

Кафедра «Енергетичного інжинірингу та робототехнічних систем»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

« 8 » 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка системи теплопостачання цеху готової продукції ТОВ
«Люстдорф» загальною площею 4900 м² з розробкою котельного агрегату.

Виконала: студентка групи 47-ТЕ-22з

(підпис)

Чебан Я.В.

Керівник роботи:

д.т.н., професор кафедри ЕІ та РС ПІННІ НУК

(посада, науковий ступінь, вчене звання)

(підпис)

Харитонов Ю.М.

Первомайськ - 2026 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичного інжинірингу та робототехнічних систем»

Спеціальність 144 – «Теплоенергетика»

Освітня програма «Теплоенергетика»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

«20» 02 2026 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студентки Чебан Яни Віталіївни

(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розробка системи тепlopостачання цеху готової продукції
ТОВ «Люстдорф» загальною площею 4900 м^2 з розробкою котельного агрегату.

Керівник роботи проф. кафедри ЕІ та РС д.т.н., проф. Харитонов Ю.М.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК № 19 від « 19 » 02 2026 року

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру: 05.06.2026

3. Вихідні дані по роботі: Система водяного опалення горизонтальна
двотрубна з розведенням уздовж стін будівлі під опалювальними приладами. В
якості опалювальних приладів застосовуються реєстри з гладких труб

Фундамент монолітний залізобетонний. Під будівлею збудований підвал.
Під цоколем передбачені збірні залізобетонні фундаментні балки. Стіни
виконані з керамічної цегли, перекриттям служать залізобетонні плити.
Зовнішні стіни – тришарові з керамічної цегли ($\delta = 0,4 \text{ м}$, $\lambda = 0,35 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$), з
мінераловатним утеплювачем ($\delta = 0,2 \text{ м}$, $\lambda = 0,07 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$), облицьовані
штукатуркою ($\delta = 0,05 \text{ м}$, $\lambda = 0,56 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$). Покрівля виконана із залізобетонних
плит ($\delta = 0,2 \text{ м}$, $\lambda = 1,55 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$) з мінераловатними плитами ($\delta = 0,2 \text{ м}$, $\lambda = 0,07$
 $\text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$). Підлога бетонна застелена керамічною плиткою та лінолеумом. Двері
($1,3 \times 2,1 \text{ м}$) та вікна ($2 \times 1,5 \text{ м}$) металопластикові, двері для в'їзду автомашин 4×3
м.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів).

1. Характеристика об'єкта, для якого розробляється система теплопостачання. Мета випускної роботи. 2. Розробка системи водяного опалення. 3. Розробка системи вентиляції. 4. Розрахунок котлового агрегату. 5. Розробка системи водопідготовки. 5. Розробка заходів з охорони праці

5. Перелік презентаційних матеріалів

1. План будівлі. 2. Аксонометрична схема опалення. 3. Аксонометрична схема вентиляції. 4. Креслення котла. 5. Креслення фільтра.

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання «19» лютого 2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Характеристика об'єкта, для якого розробляється система теплопостачання.	06.03.26	
2	Розробка системи водяного опалення	27.03.26	
3	Розробка системи вентиляції	03.04.26	
4	Розрахунок котлового агрегату	29.04.26	
5	Розробка системи водопідготовки	10.05.26	
6	Розробка заходів з охорони праці	15.05.26	
7	Графічна частина	22.05.26	

Студентка

(підпис)

Чебан Я.В.

Керівник роботи

(підпис)

Харитонов Ю.М.

Анотація

У даній кваліфікаційній роботі виконано комплексне проектування систем теплопостачання та вентиляції для виробничого приміщення. Розроблена система опалення передбачає використання горизонтальної двотрубною схеми з розведенням трубопроводів уздовж стін під опалювальними приладами. Як прилади обрані реєстри з гладких труб, що забезпечують необхідну тепловіддачу та надійність експлуатації.

Під час опрацювання системи вентиляції здійснено детальний аналіз теплового балансу приміщення, що включав оцінку надлишків і дефіциту теплоти з урахуванням процесів теплообміну, пов'язаних з роботою системи опалення та вентиляції. Було виконано розрахунок повітрообміну для загальнообмінної вентиляції, проведено аеродинамічні розрахунки мережі повітропроводів, а також підібрано необхідне вентиляційне обладнання з урахуванням технологічних та санітарно-гігієнічних вимог.

Додатково виконано теплотехнічний розрахунок котельного агрегату, що забезпечує теплову енергію для опалювальної системи та обґрунтовано вибір системи хімічного очищення води, яка гарантує необхідну якість теплоносія та подовжує термін служби обладнання.

Окрему увагу приділено питанням охорони праці: розроблено комплекс заходів, спрямованих на створення безпечних умов під час монтажу й експлуатації інженерних систем, попередження аварійних ситуацій та мінімізацію впливу шкідливих факторів на персонал.

Таким чином, робота охоплює всі ключові етапи проектування – від теплотехнічних розрахунків і вибору обладнання до забезпечення безпеки праці, що дозволяє комплексно вирішити завдання організації ефективної системи теплопостачання та вентиляції для виробничого об'єкта.

Ключові слова: опалення, вентиляція, теплоносій, котельний агрегат, топка, економайзер, натрій-катіонітові фільтри.

Abstract

In this qualification work, a comprehensive design of heat supply and ventilation systems for a production facility was performed. The developed heating system involves the use of a horizontal two-pipe scheme with pipelines laid along the walls under heating devices. Registers made of smooth pipes were selected as devices, which provide the necessary heat transfer and reliability of operation.

During the development of the ventilation system, a detailed analysis of the heat balance of the room was carried out, which included an assessment of heat surpluses and deficits, taking into account the heat exchange processes associated with the operation of the heating and ventilation system. An air exchange calculation was performed for general exchange ventilation, aerodynamic calculations of the air duct network were performed, and the necessary ventilation equipment was selected, taking into account technological and sanitary and hygienic requirements.

Additionally, a thermal calculation of the boiler unit that provides thermal energy for the heating system was performed, and the choice of a chemical water treatment system was justified, which guarantees the required quality of the coolant and extends the service life of the equipment.

Special attention was paid to occupational safety issues: a set of measures was developed aimed at creating safe conditions during the installation and operation of engineering systems, preventing emergencies and minimizing the impact of harmful factors on personnel.

Thus, the work covers all key stages of design - from thermal calculations and equipment selection to ensuring occupational safety, which allows for a comprehensive solution to the task of organizing an effective heat supply and ventilation system for a production facility.

Keywords: heating, ventilation, coolant, boiler unit, furnace, economizer, sodium-cationite filters.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	2
РОЗДІЛ 1. ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ, ДЛЯ ЯКОГО РОЗРОБЛЯЄТЬСЯ СИСТЕМА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ.....	9
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ ЦЕХУ ГОТОВОЇ ПРОДУКЦІЇ.....	11
2.1 Розрахунок теплових втрат через огороження приміщень.....	11
2.2 Розрахунок втрат теплоти на підігрів матеріалів та інфільтраційного повітря.....	13
2.3 Визначення надходжень теплоти у приміщення, складання рівняння теплового балансу об'єкту і визначення теплової потужності системи опалення.....	14
2.4 Перевірка значення питомих витрат теплоти на опалення споруди.....	15
2.5 Розрахунок площі поверхонь опалювальних приладів для всіх приміщень. Вибір їх типу та кількості.....	16
2.6 Розробка аксонометричної схеми системи опалення з нанесенням на неї опалювальних приладів, стояків, магістральних теплопроводів та інших елементів системи.....	17
2.7 Розрахунок головного циркуляційного кільця. Підбір циркуляційного насосу за типом та параметрами.....	18
2.8 Розрахунок ємності розширювального баку.....	19
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ ЦЕХУ ГОТОВОЇ ПРОДУКЦІЇ.....	21
3.1 Визначення теплових надлишків або теплових недостач з урахуванням процесу теплообміну, пов'язаних з опаленням і вентиляцією цеху.....	21
3.2 Розрахунки повітрообмінів загальнообмінної вентиляції.....	22
3.3 Аеродинамічний розрахунок систем вентиляції.....	25
3.4 Підбір обладнання.....	25
РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА КОТЛОВОГО АГРЕГАТУ ДЛЯ КОТЕЛЬНІ ПІДПРИЄМСТВА.....	30
4.1 Опис котлоагрегату та прийнятого до установлення топкового пристрою.....	30
4.2 Тепловий розрахунок котельного агрегату.....	34
4.2.1 Розрахунок об'ємів повітря і продуктів згоряння.....	34
4.2.2 Ентальпії повітря і продуктів згоряння.....	37
4.2.3 Тепловий баланс котельного агрегату.....	37

4.2.4 Розрахунок теплообміну у топці.....	39
4.2.5 Тепловий розрахунок конвективних паротвірних пучків.....	42
4.2.6 Компонування і методика теплового розрахунку економайзера...	45
РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВОДОПІДГОТОВКИ.....	48
5.1 Опис системи водопідготовки.....	48
5.2 Розрахунок натрій-катіонітових фільтрів.....	50
РОЗДІЛ 6. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ. ЗАКОН УКРАЇНИ “ ПРО ОХОРОНУ ПРАЦІ ”.....	56
6.1 Вступ.....	56
6.2 Закон України "Про охорону праці".....	57
6.3 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих чинників.....	59
6.4 Виробниче освітлення та його розрахунок.....	59
ВИСНОВКИ.....	62
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	63
Додаток 1.....	64
Додаток 2.....	70
Додаток 3.....	73

ВСТУП

Теплопостачання – це процес надання послуг із задоволення потреб споживачів у тепловій енергії. Основними споживачами тепла є житлові, громадські та промислові будівлі, розташовані у містах і населених пунктах. Теплова енергія використовується переважно для комунально-побутових потреб населення, а також для забезпечення технологічних процесів.

Споживання теплової енергії з кожним роком зростає. Це зумовлено збільшенням кількості нових житлових і громадських споруд, введених в експлуатацію, підвищенням втрат тепла внаслідок недосконалої теплоізоляції будівель та втрат при транспортуванні теплової енергії. Впровадження сучасних технологічних процесів та зведення будівель із більш довершеними об'ємно-планувальними рішеннями, що відповідають функціонально-технологічному призначенню, також сприяють підвищенню рівня теплоспоживання.

Для задоволення теплових потреб передбачаються відповідні інженерні системи: опалення, вентиляція, кондиціонування повітря, гаряче водопостачання, а також теплотехнічне обладнання для виробничих потреб. Кожна із цих систем виконує окрему функцію та забезпечує певний вид теплоспоживання.

Обсяги та структура споживання теплової енергії в населених пунктах України відрізняються і залежать від чисельності населення, рівня розвитку промисловості, галузевої структури виробництва, обсягів житлового фонду та рівня його благоустрою. У загальній структурі теплоспоживання значну частку становлять витрати на опалення та гаряче водопостачання житлових будівель.

Основне призначення систем опалення полягає у підтриманні нормативної температури внутрішнього повітря приміщень у холодний період року. Будівлі втрачають тепло через зовнішні огорожувальні конструкції (стіни, вікна, двері, перекриття, підлоги). Для компенсації цих втрат застосовуються опалювальні системи, у яких теплова енергія виробляється під час спалювання палива у котлах або печах і передається приміщенням.

Системи гарячого водопостачання забезпечують споживачів водою для гігієнічних, побутових і технологічних потреб. При цьому теплоспоживання характеризується значною нерівномірністю протягом доби: мінімальні витрати спостерігаються вночі, а максимальні – у вечірні години.

Ефективність та надійність функціонування системи тепlopостачання можлива лише за умови узгодженої роботи всіх її елементів – від джерела теплової енергії (ТЕЦ, котельні) до теплових мереж і кінцевих споживачів. Вибір конкретної системи тепlopостачання населеного пункту визначається його розміром, категоріями споживачів, місцевими умовами та обсягом споживання теплової енергії.

Отже, головним завданням систем тепlopостачання є створення комфортних умов перебування людей у приміщеннях, забезпечення необхідних параметрів мікроклімату та задоволення побутових і виробничих потреб у тепловій енергії.

Мета роботи: Комплексна розробка та обґрунтування систем водяного опалення і вентиляції цеху готової продукції ТОВ «Лютсдорф» з досягненням нормативних параметрів мікроклімату, енергоефективності та безпеки.

Завдання роботи:

Виконати теплотехнічний розрахунок огорожувальних конструкцій і визначити теплові втрати приміщень.

Розрахувати повітрообмін загальнообмінної вентиляції з урахуванням теплових надлишків/недостач і шкідливих виділень.

Провести аеродинамічний розрахунок мережі повітропроводів та підібрати повітророзподільники.

Розробити горизонтальну двотрубну систему опалення з розведенням уздовж стін під приладами; вибрати та обґрунтувати реєстри з гладких труб.

Виконати тепловий і гідравлічний розрахунки системи опалення; визначити діаметри трубопроводів і необхідні напори насосів.

Розрахувати експлуатації інженерних систем.

Сформувати специфікації основного обладнання, арматури та матеріалів.

Розробити організаційно-технічні заходи з охорони праці та безпечної вентиляції.

Об'єкт дослідження: Цех готової продукції ТОВ «Лютсдорф» із системами водяного опалення та механічної котельний агрегат (теплова схема, ККД, витрата палива) та підібрати систему хімічного очищення води.

Предмет дослідження: Процеси теплопередачі й масообміну в приміщеннях цеху, гідравліка мереж опалення та вентиляції, режими і параметри обладнання, що забезпечують нормативний мікроклімат за мінімальних витрат енергоносіїв.

Методи дослідження

- Аналітичні теплотехнічні розрахунки (тепловтрати, теплові баланси, підбір теплової потужності).
- Розрахункові методи аеродинаміки (опори мережі, підбір вентиляторів, швидкісні режими в повітропроводах).
- Гідравлічні розрахунки систем опалення (метод питомих втрат тиску, балансування гілок).
- Нормативно-методична база (ДБН, ДСТУ, СНіП/EN, галузеві регламенти).
- Комп'ютерне моделювання та інженерні ПЗ-інструменти для теплотехнічних й аеродинамічних розрахунків та підбору обладнання.

Очікувані результати

- Розробка систем опалення (горизонтальна двотрубна схема з регістрами з гладких труб) і вентиляції цеху готової продукції ТОВ «Лютсдорф».
- Розрахункові таблиці теплових втрат/надходжень і повітряного балансу; результати аеродинамічного та гідравлічного розрахунків.
- Підібране обладнання (котельний агрегат, система ХВО, вентилятори, повітророзподільники, арматура, автоматика) та специфікації.
- Заходи з охорони праці та безпечної експлуатації.

РОЗДІЛ 1. ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ, ДЛЯ ЯКОГО РОЗРОБЛЯЄТЬСЯ СИСТЕМА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ.

ТОВ «Люстдорф» — один із провідних виробників молочної продукції в Україні, що успішно працює на ринку понад 25 років. Компанія утримує високі стандарти якості та стабільно посідає лідируючі позиції у своїй галузі. Асортимент підприємства налічує понад 100 найменувань продукції, що реалізується під такими торговими марками: «Селянське», «На здоров'я», «Бурьонка», «Смачно шеф», «Весела бурьонка», «Despicable Me», «Green Smile». Вся продукція відповідає міжнародним стандартам якості та сертифікована за системою «Халяль».

Компанія заснована 4 лютого 1997 року на базі ВАТ «Іллінецький молокозавод» (м. Іллінці, Вінницька обл.). Першим стратегічним партнером стала компанія «Tetra Pak», що дозволило впровадити сучасне обладнання та технології асептичного пакування. Вже з перших років діяльності підприємство запустило виробництво молока тривалого зберігання під торговою маркою «На здоров'я». Надалі відбувалося розширення асортименту та вихід на міжнародний ринок: з 2016 року продукція «Люстдорф» експортується до понад 25 країн світу.

До складу компанії входять:

- виробничі потужності площею 32 000 м², сертифіковані за стандартами ДСТУ ISO 9001 та ДСТУ ISO 22000;
- станція очисних споруд площею 7,3 тис. м² (унікальна для молочної галузі України);
- регіональні відділення прямої дистрибуції у 10 найбільших містах України (Київ, Львів, Одеса, Харків, Дніпро, Запоріжжя, Вінниця, Миколаїв, Луцьк, Кривий Ріг).

Будівля цеху має монолітний залізобетонний фундамент із підвалом, цоколь спирається на збірні фундаментні балки.

- **Стіни:** тришарові, з керамічної цегли ($\delta = 0,4$ м, $\lambda = 0,35$ Вт/(м·К)) із шаром мінераловатного утеплювача ($\delta = 0,2$ м, $\lambda = 0,07$ Вт/(м·К)) та облицюванням штукатуркою ($\delta = 0,05$ м, $\lambda = 0,56$ Вт/(м·К)).

