

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ
Навчально-науковий інститут технічної інженерії ім. акад. І.С.Гулого
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

«До захисту в ЕК»

«До захисту допущено»

Директор інституту(декан факультету)

Завідувач кафедри

«__» _____ 20__р.

«__» _____ 20__р.

Дипломна робота

на здобуття освітнього ступеня магістра

**зі спеціальності 142 “Енергетичне машинобудування”, освітня програма
“Холодильна техніка та технології”,**

**на тему: Проект холодильника маслозаводу місткістю 3000 тон у
м. Кременчук на базі різних схемних рішень.**

Виконав: студент 2 курсу, групи ЗХМ-2-5М Кротков К.С.

Керівник: доц. Форсюк А.В.

Рецензент: _____
(прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що в цій дипломній
роботі немає запозичень із праць
інших авторів без відповідних
посилань.

Студент _____
(підпис)

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім.акад. І.С.Гулого
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

Освітній ступінь магістр

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(код і назва)

Освітньо-професійна програма Холодильна техніка та технології

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТЕХТ

проф. Василенко С.М.

“9” листопада 2020 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Кроткова Кирила Сергійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. **Тема роботи:** Проект холодильника маслозаводу місткістю 3000 тон у м. Кременчук на базі різних схемних рішень

керівник роботи: Форсюк Андрій Васильович, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від 09 листопада 2020 р. № 935-кв

2. **Строк подання здобувачем роботи:** 01.02.2021 року

3. **Вихідні дані до роботи:** холодильний агент – аміак; продукція маслозаводу та місткість камер – масло – 1000 тон; СОМ – 2000 тон; схеми, які порівнюються – централізована насосно-циркуляційна з безпосереднім кипінням та децентралізована з окремими холодильними машинами на кожну температуру кипіння; матеріал стін та теплоізоляція – на вибір здобувача; вартість електроенергії та води – за місцем розташування заводу

4. **Зміст пояснювальної записки** (перелік питань, які потрібно розробити)
Анотація; Вступ; Розробка технологічної схеми; Розрахункова частина; Розрахунок схеми електропостачання; Розрахунок економічних показників аналізованих схем ХУ; Охорона праці; Висновки; Література

5. **Перелік графічного матеріалу:**

Схеми холодильних установок для різних рішень, схема електропостачання для однієї із холодильних установок, схеми охолодження камер холодильника, план та розріз холодильника

6. Консультанти розділів роботи

| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата | |
|--------|---|----------------|------------------|
| | | завдання видав | завдання прийняв |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |
| | | | |

7. Дата видачі завдання 10.11.2020

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № | Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи | Строк виконання етапів роботи | Примітка |
|----|---|-------------------------------|----------|
| 1 | Узгодження проекту | 09-10.11.2020 | |
| 2 | Розробка техніко-економічних рішень | 10-12.11.2020 | |
| 3 | Розробка планування холодильника | 13-20.11.2020 | |
| 4 | Розрахунки теплових навантажень на обладнання | 20-27.11.2020 | |
| 5 | Розрахунок холодильних установок з вибором обладнання | 28-10.12.2021 | |
| 6 | Розрахунки електричного обладнання | 11-18.12.2020 | |
| 7 | Техніко-економічні розрахунки | 19-27.12.2020 | |
| 8 | Формування висновків | 28-30.12.2020 | |
| 9 | Виконання графічного матеріалу | 01.01-31.01.2021 | |
| 10 | Підготовка презентації та доповіді | 26-31.01.2021 | |
| 11 | Попередній захист | 1-14.02.2021 | |
| 12 | Захист магістерської роботи | 15-19.02.2021 | |

Здобувач _____
(підпис)

Кротков К.С.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Форсюк А.В.
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В представленій кваліфікаційній роботі здобувача освітнього ступеня **магістр** представлено проектні розрахунки холодильника маслозаводу на базі різних схемних рішень – централізованої та децентралізованої схеми холодильної установки.

Холодильник запропоновано зробити частиною виробничого корпусу, а не окремою будівлею, а машинне відділення в будівлі, яка до нього примикає.

В проекті передбачено ХУ з використанням випарних конденсаторів, поршневих та гвинтових компресорів, схеми безпосереднього охолодження для камер зберігання охолодженої та замороженої продукції. Наведено холодильну технологію та розрахунки будівельно-ізоляційних конструкцій, площ камер холодильника, обладнання аналізованих схем холодильних установок.

Дипломний проект складається з графічної частини та розрахунково пояснювальної записки, яка також містить розділи електропостачання однієї із проглянутих схем та охорони праці. В економічній частині проекту проведено порівняння ефективності різних схемних рішень ХУ.

Ключові слова: масло, ефективність енерговикористання, схемне рішення, холодильна установка, теплове навантаження, теплопритоки, холодильна машина, показники економічної ефективності

Зміст

| | |
|---|--|
| Анотація..... | |
| Вступ..... | |
| 1. Розробка технологічної схеми холодильного оброблення продукції..... | |
| 2. Визначення основних розмірів та планування приміщень холодильника..... | |
| 3. Розрахунок теплоізоляційних конструкцій холодильника..... | |
| 4. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних приміщень..... | |
| 5. Визначення навантаження на обладнання камер та компресори..... | |
| 6. Вибір розрахункового робочого режиму. Тепловий розрахунок холодильних машин..... | |
| 7. Розрахунок і вибір тепломасообмінних апаратів..... | |
| 8. Розрахунок та підбір допоміжного обладнання..... | |
| 9. Визначення діаметрів та гідравлічних втрат в трубопроводах. Вибір насосів ... | |
| 10. Розрахунок схеми електропостачання..... | |
| 11. Розрахунок економічних показників аналізованих схем ХУ..... | |
| 12. Охорона праці..... | |
| Висновки..... | |
| Література..... | |

1. Розробка технологічної схеми холодильного оброблення продукції

Згідно завдання на холодильнику зберігається у замороженому вигляді масло, що надходить з виробництва. При цьому використовується весь спектр холодильного оброблення: охолодження та заморожування масла, охолодження продукції в технологічних процесах, зберігання продуктів виробництва масла (сировотка, пахта), витримка продукції в процесі технології виготовлення при низьких та змінних температурах.

Нижче наведена технологія виготовлення та зберігання масла вершкового.

1.1. Технологія виготовлення вершкового масла

Вершкове масло – це молочний продукт, що містить переважно молочний жир, а також фосфатиди, білки, молочний цукор, вітаміни та воду. В Україні масло виготовляють з коров'ячого молока. Технологія масла передбачає концентрування жиру молока до потрібної масової частки та формування потрібної структури продукту.

Для виготовлення масла використовують молоко підвищеної жирності, з якого отримують вершки жирністю 36...45%. Вершки пастеризують: для 1 сорту – при температурі 85...90°C, для 2 сорту – 92...95°C. Далі можливе виготовлення масла двома способами: збиванням вершків та перетворенням високожирних вершків.

Витрата холоду та електроенергії суттєво залежить від вибраної технологічної схеми виробництва. У проекті виробництва масла здійснюється методом сепарування високожирних вершків. Кожна стадія виробництва так чи інакше пов'язана з холодильною обробкою.

Молоко, яке надходить з температурою 14°C, спочатку охолоджують до температури 6°C у пластинчатих охолодниках льодяною водою, та направляють у резервуари для зберігання, де воно також охолоджується і

протягом доби досягає температури 4°C. Апаратне відділення повинне містити ємкості для проміжного зберігання загальним об'ємом від 1 до 2 добової продуктивності заводу [1]. Приймаємо для проектованого підприємства місткість рівною добовій продуктивності заводу по переробці молока – 80 тон.

Перед сепарування молока воно повинне буди очищене від домішок. Для цього його нагрівають до 35-40°C та проводять фільтрацію.

Перше сепарування молока дозволяє отримати вершки з долею жиру 35% та обезжирене молоко (доля жиру 0-0,5%). Обезжирене молоко пастеризують та відправляють на висушування.

Вершки піддаються пастеризації при температурі 92-98°C без витримки.

Після пастеризації вершки сепарують для отримання високожирних вершків ВЖВ жирністю, яка відповідає жирності масла. Операція здійснюється на сепараторах високожирних вершків. У результаті сепарування отримують ВЖВ та пахту.

Нормалізація ВЖВ здійснюється у ємностях шляхом додавання пахти чи пастеризованого молока.

Після нормалізації ВЖВ витримують у ваннах нормалізації для одержання більш насиченого смаку та запаху – термостатування.

Після термостатування ВЖВ піддають термомеханічній обробці, яка необхідна для кристалізації молочного жиру та зміни фаз. Емульсія типу “жир у воді” перетворюється в емульсію типу “вода у жиру”. Ця операція відбувається у циліндричному чи пластинчатому маслоутворювачі, в яких протягом короткого часу температура ВЖВ що надходять у апарат знижується з 60-70°C до температури масла на виході – 13-16°C. Охолодження проводиться розсоллом чи льодяною водою.

Масло, що виходить з маслоутворювача фасується в коробки вагою 20 кг на фасувальному автоматі.

В перші 3-5 днів після виготовлення масло витримують при температурі 5-15°C з метою створення умов для закінчення процесу кристалізації молочного жиру, покращення структури та фізичних властивостей масла.

Обезжирене молоко та пахта поступають на сушильну установку де висушуються з отриманням СОМ, яке після сушарки охолоджується холодним повітрям, фасується у паперові мішки вагою 25 кг та надходять на зберігання у камеру з температурою 5°C.

1.2. Заморожування вершкового масла

Для холодильного оброблення ящики масла вкладають так, щоб забезпечити доступ холодного повітря до кожного пакету чи вертикального ряду пакетів. Висота вертикальних рядів вантажних пакетів не повинна перевищувати при температурі масла нижче 5°C – трьох рядів; при 5...8°C – двох; при 8°C і вище – одного. Холодильне оброблення масла вважається закінченим, якщо в моноліті на глибині 6...8 см температура продукту не перевищує -12°C.

Масло заморожують у камерах з примусовою циркуляцією повітря при температурі -25...-35°C протягом 24 годин.

Масло вершкове, розфасоване у вигляді брусків перед закладанням на зберігання заморожують при температурі -18°C впродовж 2 діб.

Частка вершкового масла, завантажуваного щодоби для холодильного оброблення в камери зберігання з температурою повітря -18°C і нижче, не повинна перевищувати: для камер місткістю до 200 т включно – 6%, більше 200 т – 12% (підвищення температури повітря камери вище -14°C не припускається).

1.3. Зберігання вершкового масла

Терміни зберігання *вершкового масла* залежать від його виду, способу вироблення, упаковки, умов зберігання. Масло вершкове зберігають складськими партіями (марками). Кожну партію вкладають у окремий штабель за видами і сортами. Терміни зберігання вершкового масла в монолітах залежно від температури повітря в камері.

Терміни зберігання масло вершкового, розфасованого у вигляді брусків при температурі -12°C не повинні перевищувати 5 діб (упакованого в

пергамент) чи 15 діб (упакованого в кашировану фольгу). Температура фасованого масла під час відпускання з холодильника до торгівельної мережі не повинна перевищувати -6°C .

Масло топлене в діжках і флягах зберігають при температурі від 6°C і нижче впродовж наступних термінів: при температурі повітря від 6°C до -12°C – 3 міс; від -12°C і нижче – 6 міс.

Відносну вологість повітря в камері зберігання масла на холодильнику підтримують в межах 85...90% і контролюють один раз на декаду, а температуру повітря в камері вимірюють двічі на добу.

Місткість камер зберігання виготовленої продукції приймаємо згідно завдання. Камери зберігання призначені для довготривалого зберігання масла та СОМ. Температура зберігання масла – -18°C , СОМ – 5°C , температура в експедиції – 2°C , температура льодяної води на виробництво – $1,5^{\circ}\text{C}$.

2. Визначення основних розмірів та планування приміщень холодильника

2.1. Вихідні дані

Холодильник призначений для коротко- та довгострокового зберігання масла вершкового в картонних коробках по 20 кг. та сухого обезжиреного молока у паперових мішках по 50 кг. Для зменшення капітальних затрат до розрахунку приймається одноповерховий холодильник з висотою до балок перекриття 4,8м.

Продукція, що поступає з виробництва на заморожування згідно розробленої технологічної схеми має температуру +5 °С. Заморожування проходить у камерах заморожування при температурі -30 °С протягом 24 годин до температури -10 °С ([6] стр.7), після чого поступає у камери зберігання у яких підтримується температура -18 °С. сухе обезжирене молоко зберігається у камерах з температурою 5 °С.

В охолоджуваному контурі холодильника розміщуються камери заморожування, зберігання, експедиція, вантажні коридори. До блоку допоміжних приміщень, прибудованому до холодильника, входять: машинне відділення, електрощитова, допоміжні та побутові приміщення.

Холодильник проектується з однією автомобільною платформою.

Для м.Кременчук параметри зовнішнього повітря наведено в таблиці 2.1:

Таблиця 2.1.

| Місто | Температура, °С | | | Розрахункова відносна вологість, % | |
|-----------|-----------------|--------------------|--------------------|------------------------------------|-------|
| | Середня річна | Розрахункова літня | Розрахункова зимня | літня | зимня |
| | | | | | |
| Кременчук | 7,2 | 29,1 | -22 | 50 | 82 |

2.2. Розрахунок надходження готової продукції на зберігання

Для проведення розрахунків площі камер заморожування масла та зберігання продукції необхідно провести продуктивний розрахунок виробництва масла на підприємстві. Згідно завдання воно переробляє 80 тон молока на добу. Середня жирність молока яке приймається на виробництво становить 3,6%. Продукцією заводу є масло вершкове натуральне жирністю 78% та СОМ.

За прийнятою технологією масло виготовлюється за методом перетворення високожирних вершків. Маса вершків жирністю 40%, які одержують при сепарації прийнятого молока становить [6]:

$$M_B = \frac{M_{цм} \cdot (Ж_M - Ж_{ОМ}) \cdot (100 - V_M)}{(Ж_B - Ж_{ОМ}) \cdot 100}$$

де $M_{цм}$ - маса прийнятого молока, кг; $Ж_M$ - жирність молока, %; $Ж_{ОМ}$ - жирність обезжиреного молока, %; $Ж_B$ - жирність вершків, %; V_M - втрати молока при сепарації, %. Приймавши:

$$M_{цм} = 200 \text{ т}, \quad Ж_M = 3,6\%, \quad Ж_B = 40\%, \quad Ж_{ОМ} = 0\%, \quad V_M = 0,25\%.$$

Отримаємо: $M_B = 7.182\text{т}$

Маса обезжиреного молока після сепарації:

$$M_{OM} = M_{ЦМ} - M_B \quad M_{OM} = 72.818\text{т}$$

Маса високожирних вершків 78% отримана з вершків жирністю 40%:

$$M_{ВЖВ} = \frac{M_B \cdot (Ж_B - Ж_{ПХ}) \cdot (100 - В_{ВЖВ})}{(Ж_{ВЖВ} - Ж_{ПХ}) \cdot 100} \quad M_{ВЖВ} = 3.65\text{т}$$

де M_B - маса вершків, кг; $Ж_{ВЖВ}$ - жирність високожирних вершків, %; $Ж_{ПХ}$ - жирність пахти, %; $В_{ПХ}$ - втрати пахти при сепарації, %.

$Ж_{ВЖВ}=78\%$, $Ж_B=40\%$, $Ж_{ПХ}=0,5\%$, $В_{ПХ}=0,25\%$.

Маса вершкового масла отриманого з ВЖВ дорівнює масі ВЖВ.

$$M_{МВ} = M_{ВЖВ} \quad M_{МВ} = 3.653\text{т}$$

Маса пахти після сепарації ВЖВ:

$$M_{ПХ} = M_B - M_{ВЖВ} \quad M_{ПХ} = 3.53\text{т}$$

На сушку відправляється обезжирене молоко та пахта. Загальна кількість ОМ яке висушується становить:

$$M_{ОМЗ} = M_{ОМ} + M_{ПХ} \quad M_{ОМЗ} = 76.3\text{т}$$

За розрахунковим коефіцієнтом [1 стр.73], який встановлює кількість молока необхідного для виготовлення одиниці сухого обезжиреного молока визначаємо кількість виробленого заводом СОМ на добу:

$$M_{СОМ} = \frac{M_{ОМЗ}}{7.6} \quad M_{СОМ} = 10\text{т}$$

2.3. Розрахунок площі приміщень холодильника

Розраховуємо будівельну площу камер зберігання замороженого масла за формулою 7.2 [6]:

$$F_{\text{буд}} = \frac{E_k}{g_v \cdot \beta_F \cdot h_B}, \text{ м}^2 \quad F_{\text{буд}} = \frac{1000}{0.7 \cdot 0.8 \cdot 4.2} = 425.17\text{м}^2$$

де E_k - місткість камери, т;

g_v - норма завантаження продукту (вибирається із додатка 11 [6]), т/м³;

β_F - коефіцієнт використання будівельної площі камери (вибирається в залежності від площі камер с.39 [6]);

h_B - вантажна висота (с.39 [6]), м.

Визначаємо площу одного будівельного прямокутника за формулою:

$$f = b \cdot l, \text{ м}^2 \quad f = 6 \cdot 12 = 72\text{м}^2$$

де b - ширина будівельного прямокутника, м;

l - довжина будівельного прямокутника, м.

Визначаємо кількість будівельних прямокутників за формулою 7.6 [6]:

$$n = \frac{F_{\text{буд}}}{f} \qquad n = \frac{425.17}{72} = 5,9$$

Приймаємо дійсну кількість будівельних прямокутників $n_{\text{д}}$, округлюючи до цілих значень (в бік зростання) розрахункове значення n ($n_{\text{д}} = 6$).

Знаходимо дійсну площу камер за формулою:

$$F_{\text{д}} = n_{\text{д}} \cdot f, \text{ м}^2 \qquad F_{\text{д}} = 432 \cdot \text{м}^2$$

Визначаємо дійсну місткість камер за формулою II-а [2]:

$$E_{\text{кд}} = \frac{n_{\text{д}}}{n} \cdot E_{\text{к}}, \text{ т} \qquad E_{\text{кд}} = \frac{6}{5.9} \cdot 1000 = 1017 \cdot \text{т}$$

Знаходимо площу камер заморожування визначаємо прийнявши її місткість у розмірі змінної продуктивності. Висоту вертикального ряду (один ряд) приймаємо 1,2 м для забезпечення доброго доступу повітря до продукту:

$$F_{\text{кз}} = \frac{E_{\text{кз}}}{g_{\text{в}} \cdot \beta_{\text{F}} \cdot h_{\text{в}}}, \text{ м}^2 \qquad F_{\text{кз}} = \frac{3.65}{0.7 \cdot 0.7 \cdot 1.2} = 5.96 \text{ м}^2$$

де $h_{\text{в}} = 1.2 \text{ м}$ - висота грузового штабеля в камері заморожування;

Визначаємо кількість будівельних прямокутників камери заморожування 7.6 [6]:

$$n = \frac{F_{\text{кз}}}{f} \qquad n = \frac{5.96}{72} = 0.083$$

Приймаємо, що на підприємстві буде дві камери заморожування по 18 м² кожна:

$$E_{\text{кзд}} = 18 \cdot \text{м}^2$$

Розраховуємо будівельну площу камер зберігання сухого молока:

$$F_{\text{будсм}} = \frac{E_{\text{к}}}{g_{\text{в}} \cdot \beta_{\text{F}} \cdot h_{\text{в}}}, \text{ м}^2 \qquad F_{\text{будсм}} = \frac{2000}{0.7 \cdot 0.8 \cdot 4.2} = 850.34 \text{ м}^2$$

Визначаємо кількість будівельних прямокутників за формулою 7.6 [6]:

$$n = \frac{F_{\text{будсм}}}{f} \qquad n = \frac{850.34}{72} = 11,81$$

Приймаємо дійсну кількість будівельних прямокутників $n_{\text{д}}$, округлюючи до цілих значень (в бік зростання) розрахункове значення n ($n_{\text{д}} = 12$).

Знаходимо дійсну площу камер за формулою:

$$F_{\text{дсм}} = n_{\text{д}} \cdot f, \text{ м}^2 \qquad F_{\text{д}} = 12 \cdot 72 = 864 \cdot \text{м}^2$$

Визначаємо дійсну місткість камер за формулою II-а [2]:

$$E_{\text{кдсм}} = \frac{n_{\text{д}}}{n} \cdot E_{\text{к}}, \text{ т} \qquad E_{\text{кдсм}} = \frac{12}{11.81} \cdot 2000 = 2032 \cdot \text{т}$$

Загальна будівельна площа камер:

$$\Sigma F_{\text{буд}} = F_{\text{д}} + 2 \cdot E_{\text{кзд}} + F_{\text{дсм}}, \text{ м}^2 \quad \Sigma F_{\text{буд}} = 432 + 36 + 864 = 1332 \text{ м}^2$$

Знаходимо площу допоміжних приміщень за формулою:

$$F_{\text{доп}} = 0.2 \cdot \Sigma F_{\text{буд}}, \text{ м}^2 \quad F_{\text{доп}} = 0.2 \cdot 1332 = 266 \cdot \text{м}^2$$

Знаходимо площу вантажних коридорів:

$$F_{\text{кор}} = 0.2 \cdot \Sigma F_{\text{буд}}, \text{ м}^2 \quad F_{\text{доп}} = 0.2 \cdot 1332 = 266 \cdot \text{м}^2$$

Приймаю $F_{\text{доп}} = 288 \text{ м}^2$

Знаходимо площу службових приміщень за формулою:

$$F_{\text{сл}} = 0.2 \cdot \Sigma F_{\text{буд}}, \text{ м}^2 \quad F_{\text{сл}} = 0.2 \cdot 1332 = 266 \cdot \text{м}^2$$

Знаходимо площу машинного відділення за формулою:

$$F_{\text{маш}} = 0.3 \cdot \Sigma F_{\text{буд}}, \text{ м}^2 \quad F_{\text{маш}} = 0.3 \cdot 1332 = 400 \cdot \text{м}^2$$

Приймаю $F_{\text{маш}} = 360 \text{ м}^2$

Знаходимо площу всього холодильника за формулою:

$$F_{\text{хол}} = \Sigma F_{\text{буд}} + F_{\text{доп}} + F_{\text{сл}} + F_{\text{кор}} + F_{\text{маш}}, \text{ м}^2$$
$$F_{\text{хол}} = 1332 + 288 + 288 + 144 + 360 = 2214 \cdot \text{м}^2$$

Плануємо розміщення камер холодильника (план холодильника наведено на рис.2.1.).

3. Розрахунок теплоізоляційних конструкцій холодильника

До будівельно-ізоляційних матеріалів холодильників є ряд вимог: низький коефіцієнт теплопередачі, стійкість до дії низьких температур і високої вологості, одночасно вони повинні бути міцними та довговічними, вогнетривкими і економічними. Також дані матеріали повинні мати малу питому вагу, простий і швидкий монтаж, та відповідати всім санітарно-гігієнічним вимогам.

Будівля холодильника проектується одноповерховою, за каркасною схемою із самонесучими стінами, при використанні яких навантаження від покриття та підвісного обладнання передається на каркас зі збірних залізобетонних елементів (колон, балок). Самонесучі стіни опираються на стрічковий фундамент. Сітка колон приймається 6x12 м, висота камер до низу несучих конструкцій перекриття 4,8 м, до перекриття - 6 м. При холодильнику проектується автомобільна платформа шириною 6 м.

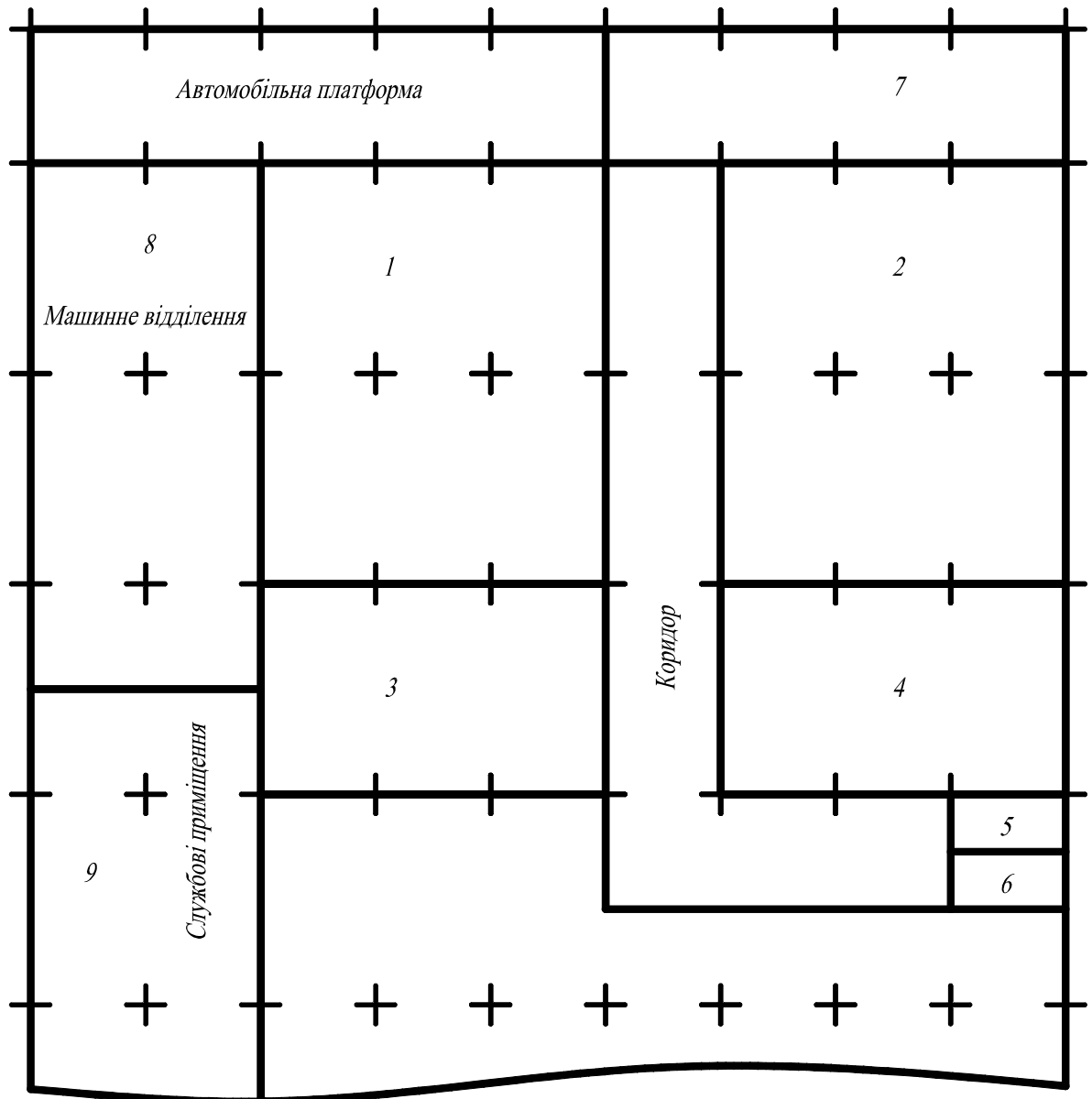
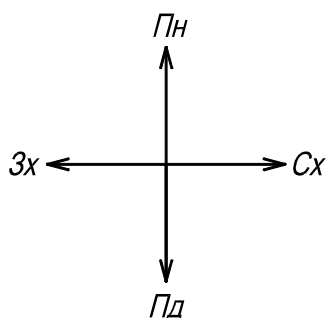


Рис.2.1. План холодильника маслозаводу



- | | |
|------|--|
| №1,2 | - камери зберігання сухого молока; |
| №3,4 | - камери зберігання замороженого масла |
| №5,6 | - камери заморожування; |
| №7 | - експедиція |
| №8 | - машинне відділення; |
| №9 | - службові приміщення. |

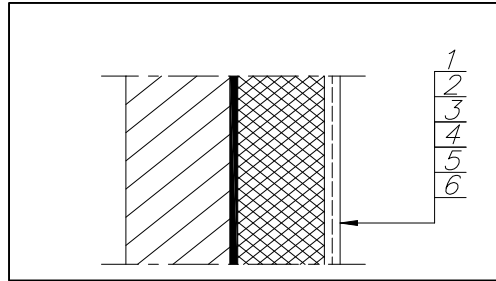
Фундаменти холодильника сприймають все навантаження від конструкцій, вантажів, обладнання і передають їх на ґрунт. При будівництві використовується залізобетонний фундамент, з кріпленнями під колони. Колони будівлі приймаємо залізобетонними, перетином 400х400 мм.

Стіни будівлі холодильника (табл. 3.1. та 3.2.) виконуються з цегли 380 та 250 мм, на які потім наноситься шар пароізоляції, теплоізоляції (жорсткий пінополіуретан "Стеродур") та штукатурки.

Перегородки між приміщеннями, які охолоджуються (табл. 3.3.) мають однакову конструкцію із зовнішніми, але товщина кладки складає 125 мм.

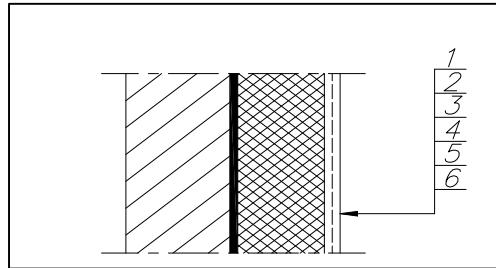
Будівельно-ізоляційні конструкції холодильника

Таблиця 3.1.



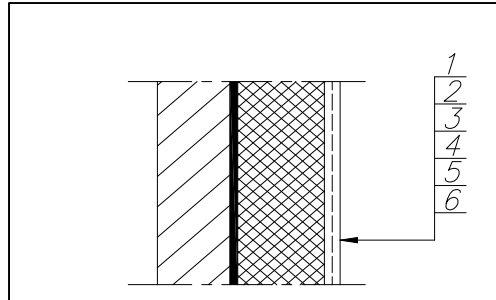
| Зовнішня стіна | δ м | λ Вт/мК | $\Sigma\delta_i/\lambda_i$ м²К/Вт |
|---|----------------------------------|---------------------------------------|--|
| 1. Штукатурка складним розчином по металевій сітці | 0,020 | 0,98 | 0,5380 |
| 2. Теплоізоляція із жорсткого пінополіуретану Стеродур | - | 0,035 | |
| 3. Пароізоляція - 2 шари гідроізола на бітумній мастиці | 0,004 | 0,30 | |
| 4. Штукатурка складним розчином по металевій сітці | 0,020 | 0,98 | |
| 5. Цегляна кладка | 0,380 | 0,82 | |
| 6. Штукатурка складним розчином по металевій сітці | 0,020 | 0,98 | |

Таблиця 3.2.

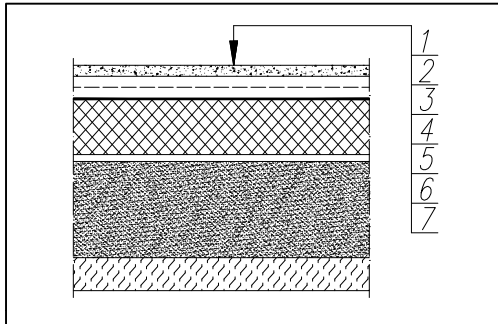


| Внутрішня стіна | δ м | λ Вт/мК | $\Sigma\delta_i/\lambda_i$ м²К/Вт |
|---|----------------------------------|---------------------------------------|--|
| 1. Штукатурка складним розчином по металевій сітці | 0,020 | 0,98 | 0,3794 |
| 2. Теплоізоляція із жорсткого пінополіуретану Стеродур | - | 0,035 | |
| 3. Пароізоляція - 2 шари гідроізола на бітумній мастиці | 0,004 | 0,30 | |
| 4. Штукатурка складним розчином по металевій сітці | 0,020 | 0,98 | |
| 5. Цегляна кладка | 0,250 | 0,82 | |
| 6. Штукатурка складним розчином по металевій сітці | 0,020 | 0,98 | |

Таблиця 3.3.

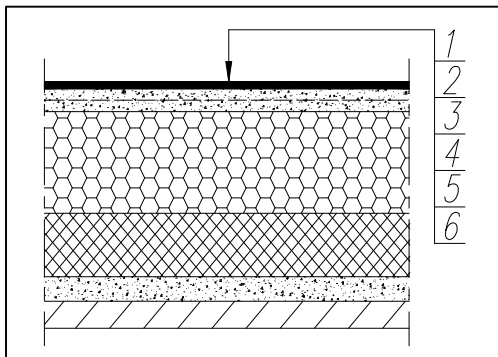


| Перегородка | δ м | λ Вт/мК | $\Sigma\delta_i/\lambda_i$ м²К/Вт |
|---|----------------------------------|---------------------------------------|--|
| 1. Штукатурка складним розчином по металевій сітці | 0,020 | 0,98 | 0,2270 |
| 2. Теплоізоляція із жорсткого пінополіуретану Стеродур | - | 0,035 | |
| 3. Пароізоляція - 2 шари гідроізола на бітумній мастиці | 0,004 | 0,30 | |
| 4. Штукатурка складним розчином по металевій сітці | 0,020 | 0,98 | |
| 5. Цегляна кладка | 0,125 | 0,82 | |
| 6. Штукатурка складним розчином по металевій сітці | 0,020 | 0,98 | |



Таблиця 3.4.

| Підлога | δ м | λ Вт/мК | $\Sigma\delta_i/\lambda_i$ м ² К/Вт |
|--|---------------|--------------------|---|
| 1. Монолитне бетонне покриття із важкого бетону | 0,040 | 1,86 | 0,109 |
| 2. Армована бетонна стяжка | 0,150 | 1,86 | |
| 3. Пароізоляція - 1 шар пергаміна | 0,001 | 0,15 | |
| 4. Теплоізоляція із жорсткого пінополіуретану Стеродур | - | 0,035 | |
| 5. Бетонна підготовка з електронагрівниками | 0,010 | | |
| 6. Ущільнений пісок | 0,700 | 0,58 | |
| 7. Грунт | | - | |



Таблиця 3.5.

| Покриття | δ м | λ Вт/мК | $\Sigma\delta_i/\lambda_i$ м ² К/Вт |
|--|---------------|--------------------|---|
| 1. 5 шарів гідроізолю на бітумній мастиці | 0,012 | 0,30 | 1,7842 |
| 2. Цементно-піщаний розчин на металевій сітці | 0,030 | 0,98 | |
| 3. Гравій керамзитовий | 0,200 | 0,12 | |
| 4. Теплоізоляція із жорсткого пінополіуретану Стеродур | - | 0,035 | |
| 5. Цементно-піщаний розчин | 0,030 | 0,93 | |
| 6. Залізобетонна плита покриття | 0,030 | 2,04 | |

Підлога холодильника повинна мати достатню міцність і витримувати навантаження від вантажів і транспортних засобів і мати обігрівання в камерах зберігання замороженого масла, її конструкцію наведено в табл. 3.4.).

В холодильнику використовується загальне безгоришне покриття, яке складається залізобетонних плит покриття (табл. 3.5.), які опираються на залізобетонні балки, які в свою чергу опираються на залізобетонні колони. Крівля плоска, з нахилом для стоку дощової та талої води, нахил утворюється за рахунок насипу різної товщини керамзитового гравію.

Для безперешкодного завантаження і розвантаження камер, вільного переміщення транспортних засобів у камерах встановлюються двері. Двері холодильника виконуються із дерева, пінопласту та оцинкованого листового заліза. Петлі дозволяють відкривати двері на 180 градусів, що забезпечує вільне маневрування вантажного транспорту. Двері мають ізоляцію, товщина якої рівна 150 мм. Для зменшення теплових втрат (зменшення теплопритоків) при відкритих дверях (під час завантажувально-розвантажувальних робіт) використовуються ПХВ завіси (ефективність 30-100%).

3.1.Визначення необхідної товщини ізоляції

Знаходимо термічний опір окремих шарів будівельної конструкції за формулою:

$$R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}, \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}} \quad \text{Для штукатурки:} \quad R_i = \frac{0.020}{0.98} = \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$$

де δ_i - товщина будівельного шару, м;

λ_i - коефіцієнт теплопровідності будівельного шару, Вт/(м·К).

Будівельні конструкції, їх δ_i та λ_i вказано вище.

Підраховуємо сумарний термічний опір всіх будівельних шарів (крім теплоізоляції) за ф-лою:

$$\Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{\delta_{i1}}{\lambda_{i1}} + \frac{\delta_{i2}}{\lambda_{i2}} + \dots + \frac{\delta_{in}}{\lambda_{in}}, \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$$

$$\Sigma \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 3 \frac{0.020}{0.98} + \frac{0.004}{0.30} + \frac{0.380}{1.86} = 0.538 \cdot \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$$

Знаходимо потрібну товщину ізоляційного шару для камери заморожування масла за ф-лою 8.2 [6]:

$$\delta_{i3} = \lambda_{i3} \cdot \left[\frac{1}{K_0} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \Sigma \cdot \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right], \text{ м}$$

$$\delta_{i3} = 0.035 \cdot \left[\frac{1}{0.19} - \left(\frac{1}{23} + 0.538 + \frac{1}{11} \right) \right] = 0.161 \cdot \text{м}$$

де λ_{i3} - коефіцієнт теплопровідності ізоляції (додаток 3 [6]), Вт/(м·К);

K_0 - оптимальний коефіцієнт теплопередачі (таблиця 8.2, 8.3, 8.4 [6]), Вт/(м²·К);

α_3 - коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої або більш теплої сторони огороження (таблиця 8.1 [6]), Вт/(м²·К);

α_B - коефіцієнт тепловіддачі з внутрішньої або більш холодної сторони огороження (таблиця 8.1 [6]), Вт/(м²·К);

Приймаємо дійсне значення товщини теплоізоляції $\delta_{ізД}$, округлюючи розрахункове значення $\delta_{із}$ в бік зростання (типова товщина мінераловатних плит плит: 40 мм, 60 мм, 80 мм, 100 мм, 120 мм, 150 мм, 180 мм)

Робимо перерахунок коефіцієнта теплопередачі, і він уже буде дійсним за формулою 8.3 [6]:

$$K_D = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} + \frac{\delta_{ізД}}{\lambda_{із}}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$K_D = \frac{1}{\frac{1}{23} + 0.538 + \frac{1}{11} + \frac{0.200}{0.08}} = 0.156 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Робимо перевірку огорожень на умову утворення конденсату (при розрахунковій зимній температурі зовнішнього повітря) за формулою 8.4 [6]:

$$\tau_B = t_B - \frac{t_B - t_3}{\frac{1}{K_D} \cdot \alpha_B}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad \tau_B = 0 - \frac{0 - (-20)}{\frac{1}{0.176} \cdot 11} = -0.6 \cdot ^\circ\text{C}$$

де t_B - температура повітря в більш теплом приміщенні, $^\circ\text{C}$;

t_3 - температура повітря в більш холодному приміщенні, $^\circ\text{C}$.

Щоб не відбувалося випадання конденсату чи утворення інею, повинна виконуватися дана умова:

$$\tau_B \geq t_{Т.р} \quad -0.6 \cdot ^\circ\text{C} \geq -2.1 \cdot ^\circ\text{C}$$

де $t_{Т.р}$ - температура точки роси в більш теплом приміщенні (визначається по i-d діаграмі повітря за температурою та вологістю повітря в приміщенні), $^\circ\text{C}$.

Всі розрахунки зводимо в табл. 3.6.

Розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника

Таблиця 3.6.

| Назва огороження | $t_{\text{кам}}$ С | $\lambda_{\text{із}}$ Вт/мК | K_0 Вт/м ² К | $1/K_0$ м ² К/Вт | α_3 Вт/м2К | $1/\alpha_3$ м ² К/Вт | $\alpha_{\text{в}}$ Вт/м2К | $1/\alpha_{\text{в}}$ м ² К/Вт | $\sum \delta_i / \lambda_i$ м ² К/Вт | $\delta_{\text{із}}$ м | $\delta_{\text{ізд}}$ м | $K_{\text{д}}$ Вт/м ² К |
|------------------|-----------------------|--------------------------------|------------------------------|--------------------------------|----------------------|-------------------------------------|-------------------------------|--|--|---------------------------|----------------------------|---------------------------------------|
| Стіни зовнішні | 12 | 0,035 | 0,52 | 1,92 | 23 | 0,043 | 8 | 0,125 | 0,53797 | 0,043 | 0,050 | 0,468 |
| | 5 | 0,035 | 0,36 | 2,78 | 23 | 0,043 | 9 | 0,111 | 0,53797 | 0,073 | 0,100 | 0,282 |
| | -18 | 0,035 | 0,23 | 4,35 | 23 | 0,043 | 9 | 0,111 | 0,53797 | 0,128 | 0,150 | 0,201 |
| | -30 | 0,035 | 0,19 | 5,26 | 23 | 0,043 | 10,5 | 0,095 | 0,53797 | 0,161 | 0,200 | 0,156 |
| Стіни внутрішні | 12 | 0,035 | 0,64 | 1,56 | 9 | 0,111 | 8 | 0,125 | 0,37944 | 0,033 | 0,040 | 0,569 |
| | 5 | 0,035 | 0,54 | 1,85 | 9 | 0,111 | 8 | 0,125 | 0,37944 | 0,043 | 0,060 | 0,429 |
| | -18 | 0,035 | 0,33 | 3,03 | 9 | 0,111 | 8 | 0,125 | 0,37944 | 0,085 | 0,100 | 0,288 |
| | -30 | 0,035 | 0,27 | 3,70 | 9 | 0,111 | 11 | 0,091 | 0,37944 | 0,109 | 0,120 | 0,249 |
| Перегородки | -30/-30 | 0,035 | 0,58 | 1,72 | 11 | 0,091 | 11 | 0,091 | 0,22700 | 0,046 | 0,050 | 0,544 |
| | -18/5 | 0,035 | 0,28 | 3,57 | 8 | 0,125 | 8 | 0,125 | 0,22700 | 0,108 | 0,120 | 0,256 |
| | -18/-30 | 0,035 | 0,47 | 2,13 | 11 | 0,091 | 9 | 0,111 | 0,22700 | 0,059 | 0,060 | 0,467 |
| Підлога | 12 | 0,035 | 0,41 | 2,44 | 0 | 0,000 | 6 | 0,167 | 0,109 | 0,076 | 0,080 | 0,390 |
| | 5 | 0,035 | 0,41 | 2,44 | 0 | 0,000 | 6 | 0,167 | 0,109 | 0,076 | 0,080 | 0,390 |
| | -18 | 0,035 | 0,29 | 3,45 | 0 | 0,000 | 6 | 0,167 | 0,109 | 0,111 | 0,120 | 0,410 |
| | -30 | 0,035 | 0,21 | 4,76 | 0 | 0,000 | 10,5 | 0,095 | 0,109 | 0,160 | 0,160 | 0,209 |
| Покриття | 12 | 0,035 | 0,47 | 2,13 | 23 | 0,043 | 6 | 0,167 | 1,78424 | 0,005 | 0,020 | 0,390 |
| | 5 | 0,035 | 0,35 | 2,86 | 24 | 0,042 | 6 | 0,167 | 1,78424 | 0,030 | 0,040 | 0,319 |
| | -18 | 0,035 | 0,23 | 4,35 | 23 | 0,043 | 6 | 0,167 | 1,78424 | 0,082 | 0,100 | 0,206 |
| | -30 | 0,035 | 0,17 | 5,88 | 23 | 0,043 | 11 | 0,091 | 1,78424 | 0,139 | 0,150 | 0,161 |

4. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних приміщень

Розрахунок проводять для кожної камери окремо, що дозволяє визначити навантаження окремо по камерам.

Початковими даними для розрахунку є план холодильника з нанесенням розмірів камер та орієнтації по сторонам світу (наведено на рис.2.1.), значення коефіцієнтів теплопередачі будівельно-ізоляційних конструкцій, температура в камерах, зовнішнього повітря, та суміжних приміщень, температура та кількість вантажів що надходять до камер.

Розрахунок теплопритоків від зовнішнього повітря та приміщень з більшою температурою

Через огороження (стіни, підлога, покриття), теплота надходить від навколишнього середовища шляхом теплопередачі за рахунок різниці температур зовні та в камері, і в результаті дії сонячної радіації.

Розраховуємо теплопритік від зовнішнього повітря та приміщень з більшою температурою за формулою 9.2. [6]:

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1C}, \text{ Вт}$$

де Q_{1T} - теплопритік через зовнішнє огороження, Вт;

Q_{1C} - теплопритік від дії сонячної радіації, Вт.

Розраховуємо теплопритік через зовнішнє огороження під дією різниці температур за формулою 9.3. [6]:

$$Q_{1T} = K_D \cdot F \cdot (t_3 - t_B), \text{ Вт}$$

де F - площа огороження, м^2 ;

t_3 - температура зовні огороження, $^{\circ}\text{C}$;

t_B - температура в камері, $^{\circ}\text{C}$.

Знаходимо теплопритік від дії сонячної радіації за ф-лою 9.7 [6]:

$$Q_{1C} = K_D \cdot F \cdot \Delta t_C, \text{ Вт}$$

де Δt_C - надлишкова різниця температури від дії сонячної радіації

(таблиця 9.1 [6]), $^{\circ}\text{C}$.

Всі розрахунки зводимо в табл. 4.1.

Розрахунок теплопритоків при термічній обробці продуктів

Розраховуємо теплопритік при термічній обробці продуктів за формулою:

$$Q_2 = Q_{2П} + Q_{2Т}, \text{ Вт}$$

де $Q_{2П}$ - теплопритік від продуктів, Вт;

$Q_{2Т}$ - теплопритік від тари, Вт.

Знаходимо теплопритік від продуктів за формулою III-6 [2]:

Теплопритік від зовнішнього повітря та приміщень з більшою температурою

Таблиця 4.1.

| Назва камери | Назва огороження | K _d Вт/м ² | Розміри, м | | | F м ² | t _з С | t _в С | Δt С | Δt _c С | Q _{1г} Вт | Q _{1с} Вт | Q ₁ Вт |
|----------------------------------|------------------|-------------------------------------|------------|----|---|---------------------|---------------------|---------------------|---------|----------------------|-----------------------|-----------------------|----------------------|
| | | | L | B | H | | | | | | | | |
| №1 Зберігання сухого молока | Вс-Зх | 0,429 | 24 | - | 6 | 144 | 18 | 5 | 13 | 0 | 803 | 0 | 803 |
| | Зс-Пн | 0,313 | 18 | - | 6 | 108 | 29,1 | 5 | 24,1 | 0 | 815 | 0 | 815 |
| | Вс-Сх | 0,429 | 24 | - | 6 | 144 | 12 | 5 | 7 | 0 | 433 | 0 | 433 |
| | П-Пд | 0,256 | 18 | - | 6 | 108 | -18 | 5 | -23 | 0,0 | -636 | 0 | -636 |
| | Підлога | 0,390 | 24 | 18 | - | 432 | 5 | 5 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Покриття | 0,319 | 24 | 18 | - | 432 | 29,1 | 5 | 24,1 | 17,7 | 3321 | 2439 | 5760 |
| Всього | | | | | | | | | | | 4736 | 2439 | 7175 |
| №2 Зберігання сухого молока | Вс-Зх | 0,429 | 24 | - | 6 | 144 | 12 | 5 | 7 | 0 | 433 | 0 | 433 |
| | Вс-Пн | 0,429 | 18 | - | 6 | 108 | 12 | 5 | 7 | 0 | 324 | 0 | 324 |
| | Зс-Сх | 0,282 | 24 | - | 6 | 144 | 29,1 | 5 | 24,1 | 6 | 978 | 243 | 1221 |
| | П-Пд | 0,256 | 18 | - | 6 | 108 | 12 | 5 | 7 | 0,0 | 194 | 0 | 194 |
| | Підлога | 0,390 | 24 | 18 | - | 432 | 5 | 5 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Покриття | 0,319 | 24 | 18 | - | 432 | 29,1 | 5 | 24,1 | 17,7 | 3320 | 2439 | 5759 |
| Всього | | | | | | | | | | | 5249 | 2682 | 7931 |
| №3 Зберігання замороженого масла | Вс-Зх | 0,429 | 12 | - | 6 | 72 | 18 | -18 | 36 | 0 | 1113 | 0 | 1113 |
| | П-Пн | 0,278 | 18 | - | 6 | 108 | 5 | -18 | 23 | 0 | 691 | 0 | 691 |
| | Вс-Сх | 0,321 | 12 | - | 6 | 72 | 12 | -18 | 30 | 0 | 693 | 0 | 693 |
| | Вс-Пд | 0,288 | 18 | - | 6 | 108 | 18 | -18 | 36 | 0,0 | 1120 | 0 | 1120 |
| | Підлога | 0,410 | 12 | 18 | - | 216 | 1 | -18 | 19 | 0 | 1683 | 0 | 1683 |
| | Покриття | 0,206 | 12 | 18 | - | 216 | 29,1 | -18 | 47,1 | 17,7 | 2097 | 788 | 2885 |
| Всього | | | | | | | | | | | 7396 | 788 | 8184 |

Продовження таблиці 4.1.

| Назва камери | Назва огороження | K _d Вт/м ² | Розміри, м | | | F м ² | t ₃ С | t _в С | Δt С | Δt _с С | Q _{1г} Вт | Q _{1с} Вт | Q ₁ Вт |
|----------------------------------|------------------|-------------------------------------|------------|----|---|---------------------|---------------------|---------------------|---------|----------------------|-----------------------|-----------------------|----------------------|
| | | | L | B | H | | | | | | | | |
| №4 Зберігання замороженого масла | Вс-Зх | 0,288 | 12 | - | 6 | 72 | 12 | -18 | 30 | 0 | 622 | 0 | 622 |
| | П-Пн | 0,256 | 24 | - | 6 | 144 | 5 | -18 | 23 | 0 | 848 | 0 | 848 |
| | Зс-Сх | 0,201 | 12 | - | 6 | 72 | 29,1 | -18 | 47,1 | 6 | 681 | 87 | 768 |
| | П-Пд | 0,467 | 6 | - | 6 | 36 | -30 | -18 | -12 | | -202 | 0 | -202 |
| | Підлога | 0,410 | 18 | 12 | - | 216 | 1 | -18 | 19 | 0 | 1683 | 0 | 1683 |
| | Покриття | 0,206 | 18 | 12 | - | 216 | 29,1 | -18 | 47,1 | 17,7 | 2097 | 788 | 2885 |
| Всього | | | | | | | | | | | 5729 | 875 | 6604 |
| №5 Заморожування масла | Вн-Зх | 0,249 | 3 | - | 6 | 18 | 12 | -30 | 42 | 0 | 189 | 0 | 189 |
| | П-Пн | 0,467 | 6 | - | 6 | 36 | -18 | -30 | 12 | 0 | 202 | 0 | 202 |
| | Зс-Сх | 0,176 | 3 | - | 6 | 18 | 29,1 | -30 | 59,1 | 6 | 187 | 19 | 206 |
| | П-Пд | 0,467 | 6 | - | 6 | 36 | -30 | -30 | 0 | | 0 | 0 | 0 |
| | Підлога | 0,209 | 3 | 6 | - | 18 | 1 | -30 | 31 | 0 | 117 | 0 | 117 |
| | Покриття | 0,161 | 3 | 6 | - | 18 | 29,1 | -30 | 59,1 | 17,7 | 171 | 51 | 223 |
| Всього | | | | | | | | | | | 866 | 70 | 936 |
| №6 Заморожування масла | Вс-Зх | 0,249 | 3 | - | 6 | 18 | 12 | -30 | 42 | 0 | 189 | 0 | 189 |
| | П-Пн | 0,544 | 6 | - | 6 | 36 | -30 | -30 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Зс-Сх | 0,156 | 3 | - | 6 | 18 | 29,1 | -30 | 59,1 | 6 | 166 | 17 | 183 |
| | Вс-Пд | 0,249 | 6 | - | 6 | 36 | 18 | -30 | 48 | | 431 | 0 | 431 |
| | Підлога | 0,209 | 3 | 6 | - | 18 | 1 | -30 | 31 | 0 | 117 | 0 | 117 |
| | Покриття | 0,161 | 3 | 6 | - | 18 | 29,1 | -30 | 59,1 | 17,7 | 171 | 51 | 223 |
| Всього | | | | | | | | | | | 1074 | 68 | 1142 |
| №7 Експедиція | Зс-Зх | 0,468 | 6 | - | 6 | 36 | 29,1 | 12 | 17,1 | 0 | 288 | 0 | 288 |
| | Зс-Пн | 0,468 | 24 | - | 6 | 144 | 29,1 | 12 | 17,1 | 0 | 1152 | 0 | 1152 |
| | Зс-Сх | 0,468 | 6 | - | 6 | 36 | 29,1 | 12 | 17,1 | 6 | 288 | 101 | 389 |
| | П-Пд | 0,580 | 18 | - | 6 | 108 | 5 | 12 | -7 | 0 | -438 | 0 | -438 |
| | Підлога | 0,390 | 12 | 6 | - | 252 | 12 | 12 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | Покриття | 0,390 | 12 | 6 | - | 252 | 29,1 | 12 | 17,1 | 17,7 | 1679 | 1738 | 3418 |
| Всього | | | | | | | | | | | 2970 | 1839 | 4809 |

$$Q_{2п} = M_{д} \cdot (i_{п} - i_{к}) \cdot \frac{1000 \cdot 1000}{\tau \cdot 3600}, \text{ Вт}$$

де $M_{д}$ - добове надходження продукта в камеру, т/добу;

$i_{п}$ - ентальпія продукту при надходженні в камеру (додаток 10 [6]), кДж/кг;

$i_{к}$ - ентальпія продукту після холодильної обробки (додаток 10 [6]), кДж/кг;

1000 · 1000 - перевідні коефіцієнти із тон в кг, із кДж/кг в Дж;

τ - час холодильної обробки продукту, діб;

3600 - перевідний коефіцієнт із діб в секунди.

Знаходимо теплопритік від тари за формулою III-5 [2]:

$$Q_{2т} = M_{дт} \cdot C_{т} \cdot (t_{п} - t_{к}) \cdot \frac{1000 \cdot 1000}{\tau \cdot 3600}, \text{ Вт}$$

де $M_{дт}$ - добове надходження тари в камеру, т/добу;

$C_{т}$ - теплоємність тари (с.59 [6]), кДж/(кг·К);

$t_{п}$ - температура тари при надходженні в камеру, °С;

$t_{к}$ - температура тари після холодильної обробки, °С.

Всі розрахунки зводимо в табл. 4.2.

Розрахунок експлуатаційних теплопритоків

Розраховуємо експлуатаційні теплопритоки за формулою 9.18 [6]:

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4, \text{ Вт}$$

де q_1 - теплопритік від освітлення, Вт;

q_2 - теплопритік від людей, Вт;

q_3 - теплопритік від працюючих електродвигунів, Вт;

q_4 - теплопритік від відкривання дверей, Вт.

Знаходимо теплопритік від освітлення за формулою 9.13 [6]:

$$q_1 = A \cdot F, \text{ Вт}$$

де A - питомий теплопритік від приладів на 1 м² підлоги (с.60 [6]), Вт/м²;

F - площа камери, м².

Знаходимо теплопритік від перебування людей за формулою 9.14 [6]:

$$q_2 = 350 \cdot n, \text{ Вт}$$

де 350 - теплопритік від однієї працюючої людини (с.60 [6]), Вт/чол;

n - кількість людей (с.60 [5]), чол.

Знаходимо теплопритік від працюючих електродвигунів за формулою 9.15 [5]:

$$q_3 = N_{ел} \cdot 1000, \text{ Вт}$$

де $N_{ел}$ - сумарна потужність всіх електродвигунів (с.60 [6]), кВт;

1000 - перевідний коефіцієнт із кВт в Вт.

Знаходимо теплопритік від відкривання дверей за формулою 9.17 [6]:

Тепропритік від термічної обробки продуктів

Таблиця 4.2.

| Назва камери | $t_{\text{кам}}$ | $M_{\text{д}}$ | $M_{\text{дт}}$ | $t_{\text{п}}$ | $t_{\text{к}}$ | $i_{\text{п}}$ | $i_{\text{к}}$ | $C_{\text{т}}$ | τ | $1000 \cdot 1000$ | $Q_{2\text{п}}$ | $Q_{2\text{т}}$ | Q_2 |
|----------------------------------|------------------|----------------|-----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|--------|-------------------|-----------------|-----------------|---------------|
| | С | т/доб | т/доб | С | С | кДж/кг | кДж/кг | кДж/кгК | год | $3600 \cdot t$ | | | |
| Приймка молока | 1,5 | 80 | | 16 | 4 | 378 | 344 | | 4 | 69,4 | 188889 | | 188889 |
| Масловиготовлювач | 1,5 | 3,53 | | 60 | 15 | 421 | 155,3 | | 16 | 17,4 | 16283 | | 16283 |
| Охолодження СОМ | 1,5 | 10 | | 47 | 25 | 112,3 | 48,2 | | 16 | 17,4 | 11128 | | 11128 |
| №1 Зберігання сухого молока | 5 | 10,0 | 1,0 | 25 | 5 | 48,2 | 9,6 | 1,46 | 24 | 11,57 | 4464 | 338 | 4802 |
| №2 Зберігання сухого молока | 5 | 10,0 | 1,0 | 25 | 5 | 48,2 | 9,6 | 1,46 | 24 | 11,57 | 4468 | 338 | 4806 |
| №3 Зберігання масла замороженого | -18 | 3,53 | 0,4 | -10 | -18 | 23,5 | 3,8 | 1,46 | 24 | 11,57 | 805 | 48 | 853 |
| №4 Зберігання масла замороженого | -18 | 3,53 | 0,4 | -10 | -18 | 23,5 | 3,8 | 1,46 | 24 | 11,57 | 805 | 48 | 853 |
| №5 Заморожування масла | -30 | 3,53 | 0,4 | 15 | -10 | 155,3 | 23,5 | 1,46 | 20 | 13,89 | 6462 | 179 | 6641 |
| №6 Заморожування масла | -30 | 3,53 | 0,4 | 15 | -10 | 155,3 | 23,5 | 1,46 | 20 | 13,89 | 6462 | 179 | 6641 |

$$q_4 = K \cdot F, \text{ Вт}$$

де K - питомий теплопритік на 1 м^2 підлоги (табл. 9.2 [6]), $\text{Вт}/\text{м}^2$;

F - площа камери, м^2 .

Всі розрахунки зводимо в табл. 4.3.

5. Визначення навантаження на обладнання камер і компресор

Навантаження на компресор $Q_{\text{км}}$ складається із усіх видів теплопритоків, але в ряді випадків їх можна враховувати на повністю, а частково, в залежності від типу та призначення холодильника.

Навантаження на компресор розраховуємо по наближеному методу (але достатньо точному, с.62 [6]) рекомендованому для холодильників з великою кількістю камер (споживачів холоду).

Навантаження на компресор від теплопритоку через огороження приймають:

$$Q_{1\text{км}} = 0.90 \cdot Q_1 - \text{для всіх камер, Вт.}$$

Навантаження на компресор від термічної обробки продуктів приймають:

$$Q_{2\text{км}} = Q_2 \quad - \text{для камер термообробки, Вт;}$$

$$Q_{2\text{км}} = 0.50 \cdot Q_2 - \text{для камер зберігання охолоджених вантажів, Вт;}$$

$$Q_{2\text{км}} = 0.60 \cdot Q_2 - \text{для камер зберігання заморожених вантажів, Вт.}$$

Навантаження на компресор від експлуатаційних теплопритоків приймають:

$$Q_{4\text{км}} = 0.75 \cdot Q_4 - \text{для всіх камер, Вт.}$$

Розраховані навантаження на обладнання та навантаження на компресор заносимо в табл. 5.1. і сумуємо його.

Розраховуємо теоретичну холодопродуктивність компресорів на кожну температуру кипіння за формулою 9.20 [6]:

$$Q_{\text{от}} = \frac{k \cdot \Sigma Q_{\text{км}}}{b}$$

$\Sigma Q_{\text{км}}$ - сумарне навантаження на компресори від теплопритоків у приміщення зберігання (безпосереднє охолодження R717);

k - коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах та апаратах холодильної установки (с.62 [6]);

$b_{\text{в}} = 0.9$ - коефіцієнт робочого часу для великих аміачних установок (22 годин);

Теоретична холодопродуктивність компресорів, на що працюють на охолодження приміщення експедиції та зберігання сухого молока:

$$k = 1.03 \quad Q_{\text{от}_E} = \frac{k \cdot \Sigma Q_{\text{км}_E}}{b} = \frac{1.03 \cdot 42244}{0.9} = 48346 \cdot \text{Вт}$$

Теоретична холодопродуктивність компресорів, на що працюють на охолодження камер зберігання масла:

Тепропритік при експлуатації камер холодильника

Таблиця 4.3.

| Назва камери | F_д м² | A Вт/м² | q₁ Вт | n чол. | q₂ Вт | N_{ел} кВт | q₃ Вт | K Вт/м² | q₄ Вт | Q₄ Вт |
|-------------------------------------|--|-------------------------------|-----------------------------|-------------------|-----------------------------|-------------------------------|-----------------------------|-------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| №1 Зберігання сухого молока | 432 | 1,2 | 518,4 | 4 | 1400 | 0 | 0 | 15 | 6480 | 8398 |
| №2 Зберігання сухого молока | 432 | 1,2 | 518,4 | 4 | 1400 | 0 | 0 | 15 | 6480 | 8398 |
| №3 Зберігання масла замороженого | 216 | 1,2 | 259,2 | 3 | 1050 | 0 | 0 | 12 | 2592 | 3901 |
| №4 Зберігання масла замороженого | 216 | 1,2 | 259,2 | 3 | 1050 | 0 | 0 | 12 | 2592 | 3901 |
| №5 Заморожування масла | 18 | 1,2 | 21,6 | 2 | 700 | 0 | 2000 | 32 | 576 | 3298 |
| №6 Заморожування масла | 18 | 1,2 | 21,6 | 2 | 700 | 0 | 2000 | 32 | 576 | 3298 |
| №7 Експедиція | 144 | 4,5 | 648,0 | 3 | 1050 | 0 | 0 | 20 | 2880 | 4578 |

Навантаження на обладнання камер холодильника та компресор

Таблиця 5.1.

| Назва приміщення | t _{кам} °C | Q ₁ , Вт | | Q ₂ , Вт | | Q ₄ , Вт | | Q, Вт | |
|---|------------------------|---------------------|------|---------------------|--------|---------------------|------|---------------|---------------|
| | | Обл. | КМ | Обл. | КМ | Обл. | КМ | Обл. | КМ |
| №1 Зберігання сухого молока | 5 | 7175 | 6458 | 4802 | 4802 | 8398 | 6299 | 20376 | 17559 |
| №2 Зберігання сухого молока | 5 | 7931 | 7138 | 4806 | 4806 | 8398 | 6299 | 21135 | 18242 |
| №3 Зберігання масла замороженого | -18 | 8184 | 7365 | 853 | 426 | 3901 | 2926 | 12937 | 10718 |
| №4 Зберігання масла замороженого | -18 | 6604 | 5944 | 853 | 426 | 3901 | 2926 | 11358 | 9296 |
| №5 Заморожування масла | -30 | 936 | 842 | 6641 | 6641 | 3298 | 2473 | 10874 | 9956 |
| №6 Заморожування масла | -30 | 1142 | 1028 | 6641 | 6641 | 3298 | 2473 | 11081 | 10142 |
| №9 Експедиція | 12 | 4809 | 4328 | | | 4578 | 3434 | 9387 | 7762 |
| Технологічне навантаження | | | | 216301 | 216301 | | | 216301 | 216301 |
| Всього теплове навантаження технологічне та приміщень з температурою 5 та 12°C | | | | | | | | 267198 | 259863 |
| Всього теплове навантаження для приміщень з температурою -18°C | | | | | | | | 24295 | 20013 |
| Всього теплове навантаження для приміщень з температурою -30°C | | | | | | | | 21955 | 20099 |

$b_M = 0.9$ - коефіцієнт робочого часу для малих аміачних установок (16 годин);

$$k = 1.06 \quad Q_{OT_36} = \frac{k \cdot \Sigma Q_{KM_36}}{b_M} = \frac{1.06 \cdot 20013}{0.9} = 23571 \cdot \text{Вт}$$

Теоретична холодопродуктивність компресорів, на що працюють на охолодження камер заморозування:

$$k = 1.1 \quad Q_{OT_3} = \frac{k \cdot \Sigma Q_{KM_3}}{b} = 1.1 \cdot \frac{20099}{0.9} = 24565 \cdot \text{Вт}$$

Теоретична холодопродуктивність компресорів, на що працюють на охолодження проміжного теплоносія на технологічні потреби:

$$k = 1.12 \quad Q_{OT_T} = \frac{k \cdot \Sigma Q_{KM_T}}{b} = \frac{1.12 \cdot 216301}{0.9} = 269175 \cdot \text{Вт}$$

6. Вибір розрахункового робочого режиму. Тепловий розрахунок ХМ

6.1. Вибір системи охолодження та типу холодильної установки

За завданням до розгляду прийнято такі схемні рішення ХУ.

Для **схемного рішення №1** обираємо децентрацізовану схему холодозабезпечення на базі окремих холодильних машин на температури кипіння ХА: одноступеневі на більш високі і двоступеневу на більш низькі. Всі схеми буде об'єднано спільним конденсатором та лінійними ресиверами.

Відмова від централізованого холодопостачання дозволяє відмовлятися від того чи іншого виду холодильного оброблення чи зберігання залежно від виробничих потреб, що можливо матиме економію енергоресурсів порівняно із схемою №2 де більша частина обладнання має працювати постійно.

Економічний аналіз впровадження таких схем, який буде проведено у розділі 5 проекту, дозволить обрати оптимальне рішення для підприємства, що досліджується у проекті.

Для **схемного рішення №2** для забезпечення холодом камер холодильника маслозаводу проектуємо аміачну централізовану насосну систему безпосереднього охолодження на базі двоступеневої холодильної машини з компаундним ресивером на три температури кипіння.

Холодильну установку проектуємо з випарними конденсаторами, що дозволить отримати низьку температуру конденсації при найменших втратах води. Також вони мають порівняно низький коефіцієнт теплопередачі, але не потребують системи охолодження оборотної води, що є економічно вигідно. Для захисту теплообмінної поверхні випарних конденсаторів від утворення накипу ХВО.

6.2. Вибір розрахункового робочого режиму

Для схем, які аналізуються розрахунковий робочий режим буде практично однаковим. Режим роботи холодильної машини характеризується температурами кипіння, конденсації, переохолодження, всмоктування.

Правильно вибраний температурний режим роботи ХМ визначає її економічність.

Визначаємо температуру кипіння аміаку:

$t_{\text{екс}} = 12 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура повітря в приміщенні експедиції;

$t_{\text{см}} = 5 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура повітря в камерах зберігання СОМ;

$t_{\text{зб}} = -18 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура повітря в камері зберігання масла;

$t_{\text{зам}} = -30 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура повітря в камері заморожування масла.

$\Delta t = 7 \dots 10 \cdot ^\circ\text{C}$ - різниця температур між повітрям камери та киплячим холодоагентом при безпосередньому кипінні в приладах охолодження (в окремих випадках може бути знижена до 5 або збільшена до 12);

$\Delta t_p = 3.5 \cdot ^\circ\text{C}$ - різниця температур між технологічними продуктами та проміжним теплоносієм;

$t_{p2} = 1.5 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура проміжного теплоносія на виході з випарника;

$t_{p1} = 4 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура проміжного теплоносія на вході до випарника;

$\Delta t_{pв} = 6.5 \cdot ^\circ\text{C}$ - різниця температур між проміжним теплоносієм та киплячим холодильним агентом;

$$t_{o_екс} = t_{екс} - 10 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{o_екс} = 2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{o_см} = t_{см} - 10 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{o_см} = -5 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{o_зб} = t_{зб} - 5 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{o_зб} = -23 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{o_зам} = t_{зам} - 10 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{o_зам} = -40 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{o_T} = t_{p2} - \Delta t_{pв}$$

$$t_{o_T} = -5 \cdot ^\circ\text{C}$$

Приймаємо температуру кипіння аміаку:

$t_{o_см} = -5 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура кипіння аміаку в батареях камер зберігання сухого молока;

$t_{o_зб} = -23 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура кипіння аміаку в батареях камер зберігання масла;

$t_{o_зам} = -40 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура кипіння аміаку в повітроохолодниках камер заморожування масла.

$t_{o_зам} = -40 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура кипіння аміаку в повітроохолодниках камер заморожування масла.

Визначаємо температуру всмоктування парів холодоагенту R717:

$\Delta t_{\text{пер}} = 5 \cdot ^\circ\text{C}$ - перегрів парів холодоагенту R717 на всмоктуванні в КМ;

$$t_{\text{вс_екс}} = t_{o_екс} + \Delta t_{\text{пер}}$$

$$t_{\text{вс_екс}} = 7 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{вс_см}} = t_{o_см} + \Delta t_{\text{пер}}$$

$$t_{\text{вс_см}} = 0 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{вс_зб}} = t_{o_зб} + \Delta t_{\text{пер}}$$

$$t_{\text{вс_зб}} = -18 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{вс_зам}} = t_{o_зам} + \Delta t_{\text{пер}}$$

$$t_{\text{вс_зам}} = -35 \cdot ^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру води на вході в аміачний кожухотрубний конденсатор.

В аміачних холодильних установках з температуру води на вході в конденсатор приймають вище на 5-6 °С від температури навколишнього повітря по мокрому термометру, яку визначають за діаграмою h-d для вологого повітря за вихідними даними $t_{\text{м.т.}} = 21 \cdot ^\circ\text{C}$.

$$\Delta t_{\omega} = 5 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{\omega 1} = t_{\text{м.т.}} + \Delta t_{\omega}$$

$$t_{\omega 1} = 26 \cdot ^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру води на виході з аміачного конденсатора:

$$\Delta t_{\omega\text{к}} = 4 \cdot ^\circ\text{C} - \text{нагрів води у конденсаторі;}$$

$$t_{\omega 2} = t_{\omega 1} + \Delta t_{\omega\text{к}}$$

$$t_{\omega 2} = 30 \cdot ^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру конденсації парів аміаку за ф-лою:

$$t_{\text{к}} = t_{\omega 1} + \Delta t_{\omega\text{к}} + 2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{к}} = 32 \cdot ^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру переохолодження аміаку за ф-лою:

$$t_{\text{п}} = t_{\text{к}} - 2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{п}} = 30 \cdot ^\circ\text{C}$$

За отриманими значеннями температур визначаємо тиски кипіння та конденсації та перевіряємо можливість використання одноступеневих ХМ. Результати розрахунку зводимо до таблиці 6.1.

Таблиця 6.1.

| Температура кипіння | Тиск кипіння | Тиск конденсації | Відношення тисків | Різниця тисків |
|---------------------|--------------|------------------|-------------------|-------------------|
| | P_o , МПа | P_k , МПа | P_k / P_o | $P_k - P_o$, МПа |
| 2 | 0,460 | 1,240 | 2,696 | 0,780 |
| -5 | 0,355 | 1,240 | 3,493 | 0,885 |
| -23 | 0,165 | 1,240 | 7,515 | 1,075 |
| -40 | 0,072 | 1,240 | 17,222 | 1,168 |

За результатами перевірки приймаємо:

для схемного рішення №1:

експедиція, камери зберігання сухого молока та проміжний теплоносій будуть охолоджуватися одноступеневою холодильною машиною з температурою кипіння:

$$t_{o_5} = -5 \cdot ^\circ\text{C}$$

камера зберігання замороженого масла охолоджуються одноступеневою машиною з температурою кипіння:

$$t_{o_23} = -23 \cdot ^\circ\text{C}$$

камера заморожування масла охолоджуються двоступеневою машиною із змішаною проміжною посудиною з температурою кипіння:

$$t_{o_40} = -40 \cdot ^\circ\text{C}$$

для схемного рішення №2:

використовуємо двоступеневу холодильну машину з компаундним ресивером на три температури кипіння:

експедиція, камери зберігання сухого молока та проміжний теплоносій будуть охолоджуватися ХА з компаундного ресивера з температурою кипіння:

$$t_{o_5} = -5 \cdot ^\circ\text{C}$$

камера зберігання замороженого масла охолоджуються ХА з компаундного ресивера після РВ, з температурою кипіння:

$$t_{o_23} = -23 \cdot ^\circ\text{C}$$

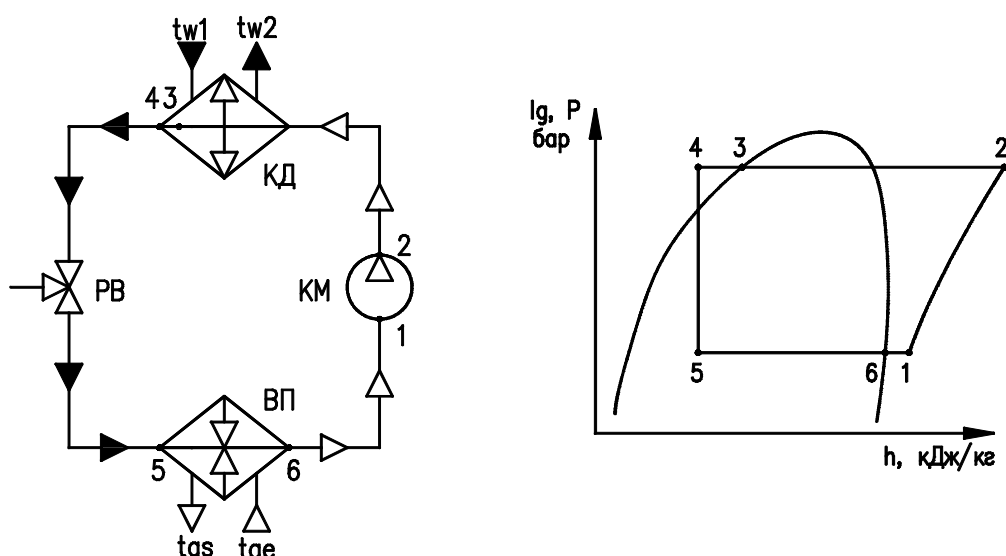
камера заморожування масла охолоджуються ХА з компаундного ресивера після РВ з температурою кипіння:

$$t_{o_40} = -40 \cdot ^\circ\text{C}$$

6.3. Тепловий розрахунок холодильних машин схеми №1

6.3.1. Одноступенева машина з $t_{o_5} = -5 \cdot ^\circ\text{C}$

Розрахункова (структурна) схема та цикл в h-lgr діаграмі аміачної одноступеневої холодильної машини.



Скориставшись програмою Coolpac будемо та визначаємо параметри циклу ХМ у визначальних точках, які заносимо до табл. 6.2.



P₆

Таблиця 6.1.

| Точка | Тиск | Температура | Ентальпія | Питомий об'єм |
|-------|-------|-------------|-----------|--------------------|
| | МПа | °C | кДж/кг | м ³ /кг |
| 1 | 0,355 | 0 | 1468 | 0,35 |
| 2 | 1,240 | 87 | 1654 | 0,13 |
| 3 | 1,240 | 32 | 350 | |
| 4 | 1,240 | 30 | 343 | |
| 5 | 0,355 | -5 | 343 | |
| 6 | 0,355 | -5 | 1460 | |

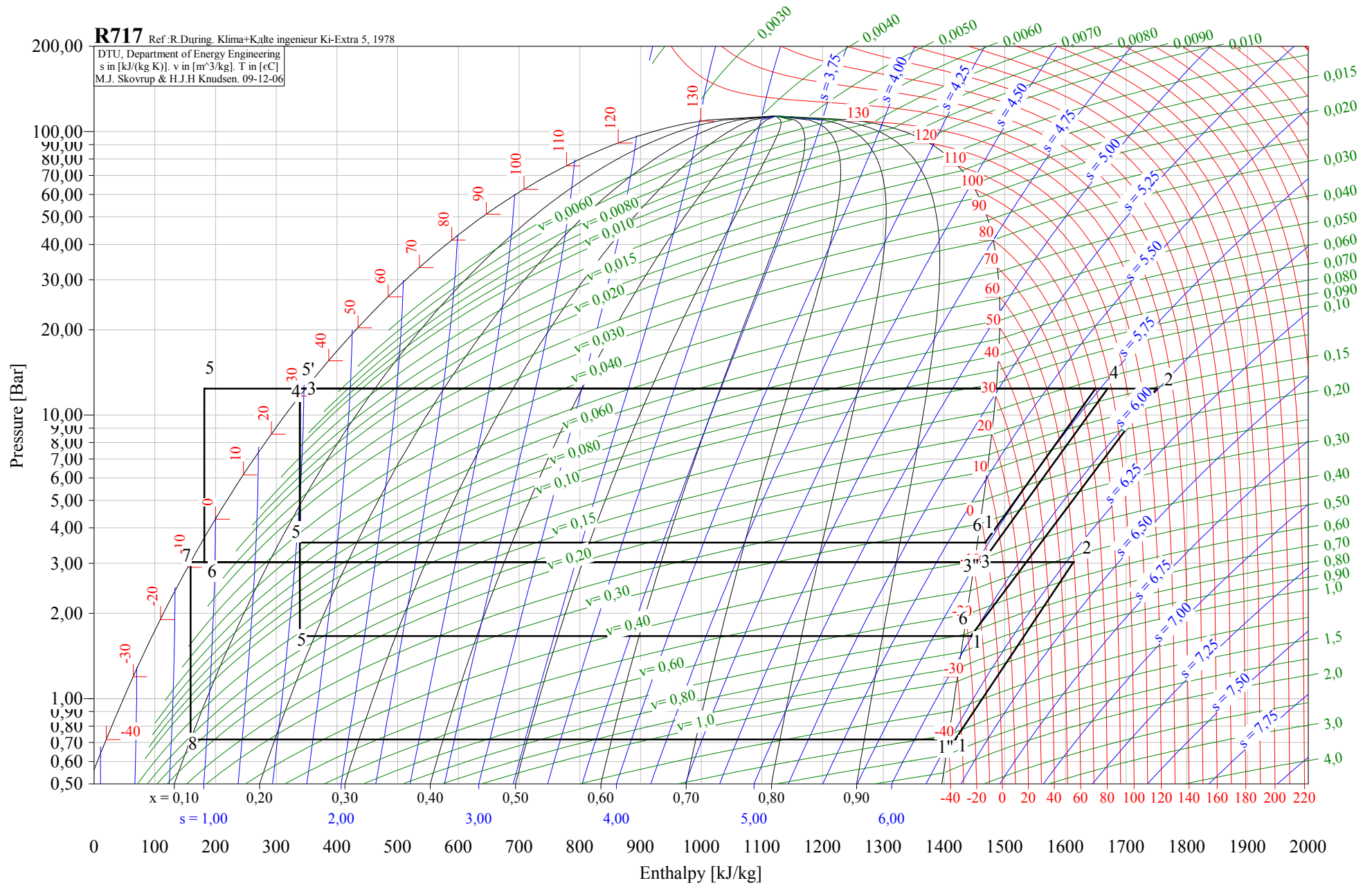
Питома масова продуктивність R717 за формулою 11.1 [6]:

$$q_o = h_6 - h_5 \qquad q_o = 1117 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома теоретична робота компресора за формулою 11.2 [6]:

R717 Ref: R.During, Klima+Kälte ingenieur Ki-Extra 5, 1978

DTU, Department of Energy Engineering
 s in [kJ/(kg K)], v in [m³/kg], T in [°C]
 M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen, 09-12-06



$$w_T = h_2 - h_1 \qquad w_T = 186 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор за формулою 11.3 [6]:

$$q_k = h_2 - h_3 \qquad q_k = 1319 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Теоретична холодопродуктивність компресора:

$$Q_{OT_5} = Q_{OT_E} + Q_{OT_T} \qquad Q_{OT_5} = 317.52 \text{ кВт}$$

Необхідна масова витрата холодоагента за формулою 11.4 [6]:

$$G_{T_5} = \frac{Q_{OT_5}}{q_0} \qquad G_{T_5} = 0.284 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі:

$\Delta p_{вс.} = 8 \text{ кПа}$ - депресія на всмоктуванні (5...8 кПа);

$\Delta p_H = 8 \text{ кПа}$ - депресія на нагнітанні (5...10 кПа);

$c_{пр.} = 0.04$ - відносний мертвий простір (0,03...0,04);

$$\lambda_{i_екс} = \frac{P_{O_екс} - \Delta p_{вс.}}{P_{O_екс}} - c_{пр.} \cdot \left[\left(\frac{P_K + \Delta p_H}{P_{O_екс}} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{P_{O_екс} - \Delta p_{вс.}}{P_{O_екс}} \right] \lambda_{i_екс} = 0.972$$

Коефіцієнт, що враховує втрати від нагрівання та нещільності:

$$\lambda_{\omega_екс} = \frac{t_{O_екс} + 273 \cdot ^\circ\text{C}}{t_K + 273 \cdot ^\circ\text{C}} \qquad \lambda_{\omega_екс} = 0.902$$

Коефіцієнт подачі:

$$\lambda_{екс} = \lambda_{i_екс} \cdot \lambda_{\omega_екс} \qquad \lambda_{екс} = 0.876$$

Необхідна теоретична об'ємна продуктивність компресорів за формулою 11.5 [6]:

$$V_{T_5} = \frac{G_{T_5} \cdot v_1}{\lambda_{екс}} \qquad V_{T_5} = 408.657 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \qquad V_{T_5} = 0.114 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

За отриманим значенням обираємо поршневий компресорний агрегат на базі компресора Grasso RC86. Характеристики агрегату наведено в табл. 6.2.

