

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетика

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри ЕСЕУ та ТЕ

Личко Б.М.

«__» _____ 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка системи теплопостачання стоматологічної клініки
площею 120 м²

Виконав: студент групи 4247ст3


(підпис)

Боляков В.О.

Керівник роботи:

канд.техн.наук, доцент кафедри ЕСЕУ та ТЕ
(посада, науковий ступінь, вчене звання)


(підпис)

Шоповалов Ю.О.

м. Миколаїв – 2026 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетика
Спеціальність 144 «Теплоенергетика»
Освітня програма «Теплоенергетика»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

Шопов Юрій Олександрович Шопов Юрій Олександрович

(підпис)

«5» 06 2026 р.

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

Студента Болякова Владислава Олександровича

(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розробка системи теплопостачання стоматологічної клініки площею 120 м²

Керівник роботи Шоповалов Юрій Олександрович, канд.техн.наук,
доцент кафедри ЕСЕУ та ТЕ

Затверджено розпорядженням МННІ НУК № __ від «__» ____ 2026 року

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі _____

3. Вихідні дані до роботи _____

Креслення і характеристики будівлі стоматологічної клініки площею 120 м²

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

1. Характеристика об'єкта, для якого розробляється система теплопостачання. Вимоги ДБНУ до систем. 2. Розробка системи водяного опалення. Визначення величини опору теплопередачі огорожень приміщень. Визначення теплових втрат через огороження приміщень та на підігрів інфільтраційного повітря. Визначення теплонадходжень у приміщення. Складання теплового балансу приміщення. Визначення теплової потужності системи опалення. Вибір типу системи опалення та опалювальних приладів. Розробка аксонометричної схеми опалення. Розрахунок ГЦК. Підбір обладнання. 3. Розробка систем вентиляції.

Визначення повітрообміну за шкідливістю та вибір розрахункового повітрообміну (для розрахункового приміщення). Розрахунок повітрообміну за кратністю. Визначення кількості та площі перерізу припливних та витяжних каналів. Підбір повітророзподільних ґрат. Аеродинамічний розрахунок повітропроводів. Підбір вентиляційного обладнання. 4. Розробка теплового пункту. Складання принципової схеми, режими роботи. Розрахунок потреб теплоти на ГВП. Розробка ТОА. 5. Розробка питань з охорони праці.

5. Перелік презентаційних матеріалів

1. План приміщень
2. АксонOMETрична схема системи опалення
3. АксонOMETрична схема вентиляції П1 та ВП6
4. Схема теплового пункту
5. Теплообмінний апарат

1. Консультанти розділів роботи

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

2. Дата видачі завдання «__» _____ 2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Характеристика об'єкта, для якого розробляється система теплопостачання		
2	Розробка системи водяного опалення		
3	Розробка системи вентиляції		
4	Розробка системи гарячого водопостачання		
6	Розробка заходів з охорони праці		
7	Графічна частина		

Студент

(підпис)

Боляков В.О.

Керівник роботи

(підпис)

Шаповалов Ю.О.

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота присвячена проєктуванню комплексної системи тепlopостачання для сучасної стоматологічної клініки, розташованої в м. Миколаєві. У роботі проведено аналіз характеристик об'єкта, розраховано теплові втрати через огорожувальні конструкції та складено тепловий баланс приміщень.

Розроблено систему водяного опалення з підбором опалювальних приладів та гідравлічним розрахунком трубопроводів. Спроєктовано систему припливно-ви-тяжної вентиляції, яка забезпечує необхідну кратність повітрообміну згідно з сані-тарними нормами для медичних закладів.

Розроблена схема теплового пункту та підібраний кожухотрубний теплооб-мінник для потреб системи гарячого водопостачання.

Окрему увагу приділено питанням охорони праці та екологічної безпеки при експлуатації інженерних систем.

Результати роботи можуть бути використані при реконструкції або будівни-цтві аналогічних об'єктів охорони здоров'я.

Ключові слова: опалення, вентиляція, гаряче водопостачання, тепловий ба-ланс, повітрообмін, тепловий пункт, теплообмінник.

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.00	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ABSTRACT

The qualification work is devoted to the design of a comprehensive heat supply system for a modern dental clinic located in the city of Mykolaiv. The work analyzes the characteristics of the facility, calculates heat losses through the enclosing structures, and compiles a heat balance of the premises.

A water heating system has been developed with the selection of heating devices and hydraulic calculation of pipelines. A supply and exhaust ventilation system has been designed, which provides the necessary air exchange rate in accordance with sanitary standards for medical institutions.

A heat point scheme has been developed and a shell-and-tube heat exchanger has been selected for the needs of the hot water supply system.

Special attention has been paid to issues of labor protection and environmental safety during the operation of engineering systems.

The results of the work can be used in the reconstruction or construction of similar healthcare facilities.

Keywords: heating, ventilation, hot water supply, heat balance, air exchange, heat point, heat exchanger.

					ВКР.144.4247ст3.01.П3.00	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	
РОЗДІЛ 1. ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА, ДЛЯ ЯКОГО РОЗРОБЛЯЄТЬСЯ СИСТЕМА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ. ПЛАНИ ОБ'ЄКТУ ТА ЕСКІЗИ ПРИМІЩЕНЬ. ВИБІР ТА ОБҐРУНТУВАННЯ РОЗРАХУНКОВИХ ПАРАМЕТРІВ. ВИМОГИ ДБН УКРАЇНИ ДО СИСТЕМ.....	
1.1. Характеристика об'єкта, для якого розробляється система теплопостачання.....	
1.2. Вимоги ДБН України до системи опалення	
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ.....	
2.1. Визначення величини опору теплопередачі огорожень приміщень....	
2.2. Визначення теплових втрат через огороження приміщень та на підігрів інфільтраційного повітря і матеріалу.....	
2.3. Визначення надходжень теплоти у приміщення.....	
2.4. Складання теплового балансу приміщення. Визначення теплової потужності системи опалення.....	
2.5. Визначення питомої втрати теплоти на опалення приміщень.....	
2.6. Вибір та обґрунтування типу системи опалення та опалювальних приладів.....	
2.7. Розрахунок площі поверхонь опалювальних приладів для усіх приміщень. Вибір типу і кількості опалювальних приладів.....	
2.8. Розробка аксонометричної схеми опалення з нанесенням на неї опалювальних приладів, стояків, магістральних теплопроводів та інших елементів системи.....	
2.9. Розрахунок головного циркуляційного кільця. Підбір циркуляційного насосу за типом та параметрами.....	
2.10. Визначення ємності розширювального бака.....	

					ВКР. 144.4247ст3.01.ПЗ.00	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ.....	
3.1. Вибір розрахункових параметрів зовнішнього та внутрішнього повітря для теплого, холодного та перехідного періодів	
3.2. Визначення кількості шкідливостей (надлишкова теплота, волога, вуглекислий газ), що надходять до розрахункового приміщення.....	
3.3. Визначення повітрообміну за шкідливістю та вибір розрахункового повітрообміну (для розрахункового приміщення).....	
3.4. Розрахунок повітрообміну за кратністю.....	
3.5. Визначення кількості та площі перерізу припливних та витяжних каналів. Підбір повітророзподільних ґрат.....	
3.6. Аеродинамічний розрахунок припливної вентиляції з механічним спонуканням руху повітря.....	
3.7. Аеродинамічний розрахунок витяжної системи вентиляції з природним спонуканням.....	
3.8. Підбір вентиляційного обладнання	
РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ.....	
4.1. Складання принципової схеми, режими роботи.....	
4.2. Розрахунок потреб теплоти на гаряче водопостачання	
4.3. Розробка кожухотрубного теплообмінного апарата для ГВП.....	
РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	
5.1. Аналіз умов праці та ідентифікація небезпечних чинників.....	
5.2. Санітарно-гігієнічні вимоги до робочої зони.....	
5.3. Технічні заходи безпечної експлуатації систем.....	
5.4. Пожежна безпека.....	
5.5. Охорона навколишнього природного середовища.....	
ВИСНОВКИ	
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	
ДОДАТКИ	

ВСТУП

Сучасна сфера теплопостачання в Україні перебуває на етапі глибокої трансформації, що зумовлена необхідністю адаптації до європейських стандартів енергоефективності та викликами щодо безпеки й автономності об'єктів. Сьогодні спостерігається стійка тенденція до децентралізації, де на зміну великим ТЕЦ приходять локальні та модульні котельні, що дозволяє суттєво мінімізувати втрати при транспортуванні енергії та підвищити стійкість системи до зовнішніх пошкоджень. Важливим підґрунтям для цих змін стало оновлення нормативної бази, зокрема впровадження нових будівельних норм щодо теплової ізоляції та проектування систем опалення, які вимагають використання низькотемпературних рішень та інтелектуального управління.

Поняття мікроклімату приміщень охоплює сукупність фізичних параметрів середовища, які безпосередньо впливають на теплообмін організму людини, її самопочуття, працездатність та стан здоров'я. Основними складовими цього середовища є температура повітря, його відносна вологість, швидкість руху та радіаційна температура поверхонь (стін, вікон, опалювальних приладів). У контексті сучасного проектування будівель в Україні створення оптимального мікроклімату є не просто питанням комфорту, а обов'язковою гігієнічною та технічною вимогою, оскільки людина в умовах урбанізації проводить до 90% свого часу в закритих просторах.

Сьогодні значення мікроклімату розглядається через призму енергоефективності. Замість простого "нагріву" приміщення проєктні рішення переходять до комплексного управління. Це включає використання систем вентиляції з рекуперацією тепла (повернення енергії відпрацьованого повітря), автоматизовані термостати та датчики CO₂. Такий підхід дозволяє підтримувати ідеальні параметри середовища з мінімальними витратами ресурсів, що є ключовим для сталого розвитку міської інфраструктури.

					ВКР. 144.4247ст3.01.ПЗ.00	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Забезпечення нормативного мікроклімату в приміщеннях медичного призначення, зокрема в стоматологічних клініках, є критично важливим аспектом. Це зумовлено не лише комфортом пацієнтів та персоналу, а й жорсткими технологічними вимогами до чистоти повітря, стабільності температури та вологості, що впливають на якість стоматологічних матеріалів та стерильність процесів. Сучасні системи теплопостачання повинні бути енергоефективними, надійними та повністю автоматизованими.

Мета роботи: розробка та розрахунок інженерних систем (опалення, вентиляції та ГВП) для стоматологічної клініки площею 120 м², які забезпечать оптимальні параметри внутрішнього середовища при мінімальних енерговитратах.

Завдання:

Проаналізувати архітектурно-планувальні рішення та кліматичні умови району будівництва.

Визначити теплову потужність системи опалення на основі детальних розрахунків тепловтрат.

Спроектувати систему вентиляції з урахуванням специфіки медичних кабінетів.

Розрахувати параметри системи гарячого водопостачання та підібрати обладнання теплового пункту.

Розробити заходи з безпечної експлуатації систем та захисту довкілля.

Об'єкт розробки: стоматологічна клініка площею 120 м², розташована у двоповерховій будівлі лікарні міста Миколаєва, Миколаївська область.

					ВКР. 144.4247ст3.01.ПЗ.00	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.01			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
					Характеристика об'єкта, для якого розробляється система теплопостачання	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент		Боляков В.О.						
Керівник		Шаповалов Ю.О				НУК		
Консульт.								

**РОЗДІЛ 1. ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА, ДЛЯ ЯКОГО
РОЗРОБЛЯЄТЬСЯ СИСТЕМА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ. ВИБІР ТА ОБГРУ-
НТУВАННЯ РОЗРАХУНКОВИХ ПАРАМЕТРІВ.
ВИМОГИ ДБН УКРАЇНИ ДО СИСТЕМ**

1.1. Характеристика об'єкта, для якого розробляється система теплопостачання

Система теплопостачання проєктується для стоматологічної клініки площею 120 м², яка розміщується на першому поверсі двоповерхової будівлі міської лікарні у місті Миколаєві.

Будівля двоповерхова з горищем. Орієнтація головного фасаду – схід.

Рельєф місцевості рівний. Стоматологічна клініка складається з дев'яти приміщень (101-109). Кожному приміщенню присвоєний номер для подальших розрахунків. План будівлі приведений у графічній частині.

Розрахункові температури прийняті згідно ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 Будівельна кліматологія, ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування.

Температура зовнішнього повітря визначається як середня температура найбільш холодної п'ятиденки за вісім самих холодних зим за останні 50 років. Для міста Миколаєва $t_{\text{н}}^{\text{б}} = -20 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Джерело теплопостачання – ТЕЦ.

Система водяного опалення двотрубна, горизонтальна з нижнім розведенням. Теплоносій системи опалювання – перегріта вода з параметрами $t_{\text{гп}}=95 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{зв}}=70 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

В якості опалювальних приладів прийняті біметалеві секційні радіатори марки Ragall Top-R 350/80.

Стіни зовнішні - обшивка «Силікатна цегла», всередині утеплювач - пінопіуретан, потім стіна з керамзитобетону товщиною 640 мм (монолітна).

Стіни внутрішні - цегляні товщиною 380 мм.

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.01	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Перегородки - цегляні товщиною 120 мм.

Перекриття - збірні залізобетонні з багатопустотних плит.

Утеплювач підлоги - гравій керамзитовий.

1.2. Вимоги ДБН України до системи опалення

Обов'язковим є встановлення термостатичних клапанів на кожному радіаторі. Це забезпечує індивідуальне регулювання тепловіддачі.

Магістральні трубопроводи зазвичай прокладаються в конструкції підлоги (у стяжці) або в плінтусах. Згідно з ДБН В.2.5-67:2013, труби, що прокладаються приховано, повинні мати термін служби не менше 50 років.

Горизонтальна розводка дозволяє виділити кожен поверх або кожную квартиру в окремий гідравлічний контур з власною запірною арматурою та лічильником.

Трубопроводи, що прокладаються в неопалюваних приміщеннях (підвали, горища) або в конструкціях підлоги, обов'язково повинні мати теплову ізоляцію. Це мінімізує нецільові втрати тепла та запобігає розтріскуванню стяжки від термічного розширення.

Для полімерних труб (PEX, PERT, металопластик) обов'язковим є використання кисневого бар'єру (антидифузійний шар), щоб запобігти корозії металевих елементів системи.

У кожній квартирі (при горизонтальній розводці) має бути передбачено місце для встановлення теплолічильника, а також вузли для випуску повітря (крани Маєвського) та зливу води в найнижчих точках системи.

Сучасні тенденції та зміни до ДБН стимулюють перехід на низькотемпературні системи (наприклад, 55/45 °C або 60/40°C), особливо при використанні конденсаційних котлів або теплових насосів. Параметри 95/70°C є характерними для підключення до старих мереж централізованого опалення, але потребують дуже точного розрахунку елеваторних вузлів або змішувальних груп в ІТП.

					ВКР.144.4247ст3.01.П3.01	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ

2.1. Визначення величини опору теплопередачі огорожень приміщень

Основне призначення системи опалення полягає в компенсації втрат теплоти певними приміщеннями будівлі та підтримці температури повітря в приміщеннях на заданому рівні. Основні теплові втрати приміщень обумовлені теплопередачею через огорожувальні конструкції (стіни, стеля, підлога, вікна, двері). Інтенсивність теплопередачі залежить від термічного опору огорожувальної конструкції. Термічний опір, у свою чергу, визначається товщиною огорожі, теплопровідністю матеріалу, орієнтацією огороження в просторі, температурним режимом та іншими факторами.

Підлога. Так як приймаємо, що підвал будівлі не буде опалюватися, розрахунок проводимо за звичайною схемою розрахунку термічного опору огороження:

1. Штукатурка (цементно-піщаний розчин):

товщина: $\delta = 20 \text{ мм} = 0,02 \text{ м}$;

коефіцієнт теплопровідності: $\lambda = 0,76 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^{\circ}\text{C})$.

2. Плита перекриття 1ПК63.18:

товщина: $\delta = 220 \text{ мм} = 0,22 \text{ м}$;

коефіцієнт теплопровідності: $\lambda = 1,92 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^{\circ}\text{C})$.

3. Пароізоляція «Руберойд»:

товщина: $\delta = 5 \text{ мм} = 0,005 \text{ м}$;

коефіцієнт теплопровідності: $\lambda = 0,17 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^{\circ}\text{C})$.

4. Утеплювач «Гравій керамзитовий»:

товщина: $\delta = 200 \text{ мм} = 0,2 \text{ м}$;

коефіцієнт теплопровідності: $\lambda = 0,11 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^{\circ}\text{C})$.

					ВКР.144.4247ст3.01.П3.02	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

5. Стяжка (цементно-піщаний розчин):

товщина: $\delta = 40 \text{ мм} = 0,04 \text{ м}$;

коефіцієнт теплопровідності: $\lambda = 0,76 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$.

