МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Центр заочної, дистанційної та вечірньої форм навчання
Кафедра технічної теплофізики

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри

_____ Сергій ВАНЄЄВ
(підпис)

«____» _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня бакалавр
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»,
освітньо-професійної програми «Холодильні машини і установки»

на тему: «Розрахунок пластинчасто-ребристого конденсатора холодильної машини»

Здобувача групи ХКдн-94др (шифр групи) Темника Назарія Юрійовича (прізвище, ім'я, по батькові)

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

_____ (підпис) ____Назарій ТЕМНИК_____ (Ім'я та ПРІЗВИЩЕ здобувача)

Керівник Доцент кафедри ТТФ, доцент, к.т.н. Юрій МЕРЗЛЯКОВ (посада, науковий ступінь, вчене звання, Ім'я та ПРІЗВИЩЕ) _____ (підпис)

Суми – 2023

ЗМІСТ

С.

Вступ..... 3

1 Аналіз ринку сучасних холодильних агентів..... 5

2 Розрахунок циклу холодильної машини..... 10

3 Розрахунок пластинчасто-ребристого конденсатора 13

4 Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях..... 28

Список використаних джерел……..33

					Х.дн 07Б.00.00.00 ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата			
Розроб.		Темник			Розрахунок пластинчасто-ребристого конденсатора холодильної машини	Літ.	Аркуш 2 / Аркушів 35
Перевір.		Мерзляков					
Н. контр.						СумДУ, гр. ХКдн-94др	
Затв.		Ванєєв					

ВСТУП

Сучасні холодильні установки мають великий вибір моделей, що пристосовані до багатьох сфер діяльності людини. Серед комерційних та побутових рішень є кондиціонування повітря квартир, будинків, офісів, промислових будівель, громадського транспорту; холодильні вітрини для охолодження продуктів та напоїв; промислові та побутові холодильники; осушувачі повітря; холодильні камери для зберігання заморожених продуктів, квітів тощо.

Сучасні холодильні установки мають:

- покращені системи ізоляції, оптимізовані компресори, системи контролю та автоматизації, що дозволяє знизити споживання електроенергії. Оцінка енергоефективності холодильних установок включає різні рейтинги якості енергоспоживання та сертифікаційні стандарти, наприклад, Energy Star;

- різні функції, які покращують зберігання продуктів, наприклад, системи регулювання вологості, зони зберігання з різними температурними режимами, технології управління повітряним потоком, які сприяють тривалому зберіганню продуктів без псування, функції швидкого охолодження або заморожування;

- функції «розумного» керування, які дозволяють віддалено керувати температурою та моніторити стан холодильника через мобільні додатки для перевірки запасів продуктів з віддаленого місця, крім того, можуть бути доступні такі функції, як дотикові екрани для керування, вбудовані камери для перегляду вмісту холодильника, автоматичні дозатори води та льоду, системи очищення повітря тощо;

- унікальний дизайн, стилі та варіанти оформлення, що відповідають інтер'єру приміщення, різні розміри та конфігурації, мати одну або дві двері,

бути вбудованими або самостійними, а також містити різні розташування морозильних та холодильних відділень.

Необхідно також звернути увагу на використання в сучасних холодильних установках технологій, що підвищують енергоефективність устаткування й враховують також екологічні аспекти, такі як використання нових холодильних агентів з меншим впливом на навколишнє середовище. Ці зусилля націлені на зменшення екологічного впливу від холодильних систем і сприяють переходу до більш стійких та екологічно безпечних технологій охолодження.

Основні елементи роботи циклу сучасних холодильних установок не змінювались багато десятків років: компресор, конденсатор, дросельний пристрій та випарник. При цьому технологічно ці елементи звичайно змінились і мають все більш кращі показники енергоефективності з кожним роком.

Конденсатори відповідають за відведення тепла у холодильній системі до навколишнього середовища. Сучасні холодильні установки використовують ефективні конденсатори з покращеною теплопередачею, що дозволяє оптимізувати енергоефективність та зменшити втрати тепла.

Залежно від середовища, що охолоджує холодильний агент, конденсатори бувають: повітряні, водяні, розсільні (глікольні), геотермальні, в яких використовується грунт як джерело охолодження та інші.

Ці типи конденсаторів є лише кількома з багатьох існуючих варіантів, які можуть бути використані в сучасних холодильних установках. Вибір конкретного типу конденсатора залежить від різних факторів, таких як розмір приміщення, доступні ресурси охолодження, енергетична ефективність та економічні вимоги. Конденсатор є важливим компонентом холодильної системи, який впливає на її продуктивність, надійність та ефективність.

1 Аналіз ринку сучасних холодильних агентів

Використання холодильних агентів, що мають низькі значення коефіцієнтів руйнування озонового шару (ODP) та глобального потепління (GWP) є важливим аспектом з точки зору екології та збереження навколишнього середовища.

Загалом, використання холодильних агентів з низькими значеннями ODP та GWP є важливим кроком в збереженні озонового шару та зменшенні впливу на зміну клімату.

ODP визначає вплив холодильного агента на руйнування озонового шару, а GWP відображає вплив речовини на глобальне потепління порівняно з вуглекислим газом (CO2), який вважається базовим.

Сучасні холодильні агенти, такі як R134a, R404A та R410A, мають значення ODP, що дорівнює нулю, проте їх значення GWP завеликі, що означає суттєвий їх вплив на глобальне потепління. Тому були розроблені нові генерації холодильних агентів, наприклад, R32, R1234yf та R290 (пропан), які мають нульове значення ODP та близьке до одинці значення GWP.

Прийняття Кігалійської поправки до Монреальського протоколу у 2016 році, а також інших обмежень, таких як Європейський Регламент щодо F-газів, призвело до зменшення використання R410A та інших ГФВ (гідрофторвуглеців). Головною метою цих обмежень є зниження прямих викидів вуглецевих сполук і сповільнення процесу глобального потепління.

Існує широкий перелік можливих замінників для цих холодоагентів. Наприклад, R1234yf, R32, R454B і R452B мають свої переваги. Вони є альтернативами з низьким значенням потенціалу глобального потепління (GWP) та мають ефективні теплофізичні властивості, що робить їх привабливими для використання в холодильних системах.

У нових застосуваннях R32 виходить на перше місце як холодоагент з найкращими теплофізичними властивостями і найвищою енергоефективністю серед альтернатив до R410A. Проте, для успішного використання R32 необхідна оптимізація системи. R452B та R454B, натомість, можуть бути легко використані як прості замінники і володіють гнучкістю для використання в системах, які розраховані на різні холодоагенти. R454B також має нижчий значення потенціалу глобального потепління, що означає, що в майбутньому він може залишатись використовуваним на протязі тривалого періоду, оскільки будуть розвиватись відповідні нормативні вимоги.

Вибір холодоагенту необхідно здійснювати в кожному окремому випадку, залежно від конкретних потреб і вимог системи.

Під час заміни R410A потрібно знати наступне:

- R452B: така сама холодопродуктивність, як у R410A, з дещо вищим холодильним коефіцієнтом;
- R454B: дещо нижча холодопродуктивність, ніж у R410A, але більш високий холодильний коефіцієнт; нижчий GWP;
- R32: більш високий холодильний коефіцієнт і холодопродуктивність, приблизно на 10 % вища у порівнянні з R410A, залежно від виду застосування і будови системи.

В Європі, Північній Америці та інших країнах, таких як Австралія і Нова Зеландія, вже почато зменшувати споживання R410A. Механізм надання квот впливає на ціни і доступність цього холодоагенту. Разом з цим, національні податкові політики, які залежать від значення еквівалента CO2, призвели до зростаючого попиту на альтернативні замінники з низьким значенням потенціалу глобального потепління.

Проте холодоагенти з низьким значенням потенціалу глобального потепління в більшості випадків є горючими речовинами, що вимагає перегляду безпекових стандартів і будівельних норм для оцінки їх

потенційного впливу. Горючі властивості можуть обмежувати види об'єктів, на яких можна встановлювати системи, або максимальну вагу заправки і, отже, холодопродуктивність, яку можна досягти. Це також означає, що компоненти системи повинні бути сумісні з горючими холодоагентами, щоб уникнути ризику займання.

