

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВСП «ОДЕСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ ОНТУ»

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОПШ: «Монтаж і обслуговування

холодильно-компресорних

машин та установок»

Група: 4КВ - 06

Дипломний проєкт
здобувача освіти денного відділення
4 КВ 06. 014. 000 ДП

Ткаченко Сергія
Віталійовича

м. Одеса - 2023 р

Спеціальність 142
Енергетичне машинобудування
Група 4 КВ-06

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА КВ 06. 014. 000 ДП

До дипломного проекту на тему:

Розробка системи вентиляції і кондиціонування повітря пекарні при
торговому центрі площею 100 м², м. Луцьк.

Проектний матеріал складається з пояснювальної записки
на _____ сторінках та графічного матеріалу на _____ аркушах.

Дипломник _____ (Ткаченко С.В.)

Керівник проекту _____ (Рекеда Ю.Д.)

Консультанти:

з економічної частини _____ (Кухарук А.А.)

з будівельної частини _____ (Волянська С.В.)

з охорони праці _____ (Чорновол Н.І.)

по дотриманню
вимог ЄСКД _____ (Волянська С.В.)

До захисту допущено
Голова циклової комісії _____ (Беркань Ір.В.)

Завідуючий відділенням _____ (Бригадир Л.Г.)

Захист “_____” _____ 2023 р. Протокол ЕК № _____
Оцінка ЕК _____

Секретар ДЕК _____ (Куриленко В.В.)

Міністерство освіти і науки України
ВСП «Одеський технічний фаховий коледж ОНТУ»

Дата видачі завдання
«20» лютого 2023 р.
Дата закінчення проекту
«01» липня 2023 р.

Затверджую
Заступник директора з НВП
_____ Беркань Іг.В.
“20” лютого 2023 р.

ЗАВДАННЯ

до дипломного проектування

Прізвище, ім'я та по батькові: Ткаченко Сергій Віталійович
Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»
Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Монтаж та обслуговування системи кондиціонування і вентиляції повітря»

дипломного проекту: Розробка системи вентиляції і кондиціонування повітря пекарні при торговому центрі площею 100 м², м. Луцьк.

Стверджена наказом по коледжу від «17» 10 2022 р. № 235-А2-ОД
Вихідні дані для проекту $t_{\text{т.з.}}^{\text{літо}} = 24 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{\text{т.з.}}^{\text{літо}} = 57 \%$, $w_{\text{літо}} = 0,3 \text{ м/с}$

Зміст та послідовність виконання дипломного проекту

Вступ

1. Загальна частина

- 1.1 Вихідні дані проекту
- 1.2 Техніко-економічне обґрунтування проекту

2. Технологічна частина

- 2.1 Характеристика комфортного стану повітря об'єкту завдання

3. Розрахунково-конструкторська частина

- 3.1 Розрахункові дані проекту
- 3.2 Розрахунок теплоприпливів об'єкту завдання
- 3.3 Розрахунок вологовиділень об'єкту завдання
- 3.4 Зведена таблиця тепло і вологоприпливів об'єкту завдання
- 3.5 Визначення витрати повітря припливної установки
- 3.6 Побудова в d,h- діаграмі процесів обробки повітря
- 3.7 Розрахунок і вибір обладнання припливної установки
- 3.8 Розрахунок основного холодильного обладнання

4. Організаційна частина

- 4.1 Монтаж, ремонт, обслуговування системи кондиціонування і вентиляції повітря
- 4.2 Автоматизація системи кондиціонування і вентиляції повітря

5. Економічна частина

6. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

7. Використана література

Графічна частина

Графічний Аркуш 1. Аксонометрична схема повітророзподільної мережі системи кондиціювання або холодопостачання

Графічний Аркуш 2. Схема автоматизації системи кондиціювання і вентиляції повітря

Графічний Аркуш 3. Технічне креслення обладнання

Графік виконання проекту

| Зміст | Термін виконання |
|---|------------------|
| 1. Загальна частина | 22 ÷ 23.05.2023 |
| 2. Технологічна частина | 24 ÷ 25.05.2023 |
| 3. Розрахунково-конструкторська частина | 26 ÷ 05.06.2023 |
| 4. Організаційна частина | 06.06.2023 |
| 5. Аркуш 1, 2 | 07 ÷ 09.06.2023 |
| 6. Економічна частина | 10 ÷ 12.06.2023 |
| 7. Аркуш 3 | 13.06.2023 |
| 8. Охорона праці | 14.06.2023 |
| Попередній захист | 15.06.2023 |
| Захист дипломного проекту | 22 ÷ 30.06.2023 |

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні циклової комісії спецдисциплін холодильного циклу

Протокол № 2 від “13” вересня 2022 р.

Голова комісії _____ (Беркань Ір.В.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту _____ (Рекеда Ю.Д.)

ВСТУП

Кондиціонування повітря - це надання йому і автоматична підтримка необхідних тепловологісних якостей. При цьому на відміну від загально обмінної вентиляції і опалювання при кондиціонуванні протягом круглого року і особливо в теплий час в приміщенні можна підтримувати будь-які параметри внутрішнього повітря, незалежно від зовнішніх метеорологічних умов і змінних надходжень в приміщення тепла і вологи.

Комплекс технічних засобів за допомогою яких здійснюється кондиціонування повітря називається системою кондиціонування повітря (СКП). У СКП входять устаткування для здійснення всіляких процесів обробки повітря, його переміщення і розподілу, джерела тепло - і холодопостачання , засоби автоматичного регулювання, дистанційного керування і контролю, насоси і трубопроводи, місцеві підігрівачі, осушувачі і зволожувачі, а також допоміжне електроустаткування.

Системи кондиціонування, як правило, забезпечуються засобами очищення повітря від пилу, бактерій і запахів: підігрівання, зволоження і осушення його: переміщення, розподілу і автоматичного регулювання температури повітря, його відносної вологості, а інколи і засобами регулювання газового складу і іонного змісту повітря.

Основні вимоги до систем кондиціонування повітря.

Санітарно-гігієнічні вимоги:

- забезпечення в приміщеннях метеорологічних умов, що регламентуються нормами;
- швидкість і напрями випуску повітря, а також різниця температур між повітрям в приміщенні і повітрям, що подається, розташування розподільників повітря і витяжних отворів мають бути такими, аби в зоні перебування людей були відсутні місцеві шкідливі або неприємні струми повітря і застійні місця;
- зниження шуму в приміщеннях до рівня, що не непокоїть людей;
- запобігання проникненню і поширенню шкідливостей, поганих запахів або шуму з одних приміщень в інші.

Будівельно-монтажні і архітектурні вимоги:

- мінімальна потреба в площі для розміщення устаткування і каналів як усередині обслуговуваних приміщень так і в допоміжних приміщеннях;
- відповідність зовнішніх форм і обробки устаткування, що розташовується усередині приміщень, що кондиціонують, архітектурній подібі останніх і відсутність конструктивних деталей, погіршуючи інтер'єри;

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 3 |

- найменші витрати часу і праці на монтаж і введення в експлуатацію установок;
- можливість будівництва і введення системи в експлуатацію по поверхах і навіть по окремих приміщеннях;
- пробивка мінімальної кількості отворів в будівельних конструкціях для прокладки каналів і трубопроводів, а також мала вага устаткування, що особливо важливе при пристрої СКП в існуючих будівлях;
- хороша вібро- і звукоізоляція устаткування від будівельних конструкцій;
- пожежна безпека і наявність засобів запобігання вогню по каналах.

Експлуатаційні вимоги:

- можливість швидкого перемикання з режиму обігріву на режим охолодження в перехідний час року, а також при різких змінах температури зовнішнього повітря і теплопоступлений, тобто мала теплова інерційність системи;
- взаємне блокування кондиціонерів, що полягає в тому, аби при виключенні одного з кондиціонерів подати повітря з сусідніх, хоч би в меншій кількості;
- забезпечення індивідуального регулювання температури і відносної вологості повітря в кожному окремому приміщенні;
- можливість опалювання одних приміщень при одночасному охолодженні інших, обслуговуваних тією ж системою;
- зосередження устаткування, що вимагає систематичного обслуговування, у мінімальній кількості місць;
- простота ремонту і обслуговування, а також мала потреба в них в період експлуатації;
- можливість часткового перепланування приміщенні в процесі експлуатації без перевлаштування СКП, що особливо важливе для виробничих будівель з швидко змінною технологією виробництва;
- герметичність воздуховодов і притворів повітряних клапанів системи.

Економічні вимоги:

- мінімальна вартість устаткування і будівельно-монтажних робіт, тривалий термін служби, а звідси і мінімальні амортизаційні відрахування;
- максимально можлива економія електроенергії, води, тепла і особливо дорогого холоду.

Центральні кондиціонери, що знайшли найширше вживання в комфортному і технологічному кондиціонуванні, є неавтономними кондиціонерами, що забезпечуються ззовні холодом (підведенням холодної

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 4 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

води або незамерзаючих рідин), теплом (підведенням гарячої води або пари) і електроенергією для приводу вентиляторів, насосів, запорно - регулюючих апаратів на повітряних і рідинних комунікаціях і ін.

Центральні кондиціонери призначені для обслуговування декількох приміщень або одного великого приміщення. Інколи декілька центральних кондиціонерів обслуговують одне приміщення великих розмірів (театральний зал, закритий стадіон, виробничий цех і тому подібне).

Сучасні центральні кондиціонери випускаються в секційного виконання і складаються з уніфікованих типових секцій (тривимірних модулів), призначених для регулювання, змішування, нагрівання, охолодження, очищення, осушення, зволоження і переміщення повітря.

Разом з істотними перевагами, пов'язаними з можливістю ефективною підтримки заданої температури, вологості і рухливості повітря в приміщеннях великого об'єму, центральні кондиціонери, в той же час, мають і деякі недоліки, основними з яких є необхідність проведення складних монтажних-будівельних робіт, прокладка по повітропроводів трубопроводів).

Наявність необхідного кліматичного устаткування здатна помітно збільшити кількість відвідувачів в торгових комплексах

Метою даного дипломного проекту є розробка системи вентиляції і кондиціонування повітря пекарні при торговому центрі площею 100 м².



Мал.1 Пекарня при ТЦ

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 5 |

1. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Вихідні дані проєкту

Керуючись, приймаємо наступні значення температури, відносній вологості й швидкості руху повітря в приміщенні :

Торгова зала площею 200 м², до неї примикає мініпекарня площею 100 м²

Температура повітря в приміщенні влітку – $t_{\text{Т.З.}}^{\text{літо}} = 24 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Відносна вологість повітря в приміщенні влітку - $\varphi_{\text{Т.З.}}^{\text{літо}} = 57 \%$

$w_{\text{літо}} = 0,3 \text{ м/с}$

Температура повітря в приміщенні взимку – $t_{\text{Т.З.}}^{\text{зима}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Відносна вологість повітря в приміщенні взимку - $\varphi_{\text{Т.З.}}^{\text{зима}} = 40 \%$

$w_{\text{зима}} = 0,2 \text{ м/с}$

Вибір розрахункових параметрів зовнішнього повітря визначається кліматичними умовами місцевості й призначенням ВКВ.

У нашому випадку, розрахункові параметри зовнішнього повітря, повинні відповідати класу [Б].

Приймаємо наступні параметри:

Барометричний тиск – 760 мм. рт. ст.

