

Міністерство освіти і науки України
Первомайська філія
Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інженерно-економічний факультет

Кафедра «Теплоенергетики та технологій машинобудування»

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи
освітнього ступеня «бакалавра»

на тему: Розробка системи теплопостачання восьми поверхового
житлового будинку загальною площею 5564 м²

Виконала: студентка V курсу групи 57-ТЕ-16з

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

Освітня програма

«Теплоенергетика»

Андрійчук Олена Анатоліївна

Керівник **Анастасенко С.М.**

Рецензент **Капура І.А.**

м. Первомайськ - 2020 рік

ЗМІСТ

Вступ	4
1 Характеристика об'єкта, для якого розробляється система теплопостачання. Мета випускної роботи.....	6
2 Розробка системи водяного опалення.....	8
2.1 Конструкції зовнішніх захисних огорожень та їх теплотехнічні характеристики.....	8
2.2 Підрахунок тепловтрат будинку (в повному об'ємі для характерних приміщень – кутове, суміжне, на першому, проміжному поверхах, сходовій клітці).....	16
2.3 Розробка аксонометричної схеми системи опалення з нанесенням на неї опалювальних приладів, стояків, магістральних теплопроводів та інших елементів системи.....	32
2.4 Гідравлічний розрахунок трубопроводів системи водяного опалення.....	33
2.5 Підбір і розрахунок нагрівальних приладів.....	40
2.6 Підбір сушарки для рушників.....	42
3 Розробка системи вентиляції.....	44
3.1 Обґрунтування вибору систем вентиляції згідно з приміщеннями.....	44
3.2 Розрахунок та підбір приточно-витяжної системи за допомогою провітрювачів.....	46
3.3 Розрахунок та підбір приточно-витяжної системи за допомогою повітроготувальника.....	49
3.3.1 Аеродинамічний розрахунок повітропроводів системи ПВ1 та підбір повітроготувальника.....	51
3.3.2 Аеродинамічний розрахунок повітропроводів системи ПВ3 та підбір повітроготувальника.....	53
3.4 Підбір додаткового обладнання для систем ПВ1 та ПВ3.....	54
4 Розробка системи гарячого водопостачання.....	56
4.1 Теплові потоки на гаряче водопостачання.....	56
4.2 Гідравлічний розрахунок системи гарячого водопостачання.....	59
4.2.1 Гідравлічний розрахунок подавальних трубопроводів	59

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.		Андрійчук О.А.			Пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Акрушів	
Перевір.		Анастасенко С.М								2	
Консульт.								ПФНУК 57-ТЕ-16з			
Н. Контр.		Анастасенко С.М									
Затверд.		Ошовський В.Я.									

4.2.2	Гідравлічний розрахунок подавальних і циркуляційних трубопроводів системи гарячого водопостачання в режимі циркуляції.....	65
4.3	Підбір вodomіра холодної води.....	66
4.4	Підбір насосів.....	67
5	Розрахунок дахової котельні.....	70
5.1	Вихідні дані.....	70
5.2	Склад палива і розрахунок процесів горіння.....	70
5.3	Визначення теплової потужності ТГУ і вибір типу та кількості котлоагрегатів.....	70
5.4	Розрахунок теплової схеми ТГУ.....	73
5.5	Визначення номінальної годинної витрати газу котельні.....	76
5.6	Гідравлічний розрахунок газопроводів-вводів і внутрішніх газопроводів.....	77
5.7	Аеродинамічний розрахунок газоповітряного тракту котельні	77
5.8	Підбір допоміжного обладнання.....	81
6	Розробка заходів з охорони праці.....	82
6.1	Охорона праці при монтажу систем газопостачання.....	82
6.2	Техніка безпеки при монтажі систем опалення.....	85
6.3	Вимоги безпеки під час монтажу систем вентиляції.....	86
6.4	Основні вимоги до виробничого освітлення.....	88
	Висновок.....	93
	Література.....	95
	Графічна частина	97

Вступ

Житлові, громадські і промислові споруди в містах і робочих поселеннях є великими споживачами тепла. В житлових і громадських будівлях теплова енергія витрачається на комунально-побутові потреби і на забезпечення комфортних умов перебування людей в приміщеннях, що відповідають сучасному рівню розвитку техніки тепlopостачання. В промислових спорудах, за умовами технології теплова енергія потрібна ще й для виготовлення різних видів продукції.

Необхідно відмітити, що споживання тепла з року в рік безперервно зростає. Збільшення споживання тепла в містах відбувається зі збільшенням кількості сучасних житлових та громадських будівель, що вводяться в експлуатацію, а також зі збільшенням втрат тепла при подачі теплоти та поганій теплоізоляції приміщень, що опалюються. В свою чергу ці будівлі характеризуються збільшенням норми корисної площі і норми витрати гарячої води на одну людину. Впровадження нових технологічних процесів і будівництво споруд з більш довершеними об'ємно-планувальними досягненнями, що максимально відповідають функціонально-технологічному призначенню також вимагають збільшення споживання тепла.

Всі споживачі тепла умовно об'єднуються в дві групи: комунально-побутові і технологічні. До комунально-побутових відносяться споживачі теплової енергії систем опалення і вентиляції, а також гарячого водопостачання.

У відповідності з призначенням кожна система, що є споживачем тепла, має свій режим роботи. Цей режим роботи визначається витратою тепла на протязі заданого проміжку часу, наприклад, однієї години, робочої зміни, доби, місяця, опалювального сезону або року.

Для задоволення теплових потреб передбачаються відповідні інженерні пристрої, що забезпечуються теплом від теплових мереж: системи опалення, вентиляції, кондиціонування повітря, гарячого водопостачання, а також теплотехнічне обладнання для технологічних цілей. Кожен пристрій має власне призначення і задовольняє, як правило, один з видів тепло споживання.

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Найраціональнішим видом палива для житлово-комунального господарства і промисловості є газоподібне. Газоподібне паливо має переваги порівняно з твердим паливом: нижча собівартість; вищий ККД використання в тепло підготовчих установках; вищі санітарно-гігієнічні показники за рахунок меншої кількості шкідливих речовин у продуктах згоряння. Крім того, полегшується праця людини на виробництві й у побуті, підвищується рівень механізації й автоматизації технологічних процесів. Для газопостачання міст і промислових підприємств застосовують природні та штучні горючі гази.

У загальному обсязі споживання первинної енергії в Україні пріоритетним ресурсом є природний газ, різна потреба в якому становить 70 млрд. м³.

Основною складовою природного газу є метан (CH₄), який виділяє велику кількість теплоти при згоранні. Крім того, до його складу входить пропан, бутан, пентан, а також двооксид водню, окис вуглецю та інші домішки, які є баластом газу.

Правильне проектування котельні – це невід’ємна частина успіху кожного проекту. Цей напрямок є пріоритетним у всіх випадках проектування об’єктів. В проектуванні котельні велика увага приділяється конструктивному розміщенню котельні і її типу, а також особливостям монтажних робіт.

Система опалення – це комплекс конструктивних елементів призначених для отримання, переносу та передачі необхідної кількості теплоти в опалюване приміщення.

Отже, завданням є спроектувати теплову мережу та систему опалення, які мають відповідати держстандартам, бути збалансованими, економічно вигідними, та в яких мають застосовуватись енергозберігаючі технології.

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 1. Характеристика об'єкта, для якого розробляється система теплопостачання. Мета випускної роботи

В даній бакалаврській кваліфікаційній роботі проектується система теплопостачання житлового восьмиповерховий будинок у м. Кропивницький з офісами розміщеними на першому поверсі. Розміри будинку в плані 39140x18120.

В будинку проектуються такі системи як опалення, гаряче водопостачання , вентиляція та дахова котельня з ІТП розміщеним у підвалі. Додатково виконуються такі розділ як охорона праці.

Система опалення водяна двохтрубна з горизонтальною роводкою та по квартирним обліком, трубопроводи металопластикові фірми Aquatherm, нагрівальні прилади – каналні конвектори фірми Rurgmo.

На потреби гарячого водопостачання вода готується в ІТП розміщеному у підвалі. Стояки системи виконані із сталєних водогзопровідних труб. В системі передбачена циркуляція для забезпечення розрахункових параметрів гарячої води.

Внутрішнє газопостачання полягає в газифікації квартир – газоспоживаючими приладами, яких є плити чотирьохконфорочні та дахової котельні.

Кондиціонування передбачається в кабінетах директорів, що розміщені на першому поверсі, проектується встановлення Split-кондиціонерів фірми Daikin.

Система вентиляції проектується природня (гравітаційна) у санвузлах , та механічна в приміщеннях офісів. В частині приміщень проектується система з механічним побудженням за допомогою повітроготувальних установок фірми Vents з послідовно розташованими рекупєраторами ККД яких складає близько 83%, в якості роздаючих пристроїв використовуються анемостати . В решті приміщень використовуються прямоточні приточно-витяжні провітрювані вітчизняного виробництва Prana.

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Котельня проектується дахова, з встановлення модульних котлів МН-100 Укрінтерм. Проектується встановлення шести котлоагрегатів загальною потужністю 600 кВт, навантаження на котельню 520кВт. Для кожного котла встановлюється окрема димовідвідна труба. Споживачами теплоти виробленої у котельні є системи опалення, вентиляції та гарячого водопостачання. Розподіл теплоти відбувається в ІТП, в якому передбачається встановлення двох ємнісних водонагрівачів для системи ГВ та обладнання підготовки теплоносія для системи опалення та вентиляції.

Місто будівництва – Кропивницький;

Середньорічна температура зовнішнього повітря – (+7,8)°С;

Середня температура зовнішнього повітря найхолоднішої п'ятиденки з коефіцієнтом забезпеченості 0,92 – (-23)°С;

Середня температура періоду з середньодобовою температурою < 8°С (середня температура опалювального періоду) – (-0,8)°С;

Тривалість періоду з середньодобовою температурою повітря < 8°С (тривалість опалювального періоду) – 178 діб.

Кількість градусодіб для міста Кропивницький 3702, відноситься до І зони.

Повторюваність напрямків вітру у відсотках і середню швидкість вітру за напрямками для м. Кропивницький за січень і липень згідно з [1] зводимо в табл.1.1

Таблиця 1.1

Румби		Пн.	ПнСх.	Сх.	ПдСх.	Пд.	ПдЗх.	Зх.	ПнЗх.
січень	Р, %	9,0	10,0	11,9	8,7	14,7	14,9	20,2	10,6
	V, м/с	3,1	2,9	3,5	2,8	3,2	3,4	3,6	3,6
липень	Р, %	19,5	12,3	11,0	5,3	7,5	8,3	10,4	15,7
	V, м/с	2,4	2,3	2,2	2,0	2,1	2,5	2,7	2,5

Мета проектування

Метою даного проекту є теплопостачання восьми поверхового житлового будинку. При розробці необхідно забезпечити використання нового ,сучасного та високоефективного обладнання для теплопостачання житлового будинку.

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ				Арк.
									7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Розділ 2. Розробка системи водяного опалення

2.1 Конструкції зовнішніх захисних огорожень та їх теплотехнічні характеристики

Теплотехнічний розрахунок зовнішньої стіни

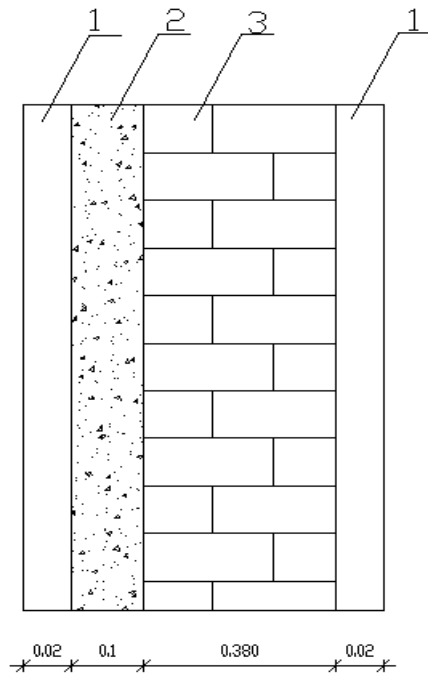


Рис. 2.1

- 1 – Тиньк
2 – утеплювач (плити з еструдованого пінополістиролу $\gamma_0 = 30$ кг/м³);;
3 – цегляна кладка
4 – вапняно-піщаний тиньк

Товщини шарів

$$\delta_1 = 0,02 \text{ м};$$

$$\delta_2 = x \text{ м};$$

$$\delta_3 = 0,38 \text{ м};$$

$$\delta_4 = 0,02 \text{ м};$$

Коефіцієнти теплопровідності

дод.3*[2]:

$$\lambda_1 = 0,7, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}};$$

$$\lambda_2 = 0,037, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}};$$

$$\lambda_3 = 0,7, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}};$$

$$\lambda_4 = 0,81, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}};$$

Нормативне значення термічного опору теплопередачі для I-ої температурної зони, дод. 4 [2]:

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

$$R^H = 3,3 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{Bm};$$

Визначаю загальний термічний опір підвального перекриття:

$$R^{п.п} = \frac{1}{\alpha_6} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_3}, \quad \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{Bm};$$

$$R^{п.п} = R^H$$

$$\alpha_6 = 8,7 \frac{Bm}{m^2 \cdot ^\circ C}; \text{ - коеф. тепловіддачі внутрішньої поверхні дод.4*[2];}$$

$$\alpha_3 = 23 \frac{Bm}{m^2 \cdot ^\circ C}; \text{ - коеф. тепловіддачі зовнішньої поверхні дод.4*[2].}$$

$$3,3 = \frac{1}{8,7} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{\delta_x}{0,037} + \frac{0,38}{0,7} + \frac{0,02}{0,81} + \frac{1}{23};$$

$$\delta_x = 0,0942 \approx 0,1 \text{ м};$$

Товщина утеплювача становить $\delta_4 = 0,1 \text{ м}$.

