

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 «Конденсатор аміачної холодильної машини

з холодопродуктивністю 18,6 кВт при стандартних умовах роботи»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

В. М. Арсеньєв

Здобувач

О. М. Мазур

Група

ХКдн-74др

Суми 2021

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
ЗАВДАННЯ.....	5
РОЗДІЛ 1 "СПЕЦІАЛЬНИЙ РОЗДІЛ".....	6
1.1 Загальні відомості щодо аміаку та холодильних машин на його основі	6
1.2 Вибір схемного рішення і розрахункових параметрів.....	19
1.3 Розрахунок параметрів циклу парокомпресійної холодильної машини	29
1.4 Розрахунок і проектування конденсатора пластинчастого типу.....	38
РОЗДІЛ 2 "ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ".....	58
2.1 Небезпечні та шкідливі виробничі фактори при роботі холодильних установок.....	58
2.2 Основні характеристики і техніка безпеки при роботі аміачних холодильних установок.....	63
ВИСНОВКИ.....	72
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	74

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ					
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	Конденсатор аміачної холодильної машини з холодопродуктивністю 18,6 кВт при стандартних умовах роботи. Пояснювальна записка			Літ.	Аркуш	Аркушів
Розроб.	Мазур							2	75	
Перевір.	Арсеньєв									
Конс.										
Н. контр.	Шарапов							СумДУ, гр. ХКдн-74др		
Затв.	Ванєєв									

ВСТУП

Харчова промисловість і торгівля харчовими продуктами – одні з основних споживачів холодильного обладнання та систем холодопостачання. Саме від ефективної і безвідмовної роботи холодильного обладнання залежить успіх того чи іншого виробничого або торгового підприємства.

Треба розуміти, що, якщо справа стосується продуктів харчування, це має відношення до здоров'я і навіть життя людини, тому ціна помилки при виробництві, зберіганні та транспортуванні харчової продукції особливо велика.

Якщо через поломки холодильного обладнання будь-кому на стіл потрапить неякісний продукт, то це загрожує не тільки неприємностями з боку наглядових органів і контролюючих інстанцій, а й неминучою втратою довіри з боку покупців, що, в кінцевому підсумку, може призвести до закриття бізнесу .

У той самий час холодопостачання і системи, що забезпечують холодопостачання, відносяться до технічно найбільш складних пристроїв кліматичної техніки. Фахівці відзначають, що саме в холодопостачанні практично не зустрічаються типові рішення, і кожен конкретний об'єкт вимагає «індивідуального комплексу» холодильного обладнання, з урахуванням специфічних вимог.

З деякою часткою умовності, тому що ситуація на ринку харчових продуктів швидко змінюється, холодильне обладнання для нього можна розділити на два класи:

- промислове холодильне обладнання;
- торгівельне холодильне обладнання.

Промислове холодильне обладнання – це потужні та ефективні холодильні агрегати та установки (потужністю по холоду більше 10 кВт), що забезпечують можливість тривалого зберігання різних продуктів у великих ма-

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						3
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

газинах і на складах, а також застосовуються в технологічних процесах харчового виробництва.

Торгівельне холодильне обладнання відрізняється меншою потужністю (хоча і тут використовують потужні холодильні машини) і застосовується для короткочасного зберігання охолоджених або заморожених продуктів в магазинах і підприємствах громадського харчування. Його відмінною рисою є те, що це обладнання повинно забезпечувати можливість демонстрації продуктів та зручність доступу до них покупців. [1]

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЗАВДАННЯ

Виконати розрахунок та проектування конденсатора аміачної холодильної машини заданої холодопродуктивності, що працює за стандартних умов роботи.

Вихідні дані

Холодильний агент.....R717 (аміак)
Холодопродуктивність..... $\dot{Q}_0 = 18,6 \text{ кВт}$
Умови роботи холодильної машини.....стандартні середньотемпературні:
– температура кипіння холодильного агента..... $t_0 = -15 \text{ }^\circ\text{C}$
– температура конденсації холодильного агента..... $t_\kappa = 30 \text{ }^\circ\text{C}$
Тип конденсатора.....пластинчастий
Охолоджуюче середовище.....вода
Початкова температура охолоджуваного середовища..... $t'_2 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$
Теплові втрати конденсатора у навколишнє середовище.....відсутні.

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1 «СПЕЦІАЛЬНИЙ РОЗДІЛ»

1.1 Загальні відомості щодо аміаку та холодильних машин на його основі

Аміак як холодильний агент

Аміачні холодильні системи, розроблені в останні десятиліття відповідно до сучасних норм і правил, відповідають найвищим стандартам безпеки. Старіші системи, навпаки, можуть бути ненадійними, а їх використання – пов'язане з ризиком.

Ефективними і недорогими заходами щодо запобігання витоків аміаку є інформування та навчання персоналу. У даній роботі розглядається аміак з хімічною формулою NH_3 , який не містить води (безводний), тобто який не є водним розчином аміаку. Безводний аміак зберігається в рідкому вигляді під тиском.

Виробництво аміаку. Об'єм щорічного обороту аміаку в природі становить, як мінімум, 3 мільярди тонн. Людина в процесі життєдіяльності виробляє близько 17 грамів аміаку на добу, корова – 1 тонну на рік. Промисловим способом щорічно отримують близько 150 мільйонів тонн аміаку, з яких як холодоагент використовують лише близько півмільйона тонн.

Природні втрати аміаку на великих холодильних установках традиційного типу складають близько 5–10 % на рік, в сучасних системах вони значно менші – до 1 %.

Аміак як холодоагент. Вперше аміак був використаний в парокompресійній холодильній установці Девідом Бойлом в 1872 р. у США. У 1876 р. Карл фон Лінде побудував компресійну холодильну машину для пивоварного заводу в Трієсті. Спочатку як холодильний агент він припускав використо-

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

увати ефір, але той вибухнув прямо в лабораторії. Аміак виявився більш безпечним і з тих пір, завдяки унікальним термодинамічним властивостям, а також тому, що холодильні установки з його використанням виявилися настільки ж ефективні, як і рентабельні, є домінуючим холодоагентом в системах промислового призначення.

Порівняння з деякими іншими сучасними холодоагентами. Технологія застосування аміаку відрізняється від використання інших холодильних агентів завдяки його великій теплоті пароутворення. Низька текучість обмежує використання аміаку для холодильних систем малої холодопродуктивності. Але в майбутньому аміак може стати для них альтернативним холодоагентом.

У табл. 1.1 подані характеристики холодильних агентів в перерахунку на 1 кВт холодопродуктивності за умови $-15 / +30$ °С.

Таблиця 1.1 – Порівняльні характеристики різних холодоагентів

Холодоагент	Хімічна формула	Температура кипіння, °С	Теплота пароутворення, кДж/кг	Коефіцієнт термо-трансформації COP	Потенціал руйнування озону ODP	Потенціал глобального потепління GWP
R134a	CH ₂ FCF ₃	-26,2	217	4,6	0	1300
R407C*	32/125/134a	-43,8/-36,7	248	4,51	0	1525
R410A*	32/125	-51,6/-51,5	271	4,41	0	1725
R507C	125/143a	-47,0	196	4,18	0	3800
R717	NH ₃	-33,3	1369	4,84	0	0
R290	C ₃ H ₈	-42,1	426	4,74	0	3
R744	CO ₂	-56,6	350	2,96	1	1
R718	H ₂ O	100	2456	–	0	0

* фреони R407C и R410A характеризуються «температурним глайдом»

Властивості холодильних агентів. До підписання Монреальського протоколу властивості холодильних агентів описувалися невеликою кільк-

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

кістю параметрів. З тих пір до них додалися характеристики, що стосуються впливу на навколишнє середовище, а також параметри зеотропних і азеотропних сумішей і надкритичних процесів. З урахуванням всіх цих факторів, використання в промислових системах, наприклад гідрофторвуглеводнів, визнано небажаним через складність запобігання витоків і занадто високу вартість заміни.

Ідеального холодильного агента не існує, і малоімовірно, що він з'явиться в доступному для огляду майбутньому.

Мінімальна зарядка систем. Холодильна промисловість зацікавлена в проектуванні і будівництві систем з мінімально можливим об'ємом холодоагенту. Це справедливо для випадку, коли мають справу з гідрофторвуглеводнями, витік яких небажаний через високу вартість і екологічну небезпеку.

Висока питома теплота пароутворення і парціальний тиск аміаку ускладнюють його випаровування, це означає, що він залишається рідким, через це витік не може бути значним. Однак, сильний характерний запах створює у людей враження, що витік набагато серйозніший, ніж він є насправді. У сучасних системах проблема витоків вирішується за допомогою детекторів і секціонування.

Порівняння робочих характеристик холодильних установок. Професор Йоахім Пауль з Данського технічного університету зробив порівняння оптимальних робочих характеристик холодильних установок з водяним охолодженням від провідних світових виробників (табл. 1.2). Аналіз виконано за умови чистих поверхонь теплообміну (згідно з даними з різних джерел, процеси утворення накипу й закупорювання можуть призводити до зниження ефективності від 8 до 20 %).

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 1.2 – Порівняння робочих характеристик установок холодопродуктивністю 1000 кВт на різних холодильних агентах

Холодильний агент	R134a	R717	R718
Температура охолодженої води (вхід / вихід), °C	12/6	12/6	12/6
Температура охолоджуючої води (вхід / вихід), °C	19/24	19/24	19/24
Температура випаровування / конденсації, °C	4,3/27,1	3,0/27,0	5,0/25,0
Перепад тиску	2,1	2,2	3,6
Масова витрата холодоагенту, кг/с / у % відносно R134a	6,2	0,9/15	0,4/6
Об'ємна витрата хладагента, м ³ /с / у % відносно R717	1320/161	822	220115/ 26778
Споживана потужність, кВт	141	125	101
Коефіцієнт термотрансформації COP	7,1	8,0	9,9
Потужність за вакуумом, кВт	0	0	12
Повна споживана потужність, кВт	141	125	113
Повний COP / у % відносно R134a	7,1	8,0/113	8,9/125

Це порівняння показує, що аміак є більш ефективним холодоагентом для застосування в холодильних установках, ніж R134a. Однак найкращий варіант – використання води у відкритому холодильному циклі, де, за відсутності теплообмінника, не утворюється накип і немає закупорювання.

Майбутнє аміаку. Майбутнє аміаку, завдяки його чудовим властивостям як холодоагенту, вбачається безхмарним. Він завжди був найкращим вибором для великих промислових установок. Гарні перспективи і у вуглекислого газу, в деяких випадках його застосування навіть краще – через більшу простоту забезпечення безпеки. Особливо цікавий і ефективний (в тому числі і для температур нижче -40 °C) комбінований варіант з використанням аміаку і вуглекислого газу. Також очевидно, що прекрасним холодо-

агентом для застосування в системах кондиціонування повітря, крім аміаку, є вода.

Громадський тиск на гідрофторвуглеводні посилюється, і це призведе до розробки нових технічних рішень на основі натуральних холодоагентів, одним з яких є аміак. За умови його правильного використання може бути забезпечений не лише необхідний рівень безпеки, але і висока рентабельність установок. [4]

Аміачні холодильні установки

Велике різноманіття робочих речовин, використання яких можливе в холодильній техніці, так само як і різноманіття їх термодинамічних і експлуатаційних властивостей, показує, що знайти єдину речовину, що поєднує лише позитивні якості і властивості, досить важко. При виборі холодильного агента необхідно розглянути і проаналізувати сукупність всіх властивостей і чинників, що характеризують як роботу холодильної машини (призначення, холодопродуктивність, розміщення), так і конструктивні особливості її окремих елементів, і прагнути до зменшення негативного впливу властивостей обраної речовини. Крім того, до холодильного агента висуваються вимоги вибухобезпеки, негорючості, нетоксичності, термічної стабільності, стабільності в суміші з маслом, а також низької вартості.

Питаннями впливу властивостей холодоагентів на енергетичні, експлуатаційні, конструктивні показники і характеристики холодильних машин і їх елементів займаються як науково-дослідні інститути, так і компанії-виробники холодильного обладнання.

З кінця 1990-х років в холодильній техніці спостерігається тенденція до більш широкого застосування так званих природних холодоагентів: повітря, вуглеводнів, діоксиду вуглецю і аміаку. Найбільшого поширення з них отримав аміак, який використовується в холодильній техніці вже більше 100 років і знайомий під позначенням R717. Популярність аміаку пов'язана із його

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

сприятливими для використання в холодильній техніці теплофізичними властивостями.

Аміак відноситься до холодоагентів середнього тиску і використовується в найбільш затребуваному інтервалі температур охолоджуваного об'єкта від 0 до -60 °С за температури конденсації до 55 °С. Діапазон холодопродуктивності аміачних холодильних машин може складати від десятків кіловат до декількох мегават. Діапазон застосування аміаку поданий в табл. 1.3.

Таблиця 1.3 – Діапазон застосування аміаку як холодильного агента

Схема холодильної машини	Максимальна температура конденсації, °С	Мінімальна температура кипіння, °С	Тип компресора
Одноступенева	35	-25	поршневий
		-35	гвинтовий
	40	-15	поршневий
		-30	гвинтовий
	50	-10	поршневий
		-20	гвинтовий
Двоступенева	50	-40	відцентровий
		-60	поршневий
			гвинтовий
Каскадна (верхній ступінь)	35	-25	поршневий
		-35	гвинтовий

Техніко-економічні показники експлуатації холодильної машини значно визначаються показниками роботи компресорного агрегату.

До складу компресорного агрегату входить:

– компресор з приводом;

– система маслопостачання компресора: масловіддільник, охолоджувач мастила, фільтр;

– система автоматизованого управління і регулювання.

У складі аміачних холодильних машин (АХМ) найбільше застосування отримали компресори таких типів:

– поршневі;

– гвинтові;

– відцентрові.

Поршневі і гвинтові компресори відносяться до машин об'ємного принципу дії. Відцентрові компресори відносяться до машин динамічного класу.

Нижче на рис. 1.1 поданий аміачний компресорно-конденсаторний агрегат з конденсатором водяного охолодження на базі поршневого компресора виробництва Sabroe (Бельгія), а на рис. 1.2 – гвинтовий компресорно-конденсаторний агрегат з масловідділювачем і маслоохолоджувачем водяного охолодження.



Рисунок 1.1 – Поршневий компресорно-конденсаторний агрегат

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



Рисунок 1.2 – Гвинтовий компресорний агрегат з масловідділювачем і водяним маслоохолоджувачем

У холодильній промисловості за певних температурних умов для забезпечення заданої холодопродуктивності застосовують у складі аміачного компресорного агрегату компресори відцентрового типу, загальний вигляд якого поданий на рис. 1.3.



Рисунок 1.3 – Відцентровий компресорний агрегат

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		13

Також необхідно окремо відзначити, що раніше перевагу аміаку віддавали при створенні холодильних машин великої потужності (більше 100 кВт), але після 2007 року, коли в Монреалі були підписані документи з жорсткішими обмеженнями і заборонами використання озоноруйнуючих гідрохлорфторвуглеводнів, аміак все частіше стали використовувати в машинах середньої потужності (20–100 кВт).



Рисунок 1.4 – Аміачна холодильна установка компанії Frigopol холодопродуктивністю 2x20 кВт для підтримання температури технологічної води в діапазоні +4...+6 °С

Три останніх десятиліття в США, Японії і Західній Європі аміак широко застосовується в циклах теплових насосів середньої і великої потужності (200–8000 кВт). Так, з початку 1990-х років у Норвегії встановлено кілька сотень теплових насосів, що працюють на аміаку, для потреб великих будівель і районних систем опалення. Максимальний тиск холодоагенту в циклі досягає 52 бар, а температура води, що нагрівається до 90 °С. Приклад такого теплового насоса поданий на рис. 1.5.