Зовнішні стіни

Зовнішня стіна в теплотехнічному відношенні представляє багат шарову пластину. У нашому випадку стіна має шар керамзитобетону, шар зовнішнього облицювання будівлі, шар утеплювача і штукатурки. Над реконструйованими приміщеннями знаходиться опалювальний поверх, отже, опір теплопередачі покриттів і перекриттів враховувати не потрібно.

Згідно з даними ДБН В.2.6-31:2021 «Теплова ізоляція будівель» виробляємо розрахунок стіни:

1. Облицювання «Цегла силікатна»:

товщина: $\delta = 120 \text{ мм} = 0,12 \text{ м}$;

коефіцієнт теплопровідності: $\lambda = 0,76 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$.

2. Цегляна кладка:

товщина: $\delta = 120 \text{ мм} = 0,12 \text{ м}$;

коефіцієнт теплопровідності: $\lambda = 0,7 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$.

3. Утеплювач «Пінополіуретан»:

товщина: $\delta = 50 \text{ мм} = 0,05 \text{ м}$;

коефіцієнт теплопровідності: $\lambda = 0,035 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$.

4. Керамзитобетон:

товщина: $\delta = 170 \text{ мм} = 0,17 \text{ м}$;

коефіцієнт теплопровідності: $\lambda = 0,56 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$.

5. Штукатурка (цегляна на легкому розчині):

товщина: $\delta = 6,55 \text{ мм}$;

коефіцієнт теплопровідності: $\lambda = 0,34 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$.

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.02	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Термічний опір зовнішньої стіни визначається за формулою:

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_g} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n}, \quad R_0 = \frac{1}{8,7} + \frac{0,655}{0,34} + \frac{0,05}{0,035} + \frac{0,12}{0,76} + \frac{0,12}{0,7} \cdot \frac{1}{23,3} = 3,84 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$$

де $\alpha_g = 8,7 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$ - коефіцієнт тепловіддачі від внутрішнього повітря до внутрішньої поверхні стінки;

$\alpha_n = 23,3 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$ - коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні огороження до зовнішнього повітря.

Коефіцієнт теплопередачі через зовнішню стінку:

$$k = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{3,84} = 0,26 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Термічний опір перекриття розраховується за формулою:

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_g} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n},$$

де $\alpha_g = 8,7 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C})$ - коефіцієнт тепловіддачі від внутрішнього повітря до внутрішньої поверхні стіни;

$\alpha_n = 23,3 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C})$ - коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні огороження до зовнішнього повітря.

$$R_0 = \frac{1}{8,7} + \frac{0,02}{0,76} + \frac{0,22}{1,92} + \frac{0,005}{0,17} + \frac{0,20}{0,11} + \frac{0,04}{0,76} + \frac{1}{17} = 2,21 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$$

$$\text{Коефіцієнт теплопередачі: } k = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{2,21} = 0,45 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Вікна та балконні двері

Необхідний термічний опір R_0^{mp} нормується залежно від різниці температур $t_g - t_n$. В роботі передбачені дерев'яні вікна подвійного застосування з роздільними палітурками, R_0 приймаємо рівним $0,52 (\text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт})$ [1, 2].

$$\text{Коефіцієнт теплопередачі: } k = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{0,52} = 1,92 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.02	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Внутрішні огороження

Теплопередача між суміжними приміщеннями розраховується, якщо різниця температур повітря суміжних приміщень більше 3°C . При цьому термічний опір визначається за формулою:

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_g} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n},$$

де $\alpha_g = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ - коефіцієнт тепловіддачі від внутрішнього повітря до внутрішньої поверхні стіни;

$\alpha_n = 23,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ - коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні огороження до зовнішнього повітря.

В даній будівлі такі приміщення відсутні.

2.2. Визначення теплових втрат через огороження приміщень та на підігрів інфільтраційного повітря і матеріалу

Фізичні параметри повітря – температура, вологість, рухомість повітря та його чистота – впливають на самопочуття людини і її працездатність. Для нормального самопочуття людини необхідно створити для неї комфортні умови - параметри при яких зберігається тепловий рівноважний стан в організмі людини й при яких не виникає напруга в системах саморегуляції.

Для підтримання комфортних для людини умов створюється системи опалення і вентиляції, які проектуються при визначеному тепловому балансі.

Для зведення теплового балансу приміщень і визначення дефіциту чи надлишку теплоти необхідно знати усі надходження та втрати тепла у цих приміщеннях.

Джерелами теплоприпотоків у приміщення є: обладнання; люди; освітлення; сонячна радіація.

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.02	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Джерелами тепловтрат у приміщеннях в зимовий період є: тепловтрати через огорожувальні конструкції (вікна, двері, стіни, підлога); тепловтрати з інфільтрацією повітря крізь щілини у вікнах, відчинення дверей, воріт.

Від точності визначення вищезазначених тепловтрат і теплоприпливів, які є основними складовими теплового балансу, залежить підтримка в приміщенні необхідного мікроклімату. При складанні теплового балансу для зимового режиму теплопритоки від сонячної радіації не враховуються. Вони складають запас по теплу.

Розрахунок тепловтрат у приміщеннях

Основні втрати теплоти Q через огороження враховуються, коли різниця температур повітря з двох сторін приміщення перевищує 3°C .

Розрахунок основних тепловтрат виробляється у певної послідовності. На плані поверху будівлі проставлені номери опалювальних приміщень. Приміщення пронумеровані 1, 2, ... і т. д.

Вихідні дані, прийняті значення і результати розрахунків внесені в зведену таблицю тепловтрат.

При виконанні роботи використовувалися такі скорочені позначення огорож: ЗС - зовнішня стіна; ПВ - вікно з подвійним склом; ДВ - двері зовнішні; ПЛ – підлога.

2.3. Визначення надходжень теплоти у приміщення

Розрахунок теплопритоків до будівлі можна визначити з формули:

$$Q_{над} = Q_{матер} + Q_{обор} + Q_{n.n} + Q_{л} + Q_{с.рад} + Q_{ел.об}$$

$$Q_{матер} = Q_{об} = Q_{с.р} = Q_{n.n} = 0;$$

Надходження теплоти у приміщення від людей:

$$Q_{люд} = \beta_p \cdot \beta_{од} \cdot (2,5 + 10,3\sqrt{V_n})(35 - t_{вн}) \cdot n_i = 1 \cdot 0,65 \cdot (2,5 + 10,3\sqrt{0,1})(35 - 18) \cdot 1 = 71,1$$

					ВКР.144.4247ст3.01.П3.02	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Надходження теплоти від електричних (освітлювальних в тому числі) приладів:

$$Q_{ел.ос} = k \cdot N = 0,95 \cdot 80 = 76 \text{ Вт},$$

де k – коефіцієнт, що враховує частку переходу електроенергії в теплоту;
 $N_{ел.ос}$ – потужність приладів освітлення.

Величина надходження теплоти в приміщення:

$$Q_{над} = Q_{л} + Q_{ел.ос} = 71,1 + 76 = 147,1 \text{ Вт}$$

2.4. Складання теплового балансу приміщення. Визначення теплової потужності системи опалення

Тепер можна обчислити кількість теплоти, яке має внести система опалення.

$$Q_{с.о} = Q_{втр} - Q_{над} = 845,48 - 147,1 = 698,38 \text{ Вт}.$$

Інші приміщення розраховують за цією методикою. Результат розрахунку балансу теплоти занесено у табл. 2.2.

2.5. Визначення питомої втрати теплоти на опалення приміщень

Після обчислення загальних тепловтрат будівлі, знаходиться його питома теплова характеристика ($\text{Вт} / \text{м}^3 \cdot \text{К}$), яка показує витрата теплоти на опалення 1 м^3 будівлі при розрахунковій різниці температур 1 градус.

$$q_0 = \frac{Q_{с.о}}{V_{зов} \cdot (t_{вн} - t_n^B)} = \frac{2716}{391 \cdot (16 - (-20))} = 0,20$$

де $V_{н}$ - зовнішній об'єм будівлі, м^3 ;

$t_{вн}$ - середня температура у приміщеннях споруди ($t_{вн} = 16^{\circ}\text{C}$).

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.02	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Це значення порівнюємо зі значенням $q_{\text{пит}}$ для лікарських споруд за нормами, що задовольняє вимогам $q_0 = 0,20 \leq q_{\text{пит}} = 0,47$. Результати занесені в таблицю 2.2.

2.6. Вибір та обґрунтування типу системи опалення та опалювальних приладів

На цей час системи водяного опалення є найпоширеніші у системах теплопостачання.

При виборі типу системи опалення враховують:

- призначення об'єкту, для якого проєктується система опалення;
- місце розташування на території об'єкту, на території міста, району, зони;
- особливості функціонування об'єкту;
- технічні, екологічні, санітарні та інші вимоги.

В даному випадку системи водяного опалення двотрубна, горизонтальна з нижнім розведенням і попутним рухом води за наведеною схемою.

У системах опалення використовують різні типи опалювальних приладів: радіатори – чавунні, сталеві, біметалеві; гладко трубні реєстри; оребрені труби; конвектори.

Для приміщень стоматологічної клініки вибираємо біметалеві секційні радіатори марки Ragall Top-R 350/80 тому, що вони завдяки їх простоті, довговічності і великій надійності.

2.7. Розрахунок площі поверхонь опалювальних приладів для усіх приміщень. Вибір зразка і кількості опалювальних приладів

Метою розрахунків є визначення поверхні теплообміну. Вибір типів нагрівальних приладів здійснюється відповідно до санітарно-гігієнічними та техніко-

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.02	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

економічними вимогами, висунутими до приміщенню. Вибрані прилади - біметалеві секційні радіатори марки Ragall Top-R 350/80.

Розрахунок проводимо для одного приміщення. Для інших приміщень розрахунок зводимо у таблицю 2.3. Розраховуємо поверхню нагріву і визначаємо кількість секцій нагрівального приладу біметалевих радіаторів марки Ragall Top-R 350/80. Теплове навантаження на приміщення 698,38 Вт.

Система опалення двотрубна горизонтальна.

Параметри теплоносія $t_r = 95\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_o = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Температура води в приміщенні $t_{вн} = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$

Відкрито прокладені: стояки зовнішнім діаметром $d = 15\text{ мм}$, підводки зовнішнім діаметром $d = 15\text{ мм}$.

У подавальній частині системи, де $\Delta t = t_r - t_v = 95 - 18 = 77\text{ }^{\circ}\text{C}$, для вертикальних труб з $d = 15\text{ мм}$ - $q_v = 52\text{ Вт/м}$, для горизонтальних труб $d = 15\text{ мм}$ - $q_r = 71\text{ Вт/м}$ [12].

У зворотній частині системи, де $\Delta t = t_o - t_v = 70 - 18 = 52\text{ }^{\circ}\text{C}$, для вертикальних труб з $d_{зovн} = 15\text{ мм}$ - $q_v = 31\text{ Вт/м}$, для горизонтальних труб з $d_{зovн} = 15\text{ мм}$ - $q_r = 43\text{ Вт/м}$.

$$Q_{тр} = (q_v l_v + q_r l_r)_{\Delta t = 77\text{ }^{\circ}\text{C}} + (q_v l_v + q_r l_r)_{\Delta t = 52\text{ }^{\circ}\text{C}} = 101,65\text{ Вт.}$$

На опалювальні прилади теплове навантаження складає:

$$Q_{\Sigma пр} = 2625,25\text{ Вт}$$

Розрахункову густину теплового потоку нагрівального приладу визначаємо:

$$q_{пр} = q_{ном} \left(\frac{\Delta t_{ср}}{70} \right)^{1+n} \left(\frac{G_{пр}}{0,1} \right)^p c_{пр} = 721,9\text{ Вт/м}^2,$$

де $q_{ном} = 768\text{ Вт/м}^2$ – номінальна густина теплового потоку приладу при стандартних умовах; $n = 0,3$; $p = 0,02$; $c_{пр} = 1,039$;

$$\Delta t_{ср} = (0,5 (t_r + t_o) - t_v) = 0,5 (95 + 70) - 18 = 64,5\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Дійсна витрата води в нагрівальному приладі:

$$G_{пр} = \frac{Q_{пр}}{c \cdot (t_r - t_o)} = 0,025\text{ кг/с}$$

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.02	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахункова поверхня нагріву безпосередньо нагрівального приладу:

$$F_p = \frac{Q_{np}}{q_{np}} \beta_1 \beta_2 = 3,783 \text{ м}^2,$$

де β_1, β_2 – коефіцієнти, що враховуємо додатковий тепловий потік нагрівальних приладів за рахунок округлення розрахункових величин та додаткові втрати теплоти приладами біля зовнішніх огорожень [12], $\beta_1 = 1,02, \beta_2 = 1,02$.

Розрахункова кількість секцій чавунних радіаторів:

$$N_p = \frac{F_p \beta_4}{f_1 \beta_3} = 11,82$$

де f_1 – площа поверхні нагріву однієї секції, для радіатора марки Ragall Top-R 350/80 $f_1 = 0,34 \text{ м}^2$;

β_3 – коефіцієнт, що враховує кількість секцій в одному радіаторі,
 $\beta_3 = 0,97 + \frac{0,06}{F_{np}} = 0,985$;

$\beta_4 = 1,05$ – коефіцієнт, що враховує спосіб установки радіатора в приміщенні.

Кількість секцій округляємо до більшого цілого.

Приймаємо $N_{уст} = 12$ секцій. Результат записуємо в таблицю 2.3.

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

По виду теплоносія система опалення - водяна.

За способом створення циркуляції - з примусовою циркуляцією.

За схемою включення опалювальних приладів в стояк - двотрубна, тобто гаряча вода подається по одному стояку, а відводиться з приладів - по іншому.

У напрямку об'єднання опалювальних приладів система горизонтальна.

По напрямку руху води в прямому та зворотному магістралях система тупикова, тобто гаряча і холодна вода рухаються в протилежних напрямках.

Розроблена аксонометрична схема приведена у графічній частині.

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.02	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

АксонOMETричні схеми дають наочне уявлення про розташування трубопроводів водопостачання в будинках, про діаметрах труб і напрямлення їх ухилів, про місцезнаходження прохідних трійників, кранів та іншої арматури на трубопроводах, а також про місця спусків води з систем водопостачання.

За аксонOMETричною схемою розподільну мережу розбивають на розрахункові ділянки з визначенням довжин.

При розробці проєкту водяного опалення виконуємо аксонOMETричну схему нижньої розводки.

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

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

Головним циркуляційним кільцем на розробленій схемі, є саме навантажене напрямком, від елеватора до радіатора останнього поверху.

Результати і вибрані в процесі розрахунку величини занесені в додатки в зведену таблицю 2.4.

Q кожної ділянки знаходиться:

По подачі:

$$Q_{1\text{діл}} = Q_{\text{со}} - Q_{3\text{ст}} ;$$

$$Q_{2\text{діл}} = Q_{1\text{діл}} - Q_{4,5,6\text{ст}} ;$$

$$Q_{3\text{діл}} = Q_{2\text{діл}} - Q_{7\text{ст}} ;$$

$$Q_{4\text{діл}} = Q_{3\text{діл}} - Q_{8\text{ст}} ;$$

$$Q_{5\text{діл}} = Q_{4\text{діл}} - Q_{9\text{ст}} ;$$

$$Q_{6\text{діл}} = Q_{5\text{діл}} - Q_{10\text{ст}} ;$$

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.02	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$Q_{7\text{діл}} = Q_{6\text{ділч}} - Q_{1\text{ст}};$$

$$Q_{8\text{діл}} = Q_{7\text{діл}} - Q_{1\text{пр}}$$

$$Q_{9\text{діл}} = Q_{8\text{діл}} - Q_{2\text{пр}}$$

$$Q_{10\text{діл}} = Q_{9\text{діл}} - Q_{3\text{пр}}$$

$$Q_{11\text{діл}} = Q_{10\text{діл}} - Q_{4\text{пр}}$$

$$Q_{12\text{діл}} = Q_{11\text{діл}} - Q_{4\text{пр}}$$

По обратці:

$$Q_{12\text{діл}} = Q_{11\text{діл}} + Q_{4\text{пр}}$$

$$Q_{13\text{діл}} = Q_{12\text{діл}} + Q_{3\text{пр}}$$

$$Q_{14\text{діл}} = Q_{13\text{діл}} + Q_{2\text{пр}}$$

І так далі. Після обчислення Q всіх ділянок визначаємо витрати на кожній ділянці трубопроводу за формулою:

$$G_{\text{діл}} = \frac{3,6 \cdot Q_{\text{діл}}}{4200 \cdot (t_1 - t_2)}$$

Після визначення витрат, спочатку задаємося діаметром трубопроводу, вибираємо з таблиць питомі втрати тиску R , Па/м, і швидкість руху води w , м/с.

