

Кафедра «Енергетичного інжинірингу та робототехнічних систем»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

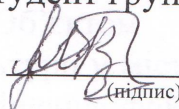
« 8 » 06 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка системи теплопостачання Міського Будинку Культури по вул. Соборна 3д, м. Рівне загальною площею 1600 м² з розробкою котла ПТВМ-30.

Виконав: студент групи 47-ТЕ-22з

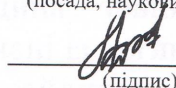

(підпис)

Марченко В.В.

Керівник роботи:

к.т.н., професор кафедри ЕІ та РС ПННІ НУК

(посада, науковий ступінь, вчене звання)


(підпис)

Димо Б.В.

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

«23» 02 2026 р.

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

Студенту Марченку Валерію Валерійовичу

(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розробка системи теплопостачання Міського Будинку Культури по вул. Соборна 3д, м. Рівне загальною площею 1600 м² з розробкою котла ПТВМ-30.

Керівник роботи к.т.н. професор кафедри ЕІ та РС Димо Б.В.

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: Об'єктом для розробки системи теплопостачання є Міський Будинок Культури у місті Рівно загальною площею 1600 м². До складу об'єкту входять приміщення фойє, зал для глядачів, буфет, фойє буфета, каса, касовий вестибюль, вестибюль, репетиційний зал, хорова студія, студія хореографії, костюмерна а також кабінети адміністрації і методичних працівників, і т.д. Товщина зовнішніх стін прибудованих приміщень, як і стіни вже існуючих, виконані із цегли марки М75. Товщина стін 0,6 м. Зовні облицювання металевим сайдингом, утеплювач Roscwool $\lambda = 0.0420,7 \text{ Вт/м}^{20}\text{С}$ Всередині стіни вкриті 0,02 м шаром штукатурки $\lambda_{шт.} = 0,814 \text{ Вт/(м К)}$. Розрахункова температура у приміщеннях +18°C. В кімнатах приймаємо значення +18°C. Рельєф ділянки забудови - спокійний.

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

1. Характеристика об'єкта, для якого розробляється проект системи теплопостачання. 2. Розробка системи водяного опалення Міського Будинку Культури. 3. Розробка системи вентиляції Міського Будинку Культури. 4. Розробка конструктивного вузла котла ПТВМ-30. 5. Автоматизація системи припливної вентиляції ПІ. 6. Розробка заходів з охорони праці

5. Перелік презентаційних матеріалів

1. План адміністративної будівлі. 2. Аксонометрична схема опалення 3. Аксонометрична схема вентиляції. 4. Функціональна схема та структурна схема керування ПІ 5. Креслення котла.

6. Консультанти розділів роботи

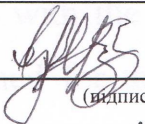
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «20» лютого 2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

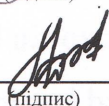
Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Характеристика об'єкта, для якого розробляється проект системи теплопостачання. Мета кваліфікаційн ї роботи	9.03.26	
2	Розробка системи водяного опалення Міського будинку Культури	22.03.26	
3	Розробка системи вентиляції Міського будинку Культури	29.03.26	
4	Розробка конструктивного вузла котла ПТВМ-30	12.04.26	
5	Автоматизація системи припливної вентиляції ПІ	09.05.26	
6	Розробка заходів з охорони праці	16.05.26	
7	Графічна частина	22.05.26	

Студент


(підпис)

Марченко В.В.

Керівник роботи


(підпис)

Димо Б.В.

Анотація

У даній випускній кваліфікаційній роботі виконано проектування системи теплопостачання Міського Будинку культури у м. Рівне. Проведено розрахунки необхідного опору теплопередачі огорожувальних конструкцій будівлі, за результатами яких прийнято рішення щодо додаткового утеплення зовнішніх стін.

Відповідно до нормативних вимог щодо повітрообміну спроектовано системи вентиляції для клубної та адміністративної частин будівлі. Розрахунок необхідного повітрообміну для глядацької зали виконано з урахуванням обсягів виділюваних шкідливих речовин.

Як джерело теплопостачання обрано котельний агрегат ПТВМ-30 теплопродуктивністю 30 МВт, що входить до складу котельні, розташованої поблизу об'єкта.

У роботі також розроблено заходи з охорони праці та безпеки під час експлуатації спроектованих інженерних систем.

Ключові слова: опалення, вентиляція, повітрообмін, опалювальні прилади, тепловтрати, трубопроводи, котел, витяжна установка, припливна установка, калорифер.

Abstract

In this final qualification work, the design of the heat supply system of the City House of Culture in Rivne was carried out. Calculations of the required heat transfer resistance of the building's enclosing structures were carried out, based on the results of which a decision was made on additional insulation of the external walls.

In accordance with the regulatory requirements for air exchange, ventilation systems were designed for the club and administrative parts of the building. The calculation of the required air exchange for the auditorium was carried out taking into account the volumes of emitted harmful substances.

The PTVM-30 boiler unit with a heat output of 30 MW, which is part of the boiler room located near the facility, was selected as the heat supply source.

The work also developed measures for occupational health and safety during the operation of the designed engineering systems.

Keywords: heating, ventilation, air exchange, heating appliances, heat loss, pipelines, boiler, exhaust system, supply system, heater.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1. ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА, ДЛЯ ЯКОГО РОЗРОБЛЯЄТЬСЯ ПРОЕКТ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ.....	9
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ МІСЬКОГО БУДИНКУ КУЛЬТУРИ.....	12
2.1. Визначення коефіцієнта теплопередачі і опору теплопередачі огорожень приміщень.....	12
2.2. Теплотехнологічний розрахунок огорожень приміщень.....	14
2.2.1. Теплотехнічний розрахунок зовнішніх стін.....	14
2.2.2. Теплотехнічний розрахунок горищного перекриття.....	14
2.2.3. Теплотехнічний розрахунок підвального перекриття.....	15
2.2.4. Теплотехнічний розрахунок вікон і дверей.....	16
2.3. Визначення втрат тепла через огороження приміщень будинку..	16
2.4. Конструювання і розрахунок систем опалення.....	19
2.4.1. Загальні положення конструювання системи опалення будинку культури.....	19
2.4.2. Розрахунок опалювальних приладів системи опалення будинку культури.....	20
2.4.3. Гідравлічний розрахунок системи опалення.....	23
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ МІСЬКОГО БУДИНКУ КУЛЬТУРИ.....	30
3.1. Загальні положення конструювання системи вентиляції будинку культури.....	30
3.2. Розрахунок необхідного повітрообміну залу для глядачів.....	30
3.3. Розрахунок повітрообміну з нормативної кратності.....	38
3.4. Розрахунок повітророзподілу.....	39
3.5. Аеродинамічний розрахунок системи вентиляції будинку культури.....	40
РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА КОНСТРУКТИВНОГО ВУЗЛА КОТЛА ПТВМ – 30.....	48
4.1. Призначення, принцип дії визначення початкових параметрів.....	48
4.2. Визначення конструктивних характеристик котла ПТВМ-30.....	51
4.3. Розрахунок об'ємів і ентальпій повітря та продуктів згоряння.....	51
4.3.1. Розрахунок об'ємів повітря та продуктів згоряння.....	51
4.3.2. Розрахунок ентальпії продуктів згоряння та побудова I-q діаграми.....	53
4.4. Складання теплового балансу котла.....	60

4.5. Розрахунок топки.....	61
4.6. Розрахунок конвективних поверхонь нагріву.....	63
4.6.1. Повірочний розрахунок фестона.....	63
4.6.2. Повірочний розрахунок конвективного пучка.....	65
4.6.3. Результати теплового розрахунку котла.....	68
РОЗДІЛ 5. АВТОМАТИЗАЦІЯ СИСТЕМИ ПРИПЛИВНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ П1.....	69
5.1. Опис системи припливної вентиляції.....	69
5.2. Цілі та завдання системи управління системою припливної вентиляції.....	71
5.3. Розробка структури системи автоматизації припливної вентиляції..	72
5.4. Розробка функціональної схеми автоматизації припливної вентиляції.....	74
РОЗДІЛ 6. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	76
ВИСНОВКИ.....	83
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	84
ДОДАТКИ.....	86
Додаток 1.....	87
Додаток 2.....	96
Додаток 3.....	100

ВСТУП

Кожна будівля або окреме приміщення характеризується певною величиною максимально допустимих тепловтрат, яка визначається теплотехнічними властивостями зовнішніх огорожувальних конструкцій. Під час проведення теплотехнічних розрахунків тепловтрати визначаються з урахуванням мінімальних температур зовнішнього повітря, характерних для конкретного кліматичного району. Незалежно від типу джерела теплопостачання, розрахунки спрямовані на встановлення оптимальної потужності системи опалення, яка забезпечує компенсацію максимально можливих тепловтрат з урахуванням внутрішніх тепловиділень у приміщеннях.

Функціонування будь-якої системи опалення ґрунтується на передачі теплоти від джерела енергії до теплоносія, який, у свою чергу, передає теплову енергію через опалювальні прилади навколишньому повітрю, будівельним конструкціям, предметам інтер'єру та людям у приміщенні.

Джерелами енергії можуть виступати: природний газ, рідке або тверде паливо, електрична енергія, геотермальне тепло, сонячна енергія, а також теплова енергія, що утворюється при фазових переходах газів. Як теплоносії найчастіше використовуються вода, інші рідини або повітря.

Системи опалення можуть мати один або кілька теплоносіїв. У випадку безпосереднього нагріву повітря (газові чи електричні повітряно-опалювальні агрегати) теплоносії є єдиним. В інших системах використовується проміжний теплоносії, наприклад, вода у водяних повітряно-опалювальних установках. Залежно від типу основного теплоносія, системи класифікують на водяні та повітряні.

Повітряні системи опалення, своєю чергою, поділяються на каналні (з транспортуванням повітря через повітропроводи) та безканалні (з подачею теплого повітря безпосередньо з опалювальних агрегатів у приміщення). Водяні системи опалення складаються з теплогенератора (котла), трубопроводів і опалювальних приладів, через які тепло передається у приміщення.

Передача теплової енергії від теплоносія до середовища відбувається переважно двома способами — конвекцією та тепловим випромінюванням (радіацією). Конвекція полягає у перенесенні теплоти за рахунок руху рідини чи газу, а теплове випромінювання — у передаванні енергії електромагнітними хвилями з перетворенням теплової енергії на променеву і навпаки.

Опалювальні прилади за принципом теплопередачі поділяють на конвективні та випромінюючі. На практиці обидва механізми теплопередачі часто діють одночасно, утворюючи комбінований теплообмін. Наприклад, передача теплоти між твердою поверхнею та повітрям відбувається через теплопровідність у поєднанні з конвекцією (конвективний теплообмін).

Переважання того чи іншого механізму визначає тип приладу: у підлогових системах домінує конвекція, тоді як в інфрачервоних випромінювачах — теплове випромінювання. Особливості цих процесів зумовлюють сфери застосування різних типів систем опалення та вибір оптимальної технології для конкретних умов експлуатації.

Мета роботи — розроблення ефективної та енергоощадної системи теплопостачання і вентиляції Міського Будинку культури у м. Рівне з урахуванням вимог нормативних документів щодо мікроклімату, енергоефективності та безпеки.

Завдання роботи:

Виконати аналіз даного стану огорожувальних конструкцій будівлі та визначити необхідний опір теплопередачі.

Прийняти технічне рішення щодо додаткового утеплення зовнішніх стін.

Розрахувати параметри систем вентиляції для клубної та адміністративної частин будівлі.

Виконати розрахунок повітрообміну глядацької зали з урахуванням обсягів виділюваних шкідливих речовин.

Обрати та обґрунтувати джерело теплопостачання будівлі.

Розробити заходи з охорони праці під час монтажу та експлуатації інженерних систем.

Об'єкт дослідження – Міський Будинок культури у м. Рівне.

Предмет дослідження – система теплопостачання та вентиляції будівлі, а також заходи з енергозбереження та безпеки.

Методи дослідження – інженерні теплотехнічні розрахунки, методи аеродинамічного розрахунку вентиляційних систем, аналіз нормативної та технічної документації, методи техніко-економічного обґрунтування.

Очікувані результати – підвищення енергоефективності будівлі, забезпечення нормативних параметрів мікроклімату в приміщеннях, зменшення експлуатаційних витрат на опалення та вентиляцію, покращення умов праці та перебування відвідувачів, дотримання вимог охорони праці.

РОЗДІЛ 1. ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА, ДЛЯ ЯКОГО РОЗРОБЛЯЄТЬСЯ ПРОЕКТ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ.

Об'єктом для розробки системи теплопостачання є Міський Будинок Культури у м. Рівне загальною площею 1600 м². До складу об'єкту входять приміщення фойє, зал для глядачів, буфет, фойє буфета, каса, касовий вестибюль, репетиційний зал, хорова студія, хореографія, костюмерна а також кабінети адміністрації і методичних працівників і т.д.

Міський Будинок культури (МБК) м. Рівне було засновано у 1955 році. Первісно заклад функціонував у будівлі на вул. Міцкевича, 32, яка до Другої світової війни належала українській православній церкві Св. Юрія. Це була одноповерхова споруда з великими віконними прорізами та капітальною конструкцією.

У 1963 році введено в експлуатацію новий Будинок культури, який почав роботу як кіноконцертна зала. Урочисте відкриття супроводжувалося концертом за участю всіх аматорських колективів та виконавців закладу. Того ж року розпочато будівництво чотириповерхової службової частини, призначеної для адміністративних та допоміжних потреб.

У 1960–1970-х роках діяльність МБК була зосереджена у двох основних напрямках: організація масових заходів у парку культури в літній період та проведення концертів у кіноконцертній залі взимку. Значну роль у розвитку творчої діяльності відіграли директор Василь Волков та художній керівник Григорій Лайтман, за керівництва яких у 1967 році драматичний колектив отримав почесне звання «Самодіяльний народний театр».

Найвищий рівень культурно-масової роботи відзначається у 1970-х роках, коли в місті діяло понад 30 культурно-освітніх осередків. З 1972 року заклад очолив Леонід Кашперський, під керівництвом якого ансамбль танцю «Полісянка» здійснив гастрольні поїздки до міста Шяуляй (Литва).

У наступні десятиліття керівництво МБК змінювалося: заклад очолювали Мирослав Кончак, Микола Скотаренко, Валерій Черепуха, Анатолій Бодін, Борис Шафета, Петро Давидюк, Валерій Марченко та Павло Деркач. У цей період було організовано значущі культурні події, серед яких святкування 700-річчя м. Рівного, гастролі колективів «Полісянка», «Верес», «Наспів», участь у благодійних заходах і створення нових мистецьких проєктів.

У 1995 році директором став Петро Невірковець. Того ж року відбулося освячення концертної зали та створення вокально-інструментального тріо «Срібна терція». Під його керівництвом МБК започаткував проведення міжнародних дитячих хореографічних фестивалів «Стежками Мавки» та долучився до організації фестивалів «Коляда» і «Древлянські джерела».

Наприкінці 2004 року розпочато капітальну реконструкцію будівлі, яка проводилася у три етапи протягом 2005–2014 років. У результаті створено сучасний культурно-мистецький комплекс, головним елементом якого стала глядацька зала на 739 місць — найбільший концертний майданчик міста. Також було відкрито Виставкову залу для експозицій та художніх заходів.

З 2015 року заклад очолює Ольга Стельмах. За цей період МБК модернізував підходи до організації культурних заходів, започаткував низку нових творчих проєктів та колективів, серед яких гурт «TW-Band», естрадний хор «Кольорові ноти», фольклорне тріо «Ярина» та народна «Відеостудія MediaLab».

Нині Міський Будинок культури є провідним культурним центром м. Рівне, який успішно поєднує збереження мистецьких традицій із впровадженням сучасних культурних ініціатив.

Рівненська область розташована на північному заході України. Її площа — 20051 км², що становить 3,1 % від загальної території України. На території області розміщується 4 адміністративні райони: Рівненський, Дубенський, Вараський, Сарненський. Усього в області нараховується 1026 населених пунктів, з них 11 міст, 16 селищ міського типу, 999 сільських населених пунктів. Станом на 01.01.2022 року в області мешкало 1141,8 тис. осіб.

Клімат помірно континентальний: м'яка зима з частими відлигами, тепле літо, середньорічна кількість опадів – 600–700 мм. Зима настає наприкінці листопада, а стійкий сніговий покрив утворюється в останні дні грудня - першій декаді січня. Літо, що приходить наприкінці травня, триває до вересня. Це період найвищих температур повітря і ґрунту, опадів, дозрівання врожаю. Ясна, прохолодна ранньоосіння погода встановлюється на початку вересня.

Нормальні температурні режими для людського організму забезпечуються підтриманням в приміщенні температури повітря $+18^{\circ}\text{C}$. За підтримку температурного режиму відповідає місцева система водяного опалення. Джерелом теплоти є котельня.

Водопостачання будинку передбачається від зовнішніх мереж водопостачання. Підігрівання води на гаряче водопостачання відбувається в електричних бойлерах.

Товщина зовнішніх стін прибудованих приміщень, як і стін вже існуючих, виконані із цегли марки М75. Товщина стін 0,6 м. Зовні облицювання металевим сайдінгом, утеплювач Rocerwool $\lambda = 0.0420,7 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ Всередині стіни вкриті 0,02 м шаром штукатурки $\lambda_{\text{шт.}} = 0,814 \text{ Вт/(м К)}$

Розрахункова температура у приміщеннях $+18^{\circ}\text{C}$. Вибір температур у приміщеннях приймаємо через те, що людям, які працюють та замовляють послуги будинку культури необхідно скласти комфортні умови. В кімнатах приймаємо значення $+18^{\circ}\text{C}$.

Розрахункова зовнішня температура повітря -19°C .

Теплоносій – гаряча вода з розрахунковими параметрами $T_1 = 95^{\circ}\text{C}$, $T_2 = 70^{\circ}\text{C}$. Система опалення двотрубна з нижнім розведенням з попутним рухом теплоносія. Опалювальними приладами встановлено радіатори алюмінієві секційні Термал РАП 500

План-схема будинку культури представлена на кресленні.

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ МІСЬКОГО БУДИНКУ КУЛЬТУРИ

2.1. Визначення коефіцієнта теплопередачі і опору теплопередачі огорожень приміщень

У процесі реконструкції будівлі кінотеатру загальна площа об'єкта була збільшена у два рази. Виконано прибудову приміщень першого поверху та надбудову другого поверху над частиною наявної будівлі. Зовнішні стіни прибудованих об'єктів, аналогічно до стін наявної споруди, зведені з повнотілої цегли марки М75. Конструктивна товщина стін становить 0,6 м.

Необхідно провести розрахунок для визначення відповідності фактичного опору теплопередачі зовнішніх стін нормативним вимогам. Необхідний опір теплопередачі $R_{0\text{тр}} R_{0\text{тр}}$ встановлюється як мінімально допустиме значення, що забезпечує дотримання санітарно-гігієнічних умов, зокрема підтримання нормативної температури внутрішньої поверхні огорожувальних конструкцій за розрахункових умов зимового періоду, виходячи з температури зовнішнього повітря, визначеної для відповідного кліматичного району:

$$R_{0\text{тр}} = \frac{n \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{з}})}{\Delta t_{\text{н}} \cdot \alpha_{\text{в}}}, \quad (2.1)$$

де $R_{0\text{тр}}$ - необхідний опір теплопередачі, $\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{Вт}$;

n - поправочний коефіцієнт на розрахункову різницю температур залежить від положення зовнішньої поверхні огороження приміщення;

$t_{\text{в}}$ – розрахункова температура внутрішнього повітря, $^\circ\text{C}$;

$t_{\text{з}}$ - розрахункова температура зовнішнього повітря дорівнює температурі холодної п'ятиденки, $^\circ\text{C}$;

$\Delta t_{\text{н}}$ - нормований температурний перепад між температурою внутрішнього повітря і температурою внутрішньої поверхні стіни;

$\alpha_{\text{в}}$ – коефіцієнт теплосприйняття внутрішньої поверхні огороження для гладких внутрішніх поверхонь рівним $8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$.

У даному проекті вологий режим для будинку культури - нормальний, а кліматична зона м. Рівне - помірно континентальна, волога.

По формулі (2.1) визначаємо:

$$R_{0\text{тр}} = 1 \cdot (18 - (-19)) / 8,7 \cdot 4 = 1,06 \text{ м}^2 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{Вт}.$$

Опір теплопередачі для цегельної стіни товщиною 0,6 м становить $0,85 \text{ м}^2 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{Вт}$. Так як опір теплопередачі стіни менше необхідного - виникає необхідність утеплення зовнішніх огорожень. Як утеплювач вибираємо утеплювач Rocwwool з $\lambda = 0.0427 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

Далі визначаємо товщину шарового утеплювача.

З рівняння (2.1) перебуває термічний опір шарового утеплювача $R_{i \text{ ут}}$, по величині якого можна визначити товщину шару, що утеплює конструкції:

$$R_0^p = \frac{1}{\alpha_B} + R_1 + \dots + R_{i \text{ ут}} + \dots + R_n + \frac{1}{\alpha_H}, \quad (2.2)$$

де $R_1 \dots R_{i \text{ ут}} \dots R_{ni}$ - термічний опір теплопередачі окремих шарів огорожень приміщень, обумовлені як:

$$R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}, \quad \text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{Вт}, \quad (2.3)$$

де δ_i - товщина i -го слою, м;

λ_i - коефіцієнт теплопровідності матеріалу i -го слою, $\text{Вт} / (\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$;

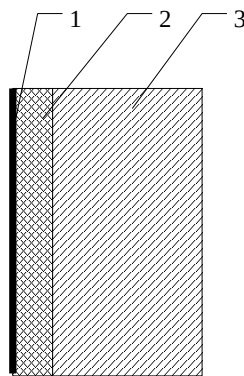
α_H - коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні огорожень конструкцій узимку, для поверхонь, що стикаються із зовнішнім повітрям, рівним $23 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$.