Таблиця 6.2.

| Марка компресорного агрегата | Розмірність | RC86 |
|--|---------------------|-------|
| Теоретична об'ємна продуктивність компресора | м ³ /год | 258,8 |
| Потужність електричного двигуна | кВт | 45 |
| Частота обертання | об/хв | 1450 |
| Габаритні розміри | довжина | мм |
| | ширина | мм |
| | висота | мм |
| Вага | кг | 600 |

На основі отриманого значення V_T підбираємо $n = 2$ компресорних агрегати

об'ємною продуктивністю $V_{KM} = 0.072 \cdot \frac{M^3}{C}$.

Теоретична (адіабатна) потужність компресорів:

$$N_{T_5} = G_{T_5} \cdot w_T \quad N_{T_5} = 52.873 \text{ кВт}$$

Індикаторна, ефективна та електрична потужність компресора:

Індикаторний ККД:

$b = 0.001$ - дослідний коефіцієнт;

$$\eta_i = \lambda_{\omega_екс} + b \cdot \frac{t_{o_екс}}{^{\circ}C} \quad \eta_i = 0.904 \quad \eta_{мех} = 0.8 \quad \eta_{ел} = 0.85$$

$$N_{i_5} = \frac{N_{T_5}}{\eta_i} \quad N_{e_5} = \frac{N_{i_5}}{\eta_{мех}} \quad N_{e_ел} = \frac{N_{e_5}}{\eta_{ел}}$$

$$N_{i_5} = 58.511 \text{ кВт} \quad N_{e_5} = 73.139 \text{ кВт} \quad N_{e_ел} = 86.045 \text{ кВт}$$

Компресор комплектується електродвигуном потужністю 45 кВт.

При розрахунковому навантаженні компресор буде працювати постійно.

Коефіцієнт робочого часу для цього компресора:

$$b_{KM_5} = b \cdot \frac{V_{T_5}}{2 \cdot 258.8 \cdot \frac{M^3}{год}} \quad b_{KM_5} = 0.711$$

Теплове навантаження на конденсатор становитиме:

$$Q_{K_5_1} = N_{i_5} + Q_{от_5} \quad Q_{K_5_1} = 376.031 \text{ кВт}$$

6.2.2. Одноступенева машина з $t_{o_23} = -23 \cdot ^\circ\text{C}$

Розрахункова (структурна) схема та цикл в h - lgr діаграмі аміачної одноступеневої холодильної машини наведено вище. Будемо цикл у діаграмі та визначаємо параметри циклу. Результати зводимо до табл. 6.3.

P₆

Таблиця 6.3.

| Точка | Тиск | Температура | Ентальпія | Питомий об'єм |
|-------|-------|------------------|-----------|--------------------|
| | МПа | $^\circ\text{C}$ | кДж/кг | м ³ /кг |
| 1 | 0,165 | -18 | 1441 | 0,79 |
| 2 | 1,270 | 129 | 1768 | 0,15 |
| 3 | 1,270 | 32 | 350 | |
| 4 | 1,270 | 30 | 343 | |
| 5 | 0,165 | -23 | 343 | |
| 6 | 0,165 | -23 | 1432 | |

Питома масова продуктивність R717 за формулою 11.1 [6]:

$$q_o = h_6 - h_5 \qquad q_o = 1089 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома теоретична (адиабатна) робота компресора за формулою 11.2 [6]:

$$w_T = h_2 - h_1 \qquad w_T = 327 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор за формулою 11.3 [6]:

$$q_k = h_2 - h_4 \qquad q_k = 1425 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Теоретична холодопродуктивність компресора:

$$Q_{OT_36} = 23.6 \text{ кВт}$$

Необхідна масова витрата холодоагента за формулою 11.4 [6]:

$$G_T = \frac{Q_{OT_36}}{q_o} \qquad G_T = 0.022 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі:

$$\Delta p_{\text{вс.}} = 8 \text{ кПа} \quad - \text{депресія на всмоктуванні (5...8 кПа);}$$

$$\Delta p_{\text{н}} = 8 \text{ кПа} \quad - \text{депресія на нагнітанні (5...10 кПа);}$$

$$c_{\text{пр.}} = 0.04 \quad - \text{відносний мертвий простір (0,03...0,04);}$$

$$\lambda_{i_36} = \frac{P_{o_36} - \Delta p_{\text{вс.}}}{P_{o_36}} - c_{\text{пр.}} \cdot \left[\left(\frac{P_k + \Delta p_{\text{н}}}{P_{o_36}} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{P_{o_36} - \Delta p_{\text{вс.}}}{P_{o_36}} \right] \qquad \lambda_{i_36} = 0.88$$

Коефіцієнт, що враховує втрати від нагрівання та нещільності:

$$\lambda_{\omega_36} = \frac{t_{o_36} + 273 \cdot ^\circ\text{C}}{t_k + 273 \cdot ^\circ\text{C}} \qquad \lambda_{\omega_36} = 0.82$$

Коефіцієнт подачі:

$$\lambda_{зб} = \lambda_{i_зб} \cdot \lambda_{\omega_зб}$$

$$\lambda_{зб} = 0.721$$

Необхідна теоретична об'ємна продуктивність компресорів за формулою 11.5 [6]:

$$V_T = \frac{G_T \cdot v_1}{\lambda_{зб}}$$

$$V_T = 85.382 \frac{M^3}{год}$$

$$V_T = 0.024 \frac{M^3}{с}$$

Характеристики обраного компресорного агрегату тієї ж фірми наведено в табл. 6.4.

Таблиця 6.4.

| Марка компресорного агрегата | Розмірність | RCU46 | RCU66 |
|--|---------------------|--------|-------|
| Теоретична об'ємна продуктивність компресора | м ³ /с | 0,0290 | 0,054 |
| Потужність електричного двигуна | кВт | 13 | 5 |
| Частота обертання | об/хв | 1480 | 1480 |
| Об'ємна витрата охолоджувальної води | м ³ /год | 2 | 2 |
| Габаритні розміри | довжина | мм | 1700 |
| | ширина | мм | 900 |
| | висота | мм | 830 |
| Вага | кг | 480 | 590 |

На основі отриманого значення V_T підбираємо $n = 1$ постійно працюючих компресорних агрегата та 1 резервний.

Сумарна теоретична потужність компресорів:

$$N_T = G_T \cdot w_T$$

$$N_T = 7.078 \text{ кВт}$$

Сумарна індикаторна, ефективна та електрична потужність компресорів за формулами:

Індикаторний ККД:

$v = 0.001$ - дослідний коефіцієнт;

$$\eta_i = \lambda_{\omega_екс} + v \cdot \frac{t_{o_зб}}{^{\circ}C}$$

$$\eta_i = 0.879$$

$$\eta_{мех} = 0.85$$

$$\eta_{ел} = 0.85$$

$$N_{i_зб} = \frac{N_T}{\eta_i}$$

$$N_{e_зб} = \frac{N_{i_зб}}{\eta_{мех}}$$

$$N_{ел_зб} = \frac{N_{e_зб}}{\eta_{ел}}$$

$$N_{i_зб} = 8.055 \text{ кВт}$$

$$N_{e_зб} = 9.477 \text{ кВт}$$

$$N_{ел_зб} = 11.149 \text{ кВт}$$

$$\frac{N_{ел_зб}}{n} = 6 \text{ кВт} - \text{електрична потужність двигуна компресора.}$$

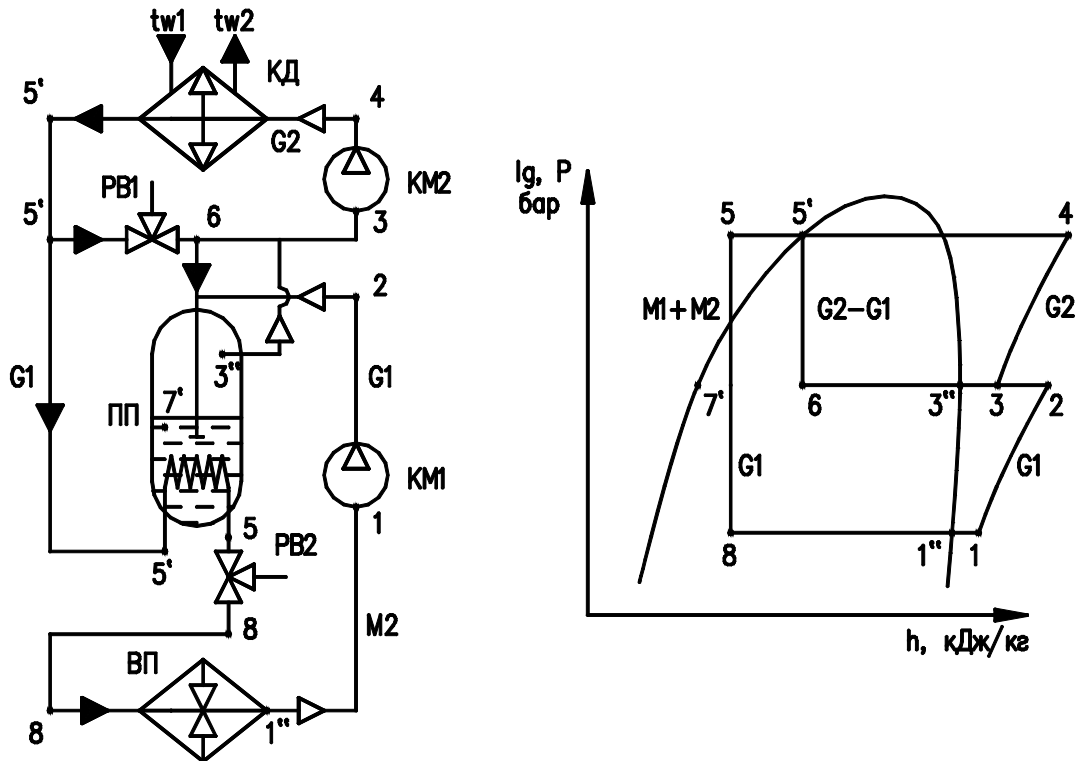
Номінальна потужність електродвигуна, що входить в комплект агрегату $N_{дв} = 10 \cdot \text{кВт}$, агрегат підібрано з достатнім запасом.

Розраховуємо дійсне навантаження на конденсатор за формулою:

$$Q_{\text{кд_зб_1}} = Q_{\text{от_зб}} + N_{\text{i_зб}} \quad Q_{\text{кд_зб_1}} = 32 \text{ кВт}$$

6.2.3. Двоступенева холодильна машина з $t_{\text{o_40}} = -40 \cdot ^\circ\text{C}$

Розрахункова (структурна) схема та цикл в h - $\lg p$ діаграмі аміачної двоступеневої холодильної машини з гвинтовим компресором.



Знаходимо та заносимо до табл. 6.5 характеристики вузлових точок циклу.

Таблиця 6.5.

| Точка | Тиск | Температура | Ентальпія | Питомий об'єм |
|-------|-------|------------------|-----------|--------------------|
| | МПа | $^\circ\text{C}$ | кДж/кг | м ³ /кг |
| 1'' | 0,072 | -40 | 1408 | |
| 1 | 0,072 | -35 | 1418 | 1,59 |
| 2 | 0,302 | 60 | 1613 | |
| 3'' | 0,302 | -9 | 1450 | |
| 3 | 0,302 | -4 | 1465 | 0,41 |
| 4 | 1,240 | 93 | 1657 | |
| 5' | 1,240 | 33 | 343 | |
| 5 | 1,240 | -5 | 158 | |
| 6 | 0,302 | -9 | 343 | |
| 8 | 0,072 | -40 | 158 | |

Питома масова продуктивність за формулою 11.1 [6]:

$$q_{\text{o_зам}} = h_{1''} - h_8$$

$$q_{\text{o_зам}} = 1250 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома об'ємна холодопродуктивність компресорів:

$$q_{v1_зам} = \frac{q_{o_зам}}{v_1} \quad q_{v1_зам} = 786 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

$$q_{v2_зам} = \frac{q_{o_зам}}{v_3} \quad q_{v2_зам} = 3049 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор за формулою 11.3 [6]:

$$q_{k_зам} = h_2 - h_5' \quad q_{k_зам} = 1270 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома теоретична робота компресорів за формулою 11.2 [6]:

$$w_{T1_зам} = h_2 - h_1 \quad w_{T1_зам} = 195 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$w_{T2_зам} = h_4 - h_3 \quad w_{T2_зам} = 192 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Теоретична холодопродуктивність компресора ступені низького тиску (КМ1):

$$Q_{от_3} = 24.6 \text{ кВт}$$

Масова витрата холодоагента в компресорах другого ступеня 11.4 [6]:

$$G_{T1_зам} = \frac{Q_{от_3}}{q_{o_зам}} \quad G_{T1_зам} = 0.02 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$G_{T2_зам} = G_{T1_зам} \cdot \frac{h_2 - h_5}{h_{3''} - h_6} \quad G_{T2_зам} = 0.026 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad G_{T2_зам} - G_{T1_зам} = 0.006 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Знаходимо коефіцієнти подачі компресорів:

Компресори СНТ:

$\Delta p_{вс.} = 8 \text{ кПа}$ - депресія на всмоктуванні (5...8 кПа);

$\Delta p_H = 8 \text{ кПа}$ - депресія на нагнітанні (5...10 кПа);

$c_{пр.} = 0.04$ - відносний мертвий простір (0,03...0,04);

$$\lambda_{i_1} = \frac{P_{o_зам} - \Delta p_{вс.}}{P_{o_зам}} - c_{пр.} \cdot \left[\left(\frac{P_{пр_зам} + \Delta p_H}{P_{o_зам}} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{P_{o_зб} - \Delta p_{вс.}}{P_{o_зб}} \right] \lambda_{i_1} = 0.844$$

Коефіцієнт, що враховує втрати від нагрівання та нещільності:

$$\lambda_{\omega_1} = \frac{t_{o_зам} + 273 \cdot ^\circ\text{C}}{t_6 + 273 \cdot ^\circ\text{C}} \quad \lambda_{\omega_1} = 0.883$$

Коефіцієнт подачі компресорів СНТ:

$$\lambda_1 = \lambda_{i_1} \cdot \lambda_{\omega_1} \quad \lambda_1 = 0.745$$

Компресори СВТ:

$\Delta p_{вс.} = 8 \text{ кПа}$ - депресія на всмоктуванні (5...8 кПа);

$\Delta p_{н} = 8 \text{ кПа}$ - депресія на нагнітанні (5...10кПа);

$c_{пр.} = 0.04$ - відносний мертвий простір (0,03...0,04);

$$\lambda_{i_2} = \frac{P_{пр_зам} - \Delta p_{вс.}}{P_{пр_зам}} - c_{пр.} \cdot \left[\left(\frac{P_{к} + \Delta p_{н}}{P_{пр_зам}} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{P_{пр_зам} - \Delta p_{вс.}}{P_{пр_зам}} \right] \quad \lambda_{i_2} = 0.931$$

Коефіцієнт, що враховує втрати від нагрівання та нещільності:

$$\lambda_{\omega_2} = \frac{t_{б} + 273 \cdot ^\circ\text{C}}{t_{к} + 273 \cdot ^\circ\text{C}} \quad \lambda_{\omega_2} = 0.866$$

Коефіцієнт подачі компресорів СНТ:

$$\lambda_2 = \lambda_{i_2} \cdot \lambda_{\omega_2} \quad \lambda_2 = 0.806$$

Теоретична кількість парів холодильного агента, що всмоктуються компресорами:

$$V_{Т1_зам} = \frac{G_{Т1_зам} \cdot v_1}{\lambda_1} \quad V_{Т1_зам} = 0.042 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad V_{Т1_зам} = 151 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

$$V_{Т2_зам} = \frac{G_{Т2_зам} \cdot v_3}{\lambda_2} \quad V_{Т2_зам} = 0.013 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad V_{Т2_зам} = 47.3 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Характеристики обраного двоступеневого компресорного агрегату на базі двоступеневого компресора Grasso RC3110 наведено в табл. 6.6.

Таблица 6.6.

| Марка компресорного агрегата | Розмірність | RC3110 | |
|---------------------------------------|-------------------------|--------|----|
| Теоретична об'ємна продуктивність СНТ | $\text{м}^3/\text{год}$ | 210 | 70 |
| Потужність електричного двигуна | кВт | 25 | |
| Частота обертання | об/хв | 1450 | |
| Габаритні розміри | довжина | 1910 | |
| | ширина | 1020 | |
| | висота | 940 | |



На основі отриманого значення V_T підбираємо $n = 1$ постійно працюючий компресорний агрегат та один резервний, об'ємною продуктивністю СНТ $V_{км1_зам} = 210 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$. Загальна продуктивність компресорів:

$$\Sigma V_{км1_зам} = n \cdot V_{км1_зам} \quad \Sigma V_{км1_зам} = 210 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

$$\Sigma V_{\text{км2_зам}} = n \cdot V_{\text{км2_з}} \quad \Sigma V_{\text{км2_зам}} = 70 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Дійсна сумарна масова витрата холодоагента:

$$\Sigma G_{\text{км1_зам}} = \frac{\lambda_1 \cdot \Sigma V_{\text{км1_зам}}}{\nu_1} \quad \Sigma G_{\text{км1_зам}} = 0.027 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$\Sigma G_{\text{км2_зам}} = \frac{\lambda_2 \cdot \Sigma V_{\text{км2_зам}}}{\nu_3} \quad \Sigma G_{\text{км2_зам}} = 0.038 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Сумарна холодопродуктивність компресорів:

$$\Sigma Q_{\text{о_зам}} = \Sigma G_{\text{км1_зам}} \cdot q_{\text{о_зам}} \quad \Sigma Q_{\text{о_зам}} = 34.158 \text{ кВт}$$

Сумарна теоретична (адіабатна) потужність компресорів:

$$\Sigma N_{\text{т1_зам}} = \Sigma G_{\text{км1_зам}} \cdot w_{\text{т1_зам}} \quad \Sigma N_{\text{т1_зам}} = 5.329 \text{ кВт}$$

$$\Sigma N_{\text{т2_зам}} = \Sigma G_{\text{км2_зам}} \cdot w_{\text{т2_зам}} \quad \Sigma N_{\text{т2_зам}} = 7.339 \text{ кВт}$$

Сумарна індикаторна потужність компресорів:

Індикаторний ККД СНТ:

$v = 0.001$ - дослідний коефіцієнт;

$$\eta_{i1} = \lambda_{\omega_1} + v \cdot \frac{t_{\text{о_зам}}}{\text{°C}} \quad \eta_i = 0.879 \quad \eta_{\text{мех}} = 0.85 \quad \eta_{\text{ел}} = 0.85$$

Індикаторний ККД СВТ:

$v = 0.001$ - дослідний коефіцієнт;

$$\eta_{i2} = \lambda_{\omega_2} + v \cdot \frac{t_6}{\text{°C}} \quad \eta_i = 0.879 \quad \eta_{\text{мех}} = 0.85 \quad \eta_{\text{ел}} = 0.85$$

$$\Sigma N_{i1_зам} = \frac{\Sigma N_{\text{т1_зам}}}{\eta_{i1}} \quad \Sigma N_{i1_зам} = 6.324 \text{ кВт}$$

$$\Sigma N_{i2_зам} = \frac{\Sigma N_{\text{т2_зам}}}{\eta_{i2}} \quad \Sigma N_{i2_зам} = 8.568 \text{ кВт}$$

Сумарна ефективна потужність (потужність на валу компресора):

$$\eta_{\text{мех}} = 0.8 \quad \Sigma N_{\text{е1_зам}} = \frac{\Sigma N_{i1_зам}}{\eta_{\text{мех}}} \quad \Sigma N_{\text{е1_зам}} = 7.905 \text{ кВт}$$

$$\Sigma N_{\text{е2_зам}} = \frac{\Sigma N_{i2_зам}}{\eta_{\text{мех}}} \quad \Sigma N_{\text{е2_зам}} = 10.71 \text{ кВт}$$

Сумарна електрична потужність компресорів:

$$\eta_{\text{ел}} = 0.85$$

$$\Sigma N_{\text{ел1_зам}} = \frac{\Sigma N_{\text{е1_зам}}}{\eta_{\text{ел}}} \quad \Sigma N_{\text{ел1_зам}} = 9.3 \text{ кВт}$$

$$\Sigma N_{\text{ел2_зам}} = \frac{\Sigma N_{\text{е2_зам}}}{\eta_{\text{ел}}} \quad \Sigma N_{\text{ел2_зам}} = 12.6 \text{ кВт}$$

$$\frac{\Sigma N_{\text{ел1_зам}} + \Sigma N_{\text{ел2_зам}}}{\eta} = 22 \text{ кВт} - \text{необхідна електрична потужність двигуна.}$$

Номінальна потужність електродвигуна, що входить в комплект агрегату 25 кВт. Отже агрегати підібрані з достатнім запасом.

Дійсне навантаження на конденсатор за формулою:

$$Q_{\text{кд_зам_1}} = \Sigma Q_{\text{о_зам}} + (\Sigma N_{\text{i1_зам}} + \Sigma N_{\text{i2_зам}}) \quad Q_{\text{кд_зам_1}} = 49 \text{ кВт}$$

6.4. Тепловий розрахунок холодильних машин схеми №2

Для схеми №2 обираємо також температури кипіння, як і у попередній. Використовуємо тіж формули та припущення, що й упередній схемі.

Проміжний тиск приймаємо рівним тиску у компаундному ресивері і таким, щоб він відповідав температурі кипіння $t_{\text{o}_5} = -5^\circ\text{C}$.

$$P_{\text{пр}} = 0.354 \cdot \text{МПа}$$

Будуємо цикл холодильної машини в h-lgr діаграмі, визначаємо параметри холодильного агента та заносимо їх до табл.6.7.

Питома масова продуктивність ХМ для усіх температур кипіння:

$$q_{\text{o}_5} = h_{5'} - h_8 \quad q_{\text{o}_5} = 1111 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$q_{\text{o}_23} = h_{3'} - h_{10'} \quad q_{\text{o}_23} = 1258 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$q_{\text{o}_40} = h_{1'} - h_{10} \quad q_{\text{o}_40} = 1223 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома теоретична (адіабатна) робота компресорів першого ступеня:

$$w_{\text{T}_23} = h_4 - h_3 \quad w_{\text{T}_23} = 100 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$w_{\text{T}_40} = h_2 - h_1 \quad w_{\text{T}_40} = 219 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питому теоретична робота компресорів другого ступеня:

$$w_{\text{T}2} = h_6 - h_5 \quad w_{\text{T}2} = 181 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор:

$$q_{\text{к}} = h_6 - h_7 \quad q_{\text{к}} = 1310 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Таблиця 6.7.

| Точка | Тиск, МПа | Температура °С | Ентальпія кДж/кг | Питомий об'єм м ³ /кг |
|-------|--------------|-------------------|---------------------|-------------------------------------|
| 1' | 0,717 | -40 | 1400 | |
| 1 | 0,717 | -35 | 1418 | 1,59 |
| 2 | 0,355 | 70 | 1637 | 0,465 |
| 3' | 0,166 | -23 | 1435 | |
| 3 | 0,166 | -18 | 1444 | 0,79 |
| 4 | 0,355 | 31 | 1544 | 0,404 |
| 5' | 0,355 | -5 | 1455 | |
| 5 | 0,355 | 0 | 1468 | 0,354 |
| 6 | 1,238 | 89 | 1649 | 0,134 |
| 7 | 1,238 | 32 | 339 | |
| 8 | 0,355 | -10 | 339 | |
| 9 | 0,166 | -5 | 177 | |
| 10' | 0,166 | -23 | 177 | |
| 10 | 0,717 | -40 | 177 | |

Необхідна масова витрата ХА у випарниках залежно від температур кипіння:

$$G_{T_5} = \frac{Q_{OT_5}}{q_{o_5}} \quad G_{T_5} = 0.2858 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$G_{T_{23}} = \frac{Q_{OT_{36}}}{q_{o_{23}}} \quad G_{T_{23}} = 0.0187 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$G_{T_{40}} = \frac{Q_{OT_3}}{q_{o_{40}}} \quad G_{T_{40}} = 0.0201 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Масова витрата холодильного агента в компресорах першого ступеня дорівнює масовій витраті у випарниках для температур кипіння -23 та -40 °С відповідно. Масову витрату ХА в компресорах другого ступеня визначаємо склавши тепловий баланс компаундного ресивера:

$$G_{KM1_{23}} = G_{T_{23}} \quad G_{KM1_{40}} = G_{T_{40}}$$

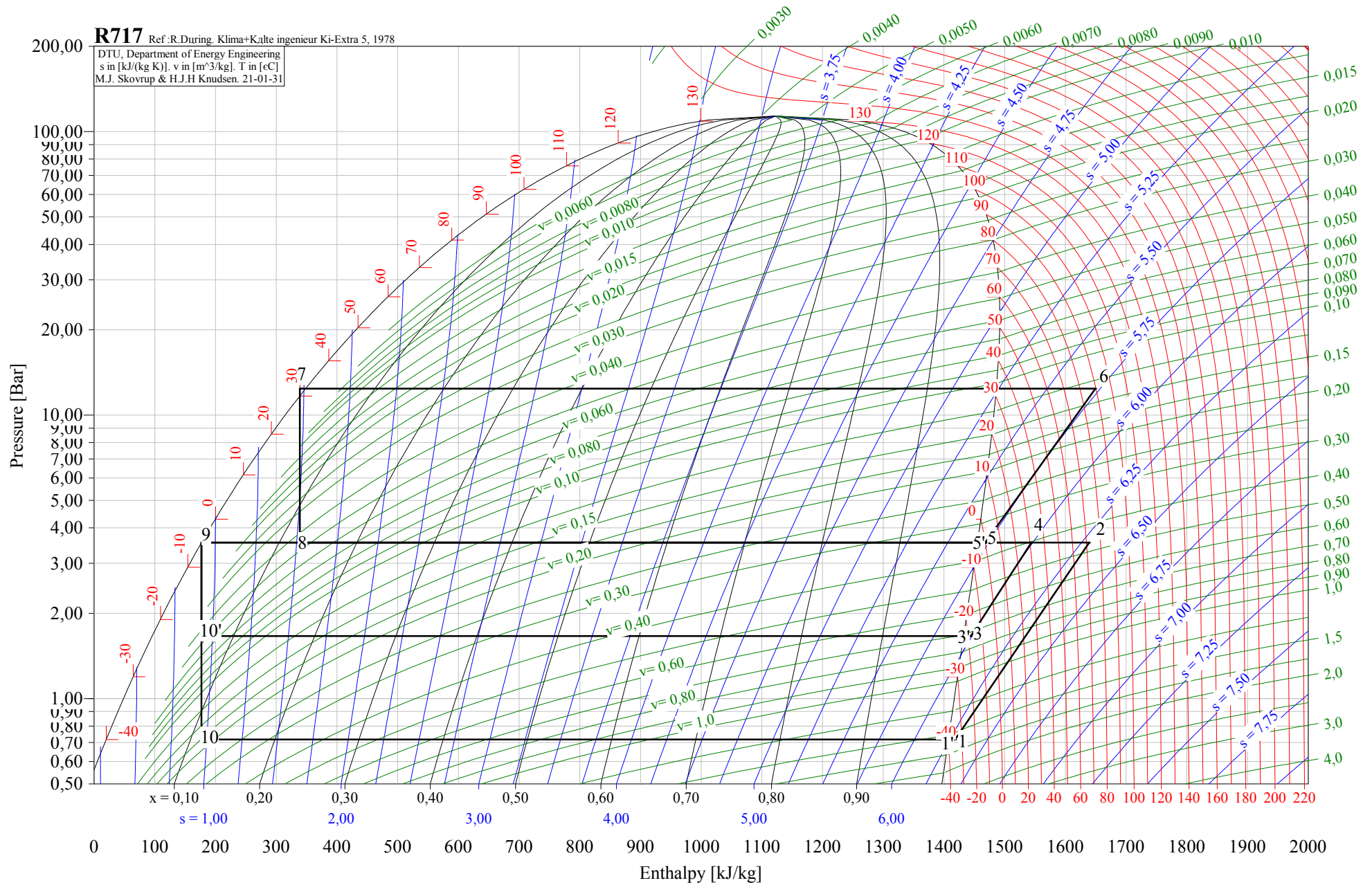
$$G_{KM2} = G_{T_5} + G_{KM1_{23}} \cdot \frac{h_4 - h_9}{h_5 - h_7} + G_{KM1_{40}} \cdot \frac{h_2 - h_9}{h_5 - h_7} \quad G_{KM2} = 0.334 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Визначаємо коефіцієнт подачі компресорів для кожного ступеня стискування. Компресори першого ступеня для температури кипіння -23 °С:

$$\lambda_{i_1} = \frac{P_{O_{36}} - \Delta p_{\text{вс.}}}{P_{O_{36}}} - c_{\text{пр.}} \cdot \left[\left(\frac{P_{\text{пр}} + \Delta p_{\text{н}}}{P_{O_{36}}} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{P_{O_{36}} - \Delta p_{\text{вс.}}}{P_{O_{36}}} \right] \quad \lambda_{i_1} = 0.902$$

200,00
100,00
90,00
80,00
70,00
60,00
50,00
40,00
30,00
20,00
10,00
9,00
8,00
7,00
6,00
5,00
4,00
3,00
2,00
1,00
0,90
0,80
0,70
0,60
0,50

R717 Ref: R.During, Klima+Kälte ingenieur Ki-Extra 5, 1978
DTU, Department of Energy Engineering
s in [kJ/(kg K)], v in [m³/kg], T in [°C]
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen, 21-01-31



Коефіцієнт, що враховує втрати від нагрівання та нещільності:

$$\lambda_{\omega_1} = \frac{t_{o_23} + 273 \cdot ^\circ\text{C}}{t_4 + 273 \cdot ^\circ\text{C}} \quad \lambda_{\omega_1} = 0.683$$

Коефіцієнт подачі компресорів СНТ:

$$\lambda_1 = \lambda_{i_1} \cdot \lambda_{\omega_1} \quad \lambda_1 = 0.616$$

Теоретична продуктивність компресорів:

$$V_{T1_зб} = \frac{G_{км1_23} \cdot v_3}{\lambda_1} \quad V_{T1_зб} = 0.024 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad V_{T1_зб} = 86.5 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Характеристики обраного компресорного агрегату (RCU46) тієї ж фірми наведено в табл. 6.4.

На основі отриманого значення V_T підбираємо $n = 1$ постійно працюючих компресорних агрегата та 1 резервний.

Сумарна теоретична потужність компресорів:

$$N_T = G_{км1_23} \cdot w_{T_23} \quad N_T = 1.874 \text{ кВт}$$

Сумарна індикаторна, ефективна та електрична потужність:

Індикаторний ККД:

$v = 0.001$ - дослідний коефіцієнт;

$$\eta_i = \lambda_{\omega_1} + v \cdot \frac{t_{o_зб}}{^\circ\text{C}} \quad \eta_i = 0.66 \quad \eta_{\text{мех}} = 0.85 \quad \eta_{\text{ел}} = 0.85$$

$$N_{i_зб} = \frac{N_T}{\eta_i} \quad N_{e_зб} = \frac{N_{i_зб}}{\eta_{\text{мех}}} \quad N_{\text{ел_зб}} = \frac{N_{e_зб}}{\eta_{\text{ел}}}$$

$$N_{i_зб} = 2.839 \text{ кВт} \quad N_{e_зб} = 3.34 \text{ кВт} \quad N_{\text{ел_зб}} = 3.929 \text{ кВт}$$

$$\frac{N_{\text{ел_зб}}}{n} = 2 \text{ кВт} - \text{електрична потужність двигуна компресора.}$$

Номинальна потужність електродвигуна, що входить в комплект агрегату $N_{\text{дв}} = 5 \cdot \text{кВт}$, агрегат підібрано з достатнім запасом.

Розраховуємо дійсне навантаження на конденсатор за формулою:

$$Q_{\text{кд_зб_2}} = Q_{\text{от_зб}} + N_{i_зб} \quad Q_{\text{кд_зб_2}} = 26 \text{ кВт}$$

Компресори першого ступеня для температури кипіння $-40 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\lambda_{i_1} = \frac{P_{o_зам} - \Delta p_{\text{вс.}}}{P_{o_зам}} - c_{\text{пр.}} \cdot \left[\left(\frac{P_{\text{пр}} + \Delta p_{\text{н}}}{P_{o_зам}} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{P_{o_зам} - \Delta p_{\text{вс.}}}{P_{o_зб}} \right] \quad \lambda_{i_1} = 0.815$$



Коефіцієнт подачі компресорів:

$$\lambda_1 = \lambda_{i_1} \cdot \lambda_{\omega_1} \quad \lambda_1 = 0.57$$

Теоретична продуктивність компресорів:

$$V_{T1_зам} = \frac{G_{км1_40} \cdot v_1}{\lambda_1} \quad V_{T1_зам} = 0.056 \frac{м^3}{с} \quad V_{T1_зам} = 201.7 \frac{м^3}{год}$$

Характеристики обраного компресорного агрегату (RCU66) тієї ж фірми наведено в табл. 6.4.

На основі отриманого значення V_T підбираємо $n = 1$ постійно працюючий компресорний агрегата та 1 резервний.

Сумарна теоретична потужність компресорів:

$$N_T = G_{км1_40} \cdot w_{T_40} \quad N_T = 4.399 \text{ кВт}$$

Сумарна індикаторна, ефективна та електрична потужність:

Індикаторний ККД:

$v = 0.001$ - дослідний коефіцієнт;

$$\eta_i = \lambda_{\omega_2} + v \cdot \frac{t_{o_зам}}{^{\circ}C} \quad \eta_i = 0.826 \quad \eta_{мех} = 0.85 \quad \eta_{ел} = 0.85$$

$$N_{i_зам} = \frac{N_T}{\eta_i} \quad N_{е_зам} = \frac{N_{i_зб}}{\eta_{мех}} \quad N_{ел_зам} = \frac{N_{е_зб}}{\eta_{ел}}$$

$$N_{i_зам} = 5.328 \text{ кВт} \quad N_{е_зам} = 3.34 \text{ кВт} \quad N_{ел_зам} = 3.929 \text{ кВт}$$

$$\frac{N_{ел_зб}}{n} = 2 \text{ кВт} - \text{електрична потужність двигуна компресора.}$$

Номінальна потужність електродвигуна, що входить в комплект агрегату $N_{дв} = 10 \cdot \text{кВт}$, агрегат підібрано з достатнім запасом.

Розраховуємо дійсне навантаження на конденсатор за формулою:

$$Q_{кд_зам_2} = Q_{от_3} + N_{i_зб} \quad Q_{кд_зам_2} = 27 \text{ кВт}$$

Компресори другого ступеня:

$$\lambda_{i_2} = \frac{P_{пр} - \Delta p_{вс.}}{P_{пр}} - c_{пр.} \cdot \left[\left(\frac{P_k + \Delta p_H}{P_{пр}} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{P_{пр} - \Delta p_{вс.}}{P_{пр}} \right] \quad \lambda_{i_2} = 0.942$$

Коефіцієнт, що враховує втрати від нагрівання та нещільності:

$$\lambda_{\omega_2} = \frac{t_5 + 273 \cdot ^{\circ}C}{t_k + 273 \cdot ^{\circ}C} \quad \lambda_{\omega_2} = 0.902$$

Коефіцієнт подачі компресорів СНТ:

$$\lambda_2 = \lambda_{i_2} \cdot \lambda_{\omega_2} \quad \lambda_2 = 0.849$$

Теоретична продуктивність компресорів другого ступеня:

$$V_{T2} = \frac{G_{KM2} \cdot v_5}{\lambda_2} \qquad V_{T2} = 0.139 \frac{M^3}{c} \qquad V_{T2} = 502.1 \frac{M^3}{год}$$

Характеристики обраного двоступеневого компресорного агрегату на базі двоступеневого компресора Grasso RC810 наведено в табл. 6.8.

Таблиця 6.8.

| Марка компресорного агрегата | Розмірність | RC810 |
|---------------------------------------|---------------------|-------|
| Теоретична об'ємна продуктивність СНТ | м ³ /год | 561 |
| Потужність електричного двигуна | кВт | 25 |
| Частота обертання | об/хв | 1450 |
| Габаритні розміри | довжина | мм |
| | ширина | мм |
| | висота | мм |
| | | 2445 |
| | | 1130 |
| | | 940 |

Кількість встановлених компресорних агрегата два (один резервний).

Визначаємо теоретичну потужність компресора:

$$N = G_{KM2} \cdot (h_6 - h_5) \qquad N = 60.537 \text{ кВт}$$

$$N_{2i} = \frac{N}{\lambda_{i_2}} \qquad N_{2i} = 64.294 \text{ кВт}$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

$$\eta_M = 0.85 \qquad N_e = \frac{N_{2i}}{\eta_M} \qquad N_e = 75.64 \text{ кВт}$$

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

$$\eta_{ел} = 0.85 \qquad N_{ел} = \frac{N_e}{\eta_{ел}} \qquad N_{ел} = 88.988 \text{ кВт}$$

Компресор комплектується електродвигуном потужністю 100 кВт. При розрахунковому навантаженні компресор буде працювати постійно.

Коефіцієнт робочого часу для цього компресора:

$$b_{KM2} = \frac{V_{T2}}{561 \cdot \frac{M^3}{год}} \qquad b_{KM2} = 0.895$$

Дійсне навантаження на конденсатор за формулою:

$$Q_{кд_2} = G_{KM2} \cdot \frac{(h_6 - h_7)}{\lambda_{i_2}} \qquad Q_{кд_2} = 465 \text{ кВт}$$

7. Розрахунок і вибір тепломасообмінних апаратів

7.1. Розрахунок та вибір для схеми 1

Розраховуємо дійсне навантаження на конденсатор за формулою:

$$Q_{\text{кд}_1} = Q_{\text{к}_5_1} + Q_{\text{кд}_зб_1} + Q_{\text{кд}_зам_1}$$

$$Q_{\text{кд}_1} = 456.708 \text{ кВт}$$

Питомий тепловий потік у випарному конденсаторі коливається в межах 1750-2300 Вт/м²[1]. Приймаємо:

$$q = 1750 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

$$F_{\text{к.р}} = \frac{Q_{\text{кд}_1}}{q}$$

$$F_{\text{к.р}} = 260.976 \text{ м}^2$$

На основі отриманого значення $F_{\text{к}}$ конденсатори для схеми №1 обираємо конденсатори TVKA-320. Технічна характеристика конденсаторів наведена в таблиці 7.1/

Таблиця 7.1.

| | | | |
|----------------------------------|---------------------|----------|------|
| Марка конденсатора | Розмірність | TVKA 320 | |
| Площа теплопередаючої поверхні | м ² | 320 | |
| Кількість вентиляторів | шт | 8 | |
| Потужність двигунів вентиляторів | кВт | 16,8 | |
| Витрата води/втрати | м ³ /год | 200/4,8 | |
| Габаритні розміри | довжина | мм | 4840 |
| | ширина | мм | 2900 |
| | висота | мм | 3288 |
| Вага | кг | 7692 | |

Обираємо до встановлення два конденсатори, що дозволить використовувати їх залежно від навантаження та потреб ремонту.

Загальна площа конденсаторів:

$$\Sigma F_{\text{к}} = n \cdot F_{\text{к}}$$

$$\Sigma F_{\text{к}} = 640 \text{ м}^2$$

$$\text{Запас} = \frac{|\Sigma F_{\text{к}} - F_{\text{к.р}}|}{\Sigma F_{\text{к}}} \cdot 100\%$$

$$\text{Запас} = 59\%$$

10.% – 20.% - запас теплопередаючої поверхні конденсаторів.

