

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Навчально-науковий інститут атомної та теплової енергетики

Кафедра теплової та альтернативної енергетики

«До захисту допущено»

Завідувачка кафедри

(підпис) Ольга ЧЕРНОУСЕНКО
(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

“ ____ ” _____ 2023 р.

**Дипломний проект
на здобуття ступеня бакалавра**

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: «Аміачна теплонасосна установка «вода-вода» тепловою потужністю 250кВт»

Виконав (-ла): студент (-ка) IV курсу, групи ТП - 91

Мамонтов Нікіта Сергійович
(прізвище, ім'я, по батькові) _____ (підпис)

Керівник _____ Андрій СОЛОМАХА _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, ім'я, ПРІЗВИЩЕ) _____ (підпис)

Консультант з охорони праці доцент, к.т.н. Сергій КАШТАНОВ _____
(назва розділу) (посада, вчене звання, науковий ступінь, ім'я, ПРІЗВИЩЕ) _____ (підпис)

Рецензент _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, ім'я, ПРІЗВИЩЕ) _____ (підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному проекті немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент (ка) _____
(підпис)

Київ – 2023 року

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»**

Інститут Навчально-науковий інститут атомної та теплової енергетики

Кафедра Теплової та альтернативної енергетики

Рівень вищої освіти - перший (бакалаврський)

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувачка кафедри

Ольга ЧЕРНОУСЕНКО

(підпис)

(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

“ ____ ” _____ 2023 р.

**ЗАВДАННЯ
на дипломний проект студенту**

Мамонтов Нікіта Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту Аміачна теплонасосна установка «вода-вода» тепловою
потужністю 250кВт

керівник проекту доцент, к.т.н. Андрій СОЛОМАХА ,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від « ____ » _____ 2023 р. № ____

2. Термін подання студентом проекту 16.06.2023 р.

3. Вихідні дані до проекту Теплове навантаження $Q_v=250$ кВт;
рідина – аміак; температура води: на вході в конденсатор $t_{w'}=30$ °С;
на виході з конденсатора $t_w=48$ °С

4. Зміст пояснювальної записки _____

1. Опис технологічної схеми установки

2. Розрахунок і вибір обладнання компресорної теплонасосної установки

3. Цикл парової компресійної теплонасосної установки

4. Розрахунок конденсатора

5. Розрахунок випарника

6. Розрахунок на міцність випарника

7. Розрахунок корпусу і денець

8. Розрахунок трубної решітки

9. Обчислення напруги в трубах і корпусі апарату

10. Охорона праці

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо) Теплова схема – 1 арк.

Компоновка обладнання – 1 арк.

Випарник – 1 арк.

6. Консультанти розділів проекту*

Розділ	Ім'я, прізвище та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
охорона праці	Сергій КАШТАНОВ, доцент		

7. Дата видачі завдання 19.05.2023 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1	Опис технологічної системи установки	31.05.23р.	
2	Розрахунок і вибір обладнання компресорної теплонасосної станції	02.06.23р	
3	Цикл парової компресійної теплонасосної установки	04.06.23р	
4	Розрахунок конденсатора	06.06.23р	
5	Розрахунок випарника	08.06.23р	
6	Розрахунок на міцність випарника	09.06.23р	
7	Розрахунок корпусу і донець	10.06.23р	
8	Розрахунок трубної решітки	11.06.23р	
9	Обчислення напруги в трубах і корпусі апарату	12.06.23р	
10	Охорона праці	13.06.23р	

Студент

(підпис)

Нікіта МАМОНТОВ
(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

Керівник проекту

(підпис)

Андрій СОЛОМАХА
(ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

* Консультантом не може бути зазначено керівника дипломного проекту.

Пояснювальна записка

до дипломного проекту

на тему: Аміачна теплонасосна установка «вода-вода» тепловою потужністю 250кВт

Київ – 2023 року

АНОТАЦІЯ

Пояснювальна записка до дипломного проекту бакалавра за темою «Аміачна теплонасосна установка «вода-вода» тепловою потужністю 250кВт», включає в себе 56 сторінок, 10 пунктів, 2 рисунки, 4 таблиці. Дана робота також містить 3 креслення формату А1. В результаті виконання проекту було розраховано та підібрано камерне обладнання, компресор, випарник, конденсатор, а також допоміжне обладнання.

Ключові слова: холодильна камера, температура, теплоприток, бризкальний басейн, камерне обладнання, компресор, випарник, конденсатор, батареї, холодоносії, аміак, вологість, холодоагент, дросель.

ANNOTATION

Explanatory note to the bachelor's diploma project on the topic "Water-to-water ammonia heat pump installation with a thermal capacity of 250 kW", includes 56 pages, 10 points, 2 figures, 4 tables. This work also contains 3 drawings of A1 format. As a result of the project, chamber equipment, a compressor, an evaporator, a condenser, and auxiliary equipment were calculated and selected.

Key words: refrigerating chamber, temperature, heat flow, splash pool, chamber equipment, compressor, evaporator, condenser, batteries, refrigerant, ammonia, humidity, refrigerant, throttle.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ	6
ВСТУП.....	8
1. ОПИС ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СХЕМИ УСТАНОВКИ	9
2. РОЗРАХУНОК І ВИБІР ОБЛАДНАННЯ КОМПРЕСОРНОЇ ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ	11
2.1 Цикл парової компресійної теплонасосної установки	11
2.2 Розрахунок конденсатора	23
2.3 Розрахунок випарника	33
3. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ВИПАРНИКА.....	43
3.1 Розрахунок корпусу і донець	43
3.2 Розрахунок трубної решітки	46
3.3 Обчислення напруги в трубах і корпусі апарату	48
4. ОХОРОНА ПРАЦІ	51
4.1 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації спроектованого об'єкта.....	51
4.2 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії.	54
4.3 Пожежна безпека та профілактика.....	55
ВИСНОВКИ	57

					ТП 91 06 1330 ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Мамонтов Н.С.			Аміачна теплонасосна установка «вода-вода» тепловою потужністю 250кВт Пояснювальна записка	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Соломаха А.С.					5	60
Консульт.						КІП ім. Ігоря Сікорського НН ІАТУ, Кафедра ТАЕ		
Н.контр.								
Зав.каф.		Черновсенко						

ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ

Основні позначення:

t - температура;

Q - теплова потужність;

β_F - коефіцієнт використання будівельної площі камери;

V - об'єм;

q_v - норма завантаження камери;

μ_p - коефіцієнт паропроникності пароізоляційного матеріалу;

h - ентальпія продукту;

τ - тривалість циклу технологічної обробки продукту;

$\dot{a}$ - кратність циркуляції;

c - теплоємність матеріалу;

ξ - коефіцієнт вологовиділення;

ξ_p - приведена степінь чорноти;

G - масова витрата теплоносія;

π - ступінь стискання компресора;

V - об'ємна витрата теплоносія;

α - коефіцієнт тепловіддачі;

K - коефіцієнт теплопередачі;

δ - товщина стінки;

λ - теплопровідність матеріалу;

Re - число Рейнольдса;

w - швидкість руху теплоносія;

d - діаметр трубок;

ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості;

Nu - число Нусельта;

Pr - критерій Прандтля;

q - питомий тепловий потік;

ϕ - відносна вологість повітря;

F - площа поверхні теплообміну;

H_w - питоме гідравлічне навантаження;

$H_{\text{геом}}$ - геометрична висота підйому;

I - напір.

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						6
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основні скорочення:

ККД – коефіцієнт корисної дії;

РГС – регульоване газове середовище;

ХУ – холодильна установка

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						7
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Теплонасосні установки призначені для передачі тепла від джерела низької до джерела з більш високою температурою. Це тепло можна корисно використовувати для технологічних цілей, в системах теплопостачання та вентиляції.

Схема і процеси для теплового насоса і холодильної установки принципово не розрізняються і умовно можна холодильну установку назвати тепловим насосом, якщо її основним завданням є виробництво холоду, а не виробництво тепла.

У багатьох країнах теплові насоси отримали широке застосування при використанні як низькопотенційних, так і природних джерел тепла (вода природних водойм, зовнішнє повітря). Використання теплових насосів у багатьох випадках дає позитивний ефект, що характеризується наступними даними: при використанні установки для цілей опалення витрата енергії може знизитися в 2-3 рази порівняно з установками опалення з електричною енергією.

За видами енергії, що витрачається холодильні і теплонасосні установки бувають компресійні, тепловикористовуючі і термоелектричні. Компресійні машини споживають механічну енергію, тепловикористовуючі – теплову енергію джерел тепла, термоелектричні машини використовують безпосередньо електричну енергію.

У перших двох перенесення тепла досягається в результаті здійснюваного в машині зворотного кругового процесу. У термоелектричній машині перенесення тепла відбувається при впливі потоку електронів на атоми.

Залежно від властивостей і агрегатного стану робочих тіл, за допомогою яких здійснюються процеси, машини поділяються на парові і газові.

У парових машинах робочі тіла при здійсненні процесів змінюють свій агрегатний стан. У газових установках агрегатний стан робочого тіла не змінюється.

У деяких районах Швейцарії, що володіють великими обсягами гідроенергії, але відчують нестачу палива теплонасосні установки отримали широкого застосування. Вони використовують тепло зовнішнього повітря або води річок і озер, тим самим забезпечуючи постачання промислових підприємств і житлових будинків теплом.

Компресія тепла природних джерел, а також відпрацьованої води і відпрацьованих газів отримала розвиток на початку Другої світової війни. В даний час є установки для центрального опалення, гарячого водопостачання та кондиціонування повітря в житлових будинках і виробничих приміщеннях теплопродуктивністю 80 МДж/год при потужностях турбокомпресорів до 1000 кВт.

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						8
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ОПИС ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СХЕМИ УСТАНОВКИ

На малюнку 1 продемонстровано принципову схему, а на малюнку 2 – цикл в T-S діаграмі теплонасосної установки, що розраховується в даній роботі.

У теплонасосній установці робочим тілом є аміак, а теплоносієм – вода. Вибір води в якості теплоносія у випарнику пояснюється більшою економічністю використання води в порівнянні з іншими теплоносіями (наприклад, розчином CaCl_2) в установках з відносно високим рівнем температур в порівнянні з холодильною (в випарнику температура теплоносія на виході $10\text{ }^\circ\text{C}$).

У конденсаторі 1 відбувається конденсація робочого тіла за рахунок передачі тепла воді. Вода нагрівається від $30\text{ }^\circ\text{C}$ до $48\text{ }^\circ\text{C}$ і використовується в цілях тепlopостачання. Такі температури води взяті з теплового графіка (рисунок 15 – 3, [1]).

Після конденсатора сконденсоване робоче тіло направляється в переохолоджувач 2, де додатково віддає тепло воді.

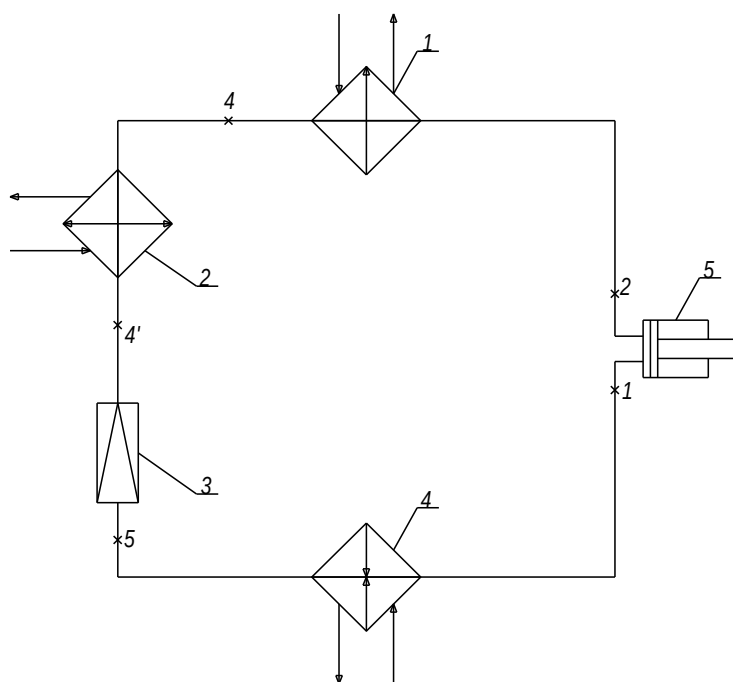
Далі робоче тіло направляється на дросельний вентиль 3, де відбувається ізоентальпне розширення аміаку.

Потім аміак надходить у випарник 4, де здійснюється його випаровування за рахунок тепла, що відбирається з навколишнього середовища. Випарник із закритою системою циркуляції, тобто робоче тіло випаровується в міжтрубному просторі, а теплоносій циркулює по трубах. У схемі застосовується горизонтальний кожухотрубний випарник для аміаку з гладкими безшовними трубами з вуглецевої сталі.

Після випарника пари робочого тіла відсмоктуються компресором 5. Компресор - це основний елемент теплонасосної установки. У даній установці застосовується одноступінчатий прямоточний поршневий компресор. В компресор всмоктується перегрітий пар, перегрів якого здійснюється в підвідних трубопроводах. Це пояснюється тим, що в сучасних теплонасосних установках з поршневими компресорами подавати вологий пар в компресор небезпечно, так як компресори швидкохідні. Швидкість робочого тіла у всмоктуючих трубопроводах значна, тому разом з парою в компресор може потрапити рідке робоче тіло, що призводить, як правило, до гідравлічного удару і як наслідок – до серйозної аварії.

Після компресора робоче тіло надходить в конденсатор і цикл замикається.

