

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет авіаційних двигунів

Кафедра аерокосмічної теплотехніки

Пояснювальна записка до дипломного проекту

(тип кваліфікаційної роботи)

магістр

(освітнійступінь)

на тему «Енергетичний менеджмент системи кондиціонування на базі парокompресійної холодильної машини для торгівельного приміщення»

ХАІ.205.268е.144.1502052.200

Виконав: студент (ка) 6 курсу групи №268е

Спеціальність 144 Теплоенергетика

(код та найменування)

Освітня програма Енергетичний менеджмент

(найменування)

Власенко К.Є.

(прізвище та ініціали студента (ки))

Керівник: Єпіфанов К.С.

(прізвище та ініціали)

Рецензент: Ганжа Є.П.

(прізвище та ініціали)

Харків – 2020

ЗМІСТ

| | |
|--|----|
| ВСТУП | 5 |
| 1 ОСНОВНА ЧАСТИНА | 6 |
| 1.1. Тепловий і вологісний баланс торгового приміщення | 6 |
| 1.1.1 Розрахунок кількості теплових і вологісних надходжень у літній період | 7 |
| 1.1.2 Надходження тепла в теплий період року через непрозорі зовнішні огорожі | 7 |
| 1.1.3. Надходження тепла через засклені поверхні за рахунок сонячної радіації і теплопередачі в теплий період року | 14 |
| 1.1.5. Надходження тепла від штучного освітлення | 17 |
| 1.1.6. Надходження тепла від устаткування | 18 |
| 1.1.7. Вологовиділення в приміщенні | 18 |
| 1.1.8. Сумарні теплонадходження та вологовиділення у приміщенні | 18 |
| 1.1.9. Розрахунок кількості теплових і вологісних надходжень у холодний період | 19 |
| 1.1.10 Вологовиділення в приміщенні на зимовий період року | 22 |
| 1.1.11 Сумарні тепло надходження та волого виділення у приміщенні на зимовий період року | 22 |
| 1.2 Вибір вихідних даних теплообмінних апаратів | 23 |
| 1.2.1 Вихідні дані для розрахунку повітроохолоджувача | 26 |
| 1.3. Тепловий розрахунок повітроохолоджувача | 28 |
| 1.3.1 Коефіцієнт тепловіддачі повітря | 30 |
| 1.3.2 Середній логарифмічний температурний напір | 31 |
| 1.3.3 Коефіцієнт тепловіддачі фреону на ділянці кипіння | 32 |
| 1.3.4 Коефіцієнт тепловіддачі фреону на ділянці перегріву | 34 |
| 1.3.5 Компонування повітроохолоджувача | 35 |
| 1.4 Розрахунок гідравлічного опору повітроохолоджувача | 35 |
| 1.4.1 Втрати тиску на тертя у трубах | 35 |
| 1.4.2 Гідравлічний опір за рахунок зміни щільності потоку | 35 |
| 1.4.3 Місцевий гідравлічний опір | 35 |
| 1.4.4 Розрахунок аеродинамічного опору повітроохолоджувача | 37 |
| 1.5 Розрахунок на міцність повітроохолоджувача | 37 |
| 1.5.1 Розрахунок на міцність труб під внутрішнім тиском | 37 |
| 1.5.2 Розрахунок на міцність паяного з'єднання у повітроохолоджувачі | 37 |
| 1.6 Розрахунок маси повітроохолоджувача | 38 |
| 1.6.1 Маса трубок | 38 |

| | |
|---|----|
| 1.6.2 Маса сполучних колін..... | 38 |
| 1.6.3 Маса ребер | 38 |
| 1.6.4 Маса корпусу | 39 |
| 1.6.5 Повна маса повітроохолоджувача | 39 |
| 1.7 Вихідні дані для розрахунку конденсатора..... | 39 |
| 1.8 Тепловий розрахунок конденсатора | 41 |
| 1.8.1 Коефіцієнт тепловіддачі повітря у конденсаторі..... | 43 |
| 1.8.2 Середній логарифмічний температурний напір у конденсаторі | 44 |
| 1.8.3 Коефіцієнт тепловіддачі фреону на ділянці охолодження | 44 |
| 1.8.4 Коефіцієнт тепловіддачі фреону на ділянці конденсації | 45 |
| 1.8.5 Коефіцієнт тепловіддачі фреону на ділянці зняття перегріву..... | 45 |
| 1.8.6 Компонування конденсатора | 46 |
| 1.9.1 Втрати тиску на тертя в трубах конденсатора | 46 |
| 1.9.2 Гідравлічний опір у конденсаторі за рахунок зміни щільності потоку..... | 47 |
| 1.9.3 Місцевий гідравлічний опір у конденсаторі | 47 |
| 1.9.4 Розрахунок аеродинамічного опіру в конденсаторі | 48 |
| 1.10 Розрахунок на міцність конденсатора..... | 48 |
| 1.10.1 Розрахунок на міцність труб конденсатора під внутрішнім тиском | 48 |
| 1.10.2 Розрахунок на міцність паяного з'єднання у конденсаторі | 49 |
| 1.11 Розрахунок маси конденсатора..... | 50 |
| 1.11.2 Маса сполучних колін конденсатора | 50 |
| 1.11.3 Маса ребер конденсатора | 50 |
| 1.11.4 Маса корпусу конденсатора..... | 50 |
| 1.11.5 Повна маса конденсатора | 50 |
| 2 ЦЕНТРАЛЬНА СИСТЕМА КОНДИЦІОНУВАННЯ..... | 51 |
| 2.1 Варіанти виконання | 54 |
| 2.2 Схема роботи | 55 |
| 2.3 Опис функціональних блоків..... | 56 |
| 2.4 Принцип управління центральним кондиціонером..... | 64 |
| 3 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА | 66 |
| 3.1. Розрахунок собівартості і ціни центрального кондиціонера..... | 66 |
| 3.2 Калькуляція собівартості і ціни виробу..... | 67 |
| ВИСНОВОК..... | 69 |
| СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ..... | 71 |
| ДОДАТОК А..... | 72 |

ВСТУП

З метою створення комфортних умов для перебування людей, нормативних умов для ведення технологічних процесів, зберігання цінностей культури і т.д., в приміщеннях передбачається пристрій систем кондиціонування повітря (СКП).

Саме СКП забезпечують в приміщенні оптимальні параметри мікроклімату, автоматично їх підтримуючи незалежно від зміни режиму тепло-волого-надходження в приміщенні і зміни параметрів зовнішнього повітря.

СКП забезпечуються засобами:

- очищення повітря від пилу, бактерій і запахів; підігріву,
- зволоження та осушення його;
- переміщення, розподілу і автоматичного регулювання температури повітря, його відносної вологості, а іноді і засобами регулювання газового складу і іонний зміст повітря.

Мета даної роботи розробити систему центрального кондиціонування для торгового приміщення.

Повітря в секціях центрального кондиціонера (ЦК) проходить різну обробку, доводиться до необхідних параметрів і автоматично їх підтримує з використанням води, тепло- і холодоносіїв, систем автоматизації, що, природно, значно підвищує вартість СКП. Тому для прийняття рішення про комплектування кондиціонера секціями необхідно розглянути кілька варіантів схем обробки повітря, що подається в приміщення, з метою вибору найбільш економічною. Головна переважна відмінність ЦК полягає в його здатності підтримувати заданий температурно-вологісний режим, швидкість і напрямок руху повітря у великих за площею приміщеннях, таких як: театральні зали, спортивні споруди - закриті стадіони і корти, виробничі цехи, зали виставкових центрів і т. п.

1.1.1 Розрахунок кількості теплових і вологісних надходжень у літній період

Продуктивність систем кондиціонування повітря залежить від розрахункових умов теплового періоду року, регламентованих СНіП П-Г.7-62 [1]. Розрахунок надходжень тепла через зовнішні огороження в теплий період року, ускладнюється значними коливаннями температури зовнішнього повітря протягом розрахункової доби і ще більшими коливаннями температури на поверхні непрозорих зовнішніх огорожень, що обігріваються сонцем. Впливає також масивність огорож, завдяки чому коливання температур на їх внутрішній поверхні зменшуються і запізнюються по відношенню до коливань температур на зовнішній поверхні.

Розрахунок надходжень тепла через непрозорі зовнішні огорожі із кондиціонерами приміщень наведено за методом Стюарта [2].

Надходження тепла у приміщення знаходиться як сума надходжень тепла через непрозорі та прозорі, зовнішні і внутрішні огороження приміщень, від штучного освітлення, технологічного обладнання, а також від людей.

1.1.2 Надходження тепла в теплий період року через непрозорі зовнішні огорожі

Географічне розташування міста Харкова, де розташовується будівля – 49-52° північної широти. Надалі, в розрахунках будемо приймати координати будівлі рівними 50 ° північної широти. Відповідно, кількість тепла, проникаюче через непрозорі огороження в приміщення в теплий період року для будівлі, розташованої у всіх північних широтах, визначається за формулою:

$$Q_{кр} = k_1 \cdot k_2 \cdot F_{кр} \cdot (\Delta t_1 + \Delta t_3);$$

де k_1 - коефіцієнт для обліку умов вентиляції покриттів, рівний для безгорищних покрівель 1;

k_2 - коефіцієнт теплопередачі покрівлі, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$. Який слід розраховувати, застосовуючи коефіцієнти тепловіддачі від внутрішньої поверхні огороження до повітря в приміщення $\alpha_2 = 6 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$.

А від зовнішнього повітря до стіни - $\alpha_1 = 23.3 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$.

Коефіцієнт теплопередачі k_2 для покрівлі розраховується за формулою:

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_2}} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \cdot \text{К};$$

де δ - товщини покрівлі та мінеральної вати, рівні відповідно $\delta_1 = 0,19 \text{ м}$ та $\delta_2 = 0,08 \text{ м}$;

λ_1 - коефіцієнт теплопровідності легкої конструкції, рівний $\lambda_1 = 0$;

λ_2 - коефіцієнт теплопровідності пенополістерола, рівний $\lambda_2 = 0,038$.

Таким чином, коефіцієнт теплопередачі для покрівлі дорівнює:

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{23,3} + \frac{0,08}{0,038} + \frac{1}{6}} = 0,43, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \cdot \text{К};$$

$F_{\text{кр}}$ - площа покрівлі: $F_{\text{кр}} = 40 \cdot 20 = 800 \text{ м}^2$.

Δt_1 - еквівалентна різниця температур для даної місцевості в $^{\circ}\text{С}$;

$$\Delta t_1 = t_{\text{н}} - t_{\text{в}} - A \cdot \Delta t_{\text{г}} - Б;$$

де $t_{\text{н}}$ – розрахункова зовнішня річна температура повітря по сухому термометру, дорівнює $26,4^{\circ}\text{С}$ для даної місцевості;

$t_{\text{в}}$ - розрахункова температура внутрішнього повітря дорівнює 23°С для даного приміщення;

$\Delta t_{\text{г}}$ - амплітуда добових коливань температури для даної місцевості в теплий період року, $^{\circ}\text{С}$;

Відповідно до таблиці 1.1.1 значення $\Delta t_{\text{г}}$ для Харкова $13,9^{\circ}\text{С}$.

Таблиця 1.1.1- Середні амплітуди коливання температур зовнішнього повітря протягом розрахункової доби [3, с.15]

| Город | Амплитуда колебаний Δt_a в град | Город | Амплитуда колебаний Δt_a в град |
|-----------------------|--|--------------------------|--|
| Алма-Ата | 13,4 | Минск | 13,8 |
| Астрахань | 12,6 | Москва | 11,8 |
| Ашхабад | 15,4 | Одесса | 8,9 |
| Баку | 7,7 | Рига | 12 |
| Батуми | 9,1 | Ростов-на-Дону | 14 |
| Владивосток | 9 | Рязань | 13,8 |
| Волгоград | 13,2 | Самарканд | 17,3 |
| Горький | 10,5 | Саратов | 13,4 |
| Қзыл-Орда | 16,6 | Свердловск | 14,2 |
| Київ | 12,6 | Таллин | 8,4 |
| Красноводск | 10,2 | Ташкент | 17,4 |
| Курск | 12,6 | Тбілісі | 14,3 |
| Ленинград | 11,2 | Фергана | 16,8 |
| Львов | 14,1 | Харьков | 13,9 |

А та Б - величини, що залежать від ваги огорож. Для огорож до 35 кг / м³ А=0, Б=0.

Відповідно до цього отримаємо:

$$\Delta t_1 = 26,4 - 23 = 3,4^\circ \text{C}$$

Δt_3 - це еквівалентна різниця температур для будь-яких покрівель, дорівнює

$$\Delta t_3 = \Delta t_4 + k_3 \cdot \frac{I_1}{I_2} \cdot (\Delta t_2 - \Delta t_4), ^\circ \text{C}$$

де k_3 - коефіцієнт, що враховує колір покрівлі при визначенні величини Δt_3 і рівний для сірих покрівель 0,8;

I_1/I_2 - відношення максимальної напруги сонячної радіації на горизонтальну площину для заданої широти і максимального напруження для 50 ° пн.ш.;

Відповідно даних значень, отримуємо I_1/I_2 дорівнює 0,91 (таблиця 1.1.2).

Таблица 1.1.2 – Відношення I_3/I_4 для стін орієнтованих для сторін світу[3, с.17]

| Северная широта в град | Отношение I_3/I_4 для стен, ориентированных на страны света | | | | | Отношение I_1/I_4 (горизонтальная плоскость) |
|------------------------|---|-------|---------|---------|------|--|
| | Ю | З и В | ЮЗ и ЮВ | СЗ и СВ | С | |
| 24 | 0,3 | 0,98 | 0,8 | 1,01 | 1,12 | 1,08 |
| 28 | 0,33 | 0,98 | 0,9 | 1,01 | 1,06 | 1,07 |
| 32 | 0,6 | 0,99 | 0,93 | 1 | 1 | 1,05 |
| 36 | 0,8 | 0,99 | 0,98 | 1 | 1 | 1,03 |
| 40 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 44 | 1,23 | 1,01 | 1,05 | 1 | 1,03 | 0,96 |
| 48 | 1,4 | 1,02 | 1,11 | 1 | 1,05 | 0,93 |
| 52 | 1,65 | 1,03 | 1,17 | 1 | 1,11 | 0,9 |
| 56 | 1,88 | 1,05 | 1,23 | 1,03 | 1,29 | 0,86 |
| 60 | 2,1 | 1,08 | 1,23 | 1,06 | 1,44 | 0,82 |
| 64 | 2,3 | 1,12 | 1,34 | 1,11 | 1,58 | 0,78 |

Δt_2 , Δt_4 – вихідна еквівалентна різниця температур відповідно для опромінених сонцем і затінених покриттів (табл.1.1.3).

Таблица 1.1.3 – Вихідні еквівалентні різниці температур для покриттів[3,с.20]

Исходные эквивалентные расчетные разности температур для освещенных солнцем и затененных покрытий зданий, расположенных на 40° с. ш.

| Вид покрытия | Вес покрытия в кг/м² | Часы суток по солнечному времени | | | | | | | |
|--------------|----------------------|----------------------------------|----|----|----|----|----|----|----|
| | | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 |

1. Величины Δt_2 для освещенных солнцем покрытий в град

| | | | | | | | | | | |
|--|----------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|
| Легкое | До 35 | 6,7 | 21,1 | 30 | 34,4 | 27,8 | 14,4 | 5,6 | 2,2 | 0 |
| Средней тяжести | 36—270 | 0 | 11,1 | 22,2 | 28,9 | 30 | 23,3 | 11,1 | 5,6 | 3,3 |
| Тяжелое | 271—400 | 3,3 | 3,3 | 11,1 | 18,9 | 23,3 | 24,4 | 18,9 | 11,1 | 7,8 |
| Легкое, залитое водой слоем 25 мм | До 35* | 0 | 2,2 | 8,9 | 12,2 | 10 | 7,8 | 5,6 | 1,1 | 0 |
| Легкое, над которым разбрызгивается вода | До 35* | 0 | 2,2 | 6,7 | 10 | 8,9 | 7,8 | 5,6 | 1,1 | 0 |
| Тяжелое, залитое водой слоем 25 мм | 271—400* | -1,1 | -1,1 | -2,2 | 5,6 | 7,8 | 8,9 | 7,8 | 5,6 | 3,3 |
| Тяжелое, над которым разбрызгивается вода | 271—400* | -1,1 | -1,1 | 1,1 | 4,4 | 6,7 | 7,8 | 6,7 | 5,6 | 3,3 |
| Любое покрытие, залитое водой слоем 150 мм | До 400* | -1,1 | 0 | 0 | 3,3 | 5,6 | 5,6 | 4,4 | 2,2 | 0 |

2. Величины Δt_4 для затененных покрытий в град

| | | | | | | | | | | |
|---------------------------|---------|------|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| Легкое | До 35 | -2,2 | 0 | 3,3 | 6,7 | 7,8 | 6,7 | 4,4 | 1,1 | 0 |
| Средней тяжести | 36—270 | -2,2 | -1,1 | 1,1 | 4,4 | 6,7 | 6,7 | 5,6 | 3,3 | 1,1 |
| Тяжелое | 271—400 | -1,1 | -1,1 | 0 | 2,2 | 4,4 | 5,6 | 5,6 | 4,4 | 2,2 |

Отже приймаємо значення Δt_2 і Δt_4 рівними $34,4^\circ \text{C}$ та $6,7^\circ \text{C}$.

Таким чином, отримуємо, що:

$$\Delta t_3 = 6,7 + 0,8 \cdot 0,91 \cdot (34,4 - 6,7) = 26,9^\circ \text{C},$$

Таким чином, кількість тепла, проникаюче через покрівлю в приміщення в теплий період року для даної будівлі, так само:

$$Q_{\text{кр}} = 1 \cdot 0,43 \cdot 800 \cdot (3,4 + 26,9) = 10423 \text{ Вт},$$

Для стін будівель, розташованих на будь-яких північних широтах, кількість тепла розраховується за формулою:

$$Q_{\text{ст1}} = k_3 \cdot k_4 \cdot F_{\text{ст}} \cdot (\Delta t_1 + \Delta t_7), \text{Вт},$$

де k_4 - коефіцієнт теплопередачі стіни в $\text{Вт}/\text{м}^2\text{К}$. Який слід розраховувати, застосовуючи коефіцієнти тепловіддачі від внутрішньої поверхні огороження до повітря приміщення.