Коефіцієнт теплопередачі для всіх огорожень приміщень розраховуємо по формулі:

$$K = \frac{1}{R_0^p}, \text{ Вт} / (\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}) \quad (2.4)$$

2.2. Теплотехнологічний розрахунок огорожень приміщень

2.2.1. Теплотехнічний розрахунок зовнішніх стін



1 – облицювання металевим сайдінгом; 2 - утеплювач Roscwool $\lambda = 0.0420 \text{ Вт/м}^2\text{°C}$; 3 – цегла, $\lambda = 0.7 \text{ Вт/м}^2\text{°C}$, $\delta_3 = 0.6 \text{ м}$.

Рис. 2.1 Конструкція зовнішньої стіни:

Визначаємо умови експлуатації огорожень приміщень, залежно від вологості режиму приміщення і зони вологості.

Знаходимо товщину утеплюючого шару, застосовуючи формули (2.3) і (2.4):

$$R_3 = 0.52 \text{ м}^2\text{°C/Вт};$$

$$R_2 = R_{0\text{тр}} - R_3 - 1/\alpha_{\text{в}} - 1/\alpha_{\text{н}} = 1.06 - 0.52 - 1/8.7 - 1/23 = 0.39 \text{ м}^2\text{°C/Вт};$$

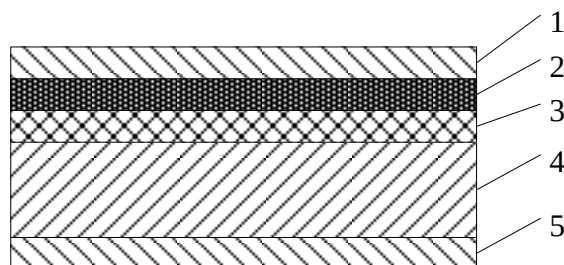
по формулі визначаємо товщину утеплюючого шару δ_2 :

$$\delta_2 = R_2 \cdot \lambda_2 = 0.39 \cdot 0.042 = 0.02 \text{ м}. \quad (2.5)$$

Коефіцієнт опору теплопередачі K визначаємо по формулі (2.4):

$$K = 1/1.06 = 0.94 \text{ Вт/(м}^2\text{°C)}.$$

2.2.2. Теплотехнічний розрахунок горищного перекриття



1– цементна стяжка, $\lambda_1 = 0.76 \text{ Вт/м}^2\text{°C}$, $\delta_1 = 0.02 \text{ м}$, 2– пінополістерол, $\lambda_2 = 0.041 \text{ Вт/м}^2\text{°C}$; 3– керамзитовий ґравій, $\lambda_3 = 0.17 \text{ Вт/м}^2\text{°C}$, $\delta_3 = 0.11 \text{ м}$; 4– залізобетонна плита перекриття, $\lambda_4 = 1.92 \text{ Вт/м}^2\text{°C}$, $\delta_4 = 0.22 \text{ м}$; 5– затірка цементним розчином, $\lambda = 0.76 \text{ Вт/м}^2\text{°C}$, $\delta_5 = 0.005 \text{ м}$;

Рис. 2.2 Конструкція горищного перекриття:

По формулі 2.1 визначаємо

$$R_{0\text{тр}} = 1 \cdot (18 - (-19)) / 8,7 \cdot 4 = 1,02 \text{ м}^2 \text{ } ^\circ\text{C/Вт}.$$

Знаходимо товщину утеплюючого шару, застосовуючи формули (2.3) і (2.4):

Як утеплювач вибираємо пінополістирол, з $\lambda_2 = 0,041 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$R_1 = 0,02 / 0,76 = 0,03 \text{ м}^2 \text{ } ^\circ\text{C/Вт};$$

$$R_3 = 0,11 / 0,17 = 0,65 \text{ м}^2 \text{ } ^\circ\text{C/Вт};$$

$$R_4 = 0,22 / 1,92 = 0,12 \text{ м}^2 \text{ } ^\circ\text{C/Вт};$$

$$R_5 = 0,005 / 0,76 = 0,007 \text{ м}^2 \text{ } ^\circ\text{C/Вт};$$

$$R_{2 \text{ ут}} = R_{0\text{тр}} - R_1 - R_3 - R_4 - R_5 - 1/\alpha_{\text{в}} - 1/\alpha_{\text{н}} = 1,06 - 0,03 - 0,65 - 0,12 - 0,007 - 1/8,7 - 1/23 = 0,11 \text{ м}^2 \text{ } ^\circ\text{C/Вт};$$

по формулі (2.5) визначаємо товщину утеплюючого шару:

$$\delta_2 = R_2 \cdot \lambda_2 = 0,11 \cdot 0,041 = 0,07 \text{ м}.$$

Коефіцієнт опору теплопередачі К визначаємо по формулі (2.5):

$$K = 1/1,06 = 0,94 \text{ Вт/(м}^2 \text{ } ^\circ\text{C)}.$$

2.2.3. Теплотехнічний розрахунок підвального перекриття

Для неопалювальних підлог, які розташовані нижче рівня землі, з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda \geq 1,2 \text{ Вт/(м}^2 \text{ } ^\circ\text{C)}$ по зонах шириною 2 м, паралельним зовнішнім стінам, приймаємо R_0 , $\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C/Вт}$ рівним:

2,1 - для I зони;

4,3 - для II зони;

8,6 - для III зони;

14,2 - для IV зони (для площі, що залишилася, підлоги).

У цьому випадку підлога утеплена, утеплюючий шар - керамзитобетон, товщиною 150 мм.

Для утепленої підлоги $R_{\text{п}}$ визначається по формулі:

$$R_{\text{п}} = R_0 + \delta_i / \lambda, \quad (2.6)$$

де δ і λ - товщина і теплопровідність матеріалу кожного утеплюючого шару.

$$\text{I зона: } R = 2,1 + 0,1875 = 2,28 \text{ м}^2 \text{ } ^\circ\text{C/Вт};$$

II зона: $R=4,3+0,1875=4,48 \text{ м}^2\text{°C/Вт}$;

III зона: $R=8,6+0,1875=8,78 \text{ м}^2\text{°C/Вт}$;

IV зона: $R=14,2+0,1875=14,38 \text{ м}^2\text{°C/Вт}$.

Коефіцієнт теплопередачі по зонах:

$k=1/2,28=0,43 \text{ Вт/м}^2\text{°C}$;

$k_{II}=1/4,48=0,22 \text{ Вт/м}^2\text{°C}$;

$k_{III}=1/8,78=0,11 \text{ Вт/м}^2\text{°C}$;

$k_{IV}=1/14,38=0,07 \text{ Вт/м}^2\text{°C}$.

2.2.4. Теплотехнічний розрахунок вікон і дверей

Тип скління – потрійне в дерев'яних плетіннях (спарений і одинарний).
 $R_0=0,5 \text{ м}^2\text{°C/Вт}$ [2].

Коефіцієнт теплопередачі $k_{ок}=2 \text{ Вт/м}^2\text{°C}$. Зовнішні двері подвійні. $R_д=0,43 \text{ м}^2\text{°C/Вт}$ [2]. Коефіцієнт теплопередачі $k_{дв}=2,33 \text{ Вт/м}^2\text{°C}$.

2.3. Визначення втрат тепла через огороження приміщень будинку

У процесі реконструкції Міського Будинку Культури було виконано розширення його клубної та адміністративної частин. У складі клубної частини зведено нові приміщення для проведення занять гуртків і секцій, облаштовано виставкові зали. Адміністративна частина доповнена кабінетами керівників художніх колективів, методичними приміщеннями, студією звукозапису, кабінетом директора та приміщеннями для обслуговуючого персоналу. Перелік і характеристика приміщень наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Експлікація приміщень

№ приміщення	Найменування
1	2
1	Фойє
2	Зал для глядачів
3	Буфет

Продовження таблиці 2.1

1	2
4	Фойє буфета
5	Каса
6	Касовий вестибюль
7	Вестибюль
8	Гардероб
9	Репетиційний зал
10	Хорова студія
11	Студія хореографії
12	Костюмерна
13	Санвузол для інвалідів
14	Директор
15	Заступник директора
16	Черговий адміністратор
17	Методичний кабінет
18	Роздягальня для дівчинок
19	Роздягальня для хлопчиків
20	Підсобне приміщення буфета
21	Комора меблів
22	Склад об'ємних декорацій
23	Склад реквізиту
24	Гримувальна
25	Сан. вузол
26	Душова
27	Коридор
28	Хол
29	Тамбур
30	Електрощитова
31	Насосна
32	Індивідуальний тепловий пункт
33	Операторська
34	Приточна венткамера
36	Приміщення господарського інвентарю

37	Кімната чергового
38	Мийна буфета
39	Санвузол для відвідувачів
40	Санвузол для персоналу буфета
41	Сходова клітка №1
42	Сходова клітка №2
43	Художній керівник
44	Хол
45	Методичний кабінет
46	Студія звукозапису
47	Виставкова зала
48	Репетиційна зала
49	Коридор
50	Санвузол
51	Кабінет
52	Сходова клітка №3

При визначенні теплових втрат будинком варто враховувати основні і додаткові втрати.

Основні втрати визначаємо, підсумовуючи втрати через окремі огорожувальні конструкції, Q , Вт, з округленням до 10 Вт по формулі:

$$Q = A(t_p - t_{ext}) \cdot (1 + \sum \beta) \cdot n/R, \quad (2.7)$$

де A – розрахункова площа огорожувальної конструкції, m^2 ;

R – опір теплопередачі огорожувальної конструкції, $m^2 \cdot ^\circ C/Вт$;

t_p – розрахункова температура повітря в приміщенні, $^\circ C$;

t_{ext} – для визначення тепловтрат через зовнішні огорожувальні конструкції приймають розрахункову температуру зовнішнього повітря холодного періоду року, встановлену для даного району будівництва. При розрахунку тепловтрат через внутрішні огороження, що межують з менш

опалюваними або неопалюваними приміщеннями, враховується температура повітря з боку більш холодного приміщення;

$\Sigma\beta$ - додаткові втрати теплоти в частках від основних втрат;

n - коефіцієнт, прийнятий залежно від положення зовнішньої поверхні огорожувальної конструкції стосовно зовнішнього повітря.

Додаткові втрати теплоти приймаємо:

- у приміщеннях будь-якого призначення через зовнішні вертикальні і похилі стіни, двері і вікна, звернені на північ схід, північний схід і північний захід у розмірі 0,1, на південний схід і захід - у розмірі 0,05;

- через зовнішні двері, не обладнані повітряними або повітряне-тепловими завісами, при висоті будинку H , м, у розмірі 0,27 H -для подвійних дверей з тамбуром між ними;

- через зовнішні ворота, не обладнані повітряними або повітряне-тепловими завісами в розмірі 3 при відсутності тамбура.

Результати розрахунку тепловтрат зводимо в таблицю 1.1, додатку 1.

2.4. Конструювання і розрахунок систем опалення

2.4.1. Загальні положення конструювання системи опалення будинку культури

У будівлі застосована двотрубна система опалення з нижнім розведенням та організацією попутного руху теплоносія. Для автоматичного видалення повітря з верхніх ділянок стояків встановлені повітровідводники виробництва «Valmat». Стояки змонтовані зі сталевих труб.

Як теплоносієм, використовується вода, яка надходить у систему з температурою 75 °С та повертається по зворотному трубопроводу з температурою 55 °С. Для обігріву приміщень передбачені секційні литі алюмінієві радіатори типу «Термал».

Підключення до зовнішніх теплових мереж виконується через автоматизований тепловий пункт, що працює за залежною схемою з примусовою

циркуляцією теплоносія. Схема автоматизованого теплового вузла зображена на рис. 2.3.

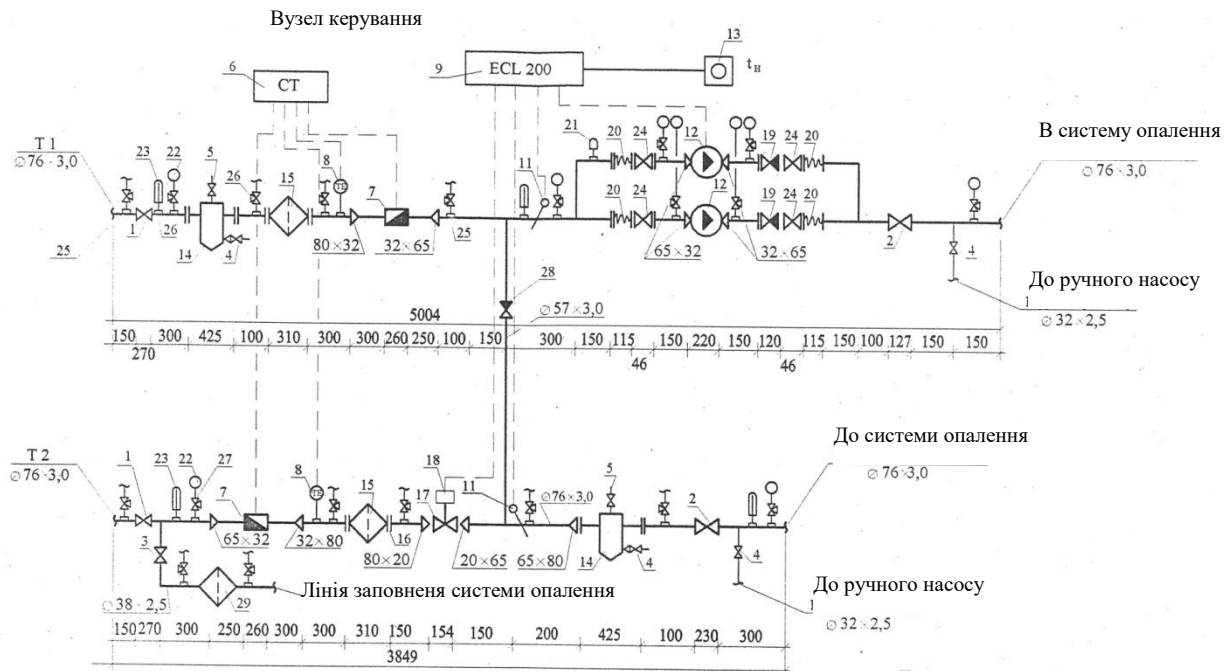


Рис. 2.3 Схема автоматизованого теплового вузла

2.4.2. Розрахунок опалювальних приладів системи опалення будинку культури

Теплогідравлічні характеристики однієї секції радіаторів наведені при температурному напорі теплоносія $\Delta t = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Отже, необхідно зробити перерахування на дані параметри теплоносія 95/70 за методикою наведеної в паспорті опалювального приладу «Термал».

Радіатори встановлюються під вікнами на відстані 30 мм від стіни і 120 мм від підлоги. Висота приладу - 531 мм.

Температурний напір визначається по наступній формулі:

$$\Delta t = \frac{T1 + T2}{2} - t_b, ^{\circ}\text{C} \quad (2.8)$$

де $T1 = 95 \text{ }^{\circ}\text{C}$ - температура води в подаючому трубопроводі;

$T2 = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$ - температура води у зворотному трубопроводі;

t_b - температура повітря в приміщенні; $t_b = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$\Delta t = \frac{95 + 70}{2} - 18 = 64,5^{\circ}\text{C}.$$

Температурний фактор приладу становить:

$$f_1 = \left(\frac{\Delta t}{70} \right)^n, \quad (2.9)$$

де n – показник ступеня даного приладу, що характеризує гідродинамічні особливості, рівний 1,34.

$$f_1 = \left(\frac{45}{70} \right)^{1.34} = 0.55,$$

Фактор f_2 , що залежить від способу установки приладу; для відкрито встановлених приладів він дорівнює 1.

Наведена тепловіддача однієї секції при температурі теплоносія 95/70 °C визначається по формулі:

$$Q_c = Q_{\text{ном}} \cdot f_1 \cdot f_2, \quad \text{Вт} \quad (2.10)$$

де $Q_{\text{ном}}$ – стандартна тепловіддача однієї секції при температурному напорі 70 °C, рівна 180 Вт.

$$Q_c = 180 \cdot 0.55 \cdot 1 = 99 \text{ Вт.}$$

Визначення кількості секцій опалювальних приладів варто вести виходячи з умови:

$$Q_{mn} = Q_{np} + Q_{mp}, \quad (2.11)$$

де $Q_{\text{тп}}$ – тепловтрати приміщення, $Q_{\text{пр}}$ – тепловіддача приладу, $Q_{\text{тр}}$ – тепловіддача трубопроводу.

Тоді

$$Q_{np} = Q_{mn} - Q_{mp}, \quad (2.12)$$

Щоб визначити кількість секцій установлених приладів треба тепловіддачу приладу розділити на тепловіддачу однієї секції приладу. Результати розрахунку кількості секцій опалювальних приладів по приміщеннях заноситься в таблицю 2.2.

Кількість секцій опалювальних приладів по приміщеннях

Найменування приміщення.	Тепловтрати. Вт.	Кількість секцій опалювальних приладів.	Кількість опалювальних приладів.
1	2	3	4
Фойє	8650	86	6
Зал для глядачів	11550	108	8
Буфет	5710	58	4
Фойє буфета	3610	34	2
каса	590	5	1
Касовий вестибюль	3700	35	2
вестибюль	640	7	1
гардероб	640	7	1
Репетиційний зал	3620	34	2
Хорова студія	1520	14	1
Студія хореографії	1950	18	1
Костюмерна	1520	14	1
Кабінет директора	1180	10	1
Кабінет заступника директори	1180	10	1
Кабінет чергового адміністратора	1180	10	1
Методичний кабінет	1620	14	1
Підсобне приміщення буфета	2180	20	2
Склад об'ємних декорацій	1720	16	1
Коридор	1610	14	1
Хол	810	8	1
Електрощитовая, насосна	1650	15	1
Приміщення хоз. інвентарю	1650	15	1
Коридор	820	8	1
Сходова клітка	2650	24	2
Сходова клітка	3920	38	2
Кабінет худ. керівника	920	10	1
Хол	740	8	1
Методичний кабінет	920	10	1
Студія звукозапису	2320	24	3
Репетиційний зал	3360	32	3
Виставочний зал	2950	28	3
Коридор	1570	14	1
Санвузол	640	6	1
Кабінет	1500	14	2
Приточная камера	1580	14	2
Операторська	1580	14	2

2.4.3. Гідравлічний розрахунок системи опалення

Метою гідравлічного розрахунку системи опалення є визначення оптимальних діаметрів трубопроводів для забезпечення ефективної циркуляції теплоносія та мінімізації гідравлічних втрат.

Проектована система опалення є двотрубною з нижнім розведенням та попутним рухом теплоносія.

Основне циркуляційне кільце формується з урахуванням максимально навантаженого стояка – у даному випадку стояк №4. До цього кільця підключаються горизонтальні розводки, що забезпечують подачу теплоносія до окремих приміщень будинку.

Витрата теплоносія в системі стояку системи опалення визначається по формулі:

$$G = \frac{\sum Q \cdot 3.6}{c \cdot \Delta t}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}, \quad (2.13)$$

де $\sum Q$ – розрахунковий тепловий потік, Вт, забезпечуваний теплоносієм системи галузі або стояка;

c – питома теплоємність води, рівна $4.2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$;

Δt – різниця температур, $^\circ\text{C}$, теплоносія на вході і виході із системи галузі або стояка; у двотрубній системі ($t = \text{const} = 95 - 70 = 25 ^\circ\text{C}$;

У двотрубній системі опалення розрахунковий циркуляційний тиск визначається по формулі:

$$\Delta P_p = \Delta P_n + 0.4 \Delta P_e, \text{ Па}, \quad (2.14)$$

де ΔP_n – тиск, створений циркуляційним насосом для забезпечення необхідної витрати води в системі, Па;

ΔP_e – природний циркуляційний тиск, Па:

$$\Delta P_e = \Delta P_{e.\text{пр}} + \Delta P_{e.\text{тр}}, \quad (2.13)$$

де $\Delta P_{e.\text{пр}}$ – природний циркуляційний тиск, що виникає внаслідок охолодження теплоносія в приладі, Па;

$\Delta P_{e,тр}$ - природний циркуляційний тиск, який виникає внаслідок охолодження теплоносія в трубах, Па, так як система з нижнім розведенням то величиною $\Delta P_{e,тр}$ зневажаємо.

Природний циркуляційний тиск, який виникає внаслідок охолодження теплоносія в приладі, Па визначається по наступній формулі:

$$\Delta P_{e,пр} = \beta g h_1 (t_r - t_o), \quad (2.14)$$

де β - середній приріст щільності при зниженні температури води на 1 °C, рівне 0.64 кг/(м³°C);

g – прискорення вільного падіння, рівне 9.81 м/с²;

h_1 – вертикальна відстань між умовними центрами охолодження в опалювальному приладі на нижньому поверсі і нагрівання в системі, м;

t_r – температура води, яка подається в магістралі °C;

$t_{про}$ – температура води у зворотній магістралі, °C.