Обчислюю фактичне значення термічного опору підвального перекриття:

$$R^{п.п} = \frac{1}{\alpha_6} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_3}, \quad \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{Bm};$$

$$R^{п.п} = \frac{1}{8,7} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{0,1}{0,037} + \frac{0,38}{0,7} + \frac{0,02}{0,81} + \frac{1}{23}$$

$$R^{п.п.} = 3,46 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{Bm};$$

Отже: $R^H < R^{п.п.}$;

Обчислюю коефіцієнт теплопередачі:

$$K_{гор.} = \frac{1}{R^{п.п.}} = 0,29 \frac{Bm}{m^2 \times ^\circ C}.$$

Теплотехнічний розрахунок горищного перекриття

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

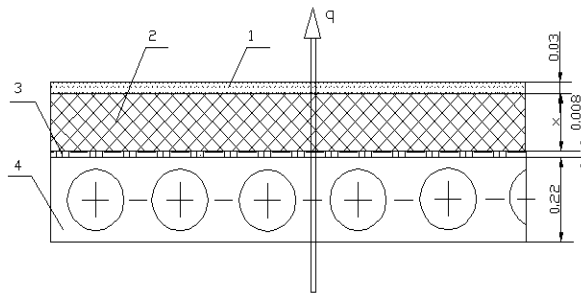


Рис. 2.2

- 1 – цементно-пісчана стяжка;
 2 – утеплювач (плити з еструдованого пінополістиролу $\gamma_0 = 80 \text{ кг/м}^3$);
 3 – руберойд $\gamma_0 = 600 \text{ кг/м}^3$.
 4 – з/б плита

Товщини шарів :

$$\delta_1 = 0,03 \text{ м};$$

$$\delta_2 = x \text{ м};$$

$$\delta_3 = 0,008 \text{ м}$$

$$\delta_4 = 0,22 \text{ м};$$

Коефіцієнти теплопровідності

$$\lambda_1 = 0,76, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}};$$

$$\lambda_3 = 0,17, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}};$$

$$\lambda_2 = 0,043, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}};$$

$$R_4 = R^{3/6} \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}};$$

Нормативне значення термічного опору теплопередачі для I-ої температурної зони, дод. 4 [2]:

$$R^H = 4,95, \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}};$$

Спочатку визначаю термічний опір багатопустотної залізобетонної панелі, як неоднорідного захищення:

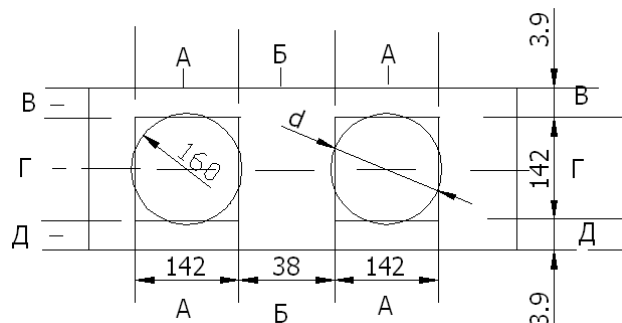


Рис 2.3

Круглі отвори замінюю на рівновеликі квадрати зі стороною:

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

$$a = \sqrt{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \sqrt{\frac{3,14 \cdot 160^2}{4}} = 142 \text{ мм};$$

Розглядаючи ділянку панелі площею 1 м^2 , розбиваю панель на характерні перетини з однорідною конструкцією паралельно тепловому потоку і перпендикулярно до нього.

Термічний опір панелі *паралельний тепловому потоку* знаходжу так:

В перетині А-А:

$$R_{A-A} = 2 \times \frac{0,039}{\lambda_{з/б}} + R_{повнр.} = 2 \times \frac{0,039}{1,92} + 0,15 = 0,19, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}};$$

де $\lambda_{з/б} = 1,92 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$ коефіцієнт теплопровідності з/б панелі дод.3*[1]; $R_{повнр.} = 0,15 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$ - термічний опір повітря дод.4[2].

Перетин Б-Б:

$$R_{Б-Б} = \frac{0,22}{1,92} = 0,11, \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}};$$

Загальний термічний опір панелі паралельний тепловому потоку:

$$R_{\Pi} = \frac{\frac{F_A + F_B}{R_A + R_B}}{\frac{F_A}{R_A} + \frac{F_B}{R_B}} = \frac{(0,142 \times 1) + (0,038 \times 1)}{\frac{0,142 \times 1}{0,19} + \frac{0,038 \times 1}{0,11}} = 0,165 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}};$$

Термічний опір панелі *перпендикулярний тепловому потоку* знаходжу так:

В перетині В-В:

$$R_{В-В} = R_{Д-Д} = \frac{0,039}{1,92} = 0,02, \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}};$$

В перетині Г-Г попередньо знаходжу середній коефіцієнт теплопровідності пропорційно розмірам панелі:

$$\lambda_{повнр.} = \frac{\delta_{повнр.}}{R_{повнр.}} = \frac{0,142}{0,15} = 0,95 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}};$$

$$\lambda_{Г-Г} = \frac{\lambda_{повнр.} \times \delta_{повнр.} + \lambda_{з/б} \times \delta_{з/б}}{\delta_{повнр.} + \delta_{з/б}} = \frac{0,95 \times 0,142 + 1,92 \times 0,038}{0,142 + 0,038} = 1,13 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}};$$

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R_{\Gamma-\Gamma} = \frac{\delta_{\Gamma-\Gamma}}{\lambda_{\Gamma-\Gamma}} = \frac{0,142}{1,13} = 0,13, \frac{M^2 \cdot ^\circ C}{Bm};$$

Загальний термічний опір панелі перпендикулярний тепловому потоку:

$$R_{\perp} = R_{B-B} + R_{\Gamma-\Gamma} + R_{Д-Д} = 0,17 \frac{M^2 \cdot ^\circ C}{Bm};$$

Дійсний термічний опір залізобетонної панелі:

$$R^{3/6} = \frac{R_{II} + 2 \cdot R_{\perp}}{3} = \frac{0,165 + 2 \cdot 0,17}{3} = 0,17, \frac{M^2 \cdot ^\circ C}{Bm}$$

$$R^{3/6} = 0,17 \frac{M^2 \cdot ^\circ C}{Bm}$$

Визначаю загальний термічний опір горищного перекриття:

$$R^{Г.П.} = \frac{1}{\alpha_6} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_x}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + R_4 + \frac{1}{\alpha_3}, \frac{M^2 \cdot ^\circ C}{Bm};$$

де $\alpha_6 = 8,7, \frac{Bm}{M^2 \cdot ^\circ C}$; - коеф. тепловіддачі внутрішньої поверхні дод.4*[2]; $\alpha_3 = 12, \frac{Bm}{M^2 \cdot ^\circ C}$; - коеф. тепло-віддачі зовнішньої поверхні дод.4*[2].

$$R^{Г.П.} = R^H$$

$$4,95 = \frac{1}{8,7} + \frac{0,03}{0,76} + \frac{\delta_x}{0,043} + \frac{0,008}{0,17} + 0,17 + \frac{1}{12};$$

$$\delta_x = 0,1935 \approx 0,20 \text{ м};$$

Товщина утеплювача становить $\delta_2 = 0,20 \text{ м}$.

Обчислюю фактичне значення термічного опору горищного перекриття:

$$R^{Г.П.} = \frac{1}{\alpha_6} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + R_4 + \frac{1}{\alpha_3}, \frac{M^2 \cdot ^\circ C}{Bm};$$

$$R^{Г.П.} = \frac{1}{8,7} + \frac{0,03}{0,76} + \frac{0,20}{0,043} + \frac{0,008}{0,17} + 0,17 + \frac{1}{12};$$

$$R^{Г.П.} = 5,1 \frac{M^2 \cdot ^\circ C}{Bm};$$

Отже: $R^H < R^{Г.П.}$;

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Обчислюю коефіцієнт теплопередачі:

$$K_{\text{гор}} = \frac{1}{R^{\text{г.п.}}} = 0,20 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}.$$

Теплотехнічний розрахунок перекриття над підвалом

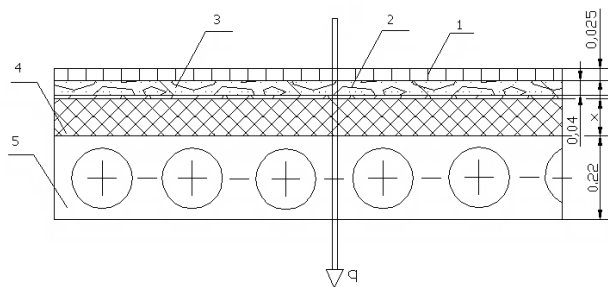


Рис 2.4

- 1 – паркет (дуб);
 2 – цементно-піщана стяжка;
 3 – руберойд $\gamma_0 = 600 \text{ кг/м}^3$
 4 – утеплювач (плити з еструдованого пінополістиролу $\gamma_0 = 80 \text{ кг/м}^3$);
 5 – з/б плита.

Товщини шарів

$$\begin{aligned} \delta_1 &= 0,025 \text{ м}; & \delta_4 &= x \text{ м} \\ \delta_2 &= 0,04 \text{ м}; & \delta_5 &= 0,22 \text{ м}; \\ \delta_3 &= 0,008 \text{ м}; \end{aligned}$$

Коефіцієнти теплопровідності

дод.3*[2]:

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= 0,18, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}; & \lambda_4 &= 0,043, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}; \\ \lambda_2 &= 0,76, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}; & R_5 &= R^{3/6} = 0,17, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}; \\ \lambda_3 &= 0,17, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}} \end{aligned}$$

Термічний опір теплопередачі з/б плити з рис 2.2. $R_5 = 0,17 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}};$

Нормативне значення табличного опору теплопередачі для I-ої температурної зони, дод. 4 [3]:

$$R^H = 3,75, \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}};$$

Визначаю загальний термічний опір підвального перекриття:

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

$$R^{п.п} = \frac{1}{\alpha_6} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_x}{\lambda_4} + R_5 + \frac{1}{\alpha_3}, \quad \frac{м^2 \cdot ^\circ C}{Вт};$$

$$R^{п.п} = R^H$$

$$\alpha_6 = 8,7, \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}; \text{ - коеф. Тепловіддачі внутрішньої поверхні дод.4*[2];}$$

$$\alpha_3 = 12, \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}; \text{ - коеф. Тепловіддачі зовнішньої поверхні дод.4*[2].}$$

$$3,75 = \frac{1}{8,7} + \frac{0,025}{0,18} + \frac{0,04}{0,76} + \frac{0,008}{0,17} + \frac{\delta_x}{0,043} + 0,17 + \frac{1}{12};$$

$$\delta_x = 0,142 \approx 0,15 \text{ м};$$

Товщина утеплювача становить $\delta_4 = 0,15 \text{ м}$.

Обчислюю фактичне значення термічного опору підвального перекриття:

$$R^{п.п} = \frac{1}{\alpha_6} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + R_5 + \frac{1}{\alpha_3}, \quad \frac{м^2 \cdot ^\circ C}{Вт};$$

$$R^{п.п} = \frac{1}{8,7} + \frac{0,025}{0,18} + \frac{0,04}{0,76} + \frac{0,008}{0,17} + \frac{0,15}{0,043} + 0,17 + \frac{1}{12}$$

$$R^{п.п.} = 3,93 \frac{м^2 \cdot ^\circ C}{Вт};$$

Отже: $R^H < R^{п.п.}$;

Обчислюю коефіцієнт теплопередачі:

$$K_{кор.} = \frac{1}{R^{п.п.}} = 0,25 \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}.$$

Теплотехнічний розрахунок входних дверей

Приймаю термічний опір дверей для I температурної зони з(табл.. 1; [2])

$$R_d = 0,5 (м^2 \cdot ^\circ C)/Вт.$$

Визначаю коефіцієнт теплопередачі зовнішніх дверей:

$$k_o = \frac{1}{R_o} = \frac{1}{0,5} = 2,0 \text{ Вт}/(м^2 \cdot ^\circ C).$$

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплотехнічний розрахунок світлопрозорих огорожуючих конструкцій
(вікон та балконних дверей)

Приймаю термічний опір для I температурної зони з (табл. 1; [2])

$$R_d = 0,75 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт.}$$

Визначаю коефіцієнт теплопередачі зовнішніх дверей:

$$k_o = \frac{1}{R_o} = \frac{1}{0,75} = 1,33 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C).}$$

Таблиця 2.1 Характеристика огорожуючих конструкцій

Тип огорожень	Умовне позначення	Розрахунковий опір теплопередачі $R_{\text{зах}}, (\text{м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$	Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі огорожень $k, \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$	Примітки
1	2	3	4	5
Зовнішня стіна	зс	3,46	0,29	
Горищне перекриття	гп	5,1	0,20	
Перекриття над підвалом (неопал.)	пп	3,93	0,25	
Вікно (балконні двері)	в(б дв)	0,75	1,33	В розрахунку тепловтрат враховуємо як різницю між $k_{\text{в(б дв)}}$ і $k_{\text{зс}}$
Двері	вх дв	0,5	2,0	В розрахунку тепловтрат враховуємо як різницю між $k_{\text{вх дв}}$ і $k_{\text{зс}}$

2.2 Підрахунок тепловтрат будинку (в повному об'ємі для характерних приміщень – кутове, суміжне, на першому, проміжному поверхах, сходовій клітці)

Тепловтрати через захищення визначаються як сума тепловтрат через стіни $Q_{ст}$, вікна $Q_{в}$, горищне перекриття $Q_{пер}$, двері $Q_{дв}$, підлогу на ґрунті $Q_{підл.}$, вентиляційних $Q_{вент}$ тощо.

$$Q_{зах} = \sum Q_{i\ зах} = (Q_{ст} + Q_{в} + Q_{пер} + Q_{дв} + \dots + Q_{підл.})$$

Тепловтрати через окремі захищення $Q_{зах}$, Вт, підраховуються за формулою

$$Q_{зах} = k_{зах} \cdot F \cdot (t_{в} - t_{з}) \cdot n \cdot (1 + \beta)$$

Тепловтрати через нещільності захищень (інфільтрацію) $Q_{вент}$, Вт, підраховуються за формулою

$$Q_{вент} = 0,377 \cdot F_{підл.} \cdot (t_{в} - t_{з}) \cdot h_{прим}$$

де F – розрахункова площа захищення, м²;

$F_{підл.}$ – площа підлоги, м²;

$h_{прим}$ – висота приміщення, м;

$k_{зах}$ – загальний опір теплопередачі захищення, Вт/м² · °С;

$t_{в}$ – розрахункова температура повітря в приміщенні, °С;

$t_{з}$ – розрахункова температура зовнішнього, °С

n – коефіцієнт, який приймається залежно від положення зовнішньої поверхні захищення стосовно зовнішнього повітря (табл.3 [2]);

β – коефіцієнт, що враховує збільшення тепловтрат через окремі зовнішні захищення при обдуванні їх вітром у січні зі швидкістю понад 4,5 м/с і повторюваністю по румбах 15 % і більше. При швидкості вітру відповідного напрямку до 5 м/с коефіцієнт β приймається 0,05 ;

при швидкості вітру 5 м/с і більше - 0,1. Коефіцієнт β вводиться для зовнішніх вертикальних і похилих (вертикальна проекція) захищень житлових, адміністративних та промислових будинків.

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Тепловтрати підраховуються окремо для кожного приміщення, яке опалюється.

Підрахунок тепловтрат зводжу в таблицю 2.2.

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Аксонометричне креслення вузлів технологічних трубопроводів, як правило, розроблюються для об'єктів, які мають велику кількість трубопроводів і складну технологічну розводку, для труб з достатньо великим діаметром.

Для даного об'єкту використовуємо систему з примусовою циркуляцією. У такій системі для руху теплоносія монтується циркуляційний насос.

Залежно від способу підключення опалювальних приладів і розводки труб розрізняють однотрубну і двотрубну системи опалення. Для торгівельного центру приймаємо двохтрубна з горизонтальною роводкою та по квартирним обліком. У двотрубній подаючий і зворотний трубопроводи монтуються поруч, а опалювальні прилади підключаються паралельно.

Отже, ми отримали найпростішу сучасну систему опалення
Аксонометричну схему опалення наведено на кресленні

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Гідравлічний розрахунок трубопроводів системи водяного опалення

Метою гідравлічного розрахунку трубопроводів системи водяного опалення є визначення таких діаметрів труб, по яких відбувається транспортування розрахункової кількості теплоносія відповідно до величини діючого в системі опалення циркуляційного тиску.