Знаходимо витрату охолоджувальної води на конденсатори за формулою:

$$V_{\omega.\text{к}} = V_{1\omega.\text{к}} \cdot n$$

$$V_{\omega.\text{к}} = 400 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

$$V_{\omega.\text{к}} = 111.111 \frac{\text{л}}{\text{с}}$$

Знаходимо витрату охолоджувальної води на конденсатори за формулою:

$$G_{\omega.K} = \frac{Q_{кд_1}}{c_{\omega} \cdot (t_{\omega 2} - t_{\omega 1})} \quad G_{\omega.K} = 27.25 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

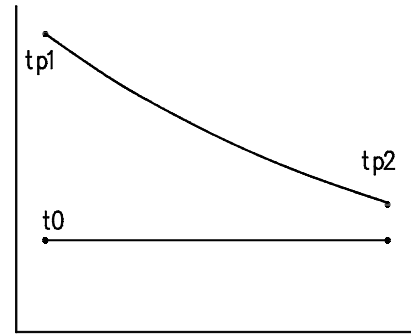
7.2. Розрахунок і підбір випарника системи охолодження з проміжним теплоносієм (льодяна вода)

Для охолодження льодяної води на технологічні потреби підбираємо кожухотрубний випарник. Середньологарифмічний температурний напір у випарнику при $t_{o_5} = -5^{\circ}\text{C}$, за формулою 11.34[6]

$$t_{p1} = 4^{\circ}\text{C} \quad t_{p2} = 1.5^{\circ}\text{C}$$

$$\theta_{\text{ср}} = \frac{t_{p1} - t_{p2}}{2.3 \cdot \log\left(\frac{t_{p1} - t_{o_5}}{t_{p2} - t_{o_5}}\right)}$$

$$\theta_{\text{ср}} = 7.691^{\circ}\text{C}$$



Значення коефіцієнта теплопередачі (табл. 11.6[6]) - $k = 510 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}$

Необхідна площа теплообмінної поверхні

$$F = \frac{Q_{\text{от_Т}}}{k \cdot \theta_{\text{ср}}} \quad F = 68.625 \text{ м}^2$$

Об'ємна витрата води через випарник (формула 11.36[6])

Питома теплоємність води (дод. 6[2]) : $c_{\text{ЛВ}} = 4.19 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C}}$;

Густина льодяної води (дод. 6[2]) : $\rho_{\text{ЛВ}} = 1000 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

$$V_{\text{ЛВ}} = \frac{Q_{\text{от_Т}}}{c_{\text{ЛВ}} \cdot \rho_{\text{ЛВ}} \cdot (t_{p1} - t_{p2})} \quad V_{\text{ЛВ}} = 0.026 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

За табл. 13.2[6] приймаємо до встановлення 1 випарник ИТГ-80. Технічні характеристики конденсатора заносимо до табл 7.2

Таблиця 7.2

| Показник | Значення |
|--|----------|
| Площа внутрішньої теплопередаючої поверхні, м ² | 81,5 |
| Внутрішній діаметр кожуха та товщина його стінки, мм | 600 |
| Число труб | 214 |
| Число ходів | 8 |
| Довжина труб, мм | 4000 |
| Вхід холодоносія (вхід, вихід) | 125 |
| Вхід аміаку | 25 |
| Вихід аміаку | 80 |
| Об'єм міжтрубного простору, м ³ | 0,885 |
| довжина | 5560 |
| ширина | 895 |
| висота | 1470 |
| Маса, кг | 2509 |

7.3 Розрахунок і підбір градирні

Градирня оборотного водопостачання вибирається залежно від параметрів повітря у місці встановлення (задано) та типу. Витрата води на градирню дорівнює витраті води на конденсатори та охолодження компресорів (з попередніх розрахунків та технічної характеристики компресорних агрегатів.

Загальна витрата води на градирню:

$$V_{гр} = V_{RC46} + V_{\omega.к} \quad V_{гр} = 0.056 \frac{м^3}{с}$$

$$\text{густина води} \quad \rho = 996 \cdot \frac{кг}{м^3}$$

$$\text{Масова витрата води:} \quad G = V_{гр} \cdot \rho \quad G = 55.887 \frac{кг}{с}$$

Загальне теплове навантаження на градирню:

$$Q_{гр} = 1.03c_{\omega} \cdot \Delta t_{гр} \cdot G \quad Q_{гр} = 964.76 \text{ кВт}$$

$\Delta t_{гр} = 4 \cdot ^\circ\text{C}$ охолодження води у градирні.

$$\text{Площа поперечного перерізу градирні} \quad F_{гр} = \frac{Q_{гр}}{q_f} \quad F_{гр} = 21.439 \text{ м}^2$$

Підбираємо для холодильної установки градирню Союзводоканалпроекту з кількістю секцій 6. Необхідно встановити 3 градирні. технічна характеристика градирні наведена в таблиці 7.3.

Таблиця 7.3

| Марка | СВКП |
|--|------|
| К-ть циркулюючої води, м ³ /с | 33,3 |
| Охолодження води, °С | 5 |
| Площа перерізу, м ³ | 12 |
| Кількість вентиляторів | 6 |
| Габаритні розміри, мм | |
| довжина | 2000 |
| ширина | 6000 |
| висота | 6500 |

7.4. Розрахунок і підбір камерного теплообмінного обладнання

В камерах зберігання та експедиції для підтримування заданих температур та режиму руху повітря розраховуємо та підбираємо оребрені батареї, а в камерах заморожування для зменшення часу заморожування та інтенсифікації процесу теплообміну - повітроохолодники.

До встановлення приймаємо поточні батареї, які зручно облаштувати між балками. При сітці колон 6x12 м довжина батареї становитиме 10 м. Батареї виготовляють із стандартних секцій. Приймаємо батарею, що складається із двох колекторних секцій СК із 6 труб і однієї середньої секції СС. Довжина секції СК - 2750 мм, секції СС = 4500 мм. Загальна довжина батареї становитиме - 10000 мм. Ширина батареї із 6 труб 1500 мм. Площа поверхні батареї визначається за формулою:

$$F_{\text{б}} = F_{\text{сс}} + 2 \cdot F_{\text{ск}}$$
$$F_{\text{сс}} = 35.7 \cdot \text{м}^2 \quad F_{\text{ск}} = 21.5 \cdot \text{м}^2 \quad \text{площа секцій [1 табл.13.8] за довідковими матеріалами}$$
$$F_{\text{б}} = 78.7 \text{ м}^2$$

Середньологарифмічний температурний напір у батареях при $t_{\text{o}_5} = -5^\circ\text{C}$ прийнято:

$$\theta_5 = 10^\circ\text{C}$$

Середньологарифмічний температурний напір у батареях при $t_{\text{o}_{36}} = -23^\circ\text{C}$ прийнято:

$$\theta_{18} = 5^\circ\text{C}$$

Коефіцієнт теплопередачі поточної однорядної батареї із оребрених труб з кроком 30 мм [6]

$$k_{\text{б}} = 4.7 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

При безпосередньому кипінні аміаку у повітроохолодниках при $t_{\text{o}_{\text{зам}}} = -40^\circ\text{C}$ коефіцієнт теплопередачі оребрених повітроохолодників становить [1 с.125]

$$k_{\text{п}} = 11.6 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Температуру повітря на вході у повітроохолодник та виході з нього приймаємо відповідно $t_{\text{п1}} = -29^\circ\text{C}$ $t_{\text{п2}} = -31^\circ\text{C}$

Питома ентальпія повітря- $i_1 = -26.196 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ $i_2 = -30.224 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

густина повітря- $\rho_{\text{п}} = 1.44 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

Середньологарифмічний температурний напір у повітроохолодниках при $t_{\text{п1}} = -29^\circ\text{C}$ та $t_{\text{п2}} = -31^\circ\text{C}$ за формулою 11.34[6] та температурі у камері -40°C

$$\theta_{40} = 10^\circ\text{C}$$

Розрахунок і підбір батарей камери зберігання №1

Необхідна площа батарей розраховується за формулою

$$F_1 = \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_1}}{k_6 \cdot \theta_5} = \frac{20376}{4.7 \cdot 10} = 433.5 \cdot \text{м}^2.$$

Необхідна кількість батарей $n = \frac{F_1}{F_6} = \frac{433.5}{78.7} = 5.5 \text{ шт.}$

Приймаємо до встановлення 6 батарей. Технічна характеристика батарей наведена в таблиці 7.4.

Розрахунок і підбір батарей камери зберігання №2

Необхідна площа батарей розраховується за формулою

$$F_1 = \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_2}}{k_6 \cdot \theta_5} = \frac{21135}{4.7 \cdot 10} = 449.7 \cdot \text{м}^2.$$

Необхідна кількість батарей $n = \frac{F_1}{F_6} = \frac{449.7}{78.7} = 5.7 \text{ шт.}$

Приймаємо до встановлення 6 батарей.

Розрахунок і підбір батарей камери зберігання №3

Необхідна площа батарей розраховується за формулою

$$F_1 = \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_3}}{k_6 \cdot \theta_{18}} = \frac{12937}{4.7 \cdot 5} = 550.5 \cdot \text{м}^2.$$

Необхідна кількість батарей $n = \frac{F_1}{F_6} = \frac{550.5}{78.7} = 6.99 \text{ шт.}$

Приймаємо до встановлення 7 батарей.

Розрахунок і підбір батарей камери зберігання №4

Необхідна площа батарей розраховується за формулою

$$F_1 = \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_4}}{k_6 \cdot \theta_{18}} = \frac{11358}{4.7 \cdot 5} = 483.3 \cdot \text{м}^2.$$

Необхідна кількість батарей $n = \frac{F_1}{F_6} = \frac{483.3}{78.7} = 6.1 \text{ шт.}$

Приймаємо до встановлення 7 батарей.

Розрахунок і підбір батарей експедиції

Необхідна площа батарей розраховується за формулою

$$F_1 = \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_E}}{k_6 \cdot \theta_5} = \frac{7923}{4.7 \cdot 10} = 199.7 \cdot \text{м}^2.$$

Необхідна кількість батарей $n = \frac{F_1}{F_6} = \frac{199.7}{78.7} = 2.54 \text{ шт.}$

Приймаємо до встановлення 3 батареї.

Таблиця 7.4

| Батарея безпосереднього охолодження 2СК+СС | |
|--|-------------|
| Показник | Значення |
| Площа внутрішньої теплопередаючої поверхні, м ² | 78,7 |
| Внутрішній діаметр труб та товщина стінки, мм | 38x2,5 |
| Число труб | 6 |
| Довжина труб, мм | 2x2750+4500 |
| Об'єм трубного простору, м ³ | 0,0653 |
| Габаритні розміри, мм | |
| довжина | 10000 |
| ширина | 1500 |
| крок ребер, мм | 30 |

Розрахунок і підбір повітроохолодників камери заморожування №5

Площа теплопередаючої поверхні повітроохолодника за формулою 11.26 [6]:

$$F_{\text{по}_5} = \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_5}}{k_{\text{п}} \cdot \theta_{40}} = \frac{10874}{11.6 \cdot 10} = 93.74 \cdot \text{м}^2.$$

$$\text{Необхідна кількість повітроохолодників } n = \frac{F_{\text{по}_5}}{F_{\text{п}}} = \frac{93.74}{75} = 1.25 \text{ шт.}$$

Вибираємо $n = 2$ підвісних повітроохолодники марки ВОП-75.
Характеристики повітроохолодників наведено в таблиці 7.5.

Таблиця 7.5.

| Марка повітроохолодника | Розмірність | ВОП-75 |
|---------------------------------------|-------------------|--------|
| Поверхня теплопередачі | м ² | 75 |
| Об'ємна витрата повітря | м ³ /с | 0,67 |
| Місткість по аміаку | дм ³ | 22,0 |
| Кількість вентиляторів | шт | 2 |
| Крок ребер | мм | 8,6 |
| Потужність електродвигуна вентилятора | Вт | 0,4 |
| Габаритні розміри | | |
| довжина | мм | 2056 |
| ширина | мм | 1000 |
| висота | мм | 620 |
| Вага | кг | 240 |



Загальна площа теплопередаючої поверхні повітроохолодника рівна:

$$\Sigma F_{\text{по}_5} = n \cdot F_{\text{по}} \qquad \Sigma F_{\text{по}_5} = 150 \text{ м}^2$$

Перевіряємо чи достатня об'ємна продуктивність встановлених на повітроохолодниках вентиляторів за формулою 11.39 [6]:

$$V_{\text{п}} = \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_5}}{\rho_{\text{п}} \cdot (i_1 - i_2)} \qquad V_{\text{п}} = 1.875 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_{\text{по}} \cdot n_{\text{вен}} \cdot n = 2.68 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} > V_{\text{п}} = 1.875 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Розрахунок і підбір повітроохолодників камери заморожування №6

Площа теплопередаючої поверхні повітроохолодника за формулою 11.26 [6]:

$$F_{\text{по}_6} = \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_6}}{k_{\text{п}} \cdot \theta_{40}} = \frac{111081}{11.6 \cdot 10} = 96 \cdot \text{м}^2.$$

$$\text{Необхідна кількість повітроохолодників } n = \frac{F_{\text{по}_6}}{F_{\text{п}}} = \frac{96}{75} = 1.27 \text{ шт.}$$

Вибираємо $n = 2$ підвісних повітроохолодники марки ВОП-75.

Загальна площа теплопередаючої поверхні повітроохолодника рівна:

$$\Sigma F_{\text{по}_6} = n \cdot F_{\text{по}} \quad \Sigma F_{\text{по}_6} = 150 \text{ м}^2$$

Перевіряємо чи достатня об'ємна продуктивність встановлених на повітроохолодниках вентиляторів за формулою 11.39 [6]:

$$V_{\text{п}} = \frac{\Sigma Q_{\text{обл}_6}}{\rho_{\text{п}} \cdot (i_1 - i_2)} \quad V_{\text{п}} = 1.91 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad V_{\text{по}} \cdot n_{\text{вен}} \cdot n = 2.68 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} > V_{\text{п}} = 1.91 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

7.1. Розрахунок та вибір для схеми 2

Оскільки теплове навантаження обладнання для схеми 2 не відрізняється від того, що є в схемі 1, обираємо для неї таке ж теплообмінне обладнання.

8. Розрахунок і підбір допоміжного обладнання

Оскільки теплообмінне обладнання в схемах 1 та 2 однакове, то об'єм випарної системи в обох випадках однаковий. Відповідно однаковими будуть лінійні та дренажні ресивери, мастилозбірники. З цієї причини проводимо вибір обладнання, яке є в тій чи іншій схемі.

Об'єм випарних систем по аміаку

$$V_{75} = 0.022 \cdot \text{м}^3 \quad \text{- об'єм по аміаку повітроохолодника ВОП-75.}$$

$$V_6 = 0.0653 \cdot \text{м}^3 \quad \text{- об'єм по аміаку батарей.}$$

$$V_{\text{ИТГ}} = 0.885 \cdot \text{м}^3 \quad \text{- об'єм міжтрубного простору кожухотрубного випарника.}$$

Об'єм по аміаку випарної системи з $t_{o_40} = -40^\circ\text{C}$ складає:

$$\Sigma V_o = 4 \cdot V_{75} \quad \Sigma V_o = 0.088 \text{ м}^3$$

Об'єм по аміаку випарної системи з $t_{o_23} = -23^\circ\text{C}$ складає:

$$\Sigma V_6 = 14 \cdot V_6 \quad \Sigma V_6 = 0.914 \text{ м}^3$$

Об'єм по аміаку випарної системи з $t_{o_5} = -5^{\circ}\text{C}$ складає:

$$\Sigma V_5 = V_{\text{ИТГ}} + 15 \cdot V_6 \quad \Sigma V_5 = 1.864 \text{ м}^3$$

8.1. Розрахунок і вибір лінійного ресивера (обидві схеми)

Потрібний об'єм лінійного ресивера при умові його заповнення при експлуатації на 50% і не більше 80%, для систем з нижньою подачею холодоагенту визначаємо за ф-лою V-39 [2]:

0.3 - коефіцієнт, що враховує заповнення системи з верхньою подачею;

0.6 - коефіцієнт, що враховує заповнення системи з нижньою подачею;

1.2 - коефіцієнт запасу лінійного ресивера;

$$V_{\text{л.р}} = \frac{0.6 \cdot (\Sigma V_o + \Sigma V_6 + V_{\text{ИТГ}})}{0.5} \cdot 1.2 \quad V_{\text{л.р}} = 2.718 \text{ м}^3$$

Вибираємо один горизонтальний ресивер марки 3,5 РДВ, характеристики даного ресивера (з таблиці 14.12 [6]) наведено в таблиці 8.1.

8.2. Розрахунок і вибір циркуляційних ресиверів (обидві схеми)

Потрібний об'єм циркуляційного ресивера на температуру кипіння $t_{o_40} = -40^{\circ}\text{C}$ при умові його заповнення при експлуатації на 30% від об'єма, для систем з нижньою подачею холодильного агента визначаємо за ф-лою V-35 [2]:

0.5 - коефіцієнт, що враховує заповнення системи з верхньою подачею;

0.3 - коефіцієнт, що враховує заповнення системи з нижньою подачею;

1.2 - коефіцієнт запасу;

$$V_{\text{ц.р}} = \frac{0.3 \cdot \Sigma V_o}{0.7} \cdot 1.2 \quad V_{\text{ц.р}} = 0.045 \text{ м}^3$$

Вибираємо 1-н вертикальний циркуляційний ресивер марки 0,75 РДВ, характеристики даного ресивера (з таблиці 14.13 [6]) наведено в таблиці 8.2.

Потрібний об'єм циркуляційного ресивера на температуру кипіння $t_{o_23} = -23^{\circ}\text{C}$ при умові його заповнення при експлуатації на 30% від об'єма, для систем з нижньою подачею холодильного агента визначаємо по формулі V-35 [2]:

0.5 - коефіцієнт, що враховує заповнення системи з нижньою подачею;

1.2 - коефіцієнт запасу;

$$V_{\text{ц.р}_2} = \frac{0.5 \cdot (\Sigma V_6)}{0.3} \cdot 1.2 \quad V_{\text{ц.р}_2} = 1.828 \text{ м}^3$$

Вибираємо горизонтальний циркуляційний ресивер марки 3,5 РДВ, характеристики даного ресивера (з таблиці 41 [10]) наведено в табл. 8.1.

Розрахунок і вибір компаундного ресивера (схема 2)

Потрібний об'єм циркуляційного ресивера на температуру кипіння $t_{o_1} = \blacksquare$ при умові його заповнення при експлуатації на 30% від об'єма, для систем з нижньою подачею холодильного агента визначаємо по формулі V-35 [2]:

0.5 - коефіцієнт, що враховує заповнення системи з нижньою подачею;

1.2 - коефіцієнт запасу;

$$V_{ц.р_1} = \frac{0.5 \cdot (V_{ИТГ} + 15 \cdot V_6)}{0.3} \cdot 1.2$$

$$V_{ц.р_1} = 3.729 \text{ м}^3$$

Вибираємо в якості компаундного ресивера горизонтальний ресивер марки 3,5 РДВ, характеристики даного ресивера (з таблиці 41 [10]) наведено в табл.8.1.

Таблиця 8.1.

| Марка ресивера | Розмірність | РВ/РДВ |
|-------------------|-----------------|--------|
| Місткість | м ³ | 3,50 |
| Габаритні розміри | діаметр корпусу | мм |
| | товщина корпусу | мм |
| | довжина | мм |
| Вага | кг | 2225 |

Таблиця 8.2.

| Марка ресивера | Розмірність | 0,75 РДВ |
|-------------------|-----------------|----------|
| Місткість | м ³ | 0,8 |
| Габаритні розміри | діаметр корпусу | мм |
| | товщина корпусу | мм |
| | висота | мм |
| Вага | кг | 710 |

8.3. Розрахунок і вибір дренажного ресивера (обидві схеми)

Вибираємо дренажний ресивер такої місткості, щоб при умові заповнення не більше чим на 80% він вмістив рідкий аміак із приладів охолодження випарної системи. Розраховуємо дренажний ресивер за ф-лою V-40 [2]:

1.2 - коефіцієнт запаса місткості дренажного ресивера;

$$V_{д.р} = \frac{(\Sigma V_0 + \Sigma V_6 + V_{ИТГ})}{0.8} \cdot 1.2 \quad V_{д.р} = 2.831 \text{ м}^3$$

Вибираємо 1-н горизонтальний ресивер марки 3,5 РД, характеристики даного ресивера (з таблиці 41 [10]) наведено в таблиці 8.3.

Таблиця 8.3.

| Марка ресивера | Розмірність | 3,5 РД |
|-------------------|-----------------|--------|
| Місткість | м ³ | 3,50 |
| Габаритні розміри | діаметр корпусу | мм |
| | товщина корпусу | мм |
| | довжина | мм |
| Вага | кг | 2220 |

8.4. Вибір масловіддільників (обидві схеми)

Масловіддільники призначені для відділення мастила, яке виноситься з компресорів разом з парами холодильного агента. Масловіддільники підбирають по діаметру нагнітального патрубку компресора.

Всі компресорні агрегати мають штатні масловіддільники.

Оскільки в будь-якому масловіддільнику мастило вловлюється не повністю, то потрібно ставити дублюючі масловіддільники - перед конденсаторною групою. Ці масловіддільники підбирають по умовному діаметру загального нагнітаючого трубопроводу (нагнітального колектора) $d_{н.к} = 150 \cdot \text{мм}$, підбираємо 2-ва паралельно під'єднаних інерційних масловіддільника марки 150МО.

Характеристики масловіддільників наведено в таблиці 8.4.

Таблиця 8.4.

| Марка масловіддільника | Розмірність | 150МО | |
|-----------------------------------|----------------|-------|------|
| Місткість | м ³ | 0,078 | |
| Діаметр під'єднувального патрубка | мм | 150 | |
| Габаритні розміри | діаметр | мм | 600 |
| | товщина стінки | мм | 8 |
| | висота | мм | 2650 |
| Вага | кг | 359 | |

8.5. Вибір маслозбірника (обидві схеми)

Маслозбірник призначений для зменшення небезпеки при випуску та заправленні системи мастилом. Вибираємо маслозбірник марки 300МЗС. Характеристики маслозбірника наведено в таблиці 8.5.

Таблиця 8.5.

| Марка маслозбірника | Розмірність | 300МЗС | |
|---------------------|----------------|--------|------|
| Місткість | л | 70 | |
| Габаритні розміри | діаметр | мм | 325 |
| | товщина стінки | мм | 9 |
| | висота | мм | 1270 |
| Вага | кг | 92 | |

8.6. Вибір проміжної посудини (схема 1)

Повне проміжне охолодження пари після компресорів першого ступеня в двоступеневих холодильних машинах з повним проміжним охолодженням та однократним дроселюванням рідкого холодильного агента відбувається у проміжних посудинах. Підбираються вони за діаметром всмоктувального патрубка компресорів другого ступеня.

Для холодильної машини, що працює на температуру $t = -40^\circ\text{C}$ діаметр всмоктувального трубопроводу становить за попередніми розрахунками $d_{вс.к} = 32$ мм. Підбираємо проміжну посудину 60ПСз. Технічна характеристика проміжної посудини наведена в табл. 8.6.

Таблиця 8.6.

| Марка проміжної посудини | Розмірність | 60ПСз |
|---|-------------|-------|
| Місткість | л | 670 |
| Умовний прохід всмоктувального патрубка | мм | 150 |
| Умовний прохід на вході і виході із змійовика | мм | 32 |
| Площа поверхні змійовика | м2 | 4,3 |
| Габаритні розміри | діаметр | мм |
| | висота | мм |
| Вага | кг | 570 |

9. Визначення діаметрів трубопроводів та гідравлічних втрат

9.1. Розрахунок аміачних трубопроводів (схема 1)

$\omega_{BC} = 15 \frac{M}{C}$ - швидкість парів аміаку на стороні всмоктування (табл.16.3 [6]);

$\omega_H = 25 \frac{M}{C}$ - швидкість парів аміаку на стороні нагнітання (табл.16.3 [6]);

Діаметри всмоктувальних трубопроводів компресорів розраховуються за формулою 16.3 [6]:

$$d_{BC} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{KM}}{\pi \cdot \omega_{BC}}}$$

Діаметр всмоктувального трубопроводу компресорів, що працюють на температуру кипіння $t_{o_5} = -5^\circ C$ становить:

$$d_{BC_5} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{KM_5}}{\pi \cdot \omega_{BC}}} \quad d_{BC_5} = 0.175 \text{ м}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_u=200$ мм, зовнішній діаметр $d_z=219$ мм, внутрішній діаметр $d_v=205$ мм (таблиця 16.4 [6]).

Діаметр трубопроводу компресорів, що працюють на температуру кипіння $t_{o_зб} = -23^\circ C$ становить:

$$d_{BC_зб} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{KM_зб}}{\pi \cdot \omega_{BC}}} \quad d_{BC_зб} = 0.05 \text{ м}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_u=50$ мм, зовнішній діаметр $d_z=57$ мм, внутрішній діаметр $d_v=50$ мм (таблиця 16.4 [6]).

Діаметр нагнітальних трубопроводів компресорів розраховуються за формулою 16.3 [6]:

$$d_H = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{KM}}{\pi \cdot \omega_H}}$$

Діаметр нагнітального трубопроводу компресорів, що працюють на температуру кипіння $t_{o_5} = -5^{\circ}\text{C}$ становить:

$$d_{H_5} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{KM_5}}{\pi \cdot \omega_H}} \quad d_{H_5} = 0.135 \text{ м}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_u=150$ мм, зовнішній діаметр $d_z=159$ мм, внутрішній діаметр $d_v=150$ мм (таблиця 16.4 [6]).

Діаметр трубопроводу компресорів, що працюють на температуру кипіння $t_{o_зб} = -23^{\circ}\text{C}$ становить:

$$d_{H_зб} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{KM_зб}}{\pi \cdot \omega_H}} \quad d_{H_зб} = 0.038 \text{ м}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_u=40$ мм, зовнішній діаметр $d_z=46$ мм, внутрішній діаметр $d_v=40$ мм (таблиця 16.4 [6]).

Діаметр нагнітального трубопроводу подачі парів на конденсатори розраховується за формулою 16.3 [6]:

$$d_{H.K} = \sqrt{\frac{4 \cdot (\sum V_{KM2_зам} + V_{KM_зб} + V_{KM_5})}{\pi \cdot \omega_H}} \quad d_{H.K} = 144.052 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_u=150$ мм, зовнішній діаметр $d_z=159$ мм, внутрішній діаметр $d_v=150$ мм (таблиця 16.4 [6]).

Зливний трубопровід від конденсаторів до лінійного ресивера за формулою 16.3 [6]:

$$\omega_{зл} = 0.7 \cdot \frac{\text{М}}{\text{с}} \quad \text{- швидкість рідкого аміаку після конденсатора із таблиці 16.3 [6];}$$

$$\rho_p = 595 \cdot \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3} \quad \text{- густина рідкого аміаку;}$$

$$d_{ВН.зл} = \sqrt{\frac{4 \cdot (G_{T_5} + G_T + \sum G_{KM2_зам})}{\rho_p \cdot \pi \cdot \omega_{зл}}} \quad d_{ВН.зл} = 32.507 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_u=32$ мм, зовнішній діаметр $d_z=38$ мм, внутрішній діаметр $d_v=34$ мм (таблиця 16.4 [6]).

9.2. Розрахунок водяних трубопроводів

$$\omega_{\omega.BC} = 1.0 \frac{\text{М}}{\text{с}} \quad \text{- швидкість води на стороні всмоктування із таблиці 16.1 [6];}$$

$$\omega_{\omega.H} = 1.3 \frac{\text{М}}{\text{с}} \quad \text{- швидкість води на стороні нагнітання із таблиці 16.1 [6];}$$

Діаметр водяного трубопроводу на стороні всмоктування водяних насосів (із збірника градирні) розраховуємо за формулою 16.3 [6]:

$$d_{\omega.K.BC} = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho \cdot \omega_{\omega.BC}}} \quad d_{\omega.K.BC} = 267.288 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю газопроводну трубу Ду=300 мм, зовнішній діаметр dз=323 мм, внутрішній діаметр dв=305 мм (таблиця 16.2 [6]).

Діаметр водяного трубопроводу на стороні нагнітання водяних насосів (на КД) розраховуємо за формулою 16.3 [6]:

$$d_{\omega.к.н} = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho \cdot \omega_{\omega.н}}} \quad d_{\omega.к.н} = 234.427 \text{ мм}$$

Приймаємо 1-у сталю електрозварну трубу Ду=300.

9.3. Гідравлічний розрахунок трубопроводів

Параметри води вибираються з таблиці 16.5 [6] залежно від температури:

$$\mu_{\omega} = 1.4 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с} \text{ - динамічна в'язкість води;}$$

$$\rho_{\omega} = 996 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \text{ - густина води;}$$

Числа Рейнольдса для водяних трубопроводів оборотної води розраховуємо за формулою 16.5 [6]:

$$Re_{\omega.к.вс} = \frac{\omega_{\omega.вс} \cdot d_{\omega.к.вс} \cdot \rho_{\omega}}{\mu_{\omega}} \quad Re_{\omega.к.вс} = 177857$$

$$Re_{\omega.к.н} = \frac{\omega_{\omega.вс} \cdot d_{\omega.к.н} \cdot \rho_{\omega}}{\mu_{\omega}} \quad Re_{\omega.к.н} = 142286$$

Втрати тиску у водяному трубопроводі на стороні всмоктування водяного насоса (з градирні):

$$k = 0.2 \text{ мм} \text{ - шорсткість труб (для сталених труб с.152 [6]);}$$

Коефіцієнт тертя для за формулою 16.6 [6]:

$$\lambda_{\omega.к.вс} = 0.11 \cdot \left(\frac{k}{d_{\omega.к.вс}} + \frac{64}{Re_{\omega.к.вс}} \right)^{0.25} \quad \lambda_{\omega.к.вс} = 0.02$$

Втрати тиску на тертя за формулою 16.4 [6]:

$$l_{\omega} = 50 \text{ м} \text{ - прийнята довжина трубопроводу;}$$

$$\Delta P_{\omega.к.вс} = \frac{\lambda_{\omega.к.вс} \cdot \rho_{\omega} \cdot \omega_{\omega.вс}^2}{d_{\omega.к.вс}} \cdot \frac{l_{\omega}}{2} \quad \Delta P_{\omega.к.вс} = 2.022 \text{ кПа}$$

Втрати тиску на місцевих опорах за формулою 16.7 [6]:

$$\Sigma \xi_M = 4 \cdot 0.5 + 8 + 4 \cdot 1 + 1 + 4 \cdot 10 \quad \Sigma \xi_M = 55$$

$$Z_{\omega.к.вс} = \Sigma \xi_M \cdot \frac{\rho_{\omega} \cdot \omega_{\omega.вс}^2}{2} \quad Z_{\omega.к.вс} = 27.39 \text{ кПа}$$

Сумарні втрати тиску за формулою 16.9 [6]:

$$\Delta P_{\omega.к.вс} = \Delta P_{\omega.к.вс} + Z_{\omega.к.вс} \quad \Delta P_{\omega.к.вс} = 29.412 \text{ кПа}$$

Втрати тиску у водяному трубопроводі на стороні нагнітання водяного насоса (на КД).

$k = 0.2\text{мм}$ - шорсткість труб (для сталевих труб с.152 [6]);

Коефіцієнт тертя для за формулою 16.6 [6]:

$$\lambda_{\omega, \text{к.н}} = 0.11 \cdot \left(\frac{k}{d_{\omega, \text{к.н}}} + \frac{64}{\text{Re}_{\omega, \text{к.н}}} \right)^{0.25} \quad \lambda_{\omega, \text{к.н}} = 0.021$$

Втрати тиску на тертя за формулою 16.4 [6]:

$l_{\omega} = 40\text{м}$ - прийнята довжина трубопроводу;

$$\Delta P_{\omega, \text{к.н}} = \frac{\lambda_{\omega, \text{к.н}} \cdot \rho_{\omega} \cdot \omega_{\omega, \text{н}}^2}{d_{\omega, \text{к.н}}} \cdot l_{\omega} \quad \Delta P_{\omega, \text{к.н}} = 3.613 \text{кПа}$$

Втрати тиску на місцевих опорах за формулою 16.7 [6]:

$$\Sigma \xi_M = 4 \cdot 5 + 4 \cdot 10 + 4 \cdot 1 + 4 \cdot 1 + 4 \cdot 10 \quad \Sigma \xi_M = 108$$

$$Z_{\omega, \text{к.н}} = \Sigma \xi_M \cdot \frac{\rho_{\omega} \cdot \omega_{\omega, \text{н}}^2}{2} \quad Z_{\omega, \text{к.н}} = 90.895 \text{кПа}$$

Сумарні втрати тиску за формулою 16.9 [6]:

$$\Delta P_{\omega, \text{к.н}} = \Delta P_{\omega, \text{к.н}} + Z_{\omega, \text{к.н}} \quad \Delta P_{\omega, \text{к.н}} = 94.508 \text{кПа}$$

9.4. Гідравлічний розрахунок трубопроводів льодяної води

Параметри розсолу вибираються з таблиці 16.5 [6] залежно від температури

$$\nu = 5.003 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}} - \text{динамічна в'язкість води}; \quad \rho = 1000 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} - \text{густина води};$$

Діаметр розсільного трубопроводу при швидкості розсолу в трубах $\omega = 1.2 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$

$$d_{\text{ЛВ}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{ЛВ}}}{\pi \cdot \omega}} \quad d_{\text{ЛВ}} = 165.122 \text{мм}$$

Приймаємо діаметр трубопроводів $d = 200 \cdot \text{мм}$

Числа Рейнольдса для водяних трубопроводів оборотної води розраховуємо за формулою 16.5 [6]:

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot d}{\nu} \quad \text{Re} = 47971$$

Втрати тиску у трубопроводі на стороні всмоктування (з бака):

$k = 0.2\text{мм}$ - шорсткість труб (для сталевих труб с.152 [6]);

Коефіцієнт тертя для за формулою 16.6 [6]:

$$\lambda_{\text{вс}} = 0.11 \cdot \left(\frac{k}{d} + \frac{64}{\text{Re}} \right)^{0.25} \quad \lambda_{\text{вс}} = 0.024$$

Втрати тиску на тертя за формулою 16.4 [6]:

$l_{pBC} = 3\text{м}$ - прийнята довжина трубопроводу;

$$\Delta P_{BC} = \frac{\lambda_{BC} \cdot \rho \cdot \omega^2}{d} \cdot l_{pBC} \quad \Delta P_{BC} = 0.261 \text{кПа}$$

Втрати тиску на місцевих опорах за формулою 16.7 [6]:

$$\Sigma \xi_M = 4 \cdot 0.5 + 8 + 4 \cdot 1 + 1 + 4 \cdot 10 \quad \Sigma \xi_M = 55$$

$$Z_{BC} = \Sigma \xi_M \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \quad Z_{BC} = 39.6 \text{кПа}$$

Сумарні втрати тиску за формулою 16.9 [6]:

$$\Delta P_{BC} = \Delta P_{BC} + Z_{BC} \quad \Delta P_{BC} = 39.861 \text{кПа}$$

Втрати тиску у трубопроводі на стороні нагнітання водяного насоса (на ИТГ).

$k = 0.2\text{мм}$ - шорсткість труб (для сталевих труб с.152 [6]);

Коефіцієнт тертя для за формулою 16.6 [6]:

$$\lambda_H = 0.11 \cdot \left(\frac{k}{d} + \frac{64}{\text{Re}} \right)^{0.25} \quad \lambda_H = 0.024$$

Втрати тиску на тертя за формулою 16.4 [6]:

$l_{\omega} = 45\text{м}$ - прийнята довжина трубопроводу;

$$\Delta P_H = \frac{\lambda_H \cdot \rho \cdot \omega^2}{d} \cdot l_{\omega} \quad \Delta P_H = 3.917 \text{кПа}$$

Втрати тиску на місцевих опорах за формулою 16.7 [6]:

$$\Sigma \xi_M = 4 \cdot 5 + 4 \cdot 10 + 4 \cdot 1 + 4 \cdot 1 + 4 \cdot 10 \quad \Sigma \xi_M = 108$$

$$Z_H = \Sigma \xi_M \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \quad Z_H = 77.76 \text{кПа}$$

Сумарні втрати тиску за формулою 16.9 [6]:

$$\Delta P_H = \Delta P_H + Z_H \quad \Delta P_H = 81.677 \text{кПа}$$

9.5. Вибір водяних насосів

Вибір насосу подачі води на конденсатори.

Необхідний напір насосу:

$$H = \Delta P_{\omega.k.H} + \Delta P_{\omega.k.BC} \quad H = 123.92 \text{кПа}$$

Необхідна подача насосу:

$$G_{H.k} = \frac{G}{\rho} \quad G_{H.k} = 201.192 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

По таблиці 11.24 [4] підбираємо $n = 2$ робочих консольних насоси типу 6К-12 (та 1-н резервний), характеристики яких наведено в таблиці 9.1.

Таблиця 9.1.

| | | |
|--------------------------------|---------------------|----------|
| Марка насоса | Розмірність | 6К-12 |
| Подача насосу | м ³ /год | 162 |
| Повний напір насосу | кПа | 200 |
| Електродвигун | - | A02-42-2 |
| потужність | кВт | 7,5 |
| частота обертання | с ⁻¹ | 47,7 |
| Діаметр всмоктуючого патрубку | мм | 150 |
| Діаметр нагнітального патрубку | мм | 100 |
| Вага | кг | 143,0 |



Загальна подача обраних насосів:

$$\Sigma G_H = n \cdot G_H \qquad \Sigma G_H = 324 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

9.6. Вибір насосів льодяної води

Вибір насосу подачі льодяної води в систему охолодження.

Необхідний напір насосу:

$$H = \Delta P_H + \Delta P_{\text{вс}} \qquad H = 121.538 \text{ кПа}$$

Необхідна подача насосу:

$$V_{\text{лв}} = 92.509 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

По таблиці 11.24 [4] підбираємо $n = 2$ робочий консольний насос типу 4К-90/20 (та 1-н резервний), характеристики яких наведено в таблиці 9.2.

Таблиця 9.2.

| | | |
|--------------------------------|---------------------|----------|
| Марка насоса | Розмірність | 4К-90/20 |
| Подача насосу | м ³ /год | 50 |
| Повний напір насосу | кПа | 207 |
| Електродвигун | - | A02-32-2 |
| потужність | кВт | 5,5 |
| частота обертання | с ⁻¹ | 48,4 |
| Діаметр всмоктуючого патрубку | мм | 100 |
| Діаметр нагнітального патрубку | мм | 80 |



Загальна подача обраних насосів:

$$\Sigma G_p = n \cdot G_H \qquad \Sigma G_p = 100 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

9.7. Вибір аміачних насосів

Знаходимо потрібну подачу циркуляційного насосу випарної системи на температуру кипіння $t_{\text{о}_40} = -40^\circ\text{C}$ за формулою 16.3 [6]:

$$n_{\text{ц}} = 6 \text{ - кратність циркуляції; } \rho_{\text{ра}} = 690 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$G_H = n_{\text{ц}} \cdot \frac{\Sigma G_{\text{км1_зам}}}{\rho_{\text{ра}}} \qquad G_H = 0.855 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Знаходимо потрібну подачу циркуляційного насосу випарної системи на температуру кипіння $t_{\text{о_23}} = -23^\circ\text{C}$ за формулою 16.3 [6]:

$$n_{\text{ц}} = 6 \text{ - кратно́сть циркуляції; } \quad \rho_{\text{ра}} = 690 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$G_H = n_{\text{ц}} \cdot \frac{G_T}{\rho_{\text{ра}}} \qquad G_H = 0.678 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

По таблиці 16.8 [6] вибираємо по два аміачних циркуляційних насоси (робочий і резервний) типу 2ХГ-5К-4,5-1 (ЦНГ-68), характеристика яких наведено в таблиці 9.3.

Таблиця 9.3.

| Марка насоса | Розмірність | ЦНГ-68 |
|---------------------|---------------------|---------|
| Подача насосу | м ³ /год | 12...28 |
| Повний напір насосу | м. ст. | 303,6 |
| Число ступенів | кіл. | 2 |
| Частота обертання | с ⁻¹ | 48,3 |
| Потужність | кВт | 4,5 |

Для схемного рішення 2 діаметри трубопроводів, гідравлічні розрахунки та вибір насосів залишаємо такими ж, як у схемі 1. Причина однакові теплові навантаження та витрати речовин.

10. Розрахунок схеми електропостачання

10.1. Опис схеми електропостачання

Згідно завдання проведемо розрахунки однієї із схем, які аналізуються - насосно-циркуляційної схеми, яка працює на амиаку (схема 1).

Схема електропостачання складається з таких елементів:

- а) трансформаторна підстанція;
- б) розподільчий низьковольтний та високовольтний пристрої;
- в) електричні мережі холодильного господарства.

Високовольтна сторона трансформаторної підстанції (ТП) має високу та низьку сторони. На високій встановлені запобіжники, роз'єднувачі і вимірювальні трансформатор струму. Зв'язок з електричною системою здійснюється через лінію, що має запобіжники і з'єднується силовими кабелями з шафами розподільчих пристроїв (РП) з напругою 0.4 кВ. Освітлення здійснюється через трансформатори, що працюють в режимі 380/220 В. Для ремонтних робіт використовуються трансформатори, що працюють в режимі 220/12 В.

Споживачі електроенергії, які забезпечують холодильне господарство відносяться в більшості до 2-ї категорії. Щоб була забезпечена безпека, схема передбачає наявність двох трансформаторів зв'язку з енергосистемою, кожний з яких може забезпечити усе обладнання підприємства. Трансформатори встановлені в окремому приміщенні звідки відбувається електроживлення усіх споживачів.

На стороні низької напруги живлення електроустановки резервуються шляхом встановлення перемички між двома секціями розподільчого пристрою (РП). Для комутації між двома сторонами встановлюють рубильники і автоматичний вимикач. Зіпсований трансформатор може бути відімкнений власним рубильником на стороні низької напруги. При цьому секція РП, яка живилася від нього, за допомогою міжсекційного автомата під'єднується до роботи сусідньої секції через перемичку. Розподіл електроенергії від РПТП між електроприймачами здійснюється через розподільчі пункти (РП). Для окремих приміщень та установок, таких як електрошита холодильних агрегатів, конденсаторного та машинного відділення, насосів обрано радіальні схеми електроспоживання. Для мережі освітлення обрано магістральні схеми.