- **Перекриття:** залізобетонні плити.
- **Покрівля:** багатошарова конструкція із залізобетонних плит ($\delta = 0,2$ м, $\lambda = 1,55$ Вт/(м·К)) з мінераловатними плитами ($\delta = 0,2$ м, $\lambda = 0,07$ Вт/(м·К)).
- **Підлога:** бетонна з керамічним покриттям та лінолеумом.
- **Отвори:** двері (1,3×2,1 м), вікна (2×1,5 м) металопластикові, ворота для автотранспорту — 4×3 м.

Система опалення.

Опалення будівлі здійснюється від власної котельні підприємства. Проект системи водяного опалення розроблений на розрахункову температуру зовнішнього повітря – 20 °С.

- **Тип системи:** двотрубна горизонтальна з розведенням уздовж стін.
- **Теплоносій:** вода з параметрами 95/70 °С.
- **Опалювальні прилади:** регістри з гладких сталевих труб.
- **Видалення повітря:** ручні та автоматичні повітровідвідники.
- **Трубопроводи:** сталеві водогазопровідні, в місцях перетину перекриттів прокладені в гільзах; магістралі в неопалюваних приміщеннях утеплені.
- **Арматура:** запірні та зливні, для забезпечення відключення окремих гілок.
- **Монтаж:** здійснюється згідно з вимогами ДБН В.2.5-39:2008 «Теплові мережі».

Таким чином, підприємство ТОВ «Люстдорф» є сучасним високотехнологічним виробником молочної продукції з розгалуженою інфраструктурою, а його виробничі приміщення (зокрема цех готової продукції) оснащені системами опалення та конструктивними рішеннями, що відповідають нормативним вимогам і забезпечують ефективне енергоспоживання.

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ ЦЕХУ ГОТОВОЇ ПРОДУКЦІЇ

2.1. Розрахунок теплових втрат через огороження приміщень

Втрати теплоти розраховують через зовнішні огороження приміщень і внутрішні, якщо перепад температур у суміжних приміщеннях перевищує 5 °С. Теплові втрати через зовнішні конструкції огорожень знаходять як суму втрат через окремі конструкції згідно з наведеною формулою [1, 6, 10]:

$$Q_{ог} = \sum_{i=1}^m k_i F_i (t_{вн} - t_{пз}) (1 + \sum \beta_i) n_i, \quad (2.1)$$

де k_i – коефіцієнт теплопередачі зовнішніх конструкцій, Вт/(м²·К); F_i – площа поверхні окремих зовнішніх конструкцій, м²; $t_{вн}$ – температура всередині приміщення, °С; $t_{пз} = t_n^B$ – розрахункова температура зовнішнього повітря, °С; n_i – коефіцієнт, за допомогою якого враховують зниження різниці температур, яка залежить від положення зовнішньої поверхні огорожувальної конструкції.

Для зовнішніх стін тепловий потік послідовно долає опір теплообміну на внутрішній поверхні стіни R_b , матеріалів шарів огороження R_i та опір зовнішньої поверхні R_n , тому опір теплопередачі цегляних стін визначаємо за формулою

$$R_{0ст} = R_b + \sum R_i + R_n, \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}, \quad (2.2)$$

де $R_b = \frac{1}{\alpha_b} = \frac{1}{8,7} = 0,115 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$; $\sum R_i = \frac{\delta_{ц}}{\alpha_{ц}} + \frac{\delta_{ут}}{\lambda_{ут}} + \frac{\delta_{шт}}{\lambda_{шт}} = \frac{0,4}{0,35} + \frac{0,2}{0,07} + \frac{0,05}{0,56} = 4,089 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$; $R_n = \frac{1}{\alpha_n} = \frac{1}{23,3} = 0,043 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$; α_b – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішнього повітря до внутрішньої поверхні стіни: $\alpha_b = 8,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$; α_n – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні огороження до зовнішнього повітря $\alpha_n = 23,3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ [1, 6, 10].

Отже $R_{0ст} = 0,115 + 4,089 + 0,043 = 4,27 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$.

Коефіцієнт теплопередачі стін $k_{0\text{ст}} = 1/R_{0\text{ст}} = 1/4,27 = 0,24 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; коефіцієнт теплопередачі для вікон $k_{\text{вік}} = 2,63 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; коефіцієнт теплопередачі для зовнішніх подвійних дерев'яних дверей $k_{\text{дв}} = 1/0,43 = 2,33 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [1, 6, 10].

Додаткові втрати теплоти $(1 + \sum \beta_i)$ враховують: β_1 – вплив орієнтації приміщення за сторонами світу; β_2 – на проникність повітря у приміщення з двома зовнішніми стінами; β_3 – на розрахункову температуру зовнішнього повітря; β_4 – на підігрів холодного повітря, що надходить через зовнішні двері без повітряних завіс.

У якості прикладу розраховуємо теплові втрати через огороження приміщення №1, яке знаходиться на першому поверсі. Розрахункова температура в приміщенні $+15^\circ\text{C}$. Висота стіни приймається як сума висоти приміщення і перекриття $h_{\text{лст}} = h_{\text{п}} + \delta_{\text{пер}} = (4,4 + 0,4) = 4,8 \text{ м}$; площа західної стіни $F_{\text{ст}} = h_{\text{ст}} b_{\text{ст}} = 4,8 \cdot 12,65 = 60,72 \text{ м}^2$; площа двох вікон $F_{\text{вік}} = n h_{\text{вік}} b_{\text{вік}} = 2 \cdot 2 \cdot 1,5 = 6,0 \text{ м}^2$; площа стіни з урахуванням площі застління $F_{\text{зх.ст}} = F_{\text{ст}} - F_{\text{вік}} = 60,72 - 6,0 = 54,72 \text{ м}^2$.

Втрати теплоти через вікна

$$Q_{\text{вік}} = k_{\text{вік}} F_{\text{вік}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{пз}}) \left(1 + \sum \beta_i \right), \quad (2.3)$$

$$Q_{\text{вік}} = 2,63 \cdot 6,0 \cdot (15 - (-20)) \cdot (1 + (0,05 + 0,15)) = 662,8 \text{ Вт}.$$

Втрати теплоти через західну стіну

$$Q_{\text{зх.ст}} = k_{0\text{ст}} F_{\text{зх.ст}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{пз}}) \left(1 + \sum \beta_i \right) = 0,24 \cdot 54,72 \cdot (15 - (-20)) \cdot (1 + (0,05 + 0,15)) = 551,6 \text{ Вт}.$$

Втрати теплоти через огороження приміщення №1

$$Q_{\text{ог}} = \sum_{s=1}^m k_i F_i (t_{\text{вн}} - t_{\text{пз}}) \cdot \left(1 + \sum \beta_i \right) \cdot n_i = 662,8 + 551,6 + 278,3 + 608,9 + 637,6 + 1792,3 = 4531 \text{ Вт}.$$

Аналогічно розраховуються втрати теплоти через огороження для всіх приміщень. Результати цих розрахунків заносимо у таблицю 1.1 додатка 1

2.2. Розрахунок втрат теплоти на підігрів матеріалів та інфільтраційного повітря

Втрати теплоти на підігрів матеріалів чи транспорту, що поступають у приміщення, визначаються за формулою

$$Q_m = G_m B_m c_m (t_{вн} - t_n^B), \quad (2.4)$$

де G_m – маса матеріалів, кг; B_m – коефіцієнт, що враховує інтенсивність поглинання теплоти матеріалом; c_m – теплоємність матеріалу, кДж/кг °С; t_n^B та $t_{вн}$ – температури повітря зовнішнього та у приміщенні відповідно, °С. Ці втрати теплоти враховуємо тільки для промислових приміщень.

Теплові втрати на підігрів повітря, що інфільтрується у приміщення, визначається за методикою, наведеною у ДБН В.2.5-67:2013, за формулою

$$Q_{\text{інф}} = 0,28 \sum G_{\text{інф}} c (t_{вн} - t_n^B) k \text{ чи } Q_{\text{інф}} = 0,28 \sum L \rho_{\text{інф}} c (t_{вн} - t_n^B) k,$$

де $\sum G_{\text{інф}}$ – витрата повітря, що інфільтрується через конструкції, кг/с; c – теплоємність повітря (приймається $c = 1$ кДж/(кг·К)); k – коефіцієнт, значення якого приймається залежно від умов надходження теплового потоку у приміщенні: $k = 0,7 \dots 1,0$; L – витрата повітря, що видаляється з приміщення та не компенсується припливним повітрям, яке підігрівається, кг/с; $\rho_{\text{інф}}$ – густина повітря, що інфільтрується. $Q_{\text{інф}}$ беруться по більшому значенню, отриманому при розрахунках за наведеними вище формулами.

Витрати повітря, що інфільтрується через конструкції, визначається за формулою (третій член враховується тільки у житлових будинках)

$$\sum G_{\text{інф}} = \frac{0,21 \sum \Delta p_1^{0,67} A_1}{R_1} + \frac{\sum \Delta p_2^{0,5} A_2}{R_2}, \quad (2.5)$$

де Δp – різниця тиску повітря на зовнішніх та на внутрішніх поверхнях відповідно вікон (Δp_1) та зовнішніх дверей (Δp_2); A_1 та R_1 – відповідно площа вікон, м² та опір проникненню повітря через них, м²·год/кг; A_2 та R_2 – відповідно площа зовнішніх дверей, м² та опір проникненню повітря через них, м²·год/кг.

Значення $R_1 = 1,73$ м²·год/кг та $R_2 = 0,14$ м²·год/кг з [1, 6, 10], а

$$\Delta p_i = (h_{\text{буд}} - h_i) g (\rho_n - \rho_v) + 0,3 \rho_n v^2, \quad (2.6)$$

де $h_{\text{буд}}$ – розрахункова висота будинку до карниза з урахуванням товщини перекриттів та утеплювачів, м; h_1 – розрахункова висота від рівня землі до верху вікон чи дверей, м; ρ_n та ρ_v – густина повітря зовнішнього та в приміщенні відповідно, кг/м³; v – швидкість повітря, м/с.

Можна визначати $Q_{\text{інф}}$ приблизно за формулою $Q_{\text{інф}} = (0,05...0,15)Q_{\text{ог}}$ в залежності від призначення приміщення. Більша доля втрат теплоти відноситься до конструкцій з вікнами та зовнішніми дверима, менші значення – для урахування втрат теплоти повітря, що інфільтрується через вікна.

Для приміщення №1 втрати теплоти на підігрів повітря, що інфільтрується, приймаємо

$$Q_{\text{інф}} = 0,13Q_{\text{ог}} = 0,13 \cdot 4531 = 583 \text{ Вт.}$$

Отже втрати теплоти для приміщення №1

$$Q_{\text{втр}} = Q_{\text{ог}} + Q_{\text{інф}} = 4531 + 583 = 5114 \text{ Вт.}$$

Результати розрахунку заносимо в таблицю 1.2 додатку 1.

2.3. Визначення надходжень теплоти у приміщення, складання рівняння теплового балансу об'єкту і визначення теплової потужності системи опалення

Надходження теплоти у приміщення визначаються за наведеною формулою

$$Q_{\text{над}} = Q_{\text{пп}} + Q_{\text{ел.ос}} + Q_{\text{ел.об}} + Q_{\text{пр.об}} + Q_{\text{л}} + Q_{\text{м}} + Q_{\text{ср}}. \quad (2.7)$$

Теплота надходжень у приміщення від електричного освітлення

$$Q_{\text{ел.ос}} = N_{\text{ел.ос}} k, \quad (2.8)$$

де $N_{\text{ел.ос}} = \sum N_{i \text{ ел.ос}} n_i$ – загальна потужність освітлювальних приладів, кВт; $N_{i \text{ ел.ос}}$ – потужність одного освітлювального приладу, кВт; n_i – кількість приладів у приміщенні однієї потужності, шт.; k – коефіцієнт, що враховує кількість переданої теплоти від освітлювальних приладів у приміщення з [1, 6, 10].

Теплота надходжень у приміщення від електричного обладнання

$$Q_{\text{ел.об}} = N_y \eta_1 \eta_2 \eta_3, \quad (2.9)$$

де N_y – номінальна потужність електричного обладнання, кВт; η_1, η_2, η_3 – коефіцієнти, що враховують надходження теплоти до приміщення від завантаження обладнання, але через те, що надходження від електрообладнання малі, вони не враховуються.

Надходження теплоти у приміщення від людей

$$Q_{\text{л}} = \sum Q_{\text{ли}} n_i = \sum \beta_i \beta_{\text{од}} (2,5 + 10,3 \sqrt{v_{\text{п}}}) \cdot (35 - t_{\text{вн}}) \cdot n_i, \quad (2.10)$$

де $\beta_i, \beta_{\text{од}}$ – коефіцієнти, що враховують інтенсивність праці та захисні якості одягу працівника відповідно; $v_{\text{п}}$ – рухомість повітря в приміщенні, м/с; $t_{\text{вн}}$ – температура у приміщенні, °С; n_i – кількість людей у приміщенні.

Приймаємо для приміщення №1: $\beta_i = 1$; $\beta_{\text{од}} = 0,65$; $v_{\text{п}} = 0,1$ м/с; $t_{\text{вн}} = 15$ °С;
 $k = 0,95$ і $n_i = 5$.

Отже надходження теплоти у приміщення №1:

від людей – $Q_{\text{л}} = \sum Q_{\text{ли}} n_i = \sum \beta_i \beta_{\text{од}} (2,5 + 10,3 \sqrt{v_{\text{п}}}) \cdot (35 - t_{\text{вн}}) \cdot n_i = 212$ Вт;

від електричного освітлення – $Q_{\text{ел.ос}} = 0,95 \cdot 8 \cdot 60 = 440$ Вт.

Сумарні надходження теплоти у приміщення №1

$$Q_{\text{над}} = 212 + 440 = 652 \text{ Вт.}$$

Недостача теплоти, яку треба вносити в приміщення №1 системою опалення, визначається як теплова потужність системи опалення

$$Q_{\text{с.о}} = Q_{\text{втр}} - Q_{\text{над}} = 5114 - 652 = 4462 \text{ Вт.}$$

Результат розрахунку балансу теплоти одного приміщення заносимо у таблицю 1.2 додатка 1. Її доповнюємо результатами розрахунків усіх приміщень споруди з підсумковим значенням теплової потужності системи опалення $Q_{\text{с.о}}$.

2.4. Перевірка значення питомих витрат теплоти на опалення споруди

Питомі витрати теплоти на опалення споруд визначаємо за формулою для одного приміщення

$$q = k_q \frac{Q_{\text{с.о}}}{V_{\text{зоб}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{н}}^{\text{б}})}, \quad (2.11)$$

де $V_{\text{зов}}$ – зовнішній об’єм споруди, м^3 ; $t_{\text{вн}}$ – середня температура у приміщеннях споруди, $^{\circ}\text{C}$; k_q – коефіцієнт, що враховує місце розташування приміщення по поверхах та сторонах світу, [1, 6, 10].

Розраховані питомі витрати теплоти на опалення споруди порівнюємо з питомою тепловою характеристикою за довідковими даними (табл. 6.1 дод. 6, [10]).

Для приміщення №1 питома витрата теплоти становить

$$q = k_q \frac{Q_{\text{со}}}{V_{\text{зов}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{н}})} = 1,5 \frac{4462}{V_{\text{зов}} (15 - (-20))} = 1,5 \cdot 4462 / 1497 (15 - (-20)) = 0,184 \text{ Вт/м}^3.$$

Це значення порівнюємо зі значенням $q_{\text{пит}}$ для адміністративних споруд:

$q_{\text{пит}} = 0,49 \text{ Вт/м}^3$ за нормами (табл. 6.1 дод. 6, [10]), що задовольняє вимозі $q < q_{\text{пит}}$. Результати заносимо в таблицю 1.2 додаток 1.

2.5. Розрахунок площі поверхонь опалювальних приладів для всіх приміщень. Вибір їх типу та кількості

Вибираємо гладкотрубні реєстри, які застосовуються в усіх приміщеннях. Реєстри спеціально встановлюються в приміщеннях технічного призначення, оскільки їх застосування забезпечує виконання санітарно-гігієнічних норм і правил. Вони легко миються та монтуються.

Розрахунок проводимо для приміщення №1. Система опалення двотрубна горизонтальна. Параметри теплоносія на вході $t_{\text{г}} = 95^{\circ}\text{C}$, на виході $t_{\text{о}} = 70^{\circ}\text{C}$. Температура повітря в приміщенні $t_{\text{вн}} = 15^{\circ}\text{C}$

Сумарна тепловіддача відкрито прокладених у межах приміщення горизонтальних трубопроводів (гілок) визначається за формулою

$$Q_{\text{тр}} = q_{\text{г}} l_{\text{г}}, \text{ Вт}, \quad (2.12)$$

де $q_{\text{г}}$ – тепловіддача 1 м горизонтальних труб, Вт/м ; $l_{\text{г}}$ – довжина горизонтальних трубопроводів, м.