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						9
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		



1 – конденсатор;

2 – переохолоджувач;

3 – дросельний вентиль;

4 – випарник;

5 – компресор.

Рисунок 1 – Принципова схема теплонасосної установки

Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата

ТП 91 06 1330 ПЗ

Стор.

10

2. РОЗРАХУНОК І ВИБІР ОБЛАДНАННЯ КОМПРЕСОРНОЇ ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ

2.1 Цикл парової компресійної теплонасосної установки

2.1.1 Вихідні дані

Теплове навантаження $Q_6=250 \text{ кВт}$.

Температури в циклі:

температура кипіння аміаку $t_0=7 \text{ }^\circ\text{C}$;

температура конденсації аміаку $t_k=53 \text{ }^\circ\text{C}$;

температура аміаку після переохолоджувача $t_{no}=48 \text{ }^\circ\text{C}$;

температура перегріву аміаку $t_{nn}=13 \text{ }^\circ\text{C}$.

Температура води:

на вході в конденсатор $t'_e=30 \text{ }^\circ\text{C}$;

на виході з конденсатора $t''_e=48 \text{ }^\circ\text{C}$.

Компресор одноступінчатий прямоточний.

2.1.2 Параметри робочого тіла у вузлових точках (теоретичний цикл)

На рисунку 2 зображено теоретичний цикл одноступінчатої теплонасосної машини в T-S діаграмі.

Параметри аміаку у вузлових точках, а саме температуру в даній точці, тиск, ентальпію і питомий обсяг, визначаю по T-S діаграмі. Вони представлені в таблиці 1.

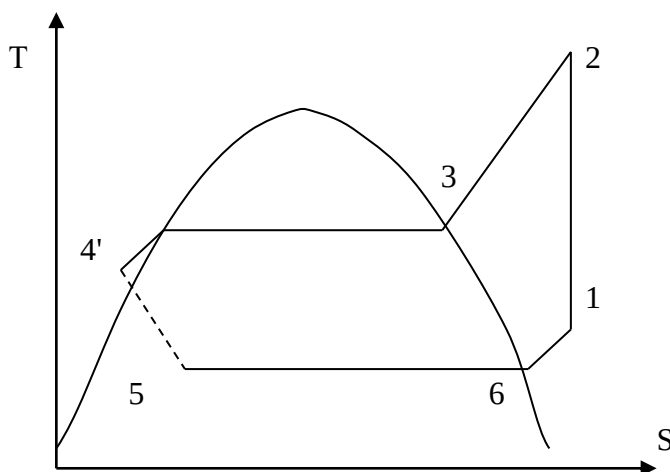


Рисунок 2 – Визначення параметрів у вузлових точках

Таблиця 1 – параметри робочого тіла в характерних точках

Характерна точка	Температура °C	Тиск МПа	Ентальпія кДж/кг	Питомий обсяг м³/кг
T.1 – перегрів роб. тіла	13	0.552	1713.23	0.28
T.2 – після компресора	122	2.2	1915.01	0.082
T.3 – початок конденсації	53	2.2	1716.00	0.059
T.4 – після конденсатора	53	2.2	670.00	0.00179
T.4' – після переохолоджувача	48	2.2	652.02	0.00177
T.5 – після дроселювання	7	0.552	652.02	0.04
T.6 – на лінії насичення	7	0.552	170.63	0.227

2.1.3 Енергетичні характеристики теплонасосної установки в теоретичному процесі

2.1.3.1 Питома витрата теплоти на одиницю витрати робочого тіла в конденсаторі::

$$q_k = h_2 - h_4; \quad (1)$$

$$q_k = 1915.01 - 670.00 = 1245.01 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

2.1.3.2 Питома витрата теплоти на одиницю витрати робочого тіла у випарнику

$$q_0 = h_1 - h_5; \quad (2)$$

$$q_0 = 1713.23 - 652.02 = 1061.21 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

2.1.3.3 Питома витрата теплоти на одиницю витрати робочого тіла в охолоджувачі

$$q_{охл} = h_4 - h_4'; \quad (3)$$

$$q_{охл} = 670.00 - 652.02 = 17.98 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

2.1.3.4 Енергія, витрачена на адіабатне стиснення робочого тіла в компресорі

$$l = h_2 - h_1; \quad (4)$$

$$l = 1915.01 - 1713.23 = 201.78 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

2.1.3.5 Масова витрата робочого тіла

$$G = \frac{Q_s}{q_k + q_{охл}}; \quad (5)$$

$$G = \frac{250}{1245.01 + 17.98} = 0.198 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

2.1.3.6 Питома продуктивність обсягу компресора

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						12
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}; \quad (6)$$

$$q_v = \frac{1061.21}{0.28} = 3790.04 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

2.1.3.7 Продуктивність обсягу компресора

$$Q_v = G \cdot v_1; \quad (7)$$

$$Q_v = 0.198 \cdot 0.28 = 0.055 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

2.1.3.8 Розрахункове теплове навантаження випарника

$$Q_0 = G \cdot q_0; \quad (8)$$

$$Q_0 = 0.198 \cdot 1061.21 = 210.12 \text{ кВт},$$

або

$$Q_0 = Q_v \cdot q_v; \quad (9)$$

$$Q_0 = 0.055 \cdot 3790.04 = 210.12 \text{ кВт}.$$

2.1.3.9 Теоретична потужність компресора, що витрачається на адіабатичне стиснення робочого тіла в циліндрі компресора

$$N_{ад} = G \cdot l; \quad (10)$$

$$N_{ад} = 0.198 \cdot 201.78 = 39.95 \text{ кВт}.$$

2.1.4 Енергетичний баланс теплонасосної установки

При складанні енергетичного балансу в першому наближенні нехтуємо теплом, яке відводиться з охолоджуючого компресора, тоді баланс має вигляд:

$$l + q_0 = q_k + q_{охл}; \quad (11)$$

$$201.78 + 1061.21 = 1245.01 + 17.98;$$

$$1269.99 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} = 1269.99 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

2.1.5 Оцінка індикаторного і електромеханічного коефіцієнтів корисної дії компресора. Визначення енергетичних характеристик дійсного процесу..

Дійсний процес парового компресора теплового насоса одноступінчатого стиснення на відміну від теоретичного процесу супроводжується об'ємними, енергетичними і механічними втратами.

2.1.5.1 Коефіцієнт втрат обсягу

$$\lambda_i = \frac{P_0 - \Delta P_0}{P_0} - c \left[\frac{P_k + \Delta P}{P_0} - \frac{P_0 - \Delta P_0}{P_0} \right], \quad (11)$$

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						13
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

де P_0 - тиск на всасуванні, МПа; $P_0=P_1=0.552$ МПа;

ΔP_0 - депресія на всасуванні, $\Delta P_0=0.05$ МПа;

P_κ - тиск на нагнітанні, МПа;

$P_\kappa = P_2=2.2$ МПа;

ΔP - депресія на нагнітанні, $\Delta P=0.1$ МПа;

c - величина відносного шкідливого простору, $c=2-6$ %;

приймаю $c=0.04$, тоді

$$\lambda_i = \frac{0.552 - 0.05}{0.552} - 0.04 \left[\frac{2.200 + 0.1}{0.552} - \frac{0.552 - 0.05}{0.552} \right] = 0.779$$

2.1.5.2 У дійсному процесі в компресорі відбувається підігрівання робочого тіла, що впливає на збільшення питомого обсягу газу і, отже, на зменшення його маси. У розрахунку це враховується коефіцієнтом підігріву:

$$\lambda_w = \frac{T_0}{T_k} = \frac{t_0 + 273}{t_k + 273}; \quad (12)$$

$$\lambda_w = \frac{7 + 273}{53 + 273} = 0.859.$$

2.1.5.3 Врахування вищенаведених факторів дозволяє визначити коефіцієнт подачі (відношення продуктивності обсягу компресора до геометричного об'єму, описуваного поршнем) у вигляді виразу:

$$\lambda = \lambda_i \cdot \lambda_w; \quad (13)$$

$$\lambda = 0.779 \cdot 0.859 = 0.669.$$

2.1.5.4 Збільшення витрат роботи в дійсному процесі враховується індикаторним коефіцієнтом корисної дії, який виражає відношення теоретичної потужності до індикаторної потужності дійсного процесу.

Індикаторний ККД залежить від ступеня стиснення робочого тіла і визначається як

$$\eta_i = \lambda_w + b \cdot t_0, \quad (14)$$

де $b=0.001 \dots 0.0025$ – виправний коефіцієнт для горизонтальних ам'ячних машин; приймаю $b=0.0018$.

Тоді:

$$\eta_i = 0.859 + 0.0018 \cdot 7 = 0.872.$$

2.1.5.5 Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{N_{a\phi}}{N_i}, \quad (15)$$

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						14
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

Звідки індикаторна потужність дорівнює

$$N_i = \frac{N_{ad}}{\eta_i}; \quad (16)$$

$$N_i = \frac{39.95}{0.872} = 45.81 \text{ кВт.}$$

2.1.5.6 Механічні втрати в компресорі враховуються механічним коефіцієнтом корисної дії, що представляє собою відношення індикаторної потужності компресора до ефективної потужності, підведеної до валу.

$$\eta_M = \frac{N_i}{N_{\text{в}}}, \quad (17)$$

Приймаючи механічний ККД (втрати на тертя) $\eta_M = 0.85$ отримуємо відношення для ефективної потужності, підведеної до валу

$$N_{\text{в}} = \frac{N_i}{\eta_M}; \quad (18)$$

$$N_{\text{в}} = \frac{45.81}{0.85} = 53.89 \text{ кВт.}$$

2.1.5.7 Питома витрата електроенергії в дійсному процесі

$$\mathcal{E}_{\text{мн}} = \frac{h_2 - h_1}{\left(q_0 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} \right) \cdot \eta_i \cdot \eta_{\text{эм}}}, \quad (19)$$

де $\eta_{\text{эм}}$ - електромеханічний ККД, що враховує механічні втрати і втрати передавального пристрою. Приймаю $\eta_{\text{эм}} = 0.81$.

Тоді

$$\mathcal{E}_{\text{мн}} = \frac{1915.01 - 1713.23}{\left(1061.21 + \frac{1915.01 - 1713.23}{0.872} \right) \cdot 0.872 \cdot 0.81} = 0.221.$$

2.1.5.8 Електрична потужність компресора

$$N_e = \mathcal{E}_{\text{мн}} \cdot Q_{\text{в}}; \quad (20)$$

$$N_e = 0.221 \cdot 250 = 55.05 \text{ кВт.}$$

2.1.5.9 Коефіцієнт трансформації теплонасосної установки (кількість тепла, що отримується в тепловому насосі на одиницю витраченої електричної енергії)

$$\mu = \frac{1}{\mathcal{E}_{\text{мн}}}; \quad (21)$$

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						15
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\mu = \frac{1}{0.221} = 4.51 > 1,$$

тобто теплонасосна установка працює ефективно.

2.1.5.10 Ентальпія робочого тіла на виході з компресора в реальному процесі

$$h_2' = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i}; \quad (22)$$

$$h_2' = 1713.23 + \frac{1915.01 - 1713.23}{0.872} = 1944.63 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

2.1.5.11 Питома внутрішня робота компресора в дійсному процесі

$$l_i = \frac{h_2 - h_1}{\eta_i}; \quad (23)$$

$$l_i = \frac{1915.01 - 1713.23}{0.872} = 231.4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

или

$$l_i = h_2' - h_1; \quad (24)$$

$$l_i = 1944.63 - 1713.23 = 231.4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

2.1.5.12 Питома витрата теплоти на одиницю витрати робочого тіла в дійсному процесі

$$q_k' = h_2' - h_1; \quad (25)$$

$$q_k' = 1944.63 - 670.00 = 1274.63 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

2.1.5.13 Перевірка енергетичного балансу (нехтуємо теплом, що відводиться з охолоджуючого пристрою компресора)

$$l_i + q_0 = q_k' + q_{охл}, \quad (26)$$

$$231.4 + 1061.21 = 1274.63 + 17.98;$$

$$1292.61 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} = 1292.61 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

2.1.5.14 Масова витрата робочого тіла в дійсному процесі

$$G^{\partial} = \frac{Q_6}{q_k' + q_{охл}}; \quad (27)$$

$$G^{\partial} = \frac{250}{1274.63 + 17.98} = 0.193 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

2.1.5.15 Продуктивність обсягу компресора в дійсному процесі

$$Q_v^{\partial} = G^{\partial} \cdot v_1; \quad (28)$$

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						16
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_v^\partial = 0.193 \cdot 0.28 = 0.054 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

2.1.5.16 Розрахункове теплове навантаження випарника в дійсному процесі

$$Q_0^\partial = G^\partial \cdot q_0; \quad (29)$$

$$Q_0^\partial = 0.193 \cdot 1061.21 = 204.81 \text{ кВт},$$

или

$$Q_0^\partial = Q_v^\partial \cdot q_v; \quad (30)$$

$$Q_0^\partial = 0.054 \cdot 3790.04 = 204.81 \text{ кВт}.$$

2.1.5.17 Геометричний об'єм, описаний поршнем у дійсному процесі

$$V_n = \frac{Q_v^\partial}{\lambda}; \quad (31)$$

$$V_n = \frac{0.054}{0.669} = 0.081 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

2.1.6 Ексергетичний коефіцієнт корисної дії парокомпресійної теплонасосної установки

Значення питомої витрати електричної енергії на отримання тепла, як і значення коефіцієнта трансформації тепла, не можуть слугувати об'єктивними показниками технічної досконалості установки. Це обумовлено тим, що коефіцієнт трансформації тепла не враховує якості енергії, в даному випадку температурного потенціалу тепла, що виробляється. Для установок, що працюють в різних температурних умовах, об'єктивним показником досконалості служить ексергетичний ККД, що представляє собою відношення корисно використаної (відведеної) ексергії $E_{\text{вих}}$ до підведеної $E_{\text{вх}}$.