Гідравлічний розрахунок системи опалення виконуємо методом лінійних питомих втрат тиску з постійним розрахунковим перепадом температур в системі – $80-60=20^{\circ}\text{C}$.

Для гідравлічного розрахунку трубопроводів з пластмасових труб використовуємо таблиці.

Гідравлічний розрахунок трубопроводів системи опалення починаємо з визначення розрахункового циркуляційного тиску. Величини розрахункового циркуляційного тиску в насосних двохтрубних системах водяного опалення обчислюють за формулою:

$$\Delta P_p = \Delta P_n + \Delta P_{пр},$$

де $\Delta P_{нас.}$ - тиск, який створює циркуляційний насос, Па;

$\Delta P_{пр.}$ – природний (гравітаційний) тиск, Па.

Тиск $\Delta P_{нас.}$ можна прийняти рівним величині $(80-140)\Sigma l$, Па, Σl – сумарна довжина трубопроводів основного циркуляційного кільця, м. Основним циркуляційним кільцем вважаємо кільце, для якого середні питомі втрати тиску на 1 км довжини трубопроводу є найменшими. В даному випадку це кільце проходить через прилади цокольного (нижнього) поверху.

Природний циркуляційний складається з тиску, який виникає внаслідок охолодження теплоносія в опалювальних приладах $\Delta P_{прил.}$ і тиску внаслідок охолодження теплоносія в трубопроводах $\Delta P_{труб.}$:

$$\Delta P_{пр.} = \Delta P_{прил.} + \Delta P_{труб.}, \text{ Па.}$$

Величина природного циркуляційного тиску $\Delta P_{прил.}$. Для двохтрубної системи знаходиться за формулою:

$$\Delta P_{прил.} = h_1(\gamma_o - \gamma_r) \approx \beta q h_1(t_r - t_o), \text{ Па,}$$

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

де h_1 – вертикальна відстань між умовним центром охолодження в гілці або опалювальному приладі нижнього поверху і нагрівання (точка змішування води), м; β – середній приріст густини води при зниженні її температури на 1°C , при розрахунковій різниці $t_r - t_o = 90 - 70^\circ\text{C}$ $\beta = 0,6$.

В насосних системах опалення величиною $\Delta P_{\text{пр.}}$ можна знехтувати, якщо її величина становить менше $0,1 \Delta P_{\text{нас.}}$

Внаслідок проведеного гідравлічного розрахунку втрати тиску в головному циркуляційному кільці, які складаються з N послідовно з'єднаних ділянок, повинні становити:

$$\sum_{i=1}^N (R_i + Z_i) \cong 0,9 \Delta P_p, \text{ тобто в запасі є } 10\% \text{ тиску.}$$

Таблиця 2.3 Розрахунок головного циркуляційного кільця

№ ділянки	Теплове навантаження, Q Вт	Витрата теплоносія, G л/с	Довжина ділянки, м	Діаметр трубопроводу, мм	Питомі втрати тиску, R Па/м	Швидкість теплоносія, V м/с	Витрати тиску на ділянку, R $\times$ l, Па	Сума коеф. Місцевих опорів, $\sum \zeta$	Втрати тиску, Z Па	Загальні втрати тиску, Rl+Z, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1-2	167790	2,002267	4	76x3,5	64,50	0,535	258	4,55	641,8177	900
2-3	114390	1,365036	1,5	70x3,5	49,00	0,438	73,5	3,8	359,273	433
3-4	57270	0,683413	8,8	57x3,5	41,70	0,348	366,96	1,8	107,4295	474
4-5	30060	0,358711	9,5	45x3	42,80	0,301	406,6	4,55	203,1595	610
5-6	25860	0,308592	3	40x3	61,00	0,332	183	0,25	13,58029	197
6-7	21660	0,258473	3	40x3	45,80	0,285	137,4	0,25	10,00743	147
7-8	17460	0,208353	3	38x3	41,00	0,259	123	0,25	8,264798	131
8-9	13260	0,158234	3	30x2,5	84,10	0,322	252,3	0,25	12,77452	265
9-10	9060	0,108115	3	30x2,5	40,80	0,22	122,4	0,25	5,963183	128
10-11	4860	0,057995	5,5	25x2,5	38,44	0,185	211,42	6,3	106,2617	318
11-	3030	0,036158	8,4	20	81,00	0,26	680,4	0,25	8,328743	689

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						34

12										
12-13	1580	0,018854	8	16	59	0,19	472	16,8	298,8885	771
13-14	3030	0,036158	8,4	20	81,00	0,26	680,4	0,8	26,65198	707
14-15	4860	0,057995	5,5	25x2,5	38,44	0,185	211,42	5,8	97,82823	309
15-16	9060	0,108115	3	30x2,5	40,80	0,22	122,4	0,8	19,08218	141
16-17	13260	0,158234	3	30x2,5	84,10	0,322	252,3	0,8	40,87845	293
17-18	17460	0,208353	3	38x3	41,00	0,259	123	0,8	26,44736	149
18-19	21660	0,258473	3	40x3	45,80	0,285	137,4	0,8	32,02377	169
19-20	25860	0,308592	3	40x3	61,00	0,332	183	0,8	43,45691	226
20-21	30060	0,358711	9,5	45x3	42,80	0,301	406,6	4,15	185,2993	592
21-22	57270	0,683413	8,8	57x3,5	41,70	0,348	366,96	0,8	47,74646	415
22-23	114390	1,365036	1,5	70x3,5	49,00	0,438	73,5	5	472,7276	546
23-24	167790	2,002267	4	76x3,5	64,50	0,535	258	6,35	895,7236	1154
										9766

Розрахунок інших циркуляційних кілець (через прилади першого та другого поверхів) проводять, виходячи з втрат тиску в основному циркуляційному кільці.

Розбіжності (неув'язка) у втратах тиску на паралельно з'єднаних ділянках при тупіковому русі теплоносія в розвідних магістралях не повинні

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ					Арк.
										35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

перевищувати 15% . Втрати тиску в окремих тунельних конвекторах фірми Rurgo згідно технічної інформації фірми виробника .

q – масова витрата теплоносія в приладі, кг/год, визначається за формулою:

$$q = \frac{Q_{np}}{c_v \cdot 1000 \cdot \Delta t_{np}}, \frac{\text{л}}{\text{сек.}}; \Delta t_{np} = 20^\circ\text{C}; c_v = 4,187 \text{ кДж}/(\text{кг } ^\circ\text{C}).$$

Таблиця 2.4 Гідравлічний розрахунок

№ ділянки	навантаження	$Q_{\text{втр}}$ Витрата теплоносія, G	Довжина ділянки, м	трубопроводу	Питомі втрати тиску, R Па/м	теплоносія, V	тиску на ділянці, Rxl,	Місцевих	Втрати тиску, Z Па	Втрати тиску, Rl+Z, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
2-3**	53400	0,637232	1,5	57x3,5	33,00	0,308	49,5	3,8	177,6551	227
3**-										
4**	19680	0,234845	9	38x3	51,70	0,292	465,3	4,3	180,687	646
4**-										
5**	16930	0,202029	3	38x3	41,00	0,259	123	0,5	16,5296	140
5**-										
6**	14180	0,169212	3	30x3	96,00	0,344	288	0,5	29,15947	317
6**-										
7**	11430	0,136396	3	30x2,5	69,50	0,291	208,5	0,5	20,86646	229
7**-										
8**	8680	0,10358	3	25x2,5	104,00	0,31	312	0,5	23,68024	336
8**-										
9**	5930	0,070764	3	25x2,5	54,90	0,223	164,7	0,5	12,25385	177
9**-										
10**	3180	0,037947	7,9	20	70,00	0,25	553	6,3	194,0498	747
10**-										
11**	1550	0,018496	11,9	16	59,00	0,19	702,1	16,8	298,8885	001
11**-										
12**	3180	0,037947	7,9	20	70,00	0,25	553	5,8	178,6491	732
12**-										
13**	5930	0,070764	3	25x2,5	54,9	0,223	164,7	1,6	39,21231	204

13**-										
14**	8680	0,10358	3	25x2,5	104,00	0,31	312	1,6	75,77677	388
14**-										
15**	11430	0,136396	3	30x2,5	69,50	0,291	208,5	1,6	66,77266	275
15**-										
16**	14180	0,169212	3	30x3	96,00	0,344	288	1,6	93,3103	381
16**-										
17**	16930	0,202029	3	38x3	41,00	0,259	123	1,6	52,89471	176
17**-										
18**	19680	0,234845	9	38x3	51,70	0,292	465,3	5,7	239,5153	705
18**-										
23	53400	0,637232	1,5	57x3,5	33,00	0,308	49,5	5	233,7568	283

$$A = \frac{6453 - 6244}{6453} \times 100\% = 3\%$$

Таблиця 2.5 Гідравлічний розрахунок

№ ділянки	Теплове навантаження, Q Вт	Витрата теплоносія, G л/с	Довжина ділянки, м	Діаметр трубопроводу, мм	Питомі втрати тиску, R Па/м	Швидкість теплоносія, V м/с	Витрати тиску на ділянку, R _{xl} , Па	Сума коеф. Місцевих опорів, Σζ	Втрати тиску, Z Па	Загальні втрати тиску, R _I +Z, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
4-5*	27210	0,324702	5,5	45x3	70,80	0,358	389,4	3,35	211,5941	601
5*-										
6*	23410	0,279356	3	40x3	53,20	0,308	159,6	0,5	23,37568	183
6*-										
7*	19610	0,23401	3	38x3	51,23	0,291	153,69	0,5	20,86646	175
7*-										
8*	15810	0,188663	3	30x2,5	118,70	0,385	356,1	0,5	36,52449	393
8*-										
9*	12010	0,143317	3	30x2,5	69,50	0,291	208,5	0,5	20,86646	229

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						37

9*-										
10*	8210	0,097971	3	25x2,5	104,00	0,31	312	0,5	23,68024	336
10*-										
11*	4410	0,052625	3	25x2,5	32,44	0,169	97,32	0,25	3,518894	101
11*-										
12*	2320	0,027685	9	20	43,00	0,18	387	6,3	100,5954	488
12*-										
13*	720	0,008592	10	16	18	0,09	180	16,8	67,06363	247
13*-										
14*	2320	0,027685	9	20	43,00	0,18	387	5,8	92,61167	480
14*-										
15*	4410	0,052625	3	25x2,5	32,44	0,169	97,32	0,8	11,26046	109
15*-										
16*	8210	0,097971	3	25x2,5	104,00	0,31	312	1,6	75,77677	388
16*-										
17*	12010	0,143317	3	30x2,5	69,50	0,291	208,5	1,6	66,77266	275
17*-										
18*	15810	0,188663	3	30x2,5	118,70	0,385	356,1	1,6	116,8784	473
18*-										
19*	19610	0,23401	3	38x3	51,23	0,291	153,69	1,6	66,77266	220
19*-										
20*	23410	0,279356	3	40x3	53,20	0,308	159,6	1,6	74,80216	234
20*-										
21*	27210	0,324702	5,5	45x3	70,80	0,358	389,4	1,6	101,0599	490

$$A = \frac{5844 - 5421}{5844} \times 100\% = 7\%$$

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ					Арк.
										38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Таблиця 2.6 Гідралічний розрахунок

№ ділянки	Теплове навантаження, Q Вт	Витрата теплоносія, G л/с	Довжина ділянки, м	Діаметр трубопроводу, мм	Питомі втрати тиску, R Па/м	Швидкість теплоносія, V м/с	Витрати тиску на ділянці, R _{xl} , Па	Сума коеф. місцевих опорів, $\sum \zeta$	Втрати тиску, Z Па	Загальні втрати тиску, R _I +Z, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
3**_ 4****	33720	0,402387	9	45x3	52,60	0,355	473,4	4,3	267,0656	740
4***_ 5****	29010	0,346181	3	38x2	120,00	0,475	360	0,5	55,59682	416
5***_ 6****	24300	0,289976	3	38x3	83,30	0,361	249,9	0,5	32,11272	282
6***_ 7****	19590	0,233771	3	38x3	51,23	0,291	153,69	0,5	20,86646	175
7***_ 8****	14880	0,177566	3	30x3	102,00	0,364	306	0,5	32,64867	339
8***_ 9****	10170	0,12136	3	30x2,5	69,50	0,291	208,5	0,5	20,86646	229
9***_ 10****	5460	0,065155	3	25x2,5	30,44	0,159	91,32	0,5	6,229554	98
10***_ 11****	3180	0,037947	7,9	20	45,00	0,2	355,5	6,3	124,1919	480
11***_ 12****	1670	0,019928	11,9	16	18	0,09	214,2	16,8	67,06363	281
12***_ 13****	3180	0,037947	7,9	20	45,00	0,2	355,5	5,8	114,3354	470
13***_ 14****	5460	0,065155	3	25x2,5	30,44	0,159	91,32	1,6	19,93457	111
14***_ 15****	10170	0,12136	3	30x2,5	69,50	0,291	208,5	1,6	66,77266	275
15***_ 16****	14880	0,177566	3	30x3	102,00	0,364	306	1,6	104,4757	410

					ПФНУК 14.057.20.01 ПЗ					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						39

16****-										220
17****	19590	0,233771	3	38x3	51,23	0,291	153,69	1,6	66,77266	
17****-										353
18****	24300	0,289976	3	38x3	83,30	0,361	249,9	1,6	102,7607	
18****-										538
19****	29010	0,346181	3	38x4	120,00	0,475	360	1,6	177,9098	
19****-										827
18**	33720	0,402387	9	45x3	52,60	0,355	473,4	5,7	354,0171	

$$A = \frac{7712 - 6964}{7712} \times 100\% = 9\%$$

2.5 Підбір і розрахунок нагрівальних приладів

Нагрівальні прилади підбираю згідно з навантаження . проектую каналні конвектори фірми Ригто, зідно з каталогами та рекомендаціями виробника.

