

НАЦІОНАЛЬНИЙ АЕРОКОСМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ім. М.Є.
ЖУКОВСЬКОГО «Харківський авіаційний інститут»

Факультет авіаційних двигунів

Кафедра аерокосмічної теплотехніки

До захисту допускаю
завідувач кафедри 205 д.т.н.,
доцент, Гакал П. Г.

(наук. ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломної роботи

магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему «Системи термостатування головного відсіку ракети-носія для
умов космодрому Алькантара»

ХАІ.205.268ЕМ.144.140020129.180

Виконав: студент 6 курсу, групи 268ем

Напрямок підготовки: 14 «Електрична
інженерія»

Спеціальність: 144 «Теплоенергетика»
(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

Освітньо-професійна програма:
«Енергетичний менеджмент»
(назва)

Шумаков О. С.
(прізвище та ініціали) (підпис, дата)

Керівник: Гакал П. Г.
(прізвище та ініціали) (підпис, дата)

Рецензент: Яреценко В. Г.
(прізвище та ініціали)

м. Харків – 2018 р.

Міністерство освіти і науки України
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет авіаційних двигунів
(повне найменування)

Кафедра аерокосмічної теплотехніки
(повне найменування)

Рівень вищої освіти магістр

Напрямок підготовки 14 «Електрична інженерія»
(код та найменування)

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»
(код та найменування)

Освітньо-професійна програма – Енергетичний менеджмент

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри, д.т.н., доцент

_____ Гакал П.Г.

«__» _____ 2018 року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ

Шумаков Олександр Сергійович
(прізвище, ім'я та по батькові)

1. Тема дипломного проекту (роботи) «Системи термостатування головного відсіку ракети-носія для умов космодрому Алькантара»

керівник дипломного проекту(роботи) Гакал Павло Григорович, д.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом Університету від «__» _____ року № _____

2. Термін подання студентом дипломного проекту (роботи) _____

3. Вихідні дані до роботи: вихідними даними для розрахунку системи термостатування були: геометричні розміри головного блоку ракето-носія; параметри оточуючого середовища і параметри повітря на вході в головний відсік.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік завдань, які потрібно розв'язати) Розрахунок тепло припливів до головного блоку ракето-носія. Розрахунок повітроохолоджувача та конденсатора. Науково-дослідна частина: вплив забруднення поверхні на інтенсивність теплопередачі. Розрахунок собівартості повітроохолоджувача та конденсатора.

5. Перелік графічного матеріалу

Креслення загального виду повітроохолоджувача, конденсатора

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розрахунково-теоретична частина	Гакал П.Г., доцент каф. 205		
Економічна частина	Сідлярук Т.В., ст. викладач каф. 601		

Нормоконтроль _____ «___» _____ 2018 р.
 (підпис) (ініціали та прізвище)

7. Дата видачі завдання «___» _____ 2018 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Розрахунок тепло припливів до головного відсіку	08.10 – 12.10.2018	
2	Розрахунок повітряохолоджувача	15.10 – 19.10.2018	
3	Розрахунок параметрів холодильної машини	22.10 – 26.10.2018	
4	Розрахунок конденсатору	29.10 – 02.11.2018	
5	Виконання розділу «Спеціальна частина»	05.11 – 09.11.2018	
6	Економічна частина	12.11 – 16.11.2018	
7	Оформлення записки	19.11 – 23.11.2018	
8	Підготовка доповіді та плакатів	26.11 – 03.12.2018	

Студент

_____ Шумаков О. С.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ Гакал П. Г.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Дипломна робота магістра: 83 стр., 11 рис., 7 табл., 14 джерел.

Об'єкт дослідження – Системи термостатування головного відсіку ракети-носія.

Ціль роботи – розрахувати параметри системи термостатування, виконати проектувальний розрахунок найбільш важливих елементів системи, виконати аналіз забруднення поверхні на інтенсивність теплопередачі, виконати розрахунок вартості конденсатора та повітроохолоджувача.

Методи дослідження – проектувальний розрахунок.

У дипломному проєкті була розроблена система термостатування повітря для головного відсіку ракети-носія. Повітря охолоджується водою. Вода охолоджується в холодильній машині. Холодильна машина працює на холодоагенті R12. В роботі визначені коефіцієнти теплопередачі та площа теплообміну для теплообмінних апаратів, розраховані гідравлічні опори та виконано розрахунок на міцність. Проведено аналіз забруднення поверхні на інтенсивність теплопередачі. Розрахована собівартість і ціна конденсатора та повітроохолоджувача. Результати роботи можна використовувати для подальшого проектування систем термостатування.

СИСТЕМА ТЕРМОСТАТУВАННЯ, ХОЛОДОАГЕНТ, КОЕФІЦІЄНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ, ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧ, КОНДЕНСАТОР.

ЗМІСТ

Вступ	7
1 Технічне завдання	12
2 Опис системи термостатування.....	13
3 Розрахунок параметрів системи термостатування.....	15
3.1 Кількість теплоти, що підводиться до головного блоку ракетоносія ззовні.....	15
3.1.1 Теплофізичні властивості повітря.....	15
3.1.2 Коефіцієнт тепловіддачі вимушеної конвекції зі сторони зовнішнього повітря.....	16
3.1.3 Коефіцієнт тепловіддачі вимушеної конвекції зі сторони внутрішнього повітря.....	17
3.1.4 Коефіцієнт теплопередачі.....	17
3.1.5 Тепло притоки в результаті теплообміну з навколишнім середовищем.....	17
3.1.6 Радіаційний тепло приплив.....	18
3.1.7 Сумарні тепло притоки.....	18
3.1.8 Температура повітря на виході з головного обтічника.....	18
4 Проектувальний розрахунок повітря-водяного охолоджувача.....	19
4.1 Тепловий розрахунок.....	19
4.1.1 Теплова потужність ТА.....	19
4.1.2 Середні температури води і повітря.....	21
4.1.3 Теплофізичні властивості теплоносіїв.....	22
4.1.4 Геометричні параметри ТА.....	23
4.1.5 Коефіцієнт теплопередачі.....	25
4.1.7 Приведений коефіцієнт тепловіддачі для повітря.....	26
4.1.8 Коефіцієнт тепловіддачі води.....	27
4.1.9 Середньо логарифмічний температурний напір.....	28
4.1.10 Площі теплообмінної поверхні.....	28
4.2 Компонування теплообмінного апарату.....	29
4.3 Гідравлічний розрахунок теплообмінного апарату.....	30
4.3.1 Місцеве гідравлічний опір.....	31
4.3.2 Аеродинамічний опір.....	33
4.4 Розрахунок на міцність.....	34
4.4.1 Розрахунок на міцність труб під внутрішнім тиском.....	34
4.4.2 Визначаємо максимальну короточасне тиск.....	35
4.4.3. Визначаємо запас міцності.....	35

4.4.4. Розрахунок на міцність паяного з'єднання.....	35
4.4.5 Визначаємо допустимий робочий тиск.....	36
4.4.6 Визначаємо допустимий робочий тиск.....	36
4.5 Маса теплообмінного апарату.....	37
4.5.1 Маса труб.....	37
4.5.2 Маса сполучних колін.....	37
4.5.3 Маса ребр.....	38
4.5.4 Маса корпусу.....	39
4.5.5 Маса колекторів.....	39
4.5.6 Повна маса теплообмінного апарату.....	39
5 Проектувальний розрахунок конденсатора.....	40
5.1 Тепловий розрахунок теплообмінного апарату.....	44
5.1.2 Визначення потрібної площі теплообміну.....	44
5.1.3 Розрахунок теплообміну в I зоні.....	44
5.1.4 Розрахунок теплообміну у II зоні.....	50
5.1.5 Розрахунок теплообміну в III зоні.....	53
5.2 Конструкторський розрахунок теплообмінного апарату.....	57
5.3 Розрахунок гідравлічного опору теплообмінного апарату.....	58
5.3.1 Розрахунок гідравлічного опору тертя.....	58
5.3.2 Розрахунок гідравлічного опору при прискоренні потоку.....	59
5.3.3 Розрахунок місцевого гідравлічного опору.....	60
5.3.4 Розрахунок аеродинамічного опору теплообмінного апарату... ..	63
5.4 Розрахунок на міцність.....	64
5.4.1 Розрахунок на міцність труб під внутрішнім тиском.....	64
5.4.2 Розрахунок на міцність паяного з'єднання.....	65
5.5 Розрахунок маси теплообмінного апарату.....	66
6 Спеціальна частина.....	69
7 Економічна частина.....	73
7.1 Калькуляція собівартості і ціни повітря охолоджувача.....	74
7.2 Калькуляція собівартості і ціни конденсатора.....	78
Висновок.....	82
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	83

ВСТУП

Одним з важливих умов запуску супутників є забезпечення їх температурних режимів в період збирання, транспортування та передстартової підготовки. Для цього до складу наземних комплексів і стартового обладнання входять повітряні системи термостатування. Зараз все більша кількість космічних запусків проводиться по так званих «економічних траєкторіях» з району екватора Землі. Специфічні параметри навколишнього середовища (висока вологість, температура і присутність соляних туманів), а також велика кількість варіантів корисного вантажу ракет-носіїв призводить до необхідності розробки високоефективних систем кондиціонування повітря у відсіках ракет. Оскільки діапазони необхідних параметрів повітря, що подається у відсіки визначаються типом і конструктивним виконанням корисного вантажу, то необхідний діапазон параметрів повітря дуже рідко можна забезпечити уніфікованою конструкцією існуючих стартових систем кондиціонування, без внесення істотних обмежень на параметри корисного навантаження. Велика кількість варіантів забезпечення параметрів повітря призводить до необхідності обґрунтування, формування показників і критеріїв ефективності таких систем і їх оптимізації відповідно до цих критеріїв. Тому завдання створення ефективною, енергоекономічною і універсальною стартовою системи термостатування є актуальною.

Стартова система термостатування призначена для підтримки необхідних температурно-вологісних режимів в головному блоці і сухих відсіках ракет-носія, яка перебуває на пусковому столі, шляхом безперервної подачі в них повітря протягом усього періоду передстартової підготовки, а також в період скасування пуску при невідведеній стрілі транспортно-інсталяційного агрегату. Стартова система термостатування (СТС) відноситься до технологічних систем стартового комплексу і при проектуванні вимагає

рішення множинних завдань, для забезпечення не тільки виконання вимог технічного завдання, а й для забезпечення спільної роботи СТС з іншими системами стартового комплексу (СК). Найбільш складним в реалізації подібних систем процесом є осушення повітря до необхідної точки роси.

Осушення повітря найбільш доцільно виконувати шляхом конденсації пари. Для цього повітря необхідно охолодити до температури точки роси. Тому, осушення повітря здійснюється шляхом контакту повітря з охолоджуваною поверхнею, температура якої нижче точки роси. Для відділення конденсату з осушеного повітря в цьому випадку необхідно застосовувати додаткові сепаратори, інакше кінцевий вологовміст повітря може виявитися вище заданого. Процес осушення шляхом конденсації на холодній поверхні в енергетичному співвідношенні є найбільш вигідним для вирішення завдань осушення при температурах точки роси вище 0°C .

Відведення теплоти здійснюється за допомогою теплообмінного апарату. Теплообмінних апаратом називається такий пристрій, в якому здійснюється процес передачі теплоти від одного теплоносія до іншого, тобто нагрівання одного теплоносія відбувається за рахунок охолодження іншого. Виняток становлять теплообмінники з внутрішнім виділенням тепла, в яких теплота виділяється в самому апараті і йде на нагрів теплоносія. Це різного роду електронагрівачі і реактори. В якості теплоносіїв використовуються різноманітні рідини і гази в широкому діапазоні температур і тисків. За своїм технічним призначенням і конструктивним оформленням теплообмінні апарати дуже різноманітні (парові котли, конденсатори, опалювальні прилади, водонагрівачі, охолоджувачі і т.д.).

У даній роботі для охолодження повітря був обраний трубчасто-ребристий теплообмінний апарат [11] (див. Рис. В.1).

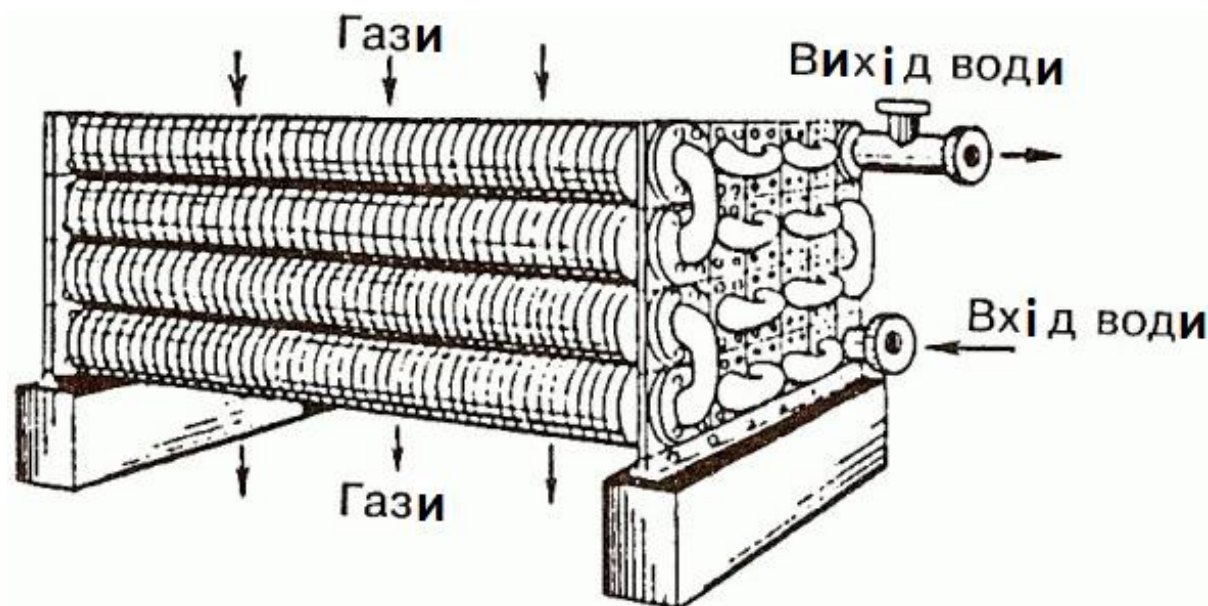


Рисунок В.1 - Трубчато-ребристий ТА

Його використовують для збільшення теплообмінної поверхні ребрами з тієї сторони, яка характеризується найбільшими термічними опорами. Ребристі теплообмінники використовують для охолодження повітря або газів. При цьому теплота відводиться до холодного середовища, в якості якого найбільш доцільно використовувати воду.

В свою чергу вода із трубчато-ребристого теплообмінного апарату охолоджується у холодильній машині. Теплота від води в випарнику холодильної машини підводиться до теплоносія (фреона). В результаті фреон випаровується, пари фреону стискаються в компресорі та поступають в конденсатор.

Конденсатор [13] (див. Рис. В.2) - теплообмінний апарат, в якому здійснюється процес конденсації парів фреону, процес фазового переходу теплоносія з пароподібного стану в рідке за рахунок відведення тепла в оточуюче середовище.

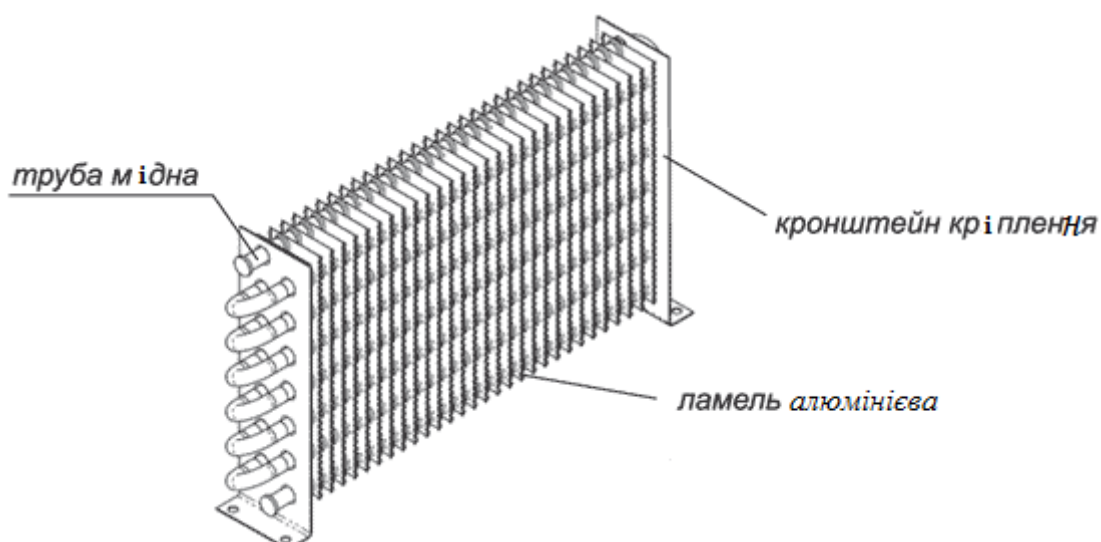


Рисунок В.2 – Конденсатор

Конструктивно, за звичай, повітряний конденсатор складається з оцинкованого корпусу, пофарбованого порошковим методом, в який вмонтований теплообмінник, що обдувається потоком повітря з вентиляторів. Для експлуатації обладнання в агресивному середовищі, на корпус наносять епоксидне покриття. Усередині фреоновий конденсатор повітряного охолодження представлений пакетом мідних труб з пластинчастим ребрами – алюмінієвими ламелями. Щоб конденсатор холодильної машини працював більш ефективно, його площа зовнішньої поверхні намагаються максимально збільшувати, довівши коефіцієнт оребрення труб до 20-40. Стандартний кроком оребрення вважається значення 2,5 мм, але, якщо конденсатор використовується в атмосфері, з великою кількістю твердих домішок, можливо виготовлення його теплообмінника з кроком 4,0 мм. Устаткування має надійний захист трубок від вібрації під час транспортування. Міцна конструкція його рами забезпечує обладнанню високу жорсткість, що необхідно в важких умовах роботи. Холодильний конденсатор сконструйований за модульним принципом, що дозволяє збільшувати теплопродуктивність збільшенням числа вентиляторів, які об'єднані загальним корпусом з теплообмінником. В конденсатор після компресора надходить холодоагент в газоподібному стані

з підвищеною температурою. При проходженні по контурах конденсатора, холодоагент конденсується. При цьому віддається тепло зовнішнього повітря, який проходить через конденсатор примусово за допомогою вентилятора. Холодоагент переходить з газоподібного стану в рідке. Вхід холодоагенту влаштовується через колектор більшого діаметру, вихід - через колектор меншого діаметру.

В дипломному проекті ставиться задача розрахувати параметри системи термостатування, виконати проектувальний розрахунок найбільш важливих елементів системи, виконати аналіз забруднення поверхні на інтенсивність теплопередачі, виконати розрахунок вартості конденсатора та повітроохолоджувача.