При виборі діаметра труб у циркуляційному кільці виходять із прийнятої витрати води і середнього орієнтовного значення питомої лінійної втрати тиску $R_{ср}$, Па/м, обумовленого по формулі:

$$R_{ср} = \frac{0.65 \cdot \Delta P_p}{\sum l}, \frac{\text{Па}}{\text{м}} \quad (2.15)$$

де $\sum l$ – загальна довжина послідовно з'єднаних ділянок, які складають основне циркуляційне кільце, м;

Вважається, що втрати тиску на тертя становлять 65% ΔP_p .

Попередньо розраховують витрату води на кожній ділянці. Втрати тиску на тертя і місцеві опори на ділянці визначають окремо по наступній формулі:

$$\Delta P_{уч} = \left(\frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\rho \omega^2}{2} \right) \cdot l_{уч} + \sum \zeta_{уч} \frac{\rho \omega^2}{2} = R l_{уч} + Z, \quad (2.16)$$

де λ - коефіцієнт гідравлічного тертя, визначається по формулі Альтшуля:

$$\lambda = 0.11 \left(\frac{\kappa_{\Sigma}}{d} + \frac{64}{Re} \right)^{0.25}, \quad (2.17)$$

де ρ - щільність води, кг/м³;

ω - швидкість води, м/с;

ζ - коефіцієнт місцевого опору;

d_v – розрахунковий діаметр трубопроводу, м;

$l_{\text{діл}}$ – довжина розрахункової ділянки, м;

$R_{l_{\text{діл}}}$ – питомі втрати тиску на тертя, Па;

Z - втрати тиску на місцеві опори, Па.

Виходячи зі значення середнього гідравлічного опору $R_{\text{ср}}$ та витрати теплоносія на ділянці, визначають умовний діаметр труби та швидкість руху води. Після цього уточнюють величину втрат тиску на тертя R_p і, помноживши її на довжину ділянки, отримують загальні втрати тиску на тертя для розрахункової ділянки.

Далі на кожній ділянці визначають суму коефіцієнтів місцевих опорів і розраховують втрати тиску у місцевих опорах. Сумарні втрати тиску по всіх ділянках головного циркуляційного кільця ($RL+Z$) порівнюють з розрахунковим тиском у системі опалення. Допустиме відхилення між цими величинами при тупиковому русі теплоносія не повинно перевищувати 15 %.

Розрахунок відгалужень виконується аналогічно до розрахунку головного циркуляційного кільця. Для врівноваження тиску у відгалуженнях застосовуються автоматичні балансувальні клапани. В якості регулювального обладнання обрано клапани типу ASV фірми «Danfoss». Даний тип клапанів забезпечує рівномірний розподіл теплоносія по стояках системи опалення та стабільну роботу всієї системи. Підбір автоматичного балансувального клапана здійснюється відповідно до діаметра підключеного трубопроводу..

Природний циркуляційний тиск, що виникає внаслідок охолодження теплоносія в приладі складе

$$\Delta P_{e, \text{пр}} = 0.64 \cdot 9.81 \cdot (2) \cdot (95 - 70) = 315 \text{ Па} < 10\% \Delta P_p, \text{ зневажаємо.}$$

Тоді тиск створюваний насосом складе:

$$\Delta P_n = \Delta P_p = 4000 \text{ Па.}$$

Перелік коефіцієнтів місцевих опорів для головного циркуляційного кільця.

Ділянка 1.

- відвід 1 шт. $\zeta = 0,8;$
- вентиль 1 шт. $\zeta = 6,7;$

Ділянка 2.

- трійник на прохід 1 шт. $\zeta = 1,0$

Ділянка 3.

- трійник на прохід 1 шт. $\zeta = 1,0;$

Ділянка 4.

- трійник на прохід 1 шт. $\zeta = 2,5;$

Ділянка 5.

- трійник на прохід 1 шт. $\zeta = 1,0;$

Ділянка 6.

- трійник на прохід 1 шт. $\zeta = 2,5;$
- звуження $\zeta = 0,2;$

Ділянка 7.

- трійник на прохід 1 шт. $\zeta = 1,0;$

Ділянка 8.

- трійник на прохід 1 шт. $\zeta = 2,5;$

Ділянка 9.

- трійник на прохід 1 шт. $\zeta = 3,5;$
- звуження $\zeta = 0,2;$

Ділянка 10.

- трійник на прохід 1 шт. $\zeta = 1,0;$
- відвід 1 шт. $\zeta = 0,8;$

Ділянка 11.

- трійник на прохід 1 шт. $\zeta = 3;$

Ділянка 12.

- трійник на прохід 1 шт. $\zeta = 1,0;$

Ділянка 13.

- трійник на прохід 1 шт. $\zeta = 1,0;$

Ділянка 14.

- трійник на прохід 1 шт. $\zeta = 1,0;$

- звуження $\zeta = 0,2;$

Ділянка 15.

- трійник на прохід 1 шт. $\zeta = 2,5;$

Ділянка 16.

- трійник на прохід 1 шт. $\zeta = 1,4;$

- звуження $\zeta = 0,2;$

Ділянка 17.

- трійник на прохід 1 шт. $\zeta = 1,0;$

Ділянка 18.

- трійник на прохід 1 шт. $\zeta = 2,5;$

Ділянка 19.

- трійник на прохід 1 шт. $\zeta = 1,0;$

Ділянка 20.

- трійник на прохід 1 шт. $\zeta = 1,0;$

Ділянка 21.

- трійник на прохід 1 шт. $\zeta = 2,5;$

Ділянка 22.

- трійник на прохід 1 шт. $\zeta = 1,0;$

Ділянка 23.

- трійник на прохід 1 шт. $\zeta = 1,4;$

- розширення $\zeta = 0,2;$

Ділянка 24.

- трійник на прохід 1 шт. $\zeta = 2,5;$

Ділянка 25.

- трійник на прохід 1 шт. $\zeta = 1,0;$

- звуження	$\zeta = 0,2;$
Ділянка 26.	
- трійник на прохід 1 шт.	$\zeta = 2,5;$
Ділянка 27.	
- трійник на прохід 1 шт.	$\zeta = 1,0;$
- звуження	$\zeta = 0,2;$
Ділянка 28.	
- трійник на прохід 1 шт.	$\zeta = 1,0;$
Ділянка 29.	
- трійник на прохід 1 шт.	$\zeta = 1,0;$
Ділянка 30.	
- трійник на прохід 1 шт.	$\zeta = 3,5;$
- звуження	$\zeta = 0,2;$
Ділянка 31.	
- трійник на прохід 1 шт.	$\zeta = 2,5;$
Ділянка 32.	
- трійник на прохід 1 шт.	$\zeta = 1,0;$
Ділянка 33.	
- трійник на прохід 1 шт.	$\zeta = 1,0;$
- звуження	$\zeta = 0,2;$
Ділянка 34.	
- трійник на прохід 1 шт.	$\zeta = 2,5;$
- звуження	$\zeta = 0,2;$
Ділянка 35.	
- трійник на прохід 1 шт.	$\zeta = 1,0;$
Ділянка 36.	
- трійник на прохід 1 шт.	$\zeta = 1,0;$
Ділянка 37.	
- трійник на прохід 1 шт.	$\zeta = 1,0;$

Ділянка 38.

- відвід 1 шт.

$$\zeta = 0,8;$$

- вентиль 1 шт.

$$\zeta = 6,7;$$

Коефіцієнти місцевих опорів інших ділянок системи опалення визначені аналогічно.

У таблицю 2.1 додатка 2 зведено гідравлічний розрахунок системи опалення.

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ МІСЬКОГО БУДИНКУ КУЛЬТУРИ

3.1. Загальні положення конструювання системи вентиляції будинку культури

Відповідно до [2], у будівлях клубного типу передбачається облаштування припливно-витяжних систем вентиляції, що функціонують окремо для приміщень зорової та клубної частини, включно з обслуговуючими та адміністративними приміщеннями.

У глядацькій частині проектується система припливної вентиляції з механічним спонуканням для залу для глядачів. Витяжна вентиляція із залу передбачена природна.

У клубній частині передбачається наступна організація вентиляції:

- штучна припливна вентиляція для всіх кімнат, призначених для занять гуртків, віталень, виставкових залів, приміщень дитячого сектору та вестибюлів;
- природна витяжна вентиляція для всіх приміщень;
- штучна витяжна вентиляція у вбиральнях та душових приміщеннях.

3.2. Розрахунок необхідного повітрообміну залу для глядачів

Для вентиляції використовуються допустимі параметри внутрішнього повітря. Вони приймаються залежно від призначення приміщення та розрахункового періоду року відповідно до п.2.1.[1] за даними дод. 1[1].

У теплий період року температура притоку $t_{\text{п}}^{\text{т}} = t_3^{\text{т}} (\text{л})$, $t_{\text{п}}^{\text{т}} = 21,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{рз}} = t_{\text{п}}^{\text{т}} + 3^{\circ}\text{C} = 24,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$

У холодний та перехідний періоди: $t_{\text{п}} = t_{\text{рз}} - \Delta t$, $^{\circ}\text{C}$,

де $t_{\text{рз}}$ приймається за додатком. 1[1], $t_{\text{рз}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Так як висота приміщення більше 4 метрів, приймаємо Δt рівним 5°C .

$t_{\text{п}}^{\text{хп}} = 20 - 5 = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Температура повітря з верхньої зони приміщення, що видаляється, визначається за формулою:

$$T_{\text{вид}} = t_{\text{рз}} + \text{grad } t(H - h_{\text{рз}}),$$

де $t_{\text{рз}}$ - у робочій зоні температура повітря, °C;

$\text{grad } t$ – перевищення температури на 1 м висоти вище за робочу зону, °C/м;

H - висота приміщення, м; $H=7,35$ м;

$h_{\text{рз}}$ - висота робочої зони, м; $h_{\text{рз}}=2$ м;

$\text{grad } t$ вибирається з таблиці VII.2 [3] залежно від району будівництва. м.

Львів:

$$\text{grad } t^T = 0,5 \text{ °C/м};$$

$$\text{grad } t^{\text{хп}} = 0,1 \text{ °C/м};$$

$$t_{\text{вид}}^T = 24,7 + 0,5 \cdot (7,35 - 2) = 27,38 \text{ °C};$$

$$t_{\text{вид}}^{\text{хп}} = 20 + 0,1 \cdot (7,35 - 2) = 20,54 \text{ °C}.$$

Результати зводимо до таблиці 3.1

Таблиця 3.1

Розрахункові параметри внутрішнього повітря

Найменування	Період року	Допустимі параметри			t_z , °C	$t_{\text{вид}}$, °C
		$t_{\text{рз}}$, °C	$\phi_{\text{рз}}$, %	ϑ , м/с		
Глядацький зал	Т	24,7	65	0,5	21,7	27,4
	П	20	65	0,2	15	20,5
	Х	20	65	0,2	15	20,5

У громадських будівлях, де постійно перебувають люди, до основних шкідливих чинників належать: надлишкове тепло та волога, вуглекислий газ, що виділяється людьми, а також тепло, яке надходить від систем освітлення та сонячної радіації.

У розрахунках враховуємо, що в приміщенні одночасно перебувають 200 осіб (130 чоловіків і 70 жінок), які знаходяться у стані спокою. Для визначення повного теплонадходження від людей (сума чуттєвого та прихованого тепловиділення) застосовується формула:

$$Q_{\text{л}} = q_{\text{ч}} \cdot n_{\text{ч}} + q_{\text{ж}} \cdot n_{\text{ж}}, \text{ Вт}, \quad (3.1)$$

де: $q_{\text{ч}}, q_{\text{ж}}$ – повне тепловиділення чоловіків та жінок, Вт/люд;

$n_{\text{ч}}, n_{\text{ж}}$ – кількість чоловіків і жінок у приміщенні.

Повне тепловиділення q визначимо за таблицею 2.24[5].

ТП:

$$t_{\text{рз}}^{\text{Т}} = 24,7 \text{ }^{\circ}\text{C}, q = 145 \text{ Вт/люд};$$

$$Q_{\text{л}}^{\text{Т}} = 145 \cdot 130 + 70 \cdot 145 \cdot 0,85 = 27473 \text{ Вт}.$$

ХП:

$$t_{\text{рз}}^{\text{ХП}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}, q = 151 \text{ Вт/люд};$$

$$Q_{\text{л}}^{\text{ХП}} = 151 \cdot 130 + 70 \cdot 151 \cdot 0,85 = 28615 \text{ Вт}.$$

$Q_{\text{осв}}$, Вт теплонадходження від сонячного освітлення, визначається за формулою:

$$Q_{\text{осв}} = E \cdot F \cdot q_{\text{осв}} \cdot \eta_{\text{осв}}, \quad (3.2)$$

де E - питома освітленість, лк, приймаємо за таблицею 2.3[6];

F - площа освітленої поверхні, м^2 ;

$q_{\text{осв}}$ - питоми виділення тепла від освітлення, Вт/($\text{м}^2/\text{лк}$), визначається за табл. 2.4.[6];

$\eta_{\text{осв}}$ - коефіцієнт використання теплоти для освітлення, приймаємо по [6];

$$E = 200 \text{ лк}; F = 247 \text{ м}^2; q_{\text{осв}} = 0,55; \eta_{\text{осв}} = 1;$$

$$Q_{\text{осв}} = 200 \cdot 247 \cdot 0,55 \cdot 1 = 4402 \text{ Вт}.$$

Узагальнене теплове надходження визначаємо за формулою:

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{л}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{сп}}, \quad (3.3)$$

У ЛП:

$$Q_{\text{л}}^{\text{Т}} = 27478 + 11729 = 39207 \text{ Вт}.$$

У ПП:

$$Q_{\text{л}}^{\text{П}} = 28614 + 4402 + 0,5 \cdot 11729 = 38881 \text{ Вт}.$$

У ЗП:

$$Q_{\text{л}}^{\text{Х}} = 28614 + 4402 + 0 = 33016 \text{ Вт}.$$

Надходження вологи від людей, $W_{\text{вл}}$, г/год, визначається за формулою:

$$W_{\text{вл}} = n_{\text{л}} \cdot w_{\text{вл}}, \quad (3.4)$$

де $n_{\text{л}}$ – кількість людей, які виконують роботу даної тяжкості;

$w_{\text{вл}}$ – питома вологовиділення однієї людини, приймаємо за таблицею 2.24[5].

Для теплого періоду року, $t_{\text{р.з.}}=24,7^{\circ}\text{C}$;

$$w_{\text{вл}}=115 \text{ г/год}\cdot\text{люд};$$

$$W_{\text{вл}}^{\text{т}} = 130 \cdot 115 + 70 \cdot 115 \cdot 0,85 = 21792,5 \text{ г/год.}$$

Для холодного та перехідного періодів року, $t_{\text{р.з.}}=20^{\circ}\text{C}$;

$$w_{\text{вл}}=75 \text{ г/год}\cdot\text{люд};$$

$$W_{\text{вл}}^{\text{т}} = 130 \cdot 75 + 70 \cdot 75 \cdot 0,85 = 14212,5 \text{ г/год.}$$

Кількість CO_2 , що міститься в повітрі видихається людиною воно залежить від інтенсивності праці і визначається за формулою:

$$M_{\text{CO}_2} = n_{\text{л}} \cdot m_{\text{CO}_2}, \text{ г/год,}$$

де $n_{\text{л}}$ – кількість людей, які перебувають у приміщенні, люд;

m_{CO_2} – питома виділення CO_2 однією людиною, визначається за таблицею VII.1 [3];

Доросла людина у спокої виділяє $m_{\text{CO}_2}=25 \text{ г/год}\cdot\text{люд}$. Тоді

$$M_{\text{CO}_2}=130 \cdot 25 + 0,85 \cdot 70 \cdot 25 = 4737,5 \text{ г/год.}$$

Різниця між тепловими надходженнями та тепловими втратами визначається, чи матиме приміщення надлишок або дефіцит тепла. У даному проекті умовно прийнято, що система опалення повністю компенсує тепловтрати, які виникають у приміщенні. Розрахунок надходження шкідливих чинників виконується окремо для трьох періодів року: холодного, перехідного та теплого. Результати розрахунку всіх видів шкідливостей зводимо в таблиця 3.2.

Таблиця 3.2

Кількість виділяємих шкідливостей

Назва приміщення	Період року	Надлишки тепла, $\Delta Q_{\text{п}}$, Вт	Надлишки вологи, $W_{\text{вл}}$, г/год	Кількість CO_2 , M_{CO_2} , г/год
Глядацький зал	т	39207	21793	4738
	п	38881	14213	4738
	х	33016	14213	4738

Вентиляційні системи будівлі та їх продуктивність визначають на основі розрахунку необхідного повітрообміну. Послідовність розрахунку така:

- задають параметри припливного повітря та повітря, що видаляється;
- визначають необхідний повітрообмін для кожного періоду року з урахуванням шкідливих виділень, кількості людей та мінімальної кратності обміну;
- обирають найбільше значення повітрообміну серед результатів, отриманих за всіма розрахунковими факторами.

Повітрообмін за нормативною кратністю визначається за формулою:

$$L = K_{p\min} \cdot V_p, \text{ м}^3/\text{год} \quad (3.5)$$

де $K_{p\min}$ – мінімальна кратність повітрообміну, 1/год;

V_p – розрахунковий об'єм приміщення, м^3 .

По табл. 7.7 [2] $K_{p\min} = 1$ 1/год

$$V_p = F_n \cdot 6;$$

$$V_p = 247 \cdot 6 = 1729 \text{ м}^3;$$

$$L = 1729 \cdot 1 = 1729 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Повітрообмін по людях визначається за формулою:

$$L = n_L \cdot l_L, \text{ м}^3/\text{год} \quad (3.6)$$

де l_L – повітрообмін на одну особу, $\text{м}^3/\text{год} \cdot \text{люд}$;

n_L – кількість людей у приміщенні.

По додат.17 [1] визначаємо, що для аудиторії, де люди перебувають понад 3 години безперервно, $l_L = 60 \text{ м}^3/\text{год} \cdot \text{люд}$.

$$L = 200 \cdot 60 = 12000 \text{ м}^3/\text{год}$$

Повітрообмін по вуглекислому газу:

$$L = \frac{M_{CO_2}}{Y_{пдк} - Y_{п}}, \text{ м}^3/\text{год} \quad (3.7)$$

де M_{CO_2} – кількість виділяється CO_2 , л/год.

$Y_{пдк}$ – гранично-допустима концентрація CO_2 в повітрі, $\text{г}/\text{м}^3$, при довготривалому перебуванні $Y_{пдк} = 3,45 \text{ г}/\text{м}^3$.

$Y_{п}$ – вміст газу у припливному повітрі, $\text{г}/\text{м}^3$, $Y_{п} = 0,5 \text{ г}/\text{м}^3$:

$$M_{CO_2}=4738 \text{ г/год};$$

$$L=4738/(3,45 -0,5)=6317,3 \text{ м}^3/\text{год}.$$

У приміщеннях з тепло- та вологовиділеннями повітрообмін визначається за Іd-діаграмою. Розрахунок повітряних обмінів у приміщеннях зводиться до побудови процесів зміни параметрів повітря у приміщенні.

Повітряні обміни з надлишків тепла та вологи теплий період року.

Повітряні обміни з надлишків тепла:

$$L_{\Pi} = \frac{3,6 \cdot \Delta Q_{\Pi}}{\rho(I_{\text{вуд}} - I_{\Pi})}, \text{ м}^3/\text{год}. \quad (3.8)$$

Повітряні обміни з надлишків вологи:

$$L_{\Pi} = \frac{W_{\text{вл}}}{\rho(d_{\text{вуд}} - d_{\Pi})}, \text{ м}^3/\text{год}. \quad (3.9)$$

де $I_{\text{вуд}}, I_{\Pi}$ – відповідно ентальпії повітря, що видаляється і припливного повітря, кДж/кг.св.

$$I_{\text{вуд}}=56,5 \text{ кДж/кг.св.};$$

$$I_{\Pi}=49 \text{ кДж/кг.св.};$$

$$D_{\text{вуд}}=12,1 \text{ г/кг.св.};$$

$$d_{\Pi}=11 \text{ г/кг.св.}$$

За надлишками тепла:

$$L_{\Pi}=3,6 \cdot 39207/(1,2 \cdot (56,5-49))=15683 \text{ м}^3/\text{год}.$$

За надлишком вологи:

$$L_{\Pi}=21793/1,2 \cdot (12,1-11)=16509 \text{ м}^3/\text{год}.$$

У розрахунок йде найбільший повітряний обмін за надлишками вологи

$$L_{\Pi}=16509 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Повітряні обміни надлишків тепла та вологи в перехідний період року.

У перехідний період передбачено рециркуляцію повітря.

За параметрами зовнішнього повітря ($t_3=8^{\circ}\text{C}$, $I_3=22,5 \text{ кДж/кг.св}$) будуємо точку Н (рис 3.1).


$$\Delta d_{HY} = \frac{W_{\text{el}}}{\rho \cdot L_{H \min}} = d_{\text{eu}\partial} - d_H \quad (3.10)$$
$$L_{Hmin}=12000 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$d_{уд} = d_H + \Delta d_{Hy} = 5,5 + 0,9 = 6,4 \text{ г/кг.св.}$$

З'єднуємо точки Н і У. На цій лінії розташована точка суміші С. Визначаємо
це знаходження. Для цього будуємо промінь процесу:

$$E = \frac{3.6 \cdot \Delta Q_{II}}{W_{R/II}} = \frac{3.6 \cdot 38881}{14.2} = 9848, \text{ кДж/кг.}$$

$$G_p = (4.6/2 - 1) \cdot G_{n \min} = 1.3 \cdot 14400 = 18720 \text{ кг/год};$$

$$L_n = G_n / \rho = 15600 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Повітрообмін з надлишків тепла та вологи в зимовий період року.