Технології і компоненти, які можуть працювати з холодоагентами з низьким GWP, розроблені й вже присутні на ринку з 2018 року, що дозволяє виробникам обладнання створювати сумісні системи.

Проте наразі немає ідеальної прямої заміни для R410A. При використанні будь-якого замінника з низьким GWP, виробники обладнання зіштовхуються з певними недоліками, такими як горючість, доступність або сумісність з матеріалами. У кожному з цих випадків складність полягає в пошуку найкращого компромісу між задачами, проектними рішеннями і вимогами кінцевого користувача.

Перехід на інший холодоагент вимагатиме оптимізації компонентів і системи, покращення техніко-економічних показників та зменшення витрат. Проте, в середньостроковій перспективі цей перехід може мати значний вплив і принести вигоди у вигляді поліпшеної ефективності та зменшення витрат.

R32, R452B, а також R454B являють собою гарні варіанти вибору для систем кондиціювання повітря. Разом з тим, найкращий варіант вибору залежить від виду застосування. У довгостроковій перспективі виникне потреба в холодоагентах з надзвичайно низьким GWP [9].

Кондиціонери типів чилер, «руфтоп» (дахові кондиціонери), а також моноблочні кондиціонери. Середньострокова перспектива: R32, R452B, R454B. Довгострокова перспектива: R1234ze, R515B, R516A

Великі кондиціонери, чилери з відцентровими та гвинтовими компресорами (до 1,5 МВт). Середньострокова перспектива: R513A, R1234ze, R515B. Довгострокова перспектива: R1234ze, R515B.

Дуже великі кондиціонери, чилери з відцентровими та гвинтовими компресорами (понад 1,5 МВт). Середньострокова перспектива: R1233zd, R1336mzz(Z), R514A. Довгострокова перспектива: R1233zd, R1336mzz(Z), R514A.

Спеціальні теплові насоси (повітря – вода). Середньострокова перспектива: R454C, R290. Довгострокова перспектива: R454C, R290.

Спеціальні теплові насоси (сольовий розчин – вода або вода – вода). Середньострокова перспектива: R454C, R454B. Довгострокова перспектива: R454C.

Системи кондиціонування повітря та повітряного опалення («руфтоп», моноблочні кондиціонери, апарати зі змінною витратою холодоагенту, спліт-системи, кондиціонери для приміщень серверних). Середньострокова перспектива: R410A, R32 або R454B (з новою побудовою системи), R466 (якщо це можливо). Довгострокова перспектива: R32 або R454B (з новою побудовою системи), R466 (якщо це можливо); можливо, перехід до холодоагентів з нижчою густиною (за потреби).

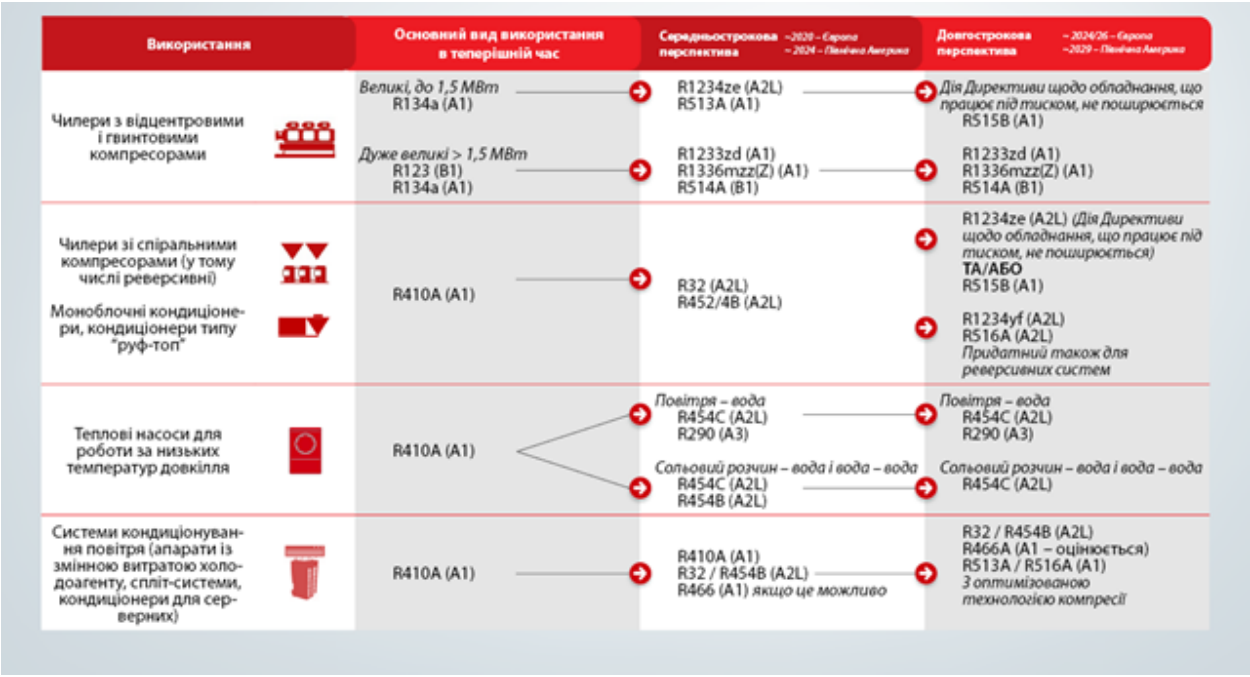

Рисунок 1 – Холодильні агенти для заміни у кондиціонуванні повітря та теплових насосах

Холодоагент R32 може мати більшу холодопродуктивність (на приблизно 10%) у порівнянні з R410A. Це означає, що система, побудована для використання R32, може мати вищу ефективність або вимагати менших компресорів для досягнення тієї самої потужності. При оптимізації конструкції системи та компонентів для використання R32 можна очікувати більшу ефективність порівняно з R410A.

Однак, варто враховувати, що R32 має високу температуру нагнітання, що може обмежувати його робочий діапазон. Цю проблему можна вирішити за допомогою конструктивних рішень або різних типів впорскування.

Холодоагент R452B є найбільш близьким прямим замінником для R410A з точки зору холодопродуктивності і холодильного коефіцієнта. R454B має нижчу холодопродуктивність, але відрізняється ще нижчим GWP. Обидва ці холодоагенти надають можливість швидкого переходу з R410A і, якщо в системі використовуються компоненти, що підтримують різні холодоагенти, це забезпечує гнучкість використання і можливість врахування вимог кінцевих користувачів.

Рисунок 2 – Приклад заміни R410A на R32

2 Розрахунок циклу холодильної машини

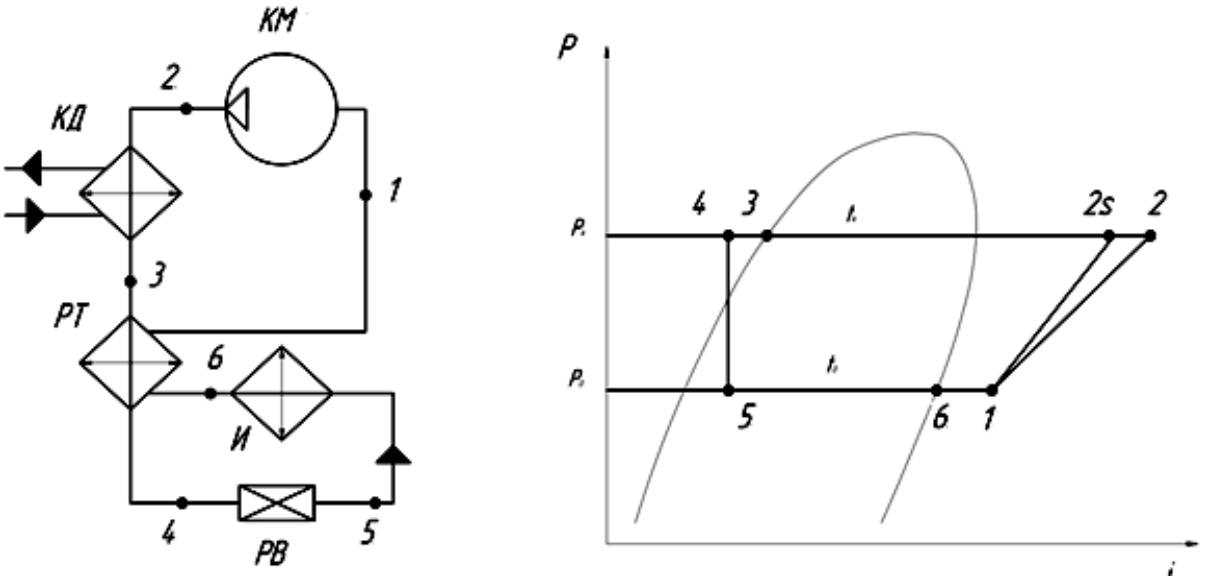

Рисунок 3 – Схема та цикл холодильної машини

Умовні позначення:

КМ – компресор;

КД – конденсатор;

РТ – регенеративний теплообмінник;

В – випарник;

РВ – регулюючий вентиль.