Потім заповнюємо таблицю, в яку вносимо всі місцеві опори по кожній ділянці ξ_i .

$$z = \sum \xi_i \cdot \rho_{\text{в}} \cdot \frac{w^2}{2}$$

Після обчислення z знаходимо падіння тиску на ділянці Δp

$$\Delta p = \sum (R \cdot l + z)$$

Задаючись величиною тиску, яке створює насос $\Delta p_{\text{нас}} = 10-12$ кПа можна обчислити, правильно чи спроектована дана система опалення.

$$\frac{\Delta p - \sum (R \cdot l + z)}{\Delta p} \cdot 100\% \leq 5 - 15\%$$

Якщо дана умова виконується, то система працездатна.

Розрахункове падіння тиску в системі $\Delta p = 8691$ Па = 8,7 кПа.

Враховуючи поправочну добавку на природну циркуляцію теплоносія в системі, перевірна умова сходиться.

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.02	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

2.10. Визначення ємності розширювального бака

Розширювальний бак в системі опалення призначений для врегулювання і компенсації зміни тиску в трубопроводах та опалювальних приладах.

Так як дана система опалення живиться від районної котельні, то розширювальний бак передбачений в приміщенні топкової.

Для розрахунку робочого об'єму мембранного розширювального бака необхідно визначити сумарний об'єм системи опалення складанням водяних об'ємів котла, опалювальних приладів, трубопроводів.

Об'єм розширювального бака:

$$V = (V_L \cdot E) / D,$$

де V_L - сумарний об'єм системи (котел, радіатори, труби, теплообмінники тощо);

E - коефіцієнт розширення рідини %;

D - ефективність мембранного розширювального бака.

$$D = (P_V - P_S) / (P_V + 1),$$

де P_V - максимальний робочий тиск системи опалення (розрахунковий тиск запобіжного клапана дорівнює максимальному робочому тиску), для громадських будівель зазвичай досить 2,5 - 3,0 бар;

P_S - тиск зарядки мембранного розширювального бака (має дорівнювати статичному тиску системи опалення; (0,5 бар = 5 м)

$$V_L = 1060 \text{ л}; P_V = 2,5 \text{ бар}; P_S = 0,5 \text{ бар}$$

$$D = (2,5 - 0,5) / (2,5 + 1) = 0,57$$

$$V = 1060 \cdot 0,04 / 0,57 = 74,4 \text{ л}$$

Вибираємо розширювальний бак 80 літрів Reflex NG 80, тиск зарядки 0,5 бар.

					ВКР.144.4247ст3.01.П3.02	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.03			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
					Розробка системи вентиляції	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Боляков В.О.							
Керівник	ШаповаловЮО					НУК		
Консульт.								

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ

3.1. Вибір розрахункових параметрів зовнішнього та внутрішнього повітря для теплого, холодного та перехідного періодів

ПАРАМЕТРИ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ:

Відповідно до [8] при проєктуванні вентиляції громадських будівель у теплий період року температуру та ентальпію зовнішнього повітря приймають за параметром «А», в холодний період – за параметром «Б», у перехідний період параметри зовнішнього повітря приймаються незалежно від розташування будівлі. Тобто для м. Миколаєва:

Таблиця 3.1

Період	Температура, $t_n, ^\circ\text{C}$	Питома ентальпія, $I_n, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
Теплий	22,4	50
Холодний	-21	-19,9
Перехідний	8	22,5

Параметри внутрішнього повітря:

Відповідно до [7] для теплого періоду року допустимі норми температури внутрішнього повітря: не більше ніж на 3°C вище за розрахункову температуру зовнішнього повітря (за параметрами А), але не більше 28°C :

$$t_g = t_n^A + 3 = 22,4 + 3 = 25,4^\circ\text{C}$$

Відносна вологість внутрішнього повітря $\phi=60\%$. Максимально допустима рухливість повітря – $0,5 \text{ м/с}$.

Для холодного та перехідного періодів року відповідно до [8] приймається температура внутрішнього повітря $t_g = 18^\circ\text{C}$, відносна вологість внутрішнього повітря $\phi=55\%$ і швидкість повітря у робочій зоні трохи більше $0,2 \text{ м/с}$.

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.03	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3.2. Визначення кількості шкідливостей (надлишкова теплота, волога, вуглекислий газ), що надходять до розрахункового приміщення

Розрахунок кількості шкідливостей проводиться для одного розрахункового приміщення, в якості якого приймається зала психологічного розвантаження з розрахунковою кількістю осіб – 35 осіб.

Теплонадходження від людей

Відповідно до [1] теплонадходження від людей:

$$Q_{\text{люд}} = q_{\text{я}} \cdot n \cdot k_{\text{л}}, \text{ Вт},$$

де $q_{\text{я}}$ - тепловиділення однією дорослою людиною; згідно з [1] для теплого періоду року ($t_{\text{в}} = 25,4^{\circ}\text{C}$) $q_{\text{я}} = 57$ Вт, для холодного та перехідного періодів року ($t_{\text{в}} = 18^{\circ}\text{C}$) $q_{\text{я}} = 102$ Вт.

n – розрахункова кількість осіб, $n=35$;

$k_{\text{л}}=1$ - коефіцієнт залежить від статі людини (прийнятий для чоловіків)

Теплонадходження від людей у теплий період року:

$$Q_1 = 57 \cdot 35 = 1995 \text{ Вт}.$$

Теплонадходження від людей у холодний та перехідний періоди року:

$$Q_1 = 102 \cdot 35 = 3570 \text{ Вт}.$$

Розрахунок теплонадходжень від людей зведений у табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Розрахунок теплонадходжень від людей

Найменування величини	Позн.	Од. виміру	Формула	Теплий період року	Холодний період року	Перехідний період року
Теплонадходження від людей	$Q_{\text{люд}}$	Вт	$q \cdot n \cdot k_{\text{л}}$	1995	3570	3570
Кількість людей	n	чол.	Відповідно до завдання	35	35	35
Тепловиділення однією людиною	$q_{\text{я}}$	Вт	згідно [1]	57	102	102
Температура навколишнього повітря	$t_{\text{в}}$	$^{\circ}\text{C}$	Відповідно до завдання	25,4	18	18
Коефіцієнт	$k_{\text{л}}$	-		1	1	1

Теплонадходження від штучного освітлення

Від штучного освітлення тепло надходить у холодний та перехідний період року. Теплонадходження від штучного освітлення:

$$Q_{\text{осв.}} = E \cdot F \cdot q_{\text{осв.}} \cdot \eta_{\text{осв.}}, \text{ Вт},$$

де E – нормована освітленість приміщення; згідно з [4] $E = 200 \text{ Лк}$;

F – площа підлоги розрахункового приміщення; $F = 36 \text{ м}^2$;

$q_{\text{осв.}}$ – питомі тепловиділення від ламп, $q_{\text{осв.}} = 0,08 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{Лк}}$;

$\eta_{\text{осв.}}$ – частка теплоти, що надходить до приміщення; для ламп, встановлених на деякій відстані від стелі $\eta_{\text{осв.}} = 1$.

$$Q_{\text{осв.}} = 200 \cdot 36 \cdot 0,08 \cdot 1 = 580 \text{ Вт}$$

Розрахунок теплонадходжень від штучного освітлення зведений у табл. 3.2.

Таблиця 3.2

Розрахунок теплонадходжень від штучного освітлення

Найменування величини	Позн.	Од. виміру	Формула	Теплий період року	Холодний період року	Перехідний період року
Тепловиділення від штучного освітлення	$Q_{\text{осв.}}$	Вт	$E \cdot F \cdot q_{\text{осв.}} \cdot \eta_{\text{осв.}}$	580	580	580
Нормована освітленість	E	Лк	[4]	200	200	200
Площа підлоги приміщення	F	м^2	Відповідно завданню	36	36	36
Питоме тепловиділення від лампи	$q_{\text{осв.}}$	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{Лк}}$	[1]	0,08	0,08	0,08
Частка теплоти, що надходить до приміщення	$\eta_{\text{осв.}}$			1	1	1

Надходження теплоти за рахунок сонячної радіації

Надходження теплоти за рахунок сонячної радіації через заповнення світлових отворів розраховуються лише у теплий період року. Максимальне надходження теплоти за рахунок сонячної радіації:

$$Q_{\parallel p} = q_{\parallel p} \cdot F_{\parallel}$$

де $q_{\parallel p} = (q_n \cdot k_{\text{інс.}} + q_p \cdot k_{\text{опр.}}) \cdot k_{\text{відн.}} \cdot \tau_2$,

де q_n і q_p – теплота, Вт/м², відповідно за рахунок прямої та розсіяної сонячної радіації залежно від географічної широти та орієнтації вікон (схід). Відповідно до [4]:

$q_n = 545 \text{ Вт/м}^2$ (для 7-8 год); $q_p = 129 \text{ Вт/м}^2$ (для 7-8 год);

$K_{\text{відн.}}$ - коефіцієнт відносного проникнення сонячної радіації через заповнення світлових прорізів; згідно [4] для потрійного скління $k_{\text{отн}} = 0,48$;

τ_2 - коефіцієнт, що враховує затінення світлового отвору рами, $\tau_2 = 0,5$;

$F_{\text{ос}}$ – площа вікон, м²;

$k_{\text{інс.}}$ - коефіцієнт інсоляції:

$$k_{\text{інс.}} = \left(1 - \frac{L_{\Gamma} \cdot \text{ctg} \beta - a}{H}\right) \cdot \left(1 - \frac{L_{\text{в}} \cdot \text{tg} A_{\text{с.о.}} - c}{B}\right) = \\ = \left(1 - \frac{0,12 \cdot \text{ctg} 60}{1,5}\right) \cdot \left(1 - \frac{0,12 \cdot \text{tg} 5}{1,5}\right) = 0,95$$

де L_{Γ} , $L_{\text{в}}$ - розміри горизонтального і вертикального виступаючих елементів затінення (укосів) $L_{\Gamma} = 0,12 \text{ м}$, $L_{\text{в}} = 0,12 \text{ м}$;

H , B – висота та ширина світлового отвору, $H = 1,5 \text{ м}$, $B = 1,5 \text{ м}$;

a , c – відстані відповідно від горизонтального та вертикального елементів затінення до укусу світлового отвору;

$A_{\text{с.о.}}$ - сонячний азимут скління, $A_{\text{с.о.}} = 5$ [4];

β - кут між вертикальною площиною скління і проекцією сонячного променя на вертикальну площину, перпендикулярну площині скління, що розглядається.

$$\beta = \arctg(\text{ctg} h \cdot \cos A_{\text{с.о.}}) = \arctg(\text{ctg} 30 \cdot \cos 5) = 60^\circ$$

h – висота стояння сонця у градусах, $h = 30^\circ$

$k_{\text{опр}}$ - коефіцієнт опромінення,

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.03	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$k_{\text{опр.}} = k_{\text{опрг}} \cdot k_{\text{опрв}} = 1 \cdot 1 = 1,$$

де $k_{\text{опрг}}, k_{\text{опрв}}$ – відповідно коефіцієнти опромінення для горизонтальної та вертикальної сонцезахисної конструкції, що приймаються залежно від кутів β_1, γ_1

$$\beta_1 = \arctg\left(\frac{L_{\text{в}}}{H + c}\right) = \arctg\frac{0,12}{1,5} = 4,5^\circ$$

$$\gamma_1 = \arctg\left(\frac{L_{\text{г}}}{B + a}\right) = 4,5^\circ,$$

$$q_{\parallel p} = (545 \cdot 0,95 + 129 \cdot 1) \cdot 0,48 \cdot 0,5 = 179 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2},$$

$$F_{\parallel} = 2,25 \cdot 3 = 6,75 \text{ м}^2,$$

$$Q_{\parallel p} = q_{\parallel p} \cdot F_{\parallel} = 179 \cdot 6,75 = 1210 \text{ Вт.}$$

Розрахункове надходження теплоти за рахунок сонячної радіації:

$$Q_{\text{остекл}} = Q_{\parallel p} \cdot a_n,$$

де a_n – показник поглинання теплового потоку сонячної радіації внутрішні огороження.

$$a_n = \frac{F_1 \cdot m_1 + F_2 \cdot m_2 + 0,5F_4 \cdot m_4 + 1,5F_5 \cdot m_5}{F_1 + F_2 + F_4 + F_5},$$

де F_1, F_2 – площі окремих внутрішніх перегородок та стін приміщення, F_4 – площа стелі, F_5 – площа підлоги, м^2 ;

m_i – коефіцієнти, що враховують акумуляцію теплоти відповідно внутрішніми стінами, стелею та підлогою.

Для тривалості надходження прямої сонячної радіації на фасад будівлі для внутрішніх перегородок $m_1 = 0,55$, стін $m_2 = 0,52$, для підлоги $m_5 = 0,84$ та для стелі $m_4 = 0,41$.

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.03	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$a_n = \frac{12 \cdot 0,55 + 37,5 \cdot 0,52 + 0,5 \cdot 36 \cdot 0,41 + 1,5 \cdot 36 \cdot 0,84}{36 + 36 + 12 + 37,5} = 0,649$$

$$Q_{\text{скл}} = 1210 \cdot 0,649 = 785 \text{ Вт}$$

Теплонадходження через масивні огорожувальні конструкції не враховувалися.

Розраховані теплонадходження зводяться до табл.3.3.

Таблиця 3.3

Тепловий баланс приміщення

Теплонадходження	Позначення	Од. вимірювання	Формула	Теплий період року	Холодний період року	Перехідний період року
Від людей	$Q_{\text{л}}$	Вт		1995	3570	3570
Від штучного освітлення	$Q_{\text{осв}}$	Вт		-	580	580
Через заповнення світлових прорізів	$Q^{\text{розр}}$	Вт		785	-	-
Надлишки явної теплоти у приміщенні	$Q_{\text{сум}}$	Вт	$Q_{\text{сум}} = Q_{\text{л}} + Q_{\text{осв}} + Q^{\text{розр}}$	2780	4150	4150

Надходження вологи

Надходження вологи до приміщення:

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = n \cdot M_i \cdot \text{кл} \frac{\text{г}}{\text{год}},$$

де M_i – кількість вологи, що виділяється однією людиною залежно від виду виконуваної роботи та від температури внутрішнього повітря; для стану спокою згідно з [4] для теплого періоду року ($t_{\text{в}} = 25,4^{\circ}\text{C}$) $M_i = 51 \text{ г/год}$, для холодного та перехідного періодів року ($t_{\text{в}} = 18^{\circ}\text{C}$) $M_i = 36 \text{ г/год.}$;

кл = 1, коефіцієнт залежить від статі людини (прийнятий для чоловіків).

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.03	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$M_{\text{тепл}}^{\text{H}_2\text{O}} = 35 \cdot 51 \cdot 1 = 1785 \frac{\text{г}}{\text{год}},$$

$$M_{\text{хол}}^{\text{H}_2\text{O}} = 35 \cdot 36 \cdot 1 = 1260 \frac{\text{г}}{\text{год}}.$$

Отримані дані зведені у табл. 3.4

Таблиця 3.4

Розрахункові вологонадходження

Найменування величини	Позначення	Од. вим.	Формула	Теплий період року	Холодний період року	Перехідний період року
Кількість вологи від людей	M	г/год	$n \cdot q_{\text{я}} \cdot \text{кл}$	1785	1260	1260
Кількість людей	n	чол	Відповідно до завдання	35	35	35
Виділення вологи однією людиною	$q_{\text{я}}$	г/год	згідно [4]	51	36	36
Температура навколишнього повітря	$t_{\text{в}}$	°C	Відповідно до завдання	25,4	18	18
Коефіцієнт	$k_{\text{л}}$	-		1	1	1

Надходження шкідливих речовин

Надходження шкідливих речовин до приміщення:

$$M_{\text{CO}_2} = n \cdot M_{\text{CO}_2}' \frac{\text{г}}{\text{год}} = 35 \cdot 40 = 1400 \frac{\text{г}}{\text{год}},$$

де M_{CO_2}' - виділення вуглекислого газу однією людиною в залежності від виду виконуваної роботи; при стані спокою згідно [5] = 40г/год.

Отримані дані зведені у табл. 3.5

Таблиця 3.5

Надходження шкідливих речовин

Кількість CO ₂	m_{CO_2}	г/год	$m_{\text{CO}_2} = n \cdot m_{\text{CO}_2}'$	1400	1400	1400
Кількість CO ₂ , що виділяється 1 людиною	m_1	г/год	[4]	40	40	40
Кількість людей	n	чол.	Відповідно до завдання	35	35	35

3.3. Визначення повітрообміну за шкідливістю та вибір розрахункового повітрообміну (для розрахункового приміщення)

Розрахунок подано у таблиці 3.6.