Коефіцієнт теплопередачі k_4 для стіни розраховується за формулою:

$$k_4 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_2}} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \cdot \text{К},$$

де λ_1 - коефіцієнт теплопроводности газобетона, $\lambda_1 = 0,13 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \text{К}$,

δ_1 - товщина газобетонної стіни, $\delta_1 = 0,2 \text{ м}$

Таким чином коефіцієнт теплопередачі k_4 дорівнює:

$$k_4 = \frac{1}{\frac{1}{23,3} + \frac{0,2}{0,13} + \frac{1}{7}} = 0,58, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \cdot \text{К},$$

$F_{\text{ст}}$ - площа стіни: $F_{\text{ст}} 160 \text{ м}^2$

Δt_7 - еквівалентна різниця температур для даної місцевості в $^\circ \text{C}$:

$$\Delta t_7 = 1,1^\circ \text{C},$$

$$\Delta t_1 = 3,4^\circ \text{C},$$

Таким чином отримуємо :

$$Q_{\text{ст1}} = 1 \cdot 0,58 \cdot 160 \cdot (3,4 + 1,1) = 417,6 \text{ Вт},$$

Для стіни з орієнтацією на схід розраховуємо за тією ж формулою, що і в попередньому випадку:

$$Q_{ст2} = k_3 \cdot k_4 \cdot F_{ст} \cdot (\Delta t_1 + \Delta t_6), \text{ Вт},$$

$$F_{ст2} = 80 \text{ м}^2,$$

$$k_2 = 0,58 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \cdot \text{К},$$

$$\Delta t_6 = \Delta t_7 + \frac{I_3}{I_4} \cdot (\Delta t_5 - \Delta t_7), \text{ }^\circ \text{С} ,$$

де I_3/I_4 відношення для стін орієнтованих для сторін світу $I_3/I_4 = 1,07$ (табл.1.1.4).

Таблиця 1.1.4 – Вихідні еквівалентні різниці температур для темних і світлих стін[3,с.20]

| Страны света | | Часы суток по солнечному времени | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|-----|----------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|-----|------|-----|-----|
| | | 8 | | 10 | | 12 | | 14 | | 16 | | 18 | | 20 | | 22 | | 24 | |
| | | Т | С | Т | С | Т | С | Т | С | Т | С | Т | С | Т | С | Т | С | Т | С |
| Величины Δt_5 для освещенной солнцем бетонной или каменной стены толщиной 300 мм и весом 750 кг/м ² | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| СВ | 3,3 | 2,2 | 3,3 | 1,1 | 3,3 | 1,1 | 7,8 | 4,4 | 7,8 | 4,4 | 5,6 | 4,4 | 5,6 | 4,4 | 6,7 | 5,6 | 5,6 | 4,4 | 4,4 |
| В | 5,6 | 3,3 | 4,4 | 3,3 | 5,6 | 3,3 | 10 | 5,6 | 10 | 6,7 | 8,9 | 5,6 | 6,7 | 5,6 | 7,8 | 5,6 | 7,8 | 5,6 | 5,6 |
| ЮВ | 4,4 | 2,2 | 4,4 | 2,2 | 3,3 | 2,2 | 7,8 | 4,4 | 8,9 | 5,6 | 8,9 | 5,6 | 7,8 | 5,6 | 6,7 | 5,6 | 6,7 | 6,7 | 5,6 |
| Ю | 3,3 | 2,2 | 2,2 | 1,1 | 2,2 | 1,1 | 2,2 | 1,1 | 5,6 | 3,3 | 7,8 | 5,6 | 8,9 | 6,7 | 7,8 | 5,6 | 5,6 | 5,6 | 4,4 |
| ЮЗ | 4,4 | 2,2 | 4,4 | 2,2 | 3,3 | 2,2 | 3,3 | 2,2 | 4,4 | 3,3 | 5,6 | 4,4 | 10 | 7,8 | 11,1 | 7,8 | 10 | 6,7 | 6,7 |
| З | 6,6 | 3,3 | 4,4 | 3,3 | 4,4 | 3,3 | 5,6 | 3,3 | 5,6 | 3,3 | 6,7 | 4,4 | 8,9 | 6,6 | 13,3 | 7,8 | 12,2 | 7,8 | 7,8 |
| СЗ | 3,3 | 2,2 | 3,3 | 1,1 | 3,3 | 1,1 | 3,3 | 2,2 | 3,3 | 2,2 | 4,4 | 3,3 | 5,6 | 4,4 | 10 | 6,7 | 11,1 | 7,8 | 7,8 |
| С | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1,1 | 1,1 | 2,2 | 2,2 | 3,3 | 3,3 | 4,4 | 4,4 | 3,3 | 3,3 | 3,3 |
| Величины Δt_7 для бетонной или каменной стены толщиной 300 мм и весом 750 кг/м ² , находящейся в тени | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Любые | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1,1 | 1,1 | 2,2 | 2,2 | 3,3 | 3,3 | 4,4 | 4,4 | 3,3 | 3,3 | 3,3 |

$$\Delta t_6 = 1,1 + 1,07 \cdot (6,7 - 1,1) = 6,8 \text{ }^\circ \text{С},$$

Таким чином отримаємо :

$$Q_{ст2} = 1 \cdot 0,58 \cdot 80 \cdot (3,4 + 6,8) = 473,28 \text{ Вт},$$

Для стін з орієнтацією на захід кількість тепла, що проникає до приміщення буде дорівнювати кількості тепла для східних стін :

$$Q_{ст2} = k_3 \cdot k_4 \cdot F_{ст} \cdot (\Delta t_1 + \Delta t_6) = Q_{ст3}, \text{ Вт},$$

$$Q_{ст3} = 1 \cdot 0,58 \cdot 80 \cdot (3,4 + 6,8) = 473,28 \text{ В},$$

Відповідно для південної стіни, яка є прозорою кількість тепла дорівнює :

$$Q_{\text{ст4}} = k_3 \cdot k_2 \cdot F_{\text{ст}} \cdot (\Delta t_1 + \Delta t_6), \text{ Вт},$$

$$F_{\text{ст}} = 160 \text{ м}^2,$$

$$k_2 = \frac{1}{0,043+0,14+0,51} = 0,693, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \cdot \text{К},$$

Відповідно до таблиці : $\Delta t_7 = 1,1^\circ \text{C}$, $\Delta t_5 = 3,5^\circ \text{C}$

$$\Delta t_6 = 1,1 + 1,5 \cdot (3,5 - 1,1) = 3,96^\circ \text{C} ,$$

Отримуємо:

$$Q_{\text{ст4}} = 1 \cdot 0,693 \cdot 120 \cdot (3,4 + 3,96) = 816,08 \text{ , Вт},$$

Кількість тепла, проникаюче через підлогу до приміщення, розраховується за формулою :

$$Q_{\text{під}} = k_{\text{д}} \cdot F_{\text{ст}} \cdot (t_{\text{гр}} - t_{\text{вн}}), \text{ Вт},$$

Підлога виготовлена у вигляді бетонної стяжки товщиною 10 см та полістеролу 3 см.

$t_{\text{гр}} = 15,8^\circ \text{C}$ - температура ґрунту

$F_{\text{ст}} = 800 \text{ м}$ – площа підлоги

Коефіцієнт теплопередачі $k_{\text{д}}$ для підлоги розраховується за формулою:

$$k_{\text{д}} = \frac{1}{\frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_{\text{пол}}}{\lambda_{\text{пол}}} + \frac{1}{\alpha_2}} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \cdot \text{К} ,$$

$\delta_{\text{ст}}$, $\delta_{\text{пол}}$ - товщини стяжки та полістеролу, які дорівнюють 0,1 та 0,03 м відповідно.

$\lambda_{\text{ст}}$, $\lambda_{\text{пол}}$ – коефіцієнти теплопровідності стяжки та полістеролу, які дорівнюють 1,92 та 0,038 Вт/м·К

$$\alpha_2 = 7,$$

Тоді коефіцієнт теплопередачі для підлоги дорівнює:

$$k_{\text{д}} = \frac{1}{\frac{0,1}{1,92} + \frac{0,03}{0,038} + \frac{1}{7}} = 1,02 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \cdot \text{К} ,$$

Кількість тепла, проникаюче через підлогу:

$$Q_{\text{під}} = 1,02 \cdot 800 \cdot (15,8 - 23) = -5875,2 \text{ , Вт},$$

Таким чином, сумарна кількість тепла, що надходить через непрозорі огороження в приміщення дорівнюють :

$$Q_{\text{огор}} = Q_{\text{ст1}} + Q_{\text{ст2}} + Q_{\text{ст3}} + Q_{\text{кр}} + Q_{\text{під}}, \text{ Вт},$$

$$Q_{\text{огор}} = 417,6 + 473,28 + 473,28 + 10423 + (-5875,2) = 5494,36, \text{ Вт},$$

1.1.3. Надходження тепла через засклені поверхні за рахунок сонячної радіації і теплопередачі в теплий період року

На площину, перпендикулярну сонячним променям, за межами сонячної атмосфери потрапляє певна кількість тепла від сонячної радіації. Також орієнтована площина на рівні землі отримує значно менше сонячного тепла через втрати при проході через атмосферу. Змістові в атмосфері гази, абсорбують сонячну енергію і потім, редуцірую , направляють її на землю у вигляді розсіяної радіації. Частина прямої сонячної радіації відбивається від земної поверхні і надходить в приміщення у вигляді відбитої радіації.

Тепло сонячної радіації, потрапляючи в приміщення, нагріває підлогу, стіни та обладнання, а потім переходить до навколишнього повітря, тому його нагрівання запізнюється щодо часу надходження тепла.

Розрахунки надходження тепла у приміщення слід приводити за формулою, яка призначена для розрахунку через скління, що знаходиться в тіні:

$$Q_{\text{рад}} = [k_c \cdot k_{1c} \cdot q_c + k_2(t_n - t_b)] \cdot F \cdot 1,163, \text{ Вт},$$

де q_c – кількість тепла, яке надходить до приміщення від сонячної радіації. Для заскленої поверхні, що знаходиться на півдні $q_c = 233$ ккал/час.

k_c – коефіцієнт для обліку зменшення надходжень тепла через поверхні, що знаходяться на сонці, за рахунок затінення стекол палітурками рам і забруднення атмосфери.

Таблиця 1.1.5 – Значення коефіцієнтів k_c і k_T для облік зміни тепла [3,с.25]

Значения коэффициентов k_c и k_T для учета изменения поступлений тепла за счет затенения стекол переплетами рам и загрязнения атмосферы

| Тип остекления | Чистая атмосфера | Атмосфера промышленных городов и заводов | | | |
|--|---|--|-------|--------------------|-------|
| | Для поверхностей | | | | |
| | освещенных солнцем и находящихся в тени | освещенных солнцем | | находящихся в тени | |
| | | k_c, k_T | k_c | k_T | |
| | Северная широта в град | | | | |
| | 24—64 | 24—40 | 40—64 | 24—40 | 40—64 |
| Окна сплошные витринные одинарные без переплетов и стены из стеклоблоков | 1 | 0,7 | 0,75 | 1,6 | 1,75 |
| Окна сплошные витринные двойные без переплетов | 0,9 | 0,63 | 0,68 | 1,45 | 1,58 |
| Окна в металлических рамах: | | | | | |
| одинарные | 0,8 | 0,56 | 0,6 | 1,28 | 1,4 |
| двойные | 0,72 | 0,51 | 0,54 | 1,15 | 1,26 |
| Окна в деревянных рамах: | | | | | |
| одинарные | 0,65 | 0,46 | 0,48 | 1,04 | 1,14 |
| двойные | 0,6 | 0,42 | 0,45 | 0,95 | 1,05 |

Приймаємо $k_c = 0,9$.

k_{1c} - коефіцієнт для обліку зменшення надходжень тепла через поверхні, що знаходяться на сонці.

$$k_{1c} = 0,56$$

k_2 – коефіцієнт теплопередачі для панелей і склоблоків, які обдуває вітром, рівний $0,693 \text{ Дж/м}^2\text{с}$.

F - площа заклоєної стіни дорівнює 160 м^2 .

t_n та t_b – температури зовнішнього то внутрішнього повітря в $^{\circ}\text{C}$.

Відповідно до отриманих даних, знаходимо, що для заклоєної стіни будівлі, розташованої на південній стороні, кількість тепла дорівнює:

$$Q_{\text{рад}} = [0,9 \cdot 0,56 \cdot 233 + 0,693(26,4 - 23)] \cdot 160 \cdot 1,163 = 22290,19, \text{ Вт}$$

1.1.4. Надходження тепла і вологи від людей

Надходження тепла і вологи від людей залежить від стану, в якому вони знаходяться, фізичного навантаження і температури повітря в приміщенні.

Дорослі жінки виділяють 85%, а діти в середньому 75% від кількості тепла і вологи, що надходить від середнього дорослого чоловіка.

Надходження тепла, в Вт:

$$Q_{\text{л}} = q_{\text{л}} \cdot n, \quad \text{Вт}$$

де n – кількість людей для даної години доби;

$q_{\text{л}}$ – явні теплонадходження однією людиною, Вт

Таблиця 1.1.6 – Кількість тепла і вологи, яку виділяють дорослі люди [3,с.18]

| Количество тепла и влаги, выделяемые взрослыми мужчинами в зависимости от температуры воздуха в помещении и физической нагрузки | | | | | | |
|---|--------------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|
| Физическая нагрузка людей | Температура воздуха в помещении в °С | | | | | |
| | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 | 35 |
| <i>1. В покое</i> | | | | | | |
| Тепло в ккал/ч: | | | | | | |
| явное | 120 | 100 | 75 | 50 | 35 | 10 |
| скрытое | 20 | 25 | 25 | 30 | 45 | 70 |
| полное | 140 | 125 | 100 | 80 | 80 | 80 |
| Влага в г/ч | 30 | 40 | 40 | 50 | 75 | 115 |
| <i>2. При легкой работе</i> | | | | | | |
| Тепло в ккал/ч: | | | | | | |
| явное | 130 | 105 | 85 | 55 | 35 | 5 |
| скрытое | 25 | 30 | 45 | 70 | 90 | 120 |
| полное | 155 | 135 | 130 | 125 | 125 | 125 |
| Влага в г/ч | 40 | 55 | 75 | 115 | 150 | 200 |
| <i>3. При работе средней тяжести</i> | | | | | | |
| Тепло в ккал/ч: | | | | | | |
| явное | 140 | 115 | 90 | 60 | 35 | 5 |
| скрытое | 45 | 65 | 85 | 110 | 135 | 165 |
| полное | 185 | 180 | 175 | 170 | 170 | 170 |
| Влага в г/ч | 70 | 110 | 140 | 185 | 230 | 280 |
| <i>4. При тяжелой работе</i> | | | | | | |
| Тепло в ккал/ч: | | | | | | |
| явное | 170 | 140 | 110 | 80 | 45 | 10 |
| скрытое | 80 | 110 | 140 | 170 | 205 | 240 |
| полное | 250 | 250 | 250 | 250 | 250 | 250 |
| Влага в г/ч | 135 | 185 | 240 | 295 | 355 | 415 |

Таким чином, при потоці 90 осіб, які одночасно знаходяться у приміщенні отримаємо наступні значення теплонадходжень .

У теплу пору року:

$$Q_{л} = 132 \cdot 90 = 11880, \text{Вт},$$

У холодну пору року:

$$Q_{л} = 120 \cdot 90 = 10800, \text{Вт},$$

1.1.5. Надходження тепла від штучного освітлення

Надходження тепла від штучного освітлення, яка визначається світловіддачею ламп, вираженої в люменах на 1 Вт споживаної потужності (Лм/Вт).

Кількість тепла, що виділяється у приміщення з кондиціонером, слід визначати за фактичної або проектної потужності освітлення, а при відсутності цих даних – шляхом множення норм рівня освітленості приміщень, наведених у санітарних нормах СН 245-65 і СНиП.

Таблиця 1.1.7 – Питомі виділення тепла ід люмінесцентних ламп [3,с.22]

| Удельные выделения тепла от люминесцентных ламп | | | | | | | | |
|---|------------------------------------|--------|--|-------|--------------|-------|-------|-------|
| Тип светильника | Распределение светового потока в % | | Средние удельные выделения ккал/ч·м² на 1 лк для помещений площадью в м² | | | | | |
| | вверх | вниз | >200 | | от 50 до 200 | | <50 | |
| | | | при высоте помещения в м | | | | | |
| | | | >4,2 | <4,2 | >3,6 | <3,6 | >3,6 | <3,6 |
| Прямого света | 0—10 | 90—100 | 0,058 | 0,048 | 0,063 | 0,05 | 0,088 | 0,066 |
| Преимущественно прямо-го света | 10—40 | 60—90 | 0,071 | 0,061 | 0,075 | 0,063 | 0,105 | 0,078 |
| Диффузного рассеянного света | 40—60 | 40—60 | 0,081 | 0,066 | 0,088 | 0,068 | 0,143 | 0,1 |
| Преимущественно отра-женного света | 60—90 | 10—40 | 0,121 | 0,093 | 0,131 | 0,098 | 0,2 | 0,143 |
| Отраженного света | 90—100 | 0—10 | 0,125 | 0,093 | 0,133 | 0,1 | 0,227 | 0,156 |

Відповідно до СН 245-65 норма рівня освітленості даного приміщення становить $N=500\text{Лк}$.

Питомі виділення теплоти відповідно до табличних даних, для прямого світла становить $q_{осв} = 36 \text{Вт}$. Для даного приміщення потрібно 2850-3350 лм, це 136 ламп.

Відповідно, кількість тепла від штучного освітлення дорівнюватиме :

$$Q_{осв} = q_{осв} \cdot n, \text{Вт},$$

$$Q_{\text{осв}} = 36 \cdot 136 = 4878, \text{ Вт},$$

1.1.6. Надходження тепла від устаткування

Загальні тепловиділення від устаткування, встановлених в приміщенні, визначаються за формулою:

$$Q_{\text{уст}} = W \cdot n, \text{ Вт},$$

де W – енергоспоживання;

n – кількість обладнання, шт.

10 виставкових вітрин : $10 \cdot 120 = 1200 \text{ Вт}$;

16 холодильників для збереження продуктів: $16 \cdot 270 = 4320 \text{ Вт}$;

10 касових апаратів: $10 \cdot 220 = 2200 \text{ Вт}$;

20 холодильних ларів: $20 \cdot 130 = 2600 \text{ Вт}$.

$$Q_{\text{уст}} = 1200 + 4320 + 2200 + 2600 = 10320 \text{ Вт},$$

1.1.7. Вологовиділення в приміщенні

Від людей:

$w = 75 \text{ г/час}$ – вологовиділення від людей

$$W_{\text{л}} = w \cdot n, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$W_{\text{л}} = \frac{75 \cdot 90}{3600} = 0,001875, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

1.1.8. Сумарні теплонадходження та вологовиділення у приміщенні

Загальні тепло- і вологовиділення в приміщенні визначаються як сума всіх показників тепло надходжень від огорожувальних конструкцій, прозорих і непрозорих, від інфільтрації, від освітлення, людей, обладнання, що знаходиться в приміщенні.