У компресорних теплонасосних установках підведена ексергія $E_{\text{вх}}$ дорівнює підведеної електричної енергії, а корисно використана $E_{\text{вих}}$ являє собою ексергію виробленої теплоти. Тому ексергетичний ККД дорівнює відношенню питомих витрат роботи на трансформацію тепла в ідеальній і реальній установках.

$$\eta_e = \frac{E_{\text{вих}}}{E_{\text{вх}}} = \frac{\mathcal{E}_e}{\mathcal{E}_{\text{ти}}} = \mathcal{E}_e \cdot \mu, \quad (32)$$

де $\mathcal{E}_e$ – витрати питомої роботи на одиницю вироблюваної теплоти в ідеальному циклі,

$$\mathcal{E}_e = \frac{l}{q_e} = \frac{T_{\text{в.с.}} - T_{\text{н}}}{T_{\text{в.с.}}} = 1 - \frac{T_{\text{н}}}{T_{\text{в.с.}}}; \quad (33)$$

де $T_{\text{в.с.}}$ – середній температурний рівень теплоти, переданої теплоприймачу (теплофікаційній мережі),

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		17

$$T_{\text{в.с.}} = \frac{S \cdot T dS}{\Delta S}. \quad (34)$$

Таким чином, зміна температури $T_{\text{в.с.}}$ не є лінійною функцією, але у випадку, коли різниця $(T_{\text{в}}' - T_{\text{в}}'')$ невелика, можна температуру $T_{\text{в.с.}}$ визначити таким чином:

$$T_{\text{в.с.}} = \frac{T_{\text{в}}' + T_{\text{в}}''}{2}; \quad (35)$$

$$T_{\text{в.с.}} = \frac{(30 + 273) + (48 + 273)}{2} = 312 \text{ К.}$$

$T_{\text{н}}$ – абсолютна температура навколишнього середовища,

$$T_{\text{н}} = 13 + 273 = 286 \text{ К, где } t_{\text{oc}} = 13 \text{ }^{\circ}\text{C.}$$

Тоді за формулою (33):

$$\eta_{\text{в}} = 1 - \frac{286}{312} = 0.0833.$$

Ексергетичний ККД дорівнює:

$$\eta_{\text{е}} = 0.0833 \cdot 4.51 = 0.376 \text{ або } 37.6 \%$$

2.1.7 Вибір компресора

2.1.7.1 Вибір марки компресора по каталогу проводиться у відповідності зі стандартним тепловим навантаженням випарника при стандартних умовах.

температура випаровування $t_{\text{0cm}} = -15 \text{ }^{\circ}\text{C};$

температура конденсації $t_{\text{Kcm}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C};$

температура переохолодження рідини $t_{\text{ПОcm}} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C};$

Співвідношення між тепловим навантаженням випарника при стандартних умовах і в дійсних робочих умовах наступне:

$$\frac{Q_{\text{0cm}}}{\lambda_{\text{cm}} \cdot q_{\text{Vcc}}} = \frac{Q_0}{\lambda \cdot q_{\text{V}}}, \quad (36)$$

де q_{V} - питома об'ємна продуктивність компресора при робочих умовах;

q_{Vcm} – питома об'ємна продуктивність компресора при стандартних умовах;

λ – коефіцієнт подачі для робочих умов;

λ_{cm} – коефіцієнт подачі для стандартних умов.

а) Визначаю параметри в характерних точках для стандартних значень температур

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		18

$$h_1^{cm} = 1734.66 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_5^{cm} = 536 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$P_0^{cm} = 0.25 \text{ МПа};$$

$$P_K^{cm} = 1.176 \text{ МПа};$$

$$v_1^{cm} = 0.57 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

б) Питома витрата теплоти на одиницю витрати робочого тіла у випарнику при стандартних умовах

$$q_0^{cm} = h_1^{cm} - h_5^{cm}; \quad (37)$$

$$q_0^{cm} = 1734.66 - 536 = 1198.66 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

в) Питома об'ємна продуктивність компресора при стандартних умовах

$$q_{Vcm} = \frac{q_{0cm}}{v_1^{cm}}; \quad (38)$$

$$q_{Vcm} = \frac{1198.66}{0.57} = 2102.91 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3};$$

г) Коефіцієнт видимих об'ємних втрат для стандартних умов

$$\lambda_{icm} = \frac{P_0^{cm} - \Delta P_0}{P_0^{cm}} - c \left[\frac{P_K^{cm} + \Delta P}{P_0^{cm}} - \frac{P_0^{cm} - \Delta P_0}{P_0^{cm}} \right]; \quad (39)$$

$$\lambda_{icm} = \frac{0.25 - 0.05}{0.25} - 0.04 \left[\frac{1.176 + 0.1}{0.25} - \frac{0.25 - 0.05}{0.25} \right] = 0.628.$$

д) Коефіцієнт підігріву для стандартних умов

$$\lambda_w^{cm} = \frac{T_0^{cm}}{T_K^{cm}} = \frac{t_0^{cm} + 273}{t_K^{cm} + 273}; \quad (40)$$

$$\lambda_w^{cm} = \frac{-15 + 273}{30 + 273} = 0.851.$$

е) Коефіцієнт подачі для стандартних умов

$$\lambda_{cm} = \lambda_{icm} \cdot \lambda_w^{cm}; \quad (41)$$

$$\lambda_{cm} = 0.628 \cdot 0.851 = 0.534.$$

ж) З формули (36) теплове навантаження при стандартних умовах

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						19
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{0cm} = Q_0 \frac{\lambda_{cm} \cdot q_{Vcm}}{\lambda \cdot q_V}; \quad (42)$$

$$Q_{0cm} = 204.81 \frac{0.534 \cdot 2102.91}{0.669 \cdot 3790.04} = 90.7 \text{ кВт};$$

2.1.7.2 Конструктивні параметри поршневого компресора::

а) Діаметр циліндра

$$D = 1.55 \cdot \sqrt[2.25]{\frac{V_n}{k_i^{0.5} \cdot z}}; \quad (43)$$

де $k_i = 35 \dots 45$ – параметр питомих сил інерції для бескрейцкопфних компресорів, приймаю $k_i = 45$;

$z = 2 \dots 8$ – кількість циліндрів, приймаю $z = 4$.

Тоді за формулою (43)

$$D = 1.55 \cdot \sqrt[2.25]{\frac{0.081}{45^{0.5} \cdot 4}} = 0.118 \text{ м.}$$

б) Хід поршня

$$S = \psi \cdot D, \quad (44)$$

де ψ - відношення ходу поршня до діаметру циліндра, для аміачних компресорів $\psi = 0.75 \dots 0.86$, приймаю $\psi = 0.75$.

Тоді за формулою(44)

$$S = 0.75 \cdot 0.118 = 0.088 \text{ м.}$$

в) Частота обертання колінчастого вала

$$n = \sqrt{\frac{k_i}{3.6 \cdot S^{1.5}}}; \quad (45)$$

$$n = \sqrt{\frac{45}{3.6 \cdot 0.088^{1.5}}} = 21.21 \text{ с}^{-1}.$$

г) Середня швидкість поршня

$$C_m = 2 \cdot S \cdot n; \quad (46)$$

$$C_m = 2 \cdot 0.088 \cdot 21.21 = 3.73 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

що лежить в межах допустимої швидкості $C_m = 3 \dots 4 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

д) Обсяг, здійснений поршнями компресора простої дії

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						20
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V = z \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot n; \quad (47)$$

$$V = 4 \frac{\pi \cdot 0.118^2}{4} \cdot 0.088 \cdot 21.21 = 0.0816 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

є) Перевищення розрахункового значення обсягу, здійсненого поршнями при прийнятих D і S над потрібним V_n

$$\delta V = \frac{V - V_n}{V} \cdot 100\%; \quad (48)$$

$$\delta V = \frac{0.0816 - 0.081}{0.081} \cdot 100\% = 0.28\%,$$

що входить в допустимі межі: до 1-2%.

2.1.7.3 За величинами

$$Q_{0cm} = 90.7 \text{ кВт} = 77928,40 \frac{\text{ккал}}{\text{год}},$$

$$D = 118 \text{ мм},$$

$$S = 88 \text{ мм},$$

$$n = 21.21 \text{ с}^{-1},$$

$$C_m = 3.73 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

$$V = 0.081 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 289.16 \frac{\text{м}^3}{\text{год}};$$

За таблицею [7] обираю компресор:

Марка 4AY-15;

Тип УП;

Кількість циліндрів 4;

Хід поршня 140 мм;

Діаметр циліндра 150 мм;

Частота обертання $n=480$ об/хв;

Обсяг, здійснюваний поршнем $V=286 \text{ м}^3/\text{год}$;

$Q_0=100\,000$ ккал при $t=-15^\circ\text{C}$ (116.39 кВт);

Габаритні розміри $1220 \times 1120 \times 1460 \text{ мм}^3$;

Маса $m=1350$ кг.

Слід зазначити, що вибір компресора здійснюється по продуктивності і обсягом, здійснюваним поршнями компресора.

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						21
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

Відносна похибка:

$$\delta Q_0 = \frac{|Q_0^T - Q_0^{CT}|}{Q_0^{CT}} \cdot 100 \% ; \quad (49)$$

$$\delta Q_0 = \frac{116.39 - 90.7}{90.7} \cdot 100 \% = 2.8 \% ;$$

$$\delta V = \frac{|V^T - V|}{V} \cdot 100 \% ; \quad (50)$$

$$\delta V = \frac{|286 - 289.16|}{286} \cdot 100 \% = 1.1 \% ,$$

тут V^T, Q_0^T – обсяг, здійснюваний поршнями, і об'ємна продуктивність за табличними даними. Значення відносних похибок задовольняють допустимим значенням.

2.1.8 Вибір електродвигуна

Електродвигун підбирається за електричною потужністю компресора

$$N_e = 55.05 \text{ кВт} .$$

За таблицею [6] обираю електродвигун потужністю, найближчої до електричної потужності компресора:

$$4A225M, \quad N_e = 55 \text{ кВт} .$$

Асинхронна частота обертання 1500 об/хв.

Тому встановлюю редуктор з передавальним числом

$$n = \frac{n}{n_K} ; \quad (51)$$

$$n = \frac{1500}{480} \approx 3 ,$$

де n_K – частота обертання вала компресора, об/хв.

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						22
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок конденсатора

2.2.1 Вихідні дані

Температура конденсації аміаку $t_K = t_3 = 53^\circ\text{C}$.

Температура води:

на вході в конденсатор $t_B' = 30^\circ\text{C}$;

на виході з конденсатора $t_B'' = 48^\circ\text{C}$.

Теплове навантаження $Q_B = 250\text{ кВт}$.

Фізичні параметри аміаку:

питомий обсяг аміаку на вході в конденсатор $v_2 = 0.082 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$;

питомий обсяг аміаку на виході з конденсатора $v_4 = 0.00179 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$;

ентальпія аміаку в точці 3 $h_3 = 1716.00 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;

ентальпія аміаку на виході з конденсатора $h_4 = 670.00 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Масова витрата аміаку $G_a^o = 0.193 \frac{\text{т}}{\text{с}}$.

2.2.2 Тепловий розрахунок конденсатора

Найбільшого поширення з проточних конденсаторів отримали горизонтальні кожухотрубні конденсатори. В аміачних конденсаторах застосовують гладкі сталеві трубки діаметром $25 \times 2.5\text{ мм}$ і $38 \times 3\text{ мм}$. Робоча довжина труб $1.5\text{--}8\text{ м}$. Конденсатори виконуються багатоходовими по трубному простору для забезпечення швидкостей води $1.5\text{--}1.7\text{ м/с}$.

Приймаю діаметр трубок $25 \times 2.5\text{ мм}$, робочу довжину трубок 2.5 м , швидкість води 1.55 м/с .

2.2.2.1 Масова витрата води

$$G_B = \frac{Q_B}{(t_B'' - t_B') C_B}, \quad (52)$$

де C_B – питома масова ізобарна теплоємність води в інтервалі температур $t_B'' \dots t_B'$;

$$C_B = f\left(\frac{t_B'' + t_B'}{2}\right).$$

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Середня температура води

$$\overline{t_B} = \frac{t_B'' + t_B'}{2}; \quad (53)$$

$$\overline{t_B} = \frac{48 + 30}{2} = 39 \text{ } ^\circ\text{C}, \text{ тогдa } C_B = 4.174 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

За формулою (52):

$$G_B = \frac{250}{(48 - 30) \cdot 4.174} = 3.33 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

2.2.2.2 Об'ємна витрата води

$$V_B = \frac{G_B}{\rho_B}, \quad (54)$$

де ρ_B - щільність води, $\text{кг}/\text{м}^3$; $\rho_B = f(\overline{t_B}) = 992.2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$,

тоді за формулою (54)

$$V_B = \frac{3.33}{992.2} = 0.0034 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

2.2.2.3 Число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{w_B \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_B}, \quad (55)$$

де $w_B = 1.55 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - швидкість води в трубах;

$d_{\text{вн}} = d_H - 2\delta$ - внутрішній діаметр трубок;

$$d_{\text{вн}} = 25 - 2 \cdot 2.5 = 20 \text{ мм};$$

ν_B - коефіцієнт кінематичної в'язкості води, $\nu_B = f(\overline{t_B}) = 0.659 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}.$

Тоді, за формулою (55)

$$\text{Re}_B = \frac{1.55 \cdot 0.02}{0.659 \cdot 10^{-6}} = 4.704 \cdot 10^4 > 10^4,$$

тобто режим протікання води по трубах турбулентний.