Таблиця 3.6

Розрахунок витрати припливного повітря для розведення надлишкової теплоти, вологи, CO₂ у розрахунковому приміщенні для 3-х періодів

№ п/п	Найменування величини	Позначення	Од. вимірювання	Формула, джерело інформації	Період року		
					Т	Х	П
1	Повітрообмін для асиміляції явної теплоти	L _т	м³/год	$\frac{3,6 \cdot \Sigma Q_{надл}}{c \cdot \rho \cdot (t_{yx} - t_{np})}$	4150	3100	3100
1,1	Питома теплоємність	c	кДж/кг·°С	1,005	1,005	1,005	1,005
1,2	Щільність	ρ	кг/м³	1,2	1,2	1,2	1,2
1,3	t повітря, що виходить	t _{вих}	°С	t _{вих} = t _{р.з}	25,4	18	18
1,4	t припливного повітря	t _{пр}	°С		23,4	14	14
1,5	Надлишки явної теплоти	ΣQ _{надл}	Вт	розрахунок	2780	4150	4150
2	Повітрообмін для асиміляції вологи	L _м	м³/год	$\frac{M}{\rho \cdot (d_{yx} - d_{np})}$	1065	155	810
2,1	Надходження вологи	M	г/год	розрахунок	1785	1260	1260
2,2	Вологовміст повітря, що виходить	d _{вих}	г/кг	Id діаграма	12,3	7,1	7,1
2,3	Вологовміст припливного повітря	d _{пр}	г/кг	Id діаграма	10,9	0,3	5,8
3	Повітрообмін для асиміляції CO ₂	L _{co2}	м³/год	$\frac{M_{CO2}}{q_{yx} - q_{np}}$	505	505	505
3,1	Надходження CO ₂	m _{co2}	г/год	розрахунок	1400	1400	1400
3,2	Додаткова концентрація CO ₂ у приміщенні	q _{вих}	кг/м³		3,7	3,7	3,7
3,3	Концентрація CO ₂ у зовнішньому повітрі	q _{пр}	кг/м³		0,91	0,91	0,91

Повітрообмін у розрахунковому приміщенні

Повітрообмін для асиміляції	Теплий період року	Холодний період року	Перехідний період року
явної теплоти	4150	3100	3100
вологи	1065	155	810
CO ₂	505	505	505

Так як продуктивність загальнообмінної вентиляції приймається більшою з отриманих розрахунків для перехідного та холодного періодів, то за розрахунковий повітрообмін приймається $L=3100 \text{ м}^3/\text{год}$ для розведення явної надлишкової теплоти у перехідний та холодний періоди року.

У теплий період року різницю $4150-3100 = 1050 \text{ м}^3/\text{год}$ необхідно подавати за рахунок неорганізованого повітрообміну через відкриті вікна та фрамуги.

3.4. Розрахунок повітрообміну за кратністю

Розрахунок повітрообміну інших приміщень даної будівлі ведеться за нормативною кратністю, яка приймається відповідною [4].

$$L = V \cdot n, \text{ м}^3/\text{год},$$

де V - обсяг приміщення, м^3 ;

n – нормативна кратність повітрообміну, год^{-1} .

Для житлових палат приймається повітрообмін із розрахунку $80 \text{ м}^3/\text{год}$ на одну особу, до приміщення припливної камери подається дворазовий об'єм повітря.

Розрахунок повітрообміну за кратністю зводиться в таблиці 3.8.

Повітрообмін за кратністю

№ приміщення	Назва	Об'єм приміщення V_p , m^3	Нормативні кратність-обміну n , 1/год або нормуєма питома витрата m , m^3 /год, на 1 людину, одиницю обладнання		Повітрообмін L , m^3 /год	
			+	-	+	-
101	Ванна кімната	110	3	5	330	550
102	Кабінет лікаря	45	1	1	45	45
103	Процедурна	58	1,5	2	90	120
104	Кабінет 6 чол	-	80 m^3 /чол	-	480	480
105	Кабінет 4 чол	-	80 m^3 /чол	-	320	320
106	Гардероб	90	-	1	0	90
107	Кабінет 3 чол	-	80 m^3 /чол	-	240	240
108	Кабінет 3 чол	-	80 m^3 /чол	-	240	240
109	Кабінет 2 чол	-	80 m^3 /чол	-	160	160
110	Палата 4 чол	-	80 m^3 /чол	-	320	320
111	Палата 4 чол	-	80 m^3 /чол	-	320	320
112	Палата 4 чол	-	80 m^3 /чол	-	320	320
113	Санвузол (2 унітази)	-	-	50 m^3 /год на унітаз	-	100
114	Білизняна	40	-	1	-	40
115	Кабінет лікаря	120	1	1	120	120
116	Кабінет медсестри	115	1	1	115	115
117	Венткамера	74,4	2	-	150	-
Сума по 1 поверху					3250	3580
201	Зала психологічного розважання на 35 чол	-	-	-	3100	3100
202	Кабінет лікаря	45	1	1	45	45
203	Палата 3 чол	-	80 m^3 /чол	-	240	240
204	Палата 3 чол	-	80 m^3 /чол	-	240	240
205	Палата 3 чол	-	80 m^3 /чол	-	240	240
206	Палата 2 чол	-	80 m^3 /чол	-	160	160
207	Теплолікування	90	4	5	360	450
208	Палата 2 чол	-	80 m^3 /чол	-	160	160

№ приміщення	Назва	Об'єм приміщення $V_{\text{п}}, \text{м}^3$	Нормативні кратність-обміну $n, 1/\text{год}$ або нормуєма питома витрата $m, \text{м}^3/\text{год}$, на 1 людину, одиницю обладнання		Повітрообмін $L, \text{м}^3/\text{год}$	
			+	-	+	-
209	Палата 2 чол	-	80 $\text{м}^3/\text{чол}$	-	160	160
210	Палата 3 чол	-	80 $\text{м}^3/\text{чол}$	-	240	240
211	Палата 3 чол	-	80 $\text{м}^3/\text{чол}$	-	240	240
212	Палата 3 чол	-	80 $\text{м}^3/\text{чол}$	-	240	240
213	Кабінет лікаря	50	1	1	50	50
214	Санвузол (2 унітази)	-	-	50 $\text{м}^3/\text{год}$ на унітаз	-	100
215	Душова (2 кабінки)	-	-	75 $\text{м}^3/\text{год}$ на од.	150	150
216	Процедурна	45	1,5	2	70	90
217	Білизняна	35	-	1	-	35
Сума по 2 поверху					5695	5940
Разом по будівлі:					8945	9520

Значення дисбалансу повітрообміну подаються до коридорного простору першого та другого поверхів.

$$L1 = 3580 - 3250 = 330 \text{ м}^3/\text{год}.$$

$$L2 = 5940 - 5695 = 245 \text{ м}^3/\text{год}.$$

3.5. Визначення кількості та площі перерізу припливних та витяжних каналів. Підбір повітророзподільних ґрат

Видалення повітря у приміщеннях лікарні здійснюється через канали у внутрішніх стінах. Канали влаштовуються двох розмірів: $140 \times 140 \text{ мм}$ ($F = 0,02 \text{ м}^2$), $140 \times 270 \text{ мм}$ ($F = 0,038 \text{ м}^2$). На витяжні канали встановлюються регульовані ґрати типу Р150 ($150 \times 150 \text{ мм}$, $F_{\text{жс}} = 0,014 \text{ м}^2$) і Р 200 ($200 \times 200 \text{ мм}$, $F_{\text{жс}} = 0,025 \text{ м}^2$). Згідно з [4] мінімальна відстань між однойменними каналами має бути не меншою 140 мм , а між різнойменними 270 мм . Між каналом та дверним прорізом мінімальна відстань 410 мм .

Приплив повітря здійснюється повітропроводами, на які встановлюються грати типу: PP1 (100x200 мм, $F_{жс} = 0,016 \text{ м}^2$), PP2 (100x400 мм, $F_{жс} = 0,032 \text{ м}^2$), PP 4 (200x400 мм, $F_{жс} = 0,064 \text{ м}^2$),

Рекомендується швидкість у каналах при природній витяжці приймати в межах: 0,8-1,0 м/с. Для повітроводів з механічним спонуканням швидкість у відгалуженнях < 5 м/с; у магістралі < 8 м/с. Швидкість повітря в ґратах із природною витяжкою допускається приймати до 1 м/с, а при механічному припливі та витяжці до 3 м/с.

Живий переріз для проходу повітря в каналах і решітках при даній витраті повітря і швидкості, що рекомендується, знаходиться за формулою:

$$F_{жс} = \frac{L}{v_{рек} \cdot 3600} \text{ м}^2$$

Число каналів визначається розподілом $F_{жс}$ на одиничну площу каналу (решітки). Після цього проводиться уточнення кількості каналів. Розрахунок зведений у таблицю 3.9 Додаток Б.

3.6. Аеродинамічний розрахунок припливної вентиляції з механічним спонуканням руху повітря

Загальні втрати тиску, Па, в мережі повітроводів визначаються за формулою:

$$p = \sum (nRl + Z), \text{ Па},$$

де R - розрахункові втрати по довжині, приймаються за таблицею, для величини R вводиться поправка n на шорсткість, значення якої наведені в [4]. Розраховуючи повітроводи прямокутного перерізу, необхідно мати на увазі, що R визначається за еквівалентним діаметром і дійсною швидкістю. Еквівалентні діаметри за швидкістю для прямокутних повітроводів наведені в [10];

l - довжина ділянки;

n - поправочний коефіцієнт, що враховує з якого матеріалу виготовлений повітропровід, приймається по [10];

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.03	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Z – втрати тиску місцеві опори $Z = \sum \xi \cdot (\rho V^2 / 2)$;

$\sum \xi$ - сума коефіцієнтів місцевих опорів на розрахунковій ділянці повітроводу [10].

Швидкість руху повітря в магістральних та збірних повітроводах встановлюється при природному спонуканні в межах 0,5-1,5 м/с; при штучному спонуканні в межах 5-8 м/с.

При неможливості ув'язування втрат тиску по відгалуженням повітроводів у межах 10% слід встановлювати діафрагми.

Ділянка 19' - зовнішня повітрозабірна решітка з оцинкованої сталі, яка приймається з площею живого перерізу $F_{жс} = 0,5593 \text{ м}^2$.

Тоді швидкість у ґратах:

$$v_0 = \frac{L}{F_{жс} \cdot 3600} = \frac{9520}{0,5593 \cdot 3600} = 4,73 \text{ м/с}$$

Значення коефіцієнтів місцевих опорів поблизу вентилятора:

перед входом у вентилятор $\xi_{вх} = 0,3$; на виході з вентилятора $\xi_{вих} = 0,1$.

Аеродинамічний розрахунок припливної системи зведено до таблиці 3.10 Додаток Б.

3.7. Аеродинамічний розрахунок витяжної системи вентиляції з природним спонуканням

Рух повітря в системах природної вентиляції відбувається за рахунок різниці щільностей стовпів повітря всередині та зовні будівлі:

$$p_{сп} = h(\rho_n - \rho_e) g k$$

де k - коефіцієнт запасу на невраховані втрати в мережі, $k = 0,9$;

h – висота повітряного стовпа, м; за наявності організованого припливу повітря (припливної вентиляції) h визначається як відстань від середини висоти приміщення до гирла вентиляційної шахти.

Розрахунковий гравітаційний тиск системи природної вентиляції визначається зовнішньої температури $t_{зовн} = +5^\circ\text{C}$.

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.03	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Гравітаційний тиск, що діє в каналах 1-го та 2-го поверхів:

$$p_{zp1} = h_1 \cdot (\rho_{+5} - \rho_{+18}) \cdot g \cdot k = 8,8 \cdot \left(\frac{353}{273+5} - \frac{353}{273+18} \right) \cdot 9,81 \cdot 0,9 = 4,407 \text{ Па}$$

$$p_{zp2} = h_2 \cdot (\rho_{+5} - \rho_{+18}) \cdot g \cdot k = 5,3 \cdot \left(\frac{353}{273+5} - \frac{353}{273+18} \right) \cdot 9,81 \cdot 0,9 = 2,81 \text{ Па}$$

Для вибору розрахункового напрямку визначається питомий опір у напрямку через канали 1-го та 2-го поверху, найбільш віддалені від витяжної шахти:

$$R_{y\phi1} = \frac{p_{zp1}}{\Sigma l} = \frac{4,407}{5 + 3,1 + 1,9 + 3} = 0,334 \text{ Па/м}$$

$$R_{y\phi2} = \frac{p_{zp2}}{\Sigma l} = \frac{2,81}{1 + 3,8 + 3,2 + 1,7 + 3,2} = 0,218 \text{ Па/м}$$

За розрахунковий приймається направлення через канали другого поверху (дільниці 1'1,2,3,4,4'), так як $R_{y\phi2} < R_{y\phi1}$.

Розрахунок ведеться аналогічно до розрахунку припливної системи вентиляції. Результати розрахунку зведено до таблиці 3.11 Додаток Б.

3.8. Підбір вентиляційного обладнання

3.8.1 Підбір калорифера

Вихідні дані:

Об'єм припливного повітря $L=9520\text{м}^3/\text{год}$;

Розрахункова температура зовнішнього повітря (для холодної пори року за параметрами Б) $t_{\text{зовн}}=-21^\circ\text{C}$.

Температура припливного повітря $t_{\text{п}} = 14^\circ\text{C}$.

теплоносії – гаряча вода із параметрами 95/70°C.

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.03	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Щільність повітря після калориферу:

$$\rho = \frac{353}{273 + t_n} = \frac{353}{273 + 14} = 1,23 \text{ кг/м}^3$$

Витрата теплоти для нагрівання припливного повітря:

$$Q = 0,28 \cdot L \cdot \rho \cdot c(t_k - t_n) = 0,28 \cdot 9520 \cdot 1,005 \cdot 1,23 \cdot (14 + 21) = 115328 \text{ Вт}$$

Порядок підбору калориферу:

Масова швидкість приймається $\nu\rho = 8 \text{ кг/(м}^2\text{с)}$, у межах, що рекомендуються для даного типу калориферів;

Тоді необхідна площа живого перерізу для проходу повітря:

$$f = \frac{L\rho}{3600 \cdot \nu\rho} = \frac{9520 \cdot 1,23}{3600 \cdot 8} = 0,406 \text{ м}^2$$

За таблицями [10] підбирається калорифер із найближчим значенням площі живого перерізу для проходу повітря f_v , м^2 . Приймається до встановлення КСк 3-9 для якого:

$f_v^{\text{табл}} = 0,46 \text{ м}^2$ - табличне значення площі фронтального перерізу калориферу;

$f_{\text{тр}} = 0,000846 \text{ м}^2$ - живий переріз для проходу води;

$F_k^{\text{табл}} = 22,50 \text{ м}^2$ – поверхня нагріву одного калорифера.

Дійсна масова швидкість:

$$\nu\rho_d = \frac{L\rho}{3600 f_{\text{табл}}} = \frac{9520 \cdot 1,23}{3600 \cdot 0,46} = 7,07 \text{ кг/(м}^2\text{с)};$$

Масова витрата води:

$$G = \frac{Q}{0,28 \cdot c(t_z - t_o)} = \frac{115328}{0,28 \cdot 4,186 \cdot (95 - 70)} = 3935,8 \text{ кг/год}$$

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.03	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Швидкість руху води в трубах теплоносія:

$$v_{mp} = \frac{G}{f_w \cdot 1000 \cdot 3600} = \frac{3935.8}{0,000846 \cdot 1000 \cdot 3600} = 1,29 \text{ м/с}$$

За табл. [10] для даного типу калорифера знаходиться коефіцієнт теплопередачі $k = 70,7 \text{ Вт/(м}^2\text{°С)}$.

Потрібна поверхня нагрівання калорифера:

$$F_{mp} = \frac{1,1 \cdot Q}{k \cdot \left(\frac{t_z + t_o}{2} - \frac{t_n + t_n}{2} \right)} = \frac{1,1 \cdot 115328}{70,7 \cdot \left(\frac{95 + 70}{2} - \frac{-21 + 14}{2} \right)} = 20,86 \text{ м}^2$$

Необхідна кількість калориферів:

$$n = \frac{F_{mp}}{F_{табл}} = \frac{20.86}{22.50} = 0,92 \approx 1$$

Дійсна площа нагріву:

$$F_n = n \cdot F_{табл} = 1 \cdot 22,5 = 22,5 \text{ м}^2$$

Відсоток запасу поверхні нагрівання:

$$\varepsilon = \frac{F_n - F_{mp}}{F_{mp}} \cdot 100 = \frac{22,50 - 20,86}{20,86} \cdot 100 = 7,9 \text{ , \%}$$

Аеродинамічний опір калориферу згідно [10] при $\nu_r = 7,07 \text{ кг/(м}^2\text{с)}$:

$$\Delta p_k = 213,89 \text{ Па}$$

Гідравлічний опір калориферу:

$$\Delta p_{mp} = A v^2$$

де A - коефіцієнт опору [10], $A = 14,68 \text{ кг/м}^3$;

v – швидкість руху води у трубах.

$$\Delta p_{mp} = 14,68 \cdot 1,29^2 = 24,43 \text{ кПа}$$

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.03	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3.8.2. Підбір повітряного фільтра

Приймається до встановлення фільтр третього класу – уніфікований осередковий (ФЯРБ) із осередками 500х500мм.