Таблиця 2.7 Опалювальні прилади Ригто

№прим	Q	витрата		марка	довжина	ширина	висота
		кг/год	л/с				
101	1580	67,9	0,037709	FMK	3100	260	140
	1690	72,6	0,040334	FMK	3100	290	140
103	3930	168,8	0,093795	F1T	2500	260	140
104	2000	85,9	0,047733	FMK	2900	340	140
	2200	94,5	0,052506	FMK	3100	340	140
	1260	54,1	0,030072	FMK	2700	260	140
107	2000	85,9	0,047733	FMK	2900	340	140
	2200	94,5	0,052506	FMK	3100	340	140
	1260	54,1	0,030072	FMK	2700	260	140
109	3920	168,4	0,093556	F1T	2500	260	140
111	1570	67,4	0,03747	FMK	3100	260	140
	1680	72,2	0,040095	FMK	3100	290	140

					ПФНУК 14.057.20.01 ПЗ					Арк.
										40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

112	2940	126,3	0,070167	FMK	3500	420	140
	1510	64,9	0,036038	FMK	2500	260	140
113	6100	262,1	0,145585	F1T	3500	260	140
	3830	164,5	0,091408	F1T	1900	290	140
116	6650	285,7	0,158711	F1T	2700	340	140
117	6100	262,1	0,145585	F1T	3500	260	140
	3260	140,0	0,077804	F1T	1900	290	140
119	2940	126,3	0,070167	FMK	3500	420	140
	1530	65,7	0,036516	FMK	2500	260	140

201	1640	70,5	0,039141	FMK	3300	260	140
202	650	27,9	0,015513	FMK	2100	180	140
204	1350	58,0	0,03222	FMK	2700	260	140
206	1190	51,1	0,028401	FMK	2300	290	140
207	610	26,2	0,014558	FMK	2100	180	140
213	610	26,2	0,014558	FMK	2100	180	140
214	1190	51,1	0,028401	FMK	2300	290	140
217	1350	58,0	0,03222	FMK	2700	260	140
219	650	27,9	0,015513	FMK	2100	180	140
221	1650	70,9	0,039379	FMK	3300	260	140
225	1260	54,1	0,030072	FMK	2900	290	140
226	1290	55,4	0,030788	FMK	2900	290	140
227	1380	59,3	0,032936	FMK	3100	290	140
130	1370	58,9	0,032697	FMK	3100	290	140
231	960	41,2	0,022912	FMK	1900	290	140
233	1000	43,0	0,023866	FMK	1900	290	140
235	1370	58,9	0,032697	FMK	3100	290	140

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ			Арк.
								41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				

236	1380	59,3	0,032936	FMK	3100	290	140
239	1290	55,4	0,030788	FMK	2900	290	140
240	1260	54,1	0,030072	FMK	2900	290	140
801	1820	78,2	0,043437	FMK	3300	290	140
802	720	30,9	0,017184	FMK	2100	260	140
804	1600	68,7	0,038186	FMK	2700	340	140
806	1390	59,7	0,033174	FMK	3100	290	140
807	690	29,6	0,016468	FMK	2100	180	140
813	690	29,6	0,016468	FMK	2100	180	140
814	1400	60,1	0,033413	FMK	3100	290	140
817	1600	68,7	0,038186	FMK	2700	340	140
819	720	30,9	0,017184	FMK	2100	260	140
821	1830	78,6	0,043675	FMK	3300	290	140
825	1580	67,9	0,037709	FMK	2900	290	140
826	1450	62,3	0,034606	FMK	2900	290	140
827	1550	66,6	0,036993	FMK	2900	290	140
830	1630	70,0	0,038902	FMK	3100	290	140
831	1070	46,0	0,025537	FMK	2100	290	140
833	1210	52,0	0,028878	FMK	2500	290	140
835	1510	64,9	0,036038	FMK	2900	290	140
836	1670	71,7	0,039857	FMK	3100	290	140
839	1580	67,9	0,037709	FMK	2900	290	140
840	1380	59,3	0,032936	FMK	2900	290	140

2.6 Підбір сушарки для рушників

Для забезпечення розрахункової температури в санвузлах встановлююся електричні рушникосушки "Heat Point" СТАНДАРТ-НР-І потужністю

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ		Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			42

електричного тена $P=500$ Вт , та температурою поверхні $t_{\text{пов}}=65$ °С.

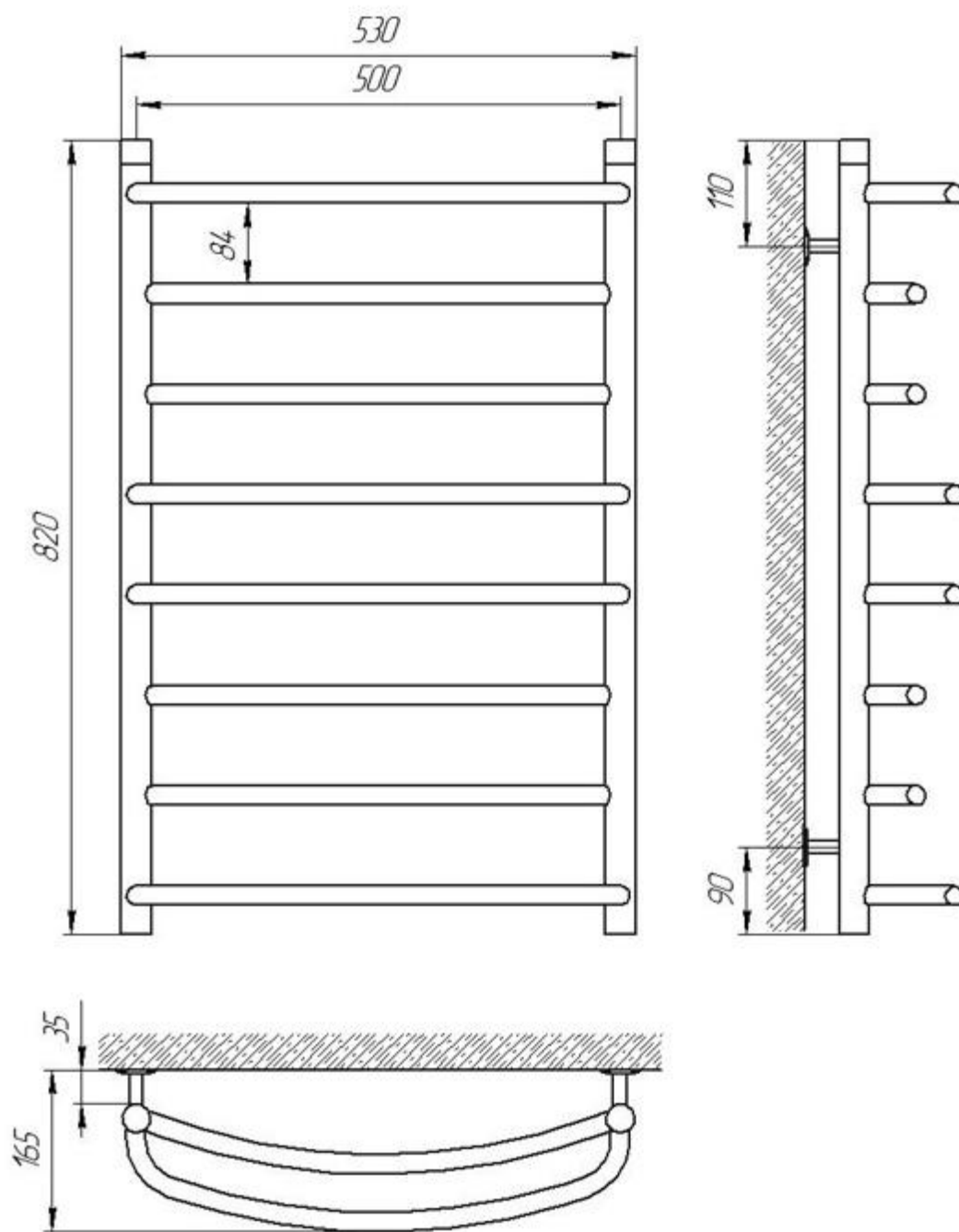


Рис 2.5 Схема сушарки для рушників

Розділ 3. Розробка системи вентиляції

3.1 Обґрунтування вибору систем вентиляції згідно з приміщеннями

В даному проекті розглядається житловий будинок з офісними приміщеннями розміщеними на першому поверсі.

В житловій частині проектуємо природню (гравітаційну) витяжну систему вентиляції.

В частині приміщень офісу проектуємо механічні провітрювачі фірми Prana , в іншій припливно-витяжну механічну систему з використанням повітроготувальних установок фірми Vents.

Розрахунок вентиляції з природнім побудженням

Вентиляція квартир житлового будинку запроектована припливно-витяжна з природнім спонуканням. Витяжка виконується із санвузлів, ванних кімнат і кухонь через вентканали, які розміщені в капітальній стіні, приплив в житлові кімнати через квартирки вікон, що відкриваються.

Перед розташуванням вентиляційних трубопроводів на планах будівлі слід попередньо, визначити їхні розміри і кількість, а також розміри повітророзподільників і витікачів повітря. Загальну площу поперечного перерізу вентиляційних трубопроводів природнього спонукання окремих приміщень визначають за розрахунковим повітрообміном і рекомендованою швидкістю руху повітря в трубопроводах.

Канали, які розташовані в зовнішній стіні додатково утеплюємо шаром мінеральної вати товщиною 5 см.

Розрахунок проводимо для приміщення №803(суміщений санвузол), розрахунковий повітрообмін якого складає 60 м^3

Знаходимо гравітаційний тиск в системі вентиляції:

$$P_{zp} = \kappa_z h(\rho_n - \rho_v) 9,81$$

ρ_z – густина зовнішнього повітря при температурі $+5^\circ\text{C}$;

ρ_v – густина внутрішнього повітря;

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\rho_3 = \frac{353}{273 + 5} = 1,27 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{\text{в}} = \frac{353}{273 + 25} = 1,18 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Має виконуватися умова:

Знаходимо площу каналу:

рекомендована швидкість в каналі.

Приймаємо цегляний канал розміром 140×140, площею 0,0196

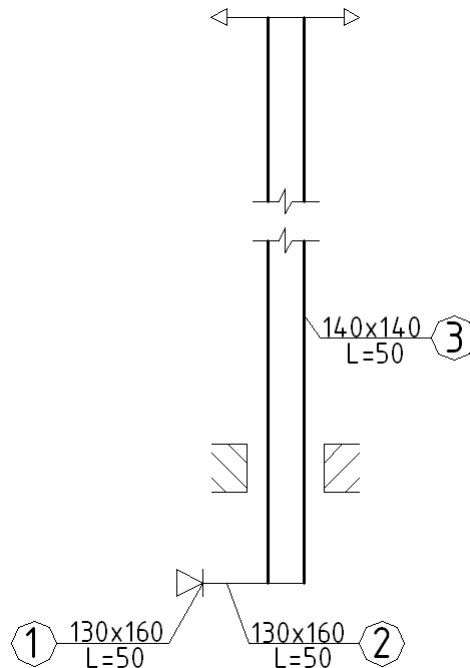


Рис 3.1 Схема цегляного каналу

Дійсна швидкість руху повітря в каналі:

$$\vartheta = L / 3600 \times F$$

Підбираємо розмір жалюзійної ґратки:

Приймаємо нерухому жалюзійну решітку:

150×160 – посадочний розмір

190×200 – габаритний розмір

Площа живого січення: $F_{\text{жс}} = 0,018 \text{ м}^2$

Знаходимо дійсну швидкість руху повітря в жалюзійній ґратці:

$$v = \frac{L}{3600 \cdot F_{\text{жс}}} = \frac{60}{3600 \cdot 0,018} = 0,93 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

Підраховуємо коефіцієнти місцевих опорів:

Жалюзійна ґратка з нерухомими жалюзі: $\xi = 0,5$; значення віднесене до

швидкості в живому перетині ґратки $\frac{f}{F} = 0,8$. Здійснюємо перерахунок ξ на швидкість в каналі.

Коліно зі зміною січення: при $\frac{f}{F} = 0,62$ $\xi = 0,67$

Вільний вихід в атмосферу: $\xi = 1$

Результати розрахунку заносимо у таблицю 4.1.

Таблиця 3.1 Аеродинамічний розрахунок природної системи вентиляції

№ діл	L, м ³	l, м	a×b, мм	мм	F, м ²	θ , м/с	R, Па/м	β	Rl · β Па	, Па	$\sum \xi$	Z, Па	Rl · β , Па
1	60	-	150x160	-	0,018	0,93	-	-	-	0,51	0,55	0,281	0,281
2	60	0,12	150x160	155	0,024	0,69	0,062	1,325	0,001	0,28	0,67	0,188	0,1979
3	60	3	140x140	140	0,0196	0,85	0,102	1,374	0,42	0,4	1	0,4	0,82

$$\sum 1,2989$$

Отже умова $\sum$ виконується.

$$1,2989 \text{ Па} \leq 2,385$$

3.2 Розрахунок та підбір припливно-витяжної системи за допомогою провітрювачів

Рекуператор Prana — це припливно-витяжна прямоточна система вентиляція (приток і витяжка відбуваються одночасно без змішування повітряних потоків). Корпус вентиляційної системи виконано з харчового АБС пластику. В якості рекуператора повітря використовується вискоєфективний мідний теплообмінник. Система видаляє з приміщення повітря, яке забруднено мікрочасточками пилу та диму і забезпечує приток свіжого і чистого повітря ззовні. При цьому припливне та витяжне повітря проходить різними каналами і не змішується. Під час вентиляції відбувається міжканальна передача тепла, що,

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						46

власне, і забезпечує енергоефективність системи у будь-яку пору року. Можливість регулювання обсяг повітря, що надходить і видаляється, забезпечує комфорт в приміщенні.

Обираючи звичайну припливну вентиляцію, варто пам'ятати, що зимовий період приміщення буде охолоджуватися. Цього не відбудеться при застосуванні системи з рекуперацією. Нагріте повітря, що видаляється зсередини приміщення, передає тепло холодному повітрю зовні через стінки теплообмінника. Завдяки рекуператору ПРАНА коефіцієнт утилізації тепла системою сягає 91%. Те, що система ПРАНА не містить фільтрів, дає змогу отримувати свіже живе повітря, коефіцієнт енергетичної якості якого складає 95-97%.

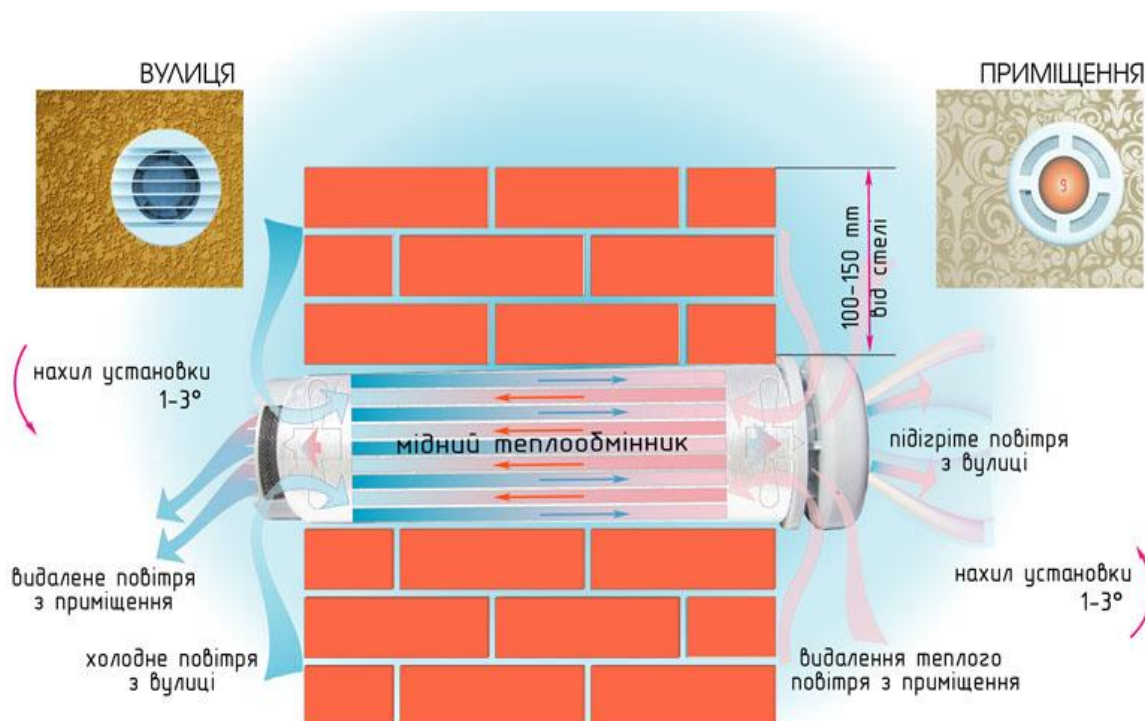


Рис 3.2 Принципова схема рекуператора

В приміщеннях офісу проектуємо локальну систему вентиляції. В цьому випадку повітрообмін на одну людину може буде складати до 25 м³/год зовнішнього повітря. Результат розрахунку заносу в таблицю 3.2

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

Таблиця 3.2

№ Приміщення	Назва приміщення	Приплив м ³ /год	Витяжка м ³ /год
104	офіс	390	390
107	офіс	390	390
113	офіс	710	710
116	офіс	430	430
117	офіс	710	710

Згідно з витратою повітря в кожному приміщенні підбираємо провітрювані результат заносу в таблицю 3.3:

Таблиця 3.3

№ Приміщення	Марка провітрювача	Приплив м ³ /год	Витяжка м ³ /год
104	200C	225	225
	200C	225	225
107	200C	225	225
	200C	225	225
113	200C	220	220
	200C	220	220
	200G	135	135
	200G	135	135
116	200C	215	215
	200C	215	215
117	200C	220	220
	200C	220	220
	200G	135	135
	200G	135	135

Згідно з рекомендаціями виробника для кліматологічних даних м. Кропивницький ККД провітрювачів буде становити $\eta=50\%$.