1 Технічне завдання

Повітря поступає з оточуючого середовища з параметрами: температура 30°C вологість 80%. На вхід головного блоку подається повітря з температурою 20°C та вологістю 60% його витрата складає $G1 = 0,75$ кг/с.

Геометричні розміри головного блоку (рис. 1.1) :

Висота: $h_{\text{обт}} = 5$ м.

Зовнішній діаметр: $d_{\text{зов}} = 3,02$ м.

Внутрішній діаметр: $d_{\text{вн}} = 3$ м.

Матеріал обтічника головного блоку – алюміній.

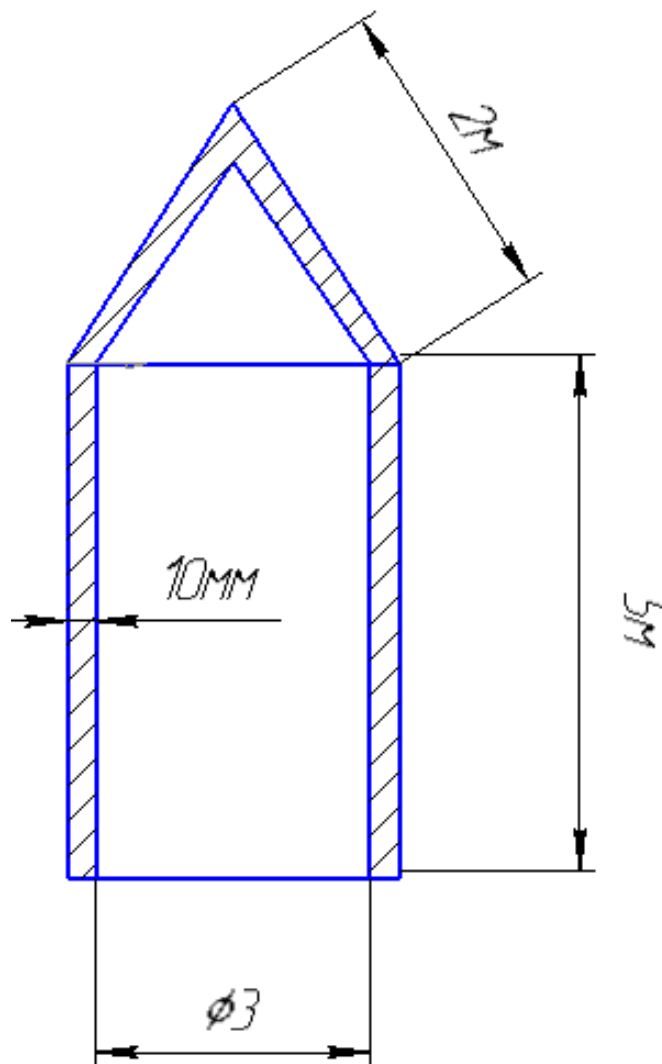


Рисунок 1.1 - Геометрія обтічника

2 Опис системи термостатування

Принципова схема системи термостатування представлена на рис. 2.1. Система включає: головний блок 1; вхід 2 та вихід 3 в головний блок; повітря-водяний охолоджувач 4; насос 5; випарник холодильної машини 6; терморегулюючий вентиль 7; компресор 8; конденсатор 9; нагрівач 10;

Повітря з навколишнього середовища поступає в повітря-водяний охолоджувач 4, в якому повітря охолоджується та осушується. Якщо температура повітря нижче необхідного значення, воно нагрівається в нагрівачі 10. Повітря через вхід 2 подається до головного блоку ракетносія і виходить через вихід 3. Повітря охолоджується водою. Циркуляція води здійснюється за допомогою насоса 5. В свою чергу вода, котра відбирає тепло у повітря, охолоджується у випарнику холодильної машини 6. Холодоносій (фреон) відбирає тепло від води та випаровується. Пар стискається в компресорі 8 та поступає в конденсатор 9. В результаті теплообміну з оточуючим середовищем пар конденсується, конденсат переохолоджується та через терморегулюючий вентиль 7 знов подається в випарник 6.

3 Розрахунок параметрів системи термостатування

Визначимо теплопритоки в головний блок ракети носія.

3.1 Кількість теплоти, що підводиться до головного блоку ракетноносія ззовні

3.1.1 Теплофізичні властивості повітря

Властивості визначаємо у відповідності до [1, 2,7, 8, 13]

При $t_{\text{нар}} = 30^{\circ}\text{C}$:

$$\lambda_1 = 0,0267 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C}}$$

$$\nu_1 = 16 * 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

$$\rho_1 = 1.165 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$Cp_1 = 1005 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C}}$$

$$Pr_1 = 0.7$$

$$\beta_1 = 3.299 * 10^{-3} \frac{1}{\text{К}}$$

При $t_{\text{вн}} = 20^{\circ}\text{C}$:

$$\lambda_2 = 0,0259 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C}}$$

$$\nu_2 = 15,06 * 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

$$\rho_2 = 1.205 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$Cp_2 = 1005 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C}}$$

$$Pr_2 = 0,7$$

$$\beta_2 = 3.411 * 10^{-3} \frac{1}{\text{К}}$$

3.1.2 Коефіцієнт тепловіддачі вимушеної конвекції зі сторони зовнішнього повітря

З боку зовнішнього повітря (приймаємо швидкість повітря $w_1 = 10 \frac{\text{м}}{\text{с}}$)

Число Рейнольдса знайдемо за формулою [7, 8]:

$$Re_1 = \frac{w_1 * d_{\text{зов}}}{\nu_1} \quad (3.1)$$

$$Re_1 = \frac{10 * 3,02}{16 * 10^{-6}} = 1,888 * 10^6$$

Число Нуссельта з боку зовнішнього повітря при обтіканні циліндричної поверхні знайдемо за формулою [7, 8]:

$$Nu_1 = 0,245 * Re_1^{0,6} \quad (3.2)$$

$$Nu_1 = 0,245 * (1,888 * 10^6)^{0,6} = 1,428 * 10^3$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку зовнішнього повітря знайдемо за формулою:

$$\alpha_1 = Nu_1 \frac{\lambda_1}{d_{\text{зов}}} \quad (3.3)$$

$$\alpha_1 = (1,428 * 10^3) * \frac{0,0267}{3,02} = 12,624 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

3.1.3 Коефіцієнт тепловіддачі вільною конвекцією зі сторони внутрішнього повітря

Розрахунок виконуємо у відповідності до [7, 8].

Визначаємо число Грасгофа

$$Gr_2 = \frac{\beta_2 * h_{\text{обт}}^3 * g * (t_1 - t_2)}{\nu_2^2} \quad (3.4)$$

Де g - коефіцієнт прискорення вільного падіння = 9,81 м/с².

$$Gr_2 = \frac{(3.299 * 10^{-3}) * 5^3 * 9,81 * (30 - 20)}{(15,06 * 10^{-6})^2} = 1,844 * 10^{11}.$$

Число Нуссельта для цього випадку [7, 8]

$$Nu_2 = 0,15 * (Gr_2 * Pr_2)^{0,33} \quad (3.5)$$

$$Nu_2 = 0,15 * (1,844 * 10^{11} * 0,7)^{0,33} = 697,513.$$

Коефіцієнт тепловіддачі вільної конвекції зі сторони внутрішнього повітря знайдемо за формулою:

$$\alpha_2 = Nu_2 \frac{\lambda_1}{h_{обт}} \quad (3.6)$$

$$\alpha_2 = 697,513 * \frac{0,0267}{5} = 3,613 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

3.1.4 Коефіцієнт теплопередачі

Приймаємо теплопровідність алюмінію $\lambda_{ал} = 240 \frac{\text{Вт}}{\text{м} * \text{К}}$. Тоді коефіцієнт теплопередачі між зовнішнім повітрям та внутрішнім буде

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 * \pi * d_{зов} * h_{обт}} * \frac{1}{2 * \pi * \lambda_{ал} * h_{обт}} * \frac{1}{\alpha_2 * \pi * d_{вн} * h_{обт}}} \quad (3.7)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{12,624 * 3,14 * 3,02 * 5} * \frac{1}{2 * 3,14 * 240 * 5} * \frac{1}{3,613 * 3,14 * 3 * 5}} * \frac{1}{\ln \frac{3,02}{3}}$$

$$= 132,557 \frac{\text{Вт}}{\text{К}}$$

3.1.5 Тепло притоки в результаті теплообміну з навколишнім середовищем

З урахуванням коефіцієнту теплопередачі та температурного напору теплопритоки в результаті теплообміну з оточуючим середовищем складуть

$$Q_{конв} = K * (t_1 - t_2) \quad (3.8)$$

$$Q_{конв} = 132,557 * (30 - 20) = 1,326 * 10^3 \text{Вт}$$

3.1.6 Радіаційний тепло приплив

Приймаємо [9]:

Щільність потоку сонячного випромінювання $q_c = 750 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$

Коефіцієнт поглинання сонячної енергії $\alpha_c = 0,1$

Коефіцієнт відбиття $\varepsilon = 0,1$

Умовна температура «неба» $t_{\text{неб}} = (273,15 - 10) \text{К}$.

Постійна Стефана-Больцмана $\sigma = 5,67 * 10^{-8} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}^4}$

Радіаційні тепло притоки знайдемо за формулою:

$$q_{\text{рад}} = \alpha_c * q_c - \varepsilon * \sigma * (t_1^4 - t_{\text{неб}}^4) \quad (3.9)$$

$$q_{\text{рад}} = 0,1 * 750 - 0,1 * 5,67 * 10^{-8} * (303,15^4 - 263,15^4) = 54,303 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

$$Q_{\text{рад}} = q_{\text{рад}} * \pi * d_{\text{зов}} * h_{\text{обт}} \quad (3.10)$$

$$Q_{\text{рад}} = 54,303 * 3,14 * 3,02 * 5 = 2,576 * 10^3 \text{Вт}.$$

3.1.7 Сумарні тепло притоки

Таким чином сумарні теплопритоки дорівнюють

$$Q_{\Sigma} = Q_{\text{конв}} + Q_{\text{рад}} \quad (3.11)$$

$$Q_{\Sigma} = 1,326 * 10^3 + 2,576 * 10^3 = 3,902 * 10^3 \text{Вт}.$$

3.1.8 Температура повітря на виході з головного обтічника

$$t_{2\text{вих}} = t_2 + \frac{Q_{\Sigma}}{c_{p2} * m} \quad (3.12)$$

Таким чином

$$t_{2\text{вих}} = 20 + \frac{3,902 * 10^3}{1005 * 0,75} = 25,2^{\circ} \text{C}.$$

4 Проектувальний розрахунок повітря-водяного охолоджувача

Вибираємо характеристики поверхні теплообміну: розташування трубок в пучку шахове, внутрішній діаметр трубок $d_{\text{вн}}=20\text{мм}$, зовнішній – $d_{\text{н}}=22\text{ мм}$. Діаметр ребр $D=50\text{мм}$, товщина ребр $\delta_{\text{р}}=0,3\text{мм}$, шаг ребр $S_{\text{р}}=2\text{мм}$. Матеріал трубок і ребр - латунь, з теплопровідністю $\lambda_{\text{р}}=105\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. Поперечний крок в пучку $S_1=55\text{мм}$, поздовжній – $S_2=50\text{мм}$. Охолоджувач – вода. Параметри охолоджуюча на вході: витрата $G_2 = 4\text{ кг/с}$. Температура $t_{\text{ох}} = 7,8\text{ }^\circ\text{C}$.

4.1 Тепловий розрахунок

4.1.1 Теплова потужність ТА

В повітряохолоджувачі повітря охолоджується до температури точки роси $21.5\text{ }^\circ\text{C}$, потім в результаті подальшого охолодження від повітря відводиться конденсат і на виході із охолоджувача температура складає $12\text{ }^\circ\text{C}$. В подальшому в нагрівачі повітря нагрівається до температури $20\text{ }^\circ\text{C}$.

Знайдемо ентальпію вологого повітря на вході і виході, використовуючи і-d діаграму вологого повітря [2-4, 11] (див. рис. 4.1):

$$I_{\text{вх}}=84\text{ кДж/кг}_{\text{с.п.}}$$

$$I_{\text{вих}}=33\text{ кДж/кг}_{\text{с.п.}}$$

Зміна ентальпії знайдемо за формулою:

$$\Delta I = I_{\text{вх}} - I_{\text{вих}} \quad (4.1)$$

$$\Delta I = 84 - 33 = 51 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}_{\text{сп}}}$$

Масова витрата сухого повітря знайдемо за формулою:

$$m = m_{\text{п}} + m_{\text{с.п.}} \quad (4.2)$$

$$m = m_{\text{с.п.}} * \left(\frac{m_{\text{п}}}{m_{\text{с.п.}}} + 1 \right) = m_{\text{с.п.}} * (d + 1) \quad (4.3)$$

Вміст вологи на вході беремо з i-d діаграми (рис. 3.1):

$$d = \frac{m_{\text{п}}}{m_{\text{с.п.}}} \quad (4.5)$$

$$d = 21,5 \text{ г}_{\text{п.}} / \text{кг}_{\text{с.п.}}$$

Тоді,

$$m_{\text{с.п.}} = \frac{m}{d + 1} = \frac{0,75}{(21,5 * 10^{-3}) + 1} = 0,734 \text{ кг}_{\text{с.п.}}$$

Теплова потужність ГА знаходиться за формулою:

$$Q = \Delta I * m_{\text{с.п.}} = 51 * 0,734 = 37,463 \text{ кВт} . \quad (4.4)$$

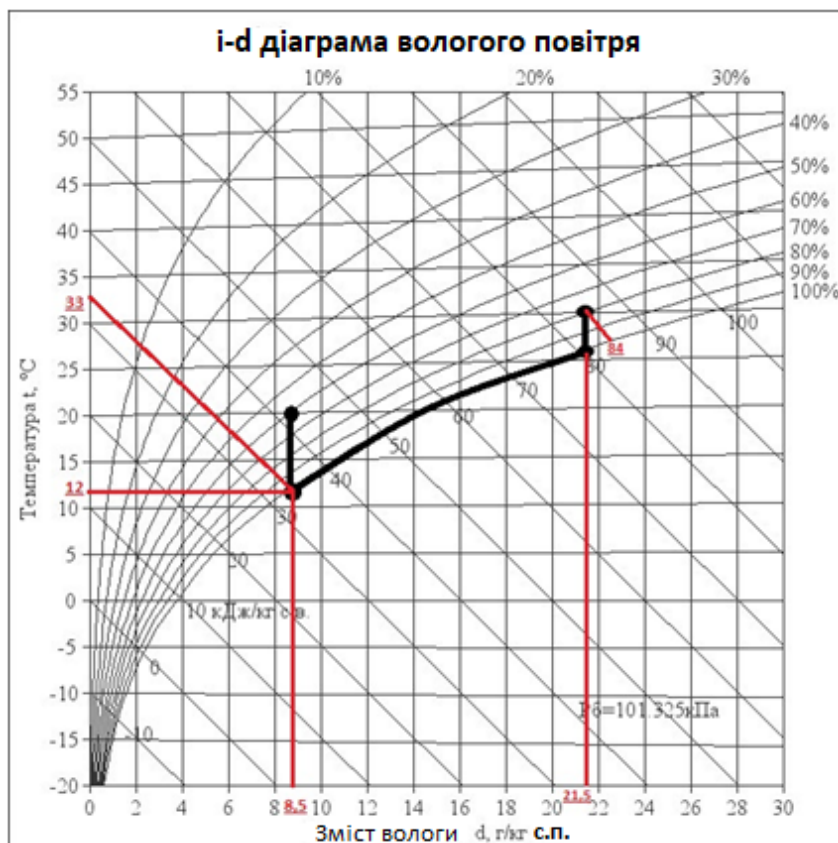


Рисунок 3.1 - i-d діаграма вологого повітря

4.1.2 Середні температури води і повітря

Зміна температури:

$$\Delta T = \frac{Q}{m * c_p} - \text{для води} \quad (4.6)$$

$$C_p = 4200 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$\Delta T = \frac{37,434 * 10^3}{4 * 4200} = 2,23^\circ\text{C} .$$

Знайдемо температуру води на виході:

$$Q = \dot{G}_1 * \Delta i_1 = \dot{G}_2 * c_{p1} * (t'_1 - t''_1) \quad (4.7)$$

Звідси:

$$t''_2 = t'_2 + \frac{Q}{\dot{G}_2 * c_{p2}} \quad (4.8)$$

$$t''_2 = 7,77 + \frac{37434}{4 * 4200} = 10^\circ\text{C} .$$

Середня температура води:

$$t_{2cp} = (t'_1 + t''_1) / 2 \quad (4.9)$$

$$t_{2cp} = \frac{10 + 7,8}{2} = 8,88^\circ\text{C} .$$

Середня температура повітря:

$$T_{1cp} = (t'_1 + t''_1) / 2 \quad (4.10)$$

$$T_{1cp} = \frac{30 + 12}{2} = 21^\circ\text{C} .$$

4.1.3 Теплофізичні властивості теплоносіїв [1, 2, 7, 8, 13]

При $t_{1cp} = 21^{\circ}\text{C}$:

$$\lambda_1 = 0,025736 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C}}$$

$$\nu_1 = 14,9363 * 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

$$\rho_1 = 1,199 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$Cp_1 = 1005,24 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C}}$$

$$Pr_1 = 0,6996$$

При $t_{2cp} = 8,88^{\circ}\text{C}$:

$$\lambda_2 = 0,573 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C}}$$

$$\nu_2 = 1,56 * 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

$$\rho_2 = 999,7 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$Cp_2 = 4191 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C}}$$

$$Pr_2 = 10,3$$

4.1.4 Геометричні параметри ТА

1. Визначимо площу живого перетину одного міжреберних каналу в поперечному ряду пучка.

Площа живого перетину для повітря:

$$f_{2i} = (S_1 - d_H) * S_p - (D - d_H) * \delta_p \quad (4.11)$$

$$f_{2i} = (0,050 - 0,022) * 0,002 - (0,050 - 0,022) * 0,0003 = 57,6 * 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Будемо наводити геометричні характеристики оребрення (площі) до 1м довжини труби. Число ребр на 1м довжини труби:

$$n = \frac{1}{S_p} \quad (4.12)$$

$$n = \frac{1}{0,002} = 500.$$

2. Поверхня ребр:

$$F_p = \frac{2 * \pi * (D^2 - d_H^2)}{4} * n \quad (4.13)$$

$$F_p = \frac{2 * \pi * (50^2 - 22^2)}{4} * 500 = 1,582 \frac{\text{м}}{\text{м}^2}.$$

3. Поверхня вільна від ребр на 1м довжини трубки:

$$F_{\Pi} = \pi * d_H * l - \pi * d_H * \delta_p * n \quad (4.14)$$

$$F_{\Pi} = \pi * 0,022 * 1 - \pi * 0,022 * 0,0003 * 500 = 0,069 \frac{\text{м}^2}{\text{м}}.$$

4. Внутрішня поверхня труби на 1 метр:

$$F_c = \pi * d_{\text{вн}} * l \quad (4.15)$$

$$F_c = \pi * 0,020 * 1 = 0,0628 \frac{\text{м}^2}{\text{м}}.$$

5. Повна площа ребристої поверхні на 1 метр:

$$F_{\text{pc}} = F_p + F_{\Pi} \quad (4.16)$$

$$F_{\text{pc}} = 1,582 + 0,069 = 1,65164 \frac{\text{м}^2}{\text{м}}.$$

Приймемо швидкість води в трубах $W_2=0.9$ м/с, швидкість повітря у вузькому перерізі труб $W_1=2,5$ м/с. Кількість труб в поперечному ряду $z=15$.