Вихідні дані:

об'єм припливного повітря $L=9520\text{м}^3/\text{год}$;

режим роботи системи припливної вентиляції $\tau=24$ год;

початкова запиленість для чистого повітря $c_n=0,0005\text{мг}/\text{м}^3$;

номінальна пропускна здатність одного осередку фільтра $L'=1540\text{ м}^3/\text{год}$;

ступінь очищення припливного повітря $E = 0,82$.

Кількість осередків:

$$n = \frac{L}{L'} = \frac{9520}{1540} = 6$$

$$F_\phi = F' \cdot n = 0,22 \cdot 6 = 1,32\text{ м}^2$$

Дійсне питоме повітряне навантаження на фільтр:

$$Y_\phi = \frac{L}{F_\phi} = \frac{9520}{1,32} = 7727,3\text{ м}^3/(\text{м}^2\text{год})$$

Відповідно до [10] початковий опір фільтра $P_n=44\text{Па}$.

Збільшення опору фільтра під час його експлуатації $\Delta p = 100\text{Па}$.

Тоді $p_\phi = 144\text{ Па}$

Відповідно до [10] пилоємність фільтра $ПФ=2600\text{г}/\text{м}^2$.

Кількість пилу, що осідає на фільтрі на добу:

$$G = c \cdot L E \tau = 0,0005 \cdot 9520 \cdot 0,82 \cdot 24 = 93,7\text{ г}/\text{добу}$$

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.03	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Тривалість роботи фільтра без регенерації:

$$m = \frac{P\Phi}{G} = \frac{2600}{93,7} = 28 \text{ добу.}$$

3.8.3 Підбір вентилятора

Продуктивність вентилятора з урахуванням 10% запасу за продуктивністю:

$$L_g = 1,1 \cdot L = 1,1 \cdot 9520 = 10472 \text{ м}^3/\text{год}$$

Тиск, що розвивається вентилятором, з урахуванням 10% запасу:

$$p_g = 1,1 \cdot (\Delta p_{сети} + p_{\phi} + p_k) = 1,1 \cdot (230,9 + 144 + 213,89) = 650 \text{ Па}$$

де ΔP мережі – втрати тиску в мережі повітроводів із табл. 3.10, Па;

P_{ϕ} - опір фільтра, Па;

P_k - опір калорифера, Па.

Відповідно до [10] приймається вентилятор ВЦ4-75-6,3 з діаметром робочого колеса $D=D_{ном}$, лівого обертання; частотою обертання робочого колеса $n=1445 \text{ хв}^{-1}$, ККД $\eta_b=0,82$ при максимальному ККД $\eta_{макс}=0,85$. Робоче колесо встановлено одному валу з електродвигуном типу Е 6,3.100-2 потужністю $N=3,5 \text{ кВт}$.

До установки приймається вентилятор у першому виконанні з ККД передачі $\eta_{п}=1$.

Необхідна потужність на валу електродвигуна:

$$N = \frac{L p_g}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_g \cdot \eta_n} = \frac{10472 \cdot 650}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,8 \cdot 1} = 2,48 \text{ кВт}$$

Установча потужність електродвигуна:

$$N_y = kN$$

де k – коефіцієнт запасу, $k=1,15$ для $N=2 \dots 5 \text{ кВт}$.

$$N_y = 1,15 \cdot 2,48 = 2,85 \text{ кВт.}$$

Необхідна потужність електродвигуна з урахуванням запасу менша за потужність прийнятого електродвигуна.

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.03	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.04			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
					Розробка системи гарячого водопостачання	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент		Боляков В.О.						
Керівник		Шаповалов Ю.О				НУК		
Консульт.								

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ

4.1. Складання принципової схеми, режими роботи

Тепловий пункт (ТП) - це комплекс пристроїв, розташований у відокремленому приміщенні, що складається з елементів теплових енергоустановок, що забезпечують приєднання цих установок до теплової мережі, їх працездатність, керування режимами теплоспоживання, трансформацію, регулювання параметрів теплоносія і розподіл теплоносія за типами споживання.

ТП призначений для приєднання до джерела тепла незалежних систем опалення та гарячого водопостачання об'єктів будь-якого призначення. Незалежні системи володіють цілим рядом переваг в порівнянні з традиційними системами опалення та гарячого водопостачання: автоматичний контроль забезпечує стабільну температуру в будинку протягом усього періоду опалення; однаковий обігрів всіх приміщень у будинку; виток у контурі тепломережі і в контурі опалення будівлі обмежуються рамками даного контуру і не впливають на роботу другого контуру; мінімальний обсяг підживлення в закритій системі знижує рівень кисню у воді, це зменшує корозію труб і зберігає систему в чистоті; енергозбереження в тепlopункті до 20-40% в рік; тепlopункти обладнуються власним контрольним і регулюючим обладнанням, що дає додаткові можливості до економії енергії.

Автоматичне підтримання кривої регулювання до 15 – 20%. Поліпшення контролю ГВП до 5 – 15%. Основні переваги обладнання: висока якість; надійність в роботі та простота в обслуговуванні; компактність апаратів; висока економічна ефективність устаткування; дозволяють економити теплову енергію, площі для монтажу і скорочують термін монтажних робіт; використання ІТП дозволяє застосовувати двотрубні теплові мережі замість чотиритрубних, і економити від 20% до 40% теплової енергії; малий внутрішній обсяг заповнення теплоносіями.

Схема теплового пункту наведена у графічній частині.

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Незалежне приєднання системи опалення застосовують для створення місцевого теплогідравлічного режиму при $t_g < T_1$. Гідравлічний поділ тепломережі від системи опалення здійснюють поверхневим теплообмінником. Приймають таке рішення при перевищенні тиску в тепломережі над допустимим тиском для системи опалення або навпаки - коли статичний тиск системи перевищує допустиму межу для тепломережі. Крім того, в обґрунтуванні вибору незалежного приєднання все частіше стають експлуатаційні вимоги працездатності сучасних систем опалення.

Умови експлуатації насосів, поквартирних витратомірів, автоматичних регуляторів теплогідравлічних параметрів теплоносія, терморегуляторів, штампованих сталевих радіаторів в більшості своїй вимагають застосування якісного теплоносія. Наприклад, без твердих домішок, без спуску води з системи в теплий період года. Забезпечити такі умови можливо лише при незалежному підключенні до тепломережі.

Перевагою незалежного підключення є також той факт, що система опалення в значно меншій мірі піддається впливу зміни гідравлічного режиму тепломережі з часом і менше сама впливає на тепломережу. Незалежне підключення сприяє зменшенню обсягу теплоносія в тепломережі, а значить зниження витрат на водопідготовку. Особливо важливим є зменшення інерційності тепломережі, що в підсумку призводить до поліпшення якості наданої послуги з опалення будівель за рахунок своєчасного реагування центрального якісного регулювання на зміну погодних умов. Тому незалежне підключення є кращим і перспективним технічним рішенням.

Найбільшого поширення набули схеми незалежного підключення з одним теплообмінником. Прийнятним варіантом є проектне рішення із застосуванням неразборного теплообмінника. Вважається, що вода в тепломережі та системи опалення пройшла спеціальну обробку від інтенсивного утворення накипу в теплообміннику. Кращий варіант з експлуатаційної точки зору-застосування розбірного теплообмінника. В обох випадках слід передбачати запірну арматуру для відключення теплообмінників: кульові крани, поворотні заслінки, засувки. Проте слід

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

мати на увазі, що багато автоматичні регулятори виконані багатфункціональними. Вони можуть мати запірну функцію. В цьому випадку запірний клапан не встановлюють. Це спрощує схему. Зручна при експлуатації також запірно арматура з вбудованими дренажними кранами.

Взаємне розташування насоса і теплообмінника не має особливого значення. Сучасні насоси здатні ефективно працювати як на подаючому, так і на зворотному трубопроводі. Однак у кожного розміщення є незначні переваги, якими, як правило, нехтують. Насос на зворотному трубопроводі має трохи більший кавітаційний запас і кращий теплоотвод від двигуна з мокрим ротором. У той же час він перекачує теплоносій з більшою щільністю, збільшуючи споживану потужність на валу двигуна і, відповідно, енергоспоживання в порівнянні з насосом на подаючому трубопроводі.

4.2. Розрахунок потреб теплоти на гаряче водопостачання

Тепловий потік, за період (добу, зміна) максимального водоспоживання на потреби гарячого водопостачання (з урахуванням тепловтрат) слід обчислювати за формулами:

а) протягом середньої години:

$$Q_T^h = 1,16 q_T^h (55 - t^c) + Q^{ht};$$

б) протягом години максимального споживання

$$Q_{hr}^h = 1,16 q_{hr}^h (55 - t^c) + Q^{ht}.$$

Максимальний часовий витрата води q_{hr} м³/ год, слід визначати за формулою:

$$q_{hr} = 0,005 q_{0,hr} \alpha_{hr},$$

де q_{hr} - коефіцієнт, що визначається згідно рекомендованого додатком залежно від загального числа приборів N, що обслуговуються проектною системою і ймовірності використання приладу p.

$$\alpha_{hr} = 2,16 \text{ (з табл. ДБН В.2.5-64-2012);}$$

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$q_{0,hr} = 200$ л/год - рекомендована величина;

$t^c = 5$ °С - температура холодної води;

$Q^{ht} = 3$ кВт – втрати в магістральному трубопроводі.

І так на протязі максимальної години водоспоживання витрата тепла:

$$Q_{hr}^h = 1,16 q_{hr}^h (55 - t^c) + Q^{ht} = 1,16 \cdot 2,16 \cdot (55 - 5) + 3 = 10,5 \text{ кВт}$$

4.3. Розробка кожухотрубного теплообмінного апарата для ГВП

4.3.1. Призначення, принцип дії, визначення початкових параметрів

Теплообмінник - апарат, призначений для підводу тепла до одного із теплоносіїв (теплосприятливого) за рахунок його відведення від іншого теплоносія (тепловіддаючого).

Теплоносіями в теплообмінниках можуть бути: водяна пара, гаряча вода, повітря, різні гази, продукти згоряння палива, мастила, різні сольові розчини та суміші рідин, рідкі метали, звішені в потоці частинки та ін.

Найбільше розповсюдження в якості теплоносіїв отримали повітря, водяна пара, гаряча вода та продукти згоряння палива.

Кожухотрубні теплообмінники використовуються у промисловій та муніципальній енергетиці, теплопостачанні, хімічній, харчовій промисловості в якості підігрівачів (води, мастила, палива та ін.), охолоджувачів, конденсаторів, випарників.

Кожухотрубні ТОА (рис.4) виготовляються жорсткої, напівжорсткої і нежорсткої конструкцій; одно- і багатоходовими; прямоточними, протиточними і з перекресною течією; горизонтальними і вертикальними. Вони прості по конструкції і мають невисоку вартість.

Кожухотрубні ТОА (рис. 4.1) складаються з пучка труб 3, жорстко закріплених у трубних дошках (гратах), кожуха 2, кришок 5 із фланцями, які утворюють

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

розподільні камери, опор 4 та перегородок, які розміщуються в міжтрубному просторі. На кожусі та кришці встановлені технологічні штуцери. У залежності від призначення апарату конструкція основних вузлів та матеріали можуть значно відрізнятись.

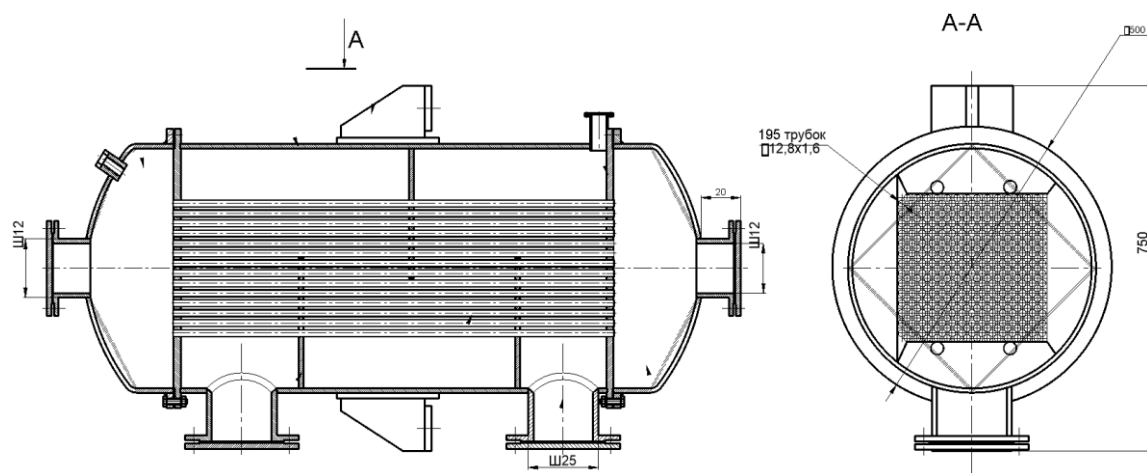


Рис. 4.1 Принципова конструкція кожухотрубного теплообмінного апарата

1,5– кришка; 2 – корпус; 3 –трубний пучок; 4 – опора; 6 – трубна дошка

Кожух (корпус) кожухотрубного теплообмінника являє собою трубу, зварену з одного або декількох сталевих листів. Головним чином кожухи ТОА розрізняються способом з'єднання з трубною дошкою і кришками. Товщина стінки кожуха визначається тиском робочого середовища і діаметром кожуха, але не менше 4 мм. До циліндричних крайках кожуха приварюють фланці для з'єднання з кришками або днищами. На зовнішній поверхні кожуха прикріплюють опори апарату.

У кожухотрубних ТОА прохідний перетин міжтрубному простору в 2-3 рази більше прохідного перетину всередині труб. Тому при рівних витратах теплоносіїв з однаковим фазовим станом коефіцієнти тепловіддачі на поверхні міжтрубному простору невисокі, що знижує загальний коефіцієнт теплопередачі в

апараті. Пристрій перегородок в міжтрубному просторі кожухотрубного теплообмінника сприяє збільшенню швидкості теплоносія та підвищенню ефективності теплообміну.

Організація руху рідини в міжтрубному просторі та запобігання протікань теплоносія

В середині кожуха встановлюють поперечні перегородки для кріплення труб для запобігання їх прогинів, а також для організації поперечного обтікання труб у міжтрубному просторі та отримання більш високих швидкостей. При поперечному обтіканні теплоносієм труб також досягається більш ефективна тепловіддача ніж при подовжньому.

Найбільш поширені сегментні перегородки типу диск-кільце і двосторонні сегментні перегородки. Застосовують також перегородки, що перекривають трубний пучок, сегментні перегородки потрійного розташування та інші. Двосторонні сегментні перегородки і перегородки потрійного розташування застосовують для зменшення втрат тиску, при цьому втрати тиску можуть бути знижені на 60...100%.

Отвори у поперечних перегородках розташовані точно так само, як у трубних дошках. Діаметр отворів у перегородках повинен бути більше зовнішнього діаметра труб або ребер на 0,3...0,5 мм, а зовнішній діаметр перегородок – менше внутрішнього діаметра кожуха на 1,5...3,0 мм. Зазор між кожухом і крайніми трубами пучка в зібраному ТОО визначається за умовами міцності трубних дошок і становить близько $(0,65...0,7)d$, де d – зовнішній діаметр гладких труб або несучий діаметр оребрених труб.

Якщо не вжити заходів по ущільненню зазорів в ТОО, то при обтіканні пучка теплоносій у першу чергу буде потрапляти у зазори, так як у цьому місті гідравлічний опір менше, ніж при поперечному обтіканні труб. Таким чином, з'являються протікання теплоносія, у зв'язку з чим інтенсивність тепловіддачі може знизитись на 30...45%.

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Для запобігання шкідливих протікань крізь радіальні зазори, які можуть значно знизити перепад температур, використовують ущільнення трубного пучка.

По периферії перегородок найбільш часто встановлюють ущільнювальні сегменти з пружнодеформованого матеріалу (наприклад, з мастилобензостійкого пластику). При зборці ТОА в процесі натягування кожуха на трубний пучок краї ущільнювального листа відгинаються відповідно до форми кожуха й ущільнюють зазор. У випадку застосування такого ущільнення зазор між корпусом та перегородкою можна збільшити до 5 мм, що полегшує зборку ТОА.

Для підвищення жорсткості трубного пучка і потрібного дистанціювання поперечних перегородок використовують систему стяжних стрижнів і розпірок. Стрижні одним кінцем угвинчуються в трубну дошку, а іншим закріплюються в останній перегородці за допомогою контргайок. Між перегородками встановлюють розпірки.

4.3.2. Тепловий розрахунок теплообмінного апарата

Вихідні дані:

холодний теплоносіє (індекс 1) – вода;

гарячий теплоносіє (індекс 2) - вода;

рух теплоносіїв - багаторазова перехресна течія із загальним протитоком;

тип поверхні теплообміну - круглі гладкі труби;

компонування труб - шахове;

гаряча вода тече по трубах - 1 хід;

вода, що нагрівається, тече в міжтрубному просторі - 4 ходів.

