надходить у верхню частину міжтрубного простору корпусу компресора. Гаряча пара стикається з холодною поверхнею теплообмінних труб, охолоджується і конденсується. Новоутворена рідина стікає в нижню частину конденсатора. З нижньої частини корпусу холодильний агент через вихідний патрубок виводиться з конденсатора.

Переваги горизонтальних кожухотрубних конденсаторів:

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		18

- 1) висока інтенсивність теплообміну;
- 2) низькі гідравлічні втрати;
- 3) можливість очищення внутрішньої поверхні труб від водяного каменю механічним способом;
- 4) простота конструкції.

Недоліки горизонтальних кожухотрубних конденсаторів:

- 1) великі гідравлічні втрати з боку охолоджуючої води;
- 2) велика займана площа;
- 3) відкладення водяного каменю на внутрішній поверхні теплообмінних труб;
- 4) можливість витікання холодильного агента через місця розвальцьовування. [4]

### 1.3.1 Тепловий розрахунок конденсатора [13–15]

Вихідні дані до теплового розрахунку конденсатора беремо з вихідних даних та результатів розрахунків попереднього розділу роботи.

Температура води на вході  $t_{w1} = 55^{\circ}\text{C}$ .

Температура води на виході  $t_{w2} = 75^{\circ}\text{C}$ .

Температура холодильного агента (R142b) на вході  $t_{f1} = 103^{\circ}\text{C}$ .

Температура холодильного агента на виході  $t_{f2} = 65^{\circ}\text{C}$ .

Масова витрата води через конденсатор  $G_B = 0,86 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ .

Температура конденсації холодильного агента в конденсаторі  $t_K = 80^{\circ}\text{C}$ .

Середньологарифмічна різниця температур

$$\theta_m = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{\ln\left(\frac{t_K - t_{w1}}{t_K - t_{w2}}\right)} = \frac{75-55}{\ln\left(\frac{80-55}{80-75}\right)} = 12,4^{\circ}\text{C}.$$

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						19
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Задаємося основними розмірами, що характеризують поверхню теплопередачі конденсатора: шаховий пучок з мідних труб зі стандартним зовнішнім оребренням [11, 14]:

- внутрішній діаметр  $d_{\text{вн}} = 0,0132 \text{ м}$ ;
- діаметр окружності виступів  $d_{\text{н}} = 0,021 \text{ м}$ ;
- діаметр окружності западин  $d_{\text{о}} = 0,0165 \text{ м}$ ;
- крок ребер  $u = 0,002 \text{ м}$ ;
- площі зовнішньої поверхні 1 м довжини труби  $F'_{\text{н}} = 0,149 \text{ м}^2$ ;
- площі внутрішньої поверхні 1 м довжини труби  $F'_{\text{вн}} = 0,0415 \text{ м}^2$ ;
- коефіцієнт оребрення  $\beta = F'_{\text{н}} / F'_{\text{вн}} = 3,6$ .

При середньої температури води  $65^{\circ}\text{C}$ :

- густина води  $\rho_{\text{в}} = 980,5 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ;
- кінематична в'язкість води  $\nu = 0,444 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$ ;
- число Прандтля  $\text{Pr} = 2,8$ ;
- теплопровідність води  $\lambda = 0,6 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

Попередньо задаємо швидкість води в трубах конденсатора  $w = 0,4 \text{ м/с}$ .

Кількість труб в одному ході

$$n_1 = \frac{4 \cdot G_{\text{г}}}{w \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot \rho_{\text{г}}} = \frac{4 \cdot 0,86}{0,4 \cdot 3,14 \cdot (0,0132)^2 \cdot 980,5} = 16,03.$$

Задаємося  $n = 16$  та уточнюємо швидкість води

$$w = \frac{4 \cdot G_{\text{в}}}{n \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot \rho_{\text{в}}} = \frac{4 \cdot 0,86}{16 \cdot 3,14 \cdot (0,0132)^2 \cdot 980,5} = 0,40008 \approx 0,4 \text{ м/с}.$$

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						20
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Число Рейнольдса

$$Re_{ж} = \frac{w \cdot d_{вн}}{\nu} = \frac{0,4 \cdot 0,0132}{0,444 \cdot 10^{-6}} = 11892 \text{ – турбулентний режим руху.}$$

Число Нусельта

$$Nu_{ж} = 0,021 Re_{ж}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \cdot \epsilon_{пер} = 0,021 \cdot 11892^{0,8} \cdot 2,8^{0,43} \cdot 0,89 = 53.$$

Коефіцієнти тепловіддачі з боку води

$$\alpha_w = \frac{Nu_{ж} \cdot \lambda_w}{d_{вн}} = \frac{53 \cdot 0,6}{0,0132} = 2409 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К.}$$

Задаємося сумарним термічним опором стінки труби і забруднень

$$\Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 2,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{Вт.}$$

Густина теплового потоку

$$q_w = A(\theta_m - \theta_a) = \frac{\theta_m - \theta_a}{\frac{1}{\alpha_w} + \Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{12,4 - \theta_a}{\frac{1}{2409} + 2,6 \cdot 10^{-4}} = 1481 \cdot (12,4 - \theta_a).$$

Орієнтовне значення  $q'$  задаючись  $\theta_a = 0,3\theta_m$  тоді

$$q' = A \cdot (\theta_a - 0,3\theta_m) = 0,7 \cdot A \cdot \theta_m = 0,7 \cdot 1481 \cdot 12,4 = 12855 \text{ Вт/м} \cdot \text{К.}$$

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						21
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

