

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет

Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра технічної теплофізики

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
здобувача за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
за освітньо-професійною програмою
«Холодильні машини і установки»
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
на тему: «Дослідження та розробка тепловикористовуючого
теплового насоса з тепловою продуктивністю 50 кВт»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Завідувач кафедри

Ванєєв С.М.

Керівник роботи

Мелейчук С.С.

Консультант з охорони праці

Сидоренко С.В.

Здобувач

Кузьменко О.Ю.

Суми 2020 р.

ЗМІСТ

Вступ	3
1 Термокомпресійні теплові насоси.....	5
1.1 Загальна характеристика	5
1.2 Цикл Чистякова-Плотнікова	6
2 Розрахунок циклу термокомпресійного теплового насоса.....	14
3 Розрахунок центробіжного холодильного компресора	31
2 Тепловий розрахунок випарника	32
3 Конструктивний розрахунок випарника	34
4 Гідродинамічний розрахунок випарника-конденсатора	52
5 Розрахунок міцності випарника	49
5.1 Розрахунок обичайки випарника-конденсатора	43
5.2 Розрахунок днища випарника-конденсатора	45
.3 Розрахунок трубної решітки.....	47
5.4 Висновок.....	51
Охорона праці.....	66
1 Захисне заземлення та занулення.....	66
2 Розрахунок захисного заземлення електричного обладнання	75
Висновок	78
Список використаної літератури.....	79

					Хм 91.00.00.00 ПЗ					
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>						
<i>Разраб.</i>		<i>Кузьменко</i>			<i>Аналіз параметрів енергоефективності тепловикористовуючих теплових насосів</i>			<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>		<i>Мелейчук С.С.</i>								2
<i>Реценз.</i>					СумДУ Х.М - 91					
<i>Н. Контр.</i>										
<i>Утверд.</i>										

Вступ

В разі якщо розглянути принцип дії теплового насоса парокопресійного типу, слід зробити висновок, що він базується на енергообміні робочої речовини з джерелами низької і високої температур. Проте холодоагент, його робоча речовина, буде відтворювати зворотній термодинамічний цикл разом з витратою механічної роботи.

Щодо вибору робочої речовини, на якій він буде працювати, холодоагента для теплового насоса, вона ґрунтується на властивостях холодоагенту для двох основних температурних рівнів T_k і T_g .

З цього слідує, що:

- У випарнику, з температурою T_g , тиск має бути більший за атмосферний. При вакуумному режимі на всмоктувальній лінії теплового насоса починається натікання в систему повітря атмосферної вологи, що погіршуватиме роботу в цілому. Вакуумний режим не допускається, як для робочих речовин чистих вуглеводів так і їх сумішей.
- За правилами технічної безпеки, тиск конденсації пари холодоагента не повинен перевищувати показника 16 бар. Умови термодинамічної ефективності свідчать, що температура конденсації повинна бути не більше ніж 85% від критичної [45].

Для вибору холодоагента враховують такі екологічні показники:

- ODP (Ozone Depletion Potential) - це коефіцієнт дії на озоновий шар атмосфери, повинен бути на рівні R11 або R12.
- GWP (Global Warming Potential) - коефіцієнт глобального потепління, HGW (Halocarbon Global Warming Potential) - його модифікація для холодоагентів. Для даних коефіцієнтів також зазначається така речовина як діоксид вуглецю CO_2 , R11, R12, для порівняння.

Міжнародною організацією якості ISO розроблено спеціальну систему позначень холодильних агентів [45]. Згідно з цією системою, речовині, використовуваній як холодоагент, привласнюється буква найменування R, чи

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		3

слово Refrigerant, та цифри за числом атомів фтору, водню та вуглецю для гідрохлорфторвуглеводів (HCFC) і гідрофторвуглеводів (HFC, CFC). Теж є позначки для неорганічних холодоагентів та сумішей.

При порівнянні теплового насоса з холодильним устаткуванням, можемо побачити, що верхня температура теплового насоса, буде вище. Тож для забезпечення незмінності холодоагента і невисокого тиску конденсації, слід застосовувати високотемпературні холодоагенти, які включають до свого складу елементи, які містять стандартну температуру кипіння (тиск 760 мм рт.ст.) зверху -10°C . А значна більшість холодоагентів з високою температурою (R11, R113, R114, R142в, R216) включає у свою структуру атоми хлору і відноситься до озоноруйнуючих елементів з деяким лімітуванням.

Що стосується, бівалентних і каскадних насосів, разом з холодильно-теплонасосними установками, для них допустиме використання середньотемпературних холодоагентів, з стандартною температурою кипіння. $(-50\div-30)^{\circ}\text{C}$.

Не слід недооцінювати важливість екологічних правил до холодоагентів, адже це може призвести до вивчення і створення нових гідрофторвуглеводів та їх сумішей (SUVA HFC-125, (SUVA HFC-134a, HFC-152a, HFC-236fa, R407C та ін.). З поширеними гідрохлорфторвуглеводами, що тимчасово прийняті за показником ODP (R22, R142в) для теплових насосів, можемо скористатися новими холодоагентами SUVA HCFC-124, SUVA HCFC-123, HCFC-141в, HCFC-245fa.

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		4

1. Термокомпресійні теплові насоси

1.1 Загальні відомості

В разі якщо звернутися до другого закону термодинаміки, а саме термотрансформації в теплових насосах, слід зазначити їх важливість для витрати компенсаційного, енергетичного потоку. Проте, коли таким потоком є тепловий потік джерела з більш високим температурним рівнем, ніж температурний рівень нагріваючого середовища. Подібні теплові насоси зазвичай прийнято систематизувати як тепловикористовуючі.

При виключенні меншої частки гідро- та вітроенергетики в суцільному обсязі виробництва електроенергетики та об'ємі її виробництва, ми можемо розглянути тепловий насос як тепловикористовуючий, з показником COP_{Σ} . Дякуючи даному коефіцієнту трансформації, ми маємо можливість зіставити енергоефективність теплових насосів і холодильних машин до будь-яких схематичних резолюцій та видів енергії, що марнується, як у моноенергетичному використанні, так і у гібридному.

Для рядового функціонування теплових насосів, самостійно від виду витраченого енергоресурсу, має бути здійснене збільшення тиску робочої речовини (холодоагенту) для термотрансформації теплоти низькопотенційного джерела. Дане підвищення тиску підтримується шляхом:

- механічно-енергетичної трансформації в політропних умовах парової (газової) фази;
- реалізація насосного режиму рідкої фази разом з поглинаючо-розділяючим процесом змін агрегатного стану робочого елемента.

У першому прикладі, теплота відбувається завдяки компресії парової фази, за рахунок виготовлення її механічного еквіваленту теплового двигуна, який поєднується з компресором або в компресорних пустотах машин, що працюють за циклом Стирлінга.

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		5

Згідно схеми, робочий елемент здійснює прямий цикл в наступній послідовності: парогенератор (ПГ), турбіна (Т), конденсатор (КД), насос (Н). Технічна робота турбіни використовується на привід компресора (КМ) в зворотному циклі. Після компресора, потік робочого елемента конденсується в найголовнішому конденсаторі і переохолоджується в субкулері (СК). Далі, після дроселювання, в дросельному пристрої (ДП), робочий елемент поступає у випарник (В), а у виді парового стану переходить до засмокування компресором.

Пароутворення, при тиску P_T здійснюється за рахунок теплообміну з зовнішнім теплоносієм, що визначається масовою витратою G_T і параметрами в станах входу і виходу, точки $1_T, 2_T$.

Вилучення теплоти конденсації здійснюється через циркуляцію, конденсатор середовища, який нагрівається для споживача в системі тепlopостачання (СТ) з масовою витратою G_c параметрами в станах $1_c, 2_c$. Обов'язково слід зазначити найголовнішу перевагу даного теплового насоса: для споживача використовується сумарна теплота конденсації прямого і зворотного циклів.

Низькопотенційний тепловий потік від середовища, що знищується з масовою витратою G_y параметрами в станах $1_y, 2_y$ витрачається на пароутворення рідкої фази робочого елемента в випарнику, при тиску P_B .

Відтворення процесів складових циклів в T,s та P,h - діаграмах представлено на рисунку 1.2.

					<i>Хм 91.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						7
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

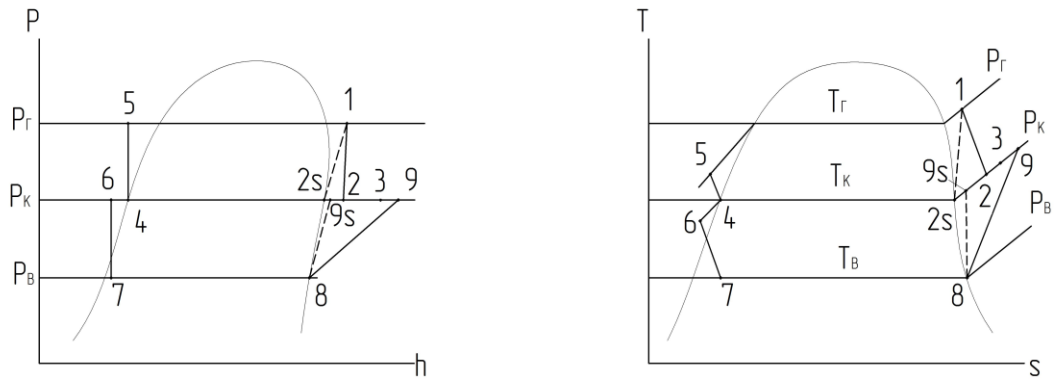


Рисунок 1.2 Цикл Чистякова-Плотнікова для теплового насоса

Стан робочого елемента перед конденсатором в точці 3, унікальний за рівнянням змішування:

$$\dot{m}_T h_2 + \dot{m}_K h_9 = (\dot{m}_T + \dot{m}_K) h_3 \quad (1.1)$$

де \dot{m}_T, \dot{m}_K - масові витрати робочого елемента через турбіну і компресор відповідно також.

Відношення цих масових витрат називають кратністю циркуляції:

$$a = \dot{m}_T / \dot{m}_K \quad (1.2)$$

З урахуванням кратності циркуляції рівняння 1.1 набуває вигляду:

$$h_3 = (h_9 + ah_2) / (1 + a) \quad (1.3)$$

Для визначення кратності циркуляції застосовується рівняння балансу потужності агрегату «турбіна-компресор» у вигляді:

$$N_K = N_T \eta_{мех} \quad (1.4)$$

де $\eta_{мех}$ - механічний к.к.д. агрегату.

У свою чергу N_K та N_T можна записати як:

$$N_K = \dot{m}_K l_{s,K} / \eta_{s,K} \quad (1.5)$$

$$N_T = \dot{m}_K l_{s,T} / \eta_{s,T}$$

звідси отримаємо:

$$a = \frac{l_{s,K}}{l_{s,T} \eta_{s,T} \eta_{s,K} \eta_{мех}} \quad (1.6)$$

де $l_{s,K}$ та $l_{s,T}$ - питомі адіабатні роботи компресора і турбіни, а $\eta_{s,T}, \eta_{s,K}$ -

адіабатні к.к.д.

З урахуванням виразів:

$$l_{s,\kappa} = h_{9s} - h_8$$

$$l_{s,T} = h_1 - h_{2s}$$

Коефіцієнт циркуляції набуває вигляду:

$$a = \frac{h_{9s} - h_8}{(h_1 - h_{2s})\eta_{s,T}\eta_{s,\kappa}\eta_{\text{мех}}} \quad (1.7)$$

В разі якщо, у схемі передбачена установка субкулера, теплопродуктивність теплового насоса слід записати як:

$$\dot{Q}_{TH} = (\dot{m}_T + \dot{m}_\kappa)(h_3 - h_6) \quad (1.8)$$

або

$$\dot{Q}_{TH} = \dot{m}_\kappa(1 + a)(h_3 - h_6) \quad (1.9)$$

При розрахунку теплового насоса, з даного циклу необхідна теплопродуктивність, яка найчастіше відтворюється в якості вхідних даних. У даному випадку, рівняння (1.9) допускає відзначити масову витрату робочого елемента, через компресор та через інші елементи зворотнього циклу:

$$\dot{m}_\kappa = \frac{\dot{Q}_{TH}}{(1 + a)(h_3 - h_6)} \quad (1.10)$$

Питомі навантаження на теплообмінному обладнанні включають:

-випарник: $q_6 = h_8 - h_7$; $Q_6 = \dot{m}_\kappa q_6$

-субкулер: $q_{ск} = h_4 - h_6$; $Q_{ск} = \dot{m}_\kappa q_{ск}$

-конденсатор: $q_{\kappa\delta} = (1 + a)(h_3 - h_4)$; $Q_{\kappa\delta} = \dot{m}_\kappa q_{\kappa\delta}$

-парогенератор: $q_{ПГ} = a(h_1 - h_5)$; $Q_{ПГ} = \dot{m}_\kappa q_{ПГ}$

Для конденсатного насоса питома робота

$$l_n = h_5 - h_4 \quad (1.11)$$

Дивлячись на невизначеність стану точки 5 на ізобарі p_T , питома робота насоса обчислюється за рівнянням:

$$l_{e,n} = v_4(p_T - p_K) / \eta_{e,n} \quad (1.12)$$

Звідки:

$$h_5 = h_4 + v_4(p_T - p_K) / \eta_{e,n} \quad (1.13)$$

Ефективна потужність навалу насоса:

$$N_{e,n} = a \cdot \dot{m}_k \cdot l_{e,n} \quad (1.14)$$

Енергоефективність циклу можемо зазначити такими величинами, як:

- коефіцієнт перетворення в межах схеми на рисунку 1.1, COP_{TH} ;
- коефіцієнт перетворення по повному ланцюгу від споживання первинного енергоресурсу COP_{Σ} ;
- ексергетичною ефективністю також в межах схеми, ε_{ex} ;

Енергетичний баланс системи в межах контуру «а», (рисунок 1.1) має вигляд:

$$N_{e,n} = G_T(h_{2T} - h_{1T}) + G_y(h_{2y} - h_{1y}) + G_C(h_{2c} - h_{1c}) \quad (1.15)$$

з урахуванням:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{ПГ} &= G_T(h_{2T} - h_{1T}) \\ \dot{Q}_в &= G_y(h_{2y} - h_{1y}) \\ \dot{Q}_{ТН} &= G_C(h_{2c} - h_{1c}) \\ \dot{Q}_{ПГ} + N_{e,n} + \dot{Q}_в &= \dot{Q}_{ТН} \end{aligned} \quad (1.16)$$

або в питомих відомостях циклу:

$$a \cdot q_{ПГ} + a \cdot l_{e,n} + q_в = (q_{кд} + q_{ск})(1 + a) \quad (1.17)$$

$$COP_{ТН} = \dot{Q}_{ТН} / (\dot{Q}_{ПГ} + N_{e,n}) \quad (1.18)$$

$$COP_{\Sigma} = \frac{\dot{Q}_{ТН}}{\frac{\dot{Q}_{ПГ}}{COP_{ТГ}} + \frac{N_{e,n}}{COP_{ел}}} \quad (1.19)$$

де $COP_{ТГ}$ - коефіцієнт перетворення теплогенератора, що здійснює теплоносій для парогенератора теплового насоса та для парогенератора поєданого з топочним пристроєм $COP_{ТГ} = COP_{ПГ}$;

$COP_{ел}$ - коефіцієнт перетворення електрогенеруючої системи,

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

наприклад, ТЕС і лінія електропередачі.