Ентальпія зовнішнього повітря влітку $h_{\text{зов.пов.}}^{\text{літо}} = 62 \text{ кДж/кг}$

Температура зовнішнього повітря влітку $t_{\text{зов.пов.}}^{\text{літо}} = 28,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Розрахункова швидкість повітря влітку $v_{\text{зов.пов.}}^{\text{літо}} = 3,3 \text{ м/с}$

Середньодобова амплітуда температури повітря $\Delta t = 8.8 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Кількість градуса - діб опалюв.періоду = 2805

Ентальпія зовнішнього повітря взимку $h_{\text{зов.пов.}}^{\text{зима}} = -16,3 \text{ кДж/кг}$

Температура зовнішнього повітря взимку $t_{\text{зов.пов.}}^{\text{зима}} = -18 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Розрахункова швидкість повітря взимку $v_{\text{зов.пов.}}^{\text{зима}} = 11 \text{ м/с}$

1.2 Техніко-економічне обґрунтування проєкту

Системи кондиціонування повітря комфортного призначення розраховуються на підтримку параметрів повітря, оптимальних для самопочуття людей. Параметри визначаються умовами тепло - і волого обміну,

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 6 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

які у свою чергу залежать від конституції людини, стану його здоров'я, характеру виконуваної роботи, нервової напруги, одягу, а також від температури, вологості й швидкості руху навколишнього повітря. Нормами регламентовані значення оптимальних параметрів повітря для різних виробничих, суспільних і житлових приміщень.

Системи кондиціонування повітря комфортного призначення проектується для торгової зали на 200 м² і розраховуються на підтримку параметрів повітря, оптимальних для самопочуття людей. Параметри визначаються умовами тепло - і волого обміну, які у свою чергу залежать від конституції людини, стану його здоров'я, характеру виконуваної роботи, нервової напруги, одягу, а також від температури, вологості й швидкості руху навколишнього повітря. Нормами регламентовані значення оптимальних параметрів повітря для різних виробничих, суспільних і житлових приміщень.

Для підтримки заданого температурного режиму в приміщеннях застосовується система кондиціонування з підігрівом повітря , охолодженням його з одночасним осушенням за допомогою охолодженої води, що готується в кожухотрубному випарнику хладонової холодильної установки одноступінчастого стиску.

Схема подачі - безнасосна, з нижньою подачею R-134a у випарник.

Приміщення прямокутної форми 10 x 15 метрів із блоком мініпекарні і підсобних приміщень.

Будинок виконаний за каркасною схемою зі стандартних залізобетонних конструкцій.

До складу СКП входять пристрої, що здійснюють необхідну обробку повітря (фільтрацію, охолодження, підігрів, осушення, зволоження), транспортування його, роздачу в обслуговують приміщення, що, джерела тепло- і холодопостачання, засобу автоматичного регулювання, контролю й керування, а також допоміжне устаткування.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 7 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

Основне устаткування для обробки й переміщення повітря, як правило, компонується в одному агрегаті - кондиціонері. У різних СКП, крім того, застосовується допоміжне устаткування: місцеві підігрівники, ежекційні й вентиляторні кондиціонери-довідники, глушители аеродинамічного шуму.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 8 |

3. РОЗРАХУНКОВО- КОСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1. Розрахункові дані

Розраховуючи теплоприпливи через внутрішні огороження (стіни й перегородки), що відокремлюють одне приміщення від іншого, температура якого відома, замість температури зовнішнього повітря приймаю температуру даного приміщення.

При розрахунку теплоприпливи через внутрішні огороження, що виходять у коридори, вестибюлі, тамбури, температурний напір приймаю як частину розрахункової різниці температур для зовнішніх стін:

$0,7(t_n - t_e)$, якщо ці приміщення повідомляються із зовнішнім повітрям

$0,6(t_n - t_e)$, якщо не повідомляються.

3.2 Розрахунок тепло припливів для теплого періоду року

Торгова зала магазину примикає до власної мініпекарні, де розташовані два жарочних шкафа марки 3GN 1/1 потужністю 12,6 кВт, та тестомесильна машина НУМ 120 потужністю 5,5 кВт, сумарний теплоприплив від устаткування визначається за формулою:

$$Q_{уст} = N_{ел.двуг}$$

$$Q_{уст} = 12,6 * 2 + 5,5 = 30,7 \text{ кВт}$$

Розрахуємо в приміщенні торгової зали:

1) В приміщенні знаходяться 2 касових апаратів сумарною потужністю 2 кВт, та 3 термінали по прийому платежів сумарною потужністю 2 кВт

Таким чином теплова навантаження від устаткування

$$Q_{техн} = 2000 + 2000 = 4000 \text{ Вт.} \quad (3.1)$$

2) від людей:

$$Q_{люд.п.}^{тз} = q_{жін} \cdot n_{перс} + q_{відвід} \cdot n_{к} = (7 \cdot 0,125 + 10 \cdot 0,125) = 2125 \text{ Вт}; \quad (3.2)$$

$q_{люд}$ при 24°C = 125 Вт;

$n_{перс}$ – кількість персоналу - 7

$n_{клієнт.}$ – кількість відвідувачів - 10

3) Приплив тепла від штучного освітлення:

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 9 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

Вважається, що енергія, що витрачається на освітлення, переходить в теплоту, що нагріває повітря в приміщенні:

$$Q_{\text{осв}} = N_{\text{осв}} \quad (3.3)$$

Де $N_{\text{осв}}$ – сумарна потужність джерел освітлення, Вт, при цьому пренебрегають частиною енергії, що нагріває конструкції будівлі і що вирушає через них.

Для розрахункового типу приміщень приймаємо теплове навантаження від освітлення, що дорівнює 20 кВт на кожен квадратний метр приміщення:

$$Q_{\text{осв}} = 20 \cdot S / 1000 = 20 \cdot 200 / 1000 = 4 \text{ кВт} \quad (3.4)$$

Де S – загальна площа приміщення, м^2

4) від інфільтрації тепло припливи при розрахунку вентиляції не враховуються;

5) Розрахунок тепло припливів через внутрішні огороження:

Перегородки виконані із наступних матеріалів:

штукатурка $\delta = 20 \text{ мм}$; $\lambda = 0,81 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

пенобетон $\delta = 400 \text{ мм}$; $\lambda = 0,37 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

штукатурка $\delta = 20 \text{ мм}$; $\lambda = 0,81 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \frac{\delta_{\text{шт}}}{\lambda_{\text{шт}}} + \frac{\delta_{\text{цегла}}}{\lambda_{\text{цегла}}} + \frac{\delta_{\text{шт}}}{\lambda_{\text{шт}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}} = \frac{1}{\frac{1}{8,7} + \frac{0,02}{0,81} + \frac{0,4}{0,37} + \frac{0,02}{0,81} + \frac{1}{8,7}} = 1,32 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}), \quad (3.5)$$

$$\Delta t_{\text{роз}} = (28,6 - 24) \cdot 0,5 = 2,3 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.6)$$

$$Q_{\text{ТЗ во..}} = Q_{\text{конв.}} = k \cdot (F_{\text{ст}}^3 + F_{\text{ст}}^{\text{cx}}) \cdot \Delta t_{\text{роз}} = 1,32 \cdot (21,63 + 9,79) \cdot 2,3 = 152 \text{ Вт} \quad (3.7)$$

Кількість теплоти, що надходить в приміщення через зовнішні стіни або перекриття площею F складається з середніх величин тепла що надходить за рахунок конвективного теплообміну і тепла від сонячної радіації

$$Q_{\text{огр}} = Q_{\text{конв.}} + Q_{\text{с.р}} \quad (3.8)$$

Тепло що надходить від сонячної радіації може бути врахований до складу умовної температури $t_{\text{ум}}$ рівною:

$$t_{\text{ум}} = t_{\text{н}} + \Delta t_{\text{с.р}} \quad (3.9)$$

де $t_{\text{н}}$ - середня за добу температура повітря в найспекотніший місяць літа дорівнює $28,6 \text{ }^\circ\text{C}$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 10 |

$\Delta t_{c.p}$ - додаткова складова, що підвищує температуру біля стіни або перекриття, обумовлена дією сонячної радіації.

Кількість тепла що надходить на поверхню від сонячної радіації визначається середньої кількості тепла за добу $J_{c.p}$ для даної стіни з врахуванням її орієнтації по сторонах світу. Чисельно оцінити величину $\Delta t_{c.p}$ можна по аналогії припливу тепла за рахунок різниці температур повітря та стіни $q = \alpha_{зов} \cdot (t_H - t_{ст})$ прийнявши припущення що:

$$Q_{c.p} = \alpha_{зов} \cdot (t_{c.p} - t_{ст}) = J_{c.p} \quad (3.10)$$

Прийнявши це припущення, можна припустити що є якась умовна температура, яка враховує тепло від сонячної радіації:

$$q = \alpha_{зов} \cdot (t_H + t_{c.p} - t_{ст}) = \alpha_{зов} \cdot (t_H - t_{ст}), \quad (3.11)$$

$$t_{ум} = t_H + \rho \cdot J_{c.p} / \alpha_{зов} \cdot \quad (3.12)$$

де $J_{c.p}$ – променисте тепло;

ρ - коефіцієнт поглинання тепла сонячної радіації, який враховує віддзеркалення частки сонячної радіації (колір та тип поверхні огороження);

$\alpha_{зов}$ – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні огороження, для вертикальної поверхні $\alpha_{зов} = 5,8 + 11,6\sqrt{\omega}$, а для горизонтальної $\alpha_{зов} = 8,7 + 2,6\sqrt{\omega}$.

(ω – швидкість вітру коло стіни, СНП 2.04.05-91*)

Взагалі приплив тепла до поверхні огорожі є не є постійним в часі, а коливається з певною амплітудою, яка обумовлена коливанням умовної температури з амплітудою A_t . По мірі просування теплової хвилі крізь огорожу коливання температури зменшується за рахунок поглинання тепла матеріалом огороження. Величина амплітуди коливань тепла A_q яке надходить у приміщення буде в v разів менше за амплітуду коливань тепла з зовні,

$$A_{q,внутр} = A_{q,зовні} / v \quad (3.13)$$

Величина залежить від тепло фізичних властивостей матеріалів які складають шари огороження:

$$v = 2^{\sum D} \cdot (0.83 + 3 \cdot \sum R / \sum D) \cdot (0.85 + 0.15 \cdot S_2 / S_1) \quad (3.14)$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 11 |

де S_2, S_1 – коефіцієнти засвоєння тепла основних шарів зовнішньої огорожі, шару ізоляційного матеріалу та шару конструкційного матеріалу, за нумерацією з ходом хвилі тепла $S_1=9,76 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$, $S_2=5,63 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$;

$\sum D = R_1 \cdot S_1 + R_2 \cdot S_2$ – сумарна теплова інерція основних шарів огорож

$$\sum D = 0,2 \cdot 9,76 + 1,08 \cdot 5,63 = 6,33 \quad (3.15)$$

$$v = 2^{6,33} \cdot (0,83 + 3 \cdot 1,13 / 6,33) \cdot (0,85 + 0,15 \cdot 5,63 / 9,76) = 102 \text{ раз}$$

У разі $v > 100$ разів, коливання, що надходить до приміщення, буде незначним та може бути прийнято постійним. Середнє значення припливу тепла обумовленого різницею температур між умовною середньою зовнішньою температурою та температурою у приміщенні складе:

$$q_{\text{нар}} = 1/R_0(t_{\text{усл}} - t_{\text{в}}); \quad (3.16)$$

де R_0 – термічний опір конструкції огорожі згідно СНІП II-3-79*,

$$R_0 = 1/\alpha_{\text{зов}} + \sum R + 1/\alpha_{\text{вн}} = 1/27 + 1,13 + 1/8,7 = 1,28 \text{ м}^2 \cdot \text{с/Вт} \quad (3.17)$$

Розрахунок проводять для кожної стіни окремо в залежності від розташування будівлі відносно сторін світу, і далі результати підсумовуються та додають притоки тепла крізь стелю які розраховуються в «Ехе1» (дивитись додаток) аналогічно.

Q_{max} в 13:00 год

$$\sum Q_{\text{огор}} = Q_{\text{пер}} + Q_{\text{ст}}^c + Q_{\text{ст}}^{\text{ю}} + Q_{\text{дах}} = 152 + 370 + 117 + 2540 = 3179 \text{ Вт} = 3,18 \text{ кВт} \quad (3.18)$$

Тепло припливи через дах зведено в таблицю «Ехе1».