У зимовий період також передбачено рециркуляцію повітря.

За параметрами зовнішнього повітря ($t_3 = -20^\circ\text{C}$, $I_3 = -20,2 \text{ кДж/кг св}$) будуємо точку Н (рис 3.2)

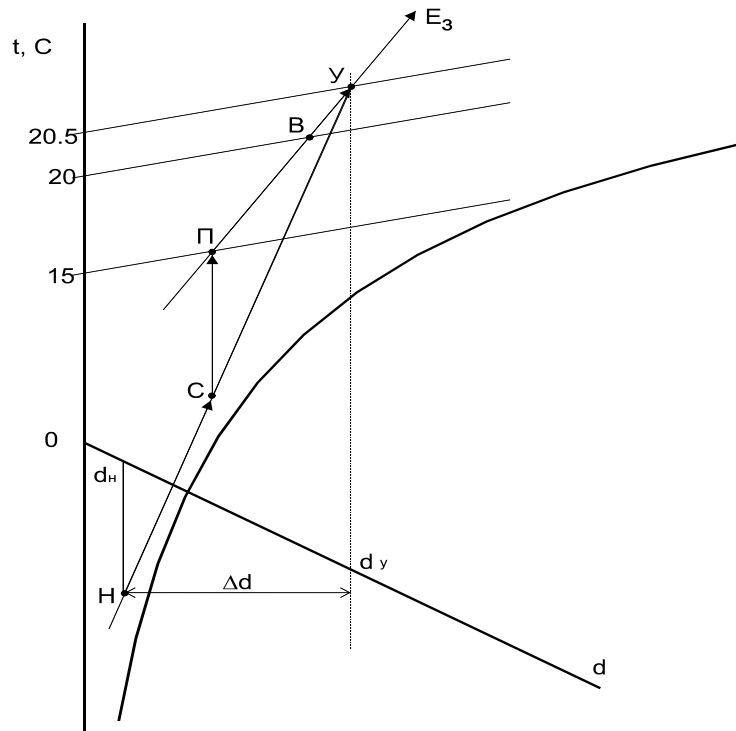


Рис. 3.2 Холодний період

Для побудови точки У знаходимо розрахункове збільшення вологовмісту повітря:

$$\Delta d_{HY} = \frac{W_{вл}}{\rho \cdot L_{H \min}} = d_{вуд} - d_H$$

$$W_{вл} = 14213 \text{ г/год};$$

$$L_{H \min} = L_H \text{ (по людям);}$$

$$L_{H \min} = 12000 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$\Delta d_{HY} = 14213 / 1,2 \cdot 12000 = 0,9 \text{ г/кг.св.};$$

$$D_{вид} = d_H + \Delta d_{HY} = 0,2 + 0,9 = 1,1 \text{ г/кг.св.}$$

Проводимо ізотерми $t_{вид} = 20,54^\circ\text{C}$, $t_B = t_{p.з.} = 20^\circ\text{C}$, $t_3 = 15^\circ\text{C}$.

Точка У знаходиться на перетині відрізка $\Delta d_{вид} = \text{const}$ та відрізка $t_{вид} = \text{const}$.

Об'єднуємо точки Н і У. На цій лінії розташована точка суміші С. Визначаємо її місцезнаходження. Для цього будуємо лінію процесу:

$$E = \frac{3.6 \cdot \Delta Q_{II}}{W_{вЛ}} = \frac{3.6 \cdot 33016}{14.213} = 8363, \text{ кДж/кг}_{вЛ}$$

Результат розрахунку повітряних обмінів зводимо до таблиці 3.3.

Таблиця 3.3

Результат розрахунку повітрообмінів у залі для глядачів

Період року	Повітрообмін L_H за факторами, $\text{м}^3/\text{год}$				Максимальний повітрообмін, $\text{м}^3/\text{год}$
	За мінімальною кратністю	По CO_2	За мінімальною кратністю	За Id-діаграмою	
Т	1729	6317	12000	16509	16509
П	1729	6317	12000	15600	15600
Х	1729	6317	12000	17743	17743

3.3. Розрахунок повітрообміну з нормативної кратності

Для решти приміщень повітряні обміни розраховуються за нормативною кратністю залежно від призначення приміщення. Результати розрахунку в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4

Розрахунок повітрообміну будівлі будинку культури

№	Назва приміщення	$V_P, \text{м}^3$	Кратність, 1/год		$L_n, \text{м}^3/\text{год}$		Прим.
			приплив	витяжка	приплив	витяжка	
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Глядацький зал	2035	8,5	8,5	17743	17743	
2	Фойє	530	-	2	1060	-	
3	Буфет	220	1	1	220	220	
4	Туалет	-	-	-	-	400	
5	Студія хореографії	235	2	2	470	470	
6	Репетиційна зала	154	2	2	308	308	
8	Хорова студія	98	2	2	196	196	
9	Склад об'ємних декорацій	108	-	1	-	108	
10	Студія хореографії	235	2	2	470	470	

3.4. Розрахунок повітророзподілу

Для глядацького залу приймаємо схему повітрообміну знизу-вгору, так як є надлишки тепла та вологи.

Подача повітря здійснюється плафонами типу ВДШ.

Для знаходження необхідної кількості розподільників повітря Z площа підлоги приміщення F ділиться на площі будівельних модулів F_n . $z=F/F_n$.

Визначаємо кількість повітря, що припадає на один розподільник повітря,

$$L_0=L_{\text{СУМ}}/Z; \quad (3.11)$$

де $L_{\text{СУМ}}$ – загальна кількість припливного повітря, що подається через плафони.

$$L_0=17743/10=1774 \text{ м}^3/\text{год}.$$

З отриманої подачі L_0 по табл. 5.17 [7] вибираємо тип і типорозмір розподільника повітря (ВДШ-4). Далі знаходимо швидкість у його горловині:

$$g_0 = g_x \cdot \frac{X_n}{m \cdot \sqrt{F_0} \cdot K_C \cdot K_{\Pi} \cdot K_{B3}}, \quad (3.11)$$

де $g_x = k \cdot g_{\text{ДОП}} = 1,4 \cdot 0,2 = 0,28 \text{ м/с}$;

$$X_{\Pi} = H_{\Pi} - h_{\text{ПОТ}} - h_{\text{ПЛ}} - h_{\text{РЗ}};$$

$$X_{\Pi} = 7,4 - 1 - 0,5 - 0,3 = 4,6 \text{ м};$$

$m_1 = 0,8$; $n_1 = 0,65$ – по таблице 5.18[4];

$$F_0 = L_0 / 3600 \cdot 5 = 1774 / 3600 \cdot 5 = 0,085 \text{ м}^2.$$

Приймаємо ВДШ-4, $F_0 = 0,13 \text{ м}^2$.

Значення коефіцієнтів:

$$K_C = 0,25; \text{ так як } \frac{X_n}{\sqrt{F_n}} = \frac{4,6}{\sqrt{5 \cdot 5,5}} = 0,87 \text{ м};$$

$$K_{B3} = 1; \text{ так як } 1/X_n = 5,5/4,6 = 1,2;$$

$K_H = 1,0$; т.к A_r – не обмежений.

$$g_0 = 0,28 \cdot \frac{4,6}{0,8 \cdot \sqrt{0,13} \cdot 0,25 \cdot 1,0} = 55,6 \text{ м/с};$$

$$g_{\text{ф.д.}} = \frac{1774}{3600 \cdot 0,13} = 3,79 \text{ м/с};$$

тобто умова $\vartheta_{\phi} < \vartheta_0$ задоволено

$$\Delta t_x = t_x - t_0 = \frac{n \cdot \Delta t \cdot \sqrt{F_0} \cdot K_{B3}}{X_n \cdot K_C \cdot K_H} = \frac{0,65 \cdot 6 \cdot \sqrt{0,08} \cdot 1}{4,6 \cdot 1,3 \cdot 0,25} = 0,74^\circ\text{C};$$

що відповідає умовам, тобто $< 1^\circ\text{C}$.

Для інших приміщень розрахунок розподілу повітря проводиться аналогічно.

3.5. Аеродинамічний розрахунок системи вентиляції будинку культури

Аеродинамічний розрахунок системи вентиляції виконують з метою визначення розмірів поперечного перерізу окремих ділянок мережі. У системах із механічним спонуканням руху повітря втрати тиску є визначальним фактором при виборі вентилятора. У такому випадку підбір розмірів поперечного перерізу повітроводів здійснюють відповідно до допустимих швидкостей руху повітря.

Втрати тиску ΔP , Па, на ділянці повітроводу довжиною l визначають за формулою:

$$\Delta P = R\beta l + Z, \quad (3.12)$$

де R – питомі втрати тиску на 1м повітроводу, Па/мБ визначаються за табл.12.17 [4];

β - коефіцієнт, що враховує фактичну шорсткість стінок повітроводу, визначаємо за табл. 12.14 [4];

Z - втрати тиску у місцевих опорах, Па, визначаємо за формулою:

$$Z = \Sigma \xi \cdot P_g, \quad (3.13)$$

де P_g – динамічний тиск повітря на ділянці, Па, визначаємо по табл. [4];

$\Sigma \xi$ - сума коефіцієнтів місцевих опорів.

Аеродинамічний розрахунок системи вентиляції складається з двох основних етапів:

- розрахунок ділянок основного напрямку;
- ув'язування відгалужень.

Послідовність розрахунку:

- визначають навантаження розрахункових ділянок, які характеризуються сталою витратою повітря;
- обирають основний напрямок, для чого визначають найбільш протяжний ланцюг ділянок;
- нумерують ділянки магістралі та відгалужень, починаючи з найбільш віддаленої ділянки з найбільшою витратою повітря.

Розміри перерізу повітроводу визначаємо за формулою:

$$F^{OP} = \frac{L}{3600 \cdot g_p}, \text{ м}^2, \quad (3.14)$$

де L – витрата повітря на ділянці, $\text{м}^3/\text{год}$;

g_p - рекомендована швидкість руху повітря м/с .

Знаючи орієнтовну площу перерізу, визначаємо стандартний повітропровід і розраховуємо фактичну швидкість повітря:

$$g_\phi = \frac{L}{3600 \cdot F_\phi}, \text{ м/с}. \quad (3.15)$$

Визначаємо R , P_g по табл. 12.17 [4].

Визначаємо коефіцієнти місцевих опорів.

Загальні втрати тиску в системі дорівнюють сумі втрат тиску в повітроводах по магістралі та у вентиляційному устаткуванні:

$$\Delta P = \Sigma(R\beta + Z)_{\text{маг}} + \Delta P_{\text{об}}.$$

Методика розрахунку відгалужень аналогічна.

Аеродинамічний розрахунок системи природної вентиляції проводимо аналогічно розрахунку систем вентиляції з механічним спонуканням.

Сумарні втрати тиску $\Sigma(RL + Z)$ порівнюємо з величиною діючого гравітаційного тиску. Розбіжність між ними має бути в межах 10%.

Розрахунок систем природної вентиляції.

Розміри каналів приймаються кратним розмірам цегли. Повітрообмін визначено за нормованими кратностями. На витяжних каналах встановлені решітки регульовані Р150, встановлені на відстані 0,2-0,5м від стелі.

Для кожної гілки обчислюється величина розрахункового гравітаційного тиску:

$$\Delta P_{\text{гр}} = 9,8 \cdot h \cdot (\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}}), \text{ Па}, \quad (3.16)$$

де h – відстань по вертикалі від центру вентиляційних ґрат до гирла витяжної шахти, м;

$\rho_{\text{з}}, \rho_{\text{в}}$ – відповідно щільність зовнішнього повітря за температури $+5^{\circ}\text{C}$ та щільність внутрішнього повітря за температури $+20^{\circ}\text{C}$, кг/м^3 .

Примітка.

Величина швидкості повітря в живому перерізі жалюзійних ґрат не повинна перевищувати 3 м/с;

У системі природної вентиляції використовуємо вентиляційні ґрати з регулятором витрати повітря.

При налагодженні системи природної вентиляції за допомогою регулятора витрати повітря встановлюється розрахункова витрата повітря у живому перерізі вентиляційної решітки.

Результати розрахунків зведено до таблиці 3.1 додатка 3.

Зробимо вибір калорифера для припливної системи П1. Для підігріву припливного повітря використовуємо калорифери, які обігріваються водою. Припливне повітря необхідно нагрівати від зовнішньої температури $t_{\text{з}} = 20^{\circ}\text{C}$ до температури на $1 \div 1,5^{\circ}\text{C}$ меншої температури припливу (цей запас компенсується нагріванням повітря у повітроводах).

Кількість повітря, що нагрівається, складаємо $17743 \text{ м}^3/\text{год}$.

Кількість повітря, що нагрівається, складаємо $\vartheta\rho = 8 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$.

Розраховуємо орієнтовну площу живого перерізу калориферної установки.

$$f_{\text{ку}}^{\text{оп}} = L_{\text{п}} \cdot \rho_{\text{н}} / (3600 \cdot \vartheta\rho), \text{ м}^2 \quad (3.17)$$

де $L_{\text{п}}$ – витрата повітря, що нагрівається, $\text{м}^3/\text{год}$;

$\rho_{\text{н}}$ – щільність повітря, кг/м^3 ;

$$f_{\text{ку}}^{\text{оп}} = 17743 \cdot 1.332 / (3600 \cdot 10) = 0.79 \text{ м}^2.$$

По $f_{\text{ку}}^{\text{оп}}$ та табл. 4.37 [5] приймаємо калорифер типу КВС-9п, для котрого:

- площа поверхні нагріву $F_{\text{к}} = 19,56 \text{ м}^2$;

- площа живого перетину по повітрю $f_k=0.237622 \text{ м}^2$;

- за теплоносієм $f_{\text{тр}}=0.001159 \text{ м}^2$.

Розрахуємо необхідну кількість калориферів, встановлених паралельно повітрю:

$$m_{\parallel \text{в}} = f_{\text{ку}}^{\text{оп}} / f_k = 0.79 / 0.237622 = 3.3. \text{ Приймаємо } m_{\parallel \text{в}} = 3 \text{ шт};$$

Розрахуємо дійсну швидкість руху повітря.

$$(\vartheta \rho)^{\text{д}} = L_n \cdot \rho_{\text{н}} / (3600 \cdot f_k \cdot m_{\parallel \text{в}}) = 21377 - 1.332 / (3600 \cdot 0.237622) = 8.35 \text{ кг/м}^2\text{с};$$

Визначаємо витрату тепла на нагрівання повітря, Вт/год:

$$Q_{\text{к.у.}} = 0.278 \cdot L_n \cdot C_v \cdot (t_k - t_3^6) = 0.278 \cdot 21377 \cdot 1.2(19 - (-8)) = 164021 \text{ Вт}.$$

Розрахуємо кількість теплоносія, що проходить через калориферну установку.

$$W = (Q_{\text{к.у.}} \cdot 3.6) / \rho_{\text{в}} \cdot C_v \cdot (t_{\text{г}} - t_0), \text{ м}^3/\text{год}; \quad (3.18)$$

$$W = (164021 \cdot 3.6) / 4.19 \cdot 1000 \cdot (75 - 55) = 2.82 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Визначаємо дійсну швидкість води у трубках калорифера.

$$\varpi = W / (3600 \cdot f_{\text{тр}} \cdot n_{\parallel \text{м}}), \text{ м/с}; \quad (3.19)$$

$$\varpi = 2.82 / (3600 \cdot 0.001159 \cdot 3) = 0.23, \text{ м/с}.$$

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі;

$$K = 33.5 \text{ Вт/м}^2\text{°С}.$$

Визначаємо необхідну поверхню нагрівання калориферної установки:

$$F_{\text{ку}}^{\text{тп}} = Q_{\text{ку}} / (K(t_{\text{ср т}} - t_{\text{ср в}}), \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{ку}}^{\text{тп}} = 164021 / (33.5 \cdot (75 + 55/2) - (19 - 8/2)) = 50.73 \text{ м}^2;$$

$$N_k = F_{\text{ку}}^{\text{тп}} / F_{\text{ку}} = 50.73 / 19.56 = 2.89. \text{ Приймаємо } 3 \text{ шт}$$

Знаючи загальну кількість калориферів, знаходимо кількість калориферів послідовно повітрям:

$$n_{\text{посл в}} = N_k / m_{\parallel \text{в}} = 3 / 3 = 1 \text{ шт}.$$

Визначаємо запас поверхні нагріву:

$$\text{Запас} = (F_k - F_{\text{ку}}^{\text{тп}}) / F_{\text{ку}}^{\text{тп}} \cdot 100\% = 10 \div 20\%;$$

$$\text{Запас} = (15.86 - 50.73) / 50.73 = 15\% \leq 20\%;$$

Умову виконано.

Визначимо аеродинамічний опір калориферної установки по [5].

$P_k=65.1$ Па.

Калорифери для інших систем припливу вибираємо електричні. Потужність електричного нагрівача визначається за формулою:

$$N_n = G_g \cdot 0,36 \cdot \Delta t, \text{ м / с } , \quad (3.20)$$

де G_g - повітряний потік через нагрівач $\text{м}^3/\text{год}$, Δt – збільшення температур $^{\circ}\text{C}$

Результати вибору нагрівачів заноситься до таблиці 3.5.

Таблиця 3.5

Нагрівачі систем вентиляції

	Найменування системи	Марка нагрівача	Потужність нагрівача, кВт
1	П2	PBER 600X350/27	27
2	П3	PBER 400X200/12	12
3	ПВУ1	PBER 100/0,6	0,6
4	ПВУ2	PBER 100/0,6	0,6
5	ПВУ3	PBER 100/0,6	0,6
6	ПВУ4	PBER 160/3,0	3

Вентилятори підбирають за зведеним графіком та індивідуальними характеристиками. [4].

Вентилятори, що розміщуються за межами приміщення, що обслуговується, вибираємо з урахуванням втрати повітря в припливній системі, вводячи підвищуючі коефіцієнти. Результати вибору вентиляторів заносяться до таблиці 3.6.

Таблиця 3.6

Вентилятори систем вентиляції

	Найменування системи	Марка нагрівача	Потужність нагрівача, кВт
1	П1	IRE 60x35F	3,3
2	В1	IRE 50x25F	0,62
3	П2	IRE 60x35F	3,3
4	П3	IRE 40x20D	0.38
5	ПВУ1	PBEC 100/0.6	0.6
6	ПВУ2	PBEC 100/0.6	0.6
7	ПВУ3	PBEC 100/0.6	0.6
8	ПВУ4	PBEC 100/0.6	0.6
9	В2	IRE 125C	0,122

Рівень шуму є суттєвим критерієм якості систем вентиляції, що необхідно враховувати під час проектування будівель різного призначення.

За табл. 17.1 [4] вибираємо за типом приміщення рекомендовані номери граничних спектрів (ПС) та рівні звуку за шкалою А, що характеризують шум від системи вентиляції, що допускається.:

Для залу для глядачів ПС=35, А=40 дБ.

За табл. 17.3 [4] визначаємо активні рівні звукового тиску $L_{\text{доп}}$ при частотах октавних смуг 125 і 250 Гц.

$$L_{\text{доп}125}=52\text{Дб} \quad L_{\text{доп}250}=45\text{ Дб}.$$

Розраховуємо фактичний рівень шуму в розрахунковій точці за формулою:

$$L=L_{\text{в окт}} + 10\lg(\Phi/4\pi x_{\text{п}}^2 + 4\Phi/B), \quad (3.21)$$

де Φ – фактор спрямованості випромінювання джерела шуму, $\Phi=1$;

$x_{\text{п}}$ – відстань від джерела шуму до робочої зони, м;

$L_{\text{в окт}}$ – октавний рівень звукової масивності вентилятора, дБ;

$$L_{\text{в окт}} = L_{\text{р общ}} - \Delta L_1 + \Delta L_2, \quad (3.22)$$

де $L_{\text{р общ}}$ – загальний рівень звукової потужності вентилятора, дБ;

L_1 – поправка, що враховує розподіл звукової потужності вентилятора по октавних смугах, дБ, приймається за вибраним типом вентилятора та частотами обертання по [4]:

$$L_{1125}=7\text{Дб}, L_{1250}=5\text{Дб};$$

L_2 – поправка, що враховує акустичний вплив приєднання повітроводу до вентилятора, дБ, приймається по [4];

$$L_{2125}=3\text{Дб} \quad L_{2250}=0.5\text{Дб};$$

$$L_{\text{р общ}} = \tau + 10\lg Q + 25 \lg H + \delta; \quad (3.23)$$

τ – критерій шумності, дБ, що залежить від типу та конструкції вентилятора, по [4]; $\tau = 41$ дБ.

H – повний тиск вентилятора, кгс/м²;

δ - виправлення на режим роботи, дБ;

$$\delta=0 \quad Q=3600 \text{ м}^3/\text{год} \quad H=550 \text{ кгс/м}^2;$$

$$L_{\text{р общ}} = 41 + 10\lg(25000/3600) + 25\lg(550/9.8) = 93.14 \text{ дБ};$$

$$L_{125B \text{ окт}} = 93.14 - 7 + 3 = 89.14 \text{ дБ};$$

$$L_{250B \text{ окт}} = 93.14 - 5 + 0.5 = 87.64 \text{ дБ};$$

$$L_{125p} = 89.14 + 10 \lg(1/4 \cdot 3.14 \cdot 4.6) = 72.51 \text{ дБ};$$

$$L_{250p} = 87.64 + 10 \lg(1/4 \cdot 3.14 \cdot 4.6) = 70.02 \text{ дБ};$$

Розрахуємо необхідне зниження рівня звуку:

$$\Delta L_p^{mp} = L_p - L_{\text{дон}} - \sum_{i=1}^n L_{\text{эл.сети}} + B + 10 \times \lg m;$$

$m=0$:

$$\Delta L_{125\text{ел.мер}} = 71.52 - 52 - 12.83 + 5 = 11.69 \text{ дБ};$$

$$\Delta L_{250\text{ел.мер}} = 70.02 - 45 - 18.68 + 5 = 11.34 \text{ дБ}.$$

Орієнтовний переріз шумоглушника:

$$f_{\text{шор}} = L / 3600 \cdot \eta_{\text{доп}} = 25000 / 3600 \cdot 6 = 1.157 \text{ дБ}.$$

Приймаємо шумоглушник пластинчастий.