Вихідні дані:

Холодопродуктивність: 15 кВт.

Холодильний агент: R32.

Температура кипіння холодильного агенту: -5℃.

Температура конденсації: 30℃.

Властивості холодильного агенту R32:

Клас: HFC.

Група безпеки: A2L.

GWP: 675.

ODP: 0.

Критична температура: 78,11 ℃.

Мастило: POE.

Температурний глайд: відсутній.

Температура самозаймання: 648 ℃.

Розглянемо тепловий баланс РТ:

$$i_3 - i_4 = 0{,}8 \cdot (i_1 - i_6),$$

$$i_4 = i_3 - 0{,}8 \cdot (i_1 - i_6),$$

$$i_4 = 255{,}3 - 0{,}8 \cdot (531 - 514{,}3) = 241{,}9 \frac{кДж}{кг}.$$

Дійсні параметри у точці «2»:

$$i_2 = i_1 + \frac{i_{2s} - i_1}{\eta_s} = 531 + \frac{581 - 531}{0{,}8} = 593{,}5 \frac{кДж}{кг}.$$

Параметри у вузлових точках наведені у таблиці 1.

Таблиця 1 – Параметри у вузлових точках

Параметри	1	2	3	4	5	6
$t, ^0C$	10	90	30	22	-5	-5
$p, МПа$	6,906	19,28	19,28	19,28	6,906	6,906
$i, \frac{кДж}{кг}$	531	593,5	255,3	241,9	241,9	514,3

Питома холодопродуктивність:

$$q_0 = (i_6 - i_5) = 514{,}3 - 241{,}9 = 272{,}4 \frac{кДж}{кг}$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор:

$$q_K = (i_2 - i_3) = (593{,}5 - 255{,}3) = 338{,}2 \frac{кДж}{кг}$$

Питоме теплове навантаження на РТ:

$$q_{РТ} = (i_3 - i_4) = (255{,}3 - 241{,}9) = 13{,}4 \frac{кДж}{кг}$$

Повна холодопродуктивність:

$$\dot{Q}_0 = 15\ кВт$$

Масова витрата холодильного агента:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_o}{q_o} = \frac{15}{272{,}4} = 0{,}055\ \frac{кг}{с}$$

Теплове навантаження на конденсатор:

$$\dot{Q}_{КД} = (i_2 - i_3) \cdot \dot{m}_a = (593{,}5 - 255{,}3) \cdot 0{,}055 = 18{,}6\ кВт.$$

Теплове навантаження на РТ:

$$\dot{Q}_{РТ} = (i_3 - i_4) \cdot \dot{m}_a = (255{,}3 - 241{,}9) \cdot 0{,}055 = 0{,}737\ кВт.$$

3 Розрахунок пластинчасто-ребристого конденсатора

Пластинчасто-ребристі теплообмінники є досить універсальними і можуть бути використані як конденсатори і випарники в парокомпресійних холодильних машинах, а також в газо-повітряних, газоводяних і мастильних теплообмінниках. Їх основною характеристикою є шаруватий пластинчасто-ребристий елемент, який формує теплообмінну поверхню. Цей елемент складається з проставкових пластин, гофрованих насадок і обмежувальних елементів, які об'єднуються за допомогою вакуумного паяння.

Теплоносії з колекторів проходять через канали, утворені гофрованими насадками і проставковими пластинами. Кілька пластинчасто-ребристих елементів можуть бути складені в модуль. Під час повітряного охолодження повітря проходить через цей модуль за допомогою осьового вентилятора, що забезпечує примусову циркуляцію і підвищує інтенсивність теплообміну.

У пластинчасто-ребристих теплообмінниках можна застосовувати різні типи насадок. Для інтенсифікації теплообміну можуть використовуватись просічні, зигзагоподібні, хвильові та інші конфігурації насадок. Також можлива зміна співвідношення поверхонь з боку теплоносіїв шляхом подвоєння (чи потроєння) насадок з боку одного з теплоносіїв.

Одна з головних переваг пластинчасто-ребристих теплообмінників - їх висока компактність. Коефіцієнт компактності може досягати значень від 1000 до 5000 $м^2/м^3$, що перевищує компактність теплообмінних апаратів інших типів. Це означає, що пластинчасто-ребристі теплообмінники можуть забезпечувати велику поверхню теплообміну при мінімальних габаритах, що є важливим фактором при обмеженому просторі в системах кондиціонування повітря або холодильних установках.

При розрахунку конденсаторів парокомпресійних холодильних машин необхідно враховувати особливості теплових процесів. Спочатку відводиться теплота перегріву від стисненого в компресорі холодильного агента, а потім

відбувається його конденсація. Пластинчасто-ребристі теплообмінники забезпечують ефективний теплообмін у конденсаторі, дозволяючи швидко відводити тепло та перетворювати пару холодильного агента в рідкий стан.

Загалом, пластинчасто-ребристі теплообмінники є високоефективними і компактними пристроями, які знаходять широке застосування в холодильній техніці, системах кондиціювання повітря та інших промислових процесах. Вони дозволяють досягти високої інтенсивності теплообміну і ефективно контролювати температурні режими в системах, забезпечуючи оптимальну продуктивність і енергоефективність.

Рисунок 4 – Пластинчасто-ребристий теплообмінник

3.1 Вихідні дані для розрахунку

Холодильний агент: R32.

Масова продуктивність охолоджувального теплоносія $G_Г$, кг/с

Температура охолоджувального теплоносія на вході в конденсатор $T_{Г'}$, К

Температура конденсації $T_к$, К

Охолоджуючий теплоносій повітря

Теплове навантаження на конденсатор (КД) $Q_к$, кВт

Температура охолоджуючого теплоносія на вході в конденсатор $T_{x'}$, К

Надмірний тиск на проставкову пластину p_u, МПа.

Характерні геометричні розміри трапецієподібної насадки пластинчасто-ребристого конденсатора подано на рис. 4.

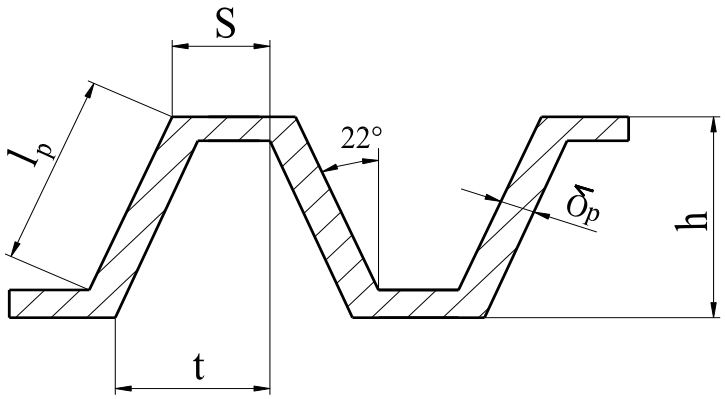

Рисунок 4 – Геометричні характеристики трапецієподібної насадки

Геометричні характеристики трапецієподібної насадки наведені в [3].