Таким чином, загальне значення теплонадходжень в даному приміщенні розраховуємо за формулою:

$$\sum Q = Q_{\text{уст}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{л}} + Q_{\text{рад}} + Q_{\text{огор}}, \text{ Вт},$$

Чисельне значення сумарних теплонадходжень у теплу пору року дорівнює:

$$\sum Q = 10320 + 4878 + 11880 + 22290,19 + 5494,36 = 54862, \text{ Вт},$$

1.1.9. Розрахунок кількості теплових і вологісних надходжень ухолодний період

У холодний період теплонадходження походять від людей і від освітлення та обладнання:

$$\Sigma Q = Q_{\text{уст}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{л}} \text{ Вт,}$$

Розрахунок ведеться з урахуванням деяких даних з попереднього розрахунку налітній період року. Відповідно, кількість тепла, проникаюче через непрозорі огороження в приміщення в теплий період року для будівлі, розташованої у всіх північних широтах, визначається за формулою:

$$Q_{\text{кр}} = k_1 * k_2 * F_{\text{кр}} (\Delta t_1 + \Delta t_3),$$

де k_1 – коефіцієнт для обліку умов вентиляції покриттів, рівний для безгоризонтних покрівель 1; k_2 – коефіцієнт теплопередачі покрівлі, в Вт/м²К, який слід розраховувати, застосовуючи коефіцієнти тепловіддачі від внутрішньої поверхні огороження до повітря приміщення 6,97 Вт / м²К, а від зовнішнього повітря до стіни 23,26 Вт / м²К.

Коефіцієнт теплопередачі k_2 для покрівлі розраховується за формулою:

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + 2 \cdot \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}}}; \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

де δ_1 і δ_2 – товщини покрівлі та мінеральної вати, рівні відповідно 0,001 м і 0,149 м;

λ_1 – коефіцієнт теплопровідності залізобетону, рівний $\lambda_1 = 58 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$

λ_2 – коефіцієнт теплопровідності мінеральної вати, рівний $\lambda_2 = 0,06 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$.

Таким чином, коефіцієнт теплопередачі для покрівлі дорівнює:

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{6,97} + 2 \cdot \frac{0,001}{58} + \frac{0,149}{0,06} + \frac{1}{23,26}};$$

$F_{\text{кр}}$ – площа покрівлі: $F_{\text{кр}} 400 \text{ м}^2$

Δt_1 – еквівалентна різниця температур для даної місцевості в ° С:

$$\Delta t_1 = \Delta t_n - \Delta t_v - A \cdot \Delta t_a - B \cdot C,$$

де Δt_n – розрахункова зовнішня річна температура повітря по сухому термометру, для даної місцевості мінус 23°C ;

Δt_v – розрахункова температура внутрішнього повітря, для даного приміщення, 18°C ;

Δt_a – амплітуда добових коливань температури для даної місцевості в зимовий період року в $^\circ\text{C}$;

Відповідно до таблиці 1.1.1 значення Δt_a для Харкова $13,9^\circ\text{C}$.

A та B – величини, що залежать від ваги огорож. Для огорож до 35 кг / м^3 (сендвіч-панель - 21 кг / м^3) A 0 і B 0.

Відповідно до цього отримаємо:

$$\Delta t_1 = -23 - 18 = -41^\circ\text{C}$$

Таким чином, кількість тепла, проникаюче через покрівлю в приміщення взимовий період року для даної будівлі:

$$Q_{кр} = 1 \cdot 0,375 \cdot 400 (-41 + 0) = -6,15\text{ кВт},$$

Для стін будівель, розташованих на будь-яких північних широтах, кількість тепла розраховується за формулою:

$$Q_{ст} = k_1 \cdot k_4 \cdot F_{ст} \cdot (\Delta t_1 + \Delta t_6)\text{ кВт}$$

де k_4 – коефіцієнт теплопередачі стіни в $\text{Вт/м}^2\text{К}$.

Який слід розраховувати, застосовуючи коефіцієнти тепловіддачі від внутрішньої поверхні огороження до повітря приміщення $\alpha_{вн} = 6,97\text{ Вт/м}^2\text{К}$, а від зовнішнього повітря до стіни $\alpha_{н} = 23,26\text{ Вт/м}^2\text{К}$;

Коефіцієнт теплопередачі k_4 для стіни розраховується за формулою:

$$k_4 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{вн}} + 2 \cdot \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_{н}}}; \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

де δ_1 і δ_2 – товщини залізобетонної стіни і мінеральної вати, рівні відповідно $0,001\text{ м}$ і $0,099\text{ м}$;

λ_1 – коефіцієнт теплопровідності залізобетону, рівний $\lambda_1 = 58\text{ Вт/мК}$

λ_2 – коефіцієнт теплопровідності мінеральної вати, рівний $\lambda_2=0,06$ Вт/мК

Таким чином, коефіцієнт теплопередачі для стін дорівнює:

$$k_4=1/(1/6,97+2*0.001/58+0,99/0,06+1/23,26)=0,544 \text{ Вт/м}^2\text{К.}$$

$F_{ст}$ – площа стіни: $F_{ст} 120 \text{ м}^2$

t_6 – це еквівалентна різниця температур для будь-яких стін в будь-яких північних широтах, дорівнює:

$$\Delta t_6 = \Delta t_7 + \frac{I_3}{I_4} \cdot (\Delta t_3 - \Delta t_7) \text{ } ^\circ \text{C}$$

I_3/I_4 – відношення максимальної напруги сонячної радіації на вертикальну площину для заданої широти і максимального напруження для 50° пн.ш. (Таблиця 1.1.2). Відповідно до табличних значень, отримуємо ставлення I_3/I_4 рівне 1;

Δt_5 і Δt_7 – вихідна еквівалентна різниця температур відповідно для стін, що опромінюються сонцем і затінених у зимовий період року дорівнює 0.

Таким чином отримуємо, що: $\Delta t_6 = 0$.

Відповідно до отриманих даних, знаходимо, що для стіни будівлі, розташованої на північному сході, кількість тепла дорівнює:

$$Q_{ст} = 1 * 0,544 * 120 * (-41 + 0) = -2,67 \text{ кВт,}$$

Так як усі стіни однакові за площею, і у розрахунках ми не враховуємо відношення сонячної радіації та вихідну еквівалентну різницю температур, для стін, що опромінюються сонцем, а також затінених, отримуємо такий самий результат, як у попередній формулі.

Кількість тепла, проникаюче через підлогу до приміщення, розраховується за формулою:

$$Q_{під} = k_d * F * \Delta t, \text{ кВт,}$$

Коефіцієнт теплопередачі k_d для підлоги розраховується за формулою:

$$k_d = \frac{1}{\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_{пол}}{\delta_{пол}} + \frac{\delta_{щ}}{\delta_{щ}}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

де $\delta_{ст}$, $\delta_{пол}$, $\delta_{щ}$ – товщини стяжки, полістірола, щєбня, які дорівнюють $\delta_{ст} = 0,04$, $\delta_{пол} = 0,1$, $\delta_{щ} = 0,05$.

$\lambda_{ст}$ – коефіцієнт теплопровідності стяжки, $0,7$ Вт/мК;

$\lambda_{пол}$ – коефіцієнт теплопровідності полістірола, $0,04$ Вт/мК;

$\lambda_{щ}$ – коефіцієнт теплопровідності щєбня, $3,5$ Вт/мК.

Тоді коефіцієнт теплопередачі для підлоги дорівнює:

$$k_d = 1 / (0,04 / 0,7 + 0,1 / 0,04 + 0,05 / 3,5) = 0,388 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Кількість тепла, проникаюче через підлогу:

$$Q_{під} = 0,388 * 400 (2 - 18) = 2,49 \text{ кВт},$$

Таким чином, сумарна кількість тепла, що надходить через непрозорі огороження в приміщення дорівнюють:

$$Q_{огор} = 3,36 - 2,49 + 4(-2,67) = 9,57 \text{ кВт},$$

Надходження тепла від людей, від штучного освітлення та обладнання залишається не змінним, як у розрахунку на літній період часу.

1.1.10 Вологовиділення в приміщенні на зимовий період року

Від людей:

$w = 0,185$ кг / ч – вологовиділення від людей при середній роботі ($t_b = 18^\circ\text{C}$).

$$W_{л} = w_n, \text{ кг/с},$$

$$W_{л} = (0,185 * 100) / 3600 = 5,138 * 10^{-3} \text{ кг/с},$$

Від змочених поверхонь:

$$W_{п} = 0,006 * F_1 (t_c - t_m), \text{ кг/с},$$

t_m $11,8$ – температура мокрого термометра;

t_c 18 – температура сухого термометра;

$$W_{п} = 0,006 * 400 (18 - 11,8) = 4,13 * 10^{-3} \text{ кг/с},$$

1.1.11 Сумарні тепло надходження та волого виділення у приміщенні на зимовий період року

Загальні тепло- і вологовиділення в приміщенні на зимовий період року визначаються як сума всіх показників теплонадходжень від огорожувальних

конструкцій, прозорих і непрозорих, від освітлення, людей, обладнання, що знаходиться в приміщенні.

Таким чином, загальне значення теплонадходжень в даному приміщенні розраховуємо за формулою:

$$\Sigma Q = Q_{огор} + Q_{л} + Q_{осв} + Q_{уст}, \text{ кВт},$$

Чисельне значення сумарних теплонадходжень дорівнює:

$$\Sigma Q = -19,32 + 19,5 + 6,978 + 2,412 = 9,57 \text{ кВт},$$

Сумарні вологоннадходження порахуємо за таким же принципом:

$$\Sigma W = W_{п} + W_{л}, \text{ кг/с},$$

$$\Sigma W = 5,138 \cdot 10^{-3} + 4,13 \cdot 10^{-3} = 9,268 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с},$$

1.2 Вибір вихідних даних теплообмінних апаратів

Підбір вихідних даних повітроохолоджувача здійснений з урахуванням отриманих значень тепло- і вологопрітоков, що надходять в приміщення в розрахунковий час. Сумарна кількість теплопрітоків склало $Q = 36,8 \text{ кВт}$, Вологопрітоков – $W = 8,99 \cdot 10^{-3}$. Для визначення температур теплоносіїв скористаємося Іd діаграмою (діаграма 1.2), на якій зображені процеси, що протікають у центральному кондиціонері у літній період року.

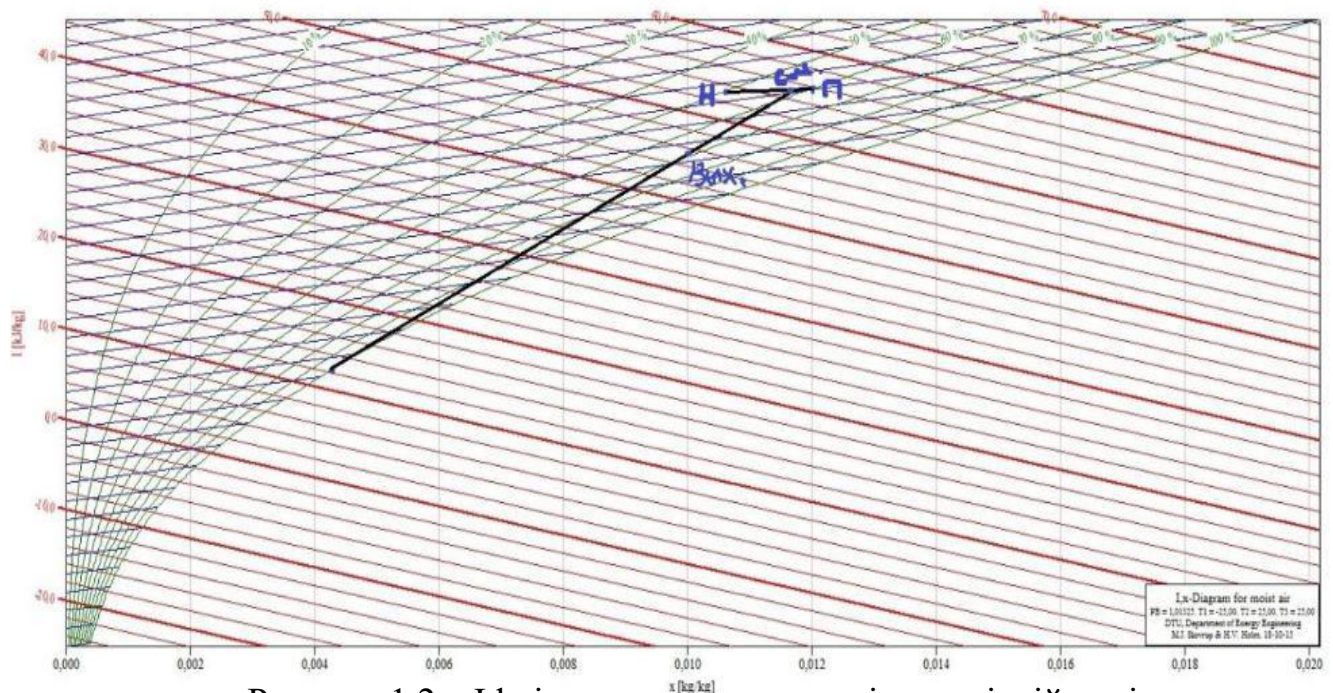


Рисунок 1.2 – Іd діаграма вологого повітря у літній період

Точка П на діаграмі – параметри повітря в приміщенні при нормальних умовах (25 ° С, відносна вологість ϕ 60%). В даній точці вологовипадіння становить $d_1=0.0121$ кг/кг.

Точка Вих. на діаграмі – точка, що позначає закінчення процесу асиміляції.

Температура асиміляції становить $\Delta t=5^\circ\text{C}$. Таким чином, кінцева температура на виході з повітроохолоджувача становитиме 20 ° С.

Для забезпечення заданих параметрів, знайдемо спільну необхідну витрату повітря, що дорівнює:

$$\Sigma G = \Sigma Q / (C_p * \Delta t), \text{ кг/с,}$$

де ΣQ – сумарна кількість теплопритоків, кВт ;

Δt – температура асиміляції, $^\circ\text{C}$;

C_p – питома теплоємність повітря, $C_p = 1005$ Дж/кг \cdot К;

$$\Sigma G = 36,8 * 10^3 / 1005 * 5 = 7,32 \text{ кг/с,}$$

Значення величини вологовипадіння на виході з повітроохолоджувача знайдемо за формулою:

$$d_2 = d_1 - (\Sigma W / \Sigma G); \text{ кг/кг,}$$

де ΣW – сумарна кількість вологопритоків, кг/с;

ΣG – загальна витрата повітря, кг/с;

d_1 – вологовипадіння в точці 1, кг/с;

$$d_2 = 0,0121 - (8,99 * 10^{-3} / 7,32) = 0,010; \text{ кг/кг,}$$

Температура повітря на виході з повітроохолоджувача дорівнює $t_2=20^\circ\text{C}$ допомогою цієї ж діаграми знаходимо зміну ентальпії при охолодженні повітря:

$$i_1 = 55 \text{ кДж/кг,}$$

$$i_2 = 46 \text{ кДж/кг,}$$

Відповідно, зміна ентальпії дорівнює:

$$\Delta i = i_1 - i_2, \text{ кДж/кг,}$$

$$\Delta i = 55 - 46 = 9 \text{ кДж/кг.},$$

З урахуванням отриманого значення Δi отримаємо значення теплової потужності теплообмінного апарату:

$$Q = G_1 \cdot \Delta i, \text{ кВт,}$$

$$Q = 7,32 \cdot 9 = 65,88 \text{ кВт,}$$

На зимовий період року сумарна кількість теплопритоків склало:

$$\Sigma Q = 9,648 \text{ кВт, вологопритоків – } W = 9,268 \cdot 10^{-3}.$$

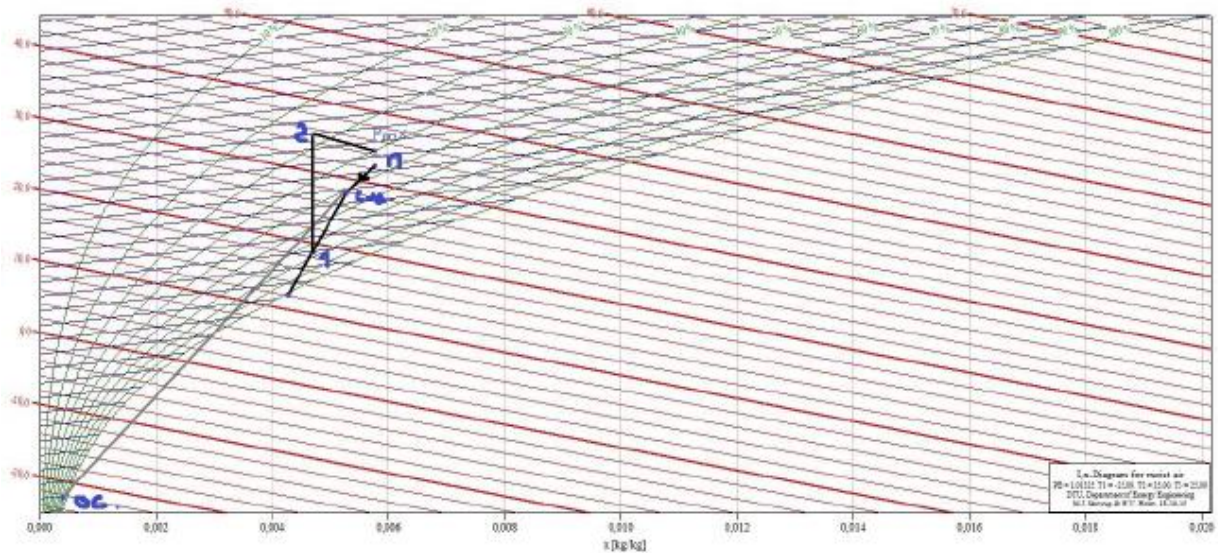


Рисунок 1.3 – Id діаграма вологого повітря у зимовий період

Точка П на діаграмі – параметри повітря в приміщенні при нормальних умовах ($t = 18^\circ \text{C}$, відносна вологість $\phi 45\%$). В даній точці вологовипадіння становить $d_1 = 0,0057 \text{ кг / кг}$.

Точка См. на діаграмі – точка, що позначає процес змішування припливного і витяжного повітря. Параметри в цій точці становлять $t = 15^\circ \text{C}$, відносна вологість $\phi 50\%$). В даній точці вологовипадіння становить

$$d_1 = 0,0052 \text{ кг / кг.}$$

Точка 1 на діаграмі – точка, що позначає закінчення процесу у повітроохолоджувачі. Таким чином, кінцева температура на виході з повітроохолоджувача становитиме 7°C .

Точка 2 на діаграмі – точка, що позначає закінчення процесу у повітрянагрівачу. Таким чином, кінцева температура на виході з повітрянагрівача становитиме 7°C .