Ексергетична ефективність запишеться у вигляді

$$\varepsilon_{ex} = \frac{E_{2c} - E_{1c}}{(E_{1T} - E_{2T}) + (E_{1y} - E_{2y}) + N_{e,n}} \quad (1.20)$$

де

$$\begin{aligned} E_{2c} - E_{1c} &= G_c (e_{2c} - e_{1c}) \\ E_{2T} - E_{1T} &= G_T (e_{2T} - e_{1T}) \\ E_{2y} - E_{1y} &= G_y (e_{2y} - e_{1y}) \end{aligned}$$

З рівняння (1.16) слідує, що теплопродуктивність теплового насоса завжди більша, ніж теплове навантаження, що споживається від зовнішнього джерела для парогенератора. Це і є головною перевагою тепловикористовуючих теплових насосів будь-якого виду термокомпресії.

Дивлячись на найменше значення величин $N_{e,n}$, ΔE_y ексергетична ефективність теплового насоса з теплоносієм, у вигляді продуктів згорання, набирає вигляду:

$$\varepsilon_{ex} = \frac{G_c \cdot (e_{2c} - e_{1c})}{G_T (e_{1T} - e_{2T})} \quad (1.21)$$

Масові витрати теплоносія і мережевої води впливають з виразів:

$$G_T = a \cdot \dot{m}_\kappa \frac{h_1 - h_5}{c_{p,T} (t_{1T} - t_{2T})} \quad (1.22)$$

$$G_c = (1 + a) \dot{m}_\kappa \frac{h_3 - h_6}{C_c (t_{2c} - t_{1c})} \quad (1.23)$$

Для знаходження різниці питомих ексергій газоподібного теплоносія і мережевої води:

$$e_{1T} - e_{2T} = c_{p,T} (t_{1T} - t_{2T}) - T_{nc} \left(c_{p,T} \ln \frac{T_{1T}}{T_{2T}} - R \ln \frac{P_{1T}}{P_{2T}} \right) \quad (1.24)$$

$$e_{2c} - e_{1c} = c_c (t_{2c} - t_{1c}) + \frac{P_{2c} - P_{1c}}{\rho_c} - T_{nc} c_c \ln \frac{T_{2c}}{T_{1c}} \quad (1.25)$$

Підвищити COP_{TH} і ε_{ex} теплового насоса за даним циклом можна за рахунок введення системи регенерації тепла як всередині кожного контуру,

так і між контурами. Що стосується, енергетичних установок, правильним є залучання регенеративного теплообмінника в силовий контур, для корисного володіння теплом перегріву пари до конденсатора, для нагріву рідини перед парогенератором.

3.1 - схема теплового насоса з зазначеним регенеративним теплообмінником РТО-1 в силовому контурі і РТО-2 для перегріву пари після випарника.

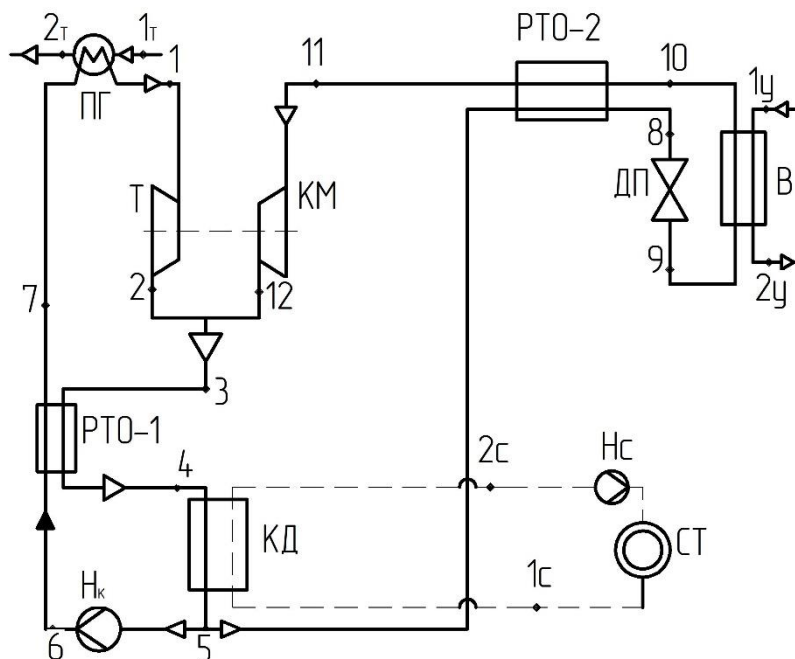


Рисунок 1.3 Термокомпресійний тепловий насос з регенерацією потоків

На відміну від схеми на рисунку 1.3 змішаний потік пари після турбіни і компресора (стан 3) переохолоджується в РТО-1 з віддачею теплоти конденсату перед парогенератором.

Енергетичний баланс РТО-1 записується у вигляді:

$$\dot{m}_T (h_7 - h_6) = (\dot{m}_T + \dot{m}_K)(h_3 - h_4) \quad (1.26)$$

$$a(h_7 - h_6) = (1 + a)(h_3 - h_4) \quad (1.27)$$

Стан в точці 4 – суха пара (повне переохолодження пари або p_K),
 рисунок 1.4

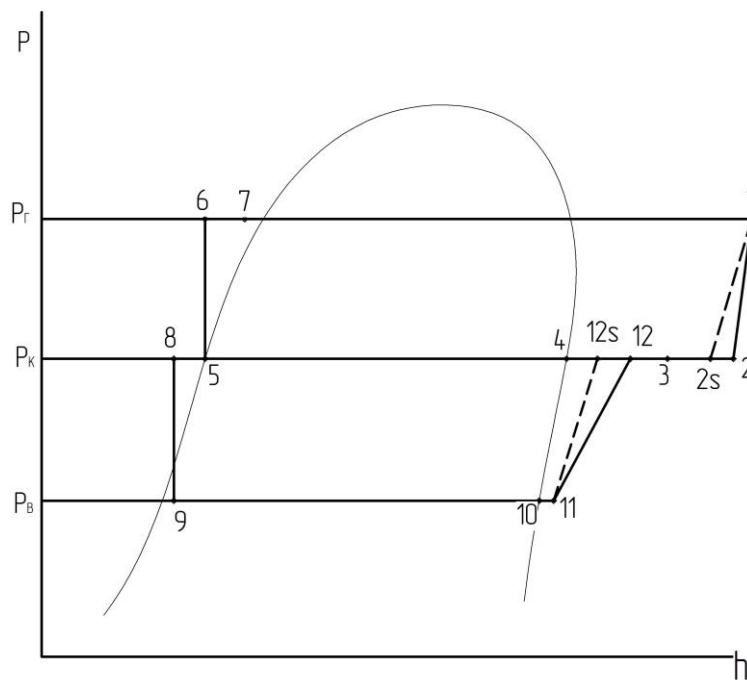


Рисунок 1.4 Процеси в p, h - діаграмі

Рівняння 1.27 дозволяє визначити новий стан конденсату перед парогенератором:

$$h_7 = h_6 + \frac{1+a}{a}(h_3 - h_4) \quad (1.28)$$

В свою чергу:

$$h_6 = h_5 + v_5(p_r - p_k) / \eta_{e,n} \quad (1.29)$$

$$h_3 = (h_{12} + ah_2) / (1+a) \quad (1.30)$$

$$a = \frac{h_{12s} - h_{11}}{(h_1 - h_{2s})\eta_{s,T}\eta_{s,k}\eta_{mex}} \quad (1.31)$$

Питома ентальпія в стані 11 визначається шляхом завдання величини перегріву пари на всмоктуванні в компресор, тобто $\Delta t_{oh} = t_{11} - t_{10} = 5 \dots 10^\circ C$

Взята для розрахунку величина перегріву пари дає змогу визначити стан в точці 8 з балансу РТО-2:

$$h_8 = h_5 - (h_{11} - h_{10}) \quad (1.32)$$

Використання у схемі РТО-1 дає змогу зменшити теплове навантаження на парогенератор:

$$\dot{Q}_{ПГ} = a\dot{m}_k(h_1 - h_7) \quad (1.33)$$

В той же час, використання РТО-1 зменшує і теплопродуктивність в теплонасосному режимі установки для рівновеликих значень масової витрати через компресор:

$$\dot{Q}_T = (1 + a)\dot{m}_k(h_4 - h_5) \quad (1.34)$$

Враховуючи, що \dot{Q}_T , зазначається балансовим рівнянням (1.16), то зниження $\dot{Q}_{ПГ}$ в цьому балансі може бути скомпенсоване зростанням теплового навантаження на випарник при застосуванні у схемі РТО-2

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_k(h_{10} - h_9) \quad (1.35)$$

Отже, за рахунок регенерації тепла буде спостерігатися деяке підвищення коефіцієнта перетворення.

2. Розрахунок циклу термокомпресійного теплового насоса

Для прикладу, звертається увага на тепловий насос, який працює по циклу Чистякова-Плотнікова з регенерацією теплоти.

Вихідні дані:

Робоча речовина – R236fa;

$$\dot{Q}_{TH} = 50 \text{ кВт}; t_{1c} = 45^\circ\text{C}; t_{2c} = 55^\circ\text{C}; t_{1y} = 15^\circ\text{C}; t_{2y} = 10^\circ\text{C}.$$

Середовище, яке нагрівається в конденсаторі – вода; середовище, що утилізується у випарнику – вода.

Теплоносій для парогенератора – суха насичена водяна пара при тиску $p_{1T} = 0,2 \text{ МПа}$, з температурою насичення $t_{SAT} = t_{1T} = t_{2T} = 120,23^\circ\text{C}$, питома

$$\text{теплота конденсації } r_{SAT} = 2202 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Параметри якими задаються, к.к.д. : $\eta_{S,T} = 0,82; \eta_{S,K} = 0,8; \eta_{Mex} = 0,95; \eta_{e,n} = 0,75$

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

Відбір розрахункових температур:

$$t_g = t_{2y} - 5^\circ\text{C}; t_g = 10 - 5^\circ\text{C} = 5^\circ\text{C};$$

$$t_k = t_{2c} + 5^\circ\text{C}; t_k = 55 + 5^\circ\text{C} = 60^\circ\text{C};$$

$$t_1 = t_r + 5^\circ\text{C}; t_1 = 100 + 5^\circ\text{C} = 105^\circ\text{C};$$

$$t_{11} = t_{10} + 10^\circ\text{C}; t_{11} = 5 + 10^\circ\text{C} = 15^\circ\text{C}.$$

Розрахункові залежності:

$$a = \dot{m}_T / \dot{m}_k = \frac{l_{s,k}}{l_{s,T} \eta_{s,T} \eta_{s,k} \eta_{\text{мех}}}$$

$$l_{s,k} = h_{12s} - h_{11}$$

$$l_{s,T} = h_1 - h_{2s}$$

$$h_3 = (h_{12} + ah_2) / (1 + a)$$

$$h_{12} = h_{11} + l_k = h_{11} + \frac{l_{s,k}}{\eta_{s,k}}$$

$$h_2 = h_1 - l_T = h_1 - l_{s,T} \eta_{s,T}$$

$$\dot{m}_k = \frac{\dot{Q}_{TH}}{(1 + a)(h_4 - h_5)}$$

$$\dot{m}_T = a \dot{m}_k$$

$$h_6 = h_5 + v_5(p_r - p_k) / \eta_{e,h}$$

$$h_7 = h_6 + \frac{1 + a}{a} (h_3 - h_4)$$

$$h_8 = h_5 - (h_{11} - h_{10})$$

$$N_{e,\kappa} = \dot{m}_a \cdot l_\kappa = 0,36 \cdot 41,25 = 15 \text{кВт}$$

- електрична потужність приводу з $\eta_{e,\delta\delta} = 0,9$

$$N_{el} = N_{e,\kappa} / \eta_{e,\delta\delta} = 15 / 0,9 = 16 \text{кВт}$$

$$COP_{TH} = \dot{Q}_T / N_{el} = 50 / 16 = 3,1$$

$$(COP_{TH})_\Sigma = COP_{TH} \cdot COP_{el} = 2,95 \cdot 0,3 = 0,88$$

$$\varepsilon_{ex}^{TH} = \frac{G_c(e_{2c} - e_{1c})}{N_{el}} = \frac{2,4(10)}{33,4} = 0,46$$

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_a(h_{10} - h_9) = 0,74 \cdot (363 - 269) = 69,5 \text{кВт}$$

$$G_y = \dot{Q}_g / c_y(t_{1y} - t_{2y}) = 69,5 / (4,185 \cdot 5) = 3,32 \text{кг} / \text{с}$$

$$\frac{\Delta(COP_{TH})_\Sigma}{(COP_{TH})_\Sigma} = \frac{1,05 - 0,88}{0,88} = 0,195$$

$$\frac{\Delta\varepsilon_{ex}}{\varepsilon_{ex}} = \frac{0,59 - 0,48}{0,48} = 0,3$$

З останніх двох відносних величин слід зробити висновок, що термокомпресійний тепловий насос відзначається більш високими показниками енергоефективності, ніж пароконпресійний.

Робоча речовина – R236fa:

$$\dot{Q}_{TH} = 50 \text{кВт}; t_{1c} = 55^\circ\text{C}; t_{2c} = 65^\circ\text{C}; t_{1y} = 15^\circ\text{C}; t_{2y} = 10^\circ\text{C}.$$

Середовище, яке нагрівається в конденсаторі – вода; середовище, яке утилізується у випарнику – вода.