До них відносяться:

- довжина ребра l_p, м;
- кут нахилу ребра α=22°;
- крок ребер t, м;
- товщина ребра δ_p, м;
- компактність із вільного об'єму $S_{св}$, м^2/м^3;
- площа поверхні ребер в одиниці вільного об'єму $S_{св.\,р}$, м^2/м^3;
- площа поверхні проставних пластин в одиниці вільного об'єму $S_{св\,.п}$, м^2/м^3;
- товщина проставкової пластини $\delta_п$, м;

- ширина проставкової пластини B, м;
- еквівалентний діаметр каналу $d_{екв} = t$, м;
- коефіцієнт затиснення γ.

Всі інші геометричні характеристики даної насадки визначаються з вищенаведених шляхом розрахунків.

Коефіцієнт оребрення дорівнює $S_{св.\,р}/S_{св}$.

Висота насадки дорівнює $h = l_p \cdot \cos\alpha$, м.

Ширина насадки у верхній частині дорівнює $S = t - l_p \sin\alpha$, м.

3.2 Тепловий розрахунок

Масова продуктивність повітря через КД, кг/с, дорівнює

$$G_x = \frac{Q_к}{C_x \cdot \Delta t_x}$$

де Δt_x = 5 – 10 °С,

C_x, кДж/(кг·К) – середня теплоємність повітря.

Температура повітря на виході з КД дорівнює $T_{x''} = T_{x'} + \Delta t_x = 20 + 8 = 28$℃, К.

$$G_x = \frac{18{,}6}{1{,}005 \cdot 8} = 2{,}3 \text{ кг/с}$$

Зона охолодження пари

Сторона пари

Параметри пари беруться за середньою температурою, К, яка дорівнює

$$T_{Псер} = \frac{T_{Г'} + T_к}{2} = \frac{90 + 30}{2} = 60℃$$

Таблиця 2 – Властивості холодоагента R32

T	ρ	h	Cp	μ	λ
°C	kg/m^3	kJ/kg	kJ/kg	Pa·s	W/(m·K)
60	135,2	497,4	3,441	1,60E-05	0,02988

коефіцієнт теплопровідності пари $\lambda_П$, Вт/(м·К);

коефіцієнт динамічної в'язкості пари $\mu_п$, Па·с;

питома теплоємність пари $C_{p\,п}$, Дж/(кг·К);

густина пари $\rho_п$, кг/м^3;

критерій Прандтля $Pr_n = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda}$.

Попередня величина площі поверхні теплообміну у зоні охолодження дорівнює

$$F'_{охол} = \frac{(i_2 - i_3) \cdot G_Г}{K'_П \cdot \theta_П} = \frac{(593{,}5 - 255{,}3) \cdot 0{,}055}{15 \cdot 1000 \cdot 17{,}4} = 71 \text{ м}^2$$

де $K'_П$ =10 – 20 Вт/(м^2·К) – коефіцієнт теплопередачі.

Середньологарифметична різниця температур у зоні охолодження, К, дорівнює

$$\theta_П = \frac{\left(T_{Г'} - T_{Х''}\right) - \left(T_К - T_{Х''}\right)}{ln\frac{T_{Г'} - T_{Х''}}{T_К - T_{Х''}}} = \frac{(90 - 28) - (30 - 28)}{ln\frac{90 - 28}{30 - 28}} = 17{,}4℃$$

Площа вільного перетину КД, м^2, дорівнює

$$F_{свх} = F_{свГ} = \frac{G_Г}{\rho_П \cdot \upsilon_П} = \frac{0{,}055}{135{,}2 \cdot 8} = 5{,}08 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

де $\upsilon_П$ = 8 – 10 м/с – швидкість пари в апараті.

Число Рейнольда парового потоку дорівнює

$$Re_П = \frac{\upsilon_П \cdot 2l_p \cdot \rho_П}{\mu_П} = \frac{8 \cdot 2 \cdot 0{,}6 \cdot 135{,}2}{1{,}6 \cdot 10^{-5}} = 81 \cdot 10^6$$

де $2l_p$, м – характерний розмір каналу насадки.

Знаходимо число Нуссельта:

за ламінарним режимом $Nu_П = 1{,}4 \cdot Re_П^{0{,}4} \cdot Pr_П^{0{,}33}$;

за турбулентним режимом $Nu_П = 0{,}02 \cdot Re_П^{0{,}8} \cdot Pr_П^{0{,}33}$.

$$Nu_П = 0{,}02 \cdot (81 \cdot 10^6)^{0{,}8} \cdot \left(\frac{1{,}6 \cdot 10^{-5} \cdot 3441}{0{,}02988}\right)^{0{,}33} = 51\,928$$

Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони пари, Вт/(м^2·К), дорівнює

$$\alpha_П = \frac{Nu_П \lambda_П}{2 \cdot l_p} = \frac{51\,928 \cdot 0{,}02988}{2 \cdot 0{,}6} = 1\,293 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}$$

Сторона повітря

Визначаються теплофізичні властивості повітря за його середньою температурою

$$T_{хсер} = \frac{T_{x'} + T_{x''}}{2} = \frac{20 + 28}{2} = 24℃$$

коефіцієнт теплопровідності повітря λ_x, Вт/(м·К);

коефіцієнт динамічної в'язкості повітря μ_x, Па·с;

критерій Прандтля повітря Pr_x;

густина повітря $\rho_x = \frac{p_a}{RT_{ссер}}$, кг/м^3,

де p_a=10^{5}Па – атмосферний тиск повітря;

R = 287 Дж/(кг·К) – газова стала повітря.

Швидкість холодного теплоносія, м/с, дорівнює

$$\upsilon_x = \frac{G_x}{\rho_x \cdot F_{свх}} = \frac{2{,}3}{14{,}52 \cdot 5{,}08 \cdot 10^{-5}} = 3118 \text{ м/с}$$

Знаходимо число вентиляторів, округлюючи його до більшого значення

$$N_в = \frac{\upsilon_x}{[\upsilon]} = \frac{3118}{30} = 104$$

де $[\upsilon]$=10-30 м/с – швидкість повітря, яка допускається в апараті.

Число Рейнольда повітряного потоку дорівнює

$$Re_x = \frac{\upsilon_x \cdot d_{екв} \cdot \rho_x}{\mu_x} = \frac{3118 \cdot 0{,}15 \cdot 1{,}164}{1{,}81 \cdot 10^{-5}} = 30 \cdot 10^6$$

Для турбулентного режиму число Нуссельта дорівнює

$$Nu_x = 0{,}03\, Re_x^{0{,}813} \cdot \left(\frac{d_{екв}}{l_p}\right)^{0{,}2} = 0{,}03 \cdot (30 \cdot 10^6)^{0{,}813} \cdot \left(\frac{0{,}15}{0{,}6}\right)^{0{,}2} = 27\,265$$

Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони повітря, Вт/(м²·К), дорівнює

$$\alpha_x = \frac{Nu_x \cdot \lambda_x}{d_{екв}} = \frac{27\,265 \cdot 0{,}0252}{0{,}15} = 4\,580 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}$$

Уточнене значення коефіцієнту теплопередачі у зоні охолодження пари холодильного агента (фреону), Вт/(м²·К) дорівнює

$$K_П = \left(\frac{1}{\alpha_П \eta_1} + \frac{\delta_p}{\lambda_p}\frac{S_{св}}{S_{св.П}} + \frac{1}{\alpha_x \eta_2}\right)^{-1}$$

$$K_П = \left(\frac{1}{1\,293 \cdot 0{,}49} + \frac{1{,}5 \cdot 10^{-4}}{150}\frac{8{,}75}{27{,}3} + \frac{1}{4\,580 \cdot 0{,}17}\right)^{-1} = 349$$