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



Рисунок 1.5 – Тепловий насос, що працює на аміаку

Застосування аміачних холодильних установок в промисловості є пріоритетним завдяки екологічності аміаку і його відмінним теплофізичним властивостям. [2]

Робота компресорів, що використовуються в холодильних машинах і установках, які працюють на аміаку характеризується рядом особливостей:

- внаслідок зміни зовнішніх умов роботи холодильної машини компресор працює в широкому діапазоні тисків нагнітання і всмоктування і великій різниці цих тисків;

- пара аміаку, всмоктувана в компресор (позначення холодоагенту R717, хімічна формула NH_3), має низьку температуру (для АХМ може становити до $-60\text{ }^\circ\text{C}$) і може містити крапельну рідину;

- компресор повинен мати високу енергетичну ефективність і стійкість роботи в широкому діапазоні зміни робочих параметрів (тиску на вході і виході, ступеня підвищення тиску, а також продуктивності);

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

– використання як робочої речовини аміаку, який є шкідливим для організму людини і вибухонебезпечним, накладає на компресори АХМ високі вимоги щодо їх герметичності;

– конструкція компресорів холодильних машин дозволяє максимально автоматизувати робочий процес для їх надійної експлуатації з мінімальним залученням обслуговуючого персоналу;

– низькі швидкості руху пари в елементах компресорного агрегату (рекомендовані швидкості пари в прохідних перерізах всмоктувального і нагнітального патрубків складають 20–25 і 25–30 м/с, відповідно);

– технологічність конструкцій, висока ступінь уніфікації деталей і вузлів, доступність матеріалів і мала матеріалоємність;

– низький рівень шуму і механічної вібрації.

Завдяки високому значенню електричної провідності R717, в АХМ застосовуються виключно сальникові компресорні агрегати із зовнішнім приводом. З'єднання компресора з приводом здійснюється або за допомогою клинопасової передачі (для компресорів малої потужності), або за допомогою муфти.

В системі змащення компресорів АХМ рекомендується застосовувати нафтові мінеральні мастила, синтетичні мастила на основі алкілбензолів і полігліколей, а також їх суміші.

У класі поршневих компресорів вітчизняні виробники були представлені безкрейцкопфними V-, W-, VV-подібними одноступеневими компресорами (П60, П110, П220 та ін.) потужністю від 12,8 до 78 кВт, опозитними компресорами (АО1200, АО600) з потужністю приводу до 630 кВт, а також двоступеневими опозитними компресорами (ДАО275П, ДАО550П).

В даний час на ринку холодильного та компресорного обладнання представлена широка модельна лінійка поршневих компресорів відомих виробників (Bitzer, Grasso, Sabroe тощо), що працюють на R717 та мають мінімальну потужність від 3 кВт.

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Основними способами регулювання холодопродуктивності АХМ на базі поршневих компресорів є:

- включення-виключення компресора;
- дроселювання потоку холодоагенту на вході в компресор;
- блокування всмоктувальних каналів окремих циліндрів або груп циліндрів;
- зміна частоти обертання валу;
- відтискання всмоктувальних клапанів;
- зміна «мертвого» об'єму циліндра;
- скорочення ходу стиснення;
- внутрішній перепуск пари.

У зв'язку зі слабкою розчинністю аміаку в мастилі, в лінії нагнітання безпосередньо на виході з компресора встановлюється масловідділювач.

Найбільшу популярність серед гвинтових компресорів, які застосовуються в АХМ, отримали маслозаповнені двоохоторні машини. Встановлено, що діапазон холодопродуктивності, при якому використання гвинтових компресорів є більш доцільним порівняно з іншими типами, становить 400–1650 кВт за умови температури кипіння $t_0 = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$ і конденсації $t_k = +30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Температура кипіння для аміачних маслозаповнених компресорів, за умови їх роботи в складі одно- і двоступеневих холодильних машин, знаходиться в діапазоні від $+15$ до $-65\text{ }^{\circ}\text{C}$. Причому в двоступеневих холодильних машин гвинтові компресори використовуються, в основному, як ступені низького тиску. Плавне регулювання продуктивності компресора в діапазоні від 10 до 100 % здійснюється за допомогою золотника (механічне регулювання продуктивності), який дозволяє змінювати ефективну довжину гвинтів.

До основних недоліків маслозаповнених гвинтових компресорів відноситься наявність розвиненої маслосистеми, яка включає масловідділювач, маслоохолоджувач, фільтр і насос циркуляції мастила. При агрегуванні

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

гвинтових компресорів на загальній рамі розміщують власне компресор з приводом, елементи маслосистеми, елементи системи автоматизованого управління.

Тип компресорів, що використовуються – сальникові. Як привід використовуються переважно асинхронні електродвигуни необхідної потужності. З'єднання ведучого ротора компресора з приводом виконується за допомогою пружної муфти.

Масляна система компресорного агрегату складається з таких елементів:

– масловідділювач, що встановлюється на виході компресора і призначений для вловлювання мастила, що виноситься холодоагентом з компресора;

– маслоохолоджувач (водяний або повітряний), призначений для охолодження мастила (оптимальна температура мастила, яку необхідно підтримувати після маслоохолоджувачів на вході в компресор становить 30–40 °С);

– масляний фільтр встановлюють для унеможливлення потрапляння механічних частинок в робочий тракт компресора і подальшого пошкодження таких елементів як робочі поверхні гвинтів і інших відповідальних елементів;

– циркуляційний насос призначений для забезпечення циркуляції мастила через маслоохолоджувач і подачі його в підшипникові вузли і порожнину компресора.

Система автоматичного управління забезпечує управління компресорним агрегатом, а також захист його від аварійних режимів і включає: контрольно-вимірювальні прилади і засоби автоматизації, місцевий щит управління і контролер.

Основними способами регулювання холодопродуктивності АХМ на базі гвинтових компресорів є:

- внутрішній перепуск пари;
- внутрішні керуючі поршні;

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- регулюючий золотник, паралельний осі вала;
- зміна частоти обертання.

Аміачні холодильні машини на базі відцентрових компресорів знайшли своє застосування в холодильних установках промислових виробництв великої потужності (в хімічній, нафтопереробній, газовій та інших галузях промисловості).

Діапазон температур кипіння холодоагенту в АХМ на базі відцентрових компресорів, що випускаються серійно вітчизняною промисловістю, становить від 0 до -23 °С.

Залежно від параметрів роботи холодильної машини компресор складається з 1 або 2 корпусів стиснення, в яких може розміщуватися від 2 до 10 ступенів (робочих коліс).

Основними способами регулювання холодопродуктивності відцентрових компресорів є:

- дроселювання на всмоктуванні;
- підвищення тиску конденсації;
- байпасування стиснутих парів;
- використання вхідного направляючого апарату;
- зміна частоти обертання.

Аміачні холодильні машини на базі відцентрових компресорів повністю автоматизовані і вимагають у процесі експлуатації лише мінімального спостереження. [3]

1.2 Вибір схемного рішення і розрахункових параметрів

Як правило, за умови використання аміаку R717 як холодильного агента застосовують цикл пароконденсійної холодильної машини на основі із перехолоджувачем конденсату або цикл з економайзером.

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

У будь-якому випадку використовують компресор об'ємного принципу дії. Найбільшого поширення набули поршневі, спіральні та гвинтові компресори. Розглянемо докладніше кожен з цих типів.

Спіральний компресор. Отже, спіральні компресори відносяться до компресорів об'ємного принципу дії, тобто стиснення холодильного агента відбувається за рахунок зменшення об'єму, в якому знаходиться холодильний агент. Це абсолютно новий тип компресорів, який в даний час все частіше використовується в системах кондиціонування повітря і в холодильних машинах холодопродуктивністю до 40 кВт.

Конструктивно робочий елемент спірального компресора складається з двох вкладених одна в іншу спіралей. Одна з спіралей встановлена нерухомо, а друга робить ексцентричний рух. Всі процеси, властиві об'ємним компресорам (наприклад, поршковому компресору) – всмоктування, стиснення, нагнітання – реалізуються в порожнинах, утворених між поверхнями спіралей. Принцип дії спірального компресора показаний на рис. 1.6. Відмінною особливістю спірального компресора є відсутність всмоктуючого і нагнітального клапанів і практично відсутності мертвого об'єму.

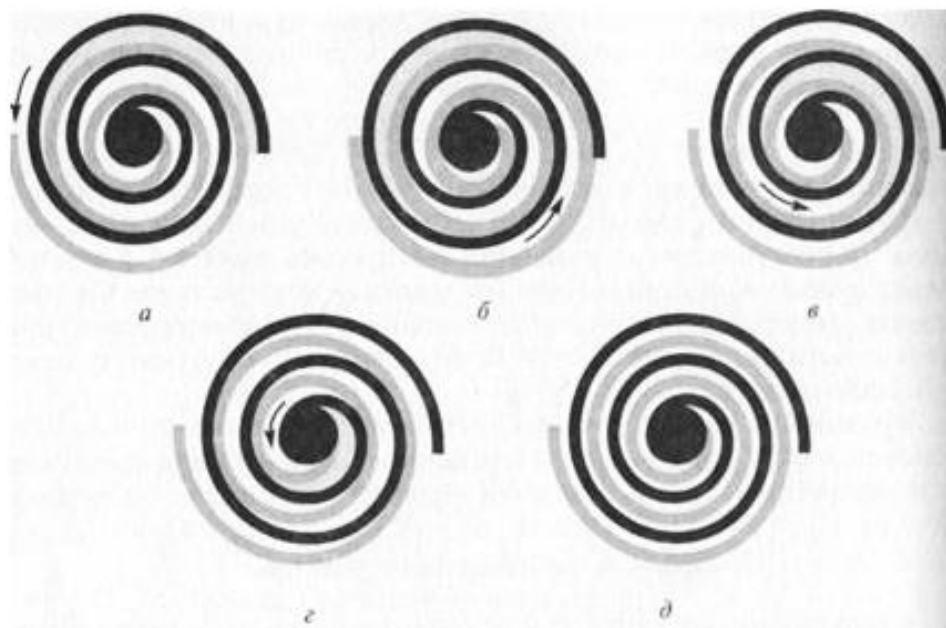


Рисунок 1.6 – Принцип дії спірального компресора

У процесі всмоктування (рис. 1.6, а) холодильний агент з випарника заповнює порожнину, що розширюється між нерухомою (чорна лінія) і рухомою (сіра лінія) спіралями. Напрямок руху холодильного агента показано на рисунку стрілкою. Подальше переміщення рухомої спіралі відсікає об'єм, заповнений холодильним агентом, від лінії всмоктування (рис. 1.6, б). У процесі руху рухомої спіралі відсічений об'єм переміщується до центральної частини спіралі (рис. 1.6, в, г), при цьому відбувається зменшення об'єму і відповідно підвищення тиску. Досягнувши центральної частини, стиснений холодильний агент спрямовується до нагнітального патрубка (положення г) і потім до конденсатора холодильної машини.

Кількість витків спіралей, їх форма і радіус переміщення рухомої спіралі підібрані так, що одночасно робочий процес компресора реалізується в шести порожнинах і процес нагнітання холодильного агента практично безперервний (рис. 1.6, д).

Конструктивно спіральний компресор може мати вертикально розташований електродвигун, розміщений в герметичному кожусі. У верхній частині встановлені нерухома і рухома спіралі. Компресор оснащений патрубками для приєднання до ліній всмоктування (до випарника) і нагнітання (до конденсатора).

Відсутність рухомих поступально частин істотно знижує рівень вібрації компресора і шуму. Висока ефективність і простота в обслуговуванні при експлуатації сприяють збільшенню кількості компресорів даного типу для холодильних машин і кондиціонерів.

Переваги спіральних компресорів:

- 1) відсутність всмоктувальних і нагнітальних клапанів;
- 2) практично відсутній мертвий об'єм;
- 3) процес нагнітання практично безперервний;
- 4) низький рівень вібрації і шуму;
- 5) висока ефективність і простота в обслуговуванні;

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

б) стабільність роботи при попаданні в зону стиснення механічних домішок, продуктів зношування або рідкого холодильного агенту;

7) мала маса і габарити.

До недоліків спірального компресора відносять:

1) складне технологічне виготовлення;

2) чутливість до забруднення від перекачуваного газу, оскільки дрібні частинки можуть осідати на поверхні спіралі, що не дозволить забезпечити достатню герметичність робочої камери;

3) вал компресора повинен обертатися тільки в одному напрямку.

Конструкція компресора з однією рухомою спіраллю показана на рис. 1.7.

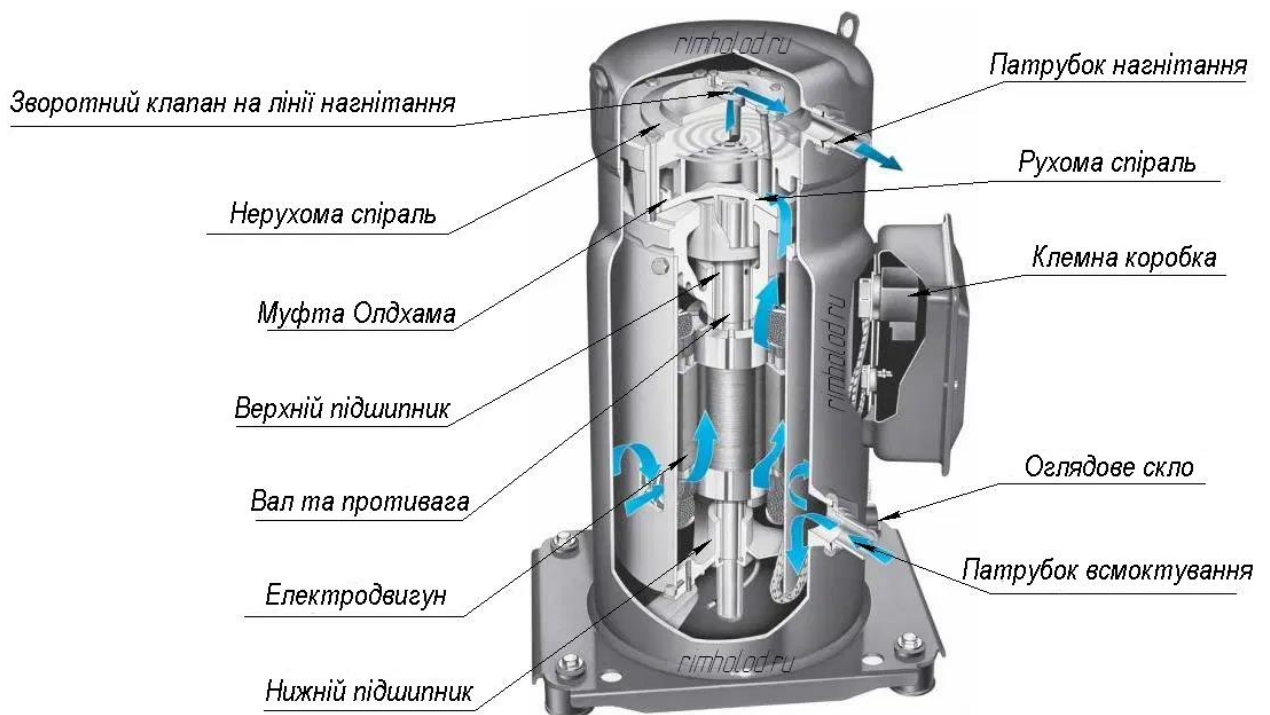


Рисунок 1.7 – Конструкція спірального холодильного компресора

У герметичному корпусі розміщений електродвигун, який приводить в обертання вал. У верхній частині корпусу встановлена нерухома спіраль. На валу встановлена рухома спіраль, яка може переміщатися по напрямних здійснюючи складний рух відносно нерухомої спіралі.

В результаті переміщення між спіралями утворюються камери (кишені), об'єм яких при подальшому русі зменшується, і як наслідок, газ, що знаходиться в цих кишнях, стискається. [5]

Поршневий компресор. Поршневі компресори, як і спіральні та гвинтові агрегати, є на сьогоднішній день одним з найбільш поширених видів обладнання для виробництва стиснених газів та парів, у тому числі у холодильному обладнанні.