Теплоносій для парогенератора – суха насичена водяна пара при тиску $p_{1T} = 0,2 \text{МПа}$, з температурою насичення $t_{SAT} = t_{1T} = t_{2T} = 120,23^\circ\text{C}$, питома

$$\text{теплота конденсації } r_{SAT} = 2202 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Параметри якими задаються, к.к.д.: $\eta_{s,T} = 0,82; \eta_{s,\kappa} = 0,8; \eta_{мех} = 0,95; \eta_{e,\mu} = 0,75$

Вибір розрахункових температур:

$$t_g = t_{2y} - 5^\circ\text{C}; t_g = 10 - 5^\circ\text{C} = 5^\circ\text{C};$$

$$t_k = t_{2c} + 5^\circ\text{C}; t_k = 65 + 5^\circ\text{C} = 70^\circ\text{C};$$

$$t_1 = t_r + 5^\circ\text{C}; t_1 = 100 + 5^\circ\text{C} = 105^\circ\text{C};$$

$$t_{11} = t_{10} + 10^\circ\text{C}; t_{11} = 5 + 10^\circ\text{C} = 15^\circ\text{C}.$$

Розрахункові залежності:

$$a = \dot{m}_T / \dot{m}_k = \frac{l_{s,k}}{l_{s,T} \eta_{s,T} \eta_{s,k} \eta_{\text{мех}}}$$

$$l_{s,k} = h_{12s} - h_{11}$$

$$l_{s,T} = h_1 - h_{2s}$$

$$h_3 = (h_{12} + ah_2) / (1 + a)$$

$$h_{12} = h_{11} + l_k = h_{11} + \frac{l_{s,k}}{\eta_{s,k}}$$

$$h_2 = h_1 - l_T = h_1 - l_{s,T} \eta_{s,T}$$

$$\dot{m}_k = \frac{\dot{Q}_{TH}}{(1 + a)(h_4 - h_5)}$$

$$\dot{m}_T = a \dot{m}_k$$

$$h_6 = h_5 + v_5(p_r - p_k) / \eta_{e,H}$$

$$h_7 = h_6 + \frac{1 + a}{a} (h_3 - h_4)$$

$$h_8 = h_5 - (h_{11} - h_{10})$$

$$\dot{V}_H = \frac{\dot{Q}_{III}}{\eta_{ка} \cdot \dot{Q}_H^c} = \frac{44.5}{0,9 \cdot 36500} = 0,0013 \frac{нм^3}{с} = 5 \frac{нм^3}{год}$$

- питома витрата паливного газу

$$\tilde{g}_{газ} = \frac{\dot{V}_{газ}}{\dot{Q}_{ТН}} = \frac{10}{50} = 0,2 \frac{нм^3}{кВт \cdot год}$$

Енергоефективність циклу

$$COP_{ТН} = \dot{Q}_{ТН} / (Q_{III} + N_{e,н}) = 50 / (44.5 + 0,05) = 1,1$$

$$(COP_{ТН})_{\Sigma} = \frac{\dot{Q}_{ТН}}{\frac{\dot{Q}_{III}}{\eta_{ка}} + \frac{N_{e,н}}{COP_{ел}}} = \frac{50}{\frac{44.5}{0,9} + \frac{0,05}{0,3}} = 1$$

$$\varepsilon_{ex}^{ТН} = \frac{G_c(t_{2c} - t_{1c})}{G_t(e_{1T} - e_{2T}) + N_{ен}} = \frac{2,4(65 - 55)}{0,042(673,937) + 0,84} = 0,624$$

$$e_{2c} - e_{1c} = c_c[(t_{2c} - t_{1c}) - T_{нс} \ln \frac{T_{2c}}{T_{1c}}] + \frac{P_{2c} - P_{1c}}{\rho_c} =$$

$$= 4,174 \left[10 - 273 \ln \frac{338}{328} \right] + \frac{10}{988,1} = 7,5 \text{кДж} / \text{кг}$$

$$e_{1T} - e_{2T} = (h_{1T} - h_{2T}) - T_{нс}(s_{2T} - s_{1T}) = 2202 - 273(7,1279 - 1,5036) = 673,937 \text{кДж} / \text{кг}$$

$$P_{1c} - P_{2c} = \Delta P_{кд} = 10 \text{мбар}$$

Порівняльний аналіз енергоефективності

- для парокомпресійного теплового насоса (ПКТН) з приводом від електродвигуна зазначаємо аналогічні вихідні дані, які стосуються зворотного циклу, а також величини розрахункових величин t_g, t_k, t_{11}

- у відповідності до рисунків 3 та 4 цикл ПКТН характеризується послідовністю процесів, що визначаються станами у вузлових точках 11-12-5-8-9-10-11

- масова витрата R134a в циклі ПКТН

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_{ТН}}{h_{12} - h_5} = \frac{50}{422 - 290} = 0,37 \text{кг} / \text{с}$$

- ефективна потужність на валу компресора

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		23

$$N_{e,\kappa} = \dot{m}_a \cdot l_\kappa = 0,37 \cdot 50 = 18,5 \text{кВт}$$

- електрична потужність приводу з $\eta_{e,\delta\theta} = 0,9$

$$N_{el} = N_{e,\kappa} / \eta_{e,\delta\theta} = 37,9 / 0,9 = 42,1 \text{кВт}$$

$$COP_{TH} = \dot{Q}_T / N_{el} = 50 / 41,2 = 1,2$$

$$(COP_{TH})_\Sigma = COP_{TH} \cdot COP_{el} = 2,4 \cdot 0,3 = 0,71$$

$$\varepsilon_{ex}^{TH} = \frac{G_c(e_{2c} - e_{1c})}{N_{el}} = \frac{2,4(10)}{42,1} = 0,43$$

$$\dot{Q}_\theta = \dot{m}_a(h_{10} - h_9) = 0,76 \cdot (363 - 281) = 62,1 \text{кВт}$$

$$G_y = \dot{Q}_\theta / c_y(t_{1y} - t_{2y}) = 62,1 / (4,185 \cdot 5) = 2,97 \text{кг} / \text{с}$$

$$\frac{\Delta(COP_{TH})_\Sigma}{(COP_{TH})_\Sigma} = \frac{1,08 - 0,71}{0,71} = 0,34$$

$$\frac{\Delta\varepsilon_{ex}}{\varepsilon_{ex}} = \frac{0,62 - 0,42}{0,42} = 0,46$$

З останніх двох відносних величин слід зробити висновок, що термокомпресійний тепловий насос характеризується більш високими показниками енергоефективності, ніж пароконпресійний.

Робоча речовина – R236fa:

$$\dot{Q}_{TH} = 50 \text{кВт}; t_{1c} = 67^\circ\text{C}; t_{2c} = 75^\circ\text{C}; t_{1y} = 15^\circ\text{C}; t_{2y} = 10^\circ\text{C}.$$

Середовище, що нагрівається в конденсаторі – вода; середовище, що утилізується у випарнику – вода.

Теплоносій для парогенератора – суха насичена водяна пара при тиску $p_{1T} = 0,2 \text{МПа}$ з температурою насичення $t_{SAT} = t_{1T} = t_{2T} = 120,23^\circ\text{C}$ питома

теплота конденсації $r_{SAT} = 2202 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Параметри якими задаються, к.к.д. : $\eta_{s,T} = 0,82; \eta_{s,\kappa} = 0,8; \eta_{мех} = 0,95; \eta_{e,\mu} = 0,75$

Вибір розрахункових температур:

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

$$t_g = t_{2y} - 5^\circ\text{C}; t_g = 10 - 5^\circ\text{C} = 5^\circ\text{C};$$

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

$$t_1 = t_r + 5^\circ\text{C}; t_1 = 100 + 5^\circ\text{C} = 105^\circ\text{C};$$

$$t_{11} = t_{10} + 10^\circ\text{C}; t_{11} = 5 + 10^\circ\text{C} = 15^\circ\text{C}.$$

Розрахункові залежності:

$$a = \dot{m}_T / \dot{m}_k = \frac{l_{s,k}}{l_{s,T} \eta_{s,T} \eta_{s,k} \eta_{Mex}}$$

$$l_{s,k} = h_{12s} - h_{11}$$

$$l_{s,T} = h_1 - h_{2s}$$

$$h_3 = (h_{12} + ah_2) / (1 + a)$$

$$h_{12} = h_{11} + l_k = h_{11} + \frac{l_{s,k}}{\eta_{s,k}}$$

$$h_2 = h_1 - l_T = h_1 - l_{s,T} \eta_{s,T}$$

$$\dot{m}_k = \frac{\dot{Q}_{TH}}{(1 + a)(h_4 - h_5)}$$

$$\dot{m}_T = a \dot{m}_k$$

$$h_6 = h_5 + v_5(p_r - p_k) / \eta_{e,H}$$

$$h_7 = h_6 + \frac{1 + a}{a} (h_3 - h_4)$$

$$h_8 = h_5 - (h_{11} - h_{10})$$

$$\dot{V}_H = \frac{\dot{Q}_{III}}{\eta_{ка} \cdot \dot{Q}_H^c} = \frac{40}{0,9 \cdot 36500} = 0,0012 \frac{HM^3}{c} = 4,3 \frac{HM^3}{год}$$

- питома витрата паливного газу

$$\tilde{g}_{газ} = \frac{\dot{V}_{газ}}{\dot{Q}_{TH}} = \frac{10,2}{50} = 0,2 \frac{HM^3}{кВт \cdot год}$$

Енергоефективність циклу

$$COP_{TH} = \dot{Q}_{TH} / (Q_{III} + N_{e,H}) = 50 / (40 + 0,54) = 1,2$$

$$(COP_{TH})_{\Sigma} = \frac{\dot{Q}_{TH}}{\frac{\dot{Q}_{III}}{\eta_{ка}} + \frac{N_{e,H}}{COP_{ел}}} = \frac{50}{\frac{40}{0,9} + \frac{0,54}{0,3}} = 1,08$$

$$\varepsilon_{ex}^{TH} = \frac{G_c(t_{2c} - t_{1c})}{G_t(e_{1T} - e_{2T}) + N_{en}} = \frac{2,99(75 - 67)}{0,042(673,937) + 0,54} = 0,71$$

$$e_{2c} - e_{1c} = c_c[(t_{2c} - t_{1c}) - T_{nc} \ln \frac{T_{2c}}{T_{1c}}] + \frac{P_{2c} - P_{1c}}{\rho_c} =$$

$$= 4,174 \left[12 - 273 \ln \frac{348}{340} \right] + \frac{10}{988,1} = 6,9 \text{кДж} / \text{кг}$$

$$e_{1T} - e_{2T} = (h_{1T} - h_{2T}) - T_{nc}(s_{2T} - s_{1T}) = 2202 - 273(7,1279 - 1,5036) =$$

$$= 673,937 \text{кДж} / \text{кг}$$

$$P_{1c} - P_{2c} = \Delta P_{кд} = 10 \text{мбар}$$

Порівняльний аналіз енергоефективності

- для парокомпресійного теплового насоса (ПКТН) з приводом від електродвигуна приймаємо аналогічні вихідні дані, що стосується зворотного циклу, а також величини розрахункових величин t_g, t_k, t_{11}

- у відповідності до рисунків 3і 4 цикл ПКТН описується послідовністю процесів, що характеризуються станами у вузлових точках 11-12-5-8-9-10-11

- масова витрата R134а в циклі ПКТН

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_{TH}}{h_{12} - h_5} = \frac{50}{425,75 - 303} = 0,4 \text{кг} / \text{с}$$

- ефективна потужність на валу компресора

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		28

$$N_{e,\kappa} = \dot{m}_a \cdot l_\kappa = 0,4 \cdot 53,75 = 22 \text{ кВт}$$

- електрична потужність приводу з $\eta_{e,\delta\theta} = 0,9$

$$N_{el} = N_{e,\kappa} / \eta_{e,\delta\theta} = 22 / 0,9 = 24,4 \text{ кВт}$$

$$COP_{TH} = \dot{Q}_T / N_{el} = 50 / 48,7 = 1$$

$$(COP_{TH})_\Sigma = COP_{TH} \cdot COP_{el} = 1 \cdot 0,3 = 1$$

$$\varepsilon_{ex}^{TH} = \frac{G_c (e_{2c} - e_{1c})}{N_{el}} = \frac{2,99(8)}{48,7} = 0,67$$

$$\dot{Q}_\theta = \dot{m}_a (h_{10} - h_9) = 0,76 \cdot (363 - 281) = 62,1 \text{ кВт}$$

$$G_y = \dot{Q}_\theta / c_y (t_{1y} - t_{2y}) = 62,1 / (4,185 \cdot 5) = 2,97 \text{ кг / с}$$

$$\frac{\Delta(COP_{TH})_\Sigma}{(COP_{TH})_\Sigma} = \frac{0,94 - 0,62}{0,62} = 0,54$$

$$\frac{\Delta\varepsilon_{ex}}{\varepsilon_{ex}} = \frac{0,71 - 0,42}{0,42} = 0,67$$

Як впливає з останніх двох відносних величин термокомпресійний тепловий насос характеризується більш високими показниками енергоефективності, ніж пароконпресійний.

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

Таблиця 2.7 Зведені параметри енергоефективності ПК та ТК теплових насосів

Холодоагент	R236fa		
Температурний рівень	45-55	55-65	67-75
COP_{Σ}^{TK}	1,05	0,95	0,94
$COP_{\Sigma}^{ПК}$	0,88	0,71	0,62
ε_{ex}^{TK}	0,59	0,62	0,71
$\varepsilon_{ex}^{ПК}$	0,46	0,43	0,42
ΔCOP_{Σ}	0,195	0,34	0,54
$\Delta \varepsilon_{ex}$	0,3	0,46	0,67