2.2.2.4 Температура стінки труби в першому наближенні

$$t_{\text{cm}} = \frac{0.5 \cdot (t_B' + t_B'') + t_3}{2}; \quad (56)$$

$$t_{\text{cm}} = \frac{0.5 \cdot (30 + 48) + 53}{2} = 46 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						24
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

При цій температурі значення числа Прандтля $Pr_{cm} = f(t_{cm}) = 3.848$.

2.2.2.5 Число Нуссельта для турбулентного режиму протікання

$$Nu_B = 0.021 \cdot Re_B^{0.8} \cdot Pr_B^{0.43} \cdot \left(\frac{Pr_B}{Pr_{cm}} \right)^{0.25}; \quad (57)$$

де число Прандтля для води $Pr_B = f(\bar{t}_B) = 4.31$.

Тоді

$$Nu_B = 0.021 \cdot (4.704 \cdot 10^4)^{0.8} \cdot 4.31^{0.43} \cdot \left(\frac{4.31}{3.848} \right)^{0.25} = 221.48.$$

2.2.2.6 Коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до води

$$\alpha_B = \frac{Nu_B \cdot \lambda_B}{d_{BH}}, \quad (58)$$

де λ_B - коефіцієнт теплопровідності води,

$$\lambda_B = f(\bar{t}_B) = 63.5 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

Тоді, за формулою (58)

$$\alpha_B = \frac{221.48 \cdot 63.5 \cdot 10^{-2}}{0.02} = 7031.99 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

2.2.2.7 Коефіцієнт тепловіддачі від конденсується аміаку до стінки труби

$$\alpha_a = 0.72 \cdot \beta \cdot \sqrt[4]{\frac{r_a / 4.19}{(t_3 - t_{cm}) \cdot d_H}}, \quad (59)$$

де $\beta = 1638$, $r_a = i_3 - i_4 = 1716.00 - 670.00 = 1046.00 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$,

Тоді

$$\alpha_a = 0.72 \cdot 1638 \cdot \sqrt[4]{\frac{1046.00 / 4.19}{(53 - 46) \cdot 0.025}} = 7247.96 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

2.2.2.8 Приймаю, що трубки гладкі, виготовлені зі сталі 20, для якої коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{cm} = 50 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ [3].

Товщина шару масла на трубці $\delta_M = 5 \cdot 10^{-5} \text{ м}$, коефіцієнт теплопровідності масла $\lambda_M = 0.12 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ [3].

2.2.2.9 Сума термічних опорів стінки і забруднень

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						25
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{\delta_M}{\lambda_M} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}; \quad (60)$$

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{5 \cdot 10^{-5}}{0.12} + \frac{2.5 \cdot 10^{-3}}{50} = 4.7 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}.$$

2.2.2.10 Теоретичний коефіцієнт теплопередачі

$$k_T = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_B} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_a}}; \quad (61)$$

$$k_T = \frac{1}{\frac{1}{7031.99} + \frac{2.5 \cdot 10^{-3}}{50} + \frac{1}{7247.98}} = 3028.68 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

2.2.2.11 Дійсний коефіцієнт теплопередачі

$$k_\delta = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_B} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_a}}; \quad (62)$$

$$k_\delta = \frac{1}{\frac{1}{7031.99} + 4.7 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{7247.98}} = 1221.02 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

2.2.2.12 Середній температурний натиск

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_\delta - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_\delta}{\Delta t_M}}, \quad (63)$$

де $\Delta t_\delta = t_3 - t_B'$,

$$\Delta t_\delta = 53 - 30 = 23 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_M = t_3 - t_B'',$$

$$\Delta t_M = 53 - 48 = 5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тоді за формулою (63)

$$\overline{\Delta t} = \frac{23 - 5}{\ln \frac{23}{5}} = 11.9 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

2.2.2.13 Дійсна температура стінки

$$t_{CT\delta} = t_3 - k_T \cdot \frac{\overline{\Delta t}}{\alpha_a} \quad (64)$$

$$t_{CT\partial} = 53 - 3028.68 \cdot \frac{11.8}{7247.98} = 48.1 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

2.2.2.14 Відносна похибка прийнятої температури стінки

$$\delta t_{cm} = \frac{|t_{CT\partial} - t_{cm}|}{t_{cm}} \cdot 100 \%, \quad (65)$$

$$\delta t_{cm} = \frac{|48.1 - 46|}{46} \cdot 100 \% = 4.57 \% > 1.5 \%,$$

тому перезаданося температурою стінки і здійснюємо перерахунок теплопередачі.

2.2.2.15 Перерахунок

Приймаю $t_{cm1} = 48 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Число Прандтля

$$Pr_{cm1} = f(t_{cm1}) = 3.69$$

Число Нуссельта за формулою (57)

$$Nu_{B1} = 0.021 \cdot (4.704 \cdot 10^4)^{0.8} \cdot 4.31^{0.43} \cdot \left(\frac{4.31}{3.69}\right)^{0.25} = 223.81$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води за формулою (58)

$$\alpha_{B1} = \frac{223.81 \cdot 63.5 \cdot 10^{-2}}{0.02} = 7105.99 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від аміаку до стінки за формулою (59)

$$\alpha_{a1} = 0.72 \cdot 1638 \cdot \sqrt[4]{\frac{1046.00 / 4.19}{(53 - 48) \cdot 0.025}} = 7884.03 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Теоретичний коефіцієнт теплопередачі за формулою (61)

$$k_{T1} = \frac{1}{\frac{1}{7105.99} + \frac{2.5 \cdot 10^{-3}}{50} + \frac{1}{7884.03}} = 3148.96 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Дійсний коефіцієнт теплопередачі за формулою (62)

$$k_{\partial 1} = \frac{1}{\frac{1}{7105.99} + 4.7 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{7884.03}} = 1246.26 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Температура стінки

$$t_{CT\partial}' = t_3 - k_T \cdot \frac{\bar{\Delta t}}{\alpha_{a1}}, \quad (66)$$

$$t_{CT\partial}' = 53 - 3148.96 \cdot \frac{11.8}{7884.03} = 48.29 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		27

Відносна похибка

$$\delta t_{cm} = \frac{|t_{CT\partial} - t_{cm1}|}{t_{cm1}} \cdot 100\%, \quad (67)$$

$$\delta t_{cm} = \frac{|48.29 - 48.00|}{48} \cdot 100\% = 0.6\% < 1.5\%.$$

Остаточно приймаю температуру стінки $t_{cm} = 48^\circ \text{C}$.

2.2.2.16 Теплообмінна поверхня апарату

$$F = \frac{Q_B}{k_{\partial 1} \cdot \Delta t}; \quad (68)$$

$$F = \frac{250 \cdot 10^3}{1246.26 \cdot 11.8} = 17.03 \text{ м}^2.$$

2.2.2.17 За знайденої необхідної поверхні теплообміну вибираю кожухотрубний горизонтальний конденсатор марки КТГ-20 з площею теплообміну 20 м² (таблиця 4.4 [2]).

Характеристики обраного конденсатора наведені у таблиці 2.

2.2.2.18 Відсоток невикористаної площі складає

$$\delta F = \frac{F_{кат} - F}{F} \cdot 100\% \quad (69)$$

$$\delta F = \frac{20 - 17.3}{17.3} \cdot 100\% = 14.85\%,$$

що входить у допустимі межі: 10-20% невикористаної поверхні.

Тут $F_{кат}$ - площа конденсатора за каталогом, м².

2.2.2.19 Діаметр патрубков для входу і виходу води

$$d_{не} = \sqrt{\frac{3.33 \cdot 4}{\pi \cdot 992.2 \cdot 1.55}} = 0.0525 \text{ м} = 52.5 \text{ мм}.$$

За ГОСТом 1235 – 67 приймаю $d_H \times S = 57 \times 2$

2.2.2.20 Діаметр патрубка для виведення рідкого аміаку

$$d_{н.а.ж.} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_a \cdot v_4}{\pi \cdot W_{а.ж.}}}; \quad (71)$$

де $W_{а.ж.}$ - швидкість рідкого аміаку, приймаю $W_{а.ж.} = 1.5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

Тоді

$$d_{н.а.ж.} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.193 \cdot 0.00179}{\pi \cdot 1.5}} = 0.017 \text{ м} = 17 \text{ мм}.$$

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						28
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

За ГОСТом 1235-67 приймаю $d_H \times S = 25 \times 2 \text{ мм}$ ($d_{BH} = 21 \text{ мм}$).

2.2.2.21 Діаметр патрубка для входу парів аміаку (швидкість парів приймаю $W_n = 30 \frac{\text{м}}{\text{с}}$)

$$d_{n.a.n} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_a \cdot v_2}{\pi \cdot W_n}}; \quad (72)$$

$$d_{n.a.n} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.193 \cdot 0.082}{\pi \cdot 30}} = 0.026 \text{ м} = 26 \text{ мм}.$$

За ГОСТом 1235-67 приймаю $d_H \times S = 32 \times 2 \text{ мм}$ ($d_{BH} = 28 \text{ мм}$)

Таблиця 2 – Характеристики конденсатора КТГ – 20

Характеристики конденсатора	Умовне позначення, одиниці виміру	Чисельні значення
Площа поверхні	F, м ²	20
Діаметр	D, мм	500
Довжина	L, мм	2930
Ширина	B, мм	810
Висота	H, мм	910
Число труб	п _{тр}	144
Довжина труб	l _{тр} , мм	2500
Число ходів	t	8
Обсяг міжтрубного простору	V _м , м ³	0.32
Обсяг трубного простору	V _{тр} , м ³	0.15
Маса апарату	m _а , кг	995
Маса робоча	m _{раб} , кг	1365

2.2.3 Гідрравлічний розрахунок конденсатора.

Підбір насосів.

2.2.3.1 Коефіцієнт опору тертя для турбулентного потоку

($Re = 4.704 \cdot 10^4 > 2300$)

$$\lambda_{TP} = \frac{1}{(1.82 \cdot \lg Re_B - 1.64)^2}; \quad (73)$$

$$\lambda_{TP} = \frac{1}{(1.82 \cdot \lg(4.704 \cdot 10^4) - 1.64)^2} = 0.0212.$$

2.2.3.2 Гідрравлічний опір тертя

$$\Delta P_{TP} = \lambda_{TP} \cdot \frac{\rho_B \cdot W_B^2}{2} \cdot \frac{z \cdot l_{раб}}{d_{BH}}; \quad (74)$$

$$\Delta P_{TP} = 0.0212 \cdot \frac{992.2 \cdot 1.55^2}{2} \cdot \frac{8 \cdot 2.5}{0.02} = 25267.78 \text{ Па}$$

2.2.3.3 Визначення місцевих опорів

Площі поперечних перерізів:

- патрубок для входу води

$$F_1 = \frac{\pi \cdot d_{ng}^2}{4}; \quad (75)$$

$$F_1 = \frac{\pi \cdot 0.054^2}{4} = 2.29 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

- корпусу

$$F_0 = \frac{\pi \cdot D^2}{4}; \quad (76)$$

$$F_0 = \frac{\pi \cdot 0.5^2}{4} = 0.196 \text{ м}^2;$$

- розподільної камери

$$F_2 = \frac{F_0}{\frac{z}{2} + 1}; \quad (77)$$

$$F_2 = \frac{0.196}{\frac{8}{2} + 1} = 39.2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

- трубки одного ходу

$$F_3 = \frac{\pi \cdot d_{BH}^2 \cdot n}{4}; \quad (78)$$

$$F_3 = \frac{\pi \cdot 0.02^2 \cdot 144/8}{4} = 5.65 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- у зв'язку з раптовим розширенням на вході в камеру

$$\xi_1 = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2; \quad (79)$$

$$\xi_1 = \left(1 - \frac{2.29 \cdot 10^{-3}}{39.2 \cdot 10^{-3}}\right)^2 = 0.887;$$

- у зв'язку з раптовим звуженням потоку при вході в трубки

$$\xi_2 = 0.5 \cdot \left(1 - \frac{F_3}{F_2}\right); \quad (80)$$

$$\xi_2 = 0.5 \cdot \left(1 - \frac{5.65 \cdot 10^{-3}}{39.2 \cdot 10^{-3}}\right) = 0.428;$$

- у зв'язку з поворотом рідини в камерах

$$\xi_3 = 1.5 \cdot (z - 1); \quad (81)$$

$$\xi_3 = 1.5 \cdot (8 - 1) = 10.5;$$

- у зв'язку з раптовим розширенням потоку, при виході його з трубного пучка в камеру

$$\xi_4 = \left(1 - \frac{F_3}{F_2}\right)^2; \quad (82)$$

$$\xi_4 = \left(1 - \frac{5.65 \cdot 10^{-3}}{39.2 \cdot 10^{-3}}\right)^2 = 0.733;$$

- у зв'язку з раптовим звуженням потоку при виході через випускний патрубок

$$\xi_5 = 0.5 \cdot \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right); \quad (83)$$

$$\xi_5 = 0.5 \cdot \left(1 - \frac{2.29 \cdot 10^{-3}}{39.2 \cdot 10^{-3}}\right) = 0.471.$$