6. Визначимо необхідну площу живого перетину пучка ребристих труб для проходу повітря:

$$f_2 = \frac{\dot{G}_1}{\rho_1 * w_1} \quad (4.17)$$

$$f_2 = \frac{0.75}{1,199 * 2,5} = 0,25 \text{ м}^2 .$$

7. Виходячи з необхідної площі живого перетину для проходу повітря визначимо довжину труб в теплообмінному апараті:

$$L = \frac{f_2 * S_p}{f_{2i} * Z} \quad (4.18)$$

$$L = \frac{0,25 * 0,002}{57,6 * 10^{-6} * 15} = 0,579 \text{ м} .$$

Прийmemo довжину труб $L^* = 0,58 \text{ м}$, вточнимо швидкість повітря

$$w_1^* = \frac{w_1 * L}{L^*} \quad (4.19)$$

$$w_1^* = \frac{2,5 * 0,579}{0,58} = 2,496 \text{ м/с} .$$

8. Визначимо необхідну площу живого перетину для проходу води:

$$f_2 = \frac{\dot{G}_2}{\rho_2 * w_2} \quad (4.20)$$

$$f_2 = \frac{4}{999,7 * 0,9} = 0,00444 \text{ м}^2 .$$

9. Площа прохідного перерізу трубки:

$$f_{2i} = \frac{\pi * d_{BH}^2}{4} \quad (4.21)$$

$$f_{2i} = \frac{\pi * 0,02^2}{4} = 3,14 * 10^{-4} \text{ м}^2 .$$

10. Визначимо кількість заходів для води:

$$n_{зах} = \frac{f_2}{f_{2i}} \quad (4.22)$$

$$n_{зах} = \frac{0,00444}{0,000314} = 14,15 .$$

Прийmemo кількість заходів для води рівним $n_{зах}^* = 15$

Уточнимо швидкість течії для води:

$$w_2^* = \frac{w_2 * n_{зах}}{n_{зах}^*} \quad (4.23)$$

$$w_2^* = \frac{0,9 * 14,15}{15} = 0,849 \text{ м/с} .$$

4.1.5 Коефіцієнт теплопередачі

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_c}{\lambda_{ст}}\right) * \frac{F_{рс}}{F_c} + \frac{1}{\alpha_{пр}}} \quad (4.24)$$

$$\alpha_{1пр} = \frac{\alpha_1 * (F_p * \eta_p + F_{п})}{F_{рс}} \quad (4.25)$$

Где η_p - ККД ребра.

4.6 Коефіцієнт тепловіддачі повітря

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_1}{S_p} * c * \left(\frac{w_1 * S_p}{v_1}\right)^m * \left(\frac{d_H}{S_p}\right)^{-0,54} * \left(\frac{h_p}{S_p}\right)^{-0,14} \quad (4.26)$$

Де

$$h_p = \frac{D - d_H}{2} - \text{висота ребра} \quad (4.27)$$

$$h_p = \frac{50 - 22}{2} = 14 \text{ мм}$$

Для шахових пучків труб з круглими ребрами: $c=0.223$; $m=0.65$.

$$\alpha_1 = \frac{\lambda}{S_p} * c * \left(\frac{w_1 * S_p}{v_1}\right)^m * \left(\frac{d_H}{S_p}\right)^{-0,54} * \left(\frac{h_p}{S_p}\right)^{-0,14} \quad (4.28)$$

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \frac{0,025736}{0,002} * 0,223 * \left(\frac{2,496 * 0,002}{1,49363 * 10^{-5}}\right)^{0,65} * \left(\frac{0,022}{0,002}\right)^{-0,54} * \left(\frac{0,014}{0,002}\right)^{-0,14} = \\ &= 26,171 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}. \end{aligned}$$

Для вологого повітря замість α_1 будемо використовувати $\alpha_{1усл}$

$$\alpha_{1усл} = \alpha_1 * \xi \quad (4.29)$$

Де ξ – коефіцієнт волого випадіння, при температурі вище 0°C

$$\xi = 1 + 2480 * \frac{(d_1 - d_2)}{(t'_1 - t''_1)} \quad (4.30)$$

Де d_1 и d_2 – вологовміст повітря на вході і на виході з теплообмінного

апарату. $\xi = 1 + 2480 * \frac{(21,5 - 8,5) * 10^{-3}}{(30 - 12)} = 2,791$.

$$\alpha_{1усл} = 26,171 * 2,791 = 73,047 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}.$$

4.1.7 Приведений коефіцієнт тепловіддачі для повітря

Для цього знайдемо ККД ребра:

$$\eta_p = \frac{4 \cdot \varphi \cdot d_H}{m \cdot (D^2 - d_H^2)} \quad (4.31)$$

$$\text{Де, } m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{1\text{усл}}}{\lambda_p \cdot \delta_p}} \quad (4.32)$$

$$\text{Таким чином } m = \sqrt{\frac{2 \cdot 73,047}{105 \cdot 0,0003}} = 68,1 .$$

φ – коефіцієнт визначається за допомогою графіка (рисунок 4.2)

$$\varphi = (mr_H; m(R-r_H))$$

$$mr_H = m \cdot \frac{d_H \cdot 10^{-3}}{2} \quad (4.33)$$

$$mr_H = 68,1 \cdot \frac{22 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,749 .$$

$$m(R-r_H) = m \cdot \left(\frac{D_p \cdot 10^{-3}}{2} - \frac{d_H \cdot 10^{-3}}{2} \right) \quad (4.34)$$

$$m(R-r_H) = 68,1 \cdot \left(\frac{50 \cdot 10^{-3}}{2} - \frac{22 \cdot 10^{-3}}{2} \right) = 0,95 .$$

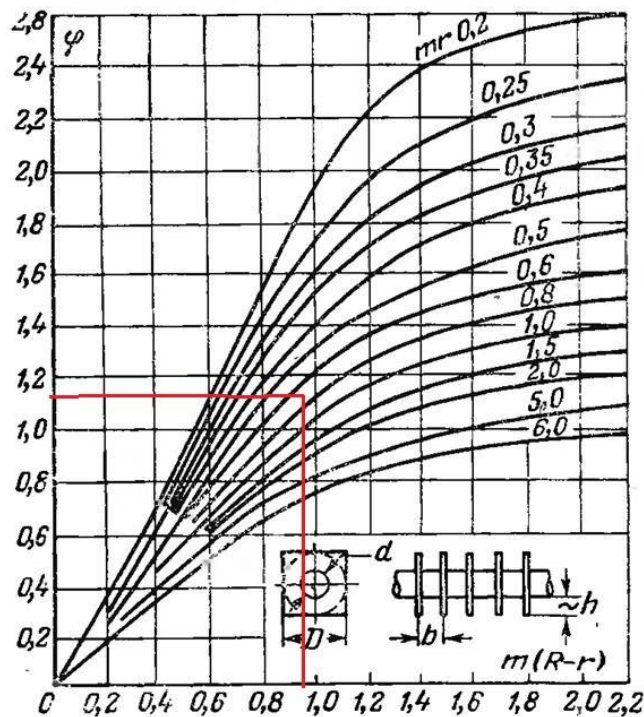


Рисунок 4.2 - Графік для визначення коефіцієнта φ в тепловому розрахунку поверхні з круглими ребрами [7, 8].

ККД ребра дорівнює:

$$\eta_p = \frac{4 * \varphi * d_H}{m * (D_p^2 - d_H^2)} \quad (4.35)$$

$$\eta_p = \frac{4 * 1,14 * 0,022}{68,1 * (0,050^2 - 0,022^2)} = 0,59.$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі для повітря дорівнює:

$$\alpha_{1пр} = \frac{\alpha_1 * (F_p * \eta_p + F_{II})}{F_{pc}}$$

$$\alpha_{1пр} = \frac{26,171 * (1,582 * 0,59 + 0,069)}{1,65164} = 15,912 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}.$$

Знайдемо коефіцієнт тепловіддачі води, яка тече всередині трубок:

$$\alpha_2 = \frac{Nu * \lambda_2}{d_{BH}} \quad (4.36)$$

$$Nu = 0,024 * Re^{0,8} * Pr_{ж}^{0,43} * \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c}\right)^{0,25} * \varepsilon_l \quad (4.37)$$

$$Re = \frac{w_2^* * d_{BH}}{v_2} \quad (4.38)$$

$$Re = \frac{0,849 * 0,020}{1,56 * 10^{-6}} = 10891,17633.$$

$$Nu = 0,024 * 10891,17633^{0,8} * 10,3^{0,43} * \left(\frac{10,3}{7,02}\right)^{0,25} * 1,16 = 141,7340174.$$

4.1.8 Коефіцієнт тепловіддачі води

$$\alpha_2 = \frac{141,734 * 0,573}{0,020} = 4060,679 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}.$$

Коефіцієнт теплопередачі дорівнює:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{4060,679} + \frac{0,001}{105}\right) * \frac{1,65164}{0,068} + \frac{1}{15,912}} = 14,374 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{°C}}.$$

4.1.9 Середньо логарифмічний температурний напір

$$\overline{\Delta t}_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} \quad (4.39)$$

Де

$$\Delta t_6 = t'_1 - t''_2 \quad (4.40)$$

$$\Delta t_M = t''_1 - t'_2 \quad (4.41)$$

$$\Delta t_6 = 30 - 10 = 20^\circ\text{C} .$$

$$\Delta t_M = 12 - 7,77 = 4,229^\circ\text{C} .$$

Тоді

$$\overline{\Delta t}_{\text{cp}} = \frac{20 - 4,2}{\ln \frac{20}{4,2}} = 10,15^\circ\text{C} .$$

4.1.10 Площі теплообмінної поверхні

$$F_{\text{ТА}} = \frac{Q}{K * \overline{\Delta t}_{\text{cp}}} \quad (4.42)$$

$$F_{\text{ТА}} = \frac{37463}{14,374 * 10,15} = 256,753 \text{ м}^2 .$$

Знайдемо кількість рядів труб:

$$n_{\text{ряд}} = \frac{F_{\text{ТА}}}{z * L * F_{\text{рс}}} \quad (4.43)$$

$$n_{\text{ряд}} = \frac{256,753}{15 * 0,58 * 1,65164} = 17,868252 .$$

Прийmemo кількість рядів рівним $n_{\text{ряд}}^* = 18$

Визначимо площу поверхні теплообміну в порівнянні з розрахунковим значенням:

$$F_{\text{ТА}}^* = z * L * F_{\text{рс}} * n_{\text{ряд}}^* \quad (4.44)$$

$$F_{\text{ТА}}^* = 15 * 0,58 * 1,65164 * 18 = 258,646 \text{ м}^2 .$$

Фактична площа в порівнянні з розрахунковою більше на, %:

$$\delta_F = \frac{F_{\text{ТА}}^* - F_{\text{ТА}}}{F_{\text{ТА}}} * 100\% \quad (4.45)$$

$$\delta_F = \frac{258,646 - 256,753}{256,753} * 100 = 0,737\% .$$

4.2 Компонування теплообмінного апарату

Прийнята довжина ТА $L^* = 0,58$ м.

Прийняте кількість заходів для води $n_{\text{зах}}^* = 15$.

Прийнято кількість рядів $n_{\text{ряд}}^* = 18$.

Прийнята висота ТА:

$$H = S_1 \cdot z + S_1 \quad (4.46)$$

$$H = 0,055 \cdot 15 + 0,055 = 0,88 \text{ м.}$$

Прийнята ширину ТА:

$$B = S_2 \cdot n_{\text{ряд}}^* + S_2 \quad (4.47)$$

$$B = 0,050 \cdot 18 + 0,050 = 0,95 \text{ м.}$$

4.3 Гідравлічний розрахунок теплообмінного апарату

Виконуємо у відповідності до [5].

Повний гідравлічний опір:

$$\Delta P = (\Delta P_{тр} + \Sigma \Delta P_M) * n_{зах} \quad (4.48)$$

где $\Delta P_{тр}$ – гідравлічний опір тертя, Па;

$\Sigma \Delta P_M$ – сума втрат тиску в місцевих опорах, Па;

1.3.1 Гідравлічний опір тертя

$$\Delta P_{тр} = \xi_{тр} * \frac{L}{d_{вн}} * \frac{\rho_2 * w_2^2}{2} \quad (4.49)$$

$$\Delta P_{тр} = 0,0309 * \frac{10,44}{0,022} * \frac{999,7 * 0,75^2}{2} = 5831,989 \text{ Па} .$$

де ξ – коефіцієнт втрат на тертя:

$$\xi_{тр} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (4.50)$$

$$\xi_{тр} = \frac{0,3164}{10891,17^{0,25}} = 0,03097 .$$

$$L = L^* * n \quad (4.51)$$

де L – загальна довжина трубок в одному заході:

$$L = 0,58 * 18 = 10,44 \text{ м} .$$

4.3.1 Місцеве гідравлічний опір

$$\Delta P_M = \xi_{M_2} * \frac{\rho_2 * w_2^2}{2} * n \quad (4.52)$$

Де $n = 17$ -

кількість колін по ходу теплоносія, при даній компоновці

Таблиця 4.1 - Визначення ξ_M для окремих випадків [1,5]

φ	R/d_{BH}				
	1	1,5	2	3	4
60	0,32	0,25	0,21	0,18	0,16
90	0,41	0,34	0,30	0,24	0,22
120	0,50	0,40	0,34	0,27	0,24
180	0,60	0,48	0,40	0,32	0,28

$$\frac{R_M}{d_{BH}} = \frac{0,0275}{0,022} = 1,25 .$$

З цього виходить що $\xi_{M_2} = 0,54$

$$\Delta P_M = 0,54 \cdot \frac{999,7 \cdot 0,8495^2}{2} \cdot 17 = 3311,472 \text{ Па} .$$

Раптове розширення з патрубку в колектор

$$\Delta P_M = \xi_{M_{II}} * \frac{\rho_2 * w_{II}^2}{2}$$

$$W_{II} = \frac{G_2}{\rho_2 * F_{II}}$$

$$W_{II} = \frac{4 \cdot 4}{999,7 * \pi \cdot 0,04^2} = 3,19 \text{ м/с} .$$

За формулою Борда коеф. місцевих втрат

$$\xi_{M\Pi} = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$$

$$\xi_{M\Pi} = \left(1 - \left(\frac{0,04}{0,054}\right)^2\right)^2 = 0,204 .$$

$$\Delta P_M = 0,204 * \frac{999,7 * 3,19^2}{2} = 1038 \text{ Па} .$$

Раптове звуження з патрубкa в колектор

За формулою Ідельчик коеф. місцевих втрат

$$\xi_{M\Pi} = 0,5 * \left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)^{0,75}$$

$$\xi_{M\Pi} = 0,5 * \left(1 - \left(\frac{0,04}{0,054}\right)^2\right)^{0,75} = 0,275 .$$

$$\Delta P_M = 0,275 * \frac{999,7 * 3,19^2}{2} = 1400 \text{ Па} .$$

Повний гідравлічний опір дорівнюватиме

$$\Delta P = (5831,989 + 3311,472) * 15 + 1038 + 1400 = 137151,9366 \text{ Па} .$$

Потужність на прокачування води дорівнює:

$$N_2 = V_2 * \Delta P \tag{4.53}$$

$$V_2 = G_2 / \rho_2 \tag{4.54}$$

$$V_2 = \frac{4}{999,7} = 0,0040012 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$N_1 = 0,0040012 * 137151,9366 = 548,772 \text{ Вт} .$$

4.3.2 Аеродинамічний опір

Аеродинамічний опір поперечно обтічних пучків оребрених труб визначається за формулою:

$$\Delta P_{\text{возд.}} = 1,35 * n_{\text{ряд}}^* \left(\frac{h_p}{d_H}\right)^{0,45} * \left(\frac{S_p}{d_H}\right)^{-0,72} * Re_{\text{возд.}}^{-0,24} * \frac{w_1^2 * \rho_1}{2} \quad (4.59)$$

Число Рейнольдса для даного режиму течії повітря.

$$Re_{\text{возд.}} = \frac{w_1 * d_{\text{ЭКВ}}}{\nu} \quad (4.55)$$

$$d_{\text{ЭКВ}} = \frac{2 * (S_1 - d_H) * (S_p - \delta_p)}{(S_1 - d_H) + (S_p - \delta_p)} \quad (4.56)$$

$$d_{\text{ЭКВ}} = \frac{2 * (0,055 - 0,022) * (0,002 - 0,0003)}{(0,055 - 0,022) + (0,002 - 0,0003)} = 0,0032 \text{ м.}$$

$$Re_{\text{возд.}} = \frac{2,496 * 0,0032}{14,9363 * 10^{-6}} = 540,443.$$

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{возд.}} &= 1,35 * 18 \left(\frac{0,014}{0,022}\right)^{0,45} * \left(\frac{0,002}{0,022}\right)^{-0,72} * 540,443^{-0,24} * \frac{2,496^2 * 1,199}{2} \\ &= 163,0966 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Потужність на прокачку повітря дорівнює:

$$N_1 = V_1 * \Delta P_{\text{возд.}} \quad (4.57)$$

$$V_1 = G_1 / \rho_1 \quad (4.58)$$

$$V_1 = \frac{0,75}{1,199} = 0,625 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

$$N_1 = 0,625 * 163,0966 = 102,0204 \text{ Вт.}$$

4.4 Розрахунок на міцність

4.4.1 Розрахунок на міцність труб під внутрішнім тиском

У розрахунках приймалося, що товщина стінки труби $\delta = 0,001$ м. Розрахунок на міцність до перевірки цього розміру:

$$[\delta] \geq \frac{p \cdot d_{нар}}{2[\sigma]_н \cdot \varphi - p} + C, \quad (4.59)$$

$$[\delta] \geq \frac{p \cdot d_{нар}}{2[\sigma]_T \cdot \varphi - p} + C, \quad (4.60)$$

де $[\sigma]_н$ - межа міцності, для латуні $[\sigma]_н = 450$ МПа,

$[\sigma]_T$ - межа плинності, для латуні $[\sigma]_T = 100$ МПа;

φ - коефіцієнт міцності поздовжнього зварного шва, $\varphi = 1$

C – прибавка на корозію, прийmemo C = 0,0008;

P = 139173 Па

$$[\delta] \geq \frac{139179 \cdot 0,01}{2 \cdot 450 \cdot 10^6 \cdot 1 - 139179} + 0,0008 = 8,037 \cdot 10^{-4} \text{ м, .}$$

$$[\delta] \geq \frac{139179 \cdot 0,024}{2 \cdot 100 \cdot 10^6 \cdot 1 - 139179} + 0,0008 = 8,167 \cdot 10^{-4} \text{ м, .}$$

В обох випадках $\delta > [\delta]$, що задовольняє міцності вимогам. В обох випадках $\delta > [\delta]$, що міцності вимогам. Також в розрахунку на міцність труби під внутрішнім тиском необхідний визначити максимально допустимий тиск:

$$[p]_{max} = \frac{2 \cdot [\sigma]_T \cdot \varphi \cdot (\delta - C)}{d_{вн} + (\delta - C)}; \quad (4.61)$$

$$[p]_{max} = \frac{2 * 100 * 10^6 * 1 * (0,001 - 0,0008)}{20 * 10^{-3} + (0,001 - 0,0008)} = 1,98 * 10^6 \text{ Па.}$$

$$P < [p]$$

4.4.2 Визначаємо максимальну короткочасне тиск

$$[p]_{\text{крат}} = \frac{2 \cdot [\sigma]_B \cdot \varphi \cdot (\delta - C)}{d_{\text{вн}} + (\delta - C)}; \quad (4.62)$$

$$[p]_{\text{крат}} = \frac{2 * 450 * 10^6 * 1 * (0,001 - 0,0008)}{20 * 10^{-3} + (0,001 - 0,0008)} = 8,91 * 10^6 .$$

4.4.3. Визначаємо запас міцності

$$K = \frac{[p]_{\text{крат}}}{[p]_{\text{max}}}, \quad (4.63)$$

$$K = \frac{8,91 * 10^6}{1,98 * 10^6} = 4,5 .$$

4.4.4. Розрахунок на міцність паяного з'єднання

Розрахуємо нахльостане паяне з'єднання на міцність, тобто визначимо мінімальну довжину перепуску. Для цього використовуємо співвідношення:

$$[l] = \frac{[\sigma_p] \cdot S}{[\tau_{cp}] \cdot 2 \cdot \pi \cdot R}, \quad (4.64)$$

де $[\sigma_p]$ - допустиме напруження при розтягуванні для основного матеріалу, тобто для латуні, $[\sigma_p] = 130$ МПа.