У подавальній частині системи опалення: температурний напір $\Delta t = t_{\text{г}} - t_{\text{вн}} = 95 - 15 = 80^{\circ}\text{C}$; довжина горизонтальних трубопроводів $l_{\text{г}} = 10 \text{ м}$ та їх діаметр $d = 25 \text{ мм}$; $q_{\text{г}} = 134 \text{ Вт/м}$ [табл. 7.1 дод. 7, 10].

У зворотній частині системи опалення: температурний напір $\Delta t = t_o - t_{вн} = 70 - 15 = 55 \text{ }^\circ\text{C}$; довжина горизонтальних трубопроводів $l_r = 10 \text{ м}$ та їх діаметр $d = 25 \text{ мм}$; $q_r = 83 \text{ Вт/м}$ [табл. 7.1 дод. 7, 10].

Сумарна тепловіддача відкрито прокладених у межах приміщення №1 теплопроводів

$$Q_{тр} = (q_r l_r)_{\Delta t = 80 \text{ }^\circ\text{C}} + (q_r l_r)_{\Delta t = 55 \text{ }^\circ\text{C}} = 134 \cdot 10 + 83 \cdot 10 = 1780 \text{ Вт.}$$

На опалювальні прилади приміщення №1 теплове навантаження складає:

$$Q_{\Sigma пр} = Q_{с.о} - Q_{тр} = 4462 - 1780 = 2682 \text{ Вт.} \quad (2.13)$$

Приймаємо діаметр труб регістру для приміщення №1

$$d = 0,108 \text{ м.}$$

Площа регістру на 1 м довжини

$$F_{1м} = \pi d l = 3,14 \cdot 0,108 \cdot 1 = 0,34 \text{ м}^2/\text{м.} \quad (2.14)$$

Середній температурний напір у регістрі

$$\Delta t_p = 0,5 (t_r + t_o) - t_v = 0,5 (95 + 70) - 15 = 67,5 \text{ }^\circ\text{C.} \quad (2.15)$$

Теплопередача на 1м довжини труб регістру (лінійна густина теплового потоку)

$$q_p = k F_{1м} \Delta t = 12 \cdot 0,34 \cdot 67,5 = 275,4 \text{ Вт/м,} \quad (2.16)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі (приймається $k = 12 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$).

Загальна довжина труб регістру

$$L = Q_{\Sigma пр} / q_p = 2682 / 275,4 = 9,7 \text{ м,} \quad (2.17)$$

де $Q_{\Sigma пр}$ – теплове навантаження на регістри приміщення №1.

Отже встановлюємо 2 регістри по 2 труби довжиною 2,5 м в кожному.

Для інших приміщень розрахунків зводимо у таблицю 1.3 додатку 1.

2.6. Розробка аксонометричної схеми системи опалення з нанесенням на неї опалювальних приладів, стояків, магістральних теплопроводів та інших елементів системи

У цьому розділі розробляємо схему горизонтальної двотрубною системи опалення з нижнім розведенням труб. Розташовуємо у необхідній кількості в

кожній кімнаті реєстри, стояки, запірну арматуру та інші необхідні для теплопостачання елементи опалювальної системи.

2.7. Розрахунок головного циркуляційного кільця. Підбір циркуляційного насосу за типом та параметрами

Виконуємо гідравлічний розрахунок горизонтальної двотрубної системи водяного опалення з нижнім розведенням і зустрічним (тупиковим) рухом води за наведеною схемою. Температура води в подавальній тепловій мережі $t_1 = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$, в зворотній – $t_o = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$. Температура води, що подається в систему опалення, $t_r = 95\text{ }^{\circ}\text{C}$, на виході (охолодженої) – $t_o = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Гідравлічний розрахунок проводимо за методикою по питомим втратам тиску [1, 10, 12]. Метою розрахунку є визначення діаметрів труб у системі та перевірка працездатності системи по співвідношенню розрахункового циркуляційного тиску води і сумарним втратам тиску при русі води від тертя та здолаття місцевих опорів.

Вибираємо головне циркуляційне кільце (ГЦК), що проходить через найвищий і найвіддаленіший опалювальний прилад, як найбільш навантажений, оскільки система опалювання виконана з зустрічним (тупиковим) рухом води.

Кількість води, що проходить по кожній ділянці циркуляційного кільця, визначаємо за формулою:

$$G_{\text{дїл}} = \frac{3,6Q_{\text{дїл}}}{c(t_r - t_o)} \beta_1 \beta_2, \quad (2.18)$$

де $Q_{\text{дїл}}$ – теплове навантаження ділянки, Вт; $c = 4,19\text{ кДж}/(\text{кг } ^{\circ}\text{C})$ – теплоємність води; $\beta_1 = 1,02$ і $\beta_2 = 1,02$ – коефіцієнти врахування додаткових теплових потоків від округлення та розрахункових величин і від способу установки нагрівальних приладів відповідно [10].

Сумарна витрата води в подавальній магістралі (ділянка 1)

$$G_{\text{дїл.1}} = \frac{3,6 \cdot 48911}{4,19 \cdot (95 - 70)} 1,02 \cdot 1,02 = 1682,2\text{ кг/год.}$$

Динамічний опір обчислюється за формулою

$$\Delta p_{\text{дин}} = \frac{w^2}{2} \rho, \text{ Па}, \quad (2.19)$$

де ρ – густина води при відповідній температурі, кг/м^3 .

Втрати тиску на здолаття місцевих опорів Z , Па, визначають за формулою

$$Z = \sum \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \rho = \sum \zeta p_{\text{дин}}, \quad (2.20)$$

де $\sum \zeta$ – сума коефіцієнта місцевих опорів на даній ділянці теплопроводу.

Сумарні втрати тиску по кожній ділянці заносимо у графу 11 таблиці 1.4 додатка 1.

Суми втрат тиску по головному циркуляційному кільцю $\sum(Rl + Z)_{\text{гцк}}$ порівнюємо зі значенням розрахункового тиску. За результатами розрахунку робимо висновок, що необхідно встановити насос, розрахований на тиск на 10% більший, ніж тиск необхідний системі. На основі цього підбираємо циркуляційний насос, який забезпечує циркуляцію води в системі опалення. Вони використовуються з різними опалювальними котлами там, де застосування індивідуальної системи опалення найбільш зручне. Вибираємо насос ВРН 60/250.40 м [8]. Характеристики насосу: напруга 1×230 В, 50 Гц; міжосьова відстань 250 мм, швидкість обертання 3 м/с, максимальна потужність 316 Вт, витрата 2 – 13,5 $\text{м}^3/\text{год}$, напір 7,2 – 0,9 м.

Температурний режим для перекачування рідини складає 10...110 °С, робочий тиск при максимальному навантаженні до 10 бар, вал двигуна при підключенні повинен бути в горизонтальному положенні, фланцеве поєднання. Матеріали, які застосовувалися при виробництві: чавунний гідравлічний корпус, технічний полімер для робочого колеса, вал і захисна роторна оболонка з нержавіючої сталі.

2.8. Розрахунок ємності розширювального баку

На даний момент найчастіше використовуються закриті розширювальні баки, однак в окремих випадках використовуються і відкриті розширювальні баки. Перевага закритого баку в тому, що в ньому не має доступу повітря. Він

встановлюється, як правило, в тепловому пункті при теплопостачанні від теплових мереж чи місцевого автоматизованого джерела тепла. Однак якщо система потребує простоти, то використовуються відкриті баки, які встановлюються на даху або у найвищій точці системи. Робочий об'єм відкритого розширювального баку $V_{p.б}$ визначається за формулою

$$V_{p.б} = 0,05V_{c.o}, \quad (2.21)$$

де $V_{c.o}$ – розрахунковий об'єм води в системі опалення.

Для системи, що розраховується $V_{c.o} = 1610$ л, тоді $V_{p.б} = 0,05 \cdot 1610 = 80,5$ л.

Округлюємо значення до більшого і встановлюємо бак на 80 літрів [1].

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ ЦЕХУ ГОТОВОЇ ПРОДУКЦІЇ

3.1. Визначення теплових надлишків або теплових нестач з урахуванням процесу теплообміну, пов'язаних з опаленням і вентиляцією цеху

$$\Delta Q = \Delta Q_{\text{т.б.}} - Q_{\text{м.в}}, \text{ Вт} \quad (3.1)$$

де $\Delta Q_{\text{т.б.}}$ – надлишки тепла з урахуванням теплового балансу, Вт

$Q_{\text{м.в}}$ – кількість тепла, що віддається місцевими відсосами, Вт

$$Q_{\text{м.в}} = 0,278 \cdot G_{\text{відс}} \cdot c \cdot (t_{\text{вит}} - t_{\text{пр}}). \quad (3.2)$$

Теплий період року

$\Delta Q_{\text{т.б.}}^{\text{т.п}}$ – усього теплонадходжень

$$\Delta Q_{\text{т.б.}}^{\text{т.п}} = 114792 \text{ Вт}$$

$$G_{\text{відс}} = L_{\text{м.в}}^{\text{т.п}} \cdot \rho = 5880 \cdot 1,2 = 7056 \text{ кг/г}$$

$$t_{\text{пр}}^{\text{т.п}} = t_{\text{А}}^{\text{н}} = 28^{\circ}\text{C} \quad t_{\text{вит}}^{\text{т.п}} = t_{\text{р.з}}^{\text{т.п}} = t_{\text{А}}^{\text{н}} + (5 - 2) = 28 + 3 = 31^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{\text{м.в}} = 0,278 \cdot 7056 \cdot 1,005 \cdot (31 - 28) = 5914,1 \text{ Вт}$$

$$\Delta Q = 114792 - 5914 = 108878 \text{ Вт}$$

Перехідний період року

$$\Delta Q^{\text{п.п}} = \Delta Q_{\text{т.б.}}^{\text{п.п}} - \Delta Q_{\text{м.в}}^{\text{п.п}} = 69371 - 21685 = 47686 \text{ Вт}$$

$$G_{\text{відс}} = L_{\text{м.в}}^{\text{п.п}} \cdot \rho = 5880 \cdot 1,21 = 7056 \text{ кг/г}$$

$$t_{\text{пр}}^{\text{п.п}} = t_{\text{н}} = 8^{\circ}\text{C} \quad t_{\text{вит}}^{\text{п.п}} = t_{\text{р.з}}^{\text{п.п}} = 19^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{\text{м.в}} = 0,278 \cdot 7056 \cdot 1,005 \cdot (19 - 8) = 21685 \text{ Вт}$$

Холодний період року

$$\Delta Q^{\text{х.п}} = \Delta Q_{\text{т.б.}}^{\text{х.п}} - \Delta Q_{\text{м.в}}^{\text{х.п}} = 90274 - 16559 = 73715 \text{ Вт}$$

$$G_{\text{відс}} = L_{\text{м.о}}^{\text{х.п}} \cdot \rho = 5880 \cdot 1,21 = 7056 \text{ кг/г}$$

$$t_{\text{пр}}^{\text{х.п}} = t_{\text{р.з}}^{\text{х.п}} = 19^{\circ}\text{C} \quad t_{\text{вит}}^{\text{п.п}} = t_{\text{пр}}^{\text{х.п}} + k_t(H - 2) = 27,4^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{\text{м.в}} = 0,278 \cdot 7056 \cdot 1,005 \cdot (27,4 - 19) = 16559 \text{ Вт}$$

3.2. Розрахунки повітрообмінів загальнообмінної вентиляції

Теплий період:

1. Визначаємо теплову напруженість цеху виходячи з умовного обсягу приміщення висотою $H = 8\text{м}$, т.е. $V = 48 \cdot 24 \cdot 8 = 6912 \text{ м}^3$:

$$q = \frac{\sum Q_{\text{т.в.}} + Q_{\text{с.р.}}}{V} = \frac{130756,5}{6912} = 18,9 \text{ Вт/м}^3. \quad (3.3)$$

2. Знаходимо температуру повітря в робочій зоні. Згідно з табличними даними про $q < 23 \text{ Вт/м}^3$ $t_{\text{р.з.}} = t_{\text{н}}^{\text{А}} + (5 - 2) = 28 + (5 - 2) = 31^{\circ}\text{C}$ (категорія робіт середньої ваги).

3. Обчислюємо температуру повітря, що віддається з верхньої зони приміщення:

$$t_{\text{yx}} = t_{\text{пр}} + \frac{t_{\text{р.з.}} - t_{\text{пр}}}{m} = 28 + \frac{31 - 28}{0,7} = 32,3^{\circ}\text{C} \quad (3.4)$$

де $m = 0,7$, $t_{\text{пр}} = t_{\text{н}}^{\text{А}} = 28^{\circ}\text{C}$, оскільки в цехах з метою економії електроенергії повітря подається природним шляхом. При знайдених значеннях $t_{\text{пр}}$, $t_{\text{р.з.}}$, t_{yx} витрата асиміляції надлишкової теплоти :

$$G_{\text{я}} = (L_{\text{м.о.}} + L_{\text{б.о.}}) \cdot \rho_{\text{р.з.}} + \frac{3,6 \cdot (\sum Q_{\text{т.в.}} + Q_{\text{с.р.}}) - (L_{\text{м.о.}} + L_{\text{б.о.}}) \cdot \rho_{\text{р.з.}} \cdot c \cdot (t_{\text{р.з.}} - t_{\text{пр}})}{c \cdot (t_{\text{yx}} - t_{\text{пр}})}, \quad (3.5)$$

$\rho_{\text{р.з.}} = 1,161 \text{ кг/м}^3$ - щільність повітря в робочій зоні;

$\sum Q_{\text{т.в.}} + Q_{\text{с.р.}}$ - сума теплотнаходжень у приміщення;

$L_{\text{м.о.}} + L_{\text{б.о.}}$ - витрата повітря, що віддається місцевими і бортовими відсосами;

c - теплоємність повітря.

$$G_{\text{я}} = 5880 \cdot 1,161 + \frac{3,6 \cdot 108878 - 5880 \cdot 1,161 \cdot 1,005 \cdot (31 - 28)}{1,005 \cdot (32,3 - 28)} = 92604 \text{ кг/г.}$$

4. Так як у цеху одночасно виділяється теплота й волога, розрахунки кількості повітря G_{tw} , подаваного в приміщення, ведемо за допомогою $I - d$ діаграми з побудовою променя процесу, що характеризує зміну параметрів повітряного середовища приміщення.

$$\varepsilon = \frac{Q}{W} = \frac{3,6 \cdot 108878}{38,1} = 10278 \text{ кДж/кг.} \quad (3.6)$$

5. Кількість повітря, що подавати в приміщення по надлишкам вологи:

$$G_w = G_{p.z.} + \frac{W - G_{p.z.} \times (d_{p.z.} - d_{pr})}{d_{yx.} - d_{pr}} = 6827 + \frac{38100 - 6827 \times (14,2 - 13,8)}{14,3 - 13,8} = 77565 \text{ кг/г.} \quad (3.7)$$

де $d_{p.z.}$, d_{pr} , $d_{yx.}$ - вологовміст у робочій зоні, що подається в приміщення, що і віддається з верхньої зони, мг/г.

6. Кількість повітря, що подається в приміщення по шкідливих газах, парах і пили:

$$G_r = G_{p.z.} + \frac{1,2 \cdot Z - G_{p.z.} \times (Z_{p.z.} - Z_{pr})}{Z_{yx.} - Z_{pr}} = 6827 + \frac{1,2 \cdot 118800 - 6827 \times (20 - 6)}{14 - 6} = 12699,75 \text{ кг/г.}$$

де $Z_{p.z.}$, Z_{pr} , $Z_{yx.}$ - гранично припустима концентрація шкідливих речовин у повітрі робочої зони, концентрація шкідливих речовин у припливному повітрі, концентрація шкідливих речовин у повітрі, що віддається з верхньої зони приміщення, мг/м³.

Перехідний період:

1. Температура зовнішнього повітря $t_z = 8^\circ\text{C}$, робочої зони $t_{p.z.} = 19^\circ\text{C}$.

Так як у цеху припливної струменем повітря здійснюється заповнення недоліків теплоти

$$t_{pr} = 8^\circ\text{C}$$

Δt_2 - припустиме відхилення температури струменя від нормованої температури в робочій зоні при заповненні надлишків теплоти.