Сумарний коефіцієнт місцевих опорів

$$\sum \xi_i = \xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4 + \xi_5; \quad (84)$$

$$\sum \xi_i = 0.887 + 0.428 + 10.5 + 0.733 + 0.471 = 13.019.$$

Сумарний місцевий опір

$$\Delta P_M = \sum \xi_i \cdot \frac{\rho_B \cdot W_B^2}{2}; \quad (85)$$

$$\Delta P_M = 13.019 \cdot \frac{992.2 \cdot 1.55^2}{2} = 15517.09 \text{ Па}$$

2.2.3.4 Втрата натиску внаслідок неізотермічності потоку

$$\Delta P_{\text{неиз}} = \frac{(t_B'' - t_B') \cdot \rho_B \cdot W_B^2}{\frac{t_B'' + t_B'}{2} + 273}; \quad (86)$$

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						31
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta P_{неиз} = \frac{(48 - 30) \cdot 992.2 \cdot 1.55^2}{\frac{48 + 30}{2} + 273} = 137.50 \text{ Па}$$

2.2.3.5 Загальні втрати натиску

$$\Delta P_{общ} = \Delta P_{TP} + \Delta P_M + \Delta P_{неиз}; \quad (87)$$

$$\Delta P_{общ} = 25267.86 + 15517.09 + 137.50 = 40922.45 \text{ Па}.$$

2.2.3.6 Електрична потужність насоса, необхідна для подолання гідравлічного опору

$$N_{\text{э}} = \frac{\Delta P_{общ} \cdot G_B}{\rho_B \cdot \eta_H \cdot 1000}, \quad (88)$$

де η_H – ККД насосу, приймаю $\eta_H = 0.65$

$$N_{\text{э}} = \frac{40922.45 \cdot 3.33}{992.2 \cdot 0.65 \cdot 1000} = 0.211 \text{ кВт}.$$

2.2.3.7 Вибір насосів здійснюється за натиском і об'ємним витратам:

Натиск

$$\Delta H = \frac{\Delta P_{общ}}{\rho_B \cdot g}; \quad (89)$$

$$\Delta H = \frac{40922.45}{992.2 \cdot 9.81} = 4.204 \text{ м.вод.ст.}$$

Об'ємна витрата

$$V_B = 0.034 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 12.24 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}.$$

За цими параметрами обираю три відцентрових консольних насоса типу К з параметрами:

Подача $6 \frac{\text{м}^3}{\text{год}};$

Натиск $0.203 \text{ МПа} \approx 20 \text{ м.вод.ст.};$

Частота обертання 2860 хв^{-1}

К;Д $44\%;$

Маркування $1.5K - 8/19.$

Насоси встановлені в паралельному з'єднанні, щоб забезпечити необхідну подачу.

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		32

2.3 Розрахунок випарника

2.3.1 Вихідні дані

Навантаження випарника $Q_0 = 204.81 \text{ кВт}$;

Температура кипіння аміаку $t_0 = 7^\circ \text{C}$;

Температура води:

на вході у випарник $t_p' = 13^\circ \text{C}$;

на виході з випарника $t_p'' = 10^\circ \text{C}$;

Масова витрата аміаку $G_a = 0.193 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

2.3.2 Тепловий розрахунок випарника

Найбільшого розповсюдження в схемах теплонасосних установок з проміжним робочим тілом отримали кожухотрубні випарники затопленого типу з горизонтальним розташуванням.

У горизонтальних кожухотрубних випарниках для аміаку застосовуються труби безшовні гладкі з вуглецевої або нержавіючої сталі діаметрами $25 \times 2.5 \text{ мм}$ і $38 \times 3 \text{ мм}$. Число ходів по хладоносію роблять парним, що забезпечує розташування патрубків з одного боку апарату.

Приймаю, що трубки виготовлені з вуглецевої сталі 15, коефіцієнт теплопровідності для якої $\lambda_{\text{ст}} = 50 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$. Зовнішній діаметр трубок 25 мм , товщина стінок трубок $\delta_{\text{ст}} = 2.5 \text{ мм}$, внутрішній діаметр трубок, відповідно, $d_{\text{вн}} = 20 \text{ мм}$. Приймаю робочу довжину трубок $l_{\text{роб}} = 5 \text{ м}$.

2.3.2.1 Масова витрата проміжного теплоносія (води)

$$G_p = \frac{Q_0}{C_p \cdot (t_p' - t_p'')}, \quad (90)$$

де C_p – питома масова ізобарна теплоємність води в інтервалі температур $(t_p' - t_p'')$.

Середня температура води у випарнику

$$\overline{t_p} = \frac{t_p' + t_p''}{2}; \quad (91)$$

$$\overline{t_p} = \frac{10 + 13}{2} = 11.5^\circ \text{C},$$

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		33

при такій температурі $C_p = f(\bar{t}_p) = 4.19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

Тоді за формулою (90)

$$G_p = \frac{204.8}{4.19 \cdot (13 - 10)} = 16.29 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

2.3.2.2 Об'ємна витрата води

$$V_p = \frac{G_p}{\rho_B}, \quad (92)$$

де ρ_B – щільність води при температурі $\bar{t}_p = 11.5^\circ \text{C}$, $\rho_B = f(\bar{t}_p) = 999.65 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

Тоді за формулою (92)

$$V_p = \frac{16.29}{999.65} = 0.0163 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

2.3.2.3 Число труб одного ходу

$$n = \frac{4 \cdot V_p}{W_p \cdot \pi \cdot d_{BH}^2}, \quad (93)$$

де W_p – швидкість води в трубах випарника, приймаю $W_p = 1.8 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ (з рекомендованого діапазону 1...2 м/с).

Тоді за формулою (93)

$$n = \frac{4 \cdot 0.0163}{1.8 \cdot \pi \cdot 0.02^2} = 28.8;$$

приймаю $n = 29$ трубок.

2.3.2.4 Уточнюю швидкість води

$$W_p' = \frac{4 \cdot V_p}{\pi \cdot d_{BH}^2 \cdot n}; \quad (94)$$

$$W_p' = \frac{4 \cdot 0.0163}{\pi \cdot 0.02^2 \cdot 29} = 1.8 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

2.3.2.5 Число Рейнольдса для води

$$\text{Re} = \frac{W_p \cdot d_{BH}}{\nu_p}, \quad (95)$$

де ν_p – кінематична в'язкість води при температурі $\bar{t}_p = 11.5^\circ \text{C}$, $\text{м}^2/\text{с}$;

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						34
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\nu_p = f(\overline{t_p}) = 1.261 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}.$$

Тоді за формулою (95)

$$\text{Re} = \frac{1.8 \cdot 0.02}{1.261 \cdot 10^{-6}} = 2.85 \cdot 10^4 > 10^4,$$

тобто режим протікання води в трубах турбулентний.

2.3.2.6 Число Нуссельта

$$\text{Nu} = 0.021 \cdot \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.043}, \quad (96)$$

де $\text{Pr} = f(\overline{t_p}) = 9.145$ - число Прандтля, тоді

$$\text{Nu} = 0.021 \cdot (2.85 \cdot 10^4)^{0.8} \cdot 9.145^{0.43} = 199.25.$$

2.3.2.7 Коефіцієнт тепловіддачі від води до стінки труб

$$\alpha_p = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_p}{d_{\text{вн}}}, \quad (97)$$

де λ_p - коефіцієнт теплопровідності води при температурі $\overline{t_p}$;

$$\lambda_p = f(\overline{t_p}) = 57.775 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

Тоді за формулою (97)

$$\alpha_p = \frac{199.25 \cdot 57.775 \cdot 10^{-2}}{0.02} = 5755.83 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

2.3.2.8 Приймаю товщину шару масла на трубці $\delta_M = 3 \cdot 10^{-5} \text{ м}$, коефіцієнт теплопровідності масла $\lambda_M = 0.133 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ [2].

2.3.2.9 Термічні опори стінки і забруднень

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{\delta_{\text{СТ}}}{\lambda_{\text{СТ}}} + \frac{\delta_M}{\lambda_M}; \quad (98)$$

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0.02}{50} + \frac{3 \cdot 10^{-5}}{0.133} = 6.26 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}.$$

2.3.2.10 Температурний натиск між проміжним теплоносієм (водою) і киплячим робочим тілом (аміаком).

$$\Theta_m = \frac{t_p' - t_p''}{\ln \frac{t_p' - t_0}{t_p'' - t_0}}, \quad (99)$$

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		35

$$\Theta_m = \frac{13-10}{\ln \frac{13-7}{10-7}} = 4.33 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

2.3.2.11 Питомий тепловий потік і температура стінки труб визначаються як рішення алгебраїчних рівнянь методом Ньютона.

Алгебраїчне рівняння для визначення температури стінки виходить з умови рівності питомого теплового потоку з боку робочого тіла, віднесеного до внутрішньої поверхні і вираженого через різницю температур.

$$q_{aBH} = \alpha_a \cdot (t_{CT} - t_0) \cdot \frac{d_H}{d_{BH}}, \quad (100)$$

$$\text{де} \quad \alpha_a = 45^{1.67} \cdot (t_{CT} - t_0)^{0.67}, \quad (101)$$

і питомого теплового потоку від проміжного теплоносія (води) до стінки труб з урахуванням всіх термічних забруднень, віднесеного до внутрішньої поверхні і виражений через різницю температур

$$q_{pBH} = \frac{\bar{t}_p - t_{CT}}{\frac{1}{\alpha_p} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \quad (102)$$

В результаті нескладних перетворень алгебраїчне рівняння може бути записано у вигляді

$$45^{1.67} \cdot \frac{d_H}{d_{BH}} \cdot (t_{CT} - t_0)^{1.67} + \frac{t_{CT}}{\frac{1}{\alpha_p} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}} - \frac{\bar{t}_p}{\frac{1}{\alpha_p} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = 0 \quad (103)$$

Алгоритм вирішення рівнянь наступний:

a) задаюся температурою стінки $t_{CT} = 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

b) визначаю коефіцієнт тепловіддачі за формулою (101)

$$\alpha_a = 45^{1.67} \cdot (8 - 7)^{0.87} = 576.59 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$$

c) визначаю питомий тепловий потік від робочого тіла до стінки труб за формулою

$$(100): q_{aBH} = 576.59 \cdot (8 - 7) \cdot \frac{25}{20} = 720.74 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2};$$

d) визначаю питомий тепловий потік від води до стінки труб за формулою (102)

$$q_{pBH} = \frac{11.5 - 8}{\frac{1}{5755.87} + 6.26 \cdot 10^{-4}} = 4376.4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Результати обчислень вношу в таблицю 3. Аналогічні розрахунки проводяться для ряду температур з метою досягнення рівності $q_{pBH} = q_{aBH}$, для чого будує графік, зображений на малюнку 6. На графіку побудовані прямі $q_{aBH} = f(t_{CT})$ і $q_{pBH} = f(t_{CT})$. На перетині прямих і визначаємо температуру стінки.

З графіка знаходимо $t_{CT} \approx 9.26 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

При цій температурі:

а) коефіцієнт тепловіддачі від аміаку до стінок труб за формулою (101)

$$\alpha_a = 45^{1.67} \cdot (9.26 - 7)^{0.67} = 995.68 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$$

б) питомий тепловий потік від робочого тіла (аміаку) до стінок труб за формулою

$$(100) q_{aBH} = 995.68 \cdot (9.26 - 7) \frac{0.025}{0.02} = 2806.8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2};$$

с) питомий тепловий потік від проміжного теплоносія (води) до стінок труб за

$$\text{формулою (102)} q_{pBH} = \frac{11.5 - 9.26}{\frac{1}{5755.83} + 6.26 \cdot 10^{-4}} = 2803.05 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Відносна максимальна помилка у вирішенні рівняння становить

$$\delta q = \frac{|q_{aBH} - q_{pBH}|}{q_{pBH}} \cdot 100\%; \quad (104)$$

$$\delta q = \frac{|2806.8 - 2803.05|}{2803.05} \cdot 100\% = 0.13\%,$$

що входить в допустимі межі. Приймаю $q = q_{pBH} = 2803.05 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$.

Таблиця 3 – Результати вирішення рівнянь методом Ньютона

$t_{CT}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	8	9	10	9.5	9.3	9.2
$\alpha_a, \text{ Вт/}(\text{м}^2\text{К})$	576.59	917.39	1203.75	1065.33	1007.45	977.89
$q_{aBH}, \text{ Вт/м}^2$	720.74	2293.48	4514.06	3329	2896.41	2689
$q_{pBH}, \text{ Вт/м}^2$	4376.4	3126.09	1875.7	2500	2751	2876

+

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						37
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 – графік залежності $q_{aBH} = f(t_{CT})$

2 – графік залежності $q_{pBH} = f(t_{CT})$

Рисунок 6 – Графічний метод знаходження температури стінки

2.3.2.12 Внутрішня поверхня теплообміну

$$F_{BH} = \frac{Q_0}{q}; \quad (105)$$

$$F_{BH} = \frac{204.8 \cdot 10^3}{2803.05} = 73.06 \text{ м}^2.$$

2.3.2.13 Загальна довжина труб при одному ході

$$L = \frac{F_{BH}}{\pi \cdot d_{BH}}; \quad (106)$$

$$L = \frac{73.06}{\pi \cdot 0.02} = 1162.79 \text{ м}.$$

2.3.2.14 Число труб в апараті

$$n_z = \frac{L}{l_{раб}}; \quad (107)$$

$$n_z = \frac{1162.79}{5} = 232.56 \approx 233 \text{ шт}$$

2.3.2.15 Число ходів

$$z = \frac{n_z}{n}; \quad (108)$$

$$z = \frac{233}{29} = 8.02 \approx 8 \text{ ходів}.$$

2.3.2.16 Конструктивні характеристики апарату.