За умови розподілу труб в трубній решітці по вершинах правильних шестикутників і за сторонами правильних концентричних шестикутників параметр  $m$  визначається за формулою:

$$m=0,75\sqrt[3]{\frac{Q_k}{q' \cdot S \cdot d_{\text{вн}} \cdot (L/D)}},$$

де  $m$  – кількість труб, яка розташовується по більшій діагоналі зовнішнього шестикутника;

$S$  – горизонтальний крок труб:  $S=1,3 \cdot d_{\text{н}}=1,3 \cdot 0,02=0,026$  м;

$L/D$  – відношення довжини труби до діаметра труби, задаємося такою, що дорівнює 5

$$m=0,75\sqrt[3]{\frac{72 \cdot 10^3}{12855 \cdot 0,026 \cdot 0,0132 \cdot 5}}=11,1.$$

Округлюємо до найближчого непарного числа і задаємося  $n_{\text{в}} = m = 11$ .

Коефіцієнт тепловіддачі з боку холодильного агента, що конденсується, віднесений до внутрішньої поверхні труб

$$\alpha_a=0,72 \cdot \sqrt[4]{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g / (\mu d_0)} \cdot \left(\frac{n_{\text{в}}}{2}\right)^{-0,167} \cdot \beta \cdot \theta_a^{-0,25} \cdot \psi_p;$$

$$\alpha_a=0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{154,04 \cdot 10^3 \cdot 923^2 \cdot 0,0772^3 \cdot 9,81}{2,57 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0165}} \cdot \left(\frac{11}{2}\right)^{-0,167} \cdot 3,6 \cdot \theta_a^{-0,25} \cdot 1,609=10785 \cdot \theta_a^{-0,25};$$

$$\begin{aligned} \psi_p &= 1,3(F'_B/F'_H)E \cdot (d_0/h_p) + (F'_r/F'_H) = \\ &= 1,3(0,139/1,149) \cdot 1 \cdot (0,165/0,0063) + (0,01/0,149) = 1,609, \end{aligned}$$

де  $\lambda=0,0772$  Вт/м·К – теплопровідність R142b за  $t_k$ ;

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						22
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

$\mu=2,57 \cdot 10^{-4}$  – динамічна в'язкість R142b за  $t_k$ , Па·с;

$\rho = 923$  – густина R142b за  $t_k$ , кг/м<sup>3</sup>;

$r= 154,04$  – теплота конденсації R142b за  $t_k$ , кДж/кг.

Теплофізичні та термодинамічні властивості холодинного агента взяті з [12].

Рівняння густини теплового потоку

$$q_w = A \cdot (\theta_m - \theta_a) = 1481 \cdot (12.4 - \theta_a);$$

$$q_a = 10785 \cdot \theta_a^{0,75}.$$

Таблиця 1.2 – Густина теплових потоків

$\theta_a$	0,5	1	1,5	2,0
$q_w$	17624	16883	16143	15402
$q_a$	6413	10785	14618	18138

Будуємо графіки залежностей теплових потоків  $q_{a,FBH}$  и  $q_{w,FBH}$  від надлишкової температури.

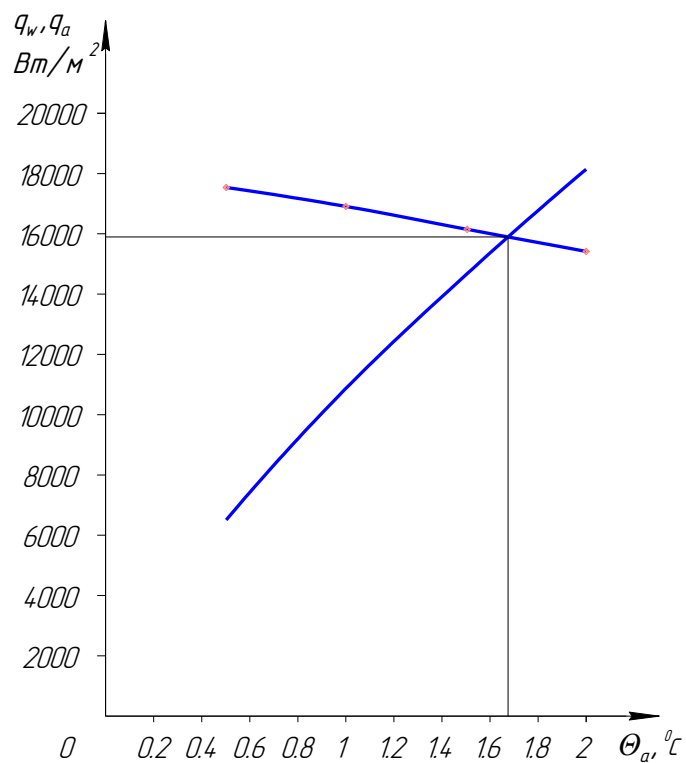


Рисунок 1.3 – Графіки залежностей теплових потоків

$q_{a,FBH}$  і  $q_{w,FBH}$  від температури

З графіка (рис. 1.3) визначаємо:  $q_{F_{BH}} = 15890 \text{ Вт/м}^2$ .

Більш точно  $q_{BH}$  знаходимо з ітераційного виразу

$$q_{BH} = \frac{(x-1) \cdot (q') + \theta_a \cdot B^x}{x(q')^{x-1} + B^x/A} = \frac{(1,333-1) \cdot 12855^{1,333} + 12,4 \cdot 10785^{1,333}}{1,333 \cdot 12855^{1,333-1} + 10785^{1,333}/1481} = 15902 \text{ Вт/м}^2.$$

Внутрішня поверхня теплообміну

$$F_{BH} = \frac{Q_K}{q_{F_{BH}}} = \frac{72000}{15902} = 4,53 \text{ м}^2.$$

### 1.3.2 Конструктивний розрахунок конденсатора

Загальна кількість труб в апараті

$$n = 0,75 \cdot m^2 + 0,25 = 0,75 \cdot 11^2 + 0,25 = 91.$$

Кількість ходів в апараті по воді

$$z = n/n_1 = 91/16 = 5,7.$$

Задаємося  $z=6$ .