Параметри теплоносіїв

Міжтрубний простір

$T_{1\text{вх}} = 5^{\circ}\text{C}$

температура холодної води на вході в підігрівач

$T_{1\text{вих}} = 55^{\circ}\text{C}$

температура холодної води на виході

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$p_1 = 0,10 \text{ МПа}$$

тиск води на вході в підігрівач

$$Z_1 = 4$$

кількість ходів.

Внутрітрубний простір

$$T_{2\text{вх}} = 95^\circ\text{C}$$

температура гарячої води на вході

$$T_{2\text{вих}} = 70^\circ\text{C}$$

температура гарячої води на виході

$$Z_1 = 1$$

кількість ходів

Властивості теплоносіїв

1) Холодна вода

Властивості води розраховуються за апроксимаційними формулами або беруться з таблиць [3]:

середня температура

$$T_1 = \frac{T_{1\text{вх}} + T_{1\text{вих}}}{2} = \frac{55+5}{2} = 303 \text{ К}$$

питома теплоємність води

$$C_1 = 4,179 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

густина води

$$\rho_1 = 995,2 \text{ кг/м}^3$$

коефіцієнт теплопровідності води

$$\lambda_1 = 0,617 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

коефіцієнт кінематичної в'язкості

$$\nu_1 = 8,33 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$$

води

2) Гаряча вода

Властивості води розраховуються за апроксимаційними формулами або беруться з таблиць [3]:

середня температура води

$$T_2 = \frac{T_{2\text{вх}} + T_{2\text{вих}}}{2} = \frac{95+70}{2} = 355,5 \text{ К}$$

питома теплоємність води

$$C_2 = 4,201 \cdot 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

густина води

$$\rho_2 = 971 \text{ кг/м}^3$$

коефіцієнт теплопровідності
води

$$\lambda_2 = 0,678 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

коефіцієнт кінематичної в'язко-
сті води

$$\nu_2 = 3,47 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$$

Тиск гарячої води на вході в підігрівач повинен бути вище атмосферного тиску тому, що температура води на вході більше 100 °С.

З таблиць властивостей води тиск насичення для температури 95°С дорівнює 0,1 МПа. Із запасом приймаємо $p_2 = 0,1 \text{ МПа}$

3) Температура стінки (початкове наближення, згодом уточняється)

$$T_{\text{ст}} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{303 + 355,5}{2} = 329,25 \text{ К}$$

4) Трубки

Матеріал трубок вибирається на підставі рекомендацій [3, 6]. Обраний матеріал: нержавіюча сталь.

Коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки трубок $\lambda_{\text{ст}} = 30 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$

Параметри поверхні теплообміну

В якості поверхні теплообміну використовується пучок гладких трубок. Діаметр труб і товщину стінок вибирають по рекомендаціях [1, 3, 6]:

зовнішній діаметр (прийнято)

$$d_3 = 16 \text{ мм}$$

товщина стінки (прийнято)

$$\delta_{\text{ст}} = 1,6 \text{ мм}$$

внутрішній діаметр

$$d_{\text{вн}} = d_3 - 2 \cdot \delta_{\text{ст}} = 12,8 \text{ мм}$$

середній діаметр

$$d_{\text{ср}} = \frac{d_{\text{вн}} + d_3}{2} = 14,4 \text{ мм}$$

За даними [1, 3, 6] і по таблицях обирається тип закріплення труб у трубних дошках і кроки між трубами в пучку (повздовжній s_1 і поперечний s_2). Нехай повздовжній і поперечний кроки рівні між собою ($s_1 = s_2 = s_t$).

Тоді приймаємо $S_t = 1,4 \cdot d_3 = 1,4 \cdot 16 = 22,4 \text{ мм}$

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Тепловий потік через поверхню теплообміну

$$Q_{T.o} = G_1 \cdot C_1 (T_{1вх} - T_{1вих})$$

де $G_1 = 14,35$ кг/с

$$Q_{T.o} = 14,35 \cdot 4,179 \cdot 10^3 (55-5) = 2,998 \cdot 10^6 \text{ Вт}$$

Витрата гарячої води

$$G_2 = \frac{Q_{то}}{C_2 \cdot (T_{2вх} - T_{2вих})} = \frac{2,998 \cdot 10^6}{4,201 \cdot 10^3 \cdot (95 - 70)} = 28,22 \text{ кг/с}$$

Визначення середнього температурного перепаду між теплоносіями
(по графіках [1] або за розрахунковими залежностями [3])

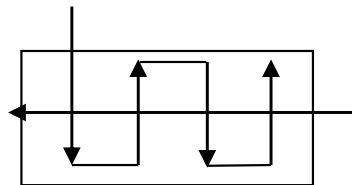


Схема руху середовищ - багаторазова перехресна течія:

- гарячий теплоносій, (вода, 1 хід, тече по трубах) не переміщується;
- холодний теплоносій (вода, 4 ходів, тече між трубами) переміщується безупинно;
- загальний напрямок - протиток.

Розрахунок по залежностях

Водяні еквіваленти для теплоносіїв:

$$W_1 = G_1 C_1 = 14,35 \cdot 4,179 \cdot 10^3 = 59,9 \cdot 10^3 \text{ Вт/К}$$

$$W_2 = G_2 C_2 = 28,22 \cdot 4,201 \cdot 10^3 = 118 \cdot 10^3 \text{ Вт/К}$$

Максимальний і мінімальний водяні еквіваленти: $W_{\min} = W_1$; $W_{\max} = W_2$.

Зміна температур теплоносіїв:

$$\Delta T_1 = T_{1вих} - T_{1вх} \quad \Delta T_1 = 50^\circ \text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{2вх} - T_{2вих} \quad \Delta T_2 = 25^\circ \text{C}$$

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Мінімальна зміна температур

$$\Delta T_{\min} = \min(\Delta T_1, \Delta T_2) \quad \Delta T_{\min} = 25^\circ\text{C}$$

Допоміжні функції:

$$A = \frac{W_{\max}}{W_{\min}} \approx 0,51; R = \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \approx 1,97;$$

$$P_e = 0,99$$

$$z_t = \sqrt{(A + 1)^2 - 4 \cdot p_e \cdot A} = \sqrt{(0,51 + 1)^2 - 4 \cdot 0,99 \cdot 0,51} = 0,51$$

Розраховуємо середній температурний перепад:

$$\Delta t_{cp} = \frac{z_t \cdot P \cdot R \cdot (T_{2ex} - T_{1ex})}{\ln \left[\frac{2 - P \cdot R \cdot [(A + 1) - z_t]}{2 - P \cdot R \cdot [(A + 1) + z_t]} \right]}$$

По рекомендаціях [1,3] приймаємо швидкість гарячого теплоносія

$$W_2 = 1 \text{ м/с}$$

Визначаємо основні конструктивні розміри теплообмінника

Кількість трубок у пучку для проходу гарячого теплоносія

$$n_{1x} = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot w_2 \cdot \pi \cdot \frac{d_{вн}^2}{4}}$$

$$n_{1x} = 124,51$$

Кількість трубок у теплообміннику

$$n_{mp} = z_2 \cdot n_{1x} \quad n_{mp} = 124,509$$

Кількість трубок в одному ряді (прийнято, що кількість труб у ряді дорівнює кількості рядів)

$$\text{для коридорного компонування труб} \quad n_{1p} = 12$$

$$\text{Кількість рядів} \quad n_{1p} = 14$$

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Кількість отворів у трубній дошці

$$n_0 = n_{1p} \cdot n_p \quad n_0 = 170$$

Уточнюємо кількість трубок у ТОА (з урахуванням того, що один отвір у центрі трубної дошки буде використовуватись під стяжний стрижень, на якому будуть кріпитись перегородки)

$$n_{mp} = n_0 - 1 \quad n_{mp} = 169$$

Уточнюємо швидкість гарячої води в трубах

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot n_{mp} \cdot \pi \cdot \frac{d_{\text{вн}}^2}{4}} \quad w_2 = 0,87 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Визначаємо діаметр корпусу

Приймаємо коефіцієнт заповнення трубної дошки $\eta = 0,8$

$$D = 1,05 \cdot s_t \cdot \sqrt{\frac{n_0}{\eta_{mp}}}$$

Діаметр гнізда трубок

$$D = 0,276 \text{ м}$$

Внутрішній діаметр корпусу повинен бути більше величини

$$D + d_3 = 0,384 \text{ м}$$

на величину конструктивного зазору (60...180 мм).

Виходячи з цього, в якості кожуха можна прийняти трубу з умовним діаметром 500 мм [1,3]:

Зовнішній діаметр кожуха $D_3 = 500 \text{ мм}$;

Товщина стінки кожуха $\delta_{\text{ст}} = 5 \text{ мм}$;

Внутрішній діаметр кожуха $D_0 = 496 \text{ мм}$.

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Визначення коефіцієнту тепловіддачі розчину, що тече всередині трубок [3,4]:

1) Число Рейнольдса:

$$Re_2 = \frac{d_{\text{вн}} \cdot w_2}{\nu_2} \quad Re_2 = 2,439 \cdot 10^4$$

Оскільки $Re \geq 10000$, то режим течії гарячого теплоносія турбулентний.

2) Число Прандтля при температурі теплоносія: $Pr_2 = 2,095$

3) Число Нуссельта для турбулентного режиму

$$Nu_2 = 0.021 \cdot Re_2^{0.8} Pr_2^{0.43} = 140,24$$

4) Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{вн}}} \quad \alpha_2 = 6,401 \cdot 10^3 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}$$

Приймаємо швидкість води, що охолоджує у між трубному просторі при поперечному обтіканні трубок: $W_1 = 0,61$ м/с.

Коефіцієнт тепловіддачі води, що обтікає трубки

1) Число Рейнольдса $Re_1 = \frac{d_3 W_1}{\nu_1} = 1,17 \cdot 10^4$

2) Число Прандтля при температурі теплоносія: $Pr_1 = 5,67$

Число Прандтля при температурі теплоносія рівній температурі стінки $Pr_{\text{ст.}} = 5,66$

3) Поправочний коефіцієнт, що залежить від кроку пучка

$$\varepsilon_s = \left(\frac{s_t}{d_3} \right)^{-0,15} = 0,95$$

4) Коефіцієнт, що враховує турбулізацію потоку перед і-м рядом труб

для першого ряду $\varepsilon_{n1} = 0,6$

для другого ряду $\varepsilon_{n2} = 0,9$

для третього і наступних $\varepsilon_{n_i} = 1$

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

5) Коефіцієнт для критеріального рівняння тепловіддачі $c = 0,41$, $n = 0,6$

6) Значення числа Нуссельта для кожного рядуу

$$Nu_{1_i} = C \cdot Re_1^n \cdot Pr_1^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \cdot (\varepsilon_n \cdot \varepsilon_s)$$

для першого рядуу: $Nu_{11} = 114,4$

для другого рядуу: $Nu_{12} = 171,6$

для третього і наступних: $Nu_{13} = 200$

7) Коефіцієнт тепловіддачі при поперечному обтіканні пучка труб

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_3}$$

для першого рядуу: $\alpha_{11} = 4,41 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2\text{К}$

для другого рядуу: $\alpha_{12} = 6,61 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2\text{К}$

для третього і наступних: $\alpha_{13} = 7,71 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2\text{К}$

8) Середній коефіцієнт тепловіддачі, $\text{Вт/м}^2\text{К}$

$$\alpha_{1cp} = \frac{\sum_i \alpha_{1_i}}{n_p} \quad \alpha_{1cp} = 5,652 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

9) Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до внутрішнього діаметру

$$k_{TA} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + \frac{d_{вн}}{2 \cdot \lambda_{cm}} \cdot \ln \left(\frac{d_3}{d_{вн}} \right) + \frac{d_{вн}}{\alpha_{1cp} \cdot d_3}} \quad k_{TA} = 2,959 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

11) Необхідна поверхня теплообміну:

$$F_{TA} = \frac{Q}{k_{TA} \cdot \Delta t_{cp}}$$

$$F_{TA} = 4,7 \text{ м}^2$$

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

12) Поверхня теплообміну, що приходить на одну трубу

$$F_{TA1} = \frac{F_{TA}}{n_{mp}} \quad F_{TA1} = 0,033 \text{ м}^2$$

13) Довжина трубки

$$L_{mp} = \frac{F_{TA1}}{\pi \cdot d_{en}} \quad L_{mp} = 1,051 \text{ м}$$

Довжина трубки між перегородками

$$L = \frac{L_{mp}}{z_1}$$

$$L = 0,210 \text{ м}$$

14) Перевірка швидкості води при обтіканні трубного пучка.

Площа перетину для проходу води між трубами

$$S_1 = L \cdot (s_t - d_s) \cdot (n_{1p} - 1) \quad S_1 = 0,01294 \text{ м}^2$$

Уточнення швидкості води м/с.

15) Температури стінки

16) Патрубки для підводу та відводу гарячого теплоносія [1,3]

$W_{2п} = 1,5 \text{ м/с}$ – швидкість розчину в патрубку.

Діаметр патрубку

Вибираємо для патрубка трубу 250х5 мм.

17) Патрубки для холодної води $W_{1п} = 1,5 \text{ м/с}$

Діаметр патрубку

Вибираємо для патрубка трубу 130х5 мм.

4.3.3. Гідравлічний розрахунок

Розрахункова схема для визначення втрат тиску у теплообмінному апараті

Визначення втрат напору гарячого теплоносія (рух у трубах)

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Втрати на тертя при русі теплоносія у трубах (т.3) []

Коефіцієнт опору тертю при русі розчину в трубах(при турбулентному русі рідини)

$$\xi_{\text{тр}2} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re_2}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{4,352 \cdot 10^3}} = 0,0389$$

Втрати на тертя при русі розчину в трубах

Втрати при вході і виході теплоносія з труб (т.2,4)

$\xi_{\text{вх}2}=1$ – коефіцієнт опору при вході і виході теплоносія з труб

$$\Delta p_{\text{вх}2} = \xi_{\text{вх}2} \frac{\rho_2 W_2^2}{2} = 587 \text{ Па} = \Delta P_{\text{вих}2}$$

Втрати при русі теплоносія в патрубках і в середині кришок (т.1,5)

$\xi_{\text{пт}2}=1,5$ – коефіцієнт опору в патрубках входу і виходу розчину

$$\Delta p_{\text{пт}2} = \xi_{\text{пт}2} \frac{\rho_2 W_2^2}{2} = 8,81 \cdot 10^2 \text{ Па}$$

Сумарні втрати тиску при русі теплоносія

$$\Delta P_{\Sigma 2} = z_2 (\Delta P_{\text{вх}2} + \Delta P_{\text{вих}2} + \Delta P_{\text{тр}2}) + \Delta P_{\text{пт}2} \cdot 2$$

Відносні втрати тиску:

$$\frac{\Delta P_{\Sigma 2}}{P_2} \cdot 100 = 10 \%$$

Визначення втрат напору холодної води (рух у між трубному просторі)

Втрата напору на вході в міжтрубний простір і вихід з нього

$\xi_{1\text{вх}}=1,5$ – коефіцієнт опору при вході в пучок (т.7)

$\xi_{1\text{вих}}=1$ – коефіцієнт опору при виході з пучка (т.10)

Сумарні втрати при русі води в між трубному просторі

Приймаємо $P_1=1,5 \text{ МПа}$

Відносні втрати тиску

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$\frac{\Delta P_{\Sigma 1}}{P_1} 100\% = \frac{150000}{1500000} 100 = 10\%$$

4.3.4. Розрахунок на міцність

Розрахунок корпусу. В розрахунку прийнято, що корпус навантажений тільки внутрішнім тиском теплоносія.

Визначення припустимої напруги

Матеріал корпусу ЛА77-2, $\sigma_B=370$ МПа, $k=2$

Припустиме напруження

Поправочний коефіцієнт $\eta_k=1$,

Визначення збільшення товщини корпусу

Оскільки корпус виготовлений з труби, то величини збільшення $c=1$ мм

При найбільшому мінусовому допуску 10%, $A=0,11$

$$C=A(\delta_k-c)=0,11(8-1)=0,77 \text{ мм}$$

Визначення розрахункового коефіцієнта міцності

Коефіцієнт міцності зварних з'єднань $\varphi_{зв}=1$;

Коефіцієнт міцності поперечного зварного з'єднання при вигині $\varphi_{и}=0,6$

$$\varphi=\varphi_{\min}=0,6$$

Максимальний тиск, що може витримати корпус

$$P_{max} = \frac{2 \cdot (\delta_k - c) \cdot \varphi \cdot \sigma_{доп.к}}{D_o + (\sigma_k - c)} = \frac{2 \cdot (0,008 - 0,001) \cdot 0,6 \cdot 185}{0,684 + (0,008 - 0,001)} = 2,3 \text{ МПа}$$

Максимальний тиск більше робочого тиску, товщину корпусу збільшувати не потрібно.