$[\tau_{cp}]$ - допустиме напруження при зрізі, $[\tau_{cp}] = 190$ МПа.

S – площа шва,

$$S = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot l, \quad (4.65)$$

де $l = 0,01$ – прийнята довжина нехльосткі;

$$S = 2 \cdot \pi \cdot 0,0275 \cdot 0,01 = 0,00172 \text{ Па} .$$

тоді

$$[l] = \frac{130 \cdot 10^6 \cdot 0,00172}{190 \cdot 10^6 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,0275} = 6,81 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

4.4.5 Визначаємо допустимий робочий тиск

Наведене напруга розраховується за формулою:

$$\sigma_{np} = \frac{p \cdot [d_n - (\delta - C)]}{2 \cdot \phi \cdot (\delta - C)} \quad (4.66)$$

$$\sigma_{np} = \frac{137179 * [0,022 - (0,001 - 8 * 10^{-4})]}{2 * 1 * (0,001 - 8 * 10^{-4})} = 7,544 \text{ МПа.}$$

4.4.6 Визначаємо допустимий робочий тиск

$$p = \frac{2 \cdot \delta \cdot \phi \cdot [\sigma]}{d_{en} + \delta} \quad (4.67)$$

$$p = \frac{2 * 0,001 * 1 * 450 * 10^6}{0,022 + 0,001} = 42,85 \text{ МПа.}$$

4.5 Маса теплообмінного апарату

Теплообмінний апарат складається з латунних труб і ребр, сталевго корпусу, сполучних колін, тому маса всього воздухоохладителя складається з маси цих елементів:

$$m = m_{\text{труб}} + m_{\text{ск}} + m_{\text{корп}} + m_{\text{реб}} + m_{\text{коллекторов}}, \quad (4.68)$$

4.5.1 Маса труб

$$m_{\text{труб}} = \rho_{\text{латуни}} \cdot \frac{\pi \cdot n_{\text{тр}} \cdot L^*}{4} (d_{\text{нар}}^2 - d_{\text{вн}}^2) \cdot n_{\text{зах}}^* \quad (4.69)$$

де $\rho_{\text{латуни}} = 8600 \text{ кг/м}^3$ – густина.

$$m_{\text{труб}} = 8600 \cdot \frac{3,14 \cdot 18 \cdot 0,58}{4} \cdot (0,022^2 - 0,02^2) \cdot 15 = 88,805 \text{ (кг.)}.$$

4.5.2 Маса сполучних колін

$$m_{\text{ск}} = \left(\rho_{\text{латуни}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{\text{н}}^2 - d_{\text{вн}}^2) \cdot R + 2 \cdot L^* \cdot (d_{\text{н}}^2 - d_{\text{вн}}^2) \right) \cdot n \quad (4.70)$$

де $d_{\text{нар.к}}^2$ - зовнішній діаметр з'єднувального коліна в місці припаювання,

$d_{\text{вн.к}}^2$ - внутрішній діаметр з'єднувального коліна в місці припаювання,

L^* – довжина паяного шва:

$$m_{\text{ск}} = \left(8600 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (0,022^2 - 0,020^2) \cdot 0,0275 + 2 \cdot 0,01 \cdot (0,022^2 - 0,020^2) \right) \cdot 17 = 6,312 \text{ (кг.)}.$$

4.5.3 Маса ребр

Маса одного ребра дорівнює:

$$m_{p_1} = \pi * \delta_p * h_p * (d_p + h_p) * \rho_p \quad (4.71)$$

$$m_{p_1} = 3,14 * 0,0003 * 0,014 * (0,022 + 0,014) * 8600 = 4,08 * 10^{-3} \text{кг} .$$

Кількість ребр на одній ділянці труби (0,58 м)

$$N_p = \frac{L^*}{\delta_p + s_p} \quad (4.72)$$

$$N_p = \frac{0.58}{0.0003 + 0.002} = 252 \text{шт.}$$

Загальна кількість ребр:

$$\sum N_p = N_p * n_{\text{зах}}^* * n_{\text{ряд}}^* \quad (4.73)$$

Де n_1 - число ділянок труб в одному заході.

$$\sum N_p = 252 * 15 * 18 = 68087 \text{ шт.}$$

Маса всіх ребр ТА:

$$\sum m_p = m_{p_1} * \sum N_p \quad (4.74)$$

$$\sum m_p = 4,03 * 10^{-3} * 68087 = 278 \text{кг} .$$

4.5.4 Маса корпусу

$$m_{\text{корп}} = \left[\left(\delta_{\text{корп}} * (H * B - 2 * n_{\text{ряд}}^* * \frac{\pi * d_{\text{н}}^2}{4} * n_{\text{зах}}^*) \right) * \rho_{\text{корп}} \right] * 2 \quad (4.75)$$

де $\delta_{\text{корп}} = 2\text{мм}$. – товщина корпусу;

$\rho_{\text{корп}} = 7820 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$. – густина.

$$\begin{aligned} m_{\text{корп}} &= \left[\left(0,002 * (0,88 * 0,95 - 2 * 18 * \frac{\pi * 0,022^2}{4} * 15) \right) * 7820 \right] * 2 = \\ &= 19,73 \text{ кг} . \end{aligned}$$

4.5.5 Маса колекторів

$$m_{\text{кол}} = \left[\rho_{\text{латуни}} * \frac{\pi * l_{\text{кол}}}{4} * (d_{\text{н}}^2 - d_{\text{вн}}^2) + \rho_{\text{латуни}} * \frac{\pi * n_{\text{трк}} * l_{\text{патр}}}{4} * * (d_{\text{н}}^2 - d_{\text{вн}}^2) \right] * 2 \quad (4.76)$$

$$\begin{aligned} m_{\text{кол}} &= \left[8600 * \frac{\pi * 0,88}{4} * (0,044^2 - 0,042^2) + 8600 * \frac{\pi * 15 * 0,050}{4} * * (0,022^2 - 0,020^2) \right] * 2 = 2,89\text{кг} . \end{aligned}$$

4.5.6 Повна маса теплообмінного апарату

$$m = 88,805 + 6,312 + 278 + 19,73 + 2,89 = 395,74\text{кг} .$$

5 Проектувальний розрахунок конденсатора

Виконаємо розрахунок параметрів циклу холодильної машини [4, 10, 12].

Вхідні параметри:

- холодоносії фреон- R12;
- кількість теплоти, яка підводиться в випарнику - 37463 Вт;
- ізоентропічна ефективність компресора - 1;
- об'ємна ефективність компресора – 1;
- переохолодження на виході конденсатора – 5 К;
- перегрів на виході з випарника – 5 К;
- температура насичена в конденсаторі - 40 °С;
- температура насичення в випарнику – (-2)°С.

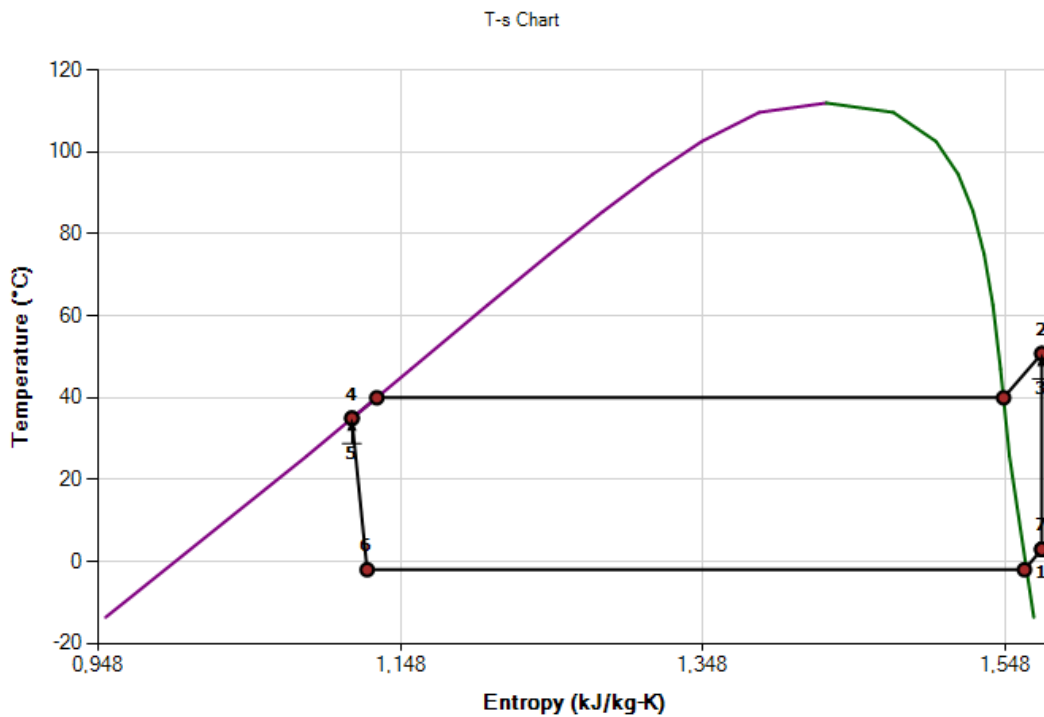


Рисунок 5.1 – Цикл холодильної машини в Т-s діаграмі

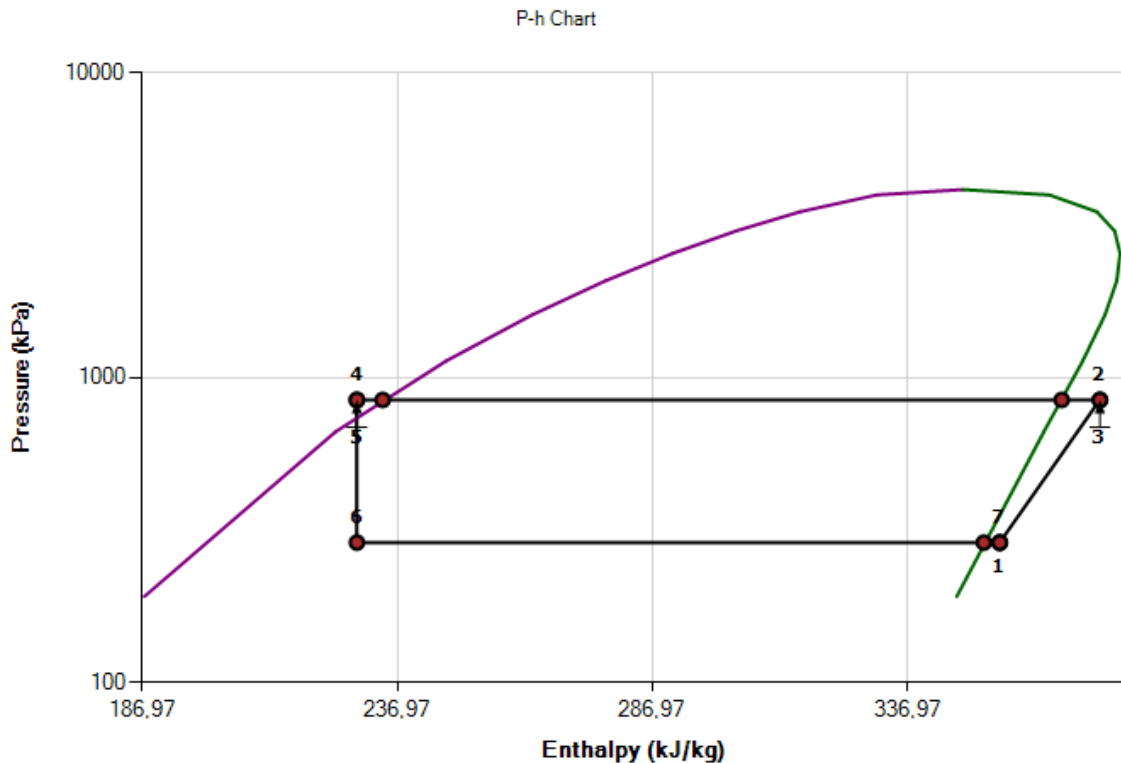


Рисунок 5.2 – Цикл холодильної машини в P-h діаграмі

Розрахуємо потужність холодильної машини. Для цього, до теплоти яка підводиться в випарнику додаємо потужність компресора

$$Q_k = Q + Q_{\text{комп}} \quad (5.1)$$

$$Q_k = 37463 + 5837 = 43299,79 \text{ Вт.}$$

Виконаємо проектувальний розрахунок конденсатора для паро компресійної холодильної машини, в якому гарячий теплоносій фреон R12 конденсується. Необхідна потужність для забезпечення теплового режиму становить 43,299 кВт. Умовно розділимо теплообмінник на три зони: I зона - зона, в якій фреон знаходиться в пароподібному стані, II зона - зона, в якій відходить фазовий перехід, двофазне стан фреону, III зона - зона, в якій фреон знаходиться в рідкому стані.

Вихідними даними для розрахунку теплообмінного апарату є:

- потужність ТОА $Q_k = 43299 \text{ Вт}$

ентальпії на кордонах ділянок: $i_{1к} = 377,01 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ $i_{2к} = 366,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

$i_{3к} = 235 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ $i_{4к} = 234,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

теплоємність повітря: $Cpv_k = 1005 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$.

Перша ділянка:

- температура повітря на вході $T'_{2к} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$.

- температура фреону на вході $T'_{1к} = 50,79$ °С.

- температура фреону на виході $T_{11к} = 40$ °С.

Друга ділянка:

- температура фреону на вході $T_{11к} = 40$ °С.

- температура фреону на виході $T_{12к} = 40$ °С.

Третя ділянка:

- температура повітря на виході $T''_{2к} = 35$ °С.

- температура фреону на вході $T_{12к} = 35$ °С.

- температура фреону на виході $T''_{1к} = 36$ °С.

Знаючи потужність і різницю ентальпій, ми можемо знайти витрата фреону:

$$G_{фк} = \frac{Q_{1к}}{i_{1к} - i_{4к}} \quad (5.2)$$

$$G_{фк} = \frac{43299,79}{377010 - 234100} = 302,9 = 0,3029 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Витрата повітря

$$G_{вк} = \frac{Q_{1к}}{c_{pvк}(T''_{2к} - T'_{2к})} \quad (5.3)$$

$$G_{вк} = \frac{43299,79}{1005 * (35 - 30)} = 8,616 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Схема руху теплоносіїв - протитечія;



Рисунок 5.3 - Схема руху теплоносіїв

Необхідно провести теплової, компонований, гідравлічний та міцностний розрахунки даного теплообмінного апарату.

Конструктивні характеристики ТООА:

Теплообмінник виконується у вигляді шахового пучка труб з колективним ребрами.

Приймаємо характеристики труб:

- внутрішній діаметр трубки $d_{\text{внк}} = 0,012$ м;
- зовнішній діаметр трубки $d_{\text{нк}} = 0,014$ м;
- товщина стіни труби $\delta_{\text{к}} = 0,001$ м;
- матеріал труб – алюміній А5 ГОСТ 11069-2001.

Характеристики ребер:

- теплопровідність ребр $\lambda_{\text{рк}} = 220 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$; - шаг ребр $S_{\text{рк}} = 0,004$ м;
- товщина ребра $\delta_{\text{рк}} = 0,0003$ м; - матеріал ребр – алюміній АД1 ГОСТ 21631-76. - поперечний і поздовжній крок труб $S_{1\text{к}} = 0,03$ м; $S_{2\text{к}} = 0,025$ м;
- діаметр ребер

$$D_{\text{к}} = \frac{2 \cdot S_{1\text{к}} \cdot S_{2\text{к}}}{S_{1\text{к}} + S_{2\text{к}}} \quad (5.4)$$

$$D_{\text{к}} = \frac{2 * 0,003 * 0,025}{0,003 + 0,025} = 0,027 \text{ м.}$$

5.1 Тепловий розрахунок теплообмінного апарату

5.1.2 Визначення потрібної площі теплообміну

Загальна теплова потужність $Q_K = 43299,79$ кВт являє собою суму теплоти, що виділяються на ділянках, тобто $Q_K = Q_{IK} + Q_{IIK} + Q_{IIIK}$. На підставі викладених чинників визначаємо площу теплообміну на кожній ділянці.