Конструктивно робочий блок таких компресорів складається з поршня, циліндра і двох клапанів, встановлених на клапанній дошці у верхній частині циліндра. Вони призначені для реалізації процесів нагнітання і всмоктування газу або пари, тобто утворюють систему газорозподілення компресора. Стиснення газу відбувається за рахунок перетворення обертового руху колінчастого валу (наприклад, від валу електродвигуна) у поступальний рух поршня, що приводиться в дію шатуном, сполученим із колінчастим валом (рис. 1.8). Поршень розміщується у циліндрі. З метою створення герметичності у стискуваному об'ємі на поршень встановлюють ущільнюючі компресійні кільця.

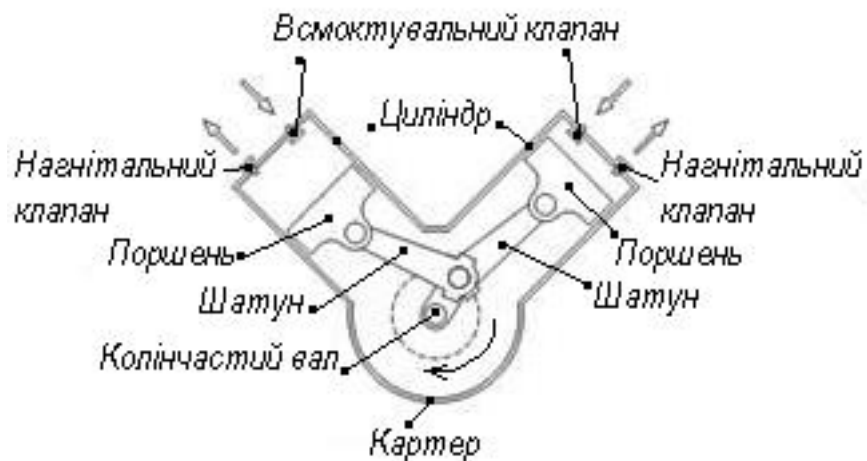


Рисунок 1.8 – Принципова схема двоциліндрового V-подібного поршневого компресора

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		23

Окрім компресійних, на поршень встановлюють також маслоз'ємні кільця. Їх завдання полягає у захисті порожнини стиснення компресора у якій знаходиться стискуване середовище, від потрапляння мастила.

Робоча порожнина поршневого компресора утворюється циліндром, клапанною дошкою та верхньою торцевою частиною поршня. Нижню частину компресора, де знаходиться мастило, називають картером.

Класифікація поршневих компресорів:

- одинарної або подвійної дії (показує, скільки циклів стиснення відбувається за один зворотно-поступальний рух поршня);
- одноступеневі, двоступеневі, і багатоступеневі механізми (для промислових компресорів високого тиску використовується багатоступеневе стиснення, що дозволяє достатньо охолодити стискуваний газ перед черговим ступенем, що підвищує ступінь стиснення);
- масляні і безмасляні (за способом зниження сили тертя);
- горизонтальні, вертикальні або кутові (за розташуванням циліндрів);
- за кількістю циліндрів (одно- та багаточиліндрові).

Зовнішній вигляд поршневого холодильного компресора поданий на рис. 1.9.

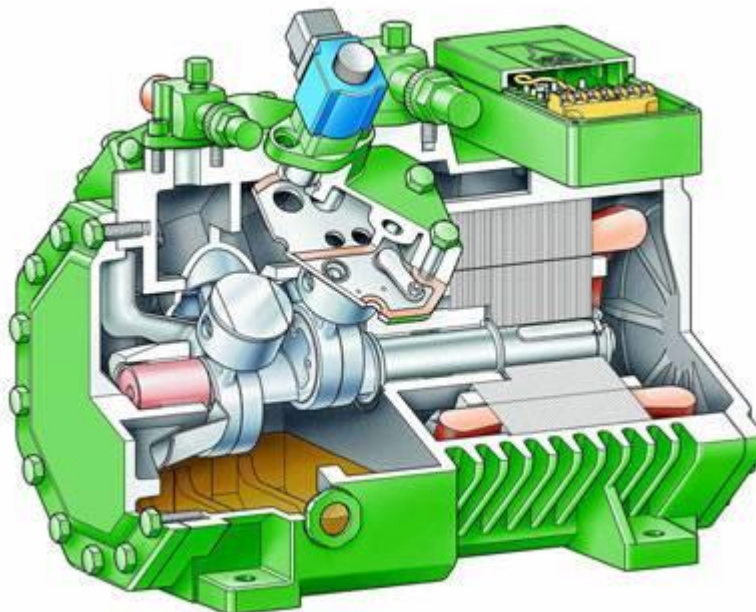


Рисунок 1.9 – Поршневий холодильний компресор

									Аркуш
									24
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата					

ХМдн 05.00.00.00 ПЗ

Переваги і недоліки поршневих компресорів.

Переваги:

- невисока вартість обладнання;
- простота конструкції, що забезпечує можливість обслуговування власними силами, а також мінімальна кількість витратних матеріалів;
- необхідність у досягненні високого тиску.

Недоліки:

- нерівномірне, імпульсне надходження стисненого середовища (для згладжування пульсації і вирівнювання тиску в системі використовують ресивери);
- досить гучна робота механізмів;
- низька інтенсивність використання, яка визначається швидкістю нагрівання поршневої групи (чим швидше крутиться колінчастий вал, тим сильніше нагрівається система);
- підвищена витрата електроенергії.

Поршневі компресорні машини виправдовують своє використання якщо система має непостійну і не дуже велику (до 1500 л/хв) витрату стисненого газу. В цьому випадку підвищені витрати на придбання обладнання будуть окупатися дуже довго, а економія електроенергії виявиться незначною. У всіх інших випадках ефективніше виявляться гвинтові або спіральні компресорні машини. [6]

Гвинтові компресори. Гвинтові компресори стали активно впроваджуватися на виробництві порівняно недавно, замінивши на підприємствах застарілі шумні і енергоємні поршневі установки.

У робочій камері гвинтового компресора як правило розташовуються два гвинтових елемента: ведучий і ведений. У процесі обертання ці деталі за-

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

хоплюють стискуване середовище на вході і, поступово проштовхуючи його далі до виходу, стискають у просторі між зубами, що зменшується. Суттєву роль в підвищенні ефективності роботи цього обладнання відіграє профіль гвинтової пари, тому гвинти у кожного виробника є головним об'єктом докладання інженерної думки, їх форма ретельно відточується, тестується, після чого патентується як новий винахід.

Зовнішній вигляд гвинтового компресора поданий на рис. 1.10.

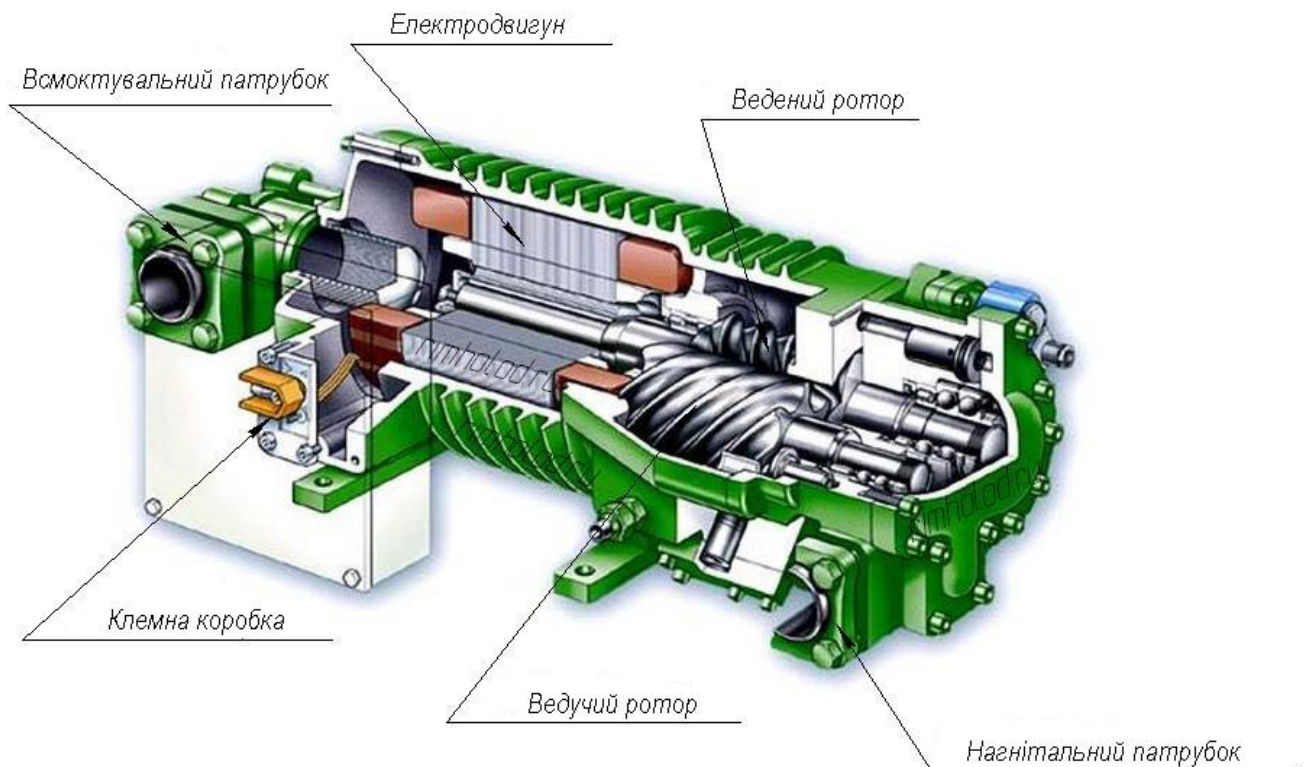


Рисунок 1.10 – Гвинтовий холодильний компресор

Переваги та недоліки гвинтових компресорів.

До переваг належать:

1) низькі втрати потужності на тертя в гвинтовому блоці завдяки невеликій площі дотичних поверхонь гвинтів. Менший коефіцієнт тертя, а також відсутність необхідності перетворення обертального руху двигуна в зворотно-поступальний рух поршнів істотно підвищують ККД компресора;

									Аркуш
									26
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата					

2) гвинтовий блок забезпечує плавне зниження швидкості обертання, в результаті чого кількість виробленого стиснутого газу зменшується без виникнення в системі стрибків тиску, які характерні для поршневих установок в разі уповільнення руху поршня. Крім підвищення ефективності роботи пневматичного обладнання, даний ефект дозволяє зменшити об'єм ресивера;

3) гвинтова технологія передбачає набагато меншу витрату мастила. Як правило, у різних виробників вона становить від 1 до 3 мг мастила на кубометр стиснутого газу. Це дозволяє говорити про те, що стиснутий газ після гвинтового компресора чистіший, ніж після поршневого і підходить для більш вимогливих споживачів;

4) більшість сучасних гвинтових компресорів оснащені спеціальними системами автоматизації, що дозволяють підтримувати задані режими роботи без участі оператора, а також дають можливість об'єднувати декілька агрегатів в єдину мережу, підвищуючи ефективність витрачання ресурсів;

5) у процесі стиснення в гвинтовому компресорі газ набагато менше нагрівається, отже, необхідно менше витрати холодоносія для охолодження його до нормальної температури;

6) більшість гвинтових компресорів потужністю до 250 кВт мають повітряну систему охолодження, що звільняє підприємство від необхідності вирішувати питання про підведення і утилізацію технологічної води, що циркулює в системі водяного охолодження, або про встановлення обладнання для оборотного водопостачання (градирні). У холодильних гвинтових мастилозаповнених компресорів охолодження здійснюється за рахунок мастила. Його теплоту, як правило, відводять до атмосфери у апаратах повітряного охолодження або її утилізують у спеціальних теплообмінниках. При цьому реалізується політропний процес стиснення із показником політропи $n < k$, тобто охолоджуване стиснення.

7) гвинтові компресори мають менші габарити, невисокий рівень шуму, низькі вібрації і не вимагає наявності спеціального фундаменту.

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

До недоліків гвинтових компресорів відносять:

1) складнішу конструкцію і вартість виробництва, ніж у поршневих агрегатів. Запчастини для гвинтових компресорів також коштують дорожче.

2) система повітряного охолодження передбачає необхідність відведення гарячого повітря після його виходу з системи охолодження;

3) гвинтові агрегати можна використовувати для роботи з агресивними газами. Крім того, гвинтовий блок піддається підвищеному зносу в разі, якщо компресор використовується в приміщенні з підвищеною запиленістю. Якщо мова йде про гвинтовий холодильний компресор, то цей недолік відсутній, адже холодильна установка утворює замкнену герметичну систему;

4) гвинтові компресори вимагають постійної і ефективної роботи системи масловідділення та маслоохолодження. Деякі моделі компресорів при підвищенні витрати стиснутого середовища, що впливає на зниження тиску в системі, починають пропускати до пневмомережі більшу кількість мастила, ніж зазначено виробником.

Підводячи підсумок можна відзначити, що гвинтовий холодильний компресор відрізняється підвищеною надійністю і має більший ресурс роботи і інтервали між регламентним обслуговуванням, ніж його поршневий аналог. Це більш економічно з точки зору споживання ресурсів обладнання. І хоча в момент придбання поршневий компресор значно дешевший, в процесі експлуатації він може обходитися значно дорожче. [7]

Окрім викладеного вище, можна додати, що в спіральному компресорі коефіцієнт подачі вище на 20–30 %, ККД в високотемпературному режимі роботи вище на 10–15 % та він має більш низький рівень шуму і вібрації. [8]

Отже, підсумовуючи викладене вище, можна зробити висновок, що найбільш доцільним є застосування або спірального або гвинтового компресора.

Використовуючи програмний продукт Refprop, визначаємо тиск кипіння p_0 і конденсації p_k холодильного агента R717 за умов температур стандартного середньотемпературного циклу $t_0 = -15\text{ }^\circ\text{C}$ і $t_k = 30\text{ }^\circ\text{C}$:

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$p_0 = 0,236 \text{ МПа}; p_k = 1,167 \text{ МПа}.$$

Тоді ступінь підвищення тиску у циклі складе

$$\pi = \frac{p_k}{p_0} = \frac{1,167}{0,236} = 4,945;$$

Як видно з результатів розрахунків $\pi < 8-14$, тоді за основу беремо одноступеневий цикл парокompресійної холодильної машини з економайзером. Тип компресора – гвинтовий.

1.3 Розрахунок параметрів циклу парокompресійної холодильної машини [9–11]

На рис. 1.11 і 1.12 подані принципова схема і цикл в p, h – і T, s – координатах парокompресійної холодильної машини (ПКХМ) з гвинтовим компресором та економайзером.