У розділі розрахуни та вибір обладнання проведено лише в частині, яка відрізняє їх одна від одної.

10.2. Вихідні дані для розрахунків

Вихідними даними для розрахунків є технічні характеристики електроприймачів, які входять до схеми холодильного господарства, які зведено в таблиці 10.1.

10.2.1. Розрахунок і вибір низьковольтного обладнання

Для схеми електроспоживання необхідно розрахувати та підібрати автоматичні вимикачі, магнітні пускачі, теплові реле. Параметри цих електричних апаратів залежать від характеристик електрообладнання холодильної схеми.

За значеннями номінального струму обирають автоматичні вимикачі:

автомати - $I_{на}$, а електромагнітні розмикачі - $I_{ер}$ виходячи із таких умов:

Таблиця 10.1.

| № n/n | Найменування обладнання | К-ть | $P_{н}$, кВт | n, об/хв | | cos |
|----------|---|------|------------------|----------|------|------|
| 1 | Компресорний агрегат Grasso RC86 | 2 | 45 | 1 480 | 0,85 | 0,85 |
| 2 | Компресорний агрегат Grasso RC46 | 2 | 6,0 | 1 480 | 0,85 | 0,85 |
| 3 | Компресорний агрегат Grasso RC3110 | 2 | 25,0 | 1 480 | 0,85 | 0,85 |
| 4 | Конденсатор TVKA 320 (вентилятори) | 2 | 16,8 | 2 940 | 0,95 | 0,90 |
| 5 | Насоси конденсатора 6К-12 | 3 | 7,50 | 1 450 | 0,85 | 0,88 |
| 6 | Насос льодяної води 4К-90/20 | 2 | 5,5 | 1 450 | 0,85 | 0,88 |
| 7 | Градирня СВКП | 3 | 6,6 | 1 450 | 0,85 | 0,88 |
| 8 | Насос аміачний 2ХГ-5-4,8-2 | 4 | 5,5 | 2 910 | 0,85 | 0,88 |
| 9 | Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий) | 2 | 5,5 | 1480 | 0,85 | 0,85 |
| 10 | Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний) | 1 | 5,5 | 1480 | 0,85 | 0,85 |
| 11 | Приточний вентилятор КМ-цеху | 2 | 7,5 | 1480 | 0,85 | 0,85 |
| 13 | Повітроохолодник ВОП-75 | 4 | 1,2 | 2 940 | 0,95 | 0,90 |

За значеннями номінального струму обирають автоматичні вимикачі: автомати - $I_{на}$, а електромагнітні розмикачі - $I_{ер}$ виходячи із таких умов:

$$I_{на} \geq I_{л} \quad U_{на} \geq U_{л} \quad I_{ер} \geq 1.25 \cdot I_{пуск}$$

Відповідно до контактної системи: номінальному струму $I_{н.мп}$ і розрахунковому струму I_p лінії обирають магнітні пускачі за умов:

$$I_{н.мп} \geq I_p \quad U_{мп} = U_{н}$$

За середнім значенням струму теплового реле з урахуванням граничного струму неспрацювання $I_{ст.т.р.}$ обирають тип теплового реле, який потрібен до встановлення в магнітному пускачу, а саме:

$$I_{ст.т.р.} \geq 1.1 \cdot I_{л}$$

Характеристики обраного обладнання заносимо до табл. 10.2.

10.2.2. Розрахунок і вибір шаф РП. Розрахунок електричних навантажень

Розрахунки проводимо для кожного розподільчого пункту (РП) окремо. Вихідні дані для електроприймачів, що підключені до РП1 занесені у табл.10.3. Електричні навантаження знайдені за методом коефіцієнтів використання і коефіцієнтів максимуму.

Таблиця 10.3.

| № n/n | Найменування обладнання | К-ть | $P_{н}$, кВт | K_u | $P_{зм}$, кВт | cos | tg | $Q_{зм}$, квар |
|----------|----------------------------|------|------------------|-------|-------------------|------|------|--------------------|
| 1 | Градирня | 3 | 6,6 | 0,75 | 4,95 | 0,88 | 0,54 | 2,673 |
| 2 | Насос 4К-90/20 | 2 | 5,5 | 0,75 | 4,13 | 0,88 | 0,54 | 2,228 |
| 3 | Конденсатор | 2 | 16,8 | 0,75 | 12,60 | 0,90 | 0,48 | 6,048 |
| 4 | Насос конденсатора | 2 | 7,5 | 0,75 | 5,63 | 0,88 | 0,54 | 3,038 |
| | Сума | 9 | 79,4 | | 59,6 | | | 30,65 |

Таблиця 10.2.

| № n/n | Найменування обладнання | К-ть | I _н , А | I _п , А | Автоматичний вимикач | | | | Магнітний пускач | | Теплове реле | | |
|----------|---|------|--------------------|--------------------|-------------------------|---------------|--------------------|---------------------|------------------|--------------------|---------------------------|------------|----------------------|
| | | | | | 1.25*I _п , А | Тип | I _н , А | I _{ср} , А | Тип | I _н , А | 1.1*I _н , А | Тип | I _{уст} , А |
| 1 | Компресорний агрегат Grasso RC86 | 3 | 90 | 585 | 732 | 3RV1041-4MA10 | 100 | 750 | ПМЛ-6210 | 125 | 99 | РТЛ-3105 | 100 |
| 2 | Компресорний агрегат Grasso RC46 | 2 | 12 | 78 | 98 | A3161 | 15,0 | 100 | ПМЛ-2110 | 10 | 11 | РТЛ-1016 | 14,0 |
| 3 | Компресорний агрегат Grasso RC3110 | 2 | 50 | 325 | 407 | A3114 | 100 | 600 | ПМЛ-2110 | 63 | 51 | РТЛ-2064 | 70 |
| 4 | Конденсатор TVKA 320 (вентилятори) | 2 | 29 | 189 | 237 | A3162 | 25 | 160 | ПМЛ-2110 | 25 | 32 | РТЛ-101404 | 25,0 |
| 5 | Насоси конденсатора 6К-12 | 3 | 15 | 98 | 123 | A3161 | 15 | 100 | ПМЛ-2110 | 25 | 17 | РТЛ-1012 | 14,0 |
| 6 | Насос льодяної води 4К-90/20 | 2 | 11 | 72 | 90 | A3161 | 15 | 100 | ПМЛ-2110 | 25 | 12 | РТЛ-1012 | 14,0 |
| 7 | Градижня СВКП | 3 | 13 | 85 | 107 | A3161 | 15 | 100 | ПМЛ-2110 | 25 | 14 | РТЛ-1012 | 14,0 |
| 8 | Насос аміачний 2ХГ-5-4,8-2 | 4 | 11 | 72 | 90 | A3161 | 15 | 100 | ПМЛ-2110 | 25 | 12 | РТЛ-1012 | 14,0 |
| 9 | Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий) | 2 | 11 | 72 | 90 | A3161 | 15 | 100 | ПМЛ-2110 | 25 | 12 | РТЛ-1012 | 14,0 |
| 10 | Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний) | 1 | 11 | 72 | 90 | A3161 | 15 | 100 | ПМЛ-2110 | 25 | 12 | РТЛ-1012 | 14,0 |
| 11 | Приточний вентилятор КМ-цеху | 2 | 15 | 98 | 123 | A3161 | 15 | 100 | ПМЛ-2110 | 25 | 17 | РТЛ-1012 | 18,0 |
| 13 | Повітроохолодник ВОП-75 | 4 | 3 | 20 | 25 | АП50-3Т | 8,5 | 60 | ПМЛ-1210 | 10 | 4 | РТЛ-1012 | 14,0 |

За максимально навантажену зміну середня активна потужність визначається за формулою:

$$P_{3M} = P_H \cdot K_B, \text{ кВт}$$

де K_B - коефіцієнт використання потужності.

За максимально навантажену зміну середня реактивна потужність визначається за формулою:

$$Q_{3M} = P_{3M} \cdot \operatorname{tg}\phi, \text{ кВт}$$

Для n-приймачів групове значення коефіцієнта використання визначається за формулою:

$$K_{B,гр.} = \frac{\sum P_{3M}}{\sum P_H} \quad K_{B,гр.} = 0.751$$

де $K_{B,гр.}$ - граничний коефіцієнт використання потужності.

Додатковий коефіцієнт m визначаємо так:

$$m = \frac{P_{\max}}{P_{\min}} \quad m = 3.055$$

Так як коефіцієнт $m > 3$, то ефективне число споживачів $n_e = 28.873$

З таблиці 8.1 [9] $K_M = f(n_e, K_B)$, знаходимо $K_M = 1.23$.

Розрахункові значення активної, реактивної та повної потужності визначаємо за формулами:

$$P_p = K_M \cdot \sum P_{3M} \quad P_p = 73.308 \text{ кВт}$$

$$Q_p = 1.1 \cdot \sum Q_{3M} \quad Q_p = 33.715 \text{ квар}$$

$$S_p = \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} \quad S_p = 80.689 \text{ кВт} \cdot \text{А}$$

Коефіцієнт потужності РП визначається за формулою:

$$\cos\phi = \frac{P_p}{S_p} \quad \cos\phi = 0.909$$

Розрахунковий максимальний струм визначається за формулою:

$$I_p = \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} \quad I_p = 116.465 \text{ А}$$

Короткочасний максимальний струм визначається за формулою:

$$I_{\max} = I_{п. \max} + I_p \quad I_{\max} = 305.465 \text{ А}$$

де $I_{п. \max} = 189 \cdot \text{А}$ - максимальне значення пускового струму одного із соживачів підключених до РП-1 (табл.10.2.)

Приймаємо шину ШЗМ-10, розраховану на номінальний струм 1000А.

Для РП1 вибираємо стандартну шафу ПР11-3093(1093)-21УЗ призначену на підключення 16 споживачів та номінальний струм 1000А.

Встановлюємо в шафу обране обладнання.

Розрахунок РП2 виконуємо так само, як і попереднього. В табл. 10.4 вказано вихідні дані для електроприймачів:

Таблиця 10.4.

| № п/п | Найменування обладнання | К-ть | P_H , кВт | K_u | $P_{зМ}$, кВт | cos | tg | $Q_{зМ}$, квар |
|----------|--|------|----------------|-------|-------------------|------|------|--------------------|
| 1 | Приточний вентилятор КМ-цеху | 2 | 7,5 | 0,75 | 5,63 | 0,85 | 0,62 | 3,49 |
| 2 | Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий) | 2 | 5,5 | 0,75 | 4,13 | 0,85 | 0,62 | 2,56 |
| 3 | Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний) | 1 | 5,5 | 0,75 | 4,13 | 0,85 | 0,62 | 2,56 |
| 4 | Повітроохолодник ВОП-75 | 4 | 1,2 | 0,75 | 0,90 | 0,85 | 0,62 | 0,56 |
| 5 | Насос аміачний 2ХГ-5-4,8-2 | 6 | 5,50 | 0,75 | 4,13 | 0,88 | 0,49 | 2,02 |
| | Сума | 15 | 69,3 | | 52,0 | | | 29,01 |

За максимально навантажену зміну середня активна потужність визначається за формулою:

$$P_{зМ} = P_H \cdot K_B \quad , \text{ кВт}$$

де K_B - коефіцієнт використання потужності.

За максимально навантажену зміну середня реактивна потужність визначається за формулою:

$$Q_{зМ} = P_{зМ} \cdot \text{tg}\phi \quad , \text{ кВт}$$

Для n-приймачів групове значення коефіцієнта використання визначається за формулою:

$$K_{B.гр.} = \frac{\sum P_{зМ}}{\sum P_H} \quad K_{B.гр.} = 0.75$$

де $K_{B.гр.}$ - граничний коефіцієнт використання потужності.

Додатковий коефіцієнт m визначаємо так:

$$m = \frac{P_{\max}}{P_{\min}} \quad m = 6.25$$

Так як коефіцієнт $m < 3$, то ефективне число споживачів $n_e = 115.5$

З таблиці 8.1 [9] $K_M = f(n_e, K_B)$, знаходимо $K_M = 1.13$.

Розрахункові значення активної, реактивної та повної потужності визначаємо за формулами:

$$P_p = K_M \cdot \Sigma P_{зМ} \quad P_p = 58.76 \text{ кВт}$$

$$Q_p = 1.1 \cdot \Sigma Q_{зМ} \quad Q_p = 31.911 \text{ квар}$$

$$S_p = \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} \quad S_p = 66.866 \text{ кВт} \cdot \text{А}$$

Коефіцієнт потужності РП визначається за формулою:

$$\cos\phi = \frac{P_p}{S_p} \quad \cos\phi = 0.879$$

Розрахунковий максимальний струм визначається за формулою:

$$I_p = \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} \quad I_p = 96.513 \text{ А}$$

Короткочасний максимальний струм визначається за формулою:

$$I_{\max} = I_{п.\max} + I_p \quad I_{\max} = 194.513 \text{ А}$$

де $I_{п.\max} = 98 \cdot \text{А}$ максимальне значення пускового струму одного із соживачів підключених до РП-2 (табл.10.2.)

Приймаємо шину ШРА-73, розраховану на 250А.

Для РП2 вибираємо стандартну шафу ПР11А-3045(1045)-21УЗ призначену на підключення 16 споживачів та номінальний струм 250А.

Встановлюємо в шафу обране обладнання.

10.2.3. Розрахунок і вибір РпТП

В якості РпТП обрані панелі серії ПАР з'єднаний кабелем з лінійною панеллю типу ПАР11-525412. $I_H = 1600 \text{ А}$, $U = 380 \text{ В}$.

Електричні навантаження на шинах РпТП холодильного господарства використовується для вибору трансформатора. Електроприймачі, що під'єднані до РпТП занесені в табл.10.5.:

Таблиця 10.5.

| № п/п | Найменування обладнання | К-ть | P_H , кВт | Загальна потужність, кВт | $K_{ц}$ | $P_{зМ}$, кВт | $\cos j$ | $\text{tg} j$ | $Q_{зМ}$, квар |
|-------|------------------------------------|------|-------------|--------------------------|---------|----------------|----------|---------------|-----------------|
| 1 | РП 1 | 1 | 79,4 | 79,4 | 0,75 | 59,6 | 0,87 | 0,57 | 33,9 |
| 2 | РП 2 | 1 | 69,3 | 69,3 | 0,75 | 52,0 | 0,87 | 0,57 | 29,6 |
| 5 | Компресорний агрегат Grasso RC86 | 3 | 45 | 135,0 | 0,75 | 101,3 | 0,90 | 0,48 | 48,6 |
| 6 | Компресорний агрегат Grasso RC46 | 2 | 6 | 12,0 | 0,75 | 9,0 | 0,85 | 0,62 | 5,6 |
| 7 | Компресорний агрегат Grasso RC3110 | 2 | 25 | 50,0 | 0,75 | 37,5 | 0,90 | 0,48 | 18,0 |
| | Сума | 9 | | 345,7 | | 259,3 | | | 135,7 |

Для n-приймачів групове значення коефіцієнта використання визначається за формулою:

$$K_{в.гр.} = \frac{\Sigma P_{зМ}}{\Sigma P_{н}} \quad K_{в.гр.} = 0.75$$

де $K_{в.гр.}$ - граничний коефіцієнт використання потужності.

Додатковий коефіцієнт m визначаємо так:

$$m = \frac{P_{max}}{P_{min}} \quad m = 66.167$$

Так як коефіцієнт $m > 3$, то ефективне число споживачів $n_e = 576.167$

З таблиці 8.1 [9] $K_M = f(n_e, K_{в.гр.})$, знаходимо $K_M = 1.23$.

Розрахункові значення активної, реактивної та повної потужності визначаємо за формулами:

$$P_p = K_M \cdot \Sigma P_{зМ} \quad P_p = 318.939 \text{ кВт}$$

$$Q_p = 1.1 \cdot \Sigma Q_{зМ} \quad Q_p = 149.27 \text{ квар}$$

$$S_p = \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} \quad S_p = 352.141 \text{ кВ}\cdot\text{А}$$

Коефіцієнт потужності РП визначається за формулою:

$$\cos \phi = \frac{P_p}{S_p} \quad \cos \phi = 0.906$$

Розрахункове значення струму на стороні низької і високої напруги визначаємо за формулами:

$$I_{рн} = \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} \quad I_{рн} = 535.024 \text{ А}$$

$$I_{рв} = \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} \quad I_{рв} = 20.331 \text{ А}$$

10.2.4. Розподіл електричної енергії в компресорному цеху

Кабелі, що з'днують електрообладнання передбачено прокладувати у спеціальних лотках та у трубах у землі. Для проекту приймаємо марку кабелю АВВГ. За розрахунковим струмом у лінії вибираємо перерізи кабелів.

Обраний переріз кабелю перевіряємо на відповідність обраним апаратам захисту.

Для автоматичного вимикача має виконуватися умова:

$$I_{доп} > 0.22 \cdot I_3$$

де $I_{доп}$ - тривало допустимі навантаження; I_3 - струм спрацювання

захисту.

За формулою перевіряємо кабелі на втрату напруги:

$$\Delta U = \frac{(105 \cdot r \cdot P_H \cdot L)}{U_H^2 \cdot S}$$

де r - питомий опір кабелю, Ом/мм²;

P_H - розрахункова активна потужність прийомника, кВт;

S - переріз кабелю, мм²;

L - довжина лінії, м;

U_H - номінальна лінійна напруга в лінії, В.

У відповідності з ПУЕ втрата напруги в лінії ΔU не повинна перевищувати 5% від номінальної - U_H . Виконуємо розрахунок кабелів, результати розрахунків заносимо до табл. 10.6.

Таблиця 10.6.

| № n/p | Найменування обладнання | Довжина, м | I_H , А | Тип кабелю | S , мм ² | К-ть і переріз | ПУ, В |
|----------|---|---------------|-----------|---------------|-----------------------|-------------------|--------|
| 1 | Компресорний агрегат Grasso RC86 | 24 | 90 | АВВГ | 35 | 4*35 | 0,6731 |
| 2 | Компресорний агрегат Grasso RC46 | 18 | 12 | АВВГ | 6 | 4*6 | 0,3927 |
| 3 | Компресорний агрегат Grasso RC3110 | 12 | 50 | АВВГ | 10 | 4*10 | 0,6544 |
| 4 | Конденсатор TVKA 320 (вентилятори) | 60 | 29 | АВВГ | 35 | 4*35 | 0,6283 |
| 5 | Насоси конденсатора 6К-12 | 60 | 15 | АВВГ | 10 | 4*10 | 0,9816 |
| 6 | Насос льодяної води 4К-90/20 | 60 | 11 | АВВГ | 10 | 4*10 | 0,7199 |
| 7 | Градирия СВКП | 60 | 13 | АВВГ | 10 | 4*10 | 0,8639 |
| 8 | Насос аміачний 2ХГ-5-4,8-2 | 30 | 11 | АВВГ | 4 | 4*4 | 0,8998 |
| 9 | Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий) | 15 | 11 | АВВГ | 4 | 4*4 | 0,4499 |
| 10 | Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний) | 17 | 11 | АВВГ | 4 | 4*4 | 0,5099 |
| 11 | Приточний вентилятор КМ-цеху | 30 | 15 | АВВГ | 4 | 4*4 | 0,8998 |
| 12 | Повітроохолодник ВОП-75 | 40 | 3 | АВВГ | 6 | 6*4 | 1,0907 |
| 15 | РП1 | 12 | 79 | АВВГ | 50 | 4*50 | 0,4157 |
| 16 | РП2 | 18 | 69 | АВВГ | 50 | 4*50 | 0,5442 |

10.3. Вибір числа і потужності трансформаторів

В проекті, для надійного і безперервного живлення приймачів I та II категорії обираємо ТП з двома трансформаторами. Якщо з ладу вийде один, інший забезпечить живлення усіх приймачів електричної схеми.

Потужність силових трансформаторів вибрана виходячи з таких умов:

- економічно доцільного режиму роботи;
- необхідного забезпечення резервування з урахуванням допустимих перевантажень трансформаторів:

$$K_T = 1.15 < 1.4$$

Номінальна потужність трансформаторів вибирається із розрахунку максимумом навантаження S_p (див.вище).

Згідно ПУЕ номінальну потужність трансформатора вибираємо таким чином, щоб його робоче навантаження не перевищувало 75% від прогнозованого максимуму, тобто $K_1=0,75$.

Величина допустимого перевантаження, кВт, $K_2(t)=1,1$; де час роботи - $t=12$ год/добу.

Умови вибору: $S_H \geq \frac{S_p}{[\beta_u \cdot (t) \cdot K_1]}$, де S_p - розрахункова потужність.

$$S_p = 352.141 \cdot \text{кВ} \cdot \text{А}$$

$$S_H > \frac{352.141}{1.1 \cdot 0.75} = 426.838$$

Отже, вибираємо варіант, при якому до встановлення приймаємо трансформатор потужністю 630 кВА, характеристика трансформатора наведена в таблиці 10.7.

Таблиця 10.7

| Тип | Потужність, кВА | Номинальна напруга, кВ | | Втрати, кВт | | Напруга КЗ, % | Струм ХХ, % | Схема і група з'єднання обмоток |
|---------------|--------------------|---------------------------|------------|----------------|------------|------------------|----------------|------------------------------------|
| | | ВН | НН | Х/Х | К/З | | | |
| - | - | ВН | НН | Х/Х | К/З | | | |
| ТМ 630 | 630 | 10 | 0,4 | 1,05 | 7,6 | 5,5 | 1,5 | Y/Y_H=0 |

11. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ АНАЛІЗОВАНИХ СХЕМ ХУ

Вступ

Мета економічного розрахунку полягає у визначенні вартості впровадження різних схемних рішень для холодильника маслозаводу, в одній з яких використовується централізована, а в іншій децентралізована схема холодопостачання, що включає в себе вартість основного та допоміжного холодильного обладнання, витрат на використання енергії, виробничих витрат, витрат по оплаті праці персоналу, визначення амортизаційних відрахувань, визначення основних показників ефективності впровадження проекту, таких як термін повернення інвестицій та інших.

11.1. Дані для розрахунку

Для розрахунку скористаємося паспортними даними обраного. Проектні показники споживання електроенергії та води обладнанням холодної установки для схеми 1 та схеми 2 (наведено в табл. 11.1.1. та 11.1.2), вартість обладнання та витратних матеріалів - (табл. 11.2.1 та 11.2.2), а також вартістю споживаної електроенергії та води що діють на ринку.

$$\text{Вартість 1 кВт*год електроенергії прийнято } C_{\text{ел}} := 3.42 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кВт_год}} .$$

$$\text{Вартість 1 м}^3 \text{ води прийнято: } C_{\text{вод}} := 13.44 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{м}^3}$$

$$\text{Вартість 1 кг аміаку прийнято: } C_{\text{ам}} := 9.20 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кг}}$$

$$\text{Вартість 1 кг CO}_2 \text{ прийнято: } C_{\text{ам}} := 2.92 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кг}}$$

$$\text{Вартість 1 кг мастила прийнято: } C_{\text{м}} := 108 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кг}}$$

Таблиця 11.1.1. Проектне споживання електроенергії та води для схеми 1

| Найменування обладнання | К-ть | Рн, кВт | Разом, кВт | Рік, кВт год |
|---|------|---------|------------|--------------|
| Компресорний агрегат Grasso RC86 | 3 | 45 | 135 | 510 300 |
| Компресорний агрегат Grasso RC46 | 2 | 6,0 | 12 | 45 360 |
| Компресорний агрегат Grasso RC3110 | 2 | 25,0 | 50 | 189 000 |
| Конденсатор TVKA 320 (вентилятори) | 2 | 16,8 | 33,6 | 70 560 |
| Насоси конденсатора 6К-12 | 3 | 7,50 | 22,5 | 47 250 |
| Насос льодяної води 4К-90/20 | 2 | 5,5 | 11 | 23 100 |
| Градирня СВКП | 3 | 4,4 | 13,2 | 27 720 |
| Насос аміачний 2ХГ-5-4,8-2 | 4 | 5,5 | 22 | 46 200 |
| Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий) | 2 | 5,5 | 11 | 38 500 |
| Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний) | 1 | 5,5 | 5,5 | 385 |
| Приточний вентилятор КМ-цеху | 2 | 7,5 | 15 | 52 500 |
| Повітроохолодник ВОП-75 | 4 | 1,2 | 4,8 | 10 080 |
| Річна витрати електроенергії | | | | 1 060 955 |

| Найменування обладнання | К-ть | $V_{\text{вод}}$, м ³ /Год | Всього за рік, м ³ |
|---------------------------------|------|---|-------------------------------|
| Підживлення конденсаторів водою | 2 | 9,6 | 40 320 |
| Втрати води на градирні | 3 | 2,997 | 18 881 |
| Річне споживання води | | | 59 201 |

Таблиця 11.1.2. Проектне споживання електроенергії та води в схемі 2

| Найменування обладнання | К-ть | Рн, кВт | Разом, кВт | Рік, кВт год |
|---|------|------------|---------------|-----------------|
| Компресорний агрегат Grasso RC46 | 2 | 5 | 10 | 37 800 |
| Компресорний агрегат Grasso RC66 | 2 | 5 | 10 | 37 800 |
| Компресорний агрегат Grasso RC810 | 2 | 100,0 | 200 | 596 484 |
| Конденсатор TVKA 320 (вентилятори) | 2 | 16,8 | 33,6 | 70 560 |
| Насоси конденсатора 6К-12 | 3 | 7,50 | 22,5 | 47 250 |
| Насос льодяної води 4К-90/20 | 2 | 5,5 | 11 | 23 100 |
| Градирня СВКП | 3 | 4,4 | 13,2 | 27 720 |
| Насос аміачний 2ХГ-5-4,8-2 | 4 | 5,5 | 22 | 46 200 |
| Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий) | 2 | 5,5 | 11 | 38 500 |
| Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний) | 1 | 5,5 | 5,5 | 385 |
| Приточний вентилятор КМ-цеху | 2 | 7,5 | 15 | 52 500 |
| Повітроохолодник ВОП-75 | 4 | 1,2 | 4,8 | 7 953 |
| Освітлення | 1 | 20,0 | 20 | 102 200 |
| Річна витрати електроенергії | | | | 1 088 452 |

| Найменування обладнання | К-ть | V _{вody} м ³ /ГО д | Всього за рік, м ³ |
|---------------------------------|------|--|-------------------------------------|
| Підживлення конденсаторів водою | 2 | 9,6 | 40 320 |
| Втрати води на градирні | 3 | 2,997 | 18 881 |
| Річне споживання води | | | 59 201 |

11.2. Розрахунок капітальних витрат

Схемне рішення 1

Визначаємо капітальні витрати на реалізацію проекту скориставшись ДБН.Д1.1-1-2000.

Визначення вартості будівельних робіт проведемо скориставшись кошторисом будівельної вартості аналогічного об'єкта, збудованого у 2019 році. Загальна вартість будівельних робіт на аналогічному об'єкті будівельним об'ємом 2612 м³ становила 471,13 тис.грн. Відповідно вартість одного м³ становить 180 грн. Для приміщень холодильника об'ємом 13280 м³:

$$V_{\text{буд}} := K \cdot V_{\text{буд}} \cdot \text{Ц} \quad V_{\text{буд}} = 2.869 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

де $K=1,2$ - коефіцієнт перерахунку у ціни 2019 року;

$$\text{Ц} = 180 \frac{\text{ШТ}}{\text{м}^3} \quad \text{-вартість } 1\text{м}^3 \text{ будівельних робіт аналогічного об'єкта.}$$

Витрати на утримання служб замовника та авторський нагляд приймаємо 2,5% від V_1 (ДБН1.1-1-2000 додаток Б п.49):

$$V_{\text{а_н}} := 0.025 \cdot V_{\text{буд}} \quad V_{\text{а_н}} = 71.734 \text{ тис_грн}$$

Проектні роботи розрахуємо, прийнявши їх у розмірі 3% від кошторисної вартості об'єкта:

$$V_{\text{п.р}} := 0.03(V_{\text{буд}} + \Sigma V_{\text{обл1}})$$
$$V_{\text{п.р}} = 0.03 \cdot (2.869 \times 10^3 + 8571.6) = 343.218 \quad \text{тис_грн}$$

Кошторисна вартість комплексної державної експертизи проектно-кошторисної документації (наказ Мінбуду №88 від 07.05.2002):

$$V_{\text{екс}} := 50.748 \cdot \text{тис_грн}$$

Разом по проектних витратах:

$$V_1 := V_{\text{п.р}} + V_{\text{екс}} \quad V_1 = 393.976 \text{ тис_грн}$$

Кошторисний прибуток приймаємо 8% від V (ДБН1.1-1-2000 п.3.1.8):

$$\text{П} := 0.08 \cdot V_1 \quad \text{П} = 31.518 \text{ тис_грн}$$

Кошти на покриття адміністративних затрат будівельно-монтажних організацій (ДБН1.1-1-2000 додаток п.3.1.18.4.):

$$V_2 := 190.342 \cdot \text{тис_грн}$$

Кошти на покриття адміністративних затрат будівельно-монтажних організацій (ДБН1.1-1-2000 додаток п.3.1.21.):

$$V_3 := 73.057 \cdot \text{тис_грн}$$

Всього по попередніх витратах:

$$V := V_1 + V_{\text{а_н}} + V_2 + \text{П} + V_3 + V_{\text{буд}} \quad V = 3.63 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

Податки, збори, обов'язкові платежі, встановлені діючим законодавством та невраховані при складанні кошторисної документації приймаємо у розмірі 3% (ДБН1.1-1-2000 додаток п.3.1.22.):

$$\text{Под} := 0.03 \cdot V \quad \text{Под} = 108.899 \text{ тис_грн}$$

Відрахування коштів на утримання пожежних команд приймаємо у розмірі 3% (ДБН1.1-1-2000 додаток п.3.1.22.):

$$V_{\text{пож}} := 0.03 \cdot (V + \text{Под}) \quad V_{\text{пож}} = 112.166 \text{ тис_грн}$$

Комунальний податок приймаємо 0,5%:

$$P_{\text{ком}} := 0.005 \cdot \text{Под} \quad P_{\text{ком}} = 544.496 \text{ шт}$$

Загальні будівельні витрати на холодильну установку:

$$K_{\text{буд}} := V + \text{Под} + V_{\text{пож}} + P_{\text{ком}} \quad K_{\text{буд}} = 3.852 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

Податок на додану вартість 20%:

$$P_{\text{дв}} := 0.2 \cdot K_{\text{буд}} \quad P_{\text{дв}} = 770.316 \text{ тис_грн}$$

Загалом будівельні витрати з ПДВ:

$$K_1 := K_{\text{буд}} + P_{\text{дв}} \quad K_1 = 4.622 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

Загальна сума капітальних затрат з урахуванням вартості обладнання див. табл. 4.2.1) становитиме:

$$K_3 := K_1 + \Sigma V_{\text{обл1}} = 4.622 \times 10^3 + 8571.6 = 13193.6 \quad \text{тис_грн}$$

Отже, загальна сума капітальних затрат з урахуванням ПДВ:

$$K_{1\text{зпдв}} := 1.2K_1 + \Sigma V_{\text{обл1}} = 1.2 \cdot 4.622 \times 10^3 + 8571.6 = 1.412 \times 10^4 \quad \text{тис_грн}$$

Схемне рішення 2

Витрати на будівлю такі ж, як у попередньому схемному рішенні, в витрати на придбання обладнання (див. табл. 11.2.2):

$$\Sigma V_{\text{обл2}} := 8303200 \cdot \text{грн}$$

Проектні роботи розрахуємо, прийнявши їх у розмірі 3% від кошторисної вартості об'єкта:

$$V_{\text{п.р}} := 0.03(V_{\text{буд}} + \Sigma V_{\text{обл2}})$$
$$V_{\text{п.р}} = 0.03 \cdot (2.869 \times 10^3 + 8303.2) = 335.166 \quad \text{тис_грн}$$

Кошторисна вартість комплексної державної експертизи проектно-кошторисної документації (наказ Мінбуду №88 від 07.05.2002):

$$V_{\text{екс}} := 50.748 \cdot \text{тис_грн}$$

Разом по проектних витратах:

$$V_1 := V_{\text{п.р}} + V_{\text{екс}} \quad V_1 = 385.924 \text{ тис_грн}$$

Кошторисний прибуток приймаємо 8% від V (ДБН1.1-1-2000 п.3.1.8):

$$\Pi := 0.08 \cdot V_1 \quad \Pi = 30.874 \text{ тис_грн}$$

Кошти на покриття адміністративних затрат будівельно-монтажних організацій (ДБН1.1-1-2000 додаток п.3.1.18.4.):

$$V_2 := 190.342 \cdot \text{тис_грн}$$

Кошти на покриття адміністративних затрат будівельно-монтажних організацій (ДБН1.1-1-2000 додаток п.3.1.21.):

$$V_3 := 73.057 \cdot \text{тис_грн}$$

Всього по попередніх витратах:

$$V := V_1 + V_{\text{а_н}} + V_2 + \Pi + V_3 + V_{\text{буд}} \quad V = 3.621 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

Податки, збори, обов'язкові платежі, встановлені діючим законодавством та невраховані при складанні кошторисної документації приймаємо у розмірі 3% (ДБН1.1-1-2000 додаток п.3.1.22.):

$$\text{Под} := 0.03 \cdot V \quad \text{Под} = 108.638 \text{ тис_грн}$$

Відрахування коштів на утримання пожежних команд приймаємо у розмірі 3% (ДБН1.1-1-2000 додаток п.3.1.22.):

$$V_{\text{пож}} := 0.03 \cdot (V + \text{Под}) \quad V_{\text{пож}} = 111.897 \text{ тис_грн}$$

Комунальний податок приймаємо 0,5%:

$$\Pi_{\text{ком}} := 0.005 \cdot \text{Под} \quad \Pi_{\text{ком}} = 543.191 \text{ шт}$$

Загальні будівельні витрати на реконструкцію холодильного господарства комбінату:

$$K_{\text{буд}} := V + \text{Под} + V_{\text{пож}} + \Pi_{\text{ком}} \quad K_{\text{буд}} = 3.842 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

Податок на додану вартість 20%:

$$\Pi_{\text{дв}} := 0.2 \cdot K_{\text{буд}} \quad \Pi_{\text{дв}} = 768.471 \text{ тис_грн}$$

Загалом будівельні витрати з ПДВ:

$$K_2 := K_{\text{буд}} + \Pi_{\text{дв}} \quad K_2 = 4.611 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

Загальна сума капітальних затрат з урахуванням вартості обладнання див. табл. 4.2.1) становитиме:

$$K_3 := K_2 + \Sigma V_{\text{обл}2} = 4.611 \times 10^3 + 8303.2 = 12914.2 \quad \text{тис_грн}$$

Отже, загальна сума капітальних затрат з урахуванням ПДВ:

$$K_{2\text{зпдв}} := 1.2K_2 + \Sigma V_{\text{обл}2} = 1.2 \cdot 4611 + 8303.2 = 1.384 \times 10^4 \quad \text{тис_грн}$$

11.3. Виробництво і використання енергії

Річне споживання електроенергії холодильною установкою можна визначити за формулою:

$$W_p := \Sigma N_H \cdot K_c \cdot n$$

де ΣN_H - номінальна потужність встановленого електродвигуна, кВт;

K_c - коефіцієнт попиту (для компресорів та насосів $K_c=0,7$);

n - час роботи обладнання при відповідних режимах роботи, год.

Приймається з табл.16.2[1] і становить для компресорів - 5400, насосів водяних -3000, насосів холодильного агента - 5000, вентиляторів - 3000.