5.1.3 Розрахунок теплообміну в I зоні

Для початку знайдемо теплову потужність для даної ділянки за допомогою рівняння теплового балансу:

$$Q_{IK} = G_{фк} \cdot (i_{1к} - i_{2к}) \quad (5.5)$$

$$Q_{IK} = 0,2973 \cdot (377010 - 366500) = 3184,38 \text{ Вт.}$$

Знаючи нашу теплову потужність, витрата повітря, температуру повітря на вході можемо знайти невідому температуру повітря на виході $T_{21к}$:

$$T_{21к} = T'_{2к} + \frac{Q_{IK}}{c_{pBK} \cdot G_{BK}} \quad (5.6)$$

$$T_{21к} = 30 + \frac{3184,38}{1005 \cdot 8,616} = 30,36 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Знаючи все температури на цій ділянці знаходимо середньо логарифмічний температурний напір

$$t_{бк} = T'_{1к} - T'_{2к} \quad (5.7)$$

$$t_{бк} = 50,79 - 30 = 20,79^\circ\text{C.}$$

$$t_{мк} = T_{11к} - T_{21к} \quad (5.8)$$

$$t_{мк} = 40 - 30,41 = 9,63 \text{ }^\circ\text{C.}$$

$$\Delta t_{IK} = \frac{(t_{бк} - t_{мк})}{\ln\left(\frac{t_{бк}}{t_{мк}}\right)} \quad (5.9)$$

$$\Delta t_{IK} = \frac{20,79 - 9,63}{\ln\left(\frac{20,79}{9,63}\right)} = 14,5 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Все теплофізичні властивості теплоносіїв беруться за їх середнім температура:

$$T_{\text{ср1к}} = \frac{T'_{1к} + T_{11к}}{2} \quad (5.10)$$

$$T_{\text{ср1к}} = \frac{50,79 + 40}{2} = 45,395^\circ\text{C}.$$

$$T_{\text{ср2к}} = \frac{T'_{2к} - T_{21к}}{2} \quad (5.11)$$

$$T_{\text{ср2к}} = \frac{30 + 30,41}{2} = 30,2^\circ\text{C}.$$

За таблицями визначаємо теплофізичні властивості фреону і повітря.

Для повітря при середній температурі $T_{\text{ср2к}} = 30,2^\circ\text{C}$. [1, 2, 7, 8, 13]

$$\rho_{1\text{BK}} = 1,15 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \lambda_{1\text{BK}} = 0,027 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}, \nu_{1\text{BK}} = 16,7 * 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}, Cp_{1\text{BK}} = 1005 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$$

$$Pr_{1\text{BK}} = 0,7$$

Для фреона при середній температурі $T_{\text{ср1к}} = 45,395^\circ\text{C}$: [1, 2, 7, 8, 13]

$$\rho_{11\text{фк}} = 52,48 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \lambda_{11\text{фк}} = 0,011 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}, \nu_{11\text{фк}} = 0,2637 * 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}},$$

$$Cp_{11\text{фк}} = 769,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}, Pr_{11\text{фк}} = 0,968$$

Визначаємо геометричні параметри теплообмінного апарату:

площа живого перетину одного міжреберних каналу в поперечному ряду пучка

$$f_{2ik} = (S_{1к} - d_{\text{HK}}) * S_{\text{рк}} - (D_{к} - d_{\text{HK}}) * \delta_{\text{рк}} \quad (5.12)$$

$$f_{2ik} = (0,03 - 0,014) * 0,004 - (0,027 - 0,012) * 0,0003 = 6,001 * 10^{-5} \text{м}.$$

Число ребр на 1м довжини трубки

$$N_{к} = \frac{1000}{S_{\text{рк}}} \quad (5.13)$$

$$N_{к} = \frac{1000}{0,004} = 250$$

Знайдем площа поверхні ребр

$$F_{\text{рк}} = \frac{2 * \pi * N * (D_{к}^2 - d_{\text{HK}}^2)}{4} \quad (5.14)$$

$$F_{\text{рк}} = \frac{2 * 3,14 * 250 * (0,027^2 - 0,014^2)}{4} = 0,215 \text{ м}^2.$$

Поверхня 1м трубки, вільна від ребр

$$F_{нк} = \pi * d_{нк} - N_{к} * \pi * d_{нк} * \delta_{рк} \quad (5.15)$$

$$F_{нк} = 3,14 * 0,014 - 250 * 3,14 * 0,014 * 0,0003 = 0,041 \text{ м}^2.$$

Повна зовнішня ребриста поверхня

$$F_{рск} = F_{рк} + F_{нк} \quad (5.16)$$

$$F_{рск} = 0,215 + 0,041 = 0,256 \text{ м}^2.$$

Внутрішня поверхня труби

$$F_{ск} = \pi * d_{внк} \quad (5.17)$$

$$F_{ск} = 3,14 * 0,012 = 0,038 \text{ м}^2.$$

Швидкість повітря у вузькому перерізі пучка труб $W_{1к}=4\text{м/с}$; кількість труб в поперечному ряду $Z_{к}=20$; коефіцієнт теплових втрат $\eta_{к} = 1$

Площа прохідного перерізу трубки

$$f_{1тк} = \frac{\pi \cdot d_{внк}^2}{4} \quad (5.18)$$

$$f_{1тк} = \frac{3,14 \cdot 0,012^2}{4} = 1,131 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Швидкість фреона в трубах

$$w_{1фк} = \frac{G_{фк}}{Z_{к} \cdot \rho_{11фк} \cdot f_{1тк}} \quad (5.19)$$

$$w_{1фк} = \frac{0,3029}{20 \cdot 52,48 \cdot 1,131 \cdot 10^{-4}} = 1,703 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Площа живого перетину пучка ребристих труб для проходу повітря

$$f_{1к} = \frac{G_{вк}}{\rho_{1вк} \cdot w_{1ф}} \quad (5.20)$$

$$f_{1к} = \frac{8,61}{1,15 * 4} = 1,87 \text{ м}^2.$$

Довжина труб

$$L_{1к} = \frac{f_{1к} * S_{рк}}{f_{зік} * Z_{к}} \quad (5.21)$$

$$L_{1к} = \frac{1,87 * 0,004}{6,001 * 10^{-5} * 20} = 6,24 \text{ м}.$$

Приймаємо довжину труб $L_{кр}^* = 6,3 \text{ м}.$

Уточнюємо швидкість для проходу повітря

$$W_{1К}^* = W_{1К} * \frac{L_{1К}}{L_{кр}^*} \quad (5.22)$$

$$W_{1К}^* = 4 * \frac{6,24}{6,3} = 3,96 \frac{м}{с}$$

Площа живого перетину для проходу фреону:

$$f_{1фк} = \frac{G_{фк}}{\rho_{11фк} \cdot W_{1фк}} \quad (5.23)$$

$$f_{1фк} = \frac{0,3029}{52,48 \cdot 1,703} = 2,26 \cdot 10^{-3} м^2.$$

Визначимо кількість заходів для фреону

$$n_{1зк} = \frac{f_{1фк}}{f_{1тк}} \quad (5.24)$$

$$n_{1зк} = \frac{2,26 \cdot 10^{-3}}{1,131 \cdot 10^{-4}} = 20.$$

Прийняте кількість заходів $n_{зк}=20$.

Уточнимо швидкість фреону в трубах

$$W_{1фк}^* = \frac{W_{1фк} \cdot n_{зк}}{n_{зк}} \quad (5.25)$$

$$W_{1фк}^* = \frac{1,703 \cdot 20}{20} = 1,703 \frac{м}{с}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні труби

$$\alpha_{1к} = \frac{\lambda_{1вк} \cdot C}{S_{рк}} * \left(W_{1к}^* * \frac{S_{рк}}{v_{1вк}} \right)^m * \left(\frac{d_{нк}}{S_{рк}} \right)^{-0,54} * \left(\frac{h_{рк}}{S_{рк}} \right)^{-0,14} \quad (5.26)$$

Де C і m постійні коефіцієнти для шахових пучків труб з квадратними ребрами $C=0,223$ и $m=0,65$

Висота ребра:

$$h_{рк} = \frac{D_k - d_{нк}}{2} = \frac{0,027 - 0,014}{2} = 6,636 \cdot 10^{-3} м \quad (5.27)$$

$$h_{рк} = \frac{0,027 - 0,014}{2} = 6,636 \cdot 10^{-3} м$$

$$\alpha_{1к} = \frac{0,027 * 0,223}{4 * 10^{-3}} * \left(3,841 * \frac{4 * 10^{-3}}{1,67 * 10^{-5}} \right)^{0,65} * \left(\frac{0,014}{4 * 10^{-3}} \right)^{-0,54} * \left(\frac{0,0066}{4 * 10^{-3}} \right)^{-0,14} = 61,42 \frac{Вт}{м^2 * К}$$

Знайдемо коефіцієнт ефективності оребрення

$$\eta_{рк} = \frac{4 * \varphi_k * d_{нк}}{m_{рк} * (D_k^2 - d_{нк}^2)} \quad (5.28)$$

Коефіцієнт φ_k вибираємо по [1,6,7,8] (Рис. 5.4)

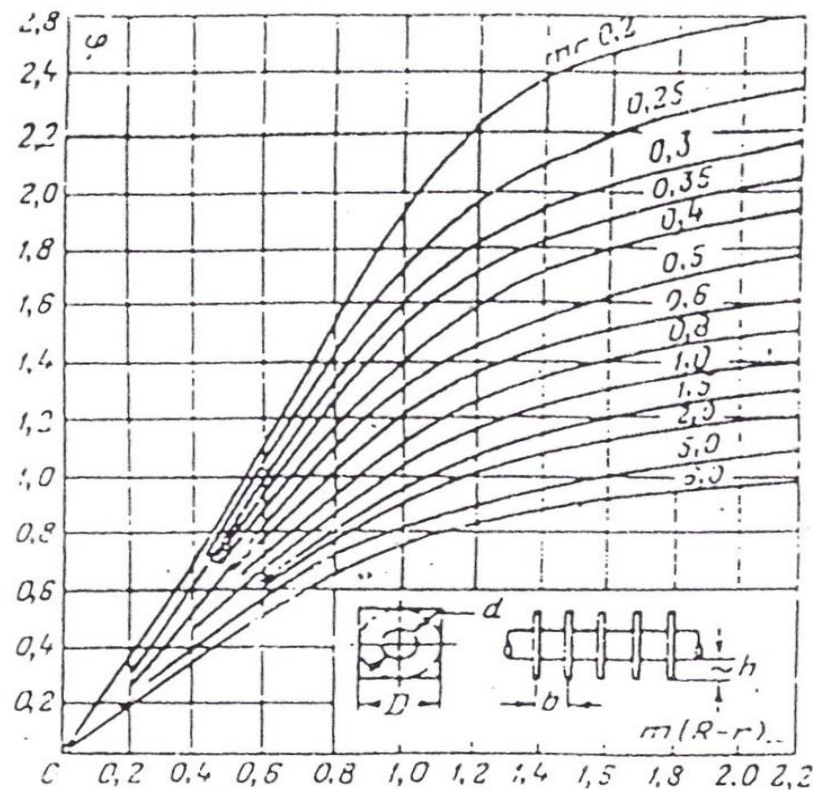


Рисунок 5.4 - Номограма визначення коефіцієнта φ_k в тепловому розрахунку ребристої поверхні

$$m_{рк} = \sqrt{\frac{2 * \alpha_{1к}}{\lambda_{рк} * \delta_{рк}}} \quad (5.29)$$

$$m_{рк} = \sqrt{\frac{2 * 61,42}{220 * 0,0003}} = 43,14$$

$$m_{рк} * \frac{d_{нк}}{2} = 43,14 * \frac{0,014}{2} = 0,302$$

$$m_{рк} * \left(\frac{D_k}{2} - \frac{d_{нк}}{2} \right) = 43,14 * \left(\frac{0,027}{2} - \frac{0,014}{2} \right) = 0,286$$

$$\varphi_k = 0,4$$

$$\eta_{pk} = \frac{4 * 40 * 0,014}{43,14 * (0,027^2 - 0,014^2)} = 0,947$$

Знайдемо наведений коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_{1kp} = \alpha_{1k} * \frac{F_{pk} * \eta_{pk} + F_{nk}}{F_{pck}} \quad (5.30)$$

$$\alpha_{1kp} = 60,18 * \frac{0,215 * 0,947 + 0,041}{0,256} = 58,72 \frac{Вт}{м^2 * К}$$

Знайдемо коефіцієнт тепловіддачі з боку фреону, який тече всередині трубок

$$Re_{1k} = \frac{w_{1fk}^* * d_{внк}}{\nu_{11fk}} \quad (5.31)$$

$$Re_{1k} = \frac{1,703 * 0,012}{0,2637 * 10^{-6}} = 77514,23386$$

$$Nu_{1k} = 0,021 * Re_{1k}^{0,8} * Pr_{2k} \quad (5.32)$$

$$Nu_{1k} = 0,021 * 77514,23386^{0,8} * 0,968 = 165,805$$

$$\alpha_2 = Nu_{1k} * \frac{\lambda_{11fk}}{d_{внк}} \quad (5.33)$$

$$\alpha_{11k} = 306,998 * \frac{0,011}{0,012} = 151,988 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Коефіцієнт теплопередачі ребристою стінки знайдемо за формулою

$$K_{pck} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{11k}} + \frac{\delta_{pk}}{\lambda_{pk}}\right) * \frac{F_{pck}}{F_{ск}} + \frac{1}{\alpha_{1kp}}} \quad (5.34)$$

$$K_{pck} = \frac{1}{\left(\frac{1}{151,988} + \frac{1 * 10^{-3}}{220}\right) * \frac{0,256}{0,038} + \frac{1}{58,72}} = 16,2 \frac{Вт}{м^2 * К}$$

Тепер знаходимо потрібну площу теплообміну для I перетину через рівняння теплопередачі:

$$F_I = \frac{Q_I}{k_{pc} * \Delta t_I} \quad (5.35)$$

$$F_I = \frac{3184,38}{16,2 * 14,5} = 13,54 \text{ м}^2$$

5.1.4 Розрахунок теплообміну у II зоні

Для початку знайдемо теплову потужність для даної ділянки за допомогою рівняння теплового балансу:

$$Q_{IIK} = G_{фк} \cdot (i_{2K} - i_{3K}) \quad (5.36)$$

$$Q_{IIK} = 0,2973 \cdot (366,5 - 239) = 38630,76 \text{ Вт.}$$

Знаючи нашу теплову потужність, витрата повітря, температуру повітря на вході можемо знайти невідому температуру повітря на виході t_{22} :

$$T_{22K} = T'_{2K} - \frac{Q_{IIK}}{c_{p1BK} \cdot G_{BK}} \quad (5.37)$$

$$T_{22K} = 30,41 + \frac{38630,76}{1005 \cdot 8,61} = 34,82 \text{ °C.}$$

Знаючи все температури на цій ділянці знаходимо середньо логарифмічний температурний напір:

$$t_{6K2} = T_{11K} - T_{21K} \quad (5.38)$$

$$t_{6K2} = 40 - 30,41 = 9,63 \text{ °C.}$$

$$t_{MK2} = T_{12K} - T_{22K} \quad (5.39)$$

$$t_{MK2} = 40 - 34,795 = 5,17 \text{ °C.}$$

$$\Delta t_{IIK} = \frac{(t_{6K2} - t_{MK2})}{\ln\left(\frac{t_{6K2}}{t_{MK2}}\right)} \quad (5.40)$$

$$\Delta t_{IIK} = \frac{9,63 - 5,17}{\ln\left(\frac{9,63}{5,17}\right)} = 7,17 \text{ °C.}$$

Все теплофізичні властивості теплоносіїв беруться за їх середнім температура:

$$T_{cpI2K} = \frac{T_{11K} + T_{12K}}{2} \quad (5.41)$$

$$T_{cpI2K} = \frac{40 + 40}{2} = 40 \text{ °C.}$$

$$T_{cp22K} = \frac{T_{21K} - T_{22K}}{2} \quad (5.42)$$

$$T_{cp22K} = \frac{30,41 + 34,795}{2} = 32,6 \text{ °C.}$$

За таблицями визначаємо теплофізичні властивості фреону і повітря.

Для повітря при середній температурі $T_{\text{ср}22\text{К}} = 32,6 \text{ }^\circ\text{C}$. [1, 2,7, 8, 13]

$$\rho_{2\text{ВК}} = 1,158 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \lambda_{2\text{ВК}} = 0,02687 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}, \nu_{2\text{ВК}} = 16,18 * 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}},$$

$$Cp_{2\text{ВК}} = 1005 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}, Pr_{2\text{ВК}} = 0,7$$

Для фреону при середній температурі $T_{\text{ср}12\text{К}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$. [1, 2,7, 8, 13]

$$\rho_{22\text{ФК}} = 1253 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \lambda_{22\text{ФК}} = 0,06366 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}, \nu_{22\text{ФК}} = 0,1547 * 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}},$$

$$Cp_{22\text{ФК}} = 788,14 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}, Pr_{22\text{ФК}} = 3,093, \rho_{22\text{парк}} = 55,036 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні труби

$$\alpha_{2\text{К}} = \frac{\lambda_{2\text{ВК}} * c}{S_{\text{рк}}} * \left(W_{1\text{К}}^* * \frac{S_{\text{рк}}}{\nu_{2\text{ВК}}} \right)^m * \left(\frac{d_{\text{НК}}}{S_{\text{рк}}} \right)^{-0,54} * \left(\frac{h_{\text{рк}}}{S_{\text{рк}}} \right)^{-0,14} \quad (5.43)$$

Де C і m постійні коефіцієнти для шахових пучків труб з квадратними ребрами $C=0,223$ і $m=0,65$

$$\alpha_{2\text{К}} = \frac{0,02687 * 0,223}{4 * 10^{-3}} * \left(3,963 * \frac{4 * 10^{-3}}{1,618 * 10^{-5}} \right)^{0,65} * \left(\frac{0,014}{4 * 10^{-3}} \right)^{-0,54} * \left(\frac{0,0066}{4 * 10^{-3}} \right)^{-0,14} = 62,39 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Знайдемо коефіцієнт ефективності оребрення

$$\eta_{\text{рк}} = \frac{4 * \varphi_{\text{К}} * d_{\text{НК}}}{m_{\text{парк}} * (D_{\text{К}}^2 - d_{\text{НК}}^2)} \quad (5.44)$$

Коефіцієнт φ вибираємо по (рис 5.4).

$$m_{\text{парк}2} = \sqrt{\frac{2 * \alpha_{2\text{К}}}{\lambda_{\text{рк}} * \delta_{\text{рк}}}} \quad (5.45)$$

$$m_{\text{парк}2} = \sqrt{\frac{2 * 62,39}{220 * 0,0003}} = 43,48$$

$$m_{\text{парк}2} * \frac{d_{\text{НК}}}{2} = 43,48 * \frac{0,014}{2} = 0,304$$

$$m_{\text{парк}2} * \left(\frac{D_{\text{К}}}{2} - \frac{d_{\text{НК}}}{2} \right) = 43,48 * \left(\frac{0,027}{2} - \frac{0,014}{2} \right) = 0,288$$

$$\varphi_{\text{К}2} = 0,4$$

$$\eta_{\text{рк2}} = \frac{4 * 40 * 0,014}{43,48 * (0,027^2 - 0,014^2)} = 0,94$$