Значення величини вологовипадіння на виході з повітроохолоджувача знайдемо за формулою:

$$d_2 = d_1 - (\Sigma W / \Sigma G); \text{ кг/кг,}$$

$$d_2 = 0,0057 - (9,268 * 10^{-3} / 7,32) = 0,00126, \text{ кг/кг,}$$

1.2.1 Вихідні дані для розрахунку повітроохолоджувача

Вихідними даними для розрахунку повітроохолоджувача є:

- потужність теплообмінного апарату $Q_{\text{та}} = 65,88 \text{ кВт}$;
- витрати фреону $G_{\text{ф}} = 0,435 \text{ кг/с}$;
- температура повітря на вході; $t_1' = 25^{\circ}\text{C}$;
- температура повітря на виході; $t_1'' = 20^{\circ}\text{C}$;
- температура фреона (R134a) на вході; $t_2' = 4^{\circ}\text{C}$;
- температура фреона (R134a) на виході; $t_2'' = 7^{\circ}\text{C}$;
- матеріал труб – мідь;
- матеріал ребер – алюміній.

Усі теплофізичні властивості теплоносіїв беруться за середнім температурам:

$$T_{\text{сер.1}} = (T_1' + T_1'') / 2 = (25 + 20) / 2 = 22,5^{\circ}\text{C},$$

$$T_{\text{сер.2}} = (T_2' + T_2'') / 2 = (4 + 7) / 2 = 5,5^{\circ}\text{C},$$

Конструктивні характеристики ТА:

Теплообмінник виконується у вигляді шахового пучка труб.

Приймаємо характеристики труб:

- внутрішній діаметр трубки $d_{\text{вн}} = 0,008 \text{ м}$;
- зовнішній діаметр трубки $d_{\text{зовн.}} = 0,01$;
- товщина стінки трубки $\delta = 0,001 \text{ м}$;
- матеріал труб – мідь М1 ГОСТ 859-2001.

Характеристики ребер:

- крок ребер $S_p = 0,004$ м;
- товщина ребра $p = 0,0004$ м
- теплопровідність ребер $\lambda = 401$ Вт/мК;
- матеріал ребер – алюміній АД1 ГОСТ 4784-97;
- висота ребра $h_p = 0,016$ м;
- поперечний і поздовжній крок труб $S_1 = 0,041$ м , $S_2 = 0,036$ м.

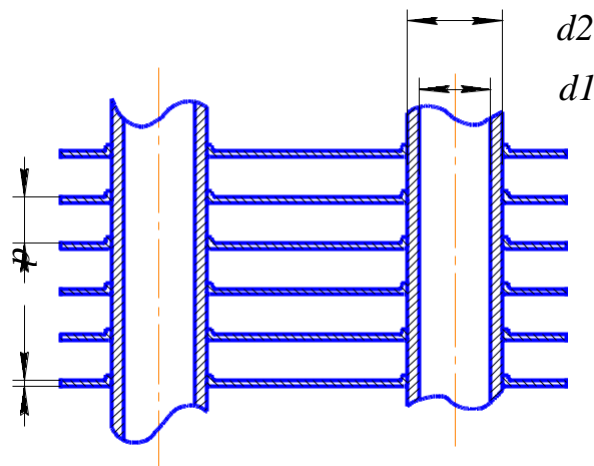


Рисунок 1.4 – Схема ребер труб

За таблицями визначаємо теплофізичні властивості фреону і повітря.

Для повітря при середній температурі $t_1 = 22,5$ °С:

$$\rho_1 = 1,205 \text{ кг/м}^3, \lambda_1 = 0,0261 \text{ Вт/мК}, \nu_1 = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}, C_{p1} = 1382 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К},$$

$$Pr_1 = 0,7$$

Для фреону при середній температурі $t_2 = 5,5$ °С:

$$\lambda_2 = 0,089 \text{ Вт/мК}, \nu_2 = 1,099 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}, C_{p2} = 1382 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К},$$

$$Pr_2 = 2,29$$

При середній $t_{cp2} = 5,5$ °С фреону в рідкій фазі:

$$\rho_{ж} = 1257 \text{ кг/м}^3; Pr_{ж} = 2,288; \lambda_{ж} = 0,089 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°С)}; C_{pж} = 1385 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{°К)} \nu_{ж}$$

$$= 1,169 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с},$$

При середній $t_{cp2} = 7$ °С фреону в паровій фазі:

$$\rho_{п} = 19,07 \text{ кг/м}^3; \nu_{п} = 6,083 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_{п} = 0,092 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°С)}; Pr_{п} = 0,83; C_{pп} =$$

$$896 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{°К)},$$

1.3. Тепловий розрахунок повітроохолоджувача

Визначаємо геометричні параметри теплообмінного апарату:

Здаймо:

$$M=100 \text{ м/с.}$$

Площа поперечного перерізу всіх труб з боку фреону:

$$F=G\phi/M, \text{ м}^2,$$

$$F=G\phi/M=0,435/100=4,352*10^{-3}, \text{ м}^2,$$

Визначимо площу поперечного перерізу однієї труби:

$$F=(\pi*d_{вн}^2)/4, \text{ м}^2,$$

$$F=(3,14*0,0082^2)/4=5,027*10^{-5}, \text{ м}^2,$$

Компоновка труб представлена на рис. 1.5.

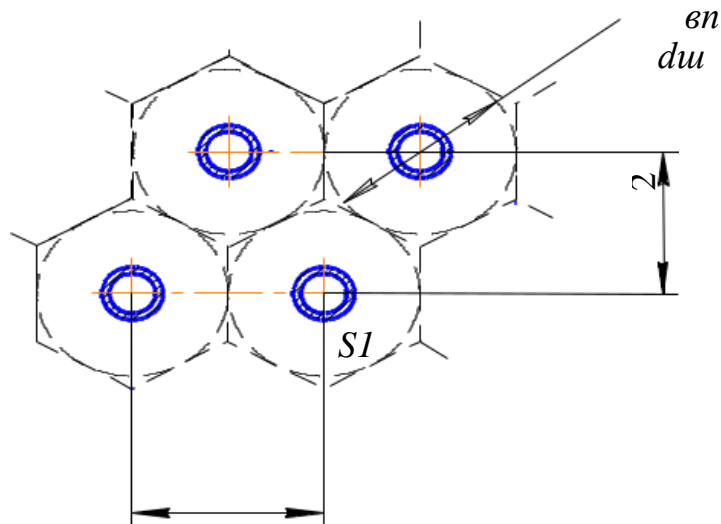


Рисунок 1.5 – Компоновка труб у пучку

Визначимо площу живого перетину одного міжреберних каналу в поперечному ряду пучка (площа живого перетину для повітря):

$$f_{li}=(S_p-\delta_p)*(S_1-d_{зовн.}), \text{ м}^2,$$

$$f_{li}=(0,004-0,0004)*(0,041-0,01)=1,116*10^{-4} \text{ м}^2,$$

Число ребер на 1 м довжини трубки:

$$n_p=1/S_p, \text{ шт.},$$

$$n_p=1/0,004=250 \text{ шт.},$$

Знайдемо площу поверхні ребер на 1 метр довжини трубки:

$$F_p = 2 * \pi * n * (d_p^2 - d_{зовн}^2) / 4 \text{ м}^2,$$

$$F_p = 2 * 3,14 * 250 * (0,041^2 - 0,01^2) / 4 = 0,621 \text{ м}^2,$$

Визначимо площу поверхні 1 метра довжини трубки, вільної від ребер:

$$F_n = \pi * d_{зовн} - \pi * d_{зовн} * \delta_p * n, \text{ м}^2,$$

$$F_n = 3,14 * 0,01 - 3,14 * 0,01 * 0,0004 * 250 = 0,028 \text{ м}^2,$$

Визначимо повну зовнішню площу ребристої поверхні на 1 метр довжини трубки:

$$F_{np} = F_p + F_n, \text{ м}^2,$$

$$F_{np} = 0,621 + 0,028 = 0,649 \text{ м}^2,$$

Визначимо внутрішню поверхню труби на 1 метр:

$$F_c = \pi * d_{вн}, \text{ м}^2,$$

$$F_c = 3,14 * 0,008 = 0,025 \text{ м}^2,$$

Визначимо коефіцієнт збільшення поверхні:

$$\beta = F_{np} / F_c,$$

$$\beta = 0,649 / 0,025 = 25,828,$$

Швидкість повітря у вузькому перерізі пучка труб в 5 м / с; кількість труб у поперечному ряду $Z_1 = 20$.

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

$$G_B = Q_{та} / \Delta t, \text{ кг/с},$$

$$G_B = 65,8 / (55 - 46) = 7,32 \text{ кг/с},$$

Площа поперечного перерізу всіх труб з боку повітря:

$$f_2 = G_{пов} / (\rho_{пов} * W_B), \text{ м}^2,$$

$$f_2 = 7,32 / (1,184 * 5) = 1,236 \text{ м}^2,$$

Виходячи з необхідної площі живого перетину для проходу повітря, визначимо необхідну довжину труб:

$$L = (f_2 \cdot S_p) / (f_{li} \cdot Z), \text{ м,}$$

$$L = (1,236 \cdot 0,004) / (1,116 \cdot 10^{-4} \cdot 20) = 2,216 \text{ м,}$$

Приймаємо довжину труб = 2,216 м

Уточнюємо швидкість повітря:

$$W_{B1} = (W_B \cdot L) / L, \text{ 5 м/с,}$$

$$W_{B1} = (5 \cdot 2,216) / 2,216 = 5 \text{ м/с,}$$

1.3.1 Коефіцієнт тепловіддачі повітря

Визначимо конвективний коефіцієнт тепловіддачі для повітря [4, с.56]:

$$\alpha_k = \frac{\lambda_{\text{в}}}{S_p} \cdot [c_{\text{в}} \cdot (w_{\text{в}} \cdot \frac{S_p}{v_{\text{в}}})^{m_{\text{в}}} \cdot (\frac{d_{\text{нар}}}{S_p})^{-0,54} \cdot (\frac{h_p}{S_p})^{-0,14}] \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

де $v_{\text{в}} = 15,06 \cdot 10^{-6}$ – швидкість повітря, м/с;

$\lambda_{\text{в}} = 0,0261$ – коефіцієнт теплопровідності повітря,

Для шахових пучків з круглими ребрами: $m_{\text{в}} = 0,65$, $c_{\text{в}} = 0,223$;

$$\alpha_k = 0,0261 / 0,004 \cdot [0,223 \cdot (0,65 \cdot 0,004 / 15 \cdot 10^{-6})^{0,65} \cdot (0,01 / 0,004)^{-0,54} \cdot (0,016 / 0,004)^{-0,14}] = 78,653 \text{ Вт/м}^2\text{К,}$$

Визначимо коефіцієнт ефективності ребер:

$$\eta = (4 \cdot \varphi \cdot d_n) / (m(D^2 - d^2_n)),$$

звідки:

$$m = ((2 \cdot 78,653) / (220 \cdot 0,0004))^{-2} = 42,28,$$

$$m_r = m \cdot (d_{\text{нар}} / 2),$$

$$m_r = 42,28 \cdot (0,01 / 2) = 0,211,$$

$$m(R-r) = 42,28 \cdot (0,041 / 2 - 0,01 / 2) = 0,655,$$

Згідно з графіком $\phi=1,1$.

Коефіцієнт ϕ вибираємо по рис. 1.6

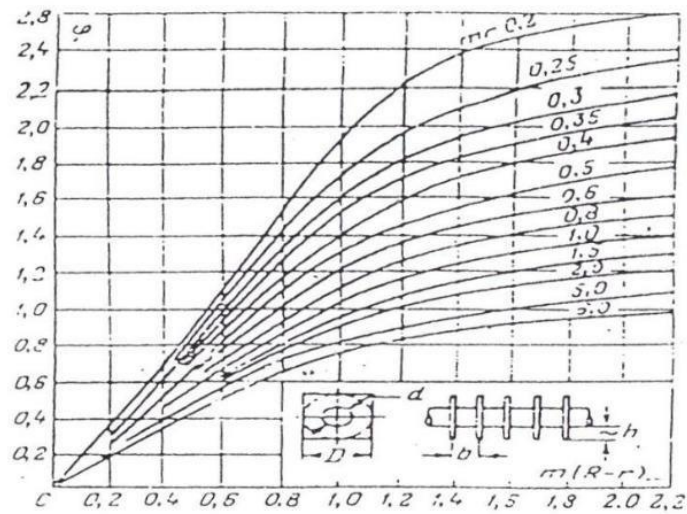


Рисунок 1.6- Номограма визначення коефіцієнта ϕ в тепловому розрахунку ребристої поверхні

$$\eta = (4 * 1,1 * 0,01) / (42,28 * (0,042^2 - 0,01^2)) = 0,658.$$

Наведений коефіцієнт тепловіддачі для повітря:

$$\alpha_{пр} = (78,653 * (0,621 * 0,658 + 0,028)) / 0,649 \text{ Вт/м}^2\text{К},$$

Визначаємо коефіцієнт вологовипадіння:

$$\xi_{вл} = 1 + 2480 * (0,0121 - 0,01) / (25 - 20) = 1,744,$$

$$\alpha_{в} = 52,563 * 1,744 = 91,67 \text{ Вт/м}^2\text{К},$$

1.3.2 Середній логарифмічний температурний напір

Для складних схем руху теплоносіїв і в тому числі для багаторазового перехресного струму з загальним прямотоком середній логарифмічний температурний напір.

Поправка на складність руху теплоносіїв знаходиться з графіка приведенного на рис.1.7

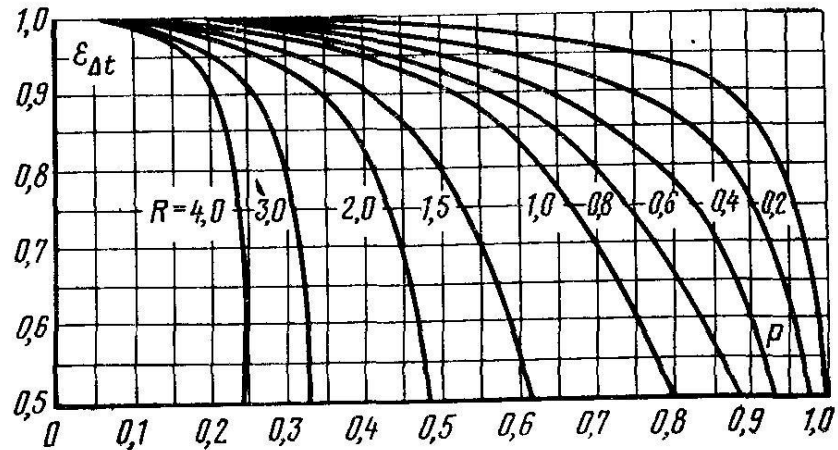


Рисунок 1.7 - Залежність поправки від параметрів P і R

Розрахунок ведеться окремо для ділянки перегрітої пари і двофазного потоку.

З розрахунку ділянки перегріву знайдемо температуру $t_{пр}$.

$$t_{пр} = 25 - (402,97 - 399,21) / (402,97 - 251,6) * (25 - 20) = 24,876^{\circ}\text{C},$$

$$P_1 = (7 - 4) / (24,876 - 4) = 0,163, R_1 = (24,876 - 20) / (7 - 4) = 1,434,$$

тоді $\epsilon_i = 0,75$.

$$\Delta t_b = 24,876 - 7 = 17,876^{\circ}\text{C},$$

$$\Delta t_{m1} = 25 - 7 = 18^{\circ}\text{C},$$

Тоді середній температурний напір на ділянці перегріву:

$$\Delta t_1 = (17,876 - 18) / (\ln(17,876/18)) * 0,75 = 13,153^{\circ}\text{C}.$$

$$P_1 = (4 - 4) / (24,876 - 4) = 0.$$

$$R_1 = (24,876 - 20) / (7 - 4) = 1,434.$$

тоді $\epsilon_i = 1$.

$$\Delta t_{m2} = 20 - 4 = 16^{\circ}\text{C}.$$

Тоді середній температурний напір на ділянці кипіння:

$$\Delta t_2 = (17,876 - 16) / (\ln(17,876/16)) * 1 = 16,92^{\circ}\text{C}.$$

1.3.3 Коефіцієнт тепловіддачі фреону на ділянці кипіння

Кількість теплоти, що знімається з ділянки кипіння:

$$Q_K = 0,435 * (399,2 - 251,6) = 64,24 \text{ кВт}.$$

Теплота фазового переходу:

$$r = 399,2 - 251,6 = 147,6 \text{ кДж.}$$

Задаємося $F_z = 1,997$

Швидкість відводу пара від поверхні:

$$W_{ж} = 64,24 / (147,6 * 119,07 * 1,997) = 0,011 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса:

$$L_{ж} = (1366 * 10,02 * 10^{-3} * 1273(4 + 273,15)) / (147,6 * 19,07)^2 = 6,093 * 10^{-7} \text{ м.}$$

$$Re = (0,111 * 6,093 * 10^{-7}) / (1,265 * 10^{-7}) = 0,055.$$

Число Нуссельта:

$$Nu_{ж} = 0,0625 * 2,391^{0,33} * 0,055^{0,65} = 0,025$$

$C_{рж}$ – теплоємність рідкої фази фреону, при його температурі кипіння;

$\rho_{ж}$ - щільність рідини, при її температурі на вході, кг / м³;

- коефіцієнт поверхневого натягу, Н / м.

Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні у великому обсязі:

$$\alpha_q = (0,025 * 0,092) / (6,093 * 10^{-7}) = 3,822 * 10^3 \text{ Вт/м}^2\text{К.}$$

Коефіцієнт тепловіддачі при вимушеній конвекції однофазної рідини в трубах:

$$W_w = 0,435 / (5,027 * 10^{-5} * 1273) = 6,801 \text{ м/с,}$$

$$Re_w = (6,801 * 0,008) / (1,265 * 10^{-7}) = 430200,$$

$$Nu_{w} = 0,021 * 430200^{0,8} * 2,391^{0,43} * 1^{0,25} = 981,499,$$

Визначимо коефіцієнт тепловіддачі при вимушеній конвекції однофазної рідини в трубах:

$$\alpha_w = 981,499 * 0,092 / 0,008 = 1,129 * 10^4 \text{ Вт/м}^2\text{К,}$$

Далі скористаємося формулою Лабунцова:

$$\alpha_q / \alpha_w = (3,822 * 10^3) / (1,129 * 10^4) = 0,339$$

Так як $0,5 > \alpha_q / \alpha_w > 2$ тоді

$$\alpha_0 = (1,129 * 10^4 (4 * 1,129 * 10^4 + 3,822 * 10^3)) / (5 * 1,129 * 10^4 - 3,822 * 10^3) = 1,051 * 10^4 \text{ Вт/м}^2\text{К.}$$

Коефіцієнт теплопередачі на ділянці кипіння:

$$k_k = 1 / \left(\frac{1}{91,67} + \frac{0,001 * 0,649}{(401 * 0,025) + 0,649 / (1,051 * 10^4 - 0,025)} \right) = 74,451 \text{ Вт/м}^2\text{К.}$$

Площа кипіння:

$$F_k = 64,24 * 10^3 / (74,451 * 16,92) = 51,587 \text{ м}^2.$$

Уточнимо внутрішню площу кипіння всередині труби:

$$F_{вн} = 51,587 / 25,828 = 1,997 \text{ м}^2.$$

$$q = 64,24 * 10^3 / 1,996 = 3,217 \text{ м}^2.$$

$$\delta F = 51,587 / 0,649 = 79,471.$$

$$\delta F * \delta F_c = 1,997$$

Значення площі F_z необхідно підставляти в початок розрахунку ділянки кипіння до тих пір поки остаточні значення не зійдуться.