$f_g = 1.2 \text{ м}^2$. Зовнішні розміри 1600x1500 мм, довжина 2м.

Зниження шуму $L_{125} = 12 \text{ дБ}$ $L = 20 \text{ дБ}$. $\eta_g = 5.79 \text{ м/с}$.

Визначаємо втрати тиску в шумоглушнику.

$$\Delta P_{\text{ш}} = \left(\xi_{\text{ш}} + \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{l}{D_{\text{ш}}} \right) \cdot \frac{\rho \cdot g_{\text{ш}}^2}{2}, \quad (3.24)$$

$$\text{де } \lambda_{\text{тр}} = 0.11 \cdot \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{K_{\text{ш}}}{D} \right)^{0.25}, \quad (3.25)$$

$$\text{Re} = \frac{gd}{\nu} = \frac{5.79 \cdot 1.5}{15.1 \cdot 10^{-6}} = 575166,$$

$$\text{тоді } \lambda_{\text{тр}} = 0.11 \cdot \left(\frac{68}{575166} + \frac{0.1}{1.5} \right)^{0.25} = 0.056.$$

$$\Delta P_{\text{ш}} = \left(2 + 0.056 \cdot \frac{2}{1.5} \right) \cdot \frac{1.2 \cdot 5.79^2}{2} = 41.73 \text{ Па}.$$

Для інших систем розрахунків шумоглушників ведеться аналогічно.

Результати розрахунків шумоглушників заносяться до таблиці 3.7.

Шумоглушники систем вентиляції

	Найменування системи	Марка шумоглушника
1	П1	ТН 600х350
2	В1	SLU 200/600
3	П2	ТН 600х350
4	П3	ТН 400х200
5	ПВУ1	SLU 200/600
6	ПВУ2	SLU 200/600
7	ПВУ3	SLU 200/600
8	ПВУ4	-
9	В2	SLU 125/600

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА КОНСТРУКТИВНОГО ВУЗЛА КОТЛА ПТВМ - 30

4.1. Призначення, принцип дії визначення початкових параметрів

Для покриття пікових теплових навантажень були створені водогрійні котли типу ПТВМ (П – піковий, Т – теплофікаційний, В – водогрійний, М – мазутний) теплопродуктивністю 35 ... 209 МВт (рис.4.1).

Котли п-подібного компоновання водотрубні із примусовою циркуляцією спроектовані для роботи на мазуті і природному газі.

Топка котла екранована трубами діаметром 60*3 мм і обладнана шістьма газомазутними пальниками. Конвективна поверхня розміщена у опускній шахті з екранованими стінками. Вхід води здійснюється до фронтального екрана топкової камери, а вихід – з бокового екрана топки. Обмурівка котла виконана полегшеною, з кріпленням до труб.

Основні характеристики котла ПТВМ-30 наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

Технічні характеристики котла ПТВМ-30

Показник	Одиниця	Значення
Теплопродуктивність	Гкал/год (МВт)	40/35 (46,5/40,7)
Температура води: на вході (основний режим) на вході (піковий режим) на виході	°С °С °С	70 104 150
Надлишковий тиск води	МПа	2,5
Витрата води: основний режим піковий режим	т/год	500/400 —
Витрата палива: газ мазут	м ³ /год кг/год	5200 4355
Площа поверхні нагріву: радіаційна конвективна	м ² м ²	128,9 693
Об'єм топки	м ³	81,5

Продовження таблиці 4.1

Гідравлічний опір котла	МПа (кгс/см ²)	0,17 (1,7)
Температура відхідних газів:		
газ	°C	162
мазут	°C	250
Коефіцієнт корисної дії:		
газ	%	90,1
мазут	%	87,9
Тип пальника		РГМГ-30
Кількість пальників	—	6
Маса металевої частини	кг	64000
Габаритні розміри:		
довжина	мм	9360
ширина	мм	8240
висота	мм	12280

Котел призначений для покриття теплофікаційних навантажень (опалення, вентиляції і гарячого водопостачання) промислових і побутових споживачів, а також для технологічних процесів.

Котел обладнаний газомазутними пальниками з ротаційною форсункою (рис. 4.2).

Ротаційні форсунки відрізняються тим, що в них паливо розпилюється під впливом відцентрової сили, яка створюється ротором, що швидко обертається. Основою конструкції форсунки є конічна чаша 3, що розташована на кінці вала 9, який під час роботи форсунки обертається зі швидкістю 5 ...7 тис. обертів за хвилину. Паливо по мазутопроводу подається через камеру у чашу й під впливом відцентрової сили розтікається по її внутрішній поверхні, а потім у вигляді тонкої плівки надходить у топкову камеру, де перетворюється в краплі. Для поліпшення розпилювання палива навколо чаші через зазор, утворений нею й соплом 4, у топку крильчаткою вентилятора 7, що також сидить на валу 9, подається частина повітря, необхідного для горіння. Вторинне повітря надходить у топку через кільцевий зазор, утворений соплом 4 і кожухом 2. Продуктивність форсунок досягає 3 т/год і більше. Якість розпилення в них не гірше, ніж у форсунок інших типів. Вони не вимагають нафтонасосів високого тиску, тому що опір їх незначний, і не мають потреби в тонкій фільтрації палива. Їхня продуктив-

вність регулюється в межах від 15...20 до 100% номінальної. Недоліками ротaційних форсунок є складність пристрою й створюваний ними шум.

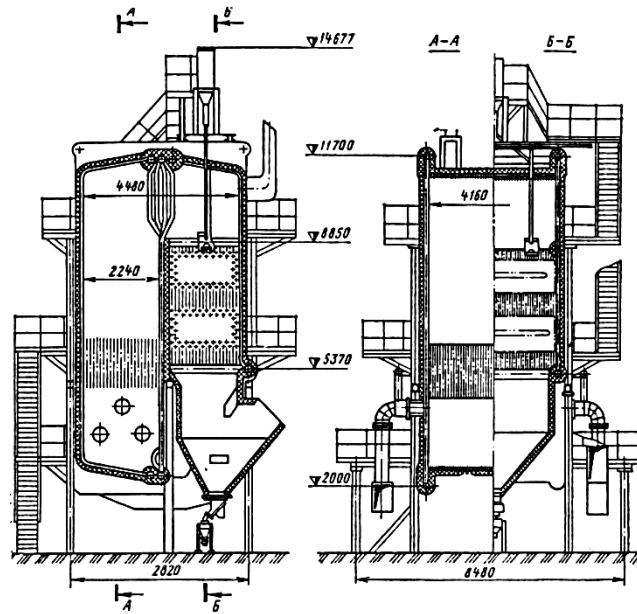


Рис. 4.1 Загальний вид котла ПТВМ-30

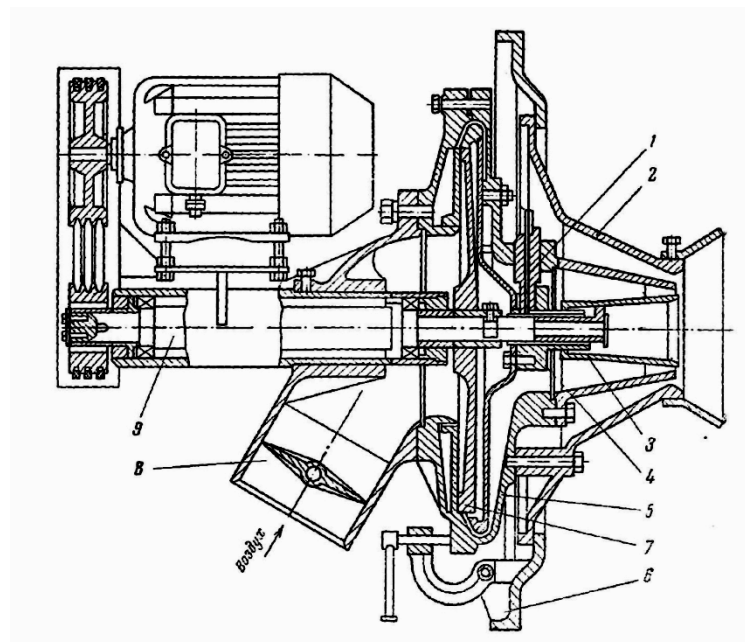


Рис. 4.2 Газомазутна ротаційна форсунка

4.2 Визначення конструктивних характеристик котла ПТВМ-30

Топка:

об'єм топкової камери (разом з камерою догоряння), м^3 ,

$$V_T := 82$$

поверхня стін топкової камери, м^2 ,

$$F_{\text{СТ}} := 133$$

променесприймальна поверхня, м^2 ,

$$F_{\text{пр.т}} := 128.6$$

Фестон:

поверхня нагріву, м^2 ,

$$F_{\Phi} := 27$$

діаметр труб, м,

$$d_{\Phi} := 0.060$$

крок труб, м:

поперечний

$$s_{1\Phi} := 0.256$$

поздовжній

$$s_{2\Phi} := 0.200$$

кількість рядів

$$z_{2\Phi} := 4$$

розташування труб

шахове

переріз для проходу газів, м^2 ,

$$f_{\Phi} := 8.604$$

Конвективний пучок:

поверхня нагріву (разом з екранами конвективної шахти), м^2 ,

$$F_{\text{к.п}} := 666$$

діаметр труб, м,

$$d_{\text{к.п}} := 0.028$$

крок труб, м:

$$s_{1\text{к.п}} := 0.064$$

поперечний

$$s_{2\text{к.п}} := 0.040$$

поздовжній

шахове

розташування труб

$$f_{\text{к.п}} := 4.72$$

переріз для проходу газів, м^2 ,

4.3 Розрахунок об'ємів і ентальпій повітря та продуктів згоряння

4.3.1 Розрахунок об'ємів повітря та продуктів згоряння

Склад палива (мазут малосірчистий) на робочу масу з табл. 2.3 Д [1], %:

$$C_p := 84.6 \quad H_p := 11.7 \quad S_p := 0.3 \quad O_p := 0.3 \quad A_p := 0.1 \quad W_p := 3.0$$

Перевірка $C_p + H_p + S_p + O_p + W_p + A_p = 100$

Коефіцієнт надлишку повітря після поверхні нагріву:

на виході з топки

$$\alpha_T := 1.1$$

на виході з конвективного пучка

$$\alpha_{\text{к.п}} := 1.15$$

Середній коефіцієнт надлишку повітря:

для топки

$$\alpha_{\text{ср.т}} := 1.1$$

для конвективного пучка $\alpha_{\text{ср.к.п}} := 0.5 \cdot (\alpha_{\text{т}} + \alpha_{\text{к.п}})$

$$\alpha_{\text{ср.к.п}} = 1.125$$

Теоретична кількість сухого повітря, м³/кг,

$$V_{\text{о}} := 0.0889(C_{\text{p}} + 0.375 \cdot S_{\text{p}}) + 0.265 \cdot H_{\text{p}} - 0.0333 \cdot O_{\text{p}} \quad V_{\text{о}} = 10.621$$

Об'єм триатомних газів, м³/кг,

$$V_{\text{RO2}} := 0.0187(C_{\text{p}} + 0.375 \cdot S_{\text{p}}) \quad V_{\text{RO2}} = 1.584$$

Теоретичний об'єм водяної пари, м³/кг,

$$V_{\text{оH2O}} := 0.111 \cdot H_{\text{p}} + 0.0124 \cdot W_{\text{p}} + 0.0161 \cdot V_{\text{о}} \quad V_{\text{оH2O}} = 1.507$$

Теоретичний об'єм азоту, м³/кг,

$$V_{\text{оN2}} := 0.79 \cdot V_{\text{о}} \quad V_{\text{оN2}} = 8.391$$

Дійсний об'єм водяної пари, м³/кг:

топка

$$V_{\text{H2Oт}} := V_{\text{оH2O}} + 0.0161(\alpha_{\text{ср.т}} - 1) \cdot V_{\text{о}} \quad V_{\text{H2Oт}} = 1.524$$

конвективний пучок

$$V_{\text{H2Ok.п}} := V_{\text{оH2O}} + 0.0161(\alpha_{\text{ср.к.п}} - 1) \cdot V_{\text{о}} \quad V_{\text{H2Ok.п}} = 1.528$$

Об'єм продуктів згорання, м³/кг,

топка

$$V_{\text{г.т}} := V_{\text{RO2}} + V_{\text{оN2}} + V_{\text{H2Oт}} + (\alpha_{\text{ср.т}} - 1)V_{\text{о}} \quad V_{\text{г.т}} = 12.561$$

конвективний пучок

$$V_{\text{г.к.п}} := V_{\text{RO2}} + V_{\text{оN2}} + V_{\text{H2Ok.п}} + (\alpha_{\text{ср.к.п}} - 1)V_{\text{о}} \quad V_{\text{г.к.п}} = 12.831$$

Об'ємні частки продуктів згорання:

триатомних газів

$$r_{\text{RO2т}} := \frac{V_{\text{RO2}}}{V_{\text{г.т}}} \quad r_{\text{RO2к.п}} := \frac{V_{\text{RO2}}}{V_{\text{г.к.п}}}$$

$$r_{\text{RO2т}} = 0.126 \quad r_{\text{RO2к.п}} = 0.123$$

водяної пари

$$r_{\text{H2Oт}} := \frac{V_{\text{H2Oт}}}{V_{\text{г.т}}} \quad r_{\text{H2Ok.п}} := \frac{V_{\text{H2Ok.п}}}{V_{\text{г.к.п}}}$$

$$r_{\text{H2Oт}} = 0.121 \quad r_{\text{H2Ok.п}} = 0.119$$

суми триатомних газів

$$r_{\text{п.т}} := r_{\text{RO2т}} + r_{\text{H2Oт}} \quad r_{\text{п.к.п}} := r_{\text{RO2к.п}} + r_{\text{H2Ok.п}}$$

$$r_{\text{п.т}} = 0.247 \quad r_{\text{п.к.п}} = 0.243$$

4.3.2 Розрахунок ентальпії продуктів згоряння та побудова I-θ діаграми

Температура продуктів згоряння, °C, $\theta_I := 100$

Теплоємність продуктів згоряння і повітря, кДж/(м³·K),

$$C_{IRO_2} := 1.7003 \quad C_{IN_2} := 1.2958 \quad C_{IH_2O} := 1.5052 \quad C_{Iпов} := 1.3243$$

Ентальпія теоретичного об'єму газів, кДж/кг,

$$I_{oI\Gamma} := (V_{RO_2} \cdot C_{IRO_2} + V_{ON_2} \cdot C_{IN_2} + V_{OH_2O} \cdot C_{IH_2O}) \cdot \theta_I \quad I_{oI\Gamma} = 1.583 \times 10^3$$

Ентальпія теоретичної кількості повітря, кДж/кг,

$$I_{oIпов} := V_o \cdot C_{Iпов} \cdot \theta_I \quad I_{oIпов} = 1.407 \times 10^3$$

Ентальпія дійсного об'єму газів, кДж/кг,

топка

$$I_{I\Gamma.T} := I_{oI\Gamma} + (\alpha_T - 1) \cdot I_{oIпов} \quad I_{I\Gamma.T} = 1.724 \times 10^3$$

конвективний пучок

$$I_{I\Gamma.K.П} := I_{oI\Gamma} + (\alpha_{K.П} - 1) \cdot I_{oIпов} \quad I_{I\Gamma.K.П} = 1.794 \times 10^3$$

Температура продуктів згоряння, °C, $\theta_{II} := 200$

Теплоємність продуктів згоряння і повітря, кДж/(м³·K),

$$C_{IIRO_2} := 1.7873 \quad C_{IIN_2} := 1.2996 \quad C_{IIH_2O} := 1.5223 \quad C_{IIпов} := 1.3318$$

Ентальпія теоретичного об'єму газів, кДж/кг,

$$I_{oII\Gamma} := (V_{RO_2} \cdot C_{IIRO_2} + V_{ON_2} \cdot C_{IIN_2} + V_{OH_2O} \cdot C_{IIH_2O}) \cdot \theta_{II} \quad I_{oII\Gamma} = 3.206 \times 10^3$$

Ентальпія теоретичної кількості повітря, кДж/кг,

$$I_{oIIпов} := V_o \cdot C_{IIпов} \cdot \theta_{II} \quad I_{oIIпов} = 2.829 \times 10^3$$

топка

$$I_{II\Gamma.T} := I_{oII\Gamma} + (\alpha_T - 1) \cdot I_{oIIпов} \quad I_{II\Gamma.T} = 3.489 \times 10^3$$

конвективний пучок

$$I_{II\Gamma.K.П} := I_{oII\Gamma} + (\alpha_{K.П} - 1) \cdot I_{oIIпов} \quad I_{II\Gamma.K.П} = 3.63 \times 10^3$$

Температура продуктів згоряння, °C, $\theta_{III} := 400$

Теплоємність продуктів згоряння і повітря, кДж/(м³·K),

$$C_{IIIRO_2} := 1.9297 \quad C_{IIIN_2} := 1.3168 \quad C_{IIIH_2O} := 1.5664 \quad C_{IIИпов} := 1.3544$$

Ентальпія теоретичного об'єму газів, кДж/кг,

$$I_{oIII\Gamma} := (V_{RO_2} \cdot C_{IIIRO_2} + V_{O_{N_2}} \cdot C_{IIIN_2} + V_{O_{H_2O}} \cdot C_{IIIH_2O}) \cdot \theta_{III}$$
$$I_{oIII\Gamma} = 6.587 \times 10^3$$

Ентальпія теоретичної кількості повітря, кДж/кг,

$$I_{oIIIпов} := V_o \cdot C_{IIIпов} \cdot \theta_{III}$$
$$I_{oIIIпов} = 5.754 \times 10^3$$

Ентальпія дійсного об'єму газів, кДж/кг,

топка

$$I_{III\Gamma.T} := I_{oIII\Gamma} + (\alpha_T - 1) \cdot I_{oIIIпов}$$
$$I_{III\Gamma.T} = 7.162 \times 10^3$$

конвективний пучок

$$I_{III\Gamma.K.П} := I_{oIII\Gamma} + (\alpha_{K.П} - 1) \cdot I_{oIIIпов}$$
$$I_{III\Gamma.K.П} = 7.45 \times 10^3$$

Температура продуктів згоряння, °C, $\theta_{IY} := 600$

Теплоємність продуктів згоряння і повітря, кДж/(м³·K),

$$C_{IYRO_2} := 2.0411 \quad C_{IYN_2} := 1.3402 \quad C_{IYH_2O} := 1.6148 \quad C_{IYпов} := 1.3829$$

Ентальпія теоретичного об'єму газів, кДж/кг,

$$I_{oIY\Gamma} := (V_{RO_2} \cdot C_{IYRO_2} + V_{O_{N_2}} \cdot C_{IYN_2} + V_{O_{H_2O}} \cdot C_{IYH_2O}) \cdot \theta_{IY}$$
$$I_{oIY\Gamma} = 1.015 \times 10^4$$

Ентальпія теоретичної кількості повітря, кДж/кг,

$$I_{oIYпов} := V_o \cdot C_{IYпов} \cdot \theta_{IY}$$
$$I_{oIYпов} = 8.813 \times 10^3$$

Ентальпія дійсного об'єму газів, кДж/кг,

топка

$$I_{IY\Gamma.T} := I_{oIY\Gamma} + (\alpha_T - 1) \cdot I_{oIYпов}$$
$$I_{IY\Gamma.T} = 1.103 \times 10^4$$

конвективний пучок

$$I_{IY\Gamma.K.П} := I_{oIY\Gamma} + (\alpha_{K.П} - 1) \cdot I_{oIYпов}$$
$$I_{IY\Gamma.K.П} = 1.147 \times 10^4$$

Температура продуктів згоряння, °C, $\theta_Y := 800$

Теплоємність продуктів згоряння і повітря, кДж/(м³·K),

$$C_{YRO_2} := 2.1311 \quad C_{YN_2} := 1.3670 \quad C_{YH_2O} := 1.6680 \quad C_{Yпов} := 1.4114$$

Ентальпія теоретичного об'єму газів, кДж/кг,

$$I_{oY\Gamma} := (V_{RO_2} \cdot C_{YRO_2} + V_{O_{N_2}} \cdot C_{YN_2} + V_{O_{H_2O}} \cdot C_{YH_2O}) \cdot \theta_Y$$
$$I_{oY\Gamma} = 1.389 \times 10^4$$

Ентальпія теоретичної кількості повітря, кДж/кг,

$$I_{OY_{\text{пов}}} := V_o \cdot C_{Y_{\text{пов}}} \cdot \theta_Y \quad I_{OY_{\text{пов}}} = 1.199 \times 10^4$$