де коефіцієнти корисної дії апарата з гарячого і холодного потоків дорівнюють:

$$\eta_1 = 1 - \left(\frac{S_{св.р}}{S_{св}}\right)\left(1 - \eta_{р1}\right) = 1 - \frac{4{,}46}{8{,}75}(1 - 0{,}003) = 0{,}49$$

$$\eta_2 = 1 - \left(\frac{S_{св.р}}{S_{св}}\right)\left(1 - \eta_{р2}\right) = 1 - \left(\frac{22{,}6}{27{,}3}\right)(1 - 0{,}002) = 0{,}17$$

Коефіцієнти корисної дії ребра з гарячого і холодного потоків дорівнюють:

$$\eta_{р1} = \frac{th\left(m_1 \cdot \frac{l_p}{2}\right)}{m_1 \cdot l_p} = \frac{e^{2 \cdot m_1 \cdot \frac{l_p}{2}} - 1}{e^{2 \cdot m_1 \cdot \frac{l_p}{2}} + 1} \cdot \frac{1}{m_1 \cdot l_p}$$

$$\eta_{р1} = \frac{e^{2 \cdot 339 \cdot \frac{5{,}09 \cdot 10^{-3}}{2}} - 1}{e^{2 \cdot 339 \cdot \frac{5{,}09 \cdot 10^{-3}}{2}} + 1} \cdot \frac{1}{339 \cdot 0{,}6} = \frac{5{,}6 - 1}{5{,}6 + 1} \cdot \frac{1}{339 \cdot 0{,}6} = 0{,}003$$

$$\eta_{р2} = \frac{th\left(m_2 \cdot \frac{l_p}{2}\right)}{m_2 \cdot l_p} = \frac{e^{2 \cdot m_2 \cdot \frac{l_p}{2}} - 1}{e^{2 \cdot m_2 \cdot \frac{l_p}{2}} + 1} \cdot \frac{1}{m_2 \cdot l_p}$$

$$\eta_{р1} = \frac{e^{2 \cdot 638 \cdot \frac{4{,}85 \cdot 10^{-3}}{2}} - 1}{e^{2 \cdot 638 \cdot \frac{4{,}85 \cdot 10^{-3}}{2}} + 1} \cdot \frac{1}{638 \cdot 0{,}6} = \frac{22 - 1}{22 + 1} \cdot \frac{1}{638 \cdot 0{,}6} = 0{,}002$$

$$\eta_{p2} = \frac{th\left(m_2 \cdot \frac{l_p}{2}\right)}{m_2 \cdot l_p} = \frac{e^{2 \cdot m_2 \cdot \frac{l_p}{2}} - 1}{e^{2 \cdot m_2 \cdot \frac{l_p}{2}} + 1} \cdot \frac{1}{m_2 \cdot l_p}$$

де m_1 и m_2 – параметри ребра, які дорівнюють

$$m_1 = \sqrt{\frac{2\alpha_П}{\lambda_p \cdot \delta_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1\,293}{150 \cdot 1{,}5 \cdot 10^{-4}}} = 339$$

$$m_2 = \sqrt{\frac{2\alpha_x}{\lambda_p \cdot \delta_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 4\,580}{150 \cdot 1{,}5 \cdot 10^{-4}}} = 638$$

де λ_p=150 Вт/(м·К) – коефіцієнт теплопровідності алюмінієвого ребра насадки апарата.

Геометричні характеристики апарата для зони охолодження пари холодоагента

Уточнена величина потрібної площі поверхні теплообміну в зоні охолодження пари, м^2, дорівнює

$$F_{охол} = \frac{(i_2 - i_{3'})G_Г}{K_П \cdot \theta_П} = \frac{18600}{349 \cdot 17{,}4} = 3{,}06 \text{ м}^2$$

Вільний об’єм каналів за паровим потоком, м^3, дорівнює

$$V_{св.П} = \frac{F_{охол}}{S_{св}} = \frac{3{,}06}{4000} = 7{,}66 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

Попередня величина довжини теплообмінного апарату, м, дорівнює

$$L' = \frac{V_{св.П}}{S_{пр}} = \frac{7{,}66 \cdot 10^{-5}}{5{,}6 \cdot 10^{-5}} = 1{,}4 \text{ м}$$

де $S_{пр}$ – площа поперечного перерізу каналів, м^2, дорівнює

$$S_{пр} = \frac{G_Г}{\varepsilon_{св} \cdot \upsilon_П \cdot \rho_П} = \frac{0{,}055}{0{,}91 \cdot 8 \cdot 135{,}2} = 5{,}6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

Частка вільного перерізу каналів апарата дорівнює

$$\varepsilon_{св} = \frac{(l_p - \delta_p)(t - \delta_p)}{t(l_p + \delta_П)}$$

$$\varepsilon_{св} = \frac{(5{,}09 \cdot 10^{-3} - 1{,}5 \cdot 10^{-4})(3{,}92 \cdot 10^{-3} - 1{,}5 \cdot 10^{-4})}{3{,}92 \cdot 10^{-3}(5{,}09 \cdot 10^{-3} + 1{,}5 \cdot 10^{-4})} = 0{,}91$$

Зона конденсації

Сторона конденсату

Параметри рідкого холодоагенту знаходяться за температурою конденсації $T_к$ [5]:

густина рідини $\rho_р$, кг/м^3;

коефіцієнт динамічної густини рідини $\mu_р$, Па·с;

коефіцієнт теплопровідності рідини $\lambda_р$, Вт/(м·К);

питома теплоємність рідини $C_р$, Дж/(кг·К);

число Прандтля $Pr_п$;

питома теплота конденсації r, Дж/кг.

Теплове навантаження на КД у зоні конденсації, Вт, дорівнює

$$Q_p = 371 \cdot 0{,}055 = 20{,}4 \text{ кВт}$$

Середньологарифметична різниця температур у зоні конденсації, К, дорівнює

$$\theta_P = \frac{\left(T_K - T_{X'}\right) - \left(T_K - T_{X''}\right)}{ln\frac{T_K - T_{X''}}{T_K - T_{X''}}} = \frac{(30-20)-(30-28)}{ln\frac{30-20}{30-28}} = 4{,}97 \text{ °C}$$

Попередня величина площі теплообмінної поверхні для зони конденсації, м^2, дорівнює

$$F_P^{'} = \frac{Q_P}{K_P^{'} \cdot \theta_P} = \frac{20400}{150 \cdot 4{,}97} = 27{,}3\, м^2$$

де $K_P^{'}$ = 100 – 200 Вт/(м^2·К) – взяте значення коефіцієнта теплопередачі.

Коефіцієнт теплопередачі зі сторони рідкого холодоагента, Вт/(м^2·К), дорівнює

$$\alpha_P = 1{,}4\left(\frac{r\rho_P^2 \cdot \lambda_P^3}{\mu_P \theta_a d_{екв}}\right)^{0{,}25}\left(\frac{d_{екв}}{L^{'}}\right)^{0{,}125}$$

$$\alpha_P = 1{,}4\left(\frac{324900 \cdot 544{,}8^2 \cdot (16{,}24 \cdot 10^{-3})^3}{0{,}142 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 3{,}62 \cdot 10^{-3}}\right)^{0{,}25} \cdot \left(\frac{3{,}62 \cdot 10^{-3}}{8{,}9}\right)^{0{,}125}$$

$$= 334\ Вт/м^2 \cdot К$$

де θ_a = 3–5 К – температурний напір між рідким холодоагентом і стінкою каналу (береться).

Сторона повітря

Розрахунок проводиться за тими самими відношеннями, що і в попередньому розділі.

Уточнене значення коефіцієнта теплопередачі в зоні конденсації, Вт/(м^2·К), дорівнює

$$K_P = \left(\frac{1}{\alpha_P \eta_1^{'}} + \frac{\delta_П}{\lambda_П}\frac{S_{св}}{S_{св.П}} + \frac{1}{\alpha_x \eta_2}\right)$$

Коефіцієнт корисної дії апарата за гарячим потоком дорівнює

$$\eta_1^{'} = 1 - \left(\frac{S_{св.р}}{S_{св.}}\right)\left(1 - \eta_{P1}^{'}\right)$$

де $\eta_{P1}^{'} = \frac{th\left(m_1^{'}\frac{l_P}{2}\right)}{m_1^{'} \cdot l_P}$ - коефіцієнт корисної дії ребра за гарячим потоком,

$m_1^{'} = \sqrt{\frac{2\alpha_P}{\lambda_P \cdot \delta_P}}$ - параметр ребра.