Враховуючи відсутність додаткового нагріву визначаємо додаткові втрати теплоти на нагрівання припливного повітря розрахунок заносу в таблицю 3.4:

$$Q_{\text{вент}} = L \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta t \cdot (1 - \eta)$$

де L - витрата припливного повітря м³/год

ρ - густина припливного повітря кг/м³

c_p - теплоємність припливного повітря кДж/кг °С

Δt - різниця температур °С

η -ККД %

Таблиця 3.4

№ Приміщення	Приплив м ³ /год	Q _{вент}
104	390	3520
107	390	3520
113	710	5370
116	430	3890
117	710	5370

3.3 Розрахунок та підбір припливно-витяжної системи за допомогою повітроготувальника

В приміщеннях офісу проектуємо локальну систему вентиляції. В цьому випадку повітрообмін на одну людину може бути знижений до 25 м³/год зовнішнього повітря.

Дані розрахунку заносимо в таблицю: 3.5

Таблиця 3.5

№ приміщення	Назва приміщен ня	F, м ²	Витяжка	Приплив	№ вентиляційної системи	
			L, м ³ /год	L, м ³ /год	Витяжка	Приплив
1	2	3	4	5	6	7
101	офіс	43,2	150	150	ПВ1	ПВ1
111	офіс	43,2	150	150	ПВ2	ПВ2
112	офіс	60,7	220	220	ПВ3	ПВ3
119	офіс	60,7	220	220	ПВ4	ПВ4

Розрахунок проводжу лише для систем ПВ1 та ПВ3 оскільки системи ПВ2 та ПВ4 аналогічні їм.

Підбір перерізу повітропроводів для витяжних і припливних систем вентиляції за допустимими швидкостями повітря

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

Для кожного приміщення визначаємо площу, кількість, а також розміри витікальних і припливних каналів і решіток. Загальну площу витікальних і припливних каналів для кожного приміщення визначаємо за формулою:

$$F_K = L / (3600 V_{рек}), \text{ м}^2$$

де F_K - площа каналу, м^2 ;

L - продуктивність, $\text{м}^3 / \text{год}$;

$V_{рек}$ - рекомендована швидкість руху повітря в повітропроводах і решітках, м/с ;

Задаємося рекомендованими швидкостями руху повітря в повітропроводах V , м/с :

В системах вентиляції з механічним побудженням:

- горизонтальні канали $V_{рек} = 5 \dots 8 \text{ м/с}$,
- вертикальні канали $V_{рек} = 2 \dots 5 \text{ м/с}$,
- в витяжних решітках $V_{рек} = 1,5 \dots 3 \text{ м/с}$,
- в припливних решітках на підлозі $V_{рек} = 1,5 \dots 3 \text{ м/с}$,
- в системах з природнім побудженням $V_{рек} = 0,5 \dots 1 \text{ м/с}$,

і за формулою $F_K = L / (3600 V_{рек})$ знаходимо попередню площу поперечного перерізу каналу. Потім приймаємо стандартний канал повітропроводу і для нього знаходимо дійсну швидкість руху повітря в повітропроводі

$$V_K = L / (3600 F_K), \text{ м}^2/\text{с}.$$

Якщо вона лежить в рекомендованих межах, то залишаємо цей повітропровід, а якщо швидкість значно відрізняється від рекомендованої швидкості то приймаємо інший повітропровід і проводимо перерахунок.

При підборі анемостатів задаємося якоюсь площею і перевіряємо швидкість в анемостатів за формулою:

$$V_{ж.р.} = L / (3600 F_{ж.р.}), \text{ м/с}$$

де L - кількість повітря яка проходить анемостат, $\text{м}^3 / \text{год}$;

$F_{ж.р.}$ - площа живого січення анемостата, м ; $F_{ж.р.} = 0,75 \cdot F \cdot V_{рек}$ - швидкість в анемостаті, м/с ; Якщо швидкість повітря в анемостаті лежить в межах

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

рекомендованої, то до встановлення приймаємо цей анемостат. Якщо швидкість значно відрізняється від рекомендованої, то проводимо перерахунок.

Підбираємо анемостат для ПВ1 (за розрахунковим повітрообміном):

Оскільки витрата повітря на приплив та витяжку рівні то підбираємо однакові роздавальні та витяжні пристрої.

Підбираємо розмір анемостата:

Приймаємо рухомий анемостат:

АМ 125 ВРФ

Площа живого перетину: $F_{жс} = 0,008 \text{ м}^2$

Знаходимо дійсну швидкість руху повітря в анемостаті:

$$v = \frac{L}{3600 \cdot F_{жс}} = \frac{\frac{150}{2}}{3600 \cdot 0,008} = 2,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Підбираємо анемостат для ПВ3 (за розрахунковим повітрообміном):

Оскільки витрата повітря на приплив та витяжку рівні то підбираємо однакові роздавальні та витяжні пристрої.

Підбираємо розмір анемостата:

Приймаємо рухомий анемостат:

АМ 125 ВРФ

Площа живого перетину: $F_{жс} = 0,008 \text{ м}^2$

Знаходимо дійсну швидкість руху повітря в анемостаті:

$$v = \frac{L}{3600 \cdot F_{жс}} = \frac{\frac{220}{3}}{3600 \cdot 0,008} = 2,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

3.3.1 Аеродинамічний розрахунок повітропроводів системи ПВ1 та підбір повітроготувальника.

Аеродинамічний розрахунок проводимо методом питомих втрат тиску. При розрахунку проводимо ув'язку окремих відгалужень (нев'язка не повинна перевищувати 10%). Ув'язка виконується за допомогою регульованих

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

жалюзійних ґраток або діафрагми. Проведений гідравлічний розрахунок дасть змогу визначити втрати тиску в системі і здійснити підбір устаткування.

Результати гідравлічного розрахунку заносимо в таблицю 3.6.

Таблиця 3.6. Результати гідравлічного розрахунку

діл	L, м ³ /го д	l, м	Розмір и D, м	F, м ²	V, м/с	R, Па/ м	β	Rl β, Па	P _д , Па	Σζ	Z, Па	Rl β + Z
1	2	3	5	6	7	8	9	10	11	12	14	15
1	150	2,2	0,125	0,0123	3,38	2,8	0,94	6	12	6,7	53,4	59,4
2	75	2,5	0,125	0,0123	1,69	1,6	0,95	3,9	8,9	8	8,9	12,8

$$\Delta P = \sum(Rl \beta + Z) + \Delta P_{\text{обл}}$$

$$\Delta P_{\text{обл}} = 150 \text{ Па}$$

$$\Delta P = 59,4 + 12,8 + 150 = 222,2 \text{ Па}$$

З каталогу фірми “Vents” за кількістю повітря, що складає 150 м³/год та втратам тиску (222,2Па) підбираємо припливно-витяжний повітроготувач з рекуперацією тепла, модель “ВУТ 160 ПБ ЕС”. Технічні характеристики:

Максимальна потужність вентиляторів, Вт: 2шт. ×135;

Сумарна напруга установки, А: 1,2;

Максимальна повітропродуктивність, м³/год: 160

Частота обертання, хв⁻¹ : до 2600;

Рівень звукового шуму на відстані 3м, Дб: 33;

Максимальна температура транспортуючого повітря, °С: від -25 до +60;

Матеріал корпусу: алюмоцинк;

Ізоляція: 20 мм мін. вата;

Фільтр: витяжка (G4); приплив (G4(F7));

Діаметр повітропроводу, мм: 125;

Вага, кг: 37;

Ефективність рекуперації: 83%;

Тип рекуператора: перехресний (2 шт послідовно розташовані);

Матеріал рекуператора: пластиковий.

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ		Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			52

3.3.2 Аеродинамічний розрахунок повітропроводів системи ПВЗ та підбір повітроготувальника

Аеродинамічний розрахунок проводимо методом питомих втрат тиску. При розрахунку проводимо ув'язку окремих відгалужень (нев'язка не повинна перевищувати 10%). Ув'язка виконується за допомогою регульованих жалюзійних ґраток або діафрагми. Проведений гідравлічний розрахунок дасть змогу визначити втрати тиску в системі і здійснити підбір устаткування.

Результати гідравлічного розрахунку заносимо в таблицю 3.7

Таблиця 3.7 Результати гідравлічного розрахунку

діл	L, м ³ /год	l, м	Розмір и D, м	F, м ²	V, м/с	R, Па/ м	β	Rl β , Па	P _д , Па	$\sum \zeta$	Z, Па	Rl β + Z
1	2	3	5	6	7	8	9	10	11	12	14	15
1	220	2,2	0,160	0,02	3,2	2,4	0,94	6	10	6,7	68	74
2	150	2,5	0,125	0,0123	3,38	2,8	0,94	6	12	4	34	46
3	75	2,5	0,125	0,0123	1,69	1,6	0,95	3,9	8,9	8	8,9	12,8

$$\Delta P = \sum (Rl \beta + Z + \Delta P_{\text{обл}})$$

$$\Delta P_{\text{обл}} = 190 \text{ Па}$$

$$\Delta P = 74 + 46 + 12,8 + 190 = 322,8 \text{ Па}$$

З каталогу фірми “Vents” за кількістю повітря, що складає 220 м³/год та втратам тиску (322,8 Па) підбираємо припливно-витяжний повітроготувач з рекуперацією тепла, модель “ВУТ 350 ПБ ЕС”. Технічні характеристики:

Максимальна потужність вентиляторів, Вт: 2 шт. × 175;

Сумарна напруга установки, А: 1,9;

Максимальна повітропродуктивність, м³/год: 350

Частота обертання, хв⁻¹: до 2600;

Рівень звукового шуму на відстані 3 м, Дб: 33;

Максимальна температура транспортуючого повітря, °С: від -25 до +60;

Матеріал корпусу: алюмоцинк;

Ізоляція: 20 мм мін. вата;

Фільтр: витяжка (G4); приплив (G4(F7));

Діаметр повітропроводу, мм: 160;

Вага, кг: 48;

Ефективність рекуперації: 83%;

Тип рекуператора: перехресний (2 шт послідовно розташовані);

Матеріал рекуператора: пластиковий



Рис 3.3 Повітроготувальник ВУТ 350 ПБ ЕС

3.4 Підбір додаткового обладнання для систем ПВ1 та ПВ3

Оскільки можливі несправності в роботі установки , а саме обмерзання рекуператора , або інші його поломки в повітроготувальних установках ”ВУТ 350 ПБ ЕС” та ”ВУТ 160 ПБ ЕС” передбачені байпасні лінії , за допомогою яких можна здійснювати подачу повітря на час ремонту, або обслуговування.

Для перекривання втрат теплоти та на час ремонту та обслуговування установки в ХПР передбачаю встановлення водяних калориферів в системах ПВ1 та ПВ3.

Калорифери підбираю потужністю яка забезпечить нагрівання розрахункової кількості повітря до розрахункових параметрів.

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Згідно з каталогами фірми “Vents” для системи ПВ1 підбираю калорифер НКВ 125-4

Витрата носія через калорифер : $G=0,093$ л/с

Для ПВ3 підбираю калорифер НКВ 125-4

Витрата носія через калорифер : $G=0,136$ л/с



Рис 3.4 Водяний калорифер НКВ 125-4

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Розділ 4. Розробка системи гарячого водопостачання

4.1 Теплові потоки на гаряче водопостачання

Система гарячого водопостачання передбачається у всьому будинку.

Середній тепловий потік на гаряче водопостачання житлового будинку, Вт, визначається за формулою :

$$Q_{hm} = 1,163 \cdot q_T^h \cdot \rho_t \cdot (55 - t_c) \cdot (1 + k^t)$$
$$Q_{hm} = 1,163 \cdot 0,844 \cdot 985,73 \cdot (55 - 5) \cdot (1 + 0) = 48378,3 \text{ Вт}$$

де q_T^h – середня година витрата гарячої води за добу, м³/год, визначається за формулою:

$$q_T^h = \frac{q_{um}^h \cdot U}{24 \cdot 1000}$$
$$q_T^h = \frac{95 \cdot 208}{24 \cdot 1000} = 0,823 \text{ м}^3/\text{ГОД} \text{ для житлової частини}$$
$$q_T^h = \frac{6 \cdot 85}{24 \cdot 1000} = 0,021 \text{ м}^3/\text{ГОД} \text{ для житлової частини}$$

де q_{um}^h – норма витрати гарячої води середня за добу на одного споживача

для житлової частини будівлі, $q_{um}^h = 95 \frac{\text{л}}{\text{добу}}$, для офісів ;

U – кількість мешканців будинку ;

$\rho_t = 985,73 \text{ кг/м}^3$ – густина води при;

$t_r = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ (для закритої системи тепlopостачання);

$t_c = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура холодної води в опалювальний період;

k^t – коефіцієнт, який враховує тепловтрати в трубопроводах системи ГВ, $k^t = 0,2$ (якщо в системі ГВ є сушарки рушників).

Максимальний тепловий потік на гаряче водопостачання житлового будинку, Вт, визначається за формулою:

$$Q_{hmax} = 1,163 \cdot (q_T^h \cdot k^t + q_{hr}^h) \cdot \rho_t \cdot (55 - t_c),$$
$$Q_{hmax} = 1,163 \cdot (0,844 \cdot 0,1 + 4,31) \cdot 985,73 \cdot (55 - 5) = 251888 \text{ Вт}$$

де q_{hr}^h - максимальна годинна витрата гарячої води, м³/год:

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$q_{hr}^h = 0,005 \cdot q_{o,hr} \cdot \alpha_{hr},$$

$$q_{hr}^h = 0,005 \cdot 170,36 \cdot 5,06 = 4,31$$

$q_{o,hr}^h$ – годинна витрата гарячої води санітарно-технічним приладом, для даного випадку, виходячи з заданого рівня благоустрою житлового будинку в завданні на проектування: для офісів $q_{o,hr}^h = 60 \frac{\text{л}}{\text{год}}$; для житлової частини $q_{o,hr}^h = 200 \frac{\text{л}}{\text{год}}$; $\alpha_{hr} = f(N \cdot P_{hr})$ – величина, яка залежить від загальної кількості водорозбірних приладів N , шт., які обслуговуються даною системою гарячого водопостачання та імовірності їх використання в системі ГВП.