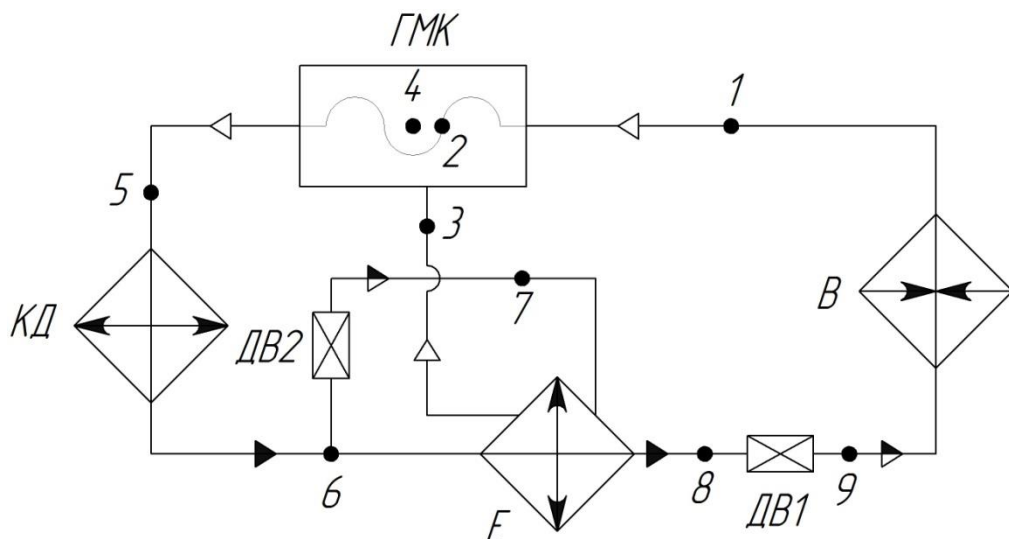


Рисунок 1.11 – Принципова ПКХМ
з гвинтовим компресором та економайзером

Умовні позначення елементів ПКХМ, подані на рис. 1.11:

ГМК – гвинтовий компресор маслозаповнений; КД – конденсатор; Е – економайзер; ДВ1 – дросельний вентиль основного потоку; ДВ2 – дросельний вентиль сервісного потоку; В – випарник

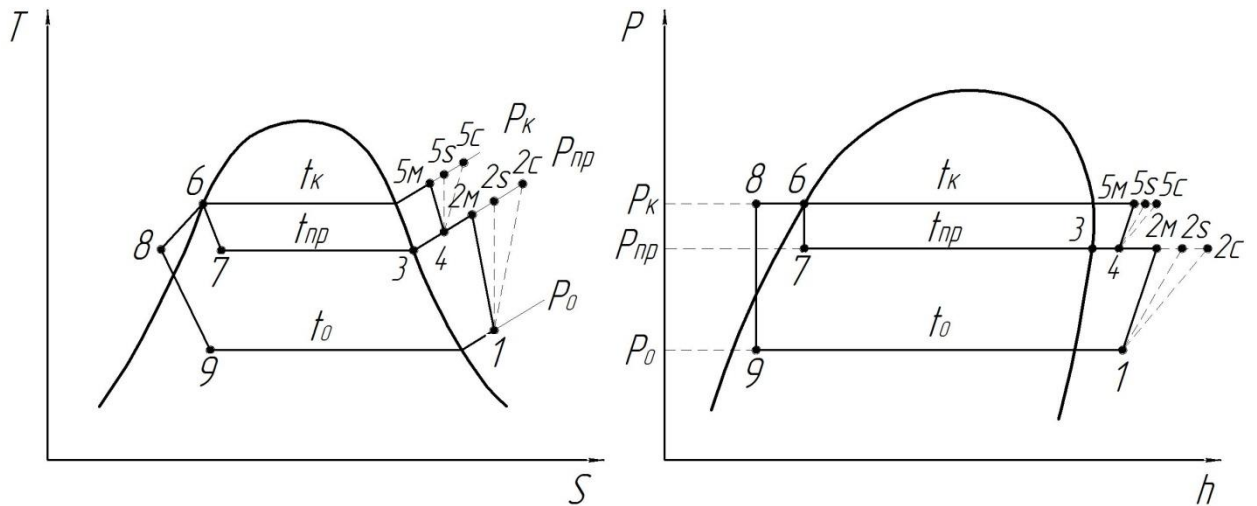


Рисунок 1.12 – Цикл ПКХМ з гвинтовим компресором та економайзером у p, h – і T, s – координатах

Термодинамічні процеси, що утворюють дійсний та теоретичний цикл ПКХМ з економайзером та гвинтовим компресором ГМК (рис. 1.12):

1-2м – політропне (дійсне, охолоджуване, $n < k$) стиснення пари холодильного агенту в компресорі ГМК від тиску кипіння p_0 до тиску конденсації p_{np} ;

1-2s – адіабатне (теоретичне, $n = k$) стиснення пари холодильного агенту в компресорі КМ від тиску кипіння p_0 до тиску конденсації p_{np} ;

1-2с – політропне (дійсне, неохолоджуване, $n > k$) стиснення пари холодильного агенту в компресорі ГМК від тиску кипіння p_0 до тиску конденсації p_{np} ;

4-5м – політропне (дійсне) стиснення пари холодильного агенту в компресорі ГМК від тиску кипіння p_{np} до тиску конденсації p_k ;

4-5s – адіабатне (теоретичне) стиснення пари холодильного агенту в компресорі КМ від тиску кипіння p_{np} до тиску конденсації p_k ;

4-5с – політропне (дійсне, неохолоджуване, $n > k$) стиснення пари холодильного агенту в компресорі ГМК від тиску кипіння p_{np} до тиску конденсації p_k ;

$\frac{3}{2M} > 4$ – змішування потоків стану 3 та 2м у компресорі ГМК;

5м-6 – ізобарне відведення тепла в конденсаторі КД за умови тиску p_k ;

6-8 – переохолодження холодильного агенту за умови тиску p_k у економайзері Е;

8-9 – дроселювання основного потоку холодильного агенту в ДВ1 від тиску p_k до p_0 ;

9-1 – ізобарне підведення тепла у випарнику В холодильної машини за умови тиску p_0 ;

6-7 – дроселювання сервісного потоку холодильного агенту в ДВ2 від тиску p_k до p_{np} ;

7-3 – ізобарно-ізотермічне відбирання тепла від основного потоку у економайзері Е.

Принцип дії схеми з економайзером такий (рис. 1.11 і 1.12). Нехай точка 1 характеризує стан пари холодильного агенту, що виходить з випарника. У гвинтовому компресорі ГМК вона стискається (1-2) до проміжного тиску p_{np} і змішується з холодною парою холодильного агенту, яка надходить з економайзера Е зі станом в точці 3. Отримана суміш (точка 4) остаточно стискається до тиску конденсації p_k (4-5), в конденсаторі знімається перегрівання, і відбувається конденсація холодоагенту до стану в т. 6 (у циклі показаний процес без переохолодження в конденсаторі).

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Після конденсатора КД потік рідкого холодоагенту ділиться на дві частини – менша частина (сервісна), дроселюючись в регулюючому вентилі ДВ2 до проміжного тиску p_{np} (6-7), кипить всередині змішувача економайзера Е за проміжної температури t_{np} , переохолоджуючи основний потік холодильного агента з конденсатора (6-8), що проходить в міжтрубному просторі цього теплообмінника Е. Переохолоджений холодильний агент дроселюється в ДВ1 (8-9), кипить і перегрівается в випарнику В (9-1).

Для розрахунку задаємося величиною:

1) відносного внутрішнього ККД компресора $\eta_{oi} = 0,87$;

2) перегрівання холодильного агента за умов всмоктування у компресор

$\Delta t_{nep} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, тоді $t_1 = t_0 + \Delta t_{nep} = -15 + 15 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$.

Розглянемо економайзер Е.

Тепловий баланс Е

$$\dot{m}_s \cdot (h_3 - h_7) = (\dot{m}_a - \dot{m}_s) \cdot (h_6 - h_8)$$

тоді з урахуванням того, що $h_7 = h_6$ (процес дроселювання) та $y = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_a}$ отримаємо

маємо

$$\frac{h_3 - h_6}{h_6 - h_8} = \frac{\dot{m}_a - \dot{m}_s}{\dot{m}_s},$$

$$y = \frac{h_6 - h_8}{h_3 - h_8}.$$

Розглянемо зону змішування у компресорі ГМК за тиску p_{np}

$$\dot{m}_s \cdot h_3 + (\dot{m}_a - \dot{m}_s) \cdot h_{2,m} = \dot{m}_a \cdot h_4,$$

					ХМДн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

тоді з урахуванням, що $y = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_a} = \frac{h_6 - h_8}{h_3 - h_8}$ отримаємо

$$h_4 = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_a} \cdot h_3 + \left(1 - \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_a}\right) \cdot h_{2,m} = y \cdot h_3 + (1 - y) \cdot h_{2,m}.$$

Проміжний тиск визначаємо за формулою

$$p_{np} = \sqrt{p_0 \cdot p_k} = \sqrt{0,236 \cdot 1,167} = 0,525 \text{ МПа},$$

що відповідає температурі $t_{np} = 5,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Температура в точці 8 (після Е)

$$t_8 = t_7 + \Delta t_{HP} = t_{np} + 2...3 \text{ }^\circ\text{C} = t_{np} + 2,5 \text{ }^\circ\text{C} = 5,5 + 2,5 \text{ }^\circ\text{C} = 8 \text{ }^\circ\text{C},$$

де Δt_{HP} – недорекуперація у економайзері.

Питома ентальпія в точці 2с

$$h_{2c} = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{oi}} = 1624 + \frac{1736 - 1624}{0,87} = 1753 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Визначаємо параметри у точці 2м. Для цього знаходимо з [12, рис. 5.57] питому витрату мастила марки ХА-30 у компресорі за умови відомого ступеня підвищення тиску у циклі $\pi = 4,945$

$$g_m = \frac{\dot{m}_m}{\dot{m}_a} = 3,7 \text{ кг / кг},$$

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

де \dot{m}_m – масова витрата мастила у компресорі; \dot{m}_a – масова витрата холодильного агента.

З урахуванням того, що теплове навантаження, що відводиться мастилом від холодильного агента може бути визначене з формули

$$\dot{Q}_m = \dot{m}_a \cdot (h_{2c} - h_{2m}) = \dot{m}_m \cdot c_m \cdot \Delta t_m$$

отримаємо

$$h_{2m} = h_{2c} - g_m \cdot c_m \cdot \Delta t_m,$$

де c_m – теплоємність мастила ХА-30, $c_m = 2,5 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$;

Δt_m – нагрівання мастила у компресорі, задаємося $\Delta t_m = 10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Стан у точці 2м

$$h_{2m} = 1753 - 3,7 \cdot 2,5 \cdot 10 = 1660 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Питома витрата сервісного потоку

$$y = \frac{h_6 - h_8}{h_3 - h_8} = \frac{484,9 - 380,7}{1611 - 380,7} = 0,085.$$

Питома ентальпія в точці 4

$$h_4 = y \cdot h_3 + (1 - y) \cdot h_{2m} = 0,085 \cdot 1611 + (1 - 0,085) \cdot 1660 = 1656 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Питома ентальпія в точці 5с

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$h_{5c} = h_4 + \frac{h_{5s} - h_4}{\eta_{oi}} = 1656 + \frac{1775 - 1656}{0,87} = 1793 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома ентальпія в точці 5м

$$h_{5m} = h_{5c} - g_m \cdot c_m \cdot \Delta t_m = 1793 - 3,7 \cdot 2,5 \cdot 10 = 1700 \text{ кДж / кг .}$$

Параметри в вузлових точках циклу ПКХМ з Е наведені в табл. 1.4.

Таблиця 1.4 – Параметри циклу у вузлових точках циклу ПКХМ

Параметри	1	2s	2c	2м	3	4	5s
$t, ^\circ C$	0	55	62	24	5,5	22,5	82
$p, \text{МПа}$	0,236	0,525	0,525	0,525	0,525	0,525	1,167
$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	1624	1736	1753	1660	1611	1656	1775
x	–	–	–	–	1	–	–
$s, \text{кДж} / (\text{кг} \cdot K)$	6,437	6,437	6,487	6,192	6,022	6,179	6,179
$v, \text{м}^3 / \text{кг}$	0,5442	–	–	–	–	–	–
Параметри	5c	5м	6	7	8	9	
$t, ^\circ C$	89	54	30	5,5	8	-15	
$p, \text{МПа}$	1,167	1,167	1,167	0,525	1,167	0,236	
$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	1793	0	484,9	484,9	380,7	380,7	
x	–	–	0	0,094	–	0,081	
$s, \text{кДж} / (\text{кг} \cdot K)$	6,230	5,959	1,960	1,981	1,603	1,626	
$v, \text{м}^3 / \text{кг}$	–	–	–	–	–	–	

Питома масова холодопродуктивність

$$q_0 = (1 - y) \cdot (h_1 - h_9) = (1 - 0,085) \cdot (1624 - 380,7) = 1137,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома об'ємна холодопродуктивність

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{1137,6}{0,5442} = 2090 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор КД

$$q_K = h_{5,m} - h_6 = 1700 - 484,9 = 1215,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме теплове навантаження на економайзер Е

$$q_E = (1 - y) \cdot (h_6 - h_8) = (1 - 0,085) \cdot (484,9 - 380,7) = 95,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома робота компресора

$$\begin{aligned} l_K &= (1 - y) \cdot (h_{2,m} - h_1) + (h_{5,m} - h_4) = \\ &= (1 - 0,085) \cdot (1660 - 1624) + (1793 - 1656) = 170 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \end{aligned}$$

Масова витрата холодильного агента

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} = \frac{18,6}{1137,6} = 0,0164 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Теплове навантаження на конденсатор КД

$$\dot{Q}_{КД} = q_K \cdot \dot{m}_a = 1215,1 \cdot 0,0164 = 19,87 \text{ кВт}.$$

Теплове навантаження на економайзер Е

$$\dot{Q}_E = q_E \cdot \dot{m}_a = 95,3 \cdot 0,0164 = 1,56 \text{ кВт}.$$

Внутрішня потужність компресора

$$N_K = l_K \cdot \dot{m}_a = 170 \cdot 0,0164 = 2,78 \text{ кВт}.$$

Електрична потужність двигуна компресора

$$N_{ел} = \frac{N_K}{\eta_{ел} \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_{мех}} = \frac{2,78}{0,88 \cdot 0,99 \cdot 0,96} = 3,32 \text{ кВт},$$

де $\eta_{ел}$ – електричний ККД двигуна; $\eta_{пер}$ – механічний ККД передачі між двигуном і валом компресора; $\eta_{мех}$ – механічний ККД, що враховує втрати на тертя у елементах компресора, що мають безпосередній контакт.

Оцінку енергоефективності циклу виконаємо за коефіцієнтом термотрансформації циклу за електричною потужністю:

$$COP_e = \frac{\dot{Q}_0}{N_{ел}} = \frac{18,6}{3,32} = 5,60.$$

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1.4 Розрахунок і проектування конденсатора пластинчастого типу

Конденсатор є теплообмінним апаратом, що призначений для конденсації принаймні одного з теплоносіїв. Теплообмінниками називаються апарати, в яких відбувається теплообмін між робочими середовищами незалежно від їх технологічного або енергетичного призначення (випарники, охолоджувачі, випарні апарати, деаератори, підігрівачі, пастеризатори тощо).

Технологічне призначення теплообмінників дуже різноманітне. Як правило, розрізняють власне теплообмінники, в яких передача тепла є основним процесом, і реактори, в яких тепловий процес відіграє допоміжну роль.

Класифікація теплообмінників є різноманітною.

За способом передачі тепла виділяють теплообмінники змішування, в яких робочі середовища безпосередньо стикаються або перемішуються, а також поверхневі теплообмінники – рекуператори, в яких тепло передається через поверхню нагрівання – тверду стінку, що розділяє ці середовища.

За основним призначенням виокремлюють холодильники, конденсатори, випарники, нагрівачі.

Залежно від виду робочих середовищ бувають:

а) паро-рідинні – теплообмін відбувається між парою і рідиною (наприклад, водяні конденсатори);

б) газорідинні – при теплообміні між газом і рідиною (повітряні холодильники);

в) рідинно-рідинні – теплообмін відбувається між двома рідкими середовищами.

За тепловим режимом – є теплообмінники періодичної дії (в яких діє нестационарний тепловий процес) та теплообмінники безперервної дії (де тепловий процес є сталим у часі).

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

У холодильній техніці використовують такі холодоагенти: повітря, вода, аміак, вуглекислота, HC, HFC, HCFC-типи речовин тощо.