Пучок труб шаховий;

Крок труб $l = 1.25 \cdot d_H$,

$$l = 1.25 \cdot 25 = 31 \text{ мм};$$

Кількість труб на стороні найбільшого шестикутника

$$a = \frac{1 + \sqrt{\frac{4 \cdot n \cdot z - 1}{3}}}{2}; \quad (109)$$

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						38
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$a = \frac{1 + \sqrt{\frac{4 \cdot 29 \cdot 8 - 1}{3}}}{2} = 9.3 \text{ шт.},$$

приймаю $a = 9$ труб.

Кількість труб на діагоналі найбільшого шестикутника

$$b = 2 \cdot a - 1; \quad (110)$$

$$b = 2 \cdot 9 - 1 = 17 \text{ шт.}$$

Діаметр корпусу

$$D = l \cdot (b - 1) + 4 \cdot d_H; \quad (111)$$

$$D = 0.031 \cdot (17 - 1) + 4 \cdot 0.025 = 0.6 \text{ м.}$$

За ГОСТом 1235-67 приймаю $D = 0.6 \text{ м.}$

Діаметр патрубка для води

$$d_{pn} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_p}{\pi \cdot \rho_B \cdot W_p}}; \quad (112)$$

$$d_{pn} = \sqrt{\frac{4 \cdot 16.29}{\pi \cdot 999.65 \cdot 1.8}} = 0.107 \text{ м.}$$

За ГОСТом 1235-67 приймаю $d_H \times S = 108 \times 4 \text{ мм}$ ($d_{BH} = 100 \text{ мм}$).

2.3.3 Гідравлічний розрахунок випарника. Вибір насоса

2.3.3.1 Коефіцієнт опору тертя при турбулентному режимі течії

$$\lambda_{TP} = \frac{1}{(1.8 \cdot \lg \text{Re} - 1.64)^2}; \quad (113)$$

$$\lambda_{TP} = \frac{1}{(1.8 \cdot \lg(2.85 \cdot 10^4) - 1.64)^2} = 0.0246.$$

2.3.3.2 Повна довжина труб

$$l_1 = L \cdot n \cdot z; \quad (114)$$

$$l_1 = 1162.79 \cdot 29 \cdot 8 = 26.98 \cdot 10^4 \text{ м.}$$

2.3.3.3 Опір тертя

$$\Delta P_{TP} = \lambda_{TP} \cdot \frac{\rho_P \cdot W_P^2}{2} \cdot \frac{z \cdot l_{pab}}{d_{BH}}; \quad (115)$$

$$\Delta P_{TP} = 0.0246 \cdot \frac{999.65 \cdot 1.8^2}{2} \cdot \frac{8 \cdot 5}{0.02} = 79676.10 \text{ Па.}$$

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						39
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3.3.4 Визначення місцевих опорів

Площі поперечних перерізів

патрубків для входу води

$$F_1 = \frac{\pi \cdot d_{pn}^2}{4}; \quad (116)$$

$$F_1 = \frac{\pi \cdot 0.01^2}{4} = 0.1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

корпусу

$$F_0 = \frac{\pi \cdot D^2}{4}; \quad (117)$$

$$F_0 = \frac{\pi \cdot 0.6^2}{4} = 0.2826 \text{ м}^2;$$

розподільної камери

$$F_2 = \frac{F_0}{\frac{z}{2} + 1}; \quad (118)$$

$$F_2 = \frac{0.2826}{\frac{8}{2} + 1} = 0.0565 \text{ м}^2;$$

трубки одного ходу

$$F_3 = \frac{\pi \cdot d_{BH}^2 \cdot n}{4}; \quad (119)$$

$$F_3 = \frac{\pi \cdot 0.02^2 \cdot 29}{4} = 9.11 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Коефіцієнти місцевих опорів

у зв'язку з раптовим розширенням на вході в камеру

$$\xi_1 = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2; \quad (120)$$

$$\xi_1 = \left(1 - \frac{0.1 \cdot 10^{-3}}{56.5 \cdot 10^{-3}}\right)^2 = 0.997;$$

у зв'язку з раптовим звуженням потоку при вході в трубки

$$\xi_2 = 0.5 \cdot \left(1 - \frac{F_3}{F_2}\right); \quad (121)$$

$$\xi_2 = 0.5 \cdot \left(1 - \frac{9.11 \cdot 10^{-3}}{56.5 \cdot 10^{-3}} \right) = 0.704.$$

у зв'язку з поворотом рідини в камерах

$$\xi_3 = 1.5 \cdot (z - 1); \quad (122)$$

$$\xi_3 = 1.5 \cdot (8 - 1) = 10.5;$$

у зв'язку з раптовим розширенням потоку при виході з трубного пучка в камеру

$$\xi_4 = \left(1 - \frac{F_3}{F_2} \right)^2; \quad (123)$$

$$\xi_4 = \left(1 - \frac{9.11 \cdot 10^{-3}}{56.5 \cdot 10^{-3}} \right) = 0.704.$$

Сумарний місцевий опір

$$\Delta P_M = \sum \xi_i \cdot \frac{\rho_B \cdot W_P^2}{2}, \quad (124)$$

де $\sum \xi_i$ – сумарний коефіцієнт місцевих опорів;

$$\sum \xi_i = \xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4; \quad (125)$$

$$\sum \xi_i = 0.997 + 0.42 + 0.704 + 10.5 = 12.621.$$

Тоді за формулою (123)

$$\Delta P_M = 12.621 \cdot \frac{999.65 \cdot 1.8^2}{2} = 20438.86 \text{ Па}.$$

2.3.3.5 Втрати напору внаслідок неізотермічності середовища

$$\Delta P_{незм} = \frac{(t_p' - t_p'') \cdot \rho_p \cdot W_p^2}{0.5 \cdot (t_p' + t_p'') + 273}; \quad (126)$$

$$\Delta P_{незм} = \frac{(13 - 10) \cdot 999.65 \cdot 1.8^2}{0.5(13 + 10) + 273} = 34.15 \text{ Па}.$$

2.3.3.6 Загальні втрати напору

$$\Delta P_{заг} = \Delta P_{тр} + \Delta P_M + \Delta P_{незм}; \quad (127)$$

$$\Delta P_{заг} = 79676.1 + 20438.86 + 34.15 = 100149.11 \text{ Па}.$$

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		41

2.3.3.7 Електрична потужність насоса, необхідна для подолання гідравлічного опору

$$N_{\text{э}} = \frac{\Delta P_{\text{общ}} \cdot G_p}{\rho_p \cdot \eta_H \cdot 1000}, \quad (128)$$

де η_H – ККД насосу, приймаю $\eta_H = 0.65$.

Тоді за формулою (128)

$$N_{\text{э}} = \frac{100167.6 \cdot 16.29}{999.65 \cdot 0.65 \cdot 1000} = 2.511 \text{ кВт}.$$

2.3.3.8 Вибір насосів здійснюється по натиску і витратам

Натиск

$$\Delta H = \frac{\Delta P_{\text{заг}}}{\rho_B \cdot g}; \quad (129)$$

$$\Delta H = \frac{100167.6}{999.65 \cdot 9.81} = 10.2 \text{ м.вод.ст.}$$

Витрати

$$V_p = 0.0163 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 58.68 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

Обираю 2 відцентрові консольні насоси типу К з характеристиками:

подача	30 м ³ /год;
натиск	34.8 м.вод.ст.;
частота обертання	2910 хв ⁻¹ ;
ККД	62%;
маркування	ЗК-45/30.

Насоси встановлюються в паралельному з'єднанні, щоб забезпечити необхідну подачу.

3. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ВИПАРНИКА

3.1 Розрахунок корпусу і донець

3.1.1 Вихідні дані

Внутрішній діаметр апарату $D_{BH} = 0.6$ м.

Зовнішній діаметр трубок $d_H = 0.025$ м.

Внутрішній діаметр трубок $d_{BH} = 0.02$ м.

Максимальний внутрішній діаметр патрубків $d_{pn} = 0.1$ м.

3.1.2 Корпус и донець працюють під тиском $P = 0.552$ МПа, але розрахунок ведеться за розрахунковим тиском (розрахунковий тиск приймається великим по відношенню до даного зі стандартного ряду). Приймаю розрахунковий тиск $P_u = 0.6$ МПа.

3.1.3 Для виготовлення циліндричної обичайки і донець приймаю сталь 15, для якої за ГОСТом 1050-60 при температурі $t = 100$ °С (максимальній розрахунковій) межа в'язкості

$$\sigma_B = 38 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2} = 372.55 \text{ МПа}; \text{ межа плинності } \sigma_T = 23 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2} = 234.6 \text{ МПа} \text{ (таблиця 8.4, [2])}.$$

3.1.4 Допустима напруга $[\sigma]$, МПа, приймається дорівнюючою меншою з двох наступних величин:

$$[\sigma]_T = \frac{\eta \cdot \sigma_T}{n_T}; \quad (130)$$

$$[\sigma]_B = \frac{\eta \cdot \sigma_B}{n_B}, \quad (131)$$

де η – корегуючий коефіцієнт до допустимих напруг;

для сталі 15 $\eta = 0.7$;

n_T, n_B – коефіцієнти запасу міцності;

приймаю $n_T = 1.5$; $n_B = 2.4$.

Тоді за формулою (130)

$$[\sigma]_T = \frac{0.7 \cdot 234.6}{1.5} = 109.48 \text{ МПа};$$

і за формулою (131)

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						43
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$[\sigma]_B = \frac{0.7 \cdot 372.55}{2.4} = 108.66 \text{ МПа}.$$

Приймаю допустиму напругу $[\sigma] = [\sigma]_B = 108.66 \text{ МПа}.$

3.1.5 Необхідна товщина стінки обичайки

$$S = \frac{P_u \cdot D_{BH}}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - P_u} + C, \quad (132)$$

де φ – коефіцієнт міцності поздовжнього зварного шва; для стикового зварювання, виконаної автоматично, приймаю $\varphi = 1$;

C – конструкторська надбавка [2];

$$C = C_1 + C_2 + C_3, \quad (133)$$

де C_1 – надбавка, призначена для компенсації корозії при контакті з активними середовищами; ця надбавка залежить від агресивності робочого середовища, хімічної стійкості матеріалу обичайки і терміну служби апарату; для обичайок з вуглецевої сталі і працюють в умовах атмосферної корозії $C_1 = 1...3 \text{ мм}$, приймаю $C_1 = 2 \text{ мм}$;

C_2 – надбавка, призначена для компенсації негативних допусків на товщину листа; приймаю $C_2 = 1 \text{ мм}$;

C_3 – надбавка, яка передбачає компенсацію стоншення стінки елемента при технологічних операціях (витяжці, вигині); приймаю $C_3 = 1 \text{ мм}.$

Тоді за формулою (133)

$$C = 2 + 1 + 1 = 4 \text{ мм}.$$

За формулою (132) товщина стінки обичайки

$$S = \frac{0.6 \cdot 600}{2 \cdot 108.66 \cdot 1 - 0.6} + 4 = 5.66 \text{ мм}.$$

Приймаю з конструктивних міркувань товщину стінки обичайки $S = 8 \text{ мм}.$

3.1.6 Граничний діаметр отвору в обичайці, який можна не зміцнювати

$$d_{\text{пред}} = 3.7 \cdot \sqrt[3]{D_{BH} \cdot (S - C) \cdot (1 - k)}; \quad (134)$$

де параметр k визначається за формулою

$$k = \frac{P_u \cdot D_{BH}}{(2.3 \cdot [\sigma] - P_u) \cdot (S - C)}; \quad (135)$$

$$k = \frac{0.6 \cdot 60}{(2.3 \cdot 108.66 - 0.6) \cdot (0.8 - 0.4)} = 0.289.$$

Таким чином, згідно з формулою (134)

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						44
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_{пред} = 3.7\sqrt[3]{60 \cdot (0.8 - 0.4) \cdot (1 - 0.289)} = 10.37 \text{ см},$$

$$\text{чи } d_{пред} = 0.1037 \text{ м}.$$

Оскільки $d_{пред} = 0.1037 \text{ м} > d_{pn} = 0.1 \text{ м}$, то патрубків можна приварювати до корпусу без застосування зміцнювальних кілець.

3.1.7 Товщина денця

Найбільш розповсюдженою формою денця в зварних апаратах є еліптична форма з відбортовкою на циліндр.

Товщина еліптичного денця розраховується за формулою

$$\delta_c = \frac{P_u \cdot D_{BH}}{4 \cdot z \cdot [\sigma] - P_u} \cdot \frac{D_{BH}}{2 \cdot h} + C, \quad (136)$$

де h – висота опуклої частини еліптичного денця, приймаю

$$h = 0.25 \cdot D_{BH}; \quad (137)$$

$$h = 0.25 \cdot 600 = 150 \text{ мм};$$

C – надбавка при товщині стінки $\delta \leq 20 \text{ мм}$;

z – комплекс, для визначення якого обчислюю комплекс Y . Приймаю $\delta = 8 \text{ мм}$,

тоді

$$Y = \frac{d_{pn}}{\sqrt{D_{BH} \cdot (\delta - C)}}; \quad (138)$$

$$Y = \frac{100}{\sqrt{600 \cdot (8 - 1)}} = 1.54.$$

Оскільки $0.4 < Y = 1.54 < 2$, то комплекс z обчислюю за формулою

$$z = \frac{2}{1.25 \cdot \frac{d_{pn}}{\sqrt{D_{BH} \cdot (\delta - C)}} + 1.5} = \frac{2}{1.25 \cdot Y + 1.5}; \quad (139)$$

$$z = \frac{2}{1.25 \cdot 1.54 + 1.5} = 0.584.$$

Тоді за формулою (136)

$$\delta_c = \frac{0.6 \cdot 600}{4 \cdot 0.584 \cdot 108.66 - 0.6} \cdot \frac{600}{2 \cdot 150} + 1 = 3.8 \text{ мм}.$$

Оскільки відносна максимальна похибка між товщиною, що задається і знайденою

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						45
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\delta\delta_c = \frac{|\delta_c - \delta|}{\delta_c} \cdot 100\%; \quad (140)$$

$$\delta\delta_c = \frac{|3.8 - 8|}{3.8} \cdot 100\% = 110\%,$$

то переадаємо $\delta = 6 \text{ мм}$.