Кількість водорозбірних приладів в системі ГВП житлового будинку $N = 203$ шт та $N = 14$ для офісів.

Імовірність дії водорозбірних приладів системи ГВ визначається за формулою:

$$P = \frac{q_{hr,u}^h \cdot U}{3600 \cdot q_o^h \cdot N}$$

$$P = \frac{10 \cdot 208}{3600 \cdot 0,18 \cdot 203} = 0,016 \quad \text{для житлової частини}$$

$$P = \frac{2 \cdot 85}{3600 \cdot 0,09 \cdot 14} = 0,0375 \quad \text{для офісів}$$

$$P \sum i = \frac{\sum_1^i N_i P_i}{\sum_1^i N_i}$$

$$P \sum i = \frac{0,016 \cdot 203 + 0,0375 \cdot 14}{217} = 0,0172$$

де $q_{hr,u}^h$ – норма витрати гарячої води 1 споживачем за годину найбільшого водоспоживання, у даному випадку, виходячи з заданого рівня благоустрою житлового будинку $q_{hr,u}^h = 95 \frac{\text{л}}{\text{год}}$ для житлової частини та $q_{hr,u}^h = 6 \frac{\text{л}}{\text{год}}$ для офісів q_o^h – секундна витрата гарячої води водорозбірним приладом, віднесена до одного

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

приладу[2,6]. Для житлового будинку заданого рівня благоустрою для житлової частини $q_o^h = 0,18 \text{ л/с}$, для офісів $q_o^h = 0,09 \text{ л/с}$

Імовірність використання водорозбірних приладів системи ГВП:

$$P_{hr} = \frac{3600 \cdot P \cdot q_o^h}{q_{o,hr}^h}.$$

$$P_{hr} = \frac{3600 \cdot 0,016 \cdot 0,18}{200} = 0,052 \quad \text{для житлової частини}$$

$$P_{hr} = \frac{3600 \cdot 0,0375 \cdot 0,09}{60} = 0,2025 \quad \text{для офісів}$$

Середня годинна витрата гарячої води санітарно-технічними приладами визначається за формулою:

$$q_{o,hr}^h = \frac{\sum_1^i NiPhr, iqo, hr.i}{\sum_1^i NiPhr, i}$$

$$q_{o,hr}^h = \frac{203 \cdot 0,052 \cdot 200 + 14 \cdot 0,2025 \cdot 60}{203 \cdot 0,052 + 14 \cdot 0,2025} = 170,36 \frac{\text{л}}{\text{год}}$$

Середня секундна витрата гарячої води санітарно-технічними приладами визначається за формулою:

$$q_o = \frac{\sum_1^i Ni, Pi, qoi}{\sum_1^i NiPi}$$

$$q_o = \frac{203 \cdot 0,016 \cdot 0,18 + 14 \cdot 0,0375 \cdot 0,09}{203 \cdot 0,016 + 14 \cdot 0,0375} = 0,1675 \frac{\text{л}}{\text{с}}$$

Імовірність використання водорозбірних приладів системи ГВП у всій системі :

$$P_{hr} = \frac{3600 \cdot P \cdot q_o}{q_{o,hr}^h}.$$

$$P_{hr} = \frac{3600 \cdot 0,0172 \cdot 0,1675}{170,36} = 0,061$$

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Значення α_{hr} визначаємо за величиною добутку NP_{hr} згідно додатку 4[3] або [4].

$$NP_{hr}=217 \cdot 0,061 = 13,237 \Rightarrow \alpha_{hr}=5,06$$

4.2 Гідравлічний розрахунок системи гарячого водопостачання

4.2.1 Гідравлічний розрахунок подавальних трубопроводів

Мета гідравлічного розрахунку подавальних трубопроводів системи гарячого водопостачання полягає у визначенні таких діаметрів трубопроводів, які б забезпечували подачу розрахункової витрати води до найвіддаленішої та високо розташованої точки водозабору.

Для виконання гідравлічного розрахунку розробляється аксонометрична схема системи гарячого водопостачання із зображенням всіх водорозбірних приладів та запірної арматури. Вся система розбивається на окремі розрахункові ділянки, які характеризуються сталою витратою води. Гідравлічний розрахунок подавальних трубопроводів системи ГВП необхідно виконувати, виходячи з розрахункової витрати гарячої води $q^{h,cir}$ з врахуванням циркуляційної витрати, л/с, яка визначається за формулою:

$$q^{h,cir} = q^h \cdot (1 + k_{cir}),$$

де q^h – максимальна секундна витрата гарячої води, л/с, на розрахунковій ділянці системи; k_{cir} – коефіцієнт, який враховує наявність циркуляційної витрати на головних ділянках мережі ГВ. Цей коефіцієнт залежить від співвідношення $\frac{q^h}{q_{cir}}$ і приймається для водопідігрівників та початкових ділянок системи до першого водорозбірного стояка за додатком 5[2], для всіх інших ділянок мережі $k_{cir} = 0$.

Максимальна секундна витрата гарячої води, л/с, на розрахунковій ділянці системи визначається за формулою:

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

$$q^h = 5 \cdot q_0^h \cdot \alpha,$$

де q_0^h – секундна витрата гарячої води водорозбірним приладом, віднесена до одного приладу, л/с; α – коефіцієнт, який залежить від добутку загальної кількості N водорозбірних приладів та імовірності їх дії P (див. дод.4[2]),

В першому наближенні приймаємо $k_{cir}=0$, відповідно

$$q^{h,cir} = q^h \cdot (1 + k_{cir}) = q^h \cdot (1 + 0) = q^h.$$

За відомим значенням $q^{h,cir}$ за номограмою в додатку 6[3] (у випадку закритої системи) для гідравлічного розрахунку сталевих трубопроводів гарячого водопостачання визначаємо умовний діаметр трубопроводу d_y , мм, швидкість води на ділянці v , м/с, та питомі втрати тиску на тертя R , Па/м. Рекомендовані швидкості руху води для внутрішньої водопровідної мережі приймаються в магістралях і стояках в межах до 1,5 м/с, в підводках до водорозбірних приладів – до 2,5 м/с[4].

Втрати тиску на окремих ділянках трубопроводів, Па, вираховують за формулою:

$$\Delta P = Rl \cdot (1 + k_l), (14)$$

де R – питомі втрати тиску на тертя при розрахунковій витраті на ділянці, Па/м; l – довжина ділянки трубопроводу, м; k_l – коефіцієнт, який враховує втрати тиску на ділянці в місцевих опорах. Для відкритих систем тепlopостачання $k_l = 0,3$. Для закритих систем тепlopостачання: для подавальних і циркуляційних розподільних трубопроводів $k_l = 0,2$; для трубопроводів у межах теплових пунктів, а також для трубопроводів водорозбірних стояків з сушарками рушників $k_l = 0,5$; для трубопроводів водорозбірних стояків без сушарок рушників і циркуляційних стояків $k_l = 0,1$.

Втрати напору на розрахунковій ділянці, м вод.ст., визначаються за формулою:

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g}.$$

У формулі ρ – густина води, кг/м³, $g = 9,81$ м/с².

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Результати розрахунків зводимо до таблиці 4.2.

Таблиця 4.1 Гідравлічний розрахунок подавальних трубопроводів системи гарячого водопостачання в режимі водорозбору

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.2 Розрахунок циркуляційних витрат на ділянках систем ГВП

№ діл.	l, м	d _y , мм	q, Вт/м	Q ^{ht}	$\sum Q^{ht}$ кВт	q ^{circ} , л/с
				кВт		
1	1,7	16	22,2	0,03774	0,0377	0,001061
2	1,9	16	22,2	0,04218	0,04218	0,001186
3	1,7	16	22,2	0,03774	0,03774	0,001061
4	3,7	16	22,2	0,08214	0,08214	0,002309
5	3	20	21,6	0,0648	0,0648	0,001822
6	3	20	21,6	0,0648	0,0648	0,001822
7	3	20	21,6	0,0648	0,0648	0,001822
8	3	20	21,6	0,0648	0,0648	0,001822
9	3	20	21,6	0,0648	0,0648	0,001822
10	3	20	21,6	0,0648	0,0648	0,001822
11	3	25	20	0,06	0,06	0,001687
12	4,9	25	20	0,098	0,098	0,002755
13	5,7	25	20	0,114	0,114	0,003205
14	5,7	32	32,2	0,18354	0,18354	0,00516
15	4,9	25	20	0,098	0,098	0,002755
16	8,2	40	30,2	0,24764	0,24764	0,006962
17	3	50	45,9	0,1377	0,1377	0,003871

Таблиця 4.3 Гідравлічний розрахунок циркуляційних трубопроводів

№ діл.	d _y ,	l,	q ^{сiр} ,	R,	v,	k _l ,	ΔP,	ΔH
	мм	м	л/с	Па/м	м/с		Па	м вод.ст.
Подавальне півколо								
4	16	3,7	0,002309	7	0,11	0,2	31,08	0,00322
5	20	3	0,001822	60	0,07	0,2	216	0,02239
6	20	3	0,001822	60	0,07	0,2	216	0,02239
7	20	3	0,001822	60	0,07	0,2	216	0,02239
8	20	3	0,001822	60	0,07	0,2	216	0,02239
9	20	3	0,001822	60	0,07	0,2	216	0,02239
10	20	3	0,001822	60	0,07	0,2	216	0,02239
11	25	3	0,001687	50	0,05	0,2	180	0,01866
12	25	4,9	0,002755	50	0,05	0,2	294	0,03048
13	25	5,7	0,003205	50	0,05	0,2	342	0,03546
14	32	5,7	0,00516	45	0,03	0,2	307,8	0,03191
15	25	4,9	0,002755	50	0,05	0,2	294	0,03048
16	40	8,2	0,006962	30	0,02	0,2	295,2	0,03061
17	50	3	0,003871	20	0,02	0,2	72	0,00746
							ΣHпод	0,322656
Циркуляційне півколо								
1*	16	4,9	0,002755	4	0,73	0,2	23,52	0,00244
2*	16	5,7	0,003205	7	1,25	0,2	47,88	0,00496
3*	20	5,7	0,00516	60	2,92	0,2	410.4	0,04255

					ПФНУК 14.4.057.20.01 ПЗ			Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				63

4*	20	4,6	0,010319	60	1,4	0,2	331,2	0,03434
5*	25	6,9	0,020638	50	0,68	0,2	414	0,04292
6*	25	8,5	0,017434	50	0,54	0,2	510	0,05288
7*	32	30,1	0,038072	45	0,85	0,2	1625,4	0,16852
ΣНцир								0,348609

Сума втрат напору на розрахункових ділянках подавального трубопроводу системи гарячого водопостачання, м вод.ст., визначається як:

$$\sum H_{tot,l} = \sum_{n=1}^N \Delta H,$$

де N – кількість розрахункових ділянок подавального трубопроводу.

Визначення тепловтрат подавальних трубопроводів в системі гарячого водопостачання та циркуляційних витрат:

Втрати теплоти на розрахунковій ділянці системи ГВ, Вт, визначаються:

$$Q^{ht} = q \cdot l,$$

де q – втрати теплоти 1 м трубопроводу даного діаметру, Вт/м, визначаються за таблицею дод.4. залежно від типу трубопроводу, його прокладання та діаметру;

l – довжина ділянки, м.

Сумарні втрати теплоти трубопроводами системи ГВП $\sum Q^{ht}$, кВт, визначаються за формулою:

$$\sum Q^{ht} = \sum_{i=1}^i Q_i^{ht} + \sum_{i=1}^i Q_{cm} + n Q_{c.p.},$$

де $\sum_{i=1}^i Q_i^{ht}$ – сума тепловтрат всіх ділянок трубопроводів; $\sum_{i=1}^i Q_{cm}$ – сума тепловтрат трубопроводів стояків; n – кількість сушарок рушників;

Визначення циркуляційних витрат на ділянках системи ГВП необхідно починати з головної ділянки. Для інших ділянок системи циркуляційна витрата розподіляється пропорційно до величин сумарних втрат теплоти трубопроводами включно до вузлових точок. Циркуляційна витрата гарячої води, л/с, на головній ділянці системи ГВП визначається за формулою[2]:

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ			Арк.
								64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				

$$q^{cir} = \beta \cdot \frac{\sum Q^{ht}}{c \cdot \Delta t},$$

де β – коефіцієнт, який враховує розрегулювання циркуляції в системі гарячого водопостачання; $\sum Q^{ht}$ – сумарні тепловтрати трубопроводами системи ГВП, кВт; $c = 4,187 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ – теплоємність води; Δt – різниця температур в подавальних трубопроводах системи ГВП до найвіддаленішої водорозбірної точки, °С.

Вибір значень Q^{ht} , Δt та β залежить від схеми ГВП:

Для систем, в яких не передбачається циркуляція води по водорозбірних стояках Q^{ht} визначається за подавальними і розподільними трубопроводами, $\Delta t = 10^\circ\text{C}$, $\beta = 1$;

Після визначення значень циркуляційних витрат q^{cir} на ділянках, перевіряємо значення коефіцієнта k^{cir} на розрахункових ділянках. Якщо його значення є більше від 0, то необхідно скоректувати витрату води на початкових ділянках і, відповідно, втрати напору, а якщо потрібно також і значення діаметрів подавальних трубопроводів в таблиці 3.

4.2.2 Гідравлічний розрахунок подавальних і циркуляційних трубопроводів системи гарячого водопостачання в режимі циркуляції

Втрати напору на ділянках трубопроводів під час розрахунку режиму циркуляції визначаються аналогічно режиму водорозбору

Під час розрахунку подавального півкола діаметри на ділянках подавальних трубопроводів вже є відомі (дивитися таблицю 4.2), відповідно за відомими значеннями діаметрів ділянок та циркуляційних витрат (дивитися таблицю 4.2) визначаються всі решта необхідних табличних показників.

Під час розрахунку циркуляційного півкола діаметри трубопроводів ділянок циркуляційного півкола приймаються на 1–2 калібри менше відповідних ділянок подавального трубопроводу.

У кожному півколі вираховується сума втрат напору:

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\sum H_{\text{под.тр}}^p$ – втрати напору в подавальних трубопроводах системи в розрахунковому циркуляційному режимі, м вод. ст.;

$\sum H_{\text{цир.тр}}^p$ – втрати напору в циркуляційних трубопроводах в розрахунковому циркуляційному режимі, м вод. ст.

Сумарні втрати напору в подавальних і циркуляційних трубопроводах до найбільш віддалених стояків кожної гілки системи не повинні відрізнятися для різних гілок більше ніж на 10% [2].

Діаметри трубопроводів циркуляційних стояків необхідно визначати таким чином, що при циркуляційних витратах в стояках або секційних вузлах втрати тиску між точками приєднання їх до розподільчого подавального і збірною циркуляційного трубопроводу не відрізнялися більше ніж на 10% [4].