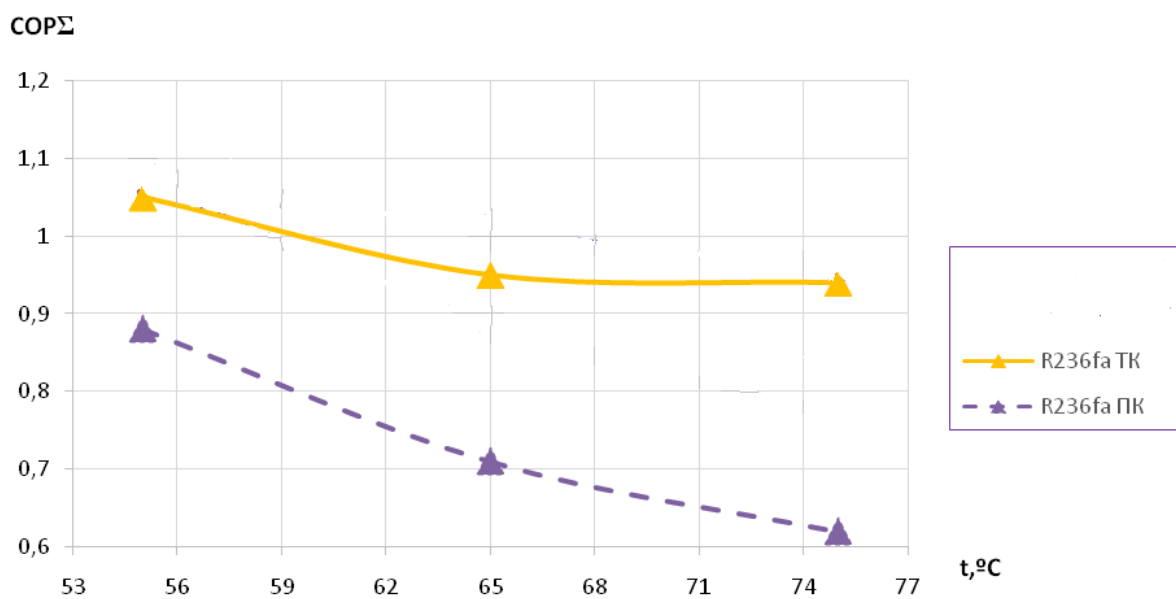


Рисунок 2.1 Графік енергоефективності

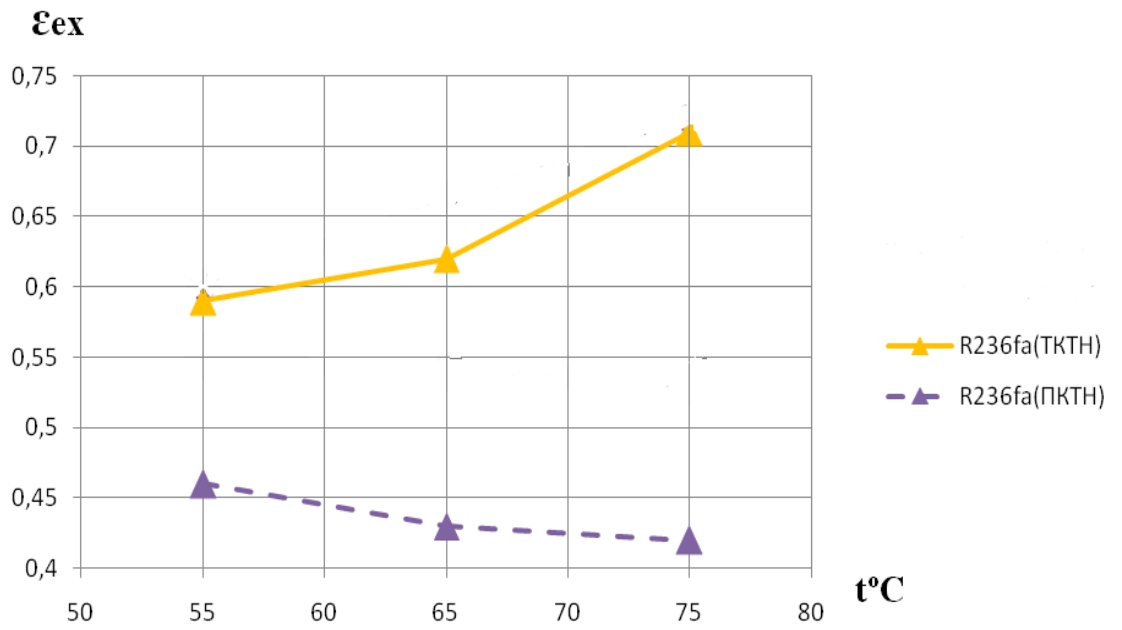


Рисунок 2.2 Графік ексергетичної ефективності циклу

3 Розрахунок відцентрового холодильного компресора

Вхідні дані

Холодопродуктивність: $\dot{Q} = 50 \text{ кВт}$

Температура кипіння х/а: $t_0 = 5^\circ\text{C}$

Температура конденсації: $t_k = 60^\circ\text{C}$

Робоче тіло: R236fa

Параметри робочого тіла

Таблиця 3.1 Параметри у вузлових точках

	1	2	3	4	5
$p, \text{МПа}$	0,123	0,634	0,634	0,634	0,123
$t, ^\circ\text{C}$	15	73	60	50	5
$i, \text{кДж / кг}$	605	699,3	348	321	321
$v, \text{м}^3 / \text{кг}$	0,318	0,068	0,0021	0,0018	0,089

Питома масова холодопродуктивність робочого тіла:

$$q_0 = i_1 - i_4 = 605 - 321 = 284 \text{ кДж / кг} \quad (3.1)$$

Масова холодопродуктивність:

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{50}{284} = 0,17 \text{ кг / с} \quad (3.2)$$

Об'ємна холодопродуктивність компресора:

$$V_D = G_a \cdot v_1 = 0,17 \cdot 0,318 = 0,05 \text{ м}^3 / \text{с} \quad (3.3)$$

Вибираємо кут виходу робочих лопаток $\beta_{2n} = 15^\circ$, тоді $\eta_{\text{пол}} = 0,83$.

Ступінь підвищення тиску:

$$\pi_k = \frac{p_k}{p_0} = \frac{0,634}{0,123} = 5,15 \quad (3.4)$$

Коефіцієнт зміни питомого об'єму в компресорі при ізоентропному стисненні:

$$k_{v,ad} = \frac{v_{noch}}{v_{kad}} = \frac{0,318}{0,068} = 4,68 \quad (3.5)$$

Умовний показник ізоентропи процесу стиснення:

$$k = \frac{\lg \pi_k}{\lg k_{v,ad}} = \frac{\lg 5,15}{\lg 4,68} = 1,063 \quad (3.6)$$

Адіабатний к.к.д. проточної частини:

$$\eta_{ad} = \frac{\frac{\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{\frac{\pi_k^{\kappa \eta_{ad}} - 1}{\kappa}} = \frac{5,15^{\frac{1,063-1}{1,063}} - 1}{5,15^{1,063 \cdot 0,83} - 1} = 0,799 \quad (3.7)$$

Питома робота при ізоентропному стисненні:

$$l_{ad} = l_{k,ad} - i_n = 699,3 - 605 = 94,3 \text{кДж / кг} \quad (3.8)$$

Дійсна питома робота компресора при політропному стисненні:

$$l = \Delta i = \frac{l_{ad}}{\eta_{ad}} = \frac{94,3}{0,799} = 118 \text{кДж / кг} \quad (3.9)$$

Внутрішня потужність компресора:

$$N = G_a \cdot l = 0,35 \cdot 118 = 41,3 \text{кВт} \quad (3.10)$$

Холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l} = \frac{284}{118} = 2,41 \quad (3.11)$$

Ентальпія в кінці політропного стиснення:

$$i_k = i_n + \Delta i = 605 + 118 = 723 \text{кДж / кг} \quad (3.12)$$

Дійсний об'єм в кінці політропного стиснення: $v_k = 0,0218 \text{м}^3 / \text{кг}$

Дійсна зміна питомого об'єму в компресорі:

$$k_v = \frac{v_n}{v_k} = \frac{0,318}{0,0218} = 14,6 \quad (3.13)$$

Показник політропи процесу стиснення:

$$m = \frac{\lg \pi_k}{\lg k_v} = \frac{\lg 5,15}{\lg 14,6} = 0,612 \quad (3.14)$$

Число ступенів центр обіжного компресора:

$$X = \frac{T_{\kappa} - T_{\mu}}{15} = \frac{333 - 278}{15} \approx 4 \quad (3.15)$$

Для $\beta_{2,l} = 15^\circ$; $\varphi_{r2,omn} = 0,1$; $z_2 = 7$; $1 + \beta_{mp} + \beta_{np} = 1,1$; $\eta_{пол.омн} = 0,83$

17 Правка до коефіцієнта напору:

$$k_2 = 1 - \frac{\pi_{\kappa}}{z_2} \sin \beta_{2,l} = 1 - \frac{5,15}{7} \sin 15 = 0,884 \quad (3.16)$$

18 Теоретичний коефіцієнт напору колеса:

$$\varphi_{u2} = k_2 - \varphi_{r2} \operatorname{ctg} \beta_{2,l} = 0,884 - 0,1 \cdot 3,732 = 0,51 \quad (3.17)$$

19 Кутова швидкість:

$$u_2 = \sqrt{\frac{\Delta i}{X \cdot \varphi_{u2} \cdot (1 + \beta_{mp} + \beta_{np})}} = \sqrt{\frac{118 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,51 \cdot 1,1}} = 225 \quad (3.18)$$

Для 1 колеса: $b_2 / D_2 = 0,065 \text{ м}$; $\beta_2 = 15^\circ$; $M_{unp} = 1,6$, тоді при $\eta_{ад} = 0,799$

$T_s = 243 \text{ К}$; $\theta = 19,9$.

Для R600a мінімально допустима кількість робочих коліс для компресора:

$$X = \frac{\theta}{2KM_y^2 \cdot \eta_{ад} \cdot \varphi_{u2} (1 + \beta_{mp} + \beta_{np})} \frac{T_s}{T_0} \frac{T_{\kappa} - T_0}{T_{\kappa}} = \quad (3.19)$$

$$= \frac{19,9}{2 \cdot 1 \cdot 0,799 \cdot 0,51 \cdot 1,1} \frac{243}{278} \frac{333 - 278}{278} = 3,2 \approx 4$$

$$\text{Тоді } M_u = \frac{u_2}{91,2} \sqrt{\frac{k \cdot T_{\mu}}{\mu}} = \frac{235}{91,2} \sqrt{\frac{1,063 \cdot 278}{58,2}} = 5,8$$

Коефіцієнт реакції ступені:

$$\rho^I = 1 - \frac{\varphi_{r2}^2 + \varphi_{u2}^2}{2\varphi_{u2} \cdot (1 + \beta_{mp} + \beta_{np})} = \frac{0,1^2 + 0,51^2}{2 \cdot 0,51 \cdot 1,1} = 0,24 \quad (3.20)$$

Питома робота супенів:

$$\Delta i^I = u_2^2 \cdot \varphi_{u2}^I (1 + \beta_{mp} + \beta_{np}) = 235^2 \cdot 0,51 \cdot 1,1 = 98,4 \text{ кДж / кг} \quad (3.21)$$

Зміна ентальпії робочого тіла на виході з колеса:

$$\Delta i_2^I = \rho_1^I \cdot \Delta i_1^I = 0,24 \cdot 98,4 = 23,6 \text{ кДж / кг} \quad (3.22)$$

Ентальпія робочого тіла на виході з колеса:

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

$$i_2^I = i_n + \Delta i_2^I = 605 + 23,6 = 628,6 \text{ кДж / кг} \quad (3.23)$$

По графіку $\nu_2^I = 0,03$. При $\tau_2 = 0,94$ $i(b_2 / D_2) = 0,065$

Діаметр робочого колеса:

$$D_2 = \sqrt{\frac{G \cdot \nu_2^I}{\pi \cdot \tau_2 \cdot \varphi_{r2} \cdot (b_2 / D_2)^I}} = \sqrt{\frac{0,35 \cdot 0,035}{3,14 \cdot 0,94 \cdot 235 \cdot 0,1 \cdot 0,065}} = 0,26 \text{ м} \quad (3.24)$$

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

4 Розрахунок теплообмінного обладнання

4.1 Розрахунок випарника

4.1.1 Тепловий розрахунок випарника

Вхідні дані

Холодопродуктивність: $\dot{Q} = 50 \text{ кВт}$

Температура кипіння х/а: $t_0 = 5^\circ\text{C}$

Температура конденсації: $t_k = 60^\circ\text{C}$

Робоче тіло: R236fa

Параметри робочого тіла

Таблиця 4.1 Параметри у вузлових точках

	1	2	3	4	5
$p, \text{МПа}$	0,123	0,634	0,634	0,634	0,123
$t, ^\circ\text{C}$	15	73	60	50	5
$i, \text{кДж / кг}$	605	699,3	348	321	321
$v, \text{м}^3 / \text{кг}$	0,318	0,068	0,0021	0,0018	0,089

Температура охолодження води у випарнику: $\Delta T_s = 5^\circ\text{C}$.

Температура води на вході у випарник: $T_{s1} = 288\text{K}$.

Температура кипіння холодильного агента у випарнику: $T_0 = 278\text{K}$.

Середня логарифмічна різниця температур в апараті:

$$\theta_m = \frac{\Delta T_s}{\ln \frac{T_{s1} - T_0}{T_{s2} - T_0}} = \frac{5}{\ln \frac{288 - 278}{283 - 278}} = 7,25^\circ\text{C} \quad (4.1)$$

Властивості води при середній температурі:

$$T_s = \frac{T_{s1} + T_{s2}}{2} = \frac{288 + 283}{2} = 285,5\text{K} \quad (4.2)$$

Густина $\rho, \text{кг/м}^3$	999,44
Питома теплоємність $c_s, \text{кДж/кг}\cdot\text{К}$	4,191
Коефіцієнт:	
теплопровідності $\lambda_s, \text{Вт/м}\cdot\text{К}$	0,584
кінематичної в'язкості $\nu_s, \text{м}^2/\text{с}$	$1,22 \cdot 10^{-6}$
динамічної в'язкості $\mu, \text{Па}\cdot\text{с}$	$1216,9 \cdot 10^{-6}$
Число Прандтля $\text{Pr}_{ж}$	8,72

Теплофізичні властивості R236а приймаємо з [2], табл. 8, 10 с. Приймаємо основні параметри, що характеризують теплопередаючу поверхню: труби мідні з накатними зовнішніми ребрами, внутрішній діаметр $d_{вн} = 0,0115 \text{ м}$, зовнішній діаметр $d_n = 0,0133 \text{ м}$. При прийнятій швидкості води в трубах випарника $w = 1 \text{ м/с}$ число труб в одному ході апарату:

$$n_1 = \frac{4 \cdot Q_0}{w \pi d_{вн}^2 c_s \rho_s \Delta T_s} = \frac{4 \cdot 100}{1 \cdot 3,14 \cdot 0,0115^2 \cdot 4,191 \cdot 999,44 \cdot 5} = 45 \quad (4.3)$$

Приймаємо $n_1 = 50$.

Уточнюємо дійсну швидкість х/н w :

$$w = \frac{4Q_0}{n_1 \pi d_{вн}^2 c_s \rho_s \Delta T_s} = \frac{4 \cdot 100}{50 \cdot 3,14 \cdot 0,0115^2 \cdot 4,191 \cdot 999,44 \cdot 5} = 0,92 \text{ м/с} \quad (4.4)$$

Знаходимо режим руху холодоносія:

$$\text{Re}_{ж} = \frac{w d_{вн}}{\nu_s} = \frac{0,92 \cdot 0,0115}{1,22 \cdot 10^{-6}} = 8670 \quad (4.5)$$

Критерій Нуссельта при середній температурі води для поперечного обтікання пучка труб трубної решітки випарника:

$$\text{Nu}_{ж} = 0,021 \text{Re}_{ж}^{0,8} \text{Pr}_{ж}^{0,43} = 0,021 \cdot 8670^{0,8} \cdot 8,72^{0,43} = 75,6 \quad (4.6)$$

Щільність теплового потоку з боку х/н, конденсується на внутрішній поверхні труб(4.7):

$$q_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{\Delta i \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot d_n}} \cdot \theta_a^{3/4} = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{284 \cdot 999,44^2 \cdot 0,584^3 \cdot 9,81}{1216,9 \cdot 10^{-6} \cdot 0,0133}} \cdot \theta_a^{3/4} = 1741,8 \theta_a^{3/4},$$

де $\Delta i = q_n = 284 \text{ кДж/кг}$ – різниця ентальпій води на вході та виході з

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

випарника;

ρ - густина, кг/м³;

λ - теплопровідність, Вт/(м·К);

μ - динамічна в'язкість, Па·с, взяті для насиченої рідини води при температурі 12,5°C;

θ_a – різниця температур конденсації і стінки труби.