1.3.4 Коефіцієнт тепловіддачі фреону на ділянці перегріву

Витрата фреону через одну трубку

$$G_{f1} = 100 * 5,027 * 10^{-5} = 5,027 * 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

Швидкість руху пара в трубному просторі:

$$W_{п} = 5,027 * 10^{-3} / 5,027 * 10^{-5} * 50,31 = 5,244 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса для обчисленої вище швидкості руху пара:

$$Re_{п} = (5,244 * 0,008) / (2,624 * 10^{-7}) = 6,897 * 10^4.$$

Число Нуссельта для пара на ділянці перегріву:

$$Nu_{п} = 0,021 * 68970^{0,8} * 1^{0,25} = 145,471.$$

Коефіцієнт тепловіддачі парана ділянці перегріву:

$$\alpha_{п} = 145,471 * 0,0147 / 0,008 = 227,298 \text{ Вт/м}^2\text{К.}$$

Коефіцієнт теплопередачі на ділянці перегріву:

$$k_{п} = 1 / \left(\frac{1}{91,67} + \frac{0,001 / 401 * 0,649}{0,025 + 0,649 / 227,298 * 0,025} \right) = 8,025 \text{ Вт/м}^2\text{К,}$$

Кількість теплоти, що знімається з ділянки перегріву:

$$Q_{п} = 0,435(402,97 - 399,2) = 1,636 * 10^3 \text{ кВт,}$$

Площа теплообмінної поверхні ділянки перегріву:

$$F_{п} = 1,636 * 10^3 / 8,025 * 13,153 = 15,5 \text{ м}^2,$$

Сумарна площа теплообміну:

$$F_{та}=51,587+115,5=67,087 \text{ м}^2,$$

1.3.5 Компонування повітроохолоджувача

Кількість рядів:

$$n=67,087/(20*2,216*0,649)=2,322,$$

приймаємо $n=3$.

Висота теплообмінного апарату:

$$H=0,041(20+1)=0,861 \text{ м},$$

Ширина теплообмінного апарату:

$$B=0,036(3+1)=0,142 \text{ м},$$

1.4 Розрахунок гідравлічного опору повітроохолоджувача

1.4.1 Втрати тиску на тертя у трубах

$$\Phi_{102}=(1+0,619*(1273-19,07)/1273)=1,609,$$

Коефіцієнт тертя:

$$\xi_{трк}=0,3164/430000^{0,25}=0,012,$$

Втрати тиску на тертя в трубах на ділянці кипіння:

$$\Delta P_{трк}=0,012*(2,084/0,008*1273*0,079^2/2)*1,609=19,98 \text{ Па},$$

Втрати тиску на тертя в трубах на ділянці перегріву:

Коефіцієнт тертя:

$$\xi_{трп}=0,3164/68970^{0,25}=0,019.$$

$$\Delta P_{трп}=0,019*(0,61316/0,008*19607*56244^2/2)=81,95 \text{ Па}.$$

Сумарні втрати на тертя:

$$\Delta P_{трп+трк}=19,98+81,95=101,93 \text{ Па}.$$

1.4.2 Гідравлічний опір за рахунок зміни щільності потоку

Втрати тиску, обумовлені прискоренням потоку внаслідок зміни обсягу теплоносія при постійному перерізі каналу визначаються за формулою:

$$\Delta P_{тр}=(1273*0,079)^2*(1/1273-1/19,07)=-515 \text{ Па}.$$

1.4.3 Місцевий гідравлічний опір

Втрати тиску на місцеві опори знаходяться за формулою:

$$A_1=0,7+0,635*180/90=1,4.$$

Вид коліна, що з'єднує трубки теплообмінного апарату по ходу фреону, представлений на рисунку 1.7

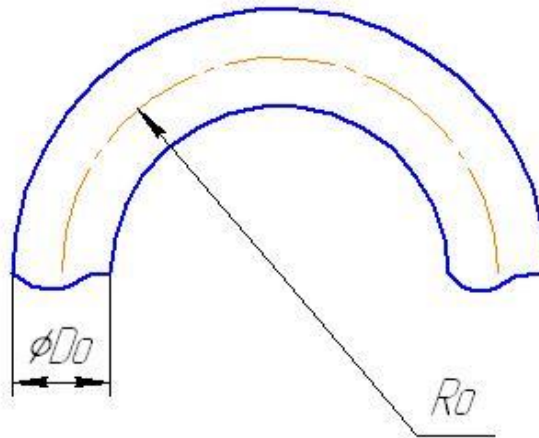


Рисунок 1.7 - Вид коліна

$$B_1 = 0,21 / (0,020 / 0,008)^{-2} = 0,133.$$

$$C_1 = 1.$$

Підставами в формулу для $\xi_{нов}$ вираз для A_1 , B_1 , C_1 ,

Отримаємо:

$$\xi_{пов} = 1,4 * 0,133 * 1 = 0,186.$$

Втрати тиску на втрати при повороті:

На ділянці кипіння:

$$\lambda = 1 / (1,81 \log 430000 - 1,64) = 0,117.$$

На ділянці перегріву:

$$\lambda = 1 / (1,81 \log 68970 - 1,64) = 0,140.$$

$$\xi_{тр1} = 0,0175 * 0,020 / 0,008 * 180 * 0,117 = 0,92.$$

$$\xi_{тр2} = 0,0175 * 0,020 / 0,008 * 180 * 0,1140 = 1,1.$$

де $A_2 = 2$.

$$\xi_{пов1} = 0,186 + 2 / 430000 + 0,92 = 1,1.$$

$$\xi_{пов2} = 0,186 + 2 / 68970 + 1,1 = 1,1.$$

$$0,0175 * 0,020 / 0,008 * 180 * 0,1140 = 1,28.$$

Втрати в коліні на ділянці кипіння дорівнюють:

$$\Delta P_{пов1} = 1,1 * (1273 * 0,079^2) / 2 * (60 - 1) = 249 \text{ Па.}$$

Втрати в коліні на ділянці перегріву дорівнюють:

$$\Delta P_{\text{пов2}} = 1,28 \cdot (19,07 \cdot 5,244^2) / 2 \cdot (4-1) = 1006 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{\text{м}\Sigma} = 249 + 1006 = 1255 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{\Sigma} = 1255 + 101693 = 845,82 \text{ Па.}$$

1.4.4 Розрахунок аеродинамічного опіру повітроохолоджувача

Аеродинамічний опір поперечно обтічних пучків оребрених труб визначається за формулою:

$$\Delta P_{\text{аер}} = 1,35 \cdot 3 \cdot (0,016/0,01)^{0,45} \cdot (0,004/0,01)^{-0,72} \cdot 1328^{-0,24} \cdot (1,184 \cdot 5^2/2) = 5,027 \text{ Па.}$$

1.5 Розрахунок на міцність повітроохолоджувача

1.5.1 Розрахунок на міцність труб під внутрішнім тиском

У розрахунках приймалося, що товщина стінки труби = 0,001.

Розрахунок на міцність зводиться до перевірки цього розміру:

$$[\delta] \geq (200000 \cdot 0,01) / (2 \cdot 240 \cdot 10^6 \cdot 1 - 200000) + 0,0004 = 4,042 \cdot 10^{-4}, \text{ м;}$$

$$[\delta] \geq (200000 \cdot 0,01) / (2 \cdot 55 \cdot 10^6 \cdot 1 - 200000) + 0,0004 = 4,01182 \cdot 10^{-4}, \text{ м;}$$

В обох випадках що задовольняє вимогам міцності.

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

$$[P] \geq (2 \cdot 55 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot (0,001 - 0,00004)) / (0,008 + (0,001 - 0,00004)) = 7,674 \text{ МПа.}$$

Максимальний короточасний тиск визначається за формулою:

$$[P]_{\text{коротк}} \geq (2 \cdot 240 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot (0,001 - 0,00004)) / (0,008 + (0,001 - 0,00004)) = 33,49 \text{ МПа.}$$

Визначаємо запас міцності:

$$K = 3,349 \cdot 10^7 / 7,674 \cdot 10^6 = 4,364.$$

1.5.2 Розрахунок на міцність паяного з'єднання у повітроохолоджувачі

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

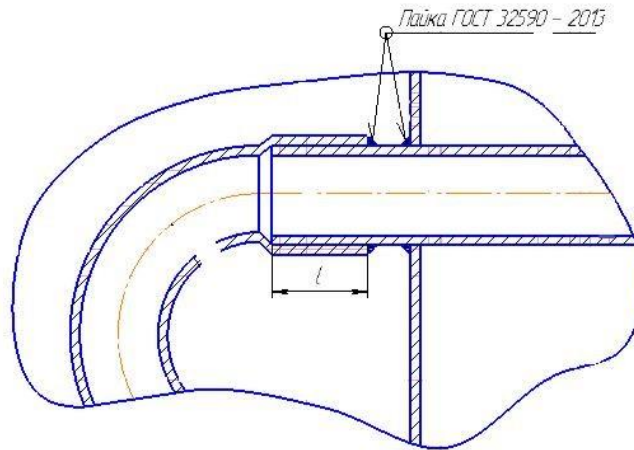


Рисунок 1.8- Надхлестне паяне з'єднання

Для цього використаємо співвідношення:

$$S=2*3,14*0,005*0,01=0,00031 \text{ м}^2,$$

тобто для міді,

допустиме напруження при розтягуванні для основного матеріалу,=
140 МПа;

допустиме напруження при зрізі в срібному спаї,= 250 МПа.

S - площа шва, де $l=0,01$ - прийнята довжина перепусків;

тоді

$$[\sigma]=(140*10^6*0,00031)/(250*10^6*2*3,14*0,005)=5,5*10^{-3}.$$

1.6 Розрахунок маси повітроохолоджувача

Теплообмінний апарат складається з мідних труб, алюмінієвих ребер, сталевих трубних дощок, тому маса всього повітроохолоджувача складається з маси цих елементів:

1.6.1 Маса трубок

Маса трубок розраховується:

$$m_{\text{тр}}=(3,14*2,216*60)/4 *(0,01^2-0,008^2)*8600=32,33 \text{ кг.}$$

1.6.2 Маса сполучних колін

Маса сполучних колін розраховується за співвідношенням:

$$m_{\text{ск}}=(8600*3,14/4*2*0,01*(0,05^2-0,048^2))*(60-1)=1,562 \text{ кг.}$$

1.6.3 Маса ребер

Маса ребер розраховується:

$$m_p = (0,861 * 0,142 - 3,14 * 0,01^2 / 4 * 60) * 0,0004 * 2,216 / 0,004 * 2700 = 70,347 \text{ кг.}$$

1.6.4 Маса корпусу

Маса корпусу розраховується за співвідношеннями:

$$F_{\text{тр}} = 0,861 * 0,142 - 20 * (3,14 * 0,01^2 / 4) = 0,121 \text{ м}^2,$$

$$F_{\text{ок}} = (2,216 + 2 * 0,03) * (0,142 + 2 * 0,03) - 2,216 * 0,142 = 0,145 \text{ м}^2,$$

$$m_k = (0,002 * 7850 * (2 * 0,121 + 2 * 0,8611 * 2,216 + 2 * 0,121)) = 68,356 \text{ кг.}$$

1.6.5 Повна маса повітроохолоджувача

Маса розраховується за формулою:

$$m_{\text{ап}} = 32,33 + 70,347 + 68,256 + 1,562 = 172,5 \text{ кг.}$$

1.7 Вихідні дані для розрахунку конденсатора

Вихідними даними для розрахунку конденсатора є:

- потужність теплообмінного апарату $Q_{\text{та}} = 65,88 \text{ кВт}$;
- витрати фреону $G_{\text{ф}} = 0,435 \text{ кг/с}$;
- температура повітря на вході $t_1' = 25^{\circ}\text{C}$;
- температура воздуха на виході $t_1'' = 34^{\circ}\text{C}$;
- температура фреона (R134a) на вході $t_2' = 46^{\circ}\text{C}$;
- температура фреона (R134a) на виході $t_2'' = 37^{\circ}\text{C}$;
- матеріал труб – мідь
- матеріал ребер – алюміній

Усі теплофізичні властивості теплоносіїв беруться за середнім температурам:

$$T_{1\text{сер.}} = (25 + 34) / 2 = 41,5^{\circ}\text{C};$$

$$T_{2\text{сер.}} = (46 + 37) / 2 = 29,5^{\circ}\text{C}.$$

Конструктивні характеристики ТА:

Теплообмінник виконується у вигляді шахового пучка труб.

Приймаємо характеристики труб:

- внутрішній діаметр трубки $d_{\text{вн}} = 0,012 \text{ м}$
- зовнішній діаметр трубки $d_{\text{зовн.}} = 0,014 \text{ м}$
- товщина стінки трубки $\delta = 0,001 \text{ м}$

- матеріал труб – мідь М1 ГОСТ 859-2001.

Характеристики ребер:

- крок ребер $S_p = 0,006$ м;
- товщина ребра $p = 0,0004$ м;
- теплопровідність ребер – 401 Вт/мК;
- матеріал ребер – алюміній АД1 ГОСТ 4784-97;
- висота ребра $h_p = 0,014$ м;
- поперечний і поздовжній крок труб $S_1 = 0,041$ м, $S_2 = 0,036$ м

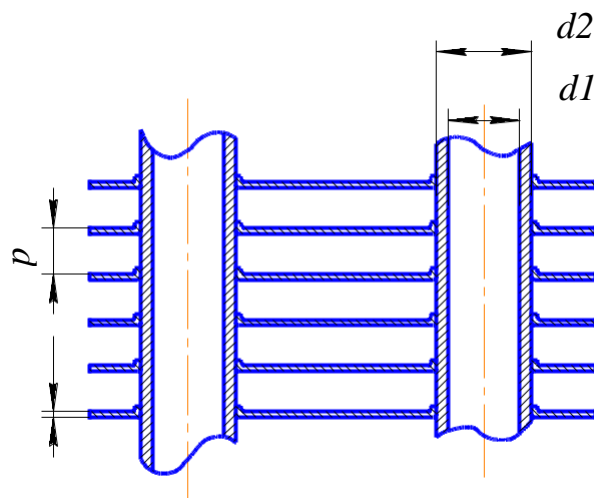


Рисунок 1.9 – Схема ребер труб

За таблицями визначаємо теплофізичні властивості фреону і повітря.

Для повітря при середній температурі $t_1 = 29,5$ °С:

$$\rho_1 = 1,165 \text{ кг/м}^3; \lambda_1 = 0,0267 \text{ Вт/мК}; \nu_1 = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$C_{p1} = 1005 \text{ кДж/кг}, Pr_1 = 0,70.$$

При середній $t_{cp2} = 40$ °С фреону в рідкій фазі:

$$\rho_{ж} = 1146 \text{ кг/м}^3; Pr_{ж} = 2,071; \nu_{ж} = 0,078 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°С}); C_{p_{ж}} = 1482 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$$

$$\nu_{ж} = 9,511 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с};$$

При середній $t_{cp2} = 40$ °С фреону в паровій фазі:

$$\rho_{п} = 50,31 \text{ кг/м}^3; \nu_{п} = 2,624 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}; \mu_{п} = 0,0147 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°С});$$

$$Pr_{п} = 0,95; C_{p_{п}} = 1066 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

1.8 Тепловий розрахунок конденсатора

Визначаємо геометричні параметри теплообмінного апарату:

Задамося $M=100$ м/с

Площа поперечного перерізу всіх труб з боку фреону:

$$F=0,435/100=4,352*10^{-3}, \text{ м}^2;$$

Визначимо площу поперечного перерізу однієї труби:

$$F=3,114*0,012^2/4=1,131*10^{-4}, \text{ м}^2;$$

Компоновка труб представлена на рисунку 1.10.

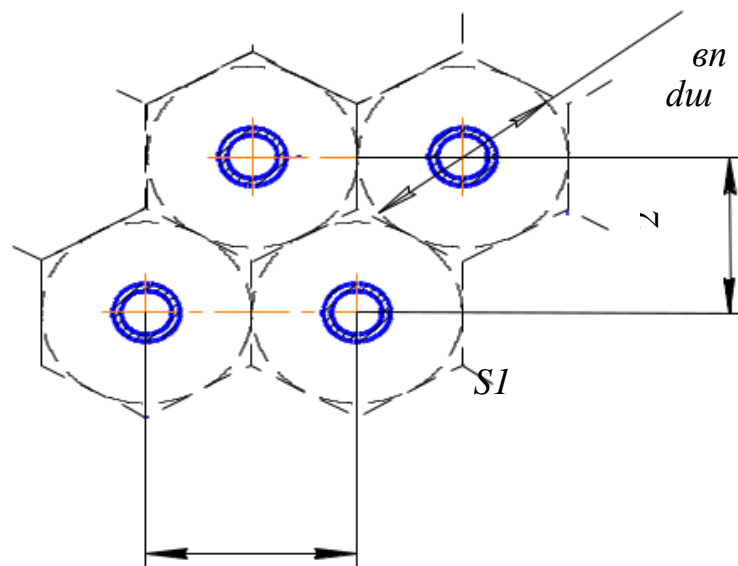


Рисунок 1.10 – Компоновка труб у пучку

Визначимо площу живого перетину одного міжреберних каналу у поперечному ряду пучка (площа живого перетину для повітря):

$$f_{1i}=(0,04-0,0004)*90,041-0,014)=1,512*10^{-4}, \text{ м}^2.$$

Число ребер на 1 м довжини трубки:

$$n_p=1/0,006=166 \text{ шт.}$$

Знайдемо площу поверхні ребер на 1 метр довжини трубки:

$$F_p=2*3,14*166*(0,041^2-0,0114^2)/4=0,389 \text{ м}^2.$$

Визначимо площу поверхні 1 метра довжини трубки, вільної від ребер:

$$F_{\text{н}}=3,14*0,014-3,14*0,014*0,0004*166=0,041 \text{ м}^2.$$

Визначимо повну зовнішню площу ребристої поверхні на 1 метр довжини трубки:

$$F_{\text{рт}}=0,389+0,041=0,43\text{ м}^2.$$

Визначимо внутрішню поверхню труби на 1 метр:

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

Визначимо коефіцієнт збільшення поверхні:

$$\beta=0,43/0,041=11,401.$$

Швидкість повітря у вузькому перерізі пучка труб в 5 м / с; кількість труб у поперечному ряду $Z_1 = 40$.