Надходження теплоти через вертикальні скління (вікна):

В приміщенні є три вида вікон: 2.4x2, 2.4x2.3, 2.4x2.5.

Кількість тепла, що надходить в приміщення в кожну годину доби крізь вікна, складається з тепла від сонячної радіації, та тепла обумовленого різницею температур коло скління та всередині приміщення:

$$Q_{\text{с.р}} = (q_{\text{с.р.}} + q_{\text{тепл.}}) \cdot F_{\text{ост.}} \text{ Вт}, \quad (3.19)$$

Для вертикального заповнення світлових отворів тепло від сонячної радіації:

$$q_{\text{с.р.}} = (q_{\text{п}}^{\text{в}} \cdot K_{\text{инс.в}} + q_{\text{р}}^{\text{в}} \cdot K_{\text{обл}}) \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot \tau_2 \cdot \text{Вт}, \quad (3.20)$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КВ 06.014.007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 12 |

де q_p^B і q_p^B – поверхнева щільність теплового потоку, Вт/м², яка проходить крізь застелений світловий отвір в липні в дану годину доби, відповідно від прямої і розсіяної сонячної радіації, що приймається для вертикального і горизонтального скління, додаток «сонячна радіація».

Коефіцієнт інсоляції враховує яка частина вікна пропускає пряму сонячну радіацію на дану годину:

$$K_{\text{інс}} = (1 - (L_{\Gamma} \cdot \text{ctg}\beta) / H) \cdot (1 - (L_{\text{В}} \cdot \text{tg}A_{\text{с.о.}}) / B); \quad (3.21)$$

Де β – кут (для горизонтальних пристроїв що затіняють), град. Між вертикальною площиною скління і проекцією сонячного променя на вертикальну площину, перпендикулярну даній площині скління:

$$\beta = \text{arctg}(cjsA_{\text{с.о.}} \cdot \text{ctngh}); \quad (3.22)$$

H, B – висота та ширина світлового отвору, м;

h – висота сонце стояння, градуси;

$L_{\Gamma}, L_{\text{В}}$ – розмір горизонтальних та вертикальних елементів вікна що виступають відносно площині скління, м. $L_{\Gamma} = L_{\text{В}} = 0,15$ м;

$A_{\text{с.о.}}$ – сонячний азимут скління (для вертикально затіняючих пристроїв), тобто кут між горизонтальною проекцією сонячного променя і нормалі до розглянутої площині скління.

$K_{\text{обл}} = K_{\text{обл.Г}} \cdot K_{\text{обл.В}}$, і дорівнює твору коефіцієнтів опромінення $K_{\text{обл.Г}}$ і $K_{\text{обл.В}}$ відповідно для горизонтальної і вертикальної сонце захисної конструкції, залежно від обчисленого, відповідного кута.

H, B – висота та ширина світлового отвору, м;

h – висота сонце стояння, градуси;

K_1 – коефіцієнт тепло пропускання сонце захисних пристроїв (штори, карнизи, жалюзі та інші вироби заводського виготовлення), згідно з (СНІП II-3-79**)

$K_1 = 1$;

K_2 – коефіцієнт пропускання тепла склом, $K_2 = 0,6$;

$R_{\text{ост}}$ – опір теплопередачі, м²·°С/Вт приймається $R_{\text{ост}} = 0,36$ м²·к/Вт

Теплопостачання обумовлене теплопередачею:

$$Q_{\text{тепл}} = 1 / R_0 (t_{\text{а.ум}} - t_{\text{в}}); \quad (3.23)$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 13 |

Умовна температура зовнішнього середовища при вертикальному заповненні світлових отворів:

$$T_{в.ум} = t_{н.ср} + A_{тн} \cdot \theta_1 + (J_{пр} \cdot K_{інс.} + J_p \cdot K_{обл.} / \alpha_{зов}) \cdot \rho \cdot \tau_2 \quad (3.24)$$

Де τ_2 – коефіцієнт, що враховує затінення світлового прорізу рамою вікна, складає $\tau_2 = 0,7..0,9$;

$t_{н.ср}$ – температура зовнішнього повітря

θ_1 – гармонійні коливання, $\theta_1 = -\cos 2\pi \cdot (Z - 3 - \Delta\tau) / 24$, де – Z розрахунковий час, а $\Delta\tau$ приймають рівним 1 для місцевості біля моря, для іншої місцевості 0;

$J_{пр}$, J_p – кількість теплоти відповідно прямої і розсіяної радіації, яка надходить в кожну годину розрахункової доби на вертикальну поверхню

P – приведений коефіцієнт поглинання сонячної радіації заповнений світових перерізів

$\alpha_{зов}$ – коефіцієнт тепло віддачі зовнішньої поверхні огороження, $Вт/м^2 \cdot ^\circ C$, залежне від швидкості повітря - $\alpha_{зов} = 5,8 + 11,6 \sqrt{v}$

Розрахунок зведено в «Ехел» для трьох видів вікон

Сумарне тепло згідно розрахунку в «Ехел» складе:

$$Q_{огор} = 9,15 \text{ кВт}$$

3.3 Розрахунок волого виділення:

1) від людей:

$$W_{люд} = W_{перс} \cdot n_{перс} + W_{клієнт} \cdot n_{клієнт} \quad (3.25)$$

$W_{люд}^{тз} = (17 \cdot 22,2 \cdot 10^{-6}) = 1,3464 \text{ кг/год} = 0,000374 \text{ кг/с}$ $W_{перс}$, $W_{клієнт}$ – КІЛЬКІСТЬ ВОЛОГИ

2) від вентиляції

$$W_{вент} = \frac{L \cdot n \cdot \rho \cdot (d_з - d_{вн}) \cdot 10^{-3}}{3600} = \frac{25 \cdot 1,23 \cdot 17 \cdot (16,8 - 8,5) \cdot 10^{-3}}{3600} =$$

$$4,34 \frac{\text{кг}}{\text{годину}} = 0,001205 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$n_{перс}$, $n_{клієнт}$ – кількість персоналу, клієнтів.

Визначаємо мінімальний расход зовнішнього повітря з розрахунку 25 м³/год на персонал та відвідувачів

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 14 |

3.4 Визначення сумарних тепло і волоприпливів об'єкту завдання

По розрахункам визначили що максимальні тепло припливи складають

$$\Sigma Q = Q_{\text{устатк.}} + Q_{\text{люд}} + Q_{\text{огор}} + Q_{\text{осв}} = 30,7 + 4 + 2,125 + 9,15 + 3,05 = 49,025 \text{кВ}; \quad (3.26)$$

в період з 13:00 по 14:00 годин.

Волога виділяється від людей і від вентиляції

$$\Sigma W = 0,000374 + 0,001205 = 0,00158 \text{кг/с},$$

Промінь процесу в приміщені буде:

$$\varepsilon = \Sigma Q / \Sigma W = 49,025 / 0,00158 = 31028 \text{кДж/кг} \quad (3.27)$$

$$L = 17 * 25 = 425 \text{ м}^3/\text{год}. \quad (3.28)$$

$$Q_{\text{вен}} = L \cdot \rho \cdot c_{\text{повітря}} \cdot (t_{\text{зов}} - t_{\text{вн}}) = 425 * 1,23 * 1,012 * (32 - 24)$$

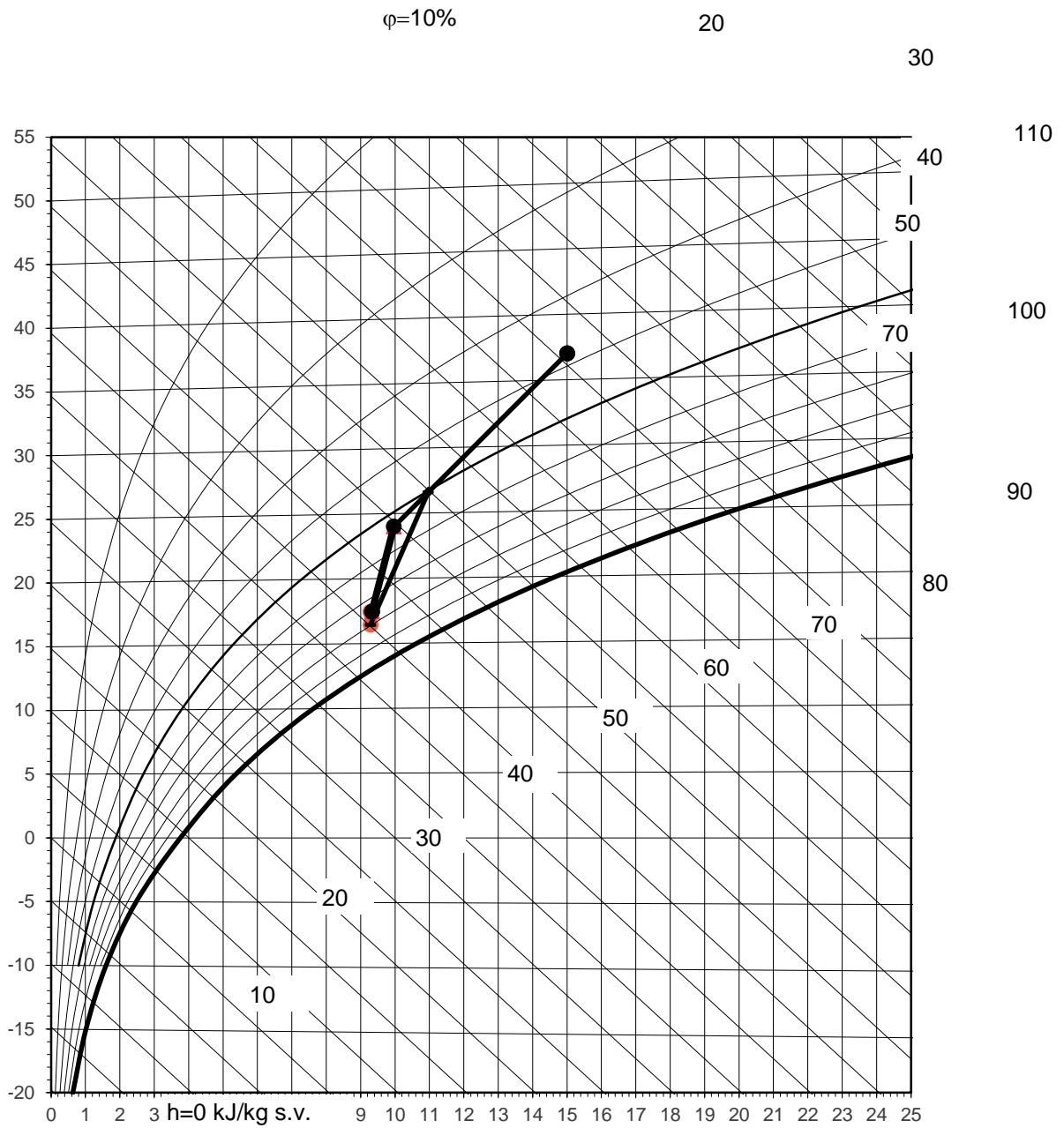
$$= 4232,18 \frac{\text{кДж}}{\text{годину}} = 1,18 \text{кВт}$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 15 |

3.5 Побудова в dh- діаграмі процесів обробки повітря

Психрометрическая I-d диаграмма (Диаграмма Молье)

t [°C]



-10

Мал. 3.1

| | | | | |
|------|------|----------|--------|------|
| | | | | |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |

КВ 06.014.007 ДП ПЗ

Арк.