Довжина однієї труби в апараті

$$l = \frac{F_{BH}}{n \cdot \pi \cdot d_{BH}} = \frac{4,53}{91 \cdot 3,14 \cdot 0,0132} = 1,2 \text{ м}.$$

					ХМДн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		24



Внутрішній діаметр апарату

$$D_{\text{вн}} = m \cdot s = 11 \cdot 0,026 = 0,286 \text{ м},$$

де  $m=11$  – кількість труб у найбільшій діагоналі шестикутника в трубній решітці.

Задаємося найближчим стандартизованим значенням діаметру  $D_{\text{вн}} = 0,3 \text{ м}$ .

### 1.3.3 Гідромеханічний розрахунок конденсатора [14]

Гідрравлічний опір апарату

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тр}\Sigma} + \Delta p_{\text{м}\Sigma}.$$

Сумарний гідрравлічний опір тертя

$$\Delta p_{\text{тр}\Sigma} = \lambda \frac{l \cdot z}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\rho_s \cdot w^2}{2},$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт тертя в трубному просторі за умови турбулентного режиму руху

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{\text{Re}}} = \frac{0,136}{\sqrt[4]{5170}} = 0,016;$$

$$\Delta p_{\text{тр}\Sigma} = \lambda \frac{l \cdot z}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\rho_s \cdot w^2}{2} = 0,016 \cdot \frac{1,2 \cdot 6}{0,0132} \cdot \frac{980,5 \cdot (0,4)^2}{2} = 1034 \text{ Па}.$$

Сумарний місцевий гідрравлічний опір

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						25
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

$$\Delta p_{m\Sigma} = \zeta \cdot \frac{\rho_{1s} \cdot w^2}{2},$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт місцевого опору

$$\zeta = a \cdot \zeta_1 + b \cdot \zeta_2 + c \cdot \zeta_3 = 7 \cdot 1,5 + 7 \cdot 1,5 + 5 \cdot 2,5 = 33,5,$$

де  $a = 7$  – кількість вхідних камер в кришці випарника;

$\zeta_1 = 1,5$  – коефіцієнт місцевого опору вхідної камери;

$b = 7$  – кількість вихідних камер;

$\zeta_2 = 1,5$  – коефіцієнт місцевого опору вихідної камери;

$c = 5$  – кількість поворотів потоку розсолу всередині трубної решітки на  $180^\circ$ ;

$\zeta_3 = 2,5$  – коефіцієнт місцевого опору повороту на  $180^\circ$

$$\Delta p_{mp\Sigma} = 33,5 \cdot \frac{980,5 \cdot (0,4)^2}{2} = 2677 \text{ Па}.$$

Тоді гідравлічний опір апарату

$$\Delta p = \Delta p_{mp\Sigma} + \Delta p_{m\Sigma} = 1034 + 2677 = 3711 \text{ Па}.$$

Потужність насосу, необхідна для перекачування води через апарат

$$N = \frac{G_s \cdot \Delta p}{\rho_s \cdot \eta_n} = \frac{0,86 \cdot 3711}{1000 \cdot 0,7} = 5 \text{ Вт}.$$

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						26
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

### 1.3.4 Розрахунок патрубків конденсатора

Розрахунок виконуємо виходячи з рівняння нерозривності

$$G = \rho \cdot w \cdot f \Rightarrow f = G / \rho \cdot w;$$

$$f = \frac{\pi d^2}{4} \triangleright d = \sqrt{\frac{4f}{\pi}}.$$

Патрубки для води

$$f = 0,86 / 980,5 \cdot 0,4 = 0,0012 \text{ м}^2;$$

$$f = \frac{\pi d^2}{4} \triangleright d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0012}{3,14}} = 0,029 \text{ м} = 29 \text{ мм}.$$

Задаємося  $d=32$  мм.

Патрубки для холодильного агента

Вхід R142b

Швидкість на вході  $w=15$  м/с; густина на вході  $\rho=105,7$  кг/м<sup>3</sup>; витрата холодильного агента  $G=0,36$  кг/с. Тоді

$$f = 0,36 / 105,7 \cdot 15 = 0,00022 \text{ м}^2;$$

$$f = \frac{\pi d^2}{4} \triangleright d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00022}{3,14}} = 0,016 \text{ м} = 16 \text{ мм}.$$

Задаємося  $d=25$  мм.

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						27
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Вихід R142b

Швидкість на виході  $w=2$  м/с; густина на виході  $\rho=848$  кг/м<sup>3</sup>; витрата холо-  
дильного агента  $G=0,36$  кг/с.

Тоді

$$f = 0,36 / 848 \cdot 2 = 0,0002 \text{ м}^2;$$

$$f = \frac{\pi d^2}{4} \triangleright d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0002}{3,14}} = 0,0135 \text{ м}.$$

Задаємося  $d=15$  мм.

### 1.3.5 Міцнісні розрахунки конденсатора [10]

#### Розрахунок обичайки апарату

Обичайка виготовляється з листової сталі, зварена, поздовжній стиковий шов виконаний ручним електродуговим зварюванням. Коефіцієнт міцності зварного з'єднання  $\varphi = 0,8$ . Допустимі напруження:

- нормативне для сталі ВСтЗсп  $\sigma^* = 140 \text{ МПа}$  ;
- для робочого стану  $[\sigma] = \eta_3 \cdot \eta \cdot \sigma^* = 1 \cdot 1 \cdot 140 = 140 \text{ МПа}$  .