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

$$G_{\text{в}}=65,8/4,3=16 \text{ кг/с.}$$

Площа поперечного перерізу всіх труб з боку повітря:

$$l_2=16/1,512*10^{-4}*40=2,681 \text{ м.}$$

Виходячи з необхідної площі живого перетину для проходу повітря, визначимо необхідну довжину труб:

$$L=(2,703*0,004)/(1,512*10^{-4}*40)=2,681 \text{ м.}$$

Приймаємо довжину труб:

$$L= 2,7 \text{ м.}$$

Уточнюємо швидкість повітря:

$$W_{\text{в1}}=5*2,7/2,7=4,96 \text{ м/с.}$$

1.8.1 Коефіцієнт тепловіддачі повітря у конденсаторі

Визначимо конвективний коефіцієнт тепловіддачі для повітря:

$$\alpha_k = 0,0261/0,004 [0,223 * (0,65 * 0,006 / 15 * 10^{-6})^{0,65} * (0,014 / 0,004)^{-0,14}] = 76,095 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Визначимо коефіцієнт ефективності ребер:

Згідно з графіком $\phi = 1,3$.

Коефіцієнт ϕ вибираємо по рисунку 1.11

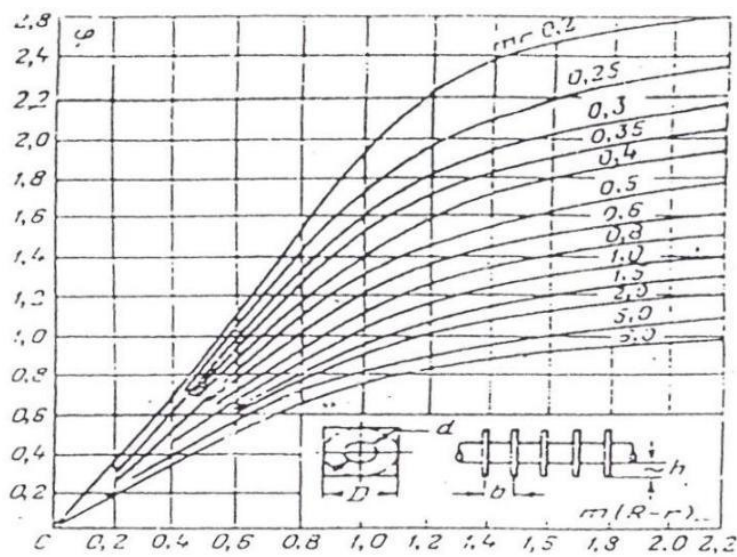


Рисунок 1.11- Номограма визначення коефіцієнта ϕ в тепловому розрахунку ребристої поверхні

$$\eta_r = (4 * 11,3 * 0,014) / (41,586(0,041^2 - 0,014^2)) = 1,179.$$

Наведений коефіцієнт тепловіддачі для повітря:

$$\alpha_k = 76,095 * (0,389 * 1,179 + 0,041) / 0,43 = 87,811 \text{ Вт/м}^2\text{К}.$$

1.8.2 Середній логарифмічний температурний напір у конденсаторі

Для складних схем руху теплоносіїв і в тому числі для багаторазового перехресного струму з загальним прямотоком середній логарифмічний температурний напір знаходимо за формулою:

$$\Delta t_1 = ((46 - 29,7) - (40 - 25)) / (\ln[(46 - 29,7) / (40 - 25)]) = 15,641 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Розрахунок ведеться окремо для ділянки зняття перегріву, двофазного потоку, охолодження.

На ділянці конденсації:

$$\Delta t_2 = ((40 - 29,7) - (40 - 29,2)) / (\ln[(40 - 29,7) / (40 - 29,2)]) = 9,8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Ділянка охолодження:

$$\Delta t_3 = ((40 - 34) - (37 - 29,2)) / (\ln[(40 - 34) / (37 - 29,2)]) = 6,87 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

1.8.3 Коефіцієнт тепловіддачі фреону на ділянці охолодження

Кількість теплоти, що знімається з ділянки охолодження:

$$Q_{\text{охол}} = 0,435 * (256,4 - 251,8) = 2,023 \text{ кВт}.$$

$$G_{\text{ф1}} = 100 * 1,1311 * 10^{-4} = 0,011 \text{ кг/с}.$$

Швидкість відводу рідини від поверхні:

$$W_{\text{ж}} = 0,11 / (1,131 * 10^{-4} * 1146) = 0,087 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса:

$$Re_{\text{ж}} = (0,087 * 0,012) / (9,511 * 10^{-8}) = 1,101 * 10^4.$$

$$Nu_{\text{ж}} = 0,021 * 11010^{0,8} * 2,071^{0,43} * (1)^{0,25} = 49,156.$$

Коефіцієнт тепловіддачі при охолодженні у великому обсязі:

$$\alpha_{\text{ж}} = 49,156 * 0,078 / 0,012 = 319,517 \text{ Вт/м}^2\text{К}.$$

Коефіцієнт теплопередачі на ділянці охолодження:

$$k_{\text{охол}} = 1 / (1 / (76,095 + 0,001) * 0,43 / (401 * 0,038) + 0,43 / (319,517 * 0,038)) = 21,232 \text{ Вт/м}^2\text{К}.$$

Площа охолодження:

$$F_{\text{охол}} = 2,023 * 10^3 / 21,232 * 6,861 = 13,887 \text{ м}^2.$$

Уточнимо внутрішню площу охолодження всередині труби:

$$F_{\text{вн}} = 13,887 / 11,401 = 1,218 \text{ м}^2.$$

$$q = 2,023 * 10^3 / 1,218 = 4,616 * 10^3 \text{ кВт/м}^2.$$

$$\delta F = 173,931 / 0,43 = 404,657$$

1.8.4 Коефіцієнт тепловіддачі фреону на ділянці конденсації

Швидкість руху пара в трубному просторі:

З попереднього розрахунку витрата фреону через одну трубку дорівнювала $=0,011$, тоді:

$$W_k = 0,011 / (1,131 * 10^{-4} * 50,31) = 1,988 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса для обчисленої вище швидкості руху пара:

$$Re_k = (1,988 * 0,012) / (2,624 * 10^{-7}) = 9,091 * 10^4.$$

Число Нуссельта для пара на ділянці конденсації:

$$Nu_k = 0,021 * 90910^{0,8} * 1^{0,25} = 191,1197.$$

Знайдемо щільність суміші на вході і на виході:

$$\rho_{cm1} = 1146 / (1 + (1146 - 50,31) / 5031 * 1) = 50,31 \text{ кг/м}^3.$$

$$\rho_{cm2} = 1146 / (1 + (1146 - 50,31) / 5031 * 0) = 1146 \text{ кг/м}^3.$$

Коефіцієнт тепловіддачі пара k на ділянці конденсації:

$$\alpha_k = 319,517 * 1/2 [(1146/50,31) + (1146/1146)]^{-2} = 779,038 \text{ Вт/м}^2\text{К.}$$

Коефіцієнт теплопередачі на ділянці конденсації:

$$k_k = 1 / (1/76,095 + 0,001/401 * 0,43/0,38 + 0,43 / (179,038 * 0,038)) = 38,385 \text{ Вт/м}^2\text{К.}$$

Кількість теплоти, що знімається з ділянки конденсації:

$$Q_k = 0,435 * (418,3 - 256,4) = 7,042 * 10^4 \text{ кВт.}$$

Площа теплообмінної поверхні ділянки конденсації:

$$F_k = 7,042 * 10^4 / 38,35 * 10,548 = 173,931 \text{ м}^2.$$

1.8.5 Коефіцієнт тепловіддачі фреону на ділянці зняття перегріву

Кількість теплоти, що знімається з ділянки зняття перегріву

$$Q_p = 0,435(256,4 - 251,8) = 3,032 * 10^3 \text{ кВт.}$$

Швидкість відводу пара від поверхні:

$$W_p = 0,011 / (1,131 * 10^{-4} * 50,31) = 1,988 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса:

$$Re_p = (1,988 * 0,012) / (2,624 * 10^{-7}) = 9,091 * 10^4.$$

Число Нуссельта:

$$Nu_{\text{п}}=0,021*90910^{0,8}*1^{0,25}=191,1197.$$

Коефіцієнт тепловіддачі при знятті перегріву у великому обсязі:

$$\alpha_{\text{п}}=191,197*0,0147/0,012=2346217 \text{ Вт/м}^2\text{К}.$$

де 0,0147 Вт/м²·К – теплопровідність фреону.

Коефіцієнт теплопередачі на ділянці зняття перегріву:

$$k_{\text{к}}=1/(1/76,095+0,001/(401*0,038)+0,43/(234,217*0,038))=16,64 \text{ Вт/м}^2\text{К}.$$

Площа зняття перегріву:

$$F_{\text{к}}=3,032*10^3/16,64*15,649=11,649 \text{ м}^2.$$

Сумарна площа теплообміну:

$$F_{\text{то}}=173,931+11,649+13,887=199,466 \text{ м}^2.$$

1.8.6 Компонування конденсатора

Кількість рядів:

$$n=199,466/(40*2,216*0,43)=4,297.$$

приймаємо $n=5$ рядів.

Висота теплообмінного апарату:

$$H=0,041(40+1)=1,681 \text{ м}.$$

Ширина теплообмінного апарату:

$$B=0,036(5+1)=0,213 \text{ м}.$$

1.9 Розрахунок гідравлічного опору конденсатора

1.9.1 Втрати тиску на тертя в трубах конденсатора

Втрати тиску на тертя в трубах на ділянці зняття перегріву:

Знайдемо щільність суміші:

$$\rho_{\text{см}}=1/(1/1146*(1-0,5)+1/50,31*0,5)=100 \text{ кг/м}^3.$$

Коефіцієнт тертя:

$$\xi_{\text{трзп}}=0,3164/90910^{0,25}=0,018.$$

$$\Delta P_{\text{трзп}}=0,018*(0,0123/0,012*50,31*1,988^2/2)=18,33 \text{ Па}$$

Втрати тиску на тертя в трубах на ділянці конденсації:

Коефіцієнт тертя:

$$\xi_{\text{трп}}=0,3164/90910^{0,25}=0,018.$$

$$\Delta P_{\text{трп}}=0,018*(1,776/0,012*100*1^2/2)=133,2 \text{ Па.}$$

Втрати тиску на тертя в трубах на ділянці охолодження:

Коефіцієнт тертя:

$$\xi_{\text{тро}}=0,3164/11010^{0,25}=0,03.$$

$$\Delta P_{\text{тро}}=0,003*(0,825/0,012*11146*0,087^2/2)=8,94 \text{ Па.}$$

Сумарні втрати на тертя:

$$\Delta P_{\text{тр}}=18,33+133,2+8,94=160,47 \text{ Па.}$$

1.9.2 Гідравлічний опір у конденсаторі за рахунок зміни щільності потоку

Втрати тиску, обумовлені прискоренням потоку внаслідок зміни обсягу теплоносія при постійному перерізі каналу визначаються за формулою

Для ділянки зняття перегріву:

$$\Delta P_{y1}=(50,31*1,988)^2*1/1146-1/50,31)=-190 \text{ Па.}$$

Для ділянки конденсації:

$$\Delta P_{y2}=(100*1)^2*(1146-1/50,31)=-190 \text{ Па.}$$

Для ділянки переохолодження:

$$\Delta P_{y3}=(1146*0,087)^2*(1146-1/50,31)=-188 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_y = -190-190-188=-588 \text{ Па.}$$

1.9.3 Місцевий гідравлічний опір у конденсаторі

Втрати тиску на місцеві опори знаходяться за формулами

$$A1=0,7+0,35(180/90)=1,4.$$

Вид коліна, що з'єднує трубки теплообмінного апарату по ходу фреону, представлений на рисунку 1.12

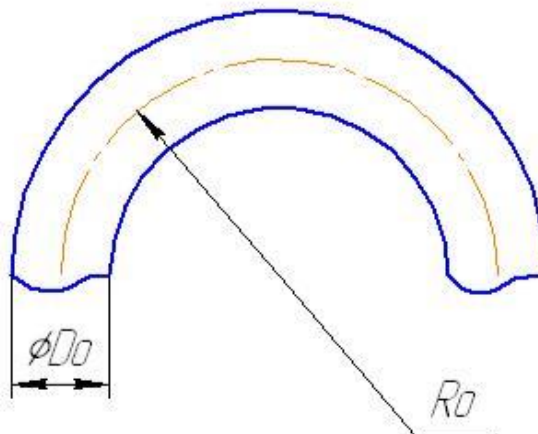


Рисунок 1.12 - Вид коліна

$$B_1=0,21/(0,01/0,012)^{-2}=0,23.$$

$$C_1=1$$

Підставами в формулу для вираз для A_1 , B_1 , C_1 , отримаємо:

$$\xi_{ам}=1,4*0,23*1=0,322.$$

Ділянка зняття перегріву:

$$\lambda_1=1/(1,81\log 90910-1,64)=0,136.$$

Ділянка конденсації:

$$\lambda_2=1/(1,81\log 90910-1,64)=0,136.$$

Ділянка охолодження:

$$\lambda_3=1/(1,81\log 11010-1,64)=0,176.$$

Втрати в коліні рівні:

$$\Delta P_{пов1}=0,67(50,31*1,988^2)/2(5-1)=266,43 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{пов2}=0,67(50,31*1^2)/2(17-1)=5661,5 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{пов3}=0,78(1146*0,087^2)/2(25-1)=162,3 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{пов\Sigma}=266,43+5661,5+162,3=6090,23 \text{ Па.}$$

Сумарні втрати:

$$\Delta P_{\Sigma}=6090,23+160,47-588=5662,7 \text{ Па.}$$

1.9.4 Розрахунок аеродинамічного опіру в конденсаторі

Аеродинамічний опір поперечно обтічних пучків оребрених труб визначається за формулою:

$$\Delta P_{аер}=1,35*5*(0,014/0,014)^{0,45}*(0,04/0,014)^{-0,72}*1978^{-0,24}* \\ *(1,184*4,96^2)/2=38,68 \text{ Па.}$$

1.10 Розрахунок на міцність конденсатора

1.10.1 Розрахунок на міцність труб конденсатора під внутрішнім

тиском

У розрахунках приймалося, що товщина стінки труби –0,001. Розрахунок на міцність зводиться до перевірки цього розміру:

$$[\delta] \geq (20000 * 0,014) / (2 * 240 * 10^6 * 1 - 200000) + 0,0004 = 4,297 * 10^{-4} \text{ м,}$$

$$[\delta] \geq (20000 * 0,014) / (2 * 55 * 10^6 * 1 - 200000) + 0,0004 = 5,306 * 10^{-4} \text{ м,}$$

В обох випадках що задовольняє вимогам міцності.

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

$$[P]_{\max} \geq (2 * 55 * 10^6 * 1 * (0,001 - 0,0004)) / (0,012 + 0,001 - 0,0004) = 5,238 \text{ МПа,}$$

Максимальний короточасний тиск визначається за формулою:

$$[P]_{\text{коротк}} \geq (2 * 240 * 10^6 * 1 * (0,001 - 0,0004)) / (0,012 + 0,001 - 0,0004) = 22,86 \text{ МПа,}$$

Визначаємо запас міцності:

$$K = (2,286 * 10^7) / (5,238 * 10^6) = 4,364.$$

1.10.2 Розрахунок на міцність паяного з'єднання у конденсаторі

Розрахуємо надхлестечне паяне з'єднання на міцність, тобто визначимо мінімальну довжину перепуску [1].

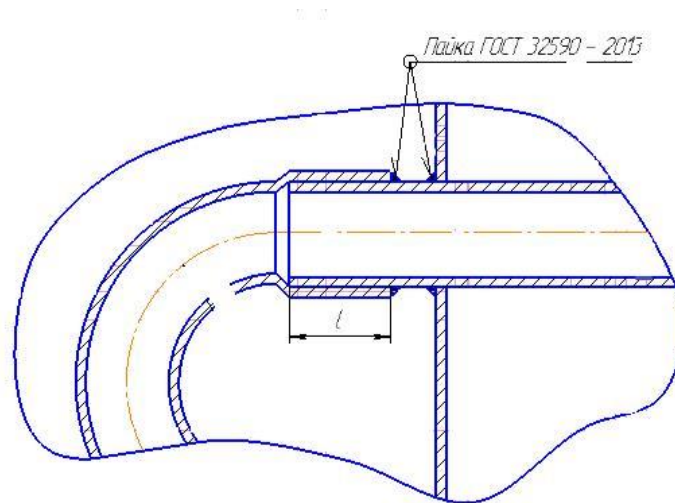


Рисунок 1.13- Надхлестечне паяне з'єднання

Для цього використаємо співвідношення:

$$[l] = (140 * 10^6 * 0,00043) / (250 * 10^6 * 2 * 3,14 * 0,007) = 5,4 * 10^{-3}.$$

1.11 Розрахунок маси конденсатора

Теплообмінний апарат складається з мідних труб, алюмінієвих ребер, сталевих трубних дощок, тому маса всього конденсатора складається з маси цих елементів:

1.11.1 Маса трубок конденсатора

Маса трубок розраховується:

$$m_{\text{тр}} = (3,14 * 2,7 * 200) / 4 * (0,014^2 - 0,012^2) * 8600 = 189,6 \text{ кг.}$$

1.11.2 Маса сполучних колін конденсатора

Маса сполучних колін розраховується:

$$m_{\text{ск}} = (8600 * 3,14 / 4 * 2 * 0,01 * (0,032^2 - 0,034^2)) * (200 - 1) = 3,5 \text{ кг.}$$

1.11.3 Маса ребер конденсатора

Маса ребер розраховується:

$$m_{\text{р}} = (1,681 * 0,213 - (3,14 * 0,014^2) / 4 * 200) * 0,0004 * 2,7 / 0,006 * 2700 = 159 \text{ кг.}$$

1.11.4 Маса корпусу конденсатора

Маса корпусу розраховується за співвідношенням:

$$F_{\text{тр}} = 1,681 * 0,213 - 40 * (3,14 * 0,014^2) / 4 = 0,352 \text{ м}^2.$$

$$F_{\text{ок}} = (2,7 + 2 * 0,03) * (0,213 + 2 * 0,03) - 2,7 * 0,213 = 0,178 \text{ м}^2.$$

$$m_{\text{к}} = (0,002 * 7850 * (2 * 0,352 + 2 * 1,682 * 2,7 + 2 * 0,352)) = 1159,2 \text{ кг.}$$

1.11.5 Повна маса конденсатора

Маса розраховується за формулою:

$$m_{\text{ап}} = 189,6 + 159 + 1159,2 + 3,5 = 511,5 \text{ кг.}$$

2 ЦЕНТРАЛЬНА СИСТЕМА КОНДИЦІЮВАННЯ

Кондиціонер центральний каркасно-панельний - це промислове обладнання, що застосовується для обробки повітря у великих приміщеннях. Він складається з окремих функціональних і конструктивних блоків, що беруть участь в процесах змішування, переміщення і обробки повітря. Для того щоб наблизити стан зовнішнього повітря до необхідного нормативного стану, необхідно очистити робоче середовище від пилу, осушити або зволожити, охолодити або нагріти змішати при необхідності з рециркуляційних повітрям, розподілити на потоки, забезпечивши безперешкодне переміщення по воздуховодам.