2. Визначаємо температуру повітря, що віддається з верхньої зони приміщення:

$$t_{yx} = t_{\text{пр}} + \frac{t_{\text{р.з.}} - t_{\text{пр}}}{m} = 8 + \frac{19-8}{0,7} = 23,7^{\circ}\text{C}.$$

3. Кількість повітря, що подавати в приміщення по надлишкам явної теплоти:

$$G_{\text{я}} = 5880 \cdot 1,209 + \frac{3,6 \cdot 47686 - 5880 \cdot 1,209 \cdot 1,005 \cdot (19-8)}{1,005 \cdot (23,7-8)} = 13008 \text{ кг/Г.}$$

4. Визначаємо кількість повітря, що подавати в приміщення по надлишкам вологи. Попередньо виконаємо побудова променя процесу в I - d діаграмі, що характеризує зміну параметрів повітряного середовища приміщення.

$$\varepsilon = \frac{Q}{W} = \frac{3,6 \cdot 47686}{37,85} = 4535 \text{ кДж/кг},$$

$$G_{\text{w}} = 7108 + \frac{37850 - 7108 \times (6,9 - 1,8)}{9 - 1,8} = 7330 \text{ кг/Г.}$$

5. Кількість повітря, що подавати в приміщення по шкідливих газах, парах і пили:

$$G_{\text{г}} = G_{\text{р.з.}} + \frac{1,2 \cdot Z - G_{\text{р.з.}} \times (Z_{\text{р.з.}} - Z_{\text{пр}})}{Z_{\text{yx.}} - Z_{\text{пр}}}, \quad (3.8)$$

$$G_{\text{г}} = 7108 + \frac{1,2 \cdot 1,188 - 7108 \times (20 - 6)}{14 - 6} = 12489 \text{ кг/Г.}$$

Холодний період:

1. Температура зовнішнього повітря $t_z = -21^{\circ}\text{C}$, робочої зони $t_{\text{р.з.}} = 19^{\circ}\text{C}$. Так як у цеху припливним струменем повітря здійснюється заповнення недоліків теплоти

$$t_{\text{пр}} = t_{\text{р.з.}} + \Delta t_2 = 19 + 5 = 24^{\circ}\text{C}.$$

де Δt_2 - припустиме відхилення температури струменя від нормованої температури в робочій зоні при заповненні надлишків теплоти.

2. Визначаємо температуру повітря, що віддається з верхньої зони приміщення:

$$t_{\text{yx}} = 19 + 3 = 22^{\circ}\text{C}.$$

Кількість повітря, що подається в приміщення по надлишкам явної теплоти:

$$G_{\text{я}} = 7108 + \frac{3,6 \cdot 73715 - 7108 \cdot 1,005 \cdot (19 - 24)}{1,005 \cdot (30 - 24)} = 76871,9 \text{ кг/Г.}$$

4. Визначаємо кількість повітря, що подається в приміщення по надлишкам вологи. Попередньо виконаємо побудова променя процесу в I - d- діаграмі, що характеризує зміну параметрів повітряного середовища приміщення.

$$\varepsilon = \frac{Q}{W} = \frac{3,6 \cdot 73715}{37850} = 10170 \text{ кДж/кг,}$$

$$G_{\text{w}} = 7108 + \frac{37850 - 7108 \cdot (7 - 8)}{8,9 - 8} = 41266 \text{ кг/Г.}$$

5. Кількість повітря, що подається в приміщення по шкідливих газах, парах і пили:

$$G_{\text{г}} = 7108 + \frac{1,2 \cdot 1,188 - 7108 \cdot (20 - 6)}{14 - 6} = 12489 \text{ кг/Г.}$$

3.3 Аеродинамічний розрахунок систем вентиляції

Аеродинамічний розрахунок зведений до таблиць 2.1, 2.2, 2.3, 2.4 додатка 2.

3.4 Підбір обладнання

Припливна система П1:

1. Приймаємо радіальний вентилятор Ц4-76 №16 з наступними параметрами:

- Позначення Б-16-6;
- Частотою обертання 580 об/хв;
- Електродвигуном типу 4А225М6, потужністю 37кВт, частотою обертання 980 об/хв
- Маса вентилятора з електродвигуном 2560 кг;

Підбираємо калорифер:

Визначаємо витрата тепла на нагрівання повітря:

$$Q = 0,28 \cdot c \cdot L_{\text{пр}} \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}) = 0,28 \cdot 1,005 \cdot 86330 \cdot (30 + 24) = 1635891 \text{ Вт. (3.9)}$$

де $C_{\text{в}}$ - питома теплоємність повітря при постійному тиску, 1,005кДж/кг°С;

G_e - кількість повітря, що нагрівається, кг/г;

t_k і t_n - початкова (температура зовнішнього повітря по параметру А в холодний період) і кінцева температура повітря, що нагрівається.

Задаючись масовою швидкістю повітря $V_p=6-10$ м/с, визначаємо необхідну площу живого перетину калориферів по повітрю:

$$f' = \frac{L_{np}}{3600V_p} = \frac{86330}{3600 \cdot 10} = 2,172 \text{ м}^2. \quad (3.10)$$

За даними калориферів, виходячи зі значення необхідної площі живого перетину f' , вибираємо номер і число калориферів, яке повинне бути мінімальним. Одночасно знаходимо дійсну площу живого перетину по повітрю f і площу живого перетину трубок калориферів для проходу води (по теплоносієві) $f_{тр}$.

Приймаємо 2 калорифера КВС-12-П $F_{\phi}=108 \text{ м}^2$ $f=1,2985 \text{ м}^2$ $f_{тр}=0,00347 \text{ м}^2$.

Уточнюємо вагову швидкість повітря

$$V_p = \frac{Q}{3600 \cdot f_{тр} (t_c - t_o)} = \frac{817945,5}{3600 \cdot 1,2985 (130 - 70)} = 2,9 \text{ м/с}. \quad (3.11)$$

де: t_r і t_0 - температура теплоносія відповідно в, що подає й зворотному трубопроводах, °С.

Визначаємо тепловіддачу калорифера:

$$Q_k = F_k \cdot k \cdot (t_{\text{тепл}}^{\text{cp}} - t_{\text{пов}}^{\text{cp}}) = 108 \cdot 43,7 \cdot (100 - 27,5) = 342171 \text{ Вт}, \quad (3.12)$$

$$t_{\text{пов}}^{\text{cp}} = \frac{t_3 + t_{\text{np}}}{2} = \frac{24 + 30}{2} = 27,5 \text{ °С} \quad t_{\text{тепл}}^{\text{cp}} = \frac{t_r + t_0}{2} = \frac{130 + 70}{2} = 100 \text{ °С},$$

де: F_k – поверхня нагрівання калорифера;

$t_{\text{пов}}^{\text{cp}}$ - середня температура повітря, що проходить через калорифер;

Розраховуємо необхідну площу поверхні нагрівання калориферної установки:

$$F_n = \frac{Q}{k \cdot (t_{\text{тепл}}^{\text{cp}} - t_{\text{пов}}^{\text{cp}})} = \frac{817945,5}{43,7 \cdot 72,5} = 195 \text{ м}^2, \quad (3.13)$$

де k - коефіцієнт теплопередачі, Вт/м² °С.

Порівнюємо F_n с фактичною площею поверхні нагрівання обраних калориферів F_ϕ .

Визначаємо запас площі поверхні нагрівання:

$$\frac{F_\phi - F_n}{F_\phi} * 100\% = \frac{216 - 195}{216} * 100 = 9,7\% < 20\% \text{ умова виконується, обраний}$$

калорифер підходить.

До установки ухвалюємо 2 калорифера

$$\text{КВС-12-П} \quad F_\phi = 108 \text{ м}^2 \quad f = 1,2985 \text{ м}^2 \quad f_{\text{тр}} = 0,00347 \text{ м}^2.$$

Підбираємо фільтр:

Приймаємо фільтр Ф8РП2Б

- Пропускна здатність – 80 000 м³/г
- Площа робочого перетину – 8 м²
- Тип фільтруючого матеріалу – ФВН
- Ефективність очищення – 95 %
- Маса – 860 кг

Припливна система П2:

Ухвалюємо радіальний вентилятор Ц4-70 №8 з наступними параметрами:

- Позначення А8-1;
- Частотою обертання 670 об/хв;
- Електродвигуном типу 4А112МА6, потужністю 3кВт, частотою

обертання 950 об/хв

- Маса вентилятора з електродвигуном 554 кг;

Підбираємо калорифер:

1. Визначаємо витрату тепла на нагрівання повітря:

$$Q = 0,28 \cdot c \cdot L_{\text{пр}} \cdot (t_k - t_n) = 0,28 \cdot 1,005 \cdot 86330 \cdot (30 + 24) = 1635891 \text{ Вт}, (3.14)$$

де C_v - питома теплоємність повітря при постійному тиску, 1,005кДж/кг°С;

G_v - кількість повітря, що нагрівається, кг/г;

t_k і t_3 - початкова (температура зовнішнього повітря по параметру А в холодний період) і кінцева температура повітря, що нагрівається.

2. Задаючись масовою швидкістю повітря $V_p=6-10$ м/с, визначаємо необхідну площу живого перетину калориферів по повітрю:

$$f' = \frac{L_{пр}}{3600V_p} = \frac{86330}{3600 \cdot 10} = 2,172 \text{ м}^2.$$

За даними калориферів, виходячи зі значення необхідної площі живого перетину f' , вибираємо номер і число калориферів, яке повинне бути мінімальним. Одночасно знаходимо дійсну площу живого перетину по повітрю f і площа живого перетину трубок калориферів для проходу води (по теплоносієві) $f_{тр}$.

3. Приймаємо 2 калорифера КВС-12-П $F_{\phi}=108 \text{ м}^2$ $f=1,2985 \text{ м}^2$
 $f_{тр}=0,00347 \text{ м}^2$.

4. Уточнюємо вагову швидкість повітря

$$V_p = \frac{Q}{3600 \cdot f_{тр}(t_r - t_o)} = \frac{817945,5}{3600 \cdot 1,2985(130 - 70)} = 2,9 \text{ м/с}$$

де: t_r і t_o - температура теплоносія відповідно в, що подаючому і зворотному трубопроводах, °С.

5. Визначаємо тепловіддачу калорифера:

$$Q_k = F_k \cdot k \cdot (t_{тепл}^{cp} - t_{пов}^{cp}) = 108 \cdot 43,7 \cdot (100 - 27,5) = 342171 \text{ Вт},$$

$$t_{пов}^{cp} = \frac{t_n + t_{тр}}{2} = \frac{24 + 30}{2} = 27,5 \text{ °С} \quad t_{тепл}^{cp} = \frac{t_r + t_o}{2} = \frac{130 + 70}{2} = 100 \text{ °С},$$

де: F_k – поверхня нагрівання калорифера;

$t_{пов}^{cp}$ - середня температура повітря, що проходить через калорифер;

6. Розраховуємо необхідну площу поверхні нагрівання калориферної установки:

$$F_n = \frac{Q}{k \cdot (t_{тепл}^{cp} - t_{пов}^{cp})} = \frac{817945,5}{43,7 \cdot 72,5} = 195 \text{ м}^2,$$

де k - коефіцієнт теплопередачі, Вт/м² °С.

Порівнюємо F_n з фактичною площею поверхні нагрівання обраних калориферів F_ϕ .

7. Визначаємо запас площі поверхні нагрівання:

$$\frac{F_\phi - F_n}{F_\phi} * 100\% = \frac{216 - 195}{216} * 100 = 9,7\% < 20\% \text{ умова виконується, обраний}$$

калорифер підходить.

До установки ухвалюємо 2 калорифера

$$\text{КВС-12-П} \quad F_\phi = 108 \text{ м}^2 \quad f = 1,2985 \text{ м}^2 \quad f_{\text{тр}} = 0,00347 \text{ м}^2.$$

Підбираємо фільтр:

- Ухвалюємо фільтр ФЗЭ2
- Пропускна здатність – 19 000 м³/г
- Площа робочого перетину – 2,9 м²
- Тип промивного обладнання – УС-6
- Ефективність очищення – 95 %
- Число гнізд фільтра - 14 шириною 755 мм
- Маса – 406 кг

Місцева витяжна система В1:

Приймаємо радіальний вентилятор В ЦП-7-40 №6 з наступними параметрами:

- Позначення Р6-2;
- Частотою обертання 1600 об/хв;
- Електродвигуном типу 4А132М4, потужністю 11кВт, частотою обертання 1450 об/хв
- Маса вентилятора з електродвигуном 424 кг;

Загальнообмінна витяжна система В2:

Приймаємо даховий радіальний вентилятор КЦ4-84в №8 з наступними параметрами:

- Електродвигуном типу 4А80В4У2, потужністю 1,5 кВт, частотою обертання 1400 об/хв
- Маса вентилятора із клапаном 360 кг;

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА КОТЛОВОГО АГРЕГАТУ ДЛЯ КОТЕЛЬНОЇ ПІДПРИЄМСТВА

4.1. Опис котлоагрегату та прийнятого до установлення топкового пристрою

Газомазутні парові вертикальні водотрубні котли типу Е(ДЕ) призначені для виробництва насиченої або перегрітої до температури 225 °С пари, яка використовується для технологічних потреб, опалення, вентиляції і гарячого водопостачання (рис.4.1). Котли цього типу випускаються номінальної паропроодуктивністю 4; 6,5; 10; 16 і 25 т/год при робочому тиску 1,4 і 2,4 МПа [2, 8].

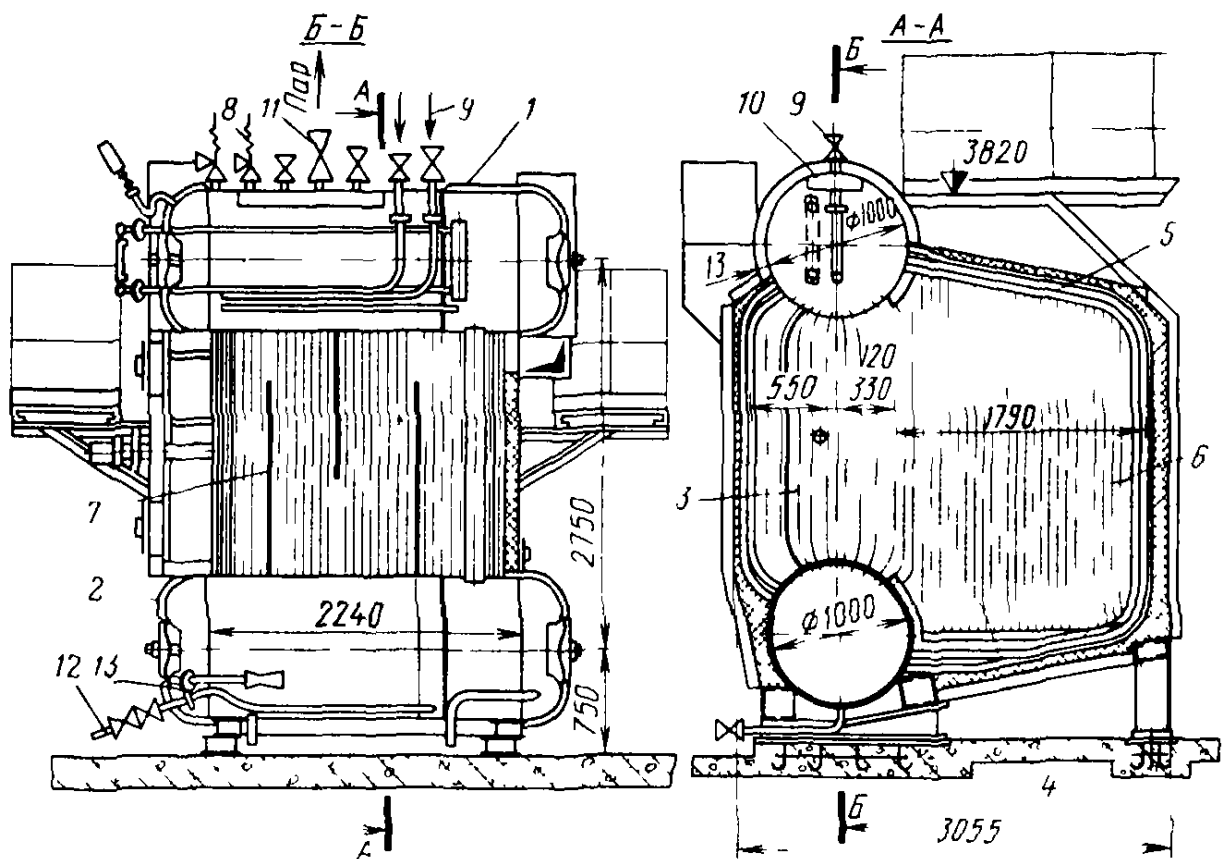


Рис.4.1. Конструкція котла типу ДЕ-4-14ГМ: 1 – верхній барабан; 2 – нижній барабан;

3 – конвективний пучок; 4 – топкова камера; 5 – екран стелі; 6 – задній екран; 7 – перегородки конвективного газоходу; 8 – запобіжний клапан; 9 – підведення живильної води; 10 – сепараційний пристрій; 11 – відведення пари; 12 – трубопровід продування; 13 – паровий обігрів при розпалюванні

Конструктивною особливістю котлів цього типу є бокове розташування топкової камери відносно конвективного пучка, утвореного вертикальними трубами, розвальцьованими у верхньому та нижньому барабанах. При їх проектуванні максимально врахована уніфікація вузлів та деталей, що застосовуються у котлах типів ДКВР та КЕ. Для всіх моделей діаметр верхнього і нижнього барабанів становить 1000 мм, а відстань між ними дорівнює 2750 мм. Як елементи екранів і конвективного пучка використані труби діаметром 51×2,5 мм.