Для нагрівання та охолодження рідких середовищ розроблені теплообмінники різноманітних конструкцій. Конкретне завдання нагрівання або охолодження даного продукту може бути вирішене за допомогою різних теплообмінників. Конструкцію теплообмінника треба вибирати, виходячи з основних вимог, що пред'являються до теплообмінних апаратів. Найважливішою вимогою є відповідність апарата технологічному процесу оброблення даного продукту. Це досягається за таких умов:

- підтримання необхідної температури процесу та забезпечення можливості регулювання температурного режиму;
- відповідність робочих швидкостей продукту мінімально необхідній тривалості перебування продукту в апараті;
- вибір матеріалу апарату відповідно до хімічних властивостей продукту;
- відповідність апарату тискам робочих середовищ.

Другою вимогою є висока ефективність і економічність роботи апарату, яка пов'язана з підвищенням інтенсивності теплообміну і одночасно з дотриманням оптимальних гідравлічних опорів апарату.

Ці основні вимоги повинні бути покладені в основу конструювання і вибору теплообмінних апаратів. При цьому найбільше значення має забезпечення заданого технологічного процесу в апараті.

ПЛАСТИНЧАСТІ ТЕПЛООБМІННИКИ представляють собою апарати, теплообмінна поверхня яких утворена набором тонких штампованих пластин з гофрованою поверхнею. Їх поділяють за ступенем доступності поверхні теплообміну для механічного очищення і огляду на розбірні, напіврозбірні і нерозбірні (зварні) [13, с. 42].

Найбільш широко застосовують розбірні пластинчасті теплообмінники, в яких пластини відділені одна від одної прокладками. Монтаж і демонтаж

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

цих апаратів здійснюють досить швидко, очищення теплообмінних поверхонь вимагає незначних витрат праці.

Основні розміри і параметри найбільш поширених в промисловості пластинчастих теплообмінників визначені ГОСТ 15518-83. Їх виготовляють з поверхнею теплообміну від 2 до 600 м² залежно від типорозміру пластин. Ці теплообмінники використовують за умови тиску середовища до 1,6 МПа і температурі робочих середовищ від –30 до +180 °С для реалізації теплообміну між рідинами і парами (газами) як холодильники, підігрівачі і конденсатори.

Серійно випускаються розбірні пластинчасті теплообмінники, які можуть працювати із забрудненими робочими середовищами за умови розміру твердих включень не більше 4 мм.

Розбірні пластинчасті теплообмінники виготовляють в п'яти виконаннях, зокрема на консольній рамі (виконання 1), на двохопорній рамі (виконання 2), на трьохопірній рамі (виконання 3).

Розбірний пластинчастий теплообмінник на двохопорній рамі (виконання 2) показаний на рис. 1.13. Апарат складається з ряду теплообмінних пластин 4, розміщених на верхній і нижній направляючих (горизонтальних штангах) 3. Кінці направляючих закріплені в нерухомій плиті 1 і на стійці 7. Натискною плитою 2 і гвинтом 8 пластини стискаються, утворюючи теплообмінну секцію.

Теплообмінні пластини мають чотири прохідних отвори (а, б, в, г), які утворюють дві ізольовані одна від одної системи каналів. Для ущільнення пластин і каналів є гумові прокладки. Прокладка б покладена в паз по контуру пластини і охоплює два отвори на пластині, через які відбуваються вхід та вихід теплоносія в канал між суміжними пластинами, а прокладки 5 герметизують два інших отвори на пластині. Для входу та виходу теплоносіїв в апарат призначені штуцера 9, 10, 11, 12, розташовані на нерухомій і рухомій плитах.

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

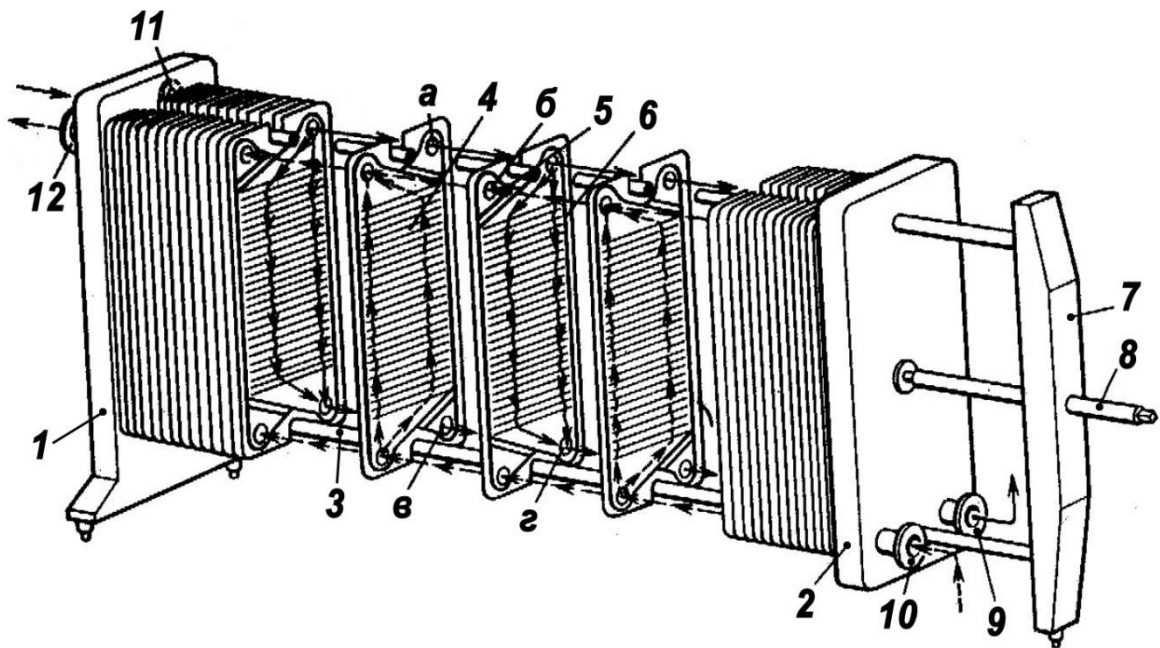


Рисунок 1.13 – Конструкція пластинчастого теплообмінника

Поверхня теплообміну пластинчастого теплообмінника складається з гофрованих пластин з чотирма отворами у кутах. Якщо прокласти між пластинами спеціальні фасонні прокладки і потім притиснути пластини одна до одної, то можна утворити канал синусоїдального профілю, по якому рідина може перетікати з верхнього лівого отвору до нижнього лівого. Ці два отвори об'єднані спільною великою прокладкою, в той час як два інших отвори оточені малими (кільцевими) прокладками, і з них рідина не може ні виходити, ні входити в канал.

Продовжуючи додавати пластини і прокладки справа і зліва від утвореного пакета, можна збільшувати число паралельних каналів і поверхню теплообміну. Ширина синусоїдального каналу лежить в межах від одного до декількох міліметрів, і рідина швидко прогривається по всій товщині шару. Цьому сприяє штучна турбулізація потоку на поворотах в каналі, що викликає збільшення коефіцієнта тепловіддачі.

Пластинчасті теплообмінники, які випускаються серійно, комплектують пластинами, штампованими з листового металу товщиною 1 мм. Гофри

пластин, як правило, мають в перізі профіль рівностороннього трикутника висотою 4–7 мм і базою довжиною 14–30 мм (для в'язких рідин до 75 мм). Матеріал пластин – оцинкована або корозійно-стійка сталь, титан, алюміній [13, с. 43].

Пластини виготовляють штампуванням, як правило, із неіржавіючої сталі аустенітного класу AISI 316. Після штампування виконують електрохімічне полірування пластини. Найбільш близьким аналогом цієї сталі є сталь 08X18H10T. Сталь AISI 316 (як і всі неіржавіючі сталі) несхильна до загальних видів корозії, проте за умови роботи з високоагресивними середовищами (високі температури, високий вміст хлоридів тощо) можуть відбуватися місцеві види корозії, наприклад виразкова (пітингова) корозія.

Хімічний склад нержавіючої сталі AISI 316:

Вуглець 0,08%, Хром 16–18%, Нікель 10–14%, Молібден 2–3%

Це основна сталь для виробництва пластин теплообмінників. Наявність молібдену знижує рівень виразкової корозії.

Товщина пластини (0,4–1,0 мм) залежить від максимального робочого тиску.

Для агресивних середовищ (відносно сталі AISI 316) застосовують бідорогіші матеріали, наприклад, 254 SMO, ТИТАН, хастелой тощо.

Для менш агресивних середовищ (відносно сталі AISI 316) застосовують сталь AISI 304.

Теплообмінна пластина має високоефективну поверхню теплопередачі за рахунок термодинамічно оптимальній конструкції. Принцип «Off-Set» забезпечує можливість створення як симетричних так і асиметричних каналів 1 (рис. 1.14). Спеціальний рельєф розподільчої площадки оптимально розподіляє теплоносій 2. Просте закріплення ущільнень пластини забезпечують за допомогою кліпсової системи. Ущільнення зі спеціальними зажимами для оптимального центрування і фіксації пакету пластин 3.

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

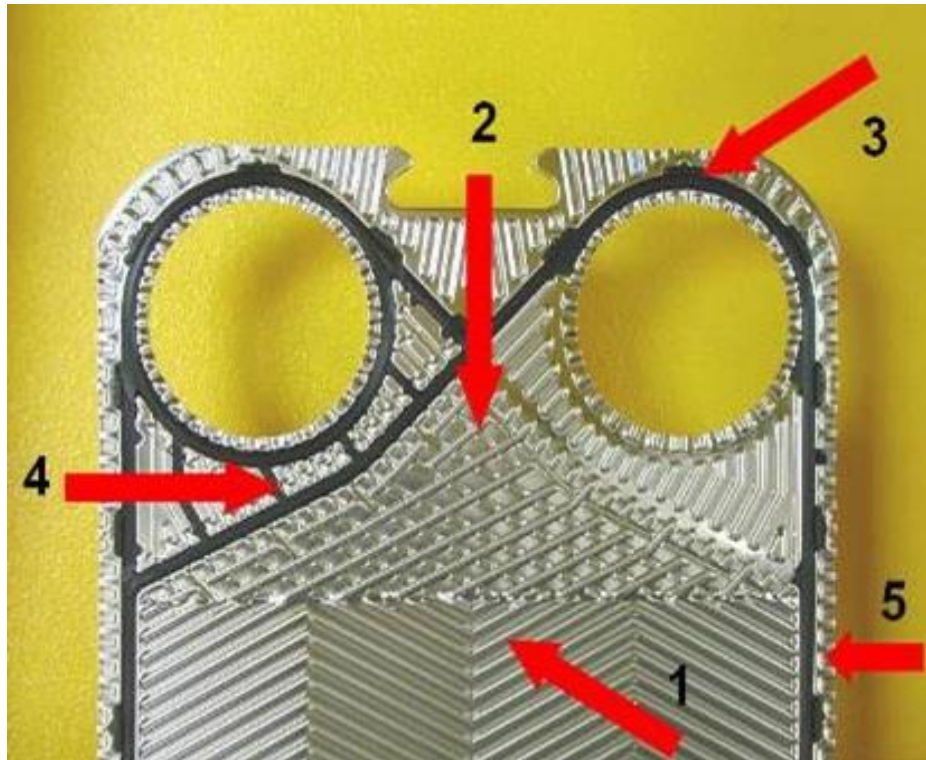


Рисунок 1.14 – Теплообмінна пластина

Подвійне ущільнення з кантом повністю запобігає можливості змішування середовищ в області прохідних отворів 4. Спеціальний окантовочний рельєф пластин забезпечує необхідну жорсткість пакета пластин, а також стабільну фіксацію ущільнень при створенні на них тиску в процесі експлуатації теплообмінника 5.

Прокладки встановлюють на плиті двома способами:

1) Клейовий.

Прокладка закріплюється в спеціальній канавці клеєм, щоб під час складання вона випадково не зісковзнула з плити. Цей спосіб і тип прокладок майже ніколи не використовується виробниками теплообмінників. Такий спосіб вимагає додаткових витрат на оплату праці, суттєву витрату часу на виробництво, а також труднощі в обслуговуванні – наявність спеціального клею, укладання прокладок, час висихання тощо призводить до скорочення застосування такого способу.

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

2) Кліпсовий.

Конструкція прокладки має затискачі по периметру, за допомогою яких вона кріпиться до пластини. Це основний спосіб закріплення прокладки.

Пластинчасті теплообмінники, що займають невеликий об'єм, мають велику (до $1500 \text{ м}^2/\text{м}^3$) поверхню теплопередачі та великі значення коефіцієнта теплопередачі з низьким гідравлічним опором. Ще одна перевага цього типу апаратів – можливість швидко збирати і розбирати під час огляду та механічного очищення поверхні. Крім того, поверхня теплопередачі легко змінюється, оскільки вона безпосередньо залежить від кількості використовуваних плит.

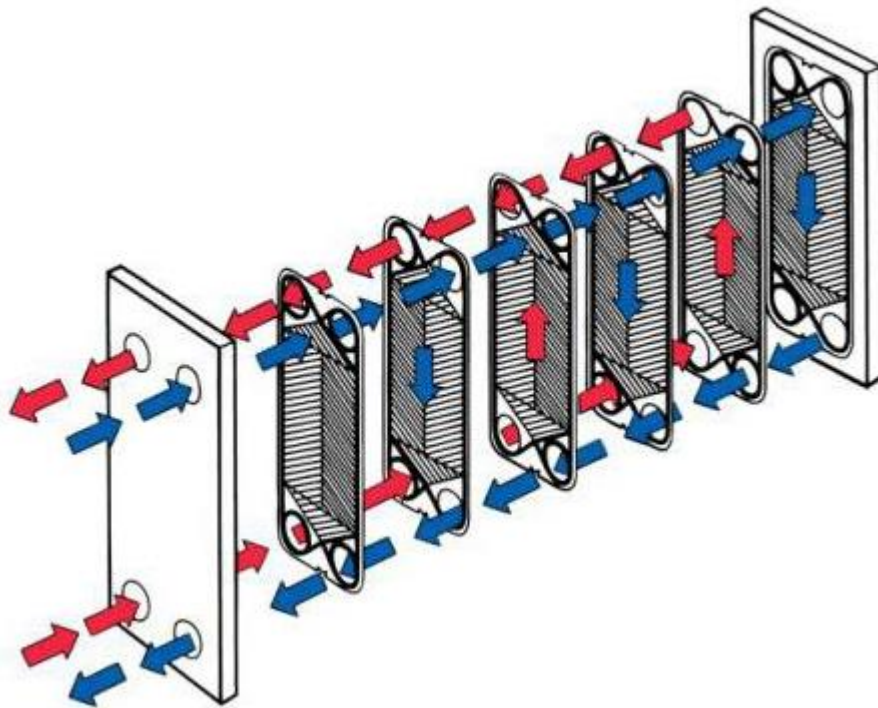


Рисунок 1.15 – Схема руху робочих середовищ у пластинчастому конденсаторі

Основна перевага пластинчастих теплообмінників – можливість поєднання декількох пакетів пластин в одному апараті, кожен з яких має свою пару теплоносіїв. Ця обставина економить теплову енергію. Основним недоліком пластинчастих теплообмінників є неможливість їх використання за умо-

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		44

ви тиску теплоносія понад 1,6 МПа через небезпеку розгерметизації ущільнювачів між пластинами.

Конденсатори пластинчастого типу не потребують улаштування спеціальних фундаментів. Їх встановлюють на підлозі або на перекритті, розрахованому на відповідне статичне навантаження від маси обладнання.

У холодильній техніці найчастіше застосовуються напіврозбірні та нерозбірні типи апаратів. У таких апаратів пластилини з'єднуються у пакети за допомогою пайки у вакуумній печі з метою зменшення негативного впливу окисних процесів. Використання вказаних типів апаратів пов'язане із значною текучістю холодильних агентів. До недоліків таких апаратів треба віднести неможливість механічного очищення поверхонь теплообміну, їх ремонту та зміни площі теплопередачі.

Виконаємо розрахунок пластинчастого конденсатора за такими вихідними даними згідно методики [16, 17] відповідно до вихідних даних (табл. 1.5).