Ентальпія дійсного об'єму газів, кДж/кг,

топка

$$I_{Y_{\Gamma.T}} := I_{OY_{\Gamma}} + (\alpha_T - 1) \cdot I_{OY_{\text{пов}}} \quad I_{Y_{\Gamma.T}} = 1.509 \times 10^4$$

конвективний пучок

$$I_{Y_{\Gamma.K.П}} := I_{OY_{\Gamma}} + (\alpha_{K.П} - 1) \cdot I_{OY_{\text{пов}}} \quad I_{Y_{\Gamma.K.П}} = 1.569 \times 10^4$$

Температура продуктів згоряння, °C, $\theta_{YI} := 1000$

Теплоємність продуктів згоряння і повітря, кДж/(м³·K),

$$C_{YI_{RO_2}} := 2.2035 \quad C_{YI_{N_2}} := 1.3917 \quad C_{YI_{H_2O}} := 1.7229 \quad C_{YI_{\text{пов}}} := 1.4373$$

Ентальпія теоретичного об'єму газів, кДж/кг,

$$I_{OYI_{\Gamma}} := (V_{RO_2} \cdot C_{YI_{RO_2}} + V_{O_{N_2}} \cdot C_{YI_{N_2}} + V_{O_{H_2O}} \cdot C_{YI_{H_2O}}) \cdot \theta_{YI} \quad I_{OYI_{\Gamma}} = 1.776 \times 10^4$$

Ентальпія теоретичної кількості повітря, кДж/кг,

$$I_{OYI_{\text{пов}}} := V_o \cdot C_{YI_{\text{пов}}} \cdot \theta_{YI} \quad I_{OYI_{\text{пов}}} = 1.527 \times 10^4$$

Ентальпія дійсного об'єму газів, кДж/кг,

топка

$$I_{YI_{\Gamma.T}} := I_{OYI_{\Gamma}} + (\alpha_T - 1) \cdot I_{OYI_{\text{пов}}} \quad I_{YI_{\Gamma.T}} = 1.929 \times 10^4$$

конвективний пучок

$$I_{YI_{\Gamma.K.П}} := I_{OYI_{\Gamma}} + (\alpha_{K.П} - 1) \cdot I_{OYI_{\text{пов}}} \quad I_{YI_{\Gamma.K.П}} = 2.005 \times 10^4$$

Температура продуктів згоряння, °C, $\theta_{YII} := 1200$

Теплоємність продуктів згоряння і повітря, кДж/(м³·K),

$$C_{YII_{RO_2}} := 2.2638 \quad C_{YII_{N_2}} := 1.4143 \quad C_{YII_{H_2O}} := 1.7769 \quad C_{YII_{\text{пов}}} := 1.4612$$

Ентальпія теоретичного об'єму газів, кДж/кг,

$$I_{OYII_{\Gamma}} := (V_{RO_2} \cdot C_{YII_{RO_2}} + V_{O_{N_2}} \cdot C_{YII_{N_2}} + V_{O_{H_2O}} \cdot C_{YII_{H_2O}}) \cdot \theta_{YII} \quad I_{OYII_{\Gamma}} = 2.176 \times 10^4$$

Ентальпія теоретичної кількості повітря, кДж/кг,

$$I_{OYII_{\text{пов}}} := V_o \cdot C_{YII_{\text{пов}}} \cdot \theta_{YII} \quad I_{OYII_{\text{пов}}} = 1.862 \times 10^4$$

Ентальпія дійсного об'єму газів, кДж/кг,

топка

$$I_{YIII_{Г.Т}} := I_{OYIII_{Г}} + (\alpha_T - 1) \cdot I_{OYIII_{ПОВ}}$$

$$I_{YIII_{Г.Т}} = 2.362 \times 10^4$$

конвективний пучок

$$I_{YIII_{Г.К.П}} := I_{OYIII_{Г}} + (\alpha_{К.П} - 1) \cdot I_{OYIII_{ПОВ}}$$

$$I_{YIII_{Г.К.П}} = 2.455 \times 10^4$$

Температура продуктів згоряння, °C, $\theta_{YIII} := 1400$

Теплоємність продуктів згоряння і повітря, кДж/(м³·K),

$$C_{YIII_{RO2}} := 2.3136 \quad C_{YIII_{N2}} := 1.4348 \quad C_{YIII_{H2O}} := 1.8280 \quad C_{YIII_{ПОВ}} := 1.4830$$

Ентальпія теоретичного об'єму газів, кДж/кг,

$$I_{OYIII_{Г}} := (V_{RO2} \cdot C_{YIII_{RO2}} + V_{O_{N2}} \cdot C_{YIII_{N2}} + V_{O_{H2O}} \cdot C_{YIII_{H2O}}) \cdot \theta_{YIII}$$

$$I_{OYIII_{Г}} = 2.584 \times 10^4$$

Ентальпія теоретичної кількості повітря, кДж/кг,

$$I_{OYIII_{ПОВ}} := V_O \cdot C_{YIII_{ПОВ}} \cdot \theta_{YIII}$$

$$I_{OYIII_{ПОВ}} = 2.205 \times 10^4$$

Ентальпія дійсного об'єму газів, кДж/кг,

топка

$$I_{YIII_{Г.Т}} := I_{OYIII_{Г}} + (\alpha_T - 1) \cdot I_{OYIII_{ПОВ}}$$

$$I_{YIII_{Г.Т}} = 2.805 \times 10^4$$

конвективний пучок

$$I_{YIII_{Г.К.П}} := I_{OYIII_{Г}} + (\alpha_{К.П} - 1) \cdot I_{OYIII_{ПОВ}}$$

$$I_{YIII_{Г.К.П}} = 2.915 \times 10^4$$

Температура продуктів згоряння, °C, $\theta_{IX} := 1600$

Теплоємність продуктів згоряння і повітря, кДж/(м³·K),

$$C_{IX_{RO2}} := 2.3555 \quad C_{IX_{N2}} := 1.4528 \quad C_{IX_{H2O}} := 1.8761 \quad C_{IX_{ПОВ}} := 1.5018$$

Ентальпія теоретичного об'єму газів, кДж/кг,

$$I_{OIX_{Г}} := (V_{RO2} \cdot C_{IX_{RO2}} + V_{O_{N2}} \cdot C_{IX_{N2}} + V_{O_{H2O}} \cdot C_{IX_{H2O}}) \cdot \theta_{IX}$$

$$I_{OIX_{Г}} = 3 \times 10^4$$

Ентальпія теоретичної кількості повітря, кДж/кг,

$$I_{OIX_{ПОВ}} := V_O \cdot C_{IX_{ПОВ}} \cdot \theta_{IX}$$

$$I_{OIX_{ПОВ}} = 2.552 \times 10^4$$

Ентальпія дійсного об'єму газів, кДж/кг,

топка

$$I_{IX_{Г.Т}} := I_{OIX_{Г}} + (\alpha_T - 1) \cdot I_{OIX_{ПОВ}}$$

$$I_{IX_{Г.Т}} = 3.255 \times 10^4$$

конвективний пучок

$$I_{IX_{Г.К.П}} := I_{OIX_{Г}} + (\alpha_{К.П} - 1) \cdot I_{OIX_{ПОВ}}$$

$$I_{IX_{Г.К.П}} = 3.383 \times 10^4$$

Температура продуктів згоряння, °C, $\theta_X := 1800$

Теплоємність продуктів згоряння і повітря, кДж/(м³·K),

$$C_{XRO_2} := 2.3915 \quad C_{XN_2} := 1.4687 \quad C_{XH_2O} := 1.9213 \quad C_{X_{пов}} := 1.5177$$

Ентальпія теоретичного об'єму газів, кДж/кг,

$$I_{OX_{Г}} := (V_{RO_2} \cdot C_{XRO_2} + V_{O_{N_2}} \cdot C_{XN_2} + V_{O_{H_2O}} \cdot C_{XH_2O}) \cdot \theta_X$$

$$I_{OX_{Г}} = 3.421 \times 10^4$$

Ентальпія теоретичної кількості повітря, кДж/кг,

$$I_{OX_{пов}} := V_o \cdot C_{X_{пов}} \cdot \theta_X$$

$$I_{OX_{пов}} = 2.902 \times 10^4$$

Ентальпія дійсного об'єму газів, кДж/кг,

топка

$$I_{X_{Г.Т}} := I_{OX_{Г}} + (\alpha_T - 1) \cdot I_{OX_{пов}}$$

$$I_{X_{Г.Т}} = 3.712 \times 10^4$$

конвективний пучок

$$I_{X_{Г.к.п}} := I_{OX_{Г}} + (\alpha_{к.п} - 1) \cdot I_{OX_{пов}}$$

$$I_{X_{Г.к.п}} = 3.857 \times 10^4$$

Температура продуктів згоряння, °C, $\theta_{XI} := 2000$

Теплоємність продуктів згоряння і повітря, кДж/(м³·K),

$$C_{XIRO_2} := 2.4221 \quad C_{XIN_2} := 1.4825 \quad C_{XIH_2O} := 1.9628 \quad C_{XI_{пов}} := 1.5328$$

Ентальпія теоретичного об'єму газів, кДж/кг,

$$I_{OXI_{Г}} := (V_{RO_2} \cdot C_{XIRO_2} + V_{O_{N_2}} \cdot C_{XIN_2} + V_{O_{H_2O}} \cdot C_{XIH_2O}) \cdot \theta_{XI}$$

$$I_{OXI_{Г}} = 3.847 \times 10^4$$

Ентальпія теоретичної кількості повітря, кДж/кг,

$$I_{OXI_{пов}} := V_o \cdot C_{XI_{пов}} \cdot \theta_{XI}$$

$$I_{OXI_{пов}} = 3.256 \times 10^4$$

Ентальпія дійсного об'єму газів, кДж/кг,

топка

$$I_{XI_{Г.Т}} := I_{OXI_{Г}} + (\alpha_T - 1) \cdot I_{OXI_{пов}}$$

$$I_{XI_{Г.Т}} = 4.172 \times 10^4$$

конвективний пучок

$$I_{XI_{Г.к.п}} := I_{OXI_{Г}} + (\alpha_{к.п} - 1) \cdot I_{OXI_{пов}}$$

$$I_{XI_{Г.к.п}} = 4.335 \times 10^4$$

Температура продуктів згоряння, °C, $\theta_{XII} := 2200$

Теплоємність продуктів згоряння і повітря, кДж/(м³·K),

$$C_{XIIRO_2} := 2.4484 \quad C_{XIIN_2} := 1.4951 \quad C_{XIIH_2O} := 2.0009 \quad C_{XII_{пов}} := 1.5462$$

Ентальпія теоретичного об'єму газів, кДж/кг,

$$I_{oXII\Gamma} := (V_{RO2} \cdot C_{XIIRO2} + V_{oN2} \cdot C_{XIIIN2} + V_{oH2O} \cdot C_{XIIH2O}) \cdot \theta_{XII}$$

$$I_{oXII\Gamma} = 4.277 \times 10^4$$

Ентальпія теоретичної кількості повітря, кДж/кг,

$$I_{oXIIпов} := V_o \cdot C_{XIIпов} \cdot \theta_{XII}$$

$$I_{oXIIпов} = 3.613 \times 10^4$$

Ентальпія дійсного об'єму газів, кДж/кг,
топка

$$I_{XII\Gamma.T} := I_{oXII\Gamma} + (\alpha_T - 1) \cdot I_{oXIIпов}$$

$$I_{XII\Gamma.T} = 4.638 \times 10^4$$

конвективний пучок

$$I_{XII\Gamma.K.П} := I_{oXII\Gamma} + (\alpha_{K.П} - 1) \cdot I_{oXIIпов}$$

$$I_{XII\Gamma.K.П} = 4.819 \times 10^4$$

Діаграми I- θ показана на рис.3.

$$I_{\Gamma.T}$$

$$data1 := \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ \theta_I & I_{I\Gamma.T} \\ \theta_{II} & I_{II\Gamma.T} \\ \theta_{III} & I_{III\Gamma.T} \\ \theta_{IV} & I_{IV\Gamma.T} \\ \theta_V & I_{V\Gamma.T} \\ \theta_{VI} & I_{VI\Gamma.T} \\ \theta_{VII} & I_{VII\Gamma.T} \\ \theta_{VIII} & I_{VIII\Gamma.T} \\ \theta_{IX} & I_{IX\Gamma.T} \\ \theta_X & I_{X\Gamma.T} \\ \theta_{XI} & I_{XI\Gamma.T} \\ \theta_{XII} & I_{XII\Gamma.T} \end{pmatrix}$$

$$data1 := csort(data1, 0) \quad \theta := data1^{\langle 0 \rangle} \quad I_{\Gamma.T} := data1^{\langle 1 \rangle}$$

$$fits1(\theta_{XII}) = 4.638 \times 10^4 \quad \underline{\underline{S}} := cspline(\theta, I_{\Gamma.T}) \quad fits1(x) := interp(S, \theta, I_{\Gamma.T}, x)$$

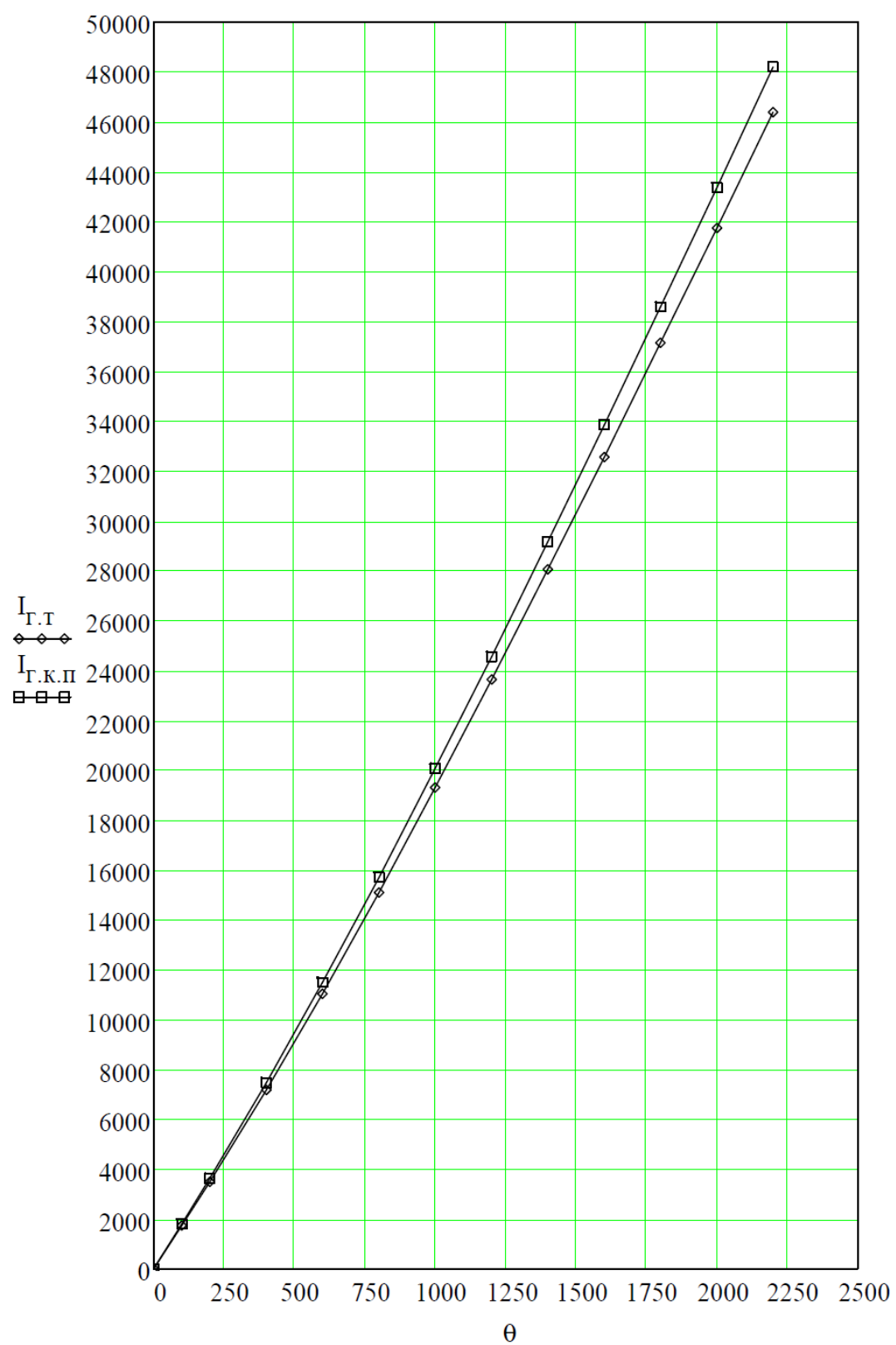


Рис 4.3 Діаграми I- θ продуктів згоряння

4.4 Складання теплового балансу котла

Нижча теплота згоряння палива, кДж/кг,

$$Q_{ir} := 40310$$

Температура підігрівання мазуту (приймається), С,

$$t_{пал} := 100$$

Теплоємність мазуту, кДж/(кг*К),

$$C_{пал} := (1.74 + 0.0025 \cdot t_{пал})$$

$$C_{пал} = 1.99$$

Фізична теплота палива, кДж/кг,

$$Q_{ф.пал} := C_{пал} \cdot t_{пал}$$

$$Q_{ф.пал} = 199$$

Наявна теплота, кДж/кг,

$$Q_{нв} := Q_{ir} + Q_{ф.пал}$$

$$Q_{нв} = 4.051 \times 10^4$$

Температура відхідних газів (приймається), °С,

$$\theta_{від} := 225$$

Ентальпія відхідних газів (діаграма I-θ), кДж/кг,

$$I_{від} := \text{fits2}(\theta_{від})$$

$$I_{від} = 4.097 \times 10^3$$

Ентальпія теоретичного об'єму холодного повітря при 30 С, кДж/кг,

$$I_{ох.пов} := 39.8 \cdot V_o$$

$$I_{ох.пов} = 422.734$$

Втрата теплоти з відхідними газами,%,

$$q_2 := 100 \cdot \frac{I_{від} - \alpha_{к.п} \cdot I_{ох.пов}}{Q_{нв}}$$

$$q_2 = 8.913$$

Втрата теплоти від хімічної неповноти згоряння палива,%,

$$q_3 := 0.5$$

Втрата теплоти від зовнішнього охолодження,%,

$$q_5 := 1.0$$

ККД котла, %,

$$\eta_{ка} := 100 - q_2 - q_3 - q_5$$

$$\eta_{ка} = 89.587$$

Ентальпія води на вході до котла (з табл. води), кДж/кг,

$$i_{в.вх} := 295.0$$

Ентальпія води на виході з котла (з табл. води), кДж/кг,

$$i_{в.вих} := 633.4$$

Теплопродуктивність котла, МВт,

$$N := 34$$

$$\text{Витрата води, кг/с, } G := \frac{N \cdot 10^3}{i_{в.вих} - i_{в.вх}}$$

$$G = 100.473$$

Витрата палива, м3/с,

$$B := \frac{N \cdot 10^3}{Q_{нв} \cdot 0.01 \cdot \eta_{ка}}$$

$$B = 0.937$$

Коефіцієнт збереження теплоти

$$\phi := 1 - \frac{q_5}{\eta_{ка} + q_5}$$

$$\phi = 0.989$$

4.5 Розрахунок топки

Теплове напруження об'єму топки, кВт/м³:

$$\text{розрахункове} \quad q_V := \frac{B \cdot Q_{\text{НВ}}}{V_T} \quad q_V = 462.831$$

допустиме 350...650 кВт/м³ (табл.3.1 характеристик топок, [1]).