Довжина циліндричної частини барабанів у котлах типу ДЕ (на відміну від котлів ДКВР і КЕ, де ці параметри різняться) є однаковою як для верхнього, так і для нижнього барабану: у моделях продуктивністю 4 т/год вона становить 2250 мм, а у котлах на 25 т/год – 7500 мм. У передніх та задніх днищах барабанів передбачені лазові отвори, які забезпечують можливість внутрішнього огляду та очищення поверхонь.

Для всіх розмірів котлів даної серії ширина топкової камери залишається сталою і дорівнює 1790 мм (по осях труб екранів). Зміни параметрів стосуються лише глибини топкової камери: для котлів із паропроductивністю 4 т/год вона дорівнює 1980 мм, а для агрегатів на 25 т/год – 6960 мм. Відповідно до цього змінюється і глибина конвективного пучка. Середня висота топкової камери становить близько 2400 мм. Топкова камера відділяється від конвективного пучка газошільною перегородкою, утвореною із труб Ø 51×2,5 мм, які установлені щільно з кроком 55 мм і зварені між собою. В задній частині перегородки є вікно для проходу газів до конвективного пучка. Ущільнення місць входження кінців труб до барабана забезпечується чавунними гребінками, які прилягають до труб і барабана. Склепіння, права бокова поверхня і під топкової камери екрановані трубами Ø 51×2,5 мм, утворюючи єдиний екран з кроком труб 55 мм. Кінці труб екрану закріплені вальцюванням до верхнього і нижнього барабанів. Труби заднього екрану приєднуються зварюванням до верхнього і нижнього колекторів Ø 159×3,5 мм. Колектори з'єднані з верхнім і нижнім барабанами і об'єднані рециркуляційною трубою розміром 76×3,5 мм, яка не обігрівається. В котлах паропроductивністю 4 ... 10

т/год фронтний екран виконується аналогічно задньому екрану. Відмінність полягає в тому, що для забезпечення розміщення пальника і лазу, сполученого з вибуховим клапаном, у фронтному екрані зменшена кількість труб. В котлах паропродуктивністю 16 і 25 т/год фронтний екран утворений чотирма трубами, приєднаними безпосередньо до верхнього і нижнього барабанів. У всіх котлах під топку закритий вогнетривкою цеглою.

Конвективний пучок газомазутних парових котлів типу Е (ДЕ) сформований із вертикально розташованих труб діаметром $\varnothing 51 \times 2,5$ мм, які закріплені у верхньому та нижньому барабанах методом вальцювання. Схема розташування труб – коридорна, з поздовжнім кроком 90 мм та поперечним – 110 мм. Для середнього ряду труб поперечний крок збільшено до 120 мм з метою забезпечення оптимальної аеродинаміки газового потоку.

Для досягнення необхідних швидкостей руху газів у конвективному пучку котлів паропродуктивністю 4; 6,5 і 10 т/год застосовуються поздовжні ступінчасті перегородки. У котлах вищої паропродуктивності – 16 та 25 т/год – необхідність у перегородках відсутня. Перекидання продуктів згорання з фронту після виходу з конвективного пучка до економайзера, який розташований позаду котла, здійснюється за допомогою газового короба, що монтується над топковою камерою.

Циркуляційна схема котлів даного типу є уніфікованою та передбачає чотири екрани (фронтний, задній та два бокових), а також конвективний пучок. Бокові екрани, конвективний пучок усіх типорозмірів і фронтний екран котлів із паропродуктивністю 16 та 25 т/год безпосередньо підключені до верхнього і нижнього барабанів. Натомість задні екрани всіх котлів і фронтні екрани котлів із паропродуктивністю 4; 6,5 і 10 т/год об'єднані системою колекторів – нижніми горизонтальними та верхніми похилими. Колектори підключаються до барабанів, а їхні протилежні кінці з'єднуються рециркуляційною трубою діаметром $\varnothing 76 \times 3,5$ мм.

Схеми випаровування в котлах залежать від їхньої продуктивності:

котли паропродуктивністю 4; 6,5 і 10 т/год – одноступінчаста схема;

котли паропродуктивністю 16 і 25 т/год – двоступінчаста схема.

Другий ступінь випаровування формується першими за ходом газів рядами труб конвективного пучка та опускними трубами $\varnothing 159 \times 4,5$ мм (у кількості двох для котлів 16 т/год і трьох – для котлів 25 т/год). Усі котли мають також спільні опускні труби системи випаровування: ними є останні за напрямком руху газів ряди труб конвективного пучка.

Таким чином, конструктивні рішення забезпечують надійну роботу циркуляційної системи котлів, стабільне пароутворення та ефективне використання теплоти продуктів згорання.

У верхньому барабані котла розташовані елементи, необхідні для підготовки та очищення робочого середовища: живильна труба, труба для введення фосфатів, а також сепараційні пристрої, що забезпечують якісне відділення пари від води. У нижніх барабанах котлів з продуктивністю 4, 6,5 і 10 т/год встановлюється перфорована труба безперервної продувки, яка конструктивно поєднана з лінією періодичної продувки. Для котлів більшої продуктивності (16 і 25 т/год) безперервна продувка здійснюється із соляного відсіку верхнього барабана (другий ступінь випаровування), а періодична – безпосередньо з нижнього барабана. Усі нижні барабани обладнані вузлами для парового прогрівання води під час пуску та штуцерами для зливу.

Первинна сепарація пароводяної суміші забезпечується напрямними щитами і козирками у верхньому барабані, які спрямовують потік на рівень води. Вторинні пристрої відділення виконані у вигляді жалюзійних сепараторів з отвірчастими листами (у котлах з паропроductивністю 4 т/год застосовані лише перфоровані листи). На другому ступені сепарації суміш проходить через поздовжні щити, що спрямовують її до торцевої частини барабана, а потім – уздовж нього до поперечної перегородки, яка поділяє чистий і соляний відсіки. Обмін між ними відбувається через спеціальне вікно у паровому просторі та підживлювальну трубу у водяному середовищі.

Пароперегрівники в котлах продуктивністю 4, 6,5 та 10 т/год мають змійовикову конструкцію з труб діаметром 32×3 мм, тоді як у котлах потужністю 16 і 25 т/год застосовуються вертикальні пароперегрівники з двох рядів труб $\varnothing 51 \times 2,5$ мм.

Зовнішні поверхні нагріву очищаються стаціонарними обдувними пристроями, встановленими з лівого боку агрегата. Обдувна система складається з труби з соплами, що обертається вручну при обробці конвективної частини, та вузла кріплення. Як робоче середовище використовується насичена або перегріта пара під тиском не нижче 0,7 МПа.

Конструктивно котли спираються на раму, яка передає статичні та динамічні навантаження на фундамент. Для компенсації температурних деформацій передня опора нижнього барабана закріплюється жорстко, а задня – рухомо, завдяки використанню овальних отворів для кріпильних болтів.

Бокові стінки, склепіння та під топкової камери виконані з газощільним екрануванням, що дало змогу відмовитися від традиційної масивної обмурівки. Замість неї застосована легка натрубна теплоізоляція завтовшки 100 мм, укладена на шар шамотобетону (25 мм) із металевим каркасом та зовнішньою листовою обшивкою для зменшення підсосу повітря. Використання такого типу ізоляції знижує теплові втрати в навколишнє середовище, підвищує динамічні характеристики котла і скорочує витрати теплоти на його пуск та зупинку.

Усі котли постачаються у зібраному вигляді (без натрубною ізоляції) та транспортуються залізничним транспортом, повністю відповідаючи габаритам рухомого складу широкої колії.

4.2. Тепловий розрахунок котельного агрегату

4.2.1. Розрахунок об'ємів повітря і продуктів згоряння

Розрахунок об'ємів повітря і продуктів згоряння, приведених до нормальних умов ($p = 0,1$ МПа, $t = 0$ °С), виконується у такій послідовності [2, 4].

Вибираємо із табл.2.3Д [4] склад палива газопроводу Дашава-Київ, %:

$\text{CH}_4 - 98,9$; $\text{C}_2\text{H}_6 - 0,6$; $\text{C}_3\text{H}_8 - 0,1$; $\text{C}_4\text{H}_{10} - 0,1$; $\text{N}_2 - 0,4$; $\text{CO}_2 - 0,2$.

Нижча теплота згоряння сухого газу $Q_i^d = 35900$ кДж/м³.

Визначається теоретичний об'єм сухого повітря (при $\alpha = 1$), необхідного для повного згоряння палива:

при спалюванні газу, м^3 повітря / м^3 газу,

$$V^0 = 0,0476[0,5\text{CO} + 0,5\text{H}_2 + 1,5\text{H}_2\text{S} + \sum (m + 0,25n)\text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2],$$

де m – кількість атомів вуглецю; n – кількість атомів водню.

$$V^0 = 0,0476[(1 + 0,25 \cdot 4) \cdot 98,9 + (2 + 0,25 \cdot 6) \cdot 0,6 + (3 + 0,25 \cdot 8) \cdot 0,1 + (4 + 0,25 \cdot 10) \cdot 0,1] = 9,52 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Визначається теоретичний об'єм азоту в продуктах згоряння при спалюванні газу

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79V^0 + \frac{\text{N}_2}{100} = 0,79 \cdot 9,52 + \frac{0,4}{100} = 7,525 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Визначається об'єм триатомних газів при спалюванні газу

$$\begin{aligned} V_{\text{RO}_2} &= 0,01(\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \sum m\text{C}_m\text{H}_n) = \\ &0,01(0,2 + 98,9 + 2 \cdot 0,3 + 3 \cdot 0,1 + 4 \cdot 0,1) = \\ &= 1,004 \text{ м}^3/\text{м}^3. \end{aligned}$$

Діоксид вуглецю і сірчистий газ прийнято об'єднувати і називати "сухі триатомні гази", позначаючи їх RO_2 , тобто $\text{RO}_2 = \text{CO}_2 + \text{SO}_2$.

Розраховується теоретичний об'єм водяної пари за формулою

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,01(\text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + \sum 0,5n\text{C}_m\text{H}_n + 0,124d_{\text{г.пал}}) + 0,0161V^0, \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

де $d_{\text{г.пал}}$ – вологовміст газоподібного палива, віднесений до 1 м^3 сухого газу, $\text{г}/\text{м}^3$ (можна прийняти $d_{\text{г.пал}} = 10 \text{ г}/\text{м}^3$);

$$\begin{aligned} V_{\text{H}_2\text{O}}^0 &= 0,01(0,5 \cdot 4 \cdot 98,9 + 6 \cdot 0,5 \cdot 0,3 + 0,5 \cdot 8 \cdot 0,1 + 0,5 \cdot 10 \cdot 0,1 + 0,124 \cdot 10) + 0,016 \cdot 9,52 = \\ &= 2,162 \text{ м}^3/\text{м}^3. \end{aligned}$$

Визначається середній коефіцієнт надлишку повітря в газоході для кожної поверхні нагріву:

$$\alpha_{\text{т}} = 1,05; \alpha_{\text{ср.т}} = 1,05; \alpha_{\text{к.п.п}} = 1,15; \alpha_{\text{ср.к.п.п}} = 0,5(1,05 + 1,15) = 1,1;$$

$$\alpha_{\text{ек}} = 1,25; \alpha_{\text{ср.ек}} = 0,5(1,15 + 1,25) = 1,2.$$

Обчислюється надлишкова кількість сухого повітря для кожного газоходу за формулою $V_{\text{с.пов}}^{\text{надл}} = V^0(\alpha_{\text{ср}} - 1)$:

$$\text{топка } V_{\text{с.пов}}^{\text{надл}} = 9,52(1,05 - 1) = 0,476 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

другий конвективний пучок $V_{\text{с.пов}}^{\text{надл}} = 9,52(1,1-1) = 0,952 \text{ м}^3/\text{м}^3$

економізатор $V_{\text{с.пов}}^{\text{надл}} = 9,52(1,2-1) = 1,904 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Визначається дійсний об'єм водяної пари $V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161(\alpha_{\text{ср}} - 1)V^0$:

топка $V_{\text{H}_2\text{O}} = 2,162 + 0,0161(1,05-1)9,52 = 2,169 \text{ м}^3/\text{м}^3$;

другий конвективний пучок $V_{\text{H}_2\text{O}} = 2,162 + 0,0161(1,1-1)9,52 = 2,177 \text{ м}^3/\text{м}^3$;

економізатор $V_{\text{H}_2\text{O}} = 2,162 + 0,0161(1,2-1)9,52 = 2,192 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Визначається дійсний сумарний об'єм продуктів згорання за формулою

$$V_{\text{r}} = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + (\alpha_{\text{ср}} - 1)V^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161(\alpha_{\text{ср}} - 1)V^0, \text{ м}^3/\text{м}^3:$$

топка $V_{\text{r}} = 1,004 + 7,525 + (1,05-1)9,52 + 2,162 + 0,0161(1,05-1)9,52 = 11,174$;

другий конвективний пучок

$$V_{\text{r}} = 1,004 + 7,525 + (1,1-1)9,52 + 2,162 + 0,0161(1,1-1)9,52 = 11,658;$$

економізатор

$$V_{\text{r}} = 1,004 + 7,525 + (1,2-1)9,52 + 2,162 + 0,0161(1,2-1)9,52 = 12,658.$$

Розраховуються об'ємні частки триатомних газів RO_2 , водяної пари, а також сумарна об'ємна частка за формулами $r_{\text{RO}_2} = V_{\text{RO}_2}/V_{\text{r}}$; $r_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}/V_{\text{r}}$;

$$r_{\text{п}} = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}:$$

топка

$$r_{\text{RO}_2} = 1,004/11,174 = 0,09; r_{\text{H}_2\text{O}} = 2,169/11,174 = 0,194;$$

$$r_{\text{п}} = 0,09 + 0,194 = 0,284;$$

конвективний пучок

$$r_{\text{RO}_2} = 1,004/11,658 = 0,086; r_{\text{H}_2\text{O}} = 2,177/11,658 = 0,187;$$

$$r_{\text{п}} = 0,086 + 0,187 = 0,273;$$

економізатор

$$r_{\text{RO}_2} = 1,004/12,625 = 0,08; r_{\text{H}_2\text{O}} = 2,192/12,625 = 0,174; r_{\text{п}} = 0,08 + 0,174 = 0,253.$$

4.2.2. Ентальпії повітря і продуктів згоряння

Розраховується ентальпія теоретичного об'єму повітря для всього вибраного діапазону температур, кДж/м³:

$$H_{\text{пов}}^0 = V^0 (c\vartheta)_{\text{пов}}, \quad (4.1)$$

де $(c\vartheta)_{\text{пов}}$ – ентальпія 1 м³ повітря, кДж/м³, приймається для кожної вибраної температури з табл. 2.3, [4]; V^0 – теоретичний об'єм повітря, необхідного для горіння м³/м³.

Визначається ентальпія теоретичного об'єму продуктів згоряння для всього вибраного діапазону температур, кДж/м³:

$$H_{\Gamma}^0 = V_{\text{RO}_2} (c\vartheta)_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 (c\vartheta)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 (c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (4.2)$$

де $(c\vartheta)_{\text{RO}_2}, (c\vartheta)_{\text{N}_2}, (c\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}$ – ентальпії 1 м³ триатомних газів, азоту і водяної пари, кДж/м³, приймаються для кожної вибраної температури з табл. 2.3, [4]; $V_{\text{RO}_2}, V_{\text{N}_2}^0, V_{\text{H}_2\text{O}}^0$ – об'єм триатомних газів, теоретичний об'єм азоту і водяної пари, м³/м³.

Визначається ентальпія надлишкової кількості повітря для всього вибраного діапазону температур кДж/м³:

$$H_{\text{пов}}^{\text{надл}} = (\alpha - 1) H_{\text{пов}}^0, \quad (4.3)$$

де α – коефіцієнт надлишку повітря після поверхні нагріву.

Визначається ентальпія продуктів згоряння при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha > 1$, кДж/м³:

$$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + H_{\text{пов}}^{\text{надл}}.$$

Результати розрахунку ентальпії повітря і продуктів згоряння зводять до таблиці 3.1 додатку 3, у якій послідовність і кількість розрахункових ділянок конвективних поверхонь нагріву мають відповідати компонованню поверхонь нагріву розраховуваного котельного агрегату.