Схема 1

За результатами розрахунку, зведеного до табл. 11.2.1, річне споживання електроенергії та води холодильною установкою становить

Визначаємо витрати коштів на споживання електричної енергії за проектними розрахунками:

$$W_p := 1060.955 \cdot 10^3 \text{ кВт}_\text{год}$$

$$V_{\text{ел.р}} := W_p \cdot C_{\text{ел}} = 1060.955 \cdot 3.34 = 3543.59 \text{ тис}_\text{грн}$$

Річне споживання води холодильною установкою становить:

$$V_p := 59201 \cdot \text{м}^3$$

Визначаємо витрати коштів на споживання води за проектними розрахунками:

$$V_{\text{вод.р}} := V_p \cdot C_{\text{вод}} = 59201 \cdot 13.44 = 795661.44 \text{ грн}$$

Визначаємо витрати на поповнення системи аміаком. Норма витрати аміаку в рік становить 3,1 кг на 1 кВт встановленої стандартної потужності при безпосередньому охолодженні. Встановлена потужність холодильної установки (за попередніми розрахунками). Отже при вартості аміаку:

$$\Sigma Q_{\text{км}_5} := 269.18 \cdot \text{кВт} \quad \Sigma Q_{\text{км}_{23}} := 23.57 \cdot \text{кВт} \quad \Sigma Q_{\text{км}_{40}} := 24.56 \cdot \text{кВт}$$

$$C_{\text{ам}} := 9.2 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кг}} \quad g_{\text{ам}} := 3.1 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{кВт}}$$

$$V_{\text{ам}} := \left(0.76 \cdot \Sigma Q_{\text{км}_5} + 1.8 \cdot \Sigma Q_{\text{км}_{23}} + 2.9 \cdot \Sigma Q_{\text{км}_{40}} \right) \cdot C_{\text{ам}} \cdot g_{\text{ам}}$$

$$V_{\text{ам}} = 9.076 \times 10^3 \text{ грн}$$

Визначаємо витрати на мастило. Норма витрати мастила кг на годину для поршневих компресорів становить 0,01 кг/год на один циліндр поршневого

Таблиця 11.2.1. Витрати на придбання та монтаж обладнання для схеми 1

| № п/п | Найменування обладнання | К-ть | Витрати на одиницю обладнання, тис. грн. | | | | | Загальні витрати, тис. грн. |
|----------|--|------|---|-----------------|-----------------|------------------------------|----------|--------------------------------|
| | | | Придбання обладнання | Монтажні роботи | Тара і упаковка | Транспортно- заготівельні | Вантажні | |
| 1 | Компресорний агрегат Grasso RC86 | 3 | 345,0 | 34,50 | 3,45 | 20,70 | 17,25 | 1262,70 |
| 2 | Компресорний агрегат Grasso RC46 | 2 | 171,9 | 17,19 | 1,72 | 10,31 | 8,60 | 419,44 |
| 3 | Компресорний агрегат Grasso RC3110 | 2 | 620,0 | 62,00 | 6,20 | 37,20 | 31,00 | 1512,80 |
| 4 | Конденсатор TVKA 320 | 2 | 576,0 | 57,60 | 5,76 | 34,56 | 28,80 | 1405,44 |
| 5 | Випарник ИТГ-80 | 1 | 96,0 | 9,60 | 0,96 | 5,76 | 4,80 | 117,12 |
| 6 | Насос льодяної води 4К-90/20 | 2 | 21,0 | 2,10 | 0,21 | 1,26 | 1,05 | 51,24 |
| 7 | Гради́рня СВКП | 3 | 150,0 | 15,00 | 1,50 | 9,00 | 7,50 | 549,00 |
| 8 | Насос аміачний 2ХГ-5-4,8-2 | 4 | 121,0 | 12,10 | 1,21 | 7,26 | 6,05 | 590,48 |
| 9 | Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий) | 2 | 57,3 | 5,73 | 0,57 | 3,44 | 2,87 | 139,81 |
| 10 | Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний) | 1 | 56,9 | 5,69 | 0,57 | 3,41 | 2,85 | 69,42 |
| 11 | Приточний вентилятор КМ-цеху | 2 | 34,1 | 3,41 | 0,34 | 2,05 | 1,71 | 83,20 |
| 12 | Повітроохолодник ВОП-75 | 4 | 75,0 | 7,50 | 0,75 | 4,50 | 3,75 | 366,00 |
| 13 | Батарея стельова | 22 | 12,0 | 1,20 | 0,12 | 0,72 | 0,60 | 322,08 |
| 14 | Масилівіддільники 150 ОММ | 2 | 18,3 | 1,83 | 0,18 | 1,10 | 0,92 | 44,65 |
| 15 | Масилізбірник 300 СМ | 1 | 10,4 | 1,04 | 0,10 | 0,62 | 0,52 | 12,69 |
| 16 | Лінійний ресивер 3,5 РДВ | 1 | 95,0 | 9,50 | 0,95 | 5,70 | 4,75 | 115,90 |
| 17 | Циркуляційний ресивер 0,75 РДВ | 1 | 55,0 | 5,50 | 0,55 | 3,30 | 2,75 | 67,10 |
| 18 | Циркуляційний ресивер 3,5 РДВ | 1 | 95,0 | 9,50 | 0,95 | 5,70 | 4,75 | 115,90 |
| 19 | Дренажний ресивер 3,5 РД | 1 | 95,0 | 9,50 | 0,95 | 5,70 | 4,75 | 115,90 |
| 20 | Проміжна посудина 60 ПСз | 1 | 34,0 | 3,40 | 0,34 | 2,04 | 1,70 | 41,48 |
| 21 | Запірно-запобіжна арматура та трубопроводи | 1 | 940,0 | 94,00 | 9,40 | 56,40 | 47,00 | 1146,80 |
| 22 | Аміак, кг | 2000 | 0,009 | 0,001 | 0,000 | 0,001 | 0,000 | 22,45 |
| | Разом | | | 367,9 | 36,8 | 220,7 | 183,9 | 8571,60 |

компресора. При числі годин роботи компресорів 5400 годин на рік та необхідності заміни масла кожні $n_1=2000$ годин роботи, витрата на мастило становитиме при кількості циліндрів одночасно працюючих компресорів $z=24$ та враховуючи час роботи компресорів:

$$\text{вартість 1 кг мастила прийнято:} \quad C_M := 150 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кг}} \quad g_M := 0.01 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{год}}$$

$$V_M := C_M \cdot g_M \cdot \frac{n}{n_1} \cdot z \cdot n \quad V_M = 524.88 \text{ тис_грн}$$

Загальні затрати:

$$V_3 := V_{\text{ел.р}} + V_{\text{вод.р}} + V_{\text{ам}} + V_M \quad V_3 = 4.958 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

Схема 2

За результатами розрахунку, зведеного до табл. 11.2.2, річне споживання електроенергії та води холодильною установкою становить

· Визначаємо витрати коштів на споживання електричної енергії за проектними розрахунками:

$$W_p := 1088.452 \cdot 10^3 \text{ кВт_год}$$

$$V_{\text{ел.р}} := W_p \cdot C_{\text{ел}} = 1088.452 \cdot 3.34 = 3635.43 \text{ тис_грн}$$

Річне споживання води холодильною установкою становить:

$$V_p := 59201 \cdot \text{м}^3$$

Визначаємо витрати коштів на споживання води за проектними розрахунками:

$$V_{\text{вод.р}} := V_p \cdot C_{\text{вод}} = 59201 \cdot 13.44 = 795661.44 \text{ грн}$$

Визначаємо витрати на поповнення системи аміаком. Норма витрати аміаку в рік становить 3,1 кг на 1 кВт встановленої стандартної потужності при безпосередньому охолодженні. Встановлена потужність холодильної установки (за попередніми розрахунками). Отже при вартості аміаку:

$$C_{\text{ам}} := 9.2 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кг}} \quad g_{\text{ам}} := 3.1 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{кВт}}$$

$$V_{\text{ам}} := (0.76 \cdot \Sigma Q_{\text{км}_5} + 1.8 \cdot \Sigma Q_{\text{км}_23} + 3.1 \cdot \Sigma Q_{\text{км}_40}) \cdot C_{\text{ам}} \cdot g_{\text{ам}}$$

$$V_{\text{ам}} = 9.216 \times 10^3 \text{ грн}$$

Визначаємо витрати на мастило. Норма витрати мастила кг на годину для

Таблиця 11.2.2. Витрати на придбання та монтаж обладнання для схеми 2

| № п/п | Найменування обладнання | К-ть | Витрати на одиницю обладнання, тис. грн. | | | | | Загальні витрати, тис. грн. |
|----------|--|------|---|--------------------|-----------------|------------------------------|----------|--------------------------------|
| | | | Придбання обладнання | Монтажні роботи | Тара і упаковка | Транспортно- заготівельні | Вантажні | |
| 1 | Компресорний агрегат Grasso RC46 | 2 | 171,9 | 17,19 | 1,72 | 10,31 | 8,60 | 419,44 |
| 2 | Компресорний агрегат Grasso RC66 | 2 | 258,6 | 25,86 | 2,59 | 15,52 | 12,93 | 630,98 |
| 3 | Компресорний агрегат Grasso RC810 | 2 | 753,0 | 75,30 | 7,53 | 45,18 | 37,65 | 1837,32 |
| 4 | Конденсатор TVKA 320 | 2 | 576,0 | 57,60 | 5,76 | 34,56 | 28,80 | 1405,44 |
| | Випарник ИТГ-80 | 1 | 96,0 | 9,60 | 0,96 | 5,76 | 4,80 | 117,12 |
| 5 | Насос льодяної води 4К-90/20 | 2 | 21,0 | 2,10 | 0,21 | 1,26 | 1,05 | 51,24 |
| 6 | Градириня СВКП | 3 | 150,0 | 15,00 | 1,50 | 9,00 | 7,50 | 549,00 |
| | Насос аміачний 2ХГ-5-4,8-2 | 4 | 121,0 | 12,10 | 1,21 | 7,26 | 6,05 | 590,48 |
| 7 | Повітроохолодник ВОП-75 | 4 | 57,3 | 5,73 | 0,57 | 3,44 | 2,87 | 279,62 |
| 8 | Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий) | 2 | 57,3 | 5,73 | 0,57 | 3,44 | 2,87 | 139,81 |
| 9 | Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний) | 1 | 56,9 | 5,69 | 0,57 | 3,41 | 2,85 | 69,42 |
| 10 | Приточний вентилятор КМ-цеху | 2 | 34,1 | 3,41 | 0,34 | 2,05 | 1,71 | 83,20 |
| 11 | Повітроохолодник ВОП-75 | 4 | 120,0 | 12,00 | 1,20 | 7,20 | 6,00 | 585,60 |
| | Батарея стельова | 22 | 12,0 | 1,20 | 0,12 | 0,72 | 0,60 | 322,08 |
| 14 | Мастиловіддільники 150 ОММ | 2 | 18,3 | 1,83 | 0,18 | 1,10 | 0,92 | 44,65 |
| 15 | Мастилозбірник 300 СМ | 1 | 10,4 | 1,04 | 0,10 | 0,62 | 0,52 | 12,69 |
| 16 | Лінійний ресивер 3,5 РДВ | 1 | 95,0 | 9,50 | 0,95 | 5,70 | 4,75 | 115,90 |
| 17 | Циркуляційний ресивер 0,75 РДВ | 1 | 55,0 | 5,50 | 0,55 | 3,30 | 2,75 | 67,10 |
| 18 | Циркуляційний ресивер 3,5 РДВ | 1 | 95,0 | 9,50 | 0,95 | 5,70 | 4,75 | 115,90 |
| 19 | Компаундний ресивер 3, 5 РД | 1 | 95,0 | 9,50 | 0,95 | 5,70 | 4,75 | 115,90 |
| 20 | Дренажний ресивер 3,5 РД | 1 | 95,0 | 9,50 | 0,95 | 5,70 | 4,75 | 115,90 |
| 21 | Запірно-запобіжна арматура та трубопроводи | 1 | 520,0 | 52,00 | 5,20 | 31,20 | 26,00 | 634,40 |
| 23 | Аміак, кг | 2000 | 0,0094 | 0,001 | 0,000 | 0,001 | 0,000 | 22,94 |
| | Разом | | | 346,9 | 34,7 | 208,1 | 173,4 | 8303,20 |

гвинтових компресорів становить 0,01 кг/год на один циліндр компресора. При числі годин роботи компресорів 5400 годин на рік та необхідності заміни масла кожні $n_1=2000$ годин роботи, витрата на мастило становитиме при кількості працюючих циліндрів компресорів $z=18$ та враховуючи час роботи компресорів:

$$\text{вартість 1 кг мастила прийнято:} \quad C_M := 150 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кг}} \quad g_M := 0.01 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{год}}$$

$$V_M := C_M \cdot g_M \cdot \frac{n}{n_1} \cdot z \cdot n \quad V_M = 393.66 \text{ тис_грн}$$

Загальні затрати:

$$V_3 := V_{\text{ел.р}} + V_{\text{вод.р}} + V_{\text{ам}} + V_M \quad V_3 = 4.921 \times 10^3 \text{ тис_грн}$$

10.4. Розрахунок витрати на оплату праці

Для розрахунку витрат на оплату праці необхідно визначити чисельність персоналу, який буде обслуговувати ХУ. Розрахунок проводиться за нормативними показниками. В склад ХУ двох варіантів входять сім та шість моноблочних поршневих компресорних агрегати німецької фірми Gea Grasso, які працюють в автоматичному режимі. Норма чисельності машиністів на один агрегат згідно [7 стр.7 табл.1] становить 0,36 машиністи та 0,36 слюсаря ремонтника на один компресор.

Отже необхідна кількість машиністів при три змінній роботі з урахуванням, що усі компресори однієї бази (поправний коефіцієнт 0,7) становитиме:

$$(0.36 \cdot 7) \cdot 0.7 = 1.764 \quad (0.36 \cdot 6) \cdot 0.7 = 1.512$$

Приймаємо 3 машиністи (один на зміну).

Визначимо необхідну чисельність слюсарів-ремонтників (норматив чисельності на один компресор 7 табл.5]):

$$0.19 \cdot 7 = 1.33 \quad 0.19 \cdot 6 = 1.14$$

Приймаємо 2 слюсаря ремонтника.

Для розглянутих схем кількість персоналу є однаковим.

Фонд основної заробітної плати робітників компресорного цеху наведено в таблиці 11.4.

Таблиця 11.4. Фонд основної заробітної плати робітників компресорного цеху

| № n/n | Професія | Розряд | Посадовий оклад | Чисельність, чол | Місячний фонд, грн. | Річний фонд, грн. |
|----------|-------------|--------|--------------------|---------------------|------------------------|----------------------|
| | | | грн. | | | |
| 1 | Машиніст ХУ | III | 6400 | 2 | 12800 | 153600 |
| 2 | Машиніст ХУ | IV | 7200 | 1 | 7200 | 86400 |
| 3 | Слюсар | - | 6000 | 2 | 12000 | 144000 |
| | Разом | | | 5 | 32000 | 384000 |

Основний фонд заробітної плати для обох схем становитиме:

$$\Phi ЗП_{\text{осн}} = 384 \text{ тис_грн}$$

Визначаємо додатковий фонд заробітної плати за формулою:

$$\Phi ЗП_{\text{д.р}} := \Phi ЗП_{\text{осн}} \cdot Д = 384000 \cdot 0.2 = 76800 \text{ грн}$$

де Д - прийнятий коефіцієнт доплат (приймаємо Д = 20%).

Розраховуємо повний фонд заробітної плати за формулою:

$$\Phi ЗП_{\text{п.р}} := \Phi ЗП_{\text{осн}} + \Phi ЗП_{\text{д.р}} = 384000 + 76800 = 460800 \text{ грн}$$

Визначаємо нарахування на заробітну плату за формулою:

$$\text{НЗП} := \Phi ЗП_{\text{п.р}} \cdot в = 460800 \cdot 0.22 = 101376 \text{ грн}$$

де в - коефіцієнт нарахувань на заробітну плату (в = 22%).

Витрату на оплату праці визначаємо за формулою:

$$\text{ВОП}_p := \Phi ЗП_{\text{п.р}} + \text{НЗП} = 460800 + 101376 = 562176 \text{ грн}$$

Фонд основної заробітної плати апарату управління наведено в таблиці 11.5.

Таблиця 11.5. Фонд основної заробітної плати апарату управління

| № n/n | Професія | Посадовий оклад | Чисельність, чол | Місячний фонд, грн. | Річний фонд, грн. |
|----------|--------------|--------------------|---------------------|------------------------|----------------------|
| | | грн. | | | |
| 1 | Начальник ХУ | 10000 | 1 | 10000 | 120000 |
| | Разом | | 1 | 10000 | 120000 |

Визначаємо додатковий фонд заробітної плати апарату управління за формулою:

$$\PhiЗП_{д.у} := \PhiЗП_{осн.у} \cdot Д = 120000 \cdot 0.25 = 30000 \quad \text{грн}$$

де Д - прийнятий коефіцієнт доплат (приймаємо Д = 25%).

Розраховуємо повний фонд заробітної плати апарату управління за формулою:

$$\PhiЗП_{п.у} := \PhiЗП_{осн.у} + \PhiЗП_{д.у} = 120000 + 30000 = 150000 \quad \text{грн}$$

Визначаємо нарахування на заробітну плату за формулою:

$$НЗПУ := \PhiЗП_{п.у} \cdot в = 150000 \cdot 0.22 = 33000 \quad \text{грн}$$

де в - коефіцієнт нарахувань на заробітну плату (в = 22%).

Витрату на оплату праці визначаємо за формулою:

$$ВОП_{у} := \PhiЗП_{п.у} + НЗПУ = 150000 + 33000 = 183000 \quad \text{грн}$$

Загальні витрати на оплату праці по компресорному цеху визначаємо за формулою:

$$ВОП_{заг} := ВОП_{р} + ВОП_{у} = 562176 + 183000 = 745176 \quad \text{грн}$$

11.5. Визначення амортизаційних відрахувань

Стаття амортизаційних відрахувань розраховується як елемент собівартості. Приймаємо норми амортизаційних відрахувань для основного обладнання та будівель приймається як мінімальний корисний термін експлуатації. Згідно податкового кодексу України - 5 років для обладнання та 20 років для будівель.

Витрати на амортизацію будівель складають однакову суму для двох варіантів схем:

$$A_{хол} := \frac{B_{буд}}{20} = \frac{2869}{20} = 143.45 \quad \text{тис}_\text{грн}$$

Холодильна установка №1

Витрати на амортизацію основного технологічного обладнання:

$$A_{обл1} := \frac{\Sigma B_{обл1}}{5} = \frac{8572}{5} = 1714.4 \quad \text{тис}_\text{грн}$$

Загальна сума амортизаційних витрат:

$$\Sigma A_1 := A_{хол} + A_{обл1} = 143.45 + 1714.4 = 1857.9 \quad \text{тис}_\text{грн}$$

Холодильна установка №2

Витрати на амортизацію основного технологічного обладнання:
для обладнання:

$$A_{\text{обл2}} := \frac{\Sigma B_{\text{обл2}}}{5} = \frac{8303}{5} = 1660.6 \quad \text{тис_грн}$$

Загальна сума амортизаційних витрат:

$$\Sigma A_2 := A_{\text{хол}} + A_{\text{обл2}} = 143.45 + 1660.6 = 1804 \quad \text{тис_грн}$$

11.6. Визначення інших видів витрат

До інших витрат відносяться пускові витрати, витрати на утримання та експлуатацію обладнання, цехові витрати, які розраховуються як окремі статті.

Холодильна установка №1

Витрати на поточний ремонт обладнання приймаємо 20% від амортизаційних відрахувань на обладнання:

$$V_{i,\text{рем}} := A_{\text{обл1}} \cdot 20\% = 1714.4 \cdot 0.2 = 342.88 \quad \text{тис_грн}$$

Пускові витрати приймаємо 2% від вартості обладнання:

$$V_{i,\text{пуск}} := \Sigma B_{\text{обл1}} \cdot 2\% = 8572 \cdot 0.02 = 171.44 \quad \text{тис_грн}$$

Інші витрати приймаємо 3% від загальної суми амортизаційних відрахувань:

$$V_{i,\text{ін}} := \Sigma A_1 \cdot 3\% = 1857.9 \cdot 0.03 = 55.737 \quad \text{тис_грн}$$

Загальна сума інших витрат складає:

$$\Sigma V_i := V_{i,\text{рем}} + V_{i,\text{пуск}} + V_{i,\text{ін}} = 342.88 + 171.44 + 55.737 = 570.057 \quad \text{тис_грн}$$

Холодильна установка №2

$$V_{i,\text{рем}} := A_{\text{обл2}} \cdot 20\% = 1660.6 \cdot 0.2 = 332.12 \quad \text{тис_грн}$$

Пускові витрати приймаємо 2% від вартості обладнання:

$$V_{i,\text{пуск}} := \Sigma B_{\text{обл2}} \cdot 2\% = 8303 \cdot 0.02 = 166.06 \quad \text{тис_грн}$$

Інші витрати приймаємо 3% від загальної суми амортизаційних відрахувань:

$$V_{i,\text{ін}} := \Sigma A_2 \cdot 3\% = 1804 \cdot 0.03 = 54.12 \quad \text{тис_грн}$$

Загальна сума інших витрат складає:

$$\Sigma V_i := V_{i,\text{рем}} + V_{i,\text{пуск}} + V_{i,\text{ін}} = 332.12 + 166.06 + 54.12 = 552.3 \quad \text{тис_грн}$$

11.7. Визначення основних показників економічної ефективності проектних рішень

Результати розрахунків проведених у попередніх пунктах розділу зводимо у порівняльну таблицю собівартості енергії (таблиця 11.6).

Таблиця 11.6. Основні показники економічної ефективності

| № n/n | Статі витрат | Значення показників, тис. грн. | |
|-------|----------------|--------------------------------|---------|
| | | ХУ №1 | ХУ №2 |
| 1 | Електроенергія | 3543,59 | 3635,43 |
| 2 | Вода | 795,66 | 795,66 |
| 3 | Масло, ХА | 618,75 | 489,91 |
| 4 | Оплата праці | 745,18 | 745,18 |
| 5 | Амортизація | 1857,90 | 1804,00 |
| 6 | Інші витрати | 570,00 | 552,00 |
| | Разом | 8131,08 | 8022,18 |

Холодильна установка №1

Собівартість вироблення штучного холоду становить $C_1 = 8131.1$ тис_грн
Рентабельність роботи холодильної установки, приймаємо у розмірі 50%. Отже прибуток від реалізації, який припадає на холодильну установку становитиме:

$$\Delta C := C_1 \cdot R = 8131.1 \cdot 0.5 = 4065.6 \quad \text{тис_грн}$$

Чистий грошовий потік рівний:

$$\text{ЧГП} := \Delta C \cdot 0.82 + \Sigma A_1 = 4065.6 \cdot 0.82 + 1857.9 = 5191.7 \quad \text{тис_грн}$$

де: 0,82 коефіцієнт, що враховує сплату податку на прибуток при ставці податку (згідно законодавства на 1 січня 2020 року -18%), ΣA - загальна сума амортизації у випадку побудови нових підприємств, або приріст амортизації у випадку реконструкції існуючих виробництв у зв'язку із зміною вартості основних фондів під впливом заходів, що очікуються.

Термін служби проекту (життєвий цикл):

$$T_{\text{сл}} = 5 \quad \text{років}$$

Приймаємо дисконтну ставку ($P = 6\%$). Ця величина можливий рівень втрат чистих грошових потоків під впливом різних чинників протягом життєвого циклу проекту.

Теперішня вартість за весь життєвий цикл проекту, тис_грн:

$$TV := \sum_{t=1}^5 \frac{\text{ЧГП}}{(1+P)^t}$$

$$TV = \frac{5191.7}{(1+0.06)^1} + \frac{5191.7}{(1+0.06)^2} + \frac{5191.7}{(1+0.06)^3} + \frac{5191.7}{(1+0.06)^4} + \frac{5191.7}{(1+0.06)^5} = 21869.3$$

Розрахунок оціночних показників

Чистий приведений дохід визначаємо за формулою:

$$\text{ЧПД} := \text{ТВ} - \text{K}_{1\text{зпдв}}$$

Під чистим приведеним доходом розуміється різниця між приведеним до теперішньої вартості сумою чистого грошового потоку за період експлуатації нового обладнання і сумою інвестиційних витрат на реалізацію проекту.

$$\text{ЧПД} = 21869.3 - 14120 = 7749.3 \quad \text{тис_грн}$$

Так як чистий приведений дохід більше 0 і становить 7749.3 тис.грв, то проєкт доцільно впроваджувати.

Індекс дохідності, який дозволяє співставити об'єм інвестиційних витрат з майбутнім чистим грошовим потоком по проєкту визначається за формулою:

$$\text{ІД} := \frac{\text{ТВ}}{\text{K}_{1\text{зпдв}}} \quad \text{ІД} = \frac{21869.3}{14120} = 1.549$$

Індекс рентабельності, який характеризує прибутковість проєкту, визначається за формулою:

$$\text{ІР} := \frac{\Delta\text{С} \cdot 0.82}{\text{K}_{1\text{зпдв}}} = \frac{4065.6 \cdot 0.82}{14120} = 0.236 > 0$$

Недисконтований період повернення інвестицій:

$$\text{ПОн} := \frac{\text{K}_{1\text{зпдв}}}{\text{ЧГП}} \quad \text{ПОн} = \frac{14120}{5191.7} = 2.72 \quad \text{роки}$$

Середньорічна теперішня вартість:

$$\text{ТВ}_{\text{ср}} := \frac{\text{ТВ}}{t} \quad \text{ТВ}_{\text{ср}} = \frac{21869.3}{5} = 4373.9 \quad \text{тис_грн}$$

Дисконтний період повернення інвестицій (гарантований):

$$\text{ПОд} := \frac{\text{K}_{1\text{зпдв}}}{\text{ТВ}_{\text{ср}}} \quad \text{ПОд} = \frac{14120}{4373.9} = 3.228 \quad \text{роки} < \text{Тсл} = 5$$

Холодильна установка №2

Собівартість вироблення штучного холоду становить $\text{C}_2 = 8022.18$ тис_грн
Прибуток від реалізації, який припадає на холодильну установку за умови, що випуск продукції є незмінним ($\text{R}=50$):

$$\Delta\text{С} := \text{C}_2 \cdot \text{R} = 8022.18 \cdot 0.5 = 4011.1 \quad \text{тис_грн}$$

Чистий грошовий потік рівний:

$$\text{ЧГП} := \Delta C \cdot 0.82 + \Sigma A_2 = 4011.1 \cdot 0.82 + 1804 = 5093.1 \quad \text{тис_грн}$$

Термін служби проекту (життєвий цикл):

$$T_{\text{сл}} = 5 \quad \text{років}$$

Теперішня вартість за весь життєвий цикл проекту:

$$TB := \sum_{t=1}^5 \frac{\text{ЧГП}}{(1+P)^t}$$

$$TB = \frac{5093.1}{(1+0.06)^1} + \frac{5093.1}{(1+0.06)^2} + \frac{5093.1}{(1+0.06)^3} + \frac{5093.1}{(1+0.06)^4} + \frac{5093.1}{(1+0.06)^5} = 21454$$

тис_грн

Розрахунок оціночних показників

Чистий приведений дохід визначаємо за формулою:

$$\text{ЧПД} := TB - K_{2\text{зпдв}}$$

$$\text{ЧПД} = 21454 - 13840 = 7614 \quad \text{тис_грн}$$

Так як чистий приведений дохід більше 0 і становить 7614 тис.грв, то проєкт доцільно впроваджувати.

Індекс дохідності, який дозволяє співставити об'єм інвестиційних витрат з майбутнім чистим грошовим потоком по проєкту визначається за формулою:

$$ID := \frac{TB}{K_{2\text{зпдв}}} \quad ID = \frac{21454}{13840} = 1.55$$

Індекс рентабельності, який характеризує прибутковість проєкту, визначається за формулою:

$$IP := \frac{\Delta C \cdot 0.82}{K_{2\text{зпдв}}} = \frac{4011.1 \cdot 0.82}{13840} = 0.238 > 0$$

Недисконтований період повернення інвестицій:

$$ПО_{\text{н}} := \frac{K_{2\text{зпдв}}}{\text{ЧГП}} \quad ПО_{\text{н}} = \frac{13840}{5093.1} = 2.717 \quad \text{роки}$$

Середньорічна теперішня вартість:

$$TB_{\text{ср}} := \frac{TB}{t} \quad TB_{\text{ср}} = \frac{21454}{5} = 4290.8 \quad \text{тис_грн}$$

Дисконтний період повернення інвестицій (гарантований):

$$ПО_{\text{д}} := \frac{K_{2\text{зпдв}}}{TB_{\text{ср}}} \quad ПО_{\text{д}} = \frac{13840}{4290.8} = 3.226 \quad \text{роки} < T_{\text{сл}} = 5$$

Таблиця 11.7. Економічні показники впровадження різних схемних рішень

| № пор | Показники | Розмірність | Значення | |
|-------|--|-------------|----------|--------|
| | | | XУ №1 | XУ №2 |
| 1 | Загальна сума інвестицій | тис.грн. | 14120 | 13840 |
| 2 | Додатковий прибуток | тис.грн. | 4065,6 | 4011 |
| 3 | Чистий грошовий потік | тис.грн. | 5191,7 | 5093,1 |
| 4 | Чистий приведений дохід | тис.грн. | 7749,3 | 7614 |
| 5 | Індекс дохідності | | 1,549 | 1,55 |
| 6 | Індекс рентабельності | | 0,236 | 0,238 |
| 7 | Дисконтований показник періоду окупності | | 3,228 | 3,226 |
| 8 | показник періоду окупності | | 2,72 | 2,717 |

11. ОХОРОНА ПРАЦІ

Організація пожежної охорони на виробництві.

Система запобігання пожежі та вибуху на виробництві

Система попередження пожеж об'єднується загальним поняттям – пожежна профілактика.

Пожежна профілактика – це комплекс організаційних заходів і технічних засобів, спрямованих на запобігання можливому виникненню пожежі чи зменшення її негативних наслідків.

Попередження пожежі забезпечують різними способами й засобами – технологічними (наприклад, автоматичне блокування технологічних апаратів, сигналізація в разі виникнення вибухонебезпечного середовища та ін.), будівельними (димовидалення й евакуація, легкорозбірні конструкції та ін.), організаційно-технічними (створення на об'єктах пожежних частин, газорятувальної служби).

Пожежна профілактика являє собою важливу складову частину загальної проблеми забезпечення пожежовибухобезпечності різних об'єктів, тому необхідно приділяти першочергову увагу вирішенню питань захисту об'єктів від пожеж та вибухів.

Система попередження пожеж, тобто пожежна профілактика, передбачає оцінку пожежної і вибухової небезпечності виробництва та здійснення різних заходів організаційного й технічного характеру.

Система попередження пожеж регламентується різними нормативними документами.

До системи попередження пожеж і вибухів належать:

- попередження утворення горючого вибухонебезпечного середовища та
 - утворення в горючому середовищі (або внесення в нього) джерел запалювання та ініціювання вибуху;
 - підтримування температури горючого середовища нижче максимально допустимої щодо горючості;
- зменшення об'єму горючого середовища нижче максимальне допустимого щодо горючості, тобто забезпечення пожежної безпеки технологічного процесу, обладнання, електроустановок, систем опалення й вентиляції;
- підтримка тиску в горючому середовищі нижче максимально допустимого щодо горючості.

Система попередження пожеж повинна відповідати необхідному рівню безпеки людей і матеріальних цінностей. Її призначення таке:

- унеможливити виникнення пожежі;
- у разі виникнення пожежі максимально гарантувати безпеку людей;
- забезпечити пожежну безпеку матеріальних цінностей;
- забезпечити водночас і пожежну безпеку людей, і безпеку матеріальних цінностей.

Система попередження пожеж має запобігти впливу на людей небезпечних чинників пожежі. Рівень забезпечення пожежної безпеки являє собою кількісну оцінку запобігання збиткам та ураженням людей при можливій пожежі.

Об'єкти, на яких пожежі можуть призвести до ураження людей унаслідок впливу небезпечних та шкідливих виробничих чинників, а також унаслідок дії

чинників, пов'язаних з пожежею, повинні мати чітко сплановану систему попередження пожеж.

Вимоги до системи попередження пожеж

Початковим етапом пожежі є загоряння. Воно виникає тоді, коли джерело теплової енергії вступає в контакт з речовиною, що займається, або знаходиться досить близько до такої речовини.

Пожежа являє собою процес неконтрольованого горіння, тому контроль за процесами, які можуть спричинити горіння, є основним елементом системи запобігання пожежі. Отже, система попередження пожеж має включати:

- контроль за джерелом теплової енергії;
- контроль за горючим середовищем;
- контроль за взаємодією джерела запалювання й горючого середовища.
- Горючим середовищем може бути суміш речовин (газів, парів і пилу) з повітрям та іншими окислювачами (кисень, азот, хлор, оксиди азоту та ін.), здатна до вибухового перетворення, а також речовин, здатних до вибухового розкладання (ацетилен, азот, аміачна селітра та ін.).

Джерелом запалювання та ініціювання пожежі й вибуху є розжарені тіла, електричні розряди, теплові прояви хімічних реакцій і механічних дій, іскри від ударів і тертя, ударні хвилі, сонячна радіація, електромагнітні та інші випромінювання.

Запобігти утворенню горючого й вибухонебезпечного середовища можна таким чином:

- регламентацією допустимої концентрації горючих газів, парів і пилу в повітрі;
- використанням інгібіруючих (хімічно активних) і флегматизуючих (інертних) добавок;
- регламентацією допустимої концентрації кисню або іншого окислювача;
 - використанням робочої та аварійної вентиляції;
 - унеможливленням виникнення вибухонебезпечного середовища;
 - використанням герметичного обладнання;
 - вибором швидкісних режимів руху складових середовища;
 - контролем за складом повітряного середовища. Попередження утворення горючого середовища всередині технологічного устаткування при нормальній роботі, а також у випадках виникнення позаштатних ситуацій мають забезпечити спеціальні нормативно-технічні рішення для конкретного виробничого процесу. Зміст таких рішень залежить від пожежної небезпечності речовин та матеріалів, що використовуються, їх агрегатного стану, виду технологічного устаткування, норм технологічного режиму.

Запобігання утворенню джерел запалювання та ініціюванню вибуху повинна забезпечувати регламентація вогневих робіт, а також обмеження в нагріванні матеріалів та обладнання до температури, нижчої від температури самоспалахування.

Необхідно також використовувати матеріали, які не створюють при ударах іскор, що можуть спровокувати спалахування або ініціювати вибух пожежовибухонебезпечного середовища.

Запобігти виникненню пожеж можна шляхом використання захисту від атмосферного й статичного струму, струмів замикання на землю та ін.

До системи попередження пожеж відноситься впровадження технологічних

процесів та обладнання, що задовольняють вимоги електростатичної іскробезпеки (електрообладнання, яке відповідає класу пожежовибухонебезпечності приміщень і категорії вибухоне-безпеки).

Щоб попередити пожежу, необхідно ліквідувати умови для теплового, хімічного та мікробіологічного самозаймання речовин, матеріалів, виробів і конструкцій, обмежити потужність електромагнітних та інших випромінювань.

На об'єктах, небезпечних у пожежному відношенні, мають використовуватися засоби, що знижують тиск на фронті ударної хвилі: швидкодіючі засоби захисного відключення можливих джерел пожежі й вибуху, засоби унеможливлення контакту з повітрям пі-роформних речовин і речовин, нагрітих до температури самоспалахування.

Сутність викладеного, а також беручи до уваги існування різних систем запобігання пожежам, дає підстави стверджувати, що найбільш радикальним і поширеним способом попередження пожеж є заходи з обмеження утворення горючого середовища та його мінімізації, а також заміна горючих речовин і матеріалів, що використовуються в технологічних процесах, на негорючі або важкогорючі.

Практика свідчить про те, що повністю виключити ймовірність виникнення пожеж неможливо, тому необхідно за допомогою системи попередження зменшити прояв їх негативних наслідків.

Система пожежного захисту

До системи пожежо- й вибухозахисту належать:

- використання негорючих і важкогорючих речовин і матеріалів;
- обмеження кількості горючих і вибухонебезпечних речовин і їх розміщення;
- ізоляція горючого й вибухонебезпечного середовища;
- запобігання розповсюдженню вогню за межі осередку пожежі;
- використання засобів пожежогасіння, конструкцій, об'єктів із регламентованими межами вогнестійкості й горючості. Пожежний і вибуховий захист включає також евакуацію людей, використання засобів колективного та індивідуального захисту людей; систему протидимового захисту; використання засобів пожежної сигналізації і засобів повідомлення про пожежу; організацію пожежної охорони об'єкта.

Кількість горючих і вибухонебезпечних речовин і їх розміщення мають регламентуватися: масою та об'ємом горючих і вибухонебезпечних речовин і матеріалів, що знаходяться одночасно в приміщенні та на складі; наявністю аварійного зливу пожежовибухонебезпечних рідин та аварійним стравлюванням горючих газів з апаратури; протипожежними розривами й захисними зонами; кількістю робочих місць, на яких використовуються пожежовибухонебезпечні речовини.

Ізоляцію горючого й вибухонебезпечного середовища можна забезпечити шляхом максимальної механізації та автоматизації технологічних процесів; установки пожежовибухонебезпечного обладнання в ізольованих приміщеннях або на відкритих ділянках; використання для пожежовибухонебезпечних речовин герметичного обладнання й тари; використання ізольованих відсіків, камер, кабін і т. ін.

Розповсюдження пожежі й вибуху можна зупинити шляхом облаштування: протипожежних перешкод (стін, зон, поясів, захисних смуг), вогнеперешкод,

гідрозатворів, водяних заслонів, інертних газових або парових завіс; гранично допустимих площ протипожежних і вибухобезпечних відсіків і секцій; аварійного відключення й переключення апаратів і комунікацій; захисту апаратів від руйнування при пожежі або вибуху за допомогою пристроїв аварійного скидання тиску.

Локалізацію пожежі можна здійснити також шляхом використання обладнання, розрахованого на тиск вибуху, та засобів, які запобігають або обмежують розлив і розтікання рідин.

Обмеження розмірів пожежі й забезпечення її гасіння здійснюється за допомогою різних засобів. Для ефективного їх вибору необхідно визначити:

- вид засобів пожежогасіння, їх кількість, розміщення та утримання;
- порядок зберігання речовин, гасіння яких категорично забороняється одними й тими ж засобами;
- джерела й засоби подачі води для пожежогасіння;
- порядок обслуговування установок пожежогасіння й зберігання засобів гасіння;
- використання систем активного подолання вибуху.

Будівлі й споруди розраховують так, щоб межа вогнестійкості будівельних конструкцій була такою, аби вони зберігали несучі й загороджувальні функції протягом усього періоду евакуації людей або перебування їх в місцях колективного захисту. При цьому межа вогнестійкості має встановлюватися без урахування впливу засобів гасіння пожежі, але з урахуванням пожежної і вибухової небезпеки виробничих процесів.

Споруди й будівлі повинні мати таке об'ємне планування й технічне виконання, щоб евакуацію людей з них було закінчено до досягнення небезпечними чинниками пожежі або вибуху гранично допустимих рівнів. Для забезпечення евакуації необхідно розрахувати розміри, кількість евакуаційних шляхів і виходів та забезпечити відповідне їх конструктивне виконання й можливість безперешкодного руху людей.

До системи пожежного захисту належать засоби колективного та індивідуального захисту, що забезпечують безпеку людей протягом усього часу дії небезпечних чинників.

Колективний та індивідуальний захист має здійснюватися в тих випадках, коли евакуація людей є недоцільною або пов'язана із значними труднощами.

Система протидимного захисту забезпечує незадимлення шляхів евакуації протягом часу, достатнього для евакуації людей.

Кожний виробничий об'єкт повинен забезпечуватися надійними засобами сигналізації або повідомлення про пожежу на її початковій стадії.

Для гасіння пожежі й безпеки людей, які беруть участь у ліквідації пожежі, на об'єктах передбачено технічні засоби (драбини, захищені ліфти, зовнішні пожежні драбини, аварійні люки та ін.), які повинні зберігати свою функціональність протягом розрахункового часу, необхідного для гасіння пожежі.

На кожний конкретний виробничий процес повинна бути розроблена нормативно-технічна документація, у якій чітко регламентовано заходи пожежного й вибухового захисту.

Пожежна сигналізація

Швидке повідомлення пожежної команди про виникнення пожежі є однією з головних умов успішної її ліквідації. Пристрої, призначені повідомляти про пожежу, повинні працювати цілодобово й мати максимально спрощену сигналізацію.

Для виклику пожежної частини на кожному об'єкті повинен бути телефонний чи радіозв'язок. Щоб мати якнайшвидше оповіщення про пожежу, облаштовують електричну пожежну сигналізацію, яка виявляє займання на ранній стадії, що забезпечує успішну боротьбу з вогнем за мінімальних зусиль. Використовують автоматичні системи пожежної сигналізації різних типів: теплові, димові, світлові й комбіновані. При доборі системи пожежної сигналізації враховують категорійність об'єкта, його архітектурно-планувальні особливості, а також кількість, розташування й вид горючих речовин і матеріалів.

Теплова автоматична сигналізація реагує на підвищення температури навколишнього середовища. Теплові датчики мають вигляд біметалевих пластинок, спаяних легкоплавким припоєм терморезис-торів, термопар та ін.

Димові оповісники реагують на появу диму, вони мають фотоелементи або іонізаційну камеру з радіоактивними речовинами.

Теплові або димові оповісники встановлюють у приміщеннях, де виготовляють і зберігають вироби з деревини, синтетичних смол і волокон, полімерних матеріалів, целулоїду, гумово-технічні вироби та ін. Такі оповісники встановлюють у приміщеннях, де зберігають вогнетривкі матеріали в легкозаймистій упаковці, тверді горючі матеріали.

Комбіновані оповісники здатні одночасно реагувати на підвищення температури навколишнього середовища й появу диму.

Світлові оповісники мають фотоелемент, який реагує на ультрафіолетову або інфрачервону частину спектра полум'я. Світлові оповісники встановлюють у приміщеннях, де виробляють і зберігають лужні метали, металеві порошки та ін., а також у приміщеннях, де виготовляють і зберігають лаки, фарби, розчинники, легкозаймисті та горючі рідини.

Ефективність і надійність використання пожежних оповісників залежить від оптимального добору типу оповісника, його установки та умов експлуатації. Димові оповісники не можна використовувати у місцях, де вони можуть покриватися росою чи інеєм, де під час технологічного процесу може виділятися дим, вихлопні гази, або там, де працюють пристрої для зволоження повітря чи високочастотні установки. Теплові оповісники не слід використовувати в тих приміщеннях, де швидкість зміни температури оточуючого середовища більша за градієнт температури спрацювання оповісника (котельні та ін.), а також у приміщеннях з підвищеною вологістю.

Світлові оповісники не використовують там, де будівельні конструкції приміщення чи об'єкти, що перебувають у ньому, можуть закривати поле зору оповісника, або в тих приміщеннях, де є джерело мерехтливого чи пульсуючого світла (сонячні промені, що відбиваються від металевих частин та ін.).

Світлові пожежні оповісники встановлюють на стелі приміщення, стінах або інших будівельних конструкціях, а також на обладнанні. Кожну точку приміщення, яке потребує захисту від пожежі, повинні контролювати не менш як два автоматичних пожежних оповісники.

Кількість пожежних оповісників у приміщенні визначають, виходячи з

необхідності виявлення загоряння по всій площі. У кожному приміщенні слід встановити не менш як два автоматичних пожежних оповісники.

Допустима висота установки пожежних оповісників не повинна перевищувати: теплових – 9 м, димових – 12 м, комбінованих променевих – 20 м, світлових – 30 м.

Періодично оповісники перевіряються на справність: теплові – не рідше одного разу на рік, димові й комбіновані – один раз на місяць.

Протипожежне водопостачання

Система протипожежного водопостачання – це комплекс інженерно-технічних пристроїв, що виконують важливу роль у забезпеченні пожежної безпеки.

Під протипожежним слід розуміти таке водопостачання, коли вода подається цілодобово і в такій кількості, яка необхідна для гасіння пожежі зовні та всередині промислових приміщень і споруд.

Протипожежне водопостачання здійснюється в основному від водопроводів, а також з природних або штучних водойм за допомогою автонасосів, мотопомп та ручних насосів.

Водопроводи бувають господарсько-протипожежними, виробничо-протипожежними та просто протипожежними (коли об'єднання їх з іншими водопроводами є економічно недоцільним).

Виробничо-протипожежні водопроводи влаштовують у всіх цехах і на об'єктах, де необхідно забезпечувати водою виробничі й господарсько-питні потреби. У деяких випадках допускається зберігання пожежного об'єму води у спеціальних резервуарах чи відкритих водоймах. Загальна продуктивність виробничо-протипожежного водопроводу визначається з урахуванням господарсько-питних, виробничих, протипожежних, санітарних та інших потреб за відповідними нормами витрат води на кожні потреби. Протипожежні потреби складаються з розрахункових витрат води на зовнішнє пожежогасіння через гідрант і внутрішнє пожежогасіння через пожежні крани, спринклерні, дренчерні та інші пожежогасні системи та установки.

Водопроводи бувають двох типів: високого і низького тиску. У водопроводі високого тиску напір, необхідний для гасіння пожежі безпосередньо від гідрантів, створюється стаціонарними пожежними насосами, встановленими в насосних станціях. У водопроводі низького тиску для гасіння пожежі напір створюється пересувними пожежними насосами (мотопомпами, автонасосами).

Основні вимоги до водопроводів протипожежного призначення наведено в БНіП 3.05.04-85, БНіП 3.05.02-85 та інших нормативних документах, де визначені умови, за яких влаштування водопроводів протипожежного призначення в будівлях є обов'язковим. У виробничих будівлях вони необхідні в усіх випадках, за винятком виробничих будівель I і II ступенів вогнестійкості з виробничими категоріями Г і Д за пожежною небезпекою незалежно від їх об'єму і будівель III ступеня вогнестійкості тієї самої пожежної небезпеки, але за умови, що об'єм не перевищує 1000м³.