Тоді комплекс Y

$$Y = \frac{d_{pn}}{\sqrt{D_{BH} \cdot (\delta - C)}};$$

$$Y = \frac{100}{\sqrt{600 \cdot (6 - 1)}} = 1.825.$$

Оскільки $0.4 < Y = 1.825 < 2$, то комплекс z

$$z = \frac{2}{1.25 \cdot 1.825 + 1.5} = 0.529.$$

Тоді за формулою (136) товщина денця

$$\delta_c = \frac{0.6 \cdot 600}{4 \cdot 0.529 \cdot 108.66 - 0.6} \cdot \frac{600}{2 \cdot 150} + 1 = 4.2 \text{ мм}.$$

З конструктивних міркувань приймаю $\delta = 8 \text{ мм}$

3.2 Розрахунок трубної решітки

3.2.1 Вихідні дані

Розрахунковий тиск $P_u = 0.6 \text{ МПа}$;

Внутрішній діаметр циліндричної обичайки $D_{BH} = 600 \text{ мм}$;

Зовнішній діаметр трубок $d_H = 0.025 \text{ м}$;

Кількість труб в апараті $n_z = 232 \text{ шт.}$

3.2.2 Розрахунок ведеться за розрахунковим тиском. Для виготовлення трубної решітки приймаю сталь 40, для якої за ГОСТом 1050-60 при розрахунковій

Температурі $t = 100^\circ \text{C}$ межа в'язкості $\sigma_B = 58 \text{ кг/мм}^2 = 591.6 \text{ МПа}$; межа плинності $\sigma_T = 34 \text{ кг/мм}^2 = 346.8 \text{ МПа}$.

3.2.3 Допустима напруга $[\sigma]$, МПа приймається рівним меншому з двох значень, що визначаються за формулами (130) и (131)

$$[\sigma]_T = \frac{0.7 \cdot 346.8}{1.5} = 161.84 \text{ МПа};$$

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		46

$$[\sigma]_B = \frac{0.7 \cdot 591.6}{2.4} = 172.55 \text{ МПа.}$$

Таким чином $[\sigma] = [\sigma]_T = 161.84 \text{ МПа.}$

3.2.4 Діаметр отвору під трубку в решітці

$$d_H' = d_H \cdot (1 + (0.016 \dots 0.02)); \quad (141)$$

$$d_H' = 25 \cdot (1 + (0.016 \dots 0.02)) = 25.4 \dots 25.5 \text{ мм.}$$

Приймаю $d_H = 25.4 \text{ мм.}$

3.2.5 Мінімальна відстань між вісями труб

$$t_{\min} = 1.2 \cdot d_H + 2; \quad (142)$$

$$t_{\min} = 1.2 \cdot 25 + 2 = 31 \text{ мм.}$$

3.2.6 Мінімальна товщина трубної решітки, виходячи з умови надійності розвальцьовування труб і з урахуванням повного підтримуючого впливу труб на решітку

$$S_{\min}' = \frac{\varpi_{\min}}{t_{\min} - d_H} + 2 \cdot C, \quad (143)$$

де $\varpi_{\min} = 121 \text{ мм}^2$ [2],

$2 \cdot C$ - додатковий коефіцієнт, $2 \cdot C = 4 \dots 8 \text{ мм}$; приймаю $2 \cdot C = 6 \text{ мм}$ [2].

Тоді за формулою (143)

$$S_{\min}' = \frac{121}{31 - 25.4} + 6 = 24.4 \text{ мм.}$$

3.2.7 Товщина трубної решітки теплообмінника без урахування підтримуючого впливу труб

$$S_P' = D_{BH} \cdot \sqrt{\frac{0.3 \cdot P}{[\sigma]_u \cdot \varphi}} + 2 \cdot C, \quad (144)$$

де $[\sigma]_u$ - допустима напруга вигину трубної решітки

$$[\sigma]_u = 1.1 \cdot [\sigma];$$

$$[\sigma]_u = 1.1 \cdot 161.84 = 178.02 \text{ МПа};$$

φ - коефіцієнт міцності трубної решітки

$$\varphi = \frac{D_{BH} - d_H' \cdot z'}{D_{BH}}, \quad (145)$$

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						47
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

тут z' - число отворів під труби на окружності решітки поблизу від внутрішньої поверхні корпусу, $z' = 6$ труб.

Тоді за формулою (145)

$$\varphi = \frac{600 - 6 \cdot 25.4}{600} = 0.746;$$

P – наведений тиск, МПа;

$$P = P_u \cdot \left(1 - \frac{n \cdot z \cdot d_H^2}{D_{BH}^2} \right); \quad (146)$$

$$P = 0.6 \cdot \left(1 - \frac{232 \cdot 25^2}{600^2} \right) = 0.358 \text{ МПа.}$$

Тоді за формулою (144)

$$S_p' = 600 \cdot \sqrt{\frac{0.3 \cdot 0.358}{178.02 \cdot 0.746}} + 6 = 23.06 \text{ мм.}$$

3.2.8 Приймаю остаточно товщину трубної решітки по максимальній товщині з поправкою на корозію $C = 3$ мм, тобто

$$S_p = S_{\max} + C = S_{\min}' + C; \quad (147)$$

$$S_p = 24.4 + 3 = 27.4 \text{ мм.}$$

Приймаю $S_p = 28$ мм.

3.3 Обчислення напруги в трубах і корпусі апарату

3.3.1 Вихідні дані

Розрахунковий тиск $P_u = 0.6$ МПа.

Внутрішній діаметр циліндричної обичайки $D_{BH} = 0.6$ м.

Зовнішній діаметр трубок $d_H = 0.025$ м.

Внутрішній діаметр трубок $d_{BH} = 0.02$ м.

Кількість труб в апараті $n_z = 232$ трубки.

Розрахунковий тиск в трубах $P_{TP} = 0.6$ МПа

Товщина стінки корпусу $S = 8$ мм.

3.3.2 Площа поперечного перерізу всіх труб

$$F_{TP} = z \cdot f_{TP}, \quad (148)$$

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						48
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

де f_{TP} - поперечний переріз однієї труби,

$$f_{TP} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_H^2 - d_{BH}^2); \quad (149)$$

$$f_{TP} = \frac{\pi}{4} \cdot (0.025^2 - 0.02^2) = 0.176 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

3.3.3 Площа поперечного перерізу стінок корпусу без конструктивної надбавки C , яку приймаємо дорівнюючою $C = 4$ мм.

$$F_K = \pi \cdot [D_{BH} + (S - C)] \cdot (S - C); \quad (150)$$

$$F_K = \pi [0.6 + (0.008 - 0.004)] \cdot (0.008 - 0.004) = 7.59 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

3.3.4 Зусилля, що розриває корпус і труби

$$Q = P_u \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{BH}^2 - n_Z \cdot d_H^2) + P_{TP} \cdot n_Z \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{BH}^2; \quad (151)$$

$$Q = 0.6 \cdot \frac{\pi}{4} (0.6 - 232 \cdot 0.025^2) + 0.6 \cdot 232 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0.02^2 = 0.258 \text{ МН}.$$

3.3.5 Меридіальні напруги розтягування в корпусі і трубах

$$\sigma_{K TP} = \frac{Q}{F_K + F_{TP}}; \quad (152)$$

$$\sigma_{K TP} = \frac{0.258}{7.59 \cdot 10^{-3} + 40.8 \cdot 10^{-3}} = 5.33 \text{ МПа}.$$

3.3.6 Розрахунковий майданчик трубної решітки, укладена між чотирма сусідніми трубами

$$f = 0.866 \cdot t^2 - \frac{\pi \cdot d_H^2}{4}, \quad (153)$$

де $t = 0.031$ м – відстань між вісями труб.

Згідно з формулою (153)

$$f = 0.866 \cdot 0.031^2 - \frac{\pi \cdot 0.025^2}{4} = 3.41 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

3.3.7 Зусилля на одну трубку з боку трубної решітки при впливі тільки внутрішнього розрахункового тиску

$$N = P_u \cdot f; \quad (154)$$

$$N = 0.6 \cdot 3.41 \cdot 10^{-4} = 2.046 \cdot 10^{-4} \text{ МН}.$$

3.3.8 Питоме навантаження на кожен метр довжини зовнішнього кола труби

$$q = \frac{N}{\pi \cdot d_H}; \quad (155)$$

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						49
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$q = \frac{2.046 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 0.025} = 0.0026 \text{ МПа.}$$

Оскільки $q < [q] = 7.84 \text{ МПа}$, тоді питоме навантаження на кожен метр довжини зовнішнього кола труби менше допустимого, отже, умова міцності труб апарату дотримується.

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						50
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці. Охорона праці на підприємствах будівельного комплексу має велике значення, так як виконання всіх норм та вимог по охороні праці дозволяє забезпечити: - безпеку, збереження здоров'я та працездатності людини в процесі праці; - попередження травматизму, професійних захворювань та отруєнь; - попередження вибухів та пожеж на виробництві; - виконання діючих вимог з електробезпеки та безпеки робіт при будівництві, монтажі, наладці та експлуатації електрообладнання; - питання правової охорони та організації праці. Тема дипломного проекту «Центральний тепловий пункт багатосекційного житлового будинку по вул. Олександрів Екстер 9 у м. Києві.». Теплоносій – вода з параметрами: тиск теплоносія у подавальному трубопроводі на ввіді в тепловий пункт: $R_p = 1,1$ Мпа; тиск теплоносія у зворотному трубопроводі на ввіді в тепловий пункт: $R_{zv} = 0,4$ Мпа; температура в подавальному трубопроводі: $t_p = 150$ °С; температура в зворотному трубопроводі: $t_{zv} = 70$ °С. При монтажі об'єкта ТП та його експлуатації слід звертати увагу на основні фактори, які можуть призвести до травмування людини: - небезпечні роботи при вантажно-розвантажних роботах; - електро і газозварювальні роботи; - роботи в діючих електроустановках, які працюють під напругою; - роботи на висоті; - робота у траншеях, колодязях; - при експлуатації – діюче обладнання, яке знаходиться під тиском, високою температурою, під напругою та обертаючі частини механізму. Приймаючи до уваги тему дипломного проекту, у дипломному проекті запропоновані технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації спроектованого об'єкта, а також визначені основні технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії і відповідні заходи з пожежної безпеки та протипожежного захисту.

4.1 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації спроектованого об'єкта

Компоновка основного та допоміжного устаткування в приміщенні теплового пункту виконано згідно з

нормативними документами. Тепловий пункт розташований в підвальному приміщенні будинку, його висота 3 м. Проектом теплового пункту передбачена монтажна (ремонтна) площадка. Для здійснення ремонту невеликого обладнання та арматури передбачено верстак. Для ремонту важкого обладнання передбачено інвентарне підйомно-транспортне обладнання

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						51
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

(талі та монорельси): - при масі вантажу від 150 кг до 1 т передбачені монорельси з ручними талями і кішками або крани підвісні ручні однобалочні; - при масі вантажу більше 1т до 2 т – крани підвісні ручні однобалочні; - при масі вантажу більше 2 т – крани підвісні електричні однобалочні. Будівельно-монтажні, ремонтні організації, які виконують проектування, будівництво, монтаж, наладку та ремонт теплових мереж, теплових пунктів дотримуються. Водоводяний підігрівач відповідно до проекту оснащений штуцерами із запірною арматурою для випуску повітря і спуску води, відповідно вимогам . Труби магістральних систем опалення та водопостачання всередині теплового пункту виготовляються із сталевих електрозварних труб по ГОСТ 10704-91 ($\geq 57\text{мм}$) і безшовних по ГОСТ 8731-74* (етлт; 57мм) по [10]. Труби гарячого водопостачання та водопостачання виготовляються з емальованої сталі по ТУ.У.7308692-001-93 ($\geq 57\text{мм}$), а водогазопроводи оцинковані - ГОСТ 3262-75* ($< 57\text{мм}$). Розташування та кріплення труб всередині ЦТП не перешкоджає вільному пересуванню операторів, а також підйомно-транспортного обладнання. На вході тепломережі в ТП передбачена сталева запірна арматура. У самому тепловому пункті встановлена високоміцна арматура з сірого чавуну. Не допускається розміщення арматури, дренажного обладнання, фланцевих та різьбових з'єднань у місцях прокладки трубопроводів над дверима та вікнами, а також над воротами. Для трубопроводів, арматури, устаткування та фланцевих з'єднань передбачено встановлення теплової ізоляції, яка забезпечує температуру на поверхні зазначених конструкцій не більше 45 $^{\circ}\text{C}$, якщо температура теплоносія вище 100 $^{\circ}\text{C}$, та не більше 35 $^{\circ}\text{C}$, якщо температура теплоносія нижче 100 $^{\circ}\text{C}$. Проектування теплової ізоляції трубопроводів даного теплового пункту виконується згідно вимогам .В залежності від призначення трубопроводу та параметрів середовища поверхня трубопроводу фарбується у відповідний колір та маркується відповідно до . За проектом передбачено проектувати підлогу для стоку води з нахилом 0,01 до сторони водозбірної приямка, його мінімальні розміри 0,5 x 0,5 м при глибині не менше 0,8 м. Приямок повинен бути перекритим знімною решіткою. Проектом передбачено, щоб відстань від поверхні теплоізоляційної конструкції трубопроводу до будівельних конструкцій будинку чи до поверхні теплоізоляційної конструкції іншого трубопроводу була у світлі не менше 30 мм з урахуванням переміщення трубопроводу згідно з.