Виконавча товщина  $\delta$  стінки обичайки

$$\delta = \delta_p + \sum c = \frac{p_p \cdot D_{вн}}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]} + \sum c = \frac{0,4 \cdot 0,3}{2 \cdot 0,8 \cdot 140} + 0,0023 = 0,0045 \text{ м} = 5 \text{ мм} ,$$

де  $\sum c = 0,0023$  м – сума всіх збільшень товщини обичайки;

$C_k=1$  мм – прибавка на корозію або інший вид хімічного впливу робочо-  
го середовища на матеріал;

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		28

$C_3=0$  – прибавка на ерозію враховується тоді коли швидкість руху середовища в апараті перевищує 20 м/с;

$C_d=0,7$  мм – додаткова надбавка з технологічних міркувань;

$C_0=0,6$  мм – надбавка на округлення розміру.

### Розрахунок еліптичного днища

Розрахунковий тиск  $P_{тр} = 0,4$  МПа, температура  $T = 338$  К.

У днищі є два отвори діаметром  $d=32$  мм для входу і виходу охолоджуючої води, розташовані симетрично відносно центру днища.

Коефіцієнт ослаблення днища отворами

$$\phi_0 = \frac{(D_{вн} - 2d)}{D_{вн}};$$

$$\phi_0 = \frac{(280 - 2 \cdot 32)}{280} = 0,77,$$

де  $D_{вн} = 0,28$  м – внутрішній діаметр днища.

Виконавчу товщину еліптичного днища (кришки) визначаємо за формулою:

$$\delta_{дн} = \frac{P_{тр} \cdot D_{вн}}{(2 \cdot \phi_0 \cdot [\sigma] - 0,5 \cdot P_{тр})} + \Sigma_c.$$

У нашому випадку  $\delta_{дн}$  дає малу величину. З технологічних причин вибираємо товщину днища  $\delta_{дн} = 5$  мм, тобто дорівнює товщині обичайки. Сумарна надбавка до товщини днища: надбавка для компенсації корозії 2 мм;

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						29
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

надбавка для компенсації мінусового допуску 0,6 мм; технологічна надбавка 0,9 мм, тоді  $\Sigma_c = 0,0035$ м.

Допустимий тиск у камері в робочому стані

$$[P]_д = \frac{2 \cdot \varphi_0 \cdot [\sigma] \cdot (\delta_{дн} - \Sigma_c)}{(D_{вн} + 0,5(\delta_{дн} - \Sigma_c))};$$

$$[P]_д = \frac{2 \cdot 0,77 \cdot 140 \cdot (0,005 - 0,0035)}{(0,28 + 0,5(0,005 - 0,0035))} = 2,25 \text{ МПа}.$$

Допустиме тиск за умови гідравлічних випробувань

$$[P]_{уз} = \frac{2 \cdot \varphi_0 \cdot [\sigma]_{уз} \cdot (\delta_{дн} - \Sigma_c)}{(D_{вн} + 0,5(\delta_{дн} - \Sigma_c))};$$

$$[P]_{уз} = \frac{2 \cdot 0,77 \cdot 200 \cdot 0,0015}{(0,28 + 0,5 \cdot 0,0015)} = 1,64 \text{ МПа}.$$

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		30

## **РОЗДІЛ 2 «ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ»**

Холодильне обладнання повинно відповідати ДНАОП 0.00-1.07-94 «Правила будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском», ГОСТ 12.2.003 «Обладнання виробниче. Загальні вимоги безпеки», ПБ 09-592-03 «Правила будови і безпечної експлуатації холодильних систем».

### **2.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів**

У будь-якому проектованому обладнанні або технологічному процесі конструктором передбачається можливість виникнення потенційних небезпек і шкідливостей проектованого обладнання. Так само на стадії конструкторської розробки установки розробляються заходи для того, щоб уникнути виникнення небезпек і шкідливостей, або, якщо вони виникнуть, запобігти їх.

#### **Холодильні системи є джерелом таких видів небезпеки:**

- 1) Небезпека від прямого впливу температури:
  - крихкість металів за низьких температур;
  - замерзання рідких холодоносіїв (води, соляних розчинів) в замкнутому просторі;
  - термічні напруження;
  - пошкодження споруд через замерзання ґрунту під ними;
  - шкідливий вплив на людей, викликаний низькими температурами.
- 2) Небезпека, викликана впливом підвищеного тиску:
  - збільшення тиску конденсації, викликаний невідповідним охолодженням або парціальним тиском неконденсованих газів, або накопиченням мастила або рідкого холодильного агенту;

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						31
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

- збільшення тиску насиченої пари, викликаний надмірним зовнішнім нагріванням (рідкого охолоджувача) або високою температурою навколишнього середовища за умови тривалого простою установки;
- розширення рідкого холодильного агента в замкнутому просторі без присутності пари, викликане підвищенням зовнішньої температури;
- пожежа.

3) Небезпека від прямого впливу рідкої фази:

- надмірне заповнення або затоплення апарату;
- наявність рідини в компресорах, викликана сифонуванням або конденсацією пари в компресорі;
- втрати мастила через емульгування.

4) Небезпека через витікання холодильного агента:

- пожежа;
- вибух;
- токсикація;
- паніка;
- асфіксія (ядуха).