16

3.6 Визначення витрати повітря припливної установки

За максимальним значенням витрати приточного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера:

Знаходимо сумарну масову витрату повітря для всіх приміщень :

$$G_{\text{повітря}} = \frac{\sum Q}{c_{\text{повітря}} * (t_{\text{вих}} - t_{\text{прит}})} = \frac{49,025}{1,012 * (28 - 24)} = 12,1 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (3.29)$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера:

$$L_{\text{конд}} = \frac{3600 * G_{\text{повітря}}}{\rho} = \frac{3600 * 12,1}{1,2} = 36300 \text{ м}^3/\text{год}$$

для всіх приміщень

За повною продуктивністю проектуємо кондиціонер аналогічний КЦКП 40 ВЕЗА

| Індекс кондиціонера | Производительность по воздуху, м ³ /ч | |
|---------------------|--|--------------|
| | номинальная | максимальная |
| КЦК-40; КЦКЗ-40 | 40000 | 44700 |

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_{\text{КЦК}} = \frac{\rho_{\text{пов}} * L_{\text{КЦК}}^{\text{повне}}}{3600} = \frac{1,23 * 40000}{3600} = 13,7 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (3.30)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів.

3.7 Розрахунок і вибір обладнання припливної установки

Припливно-витяжна система повітророзподілення в більшості випадків досить громіздка. Методика їхнього розрахунку зводиться до визначення перетинів повітровід і втрат напору, як по окремих ділянках, так і в галузях.

Ціль аеродинамічного розрахунку системи повітророзподілення:

1) Вибір діаметрів для круглих повітровідів і розмірів перетину для прямокутних повітровідів ;

2) Визначення втрат тиску в системах, включаючи усмоктувальний і нагнітальний повітровіди.

При розрахунку систем повітророзподілення потрібне виконання наступних умов:

- діаметри повітроводу повинні бути стандартними;
- втрати напору в будь-якій галузі повинні бути нижче розташовуваного;
- швидкість повітря у повітроводах повинна бути в рекомендуючих межах;
- швидкість повітря в магістральних ділянках у напрямку руху повітря повинна зменшуватися;
- діаметр будь-якої збірної ділянки повинен бути більше або дорівнює діаметру підходящих до нього відгалужень.

По кожній розраховуваній системі задаємося наступними вихідними даними:

- максимальна швидкість повітря, що допускає на окремих ділянках;
- конфігурація мережі й форма перетинів повітроводу;
- матеріал повітровода;
- витрата повітря й довжини ділянок;
- характеристик повітроводу (кінцевий, магістральний);
- задані коефіцієнти місцевих опорів на ділянках без обліку коефіцієнта місцевих опорів трійників і хрестовин.

Вичерчуємо в аксонометрії аксонометричну схему магістрального повітроводу й розбиваємо його на ділянки.

Розрахунок мережі повітроводів для системи

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі:

$$L=G \cdot 3600 / \rho , \quad (3.31)$$

де $\rho = 1,2 \text{ кг/ м}^3$ - щільність повітря.

Для системи корисна об'ємна витрата повітря буде рівна:

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 18 |

$$L_{\text{конд}} = \frac{3600 \cdot G_{\text{повітря}}}{\rho} = \frac{3600 \cdot 12,1}{1,2} = 36300 \text{ м}^3/\text{год}$$

Для ділянки №1 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{участок}\#1} = \frac{L_1''}{3} \quad (3.32)$$

$$L_{\text{участок}\#1} = 36300/12 = 2953 \text{ м}^3/\text{с}$$

задаємо швидкістю повітря $v = 5 \text{ м/с}$

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (3.33)$$

$$d = (2953 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,45 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром: $d = 0,55 \text{ м}$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (3600 \cdot 0,785 \cdot d^2) \quad (3.34)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 2953 / (0,785 \cdot 3600 \cdot 0,45^2) = 3,46 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{v_{\text{в. факт.}} \cdot d_{\text{екв.}}}{\nu} \quad (3.35)$$

$$Re = (3,46 \cdot 0,55) / 0,0000156 = 1144745, \text{ де } d_{\text{екв.}} = d$$

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

$$\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right). \quad (3.36)$$

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25}. \quad (3.37)$$

$$\lambda = 0,3164 / 1144745^{0,25} = 0,01$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{в. факт.}}^2}{2}. \quad (3.38)$$

$$\Delta p_{\text{дин.}} = (1,2 \cdot 3,46^2) / 2 = 14,32$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{екв.}}} \cdot \Delta p_{\text{дин.}}. \quad (3.39)$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 19 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

$$R=(0,01/0,55) \cdot 14,32= 2,60$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l. \quad (3.40)$$

$$\Delta p_l = 0,54 \cdot 2,3 = 1,25$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_\xi = \xi \cdot \Delta p_{дин.} + \Delta p_{решетки} \quad (3.41)$$

$$\Delta p_\xi = 0,24 + 0,25 \cdot 14,32 + 19 = 22,80$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- коліно $\xi = 0,24$;

- конфузор $\xi = 0,25$.

Т.ч. втрати на ділянці підсумовуються, і визначається сумарне падіння тиску:

$$\Delta P_{уч.} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_\xi. \quad (3.42)$$

$$\Delta P_{уч.} = 1,25 + 22,8 = 24,05$$

Для ділянки №2 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{участок\#2} = L_{II} - L_{участок\#1} \quad (3.43)$$

$$L_{участок\#2} = 8861 - 2953 = 5908 \text{ м}^3/\text{с}$$

Задаємо швидкістю повітря $v = 5 \text{ м/с}$

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (3.44)$$

$$d = (5908 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,64 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром: $d = 0,70 \text{ м}$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{в. факт.} = L / (3600 \cdot 0,785 \cdot d^2) \quad (3.45)$$

$$V_{в. факт.} = 5908 / (0,785 \cdot 3600 \cdot 0,64^2) = 4,27 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{v_{факт.} \cdot d_{экв.}}{\nu} \quad (3.46)$$

$$Re = (4,27 \cdot 0,7) / 0,0000156 = 191602, \text{ де } d_{екв} = d,$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 20 |

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

$$\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right).$$

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / \text{Re}^{0,25}. \quad (3.47)$$

$$\lambda = 0,3164 / 191602^{0,25} = 0,015$$

Динамічний натиск розраховуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{в.факт}}^2}{2}. \quad (3.48)$$

$$\Delta p_{\text{дин.}} = (1,2 \cdot 4,27^2) / 2 = 10,93$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{екв.}}} \cdot \Delta p_{\text{дин.}}. \quad (3.49)$$

$$R = (0,015 / 0,70) \cdot 10,93 = 0,23$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l. \quad (3.50)$$

$$\Delta p_l = 0,23 \cdot 2,3 = 0,52$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{решетки}} \quad (3.51)$$

$$\Delta p_{\xi} = 0,24 + 0,25 \cdot 10,63 + 19 = 21,8$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- трійник $\xi = 0,24$;

- конфузор $\xi = 0,25$.

Т.ч. втрати на ділянці підсумовуються, і визначається сумарне падіння тиску:

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi}. \quad (3.52)$$

$$\Delta P_{\text{уч.}} = 0,52 + 21,8 = 22,32$$

Для ділянки №3 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{УЧАСТОК№3}} = L_1'' \quad (3.53)$$

$$L_{\text{УЧАСТОК№3}} = 8861 \text{ м}^3 / \text{с}$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 21 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

Задаємось швидкістю повітря $v = 5 \text{ м/с}$

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (3.54)$$

$$d = (8861 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,79 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром: $d = 0,85 \text{ м}$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (3600 \cdot 0,785 \cdot d^2) \quad (3.55)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 8861 / (0,785 \cdot 3600 \cdot 0,85^2) = 4,33 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{v_{\text{в. факт.}} \cdot d_{\text{екв.}}}{\nu} \quad (3.56)$$

$$Re = (4,33 \cdot 0,85) / 0,0000156 = 245336$$

де $d_{\text{екв}} = d$

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

$$\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right).$$

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} \quad (3.57)$$

$$\lambda = 0,3164 / 245336^{0,25} = 0,0142$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{в. факт.}}^2}{2} \quad (3.58)$$

$$\Delta p_{\text{дин.}} = (1,2 \cdot 4,33^2) / 2 = 11,24$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{екв.}}} \cdot \Delta p_{\text{дин.}} \quad (3.59)$$

$$R = (0,0142 / 0,85) \cdot 11,24 = 0,187$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l \quad (3.60)$$

$$\Delta p_l = 0,187 \cdot 2,3 = 0,43$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 22 |

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{решетки}} \quad (3.61)$$

$$\Delta p_{\xi} = 0.24 + 0.25 \cdot 11.24 + 19 = 22.05$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- трійник $\xi = 0,24$;

- конфузор $\xi = 0,25$.

Т.ч. втрати на ділянці підсумовуються, і визначається сумарне падіння тиску:

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} = 0.43 + 22.05 = 22.48 \quad (3.62)$$

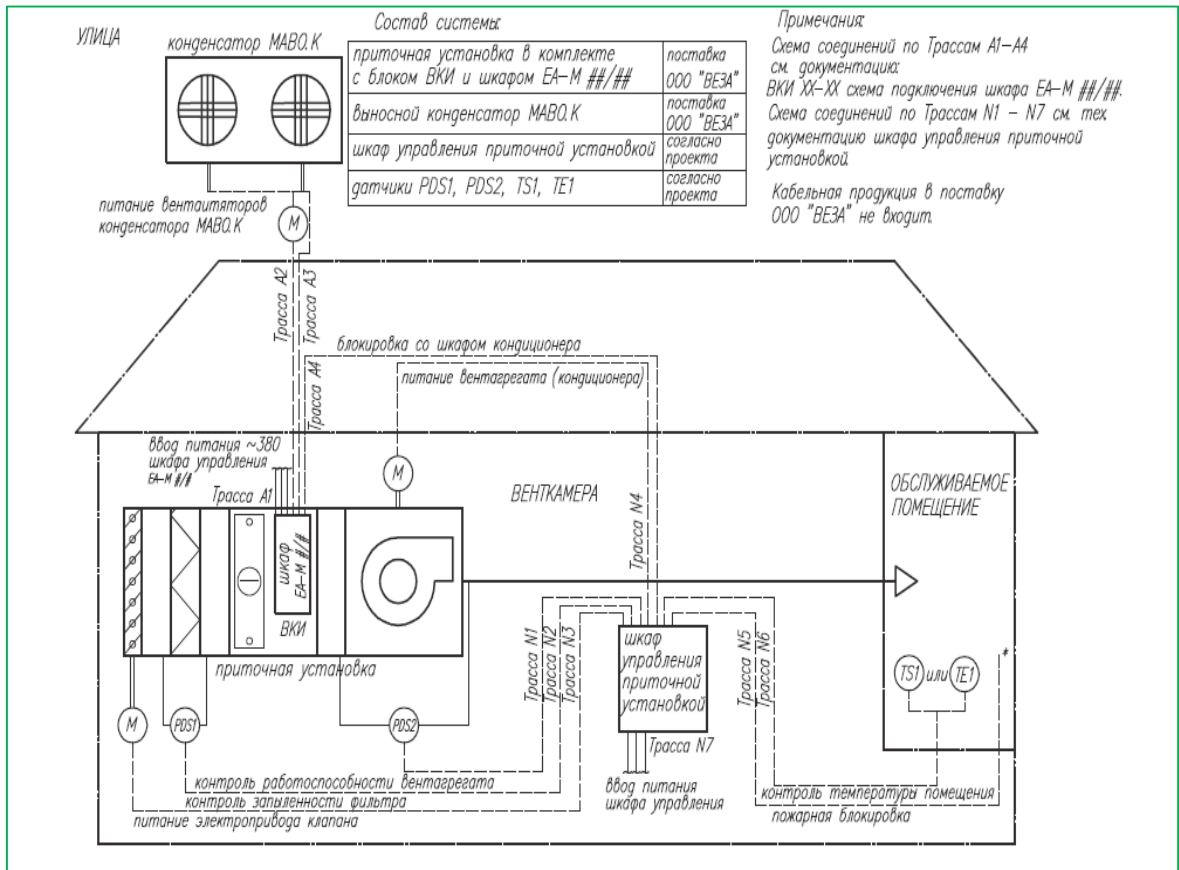
$$\Delta P = \sum \Delta P_{\text{уч.}} \quad (3.63)$$

$$\Delta P = 24.05 + 22.32 + 22.48 = 68.8$$

Використовуючи вказівки за розрахунком і практичним вживанням розподільників повітря компанії «Systemair Україна».