Кондиціонер центральний секційний включає в себе наступні функціонально-технологічні блоки: фільтра, повітряного клапана, зволоження, повітроохолоджувача, повітронагрівача, теплообмінника, регенеруючого теплоту повітря, що видаляється, блоку тепломасообміну, шумоглушника і вентилятора, а так само конструктивні блоки, які встановлюються в певній послідовності. [7,с.56]

Конструктивно-функціональні блоки представляють собою каркасно-панельну конструкцію. Каркас виготовлений з алюмінієвого профілю, а його зовнішня частина обшита панелями з тепло- і звукоізоляцією, виконаними з оцинкованих листів. Щоб ще більше підвищити шумопоглинання і знизити теплопровідність використовуються панелі зі спіненим поліуретаном. З'єднання блоків і установка панелей виробляється через ущільнювач, що надійно герметизує внутрішній обсяг центрального кондиціонера.

Панелі функціональних блоків оснащені дверцями з ручками і петлями. Завдяки запірному механізму ручок дверцят досить щільно притискаються до рами. Для зручності, дверцята зможуть бути обладнані оглядовими віконцями.

Центральні кондиціонери мають істотні переваги перед іншими типами промислових кондиціонерів:

- Гнучкість розміщення в приміщенні, обумовлена модульним принципом побудови і можливістю вибору в широкому діапазоні розмірів перетину центрального кондиціонера.

- Велика кількість типорозмірів дозволяє вибрати кілька варіантів фронтального перетину. Для одної номінальної витрати повітря можна підібрати від двох до трьох комбінацій ширини і висоти фронтального перетину.

- Широкий діапазон Повітрявиробництво від 800 м³ / год до 100 000 м³ / год.

- Реалізовано всі процеси обробки повітря: очищення від пилу, шкідливих газів, запахів і мікроорганізмів, нагрівання, охолодження, зволоження, осушення і переміщення повітря.

- Висока якість теплової ізоляції і герметичність корпусу забезпечують незначні втрати теплоти і відсутність конденсації водяної пари на поверхні корпусу. Мінеральна вата (ізоляція) є не паливим матеріалом, не всідається згодом і її риклеївання до стінок корпусу сприяє його міцності.

- Простота обслуговування і доступу до всіх елементів, легкість змісту в чистоті. Якісно виготовлений корпус має рівну і гладку внутрішню поверхню. Вузли кріплення функціональних елементів з гострими крайками закругляються по всьому контуру.

- Додатковий антикорозійний захист за допомогою порошкового фарбування або використання нержавіючої сталі збільшує термін служби кондиціонера.

- Можлива довільна комбінація матеріалів з листової сталі.

- Можливий вибір оптимального способу регенерації теплоти і холоду, що видаляється.

Досконала технологія виробничих процесів, висока і незмінна якість продукції. Відповідність вимогам Європейських машинобудівних норм, директив для низьковольтного обладнання, директивам щодо обмеження електромагнітного випромінювання.

2.1 Варіанти виконання

Центральний кондиціонер кцкп виготовляється в правому і лівому виконанні. Визначення боку обслуговування залежить від напрямку повітряного потоку, що проходить по каналах кондиціонера.

Залежно від місця установки розрізняють два види центральних кондиціонерів: встановлюються всередині будівель і зовні будинків. При установці пристроїв всередині будівель, їх корпус виготовляється з оцинкованої сталі.

Зовнішня установка потребує захисному навісі.

Центральний кондиціонер зовнішнього виконання має захисне полімерне покриття, де на вході і виході повітряного потоку встановлюються захисні козирки. Випускний і забірний отвір оснащені спец. сітками, які захищають від птахів.

Монтаж кондиціонера вимагає установки спеціального теплоізованого фундаменту.

На дні розташовуються сполучні електричні кабелі.

Рисунок 1.14 – Центральний кондиціонер



Рисунок 2.1 – Центральний кондиціонер

2.2 Схеми роботи

Принцип роботи центрального кондиціонера полягає в підготовці повітря в різних секціях, яка має на увазі кілька етапів:

Змішання. Повітря, що знаходиться в кімнаті забирається системою і передається за допомогою повітропроводів в блок змішування. Одночасно відбувається забір свіжого повітря з вулиці. Регулювання надходження вуличного повітря відбувається за допомогою жалюзі.

Очищення. Після процесу змішування повітряні маси спрямовуються в блок фільтрації. За допомогою різних фільтрів повітряний потік очищається від домішок, пилу, сміття.

Рекуперація. Коли повітря очищений, система передає його в блок рекуперації. Тут за допомогою рекуператора відбувається передача тепла від нагрітих повітряних мас з приміщення більш холодним, котрі вступили з вулиці. Найпоширеніші рекуператори - пластинчастого і роторного типу.

Охолодження. У наступному блоці знаходиться теплообмінник. Він з'єднаний з ККБ (компресорно-конденсаторним блоком), від якого по трубах надходить охолоджене холодоагент. При такому принципі роботи блок охолодження виступає в якості випарника.

Нагрівання. Тут відбувається підвищення температури повітряного потоку. Блок може бути доповнений теплообмінником, який з'єднується з ККБ в разі функціонування на нагрів. Також в модуль може надходити тепла вода, в разі приєднання до центрального опалення. Ще один варіант підігріву - за допомогою Тена. Якщо мається на увазі одночасна експлуатація і в режимі нагріву, і в режимі обігріву, то потрібно обладнати два незалежних модуля. Якщо ж система буде працювати тільки в одному режимі, встановлюється тільки один конкретний блок.

Зволоження. У наступному блоці відбувається контроль і зміна рівня вологості повітряних мас.

Вентиляція. Готовий повітря потрапляє в блок з вентиляторами, які направляють потік по воздуховодам в обслуговуване приміщення.

Придушення шуму. Для запобігання попаданню шуму, який виходить від установки, в кімнати з людьми, центральний кондиціонер доповнюють ще одним модулем. Тут залишається основна частина шуму і вібрації.

2.3 Опис функціональних блоків

Приймальна секція:



Рисунок 2.2 – Приймальний блок

Даний вид блоків ділиться на змішувальні і прямоточні. Прямоточні відповідають за прийом, рівномірний розподіл і регулювання витрати повітря. Змішувальні прийомні блоки регулюють витрата зовнішнього і рециркуляційного повітря, змішують два потоки в потрібному співвідношенні і розподіляють отриману повітряну суміш по системі центрального кондиціонера.

Даний блок оснащений двома повітряними клапанами, приєднаними до воздуховодом. Клапани складаються з корпусу, лопаток, фланців кріплення, приводних шестерень і гумових ущільнювачів. Корпус і лопатки виготовлені з алюмінієвого профілю. Якщо кондиціонер експлуатується в місцевості, де температура зовнішнього повітря нижче -30°C , клапан повинен бути електрообогреваем, а також для запобігання його обмерзання і перебої в

роботі. Ущільнювачі клапана виготовлені з гуми, що підвищує їх стійкість до низьких температур. Управління клапаном проводиться за допомогою ручного або електричного приводу. Для даного торгового приміщення використовуємо змішувальний блок розмірами $1300 \times 640 \times 1090$, загальна маса разом з корпусом дорівнює дев'яносто кілограм.

Секція форсуночної камери:



Рисунок 2.3 – Секція форсуночної камери

Основним конструктивним вузлом секції цього типу є камера форсунки кондиціонера. Форсунки (пристрої для дрібнодисперсного розпилення води) встановлені усередині кожуха на які подають трубка, що кріпляться на кронштейнах. Вода до форсунок подається з піддону за допомогою водяного насоса.

Зволоження повітря в кондиціонері відбувається за рахунок перемішування розпорошених дрібних частинок води і проганяти через камеру припливного повітря. Чи не «спрацювали» краплі води потрапляють назад в піддон завдяки двом сепараторам. Один з сепараторів кондиціонера встановлюється на вході в секцію, інший - на виході.[8,с.34]

Форсуночна камера для даного торгового приміщення представлена у таблиці 1.1.8.

Таблиця 2.1 – Форсуночна камера

| Параметр | Величина |
|--|---------------------------|
| Витрата повітря | 27510 м ³ /год |
| Споживання води з системи | 674 кг/год |
| Витрата води через форсунку | 3475 гкг(л)/год |
| Напруга живлення | 380 В |
| Потужність електродвигуна камери зволоження | 0,55 кВт |
| Довжина блоку | 1935 мм |
| Висота блоку | 2116 мм |
| Ширина блоку | 1696 мм |
| Прохідний перетин фланця проєкції зволоження | 1236 мм |
| Магістраль, що підводиться | 100 мм |

Секція вентилятора:



Рисунок 2.4 – Вентиляторна секція

Цей блок відповідає за переміщення повітряних потоків в кондиціонері. Тут використовуються радіальні вентилятори з клиноремінною передачею і двостороннім всмоктуванням. Робоче колесо вентилятора має загнуті вперед або назад лопатки. Як електроприводів використовуються трифазні електродвигуни. Вихідний патрубок вентилятора оснащений гнучкою вставкою, що знижує рівень вібрації вентилятора.

ВЦ 4-75 №8 3 Ел.двигуни АІР 132 М6 7,5 КВТ 1000 об. / МІН,
ВИКОНАННЯ №1 Відцентровий вентилятор низького тиску

Технічні характеристики ВЦ 4-75 №8, ВИКОНАННЯ №1

Таблиця 2.2 – Технічні характеристики вентилятора ВЦ 4-75 №8

| Параметр | Величина |
|--|----------------|
| Модель | ВЦ 4-75 №8 |
| Продуктивність, м3/год | 22000 |
| Робоча точка вентилятора: Тиск, Па | 780 |
| Тип електродвигуна: | 5АМУ, АД, АІРМ |
| Діапазон робочого тиску, Па: | 628-1166 |
| Діапазон продуктивності, м3/год | 1019-2355 |
| Кількість обертів робочого колеса, об/хв.. | 960 |
| Макс. температура переміщуваного повітря, | 80 |
| Межа забрудненості мг/м3 | 100 |
| Максимальний ККД, η_{max} (%) | 1596 |
| Маса, кг | 323,5 |

Таблиця 2.3 – Технічні характеристики електродвигуна АІР 132 М6

| Параметр | Величина |
|--------------------------------------|---------------------|
| Швидкість обертання, об/хв | 1000 |
| Клас захисту пристрою, ІР: | 54 |
| Фазність: | 3 - фазний |
| Напруга, В: | 220/380 |
| кВт: | 7.5 |
| Модель: | АІР132М6 |
| Вид: | асинхронний |
| Серія двигуна: | загальнопромисловий |
| Габарит(висота осі обертання), мм | 132 |
| Діаметр вала, мм: | 38 |
| Частота току, Гц: | 50 |
| N, об/хв. | 960 |
| ККД, %: | 84,1 |
| Коефіцієнт потужності, $\cos\psi$: | 0,8 |
| Споживаний номінальний струм, Ін(А): | 17 |
| Маса, кг: | 145 |

Секція фільтру:



Рисунок 2.5 – Секція фільтру

Блоки фільтрів призначені для очищення повітря від пилу. Розрізняють такі види фільтруючих блоків:

- блоки з осередковими фільтрами;
- блоки з фільтрами для тонкої очистки;
- блоки з кишеньковими фільтрами.

Груба очищення - це перша ступінь очищення повітря. Вона здійснюється осередковими фільтрами. В якості фільтруючого матеріалу тут використовується скловолокно, вініпластове сітки, металеві гофровані сітки і гофрований поліестер.

Кишенькові фільтри можуть бути виготовлені з полотенполіестеру або мультблоуна. Вони здійснюють грубу і тонку очистку. Кишенькові фільтри мають стандартну глибину 600 і 360 мм.

Для даного приміщення підбираємо осередковий і кишеньковий фільтри.

Таблиця 2.4 – Технічні характеристики фільтру грубої очистки ФЯГ
З(4)-057

| Параметр | Величина |
|---|--------------------------------------|
| Матеріал фільтру | Скловолокно |
| Клас фільтріції | G3 |
| Глибина кишені | 48 мм |
| Опір: | |
| Чистий | 42,5 Па |
| Середнє забруднення | 76,3 Па |
| Брудний | 105 Па |
| Блок: | |
| Сторона обслуговування | зліва |
| Габарити (L [□] В [□] Н) | 592 [□] 48 [□] 892 |
| Маса | 55 кг |

Таблиця 2.5 –Технічні характеристики фільтру тонкого очищення ФЯК
90-110/450

| Параметр | Величина |
|---|---------------------------------------|
| Матеріал фільтру | Гофрований поліестер |
| Клас фільтріції | F7 |
| Глибина кишені | 300 |
| Опір: | |
| Чистий | 5,94 Па |
| Середнє забруднення | 15,47 |
| Брудний | 250 Па |
| Блок: | |
| Сторона обслуговування | зліва |
| Габарити (L [□] В [□] Н) | 892 [□] 300 [□] 892 |
| Маса | 90 кг |

Секція електричного повітрянагрівача:



Рисунок 2.6 – Секція електричного повітрянагрівача

Даний блок являє собою електричний повітрянагрівач з теплообмінної поверхнею, яка складається з пучка електронагрівальних елементів. Трубчасті електронагрівальні елементи розташовуються в коридорній або шаховому порядку.

Трубка виготовлена зі сталі, в ній розташована спіраль високолегованої сталі. Щоб збільшити площу нагрівальної поверхні нагрівальні елементи покривають алюмінієвими ребрами.

Блок електричного повітрянагрівача для даного торгового приміщення:

Індекс ЕКО-60(КПКЦ-16), з габаритними розмірами $1600 \times 420 \times 1400$

Таблиця 2.6 – Технічні характеристики електричного повітрянагрівача

| Параметр | Величина | |
|----------------------|---------------------------|----|
| Потужність | 67 кВт | |
| Групи Тенов | 24×2,5 кВт | |
| Температура на вході | 7 | |
| На виході | 23 | |
| Швидкість | 3,49 кг/м ² ·с | |
| Опір | 59,6 | Па |
| Маса | 157 | кг |

Секція проміжна:



Рисунок 2.7 – Проміжний блок

Блок проміжний виконаний у вигляді корпусу, обладнаного з боку зони обслуговування знімною панеллю, і служить для формування потоку повітря,

зміни його напрямку, а також для проведення технічного обслуговування кондиціонерів.

Проміжна камера з клапаном розміром $1600 \times 665 \times 1400$.

Секція шумоглушника:



Рисунок 2.8 – Секція шумоглушника

У блоці шумоглушника встановлений пластинчастий шумоглушник, призначений для зниження рівня звукової потужності, створюваної вентилятором центрального кондиціонера. Встановлюється зазвичай після блоку вентилятора, між ними обов'язково розміщують проміжний блок для розподілу потоку повітря після вихідного отвору вентилятора, особливо для вентиляторів з лопатками, загнутими вперед.

При необхідності установки двох блоків шумоглушення між ними також встановлюється проміжна секція обслуговування, щоб не допустити зменшення ефективності зниження рівня шуму. Каркас пластин шумоглушника з оцинкованої сталі заповнений звукопоглинальним матеріалом з мінеральної вати. Поверхня пластин покрита шаром волокна, що перешкоджає віднесенню частинок мінеральної вати потоком повітря. Для поліпшення аеродинаміки потоку повітря і зниження втрат тиску на кінцях пластин з боку входу повітря передбачені обтічники.

Таблиця 2.7 – Технічні характеристики шумоглушника

| Параметр | Величина |
|--------------------|----------|
| Модель | ГП2-1 |
| Висота,мм: | 800 |
| Ширина,мм: | 605 |
| Довжина,мм: | 1600 |
| Кількість пластин: | 4×200 |
| Маса,кг: | 65 |

Робота центрального кондиціонера не автономна, вона забезпечується зовнішнім джерелом холоду - компресорно-конденсаторним блоком.

Конденсатор ми розрахували раніше в даній роботі. Компресор підбираємо за допомогою програми BitzerSoftware. Результати внесемо в таблицю 2.8.

Таблиця 2.8 – Характеристики компресора

| Параметр | Величина |
|--------------------------------------|-------------|
| Модель | 6HE-28Y-40P |
| Ступені регулювання продуктивності,% | 100 |
| Холодопродуктивність,кВт | 68,3 |
| Холодопродуктивність*,кВт | 67,1 |
| Продуктивність випарника,кВт | 68,3 |
| Споживана потужність,кВт | 15,90 |
| Струм,А | 30,1 |
| Напруга живлення,В | 380-420 |
| Продуктивність конденсатора,кВт | 84,2 |
| ККД | 4,29 |
| Масова витрата,кг/год. | 1608 |
| Температура нагнітання без охол. | 59 |

2.4 Принцип управління центральним кондиціонером

Управління установкою здійснюється єдиною системою мікропроцесорної автоматики малогабаритним, монтується в зручному для користувача місці на стіні пультом, за допомогою якого можливе здійснення наступних функцій [9,с.98]:

- настройка бажаної температури приміщення (режими нагрівання / охолодження);
- режим чистої вентиляції (подача зовнішнього повітря без зміни його температурних характеристик);
- ступінчасте регулювання швидкості вентиляторів;

- наявність таймера - установка денного / тижневого графіків роботи установки;
- індикація заданої температури, температури у приміщенні, вуличної температури, режимів роботи установки, роботи компресора;
- повністю автоматичне керування, що дозволяє користувачеві не міняти регулювання і настройки протягом усього терміну експлуатації установки незалежно від змін зовнішньої температури.

3 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

3.1. Розрахунок собівартості і ціни центрального кондиціонера

В даному розділі зробимо розрахунок собівартості і ціни основних складових секцій проєктованого центрального кондиціонера, які підбираються в дипломній роботі. Собівартість продукції - це виражені в грошовій формі витрати підприємства на її випуск і реалізацію. Собівартість є одним з найважливіших узагальнюючих показників діяльності підприємства, який відображає ефективність використання трудових, матеріальних і фінансових ресурсів.

В процесі виробництва теплообмінного апарату споживається багато найменувань матеріалів, напівфабрикатів, комплектуючих виробів; застосовується праця різних категорій працюючих. Для планування, обліку і аналізу собівартості ці різноманітні витрати класифікуються в грошовій формі.