Знайдемо наведений коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_{22\text{кр}} = \alpha_{2\text{к}} * \frac{F_{\text{рк}} * \eta_{\text{рк}} + F_{\text{нк}}}{F_{\text{рск}}} \quad (5.46)$$

$$\alpha_{22\text{кр}} = 61,14 * \frac{0,215 * 0,94 + 0,041}{0,256} = 59,65 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Швидкість фреона в трубах

$$w_{2\text{фк}} = \frac{G_{\text{фк}}}{n_{3\text{к}} * \rho_{2\text{ф}} * f_{1\text{т}}}$$

$$w_{2\text{фк}} = \frac{0,3029}{20 * 1253 * 1,131 * 10^{-4}} = 0,104 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Знайдемо коефіцієнт тепловіддачі з боку фреону, який тече всередині трубок:

$$Re_{2\text{к}} = \frac{w_{2\text{фк}} * d_{\text{внк}}}{\nu_{22\text{фк}}} \quad (5.47)$$

$$Re_{2\text{к}} = \frac{0,104 * 0,012}{0,1547 * 10^{-6}} = 4775,87$$

$$Nu_{2\text{к}} = 0,021 * Re_{2\text{к}}^{0,8} * Pr_{2\text{к}} \quad (5.48)$$

$$Nu_{2\text{к}} = 0,021 * 4775,87^{0,8} * 3,093 = 56,99$$

$$\alpha_{21\text{к}} = Nu_{2\text{к}} * \frac{\lambda_{22\text{фк}}}{d_{\text{внк}}} \quad (5.49)$$

$$\alpha_{21\text{к}} = 56,99 * \frac{0,06366}{0,012} = 302,361 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

$$\alpha_{22\text{к}} = \alpha_{21\text{к}} * \left(\frac{1}{2} \left(\sqrt{1 + x1 \left(\frac{\rho_{2\text{фк}} - \rho_{2\text{фпарк}}}{\rho_{2\text{фпарк}}} \right)} + \sqrt{1 + x2 \left(\frac{\rho_{2\text{фк}} - \rho_{2\text{фпарк}}}{\rho_{2\text{фпарк}}} \right)} \right) \right) \quad (5.50)$$

Де: $x1$ – паровміст на вході в конденсатор; $x2$ – паровміст на виході з конденсатора.

$$\begin{aligned} \alpha_{22\text{к}} &= 302,361 * \left(\frac{1}{2} \left(\sqrt{1 + 1 \left(\frac{1253 - 55.036}{55.036} \right)} + \sqrt{1 + 0 \left(\frac{1253 - 55.036}{55.036} \right)} \right) \right) \\ &= 872,53 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}} \end{aligned}$$

Коефіцієнт теплопередачі ребристою стінки знайдемо за формулою

$$K_{\text{рск2}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{22\text{к}}} + \frac{\delta_{\text{рск}}}{\lambda_{\text{рск}}}\right) \cdot \frac{F_{\text{рск}}}{F_{\text{ск}}} + \frac{1}{\alpha_{2\text{кр}}} } \quad (5.51)$$

$$K_{\text{рск2}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{872,53} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{220}\right) \cdot \frac{0,256}{0,038} + \frac{1}{59,65}} = 40,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Тепер знаходимо потрібну площу теплообміну для II перетину через рівняння теплопередачі:

$$F_{II} = \frac{Q_{II\text{к}}}{k_{\text{рск2}} \cdot \Delta t_{II\text{к}}} \quad (5.52)$$

$$F_{II} = \frac{37911,84}{43,16 \cdot 7,17} = 132,33 \text{ м}^2.$$

Коефіцієнт теплопередачі ребристою стінки знайдемо за формулою

5.1.5 Розрахунок теплообміну в III зоні

Для початку знайдемо теплову потужність для даної ділянки за допомогою рівняння теплового балансу:

$$Q_{III\text{к}} = G_{\text{фк}} \cdot (i_{3\text{к}} - i_{4\text{к}}) \quad (5.53)$$

$$Q_{III\text{к}} = 0,2973 \cdot (239 - 234,1) = 1484,63 \text{ Вт.}$$

Далі проробляємо таку саму процедуру для знаходження потрібної площі теплообміну як і в I зоні.

Знаючи всі температури на цій ділянці знаходимо середньо логарифмічний температурний напір:

$$t_{63\text{к}} = T_{12\text{к}} - T_{22\text{к}} \quad (5.54)$$

$$t_{63\text{к}} = 40 - 34,82 = 5,17 \text{ }^\circ\text{C.}$$

$$t_{63\text{к}} = T_{1\text{к}}'' - T_{2\text{к}}'' \quad (5.55)$$

$$t_{\text{м3к}} = 36 - 35 = 1 \text{ }^\circ\text{C.}$$

$$\Delta t_{\text{м3к}} = \frac{(t_{63\text{к}} - t_{\text{м3к}})}{\ln\left(\frac{t_{63\text{к}}}{t_{\text{м3к}}}\right)} \quad (5.56)$$

$$\Delta t_{3к} = \frac{5,17 - 1}{\ln\left(\frac{5,17}{1}\right)} = 2,53 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Все теплофізичні властивості теплоносіїв беруться за їх середньою температурою:

$$T_{ср12к} = \frac{T_{1к}'' + T_{12к}}{2} \quad (5.57)$$

$$T_{ср13к} = \frac{36 + 40}{2} = 38^\circ\text{C}.$$

$$T_{ср22к} = \frac{T_{2к}'' + T_{22к}}{2} \quad (5.58)$$

$$T_{ср23к} = \frac{35 + 34,82}{2} = 34,91 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

За таблицями визначаємо теплофізичні властивості фреону і повітря.

Для повітря при середній температурі $T_{ср13к} = 34,91 \text{ } ^\circ\text{C}$. [1, 2,7, 8, 13]

$$\rho_{звк} = 1,158 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad \lambda_{звк} = 0,0267 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}, \quad \nu_{звк} = 1,6 * 10^{-5} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}, \quad Cp_{звк} = 1005 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}},$$

$$Pr_{звк} = 0,7$$

Для фреону при середній температурі $T_{ср13к} = 38 \text{ } ^\circ\text{C}$. [1, 2,7, 8, 13]

$$\rho_{ззфк} = 1263 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad \lambda_{ззфк} = 0,06457 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}, \quad \nu_{ззфк} = 0,1562 * 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}},$$

$$Cp_{ззфк} = 1007,146 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}, \quad Pr_{ззфк} = 3,078$$

Швидкість фреона в трубах

$$W_{зфк} = \frac{G_{фк}}{ZК \cdot \rho_{ззфк} \cdot f_{1тк}} \quad (5.59)$$

$$W_{зфк} = \frac{0,3029}{20 \cdot 1263 \cdot 1,131 \cdot 10^{-4}} = 0,07 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні труби

$$\alpha_{зк} = \frac{\lambda_{звк} \cdot C}{S_{рк}} * \left(W_{1к}^* * \frac{S_{рк}}{\nu_{звк}} \right)^m * \left(\frac{d_{нк}}{S_{рк}} \right)^{-0,54} * \left(\frac{h_{рк}}{S_{рк}} \right)^{-0,14} \quad (5.60)$$

Де C і m постійні коефіцієнти для шахових пучків труб з квадратними

$$C=0,223 \text{ і } m=0,65$$

ребрами

Висота ребра:

$$h_{\text{рк}} = \frac{D_{\text{рк}} - d_{\text{нарк}}}{2}$$

$$h_{\text{рк}} = \frac{0,027 - 0,014}{2} = 6,636 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

$$\alpha_{3\text{к}} = \frac{0,0267 * 0,223}{4 * 10^{-3}} * \left(3,96 * \frac{4 * 10^{-3}}{1,6 * 10^{-5}} \right)^{0,65} * \left(\frac{0,014}{4 * 10^{-3}} \right)^{-0,54}$$

$$* \left(\frac{0,0066}{4 * 10^{-3}} \right)^{-0,14} = 62,45 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}.$$

Знайдемо коефіцієнт ефективності оребрення

$$\eta_{\text{р}} = \frac{4 \cdot \varphi \cdot d_{\text{н}}}{m(D^2 - d_{\text{н}}^2)}$$

Коефіцієнт φ вибираємо по (рис. 5.4)

$$m_{\text{рк}} = \sqrt{\frac{2 * \alpha_{3\text{к}}}{\lambda_{\text{рк}} * \delta_{\text{рк}}}} \quad (5.61)$$

$$m_{\text{рк}} = \sqrt{\frac{2 * 62,45}{220 * 0,0003}} = 43,5$$

$$m_{\text{рк}} * \frac{d_{\text{нк}}}{2} = 43,5 * \frac{0,014}{2} = 0,304$$

$$m_{\text{рк}} * \left(\frac{D_{\text{к}}}{2} - \frac{d_{\text{нк}}}{2} \right) = 43,06 * \left(\frac{0,027}{2} - \frac{0,014}{2} \right) = 0,288$$

$$\varphi_{\text{к}} = 0,40$$

$$\eta_{\text{рк}} = \frac{4 * 40 * 0,014}{43,5 * (0,027^2 - 0,014^2)} = 0,939$$

Знайдемо наведений коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_{3\text{кр}} = \alpha_{3\text{к}} * \frac{F_{\text{рк}} * \eta_{\text{рк}} + F_{\text{нк}}}{F_{\text{рск}}} \quad (5.62)$$

$$\alpha_{3\text{кр}} = 62,45 * \frac{0,215 * 0,939 + 0,041}{0,256} = 59,71 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}.$$

Знайдемо коефіцієнт тепловіддачі з боку фреону, який тече всередині трубок:

$$Re_{3K} = \frac{w_{3\phi K}^* \cdot d_{ВНК}}{\nu_{3\phi K}} \quad (5.63)$$

$$Re_{3K} = \frac{0,07 \cdot 0,012}{0,1562 \cdot 10^{-6}} = 5437,522$$

$$Nu_{3K} = 0,021 \cdot Re_{3K}^{0,8} \cdot Pr_{3K} \quad (5.64)$$

$$Nu_{3K} = 0,021 \cdot 5437,522^{0,8} \cdot 0,968 = 19,78$$

$$\alpha_2 = Nu_{3K} \cdot \frac{\lambda_{3\phi K}}{d_{ВНК}} \quad (5.65)$$

$$\alpha_{3K} = 19,78 \cdot \frac{0,06457}{0,012} = 106,47 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Коефіцієнт теплопередачі ребристою стінки знайдемо за формулою

$$K_{зрск} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{3K}} + \frac{\delta_{рК}}{\lambda_{рК}}\right) \cdot \frac{F_{рск}}{F_{ск}} + \frac{1}{\alpha_{3КП}}} \quad (5.66)$$

$$K_{зрск} = \frac{1}{\left(\frac{1}{106,47} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{220}\right) \cdot \frac{0,256}{0,038} + \frac{1}{59,71}} = 12,42 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Тепер знаходимо потрібну площу теплообміну для I перетину через рівняння теплопередачі:

$$F_{III} = \frac{Q_{III}}{k_{зрс} \cdot \Delta t_{3K}} \quad (5.67)$$

$$F_{III} = \frac{1484,63}{12,64 \cdot 7,1} = 47,07 \text{ м}^2$$

Повна площа теплообмінника:

$$F_K = F_1 + F_2 + F_3 = 13,54 + 132,33 + 47,07 = 192,96 \text{ м}^2$$

Кількість рядів труб по потоку повітря

$$N_{НК} = \frac{F_K}{Z_K \cdot L_K \cdot F_{рск}} \quad (5.68)$$

$$N_{НК} = \frac{192,96}{20 \cdot 6,3 \cdot 0,256} = 5,98$$

Приймаємо кількість рядів рівне 6.

5.2 Конструкторський розрахунок теплообмінного апарату

Кількість рядів приймаємо $N_{\text{HK}}=6$.

Кількість заходів приймаємо $n_{\text{ZK}} = 20$.

Кількість труб в поперечному ряду $Z_{\text{K}}=20$.

Габаритні розміри ТА.

Довжина $L_{\text{K}}=6,3$ м.

Висота ТА

$$h_{\text{ТАК}} = (Z_{\text{K}} + 1) * S_{1\text{K}} \quad (5.69)$$
$$h_{\text{ТАК}} = (20 + 1) * 0,03 = 0,63 \text{ м.}$$

Ширина ТА.

$$B_{\text{ТАК}} = (N_{\text{HK}} + 1) * S_{2\text{K}} \quad (5.70)$$
$$B_{\text{ТАК}} = (6 + 1) * 0,025 = 0,175 \text{ м.}$$

5.3 Розрахунок гідравлічного опору теплообмінного апарату

Повний гідравлічний опір за течією фреону 12 в теплообмінному апараті визначається за такою методикою.

Повний гідравлічний опір виражається формулою: [1, 5]

$$\Delta P = \Delta P_{\text{трк}} + \Delta P_{\text{ук}} + \Sigma \Delta P_{\text{мк}} \quad (5.71)$$

де $\Delta P_{\text{трк}}$ – гідравлічний опір тертя, Па;

$\Sigma \Delta P_{\text{мк}}$ – втрати тиску в місцевих опорах, Па;

$\Delta P_{\text{ук}}$ – втрати напору на прискорення

5.3.1 Розрахунок гідравлічного опору тертя

Колійні втрати тиску на тертя в трубопроводах можуть бути визначені за формулою: [1]

$$\Delta P_{\text{тркп}} = \xi_{\text{трк}} * \frac{l_{\text{к}} * F}{d_{\text{внк}}} * \frac{\rho_{\text{fk}} W_{\text{fk}}^2}{2} \quad (5.72)$$

де $\xi_{\text{трк}}$ – коефіцієнт гідравлічного опору тертя однофазного потоку, який визначається згідно із законом опору Блазіуса для труб; $Re=163600$ -турбулентний плин, тоді за формулою Блазіуса: [1, 5]

$$\xi_{\text{трк}} = \frac{0,316}{Re^{0,25}}$$

$$\xi_{\text{тр1к}} = \frac{0,316}{163600^{0,25}} = 0,0157 \text{ – I ділянка}$$

При $Re=11680$

$$\xi_{\text{тр2к}} = \frac{0,316}{11680^{0,25}} = 0,03 \text{ – II ділянка}$$

При $Re=11480$

$$\xi_{\text{трзк}} = \frac{0,316}{11480^{0,25}} = 0,03 - \text{III ділянка}$$

$l_{\text{к}}$ – довжина каналу,

$d_{\text{внк}}$ – внутрішній діаметр труби,

$$\rho_{f\text{к}} = \frac{1}{\frac{1}{\rho_{\text{жк}}} * (1 - x_{\text{к}}) + \left(\frac{1}{\rho_{\text{пк}}}\right) * x_{\text{к}}} \quad (5.73)$$

$$\rho_{f\text{к}} = \frac{1}{\frac{1}{1253} * (1 - 0,5) + \left(\frac{1}{52,48}\right) * 0,5} = 100,74 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\Delta P_{\text{трк1}} = 0,0157 * \frac{6,3 * 13,54}{0,012} * \frac{52,48 * 1,7^2}{2} = 8508,77 - \text{I ділянка}$$

$$\Delta P_{\text{трк2}} = 0,03 * \frac{6,3 * 132,33}{0,012} * \frac{100,74 * 0,104^2}{2} = 1171,67 - \text{II ділянка}$$

$$\Delta P_{\text{трк3}} = 0,03 * \frac{6,3 * 47,07}{0,012} * \frac{1263 * 0,07^2}{2} = 2387,02 - \text{III ділянка}$$

Повний гідравлічний опір тертя:

$$\Delta P_{\text{трк}} = \Delta P_{\text{трк1}} + \Delta P_{\text{трк2}} + \Delta P_{\text{трк3}} \quad (5.74)$$

$$\Delta P_{\text{трк}} = 8508,77 + 1171,67 + 2387,02 = 12067,47 \text{ Па.}$$

5.3.2 Розрахунок гідравлічного опору при прискоренні потоку

$$\Delta P_{\text{ун}} = (\rho_{f\text{к}} * W_{f\text{к}})^2 * \left(\frac{1}{\rho_{\text{кк}}} - \frac{1}{\rho_{\text{нк}}} \right) \quad (5.75)$$

$$\Delta P_{\text{у1}} = (52,48 * 1,7)^2 * \left(\frac{1}{55,28} - \frac{1}{49,33} \right) = -17,4359 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{\text{у2}} = (1253 * 0,104)^2 * \left(\frac{1}{1258} - \frac{1}{55,28} \right) = -299,07 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{\text{у3}} = (1263 * 0,07)^2 * \left(\frac{1}{1267} - \frac{1}{1258} \right) = -0,045 \text{ Па.}$$

Повний гідравлічний опір при прискоренні потоку:

$$\Delta P_y = \Delta P_{y1} + \Delta P_{y2} + \Delta P_{y3} \quad (5.76)$$

$$\Delta P_y = -17,4359 - 299,07 - 0,045 = -316,55 \text{ Па.}$$

5.3.3 Розрахунок місцевого гідравлічного опору

Втрати в каналі рівні.

$$\Delta P_{\text{повк}} = \xi_{\text{повк}} * \frac{\rho_{fк} W_{fк}^2}{2} * (n_{\text{хк}} - 1) \quad (5.77)$$

де $\xi_{\text{повк}}$ - коефіцієнт гідравлічного опору в коліні;

$n_{\text{хк}}$ - кількість трубок по ходу теплоносія

$W_{fк}$ - швидкість фреону в трубці

Коефіцієнт гідравлічного опору в коліні дорівнює. [1, 5]

$$\xi_{\text{повк}} = \xi_{\text{амк}} + \frac{A_{2к}}{Re_k} + \xi_{\text{мпк}} \quad (5.78)$$

$\xi_{\text{амк}}$ - коефіцієнт втрат;

$$\xi_{\text{амк}} = A_{1к} * B_{1к} * C_{1к} \quad (5.79)$$

Де

$$A_{1к} = 0,7 + 0,35 * \frac{\delta_k}{90} \quad (5.80)$$

δ - кут повороту потоку в коліні

($\delta > 100^\circ$);

$$A_{1к} = 0,7 + 0,35 * \frac{180}{90} = 1,4.$$

Вид коліна, що з'єднує трубки теплообмінного апарату по ходу фреону, представлений на (рис. 5.5)

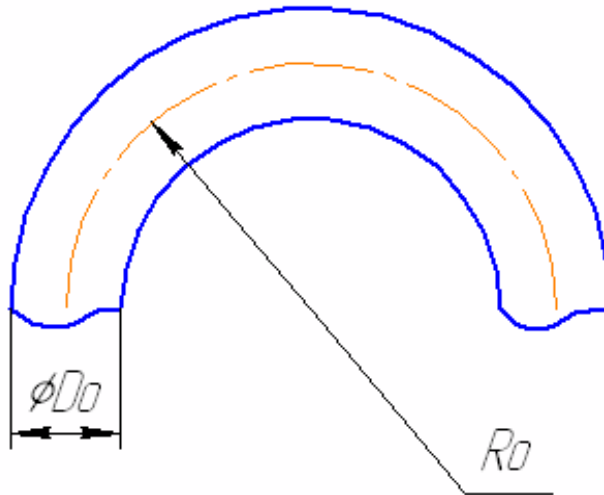


Рисунок 5.5 – Вид коліна

$$B_{1к} = \frac{0,21}{\sqrt{\frac{R_{0к}}{D_{0к}}}} \text{ для } \frac{R_{0к}}{D_{0к}} \geq 1 \text{ або } B_{1к} = \frac{0,21}{\left(\frac{R_{0к}}{D_{0к}}\right)^{0,25}} \text{ для } \frac{R_{0к}}{D_{0к}} < 1.$$