Треба звернути увагу на небезпеки, загальні для всіх холодильних систем, такі як підвищена температура при нагнітанні, рідинне пробкоутворення, неправильна експлуатація (закритий нагнітальний клапан під час роботи) або зменшення механічної міцності в результаті корозії, ерозії, термічного напруження, рідинного удару або вібрації.

Відповідно до ГОСТ 12.0.003-74\* (СТ РЕВ 790-77) «Система стандартів безпеки праці. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори. Класифікація» небезпечні і шкідливі виробничі фактори поділяють за своєю дією на такі групи: фізичні, хімічні, біологічні, психофізіологічні [6].

Засоби захисту від небезпечних і шкідливих виробничих факторів поділяють на дві категорії: засоби колективного захисту та засоби індивідуального захисту [7, 8].

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						32
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		



Відповідно до ДСТУ 7238: 2011 «Система стандартів безпеки праці. Засоби колективного захисту працюючих. Загальні вимоги та класифікація» до основних засобів колективного захисту відносяться захисні і запобіжні пристрої; сигналізатори про небезпеку; розпізнавальне забарвлення і знаки безпеки; дистанційне керування; спеціальні засоби безпеки.

Відповідно до ДСТУ 7239: 2011 «Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація» до основних засобів індивідуального захисту відносяться: ізолюючі костюми; засоби захисту органів дихання; спеціальний одяг; спеціальне взуття; засоби захисту рук, голови, органів слуху.

### **Шум і вібрація**

При розробці технологічних процесів, проектуванні, виготовленні та експлуатації машин, виробничих будівель і споруд, а також при організації робочого місця мають бути вжиті всі необхідні заходи щодо зменшення шуму, що діє на людину на робочих місцях, до значень, що не перевищують допустимі:

- розробкою шумобезпечної техніки;
- застосуванням засобів і методів колективного захисту згідно ГОСТ 12.1.029-80 (2001) «Сигнальні кольори і знаки безпеки» для всіх галузей народного господарства і встановлює призначення, характеристики і порядок застосування сигнальних кольорів, а також форму, розміри, кольори та порядок застосування знаків безпеки;
- застосуванням засобів індивідуального захисту згідно ГОСТ 12.4.051-87 «Засоби індивідуального захисту органів слуху».

Зони з рівнем звуку або еквівалентним рівнем звуку вище 85 дБ(А) повинні бути позначені знаками безпеки згідно ГОСТ 12.1.029-80 (2001). Працююча в цих зонах адміністрація зобов'язана забезпечувати засобами індиві-

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		33

дуального захисту згідно ГОСТ 12.4.051-87 «Засоби індивідуального захисту органів слуху», наведені дані в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Засоби індивідуального захисту органів слуху

Тип протидії шуму	Група	Акустична ефективність, дБ, в третину октавних смугах з середньгеометричними частотами, Гц, не менше						
		125	250	500	1000	2000	4000	8000
Протишумові навушники (в тому числі з кріпленням на захисній касці)	А	15	20	25	30	35	35	35
	Б	5	10	15	22	28	30	32
	В	-	5	10	15	20	25	25
Протишумові вкладиші	А	14	18	22	25	30	30	30
	Б	10	15	18	20	22	24	26
Протишумові шоломи	А	20	23	30	35	40	45	45
	Б	10	15	25	30	35	40	40

На підприємствах, в організаціях та установах повинен бути забезпечений контроль значень шуму на робочих місцях не рідше одного разу на рік.

При роботі компресорної установки шум створюється зворотними клапанами, фільтрами на всмоктувальній лінії, частинами, що обертаються, зубчастими передачами, середовищами, що рухаються по трубопроводах, а також несправними та зношеними деталями. Шуми відбуваються також під час продування посудин і трубопроводів. За умови швидкості повітряного потоку більше 5 м/с з'являється додатковий шум у клапанах і вигинах трубопроводів. Шум від турбіни як правило поширюється по повітропроводах, а також по їх стінках, каркасах будівлі. Шум шкідливо впливає на здоров'я обслуговуючого персоналу компресорних установок. Працюючи в умовах шуму, цей персонал часто поступово втрачає слух і працездатність. Якщо обслуговуючий персонал перестане чути сигнали контрольно-вимірювальних приладів, а також засобів автоматики, це може призвести до травм і до аварії компресорної установки.

Рівень звуку на постійних робочих місцях у виробничих приміщеннях і по території підприємств відповідно до санітарних норм проектування промислових підприємств і ГОСТ 12.1.003-83, що встановлює класифікацію шуму, характеристики і допустимі рівні шуму на робочих місцях, загальні вимоги до захисту від шуму на робочих місцях, шумовим характеристикам машин, механізмів, засобів транспорту та іншого обладнання (далі – машин) і вимірювання шуму за умови тривалої безперервної роботи турбіни не повинен перевищувати 85 дБ за шкалою «А». Якщо рівень звуку перевищує цей рівень, необхідно вжити заходів до зниження виробничого шуму до встановленої величини.

У стандартах і (або) технічних умовах на машини повинні бути встановлені граничні значення шумових характеристик цих машин.

Шумову характеристику треба вибирати з числа передбачених ГОСТ 23941-2002, що поширюється на машини, механізми, устаткування, прилади усіх видів і інші джерела повітряного шуму.

В холодильному блоці основними джерелами шуму є компресор і вентилятори конденсатора. Із загального обсягу шуму на компресор приходить 22 %, на вентилятор – 40 %, а на холодильний контур і трубопроводи – залишаються 38 %.