Залежно від виробничого призначення, витрати поділяються за економічними елементами і статтями калькуляції. При класифікації витрат за економічними елементами в них включаються витрати однорідного призначення: матеріальні витрати, витрати на оплату праці, амортизація та ін. За статтями калькуляції за такою класифікацією виробляється калькуляція собівартості одиниці продукції і складається кошторис витрат на її виробництво.

При розрахунку повної собівартості продукції здійснюються розрахунки кошторису витрат на виробництво підприємства по калькуляційних статтях витрат виробу, які групуються в такий спосіб:

- основні матеріали, покупні комплектуючі вироби і напівфабрикати;
- зменшення або збільшення витрат;
- основна заробітна плата основних виробничих робітників;
- додаткова заробітна плата основних виробничих робітників;

- відрахування на соціальні заходи;
- витрати на підготовку і освоєння виробництва;
- загальновиробничі витрати;
- адміністративні витрати;
- витрати на збут.

3.2 Калькуляція собівартості і ціни виробу

Розрахунок проводиться по перерахованим вище статтям калькуляції.

Вартість основних матеріалів, покупних виробів і напівфабрикатів, з яких виготовлений центральний кондиціонер.

Таблиця 3.1 – Вартість основних елементів кондиціонера

| № п/п | Найменування | Кількість,шт | Вартість,грн |
|-------|-------------------------|--------------|--------------|
| 1 | Повітроохолоджувач | 1 | 35 200 |
| 2 | Повітронагрівач | 1 | 30 000 |
| 3 | Фільтр грубої очистки | 1 | 3 000 |
| 4 | Фільтр тонкого очищення | 1 | 3 000 |
| 5 | Проміжна камера | 1 | 5 000 |
| 6 | Вентилятор | 1 | 27 000 |
| 7 | Шумоглушник | 1 | 9 500 |
| 8 | Конденсатор | 1 | 47 350 |
| 9 | Компресор | 1 | 194 106 |
| 10 | Корпус | 1 | 3 700 |
| 11 | Двері | 8 | 16000 |
| 12 | Змішувальний блок | 1 | 10000 |
| 13 | Форсуночний зволожувач | 1 | 70000 |
| | Разом | | 453856 |

Зменшення або збільшення витрат— відсутні.

В таблиці 3.2 представлено розрахунок повної собівартості кондиціонера.

Таблиця 3.2 – Статті калькуляції повної собівартості кондиціонера

| | Найменування статей витрат | Величина витрат, грн |
|-----|--|----------------------|
| 1. | Основні матеріали, покупні вироби і напівфабрикати | 453 856 |
| 2. | Основна заробітна плата виробничих робітників | 2 073,6 |
| 3. | Додаткова заробітна плата виробничих робітників | 518,4 |
| 4. | Відрахування на соціальні заходи | 570,24 |
| 5. | Витрати на освоєння виробництва | 22 796,48 |
| 6. | Загальновиробничі витрати | 2 384,64 |
| 7. | Адміністративні витрати | 1 036,8 |
| 8. | Витрати на збут | 33 750,66 |
| 9. | Повна собівартість виробу | 516 939,82 |
| 10. | Оптова ціна | 609 988,98 |
| 11. | ПДВ | 121 997,79 |
| 12. | Ціна з урахуванням ПДВ | 731 985,98 |

Висновок: в даному розділі були визначені витрати за статтями калькуляції відповідно до розроблених на підприємстві норм. Розрахунок витрат проводився для системи кондиціонування. В результати розрахунків було визначено: повну собівартість виробу 516939,82 грн і ціну з урахуванням ПДВ , яка складає 731985,98 грн.

ВИСНОВОК

В дипломному проекті була розроблена система центрального кондиціонування торгового приміщення, площею 400 квадратних метрів, висотою 6 метрів. Кондиціонер центральний секційний включає в себе функціонально-технологічні блоки. В роботі були розраховані випарник для однієї з секцій і конденсатор для компресорно-конденсаторного блоку. Решта секцій підбиралися вручну, вивчивши ринок виробництва даного устаткування і за допомогою програми BitzerSoftware.

В основній частині були порашовані коефіцієнти теплопередачі і площа теплообміну. Для випарника коефіцієнт теплопередачі для ділянки кипіння склав $74,4 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, для ділянки перегріву $8,028 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$.

Площа теплообміну $67,087 \text{ м}^2$.

В конденсаторі коефіцієнт теплопередачі для ділянки зняття перегріву $16,64 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, для ділянки конденсації $38,385 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$, а для ділянки переохолодження $21,232 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$. Сумарна площа теплообміну дорівнює $199,46 \text{ м}^2$.

В результаті гідравлічних розрахунків були визначені повні гідравлічні опіри, в випарнику рівне $845,82 \text{ Па}$, $5662,7 \text{ Па}$. Розрахунок на міцність в обох теплообмінних апаратах задовольняє вимогам міцності. Запас міцності $4,364$. Також після проведення розрахунку на міцність теплообмінних апаратів було знайдено максимальний опір. У випарнику він дорівнює $7,674 \text{ МПа}$, у конденсаторі $5,238 \text{ МПа}$.

В науково-дослідної частини було проведено порівняння декількох холодоагентів.

Для визначення найбільш оптимального теплоносія, порівняння ввелось за основним показником, тобто холодильному коефіцієнту. Для даної системи кондиціонування, з усіх претендованих фреонів, найбільш ефективним виявився R134A.

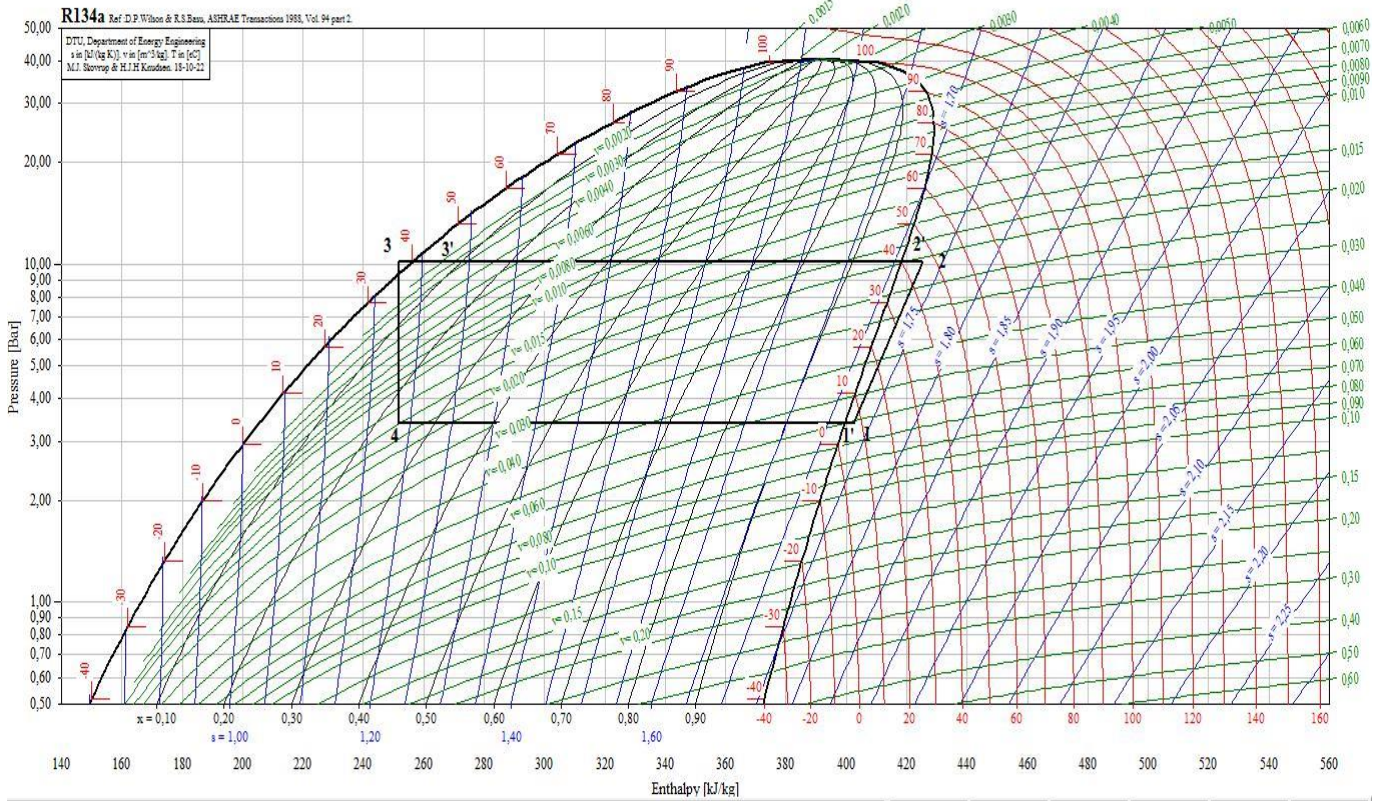
В економічній частині був зроблений розрахунок собівартості і ціни системи центрального кондиціонування. Відпускна ціна склала 731 985, 98 грн. Можна зробити висновок, що дана система укомплектована і її можливо в подальшому проектувати.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. СНиП II-A.6-62.
2. Мальгина, Е. В. Холодильні машини і установки / Ю.В Мальгин // –М.:
3. Харчова пром-сть , 1980. – 592 с.
4. Белова, Е.М. Кондиционированиевоздуха в общественныхзданиях //–
5. М.: Евроклимат, 2003. – 639 с.
6. Чумак , И. Г., Холодильные установки / под ред. д-ра.техн. наук, проф.
7. И. Г. Чумака. – 3-е изд., перераб. // – М.: Агропромиздат, 1991. – 495 с.
8. Исаченко, В.П. Теплопередача / В. А. Осипова, А. С. Сукомел //–М.:
«Энергия»,1969-440 с.
9. Свердлов, Г.З. Курсове і дипломне проектування холодильних
установоккондиціювання повітря / Б. К. Явнель // –М.: Харчова
промисловість,1972-382 с.
10. Богданов, С.Н./ Холодильнаятехника. Свойствавеществ / О. И.
Иванов,А. В. Куприянова // – М.: «Агропромиздат», 1985-208 с.
11. Маринюк Б.Т. Аппаратыхолодильных машин // – М.:
«Энергоатомиздат»,1995-160 с.
12. Бажан, П.И. Довідник з теплообмінних апаратів//–
М.:«Машинобудівництво»,1989-368 с.

ДОДАТОК А

Рисунок 1—Цикл холодильної машини системи кондиціонування



Таблиця 1 – Середні амплітуди коливання температур зовнішнього повітря протягом розрахункової доби

| Город | Амплитуда колебаний Δt_a в град | Город | Амплитуда колебаний Δt_a в град |
|-----------------------|--|--------------------------|--|
| Алма-Ата | 13,4 | Минск | 13,8 |
| Астрахань | 12,6 | Москва | 11,8 |
| Ашхабад | 15,4 | Одесса | 8,9 |
| Баку | 7,7 | Рига | 12 |
| Батуми | 9,1 | Ростов-на-Дону | 14 |
| Владивосток | 9 | Рязань | 13,8 |
| Волгоград | 13,2 | Самарканд | 17,3 |
| Горький | 10,5 | Саратов | 13,4 |
| Қзыл-Орда | 16,6 | Свердловск | 14,2 |
| Київ | 12,6 | Таллин | 8,4 |
| Красноводск | 10,2 | Ташкент | 17,4 |
| Курск | 12,6 | Тбилиси | 14,3 |
| Ленинград | 11,2 | Фергана | 16,8 |
| Львов | 14,1 | Харьков | 13,9 |

Таблица 2 – Відношення I_3/I_4 для стін орієнтованих для сторін світу

| Северная широта в град | Отношение I_3/I_4 для стен, ориентированных на страны света | | | | | Отношение I_3/I_4 (горизонтальная плоскость) |
|------------------------|---|-------|---------|---------|------|--|
| | Ю | З и В | ЮЗ и ЮВ | СЗ и СВ | С | |
| 24 | 0,3 | 0,98 | 0,8 | 1,01 | 1,12 | 1,08 |
| 28 | 0,33 | 0,98 | 0,9 | 1,01 | 1,06 | 1,07 |
| 32 | 0,6 | 0,99 | 0,93 | 1 | 1 | 1,05 |
| 36 | 0,8 | 0,99 | 0,98 | 1 | 1 | 1,03 |
| 40 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 44 | 1,23 | 1,01 | 1,05 | 1 | 1,03 | 0,96 |
| 48 | 1,4 | 1,02 | 1,11 | 1 | 1,05 | 0,93 |
| 52 | 1,65 | 1,03 | 1,17 | 1 | 1,11 | 0,9 |
| 56 | 1,88 | 1,05 | 1,23 | 1,03 | 1,29 | 0,86 |
| 60 | 2,1 | 1,08 | 1,23 | 1,06 | 1,44 | 0,82 |
| 64 | 2,3 | 1,12 | 1,34 | 1,11 | 1,58 | 0,78 |

Таблица 3 – Вихідні еквівалентні розрахункові різності температур для освітлення сонцем і затінених покриття будівель

Исходные эквивалентные расчетные разности температур для освещенных солнцем и затененных покрытий зданий, расположенных на 40° с. ш.

| Вид покрытия | Вес покрытия в кг/м² | Часы суток по солнечному времени | | | | | | | |
|--------------|----------------------|----------------------------------|----|----|----|----|----|----|----|
| | | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 |

1. Величины Δt_2 для освещенных солнцем покрытий в град

| | | | | | | | | | | |
|--|----------|------|------|------|------|------|------|------|------|-----|
| Легкое | До 35 | 6,7 | 21,1 | 30 | 34,4 | 27,8 | 14,4 | 5,6 | 2,2 | 0 |
| Средней тяжести | 36—270 | 0 | 11,1 | 22,2 | 28,9 | 30 | 23,3 | 11,1 | 5,6 | 3,3 |
| Тяжелое | 271—400 | 3,3 | 3,3 | 11,1 | 18,9 | 23,3 | 24,4 | 18,9 | 11,1 | 7,8 |
| Легкое, залитое водой слоем 25 мм | До 35* | 0 | 2,2 | 8,9 | 12,2 | 10 | 7,8 | 5,6 | 1,1 | 0 |
| Легкое, над которым разбрызгивается вода | До 35* | 0 | 2,2 | 6,7 | 10 | 8,9 | 7,8 | 5,6 | 1,1 | 0 |
| Тяжелое, залитое водой слоем 25 мм | 271—400* | -1,1 | -1,1 | -2,2 | 5,6 | 7,8 | 8,9 | 7,8 | 5,6 | 3,3 |
| Тяжелое, над которым разбрызгивается вода | 271—400* | -1,1 | -1,1 | 1,1 | 4,4 | 6,7 | 7,8 | 6,7 | 5,6 | 3,3 |
| Любое покрытие, залитое водой слоем 150 мм | До 400* | -1,1 | 0 | 0 | 3,3 | 5,6 | 5,6 | 4,4 | 2,2 | 0 |

2. Величины Δt_4 для затененных покрытий в град

| | | | | | | | | | | |
|---------------------------|---------|------|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| Легкое | До 35 | -2,2 | 0 | 3,3 | 6,7 | 7,8 | 6,7 | 4,4 | 1,1 | 0 |
| Средней тяжести | 36—270 | -2,2 | -1,1 | 1,1 | 4,4 | 6,7 | 6,7 | 5,6 | 3,3 | 1,1 |
| Тяжелое | 271—400 | -1,1 | -1,1 | 0 | 2,2 | 4,4 | 5,6 | 5,6 | 4,4 | 2,2 |

Таблиця 4 – Кількість тепла і вологи, яку виділяють дорослі люди

| Количество тепла и влаги, выделяемые взрослыми мужчинами в зависимости от температуры воздуха в помещении и физической нагрузки | | | | | | |
|---|--------------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|
| Физическая нагрузка людей | Температура воздуха в помещении в °С | | | | | |
| | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 | 35 |
| <i>1. В покое</i> | | | | | | |
| Тепло в ккал/ч: | | | | | | |
| явное | 120 | 100 | 75 | 50 | 35 | 10 |
| скрытое | 20 | 25 | 25 | 30 | 45 | 70 |
| полное | 140 | 125 | 100 | 80 | 80 | 80 |
| Влага в г/ч | 30 | 40 | 40 | 50 | 75 | 115 |
| <i>2. При легкой работе</i> | | | | | | |
| Тепло в ккал/ч: | | | | | | |
| явное | 130 | 105 | 85 | 55 | 35 | 5 |
| скрытое | 25 | 30 | 45 | 70 | 90 | 120 |
| полное | 155 | 135 | 130 | 125 | 125 | 125 |
| Влага в г/ч | 40 | 55 | 75 | 115 | 150 | 200 |
| <i>3. При работе средней тяжести</i> | | | | | | |
| Тепло в ккал/ч: | | | | | | |
| явное | 140 | 115 | 90 | 60 | 35 | 5 |
| скрытое | 45 | 65 | 85 | 110 | 135 | 165 |
| полное | 185 | 180 | 175 | 170 | 170 | 170 |
| Влага в г/ч | 70 | 110 | 140 | 185 | 230 | 280 |
| <i>4. При тяжелой работе</i> | | | | | | |
| Тепло в ккал/ч: | | | | | | |
| явное | 170 | 140 | 110 | 80 | 45 | 10 |
| скрытое | 80 | 110 | 140 | 170 | 205 | 240 |
| полное | 250 | 250 | 250 | 250 | 250 | 250 |
| Влага в г/ч | 135 | 185 | 240 | 295 | 355 | 415 |

Таблица 5 – Значения коэффициентов i_T для облік зміни тепла

Значения коэффициентов k_c и k_T для учета изменения поступлений тепла за счет затенения стекол переплетами рам и загрязнения атмосферы

| Тип остекления | Чистая атмосфера | Атмосфера промышленных городов и заводов | | | |
|--|---|--|-------|--------------------|-------|
| | Для поверхностей | | | | |
| | освещенных солнцем и находящихся в тени | освещенных солнцем | | находящихся в тени | |
| | k_c, k_T | k_c | | k_T | |
| | Северная широта в град | | | | |
| | 24—64 | 24—40 | 40—64 | 24—40 | 40—64 |
| Окна сплошные витринные одинарные без переплетов и стены из стеклоблоков | 1 | 0,7 | 0,75 | 1,6 | 1,75 |
| Окна сплошные витринные двойные без переплетов | 0,9 | 0,63 | 0,68 | 1,45 | 1,58 |
| Окна в металлических рамах: | | | | | |
| одинарные | 0,8 | 0,56 | 0,6 | 1,28 | 1,4 |
| двойные | 0,72 | 0,51 | 0,54 | 1,15 | 1,26 |
| Окна в деревянных рамах: | | | | | |
| одинарные | 0,65 | 0,46 | 0,48 | 1,04 | 1,14 |
| двойные | 0,6 | 0,42 | 0,45 | 0,95 | 1,05 |