4.3 Підбір водоміра холодної води

У випадку закритої системи тепlopостачання лічильники витрати води необхідно встановлювати перед підігрівниками на вводі холодного водопроводу. Діаметр умовного проходу лічильника приймають за величиною середньогодинної витрати води за добу максимального водоспоживання q_T^h , яка не повинна перевищувати експлуатаційну витрату водоміра [2]. Ще один лічильник встановлюємо на загальному циркуляційному трубопроводі.

Для прийнятого водоміра визначаємо такі технічні характеристики: діаметр умовного проходу $d_y=20$ мм;

номінальна витрата 1,2 м³/год;

верхня межа витрати 3 м³/год;

нижня межа 0,03 м³/год;

поріг чутливості 0,015 м³/год.

Втрати напору у водомірі при пропуску секундної витрати води, м вод.ст., визначаються за формулою:

$$h = S \cdot q^2,$$

$$h = 14,5 \cdot 0,09^2 = 0,12 \text{ м. вод.ст.}$$

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де q – розрахункова секундна витрата води на ділянці, л/с; $S = 14,5 \text{ м/}(\text{м}^3/\text{год})^2$ – гідравлічний опір лічильника, приймається за даними табл.4[3].

Визначаємо технічні характеристики лічильника на ввіді:

діаметр умовного проходу $d_y = 40 \text{ мм}$;

номінальна витрата $6,4 \text{ м}^3/\text{год}$;

верхня межа витрати $16 \text{ м}^3/\text{год}$;

нижня межа $0,16 \text{ м}^3/\text{год}$;

поріг чутливості $0,08 \text{ м}^3/\text{год}$.

Втрати напору у водомірі при пропуску секундної витрати води,

м вод.ст., визначаються за формулою:

$$h = S \cdot q^2,$$

$$h = 0,5 \cdot 0,45^2 = 0,10 \text{ м. вод.ст.}$$

де q – розрахункова секундна витрата води на ділянці, л/с; $S = 0,5 \text{ м/}(\text{м}^3/\text{год})^2$ – гідравлічний опір лічильника, приймається за даними табл.4[2].

4.4 Підбір насосів

Підвищувальні насоси

Підвищувальні насоси підбираються за величинами розрахункових витрат гарячої води $q^{h,cir}$ та сумарних втрат напору в системі.

Потрібний напір для режиму водорозбору визначається як сума втрат напору, м вод.ст.:

$$H^{nomp} = H_{geom} + \sum H_{tot,l} + H_f + h + H_n,$$

$$H^{nomp} = 22,7 + 2,4 + 2 + 0,10 + 1,27 = 28,47 \text{ м вод.ст.}$$

де $H_{geom} = 22,7 \text{ м}$ – геометрична висота подачі води, м, від вісі насосу до найбільш високо розташованого санітарно-технічного приладу;

$\sum H_{tot,l} = 2,4 \text{ м вод.ст.}$ – сума втрат напору на розрахункових ділянках подавального трубопроводу системи гарячого водопостачання, м вод.ст.(див. табл. 3); $h = 0,12 \text{ м. вод. ст.}$ – втрати напору в лічильниках витрати води (водомірах), м вод.ст.; $H_f = 2 \text{ м вод.ст.}$ – вільний напір санітарно-технічного

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

приладу (ванна) за даними дод.2[2], м вод.ст.; $H_{\Pi} = 1,27$ м вод.ст. – втрати напору в трубах водопідігрівника, м вод.ст.

Розрахунковий напір підвищувальних насосів визначається за формулою:

$$H_p = H^{nomp} - H_g,$$

$$H_p = 28,47 - 25,18 = 3,29 \text{ м вод.ст.}$$

де $H_g = 25,18$ м вод.ст. – найменший гарантований напір в зовнішній водопровідній мережі (для закритих систем тепlopостачання), м вод.ст., для відкритих систем тепlopостачання H_g – напір у зворотній магістралі теплової мережі на вводі в будинок в місці приєднання до неї системи ГВ, м вод.ст.

Отже, підбираємо підвищувальний насос за витратою $q^h = 1.62$ м3/год, та напором $H_p = 3,29$ м. вод.ст., встановлюємо один робочий та один резервний насос.

Встановлюємо один робочий насос типу K5 /15:

- потужність $P = 1,5$ кВт;
- максимальний напір $H_{\max} = 15$ м вод. ст.
- максимальна витрата $G_{\max} = 5$ м3/год;
- частота обертання $n = 2240$ об/год;

Циркуляційні насоси

Напір циркуляційних насосів, м вод. ст., визначається за формулою:

$$H_{ц.н.} = \sum H_{цир.тр.} + \left(\frac{\chi \cdot q^{h,cir} + q^{cir}}{q^{cir}} \right)^2 \cdot \sum H_{под.тр.},$$

$$H_{ц.н.} = 0,49 + \left(\frac{0,15 \cdot 0,45 + 0,12}{0,12} \right)^2 \cdot 0,29 = 1,20 \text{ м вод. ст.}$$

де $\sum H_{цир.тр.} = 0,49$ м. вод. ст. – втрати напору в циркуляційних трубопроводах в циркуляційному режимі, м вод.ст.; χ – доля залишкового водорозбору. Для будинків довжиною до 60 м $\chi = 0,15$, $\sum H_{под.тр.} = 0,25$ м. вод.

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

ст.— втрати напору в подавальних трубопроводах в циркуляційному режимі, м вод.ст.

За значеннями $H_{ц.н.}$, м вод. ст., та q^{cir} , л/с, Приймається насос з наступними характеристиками:

- потужність $P=0,13$ кВт;
- максимальний напір $H_{max}=2$ м вод. ст.
- максимальна витрата $G_{max}=2,5$ м³/год
- частота обертання $n=3000$ об/год;

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 5. Розрахунок дахової котельні

5.1 Вихідні дані:

1. Місце будівництва – Кропивницький .
2. Теплове навантаження, МВт.
 - система опалення і вентиляції – 0,26;
 - система гарячого водопостачання – 0,25 .
3. Тип палива – газ .
4. Тип котельні – дахова.
- 5.Схема системи тепlopостачання – 4 трубна закрита.

5.2 Склад палива і розрахунок процесів горіння.

Розрахунки проводяться на 1 кг твердого і рідкого палива або на 1 м³ сухого газоподібного палива при нормальних умовах. Користуючись стехіометричними рівняннями, наведеними в табл. 5.1, визначаються основні показники процесу горіння палива. Ентальпія продуктів горіння палива визначається для двох температур – 100 °С і 2300 °С при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1,0$ і $\alpha = 1,4$. На підставі отриманих даних будується графік залежності ентальпії продуктів горіння від температури продуктів горіння.

5.3 Визначення теплової потужності ТГУ і вибір типу та кількості котлоагрегатів.

Теплова потужність опалювальних теплогенеруючих установок (МВт) з водогрійними котлами визначається за формулою:

$$Q_{\text{ТГУ}} = A Q_{\text{ОВ}} + B Q_{\text{ГВ}}$$

Коефіцієнти А і Б залежать від схеми системи тепlopостачання і типу Палива

Для закритої схеми і для палива газ :

$$A = 1,0180 \quad B = 1,0180$$

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{\text{ТГУ}} = 0,26 \times 1,0180 + 1,0180 \times 0,25 = 0,52 \text{ МВт.}$$

Склад палива (% за об'ємом) :

$\text{CH}_4=98,5$

$\text{N}_2=-$

$\text{C}_2\text{H}_6=1$

$\text{CO}_2= -$

$\text{C}_3\text{H}_8=-$

$\text{C}_4\text{H}_{10}=0.5$

$\text{C}_5\text{H}_{12}=-$

Найнижча теплота горіння палива $Q_{\text{H}}^{\text{c}} = 36,56 \text{ МДж/м}^3 = 8738 \text{ Ккал/м}^3$.

Таблиця 5.1 Розрахунок процесу горіння палива

Назва величини при $\alpha = 1$	Формула для розрахунку (газоподібне паливо)	Значення, $\text{м}^3/\text{м}^3$
1. Теоритичний об'єм повітря, необхідний для горіння палива.	$V^0 = 0.0476 \cdot [0.5\text{CO} + 0.5\text{H}_2 + 1.5\text{H}_2\text{S} + \sum (m+n/4)\text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2]$	9,63
2. Теоритичний об'єм триатомних сухих газів.	$V_{\text{RO}_2} = 0.01 \cdot (\sum m\text{C}_m\text{H}_n + \text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S})$	1,025
3. Теоритичний об'єм двоатомних газів.	$V_{\text{R}_2} = 0.79 \cdot V^0 + 0.01 \cdot N$	7,6
4. Теоритичний об'єм водяної пари.	$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0.01 (\sum n/2 \cdot \text{C}_m\text{H}_n + \text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + 0.124 d_r) + 0.0161 \cdot V^0$	2,025
5. Загальний об'єм димових газів.	$V_{\text{r}}^0 = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{R}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}$	10,65
6. Ентальпія продуктів горіння при температурі газів (кДж/м^3).	$J_{\text{r}}^0 = (V_{\text{RO}_2} \cdot C_{\text{RO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot C_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{R}_2} \cdot C_{\text{R}_2}) \cdot t_{\text{r}}$	$J_{\text{r}}^0(100) = 1458$ $J_{\text{r}}^0(2300) = 41427$
7. Ентальпія продуктів горіння при $\alpha > 1$ (кДж/м^3).	$J_{\text{r}} = J_{\text{r}}^0 + (\alpha - 1) \cdot J_{\text{п}}^0$ $J_{\text{п}}^0 = V^0 \cdot C_{\text{п}} \cdot t_{\text{п}}$	$J_{\text{п}}^0 = 1251$ $J_{\text{п}}^0 = 33444$ $J_{\text{r}} = 1958$ $J_{\text{r}} = 54804$

В наведених формулах:

- CH_4 , C_mH_n , N , CO_2 , H_2S , O , CO – процентний вміст відповідно метану, насичених вуглеводнів, азоту, двоокису вуглецю, сірководню, кисню, окису вуглецю, водню в 1 м^3 сухого газоподібного палива;

- C_n , C_{RO_2} , $\text{C}_{\text{H}_2\text{O}}$, C_{R_2} – питома об'ємна теплоємність, відповідно, повітря, двоатомних та триатомних газів, водяної пари, $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$

Кількість і потужність котлоагрегатів вибираються так, щоб в різних режимах роботи котельні протягом опалювального періоду вони працювали з навантаженням, максимально близьким до номінального.

В котельні встановлюються однотипні котлоагрегати з однаковою тепловою потужністю; як правило, рекомендується встановлювати три або чотири котлоагрегати.

Якщо ж у котельні встановлюється модульний котлоагрегат, то визначаємо необхідну кількість модулів нагрівання (шт.):

$$n_m = \frac{Q_{\text{ТГу}}}{g_m} = \frac{0,52}{0,1} = 5,2, \text{ приймаємо } 6 \text{ шт.}$$

де g_m – теплова потужність одного модуля нагрівання, МВт.

З додатка 5 вибираємо тип котлоагрегату з тепловою потужністю.

Розрахункова витрата палива V_p (кг/год; $\text{м}^3/\text{год}$) котельнею визначається за формулою:

$$V_p = Q_{\text{ТГу}} / Q_n^p \cdot \eta = 0,52 \cdot 3600 / 36,56 \cdot 0,9 = 45,2 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Q_n^p – нижча розрахункова теплота горіння заданого типу палива ($\text{кДж}/\text{кг}$; $\text{кДж}/\text{м}^3$);

η – ККД вибраного типу котлоагрегату (додаток 5).

Приймаємо котел: Укрінтерн МН 100

- Тип палива : газ

- Габаритні розміри:

$L=711 \text{ мм}$

$B=500 \text{ мм}$

$H=220 \text{ мм}$

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

-Під'єднання труб:

$$a \cdot b(d_2) = 150 \cdot 490 \text{ мм}$$

$$d_1 = 100 \text{ мм}$$

$$-T_1 = 95$$

$$-T_2 = 110$$

$$-К.К.Д. = 90\%$$

$$-\Delta P = 4^*$$

5.4 Розрахунок теплової схеми ТГУ.

При розробці теплової схеми котельні з водогрійними котлами слід враховувати такі вимоги:

- не допускається можливість локального закипання теплоносія;
- при виборі температурного режиму роботи котлоагрегату не допускається можливість випадання кондєнсату на його поверхнях (мінімальна температура води на вході в котлоагрегат при його роботі на газі і малосірчистому мазуті приймається не нижче ніж 70°C , а при роботі на сірчистому мазуті – не нижче 90°C).

В дипломній роботі розглядаються закрита чотиритрубна схема. Розрахункові формули для цієї схеми наведені в табл.3. Розрахунок проводиться для чотирьох температурних режимів: при температурі холодної п'ятиденки $t_{хп}$, температурі холодного періоду $t_{хм}$, температурі опалювального періоду $t_{оп}$ і розрахунковій літній температурі ($t_{л} = 8^\circ\text{C}$). Температура мережевої води при вказаних температурах зовнішнього повітря приймається за температурним графіком залежно від $t_{хп}$ і розрахунковим параметром теплоносія.

При проведенні розрахунку теплової схеми ТГУ задаємося наступними температурами води:

- температура води на вході в установку водопідготовки $t_B = 5^\circ\text{C}$;
- температура води після теплообмінника № 2 $t_B Q_Q = 25^\circ\text{C}$;
- температура води після теплообмінника № 1 $t_{хво} Q_Q = 65^\circ\text{C}$;
- температура гарячої тгв в місцях водорозбору:

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

а) не нижче 60 °С – для систем гарячого водопостачання, приєднаних до відкритих систем теплопостачання;

б) не нижче 50 °С – для систем гарячого водопостачання, приєднаних до закритих систем теплопостачання.