Щільність теплового потоку з боку R236fa киплячого на зовнішній поверхні труб в міжтрубному просторі випарника, віднесеної до внутрішньої поверхні труб:

$$q_{R600a} = 335 \cdot p_0^{0.5} \cdot \theta_a^2 \cdot \left(\frac{d_n}{d_{вн}}\right)^2 \cdot (\varepsilon_{np} \cdot \varepsilon_{mp})^2 = 335 \cdot 6,34^2 \cdot \theta_a^2 \cdot \left(\frac{0,0133}{0,0115}\right)^2 \cdot 1^2 \cdot 0,85^2 = 13012,7 \theta_a^2, \quad (4.8)$$

де $p_0 = 6,34$ бар – тиск кипіння R236fa.

Прийmemo графоаналітичний метод для визначення величини питомого теплового потоку у випарнику q_F .

Густина теплового потоку за графіком на рис. 4.1 становить $q_{F_{вн}} = 520 \text{ Вт} / \text{м}^2$.

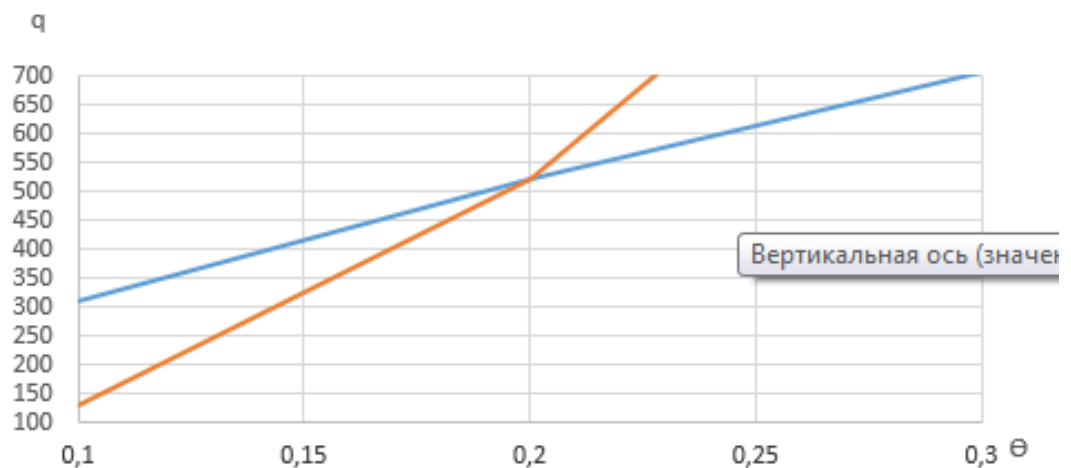


Рисунок 4.1 - Графік залежності $q_F = f(\theta_m)$

Площа внутрішньої теплопередаючої поверхні:

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q_B}{q_{F_{\text{вн}}}} = \frac{50 \cdot 10^3}{520} = 96 \text{ м}^2 \quad (4.9)$$

4.1.2 Конструктивний розрахунок випарника

Прийняте розміщення труб на площині трубної решітки – по периметрах правильних шестикутників.

Крок труб призначаємо залежно від зовнішнього діаметра труб:

$$S = 1,3d_{\text{н}} = 1,3 \cdot 0,0133 = 0,0173 \text{ м} \quad (4.10)$$

Відношення довжини труб в апараті до його діаметру

$$k = l/d = 7 \quad (4.11)$$

Число труб, розміщених по діагоналі зовнішнього шестикутника,

$$m = 0,75 \sqrt[3]{F_{\text{вн}} / (d_{\text{вн}} ks)} = 0,75 \cdot \sqrt[3]{\frac{192}{0,0115 \cdot 7 \cdot 0,0173}} = 38,7 \quad (4.12)$$

Приймається $m = 40$.

Внутрішній діаметр обичайки

$$D_{\text{вн}} = m \cdot s = 40 \cdot 0,0173 = 0,692 \text{ м} \quad (4.13)$$

Приймається $D_{\text{вн}} = 0,7 \text{ м}$

Кількість труб у пучку

$$n_{\text{тр}} = 0,75(m^2 - 1) + 1 = 0,75(40^2 - 1) + 1 = 1200,25 \text{ шт} \quad (4.14)$$

Конструктивно приймаємо $n = 1200 \text{ шт}$.

Довжина труб у пучку

$$l = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi d_{\text{вн}} n} = \frac{192}{3,14 \cdot 0,0115 \cdot 2400} = 2,25 \text{ м} \quad (4.15)$$

Приймаємо $l = 4,5 \text{ м}$

Число ходів води в трубній решітці випарника-конденсатора:

$$z = n / n_1 = 1250 / 50 = 25 \quad (4.16)$$

Приймаємо $z = 25$

Площа поверхні теплообміну:

					<i>Хм 91.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		39

$$F_{\text{вн}} = \pi d_{\text{вн}} n_{\text{пр}} l = 3,14 \cdot 0,0115 \cdot 1200 \cdot 4,5 = 195 \text{ м}^2 \quad (4.17)$$

					<i>ХМ 91.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		40

4.1.3 Гідродинамічний розрахунок випарника-конденсатора

Загальний гідравлічний опір випарника-конденсатора:

$$\Delta p = \Delta p_{mp} + \Delta p_m \quad (4.18)$$

де Δp_{mp} - гідравлічні опору тертя, який визначається за формулою Вейсбаха – Д'арсі:

$$\Delta p_{mp} = \lambda \frac{l_z}{d_{en}} \cdot \rho_{1s} \frac{w^2}{2} \quad (4.19)$$

де λ – коефіцієнт опору тертя, визначений за емпіричною залежністю для сталевих суцільнотягнутих труб з еквівалентною нерівномірною шорсткістю $\bar{\Delta}$:

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d_{en}} = \frac{0,19}{11,5} = 0,0165.$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1,8 \lg \left(\frac{6,81}{Re} + \frac{\bar{\Delta}^{1,111}}{4,33} \right) = -1,8 \lg \left(\frac{6,81}{8670} + \frac{0,0165^{1,111}}{4,33} \right) = 4,5.$$

$$\lambda = \left(\frac{1}{\frac{1}{\sqrt{\lambda}}} \right)^2 = \left(\frac{1}{4,5} \right)^2 = 0,05.$$

$$\Delta p_{mp} = 0,05 \cdot \frac{4,5 \cdot 30}{0,0115} \cdot 999,44 \cdot \frac{0,92^2}{2} = 214661 \text{ Па}.$$

Місцеві опори визначаються за формулою Вейсбаха:

$$\Delta p_{ms} = \zeta \frac{\rho \cdot w^2}{2} \quad (4.20)$$

де ζ - коефіцієнт місцевих опорів в кришках випарника, дорівнює

$$\zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 \quad (4.21)$$

$a = 15$ - число вхідних камер;

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

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41

$b = 15$ - число вихідних камер;

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

$c = 13$ - число поворотів потоку розсолу в кришках випарника;

$\zeta_3 = 2,5$ - коефіцієнт місцевого опору повороту на 180° всередині кришки при переході з одного пучка трубок в інший.

$$\zeta = 15 \cdot 1,5 + 15 \cdot 1,5 + 13 \cdot 2,5 = 77,5$$

$$\Delta p_M = 77,5 \frac{999,44 \cdot 0,92^2}{2} = 32774 \text{ Па}$$

Загальний гідравлічний опір апарата дорівнює:

$$\Delta p = 214661 + 32774 = 247435 \text{ Па}$$

					<i>Хм 91.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		42

4.1.4 Розрахунок міцності випарника

Вихідні дані для розрахунку:

Внутрішній діаметр обичайки $D_{вн}$, м	0,7
Довжина обичайки (труб) l_s , м	4,5
Число труб n , м	1200
Площа теплообмінної поверхні $F_{вн}$, м ²	96
Тиск у трубному просторі, МПа	
робочий P_0	1,2
розрахунковий P_p	2
Тиск у міжтрубному просторі, МПа	
робочий P_B	0,634
розрахунковий P_M [1], табл. 4.16, с.389	1,6

4.1.5 Розрахунок обичайки випарника-конденсатора

Обичайку виготовляємо з вуглецевої сталі марки ВтЗсп по ГОСТ3800-71 при розрахунковій температурі від -20 до +2000°C і максимальним тиском до $P_m = 3,0 \text{ МПа}$.

Нормативно допустиме напруження для матеріалу обичайки корпусу випарника $\sigma^* = 140 \text{ МПа}$ [1] табл. 4.17, с.391.

Допускаемое напруга для робочого стану матеріалу обичайки корпусу випарника:

$$[\sigma] = \eta_1 \eta_2 \sigma^* \quad (4.22)$$

Де $\eta_1 = 1$ - коефіцієнт, що враховує вид заготовки (для прокату);

$\eta_2 = 1$ - коефіцієнт, що враховує роботу апарату з вибухо- і пожежонебезпечними продуктами;

$$[\sigma] = 1 \cdot 1 \cdot 140 = 140 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження при гідравлічних випробуваннях

$$[\sigma]_u = \sigma_{T20} / 1,1 \quad (4.23)$$

де σ_{T20} - мінімальне значення межі текучості матеріалу при 20°C .

$\sigma_{T20} = 210 \text{ МПа}$ [1] табл. 4.17, с.391.

$$[\sigma]_u = 210 / 1,1 = 191 \text{ МПа}$$

Виконавча товщина обичайки

$$\delta' = \delta + c \quad (4.24)$$

Де $c = 1 \text{ мм}$ - надбавка до розрахункової товщини стінки на корозії;

$\varphi = 1$ - коефіцієнт міцності зварного шва для автоматичного дугового електрозварювання;

$$\delta' = 1,6 \cdot 700 / (2 \cdot 1 \cdot 140 - 1) + 1 = 5,014 \text{ мм}$$

Приймаємо $\delta' = 5 \text{ мм}$.

Допустимий тиск в робочому стані

$$[p]_d = 2\varphi[\sigma](\delta - c) / (D_{вн} + \delta - c) \quad (4.25)$$

$$[p]_d = 2 \cdot 1 \cdot 140 \cdot (5 - 1) / (700 + 5 - 1) = 1,62 \text{ МПа} > p_m = 1,6 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконується.

Допустимий тиск при гідравлічному випробуванні

$$[p]_u = 2\varphi[\sigma]_u(\delta - c) / (D_{вн} + \delta - c) \quad (4.26)$$

$$[p]_u = 2 \cdot 1 \cdot 191(5 - 1) / (700 + 5 - 1) = 2,17 \text{ МПа} > p_{np} = 2,0 \text{ МПа}.$$

Умова міцності обичайки виконується.

Умова застосовності формули

$$(\delta - c) / D_{вн} = (5 - 1) / 700 = 0,0057 \leq 0,1 \quad \text{- умова застосовності формул}$$

виконується.

4.1.6 Розрахунок днища випарника-конденсатора

У днищі є отвори для патрубків входу і виходу аміаку. З умов зміцнення отворів під патрубки приймаємо товщину стінки днища $\delta_1 = 6 \text{ мм}$. Внутрішній діаметр днища $D_1 = 700 \text{ мм}$. Друге глухе дно виготовляють з технологічних причин з такою ж товщиною 6 мм

Розрахункова товщина стінки:

$$\delta_1' = \frac{p_p \cdot D}{2[\sigma_1]\varphi_1 - 0,5p_p} + c, \quad (4.27)$$

де p_p - розрахунковий тиск в трубному просторі;

$[\sigma_1] = 140$ - допустиме напруження для матеріала днища;

$\varphi_1 = \varphi = 1$ - коефіцієнт міцності зварного шва для автоматичного дугового електрозварювання;

c - надбавка з конструктивних міркувань:

$$c = c_1 + c_2 + c_3, \quad (4.28)$$

де $c_1 = 1 \text{ мм}$ - надбавка до розрахункової товщині стінки днища на корозію;

c_2 - надбавка для компенсації негативних допусків на товщину листа;

c_3 - технологічна надбавка, яка передбачає компенсацію утонення стінки елемента при технологічних операціях;

c_2 і c_3 не враховуємо, так як їх сумарна величина не перевищує 5% номінальної товщини листа.

$$\delta_1' = \frac{1 \cdot 700}{2 \cdot 140 \cdot 1 - 0,5 \cdot 2} + 1 = 3,51 \text{ мм}.$$

Допустимий тиск в робочому стані:

$$[p_1]_d = \frac{2\varphi_1[\sigma_1](\delta_1 - c)}{D_1 + 0,5(\delta_1 - c)} \quad (4.29)$$

										Лист
										45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

$$[p_1]_д = \frac{2 \cdot 1 \cdot 140 \cdot (6-1)}{700 + 0,5(6-1)} = 2,01 \text{ МПа} > p_p = 2 \text{ МПа}.$$

Умова міцності днища виконується.

Умови використання формули

Згідно ГОСТ 14249-80 розрахункові формули застосовні для обичайок і труб з $D \geq 200 \text{ мм}$.

$$\frac{\delta_1 - c}{D} = \frac{6-1}{700} = 0,007 < 0,1 - \text{ умова застосовності формул виконується.}$$

Найбільший допустимий діаметр отвори в днищі, що не вимагає перевірки зміцнення:

$$[d_{отв}] = 2 \cdot \left[\left(\frac{\delta_1 - c}{\delta_1'} - 0,875 \right) \cdot \sqrt{D(\delta_1 - c)} - c \right]; \quad (4.30)$$

$$[d_{отв}] = 2 \cdot \left[\left(\frac{6-1}{3,51} - 0,875 \right) \cdot \sqrt{700(6-1)} - 1 \right] = 63,7 \text{ мм}.$$

З урахуванням $[d_{отв}]$ подальший розрахунок зміцнення отворів не потрібний.

Розміри штуцера вибираються з конструктивних та технологічних міркувань.

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

4.1.7 Розрахунок трубної решітки

Розрахунок зробимо для конструкції апарату має ефективний коефіцієнт концентрації напруг у місцях кріплення решітки до фланця $k_\sigma \leq 1,7$, і призначеного для роботи під тиском до 6,4 МПа.

Товщину трубної решітки вибираємо конструктивно. Вона повинна забезпечити можливість кріплення труб в решітці. При відсутності додаткових вимог до жорсткості решітки має виконуватися умова:

$$\frac{a - a_1}{\delta_p} \leq 3, \quad (4.31)$$

Де $a = \frac{D_{\text{вн}}}{2} = \frac{0,700}{2} = 0,35 \text{ м}$ - внутрішній радіус корпусу випарника;

$a_1 = 0,25 \text{ м}$ - відстань від осі корпусу до осі найбільш віддаленої від неї труби;

$\delta_p = 0,05 \text{ м}$ - прийнята товщина фланця трубної решітки.

$$\frac{0,35 - 0,25}{0,05} = 2 < 3.$$

Умова виконується тому робимо спрощений розрахунок.