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.05			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
					Розробка заходів з охорони праці	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент		Боляков В.О.						
Керівник		Шаповалов Ю.О				НУК		
Консульт.								

РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ

5.1. Аналіз умов праці та ідентифікація небезпечних чинників

Об'єктом проектування є стоматологічна клініка площею 120 м², де експлуатуються системи водяного опалення, примусової вентиляції та гарячого водопостачання (ГВП). Робочі місця персоналу (лікарів, асистентів, технічного персоналу) характеризуються наявністю специфічних ризиків.

Класифікація небезпечних та шкідливих виробничих чинників проведена відповідно до Гігієнічної класифікації праці (наказ МОЗ №248) та з урахуванням термінології ДСТУ 2293:2014. При експлуатації запроектованих систем виділяються наступні небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

1. Термічні фактори: наявність поверхонь трубопроводів та теплообмінників з температурою теплоносія (до 80°C), що може призвести до термічних опіків.

2. Електрична небезпека: живлення циркуляційних насосів, приводів вентиляційних установок та автоматики здійснюється від мережі 220/380 В. Ризик ураження струмом виникає при порушенні ізоляції або відсутності заземлення.

3. Шум та вібрація: робота припливних та витяжних вентиляторів створює аеродинамічний та механічний шум, що впливає на працездатність та нервову систему персоналу.

4. Біологічні та хімічні чинники (специфіка об'єкта): стоматологічний пил, аерозолі, що містять патогенні мікроорганізми, та випари дезінфікуючих засобів. Ефективність їх видалення безпосередньо залежить від надійності системи вентиляції.

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.05	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

5.2. Санітарно-гігієнічні вимоги до робочої зони

5.2.1. Параметри мікроклімату

Згідно з ДБН В.2.5-67:2013 та ДСН 3.3.6.042-99, у приміщеннях клініки мають підтримуватися наступні параметри в холодний період року:

Температура повітря: 18-23°C (оптимальна 20°C);

Відносна вологість: 40-60%;

Швидкість руху повітря: не більше 0,2 м/с.

Контроль забезпечується запроектованою двотрубною системою опалення з радіаторними терморегуляторами та системою вентиляції з підігрівом припливного повітря в калорифері.

5.2.2. Вентиляція та чистота повітря

Для стоматологічних кабінетів критичним є дотримання кратності повітрообміну (згідно з ДБН В.2.2-10:2022). Запроектована припливно-витяжна вентиляція забезпечує:

- подачу очищеного повітря через фільтри класу G4/F7;
- локалізацію шкідливостей безпосередньо в місцях їх утворення (витяжка з кабінетів);
- підтримання негативного дисбалансу в санвузлах та стерилізаційних для запобігання розповсюдженню запахів та інфекцій.

5.2.3. Освітлення та шум

Рівень шуму від вентиляційного обладнання в кабінетах не повинен перевищувати 35-40 дБА. Для цього в роботі передбачено встановлення шумоглушників після вентиляторів та використання гнучких вставок. Освітленість робочих поверхонь у стоматологічних кабінетах (згідно з ДБН В.2.5-28:2018) повинна бути не менше 500 лк (загальне) та до 3000-5000 лк (локальне операційне).

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.05	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

5.3. Технічні заходи безпечної експлуатації систем

5.3.1. Електробезпека

Відповідно до ПУЕ та НПАОП 40.1-1.21-98:

Усі металеві неструмоведучі частини обладнання (корпуси вентиляторів, насосів, щити керування) приєднуються до контуру захисного заземлення.

Опір заземлювального пристрою не повинен перевищувати 4 Ом.

Передбачено встановлення ПЗВ (пристроїв захисного вимкнення) зі струмом спрацьовування 30 мА для захисту персоналу від прямих контактів.

5.3.2. Безпека при експлуатації теплового пункту та мереж

Трубопроводи опалення та ГВП ізолюються негорючою мінераловатною ізоляцією, що знижує температуру на поверхні до безпечних 35-40°C.

Система ГВП оснащується запобіжними клапанами для захисту від перевищення тиску (понад 0,6 МПа).

Запірна арматура повинна мати чітке маркування ("Відкрито"/"Закрито") та напрямок руху теплоносія.

5.4. Пожежна безпека

Згідно з ДБН В.1.1-7:2016 "Пожежна безпека об'єктів будівництва":

Конструктивні заходи: Повітроводи вентиляційних систем П1 та В1 виготовляються з оцинкованої сталі (клас НГ). У місцях перетину капітальних стін встановлюються вогнезатримувальні клапани з автоматичними приводами.

Автоматика: При спрацьовуванні пожежної сигналізації передбачено автоматичне відключення припливного вентилятора для запобігання нагнітання кисню в зону ймовірного горіння.

Первинні засоби: Технічне приміщення, де розташовано вузол керування опаленням, комплектується вогнегасником ОУ-3 (вуглекислотним) для гасіння електроустановок.

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.05	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

5.5. Охорона навколишнього природного середовища

Експлуатація інженерних систем стоматологічної клініки в м. Миколаїв здійснюється з мінімальним антропогенним навантаженням:

Захист атмосфери: Використання сучасного теплообмінного обладнання (кожухотрубний або пластинчастий ТОА) з високим ККД зменшує споживання теплової енергії від міських мереж, що опосередковано знижує викиди продуктів згоряння на ТЕЦ/котельнях.

Водоохоронні заходи: Система теплопостачання є замкнутою. Скидання води здійснюється лише при ремонтних роботах у господарсько-побутову каналізацію. Хімічна підготовка води (якщо передбачена) проводиться без використання токсичних реагентів.

Поводження з відходами: Опрацьовані повітряні фільтри вентиляційних установок, які можуть містити біологічні забруднення, підлягають дезінфекції та утилізації як відходи категорії В. Бактерицидні лампи (якщо встановлені в системі) утилізуються як ртутьвмісні відходи.

Запропоновані в проекті технічні рішення відповідають вимогам чинного законодавства України з питань охорони праці та екологічної безпеки, що гарантує збереження здоров'я персоналу та пацієнтів клініки, а також мінімізує вплив на довкілля.

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.05	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі розроблено системи опалення стоматологічної клініки й припливно-витяжної системи двоповерхової будівлі лікарні, в якій розміщується клініка.

Була розроблена двотрубна горизонтальна система опалення з нижнім розведенням, виконані розрахунки величин термічного опору огорожень, теплових втрат, теплових притоків, питомої теплоти на опалення, площі опалювальних приладів, об'єму розширювально баку, гідравлічний розрахунок.

У якості опалювальних приладів були вибрані біметалічні секційні радіатори, для них була розрахована тепловіддача, розрахункова поверхня нагріву та їхня довжина, вибраний їх тип і кількість.

Розроблено аксонометричну схему опалення та проведено гідравлічний розрахунок. По результатам гідравлічного розрахунку визначили діаметри магістральних теплопроводів, стояків, віток, підводів при заданому тепловому навантаженні та розрахунковому тиску, встановленому у даній системі.

Джерелом теплопостачання назначаємо кожухотрубний теплообмінник. Своєю потужністю він забезпечує теплопостачання побутових приміщень стоматологічної клініки і гаряче водопостачання.

Припливна система вентиляції прийнята з механічним спонуканням (П1). Припливна камера розміщується на першому поверсі. Розрахункова кількість повітря, що подається $L = 9520 \text{ м}^3$. З метою глушіння шуму в припливній камері встановлені 2 шумоглушники. Забір повітря з вулиці здійснюється через теплоізований повітропровід розмірами 600x800 мм. Низ повітрозабірних ґрат РС 4-3 розташований на відстані 2 м від рівня землі. Припливні повітроводи прямокутної форми розташовуються у просторі за підшивними стелями коридорів першого та другого поверху. Припливні ґрати прийняті типу РР, вони розміщуються з відривом 300 мм від стелі.

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.00	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахункове приміщення, яке знаходиться на другому поверсі лікарні – за-
ла психологічного розвантаження на 35 осіб, де повітрообмін прийнято за над-
лишками явної теплоти.

На другому поверсі на приєднанні до припливного повітропроводу розта-
шований вогнезахисний клапан. Вогнезахист транзитного повітроводу виконаний
захисним покриттям. На головних відгалуженнях повітроводів встановлені дросе-
льні клапани.

Витяжні системи вентиляції запроєктовані: з природним спонуканням: ВЕ4,
ВЕ6; з механічним спонуканням: 1, 2, 3, 5.

Витяжні канали розташовуються у цегляних стінах. Ґрати прийняті типу Р,
вони розташовані на відстані 0,3 м від стелі.

За розрахункову витяжну систему приймається система із природним спо-
нуканням продуктивністю $L = 550 \text{ м}^3/\text{год}$ (система ВЕ 6). Повітря з приміщень ви-
дається через ґрати типу Р і далі по цегляних каналах у стінах надходить у го-
ризонтальний збірний азбестоцементний короб на горищі.

Були розроблені заходи з охорони праці.

Впровадження запроєктованих систем забезпечить оптимальні параметри
мікроклімату для персоналу та пацієнтів клініки при раціональному використанні
енергоресурсів.

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.00	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Боженко М.Ф. Системи опалення, вентиляції і кондиціювання повітря будівель : навчальний посібник для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф. Боженко. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 380 с. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: file:///C:/Users/ADMIN/Downloads/2019BozhenkoMF_NavchPosib.pdf
2. Буд А. Ф., Колодяжний В. В. Розрахунок та проектування систем вентиляції та кондиціювання повітря. Київ : ТОВ «Вент-сервіс», 2014. 344 с.
3. Глушко Ю. Ю. Опалення : навч. посіб. 2019 рік. Автор-упорядник: Глушко Ю. Ю., над навч. посіб. працювали: Безпалько Н. О., Боброва Т. Б., Високос С.М., Гусев П.С., Заседателев І. В., Лебедєв С. О., Сашко В. О., Семироз М. В., Терещенко Т. М., Черниш В. В. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://mon.gov.ua/storage/app/media/news/Новини/2020/04/28/2opalennya.pdf> 34
4. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціювання [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://dbn.co.ua/load/normativy/dbn/1-1-0-1018>.
5. ДБН В.2.6-31:2016 Теплова ізоляція будівель. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://gazobeton.org/sites/default/files/sites/all/uploads/DBN-V.2.6-31-2016-Teplova-izolyatsiyabudivel.pdf>
6. Джерела та системи теплопостачання і основи їх проектування [Електронний ресурс] : навчальний посібник для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» освітньо-професійної програми «Теплоенергетика» кваліфікаційного рівня «бакалавр» / укладач Кузнецова С.А.: НУК. – Електронні текстові дані (1 файл: 2.3 Мбайт). Миколаїв : НУК, 2022. 105 с.
7. ДСТУ Б EN 15251:2011 Розрахункові параметри мікроклімату приміщень для проектування та оцінки енергетичних характеристик будівель по відношенню до якості повітря, теплового комфорту, освітлення та акустики [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.mathcentre.com.ua/download/dstu_en_15251-2011.pdf

					ВКР.144.4247ст3.01.ПЗ.00	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

8. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 Будівельна кліматологія. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [https://finance.smr.gov.ua/ files/Енергозбереження/dstu-n-b-v11-27-2010-budivelnaklimatologiya.pdf](https://finance.smr.gov.ua/files/Енергозбереження/dstu-n-b-v11-27-2010-budivelnaklimatologiya.pdf)

9. ДСТУ-Н Б В.2.6-191:2013 Настанова з розрахункової оцінки повітропроникності огорожувальних конструкцій [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [http://online.budstandart.com/ ua/catalog/doc-page?id_doc=56183](http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=56183)

10. Жуковський С.С., Лабай В.Й. Аеродинаміка вентиляції : навч. посібник для студентів вищ. навч. закладів. Львів : Вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2003. 270 с.

11. Зайцев О.М., Любарець О.П. Проектування систем опалення. Відень, 2008. 201 с.

12. Слаутіна Т. Г., Кузнецова С. А. Проектування систем водяного опалення : навч. посіб.. Миколаїв : НУК, 2010. 68 с.

13. Шаповалов Ю.О. Теплотехнічні процеси та установки : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2021. 60 с.

14. Сашко В. О. Труби та арматура : навч. посіб. 2019. Автори-упорядники: Сашко В.О., Терещенко Т.М. Над навчальним посібником також працювали: Безпалько Н.О., Боброва Т.Б., Високос С.М., Глушко Ю.Ю., Пеховка М.В., Черниш В.В. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://mon.gov.ua/storage/app/media/news/Новини/2020/04/28/3trubi-ta-armatura.pdf>.

15. Теплообмінні апарати : навч. посіб. для студ. спеціальності 144 «Теплоенергетика» / С.М. Анастасенко, В.В. Жигуліна, М.М. Семенов, Д.М. Соломонюк, Ю.О. Шаповалов, І.А. Швець, О.В. Шостак. Первомайськ : НУК; Львів : Вид-во «Новий Світ2000», 2023. 216 с.

ДОДАТОК Б

Таблиця 3.9

Підбір вентиляційних каналів та решіток

Канали та димарі								Грати							
№ прим.	Назва	Повітрообмін м³/год		Розмір повітроводів, каналів, мм		Дійсна, V, м/с		Площа живого перерізу		Тип решітки		Кількість		Дійсна V, м/с	
		+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-
101	Ванна кімната	330	550	150x200 = 0,03	2 (140x270) = 2 x 0,038	2,42	4,03	0,032	0,025	PP2	P200	1	2	2,86	2,9
102	Кабінет лікаря	45	45	125x125 = 0,0156	140x140 = 0,02	0,63	0,63	0,016	0,014	PP1	P150	1	1	0,78	0,89
103	Процедурна	90	120	125x125 = 0,0157	140x140 = 0,02	1,25	1,67	0,016	0,014	PP1	P150	1	3	1,56	0,79
104	Кабінет 6 чол	480	480	150x200 = 0,03	2 (140x270) = 2 x 0,038	3,51	3,51	0,032	0,025	PP2	P200	2	2	2	2,66
105	Кабінет 4 чол	320	320	150x200 = 0,03	140x270 = 0,038	2,34	2,34	0,032	0,025	PP2	P200	1	2	2,77	1,77
106	Гардероб	-	90	-	140x140 = 0,02	-	1,25	-	0,014		P100	-	1	-	1,78
107	Кабінет 3 чол	240	240	150x150 = 0,0225	140x270 = 0,038	3,34	3,34	0,032	0,025	PP2	P200	1	1	2,08	2,66
108	Кабінет 3 чол	240	240	150x150 = 0,0225	140x270 = 0,038	3,34	3,34	0,032	0,025	PP2	P200	1	1	2,08	2,66
109	Кабінет 2 чол	160	160	150x150 = 0,0225	140x270 = 0,038	2,23	2,23	0,016	0,014	PP1	P150	1	2	2,77	1,58
110	Палата 4 чол	320	320	150x200 = 0,03	140x270 = 0,038	2,34	2,34	0,032	0,025	PP2	P200	1	2	2,7	1,77

Канали та димарі								Грати							
№ прим.	Назва	Повітрообмін м³/год		Розмір повітроводів, каналів, мм		Дійсна, V, м/с		Площа живого перерізу		Тип решітки		Кількість		Дійсна V, м/с	
		+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-
111	Палата 4 чол	320	320	150x200 = 0,03	140x270 = 0,038	2,34	2,34	0,032	0,025	PP2	P200	1	2	2,77	1,77
112	Палата 4 чол	320	320	150x200 = 0,03	140x270 = 0,038	2,34	2,34	0,032	0,025	PP2	P200	1	2	2,77	1,77
113	Санвузол (2 унітази)	-	100		140x140 = 0,02	-	1,39	-	0,014		P150	-	1	-	1,98
114	Білизняна	-	40		140x140 = 0,02	-	0,56		0,014		P150	-	1	-	0,79
115	Кабінет лікаря	120	120	150x150 = 0,022	140x270 = 0,038	1,67	1,67	0,016	0,014	PP1	P150	1	3	2,08	0,79
116	Кабінет медсестри	115	115	150x150 = 0,023	140x270 = 0,038	1,6	1,6	0,016	0,014	PP1	P150	1	3	1,99	0,76
201	Зала псих. розвантаження 35 чол	3100	3100	500x400 = 0,2	7x (140x270) = 7x0,038	2,56	2,56	0,064	0,025	5xPP4	7xP200	5	7	2,69	2,89
202	Кабінет лікаря	45	45	100x150 = 0,01	140x140 = 0,02	0,63	0,63	0,016	0,014	PP1	P150	1	1	0,78	0,89
203	Палата 3 чол	240	240	150x150 = 0,022	140x270 = 0,038	3,34	3,34	0,032	0,014	PP2	P150	1	2	2,08	2,38
204	Палата 3 чол	240	240	150x150 = 0,022	140x270 = 0,038	3,34	3,34	0,032	0,014	PP2	P150	1	2	2,08	2,38
205	Палата 3 чол	240	240	150x150 = 0,022	140x270 = 0,038	3,34	3,34	0,032	0,014	PP2	P150	1	2	2,08	2,38