Коефіцієнт корисної дії апарата за холодним потоком береться таким самим як і в розділі 2.1.2.

Геометричні характеристики конденсатора

Уточнена величина площі поверхні, яка потрібна для теплообміну у зоні конденсації, м^2, дорівнює

$$F_p = \frac{Q_p}{K_p \cdot \theta_p} = \frac{20400}{137 \cdot 4{,}97} = 30\ м^2$$

Сумарна необхідна площа поверхні теплообміну конденсатора, м^2, дорівнює

$$F_к = F_{охол} + F_р = 3{,}06 + 27{,}3 = 30{,}36\ м^2$$

Вільний об'єм каналів за гарячим потоком, м^3, дорівнює

$$V_{св.Г} = \frac{F_к}{S_{св}}$$

$$V_{св.Г} = \frac{307{,}1}{4000} = 0{,}077\ м^3$$

Повна площа поперечного перерізу апарата (без урахування товщини розділювальних пластин), м^2, дорівнює

$$F = \frac{2F_к}{1-\gamma}$$

$$F = \frac{2 \cdot 30{,}36}{1-0{,}1} = 67{,}5\ м^2$$

Уточнена довжина конденсатора, м, дорінює

$$L = \frac{V_{свГ}}{S_{пр}}$$

$$L = \frac{0{,}077}{0{,}0045} = 17{,}1\ м$$

де $S_{пр} = \frac{G_Г}{\varepsilon_{св} \cdot \upsilon_П \cdot \rho_П}$, м^2 – площа поперечного перерізу каналів;

$\varepsilon_{св} = \frac{(l_р - \delta_р)(t - \delta_р)}{t(l_р + \delta_р)}$ - частка вільного перерізу каналів апарата.

Число каналів (округлюється до цілого числа) дорівнює

$$n = \frac{V_{св.Г}}{LB(l_р + \delta_р)}$$

$$n = \frac{0{,}077}{1{,}44 \cdot 0{,}158 \cdot (5{,}09 \cdot 10^{-3} + 1{,}5 \cdot 10^{-4})} = 65$$

3.3 Гідравлічний розрахунок конденсатора

Знаходиться фактор тертя при русі повітря в КД за формулою

$$f = \frac{0{,}08}{Re_x^{0{,}25}}$$

$$f = \frac{0{,}08}{(2 \cdot 10^5)^{0{,}25}} = 0{,}0038$$

Втрати тиску повітря в КД, Па, дорівнюють

$$\Delta p_x = \frac{\rho_x \upsilon_x^2}{2} \cdot \frac{1 - f \cdot \frac{F}{F_к}}{2}$$

$$\Delta p_в = \frac{997{,}7 \cdot 1{,}35^2}{2} \cdot \frac{1 - 0{,}0038 \cdot \frac{682{,}4}{307{,}1}}{2} = 451\ Па$$

Масова продуктивність повітря для одного вентилятора, кг/с, дорівнює

$$G_{в1} = \frac{G_x}{N_в}$$

Втрати потужності, Вт, дорівнюють

$$\Delta N = \frac{\Delta p_x \cdot G_{в1}}{\rho_x}$$

Підбираємо за каталогом вентилятор з найближчою масовою продуктивністю $G_{в1}$ і напором, який ЗА величиною більший ніж Δp_x [6].

3.4 Міцнісні розрахунки конденсатора

Зварювальний корпус і кришки конденсатора розраховуються на міцність за методикою, яка викладена в [4].

Міцнісний розрахунок проставкової пластини

Товщина проставкової пластини з розмірами LxB і товщиною $\delta_П$ визначається з його розрахунку на міцність при навантаженні надмірним тиском $p_и$ як прямокутної пластини, яка жорстко закріплена по всьому периметру.

Беремо для алюмінію модуль пружності E=0,71·10^5 МПа, допустима напруга [σ] =50 МПа.

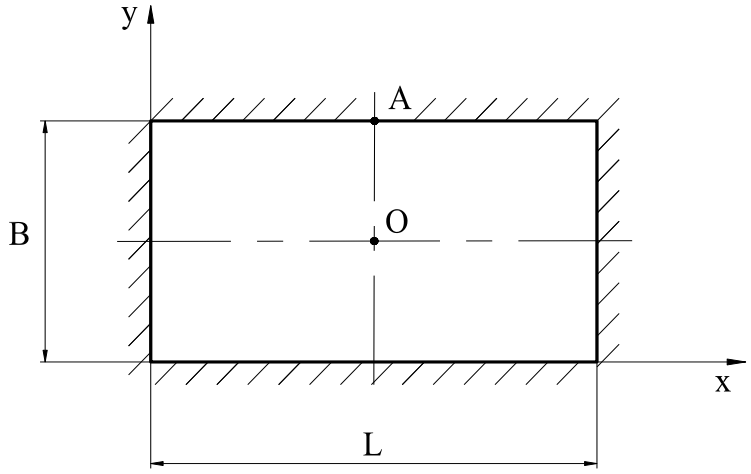

Рисунок 5 – Проставкова пластина

Небезпечними є точки О і А, в яких визначається напруга від прогинання.

Для точки О напруга, МПа, дорівнює

$$\sigma_{xo} = C_2 \cdot p_u \cdot \left(\frac{B}{\delta_П}\right)^2$$

$$\sigma_{xo} = 0{,}42 \cdot 60 \cdot \left(\frac{0{,}158}{10^{-3}}\right)^2 = 35МПа$$

$$\sigma_{yo} = C_3 \cdot p_u \cdot \left(\frac{B}{\delta_П}\right)^2$$

$$\sigma_{yo} = 0{,}8 \cdot 60 \cdot \left(\frac{0{,}158}{10^{-3}}\right)^2 = 27МПа$$

Для точки А напруга, МПа, дорівнює

$$\sigma_{XA} = C_4 \cdot p_u \cdot \left(\frac{B}{\delta_П}\right)^2$$

$$\sigma_{XA} = 0{,}38 \cdot 60 \cdot \left(\frac{0{,}158}{10^{-3}}\right)^2 = 18МПа$$

де коефіцієнти C_2, C_3, C_4 визначаються залежно від відношення $\frac{L}{B}$ [1].

Із умови міцності ці напруги не повинні перевищувати величину $[\sigma]$, яка допускається.

Максимальне прогинання у точці O f_o не повинно перевищувати величину $[f] = \frac{L}{300}$, м [1].

Значення f_o, м, визначається за формулою

$$f_o = C_1 \cdot \frac{p_u \cdot B^4}{E \cdot \delta_П^3}$$

$$f_o = 2{,}84 \cdot \frac{60 \cdot 0{,}158^4}{0{,}71 \cdot 10^5 \cdot (10^{-3})^3} = 0{,}0011\,м$$

де коефіцієнт C_1 береться залежно від відношення $\frac{L}{B}$ [1].

Міцнісний розрахунок насадки

Насадка виконана із алюмінієвої стрічки за розмірами, що наведені у вихідних даних. Вона являє собою рифлений лист, який опирається на проставковий лист. Під дією повітряного потоку від вентилятора його верхня частина буде вигинатися, а нижня частина має опиратися на шарніри *А* і *Д*. Оскільки нахил бокових ребер АВ і СД до вертикалі становить 22°, то можна в першому наближенні взяти їх вертикальними, а горизонтальна ділянка BC' буде мати довжину, яка дорівнює $BC' = \frac{BC+AD}{2} = t$. У результаті отримаємо розрахункову схему П – подібної рами висотою $h = l_p \cdot cos\,22^o$ з поперечним прямокутним перерізом δ_p x B (рис. 4.2).

Рама на ділянці BC' навантажена розподіленим навантаженням $q = p_u \cdot B$, Н/мм.