Витрати води на зовнішнє гасіння пожеж залежать від вогнестійкості приміщень та їх окремих конструктивних елементів, ступеня пожежної небезпечності виробництва та об'єму приміщень та споруд.

У виробничих приміщеннях крани розташовують у доступних та добре

помітних місцях (біля входу, у сходових клітках, коридорах). Розрахункові витрати води на роботу внутрішніх пожежних кранів беруть, виходячи з умови подачі води на кожний струмінь. Продуктивність одного струменя повинна становити не менш як 2,5л/с. Тривалість гасіння пожежі в розрахунках – три години.

Кожний пожежний кран встановлюють на трубопроводах діаметром не менше діаметра крана на висоті 1,35м від рівня підлоги. Крани забезпечуються пожежними рукавами однакового з ним діаметра довжиною 10 чи 20м, пожежним стовбуром і розміщуються в спеціальних шафах, на дверцятах яких стоїть позначка ПК з номером. Відстань між внутрішніми кранами залежить від довжини пожежного крана, дальності струменя води, кількості необхідних пожежних струменів і розміщення технологічного обладнання. Розміщення пожежних кранів повинно бути таким, що гарантує зрошення кожної точки приміщення.

Водопровідна мережа на території підприємства обладнується пожежними гідрантами, від яких забирається вода для внутрішнього гасіння. Зовнішня водопровідна мережа на території підприємства облаштовується, як правило, за кільцевою системою, яка дозволяє у випадку аварії гідранта з одного боку магістралі подавати воду з іншого. До цехів та приміщень, які розташовані окремо, прокладають тунельні водопровідні лінії.

Для забору води на зовнішнє гасіння пожежі встановлюють підземні або надземні гідранти.

Пожежні гідранти на території підприємства прокладають уздовж доріг та проїздів на відстані не більш як 100м один від одного, не далі як за 5м від стін виробничого приміщення й поблизу перехрестя доріг. При встановленні гідрантів поза проїжджою частиною їх розташовують не далі як за 2м від її краю. На стіні будівлі, де розміщено гідрант, роблять знак, який освітлюють у нічну пору. Протипожежний трубопровід має забезпечувати тиск не менш як 4 ат. і не більше як 10 ат. при втраті води не менш як 5л/с.

Для надання струменю води необхідного напрямку, збільшення дальності дії і розпилення використовують ручні й лафетні стовбури. Дальність струменя води залежить від параметрів стовбура й тиску. Лафетні стовбури призначені для отримання потужних водяних струменів. Вони мають опорну штангу або платформу. Живлення лафетних стовбурів здійснюється з 2-4 пожежних рукавів. Для надання струменю дальності й циліндричної форми служать насадки на стовбур, а для отримання конуса дрібнорозпиленої води – сприски різних конструкцій.

Якщо від вододжерел або від міського водопроводу неможливо дістати необхідну кількість води для гасіння пожежі, тоді будують утеплені запасні резервуари, що містять недоторканий протипожежний запас води.

Запас чистої води в резервуарах обчислюється за її максимальною витратою для зовнішнього й внутрішнього пожежогасіння протягом 3 годин.

Максимальний термін відновлення недоторканного протипожежного запасу води на підприємствах з виробництвами категорії А, Б і В – 24 год, а на підприємствах категорії Г і Д – 36 год.

Безнапірне протипожежне водопостачання

Для пожежогасіння за умови відсутності на підприємстві водопроводів

використовують природні поверхневі водні джерела – річки, озера, ставки або підземні води. При відсутності природних джерел пожежогасіння влаштовують штучні водойми.

Штучні водойми для потреб пожежогасіння можуть облаштовуватися відкритими (водойми-копанки) і закритими (водойми-резервуари).

Рівень води у відкритих водоймах-копанках не повинен знижуватися більш як на 3... 5 см за добу. Облаштовуючи їх, враховують якість ґрунтів. Кращими ґрунтами для копанок вважається глина, глей та суцільні суглинки, оскільки вони мають значну водонепроникність і не вимагають додаткового облицювання. Піщані й супіщані ґрунти легко піддаються розробці, але вимагають обов'язкового облаштування гідроізоляційного дна та відкосів.

Такі водойми рекомендується будувати у вигляді котлованів прямокутної чи квадратної форми в плані глибиною 2,5-3 м з відкосами, що мають закладку 1:1,5 і 1:2. При цьому чим слабкіший ґрунт, тим більш пологими мають бути відкоси.

Водойми облицьовують бетонними плитами, кам'яною кладкою, асфальтобетоном або обмазують глиною. Найпростіші способи гідроізоляції – кольматація, солонцювання, вапнування й бітумування.

Найкращими видами гідроізоляції вважають асфальтобетонну й бетонну. Найбільш економічною і простою у виконанні є кольматація, найдовговічнішим вважається бетонне облицювання та облицювання з каменю.

При безводопровідному водопостачанні вода подається до місця пожежі пересувними пожежними насосами, автонасосами, автоцистернами, мотопомпами, ручними насосами й т. ін.

Водойми влаштовують у районах найбільшої пожежної небезпеки об'єктів на відстані 10 м від будівель I і II ступенів вогнестійкості, 20 м від будівель III, IV і V ступенів вогнестійкості. У зимову пору водойми-копанки, що замерзають, потрібно утеплювати.

Для встановлення пожежних автомобілів під час забору води з відкритих джерел слід облаштовувати майданчики з твердим покриттям. Під'їзди до них повинні мати ширину 3,5-4,5 м, а майданчики для розвороту пожежних машин – 12x12 м².

Біля місця розташування пожежних водойм встановлюють покажчики із цифровими значеннями запасу води та кількості пожежних машин, які можуть одночасно здійснювати її забір. Запас води, витрачений під час гасіння пожежі, повинен поновлюватися.

Способи і засоби пожежогасіння Вогнегасні речовини

Щоб виник і розвивався процес горіння, необхідне одночасне поєднання горючої речовини, окислювача, джерела запалювання та безпосереднє надходження потоку тепла від осередку пожежі до горючої речовини. Горіння припиняється, коли припиняється дія будь-якого із цих компонентів.

Процес горіння можна припинити шляхом зниження вмісту горючої речовини, зменшення кількості окислювача або збільшення енергії активації процесу в полум'ї.

Перелічимо основні способи припинення процесу горіння:

- припинення надходження окислювача (кисню повітря) до осередку горіння;
- розбавляння повітря негорючими газами;

- зменшення температури горючої речовини до рівня, нижчого за температуру спалахування;
- ізоляція вогнища від повітря;
- зменшення надходження горючої речовини до зони горіння;
- зниження концентрації горючих речовин шляхом додавання негорючих матеріалів;
- інтенсивне гальмування швидкості хімічних реакцій (інгібування);
- механічний зрив полум'я сильним струменем води, порошку чи газу.

На цих принципових методах базуються відомі способи й прийоми припинення горіння під час пожежі за допомогою вогнегасних речовин та технічних засобів пожежогасіння.

Добір тих чи інших способів і засобів гасіння пожеж, а також вогнегасних речовин та їх носіїв визначається в кожному конкретному випадку залежно від стадії розвитку пожежі, масштабів загоряння, особливостей горючих речовин і матеріалів.

Засобами гасіння пожеж є вода й водяна пара; хімічна й повітряно-хімічна піна; інертні й негорючі гази: азот і вуглекислота; галоїдні вуглеводні сполуки; сухі порошки; пісок (земля) і щільна тканина – повсть та азбест.

Усі існуючі вогнегасні засоби здійснюють, як правило, комбіновану дію на процес горіння речовин, однак для певного вогнегасного засобу характерна якась одна домінуюча властивість. Наприклад, вода справляє переважно охолоджуючу дію на полум'я, піна – ізолюючу, порошки – специфічну інгібуючу дію. Крім цього, залежно від умов їх використання проявляються ті чи інші властивості вогнегасної речовини.

Отже, не існує універсальних вогнегасних засобів, а при використанні окремо кожного з них вогнегасний ефект не є однаковим. Тому для припинення горіння однієї і тієї ж речовини в ряді випадків можуть використовуватися різні вогнегасні засоби. При доборі засобів пожежогасіння треба виходити з можливості отримання найкращого вогнегасного ефекту при мінімальних затратах.

Характеристика вогнегасних властивостей води

Для гасіння переважної більшості пожеж, що виникають на виробничих об'єктах, найчастіше застосовують воду. Порівняно з іншими вогнегасними речовинами вона має найбільшу теплоємність і придатна для гасіння більшості горючих речовин. Один літр води при нагріванні від 0 до 100 °С поглинає 419 кДж теплоти, а при випаровуванні – 2260 кДж, що дає добрий охолоджуючий ефект.

Вода має високу термічну стійкість, яка значно перевищує стійкість багатьох інших вогнегасних речовин. Розкладання її на водень та кисень відбувається при температурах понад 1700 °С. Тому гасіння водою більшості горючих матеріалів та рідин є безпечним, адже температура більшості пожеж не перевищує 1200-1400 °С.

Під час гасіння пожежі частина води випаровується внаслідок контакту з високотемпературним осередком. Перетворюючись на пару, вода збільшується в об'ємі в 1700 разів, витісняючи кисень повітря або розбавляючи його до концентрації, яка не підтримує горіння. Унаслідок великого пароутворення вода відводить із зони горіння велику кількість тепла, що забезпечує охолодження

горючої речовини.

Струмінь води, спрямований на горючу речовину, змочує ті частини, які не горять, утворюючи тонку плівку, що зменшує доступ горючих речовин у зону горіння.

Крім того, сильний струмінь води може збивати полум'я, що полегшує гасіння пожежі.

Для гасіння пожеж з допомогою води використовується таке обладнання, як пожежні крани й рукави, пожежні гідранти, спринклерні й дренчерні установки та ін. Для гасіння пожеж вода подається у вигляді компактних і тонкорозпилених струменів (з розміром краплин до 10 мкм).

Компактні струмені утворюють суцільний потік води, мають велику швидкість і порівняно невелику площину перетину. Вони характеризуються відповідною ударною силою і великою дальністю польоту. Компактними струменями гасять пожежі в тих випадках, коли необхідно подати воду на велику відстань чи надати їй значну ударну силу. Цей спосіб гасіння є найбільш простим і поширеним.

Тонкорозпилені струмені – це потік води, що складається з дрібних крапель, які ефективно гасять тверді речовини й матеріали, горючі і навіть легкозаймисті рідини. Вони характеризуються незначною ударною силою і дальністю дії, але зрошують велику поверхню. При подачі води тонкорозпиленими струменями створюються найсприятливіші умови для її випаровування і тим самим підсилюється ефект охолодження й розведення горючого середовища.

Гасіння пожеж тонкорозпиленими струменями має цілий ряд переваг і тому останнім часом усе ширше використовується. При такому гасінні зменшується витрата води, мінімально зволожуються і не пошкоджуються матеріали, знижується температура у приміщенні, що горить, і осідає дим. У тонкорозпиленому стані вода не електропровідна, тому нею можна гасити електроустановки, що горять під напругою.

Водяною парою гасять переважно тверді, рідкі й газоподібні речовини, які перебувають у закритих приміщеннях. Гасіння водяною парою ґрунтується на зниженні в зоні горіння процентного вмісту кисню. Якщо в повітрі буде 30–35% (за об'ємом) водяної пари, горіння припиняється. Такий спосіб гасіння пожеж використовується в невеликих за об'ємом приміщеннях, де є джерела необхідної кількості водяної пари.

Найбільш суттєвим недоліком води, що обмежує сфери та умови її використання для пожежогасіння, є порівняно висока температура заземлення.

Вода не використовується для гасіння речовин, які бурхливо реагують з нею, що спричинює виділення горючих газів. До таких речовин належать лужні метали, карбіди, гідриди металів та ін.

Воду не слід використовувати для гасіння нафтопродуктів і багатьох інших органічних речовин, оскільки вони спливають над поверхнею зазначених речовин і площа пожежі збільшується. Це може спричинити також до викидів або розбрикування нафтопродуктів, що горять.

Досить суттєвим недоліком води є її низька змочувальна здатність і мала в'язкість, що заважає гасінню волокнистих, пилоподібних та – особливо тліючих матеріалів. Тліють під час пожежі, як правило, матеріали з великою питомою поверхнею, у порах яких є повітря, що підтримує процес горіння. Тліючі

матеріали можуть горіти навіть при значному зниженні вмісту кисню в навколишньому середовищі. Проникають вогнегасні засоби в пори тліючих матеріалів, як правило, дуже важко. Тому для підвищення вогнегасного ефекту у воду вводять добавки (так звані поверхнево-активні речовини), що підвищують її змочувальну здатність, в'язкість та ін.

Характеристика хімічних засобів пожежогасіння

При гасінні деяких пожеж використовується піна. Піна являє собою колоїдну систему, що складається з пухирців газу, оточених плівкою поверхнево-активних речовин, і стабілізаторів. Вона використовується для гасіння твердих і рідких речовин, що не вступають у взаємодію з водою і в першу чергу – для гасіння легкозаймистих і горючих речовин.

Для гасіння пожеж може використовуватися хімічна або повітряно-механічна піна. Повітряно-механічна піна утворюється за допомогою спеціальних стволів, у яких вода (9,7 %) під тиском 0,3-0,6 мПа спочатку змішується з піноутворювачем (0,3 %), а потім з повітрям (90 %). При цьому утворюється піна, яка за об'ємом у 20 разів (кратність 20) перевищує початковий об'єм матеріалів, з яких вона утворена. Для гасіння пожеж на нафтоскладах та базах, у приміщеннях різних виробництв застосовується піна, яка має кратність понад 300. Її отримують у генераторах високократної піни.

Хімічна піна утворюється при взаємодії лужного й кислотного розчинів у присутності піноутворювача, при цьому утворюється також газ (двооксид вуглецю). Бульбашки газу вкриваються тонкою плівкою води з піноутворювачем, внаслідок чого виникає стійка піна, яка може тривалий час залишатися на поверхні горючої речовини. Речовини, необхідні для отримання двооксиду вуглецю, використовуються у вигляді водних розчинів чи сухих пінопорошків. Використання хімічної піни в практиці пожежогасіння скорочується, оскільки її витісняє повітряно-механічна піна.

Вогнегасна здатність піни обумовлена насамперед її ізоляційною дією, тобто здатністю перешкоджати надходженню в зону полум'я горючих парів. Наприклад, швидкість випаровування бензину під шаром піни товщиною 5 см зменшується в 30-40 разів. Ізолююча дія піни пов'язана з її фізико-хімічними властивостями й структурою, а ефект дії залежить від товщини шару піни, а також від природи горючої речовини й температури її поверхні. Під час гасіння твердих матеріалів певне значення має також охолоджуюча дія піни.

На відміну від інших засобів гасіння піна не вимагає одночасного перекриття всього дзеркала (площі) горіння. Використання (особливо багатократне) піни дає змогу значно скоротити витрати води. Крім цього, піна має вищу змочувальну здатність порівняно з водою.

Вогнегасні властивості піни визначаються також її кратністю, стійкістю і в'язкістю. Характеристики цих властивостей піни залежать від природи горючої речовини, умов протікання пожежі й подавання піни в зону горіння.

Кратністю піни називається відношення об'єму піни до об'єму рідкої фази (чи до об'єму розчину, з якого вона утворилася). З часом піна руйнується, що пояснюється її старінням і впливом температури поверхні, на яку її нанесено, а також умовами подачі. Підвищення температури в осередку пожежі сприяє руйнуванню піни.

Стійкість піни характеризується її опором процесу руйнування та

оцінюється часом виділення з піни 50 % рідкого компонента. Піни з великою кратністю менш стійкі; хімічна піна більш стійка, ніж повітряно-механічна.

В'язкість – це здатність піни утримуватися на вертикальних і похилих поверхнях. З підвищенням в'язкості піни стійкість її зростає, але погіршується розтікання по поверхні, що горить, тому необхідно добирати піну оптимальної в'язкості.

Повітряно-механічна піна буває низьократною (до 30), середньократною (30-300), високократною (понад 300). Найчастіше використовується піна середньої кратності. Чим вища кратність піни, тим менші витрати води, але при цьому погіршуються вогнегасні властивості за рахунок зменшення стійкості піни та її ізолюючої здатності. Піну середньої і високої кратності використовують для гасіння пожеж у підвалах, кабельних каналах, трюмах кораблів. У цьому випадку гасіння пожежі відбувається за рахунок витіснення піною повітря із зони горіння. За допомогою піни в містах гаситься понад 12 % усіх пожеж.

Характеристика інертних засобів пожежогасіння

Пожежогасіння буває поверхневим (вогнегасна речовина подається безпосередньо на осередок горіння) та об'ємним (в осередку пожежі створюється середовище, яке не підтримує горіння).

Поверхнєве гасіння, що називається також гасінням пожежі на поверхні, можна застосовувати майже при всіх видах пожеж. Для такого виду гасіння використовують вогнегасні суміші, які можна подавати в осередок пожежі з відстані (рідина, піни, порошок).

Об'ємне гасіння використовують в обмеженому просторі (у приміщеннях, відсіках, галереях та ін.). Воно полягає у створенні по всьому об'єму захисного об'єкта середовища, яке не підтримує горіння. Поряд з ефектом швидкого гасіння цей спосіб дає змогу попередити вибух при накопиченні в приміщенні горючих газів і пари. Для гасіння пожеж цим способом використовують інертні розріджувачі – двооксид вуглецю, азот, аргон, водяну пару, димові гази та ін.

Горіння більшості речовин припиняється, коли вміст кисню в оточуючому середовищі знижується до 12-15 %, а для речовин, що характеризуються широким діапазоном спалахування (водень, ацетилен), металів (калій, натрій та ін.), деяких гідридів металів і металоорганічних сполук, тліючих матеріалів – до 5 % і менше.

Гасіння інертними розріджувачами досягається в основному за рахунок зменшення кількості окислювача, а також зниження швидкості процесу горіння й теплового ефекту реакції.

Двооксид вуглецю використовується для об'ємного гасіння пожеж на складах ЛЗР, акумуляторних станціях, у сушильних печах, на стендах для випробовування двигунів, електрообладнання та ін. Механізм припинення горіння базується на здатності двооксиду вуглецю зменшувати концентрації реагуючих речовин шляхом розбавлення до межі, коли горіння стає неможливим. Вогнегасний ефект задовільний, коли концентрація CO_2 не менша ніж 30 %.

Двооксид вуглецю може подаватися до зони горіння у вигляді снігоподібної маси, здійснюючи охолоджувальну дію, оскільки має температуру $-80\text{ }^\circ\text{C}$.

За допомогою CO_2 гасять як об'ємні, так і поверхнєві пожежі. Вихід снігоподібного CO_2 з 1 кг рідкого двооксиду вуглецю становить 280 г снігу і

близько 500 л газу. При застосуванні систем об'ємного гасіння необхідно враховувати отруйну дію двооксиду вуглецю на організм людини. Вміст в атмосфері приміщення 10 % CO₂ є небезпечним, а при концентрації 20 % швидко настає смерть від паралічу органів дихання.

Двооксид вуглецю не застосовують для гасіння лужних і лужноземельних металів, деяких гідридів металів та сполук, до молекул яких входить кисень; також ним не гасять тліючі матеріали, бо він не має змочувальної здатності.

У тих випадках, коли використання двооксиду вуглецю заборонено, використовують азот чи аргон.

Вогнегасні властивості галогеновмісних речовин

Описані вогнегасні суміші, як правило, чинять пасивну дію на полум'я і не впливають на кінетику й хімізм реакцій в осередку пожежі. Більш перспективними є такі вогнегасні суміші, які гальмують протікання реакцій. До таких вогнегасних агентів належать суміші галогеновмісних речовин (наприклад, бромфторпохідні метану та етану). Беручи до уваги високу вартість цих сумішей, за основу інгібіторів обрано бромовмісні вуглеводи.

З галогеноорганічних сполук найширше використовуються трифторброметан, двофторхлорброметан, двоброметрафторетан, двобромдвофторетан. Донедавна використовувався бромистий етил, але практика показала, що суміші на його основі мають невисоку вогнегасну здатність, а також цілий ряд інших недоліків, тому вони не ввійшли до нормативних документів.

Трифторброметан і двофторхлорброметан в обмежених масштабах почали використовувати недавно. За кордоном вони називаються галогенами, а у нас – хладонами. Хладони мають високу щільність як у рідкому, так і в газоподібному стані, що забезпечує створення струменя й проникнення краплин у полум'я, а також утримання пари навколо осередку горіння. Низька температура замерзання робить можливим їх використання за низьких температур. Хладони характеризуються також гарними діелектричними властивостями, тому їх можна застосовувати для гасіння пожеж в електрообладнанні, що перебуває під напругою.

Для гасіння пожежі хладон 114B2 подається в приміщення в розпиленому стані. Інгібітор ефективно гальмує реакцію горіння (гасіння полум'я досягається вже при концентрації близько 2 %). Має помірну токсичність.

Поряд з позитивними якостями пожежогасні суміші на основі хладонів мають значний недолік – вони чинять отруйну дію на організм людини. Ця дія проявляється як слабка наркотична отрута. Продукти термічного розкладу хладонів мають досить високий ступінь токсичності. Отруйна дія на організм людини проявляється тоді, коли ці продукти потрапляють на шкіру або людина вдихає їх. Зменшення отруйності середовища залежить від того, наскільки швидко буде ліквідовано осередок горіння.

Згідно з вимогами техніки безпеки до початку подачі хладону в осередок пожежі слід забезпечити евакуацію людей із приміщення, що горить. Особи, які беруть участь у гасінні пожежі, можуть заходити в приміщення тільки в спеціальних засобах захисту органів дихання. Транспортування хладону до місця гасіння пожежі здійснюють по трубах за допомогою стисненого повітря або азоту.

Характеристика порошкових засобів пожежогасіння

Для гасіння пожеж, які неможливо погасити за допомогою води або інших вогнегасних засобів, використовують вогнегасні порошки, їх застосовують для ліквідації горіння твердих, рідких та газоподібних речовин.

Вогнегасні порошки – це подрібнені мінеральні солі з різними добавками, які запобігають грудкоутворенню й злежуванню. Їх використовують як різні способи пожежогасіння та для попередження вибухів. Найважливіші експлуатаційні властивості вогнегасних порошоків – текучість, стійкість проти злежування, грудкоутворення, зволоження та ін.

Порошки мають високу вогнегасну здатність, тому широко застосовуються в практиці вогнегасіння. Вогнегасний ефект порошоків полягає в хімічному гальмуванні реакції горіння, утворенні на поверхні речовини, що горить, ізолюючої плівки та хмари порошку, яка має властивість виштовхувати кисень із зони горіння, а також у механічному збиванні полум'я твердими частинками.

Недоліком порошоків є здатність до злежування, що ускладнює їх тривале зберігання.

Розрізняють порошки загального й спеціального призначення.

Порошки загального призначення використовуються для гасіння звичайних органічних горючих матеріалів шляхом створення хмари з порошку, яка огортає осередок пожежі. До порошоків загального призначення належить порошок ПСБ-3 (на карбонатнонатріє-вій основі), П2-АП, П-2АПМ (на основі амофосу). На основі фосфорно-амонійних солей виготовляють порошки Пірант-А, Пірант-АН, Пірант-АК, які застосовуються для гасіння тліючих і твердих горючих матеріалів, горючих рідин, газів, електроустановок.

Для об'ємного гасіння використовується порошок П-УАГІ, який гасить горючі гази, рідини, тліючі матеріали в закритих об'ємах. Для припинення горіння необхідно протягом декількох секунд створити в зоні горіння таку концентрацію порошку, яка б забезпечила швидку ліквідацію активних центрів реакції горіння. Це досягається шляхом подавання порошку з необхідною інтенсивністю в осередок пожежі та рівномірного його розподілу по всій зоні горіння.

Порошки спеціального призначення використовуються для гасіння горючих речовин і матеріалів (наприклад, деяких металів), припинення горіння яких досягається шляхом ізоляції горючої поверхні від навколишнього повітря.

Для гасіння лужних металів застосовують порошок К-30. Необхідною умовою припинення горіння під час гасіння цим порошком є покриття поверхні, що горить, шаром вогнегасного порошку певної товщини.

До складу порошоків в основному входять бікарбонат натрію, стеаринокислі сполуки калію, цинку, магнію, графіт, амофос з апатитового концентрату, фосфати, тальк, стеарати важких металів, силіконові рідини, хімічно чиста крейда, полімерні смоли та інші речовини й сполуки.

Вогнегасні властивості порошоків загального призначення підвищуються зі збільшенням їх дисперсності, а у порошоків спеціального призначення вони практично майже не залежать від цього показника.

Найбільш поширені порошки – на основі бікарбонату натрію. Вони стійкіші за інші порошки до злежування, характеризуються добрими експлуатаційними властивостями. Для гасіння тліючих матеріалів використовуються порошки на основі фосфорно-амонійних солей. Ефект вогнегасної дії порошоків полягає в

розбавленні горючого середовища газоподібними продуктами розкладу порошку чи безпосередньо порошковою хмарою, охолодженні зони горіння за рахунок втрати теплоти на нагрівання частинок порошку, інгібуванні хімічної реакції, що зумовлює розвиток процесів горіння.

Для покращення вогнегасних властивостей, зокрема текучості та стійкості при зберіганні, у порошок вводять різні добавки.

Майже всі описані вогнегасні речовини характеризуються комплексною дією на процес горіння. Вони охолоджують, ізолюють та знижують концентрацію речовини, що горять. Однак для кожної вогнегасної речовини існує своя домінуюча властивість: для води – охолодження, для піни – ізоляція осередку горіння, для порошку – гальмування реакції горіння, для двооксиду вуглецю – розбавлення парогазоповітряної суміші та газів з повітрям, для галогеновмісних вуглеводів – інгібування.

Отже, припинення горіння досягається одним із вказаних способів, у той час як інші способи можуть тільки сприяти його припиненню. Вибір того чи іншого способу пожежогасіння визначається співвідношенням властивостей вогнегасних речовин та тих матеріалів, що горять.

Первинні засоби гасіння пожежі

Для боротьби з виявленими осередками горіння до прибуття пожежних команд використовують первинні засоби пожежогасіння.

До первинних засобів гасіння пожеж належать вогнегасники, пожежні крани, річкові насоси, бочки з водою, лопати, ломы, сокири, гаки, ящики з піском, азбестові полотнища, повстяні мати, пилки, багри та інший пожежний інвентар.

Первинні засоби пожежогасіння розміщують на пожежних щитах, які встановлюються на території об'єкта з розрахунку один щит на площу до 5000м². Пожежні щити повинні передбачати захист вогнегасників від потрапляння на них прямих сонячних променів, а також забезпечувати зручний та оперативний доступ до пожежного інвентарю.

Ящики для піску повинні мати місткість 0,5; 1,0 або 3,0м та бути укомплектованими совковою лопатою. Для запобігання злежуванню піску його періодично розпушують.

Бочки з водою встановлюються у виробничих або складських приміщеннях, де немає протипожежного водопроводу, з розрахунку одна бочка на 250м² площі.

Пожежний щит та інвентар повинні бути пофарбованими в червоний колір, а пожежний інструмент – у чорний.

Вогнегасники

Серед первинних засобів пожежогасіння найважливіша роль належить вогнегасникам. Для гасіння первинних осередків пожежі використовують вогнегасники різних типів: хімічно-пінні, повітряно-пінні, порошкові, вуглекислотні, хладонові із зарядом вогнегасної речовини на основі галогенізованих вуглеводів та комбіновані із зарядом двох і більше вогнегасних речовин.

Залежно від способу транспортування до місця пожежі вогнегасники поділяються на переносні та пересувні, змонтовані на колесах або візках. Залежно від об'єму вогнегасники бувають малолітражні (до 5л), ручні (до 10л), пересувні (понад 10л). Вогнегасники маркуються буквами, що характеризують

вид вогнегасіння, і цифрами, що визначають їх об'єм.

За ефективністю вогнегасіння, економічністю та іншими показниками більш перспективними є порошкові вогнегасники переносні (ОП-1, ОП-2, ОП-9, ОП-10) і пересувні (ОПА-50, ОПЛ-1000). Порошкові вогнегасники застосовують для гасіння загорянь лужних металів (натрію, калію), легкозаймистих і горючих рідин, електроустановок, що перебувають під напругою до 1000В, твердих та газоподібних речовин. Порошкові вогнегасники відрізняються між собою лише складом порошку й пристроєм для його подачі. Вид матеріалів та речовин, горіння яких можна гасити, залежить від типу порошку. Найбільш поширені хімічно-пінні вогнегасники (ОХП-10), призначені для гасіння горючих рідин за винятком речовин, які здатні при взаємодії з хімічною піною вибухати або горіти, та твердих горючих матеріалів. Ці вогнегасники не можна використовувати для гасіння лужних металів і пожеж в електроустановках під напругою. Вогнегасник являє собою сталевий балон з чавунною кришкою і горловиною, що має отвір для виходу піни й ручку для перенесення. Для приведення вогнегасника в дію повертають ручку запірною пристрою на 180°, перевертають вогнегасник горловиною донизу (це сприяє змішуванню кислотної і лужної частин заряду, унаслідок чого відбувається хімічна реакція з виділенням вуглекислого газу та утворенням піни), а сприск спрямовують в осередок загоряння. Тиск у корпусі вогнегасника підвищується й піна через сприск викидається назовні. Час дії вогнегасника становить до 70 секунд, довжина струменя – 6-8м, кількість піни – 40-55л, стійкість піни – до 40 хв.

Повітряно-пінні вогнегасники бувають переносні й стаціонарні. Зарядом до них є 6 %-ий водний розчин піноутворювача. Тиск у корпусі вогнегасника створюється стисненим вуглекислим газом, що міститься в спеціальних балонах усередині або ззовні вогнегасника. Повітряно-механічна піна утворюється в патрубку, де розчин, виходячи з корпусу, змішується з повітрям. Кратність піни – 50-70, довжина струменя – 3-6м. Ці вогнегасники використовуються для гасіння загорянь різноманітних речовин і матеріалів (твердих та рідких речовин), за винятком лужних металів і речовин, що горять без доступу повітря, а також електроустановок, які горять під напругою.

Вуглекислотні вогнегасники в ручному й транспортному варіантах мають майже однакову будову й відрізняються один від одного лише розмірами. Застосовуються вуглекислотні вогнегасники для гасіння загорянь на машинах, автомобілях і для невеликих об'ємів нафтопродуктів. Вони використовуються також для гасіння електроустановок, що перебувають під напругою до 1000В. Корпус вогнегасника являє собою балон із сталі місткістю 2,5...8л з ручним приводом. У корпусі міститься вуглекислий газ у рідкому стані під тиском 6 мПа (ручні вогнегасники) і 15 мПа (переносні). Для отримання твердого вуглецю вогнегасники обладнують спеціальними патрубками. У горловині балону змонтовано спеціальний пусковий пристрій із сифонною трубкою. Вогнегасник приводиться в дію за допомогою вентиляного або пістолетного пристрою. Виходячи з балону назовні, зріджений двооксид вуглецю перетворюється на снігоподібну масу. Щільність отриманої снігоподібної вуглекислоти становить 1,5 г/см³ за температури – 80 °С. Діяти вогнегасник може на відстані 1,5-2м протягом 20-60 секунд. Масу заряду вуглекислоти в балонах перевіряють з точністю до 0,1кг не рідше одного разу на рік. Ручні вуглекислотні вогнегасники

забороняється тримати в горизонтальному положенні й перевертати догори дном.

Вогнегасники розміщують у місцях, де виключається пряме попадання сонячного проміння і безпосередній вплив опалювальних та нагрівальних приладів. Їх встановлюють у коридорах, біля входів або виходів з приміщень, у пожежонебезпечних місцях або безпосередньо на технологічному обладнанні, транспортних засобах.

Вогнегасники повинні мати інвентарні номери, пломби на пристроях ручного пуску, маркування та бірки на корпусі, червоне пофарбування згідно з державним стандартом.

Вибір типу переносного чи пересувного вогнегасника визначається розмірами можливих осередків пожеж. При значних масштабах потенційної пожежної небезпеки використовують пересувні вогнегасники.

Для гасіння значних осередків горіння, коли застосування вогнегасників є недоцільним, на підприємствах повинні бути передбачені інші ефективні засоби пожежогасіння.

Стаціонарні засоби гасіння пожеж

У тих виробничих приміщеннях, де горіння може швидко поширюватися, ефективність внутрішніх пожежних кранів знижується. Тому для гасіння або локалізації пожежі на таких підприємствах застосовують автоматичні установки пожежогасіння.

Під автоматичною установкою пожежогасіння слід розуміти сукупність технічних засобів, які облаштовують на об'єкті для гасіння пожежі за рахунок випускання вогнегасної речовини в автоматичному режимі.

Для протипожежного захисту використовують різні стаціонарні установки. Ці установки класифікуються за їх призначенням, принципом дії, режимом роботи, видом вогнегасної речовини, способом її подавання в осередок вогню й т. ін.

Установки для попередження пожеж призначені для введення в небезпечну зону вогнегасних речовин або зміни режиму роботи технологічного обладнання, щоб запобігти виникненню вибуху й загоряння.

Установки для гасіння пожеж призначені для повної ліквідації осередків горіння вогнегасною речовиною або створення умов, за яких горіння припиняється.

Установки локалізації пожеж призначені для обмеження осередку горіння під дією вогнегасних речовин до прибуття підрозділів пожежної охорони та аварійно-рятувальних служб підприємства.

Установки блокування пожеж призначені для захисту об'єктів від небезпечної дії високих температур, які виникають при пожежі, наприклад, для захисту технологічних установок, що містять легкозаймисті рідини й горючі гази та ін. Такі установки забезпечують охолодження, завіси, не допускають розповсюдження вогню на інші об'єкти, виключають теплову дію на технологічне обладнання, що розміщене поруч. У таких установках, як правило, використовують розпилену вводу і рідше – піну чи порошкові засоби.

За принципом гасіння пожежні установки поділяються на такі типи:

- установки гасіння по площі (використовують воду, піну, порошки);
- установки об'ємного гасіння (у цих установках вогнегасними засобами є діоксид вуглецю, галогеноподібні та інертні гази, пара, піна високої кратності);

- установки локального гасіння (такі установки застосовують у разі нерівномірного розподілу горючих матеріалів і неоднакової імовірності загоряння; у них використовують вогнегасні засоби будь-якого типу);
- установки блокуючої дії, описані вище.

Тривалість роботи установок локалізації пожеж і блокування об'єктів від пожежі визначається часом, необхідним для ліквідації аварії і розгортання підрозділів пожежної охорони.

За тривалістю пуску пожежні установки поділяються на надшвидкодіючі (тривалість пуску до 0,1с); швидкодіючі (тривалість пуску 0,1-0,3с); середньоінерційні (3-30с); інерційні (понад 0,5хв.).

За тривалістю гасіння пожежні установки можуть бути короткочасної дії (до 15хв.), середньої тривалості (до 30) і тривалої дії (понад 30 хв.).

Установки водного гасіння пожеж

Установки водного гасіння є досить розповсюдженими й дешевими засобами протипожежного захисту підприємств. Найбільше розповсюджені спринклерні та дренчерні установки водного пожежогасіння.

За обліковими даними, у будівлях, обладнаних цими установками, 96 % пожеж було погашено до прибуття пожежних підрозділів.

Обладнанню спринклерними й дренчерними установками підлягають деревообробні цехи площею понад 2000м², склади горючих матеріалів площею 700м², а склади целулоїду, кіноплівки й цехи із сировиною для їх виготовлення обладнуються цими установками незалежно від їх площі.

Автоматична спринклерна установка являє собою мережу водопровідних труб, розміщених під перекриттям приміщення. Мережа водопровідних труб обладнується так званими спринклерними головками, які вкручуються на відстані 2,5-3м одна від одної за умови зрошення одним спринклером 9-12м² площі підлоги. За відсутності пожежі отвори в спринклерних головках, через які надходить вода, закриті легкоплавкими замками. Спринклерні установки проєктуються для приміщень, висота яких не перевищує 20м.

Замки спринклерних установок виготовляють з легкоплавких сплавів, що мають температуру плавлення 72-93 °С або 141-182 °С. Температура, при якій руйнується замок, має бути на 30-40 °С вищою за нормальну температуру приміщення. При підвищенні температури замок розплавляється, спринклерна головка розкривається й осередок пожежі зрошується водою.

Важливою складовою спринклерної установки є контрольно-сигнальний клапан. Якщо при пожежі відкривається спринклерний замок, клапан спрацьовує і подає сигнал тривоги.

Для захисту від пожежі неопалюваних приміщень облаштовують спринклерні установки з повітряною системою, у яких водопровідні труби заповнені не водою, а стисненим повітрям з використанням повітряного клапана замість водяного.

Під час пожежі при руйнуванні спринклерного замка з повітряної системи раніше виходить повітря й лише після цього система починає наповнюватися водою.

Крім описаних вище, облаштовують змішані установки, які поєднують водяну й повітряну системи та обслуговуються двома контрольно-сигнальними клапанами: водяним і повітряним, які встановлено послідовно один за одним.

Така установка дозволяє тримати всю мережу влітку під водою, а взимку – під стисненим повітрям.

При пожежах у спринклерних установках відкриваються лише ті головки, які перебувають у зоні високої температури; крім того, вони мають досить високу інерційність – відкриваються через 2-3 хвилини з моменту підвищення температури в приміщенні. Іноді така інертність недопустима – коли необхідно подати воду відразу на всю площу приміщення. У цих випадках використовують дренчерні установки. Дренчерні установки відрізняються від спринклерних тим, що їхні головки не мають легкоплавких замків і постійно відкриті, тому дренчерна система є сухотрубною і вода в неї надходить після відкриття водопуска на магістральному трубопроводі.

У звичайних умовах надходження води в мережу блокує клапан групової дії. Клапан відкривається автоматично чи вручну, при цьому також подається сигнал тривоги. Вода в дренчерну систему надходить під тиском у момент пожежної небезпеки, а по закінченні пожежних робіт виливається із системи через спускний вентиль.

Обладнують дренчерні установки для захисту поверхонь стін, вікон, дверей, для створення локальних і блокуючих водяних завіс, для зрошення елементів технологічного обладнання всередині будівель з високою пожежною небезпекою, де можливе швидке розповсюдження вогню.

Спринклерні й дренчерні установки завжди повинні бути готовими до гасіння пожеж. Керівник об'єкта своїм наказом призначає особу, яка відповідає за справність спринклерних і дренчерних установок. Відповідальна особа раз на тиждень перевіряє стан і роботу всього обладнання, а контрольно-сигнальну апаратуру – щоденно до початку зміни.

Добавка у воду поверхнево-активних речовин підвищує вогнегасні властивості води майже вдвічі. Установки гасіння пожеж водою з поверхнево-активними добавками застосовують для гасіння пожеж твердих горючих речовин, що мають погану змочуваність поверхні (бавовна, деревина, сажа та ін.).

Установки пінного гасіння пожеж

Установки пінного пожежогасіння використовуються для протипожежного захисту об'єктів хімічної та нафтової промисловості, де у виробничому циклі задіяні легкозаймисті та горючі рідини.

Спринклерні пінні установки щодо облаштування схожі на спринклерні водяні установки й застосовуються для місцевого гасіння або локалізації пожежі. Вони включаються автоматично при відкриванні (плавленні) замка, конструкція якого суттєво відрізняється від конструкції водяного спринклера.

Спринклерна пінна установка має автоматичне та основне джерело піни. Автоматичне джерело піни постійно підтримує необхідний напір води, що забезпечує безперебійну роботу спринклерної пінної установки відразу ж після відкриття пінного спринклера.

Спринклерні пінні установки можуть бути з заповненими трубопроводами (у теплих приміщеннях), сухотрубними (у холодних приміщеннях) і змішаними, якщо температура протягом 8 місяців на рік перебуває в межах 4°C. Ці установки мають аналогічні з водяними контрольно-сигнальні вузли та автоматичні дозатори для введення в потік води відповідної кількості піноутворювача.

Дренчерні пінні установки використовують для захисту таких об'єктів, де

пожежі можуть швидко розповсюджуватися на значну площу і де потрібне зрошення повітряно-механічною піною розрахункових площ, окремих частин будівель або всієї площі об'єкту.

Дренчерні пінні установки об'ємного гасіння обладнують генераторами, що забезпечують утворення повітряно-механічної піни високої кратності. При виникненні пожежі спрацьовує пожежний оповісник, який запускає контрольно-пусковий вузол для пуску водного розчину піноутворювача в генератори піни.

Піноутворювач (5%-ва концентрація) подається у воду дозатором, який забезпечує автоматичне регулювання подачі піноутворювача залежно від режиму витрати води в установці.