4.1.1 Електробезпека Проектування електропостачання та електрообладнання теплових пунктів виконано згідно з вимогами ПУЕ. У даному тепловому пункті тип електричної мережі - чотирьохпровідна трифазна мережа з глухозаземленою нейтраллю та системою захисного заземлення типу TN-C. Величина номінальної напруги такої мережі 220/380 В. Категорія приміщення ТП за небезпекою електротравматизму - особливо небезпечне (одночасна наявність двох і більше факторів підвищеної небезпеки). Факторами особливої небезпеки є

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						52
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

висока температура повітря; його висока вологість близька до насичення; конденсація вологи на поверхнях обладнання та будівельних конструкціях; можливість одночасного дотику до струмопровідних частин УП і до заземлених металоконструкцій будівель і технологічного обладнання. Електрична мережа забезпечує роботу зварювальних апаратів і ручних електромеханічних інструментів. Місцеве керування арматурою з ЛП і насосами для ТП відтворюється дистанційним керуванням з пульта керування. Електрообладнання відповідає всім вимогам ПУЕ для експлуатації у вологих приміщеннях. Тепловий пункт за надійністю живлення відноситься до 2

класу радіатора. 1) Технічні рішення із запобігання електротравм від контакту з нормально струмовідними елементами електроустаткування: - передбачена

ізоляція нормально струмовідних елементів електроустаткування відповідно з вимогами нормативів, згідно з опір ізоляції нового устаткування не менше 1 кОм на 1 В напруги; - електрощитова розміщена в окремому приміщенні з обмеженим доступом до неї: двері щитової та силові шафи закриті на замок; - передбачений механічний захист блоку керування насосів; - передбачена сигналізація при порушенні електропостачання тепlopункту. Сигнал про порушення нормального режиму роботи надходить до диспетчерського пункту (ЖЕК) з цілодобовим перебуванням чергового персоналу; - передбачена кольорове маркування провідників окремих елементів електросхем, встановлення попереджувальних знаків, табличок з написом, який вказує робочу напругу; - живлення ламп розжарювання робочого освітлення здійснюється від трифазної мережі змінного струму 380/220 В з глухозаземленою нейтраллю (системи заземлення TN-C); - використання індивідуальних захисних засобів: діелектричні боти, рукавиці, килимки. 2) Технічні рішення щодо запобігання електротравм при переході напруги на нормально неструмовідні елементи електроустаткування - проектом передбачена система захисного заземлення типу TN-C (занулення) металевих корпусів електроустаткування. Захисному заземленню підлягають усі частини електроустаткування, що можуть виявитися під напругою в результаті ушкодження ізоляції, а також кабельні конструкції. При використанні системи захисного заземлення типу TN-C обрив фази на корпусі призведе до короткого замикання і спрацює система захисту від надструму (автоматичний захист від пікового струму або запобіжник); - проект забезпечує цілісність PEN-провідника та його достатню провідність; - лінії електропередач і розподільні мережі, що складаються з мідно-жильних кабелів і проводів у металевих трубах.

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		53

4.2 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії.

Робота центрального теплового пункту передбачена без обслуговуючого персоналу. Системи автоматики теплового пункту дозволяють без присутності персоналу здійснювати контроль і регулювання технологічних процесів.

Сервісне обслуговування тепlopункту здійснює спеціалізоване підприємство шляхом періодичного відвідування об'єкта, перевірки роботи устаткування і систем.

Роботи, які виконує обслуговуючий персонал слід віднести до робіт середньої важкості – до категорії Іа (тепловиділення 150-200 Вт/м²).

4.2.1 Мікроклімат робочої зони

Параметри мікроклімату нормуються по у залежності від тяжкості виконуваних робіт та періоду року.

Таблиця 6.1 – Оптимальні та допустимі параметри мікроклімату

Період	Оптимальні			Допустимі		
	t, оС	W, %	V, м/с	t, оС	W, %	V, м/с
Теплий	18	40-60	≤0,1	22	До 75	0,1
	...2			...		...0,
	5			26		2
Холодний	16	40-60	≤0,1	21	До 75	≤0,
	...2			...		1
	4			25		

Для забезпечення параметрів мікроклімату відповідно до нормативних документів проектом передбачено: - механічна вентиляція для видалення повітря з теплового пункту; - автоматизація технологічних процесів; - провітрювати приміщення, щоб уникнути теплових пошкоджень, а також забезпечити необхідну температуру повітря.

4.2.2 Промислове освітлення

4.2.2.1 Штучне освітлення.

Відповідно до вимог ДБН В.2.5-28-2018 нормується значення освітленості E в люксах, яке залежить від категорії, підрозряду робіт, системи освітлення та типу джерела світла. Вибір світильників здійснюється відповідно до умов навколишнього середовища об'єкта та їх призначення. Як систему освітлення часто

використовують рівномірне загальне освітлення. Допустима величина освітленості для точки нагріву $E=100$ Лк. Тому в міських приміщеннях встановлюють такі види електроосвітлення: - в робочому стані, напругою 220 В, 50 Гц; - аварійне освітлення від акумуляторного ліхтарика; - управління освітленням здійснюється вимикачем, встановленим на вході в приміщення. Світильник кріпиться до стелі та стіни над входними дверима; - на території ТП також встановлена мережа розеток, похідна від щитка типу ЯРВ та автоматичного вимикача для підключення зварювального апарату.

4.2.2.3 Склад повітря робочої зони.

Забруднення повітря робочої зони нормується гранично допустимою концентрацією (ГДК) у мг/м³. Повітрообмін в приміщенні розраховується згідно з нормативами будівлі. Кількість повітря, що подається в приміщення, має бути на 10% більше, ніж кількість повітря, що витягується. Щоб уникнути протягів, покрівлі складських і житлових приміщень на 90% компенсують організованим обдувом системи зовнішньої вентиляції та опалення. Приміщення обладнане системою витяжної вентиляції з механічним керуванням.

4.2.4 Шум і вібрація на виробництві.

Проектом передбачені шляхи подолання перевищення рівня шуму та вібрацій, які викликані роботою обладнання теплового пункту. Рівень шуму та вібрацій не повинен перевищувати допустимий рівень згідно з у будинках зі вбудованим тепловим пунктом. Шум це різний небажаний звук, сукупність звуків з різною частотою та інтенсивністю. До технологічних способів боротьби зі шумом відносять вибір таких технологічних процесів, в яких використовується механізми та машини, які відтворюють мінімальні динамічні навантаження. Для забезпечення допустимих параметрів шуму (поліпшення шумового клімату) у приміщенні вбудованого теплового пункту проектом передбачено згідно з: - застосування віброізолюючих вставок на трубопроводи для насосів з сухим ротором (система підживлювання); - застосування безшумних насосів з мокрим ротором марки WILO; - під опори трубопроводів і обладнання при їх кріпленні до будівельних конструкцій передбачені віброізолюючі прокладки - гумові віброізолятори (коврики); Для усунення та зменшення вібрацій проектом передбачено: - зменшення до мінімуму допусків між з'єднуючими деталями, збалансування, своєчасні змазки; - під опори трубопроводів та обладнання при їх кріпленні до будівельних конструкціях передбачено встановлення віброізолюючих прокладок – гумові килимки.

4.3 Пожежна безпека та профілактика

Згідно з ДСТУ Б.В.1.1-36:2016 категорія приміщення ТП за вибухопожежною небезпекою - Д (пожежобезпечні приміщення, в яких знаходяться негорючі рідини) у

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						55
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

відповідності до. Клас робочих зон приміщення ТП з пожежонебезпекою згідно НПАОП 40.1-1.32-01 (В-II зони в приміщеннях, де виділяється пил чи волокна, що переходять у зважений у повітрі стан, у кількості і з такими властивостями, що вони здатні утворити з повітрям вибухонебезпечні суміші при нормальних режимах роботи) відповідно до. Пожежна безпека об'єкту забезпечується системою запобігання пожеж та системою протипожежного захисту.

4.3.1 Технічні рішення системи запобігання пожеж: - для захисту електрообладнання від короткого замикання проектом передбачено використання плавких запобіжників та автоматів максимального струмового захисту із електромагнітними розчеплювачами; - для електропроводки системи автоматизації проектом передбачені ізолюючі проводи та кабелі з алюмінієвими та мідними жилами; - проводиться огляд за справністю електропроводки; - несправне обладнання миттєво відключається; - матеріали та вироби для теплоізолюючих конструкцій трубопроводів, арматури та обладнання теплового пункту є не горючими (використовую ізover).

4.3.2 Технічні рішення системи протипожежного захисту.

У приміщенні теплового пункту: - встановлено Щит (вогнегасник з топором), пожежний кран з довжиною рукава 20 м; - встановлений пожежний гідрант знаходиться на відстані 5 м від будинку; - розміщено обладнання протипожежного водопостачання; - передбачено витяжна вентиляція з механічним спонуканням; - встановлений сигналізатор загазованості безупинної дії Щит-2-13. Сигнал про загазованість подається в приміщення з цілодобовим перебуванням персоналу (диспетчерський пункт); - передбачене освітлення основних проходів світильниками у вибухозахищеному виконанні, що включається при вході в помешкання теплопункту. Вимикачі цих світильників виносяться з приміщення назовні. Кількість, розташування та умови зберігання вогнегасників відповідають вимогам ДСТУ 3675-98 та ISO 3941-2007. В робочому приміщенні встановлена система автоматична пожежна сигналізація відповідно до вимог ДБН В.2.5 – 56 – 2014. Мінімальний час евакуації з найвіддаленіших робочих місць, виходи, евакуаційні виходи, що відповідають вимогам ДБН В.1.1-7-2016

В робочому приміщенні виконані всі вимоги з пожежної безпеки згідно з НАПБ А.01.001-2014 «Правил пожежної безпеки в Україні» та НАПБ В.01.34-2005 – «Правила ПБ в компаніях та в організаціях енергетичної галузі України».

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		56

ВИСНОВКИ

У даній роботі наведено розрахунок теплонасосної установки безперервної дії.

Робочим тілом в установці є аміак (NH_3). Незважаючи на сильні токсичні властивості аміаку, при уважному обслуговуванні він не представляє небезпеки, так як володіє характерним і дуже різким запахом, за яким найменший витік може бути негайно ж виявлений і усунений. Відмова від фреону в якості робочого тіла пояснюється не тільки дуже низькою в'язкістю, що сприяє збільшенню витоку, взаємною розчинністю фреонів і масла, але і тим, що фреони руйнують озоновий шар землі (в Монреалі в 1989 році на конференції ста країн світу було прийнято рішення про поступову відмову від фреону).

Теплоносієм в установці є вода, що нагрівається в конденсаторі до $48\text{ }^{\circ}\text{C}$ і використовується в цілях теплопостачання.

У випарнику в якості теплоносія також використовується вода, соскільки при температурі $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ і більше використання розсолів є недоцільним (розсоли мають підвищену корозійну здатність).

Так як теплонасосна установка є установкою безперервної дії, то в технологічну схему входить резервний технологічний цикл з виробництва тепла.

Вода як теплоносії і вода як нагріваюче середовище для випарника не контактують один з одним, тобто існує два контури води. Їх об'єднання неможливо через різні температурні режими.

В результаті розрахунків для теплонасосної парокомпресорної установки вибрано наступне обладнання (для основного циклу):

Компресор 4АУ-15.....1шт;

Електродвигун 4А 225 МУЗ.....1шт;

Насоси 1.5К-8/19.....3шт;

Насоси 3К-45/30.....2шт;

Конденсатор КТГ-10.....1шт.

А також проведений тепловий, гідравлічний і міцнісний розрахунок випарника.

Випарник горизонтальний кожухотрубний, має 8 ходів по воді і теплообмінну поверхню 73.06 м^2 .

					ТП 91 06 1330 ПЗ	Стор.
						57
Змін.	Стор.	№ докум.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Голубков Б.Н., Данилов О.А. Теплотехническое оборудование и теплоснабжение промышленных предприятий. – М.: Энергия, 1972. – 424с.
2. Данилова Г.Н., Богданов С.Н., Иванов О.П. Теплообменные аппараты холодильных установок. – Л.: Машиностроение, 1973. – 303с.
3. Лебедев П.Д. Теплообменные сушильные и холодильные установки – М.: Энергия, 1972. – 320с.
4. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. – М.: Энергоатомиздат, 1981. – 320с.
5. Лебедев П.Д., Щукин А.А. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий. Курсовое проектирование. – М.: Энергия, 1970. – 408с.
6. М.О. Дикий Поновлювані джерела енергії.- Київ.: Виша школа, 1993.- 351 с.

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість аркушів	Примітка
1	A4		Завдання на дипломний проект	2	
2	A4	ТП 91 06 1330 ВЗ	Пояснювальна записка	60	
3	A1	ТП 91 06 1330 ВЗ	Схема функціональна	1	
4	A1	ТП 91 06 1330 ВЗ	Випарювач	1	
5	A1	ТП 91 06 1330 ВЗ	Компановка обладнання в машинному залі	1	
.	.	.	.	.	

				ТП 91 06 1330		
	ПІБ	Підп.	Дата			
Студент	Мамонтов Н.С.			Відомість дипломного Проекту	Аркуш	Аркушів
Керівн.	Соломаха А.С.					1
Консульт.	-				КПІ ім. Ігоря Сікорського, НН ІАТЕ, Кафедра ТАЕ	
Н.контр.						
Зав.каф.	Черноусенко					