Канали та димарі								Грати							
№ прим.	Назва	Повітрообмін м³/год		Розмір повітроводів, каналів, мм		Дійсна, V, м/с		Площа живого перерізу		Тип решітки		Кількість		Дійсна V, м/с	
		+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-
206	Палата 2 чол	160	160	150x150 = 0,022	140x270 = 0,038	2,23	2,23	0,016	0,014	PP1	P150	1	2	2,77	1,59
207	Теплолікування	360	450	150x150 = 0,022	2 (140x270) = 2x0,038	5	3,29	0,032	0,025	PP2	P200	1	2	2,9	2,5
208	Палата 2 чол	160	160	150x150 = 0,022	140x270 = 0,038	1,17	2,23	0,016	0,014	PP1	P150	1	4	2,77	0,79
209	Палата 2 чол	160	160	150x150 = 0,022	140x270 = 0,038	1,17	2,23	0,016	0,014	PP1	P150	1	2	2,77	1,59
210	Палата 3 чол	240	240	150x150 = 0,022	140x270 = 0,038	1,76	3,34	0,032	0,014	PP2	P150	1	2	2,08	2,38
211	Палата 3 чол	240	240	150x150 = 0,022	140x270 = 0,038	1,76	3,34	0,032	0,014	PP2	P150	1	3	2,08	0,95
212	Палата 3 чол	240	240	150x150 = 0,022	140x270 = 0,038	1,76	3,34	0,032	0,014	PP2	P150	1	3	2,08	0,95
213	Кабінет лікаря	50	50	125x125 = 0,0156	140x140 = 0,02	0,37	0,7	0,016	0,014	Pp1	P150	1	1	1,15	0,99
214	Санвузол (2 унітази)	-	100	-	140x140 = 0,02	-	1,39	-	0,025	-	P150	-	1	-	1,11
215	Душова (2 кабінки)	150	150	150x200 = 0,03	140x270 = 0,038	1,1	1,39	0,016	0,014	PP1	P200	1	1	2,60	1,32
216	Процедурна	70	90	150x150 = 0,022	140x270 = 0,038	0,52	1,25	0,016	0,036	PP1	P200	1	1	1,21	0,95

Канали та димарі								Грати							
№ прим.	Назва	Повітрообмін м³/год		Розмір повітроводів, каналів, мм		Дійсна, V, м/с		Площа живого перерізу		Тип решітки		Кількість		Дійсна V, м/с	
		+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-
217	Білизняна	-	35	-	140x140 = 0,02	-	0,49		0,014		P150	-	1	-	0,69
218	Коридор 2 пов.	245	-	150x150 = 0,022	-	1,8	-	0,032	-	PP2	-	1	-	2,12	-
219	Коридор 1 пов.	330	-	150x200 = 0,03	1	2,42	-	0,032	-	PP2	-	1	1	2,86	-

Аеродинамічний розрахунок припливної системи

№ ділянки	L, м ³ /год	l, м	a, мм	b, мм	d (de), мм	v, м/с	R, Па/м	n	Rln, Па	P _д , Па	$\Sigma \xi$	Z= $\Sigma \xi \cdot P$, Па	Rln+Z, Па	$\Sigma(Rln+Z)$, Па	Примітка
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Другий поверх															
PP1	160					2,78				4,629	2,2	10,2	10,19	10,19	PP1
1	160	5,1	150	150	150	1,98	0,074	1,25	0,472	2,341	0,46	1,08	1,549	11,73	поворот, прохід
2	320	1	150	150	150	3,95	0,249	1,37	0,341	9,364	0,46	4,31	4,649	16,38	прохід
3	680	2,4	150	250	187,5	5,04	0,288	1,4	0,968	15,223	0,2	3,04	4,013	20,4	прохід
4	920	2,9	150	300	200	5,68	0,328	1,41	1,341	19,351	0,22	4,26	5,598	25,99	прохід
5	1080	0,7	250	250	250	4,8	0,185	1,44	0,186	13,824	0,15	2,07	2,26	28,25	прохід
6	1320	2,9	250	250	250	5,87	0,263	1,44	1,097	20,651	0,2	4,13	5,227	33,48	прохід
7	1560	0,7	250	300	272,7	5,78	0,229	1,44	0,231	20,03	0,25	5,01	5,239	38,72	прохід
8	1800	2,2	250	400	307,7	5	0,153	1,43	0,482	15	0,15	2,25	2,732	41,45	прохід
9	2040	0,7	250	400	307,7	5,67	0,191	1,43	0,191	19,267	0,2	3,85	4,044	45,5	прохід
10	2090	3,4	250	400	307,7	5,81	0,199	1,44	0,974	20,223	0,2	4,04	5,019	50,51	прохід
11	2330	4,2	250	500	333,3	5,18	0,147	1,43	0,885	16,086	0,2	3,22	4,102	54,62	прохід

Продовження табл. 3.10

[illegible]

Продовження табл. 3.10

№ діл.	L, м3/год	l, м	a, мм	b, мм	d (de), мм	v, м/с	R, Па/м	n	Rln, Па	Рд, Па	Σξ	Z=Σξ·Р, Па	Rln+Z Па	Σ(Rln+Z), Па	Примітка
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Прим. 207 Розп =16,38Па															
PP2	360					2,9			0	5,046	2,2	11,1	11,1	11,101	PP2
1	360	1,8	150	150	150	4,44	0,306	1,39	0,766	11,852	0,5	5,93	6,691	17,793	відгалуження
нев'язка								-8,61%							
Прим 210 Розп =20,4Па															
PP2	240					2,08			0	2,604	2,2	5,73	5,729	5,729	PP2
1	240	1,8	150	150	150	2,96	0,15	1,32	0,358	5,267	1,65	8,69	9,049	14,778	відповів
нев'язка								27,54%							
коефіцієнт опору діафрагми ζ=(20,4-14,78)/5,267=1,06 розмір діафрагми 117х117мм															
Прим 206 Розп =25,99Па															
PP1	160					2,78			0	4,629	2,2	10,2	10,19	10,185	PP1
1	160	1,8	150	150	150	1,98	0,074	1,25	0,167	2,3411	5,7	13,3	13,51	23,696	відповів
нев'язка								8,84%							
Прим 211 Розп =28,25Па															
PP2	240					2,08			0	2,604	2,2	5,73	5,729	5,729	PP2
1	240	1,8	150	150	150	2,96	0,15	1,32	0,358	5,267	4,2	22,1	22,48	28,21	відповів
нев'язка								0,15%							

Продовження табл. 3.10

№ діл.	L, м3/год	l, м	a, мм	b, мм	d (de), мм	v, м/с	R, Па/м	n	Rln, Па	Рд, Па	$\Sigma \xi$	Z= $\Sigma \xi \cdot$ Р, Па	Rln+Z Па	$\Sigma(Rln+Z)$, Па	Примітка
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Прим 212				Розп =33,48Па											
PP2	240					2,08			0	2,604	2,2	5,73	5,729	5,729	PP2
1	240	1,8	150	150	150	2,96	0,15	1,32	0,358	5,267	4,7	24,8	25,11	30,844	відповів
нев'язка								7,88%							
кімната 205				Розп =38,72Па											
PP2	240					2,08			0	2,604	2,2	5,73	5,729	5,729	PP2
1	240	1,8	150	150	150	2,96	0,15	1,32	0,358	5,267	3,9	20,5	20,9	26,63	відповів
нев'язка								31,22%							
коефіцієнт опору діафрагми $\zeta=(38,72-26,63)/5,267=2,29$ розмір діафрагми 108x108мм															
кімната 204				Розп =41,45Па											
PP2	240					2,08			0	2,604	2,2	5,73	5,729	5,729	PP2
1	240	1,8	150	150	150	2,96	0,15	1,32	0,358	5,267	3,4	17,9	18,27	23,99	відгалуження
нев'язка								60,48%							
коефіцієнт опору діафрагми $\zeta=(41,45-23,99)/5,267=3,31$ розмір діафрагми 103x103мм															

Продовження табл. 3.10

№ діл.	L, м³/год	l, м	a, мм	b, мм	d (de), мм	v, м/с	R, Па/м	n	Rln, Па	Рд, Па	Σξ	Z=Σξ·Р, Па	Rln+Z Па	Σ(Rln+Z) Па	Примітка
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Прим. 213			Розп = 45,5 Па												
PP1	50					1,15			0	0,793	2,2	1,75	1,746	1,745	PP1
1	50	1,8	100	150	120	0,93	0,026	1,2	0,056	0,514	22,6	11,6	11,68	13,427	відгалуження
нев'язка							70,49							%	
коефіцієнт опору діафрагми ζ=(45,5-13,43)/0,52=57,7 розмір діафрагми 48х98мм 3 діафр.															
Прим.203			Розп = 50,51 Па												
PP2	240					2,08			0	2,604	2,2	5,73	5,729	5,729	PP2
1	240	1,8	150	150	150	2,96	0,15	1,32	0,358	5,267	3,4	17,9	18,27	23,99	відгалуження
нев'язка							52,50							%	
коефіцієнт опору діафрагми ζ=(50,51-23,99)/5,27=2,33 розмір діафрагми 109х109мм															
Прим.202			Розп = 54,62 Па												
PP1	45					0,78			0	0,366	2,2	0,81	0,806	0,805	PP1
1	45	1,8	100	150	120	0,83	0,022	1,13	0,044	0,416	65,7	27,4	27,42	28,225	відгалужений
нев'язка							48,32							%	
коефіцієнт опору діафрагми ζ=(54,62-28,23)/0,42=51,6 розмір діафрагми 84х84мм 3 діафр.															

Продовження табл. 3.10

№ діл.	L, м³/год	l, м	a, мм	b, мм	d (de), мм	v, м/с	R, Па/м	n	Rln, Па	Рд, Па	Σξ	Z=Σξ· Р, Па	Rln+Z Па	Σ(Rln+Z) Па	Примітка
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Прим.216			Розп = 58,01 Па												
PP1	150					2,6			0	4,069	2,2	8,95	8,952	8,951	PP1
1	150	1,8	150	150	150	1,85	0,066	1,24	0,148	2,057	14,2	29,2	29,37	38,318	відгалуження
нев'язка							33,95							%	
коефіцієнт опору діафрагми ζ=(58,01-38,32)/2,06=9,6 розмір діафрагми 90х90мм															
Прим.201			Розп= 66,75 Па												
PP4	620					1,76			0	1,858	2,2	4,09	4,089	4,088	PP4
1'	620	0,33	500	300	375	1,15	0,009	1,16	0,003	0,790	2,4	1,9	1,902	5,990	PP4, прох
2'	1240	0,33	500	300	375	2,3	0,031	1,24	0,013	3,163	2,35	7,43	7,447	13,438	PP4, прох
3'	1860	0,33	500	300	375	3,44	0,062	1,28	0,026	7,118	2,35	16,7	16,75	30,193	PP4, прох
4'	2480	0,33	500	400	444,4	3,44	0,05	1,33	0,022	7,118	2,35	16,7	16,75	46,944	PP4, прох
5'	3100	1,4	500	400	444,4	4,31	0,074	1,4	0,146	11,123	2,35	26,1	26,28	73,228	PP4
нев'язка							-9,70							%	

Продовження табл. 3.10

№ діл.	L, м³/год	l, м	a, мм	b, мм	d (de), мм	v, м/с	R, Па/м	n	Rln, Па	Pд, Па	Σξ	Z=Σξ·P Па	Rln+Z, Па	Σ(Rln+Z), Па	Примітка
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Прим. 217 P _{розп} = 73,51 Па															
PP1	70					1,39			0	1,1593	2,2	2,55	2,55	2,5504	PP1
1	70	1,8	100	150	120	1,3	0,047	1,13	0,095	1,0082	23,4	23,6	23,69	26,238	відгалуження
нев'язка							66,93%								
коефіцієнт опору діафрагми ζ=(73,51-26,24)/1,008=45,6 3 діафрагми 48х98мм															
коридор P _{розп} = 79,33 Па															
PP2	245					2,72			0	4,439	2,2	9,77	9,766	9,7659	PP2
1	245	1,8	150	250	187,5	1,81	0,048	1,16	0,101	1,9761	5,7	11,3	11,36	21,131	відгалуження
нев'язка							80,80%								
коефіцієнт опору діафрагми ζ=(79,33-29,03)/1,98=29,1 2 діафрагми 69х169мм															
перший поверх															
PP2	240					2,08			0	2,6042	2,2	5,73	5,729	5,7292	PP2
1	240	6,3	150	150	150	2,96	0,15	1,32	1,252	5,2675	0,46	2,42	3,675	9,4038	поворот, прох
2	480	3,2	150	150	150	5,93	0,506	1,44	2,333	21,07	0,2	4,21	6,547	15,95	прохід
3	640	2,5	150	200	171,4	5,93	0,428	1,39	1,489	21,07	0,15	3,16	4,649	20,6	прохід
4	960	0,6	250	300	272,7	3,56	0,098	1,43	0,084	7,5852	0,27	2,05	2,132	22,732	прохід
5	1280	3,1	250	250	250	5,69	0,249	1,44	1,111	19,418	0,35	6,8	7,907	30,639	прохід

Продовження табл. 3.10

[illegible]

Таблица 3.11

Аеродинамічний розрахунок витяжної системи вентиляції ВЕ6 з природним спонуканням

№ діл.	L, м³/год	l, м	a, мм	b, мм	d (de), мм	v, м/с	R, Па/м	n	Rln, Па	Pд, Па	Σξ	Z=Σξ·P, Па	Rln+Z Па	Σ(Rln+Z) Па	Примітка
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
P1',1,2,3,4,4' розп =P 2 гр = 2,81 Па															
P150	35					0,694			0	0,289	1,8	0,52	0,52	0,520	P150
1'	35	1	140	140	140	0,496	0,0072	1,54	0,011	0,148	1,2	0,177	0,188	0,708	Зповір
1	35	3,8	300	300	300	0,108	0,0002	1	0,0001	0,007	1,1	0,008	0,008	0,716	прохід
2	125	1,8	300	300	300	0,331	0,0014	1	0,002	0,066	1,2	0,079	0,081	0,798	Прохід
3	275	1,4	300	300	300	0,728	0,0054	1	0,008	0,318	1,2	0,381	0,389	1,186	Прохід
4	390	1,7	300	300	300	1,032	0,010	1	0,017	0,639	1,6	1,022	1,039	2,225	Повір, прохід
4'	550	3	500	500	500	0,611	0,0021	1	0,006	0,224	1,3	0,291	0,298	2,523	
нев'язка: ((2,81-2,52) / 2,81) · 100 =														10,206	%
Ув'язування відгалужень															
P розп = P2 гр - Σ(Rln + Z) 2,3,4,4 '= 2,81 - (0,081 +0,389 +1,039 +0,298) =1,00362 Па															
P150	90					0,95			0	0,542	1,8	0,975	0,975	0,974	P150
7	90	1	140	270	184	0,661	0,0084	0,9	0,008	0,262	0,3	0,079	0,086	1,061	Відгалуження
нев'язка: ((1,003-1,06) / 1,003) · 100 =														-5,719	%
P розп = P1 гр - Σ(Rln + Z) 3,4,4 '= 4,257-(0,389 +1,039 +0,298) =2,682															

Продовження таблиці 3.11

[illegible]

ДОДАТОК А

Таблиця 2.2

Баланс теплоти системи опалення будівлі

[illegible]

Таблиця 2.3

Розрахунок опалювальних приладів

Номер приміщення	Теплова потужність, Вт	Температура повітря в приміщ., °C	Температура теплоносія на вході, °C	Температура теплоносія на виході, °C	Температурний напір, °C	Витрата теплоносія, кг/с	Густина теплового потоку, Вт/м²	Поправковий коефіцієнт		Тепловіддача теплопроводів, Вт	Q приладу, Вт	Площа приладу, м²	Поправковий коефіцієнт		Розрахункова кількість секцій	Установлена кількість секцій
								β_1	β_2				β_3	β_4		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	16
101	2716	16	95	70	66,5	0,025	722	1,02	1,02	101,65	2625	3,78	0,985	1,05	10	10
102	3363	18	95	70	64,5	0,010	681	1,02	1,02	101,65	1090	1,66	0,985	1,05	5,11	5
103	1477	18	95	70	64,5	0,013	684	1,02	1,02	101,65	1385	2,10	0,985	1,05	6,51	6
106	1370	18	95	70	64,5	0,012	677	1,02	1,02	101,65	1278	1,96	0,985	1,05	6,06	6
108	1248	18	95	70	64,5	0,011	682	1,02	1,02	101,65	1156	1,76	0,985	1,05	5,42	5
109	3538	16	95	70	66,5	0,011	706	1,02	1,02	101,65	1166	1,71	0,985	1,05	4,3	4