Дренчерні пінні установки можуть бути із заповненими трубопроводами й сухотрубними в холодних приміщеннях. Вони розраховуються, виходячи з умов пожежного захисту відповідної площі або об'єму об'єкта.

Там, де горючі матеріали розміщені нерівномірно та існує імовірність їх спалахування, облаштовують швидкодіючі автоматичні установки локальної дії, які обмежують і гасять пожежу тільки в межах протипожежного відсіку.

При виникненні пожежі оповісник автоматично вмикає запірно-пусковим пристроєм подачу розчину піноутворювача в генератори, де утворюється піна для гасіння.

Ємності для зберігання піноутворювача передбачаються на тих об'єктах, де облаштовані установки водопійного гасіння пожеж великої продуктивності (наприклад, на підприємствах нафтопереробної промисловості).

Установки газового пожежогасіння

Автоматичні установки газового пожежогасіння поділяються на установки об'ємного пожежогасіння; установки для гасіння пожежі в локальному об'ємі; установки для гасіння пожежі на частиш площі об'єкта, що потребує захисту.

В автоматичних установках газового гасіння вогнегасним засобом можуть бути діоксид вуглецю та інші інертні речовини-розбавлювачі (аргон, водяна пара, азот), хладони, комбіновані засоби на основі хладонів.

За допомогою газових вогнегасних засобів можна гасити пожежі різними способами: об'ємним, місцевим і комбінованим. Автоматичні засоби гасіння пожеж газовими вогнегасними речовинами мають такі переваги, як швидке заповнення газами всього об'єму приміщення будь-якої конфігурації, швидкість гасіння, флегматизація і т. ін.

Установки об'ємного газового гасіння можуть швидко заповнювати приміщення газовими засобами й створювати в ньому необхідну концентрацію середовища, за якої припиняється горіння. Об'ємне гасіння газовими засобами застосовують у приміщеннях з обмеженою площею прорізів.

Місьцеве або локальне гасіння за допомогою газових вогнегасних засобів застосовують у тих випадках, коли однозначно можна визначити місце виникнення пожежі та її розміри (наприклад, пожежі горючих рідин у відсіках).

Комбіноване гасіння за допомогою газових вогнегасних засобів застосовують у тих випадках, коли необхідно ввімкнути пристрої для обмеження отворів, через які відбувається витік вогнегасних газів речовин.

Найбільше розповсюджені балонні установки газового гасіння: пневматичним, механічним, пневмомеханічним та електричним включенням.

Кожна установка залежно від об'єму приміщення, що потребує захисту, визначається розрахунковим методом. Крупнобалонні установки газового гасіння мають балони ємністю 200 і 4000л; вони застосовуються для пожежного захисту крупних об'єктів.

Для гасіння легкозаймистих рідин парою на основі хладонів в установках основним вузлом є резервуар для вогнегасного засобу, який під тиском по трубопроводах через спеціальні зрошувачі подається в осередок пожежі. Включення установок може бути ручне або автоматичне (через спрацювання пожежних оповісників).

В установках гасіння пожеж за допомогою газових вогнегасних речовин використовується запірно-пускова, розподільча й запобіжна арматура.

Для підвищення ефекту протипожежного захисту установки газового пожежогасіння обладнують різними пристроями. Такі установки дістали назву комбінованих. Комбіновані установки газового гасіння можуть мати пристрої для водяного охолодження, сигналізацію про пожежу, пристрої для автоматичного закривання дверних і віконних отворів, обладнання для виключення системи вентиляції і т. ін.

Установки для гасіння пожежі інертним газом у поєднанні з дрібнорозпиленою водою використовують для автоматичного протипожежного захисту великих компресорних станцій. Ці установки забезпечені автоматичною системою виявлення небезпечних концентрацій газу в пробах повітря, які відбираються в окремих точках приміщення. Коли в повітрі виявлено недопустиму концентрацію газу, автоматично включається світлова й звукова сигналізація та аварійне блокування станції.

У разі виникнення пожежі відключаються всі двигуни й вентилятори, закриваються всі двері й засувки, відкривається запобіжний клапан і вміст стаціонарної системи пожежогасіння випускається в приміщення, яке заповнюється інертним газом і дрібнороз-пиленою водою.

Установки аерозольного гасіння пожеж парами хладонів застосовуються для об'ємного гасіння. Такі установки можуть бути стаціонарними й пересувними, з ручним або автоматичним включенням та використанням пожежних датчиків.

Установки порошкового пожежогасіння

Для гасіння пожеж порошковими засобами застосовують стаціонарні і пересувні установки з ручним, дистанційним або автоматичним включенням.

Стаціонарні установки порошкового гасіння монтують у виробничих будівлях, спорудах, на технологічному обладнанні та апаратах. При виникненні пожежі в них спрацьовують пожежні датчики, які реагують на дим, тепло, світло й т. ін.

Порошкові установки здатні створювати щільну порошоківу завісу над вогнищем пожежі. Пересувні порошкові установки розміщують переважно в кузові автомашини або на платформі причепа. Заряд такої установки має вагу до 1,5т. Для нормальної роботи установки передбачено два балони зі стисненим газом (повітрям або азотом). Порошковий вогнегасний засіб подається в осередок горіння стовбуром-пістолетом, який має запірний пристрій для вмикання і вимикання подачі порошку.

Установку гасіння обладнують головками, запірними кранами для вмикання

й вимикання подачі порошкових засобів і перемикачами для подачі стисненого повітря в рукавні лінії при їх продувці після припинення роботи установки.

Найбільшого розповсюдження набули установки, що мають 750л порошкового вогнегасного заряду та модульні порошкові установки ОПА-50, ОПА-100 і УАПП.

ВИСНОВКИ

Розрахований чистий приведений дохід (різниця між реальною віддачею проекту та інвестиціями на його реалізацію) у розглянутих схемних рішеннях відрізняються на користь схемного рішення №1. Це означає, що віддача від реалізації цього схемного рішення краща.

Однак інвестиції у перше схемне рішення є більшими 14 млн 120 тис.грн. проти 13 млн 840 тис.грн. Це пов'язано з більшою кількістю компресорів та затратами на трубопроводи та арматуру.

Річні витрати на виробництво штучного холоду для першого рішення також більші і становлять 8 млн. 131 тис.грн проти 8 млн 22 тис грн для другого рішення. При цьому із зростанням вартості енергоресурсів ця різниця тільки збільшуватиметься, зменшуючи рентабельність виробництва.

Індекс дохідності та рентабельності кращий для другого схемного рішення, для якого з однієї вкладеної гривні передбачено отримати віддачі 1,55 проти 1,1,549 грн.

Період повернення інвестицій для обох схемних рішень знаходиться в межах життєвого циклу, однак для другого схемного рішення він становить 3,226 проти 3,3.228 років. При швидкій реалізації проекту цей термін можна скоротити до 2,217 роки проти 2,72.

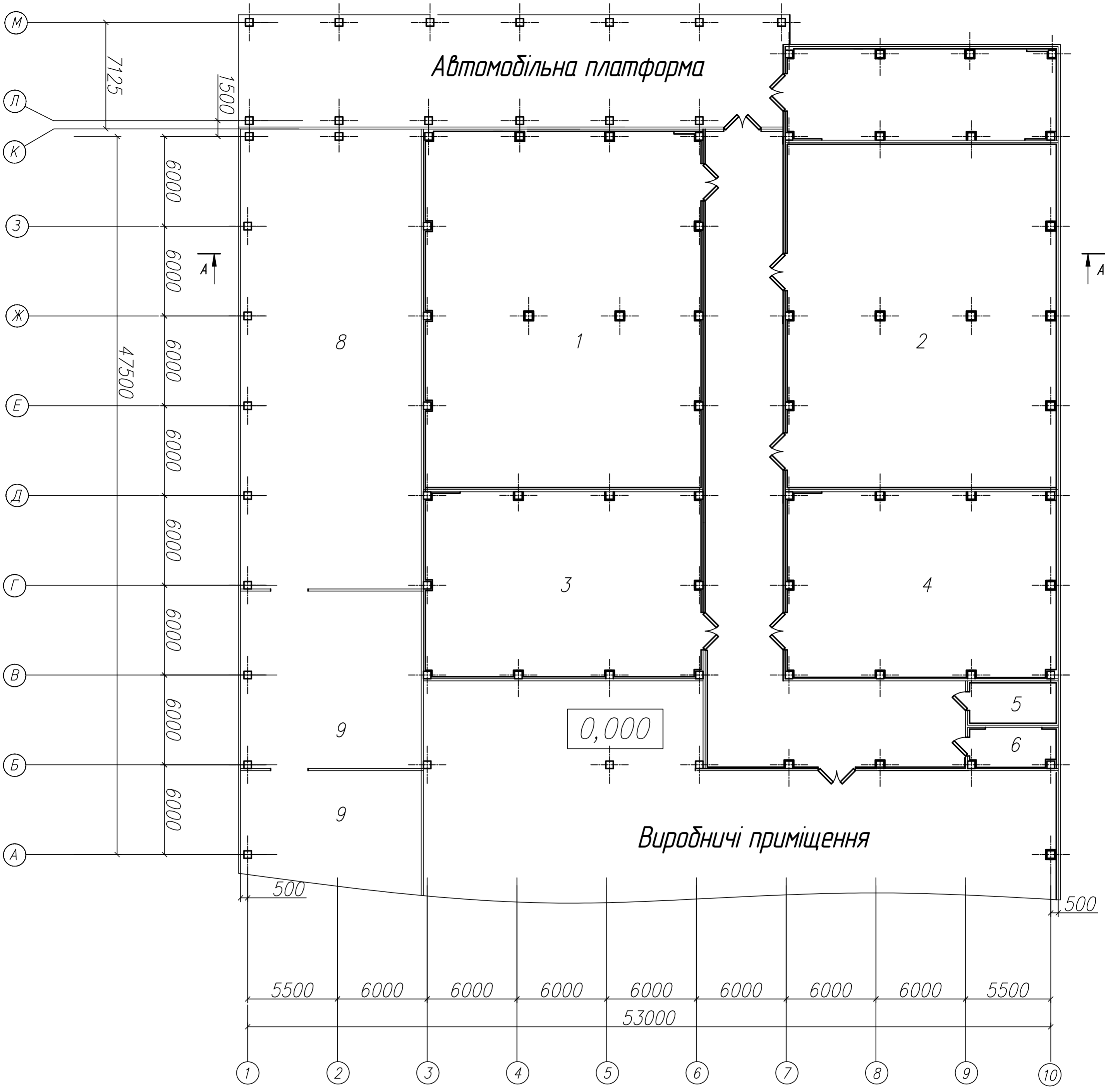
Таким чином, порівняння розрахункових показників між собою та їх аналіз дає змогу зробити висновок, що економічні показники двох проектів майже однакові і на перший план виходить питання ритмічності роботи підприємства протягом року. Якщо робота неритмічна, то перше рішення буде кращим, якщо ритмічна – друге.

ЛІТЕРАТУРА

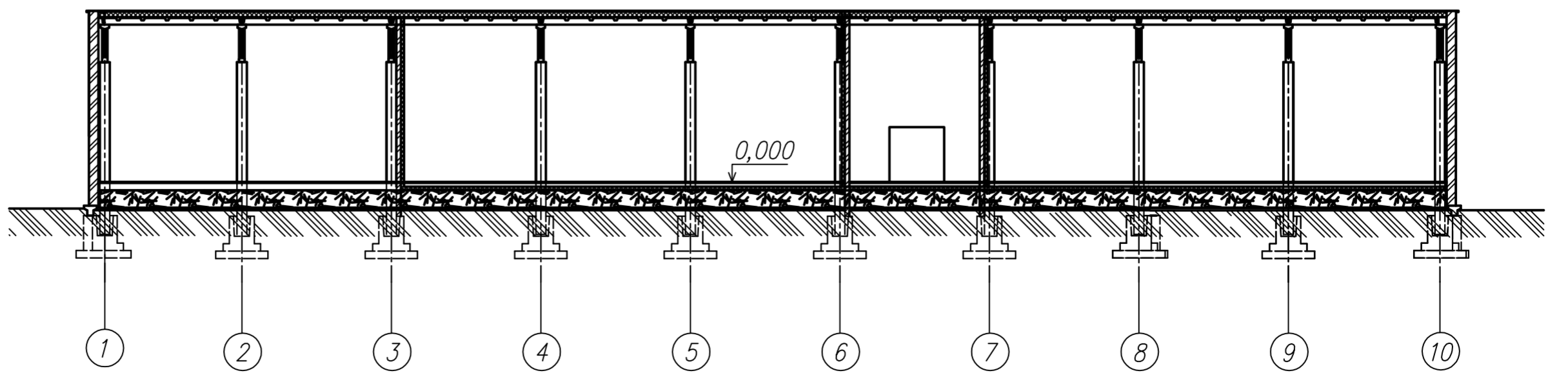
1. *Л.В.Голубева и др.* Пректирование предприятий молочной отрасли с основами промстроительства: Учеб.пос./ Л.В.Голубева, Л.Э.Глаголева, В.М.Степанов, Н.А.Тихомирова.– СПб.: ГИОРД, 2006.– 288 с.: ил.
2. *Масліков М.М.* Холодильна технологія харчових продуктів: Навч. посіб. – К.: НУХТ, 2007 –245с.
3. *Справочник технолога молочного производства. Технология и рецептуры. В трех томах. Т1. Цельномолочные продукты.* – СПб: ГИОРД, 1999. – 384 с.
4. *Справочник технолога молочного производства. Технология и рецептуры. В трех томах. Т2. Масло коровье и комбинированное.* – СПб: ГИОРД, 2002. – 336с.
5. *В.С. Ильясов и др.* Холодильная технология продуктов в мясной и молочной промышленности /Ильясов В.С., Полушкин В.И., Васильева Н.Л. – М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1983. – 216 с.
6. *Б.К. Явнель.* Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1989. – 223 с., ил. – (Учебники и учеб. пособия для техникумов).
7. *Б.П. Якишаров , И.В. Смирнова.* Справочник механика по холодильным установкам. Агропромиздат, 1989.
8. *Н.К. Ростроса, П.В. Мордвинцева.* Курсовое и дипломное проектирование предприятий молочной промышленности. – 2-е изд., перераб. и допол. – М.: Агропромиздат, 1989. – 303 с., ил. – (Учебники и учеб. пособия для учащихся техникумов).
9. *И.Г. Чумак, Д.Г. Никульшина.* Холодильные установки. – Проектирование: Учеб. Пособие для вузов. – К.: Выща шк.. Головное изд-во, 1988. – 280 с., 97 ил. – Библиогр.: 44 назв.
10. *Курылёв Е.С., Герасимов Н.А.* Холодильные установки. Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки». - Л.: Машиностроение, 1980. - 622 с.

11. “Правила устройства и безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок”, М., 1991.
12. *Охорона* праці в галузі. Методичні вказівки до вивчення дисципліни, виконання контрольної роботи та розділу дипломного проекту проекту №7195 / Укладачі Фалес В.М. Литвиненко А.М. – К.: УДУХТ, 2009. – 58 с.
13. *Методичні* вказівки до виконання економічної частини дипломного проекту для студентів спеціальностей 7.090510 “Теплоенергетика”, 7.090520 “Холодильні машини та установки”, 7.090600 “Електротехнічні системи електроспоживання” денної та заочної форм навчання / Ю.М. Ухналевський – К.:УДУХТ, 2002. – 16 с.
14. *Примеры* расчетов по курсу “Холодильная техника” / Г.Д.Аверин, А.М.Бражников и др.– М.:Агропромиздат, 1986.– 183с.
15. *Хладоснабжение* предприятий м’ясной и молочной промышленности. Справочное пособие./ Под ред.. проф.. Чумака И.Г.– К.: Вища школа, Головное узд-во, 1979.– 192 с.
16. *Методичні* рекомендації до викон. магістерської роботи для студ. спец. 142 «Енергетичне машинобудування», спеціалізація «Холодильні машини і установки» ден. та заоч. форм навчання [Електронний ресурс]: уклад. А.В.Форсюк, О.Ю. Пилипенко, Я.І. Засядько, М.М.Масліков. – К.: НУХТ, 2017.– 23с.
17. *Методичні* рекомендації до викон. магістерського дипломного проекту для студ. спец. 142 «Енергетичне машинобудування», спеціалізація «Холодильні машини і установки» ден. та заоч. форм навчання [Електронний ресурс]: уклад. А.В.Форсюк, О.Ю. Пилипенко, Я.І. Засядько, М.М.Масліков. – К.: НУХТ, 2017.– 24с.
18. Оцінка економічної ефективності інвестиційних проектів: методичні вказівки до виконання розділу курсового проекту, випускової та дипломної роботи (проекту) з використанням комп’ютерної техніки для студентів економічних та технічних спеціальностей денної та заочної форми навчання. / уклад.: Л.Г. Цимбалюк, О.Г. Дерев’янку. – К.: УДУХТ, 1998.– 16 с.

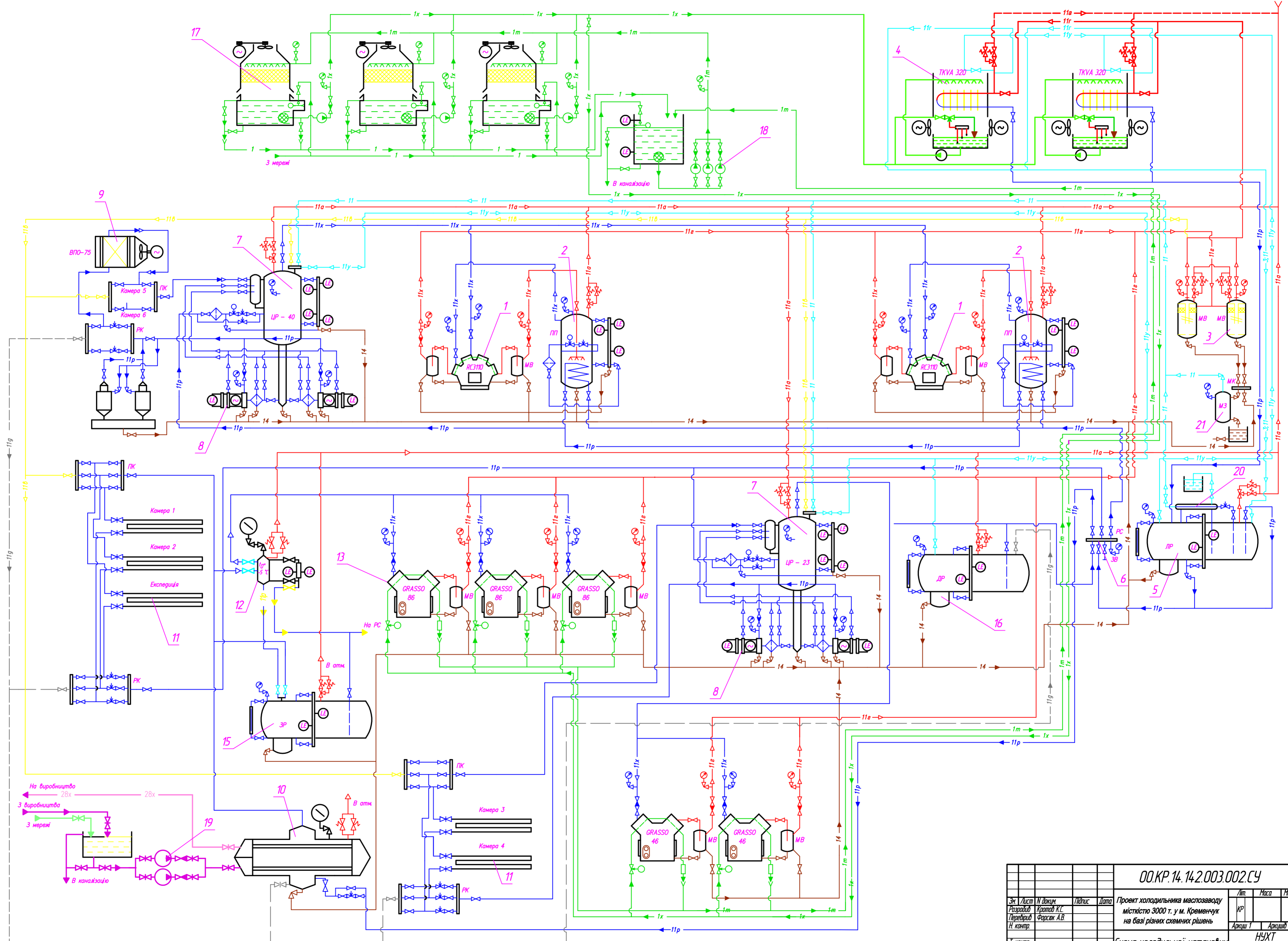
19. Антонова І.В. Розвиток молочної промисловості і Україні // Ефективна економіка. – 2010.– No 12.
20. Бережна А. Состояние мировой молочной промышленности // Молочная промышленность. – 2004.– No 6. – с.12-14.



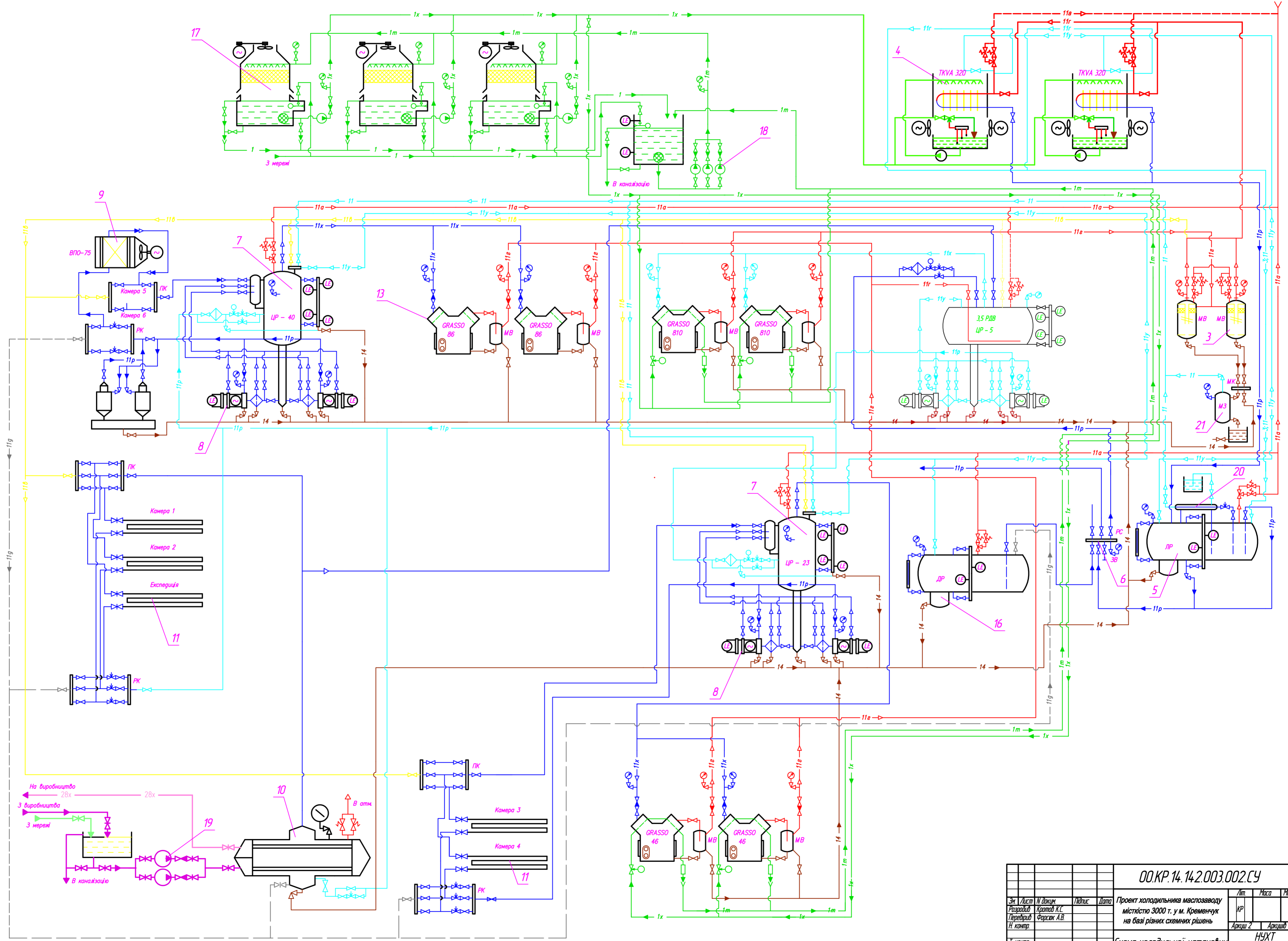
Вид А-А



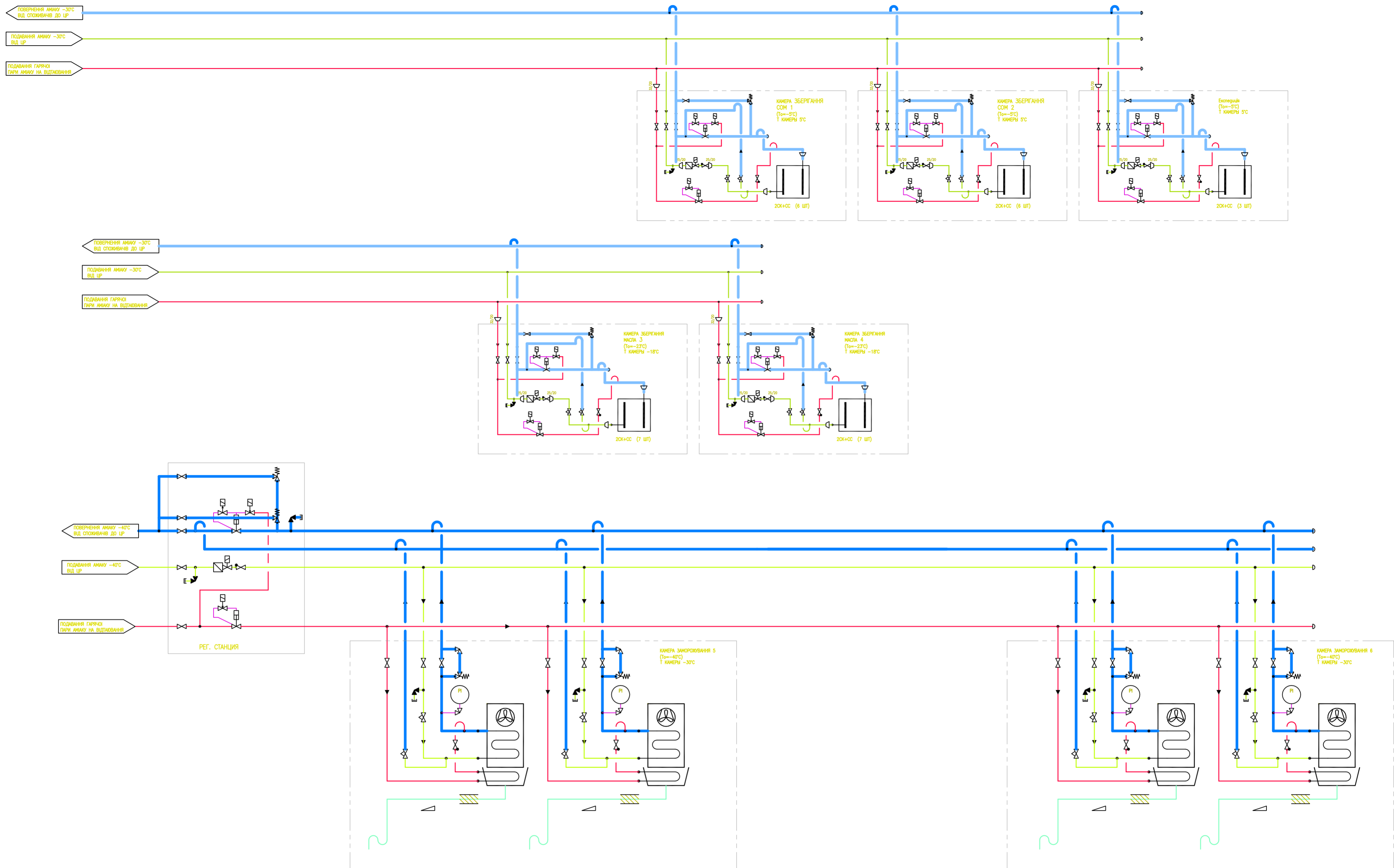
| | | | |
|---|---------|------------|------------|
| І. Коваленко | Інженер | Архітектор | Архітектор |
| І. Коваленко | Інженер | Архітектор | Архітектор |
| Проект холодильничого масозаводу Мислостро 3000 т. у м. Кременчук на базі ринку сільськогосподарських продуктів | | | |
| Плян і розріз холодильничого масозаводу | | | |
| Арх. 2 | Арх. 3 | М. 1:50 | М. 1:50 |
| ДКУ-2-2М | | | |



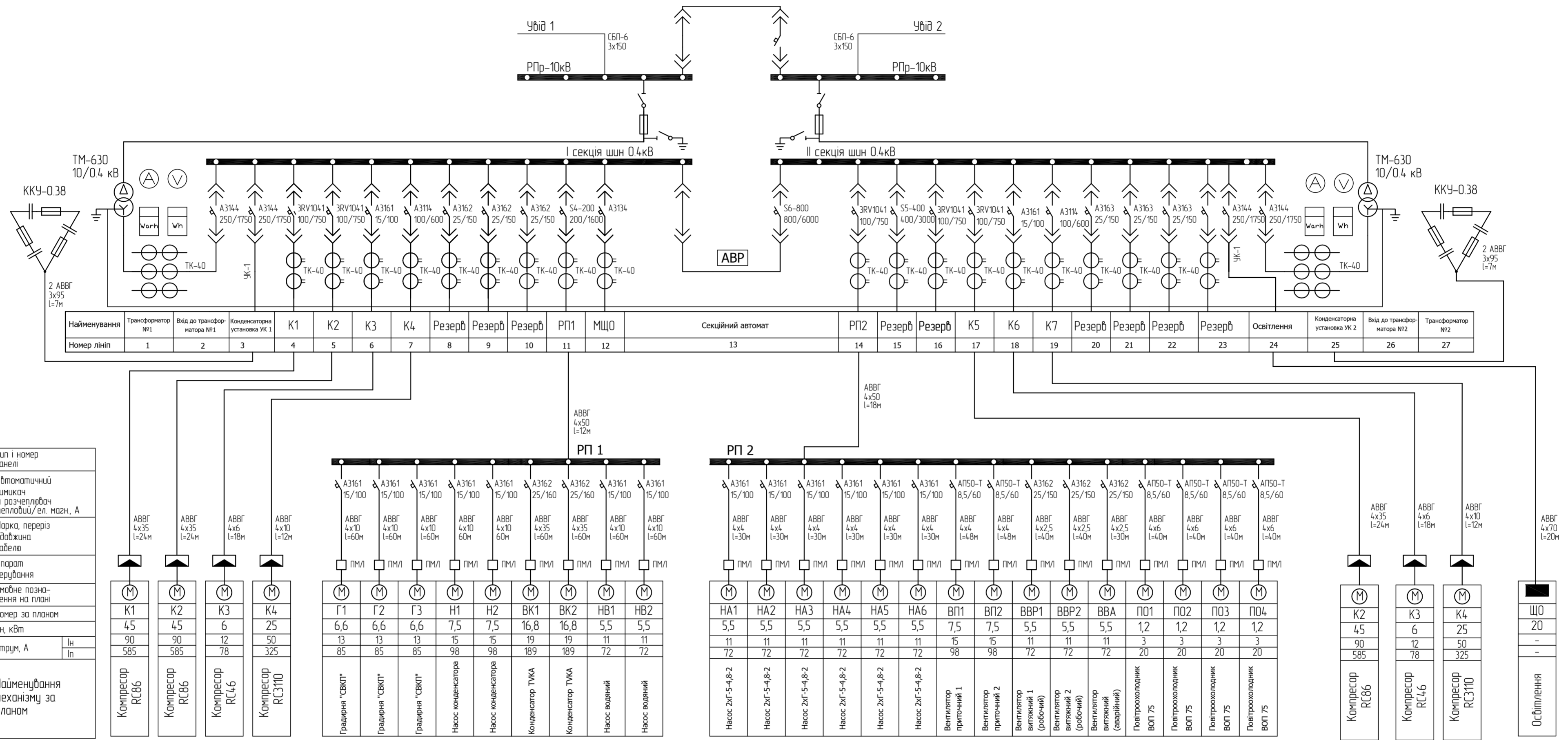
| | | | | | | | | |
|-----------|---------------|----------|--------|---------------------------------|--|---------|------|-----------|
| | | | | 00.КР.14.14.2.003.002.СУ | | | | |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата | Проект холодильника маслозаводу місткістю 3000 т. у м. Кременчук на базі різних схемних рішень | Лист | Маса | Масштаб |
| Розробив | Куртов К.С. | | | | | КР | | |
| Перевірив | Фармак А.В. | | | | | Архив 1 | | Архив 4 |
| Н. контр. | | | | | | | | |
| Т. контр. | | | | | Схема холодильної установки | | | НЧУТ |
| Затвер. | Петренко В.П. | | | | | | | ЗХМ-2-5М8 |



| | | | | | | | | |
|-----------|---------------|----------|--------|---------------------------------|--|---------|------|-------------------------------|
| | | | | 00.KP.14.14.2.003.002.CY | | | | |
| Зм. | Лист | № докум. | Підпис | Дата | Проект холодильника маслозаводу місткістю 3000 т. у м. Кременчук на базі різних схемних рішень | Лист | Маса | Масштаб |
| Розробив | Кравець К.С. | | | | | КР | | |
| Перевірив | Фармаж А.В. | | | | | Архив 2 | | Архив 4 |
| Н. контр. | | | | | | | | |
| У. контр. | | | | | Схема холодильної установки | | | НЧХТ ЗХМ-2-5М ⁹ |
| Затвер. | Петренко В.П. | | | | | | | |



| | | | | | | | |
|-----------|-------------|---------------|------|--|---------------|--------------------------------|---------|
| | | | | 00.KP.14.142.003.002.CX | | | |
| Зм. лист | Н. Давид | Підпис | Дата | Проект холодильника маслозаводу місткістю 3000 т. у м. Кременчук на базі різних схемних рішень | Л/т | Маса | Масштаб |
| Розробив | Кротко К.С. | | | | КР | | Д/М |
| Перевірив | Фарсак А.В. | | | | Аркш 3 Аркш 5 | | |
| Н. контр. | | | | Схема камерного обладнання (варіант магістральний) | | НУХТ ЗХМ-2-5М ²⁰ | |
| Т. контр. | Затвер. | Петренко В.П. | | | | | |



| | |
|---|----|
| Тип і номер панелі | |
| Автоматичний вимикач ІІІ розчеплювач тепловий/ел. магн. А | |
| Марка, переріз і довжина кабелю | |
| Апарат керування | |
| Удобне позначення на плані | |
| Номер за планом | |
| Pн, кВт | |
| Струм, А | In |
| | In |
| Найменування механізму за планом | |

| | | | |
|-----------------|-----------------|----------------|------------------|
| ABBГ 4x35 l=24м | ABBГ 4x35 l=24м | ABBГ 4x6 l=18м | ABBГ 4x10 l=12м |
| М | М | М | М |
| K1 | K2 | K3 | K4 |
| 4,5 | 4,5 | 6 | 25 |
| 90 | 90 | 12 | 50 |
| 585 | 585 | 78 | 325 |
| Компресор RC86 | Компресор RC86 | Компресор RC46 | Компресор RC3110 |

| | | | | | | | | | |
|-----------------|-----------------|-----------------|--------------------|--------------------|------------------|------------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| РП 1 | | | | | | | | | |
| A3161 15/100 | A3161 15/100 | A3161 15/100 | A3161 15/100 | A3161 15/100 | A3161 15/100 | A3162 25/160 | A3162 25/160 | A3161 15/100 | A3161 15/100 |
| ABBГ 4x10 l=60м | ABBГ 4x10 l=60м | ABBГ 4x10 l=60м | ABBГ 4x10 l=60м | ABBГ 4x10 l=60м | ABBГ 4x35 l=60м | ABBГ 4x35 l=60м | ABBГ 4x35 l=60м | ABBГ 4x10 l=60м | ABBГ 4x10 l=60м |
| ПМЛ | ПМЛ | ПМЛ | ПМЛ | ПМЛ | ПМЛ | ПМЛ | ПМЛ | ПМЛ | ПМЛ |
| М | М | М | М | М | М | М | М | М | М |
| Г1 | Г2 | Г3 | Н1 | Н2 | ВК1 | ВК2 | НВ1 | НВ2 | |
| 6,6 | 6,6 | 6,6 | 7,5 | 7,5 | 16,8 | 16,8 | 5,5 | 5,5 | |
| 13 | 13 | 13 | 15 | 15 | 19 | 19 | 11 | 11 | |
| 85 | 85 | 85 | 98 | 98 | 189 | 189 | 72 | 72 | |
| Градієнт "СВКП" | Градієнт "СВКП" | Градієнт "СВКП" | Насос конденсатора | Насос конденсатора | Конденсатор ТУКА | Конденсатор ТУКА | Насос водний | Насос водний | |

| | | | | | | | | | | | | | | |
|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|------------------------|------------------------|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| РП 2 | | | | | | | | | | | | | | |
| A3161 15/100 | A3161 15/100 | A3161 15/100 | A3161 15/100 | A3161 15/100 | A3161 15/100 | A3161 15/100 | АП50-Т 8,5/60 | АП50-Т 8,5/60 | A3162 25/150 | A3162 25/150 | A3162 25/150 | АП50-Т 8,5/60 | АП50-Т 8,5/60 | АП50-Т 8,5/60 |
| ABBГ 4x4 l=30м | ABBГ 4x4 l=30м | ABBГ 4x4 l=30м | ABBГ 4x4 l=30м | ABBГ 4x4 l=30м | ABBГ 4x4 l=30м | ABBГ 4x4 l=30м | ABBГ 4x4 l=4,8м | ABBГ 4x4 l=4,8м | ABBГ 4x2,5 l=4,0м | ABBГ 4x2,5 l=4,0м | ABBГ 4x2,5 l=30м | ABBГ 4x6 l=4,0м | ABBГ 4x6 l=4,0м | ABBГ 4x6 l=4,0м |
| ПМЛ | ПМЛ | ПМЛ | ПМЛ | ПМЛ | ПМЛ | ПМЛ | ПМЛ | ПМЛ | ПМЛ | ПМЛ | ПМЛ | ПМЛ | ПМЛ | ПМЛ |
| М | М | М | М | М | М | М | М | М | М | М | М | М | М | М |
| НА1 | НА2 | НА3 | НА4 | НА5 | НА6 | ВП1 | ВП2 | ВВР1 | ВВР2 | ВВА | ПО1 | ПО2 | ПО3 | ПО4 |
| 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 7,5 | 7,5 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 1,2 | 1,2 | 1,2 | 1,2 |
| 11 | 11 | 11 | 11 | 11 | 11 | 15 | 15 | 11 | 11 | 11 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| 72 | 72 | 72 | 72 | 72 | 72 | 98 | 98 | 72 | 72 | 72 | 20 | 20 | 20 | 20 |
| Насос 2xГ-5-4-В-2 | Насос 2xГ-5-4-В-2 | Насос 2xГ-5-4-В-2 | Насос 2xГ-5-4-В-2 | Насос 2xГ-5-4-В-2 | Насос 2xГ-5-4-В-2 | Вентилятор приточний 1 | Вентилятор приточний 2 | Вентилятор витяжний 1 (робочий) | Вентилятор витяжний 2 (робочий) | Вентилятор витяжний (аварійний) | Повітроохолодник ВОП 75 | Повітроохолодник ВОП 75 | Повітроохолодник ВОП 75 | Повітроохолодник ВОП 75 |

| | | | |
|-----------------|----------------|------------------|-----------------|
| ABBГ 4x35 l=24м | ABBГ 4x6 l=18м | ABBГ 4x10 l=12м | ABBГ 4x70 l=20м |
| М | М | М | |
| K2 | K3 | K4 | ЩО |
| 4,5 | 6 | 25 | 20 |
| 90 | 12 | 50 | - |
| 585 | 78 | 325 | - |
| Компресор RC86 | Компресор RC46 | Компресор RC3110 | Освітлення |

| | | | |
|--|---------------|--------|-------------------------|
| 00.KP.14.14.2.003.002.CE | | | |
| Эк. Лист | № Док.м | Підпис | Дата |
| Розробив | Кратков К.С. | | |
| Характеристика | Фарсак А.В. | | |
| Консульт. | | | |
| Т. контр. | | | |
| Затверд. | Петренко В.П. | | |
| Проект холодильника маслозаводу місткістю 3000 т. у м. Кременчук на базі різних схемних рішень | | | Лист Маса Масштаб |
| Аркш 5 | | | Аркшів 5 |
| Схема електропостачання | | | НЧХТ ЗХМ-6 121 |