Шум створюється не безпосередньо самими цими компонентами, а за умови переміщення в них рідини (наприклад, води) або газів. Як правило, при будь-якій зміні параметрів потоку створюється шум, який може бути помічений на фоні раніше існуючого.

Як правило, кондиціонери для середніх і малих приміщень мають незначні параметри рівня шуму. Рівень тиску шуму  $L_p$  може варіюватися від 25 дБ(А) маленького вентиляторного конвектора (на відстані 1,5 м від джерела) до 50 дБ холодильного блоку з повітряним охолодженням (на відстані 10 м від джерела). Деякі типові показники рівнів тиску шуму кондиціонерів і їх компонентів наводяться в табл. 2.2.

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						35
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Таблиця 2.2 – Типові показники рівнів тиску шуму для установок кондиціонування повітря, дБ(А)

Устаткування	Рівень тиску шуму, дБ(А)
Фанкойли, вент. конвектори	25–50
Конденсатори з повітр. охол. 7–22 кВт	40–43
Конденсатори з повітр. охол. 29–130 кВт	44–48
Холодильні блоки з повітр. охол. 7–42 кВт	35–42
Холодильні блоки з повітр. охол. 7–21 кВт	40–43
Холодильні блоки з повітр. охол. 24–105 кВт	42–48
Блоки спліт-систем 3,8–13,4 кВт	44–50
Блоки спліт-систем 8–13,4 кВт	41–42

Крім показників рівня шуму часто буває необхідно знати діапазон частот шуму, виробленого кондиціонерами. Типові показники частот наведені в табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Показники частот, в діапазоні яких створюється найбільша кількість шуму в кондиціонерах, Гц

Устаткування	Частоти, Гц
Холодильні блоки з повітр. охолодженням	250–2000
Вентиляційні конвектори і фанкойли	125–1000
Вентилятори і насоси	50–500
Вентиляційні решітки	350–2500
Розподільники потоків повітря	800–6000

Якщо значення шумових характеристик машин, що відповідають кращим світовим досягненням аналогічної техніки, перевищують значення, встановлені відповідно до вимог цього стандарту, то в стандартах і (або) технічних умовах на машини допускається встановлювати узгоджені в установленому порядку технічно досяжні значення шумових характеристик цих машин.

Технічно досяжні значення шумових характеристик машин повинні бути обґрунтовані:

– результатами вимірювання шумових характеристик представницького числа машин одним з методів згідно ГОСТ 23941-2002, що поширюється на машини, механізми, устаткування, прилади усіх видів і інші джерела повітряного шуму;

– даними щодо шумових характеристик кращих моделей аналогічних машин, що випускаються за кордоном;

– аналізом методів і засобів зниження шуму, що використовуються в машині;

– наявністю розроблених засобів захисту від шуму до встановлених рівнів, і включенням їх до нормативно-технічної документації на машину;

– планом заходів щодо зниження шуму до рівня, який відповідає вимогам цього стандарту.

Шумові характеристики машин або граничні значення шумових характеристик повинні бути вказані в паспорті на них, керівництві (інструкції) з експлуатації або в іншій супровідній документації.

*Вібрація* виникає за умови роботи агрегату, за наявності в ньому невіривноважених силових взаємодій (найчастіше вони періодичні).

Джерелами виникнення вібрації є:

– невіривноважені обертові маси агрегату;

– удари деталей (зубчасті зачеплення, підшипникові вузли);

– дефекти і розпушеності з'єднань окремих частин машини.

Вимоги регламентуються ГОСТ 12.1.012-90, що поширюється на робочі місця, на яких людина піддається впливу вібрації, машини і обладнання та технологічні процеси, які є джерелами вібрації.

Основним способом забезпечення вібробезпеки має бути створення і застосування вібробезпечних машин.

Вібробезпека праці повинна забезпечуватися:

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		37

- дотриманням правил і умов експлуатації;
- підтриманням належного технічного стану машини;
- своєчасним проведенням планово-попереджувальних ремонтів;
- застосуванням засобів індивідуального захисту від вібрацій.

## 2.2 Холодильні агенти

Залежно від ступеня небезпеки фізіологічного впливу на людей займистості і вибухонебезпечності сумішей з повітрям холодильні агенти поділяються на три групи:

- 1) незаймисті нетоксичні холодильні агенти;
- 2) токсичні і викликають корозію холодильні агенти, нижня межа займання яких (або нижня межа вибуху) становить понад 3,5 % за об'ємом в суміші з повітрям;
- 3) холодильні агенти, нижня межа займання яких (нижня межа вибуху) нижча 3,5 % за об'ємом в суміші з повітрям.

При використанні холодильних агентів різних груп в одній і тій самій системі охолодження повинні враховуватися правила кожної групи.

### Групи холодильних агентів

*Група 1.* До цієї групи належать незаймисті холодильні агенти, які мають такі властивості, що за повної зарядки ними системи в кількості, достатній для охолодження об'єкта, весь холодильний агент (вся зарядка) може бути викинута в навколишнє середовище, де знаходяться люди, і при цьому не будуть перевищені межі.

Використання системи безпосереднього охолодження в приміщенні, яке зайняте людьми, являє собою важливу проблему безпеки. Безпосередні системи повинні підкорятися вимогам, викладеним щодо дозволеної кількості холодильних агентів, що регламентуються через їх токсичність і небезпеку асфіксії. Токсичні сполуки розпаду можуть за деяких умов утворюватися в результаті контакту з полум'ям або нагрітими поверхнями.

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						38
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

Основними продуктами розкладання холодильних агентів групи 1, крім вуглекислого газу, є соляна і фтористоводнева кислоти. При всій їх токсичності вони автоматично надійно дають про себе знати завдяки надзвичайно різкого, дратівливого запаху навіть за умови слабкої концентрації.