З врахуванням початкових даних визначимо типорозмір і вид розподільника повітря для системи. Приймаємо розподільник повітря марки TSD-630 Diffuser – Дифузор TSD забезпечує комфортну вентиляцію великих високих залів. Завдяки можливості регулювання повітряного струменя дифузор можна використовувати для роздачі охолодженої і нагрітого повітря. Висота установки становить від 4 до 15 метрів. Форма повітряного струменя регулюється як вручну, так і за допомогою електроприводу. TSD складається з впускного конуса, внутрішнього і зовнішнього корпусів з регульованими лопатями. В режимі охолодження лопаті знаходяться у відкритому положенні (горизонтальна роздача повітря), в режимі обігріву в закритому (вертикальна роздача повітря). TSD приєднується до круглого воздуховоду безпосередньо або через приєднувальну камеру. При рівні звукової потужності: $L_A \leq 35 \text{дБ}$, далькобійність струменя приточування $L_{\text{струменя}} = 4-10 \text{м}$ в залежності від необхідної швидкості в приміщенні $v = \text{від } 0,5-0,2$ відповідно. Падіння повного тиску через який складає: $\Delta p = 17 \text{ Па}$.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 23 |



Мал. 3.2 Зашальна схема вентиляційної установки

Принцип роботи кліматичного агрегату

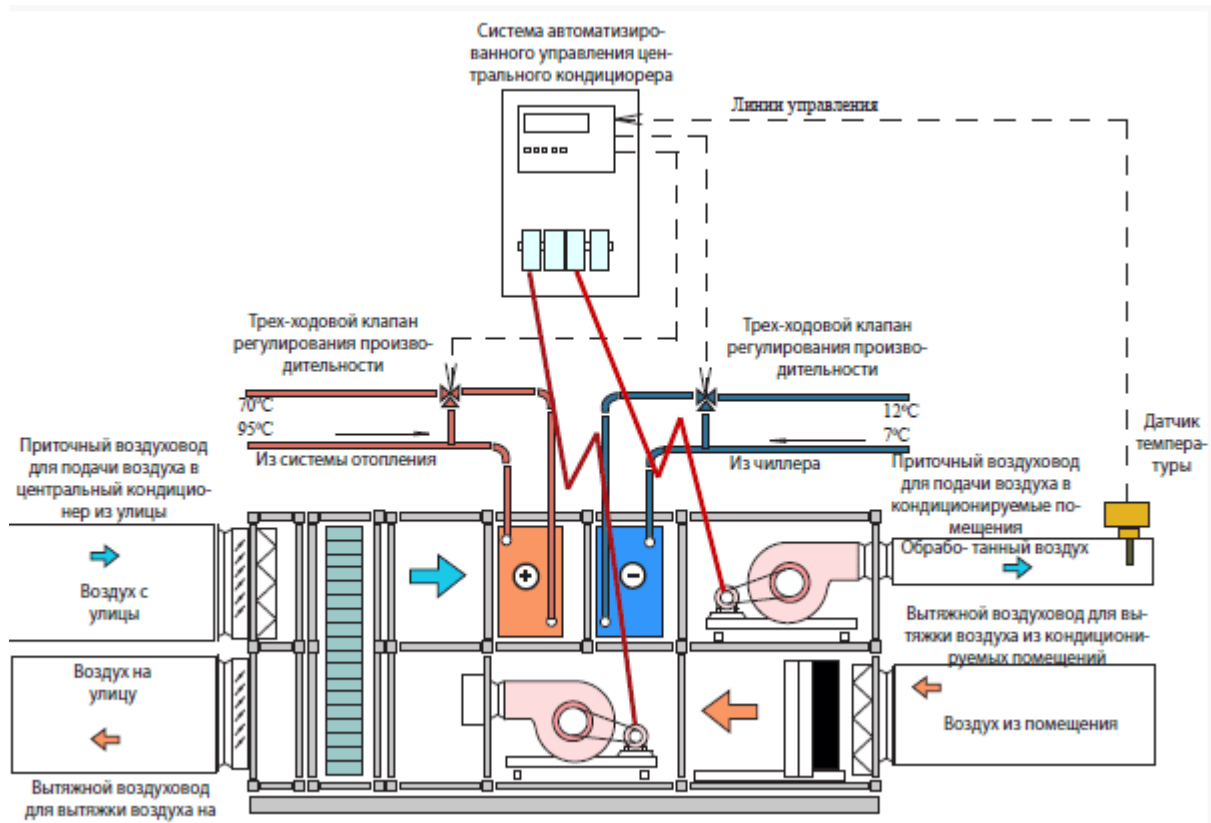
Центральні системи кондиціонування повітря складаються з декількох частин: Центральний кондиціонер – багатосекційний блок, що здійснює забір і підготовку повітря. Чилер – холодильна установка, що знижує температуру холодоагенту (води, гліколевої суміші). Фанкойл – теплообмінник, установлений у приміщеннях для нагрівання або охолодження. Система повітроводів – використовується для переміщення повітряних мас. Принцип роботи центрального кондиціонера: Функціонуючі вентилятори затягують вуличне повітря в систему. Виконується очищення фільтруючими обладнаннями, що видаляє до 90% забруднення й домішок. Підготовлена повітряна маса воложитьься або осушується до заданих параметрів. По розгалуженій системі повітроводів повітря, що обробляється направляється в приміщення, що обслуговуються. Центральний кондиціонер з рециркуляцією змішує в різних пропорціях приточне і витяжне повітря. Комбінація скорочує витрату електроенергії на обробку вуличного повітря.

| | | | | |
|------|------|----------|--------|------|
| | | | | |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |

КВ 06.014.007 ДП ПЗ

Арк.

24



Мал. 3.3 Конструкція системи центрального кондиціонера

3.8 Розрахунок основного холодильного обладнання

Розрахункова холодопродуктивність для підбору компресора:

$$Q_o = \frac{\Sigma Q_{км} * k}{b}, кВт \quad (3.64)$$

$$Q_o = \frac{49,025 \cdot 1,12}{0,75} = 73,21 кВт$$

Вибір температурних режимів роботи холодильної машини

Температура кипіння розраховуємо по формулі:

$$t_o = t_{\text{внх}} - (4 - 5)^\circ\text{C} \quad (3.65)$$

$$t_o = 9 - 4 = 5^\circ\text{C}$$

Температура конденсації розраховується за формулою

$$t_k = t_3 + (8 - 12)^\circ\text{C} \text{ або} \quad (3.66)$$

$$t_k = 32 + 10 = 42^\circ\text{C}$$

Температура всмоктування холодильного агенту:

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 25 |

$$t_{bc} = t_o + (15 \div 20) \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (3.67)$$

$$t_{bc1} = 5 + 20 = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Значення температури рідкого фреону після РТО находимо із рівняння теплового балансу регенеративного теплообмінника

Для $t_{o1} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$i_3 = i_{3'} - (i_1 - i_{1'}) = 260 - (419 - 405) = 246 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

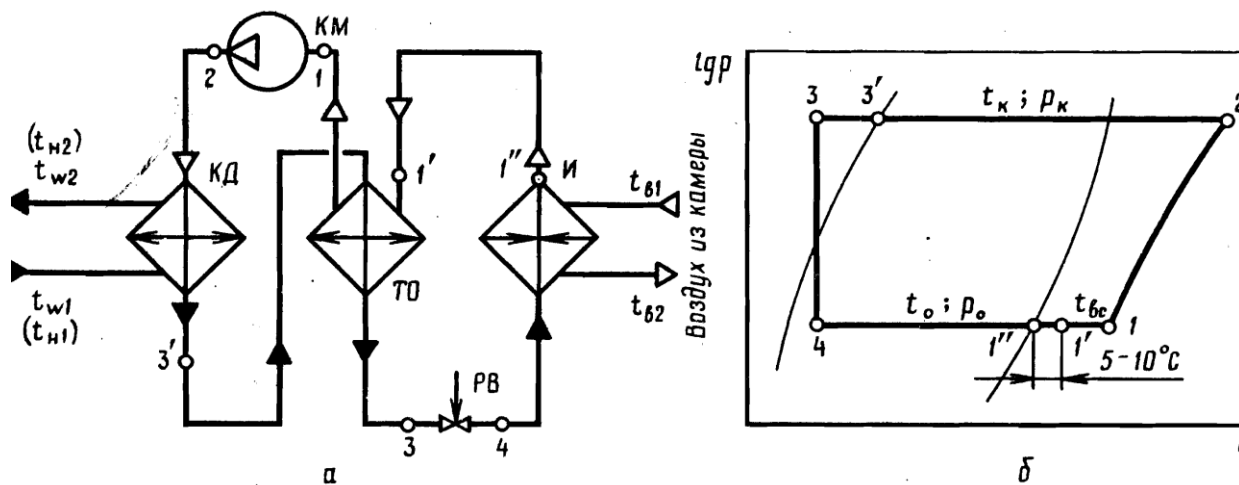
$$t = 33 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Побудова циклов холодильної машини и зняття параметров

ВУЗЛОВИХ ТОЧОК

Зображення:

- 1) схема холодильної машини;
- 2) цикл холодильної машини в i -lg P діаграмі



Мал. 3.4 Одноступінчатий цикл на температуру кипіння 5°C

Таблиця 3.1 Параметри вузлових крапок циклу хладонової холодильної машини

| № крапки | Температура $^\circ\text{C}$ | Тиск МПа | ентальпія кДж/кг | Питомий об'єм $\text{м}^3/\text{кг}$ |
|----------|---------------------------------|-------------|---------------------|---|
| 1'' | 5 | 0,3496 | 400 | |

| | | | | |
|------|------|----------|--------|------|
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |
|------|------|----------|--------|------|

| | | | | |
|----|----|--------|-----|---------|
| 1' | 10 | 0,3496 | 405 | |
| 1 | 25 | 0,3496 | 419 | 0,06412 |
| 2 | 64 | 1,0072 | 444 | |
| 3/ | 42 | 1,0072 | 260 | |
| 3 | 33 | 1,0072 | 246 | |
| 4 | 5 | 0,3496 | 246 | |

Тепловий розрахунок і підбір компресора

Розрахунок одноступінчастого компресора.