Коефіцієнт забруднення топкових екранів (табл.4.1, [1]) $\zeta := 0.55$

Коефіцієнт теплової ефективності екранів

$$\psi_{\text{ср}} := \frac{\zeta \cdot F_{\text{пр.т}}}{F_{\text{сТ}}} \quad \psi_{\text{ср}} = 0.532$$

Ефективна товщина випромінюючого шару, м,

$$s_T := 3.6 \cdot \frac{V_T}{F_{\text{сТ}}} \quad s_T = 2.22$$

Присоси повітря до топки (вибирається з табл.2.1, [1]) $\Delta\alpha_T := 0.05$

Теплота, яка вноситься до топки з повітрям, кДж/кг,

$$Q_{\text{пов}} := \alpha_T \cdot I_{\text{ох.пов}} \quad Q_{\text{пов}} = 465.007$$

Корисне тепловиділення у топці, кДж/кг,

$$Q_{\text{кор}} := Q_{\text{НВ}} \cdot \frac{100 - q_3}{100} + Q_{\text{пов}} \quad Q_{\text{кор}} = 4.077 \times 10^4$$

Теоретична температура горіння (діаграма I- θ), оС, $\theta_a := 1959$

Температура газів на виході з топки (приймається), оС, $\theta_{\text{Т.вих}} := 1130$

Ентальпія газів на виході з топки (діаграма I- θ), кДж/кг,

$$I_{\text{Т.вих}} := \text{fits1}(\theta_{\text{Т.вих}}) \quad I_{\text{Т.вих}} = 2.209 \times 10^4$$

Тиск у топковій камері, МПа, $p := 0.1$

Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами, 1/(м*МПа),

$$k_{\text{Г.Т}} := \left(\frac{7.8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}_\text{Т}}}{3.16 \cdot \sqrt{r_{\text{П.Т}} \cdot p \cdot s_T}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{\theta_{\text{Т.вих}} + 273}{1000} \right) \quad k_{\text{Г.Т}} = 5.845$$

Коефіцієнт ослаблення променів сажистими частинками, 1/(м*МПа),

$$k_{\text{с.Т}} := 0.3 \cdot (2 - \alpha_T) \cdot \left(1.6 \cdot \frac{\theta_{\text{Т.вих}} + 273}{1000} - 0.5 \right) \cdot \frac{C_p}{H_p} \quad k_{\text{с.Т}} = 3.406$$

Ступінь чорноти несвітної частини факела

$$a_{Г.Т} := 1 - e^{-k_{Г.Т} \cdot r_{П.Т} \cdot p \cdot s_T} \quad a_{Г.Т} = 0.275$$

Ступінь чорноти світної частини факела

$$a_{св.Т} := 1 - e^{-(k_{Г.Т} \cdot r_{П.Т} + k_{с.Т}) \cdot p \cdot s_T} \quad a_{св.Т} = 0.659$$

Коефіцієнт, який характеризує відносну довжину світної частини факела,

$$m := 0.55 + \frac{1 - 0.55}{1000 - 400} \cdot (q_V - 400) \quad m = 0.597$$

Ступінь чорноти факела

$$a_{\phi} := m \cdot a_{св.Т} + (1 - m) \cdot a_{Г.Т} \quad a_{Г.Т} = 0.275$$

Ступінь чорноти топки

$$a_T := \frac{a_{\phi}}{a_{\phi} + (1 - a_{\phi}) \cdot \psi_{ср}} \quad a_T = 0.657$$

Параметр, який ураховує характер розподілу температур у топці;

$$M := 0.48$$

Середня сумарна теплоємність продуктів згоряння, кДж/(кг*К),

$$V_{ср} := \frac{Q_{кор} - I_{Т.вих}}{\theta_a - \theta_{Т.вих}} \quad V_{ср} = 22.533$$

Температура газів на виході з топки (розрахункова), °С,

$$\theta_{Т.вих.р} := \frac{\theta_a + 273}{M \cdot \left[\frac{5.67 \cdot \psi_{ср} \cdot F_{сТ} \cdot a_T \cdot (\theta_a + 273)^3}{10^{11} \cdot \phi \cdot B \cdot V_{ср}} \right]^{0.6} + 1} - 273$$

$$\theta_{Т.вих.р} = 1.132 \times 10^3$$

перевірка:

$$\theta_{Т.вих.р} - \theta_{Т.вих} = 2.459$$

менше 100 °С.

Розрахункова ентальпія газів на виході з топки
(діаграма I-θ), кДж/кг,

$$I_{Т.вих.р} := \text{fits1}(\theta_{Т.вих.р}) \quad I_{Т.вих.р} = 2.215 \times 10^4$$

Теплосприймання топки, кДж/кг,

$$Q_T := \phi \cdot (Q_{кор} - I_{Т.вих.р}) \quad Q_T = 1.842 \times 10^4$$

4.6 Розрахунок конвективних поверхонь нагріву

4.6.1 Повірочний розрахунок фестона

Відносний крок труб, м:

$$\text{поперечний} \quad \sigma_{1\phi} := \frac{s_{1\phi}}{d_{\phi}} \quad \sigma_{1\phi} = 4.267$$

$$\text{поздовжній} \quad \sigma_{2\phi} := \frac{s_{2\phi}}{d_{\phi}} \quad \sigma_{2\phi} = 3.333$$

Ефективна товщина випромінюючого шару, м,

$$s_{\phi} := 0.9 \cdot \left(\frac{4 \cdot s_{1\phi} \cdot s_{2\phi}}{\pi \cdot d_{\phi}^2} - 1 \right) \cdot d_{\phi} \quad s_{\phi} = 0.924$$

Температура газів за фестоном (приймається попередньо), С, $\theta_{3.\phi} := 1057$

Ентальпія газів за фестоном (діаграма I-θ), кДж/кг,

$$I_{3.\phi} := \text{fits1}(\theta_{3.\phi}) \quad I_{3.\phi} = 2.051 \times 10^4$$

Теплосприймання фестона з рівняння теплового балансу, кДж/кг,

$$Q_{\phi.6} := \phi \cdot (I_{\text{Т.вих.р}} - I_{3.\phi}) \quad Q_{\phi.6} = 1.614 \times 10^3$$

Середня температура газів у фестоні, С,

$$\theta_{\text{ср.}\phi} := 0.5 \cdot (\theta_{\text{Т.вих.р}} + \theta_{3.\phi}) \quad \theta_{\text{ср.}\phi} = 1.095 \times 10^3$$

Ентальпія води на вході до фестона (на виході з топки), кДж/кг,

$$i_{\text{вх.}\phi} := i_{\text{в.вх}} + \frac{Q_{\text{Т}} \cdot B}{G} \quad i_{\text{вх.}\phi} = 466.766$$

Температура води на вході до фестона (з табл. води), °С,

$$t_{\text{вх.}\phi} := \frac{i_{\text{вх.}\phi}}{4.19} \quad t_{\text{вх.}\phi} = 111.4$$

Ентальпія води на виході з фестона, кДж/кг,

$$i_{\text{вих.}\phi} := i_{\text{вх.}\phi} + \frac{Q_{\phi.6} \cdot B}{G} \quad i_{\text{вих.}\phi} = 481.819$$

Температура води на виході з фестона (з табл. води), °С,

$$t_{\text{вих.}\phi} := \frac{i_{\text{вих.}\phi}}{4.19} \quad t_{\text{вих.}\phi} = 114.993$$

Середня температура води у фєстонї, °C,

$$t_{\text{ср.ф}} := 0.5 \cdot (t_{\text{вх.ф}} + t_{\text{вих.ф}}) \quad t_{\text{ср.ф}} = 113.196$$

Температурний напір, °C,

$$\Delta t_{\text{ф}} := \frac{(\theta_{\text{Т.вих.р}} - t_{\text{ср.ф}}) - (\theta_{\text{з.ф}} - t_{\text{ср.ф}})}{\ln\left(\frac{\theta_{\text{Т.вих.р}} - t_{\text{ср.ф}}}{\theta_{\text{з.ф}} - t_{\text{ср.ф}}}\right)} \quad \Delta t_{\text{ф}} = 981.05$$

Коефіцієнт теплопровідності газів (з табл.5.3, [1]),
Вт/(м*К),

$$\lambda_{\text{Г.ф}} := 0.117$$

Коефіцієнт кінематичної в'язкості газів (з табл.5.3, [1]), м²/с,

$$\nu_{\text{Г.ф}} := 1.888 \times 10^{-4}$$

Критерій Прандтля газів (з табл.5.3, [1])

$$\text{Pr}_{\text{Г.ф}} := 0.571$$

Середня швидкість газів, м/с,

$$w_{\text{Г.ф}} := \frac{B \cdot V_{\text{Г.Т}} \cdot (\theta_{\text{ср.ф}} + 273)}{273 \cdot f_{\text{ф}}} \quad w_{\text{Г.ф}} = 6.853$$

Відносний діагональний крок:

$$\sigma_{2\text{д.ф}} := \sqrt{\sigma_{1\text{ф}}^2 \cdot 0.25 + \sigma_{2\text{ф}}^2} \quad \sigma_{2\text{д.ф}} = 3.958$$

Параметр

$$\phi_{\sigma\text{ф}} := \frac{\sigma_{1\text{ф}} - 1}{\sigma_{2\text{д.ф}} - 1} \quad \phi_{\sigma\text{ф}} = 1.105$$

Поправка на компоновку:

$$C_{s\text{ф}} := 0.34 \cdot \phi_{\sigma\text{ф}}^{0.1} \quad C_{s\text{ф}} = 0.343$$

Поправка на кількість рядів:

$$C_{z\text{ф}} := 4 \cdot z_{2\text{ф}}^{0.02} - 3.2 \quad C_{z\text{ф}} = 0.912$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією, Вт/(м²*К):

$$\alpha_{\text{к.ф}} := \left[\frac{\lambda_{\text{Г.ф}}}{d_{\text{ф}}} \left(w_{\text{Г.ф}} \cdot \frac{d_{\text{ф}}}{\nu_{\text{Г.ф}}} \right)^{0.6} \right] \text{Pr}_{\text{Г.ф}}^{0.33} C_{s\text{ф}} \cdot C_{z\text{ф}} \quad \alpha_{\text{к.ф}} = 51.113$$

Температура забрудненої зовнішньої поверхні стінки для мазуту, C,

$$t_{\text{з.ф}} := t_{\text{ср.ф}} + 60 \quad t_{\text{з.ф}} = 173.196$$

Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами, 1/(м*МПа),

$$k_{\text{Г.ф}} := \left(\frac{7.8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}_\text{Т}}}{3.16 \cdot \sqrt{r_{\text{П.Т}} \cdot p \cdot s_{\text{ф}}}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{\theta_{\text{ср.ф}} + 273}{1000} \right) \quad k_{\text{Г.ф}} = 9.577$$

Ступінь чорноти газового потоку

$$a_{г.ф} := 1 - e^{-k_{г.ф} \cdot r_{п.г} \cdot p \cdot s_{ф}} \quad a_{г.ф} = 0.197$$

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газів до стінки труб, Вт/(м²*К),

$$\alpha_{вип.ф} := 5.1 \cdot 10^{-8} \cdot a_{г.ф} \cdot (\theta_{ср.ф} + 273)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{t_{з.ф} + 273}{\theta_{ср.ф} + 273} \right)^{3.6}}{1 - \frac{t_{з.ф} + 273}{\theta_{ср.ф} + 273}} \quad \alpha_{вип.ф} = 37.404$$

Коефіцієнт використання поверхні нагріву (приймається)

$$\xi_{ф} := 1$$

Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки труб, Вт/(м²*К),

$$\alpha_{1ф} := \xi_{ф} \cdot (\alpha_{к.ф} + \alpha_{вип.ф}) \quad \alpha_{1ф} = 88.517$$

Коефіцієнт теплової ефективності поверхні
(вибирається з табл.5.2 для мазуту, [1])

$$\psi_{ф} := 0.65$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²*К):

$$k_{ф} := \psi_{ф} \cdot \alpha_{1ф} \quad k_{ф} = 57.536$$

Теплосприймання фесто́на з рівняння теплопередачі, кДж/кг,

$$Q_{ф.г} := \frac{k_{ф} \cdot F_{ф} \cdot \Delta t_{ф}}{B \cdot 10^3} \quad Q_{ф.г} = 1.627 \times 10^3$$

Розбіжність розрахункових значень теплосприймання (має бути не більше 5%), %,

$$\Delta Q_{ф} := \frac{Q_{ф.г} - Q_{ф.б}}{Q_{ф.г}} \cdot 100 \quad \Delta Q_{ф} = 0.759$$

4.6.2 Повіро́чний розрахунок конвективного пучка

Відносний крок труб, м:

поперечний $\sigma_{1к.п} := \frac{s_{1к.п}}{d_{к.п}} \quad \sigma_{1к.п} = 2.286$

поздовжній $\sigma_{2к.п} := \frac{s_{2к.п}}{d_{к.п}} \quad \sigma_{2к.п} = 1.429$

Ефективна товщина випромінюючого шару, м,

$$s_{к.п} := 0.9 \cdot \left(\frac{4 \cdot s_{1к.п} \cdot s_{2к.п}}{\pi \cdot d_{к.п}^2} - 1 \right) \cdot d_{к.п} \quad s_{к.п} = 0.08$$

Температура газів за пучком (див. тепловий баланс), С,

$$\theta_{з.к.п} := \theta_{від} \quad \theta_{з.к.п} = 225$$

Ентальпія газів за пучком, кДж/кг,

$$I_{з.к.п} := I_{від} \quad I_{з.к.п} = 4.097 \times 10^3$$

Теплосприймання пучка з рівняння теплового балансу, кДж/кг,

$$Q_{к.п.б} := \phi \cdot (I_{з.ф} - I_{з.к.п}) \quad Q_{к.п.б} = 1.623 \times 10^4$$

Середня температура газів у пучку, С,

$$\theta_{ср.к.п} := 0.5 \cdot (\theta_{з.ф} + \theta_{з.к.п}) \quad \theta_{ср.к.п} = 641$$

Ентальпія води на вході до пучка (з розрах. фесто́на), кДж/кг,

$$i_{вх.к.п} := i_{вих.ф} \quad i_{вх.к.п} = 481.819$$

Температура води на вході до пучка (з розрах. фесто́на), °С,

$$t_{вх.к.п} := t_{вих.ф} \quad t_{вх.к.п} = 114.993$$

Ентальпія води на виході з пучка, кДж/кг,

$$i_{вих.к.п} := i_{вх.к.п} + \frac{Q_{к.п.б} \cdot B}{G} \quad i_{вих.к.п} = 633.205$$

Температура води на виході з пучка (з табл. води), °С,

$$t_{вих.к.п} := \frac{i_{вих.к.п}}{4.19} \quad t_{вих.к.п} = 151.123$$

Середня температура води у пучку, °С,

$$t_{ср.к.п} := 0.5 \cdot (t_{вх.к.п} + t_{вих.к.п}) \quad t_{ср.к.п} = 133.058$$

Температурний напір, С,

$$\Delta t_{к.п} := \frac{(\theta_{з.ф} - t_{ср.к.п}) - (\theta_{з.к.п} - t_{ср.к.п})}{\ln \left(\frac{\theta_{з.ф} - t_{ср.к.п}}{\theta_{з.к.п} - t_{ср.к.п}} \right)} \quad \Delta t_{к.п} = 360.565$$

Коефіцієнт теплопровідності газів (з табл.), Вт/(м*К),

$$\lambda_{г.к.п} := 0.08$$

Коефіцієнт кінематичної в'язкості газів (з табл.), м²/с,

$$\nu_{г.к.п} := 9.924 \times 10^{-5}$$

Критерій Прандтля газів (з табл.)

$$Pr_{г.к.п} := 0.603$$

Середня швидкість газів, м/с,

$$w_{Г.к.п} := \frac{B \cdot V_{Г.к.п} \cdot (\theta_{ср.к.п} + 273)}{273 \cdot f_{к.п}} \quad w_{Г.к.п} = 8.527$$

Відносний діагональний крок:

$$\sigma_{2д.к.п} := \sqrt{\sigma_{1к.п}^2 \cdot 0.25 + \sigma_{2к.п}^2} \quad \sigma_{2д.к.п} = 1.829$$

Параметр $\phi_{\sigma к.п} := \frac{\sigma_{1к.п} - 1}{\sigma_{2д.к.п} - 1} \quad \phi_{\sigma к.п} = 1.55$

Поправка на компоновку:

$$C_{s_{к.п}} := 0.34 \cdot \phi_{\sigma к.п}^{0.1} \quad C_{s_{к.п}} = 0.355$$

Поправка на кількість рядів (приймається для $z \geq 2$ більше 10):

$$C_{z_{к.п}} := 1$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією, Вт/(м²*К):

$$\alpha_{к.к.п} := \left[\frac{\lambda_{Г.к.п}}{d_{к.п}} \left(w_{Г.к.п} \cdot \frac{d_{к.п}}{\nu_{Г.к.п}} \right)^{0.6} \right] Pr_{Г.к.п}^{0.33} C_{s_{к.п}} \cdot C_{z_{к.п}} \quad \alpha_{к.к.п} = 91.771$$

Температура забрудненої зовнішньої поверхні стінки для мазуту, С,

$$t_{з.к.п} := t_{ср.к.п} + 60 \quad t_{з.к.п} = 193.058$$

Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами, 1/(м*МПа),

$$k_{Г.к.п} := \left(\frac{7.8 + 16 \cdot r_{H_2O_{к.п}}}{3.16 \cdot \sqrt{r_{п.к.п} \cdot p \cdot s_{к.п}}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0.37 \cdot \frac{\theta_{ср.к.п} + 273}{1000} \right) \quad k_{Г.к.п} = 45.607$$

Ступінь чорноти газового потоку

$$a_{Г.к.п} := 1 - e^{-k_{Г.к.п} \cdot r_{п.к.п} \cdot p \cdot s_{к.п}} \quad a_{Г.к.п} = 0.084$$

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газів до стінки труб, Вт/(м²*К),

$$\alpha_{вип.к.п} := 5.1 \cdot 10^{-8} \cdot a_{Г.к.п} \cdot (\theta_{ср.к.п} + 273)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{t_{з.к.п} + 273}{\theta_{ср.к.п} + 273} \right)^{3.6}}{1 - \frac{t_{з.к.п} + 273}{\theta_{ср.к.п} + 273}} \quad \alpha_{вип.к.п} = 6.103$$

Коефіцієнт використання поверхні нагріву (приймається) $\xi_{к.п} := 1.0$

Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки труб, Вт/(м²*К),

$$\alpha_{1к.п} := \xi_{к.п} \cdot (\alpha_{к.к.п} + \alpha_{вип.к.п}) \quad \alpha_{1к.п} = 97.874$$

Коефіцієнт теплової ефективності поверхні
(вибирається з табл.5.2 для мазуту, [1])

$$\psi_{к.п} := 0.65$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²*К):

$$k_{к.п} := \psi_{к.п} \cdot \alpha_{1к.п} \quad k_{к.п} = 63.618$$

Геплосприймання пучка з рівняння теплопередачі, кДж/кг,

$$Q_{к.п.т} := \frac{k_{к.п} \cdot F_{к.п} \cdot \Delta t_{к.п}}{B \cdot 10^3} \quad Q_{к.п.т} = 1.631 \times 10^4$$

Розбіжність розрахункових значень теплосприймання (має бути не більше 2%), %,

$$\Delta Q_{к.п} := \frac{Q_{к.п.т} - Q_{к.п.б}}{Q_{к.п.т}} \cdot 100 \quad \Delta Q_{к.п} = 0.438$$

Визначається нев'язка теплового балансу, кДж/кг,

$$\Delta Q := \left(Q_{нв} \cdot \frac{\eta_{ка}}{100} \right) - (Q_T + Q_{ф.б} + Q_{к.п.б}) \quad \Delta Q = 20.903$$

Визначається нев'язка теплового балансу, %,

$$\frac{\Delta Q \cdot 100}{Q_{нв}} = 0.052$$

4.6.3 Результати теплового розрахунку котла

ККД котла, %,

$$\eta_{ка} = 89.587$$

Нижча теплота згоряння палива (мазут), кДж/кг,

$$Q_{иr} = 4.031 \times 10^4$$

Витрата палива, кг/с,

$$B = 0.937$$

Температура газів на виході з топки, С,

$$\theta_{т.вих.р} = 1.132 \times 10^3$$

Температура газів за фестомом, С,

$$\theta_{з.ф} = 1.057 \times 10^3$$

Температура відхідних газів, С,

$$\theta_{від} = 225$$

РОЗДІЛ 5. АВТОМАТИЗАЦІЯ СИСТЕМИ ПРИПЛИВНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ ПІ

5.1. Опис системи припливної вентиляції

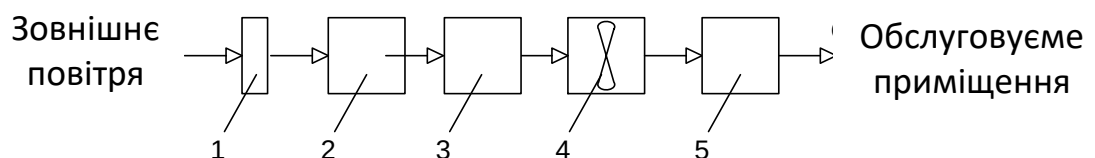
Вентиляцію влаштовують з метою підтримання в приміщеннях нормального повітряного середовища, яке відповідає санітарно-гігієнічним і технологічним вимогам. Система вентиляції забезпечує організований повітрообмін — видаляє забруднене повітря та подає натомість оброблене (нагріте або охолоджене, зволожене або осушене) свіже й чисте повітря. Маса повітря, що подається та видаляється (або проникають у приміщення через нещільності будівельних конструкцій), завжди перебувають у рівновазі.

Вентиляційна система — це комплекс пристроїв для обробки, подачі та видалення повітря, що забезпечує необхідний повітрообмін у приміщенні. За призначенням вентиляційні системи поділяють на:

- **припливні** — подають свіже повітря у приміщення;
- **витяжні** — видаляють із приміщень забруднене повітря;
- **повітряні (повітряно-теплові завіси)** — запобігають проникненню холодного повітря через відкриті прорізи виробничих будівель або двері громадських споруд у холодний період року.

Для організації повітрообміну в залі для глядачів передбачена припливна система вентиляції, що забезпечує подачу свіжого, попередньо нагрітого повітря у приміщення.

На рис 5.1 представлена схема припливної вентиляції.



1 - припливна заслінка, 2 - фільтр повітряний, 3 - повітропідігрівач, 4 - припливний вентилятор, 5 - повітропровід

Рис 5.1 Схема припливної вентиляції

До складу технологічного обладнання системи вентиляції входять:

- повітряна заслінка;
- фільтр повітряний;
- калорифер;
- припливний вентилятор;
- повітропровід.

Повітряні заслінки круглого та прямокутного перерізу з автоматичним або дистанційним керуванням (дросель-клапани) застосовують як для регулювання, так і для відключення окремих ділянок мережі повітроводів.

Повітря для припливних вентиляційних систем зазвичай забирають у найменш запилені зонах, проте навіть у цьому випадку воно містить значну кількість пилу та механічних домішок. Для очищення припливного та рециркуляційного повітря застосовують повітряні фільтри, а для очищення повітря, що викидається витяжними системами, – пиловловлювачі. Ефективність їх роботи визначають відношенням маси затриманого пилу до його загальної кількості, що надійшла за той самий період часу.