В даному випадку $\frac{R_{0к}}{D_{0к}} = \frac{0,015}{0,008} = 1,875$ тому [1, 5]

$$B_{1к} = \frac{0,21}{\sqrt{\frac{R_{0к}}{D_{0к}}}} \quad (5.81)$$

$$B_{1к} = \frac{0,21}{\sqrt{1,875}} = 0,153.$$

$$C_{1к} = 1;$$

Підставимо в формулу для $\xi_{повк}$ вираз для A_l, B_l, C_l , отримаємо:

$$\xi_{амк} = 1,4 * 0,153 * 1 = 0,2147.$$

$\xi_{мпк}$ - коефіцієнт втрат на тертя в коліні:

$$\xi_{мпк} = 0,0175 * \frac{R_{0к}}{D_{0к}} * \delta_k * \lambda \quad (5.82)$$

де

$$\lambda = \frac{1}{(1,81 * \lg Re_k - 1,64)^2}$$

$$\lambda_{1гк} = \frac{1}{(1,81 * 5,214 - 1,64)^2} = 0,0164 \text{ – I ділянка}$$

$$\lambda_{2\text{ГК}} = \frac{1}{(1,81 * 4,067 - 1,64)^2} = 0,03 \text{ – II ділянка}$$

$$\lambda_{3\text{ГК}} = \frac{1}{(1,81 * 4,06 - 1,64)^2} = 0,03 \text{ – III ділянка}$$

Тоді

$$\xi_{\text{мпк1}} = 0,0175 * 1,875 * 180 * 0,0164 = 0,0968 \text{ – I ділянка}$$

$$\xi_{\text{мпк2}} = 0,0175 * 1,875 * 180 * 0,03 = 0,177 \text{ – II ділянка}$$

$$\xi_{\text{мпк3}} = 0,0175 * 1,875 * 180 * 0,03 = 0,177 \text{ – III ділянка}$$

Тепер можна знайти $\xi_{\text{повк}}$:

$$\xi_{\text{повк}} = \xi_{\text{амк}} + \frac{A_{2\text{К}}}{Re_{\text{К}}} + \xi_{\text{мпк}}$$

$$\xi_{\text{повк1}} = 0,2147 + \frac{2}{163600} + 0,0968 = 0,3115 \text{ – I ділянка}$$

$$\xi_{\text{повк2}} = 0,2147 + \frac{2}{11680} + 0,177 = 0,392 \text{ – II ділянка}$$

$$\xi_{\text{повк3}} = 0,2147 + \frac{2}{11480} + 0,177 = 0,392 \text{ – III ділянка}$$

витрати в коліні дорівнюють:

$$\Delta P_{\text{повк1}} = 0,3115 * \frac{52,48 * 1,7^2}{2} * (20 - 1) = 448,8 \text{ Па – I ділянка}$$

$$\Delta P_{\text{повк2}} = 0,392 * \frac{107,4 * 0,071^2}{2} * (20 - 1) = 2,01 \text{ Па – II ділянка}$$

$$\Delta P_{\text{повк3}} = 0,392 * \frac{1263 * 0,07^2}{2} * (20 - 1) = 2304 \text{ Па – III ділянка}$$

$$\Delta P_{\text{повк}} = \Delta P_{\text{повк1}} + \Delta P_{\text{повк2}} + \Delta P_{\text{повк3}} \quad (5.83)$$

$$\Delta P_{\text{повк}} = 448,8 + 2,01 + 2304 = 2755,5 \text{ Па.}$$

Загальна гідравлічний опір каналів

$$\Delta P = 12067,47 - 316,55 + 2755,5 = 14506,4 \text{ Па.}$$

5.3.4 Розрахунок аеродинамічного опору теплообмінного апарату

Аеродинамічні опору трубчасто-ребристого теплообмінного апарату розраховуються наступним чином:

Еквівалентний діаметр, відповідний живому перерізу для проходження повітря:

$$d_{\text{еквк}} = \frac{2 \cdot (S_{1\text{к}} - d_{\text{нк}}) \cdot (S_{\text{рк}} - \delta_{\text{рк}})}{(S_{1\text{к}} - d_{\text{нк}}) + (S_{\text{рк}} - \delta_{\text{рк}})} \quad (5.84)$$

$$d_{\text{еквк}} = \frac{2 \cdot (30 \cdot 10^{-3} - 14 \cdot 10^{-3}) \cdot (4 \cdot 10^{-3} - 0,3 \cdot 10^{-3})}{(30 \cdot 10^{-3} - 14 \cdot 10^{-3}) + (4 \cdot 10^{-3} - 0,3 \cdot 10^{-3})} = 6,01 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Число Рейнольдса для даного режиму течії повітря:

$$Re_{\text{аірк}} = \frac{W_{1\text{к}} \cdot d_{\text{еквк}}}{\nu_{1\text{к}}} \quad (5.85)$$

$$Re_{\text{аірк}} = \frac{4 \cdot 6,01 \cdot 10^{-3}}{16,11 \cdot 10^{-6}} = 3,833 \cdot 10^3.$$

Режим течії - перехідний. Відповідно до цього значення для розрахунку величини аеродинамічних опорів скористаємося наступним співвідношенням: [1, 5]

$$\Delta P_{\text{аірк}} = 1,35 \cdot z_{\text{к}} \cdot \left(\frac{h_{\text{рк}}}{d_{\text{нк}}}\right)^{0,45} \cdot \left(\frac{S_{\text{рк}}}{d_{\text{нк}}}\right)^{-0,72} \cdot Re_{\text{аірк}}^{-0,24} \cdot \frac{W_1^2 \cdot \rho_{2\text{к}}}{2} \quad (5.86)$$

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{аірк}} &= 1,35 \cdot 20 \cdot \left(\frac{6,636 \cdot 10^{-3}}{14 \cdot 10^{-3}}\right)^{0,45} \cdot \left(\frac{4 \cdot 10^{-3}}{14 \cdot 10^{-3}}\right)^{-0,72} \cdot (3,833 \cdot 10^3)^{-0,24} \\ &\quad \cdot \frac{4^2 \cdot 1,158}{2} = 118,7 \text{ Па.} \end{aligned}$$

5.4 Розрахунок на міцність

5.4.1 Розрахунок на міцність труб під внутрішнім тиском

У розрахунках приймалося, що товщина стінки труби $\delta_k = 0,002$ Розрахунок на міцність зводиться до перевірки цього розміру:

$$[\delta] \geq \frac{P_k * d_{нарк}}{2 * [\sigma]_H * \varphi_k - P_k} + C_k \quad (5.87)$$

$$[\delta] \geq \frac{P_k * d_{нарк}}{2 * [\sigma]_T * \varphi_k - P_k} + C_k \quad (5.88)$$

де $[\sigma]_H$ - межа міцності, для алюмінію $[\sigma]_H = 137,3$ МПа;

$[\sigma]_T$ - межа плинності, для алюмінію $[\sigma]_T = 78,4$ МПа;

φ_k - коефіцієнт міцності поздовжнього зварного шва, $\varphi_k = 1$;

C_k - прибавка на корозію, прийmemo $C_k = 0,0008$;

$P_k = 101335$ Па.

$$[\delta] \geq \frac{101335 * 0,0014}{2 * 137,3 * 10^6 * 1 - 101335} + 0,0008 = 8,05 * 10^{-4}.$$

$$[\delta] \geq \frac{101335 * 0,0014}{2 * 78,4 * 10^6 * 1 - 101335} + 0,0008 = 8,09 * 10^{-4}.$$

В обох випадках $\delta > [\delta]$, що задовольняє міцності вимогам.

Також в розрахунку на міцність труби під внутрішнім тиском необхідно визначити максимально допустимий тиск:

$$[P]_{\max} = \frac{2 * [\sigma]_T * \varphi_k * (\delta_k - C_k)}{d_{внк} + (\delta_k - C_k)} \quad (5.89)$$

$$[P]_{\max} = \frac{2 * 78,4 * 1 * (1 * 10^{-3} - 0,0008)}{12 * 10^{-3} + (1 * 10^{-3} - 0,0008)} = 10,452 * 10^6 \text{ Па.}$$

Максимальна короточасне тиск визначається за формулою:

$$[P]_{\text{кратк}} = \frac{2 * [\sigma]_H * \varphi_k * (\delta_k - C_k)}{d_{внк} + (\delta_k - C_k)} \quad (5.90)$$

$$[P]_{\text{кратк}} = \frac{2 * 137,3 * 1 * (1 * 10^{-3} - 0,0008)}{12 * 10^{-3} + (1 * 10^{-3} - 0,0008)} = 18,305 * 10^6 \text{ Па.}$$

Визначаємо запас міцності:

$$K = \frac{[P]_{\text{кратк}}}{[P]_{\max}} \quad (5.91)$$

$$K = \frac{10,452 * 10^6}{18,305 * 10^6} = 0,57.$$

5.4.2 Розрахунок на міцність паяного з'єднання

Розрахуємо нахлесточное паяні з'єднання на міцність, тобто визначимо мінімальну довжину перепуску [1]. Для цього використовуємо співвідношення:

$$[l]_6 = \frac{[\delta_{рк}] * S_{6к}}{[\tau_{срк}] * 2 * \pi * R_к}$$

де $[\delta_{рк}]$ - допустиме напруження при розтягуванні для основного матеріалу, тобто для алюмінію, $[\delta_{рк}] = 70$ МПа.

$[\tau_{срк}]$ - допустиме напруження при зрізі, $[\tau_{срк}] = 110$ МПа.

$S_{6к}$ – площа шва

$$S_{6к} = 2 * \pi * R_к * l_к \quad (5.92)$$

де $l_к = 0,01$ – прийнята довжина перепуску;

$$S_{6к} = 2 * 3,14 * 0,014 * 0,01 = 0,0008 \text{ м}^2$$

тоді

$$[l]_6 = \frac{70 * 10^6 * 0,0008}{110 * 10^6 * 2 * 3,14 * 0,014} = 6,37 * 10^{-3} \text{ м.}$$

$$S_{мк} = 2 * 3,14 * 0,012 * 0,01 = 0,00075 \text{ м}^2$$

$$[l]_6 = \frac{70 * 10^6 * 0,00075}{110 * 10^6 * 2 * 3,14 * 0,012} = 6,33 * 10^{-3} \text{ м.}$$

Наведене напруга.

Наведене напруга розраховується за формулою:

$$\sigma_{прк} = \frac{p * (d_{нк} - (\delta_к - c_к))}{2 * \varphi_к * (\delta_к - c_к)} \quad (5.93)$$

$$\sigma_{прк} = \frac{101335 * (14 * 10^{-3} - (1 * 10^{-3} - 0,0008))}{2 * 1 * (1 * 10^{-3} - 0,0008)} = 0,54 \text{ МПа.}$$

Розрахунковий тиск. Допустимий робочий тиск:

$$P_K = \frac{2 * \delta_K * \varphi_K * [\sigma]_H}{d_{HK} + \delta_K} \quad (5.94)$$

$$P_K = \frac{2 * 1 * 10^{-3} * 1 * 137,3}{0,012 + 1 * 10^{-3}} = 21,123 \text{ МПа.}$$

5.5 Розрахунок маси теплообмінного апарату

Конденсатор складається з алюмінієвих труб і ребр, сталевго корпусу, сполучних колін, тому маса всього конденсатора складається з маси цих елементів:

$$m_K = m_{\text{трубк}} + m_{\text{скк}} + m_{\text{корпк}} + m_{\text{ребк}} \quad (5.95)$$

Маса труб:

$$m_{\text{трубк}} = \rho_{\text{алюмк}} * \frac{\pi * n_{\text{трк}} * L_{\text{рк}}}{4} * (d_{\text{нарк}}^2 - d_{\text{внк}}^2) \quad (5.96)$$

$$\rho_{\text{алюмк}} = 2700 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

$$n_{\text{трк}} = N_{\text{нк}} * Z_K$$

$$n_{\text{трк}} = 6 * 20 = 120 \text{ шт.}$$

$$m_{\text{трубк}} = 2700 * \frac{3,14 * 120 * 6,3}{4} * (0,014^2 - 0,012^2) = 83,32 \text{ кг.}$$

Маса сполучних колін:

$$m_{\text{скк}} = (\rho_{\text{алюмк}} * \frac{\pi}{4} * (d_{\text{нарк}}^2 - d_{\text{внк}}^2) * R_{0к} + 2 * l_K *$$

$$* (d_{\text{наркк}}^2 - d_{\text{внкк}}^2)) * (n_{\text{зк}} - 1) \quad (5.97)$$

Де $d_{\text{наркк}}^2$ - зовнішній діаметр з'єднувального коліна в місці припаювання,

$d_{\text{внкк}}^2$ - внутрішній діаметр з'єднувального коліна в місці припаювання,

l_K - довжина паяного шва:

$$m_{\text{скк}} = \left(2700 * \frac{3,14}{4} * (0,014^2 - 0,012^2) * 0,015 + 2 * 0,01 * \right. \\ \left. * (0,014^2 - 0,012^2) \right) * 19 = 1,513 \text{ кг.}$$

$n_{\text{зк}}$ - число ходів

Масу одного ребра знайдемо за формулою (4.71) :

$$m_{p_{к1}} = \pi * \delta_{pк} * h_{pк} * (D_{pк} + h_{pк}) * \rho_{pк}$$

$$m_{p_1} = 3,14 * 0,0003 * 6,636 \cdot 10^{-3} * (0,027 + 6,636 \cdot 10^{-3}) * 2700$$

$$= 5,6 * 10^{-4} \text{ кг .}$$

Кількість ребр на одній ділянці труби (6,3м) знайдемо за формулою (4.72)

$$N_p = \frac{L_{pк}^*}{\delta_{pк} + S_{pк}}$$

$$N_p = \frac{6,3}{0,0003 + 0,004} = 1465 \text{ шт.}$$

Загальна кількість ребр розрахуємо за формулою (4.73):

$$\sum N_p = N_p * n_{zк} * Z_k$$

$$\sum N_p = 1465 * 20 * 20 = 586046 \text{ шт.}$$

Маса всіх ребр ТА знаходить за формулою (4.74):

$$\sum m_p = m_{p_1} * \sum N_p$$

$$\sum m_p = 5,6 * 10^{-4} * 586046 = 332,72 \text{ кг .}$$

Маса корпусу знаходиться за формулою (4.75):

$$m_{корп} = \left[\left(\delta_{корп} * (h_{так} * B_{так} - 2 * n_{ряд}^* * \frac{\pi * d_H^2}{4} * n_{зах}^*) \right) * \rho_{корп} \right] * 2$$

де $\delta_{корпк} = 2\text{мм}$. – товщина корпусу;

$\rho_{корпк} = 7820 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$. – густина.

$$m_{корп} = \left[\left(0,002 * (0,63 * 0,525 - 2 * 20 * \frac{3,14 * 0,014^2}{4} * 20) \right) * 7820 \right] * 2 =$$

$$= 6,49 \text{ кг .}$$

Результуюча маса конденсатора дорівнює:

$$m_k = 83,32 + 1,513 + 332,72 + 6,49 = 424,043 \text{ кг.}$$

6 Спеціальна частина

Вплив забруднення поверхні на інтенсивність теплопередачі

Будь-яке забруднення зовнішніх або внутрішніх поверхонь випарника зменшує його повну теплопровідність і інтенсивність теплопередачі, так як це форма термічної ізоляції. Забруднення - це утворення відкладень, бруду або слизу на тепло-передаючих поверхнях. Забруднення зовнішніх поверхонь випарника при охолодженні повітря зазвичай це пов'язано з пилом, жиром та іншими речовинами. Дані забруднювачі пристають до вологих поверхнях зміювика і утворюють кірку при висиханні випарника, коли він вимкнений. При охолодженні рідини забруднення поверхні труб зазвичай відбувається через слизу, відкладення або корозії. Забруднення труб випарника з боку холодоагенту зазвичай це пов'язано з надмірною кількістю масла.

На коефіцієнт теплопередачі великий вплив має і ступінь забруднення поверхні теплообміну. В табл. 1 показано, як зменшується коефіцієнт теплопередачі після очистки теплообмінних апаратів.

Таблиця 6.1 - Зміна коефіцієнта теплопередачі теплообмінників [7, 8]

Нагриваюча середа	Коефіцієнт теплопередачі $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, якщо після очищення пройшло днів				
	1	2	3	4	5
Лігроїн	249	247	213	187	166
Керосин	104	93	72	50	40
Бензин	244	233	190	165	128

Враховуючи забруднення коефіцієнт теплопередачі визначають за формулою: [7, 8]

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + r_3 + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (6.1)$$

Для визначення теплового опору забруднень r_3 необхідно знати їх теплопровідність λ_3 і товщину шару δ_3 , так як $r_3 = \frac{\delta_3}{\lambda_3}$. Зазвичай ні теплопровідність, ні товщина забруднення не буває точно відомі. В табл. 2 приведені коефіцієнти теплового опору, котрими зазвичай користуються при розрахунках, і котрі добре співпадають з даними, отриманими при експлуатації теплообмінної апаратури.

Після розрахунку тепло передаючої поверхні визначають число теплообмінників обраного типу, необхідного для регенерації тепла даного потоку.

Таблиця 6.2 - Орієнтовні значення теплового опору забруднень при різній чистоті теплообмінних середовищ [7, 8]

(T – температура охолоджуваного потоку, $^{\circ}\text{C}$; t – температура охолоджуючої води $^{\circ}\text{C}$; ω – швидкість води, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$)

Вода	$r_3, \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$			
	$T < 115, t < 52$		$115 < T < 200, t > 52$	
	$\omega < 0,9$	$\omega > 0,9$	$\omega < 0,9$	$\omega > 0,9$
Морська	0,0001	0,0001	0,0002	0,0002
Оборотна				
Підготовлена	0,0002	0,0002	0,0004	0,0004
Непідготовлена	0,0005	0,0005	0,0009	0,0007
Річна				
Чиста	0,0004	0,0002	0,0005	0,0004
Середньої забрудненості	0,0005	0,0004	0,0007	-
Сильно забруднена	0,0014	0,0010	0,0017	-
Жорстка	0,0005	0,0005	0,0009	-
Дистильована	0,0001	0,0001	0,0001	-
Для котлів	0,0002	0,0002	0,0002	-

Якщо дані, що характеризують забруднення поверхні теплообмінника, відсутні, то вважається, що коефіцієнти, що враховують вплив цього фактора, можуть бути обрані довільно. Відомості про вплив шару

забруднення на поверхні і про термічному опорі відкладень однорідних шарів різних речовин стосовно до розрахунків промислових теплообмінних апаратів наводяться в довідниках. Вплив шару забруднення представляють зазвичай у вигляді величини, зворотної коефіцієнту теплопровідності. Якщо коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{\text{отл}}$ і товщина шару забруднення $\delta_{\text{отл}}$ на поверхні відомі, то величину $\frac{\lambda_{\text{отл}}}{\delta_{\text{отл}}}$ звану коефіцієнтом термічної провідності забруднення, можна висловити так: [7, 8]

$$\frac{\lambda_{\text{отл}}}{\delta_{\text{отл}}} = \frac{1}{R_{\text{отл}}} \quad (6.2)$$

Якщо забруднення відкладається на внутрішній поверхні труби, то коефіцієнт повинен бути приведений до зовнішньої поверхні множенням його на відносини внутрішнього діаметра труби до зовнішнього. Щоб зменшити невизначеність, пов'язану з урахуванням впливу забруднень, слід мати на увазі, що: 1) багато рідини взагалі не забруднюють поверхонь; 2) швидкість відкладення шару забруднення зменшується зі збільшенням швидкості рідини (ступінь забруднення поверхні часто зменшується до нехтує малою величини за умови, що швидкість рідини більше 3 м / сек); 3) відкладення на поверхні шару забруднення найбільш характерно для випарної апаратури, так як у міру випаровування рідини нелеткі речовини відкладаються на стінках труб.