Визначаємо холодопродуктивність (у кДж) 1 кг холодоагенту

$$q_o = i_{1''} - i_4 \quad (3.68)$$

Розраховуємо масову витрату пари - масову подачу компресора (у кг/с)

$$M_{mp} = \frac{Q_o}{q_o}, \text{кг/с} \quad (3.69)$$

Визначаємо об'ємну подачу компресора (у м³/с)

$$Vq = M_{mp} v_1 \quad (3.70)$$

де: v_1 - питомий обсяг усмоктуваної пари, м³/кг

Визначаємо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора
(у м³/с)

$$V_{mp} = \frac{Vq}{\lambda} \quad (3.71)$$

де: λ - коефіцієнт подачі компресора, обумовлений
залежно від відношення тисків P_k / P_o

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 27 |

$$\lambda = \lambda_i * \lambda_{\omega} \quad (3.72)$$

$$\lambda_i = \frac{p_o - \Delta p_{вс}}{p_o} - c * \left(\frac{p_k + \Delta p_n}{p_o} - \frac{p_o - \Delta p_{вс}}{p_o} \right) \quad (3.73)$$

$$\lambda_{\omega} = \frac{T_o}{T_k} \quad (3.74)$$

Підбираємо компресор марки Bitzer

Дійсна масова витрата х/а компресорі

$$\Sigma M_{км} = \frac{\lambda * \Sigma V_{км}}{v_1} \quad (3.75)$$

Сумарна холодопроизводительность

$$\Sigma Q_o = \Sigma M * q_o \quad (3.76)$$

Визначаємо дійсну (адіабатну) потужність компресора (у кВт)

$$N_T = \Sigma M_{мк} * (h_2 - h_1) \quad (3.77)$$

Визначаємо індикаторну потужність, витрачену на стиск пар, (у кВт)

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i} \quad (3.78)$$

де: η_i - індикаторний КПД,

Визначаємо ефективну потужність на валу компресора (до Вт)

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{мех}} \quad (3.79)$$

де: η - механічний КПД компресора

Визначаємо електричну потужність, споживану електродвигуном компресора

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 28 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

$$N_{эл} = \frac{N_e}{\eta_{эл}} \quad (3.80)$$

де: - КПД електродвигуна компресора

Визначаємо тепловий потік (у кВт) у конденсатор :

$$Q_{кд} = Q_o + N_i \quad (3.81)$$

Всі розрахунки зводимо в таблицю

Таблиця 3.2

| режим t = | q _o кДж/кг | Q _o кВт | M _T кг/с | V _д м/с | V _T м/с | λ | Марка КМ | кол шт. | ΣV _{км} м/с | ΣM _{км} | ΣQ _{км} | N _T кВт | N _i кВт | N _e кВт | N _{эл} кВт | Q _{кд} кВт |
|--------------|--------------------------|-----------------------|------------------------|-----------------------|-----------------------|------|-------------|------------|-------------------------|------------------|------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|------------------------|------------------------|
| 5 | 173 | 73,2 | 0,423 | 0,027 | 0,035 | 0,78 | 44J-26 | 1 | 0,035 | 0,430 | 74,3 | 10,95 | 14,60 | 17,81 | 20,95 | 88,9 |

Підбираю компресор марки 44J -26Y

Таблиця 3.3 Технічна характеристика хладонового компресора

| Показники | 44J -26Y |
|-------------------------------------|----------|
| Холодопродуктивність кВт | 99,4 |
| Обємна витрата, м ³ /сек | 0,0352 |
| Зарядка маслом, дм ³ | 8 |
| Потужність, кВт | 19,43 |
| Тип масла | BSE |
| Габаритні розміри, мм | |
| Довжина | 1342 |
| Ширина | 470 |
| Висота | 329 |
| Вага, кг | 404 |

Тепловий розрахунок и підбор конденсатора

Площа теплообмінної поверхні конденсатора F , m^2 знаходимо за формулою:

$$F = \frac{Q_k}{k \cdot \Delta t}; \quad (3.82)$$

де Q_k - сумарний тепловий потік у КД від усіх груп компресорів, кВт

k – коефіцієнт теплопередачі конденсатора, $Вт/м^2К$;

приймаємо $k= 25$ $Вт/м^2К$ — для повітряних конденсаторів,

Δt різниця температур, $^{\circ}C$

$$F = \frac{88,9 \cdot 10^3}{25 \cdot (42 - 32)} = 356,6 m^2;$$

Приймаємо до установок один конденсатор **фірми ALFA LAVAL**
марки ACS633B-T

Таблиця 3.4 Технічна характеристика конденсатора

| Марка | Габаритні розміри | | | Розрахунок ве теплове навантажен | Площа теплообмін ної | Внутрішній об'єм, | Потужність вентилятор а, кВт | Вага, кг |
|-----------|-------------------|---------------|---------------|--|----------------------------|----------------------|------------------------------------|----------|
| | Довжина ,мм | Висота, мм | Ширина, мм | | | | | |
| ACS503B-T | 4430 | 1175 | 700 | 95,46 | 400,9 | 37 | 5,7 | 367 |

Тепловий розрахунок и підбор випарника

Розраховуємо площу теплообмінної поверхні:

$$F = \frac{Q_o}{k \cdot \Theta_m}; \quad (3.83)$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 30 |

де Q_0 - теплове завантаження на випарник, кВт

$$Q_0 = 73,2 \text{ кВт}$$

k – коефіцієнт теплопередачі випарника, $\text{Вт/м}^2 \text{ К}$;

Θ_m – середньоарифметичний температурний напір, $^{\circ}\text{C}$

Середньоарифметичний температурний напір, ($^{\circ}\text{C}$) знаходимо по формулі :

$$\Theta_m = \frac{t_{s1} + t_{s2}}{2} - t_o; \quad (3.84)$$

де t_{s1}, t_{s2} - температури води на вході та на виході з випарника, $^{\circ}\text{C}$;

t_o - температура кипіння, $^{\circ}\text{C}$.

| | | | |
|----------|----------|-------|------------|
| t_{s1} | t_{s2} | t_o | Θ_m |
| 8 | 10 | 5 | 4 |

Приймаємо як холодоносій воду Площу теплообмінної поверхні випарника знаходимо

| | | | |
|-------|-----|----------|-------|
| Q_0 | k | θ | F |
| 73,2 | 0,6 | 4 | 30,50 |

Підбираємо два випарника Dryplus-3 DXT80

Таблиця 3.5

| Холодопродуктивність, кВт | Номінальна витрата об'ємна розчину, $\text{м}^3/\text{годину}$ | Максимальна об'ємна витрата розчину, $\text{м}^3/\text{годину}$ | Різниця тиску, бар | розміри | | |
|---------------------------|--|---|--------------------|-------------|-------------|------------|
| | | | | Діаметр, мм | Довжина, мм | Висота, мм |
| 80 | 13,8 | 18 | 0,42 | 194 | 1631 | 389 |

Розрахунок і вибір допоміжного устаткування

Лінійний ресивер

$$V_{\text{лр}} = \frac{0.6 * V_{\text{исп}}}{0.5} * 1.2 = 1.44 * V_{\text{исп}} \quad (3.85)$$

де: $V_{\text{вип}}$ - місткість випарної системи, м³

1,44 - коефіцієнт, що враховує норму заповнення лінійного ресивера при нижній подачі х/а для режиму $t_0 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$

| | |
|-------------------------|-----------------|
| $\Sigma V_{\text{в/о}}$ | $V_{\text{лр}}$ |
| 22 | 31,68 |

Підбираємо один лінійний ресивер місткістю по 35 дм³,

Теплообмінники

Теплообмінники підбираються по площі теплообмінної поверхні змішувача

$$F_{\text{м.о.}} = \frac{Q_{\text{м.о.}}}{k \cdot \theta} \quad (3.86)$$

Теплове навантаження на теплообмінник, кВт

$$Q_{\text{РГО.}} = m \cdot (h_3 - h_{3'}) = m \cdot (h_1' - h_1) \quad (3.87)$$

$$Q_{\text{РГО.}_{t_0=-10}} = 0.43 * (260 - 246) = 0.43 * (419 - 405) = 6.02 \text{ кВт}$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 32 |

$$F_{\text{пто.}} = \frac{6,02 \times 10^3}{290 \cdot 20} = 1,04 \text{ м}^2$$

Підбираємо два регенеративних теплообмінника фірми Dousette industries марки SLHE 10 продуктивністю 7,36 кВт

Таблиця 3.6 Технічна характеристика теплообмінників

| модель | Номінальна продуктивність, кВт | Діаметр патрубків (дюйм) | | Діаметр внутрішніх трубок | Кількість трубок | Об'єм рідини, (л) | Максимальний тиск, бар |
|---------|--------------------------------|--------------------------|-------|---------------------------|------------------|-------------------|------------------------|
| SLHE 10 | 7,36 | 7/8 | 2 1/8 | 5/8 | 8 | 0,49 | 27,8 |

5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5.1 Вхідні дані

Таблиця 5.1 - Вхідні дані

| № | Показники | Найменування, кількість |
|----|---|--|
| 1 | Найменування об'єкту | Розробка системи вентиляції і кондиціонування повітря пекарні при торговому центрі площею 100 м ² , м. Луцьк. |
| 2 | Система охолодження | безпосередня |
| 3 | Холодоагент | R-134a |
| 4 | Марка масла | BSE-32 |
| 5 | Наявність градирні | — |
| 6 | Кількість робочих годин на 1 робітника за рік | 440 |
| 7 | Ступінь автоматизації | повна |
| 8 | Кількість змін праці | — |
| 9 | Витрати масла на 1 компресор, кг | 8,0 |
| 10 | Витрати фреон на поповнення системи на 1 кВт холодопродуктивності, кг | 0,8 |
| 11 | Ціна 1 кВт. електроенергії, грн.(виробнича) | 4,30 |
| 12 | Ціна 1 кг холодоагенту, грн. | 316,0 |
| 13 | Ціна 1 кг масла, грн. | 1355,0 |

Таблиця 5.2 – Технічна характеристика обладнання

| № | Перелік обладнання | Марка | Кількість, шт. | Холодопродуктивність, кВт | t ₀ °С | Номинальна потужність електродвигуна, кВт | Ціна, грн. |
|---|------------------------------|--------------------|----------------|---------------------------|-------------------|---|------------|
| 1 | Центральний кондиціонер | КЦК-40 | 1 | | | | 111300 |
| 2 | Компресор | 44J-26,2 | 1 | 99,4 | 4 | 19,43 | 354594 |
| 3 | Конденсатор (8 вентиляторів) | ACI633 В-Т | 1 | | | 4×5,7 | 309151 |
| 4 | Випарник | Dryplus-3 DXTT 80 | 2 | | | | 2800 |
| 5 | Регенеративний теплообмінник | SLHE 10 | 1 | | | | 6200 |
| 6 | Лінійний ресивер | 35 дм ³ | 1 | | | | 2825 |
| 7 | Насос консольний | K45/30 | 1 | | | 4,5 | 7960 |

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 35 |

5.2 Розрахунок капітальних вкладень

Сумарна вартість обладнання по кожному найменуванню розраховується за формулою:

$$C_M = C_H \cdot K_H,$$

(5.1)

де C_H – ціна одиниці обладнання, грн.

K_H – кількість даного найменування обладнання, шт.

$$C_M = 111300 \cdot 1 + 354594 \cdot 1 + 309151 \cdot 1 + 2800 \cdot 2 + 6200 \cdot 1 + 2825 \cdot 1 + 7960 \cdot 1 = 797630 \text{ грн.}$$

Розрахунки заносимо в таблицю.

Таблиця 5.3 - Загальна вартість обладнання

| № | Найменування обладнання | Тип, марка | Кількість, шт. | Ціна за 1 обладнання, грн. | Сумарна вартість, грн. |
|----|-----------------------------------|----------------------|----------------|----------------------------|------------------------|
| 1 | Центральний кондиціонер | КЦК-40 | 1 | 111300 | 111300 |
| 2 | Компресор | 44J-26,2 | 1 | 354594 | 354594 |
| 3 | Конденсатор (8 вентиляторів) | ACI633 B-T | 1 | 309151 | 309151 |
| 4 | Випарник | Dryplus-3 DXTT 80 | 2 | 2800 | 5600 |
| 5 | Регенеративний теплообмінник | SLHE 10 | 1 | 6200 | 6200 |
| 6 | Лінійний ресивер | 35 дм ³ | 1 | 2825 | 2825 |
| 7 | Насос консольний | K45/30 | 1 | 7960 | 7960 |
| 8 | Разом сумарна вартість обладнання | | | | 797630 |
| 9 | Вартість іншого обладнання | | | | 79763 |
| 10 | Витрати на монтаж і транспорт | | | | 119644,5 |
| 11 | Загальна вартість | | | | 997037,5 |

Загальна вартість капіталовкладень K_B в грн. на будівлю та обладнання компресорного цеху розраховується за формулою:

$$K_B = C_{\text{бд}} + C_{\text{заг}}^{\text{об}},$$

(5.2)

де $C_{\text{заг}}^{\text{об}}$ – загальна вартість обладнання, грн.

$$K_B = 0 + 997037,5 = 997037,5 \text{ грн.}$$

5.3 Розрахунок цехових витрат

5.3.1 Розрахунок кількості виготовленого холоду (виробнича потужність)

Виготовлення холоду в стандартних умовах $Q_{\text{ст}}$ в тис кДж, розраховується за формулою:

$$Q_{\text{ст}} = \sum (Q_0 \cdot K_z \cdot 19440), \quad (5.3)$$

де Q_0 – сумарна розрахункова часова холодопродуктивність, кВт;

K_z – середньозважений коефіцієнт переводу праці компресора з робочих умов у стандартні при різних температурах кипіння холодоагенту.

$$Q_{\text{ст}} = 99,4 \cdot 0,5 \cdot 19440 = 966168 \text{ тис. кДж}$$

5.3.2 Розрахунок витрат на допоміжні матеріали

Витрати на допоміжні матеріали містять в собі витрати на поповнення системи фреоном та змащуючим мастилом.