Калорифери (повітронагрівачі) використовують для нагрівання повітря у припливних вентиляційних установках, системах повітряного опалення, сушильних агрегатах та установках кондиціонування. Як теплоносії застосовують гарячу воду або пару. Калорифери з водяним теплоносієм маркують «КВ», а з паровим – «КП». Залежно від кількості трубок, розташованих послідовно за напрямком руху повітря, вони поділяються на п'ять моделей: найменша (Н), мала (М), середня (С), велика (В) та найбільша (НБ). Найпоширеніші – моделі С та В. Кожна модель має 12 номерів, що визначають габарити, приєднувальні розміри та площу нагрівальної поверхні. Калорифери можуть встановлюватися паралельно, послідовно або комбіновано. При використанні пари їх розташовують вертикально, підводячи пару до верхнього патрубку; при використанні води – горизонтально, що забезпечує видалення повітря та злив теплоносія.

Вентилятор є ключовим елементом систем механічної вентиляції та кондиціонування. Це пристрій для переміщення повітря або інших газів, що створює різницю тиску до 15 кПа між вхідними та вихідними патрубками. За напрямком руху повітря в робочому колесі вентилятори загального призначення поділяються на радіальні (відцентрові) та осьові, а також виділяють дахові вентилятори. Залежно від властивостей переміщуваного середовища вентилятори бувають:

- звичайного виконання — для неагресивних середовищ;
- корозійностійкі — для повітря з агресивними домішками;
- іскрозахищені — для газо-паро-повітряних сумішей;
- пилові — для повітря з пилоподібними домішками.

Повітропроводи у припливних системах слугують для розподілу очищеного повітря від припливних камер або кондиціонерів до місць повітророздачі, а у витяжних системах – для збору забрудненого повітря від місць видалення та подачі його до витяжних вентиляторів з подальшим викидом (через очищення або без нього) в атмосферу. Майже кожна вентиляційна система має повітроводи. Для промислових будівель їх виготовляють переважно з металу, для адміністративних та громадських — з металу або будівельних конструкцій, а в житлових будинках застосовують неметалеві повітропроводи.

5.2. Цілі та завдання системи управління системою припливної вентиляції

Необхідно передбачити розробку системи автоматизованого керування припливною та витяжною вентиляцією, яка забезпечуватиме:

- **вибір режиму роботи** (зимовий або літній) залежно від пори року та умов експлуатації;
- **регулювання температури припливного повітря** шляхом керування виконавчим механізмом клапана на трубопроводі теплоносія;
- **захист калорифера від замерзання** під час вимкнення вентиляційної камери в нічний час;

- **сигналізацію загрози замерзання повітрянагрівача для своєчасного реагування;**
- **автоматичне підключення регулювального контуру та відкриття приймального клапана зовнішнього повітря під час увімкнення вентилятора.**

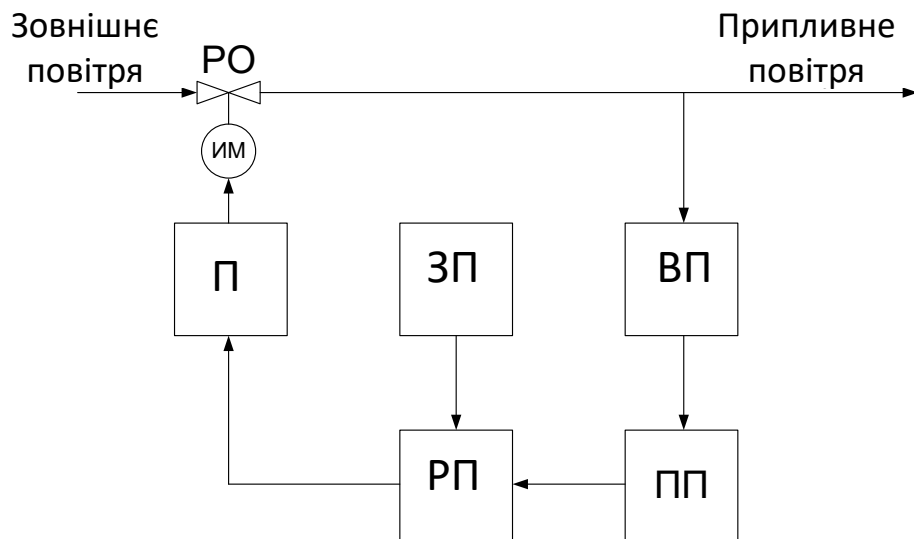
5.3. Розробка структури системи автоматизації припливної вентиляції

Система автоматизації припливної вентиляції забезпечує керування та моніторинг таких параметрів:

- контроль температури зворотного теплоносія за сигналом термостата;
- контроль температури повітря у зоні розташування повітрянагрівача;
- контроль температури припливного повітря;
- контроль ступеня засмічення фільтра;
- контроль працездатності системи;
- керування положенням повітряної заслінки за допомогою електропривода;
- керування регулювальним клапаном на лінії теплоносія;
- керування роботою вентилятора;
- керування роботою циркуляційного насоса.

Регулювання температури припливного повітря, яке подається у приміщення, може здійснюватися шляхом змішування зовнішнього та рециркуляційного потоків або зміною теплопродуктивності калорифера. У водяних системах припливної вентиляції рекомендується регулювати теплопродуктивність калорифера за допомогою регулювального клапана, встановленого на зворотній лінії теплоносія.

Структурна схема регулювання температури припливного повітря зображена на рис 5.2.



ВП - вимірювальний перетворювач, ПП - проміжний перетворювач, РП - регулюючий пристрій, ЗП – задаючий пристрій, П - підсилювач, РО - регулююче обладнання

Рис. 5.2 Структурна схема регулювання припливного повітря

Регульована температура припливного повітря вимірюється за допомогою вимірювального перетворювача, сигнал з якого надходить на проміжний перетворювач. Далі отримане значення передається до регулювального пристрою (РО), де воно порівнюється із заданим параметром, сформованим задавальним пристроєм (ЗП).

Якщо фактична температура відповідає заданій, автоматична система регулювання (АСР) перебуває у стані рівноваги. У разі відхилення температури від необхідного значення рівновага порушується, регулювальний пристрій (РП) активується та формує команду на підсилювач (П). Підсилювач запускає, реверсує або зупиняє виконавчий механізм (ВМ).

Виконавчий механізм впливає на регулювальний орган (РВ), який змінює подачу теплоносія або співвідношення повітряних потоків у системі. Мета цього впливу — зменшення різниці між фактичною та заданою температурою припливного повітря. Регулятор продовжує діяти до моменту, коли обидва значення зрівнюються, після чого система знову переходить у стан стабільної роботи.

5.4. Розробка функціональної схеми автоматизації припливної вентиляції

Система автоматизації припливної вентиляції включає наступні компоненти:

- привід відсікаючої заслінки;
- датчик температури зовнішнього повітря;
- датчик-реле перепаду тиску на фільтрі;
- регулюючий клапан на водяному калорифері;
- циркуляційний насос;
- термостат загрози замерзання повітрянагрівача по воді;
- термостат загрози замерзання калорифера повітрям;
- вентилятор;
- датчик-реле перепаду тиску на вентиляторі;
- датчик температури припливного повітря.

Привід відсікаючої заслінки монтується безпосередньо на заслінку, а пусковий пристрій розміщується на щиті керування разом із сигнальною лампою «Заслінка припливна». Датчик температури зовнішнього повітря встановлюється у повітропровід одразу після заслінки, а його терморегулятор — на щиті приладів для відображення температури. Сигнальна лампа «Зовнішнє повітря» контролює загрозу замерзання калорифера повітрям.

Датчик-реле перепаду тиску на фільтрі підключається до щита приладів і має лінії до та після фільтра; його робота відображається через сигнальну лампу «Фільтр». Привід регулювального клапана теплоносія встановлюється на зворотній лінії теплоносія разом із пусковим пристроєм на щиті керування. Циркуляційний насос розташовується на зворотній лінії теплоносія, а його пусковий пристрій — на щиті управління.

Термостат загрози замерзання повітрянагрівача по воді монтується на зворотній лінії теплоносія, датчик-реле перепаду тиску на вентиляторі — на щиті приладів із лініями до та після вентилятора, а сигнальна лампа відображає стан вентилятора. Датчик температури припливного повітря встановлюється у повітропровід перед обслуговуваним приміщенням, а його терморегулятор розташовується на щиті приладів для контролю температури.

Функціональна схема автоматизації припливної вентиляції реалізує багатофункціональний контроль та керування. Сигнал від пускового пристрою активує вентилятор, а керуючий пристрій відкриває заслінку через привід і вмикає сигнальну лампу. Сигнали від датчиків температури та перепаду тиску передаються на відповідні терморегулятори та регулятори різниці тиску, які керують клапанами, насосами та виконавчими механізмами, а також активують сигнальні лампи при аварійних або передаварійних ситуаціях.

Система забезпечує безперервне підтримання заданої температури припливного повітря та контроль за аварійними станами. Енергозбереження досягається шляхом зниження заданої температури (переведення в черговий режим) у нічний час та у вихідні дні.

РОЗДІЛ 6. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ

Однією з найважливіших задач держави є охорона життя й здоров'я громадян у процесі їхньої трудової діяльності, створення безпечних і нешкідливих умов праці.

Закон України «Про охорону праці» від 14.10.1992 року визначає охорону праці як систему законодавчих актів, соціально – економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально – профілактичних заходів і засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я й працездатності людини в процесі праці.

Цей закон визначає основні положення по реалізації конституційного права громадян на охорону праці, регулює при участі відповідних державних органів відносини між власником підприємства або уповноваженим їм органом і працівниками з питань безпеки, гігієни праці й виробничої сфери й встановлює єдиний порядок охорони праці в Україні.

Поліпшення умов праці, підвищення безпеки й нешкідливості виробництва має велике економічне значення, тому що впливає на економічні результати виробництва - якість і продуктивність праці.

Повністю безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Завдання охорони праці на підприємстві - звести до мінімального ймовірність поразки або захворювання працюючих з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці.

Класифікація небезпечних і шкідливих виробничих факторів є методологічною основою для їхнього виявлення, систематизації залежно від специфіки технології й застосовуваного обладнання й розробки мір, що попереджають їх вплив на людину.

Небезпечним називається виробничий фактор, вплив якого на працюючого в певних умовах призведе до травми або іншому раптовому різкому погіршенню здоров'я.

Шкідливим виробничим фактором називають такий виробничий фактор, вплив якого в певних умовах приведе до захворювання або зниження працездатності .

По природі впливу небезпечні й шкідливі виробничі фактори відповідно до прийнятої класифікації підрозділяються на чотири групи.

Група фізично небезпечних і шкідливих виробничих факторів (26 груп) включає:

- машини, що рухаються і механізми, незахищені рухомі елементи виробничого обладнання, вироби що пересуваються, заготовки, матеріали;
- підвищена запиленість і загазованість повітря робочої зони;
- підвищена або знижена температура поверхонь обладнання, матеріалів;
- підвищена або знижена температура повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- підвищений рівень вібрації;
- підвищений рівень ультразвуку;
- підвищений або знижений барометричний тиск у робочій зоні і його різка зміна;
- підвищена або знижена вологість повітря;
- підвищена або знижена рухливість повітря;
- підвищений рівень іонізуючих випромінювань у робочій зоні;
- небезпечний рівень напруги в електричному ланцюзі, замикання якої може відбутися через тіло людини;
- підвищений рівень статичної електрики;
- підвищений рівень електромагнітних випромінювань;
- підвищена напруженість магнітного поля;
- відсутність або нестача природного світла, недостатня освітленість робочої зони;
- підвищена яскравість світла;

- знижена контрастність;
- підвищена пульсація світлового потоку;
- підвищений рівень ультрафіолетової радіації;
- підвищений рівень інфрачервоної радіації.

Група хімічно небезпечних і шкідливих виробничих факторів по характеру впливу на організм людини підрозділяється на 6 підгруп:

- загальтоксичні, діючі на центральну нервову систему, кров і кровотворні органи (сірководень, ароматичні вуглеводні, оксид вуглецю й ін.);
- дратівні, тобто діючі на слизуваті оболонки очей, носа, гортані, шкірний покрив (пари лугів і кислот, оксиди азоту, аміак, сірчаний і сірчистий ангідрид);
- сенсibiliзуючі речовини, які після відносно нетривалого впливу на організм викликають підвищену чутливість до них, тобто швидко розвиваються реакції, що викликають шкірні захворювання, астматичні явища, хвороба крові (ртуть, альдегіди, ароматичні нітро-, нітросо- і аміносполуки);
- канцерогенні, що приводять до розвитку злоякісних (ракових) пухлин (продукти перегонки нафти, сажа, дьоготь);
- мутагенне, яке визиває порушення спадкового апарата людини, що відбивається на його потомстві (сполуки свинцю, ртуті, оксид етилена);
- які впливають на репродуктивну (дітородну) функцію (ртуть, свинець, стирол, радіоактивні речовини й Ін.).

Ця група факторів ділиться на три групи: діючі через дихальні шляхи; через травну систему; через шкірний покрив.

Група біологічно небезпечних і шкідливих виробничих факторів включає біологічні об'єкти, вплив яких на працюючим викликає травми або захворювання - мікроорганізми (бактерії, віруси, спірохети, гриби найпростіші) і макроорганізми (рослини, тварини).

Група психофізіологічні небезпечних і шкідливих виробничих факторів по характері дії підрозділяється на перевантаження фізичні (статистична, динамічні, гіподинамія) і нервово-психічні (розумова перенапруга, монотонність праці, емоційні).

Розглянемо основні небезпечні й шкідливі виробничі фактори, характерні для ПЕМ.

Міри, прийняті для створення нормальних умов праці, повинні приводити до того, щоб вміст пилу й інших аерозолів у повітрі робочої зони не перевищувало встановленої санітарними нормами гранично припустимої концентрації.

Важливе значення для забезпечення необхідних умов нормальної життєдіяльності людини й високопродуктивної праці є створення й підтримка нормативних метеорологічних умов.

Метеорологічні умови як у самому виробничому приміщенні, так і безпосередньо на робочому місці залежать від багатьох факторів і зокрема, від стану атмосфери, потужності джерел тепловиділення і теплопоглинання усередині виробничого приміщення, розташування робочого місця до прорізів, через які проникає зовнішнє повітря, інтенсивності повітрообміну.

Всі ці компоненти метеорологічного фактора непостійні й протягом робочого дня можуть змінюватися як по вертикалі приміщення, так і по горизонталі.

Ступінь впливу зовнішнього повітря залежить від пори року, стану теплоізоляції стін і покрівлі, кількості й площі закслених поверхонь, в'їзних прорізів будинку.

У багатьох цехах мікроклімат характеризується високою температурою повітря, нерідко в сполученні з інфрачервоним випромінюванням. Сприяють цьому:

- нагріті поверхні технологічного обладнання або нагріті продукти, що містяться в них (плавильні й інші печі, двигуни внутрішнього згорання, турбіни, казани);

- нагріті до високої температури оброблювані матеріали;
- виділення тепла при екзотермічних хімічних реакціях ;
- вибивання гарячої пари й газів через нещільності ;
- перехід електричної й механічної енергії працюючих верстатів і механізмів у теплову;
- нагрівання приміщення прямими сонячними променями.

Тепловиділення від перерахованих джерел дуже великі й переважають над тепловтратами, що приводить у результаті до високої температури в приміщенні.

Залежно від того, який вплив на організм людини переважає - тепло або холод, розрізняють чотири найбільш важливих з гігієнічної точки зору комплексу метеорологічних умов:

- нагрівачі (ливарні, прокатні, ковальські цехи, котельні);
- охолоджуючі;
- змінно охолоджуючі та ті, що нагрівають;
- помірної термічної дії (цехи токарські, слюсарні, механоскладальні).

Рух навколишнього повітря має велике значення для терморегуляції організму. При цій умові постійно відбувається зсув шару теплого повітря, що перебуває навколо людини, і збільшується тепловіддача шляхом конвекції.

Чим вище швидкість руху повітря, тим значніше при одній і тій же температурі навколишнього повітря тепловтрата шляхом конвекції, що викликає зниження температури шкіри.

Здатність організму до терморегуляції допомагає зберігати теплову рівновагу, незважаючи на значні коливання метеорологічних факторів в умовах виробництва.

У працюючих при перегріванні відбуваються порушення обміну речовин, і в першу чергу водно-сольового, погіршення стану серцево-судинної системи. Спостерігається частішання пульсу, підвищення температури тіла, тобто порушення терморегуляції організму, що може привести до теплового удару або до більш важкого ускладнення.

Для того, щоб не допускати перегрівання організму, необхідно забезпечувати підтримку в гарячих цехах метеорологічних умов, що відповідають установленим санітарним вимогам. Досягається це видаленням надлишкових тепловиділень ефективно діючою вентиляцією, захистом від джерел випромінювання, високоякісною теплоізоляцією нагрітих поверхонь обладнання, трубопроводів. Істотне значення має організація питного режиму.

Охолодження викликає як загальні, так і місцеві реакції організму, що можуть привести до застуди, зниженню температури тіла (гіпотермії), місцеві зміни тканин аж до обмороження. Найбільш вираженою реакцією на вплив холоду є звуження судин м'язів і шкіри, особливо поверхневих.

У зимовий і перехідний періоди року (зимово-весняний, осінньо-зимовий) необхідно захищати робочі місця у виробничих приміщеннях від притоки холодного повітря, що надходить через відкриті прорізи для транспорту, через нещільності віконних й інших закритих прорізів. Для цього створюються шлюзи перед входом і місцями в'їзду транспорту в цех і повітряні завіси, що перепиняють доступ холодного повітря.

Значний збиток здоров'ю людини наносить інтенсивний шум. Зниження слуху, що настає в результаті дії виробничого шуму, внесено в список професійних захворювань. Під дією шуму може відбутися необоротна поразка внутрішнього вуха й наступити глухота.

Дія шуму не обмежується змінами, що відбуваються в нервовому апараті внутрішнього вуха. Шум негативно впливає на психічні функції, на стан серцево-судинної системи, приводячи до змін артеріального кров'яного тиску й частоти серцевих скорочень. Працюючі в шумних умовах піддаються неврозам й іншим захворюванням, пов'язаним з порушенням діяльності нервової системи. При роботі в умовах шуму збільшуються енергетичні витрати організму, знижується продуктивність праці.

Коливання твердих тіл або передані через тверді тіла (машини, будівельні конструкції й т.п.) називаються вібрацією.

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі розроблено систему опалення та вентиляції будинку культури.

Система опалення виконана за двотрубною схемою з нижнім розведенням та попутним рухом теплоносія. Як опалювальні прилади обрано секційні алюмінієві радіатори Термал РАП 500, які встановлюються під вікнами на відстані 30 мм від стіни та 120 мм від підлоги, висота приладу — 531 мм.

За результатами гідравлічного розрахунку визначено діаметри трубопроводів: магістральні подаючі труби — 20 та 15 мм, відводки — 15 мм. Система опалення перевірена на працездатність та відповідність нормам.

Для забезпечення санітарних і технологічних вимог спроектовано системи вентиляції для клубної та адміністративної частини будинку. Розрахунки повітрообміну для залу глядачів виконані з урахуванням виділюваних шкідливих речовин. У невеликих приміщеннях встановлені компактні приточно-витяжні установки з електронагрівниками, а подача припливного повітря у зал здійснюється через водяний калорифер. Для підтримання допустимого рівня шуму у робочих зонах передбачено встановлення шумоглушників.

Джерелом теплопостачання обрано котельний агрегат ПТВМ-30 з теплопродуктивністю 30 МВт, який розташований у котельні неподалік будинку культури.

Розроблено систему автоматизації вентиляції, яка забезпечує підтримку необхідного мікроклімату та безперервний контроль за роботою системи.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДСТУ 7525:2014 «Вода питна».
2. ДБН В.2.5-64:2012 «Внутрішній водопровід та каналізація».
3. СНіП 3.05.01-85* «Внутрішні санітарно-технічні системи».
4. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 «Будівельна кліматологія».
5. ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування».
6. ДСТУ Б В.2.7-80-98 «Цегла та камені силікатні».
7. ДСТУ ГОСТ 2.104:2006 «Єдина система конструкторської документації. Основні написи».
8. ДСТУ Б А.2.4-41:2009 «Система проєктної документації для будівництва. Опалення, вентиляція і кондиціонування повітря. Робочі креслення».
9. «Курсове і дипломне проєктування з вентиляції громадських і промислових будівель» В. П. Титов, Е. В. Сазонов, Ю. С. Краснов, В. І. Новожилов. Київ, 2022 р.
10. Kovshun, N., Solodkyu, V., Zhuvahina, I., Malanchuk, L., Banar, O., & Krysak, A. (2025, December). Substantiation of Business Projects for the Transition of Regional Heat and Power Industry to the Use of Local Fuels: Energy, Economic and Environmental Aspects. In *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* (Vol. 1576, No. 1, p. 012011). IOP Publishing.11.
11. Каталог алюмінієвих радіаторів GLOBAL.
12. Довідник з теплопостачання і вентиляції. Підручник 1-й. Р. В. Щокін, С. М. Кореневський, Г. Е. Беєм. Київ, 2022 р.
13. Каталог фірми RENAУ «Трубопровідна система RAUTITAN для водопровідної і радіаторного розведення».
14. Жувагіна, І. О., & Колісніченко, А. О. (2018). Механізм управління розвитком та ефективним використанням трудового потенціалу підприємства.
15. Каталог фірми Danfoss «Радіаторні терморегулятори RTD».
16. Каталог фірми Grundfos «Циркуляційні насоси серії 2000».
17. Каталог фірми Sistemair.