4.2.3. Тепловий баланс котельного агрегату

Ентальпія теоретичного об'єму холодного повітря

$$H_{\text{х.пов}}^0 = 39,8 V^0 = 39,8 \cdot 9,52 = 378,9 \text{ кДж/м}^3,$$

де 39,8 – ентальпія 1 м³ повітря при 30 °С, кДж/м³; $\alpha_{\text{від}}$ – коефіцієнт надлишку повітря у відхідних газах.

Обчислюється втрата теплоти з відхідними газами і попередньо прийнятою температурою відхідних газів $\vartheta_{\text{від}} = 150^\circ\text{C}$

$$q_2 = \frac{(H_{\text{від}} - \alpha_{\text{від}} H_{\text{х.пов}}^0)(100 - q_4)}{Q_{\text{нв}}^r} = \frac{(2705,518 - 378,896 \cdot 1,25)(100 - 0)}{35900} = 6,22 \%, \quad (4.4)$$

де $H_{\text{від}}$ – ентальпія відхідних газів ($H_{\text{від}} = 2705,5$ кДж/м³); q_4 – втрата теплоти від механічної неповноти згоряння (для газу і мазуту $q_4 = 0$); $Q_{\text{нв}}^r$ – наявна теплота ($Q_{\text{нв}}^r = Q_i^d = 35900$ кДж/м³).

Вибирається у залежності від типу топки та виду палива втрата теплоти q_3 від хімічної неповноти згоряння [4]

$$q_3 = 0,5\%.$$

У залежності від паропроодуктивності котельного агрегату вибирається втрата теплоти q_5 від зовнішнього охолодження [4]

$$q_5 = 2,4 \%.$$

Розраховується корисна потужність котельного агрегату, кВт:

$$Q_{\text{к.а}} = D_{\text{п.п}}(h_{\text{п.п}} - h_{\text{ж.в}}) + D_{\text{н.п}}(h_{\text{н.п}} - h_{\text{ж.в}}) + 0,01p(D_{\text{п.п}} + D_{\text{н.п}})(h_{\text{кип}} - h_{\text{ж.в}}), \quad (4.5)$$

де $D_{\text{п.п}}$, $D_{\text{н.п}}$ – витрата відповідно перегрітої та насиченої пари, кг/с; $h_{\text{п.п}}$, $h_{\text{ж.в}}$, $h_{\text{н.п}}$, $h_{\text{кип}}$ – ентальпії відповідно перегрітої пари, живильної води на вході до водяного економайзера, насиченої пари і киплячої води у барабані котла, кДж/кг; p – безперервне продування парового котла, %, яке ураховується тільки при $p \geq 2 \%$:

$$Q_{\text{к.а}} = 0 + 1,25(2788,4 - 420,1) + 0,01 \cdot 4 \cdot 1,25(830,1 - 420,1) = 2980,9 \text{ кВт}.$$

Визначається ККД бруто котлоагрегату, %, з рівняння зворотного теплового балансу.

$$\eta_{\text{к.а}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) = 100 - (6,22 + 0,5 + 0 + 2,4 + 0) = 90,88 \%.$$

Визначається витрата палива, м³/с, що подається до топки котла, з рівняння прямого теплового балансу:

$$B = \frac{Q_{\text{к.а}}}{Q_{\text{нв}}^r \eta_{\text{к.а}}} \cdot 100 = \frac{2980,9}{35900 \cdot 90,88} \cdot 100 = 0,091 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (4.6)$$

Для наступних розрахунків визначається коефіцієнт збереження теплоти:

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{\text{к.а}} + q_5} = 1 - \frac{2,4}{90,88 + 2,4} = 0,974. \quad (4.7)$$

4.2.4. Розрахунок теплообміну у топці

Попередньо необхідно задатися температурою продуктів згоряння на виході з топкової камери $\vartheta''_{\text{т}} = 1030 \text{ }^\circ\text{C}$

Для температури $\vartheta''_{\text{т}}$ за допомогою табл. 4.1 визначається ентальпія продуктів згоряння на виході з топки $H''_{\text{т}} = 17737,6 \text{ кДж/м}^3$.

Підраховується корисне тепловиділення у топці

$$Q_{\text{кор}} = Q_{\text{нв}}^r \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_{\text{пов}} - Q_{\text{пов}}^{\text{зоб}} = 35900 \frac{100 - 0,5}{100} + 397,8 = 36118,3 \text{ кДж/м}^3, \quad (4.8)$$

де $Q_{\text{пов}}$ – теплота, яка вноситься до топки з повітрям ($Q_{\text{пов}} = \alpha_{\text{т}} H_{\text{х.пов}}^0 = 1,05 \cdot 378,9 = 397,8 \text{ кДж/м}^3$); $Q_{\text{пов}}^{\text{зоб}} = 0$.

Визначаємо коефіцієнт забруднення екранів $\zeta = 0,65$

Площа ефективної променесприймальної поверхні топки $F_{\text{пром}}^{\text{т}} = 21,8 \text{ м}^2$.

Площа поверхні стін топки $F_{\text{ст}} = 23,8 \text{ м}^2$.

Визначається середнє значення коефіцієнта теплової ефективності топки

$\psi_{\text{ср}}$:

$$\psi_{\text{ср}} = \zeta_i F_{\text{пром}i} / F_{\text{ст}i} = 0,65 \cdot 21,8 / 23,8 = 0,595. \quad (4.9)$$

Визначається ефективна товщина випромінюючого шару (об'єм топки $V_{\text{т}} = 8 \text{ м}^3$):

$$s = 3,6 V_{\text{т}} / F_{\text{ст}} = 3,6 \cdot 8 / 23,8 = 1,21 \text{ м}. \quad (4.10)$$

Визначається коефіцієнт ослаблення променів топковим середовищем k , $(\text{м} \cdot \text{МПа})^{-1}$. Для світлого полум'я при спалюванні рідкого і газоподібного палив

він залежить від коефіцієнтів ослаблення променів триатомними газами k_r і сажистими частинками k_c :

$$k = k_r r_{\Pi} + k_c, \quad (4.11)$$

де $r_{\Pi} = 0,28$ сумарна об'ємна частка триатомних газів.

Добуток $k_r r_{\Pi}$ є коефіцієнтом ослаблення променів несвітною частиною топкового середовища, яке складається з триатомних газів.

Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами k_r визначається за виразом

$$k_r = \left(\frac{7,8 + 16r_{\text{H}_2\text{O}}}{3,16\sqrt{p_{\Pi}s}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T_r''}{1000} \right) = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,194}{3,16\sqrt{0,1 \cdot 0,028 \cdot 1,21}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{1303}{1000} \right) = 9,124, \quad (4.12)$$

де $p_{\Pi} = r_{\Pi} p$ – парціальний тиск триатомних газів, МПа; p – тиск у топковій камері котлоагрегату (для агрегатів, що працюють без наддування, приймається $p = 0,1$ МПа); $r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,194$, об'ємна частка водяної пари, яка береться з табл. 1; T_r'' – абсолютна температура на виході з топки, яка дорівнює прийнятій за попередньою оцінкою, К; s – ефективна товщина випромінюючого шару у топці за формулою.

Коефіцієнт ослаблення променів сажистими частинками,

$$k_c = 0,3(2 - \alpha_r) \left(1,6 \frac{T_r''}{1000} - 0,5 \right) \frac{C^r}{H^r}, \quad (4.13)$$

де C^r, H^r – вміст вуглецю і водню у робочій масі рідкого палива.

При спалюванні природного газу

$$\frac{C^r}{H^r} = 0,12 \sum \frac{m}{n} C_m H_n, \quad (4.14)$$

де $C_m H_n$ – процентний вміст вуглеводневих сполук, що входять до складу природного газу.

Отже

$$\frac{C^r}{H^r} = 0,12(0,25 \cdot 98,9 + 0,333 \cdot 0,3 + 0,375 \cdot 0,1 + 0,4 \cdot 0,1) = 2,988,$$

$$k_c = 0,3(2 - 1,05) \left(1,6 \frac{1303}{1000} - 0,5 \right) 2,988 = 1,35,$$

$$k = 9,124 \cdot 0,28 + 1,35 = 3,941.$$

Підраховується ефективний ступінь чорноти факела a_ϕ : при спалюванні рідкого і газоподібного палива (без попереднього змішування) ступінь чорноти факела визначається за формулою

$$a_\phi = m a_{cb} + (1 - m) a_r, \quad (4.15)$$

де $m = 0,108$ коефіцієнт, що характеризує частку топкового об'єму, яка заповнена світною частиною факела; a_{cb} , a_r – ступінь чорноти, який мав би факел при заповненні усієї топки відповідно тільки світним полум'ям або тільки несвітними триатомними газами.

Значення a_{cb} і a_r визначаються за формулами

$$a_{cb} = 1 - e^{-(k_r r_n + k_c) ps} = 1 - e^{-(9,124 \cdot 0,28 + 3,941) 0,11,21} = 0,379;$$

$$a_r = 1 - e^{-(k_r r_n) ps} = 1 - e^{-9,124 \cdot 0,28 \cdot 0,11,21} = 0,269,$$

де k_r і k_c – коефіцієнти ослаблення променів триатомними газами і сажистими частинками.

Отже

$$a_\phi = 0,108 \cdot 0,379 + (1 - 0,108) 0,269 = 0,281.$$

Визначається ступінь чорноти топки:

для камерних топок при спалюванні рідкого палива і газу

$$a_t = \frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi) \psi_{cp}} = \frac{0,281}{0,281 + (1 - 0,281) 0,595} = 0,396. \quad (4.16)$$

Визначається параметр M у залежності від відносного положення максимуму температури полум'я по висоті топки x_t : при спалюванні газу і мазуту $M = 0,54 - 0,2 x_t$. Незалежно від величини x_t максимальне значення M для камерних топок приймається не більше 0,5.

Для камерних і шахових топок з горизонтальним рухом газового потоку $x_t = 0,3$

$$M = 0,54 - 0,2 \cdot 0,3 = 0,48.$$

Визначається середня сумарна теплоємність продуктів згоряння на 1 кг твердого та рідкого або на 1 м³ газоподібного палива, кДж/(м³·К):

$$V_{c_{cp}} = \frac{Q_{кор} - H''_T}{T_a - T''_T} = \frac{36118,3 - 17737,6}{2220 - 1303} = 20,044, \quad (4.17)$$

де T_a – теоретична (адіабатна) температура горіння ($T_a = 2220$ К); T''_T – попередньо прийнята температура продуктів згоряння на виході з топки, К; H''_T – ентальпія продуктів згоряння з табл. 4.1 при температурі T''_T і коефіцієнті надлишку повітря на виході з топки, кДж/м³.

Визначається температура газів на виході з топки, °С:

$$\begin{aligned} \vartheta''_T &= \frac{T_a}{M \left(\frac{5,67 \psi_{cp} F_{ct} a_T T_a^3}{10^{11} \phi B_p V_{c_{cp}}} \right)^{0,6} + 1} - 273 = \\ &= \frac{2220}{0,48 \left(\frac{5,67 \cdot 0,595 \cdot 23,8 \cdot 0,396 \cdot 2220^3}{10^{11} \cdot 0,974 \cdot 0,091 \cdot 20,044} \right)^{0,6} + 1} - 273 = 1019,8^\circ\text{C}. \end{aligned} \quad (4.18)$$

Підраховується теплосприймання топки на 1 м³ палива, кДж/м³:

$$Q_{\text{пром}}^T = \phi (Q_{\text{кор}} - H''_T) = 0,974(36118,3 - 17737,6) = 18098,6, \quad (4.19)$$

де H''_T – ентальпія продуктів згоряння на виході з топки ($H''_T = 13860,889$ кДж/м³); ϕ – коефіцієнт збереження теплоти.

4.2.5. Тепловий розрахунок конвективних паротвірних пучків

Температура на виході з конвективного пучка прийнято $\vartheta_{\text{зкп}} = 306^\circ\text{C}$.

З рівняння балансу визначається теплота Q_6 , яка віддається продуктами згоряння паротвірному пучку. У цьому рівнянні H' – ентальпія продуктів згоряння на виході з топки або за пароперегрівником.

$$\begin{aligned} Q_{6,\text{кп}} &= \phi (H''_T - H''_{\text{кп}} + \Delta\alpha_{\text{кп}} H_{\text{х.пов}}^0) = 0,974(17737,6 - 4850,8 + 0,1 \cdot 378,9) = \\ &= 12054,0 \text{ кДж/м}^3, \end{aligned} \quad (4.20)$$

де $H''_{\text{кп}}$ – ентальпія на виході з конвективного пучка, кДж/м³.

Середня температура газів

$$\vartheta_{\text{ср.кп}} = \frac{\vartheta''_{\text{т}} - \vartheta_{\text{з.кп}}}{2} = \frac{1019,8 - 306}{2} = 662,9^{\circ}\text{C}. \quad (4.21)$$

Визначаються фізичні параметри продуктів згоряння: коефіцієнт теплопровідності λ , коефіцієнт кінематичної в'язкості ν та критерій Прандтля Pr :

$$\nu_{\text{кп}} = 88,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \lambda_{\text{кп}} = 7,4 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); Pr_{\text{кп}} = 0,61.$$

Геометричні характеристики пучка [4]:

$$\text{поправка на кількість рядів труб} \quad C_{\text{з.кп}} = 1;$$

$$\text{поперечний крок труб} \quad s_{\text{1.кп}} = 110 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\text{поздовжній крок труб} \quad s_{\text{2.кп}} = 90 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\text{діаметр труби} \quad d_{\text{кп}} = 51 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\text{відносний поперечний крок труб} \quad \sigma_{\text{1.кп}} = 2,157;$$

$$\text{відносний пождовжній крок труб} \quad \sigma_{\text{2.кп}} = 1,765;$$

$$\text{поправка на компонування пучка} \quad C_{\text{с.кп}} = 0,996;$$

$$\text{площа живого перерізу для проходження продуктів згоряння} \quad f_{\text{г.кп}} = 0,34 \text{ м}^2.$$

Швидкість руху газу у пучку

$$w_{\text{г.кп}} = \frac{B_{\text{р}} V_{\text{г}} (\vartheta + 273)}{f_{\text{г.кп}} \cdot 273} = \frac{0,091 \cdot 11,658 (662,9 + 273)}{0,34 \cdot 273} = 10,74 \text{ м/с}. \quad (4.22)$$

Розраховується коефіцієнт тепловіддачі конвекцією $\alpha_{\text{к}}$ від продуктів згоряння до поверхні пучка.

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{к}} &= 0,2 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{wd}{\nu} \right)^{0,65} Pr^{0,33} C_{\text{з}} C_{\text{с}} = 0,2 \frac{0,074}{0,051} \left(\frac{10,74 \cdot 0,051}{88,4 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} 0,61^{0,33} \cdot 1 \cdot 0,996 = \\ &= 73,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned} \quad (4.23)$$

Ефективна товщина випромінюючого шару

$$s_{\text{кп}} = 0,9 d_{\text{кп}} \left(\frac{4 s_{\text{1.кп}} s_{\text{2.кп}}}{\pi d_{\text{кп}}^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,051 \left(\frac{4 \cdot 0,11 \cdot 0,09}{\pi \cdot 0,051^2} - 1 \right) = 0,177 \text{ м}. \quad (4.24)$$

Степінь чорноти забруднених стінок променесприймайних поверхонь нагріву $a_3 = 0,8$.

Абсолютна середня температура газів у пучку

$$T_{\text{ср.кп}} = \vartheta_{\text{ср.кп}} + 273 = 662,9 = 935,9 \text{ К.}$$

Коефіцієнт ослаблення променів триатомної газми

$$k_{\text{кп}} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{кп}, \text{H}_2\text{O}}}{3,16 \sqrt{0,1 r_{\text{кп}} s_{\text{кп}}}} - 1 \right) \left(1 - \frac{0,37 \cdot T_{\text{ср.кп}}}{1000} \right) = 31,501 (\text{м} \cdot \text{МПа})^{-1}. \quad (4.24)$$

Степінь чорноти газового потоку

$$a_{\text{кп}} = 1 - e^{-k_{\text{кп}} \cdot r_{\text{кп}} \cdot p \cdot S_{\text{кп}}} = 1 - e^{-31,501 \cdot 0,273 \cdot 0,1 \cdot 0,177} = 0,141. \quad (4.25)$$

Середня температура середовища, що протікає у трубах $t_{\text{н}} = 194^\circ\text{C}$.

Температура забрудненої зовнішньої поверхні стінки $t_{\text{з.кп}} = t_{\text{н}} + 25 = 219^\circ\text{C}$.