*Група 2.* До цієї групи відносять токсичні холодильні агенти. Деякі холодильні агенти цієї групи є також займистими, але з нижньою межею займистості, яка дорівнює або вище 3,5 % за об'ємом, що вимагає належних додаткових обмежень.

Аміак єдиний холодильний агент цієї групи, який широко застосовується в холодильній промисловості. У нього є перевага, що він завдяки своєму різкому запаху сигналізує про витік навіть за умови концентрації набагато нижчої, ніж рівень концентрації, що створює небезпеку. Аміак є займистим лише в дуже обмеженому діапазоні концентрацій. При підвищенні температури займистість аміаку збільшується.

*Група 3.* До цієї групи відносять вибухонебезпечні і легкозаймисті холодильні агенти з нижньою межею займистості нижче 3,5 % за об'ємом. Ці холодильні агенти як правило слабкотоксичні.

Таблиця 2.4 – Індеси безпеки холодоагентів згідно стандарту 34-1997 ASHRAE

Ступінь займання	Ступінь токсичності	
	Низька	Висока
Висока	A3	B3
Низька	A2	B2
Відсутня	A1	B1

### **Холодильний агент R142b**

Холодильний агент 142b за своїми фізико-хімічними характеристиками це безбарвний газ, який утворює високотоксичні продукти в момент зіткнення з відкритим полум'ям. Температура самозаймання холодильного агенту R142b складає 590 °C за умови масової частки в атмосфері 7,6–18,5 %. Хімі-

чна формула даного холодильного агента така:  $\text{CF}_2\text{ClCH}_3$ . Холодильний агент 142b має молярну масу 100,495 кг/кмоль і температуру плавлення до  $-130,8\text{ }^\circ\text{C}$  та температуру кипіння  $-9,2\text{ }^\circ\text{C}$ . Критичні показники тиску і густини можуть досягати значень 4,138 МПа і  $459\text{ кг/м}^3$  відповідно. Показник озоноруйнівного потенціалу у холодильного агента R142b дорівнює  $\text{ODP}=0,065$ , а потенціал глобального потепління становить  $\text{GWP}=2000$ .

Холодильний агент 142b, будучи безпосередньо холодоагентом, також використовується як розчинник і пропеллент аерозольних упаковок, а також може бути застосований як порожниноутворювач в процесі отримання пінопластів або сировини у фторорганічному синтезі.

При роботі з холодильним агентом R142b (балони 13,6 кг) необхідно дотримуватися ряду заходів безпеки. Даний холодильний агент не повинен змішуватися з киснем або стисненим повітрям, проте можливо змішувати його з сухим азотом. Крім того, необхідно тримати установку, заправлену холодильним агентом R142b подалі від будь-якого джерела відкритого полум'я, зокрема, не допустимо проведення зварювальних робіт. Оскільки холодильний агент R142b важчий за повітря, необхідно забезпечити гарну вентиляцію приміщення за умови роботи з ним.

### **Тара та упаковка**

Поставка даного холодильного агенту здійснюється в балонах з під холодильних агентів R22 і R134a. В оригінальних балонах не поставляється, тому що на ввезення цього холодильного агента діє заборона.

### **Транспортування**

Транспортування холодильного агента R142b може здійснюватися будь-яким видом транспортних засобів.

### **Зберігання**

Даний холодильний агент має обов'язкові умови зберігання: тара з холодильним агентом R142b повинна зберігатися виключно в сухих складських

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		40



приміщеннях, де забезпечений захист від проникнення прямих сонячних променів і їх потрапляння на балон з речовиною.

Необхідно, щоб балони з цим холодильним агентом знаходилися якомога далі від відкритого вогню і електричних нагрівальних приладів.

### **Інші характеристики холодильного агента**

Як уже згадувалося, холодильний агент 142b – газ без кольору і запаху. Він інертний у хімічному відношенні. Цей холодильний агент негорючий, якщо знаходиться скраплений під тиском. У цьому випадку він абсолютно безпечний. Даний хладон утворює високотоксичні продукти за умови взаємодії з відкритим вогнем. Холодильний агент R142b – це горючий газ. Температура займання 590 °С. Ризик загоряння виникає лише якщо холодильного агента в складі повітря від 7,6–18,5 %.

### **Різні сфери використання холодильного агента**

Даний холодильний агент застосовується як розчинник, пропеллент, матеріал для фторорганічного синтезу.

Як правило, холодильний агент R142b найчастіше застосовується в теплових насосах і морозильних установках.

Інші сфери використання:

– холодильний агент в морозильних агрегатах з великими температурними показниками конденсації;

– в певних ситуаціях можна застосовувати як альтернативу холодильному агенту R22.

Холодильний агент R142b поставляється в одноразових балонах зі сталі. Зберігають холодильний агент в сухих приміщеннях, які провітрюються. Його не можна піддавати впливу прямих сонячних променів.

Переваги холодильного агента:

1) за умови дотримання інструкції щодо застосування цей холодильний агент повністю безпечний;

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		41

2) холодильний агент може бути задіяний різному обладнанні: у великих промислових агрегатах, в домашньому кліматичному оснащенні тощо;

3) гарні показники, характерні і для теплофізичних, і для теплодинамічних властивостей;

4) це повністю хімічно стабільна речовина;

5) необхідно зазначити, що ця речовина нормально працює без реакції окиснення;

6) холодильний агент R142b досить популярний і багато в чому універсальний, тому підходить для різних холодильних систем.