Таблиця 1.5 – Вихідні дані

Канали холодильного агента					Канали води	
Холодильний агент	$\dot{Q}_{кд}$, кВт	\dot{m}_a , кг / с	$t_K = t_6$, °C	t_{5M} , °C	t_{1w} , °C	t_{2w} , °C
R717	19,87	0,0164	30	54	20	25

Теплофізичні та термодинамічні параметри робочих середовищ

Сторона холодильного агента R717 (аміак)

У конденсаторі відбувається два послідовні процеси: знаття перегрівання пари до стану сухої насиченої пари (5м–6'') та власне процес конденсації до стану рідини (6''–6), рис. 1.16.

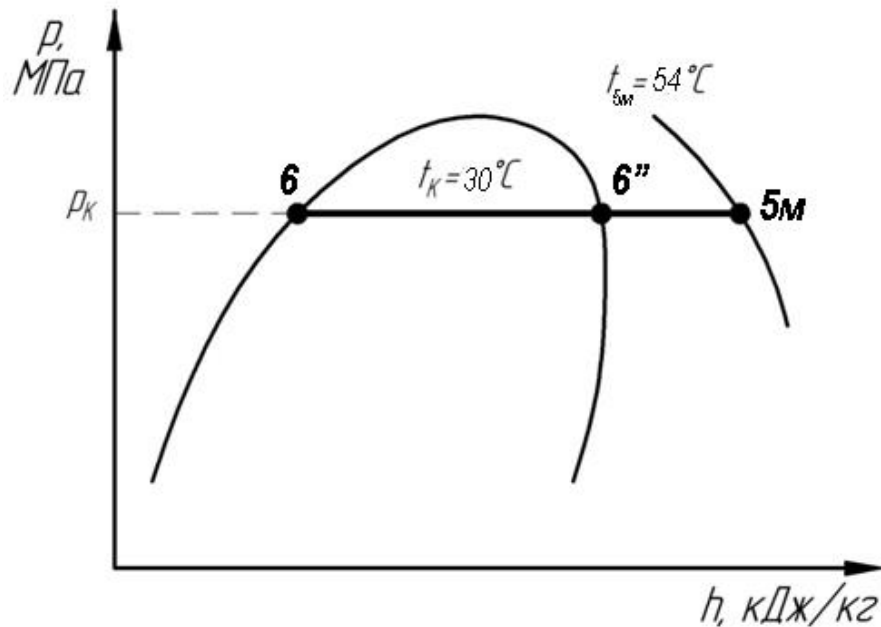


Рисунок 1.16 – Процес охолодження та конденсації R717 у конденсаторі

Параметри точки 5M

Згідно даних табл. 1.4:

$$t_{5M} = 54 \text{ } ^\circ\text{C}; p_K = 1,167 \text{ МПа}; h_{5M} = 1700 \text{ кДж/кг}; Pr_{5M} = 1,05.$$

Параметри точки 6''

За даними [14] отримуємо:

$$t_{6''} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}; p_K = 1,167 \text{ МПа};$$

$$v_{6''} = 0,1105 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}; h_{6''} = 1629,3 \text{ кДж/кг}; Pr_{6''} = 1,21.$$

Параметри точки 6

За даними [14] отримуємо:

$$t_6 = 30 \text{ } ^\circ\text{C}; p_K = 1,167 \text{ МПа};$$

$$\nu_6 = 0,00168 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}; h_6 = 484,9 \text{ кДж/кг};;$$

$$\rho_6 = 595 \text{ кг/м}^3; c_{p6} = 4,828 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \lambda_6 = 0,471 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}};$$

$$\nu_6 = 2,108 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}; \text{Pr}_6 = 1,285.$$

Сторона охолоджуючого середовища (вода)

Середня температура води

$$t_w = \frac{t_{1w} + t_{2w}}{2} = \frac{20 + 25}{2} = 22,5^\circ\text{C}.$$

Параметри для води при $t_w = 22,5^\circ\text{C}$ [14]

$$\rho_w = 997 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; c_{pw} = 4,178 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \lambda_w = 0,608 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}};$$

$$\nu_w = 0,905 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \text{Pr}_w = 6,22.$$

Тепловий розрахунок апарату

Масова витрата води

$$G_w = \frac{Q_{\text{КД}}}{c_{pw} \cdot \Delta t_w} = \frac{19,87}{4,178 \cdot (25 - 20)} = 0,951 \text{ кг/с}.$$

Об'ємна витрата води

$$V_w = \frac{G_w}{\rho_w} = \frac{0,951}{997} = 9,54 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

					ХМДН 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Вибір параметрів каналів.

Площа поверхні пластини

$$f_1 = \frac{V_w}{w_w \cdot z_w} = \frac{9,54 \cdot 10^{-4}}{0,35 \cdot 1} = 0,0027 \text{ м}^2,$$

$$f_2 = \frac{V_w}{w_w \cdot z_w} = \frac{9,54 \cdot 10^{-4}}{0,35 \cdot 2} = 0,00135 \text{ м}^2,$$

де $w_w = 0,3 \dots 0,4 \text{ м/с}$ – швидкість потоку води;

z_w – кількість каналів води.

Вибираємо пластини сітчасто-поточного типу ПР-0,3 (рис. 1.17), характеристики яких [15, с.18] наведені у табл. 1.6.



Рисунок 1.17 – Пластина ПР-0,3

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						48
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 1.6 – Характеристики пластини ПР-0,3

Характеристики	Значення
Габаритні розміри пластин, мм: довжина ширина	1370 300
Товщина стінки $\delta_{ст}$, м	0,001
Маса, кг	3,2
Поверхня теплообміну $f_{пл}$, м ²	0,3
Площа поперечного перерізу 1 каналу f , м ²	0,0011
Відстань між стінками пластини, м	0,005
Крок гофр, мм: вздовж потоку за нормаллю до гофр	20,8 18
Число гофр на пластині	50
Еквівалентний діаметр $d_{екв}$, м	0,008
Приведена довжина $L_{пр}$, м	1,12
Кут нахилу гофр до вертикальної вісі симетрії, °	60
Матеріал	10X17H13M2T

Швидкість потоку води

$$w_w = \frac{\dot{V}_w}{f \cdot z_w} = \frac{9,54 \cdot 10^{-4}}{0,0011 \cdot 2} = 0,434 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						49
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$Re_w = \frac{w_w \cdot d_{екв}}{\nu_w} = \frac{0,434 \cdot 0,008}{0,905 \cdot 10^{-6}} = 3833.$$

Середня температура стінки

$$t_c = \frac{t_k + t_w}{2} = \frac{30 + 22,5}{2} = 26,25 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Критерій Прандтля води при $t_c = 26,25 \text{ } ^\circ\text{C}$ $Pr_c = 6,02$.

Критерій Нусельта. Для сітчасто-поточних пластин ПР-0,3 при турбулентному режимі течії робочої середи для області Re від 50 до 20000 дійсне рівняння:

$$\begin{aligned} Nu &= 0,1 \cdot Re_w^{0,73} \cdot Pr_w^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_w}{Pr_c} \right)^{0,25} = \\ &= 0,1 \cdot 3833^{0,73} \cdot 6,22^{0,43} \cdot \left(\frac{6,22}{6,02} \right)^{0,25} = 91,4, \end{aligned}$$

де $\frac{Pr_w}{Pr_{cm}}$ – комплекс, який відображає відношення чисел Прандтля та враховує

напрямок теплового потоку.

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{d_{екв}} = \frac{91,4 \cdot 0,608}{0,008} = 6947 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

Коефіцієнт теплопередачі з боку води

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$k_w = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_m + R_{загр}} = \frac{1}{\frac{1}{6947} + \frac{0,001}{17,5} + 3,6 \cdot 10^{-4} + 5,7 \cdot 10^{-5}} =$$

$$= 1618 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

де $R_m = 3,6 \cdot 10^{-4} \frac{м^2 \cdot К}{Вт}$; $R_{загр} = 5,7 \cdot 10^{-5} \frac{м^2 \cdot К}{Вт}$ – термічні опори шарів

мастила та забруднень;

$\lambda_{cm} = 17,5 \frac{Вт}{м \cdot К}$ – коефіцієнт теплопровідності сталі.

Середня логарифмічна різниця температур для протитечійної схеми руху теплоносіїв

$$\Theta_{КД} = \frac{t_{2w} - t_{1w}}{\ln\left(\frac{t_K - t_{1w}}{t_K - t_{2w}}\right)} = \frac{25 - 20}{\ln\left(\frac{30 - 20}{30 - 25}\right)} = 7,2^\circ C.$$

Густина теплового потоку зі сторони води

$$q_{F_w} = k_w \cdot (\Theta_{КД} - \Theta_R) = 1618 \cdot (7,2 - \Theta_R).$$

Густина теплового потоку зі сторони холодоагенту

$$q_{F_R} = \alpha_R \cdot t_K - t_{cmR} = \alpha_R \cdot \Theta_R,$$

$$\alpha_R = 1,15 \left[\frac{9,81 \cdot r_K \cdot \rho_{жс} \cdot \lambda_{жс}^3}{v_{жс} \cdot L_{прив} \cdot \Theta_R} \right]^{0,25},$$

					ХМДн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						51
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

де $r_k = h_{5,m} - h_6 = 1700 - 484,9 = 1215,1 \text{ кДж/кг}$ – питома масова теплота, що відводиться від холодильного агента у конденсаторі.

$$\alpha_R^\circ = A^\circ \cdot \Theta_R^{-0,25}$$

$$(q_F)_R^\circ = A^\circ \cdot \Theta_R^{0,75} = 8607,8 \cdot \Theta_R^{0,75},$$

$$\begin{aligned} \text{де } A^\circ &= 1,15 \left[\frac{9,81 \cdot r_k \cdot \rho_{жс} \cdot \lambda_{жс}^3}{\nu_{жс} \cdot L_{пр}} \right]^{0,25} = \\ &= 1,15 \cdot \left[\frac{9,81 \cdot 1215,1 \cdot 10^3 \cdot 595 \cdot 0,471^3}{2,108 \cdot 10^{-7} \cdot 1,12} \right]^{0,25} = 8607,8. \end{aligned}$$

Визначимо густину теплового потоку в апараті розв'язанням системи рівнянь:

$$\begin{cases} q_{F_w} = 1618 \cdot 7,2 - \Theta_R \\ q_{F_R}^\circ = 8607,8 \cdot \Theta_R^{0,75} \end{cases}$$

Наглядний та досить точний результат дає графоаналітичний метод, який базується на тому, що у сталому режимі роботи апарату має місце рівність $(q_F)_w^\circ = (q_F)_R = q$. Це дозволяє визначити фактичне значення густини теплового потоку $(q_F)_R^\circ$ як ординату точки перетину графічних залежностей $(q_F)_w = f(\Theta_R)$ і $(q_F)_R^\circ = f(\Theta_R)$ в координатних вісях $(q_F), \Theta_R$.

З метою побудови графіків, для ряду прийнятих значень $(q_F)_w$ визначаємо Θ_R з першого рівняння, а потім для кожного отриманого значення Θ_R

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

знаходимо $(q_F)_R^\circ$ з другого рівняння. Результати розрахунків заносимо в табл. 1.7.

Таблиця 1.7 – Результати розрахунків графоаналітичним методом

$(q_F)_w, \text{Вт/м}^2$	$\Theta_R, ^\circ\text{C}$	$(q_F)_R^\circ, \text{Вт/м}^2$
10031,6	1	8607,8
9869,8	1,1	9245,634
9708	1,2	9869,113
9546,2	1,3	10479,72
9384,4	1,4	11078,68
9222,6	1,5	11667,04
9060,8	1,6	12245,66
8899	1,7	12815,3

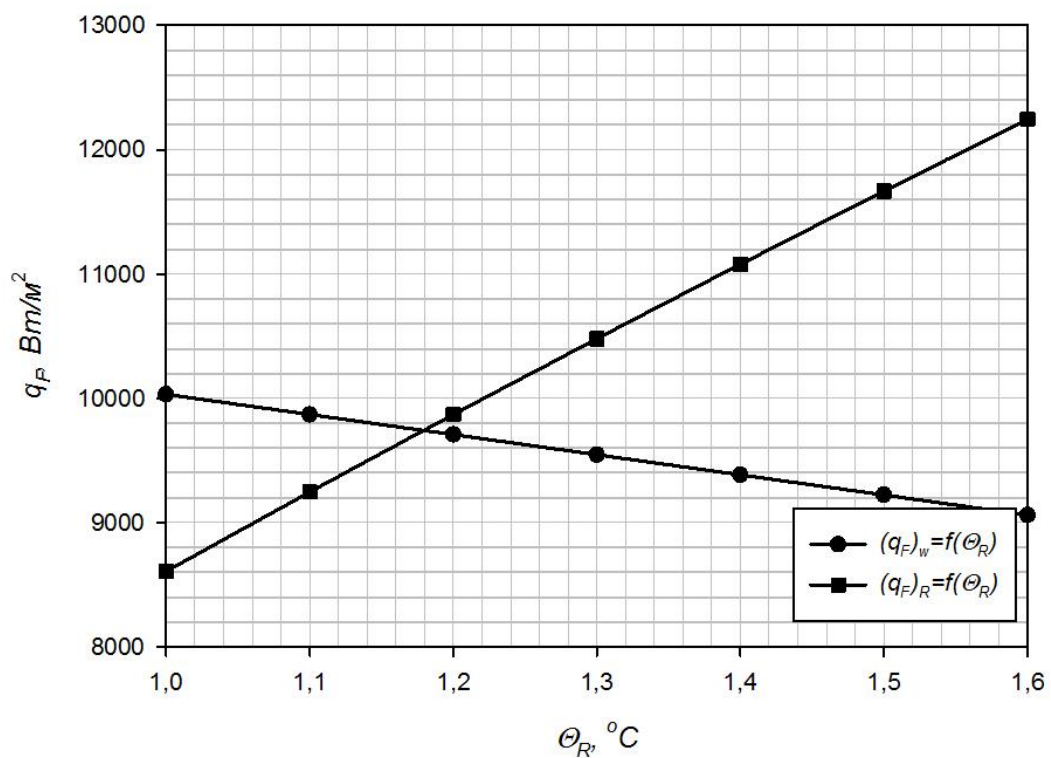


Рисунок 1.18 – Графоаналітичне визначення густини теплового потоку

Згідно рисунку 1.18 густина теплового потоку в конденсаторі складає
 $q_F = 9788 \text{ Вт/м}^2$.

Температура стінки

$$t_{cm p} = t_K - \Theta_R = 30 - 1,2 = 28,8 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Компонувальна схема апарату

Потрібна площа теплопередачі

$$F_{KD} = \frac{Q_{KD}}{q_{F R}} = \frac{19870}{9788} = 2,03 \text{ м}^2.$$

Загальна кількість пластин

$$n_{tot} = n_R + 2 = 7 + 2 = 9 \text{ пластин},$$

$$\text{де } n_R = \frac{F_{KD}}{f_{nl}} = \frac{2,03}{0,3} = 6,8 \approx 7.$$

Кількість касет

$$n_{касет} = Z_R = \frac{n_R}{2} = \frac{7}{2} = 4 \text{ касети}$$

Кількість ходів води

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						54
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$X_w = \frac{Z_R^\circ + 1}{Z_w} = \frac{4 + 1}{2} = 3,$$

де Z_w – число каналів води приймаємо таким, що дорівнює 2;

Z_R° – число каналів холодоагенту рівне числу касет.

Число ходів холодоагенту X_R° приймаємо таким, що дорівнює 1.