Максимальний момент на ділянці BC', який дає прогин, Н·м, дорівнює

$$M(1 + 2к)\frac{qt^2}{8n}_{max}$$

де коефіцієнти *к* і *n* визначаються за виразами, наведеними в [2]:

$к = \frac{I_{AB}}{I_{СД}}\frac{h}{t} = \frac{h}{t}$, т.щ. I_{AB}=$I_{СД}$ – моменти інерції ділянок АВ і СД, n=3+2$к$.

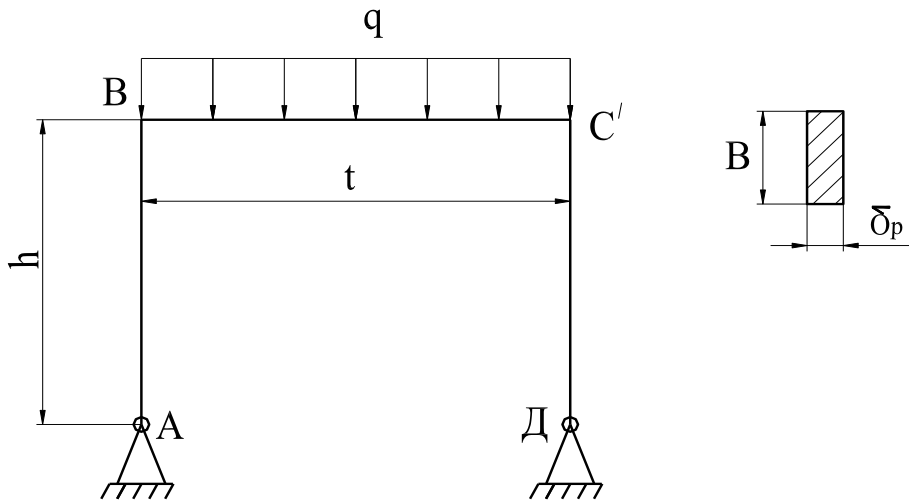

Рисунок 6 – Міцнісний розрахунок рами

Момент опору прямокутного поперечного перерізу рами, м^3, дорівнює

$$W = \frac{B \cdot \delta_p^2}{6}$$

Максимальна напруга прогину в рамі, Па, дорівнює

$$\sigma \frac{M_{max}}{W}_{max}$$

Повинна виконуватися умова міцності σ_{max}50 МПа.

4 Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях

Техніка безпеки та небезпечні фактори роботи з холодильними агентами групи HFC.

Кожному холодоагенту повинен бути присвоєний ідентифікаційний номер, що містить від двох до чотирьох цифр, відповідно до наведених нижче правил.

Вуглеводням, галоїдовуглеводням та ефірам метанового, етанового, пропанового та циклобутанового рядів присвоюють номери так, щоб за номерами холодоагентів можна було точно та однозначно визначити хімічний склад сполук, і навпаки. Аналогічно можна визначити структуру молекул метанового, етанового та більшості сполук пропанового ряду.

Перша цифра справа відповідає числу атомів фтору (F) у сполуці.

Друга цифра справа дорівнює числу атомів водню (H) у сполуці плюс одиниця.

Третя цифра справа дорівнює числу атомів вуглецю (C) у сполуці мінус одиниця. Якщо ця цифра дорівнює нулю, її в номері не зазначають.

Четверта цифра справа відповідає числу подвійних зв'язків вуглеводень-вуглеводень у сполуці. Якщо ця цифра дорівнює нулю, її в номері не зазначають.

За присутності брому (Br) або йоду (I) застосовують ті самі правила, окрім того, що позначають наявність брому або йоду у хлорофтористій сполуці великими літерами B або I. Число після літери B або I показує число атомів брому або йоду.

Число атомів хлору (CI) у сполуці визначають відніманням суми числа атомів фтору (F), брому (Br), йоду (I) та водню (H) від загальної кількості атомів, які можуть бути приєднані до атомів вуглецю (C). Для насичених органічних сполук це число дорівнює 2n + 2, де n – число атомів вуглецю.

Для сполук з одним подвійним зв’язком та насичених циклічних сполук це число дорівнює 2п.

Атоми вуглецю нумерують послідовно, відповідно до їх положення у структурній формулі, при цьому номер 1 присвоюють кінцевому атому вуглецю з найбільшим числом замісників водню. Якщо в обох кінцевих атомів вуглецю число атомів галогенів однакове (і ці галогени різні), номер 1 присвоюють тому кінцевому атому вуглецю, з яким зв’язано найбільше атомів брому, далі – хлору, далі – фтору і далі – йоду.

Якщо холодоагент є циклічною сполукою, перед його ідентифікаційним номером ставлять літеру С.

Приклад, R-C318, PFC-C318.

Усі ізомери етанового ряду мають той самий номер, і найбільш симетричний із них позначають лише цим номером. Зі збільшенням несиметричності ізомерів, до номера додають малі літери (наприклад, a, b, або c). Для визначення симетричності спочатку обчислюють суми атомних мас атомів галогенів та водню, зв’язаних із кожним атомом вуглецю. Віднімають від однієї суми іншу. Чим менша абсолютна величина різниці, тим симетричнішим є ізомер.

Усі ізомери пропанового ряду мають той самий номер і розрізняються за двома доданими малими літерами. Перша додана літера позначає замісники, зв’язані з центральним атомом вуглецю (С2):

Для галогенованих похідних циклопропану центральним атомом вуглецю вважають атом із найбільшою сумою зв’язаних атомних мас; для цих сполук першу додану літеру не зазначають.

Друга додана літера позначає відносну симетрію замісників на крайніх атомах вуглецю (С1 та С3). Для визначення симетричності спочатку обчислюють суми атомних мас атомів галогенів та водню, зв’язаних з атомами вуглецю С1 та С3. Віднімають від однієї суми іншу. Чим менша абсолютна величина різниці, тим симетричнішим є ізомер. На відміну від

етанового ряду, у позначенні найбільш симетричного ізомеру є друга додана літера «а» (тоді як у випадку етанових ізомерів доданої літери нема); несиметричним ізомерам, відповідно до збільшення несиметричності, присвоюють наступні літери. Якщо ізомери неможливі, додані літери не зазначають, і структуру молекул однозначно характеризує саме число. Наприклад, CF3CF2CF3 позначають як R-218, а не R218ca.

Приклад такої системи наведено у додатку А. Ізомери пропанового ряду, що містять бром, не охоплено наведеними вище у таблиці доданими літерами, оскільки таких холодоагентів виявлено не було.

Холодоагенти на основі ефірів повинні бути позначені літерою «Е» (від слова «ethers»), яка стоїть безпосередньо перед числом. За винятком наведених нижче відмінностей, основні числові позначення атомів вуглеводнів повинні бути визначені відповідно до вимог цього стандарту щодо різних груп вуглеводнів (див. 3.2).

Двовуглецеві диметилові ефіри (наприклад, R-E125, CHF2-0-CF3) не потребують додаткових літер, окрім зазначених у 3.2.9, оскільки літери «Е» достатньо для їх однозначного описання.

Для позначання лінійних тривуглецевих ефірів атоми вуглецю нумерують послідовно, відповідно до їх положення у структурній формулі, при цьому номер 1 присвоюють кінцевому атому вуглецю з найбільшим числом атомів галогенів. Якщо в обох кінцевих атомів вуглецю число атомів галогенів однакове (і ці галогени різні), номер 1 присвоюють тому кінцевому атому вуглецю, з яким зв’язано найбільше атомів брому, далі – хлору, далі – фтору і далі – йоду.

Після додаткових літер ставлять додаткове ціле число, що позначає перший атом вуглецю, зв’язаний з ефірним атомом кисню (наприклад, R-E236ea2, CHF2-0-CHF-CF3).

У разі симетричної в усіх інших відношеннях структури вуглеводнів, ефірний атом кисню приписують до того атому вуглецю, позиція якого є ближчою до початку формули.

У тому разі, коли для вуглеводневої частини структури ефіру існує лише один ізомер, наприклад, CF3-0-CF2-CF3, додаткові літери, наведені у 3.2.9, писати не треба. Для наведеного прикладу правильною познакою є R-E218.