Розрахунки проводяться у таблиці 5.4

Таблиця 5.4 – Розрахунок витрат на допоміжні матеріали

| Статі витрат | Умовні значення та розрахунок | Сума, грн. |
|---|---|------------|
| 1. Сумарна холодопродуктивність, кВт | $\sum Q_0$ | 99,4 |
| 2. Середня питома норма расходу фреону, кг/1кВт | q_a | 0,8 |
| 3. Середній коефіцієнт витрат фреону при ремонтах | K_p | 1,05 |
| 4. Ціна 1 кг фреону, грн. | $Z_{x.a.}$ | 316,0 |
| 5. Коефіцієнт, який враховує транспортні витрати | $K_{x.a.}$ | 1,15 |
| 6. Витрати на поповнення системи фреоном, грн. | $C_{x.a.} = \sum Q_0 \cdot q_a \cdot K_p \cdot Z_{x.a.} \cdot K_{x.a.}$ | 30342,45 |

| | | |
|---|------------------|--------|
| 7.Кількість зарядженого мастила у середньому на 1 компресор, кг | m | 8 |
| 8.Кількість компресорів, шт | n | 1 |
| 9.Коефіцієнт втрат мастила при ремонтах | K _в | 1,2 |
| 10.Кількість разів змін масла за рік | R | – |
| 11.Середня ціна 1 кг мастила, грн; | Z _м . | 1355,0 |

Продовження таблиці 5.4

| | | |
|---|------------------------------------|----------|
| 12.Коефіцієнт, який враховує транспортні витрати, грн | K _м . | 1,14 |
| 13. Витрати на поповнення мастила, грн. | $C_{м=м* n*K_{в}*R *Z_{м}.*K_{м}}$ | 14829,12 |
| 14.Разом: | $C_p = C_{x.a}+ C_m$ | 45171,57 |
| 15.Інші витрати (5%) | $C_i = C_p * 5 / 100$ | 2258,57 |
| 16.Усього: | $C_{д.м} = C_p + C_i$ | 47430,15 |

5.3.3 Розрахунок витрат на силову електроенергію

Річне споживання електроенергії (у грн) розраховується у таблиці 5.5.

Таблиця 5.5 – Розрахунок споживання силової електроенергії

| № | Споживачі електроенергії | Тип, марка обладнання | Ном.п отуж ність, кВт | Коеф. викори стання обладнання | Кільк ість устат куван ня | Фонд робочо го часу, годин | Загальна потреба електроен ергії, кВт.год | Витрати на силову електроен ергію в грн |
|---|------------------------------|-----------------------|-----------------------|--------------------------------|---------------------------|----------------------------|---|---|
| | Вихідні дані | | Wh. | Кв.об. | Куст. | Чрік | $W_{заг} = Wh.* K_{в.об}*K_{у}.* Чрік$ | $C_w = W_{заг} * Ц_e$ |
| 1 | Компресор | 44J-26,2 | 19,43 | 0,85 | 1 | 5400 | 43283,7 | 186120 |
| 2 | Конденсатор (8 вентиляторів) | АСІ633 В-Т | 22,8 | 0,7 | 1 | 3000 | 47880 | 205 884 |
| 3 | Насос консольний | K45/30 | 4,5 | 0,7 | 1 | 3000 | 9450 | 40 635 |
| | Всього | – | 46,73 | – | 3 | – | – | 432 639 |

Витрати на силову електроенергію в грн, розраховується по формуле:

$$C_w = W_{заг} \cdot Ц_e$$

| | | | | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Арк. |
| | | | | | | | | | 38 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | | | | |

(5.4)

де Це – ціна 1кВт електроенергії, грн.

5.3.4 Розрахунок чисельності виробничого персоналу компресорного цеху

З урахуванням повної автоматизації обладнання приймаємо 1 працівника 6 розряду для обслуговування холодильної установки з річним фондом робочого часу - 440 годин.

5.3.5 Розрахунок річного фонду заробітної платні виробничого персоналу компресорного цеху

Погодинна тарифна ставка кожного розряду розраховується від тарифної ставки першого розряду.

Тарифна ставка першого розряду розраховується за формулою:

$$T_{c1} = \frac{ЗП}{Г},$$

(5.5)

де: ЗП – мінімальна заробітна плата, встановлена державою, грн.;

Г – кількість годин роботи у місяць.

$$T_{c1} = \frac{6700}{164} = 40,85 \text{ грн.}$$

Мінімальна зарплата у погодинному вимірі з 01.01.2023 дорівнює 6700 грн.

6700 грн – мінімальна місячна заробітна плата, грн.

164 годин – середньомісячна кількість робочих годин (1987/12 =164)

Норма тривалості робочого часу в годинах при 40-годинному робочому тижні – 1987 год.

Тарифна ставка другого та послідуєчих розрядів розраховується за формулою:

$$T_{c6} = T_{c1} \cdot ТК_6,$$

(5.6)

де ТК – тарифний коефіцієнт відповідно для кожного тарифу.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 39 |

Розрахунок тарифної ставки 6 розряду:

$$T_c(6p) = 40,85 \cdot 1,8 = 73,53 \text{ грн.}$$

Тарифний фонд заробітної плати виробничого персоналу розраховується за формулою:

$$T_\phi = T_c \cdot E_\phi \cdot K,$$

(5.7)

де T_c – середня годинна тарифна ставка, грн.;

E_ϕ – ефективний фонд робочого часу, годин;

K – кількість працівників компресорного цеху.

Основний фонд заробітної плати розраховуються за формулою:

$$O_\phi = T_\phi + \sum D \quad (5.8)$$

де T_ϕ – тарифний фонд зарплати, грн.;

D – сума доплат за умови праці та нічний час, грн. (25% від тарифного фонду заробітної плати):

$$\sum D = T_\phi \cdot \frac{25}{100}$$

(5.9)

Додатковий фонд заробітної плати розраховується за формулою:

$$D = \frac{T_\phi \cdot d}{100}$$

(5.10)

де d – відсоток додаткового фонду (10%);

Річний фонд розраховується за формулою:

$$P_\phi = O_\phi + D_\phi$$

(5.11)

Відчислення від річного фонду заробітної плати виконується за формулою:

$$B_c = \frac{P_\phi \cdot p}{100} \quad (5.12)$$

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| | | | | | | 40 |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | |

де p – відсоток відрахувань від річного фонду ($\text{ЄСВ}=22\%$).

Розрахунки заносяться у таблицю 5.6.

Таблиця 5.6 – Розрахунок фонду оплати праці

| Назва показника | Формула | Розрахунок |
|--|---|------------|
| T_c – середня годинна тарифна ставка, грн | T_c | 73,53 |
| ЕФ – ефективний фонд робочого часу, годин. | Еф | 440 |
| К – кількість працівників компресорного цеху | К | 1 |
| T_ϕ - тарифний фонд заробітної плати виробничого персоналу | $T_\phi = T_c \cdot E_\phi \cdot K$, грн | 32353,2 |
| Д - сума доплат за умови праці та нічний час, грн. (25% від тарифного фонду заробітної плати). | $\sum D = T_\phi \cdot 25/100$, грн | 8088,3 |
| O_ϕ - основний фонд заробітної плати | $O_\phi = T_\phi + \sum D$ | 40441,5 |
| D_ϕ - додатковий фонд заробітної плати | $D_\phi = (T_\phi \cdot d)/100$, грн | 3235,3 |
| P_ϕ - річний фонд | $P_\phi = O_\phi + D_\phi$, грн. | 43677 |
| V_c - відрахування від річного фонду заробітної плати | $V_c = (P_\phi \cdot p)/100$, грн | 9609 |

5.4 Розрахунок собівартості одиниці холоду

Для розрахунку собівартості одиниці холоду необхідно розрахувати калькулювання цехової собівартості 1000 кДж холоду.

Собівартість одиниці холоду $C_{\text{ст.заг.1000кДж}}$ в грн, розраховується за формулою:

$$C_{\text{ст.заг.1000кДж}} = \frac{C_{\text{ст}}}{Q_{\text{ст}}}$$

(5.13)

де $C_{\text{ст}}$ – цехова собівартість, грн.;

$Q_{\text{ст}}$ – річний виробіток холоду, тис. кДж.

$$C_{\text{ст.заг.1000кДж}} = \frac{641794,35}{966168} = 0,66 \text{ грн.}$$

Розділив витрати по кожній статті витрат на річну виробку холоду в стандартних умовах, отримуємо собівартість одиниці холоду по кожному виду витрат.

Усі розрахунки заносяться у таблицю.

Таблиця 5.7 – Розрахунок собівартості одиниці (1000 кДж) холоду

| № | Статті витрат | Сума витрат, грн. | |
|---|-----------------------------------|----------------------------|-------------------------|
| | | На річний виробіток холоду | На одиницю холоду, грн. |
| 1 | Допоміжні матеріали | 47430,15 | 0,05 |
| 2 | Зарплата виробничих працівників | 43677 | 0,05 |
| 3 | Відрахування від зарплати | 9609 | 0,01 |
| 4 | Електроенергія силова | 432639 | 0,45 |
| 5 | Цехові витрати (ЗПвир.прац.*(0,2) | 8735,4 | 0,01 |
| 6 | Амортизація обладнання(10%) | 99703,8 | 0,1 |
| 7 | Разом цехова собівартість (Сст) | 641794,35 | 0,66 |

5.5. Основні техніко-економічні показники проекту

Показники проекту заносяться в таблицю.

Таблиця 5.8 - Основні техніко-економічні показники проекту

| № | Показники | Кількість |
|---|----------------------|--|
| 1 | Найменування об'єкту | Розробка системи вентиляції і кондиціонування повітря пекарні при торговому центрі площею 100 м ² , м. Луцьк. |
| 2 | Система охолодження | безпосередня |

| | | |
|----|--|-----------|
| 3 | Холодильний агент | R-134a |
| 4 | Марка масла | BSE-32 |
| 5 | Ступінь автоматизації | повна |
| 6 | Сума капіталовкладень, грн | 997037,5 |
| 7 | Холодопродуктивність компресорів, кВт | 99,4 |
| 8 | Кількість компресорів, шт. | 1 |
| 9 | Річний виробіток холоду, тис. кДж. | 966168 |
| 10 | Цехова собівартість, грн. | 641794,35 |
| 11 | Собівартість одиниці холоду, грн.. | 0,66 |
| 12 | Чисельність виробничого персоналу, осіб. | 1 |

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 5

Економічні розрахунки підтверджують економічну ефективність системи вентиляції і кондиціонування повітря для пекарні при торговому центрі площею 100 м², м. Луцьк з низьким рівнем собівартості за одиницю холоду (0,66 грн. за 1000 кДж) у порівнянні з середньогалузевим рівнем, що вказує на високий рівень конкурентоспроможності на ринку холоду.

Собівартість одиниці холоду є результатом науково-обґрунтованого проектування з підбором високопродуктивного та високотехнологічного обладнання з економічними характеристиками.