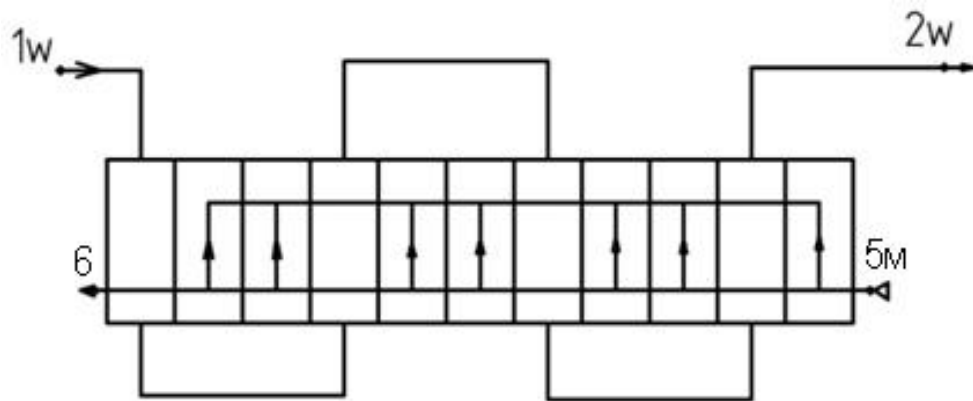


Рисунок 1.19 – Схема розміщення пластин

Гідромеханічний розрахунок апарату

Гідравлічний опір для води

$$\begin{aligned} \Delta p_w &= \xi \cdot \frac{L_{np} \cdot \rho_w \cdot w_w^2}{2 \cdot d_{екв}} \cdot X_w = 0,737 \cdot \frac{1,12 \cdot 997 \cdot 0,434^2}{0,008 \cdot 2} \cdot 3 = \\ &= 29070 \text{ Па} = 29 \text{ кПа}, \end{aligned}$$

$$\text{де } \xi_{труб} = \frac{A}{Re_w^{0,25}} = \frac{5,8}{3833^{0,25}} = 0,737 \text{ – коефіцієнт гідравлічного опору.}$$

Площа прохідного перерізу штуцера

						ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
							55
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата			

$$f_{ш} = \frac{\pi \cdot d_{ш}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,05^2}{4} = 1,96 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

де $d_{ш}$ – діаметр штуцера; для пластин ПР-0,3 $d_{ш} = 0,05 \text{ м}$.

Швидкість руху води у штуцері

$$w_{ш} = \frac{\dot{V}_w}{f_{ш}} = \frac{9,54 \cdot 10^{-4}}{1,96 \cdot 10^{-3}} = 0,487 \text{ м/с}.$$

Втрати тиску у штуцері

$$\Delta p_{ш} = \xi_{ш} \cdot \frac{\rho_w \cdot w_{ш}^2}{2} = 1,5 \cdot \frac{997 \cdot 0,487^2}{2} = 177 \text{ Па},$$

де $\xi_{ш}$ – коефіцієнт місцевих втрат у штуцері.

Загальні втрати тиску по воді у апараті

$$\Delta p = \Delta p_w + 2 \cdot \Delta p_{ш} = 29070 + 2 \cdot 177 = 29424 \text{ Па}.$$

Потужність, необхідна для подолання втрат тиску при перекачуванні води через теплообмінник

$$N = \frac{\dot{V}_w \cdot \Delta p}{10^3 \cdot \eta_n} = \frac{9,54 \cdot 10^{-4} \cdot 29424}{10^3 \cdot 0,7} = 0,04 \text{ кВт},$$

де η_n – ККД насоса, задаємося $\eta_n = 0,7$.

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						56
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Показники енергетичної ефективності апарату

Ексергетичний ККД апарату

Ексергія палива

$$\begin{aligned} E_F &= E_{5M} - E_6 = \dot{m}_a \cdot [h_{5M} - h_6 - T_{н.с.} \cdot (s_{5M} - s_6)] = \\ &= 0,0164 \cdot [1700 - 484,9 - 293 \cdot (5,959 - 1,96)] = 0,712 \text{ кВт} \end{aligned}$$

де $T_{н.с.}$ – температура навколишнього середовища, $T_{н.с.} = 293 \text{ К}$.

Ексергія продукту

$$\begin{aligned} E_P &= E_{2w} - E_{1w} = G_w \cdot \left[c_{pw} \cdot \left((T_{2w} - T_{1w}) - T_{н.с.} \cdot \ln \frac{T_{2w}}{T_{1w}} \right) + \frac{\Delta p}{\rho_w} \right] = \\ &= 0,951 \cdot \left[4,178 \cdot \left((25 - 20) - 293 \cdot \ln \frac{298}{293} \right) + \frac{29,424}{997} \right] = 0,196 \text{ кВт} \end{aligned}$$

Ексергетична ефективність

$$\varepsilon_{ex} = \frac{E_P}{E_F} = \frac{0,196}{0,712} = 0,275.$$

Тепловий ККД апарату

$$\eta_t = \frac{t_{2w} - t_{1w}}{t_{\kappa} - t_{1w}} = \frac{25 - 20}{30 - 20} = 0,5.$$

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		57

РОЗДІЛ 2 «ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ»

2.1 Небезпечні та шкідливі виробничі фактори при роботі холодильних установок

До небезпечних та шкідливих виробничих факторів відносять:

- небезпека враження електричним струмом від електрообладнання установки;
- небезпека від руйнування компресора, детандера, трубопроводів та апаратів від перевищення тиску холодильного агента;
- рухомі частини компресора і детандера;
- підвищена температура поверхонь компресора і апаратів;
- підвищена загазованість повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- підвищений рівень вібрації;
- пожежо- і вибухонебезпечність холодильного агенту;
- шкідливість холодильного агенту.

Джерела небезпеки:

- частини компресора, насосу, що обертаються та привід насосу холодильного агенту;
- нагрівання поверхонь складальних одиниць та комунікацій компресора;
- електричний струм напругою 220/380 В, частотою 50 Гц.
- підвищення тиску стиснуваного робочого тіла у компресорі вище допустимого;
- не герметичність з'єднань;
- шум і вібрації, що викликаються роботою компресорного блоку, насосу.

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						58
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Конструкції компресора та насосів повинні відповідати вимогам ГОСТ12.2.003-74 «Обладнання промислове».

З метою забезпечення безпечної роботи компресорів при монтажу, експлуатації, обслуговуванні і ремонті повинні бути виконані вимоги, закладені у ГОСТ12.1.004-76 "Пожежна безпека".

Частини компресора та насосів, що обертаються, повинні мати захисне огороження. Під час роботи компресора та насосів огороження (кожухи, щити, кришки тощо) повинні знаходитися на своїх місцях. Пуск вказаного обладнання без огороження або зняття огороження при роботі установки не допускається.

Власне компресор, детандер, насос, апарати, арматура і трубопроводи повинні бути герметичними. Роз'єми, фланцеві з'єднання, ущільнення компресора, детандера і насосу необхідно систематично оглядати. Порушення герметичності необхідно негайно усувати.

Компресорно-детандерний блок, насос повинні бути обладнані засобами аварійної сигналізації та блокування, що забезпечують зупинку компресора при досягненні граничних значень контрольованих параметрів.

Опір ізоляції окремих мереж електричної проводки, що підключається до набірних затискачів і арматури, повинен бути не менше 1,0 МОм, за виключенням мереж, що містять електронну апаратуру і конденсатори. Для цих мереж опір ізоляції повинен бути не менше величин, вказаних у стандартних або технічних умовах на цю апаратуру.

Рівень звуку у контрольній точці на відстані 1 м від компресорно-детандерного блоку та насосу не повинна перевищувати 85 дБА для при наявності звукоізолюючого кожуху та 98 дБА без звукоізолюючого кожуху.

Середньоквадратичні значення віброшвидкості на активних полюсах зі середньгеометричними частотами 16; 31,5; 63 Гц, які виміряні на головках фундаментальних болтів, не повинні перевищувати 0,002 мс⁻¹ (або 92 дБА).

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Для виконання ремонтних робіт повинні бути передбачені спеціальні площадки, обладнані відповідними пристроями та засобами механізації відповідно до діючих «Правил облаштування і безпечної експлуатації вантажпідйомних механізмів».

Вхід до машинної зали та виконання будь-яких робіт біля компресорного блоку дозволяється тільки за наявності індивідуальних засобів захисту органів дихання та захисту від шуму.

Забороняється виконувати на ходу ремонт та очищення частин, що рухаються.

Забороняється виконувати підтягування болтових з'єднань компресорно-детандерного блоку, насосу, апаратів, трубопроводів, що знаходяться під тиском.

Конструкція компресора повинна передбачати його захист від підвищення тиску вище допустимого, що виконується включенням до складу компресора запобіжного клапану або зворотного клапану, сполученого вирівнювальною лінією з областю низького тиску установки, що забезпечує автоматичне розвантаження.

Обслуговування і експлуатацію запобіжних клапанів необхідно виконувати відповідно до вимог, які встановлені «Правилами облаштування і безпеки експлуатації посудин, що працюють під тиском», розділи 5, 6, 7 та документації на клапани.

Забороняється розбирати складальні одиниці холодильної машини, що працює на вибухонебезпечному та токсичному газі (парі), без попереднього продування системи нейтральним газом.

Перед початком монтажу усі робітники повинні бути ознайомлені з правилами безпеки, що діють на підприємстві – споживачеві обладнання.

Переміщення обладнання під час транспортування і монтажу його стропування виконувати відповідно креслень транспортного упакування та обладнання, що постачається.

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						60
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Стропи, що використовуються для піднімання, повинні бути посвідчені відповідно до діючих правил.

Приміщення машинної зали повинно бути обладнано штучною та вимушеною вентиляцією відповідно до вимог «Санітарних норм проектування промислових підприємств» СН245-71.

Приміщення машинної зали повинно мати протипожежну техніку відповідно до ГОСТ12.4.009-75 «Інструкція з проектування та облаштування блискавкозахисту будівель та споруд».

Освітлення приміщень, у яких встановлюється компресорне обладнання, повинно відповідати ДБН В.2.5-28-2006 «Природне і штучне освітлення».

Трубопроводи, що мають температуру поверхні вище 318 К (45°С) та встановлені на відмітках менше 2 м, повинні мати теплоізоляцію.

Неізольовані поверхні повинні мати обмежений доступ обслуговуючого персоналу.

У холодильних установках нахили повинні забезпечувати повернення мастила до картера компресора. При монтажу рідинних трубопроводів передбачають підймання труб за напрямком потоку рідини, з метою не допущення утворення у верхніх площинах «газових мішків», що призводять до підвищення гідравлічного опору прохідних отворах труб та створюють пульсацію потоку рідини.

За необхідності прокладання паралельних трубопроводів розміщувати їх на опорах необхідно з урахуванням необхідних відступів від стін та нанесення ізоляції на трубопроводи (відповідно до проекту). При прокладанні трубопроводів, що підлягають теплоізолюванню, на опорах біля хомутів, що закріплюють трубопроводи, встановлюють дерев'яні підкладки.

При прокладанні трубопроводів у стінах та перегородках їх розміщують у тонкостінних металевих гільзах. Заборонено розміщати нероз'ємні і роз'ємні з'єднання у гільзах, а також у важкодоступних місцях.

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						61
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Запірну арматуру монтують у місцях, що підходять для монтажу, обслуговування і ремонту. Забороняється монтаж арматури шпindelем донизу. Напрямок стрілки на корпусі арматури повинен відповідати напрямку руху середовища у трубопроводі.

Розміщення нерухомих опор повинно забезпечувати надійне та міцне їх закріплення; найбільш правильно місця для них обирати поблизу місць приєднання до апаратів, водовіддільників, трійників і до арматури великих розмірів. Нерухомі опори необхідно встановлювати по обидва боки компенсатора, а не на самокомпенсуючих ділянках трубопроводу – у двох крайніх точках кожної такої ділянки.

При розміщенні рухомих опор та підвісок необхідно забезпечувати можливість переміщення трубопроводу при його подовженні без перекосів. При встановленні опор або опорних конструкцій на поштукатурених поверхнях необхідно збити штукатурку, тому що притиснення до неї опор не допускається. У цьому випадку, якщо опорні кронштейни та стяжні хомути опор тримаються тертям, у будівельній конструкції прорубують канавки, у які кронштейни заходять на 5–10 мм.

Встановлені опорні конструкції на вертикальних ділянках перевіряють за відвісом; кронштейни та інші конструкції встановлюють із подальшим вивіренням їх горизонтальних поверхонь за рівнем. При встановленні опор та підвісок необхідно забезпечити дотримання проектного нахилу трубопроводу.

Для вирівнювання висотних відміток і збереження проектного ухилу при монтажу між п'ятою опори та основою розміщують сталеві прокладки; ці прокладки як правило приварюють до опорної конструкції. Ні у якому випадку не можна встановлювати такі прокладки між трубою і опорою.

Хомути нерухомих опор повинні щільно прилягати до труби і не дозволяти їй переміщення у опорі. У спеціальних рухомих опорах або у підвісці труба може рухатися, але тільки разом з тією частиною, де вона закріплена; у

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						62
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

цих опорах між хомутом і трубою встановлюється кільце з листового азбесту або листового картону.

2.2 Основні характеристики і техніка безпеки при роботі аміачних холодильних установок [4]

Запах – істотна перевага. Аміак – єдиний холодоагент з характерним неприємним запахом, що асоціюється у людей з почуттям страху. На перший погляд, це досить вагома причина, щоб відмовитися від його використання. Однак іншого холодоагенту з такою енергетичною ефективністю не існує. Ось чому винахід технології виробництва синтетичного аміаку було визнано одним з найбільш видатних досягнень останнього століття і відзначено Нобелівською премією. А запах насправді – це скоріше перевага, оскільки навіть найменші витікання можуть бути негайно виявлені й усунені.

Статистика аварій / нещасних випадків, пов'язаних із використанням аміаку. Спеціальна література по аміачним холодильним системам існує вже понад 100 років. Однак, є чимало підстав вважати, що багато фактів все ще не знайшли в ній відображення. Потреба докладної документації з використання аміаку як холодильного агенту очевидна.

Кількість аварій, пов'язаних із витоком аміаку, відносно до загальної кількості систем, невелика. Всі події такого роду, що призвели до смерті, враховуються (в США – останні 11 років, у Великобританії – з 1986 р., в Швеції – з 1940 р.). Судячи за цими даними, шанс протягом року померти від аміаку є лише у двох осіб з мільярда. Для порівняння, за даними американських статистів, ймовірність протягом року загинути від удару блискавки – 32 на мільярд. В результаті травм на виробництві в Швеції гине 5 чоловік з мільйона, через дорожні пригоди – 5 на 100000.

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						63
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Хто страждає в результаті контакту з аміаком? При вивченні нещасних випадків з аміаком стає ясно, що шкоду здоров'ю отримують лише ті, хто знаходився в безпосередній близькості від джерела витoku. Як правило, це – обслуговуючий персонал.

Неприємних наслідків можна уникнути, якщо використовувати засоби індивідуального захисту, такі як комбінезони, рукавички, захисні маски, що повністю закривають обличчя.

Наслідки нещасних випадків. Нещасні випадки, пов'язані з аміаком, відбуваються не дуже часто. Але які їхні наслідки? Зібрати подібні дані дуже важко. Викиди аміаку викликають серйозну тривогу в суспільстві і засобах масової інформації. Однак, як правило, ніяких серйозних наслідків для здоров'я людей вони не викликають.

Так, восени 2005 р. в Швеції величезний суспільний резонанс отримав викид аміаку на холодильному сховищі в центрі міста. Спрацював детектор витoku аміаку, були приведені в готовність місцеві рятувальні та протипожежні служби. Але нічого серйозного не сталося, запаху не відчули навіть жителі сусідніх будинків.

Необізнаність. Негативне ставлення до аміаку є результатом необізнаності, яка, в свою чергу, пов'язана з тим, що 95 % фахівців холодильної промисловості працюють не з ним, а з іншими холодоагентами і системами. Керівники і проектувальники просто не знайомі з діючими нормами і стандартами щодо застосування аміаку і, відповідно, не розглядають його як можливу альтернативу. Тим часом дотримання і виконання відповідних вимог і директив робить використання аміаку зручним і безпечним.