Розраховується коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням $\alpha_{\text{вип}}$ від продуктів згоряння до поверхні пучка.

$$\alpha_{\text{вип}} = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{a_{\text{з}} + 1}{2} a T^3 \frac{1 - \left(\frac{T_{\text{з}}}{T} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_{\text{з}}}{T}} = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{0,8 + 1}{2} 0,141 \cdot 935,9^3 \frac{1 - \left(\frac{492}{935,891} \right)^{3,6}}{1 - \frac{492}{935,891}} = 11,19 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{К}). \quad (4.26)$$

Коефіцієнт теплової ефективності $\psi_{\text{кп}} = 0,85$.

Коефіцієнт використання пучка $\xi = 0,95$.

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі від продуктів згоряння до поверхні нагріву пучка

$$\alpha_{\text{кп}} = \xi(\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{вип}}) = 0,95(73,5 + 11,19) = 80,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (4.27)$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$k_{\text{кп}} = \psi_{\text{кп}} \alpha_{\text{кп}} = 0,85 \cdot 80,5 = 68,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (4.28)$$

Визначається кількість теплоти $Q_{\text{т}}$, яка сприймається поверхнею нагріву пучка конвекцією та випромінюванням.

Температурний напір

$$\Delta t = \frac{(\vartheta_{\text{т}}'' - \vartheta_{\text{з.кп}})}{\ln \frac{(\vartheta_{\text{т}}'' - t_{\text{н}})}{(\vartheta_{\text{з.кп}} - t_{\text{н}})}} = \frac{(1019,8 - 306)}{\ln \frac{(1019,8 - 194)}{(306 - 194)}} = 357,3^\circ\text{C}. \quad (4.29)$$

Площа поверхні нагріву конвективного пучка $F_{кп} = 45 м^2$

Теплосприймання пучка з рівняння теплопередачі

$$Q_{т.кп} = \frac{kF\Delta t}{B_p \cdot 10^3} = \frac{68,4 \cdot 45 \cdot 357,3}{0,091 \cdot 10^3} = 12034,0 \text{ кДж/м}^3. \quad (4.30)$$

Розбіжність між $Q_{т.кп}$ та $Q_{б.кп}$ менше 2 %, тому розрахунок конвективного пучка вважаємо закінченим.

4.2.6. Компонування і методика теплового розрахунку економайзера

З рівняння теплового балансу визначається кількість теплоти, яку мають віддати продукти згоряння в економайзері при прийнятій температурі відхідних газів $\vartheta_{від}$

$$Q_{б.ек} = \varphi(H' - H'' + \Delta\alpha H_{прис}^0) = 2474,5 \text{ кДж/м}^3. \quad (4.31)$$

Прирівнюючи теплоту $Q_{б.ек}$, що віддають продукти згоряння, теплоті $Q_{ек}$, яку сприймає вода, визначаємо ентальпію води після водяного економайзера:

$$h''_{ек} = h'_{ек} + \frac{B_p Q_{ек}}{D + D_{пр.в}} = 420,1 + \frac{0,091 \cdot 2474,5}{1,25 + 0,1 \cdot 1,25} = 594,0 \text{ кДж/кг}, \quad (4.32)$$

де $h'_{ек}$ – ентальпія води на вході до економайзера, кДж/кг; D – паропроодуктивність котла, кг/с; $D_{пр.в}$ – витрата продувальної води, кг/с.

Величину $h''_{ек}$ порівнюємо з ентальпією води на лінії насичення, яка знаходиться з таблиці за тиском у барабані котла $h_{кип} = 830,1 \text{ кДж/кг}$.

Вибираються конструктивні характеристики труб прийнятого до установавання чавунного економайзера [4]:

довжина труби, мм	2000
розміри, мм	
ребер	146×146
фланців	150×150
поверхня нагріву з газової сторони, м ²	2,95
живий переріз для проходження газів, м ²	0,12

Визначається площа живого перерізу $f_{г.ек}$, $м^2$, для проходження продуктів згоряння

$$f_{г.ек} = z_1 f_{тр} = 3 \cdot 0,12 = 0,36 \text{ м}^2, \quad (4.33)$$

де $f_{тр}$ – площа живого перерізу однієї труби ($f_{тр} = 0,12 \text{ м}^2$); z_1 – кількість труб у ряді.

Визначається розрахункова швидкість продуктів згоряння в економайзері

$$w_{г} = \frac{B V_{г} (\vartheta_{ср.ек} + 273)}{f_{г.ек} \cdot 273} = \frac{0,091 \cdot 12,625 (228 + 273)}{0,36 \cdot 273} = 5,88 \text{ м/с}, \quad (4.34)$$

де $\vartheta_{ср.ек}$ – середня температура газів в економайзер ($\vartheta_{ср.ек} = 0,5(\vartheta_{з.кп} + \vartheta_{від}) = 0,5(306 + 150) = 228 \text{ }^{\circ}\text{C}$).

Обчислюється коефіцієнт теплопередачі [4]

$$k = k_{н} c_{\vartheta} = 17 \cdot 1,04 = 17,68 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (4.35)$$

де c_{ϑ} – поправка, яка вибирається за середньою температурою продуктів згоряння в економайзері.

Визначається температурний

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{м}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{м}}} = \frac{164,1 - 50}{\ln \frac{164,1}{50}} = 96,02 \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (4.36)$$

Розраховується площа поверхні нагріву водяного економайзера $F_{ек}$ з рівняння теплопередачі

$$F_{ек} = \frac{Q_{\delta} \cdot B}{k_{ек} \cdot \Delta t} = \frac{2474,5 \cdot 0,091 \cdot 10^3}{17,68 \cdot 96,02} = 133,2 \text{ м}^2. \quad (4.37)$$

За отриманою поверхнею нагріву економайзера остаточно встановлюються його конструктивні характеристики.

Для чавунного економайзера визначається загальна кількість його труб z і кількість рядів z_2 за формулами

$$z = F_{ек} / F_{тр}; \quad z = 133,2 / 2,95 = 45,1 \text{ приймаємо } z = 45, \quad z_2 = 45 / 3 = 15, \quad (4.38)$$

де $F_{тр}$ – площа поверхні нагріву однієї труби, $м^2$; z_1 – прийнята кількість труб у ряді.

Визначається нев'язка теплового балансу

$$\begin{aligned}\Delta Q &= Q_{\text{нв}}^r \eta_{\text{к.а}} - \left(Q_{\text{пром}}^{\text{т}} + Q_{\text{к.п}} + Q_{\text{ек}} \right) \left(1 - \frac{q_4}{100} \right) = \\ &= 35900 \cdot 0,9088 - (18098,6 + 12054,0 + 2474,5) = 0 \text{ кДж/м}^3. \quad (4.39)\end{aligned}$$

РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВОДОПІДГОТОВКИ

5.1. Опис системи водопідготовки

Первинна вода, що надходить на хімводопідготовку – це вода з природного джерела (р. Сибок) з показниками, наведеними в таблиці 5.1. Хімічно оброблена вода є однієї зі складових частин живильної води – додатковою водою, що поповнює втрати пари, його конденсату у виробництві, повинна забезпечувати дотримання норм якості живильної води.

Таблиця 5.1

Показники природного джерела р. Сибок

Найменування показників	Одиниця виміру	Величина
Жорсткість		7,4
$\text{Ca}^{+2} \text{ Ж}_{\text{Ca}}$	мг-екв/кг	4,2
$\text{Mg}^{+2} \text{ Ж}_{\text{Mg}}$		3,2
Лужність	мг-екв/кг	0,2
Лужність загальна	мг-екв/кг	3,2
Окислюваність	мг/л	7,6-9,6
Вміст сульфатів $(\text{SO}_4)^{-2}$	мг/кг	233,9
Залізо	мкг/кг	800
Алюміній	мкг/кг	82,5
Кремнієва кислота $(\text{Si}_2)^{-2}$	мг/кг	4,3-8,5
Сухий залишок	мкг/кг	1000
pH	—	8,5
Завислі речовини	мг/кг	150

При наявності у первинній воді бактерій, що викликають утворення нітритів, повинна виконуватися періодична обробка трубопроводів первинної води і фільтруючих матеріалів просвітлювальних фільтрів розчином хлорного вапна.

Нормовані показники якості хімічно очищеної води

Найменування показників	Одиниці виміру	Величина
Жорсткість загальна	мкг-екв/кг	10
Лужність загальна	мкг-екв/кг	0,2-0,8
Вміст сполук заліза	мкг/кг	100
Вміст сполук Cu	мкг/кг	Відсутність
Окислюваність	мкг/кг	10
pH при 25°C		10,2...10,3

Вапняно-коагульована вода – це вода, що пройшла обробку у просвітлювачі. В результаті такої обробки видаляються дрібнодисперсні суспензії органічного та неорганічного походження, знижується вміст сполук заліза та солей жорсткості. При цьому карбонатна жорсткість (лужність) руйнується та знижується до рівня 0,7...0,8 мг-екв/кг, видаляється частина іонів магнію (при гідратному режимі), усувається розчинена вуглекислота, а також зменшується величина сухого залишку.

Живильна вода, яка подається живильними насосами до котлів, повинна відповідати вимогам ДСТ 20995-75. Вона формується з таких джерел:

- конденсат, що повертається з виробництва від споживачів пари;
- конденсат турбін;
- конденсат підігрівників високого тиску (ПВД);
- конденсат дренажного баку (БНТ);
- хімічно очищена вода.

Усі зазначені складові надходять до деаераторів, де відбувається їх змішування та підготовка. Якість живильної води повинна відповідати нормам, наведеним у табл. 5.3. При цьому показники якості конденсату БНТ, конденсату мережних підігрівників, турбін та інших джерел мають забезпечувати досягнення встановлених нормативів для живильної води.

Особлива вимога висувається до конденсату, що повертається з виробництва: він не повинен містити потенційно кислих сполук, які при розкладанні за високих

температур знижують значення рН, а також лужних сполук, що можуть викликати відхилення рН котлової води від нормативного значення більш ніж на $\pm 0,5$ при незмінному режимі фосфатної корекції.

Таблиця 5.3

Норми якості живильної води

Найменування показників	Одиниця виміру	Норма при роботі котлів на газі
Загальна жорсткість	мкг-екв/кг	10
Вміст сполук заліза	мкг/кг	100
Вміст сполук міді	мкг/кг	Не нормується
Вміст кисню O_2	мкг/кг	20
Вміст аміаку NH_4	мкг/кг	Не більше 1000
Вміст алюмінію	мкг/кг	До 200
Вміст нафтопродуктів	мг/кг	0,5
Вміст вільного сульфату.	мг/кг	2
рН при 25°C	—	8,5...9,5

5.2. Розрахунок натрій-катіонітових фільтрів

Розрахунок натрій-катіонітових фільтрів виконаний у таблицях 5.4 та 5.5 на підставі нормативних даних, приведених у "Вказівках по проектуванню котлових установок" СН 350-86.

Таблиця 5.4

Натрій-катіонітові фільтри другого ступеня

Найменування величин	Позначення	Одиниця фізичної величини	Формула або обґрунтування	Чисельне значення
1	2	3	4	5
1. Продуктивність фільтрів	Q_{NaII}	м ³ /год	приймаємо	272
2. Діаметр фільтра	$\varnothing$	мм	приймаємо	2600
3. Висота шару катіоніту (сульфовугілля)	$H_{шр}$	м	приймаємо	2,5

1	2	3	4	5
4. Площа фільтрування	f_{NaII}	м ²	Табл. 5-3 [14]	5,2
5. Об'єм катіоніту	V_k	м ³	$f_{NaII} \cdot H_{шр}$	13
6. Кількість працюючих фільтрів	a	шт	приймаємо	4
7. Кількість резервних фільтрів		шт	приймаємо	1
8. Загальна жорсткість фільтрату (після першої ступеня натрій-катіонування), що надходить на фільтри другого ступеня	$J_0^{осм-I}$	мг-екв/л	з попередніх розрахунків	0,1
9. Жорсткість фільтрату після другої ступеня	$J_0^{осм-II}$	мг-екв/л	з попередніх розрахунків	0,02
10. Швидкість фільтрування	w_{NaII}	м/год	$w_{NaII} = Q_{NaII} / f_{NaII}$	13,1
11. Робоча обмінна здатність сульфовугля другого ступеня катіонування при питомій витраті солі $q_c = 350$ г/г-екв і жорсткості води, що надходить на зм'якшення, 0,1 мг-екв/л	E_{pNaII}	г-екв/м ³	приймаємо	300
12. Витрата міцного (26 %-ного) розчину солі на одну регенерацію	Q_c	м ³	$Q_c = \frac{Q_c \cdot 100}{1000 \cdot 1,2 \cdot 26}$	4,375
13. Густина 26%-ного розчину солі при 20 °С	ρ_{26}	т/м ³		1,2
14. Витрата технічної солі на регенерацію фільтра другого ступеня	$Q_{m.c.}$	кг/доб	$Q_{m.c.} = \frac{Q_c \cdot n_{NaII} \cdot a \cdot 100}{93}$	235
15. Витрата води на регенерацію натрій-катіонітного фільтра другого ступеня складається з:				
витрати води на розпушення	$Q_{сп}$	м ³	$Q_{cn} = \frac{4 \cdot f_{NaII} \cdot 60 t_{\text{вз}}}{1000}$	37,44
витрати води на готування регенераційного розчину	$Q_{p.p.}$	м ³	$Q_{p.p.} = \frac{Q_c \cdot 100}{1000 \cdot b \cdot \rho}$	12,8
концентрація регенераційного розчину (приймаємо для фільтрів другого ступеня)	b	%	(див. табл. 5-4)	10
густина 10 % -го розчину NaCl при 20 °С	ρ	г/см ³	(див. табл 15-6)	1,071

1	2	3	4	5
16. Витрати води на відмивання катіоніту від продуктів регенерації	Q_{om}	m^3	$Q_{om} = q_{om} f_{NaII} H_{ui}$	17
17. Витрата води на одну регенерацію натрій-катіонітного фільтра другого ступеня з урахуванням використання від-мивних вод на розпушення	$Q_{o.n.}$	m^3	$Q_{o.n.} = Q_{p.p.} + Q_{ок}$	29,8
18. Те ж у середнім за добу	$Q_{o.n.}$	$m^3/доб$	$Q \cdot n_{NaII}$	1,2

Таблиця 5.5

Натрій-катіонітові фільтри першого ступеня

Найменування величин	Позначення	Одиниця фізичної величини	Формула або обґрунтування	Чисельне значення
1	2	3	4	5
1. Продуктивність фільтрів (без урахування незначної годинної витрати води на відмивання фільтра другого ступеня)	Q_{Na}	$m^3/год$	приймаємо за попередніми розрахунками	404
2. Діаметр фільтра	$\varnothing$	мм	приймаємо	2600
3. Кількість працюючих фільтрів	a	шт	приймаємо	4
4. Кількість резервних фільтрів, загальних із другим ступенем		шт	приймаємо	1
5. Характеристика фільтра			(див. пп. 2-5 табл. 5.4)	
6. Жорсткість фільтрату після першого ступеня катіонування	$\mathcal{J}_0^{NaI}$	мг-екв/л	$\mathcal{J}_0^{NaI} = \mathcal{J}_0 - \mathcal{J}_K + \mathcal{J}_{OCT}$	3,3
7. Нормальна швидкість фільтрування при роботі всіх робочих фільтрів	w_{NaII}	м/год	$w_{NaII} = Q_{NaII}/fNa$	19,4
8. Максимальна швидкість фільтрування, при регенерації одного з фільтрів	w	м/год	$w = \frac{Q_{NaI}}{f_{NaI} (a - 1)}$	25,9

1	2	3	4	5
9. Число регенерацій кожного фільтра	n_{NaI}	раз/доб	$n_{NaI} = \frac{Q_{NaI} \cdot J_0^{ocm-l} \cdot 24}{V_k \cdot E_{pNaI}}$	2,44
10.Робоча обмінна здатність, при питомій витраті солі на регенерацію ($q_c = 150$ г/г-екв)	E_{pNaI}	г/екв/м ³	$E_{pNaI} = \alpha_E \cdot \beta_{NaI} \cdot 500 - 0,5 \cdot Q \cdot J_0^{NaI}$	249
11.Витрата солі на одну регенерацію	Q_c	кг	$Q_c = \frac{E_{pNaI} V_k q_c}{1000}$	486
12.Витрата міцного (25%-ного) розчину солі на одну регенерацію		м ³	$Q_c = \frac{Q_c \cdot 100}{1000 \cdot 1,2 \cdot 26}$	1,6
13.Витрата технічної солі на регенерацію фільтрів першого ступеня		кг/доб	$Q_{m.c.} = \frac{Q_c \cdot n_{NaI} \cdot a \cdot 100}{93}$	5017
14.Витрата води на одну регенерацію натрій-катионітного фільтра першого ступеня складається з:				
витрати води на розпушення		м ³	(див. п. 15 табл. 5.4)	37,44
витрати води на готування регенераційного розчину		м ³	$Q_{p.p.} = \frac{Q_c \cdot 100}{1000 \cdot b \cdot \rho}$	6,6
концентрація регенераційного розчину для фільтра першого ступеня	b	%	приймаємо	7
густина 7 % -ного розчину при 20 °С	ρ	г/см ³	(див. табл. 15-6)	1,049
витрати води на відмивання катіоніту		м ³	(див. п. 16 табл. 5.4)	17
15.Витрата води на одну регенерацію натрій-катионітного фільтра першого ступеня з урахуванням використання відмивних вод при розпушенні			$Q_{o.n.} = Q_{p.p.} + Q_{ок}$	23,6

1	2	3	4	5
16.Витрата води на регенерацію фільтрів першого ступеня		м ³ /доб	$Q_{О.П.}^{ДОБ} = 33,9 \cdot a \cdot n_{NaI}$	325
17.Те ж у середньому за годину		м ³ /год		13,56

Приймаємо Na-катіонітові фільтри першого ступеня 4 штуки, другого ступеня 4 штуки (з одним загальним) діаметром 2600 мм. Насос промивання катіонітових фільтрів 4К $Q = 25$ м³/година, $H = 300$ кПа, електродвигун АТ2-41-2, $n = 2800$ об/хв, $N = 25$ кВт.