Визначаємо основні і допоміжні параметри трубної решітки та пов'язаних з нею елементів теплообмінного апарату.

Відносна характеристика безтрубного краю решітки:

$$m_n = \frac{a}{a_1}; m_n = \frac{0,35}{0,25} = 1,4 \quad (4.32)$$

Коефіцієнти впливу тиску на трубну решітку:

$$\eta_M = 1 - \frac{nd_n^2}{4a_1^2}; \eta_M = 1 - \frac{1200 \cdot 0,0133^2}{4 \cdot 0,25^2} = 0,151 \quad (4.33)$$

$$\eta_T = 1 - \frac{n(d_n - 2\delta_T)^2}{4a_1^2}; \eta_T = 1 - \frac{1200 \cdot (0,0133 - 2 \cdot 0,0015)^2}{4 \cdot 0,25^2} = 0,492 \quad (4.34)$$

Де $\delta_T = 0,0015 \text{ м}$ - Товщина стінки трубної решітки випарника.

Коефіцієнт послаблення трубної решітки

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

$$\phi_p = 1 - \frac{d_0}{t_p}, \quad (4.35)$$

де d_0 - діаметр отворів в решітці під трубу, визначається допусками на розміри труб і відхиленнями при виготовленні отворів:

$$d_0 = d_n + (0,016 \div 0,020) \cdot d_n;$$

$$d_0 = 0,0133 + 0,016 \cdot 0,0133 = 0,0131 м,$$

$s = t_p = 0,026 м$ - прийнятий крок розташування отворів в решітці,

$$\phi_p = 1 - \frac{0,0131}{0,0173} = 0,244 \quad (4.36)$$

Значення коефіцієнта жорсткості трубної решітки ψ_0 визначаємо в залежності від η_T .

При $\eta_T = 0,78$; $\psi_0 = 0,59$, [3], с.265.

Модуль пружності основи, що характеризує жорсткість системи труб

$$k_y = \frac{E_m(\eta - \eta_0)}{l}, \quad (4.37)$$

де E_m - модуль пружності матеріалу труб, $E_m = 213000$ [4] с.611,

$l = 2,25 м$ - половина довжини труби,

$$k_y = \frac{213000 \cdot (0,78 - 0,151)}{2,25} = 59545,3 МН / м^3.$$

Наведене відношення жорсткості труб до жорсткості обичайки:

$$\rho = \frac{k_y \cdot a \cdot l}{E_k \cdot \delta_k}, \quad (4.38)$$

где E_k - модуль пружності матеріалу обичайки

$\delta_k = 0,005$ - товщина стінки обичайки,

$$\rho = \frac{59545,3 \cdot 0,25 \cdot 2,25}{213000 \cdot 0,005} = 31,45 \quad (4.39)$$

Приведений тиск:

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

$$N_T = 3,14 \cdot 0,25^2 \frac{(0,151 \cdot 1,6 - 0,78 \cdot 2) + 0,669 \cdot 19,12}{1200} = 1,9 \cdot 10^{-3} \text{ МН}$$

Перевірку міцності труб і міцності кріплення труб в решітці проводимо щодо виконання умов міцності.

Умова міцності труб:

$$\frac{N_{mp}}{(d_h - d) \delta} \leq [\sigma]; \quad (4.51)$$

$$\frac{1,9 \cdot 10^{-3}}{3,14(0,0133 - 0,0015)0,0015} = 34,2 \text{ МПа} < [\sigma_T] = 140 \text{ МПа},$$

$[\sigma] = 140 \text{ МПа}$ - допустиме напруження матеріалу труб. Умова міцності труб виконується.

Умова міцності кріплення труб в решітці:

$$[N] \leq \epsilon_H \cdot l_B \cdot [N], \quad (4.52)$$

де $[N] = 29 \text{ МПа}$ - допустиме навантаження на одиницю умовної поверхні з'єднання труби з ґратами для труб, завальцьованих в пази.

$$[N_{TP}] = 0,0133 \cdot 0,025 \cdot 29,4 = 0,0098 \text{ МН} > N_{TP} = 2,52 \cdot 10^{-3} \text{ МН}.$$

Умова міцності кріплення труб в решітці виконується.

4.1.8 Висновок

Проведені у розділі 4 міцнісні розрахунки випарника підтвердили виконання умов міцності для всіх елементів випарника.

4.2 Розрахунок калорифера

Вихідні дані для розрахунку:

Об'ємна витрата повітря для нагрівання $L = 3000 \text{ м}^3 / \text{год}$;

Теплоносієм вода з параметрами $t_{\text{zap}} = 95^\circ\text{C}$, $t_{\text{обp}} = 50^\circ\text{C}$;

Температура приточного повітря $t_{\text{np}} = 13^\circ\text{C}$;

Температура в холодний період року $t_{\text{н}}^{\text{о}} = -20^\circ\text{C}$

Враховуючи нагрів повітря у вентиляторі на 1°C , повітря в калорифері необхідно нагріти до температури:

$$t_{\text{к}} = t_{\text{np}} - 1 = 13 - 1 = 12^\circ\text{C} \quad (4.52)$$

Витрата теплоти, необхідна для витрати приточного повітря:

$$Q = 0,28 \cdot L \cdot \rho \cdot c (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}) = 0,28 \cdot 300 \cdot 1,238 \cdot 1,005 (12 + 20) = 33400 \text{ Вт} \quad (4.53)$$

де $\rho = 1,238 \text{ кг} / \text{м}^3$ - густина повітря при $t_{\text{к}} = 12^\circ\text{C}$.

Заданою масовою швидкістю $(3-8) \text{ кг} / \text{м}^2 \cdot \text{с}$:

$$v_{\rho}' = 7 \text{ кг} / \text{м}^2 \cdot \text{с} \quad (4.54)$$

Площа живого перерізу для проходу повітря:

$$f_{\text{г}}' = \frac{L_{\text{н}} \cdot \rho_{\text{к}}}{3600 \cdot v_{\rho}'} = \frac{3000 \cdot 1,238}{3600 \cdot 7} = 0,16 \text{ м}^2 \quad (4.55)$$

Приймає для установки 1 калорифер марки КСк3-7 з параметрами:

$$f_{\text{г}} = 0,33 \text{ м}^2; f_{\text{mp}} = 0,000846 \text{ м}^2; F_{\text{н}} = 16,34 \text{ м}^2 \quad (4.56)$$

Знаходимо дійсну масову швидкість при установці 1 калорифера:

$$v_{\rho} = L \cdot \rho / (3600 \cdot \sum f_{\text{г}}) = 300 \cdot 1,238 / (3600 \cdot 0,33) = 3,15 \text{ кг} / (\text{м}^2 \cdot \text{с}) \quad (4.57)$$

Знаходимо витрату води в калорифері:

$$G_{\text{p}} = \frac{Q}{0,28 \cdot c_{\text{p}} (t_{\text{zap}} - t_{\text{обp}})} = \frac{33400}{0,28 \cdot 4,19 (95 - 50)} = 630 \text{ кг} / \text{год} \quad (4.58)$$

Знаходимо швидкість води в трубках калорифера:

$$v_{\text{mp}} = \frac{G_{\text{p}}}{f_{\text{mp}} \cdot 1000 \cdot 3600} = \frac{630}{0,000846 \cdot 1000 \cdot 3600} = 0,2 \text{ м} / \text{с} \quad (4.59)$$

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

За значеннями ν_ρ і ν_{mp} з додатку 27 [7], ст.228 знаходимо коефіцієнт теплопередачі калорифера:

$$k = 35 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

Визначаємо потрібну поверхню нагріву і середні температури теплоносія і повітря:

$$F_{mp} = \frac{1,1 \cdot Q}{k(t_{cp}^T - t_{cp}^B)} = \frac{1,1 \cdot 33400}{56,9(77,5 + 4)} = 7,8 \text{ м}^2 \quad (4.60)$$

$$t_{cp}^T = (t_{zap} + t_{обp}) / 2 = (95 + 50) / 2 = 77,5^\circ\text{C} \quad (4.61)$$

$$t_{cp}^B = (t_n + t_k) / 2 = (-20 + 12) / 2 = -4^\circ\text{C} \quad (4.62)$$

Визначаємо загальне число встановлюваних калориферів і дійсну площу поверхні нагріву:

$$n' = \frac{F_{mp}}{F_n} = \frac{7,8}{16,34} = 0,47 \quad (4.63)$$

$$F_D = F_n \cdot n' = 16,37 \cdot 1 = 16,34 \text{ м}^2 \quad (4.64)$$

Запас площі поверхні нагріву калорифера:

$$\varphi = \frac{(F_D - F_{mp}) \cdot 100}{F_{mp}} = \frac{(16,34 - 7,8) \cdot 100}{15,87} = 1,8\% \quad (4.65)$$

Аеродинамічний опір калорифера визначаємо з додатку 27 [7], ст.228

при $\nu_\rho = 6,3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3 \cdot \text{с}}$; $A = 12,97$:

$$\Delta P_\kappa = 170 \text{ Па}$$

Гідравлічний опір калорифера визначається при

$\nu_{mp} = 0,4 \text{ м} / \text{с}$; $A = 12,97$:

$$\Delta P_{mp} = A \cdot \nu_{mp}^2 = 12,97 \cdot 0,4^2 = 2,1 \text{ кПа} \quad (4.66)$$

4.3 Розрахунок конденсатора

4.3.1 Конструкція, принцип дії та призначення пластинчато-ребристого теплообмінника

Найголовніше у конструкції пластинчато-ребристих теплообмінників-ідея щодо користування двостороннього оребрення, що стосується кожного з теплообмінних потоків. Отже, внаслідок цього, ПРТ мають прямокутні оребрені канали. ПРТ є паяною шаруватою конструкцією, з тонкого листового металу, у якій по черзі йдуть канали для охолоджувального і охолоджуючого середовища. У довгих, вузьких каналах переміщається вода, а в перпендикулярно розташованих, широких каналах мігрує холодоагент (рис.4.2).

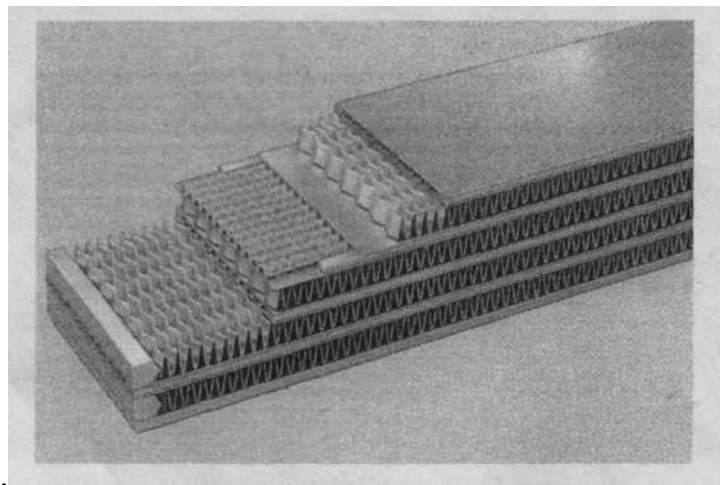


Рисунок 4.2 – Схема ПРТ.

Основні області для використання ПРТ:

- криогеніка;
- компресоробудування;
- газороздільна техніка;
- нафтогазопереробна промисловість;

- хімія і нафтохімія;
- авіаційна промисловість;
- космос;
- спеціалізована транспортна техніка;
- енергетика.

Сфера використання ПРТ з алюмінієвих сплавів застосовується у сфері тисків від вакууму до 10,0 МПа (100 атм.) та у сфері температур від мінус 269°С до плюс 200°С. Компактність застосовуваних в ПРТ , теплообмінних поверхонь 1200 - 4000 m^2 / m^3 . віль. про. У найбільш компактних ПРТ теплообмінна поверхня відзначається компактністю до 7000 m^2 / m^3 . віль. про.

До плюсів пластинчастих теплообмінних апаратів належать:

- висока теплова ефективність при невеликій різниці температур на кінці апарату (для повного противотока допускається різниця температур до 1°С);
- швидка зміна поверхні теплообміну, через додавання або зменшення кількості пластин в пакеті в межах наявної конструкції апарату;
- компактність і мінімальний простір для сервісного обслуговування;
- простота обслуговування, як через розбирання, так і промивання розчином для чищення;
- незначні капіталовкладення через меншу матеріаломісткість, менший простір і відсутність необхідності спеціального фундаменту для установки;
- однакові пластини дозволяють звести до норми розроблення апаратів і теплових пунктів;
- сталь високої якості та синтетичний матеріал прокладок не забруднюють продукт.

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

Пластинчасті теплообмінники, через свою високу теплову ефективність і компактність, стали досить поширеними в теплопостачанні, в тому числі у системах централізованого теплопостачання, у системі опалення житлових та промислових будівель і системі гарячого водопостачання (ГВП). Головним чином, впровадження отримали розбірні пластинчасті апарати різної номенклатури.

Для вироблення ПРТ використовують алюмінієві сплави, нержавіючі сталі, мідні сплави, титанові сплави. Найбільш поширені ПРТ, що розробляються з алюмінієвих сплавів (наприклад, АМц, АМг3-АМг6 та ін.), А також мають високі значення коефіцієнтів теплопровідності, низьку щільність і високу питому міцність.

4.3.2 Розрахунок пластинчато-ребристого теплообмінника

Як конденсатор парів холодоагенту використовують пластинчато-ребристий теплообмінник з алюмінієвих сплавів, що виділяється компактністю і ефективністю конструкції.