Даний холодильний агент безпечний для навколишнього середовища, нешкідливий для екологічної обстановки. [5]

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						42
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

## ВИСНОВКИ

В результаті виконання кваліфікаційної випускної роботи було виконано проектування горизонтального кожухотрубного конденсатора одноступеневого парокompресійного теплового насосу відповідно до вихідних даних, які включали температури утилізованого середовища (мастило И-40) і середовища споживача, холодильний агент (R142b) та витрата утилізованого середовища  $G_y = 16,3 \text{ т / год}$ .

Для термодинамічного розрахунку було обрано цикл одноступеневої парокompресійної холодильної машини з регенеративним теплообмінником, що дозволило забезпечити перегрівання холодильного агенту на всмоктуванні у компресор та збільшити питому холодопродуктивність циклу. У результаті термодинамічного розрахунку циклу було отримано величину теплового навантаження на конденсатор, яке склало 64,44 кВт та величину коефіцієнта термотрансформації, який склав  $COP = 6,14$ .

На основі розрахункових та вихідних даних було виконано розрахунок та проектування горизонтального кожухотрубного конденсатора, що слугує для нагрівання води для системи гарячого водопостачання. Основними перевагами таких апаратів є висока інтенсивність теплообміну, низькі гідравлічні втрати, простота конструкції, висока стійкість до гідроудару, можливість роботи в умовах сильно забруднених середовищ та можливість очищення внутрішньої поверхні труб від водяного каменю механічним способом. При розрахунку та проектуванні було задано, що процес конденсації відбувається на поверхні горизонтальних труб у міжтрубному просторі, а вода (середовище споживача) рухається у середині труб. З метою підвищення інтенсивності тепловіддачі на зовнішній поверхні труб було розміщено стандартне оребрення із використанням гексагонального розміщення труб. За результатами теплового розрахунку апарату було отримано величини: площі поверхні теплопередачі, яка склала  $4,53 \text{ м}^2$ , кількість ходів за трубним простором  $z = 6$ , дов-

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		43

жина однієї труби в апараті  $l=1,2\text{ м}$ , загальна кількість труб в апараті  $n=91$  шт та внутрішній діаметр апарату  $D_{\text{вн}}=0,3\text{ м}$ . У результаті гідромеханічного розрахунку було отримано величину втрати тиску води у апараті, яка склала  $\Delta p=3711\text{ Па}$  та потужність насосу, необхідна для перекачування води через апарат  $N=5\text{ Вт}$ . Також у роботі було виконано розрахунок патрубків для руху всіх теплоносіїв та виконано міцнісні розрахунки апарату: розрахунок обичайки та еліптичного днища, які підтверджують надійність та працездатність розрахованої конструкції.

У розділі «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях» були проаналізовані основні небезпечні і шкідливі фактори, що виникають при роботі парокompресійних теплових насосів (небезпека від прямого впливу температури, небезпека, викликана впливом підвищеного тиску, небезпека від прямого впливу рідкої фази, небезпека через витікання холодильного агента, шум і вібрація тощо), а також описана класифікація холодильних агентів з розширеним описом холодильного агента, що використовувався у циклі, що розглядається.

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						44
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. 4110 Методичні вказівки до виконання випускної кваліфікаційної роботи бакалаврів професійного напрямку підготовки 6.050604 "Енергомашинобудування" [Текст] : для студ. напрямів підготовки 6.05060405 "Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка", 6.05060403 "Холодильні машини і установки" денної та заочної форм навчання / В. М. Арсеньєв, Ю. М. Вертепов. – Суми : СумДУ, 2016. – 15 с.

2. [Електронний інтернет-ресурс] : Режим доступу – <https://www.atmosfera.eu/ru/heatpump/oblasti-primeneniya-tn/> Области применения тепловых насосов.

3. [Електронний інтернет-ресурс] : Режим доступу – <http://podogrevatel-pp.ru/publikatsii/kozhukhotrubnyj-teploobmennik-printsip-raboty-preimushchestva-i-nedostatki.html> Кожухотрубный теплообменник: принцип работы, преимущества и недостатки.

4. [Електронний інтернет-ресурс] : Режим доступу – <https://lektsia.com/3x7926.html> Кожухотрубный горизонтальный конденсатор.

5. [Електронний інтернет-ресурс] : Режим доступу – <https://domholoda.ru/freon/freon-r142b/> ФРЕОН (ХЛАДОН) R142В, БАЛЛОН 13.6 КГ.

6. ГОСТ 12.0.003-74\* ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация.

7. ДСТУ 7238:2011. Система стандартів безпеки праці. Засоби колективного захисту працюючих. Загальні вимоги та класифікація.

9. ДСТУ 7239:2011. Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.

10. Писаренко Г.С. и др. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наукова думка, 1988. – 734 с.

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						45
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		

11. Данилова Г.Н. и др. Теплообменные аппараты холодильных установок – Л.: Машиностроение, 1986. – 303 с.

12. Богданов С.Н. и др. Холодильная техника. Свойства веществ: Справочник. – М.: Агропромиздат, 1985. – 208 с.

13. Холодильные машины: Учебн. для Втузов по специальности «Холодильные машины и установки»/ Н.Н.Кошкин, И.А.Сакун, Е.М.Бамбушек и др.; Под общ. ред. И.А.Сакуна. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1985. – 510с., ил.

14. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин: Учебн. пособие для вузов по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки»/ Е.М.Бамбушек, Н.Н.Бухарин, Е.Д.Герасимов и др.; Под общ. ред. И.А.Сакуна. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 423с.: ил.

15. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.

					ХМдн 08.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Вим.	Лист	№ документа	Підп.	Дата		46