Склад реагентів.

Збереження реагентів плануємо в приміщенні водопідготовки на 30-денний запас при доставці по залізниці. При доставці реагентів залізничним транспортом передбачається можливість одноразового прийому великовантажного вагона при наявності запасу на 5-10 днів.

Збереження реагентів здійснюємо такими способами:

Збереження повареної солі.

Передбачаємо сухе збереження основної маси солі з запасом на 30 днів і мокре збереження приготовленого розчину повареної солі в двох резервуарах об'ємом 20 м³ кожний. Резервуари виготовлені з залізобетону і мають антикорозійне покриття. Насос розчину солі встановлюємо корозійностійким марки 1,5ДО-6Д1-41, електродвигун АТ2-31-2, $Q = 6$ м³/година, $H = 180$ кПа, електродвигун АТ2-41-2, $n = 2800$ об/хв, $N = 3$ кВт.

Збереження міцного (26 % - ного) розчину солі здійснюємо в мірниках, ємності яких приймаємо з компоновально-конструкторських міркуванням $V = 6,3$ м³.

Об'єм розчину визначається по формулі:

$$V_{26} = \frac{Q_c^{Na} \cdot a \cdot n \cdot 100}{1000 \cdot 26 \cdot \rho_{26}} = \frac{5252 \cdot 7 \cdot 1 \cdot 100}{1000 \cdot 26 \cdot 1,197} = 118 \text{ м}^3/\text{доб},$$

де V_{26} – об'єм міцного розчину солі, що витрачається за добу, м³/сут; Q_c^{Na} – витрата солі на одну регенерацію фільтра, кг; ρ_{26} – густина 26 % розчину NaCl, n – число регенерацій кожного фільтра.

Збереження коагулянту практично нічим не відрізняється від збереження солі, тому призначаємо два баки розчину коагулянту $V = 6,3 \text{ м}^3$.

РОЗДІЛ 6. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ. ЗАКОН УКРАЇНИ “ ПРО ОХОРОНУ ПРАЦІ”

6.1. Вступ

Одна з найважливіших державних задач – охорона життя та здоров'я громадян в процесі їх трудової діяльності, створення безпечних та нешкідливих умов праці. За даними Всесвітньої організації охорони праці смертність від нещасних випадків на сьогодні займає третє місце після серцево – судинних і онкологічних захворювань, причому переважно гинуть працездатні люди віком до 40 років. Аналіз причин смертності в Україні (1998 - 2005 рр.) показує, що основною причиною смертності чоловіків у працездатному віці є нещасні випадки, отруєння, травми (30 - 35% усіх смертей у цьому віці).

Охорона праці – це система правових, соціально - економічних, організаційно - технічних, санітарно - гігієнічних та лікувально - профілактичних заходів і засобів, спрямованих на збереження здоров'я та працездатності людини в процесі праці. Охорона праці відіграє важливу роль, як суспільний чинник, оскільки, якими б вагомими не були трудові здобутки, вони не можуть компенсувати людині втраченого здоров'я, а тим більше життя. Окрім соціального, охорона праці має, безперечно, важливе економічне значення – це і висока продуктивність праці, зниження витрат на оплату лікарняних, компенсацій за важкі та шкідливі умови праці тощо. Фахівці Міжнародної організації праці (МОП) підраховали, що економічні витрати, пов'язані з нещасними випадками, складають 1% світового валового національного продукту. За статистичними даними МОП кількість нещасних випадків на виробництві останнім часом зросла і становить 125 млн. чол. щорічно, з них близько 220 тис. гине. Рівень травматизму і профзахворюваності значно вищий у країнах, що розвиваються, ніж у промислово розвинених державах.

На думку іноземних фахівців, які за програмою МОП працювали в Україні, велика кількість нещасних випадків зі смертельними наслідками пояснюється п'ятьма основними причинами: незадовільною підготовкою робітників і роботодавців з питань охорони праці; відсутністю належного контролю за станом безпеки

на робочих місцях та виконанням встановлених норм; недостатнім забезпеченням працюючих засобами індивідуального захисту; повільним Впровадженням асобів та приладів колективної безпеки на підприємствах; спрацьованістю засобів виробництва.

Правовою основою законодавства щодо охорони праці є Конституція України, Закони України: "Про охорону праці", "Про охорону здоров'я", "Про пожежну безпеку", "Про використання ядерної енергії та радіаційний захист", "Про забезпечення санітарного та епідеміологічного благополуччя населення", а також Кодекс законів про працю України (КЗпП).

Основним законодавчим документом в галузі охорони праці є Закон України "Про охорону праці" , дія якого поширюється на всі підприємства, установи і організації незалежно від форм власності та видів їх діяльності, на усіх громадян, які працюють, а також залучені до праці на цих підприємствах. Проект реконструкції котельні має відповідати встановленим законодавчими актами нашої країни нормам про безпеку праці та життєдіяльності людини.

6.2. Закон України "Про охорону праці"

Цей закон визначає основні положення щодо реалізації конституційного права громадян на охорону їх життя і здоров'я в процесі трудової діяльності, регулює за участю відповідних державних органів відносини між власником підприємства, установи і організації або уповноваженим ним органом (далі - власник) і працівником з питань безпеки, гігієни праці та виробничого середовища і встановлює єдиний порядок організації охорони праці в Україні.

Дія закону поширюється на всі підприємства, установи і організації незалежно від форм власності та видів їх діяльності (далі - підприємство), на усіх громадян, які працюють, а також залучені до праці на цих підприємствах (далі - працівники).

Законодавство про охорону праці складається з цього Закону, Кодексу законів про працю України та інших нормативних актів. У разі, коли міжнародними договорами або угодами, в яких бере участь Україна, встановлено більш високі ви-

моги до охорони праці, ніж ті, що передбачено законодавством України, то застосовуються правила міжнародного договору або угоди. Державна політика в галузі охорони праці базується на принципах:

- пріоритету життя і здоров'я працівників по відношенню до результатів виробничої діяльності підприємства, повної відповідальності власника за створення безпечних і нешкідливих умов праці;
- комплексного розв'язання завдань охорони праці на основі національних програм з питань та урахуванням інших напрямів економічної і соціальної політики, досягнень в галузі науки і техніки та охорони навколишнього середовища;
- соціального захисту працівників, повного відшкодування шкоди особам, які потерпіли від нещасних випадків на виробництві і професійних захворювань;
- встановлення єдиних нормативів з охорони праці для всіх підприємств, незалежно від форм власності і видів їх діяльності;
- використання економічних методів управління охороною праці, проведення політики пільгового оподаткування, що сприяє створенню безпечних і нешкідливих умов праці, участі держави у фінансуванні заходів щодо охорони праці;
- здійснення навчання населення, професійної підготовки і підвищення кваліфікації працівників з питань охорони праці;
- забезпечення координації діяльності державних органів, установ, організацій та об'єднань громадян що вирішують різні проблеми охорони здоров'я, гігієни та безпеки праці, а також співробітництва і проведення консультацій між власниками та працівниками (їх представниками), між усіма соціальними групами при прийнятті рішень з охорони праці на місцевому та державному рівнях;
- міжнародного співробітництва в галузі охорони праці, використання світового досвіду організації роботи щодо поліпшення умов і підвищення безпеки праці.

6.3 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих чинників

обладнання котельних установок (ГОСТ 12.0.003 – 74)

Небезпечні і шкідливі виробничі чинники підрозділяються за природою дії на наступні групи: фізичні, хімічні, біологічні, психофізичні.

Фізичні небезпечні і шкідливі виробничі чинники підрозділяються на наступні:

підвищена або знижена температура у робочій зоні:

підвищена або знижена відносна вологість повітря в робочій зоні.

Хімічні небезпечні і шкідливі виробничі чинники підрозділяються:

по характеру дії на організм людини на:

а) токсичні;

б) канцерогенні;

по шляху проникнення в організм людини через:

а) органи дихання;

б) шкірні покриви і слизисті оболонки.

Біологічні небезпечні і шкідливі виробничі чинники включають наступні біологічні об'єкти:

патогенні мікроорганізми (бактерії, віруси, гриби, прості) і продукти їх життєдіяльності.

6.4. Виробниче освітлення та його розрахунок

Для розрахунку освітлення приміщення котельної установки використовуємо метод коефіцієнта використання світлового потоку. Метод призначений для розрахунку загального рівномірного освітлення горизонтальної поверхні за відсутністю великих предметів, що затіняють поверхню, з урахуванням світла, відбитого стінами і стелею.

Виконуємо розрахунок загального освітлення приміщення котельні, довжина якого $A = 20$ м, ширина $B = 20$ м, висота $H = 10,5$ м. Приміщення з пофарбованою білою фарбою стелею та стінами при незавішених вікнах; темна розрахункова поверхня $\rho_p = 10\%$; напруга в мережі $V = 220$ В.

Розрахунок виконується для люмінесцентних ламп. Приймаємо відстань від стелі до світильника 3м.

Необхідна кількість світильників:

$$N = S/L^2,$$

де, S – площа приміщення; L – відстань між центрами світильників; приймаємо 3 м.

$$N = 20 \cdot 20 / 3^2 = 44,4$$

Приймаємо 49 світильників (7 рядів по 7 шт.).

Знаходимо індекс приміщення:

$$i = A \cdot B / (H \cdot (A + B)),$$

$$i = 20 \cdot 20 / (10,5 \cdot (20 + 20)) = 0,9.$$

З табл. [1, 22] знаходимо коефіцієнт відбивання стелі $\rho_{\text{п}} = 70\%$ і коефіцієнт відбивання для стін $\rho_{\text{с}} = 50\%$ і для розрахункової поверхні $\rho_{\text{р}} = 10\%$.

Для люмінесцентних ламп з табл. [1,22] при $i = 0,9$ $\rho_{\text{п}} = 70\%$, $\rho_{\text{с}} = 50\%$, $\rho_{\text{р}} = 10\%$ для світильника типу ЛД знаходимо коефіцієнт використання світлового потоку $\eta = 0,42$.

Знаходимо світловий потік однієї лампи:

$$\Phi_{\text{р}} = (E_{\text{min}} \cdot S \cdot K_{\text{з}} \cdot Z) / (N \cdot \eta \cdot n),$$

де, $E_{\text{min}} = 100$ лк – нормована освітленість (номінальна або мінімальна) з табл. [1, 22]; S – площа, м^2 ; $K_{\text{з}} = 1,8$ – коефіцієнт запасу, який враховує експлуатаційне зниження освітленості в порівнянні з запроектованою унаслідок забруднення огорожень, світильників, ламп, а також зменшення світлового потоку в процесі їх експлуатації; $Z = 1,1$ – коефіцієнт мінімальної освітленості; враховує нерівномірність освітленості і залежить від відстані між світильниками та їх типу; n – кількість ламп в одному світильнику.

Отже

$$\Phi_{\text{р}} = (100 \cdot 20 \cdot 20 \cdot 1,8 \cdot 1,1) / (49 \cdot 0,42 \cdot 2) = 2121 \text{ лм.}$$

За знайденим світловим потоком з табл. [1, 22] вибираємо лампу типу ЛБ потужністю 30 Вт, що має світловий потік 2180 лм, найближчий до розрахункового. Знаходимо фактичну освітленість:

$$E_{\Phi} = E_{\min} \cdot \Phi_{\text{л}} / \Phi_{\text{р}};$$

$$E_{\Phi} = 100 \cdot 2180 / 2121 = 103 \text{ лк};$$

$$((E_{\Phi} - E_{\min}) / E_{\min}) \cdot 100\% = 3\%.$$

E_{Φ} відрізняється від $E_{\min}$ на 3% (допустима відмінність – 10 % ... 20 %).

Визначаємо загальну потужність освітлювальної установки:

$$P_{\text{заг}} = P_{\text{л}} \cdot N \cdot n,$$

де, $P_{\text{л}}$ – потужність однієї лампи; N – кількість світильників; n – кількість ламп в одному світильнику.

Таким чином загальна потужність освітлювальної установки

$$P_{\text{заг}} = 30 \cdot 49 \cdot 2 = 2952 \text{ Вт}.$$

ВИСНОВКИ

У даній кваліфікаційній роботі виконано комплексне проектування систем теплопостачання та вентиляції для виробничого приміщення. Розроблена система опалення передбачає використання горизонтальної двотрубною схеми з розведенням трубопроводів уздовж стін під опалювальними приладами. Як прилади обрані реєстри з гладких труб, що забезпечують необхідну тепловіддачу та надійність експлуатації.

Під час опрацювання системи вентиляції здійснено детальний аналіз теплового балансу приміщення, що включав оцінку надлишків і дефіциту теплоти з урахуванням процесів теплообміну, пов'язаних з роботою системи опалення та вентиляції. Було виконано розрахунок повітрообміну для загальнообмінної вентиляції, проведено аеродинамічні розрахунки мережі повітропроводів, а також підібрано необхідне вентиляційне обладнання з урахуванням технологічних та санітарно-гігієнічних вимог.

Додатково виконано теплотехнічний розрахунок котельного агрегату, що забезпечує теплову енергію для опалювальної системи, та обґрунтовано вибір системи хімічного очищення води, яка гарантує необхідну якість теплоносія та продовжує термін служби обладнання.

Окрему увагу приділено питанням охорони праці: розроблено комплекс заходів, спрямованих на створення безпечних умов під час монтажу й експлуатації інженерних систем, попередження аварійних ситуацій та мінімізацію впливу шкідливих факторів на персонал.

Таким чином, робота охоплює всі ключові етапи проектування – від теплотехнічних розрахунків і вибору обладнання до забезпечення безпеки праці, що дозволяє комплексно вирішити завдання організації ефективної системи теплопостачання та вентиляції для виробничого об'єкта.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Методичні вказівки з виконання дипломних проектів за спеціальністю 8.090810 „Теплоенергетика”/ В.М. Горбов, Ю.О. Шаповалов, Т.Г. Слаутіна, С.А. Кузнєцова, М.М. Семенов – Миколаїв, НУК, 2008. – 40 с
2. Слаутіна Т.Г., Кузнєцова С.А. Проектування водяних систем опалення: Навчальний посібник. – Миколаїв: НУК, 2009. – 67 с.
3. Chorna, M., Buhrimenko, R., Smirnova, P., Shynkar, S., & Zhuvakina, I. (2019). USE OF CONSOLIDATION STRATEGIES IN ORDER TO IMPROVE THE CORPORATE SECURITY: METHODOLOGICAL ASPECT. *Journal of Security & Sustainability Issues*, 8(4), 783.
4. Жувагіна, І. О., & Химорода, І. І. (2022, October). Стратегічні імперативи забезпечення стійкого функціонування промислових підприємств як основи розвитку національної економіки. In *The 10 th International scientific and practical conference “Eurasian scientific discussions” (October 23-25, 2022) Barca Academy Publishing, Barcelona, Spain. 2022. 474 p. (p. 405).*
5. Довідник проектувальника. Внутрішні санітарно-технічні пристрої. Частина І . «Опалення» В. М. Богословський, Б. А. Крупнов, А. М. Сканаві, під редакцією І. Г. Староверова та Ю. І. Шиллера. Київ, 2000 р.
6. Каталог фірми RENAУ «Трубопровідна система RAUT I T AN для водопровідної і радіаторного розведення».
7. Газові підлогові котли з чавунним теплообмінником, вбудованим бойлером і електронною модуляцією полум'я. Керівництво з установки і експлуатації (паспорт виробу), 2024. 28 с.
8. Каталог фірми RENAУ «Трубопровідна система RAUTITAN для водопровідної і радіаторного розведення».
9. Каталог балансувальних клапанів Danfoss.
10. Каталог фірми Danfoss «Радіаторні терморегулятори RTD».