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56

Таблиця 4.2 - Геометричні характеристики конденсатора

Найменування параметрів	Значення
<u>Характеристика конденсатора</u>	
Тип конденсатора	ПРТ
Коефіцієнт збільшення поверхні	3,1
Розміри елемента, м:	
довжина	0,604
ширина	0,154
висота	0,4
Матеріал теплообмінної поверхні	алюміній
Товщина проставного листа, $\delta_{л}, м$	$1 \cdot 10^{-3}$
Товщина ребра, $\delta_{р}, м$	$1,5 \cdot 10^{-4}$

Продовження таблиці 4.2

Назва параметра	Значення
Теплопровідність ребра $\lambda_{р}, Вт/м \cdot К$	180
<u>Сторона холодоагента</u>	
Площа поверхні теплообміну $F_{а}, м^2$	8,75
Площа поверхні ребер $F_{р.а}, м^2$	4,46
Довжина каналу $L_{ка}, м$	0,6
Еквівалентний діаметр $d_{за}, м$	$3,62 \cdot 10^{-3}$
Довжина ребра $l_{ра}, м$	$5,09 \cdot 10^{-3}$
<u>Сторона охолоджуючого теплоносія</u>	
Площа поверхні теплообміну $F_{х}, м^2$	27,3
Площа поверхні ребер $F_{р.х}, м^2$	22,6
Довжина каналу $L_{кх}, м$	0,15
Еквівалентний діаметр $d_{зх}, м$	$2,44 \cdot 10^{-3}$
Довжина ребра $l_{рх}, м$	$4,85 \cdot 10^{-3}$

4.3.3 Тепловий розрахунок

Сторона конденсації холодильного агента

Питома теплоємність – $c_1 = 1,395 \text{ кДж / кг} \cdot \text{К}$;

Густина – $\rho_1 = 1085 \text{ кг / м}^3$;

Кінематична в'язкість – $\nu_1 = 1,94 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$;

Коефіцієнт теплопровідності – $\lambda_1 = 0,0714 \text{ Вт / (м} \cdot \text{К)}$;

Средня температура – $t_w = 50^\circ \text{С}$;

Питома теплота пароутворення – $r = 233,5 \text{ кДж/кг}$

Температура стінки приймається на 2°С нижче температури конденсації:

$$T_{\text{ст}} = T_{\text{к}} - 2 = 323 - 2 = 321 \text{ К.} \quad (4.67)$$

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{w_a d_{\text{экв}}}{\nu}, \quad (4.68)$$

де $w_a = 8 \text{ м / с}$

$$Re = \frac{8 \cdot 3,62 \cdot 10^{-3}}{1,94 \cdot 10^{-6}} = 14928.$$

Число Нусельта:

$$Nu = 0,02 \cdot Re_a^{0,8} \cdot Pr_a^{0,33}, \quad (4.69)$$

$$Nu = 0,02 \cdot 14928^{0,8} \cdot 4,1^{0,33} = 70.$$

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_a = \frac{Nu \lambda_a}{d_{\text{э.а}}}, \quad (470)$$

$$\alpha_a = \frac{70 \cdot 0,0714}{3,62 \cdot 10^{-3}} = 1381 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коефіцієнт для визначення ефективності ребер:

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

$$m_u = 0,5l_{p.a} \sqrt{\frac{2\alpha_a}{\delta_p \cdot \lambda_p}}; \quad (4.71)$$

$$m_u = 0,5 \cdot 5,09 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{2 \cdot 1381}{1,5 \cdot 10^{-4} \cdot 180}} = 0,814.$$

Коефіцієнт ефективності ребер:

$$\mu_{p.a} = \frac{e^{m_u} - e^{-m_u}}{e^{m_u} + e^{-m_u}} / m_u; \quad (4.72)$$

$$\mu_{p.a} = \frac{e^{0,814} - e^{-0,814}}{e^{0,814} + e^{-0,814}} / 0,814 = 0,825.$$

Коефіцієнт ефективності всієї поверхні:

$$\mu_{o.a} = 1 - \frac{F_{p.a}}{F_a} (1 - \mu_{p.a}); \quad (4.73)$$

$$\mu_{o.a} = 1 - \frac{4,46}{8,75} (1 - 0,825) = 0,91.$$

Сторона охолоджуючого теплоносія

Питома теплоємність – $c_2 = 4,174 \text{ кДж / кг} \cdot \text{К}$;

Густина – $\rho_2 = 997,05 \text{ кг / м}^3$;

Кінематична в'язкість – $\nu_2 = 9,055 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2 / \text{с}$;

Коефіцієнт температуропровідності – $a_2 = 1,4595 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2 / \text{с}$;

Коефіцієнт теплопровідності – $\lambda_2 = 0,5995 \text{ Вт / м} \cdot \text{К}$;

Средня температура – $t_w = 37,5^\circ \text{C}$;

Питома теплота пароутворення – $r = 2260 \text{ кДж/кг}$

Швидкість води $w_2 = 1 \text{ м / с}$

Число Рейнольдса:

$$\text{Re}_x = \frac{w_x \cdot d_{\text{ex}}}{\nu_x}; \quad (4.74)$$

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		59

$$\text{Re}_x = \frac{1 \cdot 2,44 \cdot 10^{-3}}{9,055 \cdot 10^{-7}} = 2695.$$

Число Нусельта:

$$\text{Nu}_x = 0,03 \text{Re}_x^{0,813} \cdot \left(\frac{d_{\text{э.х}}}{L_{\text{кх}}} \right)^{0,2}; \quad (4.75)$$

$$\text{Nu}_x = 0,03 \cdot 2695^{0,813} \cdot \left(\frac{2,44 \cdot 10^{-3}}{0,15} \right)^{0,2} = 8,098.$$

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_x = \frac{\text{Nu}_x \lambda_x}{d_{\text{э.х}}}; \quad (4.76)$$

$$\alpha_x = \frac{8,098 \cdot 0,5995}{2,44 \cdot 10^{-3}} = 1989 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт для визначення ефективності ребер:

$$m_u = 0,5 l'_{p.x} \sqrt{\frac{2\alpha_x}{\delta_p \cdot \lambda_p}}, \quad (4.77)$$

де, $l'_{p.x}$ - довжина ребра з урахуванням того, що по потоку води дві насадки

$$l'_{p.\omega} = 2l_{p.x} + (z-1) \frac{\delta_p \tau}{\delta_l}; \quad (4.78)$$

$$l'_{p.x} = 2 \cdot 4,85 \cdot 10^{-3} + (2-1) \frac{0,00015 \cdot 0,002}{0,001} = 0,01 \text{ м};$$

$$m_u = 0,5 \cdot 0,01 \sqrt{\frac{2 \cdot 1989}{1,5 \cdot 10^{-4} \cdot 180}} = 1,919.$$

Коефіцієнт ефективності ребра:

$$\mu_{p.x} = \frac{e^{m_u} - e^{-m_u}}{e^{m_u} + e^{-m_u}} / m_u \quad (4.79)$$

$$\mu_{p.x} = \frac{e^{1,919} - e^{-1,919}}{e^{1,919} + e^{-1,919}} / 1,919 = 0,5.$$

Коефіцієнт ефективності всієї поверхні:

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

$$\mu_{o.x} = 1 - \frac{F_{p.x}}{F_x} (1 - \mu_{p.x}), \quad (4.80)$$

$$\mu_{o.x} = 1 - \frac{22,6}{27,3} (1 - 0,5) = 0,586.$$

Вихідні параметри

Коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_x \mu_{o.x}} + \frac{\phi}{\alpha_a \mu_{o.a}}}; \quad (4.81)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{1989 \cdot 0,586} + \frac{3,1}{1381 \cdot 0,91}} = 605 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Середньологарифмічний температурний напір:

$$\Delta T_{cp} = \frac{T_{x1} - T_{x2}}{\ln \frac{T_{\kappa} - T_{x2}}{T_{\kappa} - T_{x1}}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.82)$$

$$\Delta T_{cp} = \frac{(60 - 15) - (50 - 45)}{\ln \frac{60 - 15}{50 - 45}} = 18,2$$

Необхідна площа поверхні теплообміну в зоні конденсації пара:

$$F_H = \frac{Q_{кд}}{k \cdot \Delta T_{cp}}, \text{ м}^2, \quad (4.83)$$

де

$$Q_{кд} = Q'_{\text{ТН}} \cdot \frac{\text{COP}' - 1}{\text{COP}'} + Q''_{\text{ТН}} \cdot \frac{\text{COP}'' - 1}{\text{COP}''} = 167,2 \cdot \frac{4,08 - 1}{4,08} + 55,6 \cdot \frac{4,09 - 1}{4,09} = 162,8 \text{ кВт}$$

$$F_H = \frac{162800}{605 \cdot 18,2} = 14,7 \text{ м}^2$$

Число елементів в ПРТ :

$$n = \frac{F_H}{F_a} = \frac{14,7}{8,75} = 1,68 \text{ приймається } 2 \text{ шт.}$$

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

Для точки О напруження:

$$\sigma_{xo} = C_2 \cdot p_u \cdot \left(\frac{B}{\delta_{II}} \right)^2 \quad (4.87)$$

$$\sigma_{yo} = C_3 \cdot p_u \cdot \left(\frac{B}{\delta_{II}} \right)^2, \quad (4.88)$$

Для точки А напруження:

$$\sigma_{xA} = C_4 \cdot p_u \cdot \left(\frac{B}{\delta_{II}} \right)^2. \quad (4.89)$$

де C_2, C_3, C_4 - коефіцієнти [5], табл. 6, с. 217.

$$\sigma_{xo} = 0,16 \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{0,4}{1 \cdot 10^{-3}} \right)^2 = 5,1 \text{ МПа} \quad (4.90)$$

$$\sigma_{yo} = C_3 \cdot p_u \cdot \left(\frac{B}{\delta_{II}} \right)^2 \quad (4.91)$$

$$\sigma_{xA} = C_4 \cdot p_u \cdot \left(\frac{B}{\delta_{II}} \right)^2 \quad (4.92)$$

Умови міцності виконуються.

Максимальний прогин в точці О $f_0 \leq \frac{L}{300}$

$$f_0 = C_1 \cdot \frac{p_u \cdot B^4}{E \cdot \delta_{II}^3}, \quad (4.93)$$

де C_1 - коефіцієнт [5], табл. 6, с.217.

4.3.5.2 Міцнісний розрахунок насадки

Насадка виконана з алюмінієвої стрічки. Вона являє собою рифлений лист, який спирається на проставочний лист. Під дією повітряного потоку від вентилятора його верхня частина буде вигинатися, а нижня частина буде спиратися на шарніри А і Д. Так як нахил бічних ребер АВ і СД до вертикалі

									Лист
									63
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

становить, то можна в першому наближенні взяти їх вертикальними, а горизонтальний ділянку буде:

$$BC' = \frac{BC + AD}{2} = t \quad (4.94)$$

В результаті отримаємо розрахункову схему П - подібної рами висотою $h = l_p \cdot \cos 22^\circ = 5,09 \cdot 10^{-3} \cdot \cos 22^\circ = 0,0047 \text{ м}$

Рама на ділянці BC' навантажена розподіленим навантаженням:

$$q = p_u \cdot B, \quad \text{Н / мм} \quad (4.95)$$

Максимальний момент на ділянці BC' , який дає прогиб:

$$M_{\max} = (1 + 2k) \frac{qt^2}{8n}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (4.96)$$

де, k і n - коефіцієнти

$k = \frac{I_{AB}}{I_{CD}} \cdot \frac{h}{t} = \frac{h}{t}$, т.к. $I_{AB} = I_{CD}$ - моменти інерцій ділянок АВ і СД;

$$k = \frac{I_{AB}}{I_{CD}} \cdot \frac{h}{t} = \frac{h}{t} \quad (4.97)$$

$$n = 3 + 2k \quad (4.98)$$

Момент опору прямокутного перерізу рами:

$$W = \frac{B \cdot \delta_p^2}{6}, \text{ м}^3 \quad (4.99)$$

Максимальне напруження прогиба в рамі:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W}, \text{ Па} \quad (4.100)$$

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma] = 50 \text{ МПа}$$

Підбір насоса:

Насос для х/а:

Витрата х/а, необхідна для відводу теплопритоків:

$$\dot{V}_n = \dot{m}_T / \rho_5 = 0,24 / 529,2 = 0,00046 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 1,64 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}, \quad (4.101)$$

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

ρ_5 – густина х/а в точці 5, $кг/м^3$;

По витраті підбираємо моноблочний відцентровий насос марки СХ 100/1,1 з напором 28 м продуктивністю – 1,64 $м^3/год.$ і потужністю на валу 1,1кВт.

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65

5. Охорона праці

5.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів

У даному розділі, ми вирішили обрати тему дослідження теплонасосної установки, що працює за циклом Чистякова-Плотнікова, який включає в себе такі установки, як:

1. компресор;
2. турбіну;
3. парогенератор;
4. випарник;
5. конденсатор;
6. субкулер;
7. насос.

Враховуючи дану інформацію, слід визначити наступні небезпечні фактори:

1. небезпека враження струмом (електричний привод компресор працюючий під напругою 330В);
2. пожежо- та вибухонебезпека (високі температури кипіння холодоагента, тиск в компресорі);
3. посудини, які працюють під тиском впливають на безпеку (тиск в компресорі від 0,2МПа на вході і 1,6 МПа на виході).

Теж до згубних факторів, що стосуються даної установки, слід віднести наступні фактори:

1. пари холодоагента;
2. шум та вібрація при роботі установки (зокрема робота компресора при обертанні робочих коліс з частотою 18000 об/хв.)

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

6. Несправність або неповна кількість кріпильних деталей кришок та люків.

Обстеження під час роботи посудини, повинне проводитися якнайменше один раз на рік. Тепловою ізоляцією покриваються всі елементи котлів, трубопроводів, пароперегрівачів та допоміжних обладнань, в разі якщо їх зовнішні стінки перевищують 43° С.

Під час використання стаціонарних, поршневих і розбірних компресорів, потрібно слідувати вимогам «Правил будови і безпечної експлуатації стаціонарних компресорних установок, повітропроводів і газопроводів».

Політропний процес – це найголовніше у роботі компресорних установок, а робоче тіло - стиснене повітря. При стисненні газів в компресорі, збільшується температура при збереженні $P \cdot V_m = \text{const}$.

Вибухи при роботі компресорів виникають внаслідок:

- переважання тиску стиснення;
- переважання температури нагрівання та утворення вибухонебезпечних сумішей, масел з киснем повітря;
- недотримання правил використання профілактичного ремонту;
- недотримання графіку очищення від нагару;
- засмоктування в компресор вибухонебезпечних газів, пилу, волокон, масел і т. д.

Під час попадання у компресор низькотемпературного масла, якщо вологість повітря 6-11%, вибух можливий під тиском 0,05 МПа і при температурі 200С.

Рекомендації, щодо безпечної роботи та експлуатації компресорних установок:

- манометри (один з яких - робочий, а інший - контрольний), термометри та термомпари на кожній ступені компресора;
- манометри та термометри для контролю тиску і температури масел;
- запобіжні клапани на кожному ступені компресора;

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68

– аварійна сигналізація та автоматичне вимикання компресора якщо температура перевищує потрібну, а тиск вище потрібних значень.