Токсичність. У всіх описах аміак поданий як отруйна речовина, але що ми вкладаємо в поняття «отрута»? Як сказав швейцарський лікар, хімік і

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

філософ Парацельс (1493–1541 рр.): «В певному дозуванні отруйна будь-яка речовина». За сучасним визначенням, отрута – це речовина, яка навіть в дуже малих кількостях створює смертельну небезпеку для живих організмів.

Тим часом аміак – єдиний холодоагент, чий запах стає нестерпним задовго до того, як концентрація речовини стає небезпечною. У табл. 2.1 наведені дані щодо фізіологічної дії аміаку на людину.

Таблиця 2.1 – Фізіологічний вплив аміаку на організм людини

Концентрація газу, ppm	Вплив на людину без засобів захисту	Реакція організму	Тривалість дії і встановлені рівні впливу
5*	Граничне значення для виявлення аміаку. Залежить від температури – виконання завдання полегшується за низької температури і в сухому повітряному середовищі		
20	Більшість людей відчують характерний запах	Не небезпечний. Попередження!	У більшості країн – не обмежена
20–35	Характерний запах	Не небезпечний. Попередження!	Гранично допустима концентрація в більшості країн. У США – гранично допустима

Продовження табл. 2.1

Кон-цен-трація газу, ppm	Вплив на людину без засобів захисту	Реакція організму	Тривалість дії і встановлені рівні впливу
			концентрація в повітрі виробничого приміщення
50	Явно відчутний запах. У незвичкої людини виникає бажання покинути виробничу ділянку	Не небезпечний. Попередження!	ATEL – у багатьох країнах дозволений 8-годинний робочий день. У ряді країн 50 ppm є гранично допустимою концентрацією
100	На здорову людину несприятливого впливу не виявляється. Неприємний запах може викликати паніку у незвичкої людини	Не небезпечний	Не треба перебувати під впливом довше, ніж необхідно
200	Сильний запах	Не небезпечний	Гранична отруйна концентрація, встановлена в рамках Програми управління ризиками (EPA RMP), США

Продовження табл. 2.1

Кон- цен- трація газу, ppm	Вплив на людину без засобів захисту	Реакція організ- му	Тривалість дії і встановлені рівні впливу
300	Людина, яка має досвід робо- ти з аміаком, прагне поки- нути виробничу дільницю	Не небезпечний, але досвідчений персонал вважає неприйнятним продовження роботи	У США вва- жається, що кон- центрація пред- ставляє безпосе- редню небезпеку для життя або здоров'я. При концентраціях нижче цієї межі використання за- хисних масок в США не є обов'язковим
400– 700	Миттєве подразнення очей і дихальної системи. Навіть звикла людина не може за- лишатися в приміщенні		За нормальних умов будь-якої шкоди здоров'ю немає, навіть за умови впливу тривалістю 30 хв.
1700	Кашель, спазм голосових зв'язок, серйозне подразнен- ня слизової носа, очей і ди- хальної системи		За умови впливу тривалістю 30 хв. – небезпека для здоров'я, надання

Продовження табл. 2.1

Концентрація газу, ppm	Вплив на людину без засобів захисту	Реакція організму	Тривалість дії і встановлені рівні впливу
			термінової медичної допомоги
2000–5000	Кашель, спазм голосових зв'язок, серйозне подразнення слизової носа, очей і дихальної системи		За умови впливу тривалістю 30 хв і навіть менше можливий смертельний результат
7000	Втрата свідомості, дихальна недостатність		Смерть протягом декількох хвилин

* Концентрацію в 2–5 ppm (мільйонних часток) можна виявити за запахом; вплив залежить від індивідуальних особливостей організму, температури і вологості повітря. Перевага низького порога чутливості до аміаку полягає в тому, що завдяки цьому можлива своєчасна евакуація з небезпечної зони. Навіть люди, які не відчувають запаху, відчувають його болючий вплив на слизові оболонки і вологі ділянки шкіри.

Займистість. Термін «вибухонебезпечне» використовується відносно речовин, загорання яких характеризується детонацією і швидким поширенням полум'я. Згідно ISO 817, при згорянні аміаку виділяється вдвічі менше енергії, ніж при згорянні зрідженого нафтового газу, а швидкість поширення полум'я становить всього близько 8 см/с.

Самозаймання аміаку можливе за температури вище 651 °С, і як холодоагент він відноситься до групи B2 (низька займистість). Аміак здатний горіти

лише в замкнутих просторах, завдяки чому класифікується як невогнебезпечний за умови використання на відкритому повітрі.

Для займання аміаку потрібно набагато більше енергії, ніж для загоряння інших горючих речовин (14 мДж проти 0,26 мДж для метану, етану і пропілену і 0,02 мДж – для газоподібного водню). Енергії розрядів в трифазних електричних системах напругою 440 В недостатньо для займання аміаку, і це є причиною відсутності будь-яких вимог щодо вибухобезпеки електрообладнання холодильних аміачних систем.

Відповідність вимогам пожежобезпеки. Згідно з директивою АТЕХ (Atmosphere Explosive – франц. «Вибухонебезпечне середовище»), холодильні системи з використанням аміаку не належать до пожежонебезпечних. Виникнення аварійних ситуацій всередині систем неможливе. Але у випадку порушення правил експлуатації, при відкритті системи або під час обслуговування може виникнути загроза довкіллю, тому до роботи з вогнебезпечними речовинами повинен допускатися кваліфікований персонал, який добре знає свою справу.

В останній версії рекомендацій EN 378:2007 зазначено: «... у випадку холодоагентів із характерним запахом, наприклад аміаку, за умови концентрацій нижче максимально допустимої на рівні робочого місця, використовувати детектори для визначення токсичності не потрібно». Наведені граничні обмеження концентрації в 500 ppm і 30000 ppm, «з метою попередження про небезпеку і можливості виникнення пожежі». При досягненні верхньої межі все електрообладнання, яке могло б стати причиною пожежі газової суміші в повітряному середовищі, повинно бути вимкнене. При цьому можуть використовуватися вибухонебезпечні вентилятори і датчики систем виявлення. Ці вимоги включені до стандарту DIN 8975-11.

Займиста концентрація аміаку становить 15–28 %. Це дуже високе значення, і в приміщенні можуть перебувати тільки люди, повністю екіпіровані

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						69
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

засобами хімічного захисту. Згідно зі стандартами безпеки, присутність в таких приміщеннях відкритого вогню неприпустимо. Лампи розжарювання необхідно обладнати бризконепроникними кришками, наприклад, пластмасовими плафонами. Люмінесцентні лампи також повинні бути закриті, хоча вони і не нагріваються під час роботи.

Поширення вогню носить короткочасний характер і залежить від об'єму приміщення. Вже через кілька секунд після загоряння співвідношення аміаку та атмосферного кисню стає пожежобезпечним, і якщо полум'я не встигло перекинутися на інші горючі речовини – воно гасне.

Характеристики аміачних систем при пожежі. При пожежі в будівлях з аміачними установками загоряння аміаку не створює особливої загрози. Його теплова енергія і швидкість поширення полум'я низькі, що дає можливість уникнути серйозних збитків в результаті витікання.

Аміак, що витікає в таких випадках піднімається вгору за горючими газами, а його вплив на навколишній простір, якщо він взагалі має місце, зводиться лише до поширення неприємного запаху. Необхідно зауважити, що продукти згоряння аміаку, азот і вода, повністю безпечні для навколишнього середовища. В цьому відношенні він різко відрізняється від гідрофторвуглеводнів. При їх згорянні утворюється фтористоводнева кислота, яка має високу корозійну активність і надзвичайну токсичність.

Норми і правила техніки безпеки. Завдяки досвіду використання аміаку, накопиченому протягом понад 150 років, сучасні аміачні холодильні системи мають високий рівень безпеки, крім того, характерний запах дозволяє швидко виявити будь-яку аварію.

Перші директиви з безпеки холодильних установок були випущені в США вже в 1918 р. За ними пішов випуск нормативів в Німеччині в 1933 р. і видання Шведського збірника норм і правил експлуатації холодильної тех-

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ніки в 1942 р. Сьогодні в більшості країн є свої стандарти. У США діють ASHRAE 15 і ANSI/PIAR 2, в Європі діє стандарт EN 378:2000 і директиви по машинному обладнанню (MD), обладнання, що працює під тиском (PED), і устаткування, що використовується у вибухонебезпечних середовищах (ATEX).

Вентиляція машинних відділень. Стандарти з холодильних установок регламентують параметри вентиляції в приміщенні, де розміщується обладнання для роботи з аміаком. Вентиляція потрібна для видалення надлишкового тепла і недопущення рівня концентрації, при якому можливе займання.

Часто рятувальні служби забороняють використання вентиляції в машинних відділеннях, щоб позбавити жителів сусідніх будинків від їдкого запаху. Але це суперечить вимогам до умов праці на робочому місці.

У минулому холодила промисловість відмовлялася повною мірою використовувати аміак, вважаючи його небезпечним. Всі запевнення про те, що цей холодоагент легкий у використанні і не небезпечний за умови дотримання певних правил і норм, залишалися без уваги.

Найбільші витрати в випадку викидів аміаку пов'язані з очищенням, відновленням відносин з громадськістю та продовженням виробництва. Приховати запах аміаку в разі витоку неможливо, а засоби масової інформації «роздувають» таку подію, надаючи їй набагато більшого значення, ніж жителі сусідніх будинків. У випадку серйозного викиду відстань, на якій можна відчутти запах за умови поганих погодних умов, становить 1500 м. А засоби масової інформації протягом декількох годин «розносять» цей запах по всьому світу.

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		71

ВИСНОВКИ

При виконанні кваліфікаційної роботи відповідно до завдання було виконано ґрунтовний аналіз застосування аміаку як холодильного агенту, визначено та показано у чисельному порівнянні його переваги перед іншими холодильними агентами, вказано діапазон застосування аміаку та можливі типи компресорів, що можуть використовуватися у аміачних холодильних установках, а також докладно розглянуто переваги та недоліки, принцип дії та конструкцію таких компресорів (поршневий, спіральний і гвинтовий). На основі виконаного аналізу холодильної компресорної техніки та з урахуванням режиму роботи холодильної установки на аміаку R717 як базову було обрано схему парокompресійної холодильної машини з економайзером, яка має кращі енергетичні характеристики порівняно зі схемою з субкулером та не вимагає застосування більш низькотемпературних охолоджуючих середовищ для відведення тепла конденсації, адже у цій схемі переохолодження конденсату здійснюється за рахунок внутрішньої регенерації. За рахунок переохолодження конденсату зростає питома холодопродуктивність циклу, що скорочує необхідну витрату холодильного агента. Окрім того, у схемі реалізовано впорскування сервісного холодного потоку у робочу порожнину компресора на частині ходу стиснення. Це призводить до зменшення потужності компресора за рахунок охолодження стискуваної пари. Як результат, маємо зростання енергетичної ефективності циклу, яка для стандартних середньотемпературних умов роботи холодильної установки склала $COP_c = 5,60$.

Особливістю даної схеми є те, що вона може бути реалізована та реалізується виключно із використанням гвинтових компресорів. Цей тип компресорних машин має ряд переваг: низьку потужність тертя, відсутність стрибків тиску у лінії нагнітання, просте регулювання продуктивності, малі габарити, невисокий рівень шуму, низькі вібрації через гарну врівнова-

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						72
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

женість. До недоліків гвинтових компресорів відносять високу вартість машин та деталей, вони мають складну конструкцію та вимагають високої кваліфікації обслуговуючого персоналу, потребують якісної системи очищення стискуваних середовищ, а маслозаповнені моделі ще й вимагають постійної і ефективної роботи системи масловідділення та маслоохолодження.

За результатами термодинамічного розрахунку циклу ПКХМ було отримано величину витрати холодильного агенту, теплове навантаження на конденсатор, а також необхідні термодинамічні параметри холодильного агенту. Всі ці дані лягли в основу розрахунку та подальшого проектування пластинчастого конденсатора холодильної машини. Цей тип теплообмінних апаратів має високі показники компактності, низьку металоємність та просту конструкцію. Охолодження холодильного агенту реалізоване за допомогою води. За основу взято пластину ПР-0,3. За результатами теплового розрахунку апарату було визначено густину теплового потоку, яка склала $q_F = 9788 \text{ Вт/м}^2$ та площу теплопередачі $F_{кд} = 2,03 \text{ м}^2$. Результатами гідродинамічного розрахунку стали втрата тиску води у апараті $\Delta p = 29424 \text{ Па}$ і потужність, що необхідна для подолання втрат тиску при перекачуванні води через теплообмінник $N = 0,04 \text{ кВт}$. Також було визначено основні показники енергетичної ефективності апарату: тепловий η_t та ексергетичний ε_{ex} ККД: $\eta_t = 0,5$, $\varepsilon_{ex} = 0,275$.

У розділі охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях наведено небезпечні та шкідливі фактори холодильних установок, а також описано основні характеристики і техніка безпеки при роботі аміачних холодильних установок.

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						73
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. [Электронный интернет-ресурс] : Режим доступа – http://www.topclimat.ru/publications/refrigeration_equipment_for_food_industry.html Холодильное оборудование для пищевой промышленности и торговли.
2. [Электронный интернет-ресурс] : Режим доступа – <http://holod-proekt.com/2014/07/application-features-of-ammonia-refrigerating-machines/> Особенности применения аммиачных холодильных машин.
3. [Электронный интернет-ресурс] : Режим доступа – <http://holod-proekt.com/2015/03/overview-and-features-of-the-equipment-operation-of-ammonia-refrigeration-machines/> Обзор и особенности эксплуатации оборудования аммиачных холодильных машин.
4. [Электронный интернет-ресурс] : Режим доступа – <https://mir-klimata.info/budushhee-ammiaka-kak-hladagenta/> Будущее аммиака как хладагента.
5. [Электронный интернет-ресурс] : Режим доступа – <https://bidinvest.ru/schetchiki-vody/spiralnye-kompressory-dostoinstva-i-nedostatki-spiralnyh-kompressorov.html> Спиральные компрессоры. Достоинства и недостатки спиральных компрессоров.
6. [Электронный интернет-ресурс] : Режим доступа – <https://www.pnevmomash.ru/stati/porshnevye-kompressory> Поршневой компрессор: принцип действия, преимущества и недостатки.
7. [Электронный интернет-ресурс] : Режим доступа – <https://www.pnevmomash.ru/stati/preimushchestva-i-nedostatki-vintovykh-kompressorov> Преимущества и недостатки винтовых компрессоров.
8. [Электронный интернет-ресурс] : Режим доступа – <http://www.xiron.ru/content/view/32075/28/> Холодильные компрессоры – винтовые, поршневые.

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						74
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

9. Бамбушек Е. М. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / Е. М. Бамбушек, Н. Н. Бухарин и др. – Л.: Машиностроение, 1987 – 424 с.

10. Кошкин Н. Н. Холодильные машины / Н. Н. Кошкин, И. А. Сакун и др. – Л.: Машиностроение, 1985 – 542 с.

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

12. Кошкин Н.Н. и др. Холодильные машины. Под общ. ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1985. – 510 с.

13. Выбор и расчёт теплообменников: учеб. пособие / С. Н. Виноградов, К. В. Таранцев, О. С. Виноградов. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2001. – 100 с.

14. Богданов С. Н., Бурцев С. И., Иванов О. П., Куприянова А. В. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справ. – СПб.: СПбГАХПТ, 1999. – 320 с.

15. Коваленко Л. М., Деревянченко К. М., Саломатина Л. Г. Пластинчатые теплообменные аппараты. Каталог – Москва : ЦИНТИхимнефтемаш. – 1990.

16. Мамченко В.О., Малышев А.А. Пластинчатые теплообменники в низкотемпературной технике и биотехнологических процессах: Учеб. пособие. СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2014. – 116 с.

17. Барановский Н. В. Пластинчатые и спиральные теплообменники / Н. В. Барановский, Л. М. Коваленко, А. Р. Ястребенецкий. – М.: Машиностроение, 1973. – 288 с.

					ХМдн 05.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						75
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		