Отже, проєкт системи вентиляції і кондиціонування повітря для пекарні при торговому центрі площею 100 м², м. Луцьк можна вважати доцільним та економічно вигідним.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КВ 06.014.007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 43 |

6. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В

НАДЗВИЧАЙНІЙ СИТУАЦІЇ

Вступ

Вирішення завдань охорони праці може бути на належному рівні тільки тоді, коли всебічно відповідає вимогам трудового законодавства, державним стандартам України, норм і правил, розроблених для збереження здоров'я працюючих. Важливе місце при цьому належить виконанню організаційних вимог з охорони праці, трудовій та виробничій дисципліні працюючих, а також забезпечення захисту працівників від дії небезпечних і шкідливих чинників.

Спільні дії роботодавця та підлеглих йому служб повинні бути направлені на виконання вимог законодавства України в області охорони праці, для створення безпечних і здорових умов праці.

В розділі охорони праці розглядаються основні вимоги безпеки до систем вентиляції і кондиціонування повітря пекарні при торговому центрі.

6.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що мають дію на працівників пекарських підприємств.

Створений у кондитерській і пекарнях спеціальний мікроклімат сприятливо впливає на перебіг мікробіологічних і біохімічних процесів, які є дуже важливими в цій галузі харчової промисловості.

Крім цього, суворі санітарні норми регламентують кілька основних показників характеристик повітря, таких як температура, вологість, рівень запиленості, повітрообмін.

У зв'язку з цим, кондитерські та пекарські підприємства використовують вискоєфективні системи вентиляції, що створюють необхідні сприятливі для виробництва продукції та роботи людей параметри повітряного середовища.

Як і в будь-якому іншому виробничому приміщенні, основними забрудненнями повітряного середовища в пекарському цеху є пил.

Основними джерелами запиленості є:

- Використання різних сипучих продуктів, що мають порошкоподібну форму;

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 44 |

- Використання цукрової пудри для посипання;
- Подрібнення різних інгредієнтів;
- Використання технологічного обладнання (просівувальні, місильно-збивальні; цукерково-відливні пристрої);
- Транспортування та зберігання сипких видів сировини (борошно, крохмаль, цукор, какао, спеції тощо).

Високий рівень запиленості не тільки негативно впливає на працездатність і самопочуття співробітників, а й знижує санітарно-гігієнічні показники підприємства.

6.2 Вентиляційна система

Проектування вентиляційних систем в пекарнях має низку особливостей. Обладнання, що використовується на виробництві, повинно мати захисне покриття або виготовленим з антикорозійних матеріалів. Вентилятори, як припливні, так і витяжні, виготовляються із стійких до зовнішніх впливів матеріалів, наприклад нержавіючої сталі. Витяжне повітря переж викидом в атмосферу має проходити обов'язкову фільтрацію.

У варильних та зонах обсмажування випічки, а також у котельнях не допускається рециркуляція повітря. Це правило діє для будь-яких виробничих приміщень з посиленням пиловидаленням та газовиділенням, що належить до 1-3 класу потенційної небезпеки.

У системах вентиляції харчових виробництв теплоносієм може бути виключно вода, яку перевіряють на відповідність СНіП 2.04.05-91

Технологічні системи стоять на службі виробництва, охолоджуючи продукцію. Для цього підтримується температурний режим +21-25 градусів і відносна вологість на рівні 50 - 60%.

Вентиляційна система підбирається з таким розрахунком, щоб вона повною мірою забезпечувала видалення забруднень пилу та різних речовин, що виділяються у повітря при виготовленні продукції. Для цього використовуються як місцеві витяжні установки, так і загальнозальні.

Установка вентиляційного устаткування обов'язкове для приміщень, в яких проводиться випічка кондитерських виробів. При цьому масштаб виготовлення продукції впливає тільки на тип обладнання. В іншому ж вентиляція пекарні організовується за загальними принципами, санітарним

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 45 |

нормам, характерним для всіх промислових і приватних хлібопекарських підприємств.

Нормативні параметри повітря.

Вентиляційна система пекарні проектується, виходячи з санітарних норм і правил. Швидкість руху повітря в холодну пору року повинна становити 0,3-0,5 м/с, в літній час -0,5- 0,8 м\с, причому межа норми відноситься до приміщень, де знаходяться печі, обладнання для варіння, смаження.

Рівень відносної вологості не залежить від сезону:

- 50% - зона обсмажування, подріблення;
- 55% - упаковка готової продукції, рецептурні відділення;
- 60% - приготування шоколаду, зона пекарних печей;
- 70% - зони приготування сиропу, підготовки сировини, варильне відділення, протиральне і т.д.

Санітарні норми температури повітряного середовища ще більше відрізняються. У зимовий період межі температурного діапазону складають 14-20 °С. Влітку ці показники відрізняються на декілька градусів. При температурі зовнішнього повітря до 25°С всередині приміщень не повинно бути тепліше 28°С. В особливо жарку пору (вище 25°С) допустима верхня межа норми 31°С.

Міні пекарні обладнуються загальною обмінною припливно-витяжною вентиляцією середньої потужності. Потік повітря проводиться через мережу трубопроводів.



| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 46 |

При монтажі повітроводів та інших елементів вентиляційної системи використовуються матеріали, що відповідають гігієнічним вимогам для харчового виробництва. Це може бути оцинкована сталь або нержавіюча сталь. Не допускається їх заміна на інші матеріали.

На всіх регулювальних і запірних пристроях (на пульті управління і маховику) повинні бути нанесені позначення "Відкрито", "Закрито".

Двері вентиляційних камер повинні щільно закриватися і замикатися. Приміщення вентиляційних камер, майданчики і канали не дозволяється захарашувати сторонніми предметами, матеріалами, устаткуванням тощо. Ключі від вентиляційних камер зберігаються у відповідальній уповноваженій особи.

На двері вентиляційної камери наносять напис, який включає позначення «Стороннім вхід заборонено».

6.3 Проектування кондиціонування

Досить часто систему кондиціонування плутають із вентиляційною системою. Основне завдання кондиціонування – охолодження приміщень, а за подачу свіжого повітря та забір відпрацьованого повітря відповідає вентиляція. До того ж кондиціонування повітря не впливає на вологість усередині приміщення.

Класичне кондиціонування (спліт-система) складається з внутрішнього та зовнішнього блоків, які з'єднані фреомагістраллю, де рухається холодоагент..

В пекарнях системи кондиціонування поділяються на комфортні та технологічні. Проектування комфортних систем ставить на мету створення системи, яка приведе мікроклімат у приміщенні в стан, оптимальний для життєдіяльності людини) СНІН 31-03-01).

Технологічні системи стоять на службі виробництва, охолоджуючи продукцію Для цього підтримується температурний режим +21-25 градусів і відносна вологість на рівні 50 - 60%.

6.4 Безпечна експлуатації кондиціонера

Під час експлуатації побутових кондиціонерів забороняється:

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 47 |

- вносити в конструкцію кондиціонерів зміни, не передбачені заводом-виробником;
- замінювати наявні триполюсні штепсельні роз'єднувачі на двополюсні;
- установлювати кондиціонери у внутрішніх протипожежних перегородках та стінах;
- використовувати як опорні конструкції горючі елементи конструкцій рам замість монтажних кріплень заводського виготовлення або інших металевих конструкцій при встановленні кондиціонера у віконному отворі

6.5 Характеристика холодоагенту

Робочою речовиною даної холодильної установки є фреон. Це безбарвний газ зі слабким специфічним запахом, який відчувається при об'ємній частці його в повітрі більше 20%. Щільність газоподібного хладагенту при атмосферному тиску приблизно в 4,3 рази більше щільності повітря при 20°C . По своїм токсичним властивостям відноситься до найменш небезпечних хладагентів. Але при вдиханні високих концентрацій фреону через півгодини-годину з'являється головна біль, слабкість, підвищена частота пульсу і дихання, нерівна хода, нерозбірлива мова, може також бути блювота.

Слід відмітити, що при нагрівання фреони можуть розкладатися зі створенням ядовитих речовин, а інколи самі фреони можуть вміщувати ядовиті домішки.

При вдиханні продуктів розкладу фреонів відразу з'являється сухий кашель, біль за грудиною, подразнення в горлі, інколи підвищується температура. Багато які продукти розкладу фреонів не мають запаху і кольору.

Максимально припустимий вміст в повітрі фреона-12 повинно бути не більше 0,5 кг/м³, фреону-22 – не більше 0,35 кг/м³. Рідкі фреони визивають опіки шкіри і пошкодження очей.

Нещільності в хладонових холодильних установках виявляють за допомогою розчину мильної емульсії, полімерних індикаторів, галоїдних ламп і течешукачів. Перспективним способом є добавка до хладагенту фарбуючі індикатори, які створюють в місцях нещільностей стійкі кольорові плями. При визначенні місць витіку хладагента за допомогою галоїдних ламп і течешукачів

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 48 |

приміщення машинного відділення попередньо вентилують, під час перевірки в приміщенні не повинно бути сильних потоків повітря.

6.6 Пожежна безпека

Протипожежний захист приміщення забезпечується застосуванням автоматичної установки пожежної сигналізації, наявністю засобів пожежогасіння, застосуванням основних будівельних конструкцій будинку з регламентованими межами вогнестійкості, організацією своєчасної евакуації людей.

Для гасіння пожеж на початкових стадіях широко застосовуються вогнегасники. Це головним чином пінні та вуглекислотні вогнегасники, достоїнством яких є висока ефективність гасіння пожежі, збереження електричного устаткування. Розташовують вогнегасники на видних місцях, на висоті не більше як 1,5 м від полу.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 49 |

7 ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДБН В.2.5.-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування
2. Липа А.И. Основы теории и современные технологии обработки воздуха. –Одесса 2003: ОГАХ, 225 с.
3. Погорелов А.И. Тепломассообмен. – Одесса:Черноморье,1999. – 123 с.
4. Морозюк Т.В. М80 Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия << Негоциант >>, 2006. – 712 с. (с приложением).
5. Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1989. - 223 с.: ил.
6. Голубков Б.Н. Проектирование и эксплуатация установок кондиционирования воздуха и отопления .М.: Энергоатомиздат, 1988. – 190 с.: ил.
7. М.Г. Хмельнюк, О.Сгф. Подмазко, І.О. Подмазко "Холодильні установки та сфери їх використання" підручник для вищих навчальних закладів, Херсон, Грінь, 484с., 2014.
8. Холодильні установки, (І.Г. Чумак, В.П. Чепурненко, СЮ.Ларьяновський та інш.), підручник для вищих навчальних закладів, в двох томах, Київ, "Либідь", 1995.
9. Холодильні установки. Проектування: Учбовий посібникк / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю. та ін. – Одеса: Друк, 2008. - том 1 – 3.
10. І.Г.Чумак, В.П.Чепурненко, С.Ю.Ларьяновський та інші. "Холодильні установки" Одеса, "Рефпринтінфо" 2003. 531с;
11. Богданов С.Н., Иванов О. П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Свойства веществ. Справочник. Изд. 2-е, доп. и переработ. "Машиностроение",1976.
12. Самойлов А.И., Игнатъев В.Г. Охрана труда при обслуживании холодильных установок.- 2-е изд. -М.: Агропромиздат, 1989.

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|-----------------------|------|
| | | | | | КВ 06. 014. 007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 50 |

13. Канторович В.И. Гиль И. М. Устройство, монтаж и ремонт холодильных установок. – 4-е изд., перераб. и доп.- М.: Агропромиздат, 1985.
14. Справочник из серии "Холодильная техника" под редакцией А.В. Быкова Применение холода в пищевой промышленности, 1979
15. Журналы "Холодильная техника", "Холод", 2020 - 2022 г
16. Закон України "Про підприємства в Україні" // Відомості Верховної ради України.-1992.-№24.с

Інформаційні ресурси

1. www.wika.ua
2. www.teplostart.com.ua
3. www.danfoss.ua
4. www.siemens.com
5. www.infrost.com.ua

| | | | | | | |
|------|------|----------|--------|------|---------------------|------|
| | | | | | КВ 06.014.007 ДП ПЗ | Арк. |
| Змн. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | | 51 |