Профілактика:

– очищення від нагару та відкладання циліндрів і робочих камер компресора, здійснюється якнайменше 1 раз на пів року. Нагар і відкладання знищується шляхом пропарювання нанесення 2-3% розчину сульфатного або метилового розчину, а потім очищення;

– рекомендується використовувати спеціальні термостійкі, очищені мастильні матеріали. Які мають температуру займання не менше ніж на 75% вище температури робочих газів компресора (масла повинні бути окислювально стійкими);

– використання надійного ступеневого розпорядку повітряного і водяного охолодження. Повітряне охолодження слід використовувати в компресорах низького тиску та малої продуктивності, а також для застосування у компресорах холодильних установок. В компресорах високого тиску застосовується водяне охолодження. А в установках повинні бути системи автоматики, які дозволяють вимкнути компресор при переважанні температури охолодження (температура охолоджуючої води не повинна бути більшою, ніж 40С);

– є необхідним застосування багатоступеневого очищення всмоктування повітря (фільтри керамічні, фетрові та ін). Паркан всмоктуваного повітря повітряного компресора повинен знаходитися зовні будівлі компресорної станції, на висоті не менше ніж 3 м від рівня землі;

– необхідне заземлення, для запобігання іскроутворень. Фільтри потрібно очищувати та замінювати в установлені терміни;

– потрібно уникати гідравлічних ударів, за допомогою відведення конденсату з холодильних компресорів та контролем вологості повітря (вологість не більше 60%);

– необхідне забезпечення волого-масловіддільниками на трубопроводі, між холодильником і повітрязбірником. Повітрязбірники продувають щодня

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		69

через запобіжний клапан і спускають туди масло та вологу, що накопичилася. Їх відключення потрібно передбачувати для проведення оглядів. Масло і вода при продувці повинні відливатися у спеціальні ємкості. Повітрозбірник має бути встановлений на фундамент поза будівлею компресорної та повинен бути огорожений.

– пожежну небезпеку в кисневих компресорах забезпечують за допомогою використання дистильованої води з додаванням гліцерину. Чи застосовують самозмазуючі втулки та кільця з графіту (змащення їх маслом забороняється);

– для запобігання потрапляння масла у кисневі компресори, розробляють предсальник з маслоз'ємними кільцями. Він знаходиться між бігунком та циліндром. Компресорні установки, що досягають продуктивності понад 20 м³/хв мають бути розміщені в окремих будівлях. У приміщеннях компресорних установок не має бути обладнання та апаратури, яка не пов'язана з роботою компресора. Розміри приміщення ретельно відстежують, для того щоб вони відповідали умовам безпечного обслуговування та ремонту обладнання компресорної установки. Проходи в машинному залі повинні бути не менше ніж 1,5 м, а відстань між устаткуванням та стінами будівлі – не менше 1м. Підлога у приміщенні також грає вагомую роль, вона має бути:

1. Рівною, з нековзною поверхнею;
2. Маслостійкою;
3. Розробленою з вогнестійкого матеріалу.

Важливо, щоб двері та вікна приміщень компресорною відкривалися назовні, а вентиляційна витяжка відкривалась телефоном.

Установка обладнання відбувається за урахуванням зниження вібрації на конструктивні елементи та на компенсуючі пристрої. Всі обертові частини компресорів, електродвигуни та інші механізми повинні бути огорожені з установкою знаків безпеки.

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

5.1.2 Шум та вібрація

Як відомо, всі виробничі процеси супроводжуються шумом та вібраціями. Їх джерелом виникнення є:

1. Машини з неврівноваженими масами, що обертаються,
2. Технологічні установки та апарати, в яких переміщення рідин та газів відбувається з великими швидкостями і супроводжується пульсацією.

Важливим є те, що вібрація робочого устаткування не має співпадати по частоті з власними коливаннями тіла людини (4-400 Гц).

Тривалий шум знижує гостроту слуху, призводить до зміни кров'яного тиску, знижує рівень уваги, знижує гостроту зору. Через це виникають зміни в рухових центрах. Особливо шкідливо шум впливає на серцево-судинну та нервову системи. Шум, який за інтенсивністю більше, ніж 130 дБ викликає біль у вухах. А також при 140 дБ можуть наступити порушення органів слуху.

Важливими заходами також є:

насоси та електродвигуни встановлюються на пружні опори або віброізолюючі фундаменти;

фундамент під компресор розробляють окремо від фундаменту стін або колон будівлі машинного відділення;

вхідні та вихідні патрубки насосів з'єднують з трубопроводами за допомогою гнучких вставок;

своєчасно замінюють мастило підшипників кочення насосів;

усувають биття шківів і з'єднувальних муфт, перекуси ремінних передач, адже це зменшує вібрацію і шум.

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		71

Теж при забрудненні випарника та конденсатора може відбутися згорання, або ж через високі температури в них.

5.1.4 Електробезпека

Електробезпека – організаційні та технічні заходи, які захищають людей від загрозової дії електричного струму, електричної дуги, електромагнітного поля, статичної електрики. Правила електробезпеки викладено у ГОСТ 12.1.019-79 «ССБП. Електробезпека. Загальні вимоги і номенклатура видів захисту» (СТ СЭВ 4830-84). Зміни 1986.

Вимоги щодо захисту:

1. забезпечення недоступності електровражених частин;
2. забезпечення електроенергією з потрібною напругою;
3. уникання випадків враження людей, через напругу на частинах конструкцій;
4. індивідуально захисні засоби.

Недоступність електровражених частин. Для уникнення дотику до електровражених частин, слід забезпечити ізоляцію їх матеріалами, які не проводять струм. Передбачається використання також *додаткової, підсиленої чи лінійної ізоляції*.

Недоступність розташування електровражених частин досягається *розташуванням вище людського зросту, під підлогою або ж у стінах*. Незахищені електровражені частини, до яких можуть доторкнутися люди, відгороджують, тим паче, коли напруга більша за:

- 65 В – в приміщеннях без підвищеної небезпеки;
- 42 В – в приміщеннях з підвищеною небезпекою;
- 12 В – в приміщеннях особливо небезпечних.

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		73

В ситуації, коли напруга вище ніж 250 В - огорожують також ізольовані електровражені частини. В межах цієї дипломної роботи розглядається напруга 330В.

Застосування малих напруг – ефективний захист задля уникнення ураження електричним струмом. Для живлення управлінь технологічним устаткуванням, що явстановлене в особливо небезпечних приміщеннях; управління переносного устаткування та для забезпечення ручного інструменту, застосовують напругу не вище ніж 42 В. На шафах та пультах управління обладнанням розташовують штепсельні розетки, які мають напругу не вище 12 В для включення переносних світильників. Їх застосовують під час регулярних оглядів, наявних у важкодоступних місцях

Захисне заземлення та відключення – це основні способи захисту людей від ураження електричним струмом, при появі напруги на частинах конструкцій електроустаткування.

Захисне заземлення – електричне поєднання з землею чи з її еквівалентом металевих частин електроустаткування. Вимоги до захисного заземлення викладено в ГОСТ 12.1.030-81 «ССБП. Електробезпека. Захисне заземлення, занулення». Зміни 1987.

Випадкове торкання до незахищеного корпусу, що був під напругою - те саме що торкання, до однофазного ввімкненого людиною засоба в електричну мережу. Суть заземлення: знизити до безпечної величини напругу відносно землі на металевих частинах електроустаткування, які випадково виявилися під напругою, і цим усунути небезпеку ураження людей електричним струмом.

В установках напругою до 1000 В опір захисного заземлення не повинен перевищувати 4 Ом (з потужністю джерела струму 100 кВт і менше опір заземлення допускається не більше 10 Ом). Оскільки опір заземлення значно менший за опір тіла людини (1000 Ом), то у випадку її дотику до пошкодженого електроустаткування найбільший за величиною струм пройде

через заземлюючий пристрій. При цьому в найнесприятливішому випадку, коли опір тіла і взуття рівні нулю, через тіло людини пройде струм :

$$J = \frac{1,73 \cdot U_{л}}{3R_T + 3R_{з.с.} \frac{R_T \cdot R_{з.с.}}{R_{з.с.}}} 1000, \text{ мА}$$

де $U_{л}$ – лінійна напруга в мережі, В;

R_T , $R_{ІЗ}$, R_3 – відповідно опір тіла людини, ізоляції провідників електричної мережі та заземлюючого пристрою, Ом.

Приймаючи $U_{л}=380\text{В}$; $R_{ІЗ} 500000$ Ом; $R_3=4\text{Ом}$; $R_T=1000\text{Ом}$, знаходимо $J=0,005\text{мА}$. Такий за величиною струм безпечний для людини.

5.1.5 Пари холодоагенту

У цій роботі, розрахунок теплообмінного обладнання та компресора, проведено до холодильного агента R236fa (ізобутан).

Асфіксія через ізобутан - відбувається через те, що він не має кольору та запаху, а також важчий за повітря.

Пожежонебезпечний газ не слід допускати до відкритого вогню, іскор або паління. При виникненні пожежі слід перекрити подачу, в разі якщо це є не можливим та відсутній ризик для оточення, дати догоріти. В інших випадках – тушити за допомогою води.

Вибухонебезпека. Запобігання: закрита система, вентиляція, вибухобезпечне електрообладнання та освітлення. Не допускати накопичення електростатичного заряду (напр., заземленням), якщо речовина у рідкій формі.

В разі пожежі: охолоджувати балони, обливати водою. Боротися з вогнем з укриття.

При контакті з водою має виникнути обмороження, тому для запобігання слід одягти захисний одяг та рукавиці. При обмороженні - промити водою, не знімати одяг, звернутися за медичною допомогою.

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		75

Для запобігання потрапляння у очі необхідно одягти захисні окуляри-маску, та маску. При потраплянні в очі - промити водою та звернутися до лікаря.

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		76

5.2 Розрахунок захисного заземлення електричного обладнання

Компресор працює під напругою 330В.

У відповідності до вимог ПУЕ допустимий опір розтіканню струму в заземленні: $R_3 = 4\text{Ом}$ (для мереж з напругою до 1000В).

Визначаємо питомий опір ґрунту, $\rho_{\text{табл.}} = 2000\text{Ом} \cdot \text{см}$ - для чорнозему.

Визначаємо підвищувальний коефіцієнт для труб горизонтальних заземлювачів для з'єднувальних полосок $K_{\text{п.с.}} = 3,7$.

Питомий опір ґрунту для горизонтальних заземлювачів:

$$\rho_{\text{розр.п.}} = \rho_{\text{табл.}} \cdot K_{\text{п.с.}} = 2000 \cdot 3,7 = 7400 \text{ Ом} \cdot \text{см} \quad (5.1)$$

Розрахункова відстань від землі до середини заземлювача:

$$t = h_3 + \frac{l_{\text{мп}}}{2} = 800 + 125 = 925 \text{ см} \quad (5.2)$$

Опір розтіканню струму для одиночного горизонтального заземлення:

$$\begin{aligned} R_{\text{розр.т}} &= 0,366 \frac{\rho_{\text{розр.п.}}}{l_{\text{мп}}} \left(\lg \frac{2l_{\text{мп}}}{d} + \frac{1}{2} \lg \frac{4t + l_{\text{мп}}}{4t - l_{\text{мп}}} \right) = \\ &= 0,366 \frac{7400}{250} \left(\lg \frac{2 \cdot 250}{6} + \frac{1}{2} \lg \frac{4 \cdot 925 + 250}{4 \cdot 925 - 250} \right) = 21 \text{ Ом} \end{aligned} \quad (5.3)$$

Визначити відстань між горизонтальним заземлювачем із співвідношення $c = \frac{L_{\text{см}}}{l_{\text{мп}}}$ для стаціонарних заземлювачів $c=1$:

$$L_{\text{см}} = l_{\text{мп}} \cdot c = 250 \cdot 1 = 250 \text{ см} \quad (5.4)$$

Розраховуємо необхідну кількість горизонтальних заземлювачів без урахування коефіцієнта екранування:

$$n_T = \frac{R_{\text{розр.т}}}{R_3} = \frac{21}{4} = 5,25 \approx 5 \text{ шт} \quad (5.5)$$

Знаходимо коефіцієнт екранування труб $\eta_{\text{ЕТ}} = 0,7$ при n_T .

Визначаємо необхідну кількість горизонтальних заземлювачів з урахуванням коефіцієнта екранування:

										Лист
										77
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Висновок

В сфері температур, що застосовують у теплових насосах, робочі речовини HFC- і HCFC-типу в обезводненому стані - інертні до металів (виключення - сплави, що містять більше 2% Mg). Термічна стійкість робочих речовин є значною перевагою природніх речовин. Відомо, що R290 розкладається при 470°C, R-600 при 370°C, R236fa при 460°C, а R717 при 260°C. Відомо, що великі температури майже ніколи не досягаються, навіть у теплових насосах. Однак більшість речовин HFC- і HCFC-типу мають набагато нижчі температури розпаду. Термічна нестійкість речовини призводить до того, що робоча речовина розщеплюється на самостійні хімічні сполуки, які слід видаляти і заправляти нову порцію робочої речовини. Хімічна інертність одночасно з достатньо високою термічною стійкістю до температури 1500°C спостерігається лише в R744(CO₂).

Робочі речовини HFC- і HCFC-типу у своїй більшості це негативний вплив на екологію. У цьому випадку - перевага натуральних робочих речовин: води, повітря, діоксид вуглецю та аміаку.

Нажаль не розроблено ще єдиної робочої речовини, яка забезпечує якість всіх критеріїв одночасно. Необхідно знайти компромісне вирішення у виборі робочої речовини, тобто оптимізацію.

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		79

Список використаної літератури

1. Теплові і конструктивні розрахунки холодильних машин: Учб. посібник для вузів по спеціальності «Холодильні та компресорні машини і установки»/Е. М. Бамбушек, Н.Н. Бухарін, Д. Е. Герасимов та ін; Під заг. Ред. В. А. Сакуна. – Л.: Машинобудування. Ленінгр. Отд-ня, 1987 с.
2. Богданов С. Н., Іванов О. П., Купріянова А. В. Холодильна техніка: властивості речовин. Довідник. Л.: Машинобудування, 1976. – 165с.
3. Теплообмінні апарати холодильних установок/Р. Н. Данилова, С. М. Богданов, О. П. Іванов та ін; Під заг. Ред. Д-ра техн. Наук Р. Н. Данилової. - 2-е видав., перероб. і доп. – Л.: Машинобудування. Ленінгр. Отд-ня, 1986. – 303 с.: іл.
4. Марочник сталей і сплавів/В. Р. Сорокін, А. В. Волосникова, С. А. та ін; Під заг. Ред. В. Р. Сорокіна. – М: Машинобудування, 1989. -640с.
5. Чумак В. Р., Нікульшина Д. Р. Холодильні установки. Проектування: Учб. посібник для вузів. -К.: Вища шк. Головне вид-во, 1988. -280с., 97іл.
6. Чумак В. Р. та ін. Холодильні установки/Чумак В. Р., Чепурненко В. П., Чуклин Ц. Р. 2-е видав. Перероб і дод. – М.: Легка харчова пром-сть, 1981. -344с.
7. М. І. Шиляєв, Є. М Хромова, Ю. М. Дорошенко. Типові приклади розрахунку опалення, вентиляції і кондиціювання повітря: Учб. Посібник. – Видавництво ТГАСУ, 2012. -288с.

					Хм 91.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		80