7 Економічна частина

В даному розділі розраховую собівартість і ціну повітряних систем термостатування. Які входять до складу наземних комплексів і стартового обладнання.

Собівартість - це вартісна оцінка використовуваних в процесі виробництва продукції (робіт, послуг) природних ресурсів, сировини, матеріалів, палива, енергії, основних фондів, трудових ресурсів та інших витрат на її виробництво і реалізацію.

Види собівартості:

- Технологічна - визначається витратами на сировину і матеріали, комплектуючі, зменшення або збільшення витрат, з / п робітникам, податки і відрахування від з / п, а також витрати на обладнання;
- Цехова - представлена витратами всіх цехів і інших виробничих структур, які безпосередньо брали участь в процесі виготовлення певного набору товарів і послуг;
- Виробнича собівартість - визначається шляхом додавання загальнозаводських і цільових витрат до цехової собівартості;
- Повна собівартість - включає витрати організації не тільки на випуск продукції і організацію виробничого процесу, а й на її реалізацію, тобто постачання на ринок кінцевих товарів і послуг.

Ціна - кількість грошей, в обмін на які продавець готовий передати (продати) одиницю товару. По суті, ціна є коефіцієнтом обміну конкретного товару на гроші.

Виділяють наступні ціноутворюючі чинники:

- Витрати;
- Цінність товару (послуги);
- Попит і його еластичність;
- Конкуренція;
- Державний вплив.

7.1 Калькуляція собівартості і ціни повітря охолоджувача

Розрахунок проводиться по перерахованим вище статтями калькуляції. Вартість основних матеріалів, покупних виробів і напівфабрикатів, з яких виготовлено холодильна установка.

Таблиця 7.1 - Вартість основних матеріалів

Найменування	Матеріал	Кількість	Ціна	Вартість грн.
Труба	ЛО70-1	157 м	45грн./м	7065
Коліно	ЛО70-1	17шт	35грн./шт.	595
Ребра	ЛО70-1	68087шт.	0,07грн./ шт.	4767
Корпус	Сталь 09Х17Н3СЛ	1	5700	5700
Сполучні матеріали	-	-	-	206
Разом				23100

Основна заробітна плата основних робітників розраховується за формулою:

$$\text{ОЗП} = \text{Т} \cdot \text{е} \cdot (1 + \text{к}/100), \quad (7.1)$$

де Т - трудомісткість. При монтажі обладнання задіюються 2 робочих протягом 3 робочого дня - 32 нормо-годин.

е - середня годинна ставка на відрядні або почасові роботи з виготовлення виробу, 30грн,

к – коефіцієнт, що залежить від умов праці робітника, $\text{к} = 20\%$

$$\text{ОЗП} = 32 \cdot (30 \cdot 1.5) \cdot (1 + 20/100) = 1728 \text{ грн.}$$

Додаткова заробітна плата основних робітників:

$$\text{ДЗП} = \text{ОЗП} \cdot (\text{к}/100) \quad (7.2)$$

де k - коефіцієнт, що враховує часові, денні, місячні доплати, приймаємо $k = 25\%$.

$$\text{ДЗП} = 1728 \cdot (25/100) = 432 \text{ грн.}$$

Відрахування ЄСВ на соціальні заходи:

$$\text{ЄСВ} = (\text{ОЗП} + \text{ДЗП}) \cdot \text{Несв} / 100, \quad (7.3)$$

де Несв - норматив обов'язкових відрахувань на соціальні заходи,

$$\text{Несв} = 22\%,$$

$$\text{ОСМ} = (1728 + 432) \cdot 22/100 = 475.2 \text{ грн.}$$

Витрати на підготовку і освоєння виробництва нових видів виробів:

- на утримання та експлуатацію обладнання;
- внутрішньозаводське переміщення вантажів;
- обслуговування виробництва;
- контроль виробництва.

В роботі приймаємо 68% від суми прямих витрат на виріб:

$$\text{РОП} = (\text{РМ} + \text{ОЗПР}) \times \text{НОП} / 100;$$

$$\text{РОП} = 5870 \cdot (68/100) = 3991,6 \text{ грн.}$$

Змінні загальновиробничі витрати пров, що припадають на один виріб включають в себе наступні елементи:

- витрати на допоміжні матеріали;
- витрати на силову енергію;
- внутрішньозаводське переміщення вантажів;
- обслуговування виробничого процесу і контроль за ним;
- оплату праці працівників, зайнятих на цих роботах;
- відрахування ЄСВ з заробітної плати цих категорій працівників;
- інші витрати, пов'язані з обслуговуванням і контролем виробничого процесу.

При укрупнених розрахунках розраховується у відсотках від заробітної плати виробничих робітників (збирачів):

$$\text{Пер} = \text{ОЗПР} \times \text{Нпер} / 100;$$

де Нпер - норматив змінних загальновиробничих витрат (50-80%).

Постійні витрати:

Сюди входять витрати на утримання будівель, споруд та інвентарю загальнопромислового призначення:

- амортизація будівель, споруд, обладнанням;
- керівництво виробництвом;
- зміст будівель та інвентарю;
- витрати на ремонт основних засобів;
- інші витрати.

Приймаються в процентному відношенні від ОЗП - 115%

$$\text{ПОСТ} = \text{ОЗП} \cdot \text{Н}_{\text{пост}} / 100 \quad (7.4)$$

$$\text{ПОСТ} = 1728 \cdot 115 / 100 = 1987,2 \text{ грн.}$$

Виробнича собівартість становить суму всіх статей і дорівнює:

$$\text{ПС} = \text{ОМ} + \text{ОЗП} + \text{ДЗП} + \text{ОСМ} + \text{РОП} + \text{ОР} \quad (7.5)$$

$$\text{ПС} 23100 + 1728 + 432 + 475,2 + 3991,6 + 1987,2 = 31714 \text{ грн.}$$

Адміністративні витрати:

Сюди входять витрати на утримання будівель, споруд та інвентарю загальнозаводського призначення:

$$\text{АР} = \text{ОЗП} \cdot \text{Н}_{\text{ар}} / 100 \quad (7.6)$$

Приймаються в процентному відношенні від ОЗП - 50%

$$\text{АР} = 1728 \cdot 50 / 100 = 864 \text{ грн.}$$

Витрати на збут:

Витрати на збут складають 3% від виробничої собівартості:

$$\text{РС} = \text{ПС} \cdot \text{Н}_{\text{рс}} / 100 \quad (7.7)$$

$$\text{РС} = 31714 \cdot 3 / 100 = 951,42 \text{ грн.}$$

Сума всіх статей і буде повною собівартістю виробу. Результати розрахунку занесемо в таблицю 10.2. Статті калькуляції повної собівартості:

Повна собівартість виробу:

$$\text{ПСИ} = \text{ПС} + \text{АР} + \text{РС} \quad (7.8)$$

$$\text{ПСИ} = 31714 + 864 + 951,42 = 33529,42 \text{ грн.}$$

Прибуток від повної собівартості (18%):

$$\Pi = \text{ПСИ} \cdot 18/100 \quad (7.9)$$

$$\Pi = 33529,42 \cdot 18/100 = 6035,29 \text{ грн.}$$

Оптова ціна теплообмінника:

$$\text{ОЦТ} = \Pi + \text{ПСИ} \quad (7.10)$$

$$\text{ОЦТ} = 6035,29 + 33529,42 = 39564,71 \text{ грн.}$$

ПДВ берем 20 % від оптової ціни:

$$\text{ПДС} = \text{ОЦТ} \cdot \text{Н}_{\text{ПДВ}}/100 \quad (7.11)$$

$$\text{ПДВ} = 39564,71 \cdot 20/100 = 7912,94 \text{ грн.}$$

Ціна з урахуванням ПДВ:

$$\text{Ц} = \text{ОЦТ} + \text{ПДВ} \quad (7.12)$$

$$\text{Ц} = 7912,94 + 39564,71 = 47477,65 \text{ грн.}$$

Таблиця 7.2 - Статті калькуляції повної собівартості

Найменування статей витрат	Величина витрат, грн
1. Основні матеріали, покупні вироби і напівфабрикати	23100
2. Основна заробітна плата виробничих робітників	1728
3. Додаткова заробітна плата виробничих робітників	432
4. Відрахування ЄСВ	475,2
5. Витрати на освоєння виробництва	3991,6
Змінні витрати	
6. Постійні витрати	1987,2
7. Адміністративні витрати	864
8. Витрати на збут	951,42
9. Повна собівартість виробу	33529,42
10. Прибуток	6035,29
11. ПДВ	7912,94
12. Відпускна ціна виробу	47477,65

7.2 Калькуляція собівартості і ціни конденсатора

Розрахунок проводиться за проведеним вище розрахунком за статтями калькуляції.

Вартість основних матеріалів, покупних виробів і напівфабрикатів, з яких виготовлено холодильна установка.

Таблиця 7.3 - Вартість основних матеріалів

	Найменування	Матеріал	Кількість	Ціна грн./шт.	Вартість грн.
	Труба	Алюміній А5	120	50	6000
	Ребра	Алюміній АД1	586046	0,01	5860
	Колектор	Алюміній А5	2	70	140
	Корпус	Сталь 09Х17НЗСЛ	1	3500	2035
	Разом				14035

Основна заробітна плата основних робітників:

$$ОЗП = Т \cdot СЧС,$$

де Т - трудомісткість відрядних або почасових робіт на виготовлення виробу, нормою. При монтажі обладнання здійснюється 3 робочих протягом 2 робочих днів -48 нормо-годин. СЧС - середня часова ставка на відрядні або почасові роботи по виготовленню виробу, 25 грн/нормо-год.

$$ОЗП = 48 \cdot 25 = 1200 \text{ грн.}$$

Додаткова заробітна плата основних робітників:

$$ДЗП = ОЗП \cdot (к/100),$$

де к - коефіцієнт, що враховує часові, денні, місячні доплати, приймаємо к=50%.

$$ДЗП = 1200 \cdot (50/100) = 600 \text{ грн.}$$

Відрахування ЕСВ.

Відрахування ЕСВ складають – 22%.

$$ОСС = (ОЗП + ДЗП) \cdot Н/100,$$

де Н - норматив обов'язкових відрахувань ЕВС,

Н = 22%.

$$\text{ОСС} = (1200 + 600) \cdot 22 / 100 = 396 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання та експлуатацію обладнання:

$$\text{РСЭО} = \text{ОЗП} \cdot 60 / 100,$$

Експлуатація холодильної установки вимагає її обслуговування проведення регламентних робіт, огляд і очищення випарних апарату і т.д.

Приймаємо в процентному відношенні від ОЗП - 60%

$$\text{РСЭО} = 1200 \cdot 60 / 100 = 720 \text{ грн.}$$

Цехові витрати.

Цехові витрати складаються з витрат на адміністративно-керуючий персонал цеху, відрахування на ремонт будівлі цеху, інвентарю, амортизацію будівель, на заходи з охорони праці та ін. ЦР = ОЗП · 65/100.

Приймаємо в процентному відношенні від ОЗП - 65%

$$\text{ЦР} = 1200 \cdot 65 / 100 = 780 \text{ грн.}$$

Знос інструментів і пристосувань:

$$\text{ВИИ} = (\text{ОМ} + \text{ОЗП}) \cdot 5 / 100.$$

Включає в себе обслуговування і ремонт контрольно-вимірювальної апаратури і стендів, витрати на випробування установки. визначається в процентному відношенні (5%) від суми прямих витрат на виріб:

$$\text{ВИИ} = (14035 + 1200) \cdot 5 / 100 = 761,75 \text{ грн.}$$

Витрати на освоєння виробництва нових видів виробу

Витрати на підготовку і освоєння випуску продукції,

не призначені для серійного або масового виробництва, витрати,

пов'язані з наладкою обладнання:

$$\text{РОП} = (\text{ОМ} + \text{ОЗП}) \cdot 45 / 100,$$

Визначаються у відсотковому відношенні від суми прямих витрат на виріб - 45%.

$$\text{РОП} = (14035 + 1200) \cdot 45 / 100 = 6855,75 \text{ грн.}$$

Цехова собівартість становить суму всіх статей і дорівнює:

$$\text{ЦС} = \text{ОЗП} + \text{ДЗП} + \text{ОСС} + \text{РСЭО} + \text{ЦР} + \text{ВИИ} + \text{РОП},$$

$$\text{ЦС} = 1200 + 600 + 396 + 720 + 780 + 761,75 + 6855,75 = 11313,5 \text{ грн.}$$

Адміністративні витрати. Сюди входять витрати на утримання будівель, споруд та інвентарю загальнозаводського призначення:

$$\text{АР} = \text{ОЗП} \cdot 80/100$$

Приймаються в процентному відношенні від ОЗП - 80%

$$\text{АР} = 1200 \cdot 80/100 = 960 \text{ грн.},$$

Витрати на збут.

Витрати на збут складають 7% від цехової собівартості:

$$\text{ВР} = \text{ЦС} \cdot 7/100$$

$$\text{ВР} = 11313,5 \cdot 7/100 = 791,94 \text{ грн.}$$

Сума всіх статей і буде повною собівартістю виробу. Результати розрахунку занесемо в таблицю 7.3 Статті калькуляції повної собівартості.

Повна собівартість виробу:

$$\text{ПС} = \text{ОМ} + \text{ОЗП} + \text{ДЗП} + \text{ОСС} + \text{РСЭО} + \text{ЦР} + \text{ВИИ} + \text{РОП} + \text{АР} + \text{ВР};$$

$$\text{ПС} = 14035 + 1200 + 600 + 396 + 720 + 780 + 761,75 + 6855,75 + 960 + 791,94 = 27100,44 \text{ грн.}$$

Прибуток від повної собівартості (15%):

$$\text{П} = \text{ПС} \cdot 15/100;$$

$$\text{П} = 27100,44 \cdot 15/100 = 4065,06 \text{ грн.}$$

Оптова ціна теплообмінника:

$$\text{ОЦТ} = \text{П} + \text{ПС} \quad (2.13)$$

$$\text{ОЦТ} = 4065,06 + 27100,44 = 31185,5 \text{ грн.}$$

НДС берем 20 % от оптової ціни:

$$\text{НДС} = \text{ОЦТ} \cdot 20/100 \quad (2.14)$$

$$\text{НДС} = 31185,5 \cdot 20/100 = 6237,1 \text{ грн.}$$

Ціна з урахуванням НДС:

$$\text{ЦТ} \quad (2.15)$$

$$\text{Ц} = 6237,1 + 31185,5 = 37422,6 \text{ грн.}$$

Таблиця 7.4 - Статті калькуляції повної собівартості

Найменування статей витрат	Величина затрат, грн
1. Основні матеріали, покупні вироби і напівфабрикати	11515
2. Основна заробітна плата виробничих робітників	1200
3. Додаткова заробітна плата виробничих робітників	600
4. Відрахування ЕСВ	396
5. Витрати на утримання і експлуатацію устаткування	720
6. Цехові витрати	780
7. Знос інструментів і пристосувань	761,75
8. Витрати на освоєння виробництва нових видів вироби	6855,75
9. Адміністративні витрати	960
10. Витрати на збут	791,94
11. Повна собівартість виробу	27100,44
12. Оптова ціна	31185,5
13. НДС	6237,1
14. Відпускна ціна виробу	37422,6

Висновок

У випускній роботі магістра були розраховані параметри системи термостатування, спроектований трубчасто-ребристий теплообмінний апарат, призначений для охолодження повітря за допомогою води. В результаті теплового розрахунку було отримано сумарний знімання, якій становлять 37,463 кВт. Сумарна площа теплообмінної поверхні склала 258,646 м². В результаті розрахунку була отримана маса апарату, яка склала 395,74кг., А також спроектовано конденсатор холодильної машини, котра охолоджує воду для повітроохолоджувача. В результаті теплового розрахунку було отримано сумарний знімання, якій становлять 43,29979 кВт. Сумарна площа теплообмінної поверхні склала 192,96 м². В результаті розрахунку була отримана маса апарату, яка склала 424,043 кг.

В спеціальній частині виконано аналіз випадання вологи та забруднення поверхні на інтенсивність теплопередачі. Визначено, що забруднення поверхні суттєво зменшує інтенсивність теплопередачі більш ніж на 50%, відповідно збільшує термічний опір. Це необхідно враховувати від час аналізу енергетичної ефективності устаткування, та при розробці заходів з енергозбереження.

Розрахована відпускна ціна повітроохолоджувача 47477,65 яка складається з основних матеріалів, основної та додаткової заробітної плати, та інших статей калькуляції, та відпускну ціну конденсатору 37422,6. Можна зробити висновок, що поставлене завдання виконано.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРИ

1. Справочник по теплогидравлическим расчетам/В.П. Бобков//энергоатомиздат, 1990.-38 с.
2. Курченко, В.С. Методическое пособие по кондиционированию воздуха/ В.С.Курченко//К.: Фактор, 2010. – 34 с.
3. Баркалов,Б.В. Кондиционирование воздуха в бытовых и промышленных, общественных и жилых зданиях/ Бараков Б.В. // М. Стройиздат, 1971. – 273с.
4. Петухов,И.И. Холодильная техника и кондиционеры, учебное пособие/И.И. Петухов, Т.П.Михайленко // ХАИ, 2008. – 49с.
5. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям/ И.Е. Идельчик // М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
6. Авчухов В.В. Задачник по процессам массообмена / В.В. Авчухов // М.: Энергоатомиздат, 1986. – 144 с.
7. Исаченко, В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко// М.: Энергия, 1977. – 483с.
8. Михеев, М. А. Основы теплопередачи /М.А. Михеев, И.М. Михеева // М.: Энергия, 1977. – 342 с.
9. Frank P. Incropera at al. Introduction to heat transfer.
10. Свердлов, Г.З. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и установок кондиционирования воздуха / Г.З. Свердлов, Б.К. Янвель. – М.: Пищевая промышленность, 1972. – 382 с.
11. Теплообменные аппараты: учебное пособие / Б.Е. Байгалиев, А.В. Щелчков, А.Б. Яковлев, П.Ю. Гортышов. – Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2012. –180 с.
12. Баркалов, Б.В. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях / Б.В. Баркалов, Е.Е. Карпис. – М.: Издательство литературы по строительству, 1971. – 270 с.
13. Бараненко, А.В. Холодильные машины / А.В. Бараненко, Н.Н. Бухарив. – М.: Политехника, 1997. – 992 с.
14. Варгафтик, Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н.Б. Варгафтик – М.: Наука 1969. – 440 с.