Структури, що містять два атоми кисню, діефіри, позначають двома додатковими цілими числами, які вказують на позицію ефірних атомів кисню.

У познаках циклічних ефірів, які містять літери «С» і «Е», літера «С» повинна стояти перед літерою «Е»: «СЕ», що означає «cyclic ethers» («циклічні ефіри»). Для чотиричленних циклічних ефірів, які містять три атоми вуглецю та один атом кисню, основні числові познаки атомів вуглецю утворюють відповідно до вимог цього стандарту щодо різних груп вуглеводнів (підрозділ 3.2).

Сумішам присвоюють номер холодоагента серії 400 або 500.

Зеотропам послідовно присвоюють ідентифікаційні номери серії 400. Для того, щоб розрізняти різні зеотропи, до складу яких входять ті самі холодоагенти, але у різних співвідношеннях, після номера додають велику літеру (A, B, C...).

Азеотропам послідовно присвоюють ідентифікаційні номери серії 500. Для того, щоб розрізняти різні азеотропи, до складу яких входять ті самі холодоагенти, але у різних співвідношеннях, після номера додають велику літеру (A, B, C...).

Різним органічним сполукам послідовно присвоюють ідентифікаційні номери серії 600.

Неорганічним сполукам присвоюють ідентифікаційні номери серії 700 та серії 7000.

Для сполук з молекулярною масою менше 100 ідентифікаційний номер повинен дорівнювати сумі 700 та відносної молярної маси, заокругленої до найближчого цілого числа.

Для сполук із молекулярною масою більшою або рівною 100 ідентифікаційний номер повинен дорівнювати сумі 7000 та відносної молярної маси, заокругленої до найближчого цілого числа.

Якщо два або більше холодоагентів мають однакову молярну масу, для їх розрізнення до познаки додають послідовно великі літери (наприклад, A, B, C і т.д.).

У роботі з холодильними агентами групи HFC (гідрофтороуглеводні) дотримання техніки безпеки є надзвичайно важливим. Холодильні агенти цієї групи, такі як R134a, R404A, R410A і багато інших, широко використовуються в системах кондиціонування повітря, холодильниках, морозильниках та інших холодильних установках. Вони мають високу стійкість до хімічних реакцій, але можуть бути небезпечними при неправильному використанні, розливанні або контакті з ними.

Одним з основних небезпечних факторів роботи з холодильними агентами HFC є їх високий тиск. Ці агенти можуть бути стиснуті до високих тисків під час роботи в системі, і в разі пошкодження або витоку може виникнути ризик вибуху. Тому важливо дотримуватись всіх норм і правил безпеки при монтажі, експлуатації та обслуговуванні систем, які використовують ці агенти.

Іншим небезпечним фактором є вплив холодильних агентів HFC на здоров'я людини. Деякі з цих агентів можуть бути токсичними при вдиханні або контакті зі шкірою. Наприклад, деякі HFC-агенти можуть спричиняти подразнення очей, дихальних шляхів та шкіри. Тому при роботі з цими речовинами необхідно використовувати захисне спорядження, таке як

рукавиці, окуляри та маски, щоб запобігти контакту зі шкірою та вдиханню парів.

Крім того, розливання холодильних агентів HFC може мати серйозні наслідки для навколишнього середовища. Ці речовини є потенційними теплотримачами, що призводять до погіршення ефекту парникового газу і зміни клімату. Вони можуть залишатися в атмосфері на тривалий час, що сприяє накопиченню теплової енергії і збільшенню глобального потепління.

Під час роботи з холодильними агентами HFC важливо виконувати наступні принципи техніки безпеки:

1. Правильне зберігання та обробка: Холодильні агенти HFC повинні бути зберіганні в спеціальних контейнерах або балонах, які відповідають вимогам безпеки. Розливання або витік агента повинні бути негайно усунені і зроблені при цьому необхідні заходи для вентиляції та очищення повітря.

2. Запобігання контакту з відкритим полум'ям: Холодильні агенти HFC є запалювальними, тому необхідно уникати будь-якого контакту з відкритим полум'ям або джерелами тепла, які можуть спричинити пожежу або вибух.

3. Використання вентиляції: При роботі з холодильними агентами HFC слід забезпечувати ефективну вентиляцію приміщень. Це допоможе уникнути накопичення парів агентів у повітрі та забезпечить безпечні умови роботи.

4. Кваліфікований персонал: Робота з холодильними агентами HFC повинна проводитись кваліфікованим персоналом, який має достатні знання і досвід у справі безпеки та обробки цих речовин. Вони повинні бути ознайомлені з правилами безпеки, знати процедури екстреного випадку та мати доступ до необхідного захисного спорядження.

5. Регулярне технічне обслуговування: Системи, які використовують холодильні агенти HFC, повинні періодично проходити

технічне обслуговування, включаючи перевірку на витоки, перевірку стану обладнання та забезпечення правильної роботи вентиляційних систем.

6. Правильне видалення та поводження з використаними агентами: Відпрацьовані агенти HFC повинні бути правильно видалені і утилізовані відповідно до вимог законодавства. Це допомагає уникнути негативного впливу на навколишнє середовище.

7. Навчання та освіта: Важливо надавати навчання та освіту персоналу щодо безпеки роботи з холодильними агентами HFC. Це може включати тренінги з техніки безпеки, використання захисного спорядження, процедур у разі аварій та навчання ефективному використанню обладнання.

8. Робота з холодильними агентами групи HFC вимагає дотримання високих стандартів техніки безпеки. Небезпечні фактори, такі як високий тиск, токсичність та потенційний вплив на навколишнє середовище, вимагають обережного підходу та додержання встановлених правил і протоколів.

9. Для забезпечення безпеки під час роботи з холодильними агентами HFC необхідно мати належну кваліфікацію, використовувати відповідне захисне спорядження, проводити регулярне обслуговування та вести належне поводження з агентами. Важливо також надавати навчання персоналу та впроваджувати передові методи безпеки при роботі з цими речовинами.

Загалом, техніка безпеки та усвідомлення небезпечних факторів роботи з холодильними агентами групи HFC є вирішальними для забезпечення безпеки працівників, збереження навколишнього середовища та запобігання можливим аварійним ситуаціям. Виконання всіх рекомендацій і норм безпеки, дотримання правил експлуатації та навчання персоналу дозволять знизити ризики та створити безпечні умови для роботи з холодильними агентами HFC.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Мелейчук С.С. Монтаж, експлуатація, обслуговування холодильних і теплонасосних установок : навчальний посібник / С.С. Мелейчук, В.М.Арсеньєв. – Суми : Сумський державний університет, 2011. – 183 с.

2. Холодильні установки: Підручник / 6-е вид., перероблене і доповнене / І.Г. Чумак, В.П. Чепурненко, С.Ю. Лар'яновський та ін.; За ред. І.Г. Чумака. – Одеса: Рефпринтінфо, 2006. – 550 с.

3. Хмельнюк, М. Г. Холодильні установки спеціального призначення : підручник / Хмельнюк Михайло Георгійович, Подмазко Олександр Степанович ; Одес. нац. акад. харч. технологій. - Херсон : Вид. Грінь Д.С., 2013. - 488 с.

4. Лозовський А.П. Основи холодильних технологій : навчальний посібник / А.П. Лозовський, О.М. Іванов. – Суми : Університетська книга, 2015. – 149 с.

5. Морозюк Л.І., Соколовська-Єфименко В.В, Гайдук С.В., Грудка Б.Г. Холодильні машини спеціального призначення: посібник до практичних занять та самостійної роботи. – Одеська національна академія харчових технологій, 2018 – 45 с.

6. ДСТУ EN IEC 61010-2-011:2021 Вимоги щодо безпечності контрольно-вимірювального та лабораторного електричного устаткування. Частина 2-011. Додаткові вимоги до холодильного устаткування, 2021.

7. ДСТУ ISO 817:2012 Холодоагенти. Система позначання, 2012.

8. ДСТУ EN 13313:2009 Установки холодильні та теплові насоси. Компетентність персоналу, 2017.

9. Сайт компанії Данфосс https://www.danfoss.com/uk-ua/.