Таблиця 5.2 Розрахунок для чотирьох температурних режимів

№	Параметр	Формула	Схема системи теплопостачання			
			t _{х5}	t _{хп}	t _{оп}	t _л
1	Розрахункова температура зовнішнього повітря t _з ^р , °С	середня температура холодної п'ятиденки, холодного місяця, опалювального періоду, літня	-23	-11	-0,8	8
2	Витрата теплоти на опалення, Q _{ОВ} , МВт	$Q_{ОВ} = Q_{ОВ}^p \cdot \frac{(18 - t_z)}{(18 - t_z^p)}$	0,24	0,16	0,11	0,06
3	Витрати теплоти на гаряче водопостачання, Q _{ГВ} , МВт	$Q_{ГВ}^{літ} = 0,82 \cdot Q_{ГВ}^{зим}$	0,26	0,26	0,26	0,21
4	Загальна теплова потужність ТГУ, Q _{ТГУ} , МВт	$Q_{ТГУ} = Q_{ОВ} + Q_{ГВ}$	0,5	0,42	0,37	0,27
5	Температура мережевої води на виході з ТГУ, T ₁ , °С	За температурним графіком	95	72	70	70
6	Температура мережевої води на вході в ТГУ, T ₂ , °С	За температурним графіком	70	55	46	46
7	Витрата мережевої води на потреби ОВ, G _{ОВ} , кг/с	$G_{ОВ} = \frac{Q_{ОВ} \cdot 10^3}{4,19 \cdot (T_1 - T_2)}$	2,29	2,24	1,09	0,6
8	Витрата гарячої води у споживачів, G _{ГВ} ^{спож} , кг/с	$G_{ГВ}^{спож} = \frac{Q_{ГВ} \cdot 10^3}{4,19 \cdot (t_{ГВ} - t'_B)}$	1,7	1,7	1,7	1,25
9	Витрата мережевої води на ГВ, G _{ГВ} , кг/с	$G_{ГВ} = \frac{Q_{ГВ} \cdot 10^3}{4,19 \cdot (T_1 - T_2)}$	2,48	3,6	2,5	2,0

10	Витрата циркуляційної води, $G_{ц}$, кг/с	$G_{ц} = (0.05 - 0.1) \cdot G_{ГВ}^{спож}$	0.17	0,17	0,17	0,125
11	Загальна витрата мережевої води, $G'_м$, кг/с	$G'_м = G_{ОВ}$	2,29	2,24	1,09	0,6
12	Витрата води на підживлення, $G_{підж}$, кг/с	$G_{підж} = (0,02 - 0,025) \cdot G'_м$	0.057	0.056	0.02 7	0.015
13	Продуктивність установки ХВО, $G_{ХВО}$, кг/с	$G_{ХВО} = G_{підж}$	0,057	0,056	0,02 7	0,015
14	Витрата теплоти на власні потреби, $Q_{ВП}$, МВт	$Q_{ВП} = 0,03 \cdot Q_{ТГУ}$	0.015	0.012 6	0.01 1	0.0081
15	Загальна теплова потужність ТГУ, $Q'_{ТГУ}$, МВт	$Q'_{ТГУ} = Q_{ОВ} + Q_{ГВ} + Q_{ВП}$	0.515	0.433	0.38 1	0.278
16	Витрата води через котлоагрегат при розрахунковому режимі, $G_к$, кг/с	$G_к = \frac{Q'_{ТГУ} \cdot 10^3}{(4,19 \cdot (t''_к - t'_к))}$	4.91	4,91	4,91	4,91
17	Температура води на виході з котлоагрегату, $t''_к$, °С	$t''_к = t'_к + \frac{Q'_{ТГУ} \cdot 10^3}{(4,19 \cdot G_к)}$	95	95	95	95
18	Витрата гріючої води на теплообмінник №1, $G_{Т_1}$, кг/с	$G_{Т_1} = \frac{G_{ХВО} \cdot (t''_{ХВО} - t'_{ХВО})}{(t''_к - 70)}$	0.091	0.078	0.06 9	0.08
19	Витрата гріючої води на теплообмінник №2, $G_{Т_2}$, кг/с	$G_{Т_2} = G_{Т_1}$	0.091	0.078	0.06 9	0.08
20	Витрата гріючої води на деаратор, $G_д$, кг/с	$G_д = 0,01 \cdot G_{Т_1}$	0.000 91	0.000 78	0.00 069	0.0008
21	Витрата води на власні потреби ТГУ, $G_{ВП}$, кг/с	$G_{ВП} = G_{Т_1} + G_{Т_2} + G_д$	0.183	0.157	0.13 9	0.161

22	Витрата води на вході в мережеві помпи, G_M'' , кг/с	зима літо	$G_M'' = G_M' + G_{ГВ}$ $G_M'' = G_{ГВ}$	5,38 -	5,84 -	3,59 -	- 2,6
23	Температура води на вході в мережеві помпи, $t_{сум}$, °C		$t_{сум} \approx T_2$	70	55	46	46
24	Витрата води на лінії рециркуляції, G_{pc} , кг/с		$G_{pc} = G_k \cdot \frac{(t' - T_2)}{(t'' - T_2)}$	0	1,84	2,4	2,4
25	Витрата води на перемишці, $G_{ПМ}$, кг/с		$G_{ПМ} = G_M' \cdot \frac{(t'' - T_1)}{(t'' - T_2)}$	0	1,2	0,55	0,3
26	Розрахункова витрата води через котлоагрегат, G_k , кг/с		$G_k^p = \frac{Q_{OB} \cdot 10^3}{4,19 \cdot (t_k'' - t_k')} + G_{ВП}$	2,47	2,0	1,8	1,6
27	Відносна похибка		$\Delta = \frac{G_k^p - G_k}{G_k^p} \leq 2$	0,49	0,59	0,63	0,6

В розрахунку прийнято такі температури:

- температура холодної води в літній період $t_b' = 10^\circ\text{C}$; в опалювальний період $t_b' = 5^\circ\text{C}$;
- температура теплоносія на вході в котлоагрегат $t_k' = 70^\circ\text{C}$;
- температура теплоносія на виході з котлоагрегату $t_k'' = 95^\circ\text{C}$;
- температура води перед установкою ХВО, після першого теплообмінника $t_b'' = 25^\circ\text{C}$;
- температура теплоносія на виході з установки ХВО $t_{ХВО}' = 25^\circ\text{C}$;
- температура теплоносія після другого теплообмінника $t_{ХВО}'' = 65^\circ\text{C}$.

5.5 Визначення номінальної годинної витрати газу котельні.

Номінальна витрата газу котельні визначається із залежності:

$$q_{nom} = Q \cdot 3,6 / Q_H^c$$

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

- номінальне теплове навантаження котельні, кВт

Для котельні виписуємо номінальне теплове навантаження:

$$q_{nom} = (530 \cdot 3,6) / 36,56 = 50,2 \text{ м}^3/\text{год};$$

5.6 Гідравлічний розрахунок газопроводів-вводів і внутрішніх газопроводів

Таблиця 5.3 Гідравлічний розрахунок

№	l діл	Vp	d	p/l	ΔPl, Па	ΔPм, Па	ΔPг, Па	ΔP, Па
1-2.	1,6	10,04	32	4	6,4	18	1,40	25,80381
2-3.	1,6	20,08	40	6	9,6	18	0	27,6
3-4.	4,8	30,1	50	3	14,4	13,5	0	27,9
4-5.	1,6	40,2	70	6	9,6	27	0	36,6
5-6.	40,5	50,2	76	7	283,5	3,5	-11,70	275,3016
6-7.	10,2	50,2	76	7	71,4	3,5	-11,70	63,20158
								456,407

5.7 Аеродинамічний розрахунок газоповітряного тракту котельні

Газоповітряний тракт котельні розбивається на окремі розрахункові ділянки, на яких швидкість і витрата продуктів горіння є постійно і які виготовленні з того ж матеріалу.

Об'єм продуктів горіння при розрахунковому навантаженні і температурі $t = 0^\circ\text{C}$ рівний:

$$V_{III}^0 = B_p \cdot (V_{II}^0 + \Delta\alpha \cdot V^0), \text{ м}^3/\text{год}$$

де B_p – розрахункова витрата палива ($B_p = 45.2 \text{ м}^3/\text{год}$);

$\Delta\alpha$ – величина присмоктав повітря в котлоагрегаті (при спалюванні газу $\Delta\alpha = 0,15$).

Отже:

$$V_{III}^0 = 45.2 \cdot (10,85 + 0,15 \cdot 9,63) = 555,7, \text{ м}^3/\text{год}$$

Значення температури продуктів горіння на кожній з розрахункових ділянок $\Delta t_{діл}$ знаходять за формулою:

$$\Delta t_{діл} = l \cdot \Delta t_{пит}, ^\circ\text{C}$$

де l – довжина розрахункової ділянки;

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ		Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			77

$\Delta t_{\text{пит}}$ – питоме падіння температури продуктів горіння (для металевої частини)

$$\Delta t_{\text{пит}} = 1,9^{\circ}\text{C}/\text{м}; \text{ для цегляної частини } \Delta t_{\text{пит}} = 0,35^{\circ}\text{C}/\text{м}.$$

Газоповітряний тракт розбиваємо на 4 ділянки, на цегляну та металеву ділянки труби.

Металева частина димової труби має висоту (довжину) 6 м і розміри в плані $0,496 \times 0,148$ м, площу поперечного перерізу $0,075 \text{ м}^2$. Враховуючи, що ділянка в нас тільки 1 і вона металева, в подальших розрахунках враховуємо зниження температури продуктів горіння тільки на ній. В металевій частині зниження температури продуктів горіння буде:

$$\Delta t_{\text{м.ч.}} = 6 \cdot 1,9 = 11,4 \approx 11^{\circ}\text{C}.$$

Загальне падіння температури димових газів в димовій трубі буде рівним

$$\Delta t = \Delta t_{\text{м.ч.}} = 11^{\circ}\text{C}$$

Середня температура продуктів горіння на розрахунковій ділянці рівна:

$$t_{\text{діл}}^{\text{ср}} = \frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{вих}}}{2}, ^{\circ}\text{C}$$

де $t_{\text{вих}}$ – температура продуктів горіння на виході з розрахункової ділянки,

$$t_{\text{вих}} = t_{\text{вх}} - \Delta t_{\text{діл}}$$

$t_{\text{вх}}$ – температура продуктів горіння на вході розрахункової ділянки; оскільки прийнято, що ділянки 1 ізолювані і в ній немає падіння температури, то $t_{\text{вх}}$ металевої частини труби буде рівна температурі виходу продуктів горіння із котлоагрегату, тобто $t_{\text{вх}} = T_2 = 110^{\circ}\text{C}$ [6].

Отже, після розрахунків отримаємо:

металева частина:

$$t_{\text{вих}} = 110 - 11 = 99^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{м.ч.}}^{\text{ср}} = \frac{110 + 99}{2} = 104,5, ^{\circ}\text{C}$$

Величина природної тяги, яка виникає в димовій трубі:

$$H_{\text{тр}} = g \cdot h_{\text{тр}} \cdot (\rho_{\text{п}} - \rho_{\text{т}}), \text{ Па.}$$

де $h_{\text{тр}}$ - загальна висота димової труби, м (6 м);

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

$\rho_{\text{п}}$ і $\rho_{\text{г}}$ – відповідно, густина зовнішнього повітря (при $t_3 = t_{\text{х.5}}$) і продуктів горіння при їх середній температурі в димовій трубі $t_{\text{д.т.}}^{\text{ср}}$:

$$t_{\text{д.т.}}^{\text{ср}} = \frac{t_{\text{вх}} + (t_{\text{вх}} - \sum \Delta t_{\text{діл}})}{2}, ^\circ\text{C}$$

Тобто: $t_{\text{д.т.}}^{\text{ср}} = 104.5 ^\circ\text{C}$.

Густини зовнішнього повітря та димових газів при відповідних температурах визначимо із залежності: $\rho = \frac{353}{273+t} \text{ кг/м}^3$. Розрахунок зводимо в таблицю 5.6

Таблиця 5.6 Густина зовнішнього повітря та димових газів.

Температура, $^\circ\text{C}$	-23	104.5	110
Густина, кг/м^3	1,4	0.94	0.92

Отже, величина природної тяги, що виникає в димовій трубі буде рівною:

$$H_{\text{тр}} = 9,81 \cdot 6 \cdot (1,4 - 0,92) = 28,3 \text{ Па.}$$

Дійсна об'ємна годинна витрата продуктів горіння на кожній із розрахункових ділянок $V_{\text{діл}}$, $\text{м}^3/\text{год}$, буде рівною:

$$V_{\text{діл}} = V_{\text{пг}}^0 \cdot \left(1 + \frac{t_{\text{діл}}^{\text{ср}}}{273} \right) \cdot \text{м}^3/\text{год}$$

$$V_{\text{діл}} = 555,7 \cdot \left(1 + \frac{104,5}{273} \right) = 768,4 \text{ м}^3/\text{год}$$

Для визначення поперечного перерізу димоходів задаємося швидкістю руху димових газів в газоходах, рівною 3 м/с. Газоходи приймаємо прямокутного поперечного перерізу.

Потрібна площа поперечного перерізу кожної ділянки $f_{\text{діл}}^{\text{потр}}$:

$$f_{\text{діл}}^{\text{потр}} = \frac{V_{\text{діл}}}{3600 \cdot \omega}, \text{ м}^2,$$

$$f_{\text{діл}}^{\text{номр}} = \frac{768,4}{3600 \cdot 5} = 0,042 \text{ м}^2$$

де ω – швидкість руху димових газів, м/с (5 м/с).

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

За отриманими значеннями $f_{\text{діл}}^{\text{потр}}$ приймається стандартний канал з найближчою площею поперечного перерізу $f_{\text{діл}}$ та визначається дійсна швидкість продуктів горіння на ділянці за формулою:

$$\omega_{\text{діл}} = \frac{V_{\text{діл}}}{3600 \cdot f_{\text{діл}}} \cdot \text{м/с}$$

$$\omega_{\text{діл}} = \frac{768,4}{3600 \cdot 0,042} = 5,0 \text{ м/с}$$

Розрахунок площі поперечного перерізу газоходів та визначення дійсної швидкості руху

Втрати тиску на розрахунковій ділянці визначаються за формулою:

$$\Delta h = 1,1 \cdot \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\omega^2}{2} \cdot \rho, \text{ Па,}$$

$$\Delta h = 1,1 \cdot \left(0,02 \cdot \frac{6}{0,23} + 1 \right) \cdot \frac{5,0^2}{2} \cdot 0,94 = 19,67, \text{ Па}$$

де λ – коефіцієнт опору тертя, для металевих газоходів – $\lambda = 0,02$;

l – довжина ділянки, м;

d – діаметр каналу, м, при прямокутному перерізі зі сторонами a і b приймається як еквівалентний діаметр: $d_e = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b}$, м;

$\sum \xi$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів, визначається в даному випадку $\sum \xi = 1$;

ρ – густина продуктів горіння при середній температурі на ділянці, кг/м^3 .

$$d_e = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b} = \frac{2 \cdot 0,490 \cdot 0,15}{0,490 + 0,15} = 0,23, \text{ м}$$

Загальний опір газового тракту визначається за залежністю:

$$\Delta h = \Delta h_m + \Delta h_k + \Delta h_{\text{ш}} + \Delta h_{\text{діл}}, \text{ Па.}$$

Δh_m - мінімальне розрідження в топці, приймається $\Delta h_m = 30 \text{ Па}$

Δh_k - аеродинамічний опір котла (дод.1). Величина необхідного розрідження за котлом

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$(\Delta h_m + \Delta h_k + \Delta h_{\text{ш}} = 4 \text{ Па})$$

$\Delta h_{\text{ш}}$ - аеродинамічний опір шибера за котлом, який дорівнює $\Delta h_{\text{ш}} = 10 \text{ Па}$

$$\Delta h = 3 + 19,67 = 22,67 \text{ Па}$$

Оскільки загальний опір газового тракту є меншим за величину природної тяги, що створює димова труба ($H_{\text{тр}} = 28,3 \text{ Па} \geq 1,15 \cdot \Delta h = 26 \text{ Па}$), то котельня може працювати на природній тязі.

5.8 Підбір допоміжного обладнання

Помпи підбираються за їх розрахунковою продуктивністю та потрібним напором. При цьому слід звертати увагу на максимальну температуру води, і допустимий тиск для даного типу помпи, а також на те, щоб помпа працювала з максимальним ККД.

Тип помп та їх характеристики приймалися з [8]. При цьому передбачено встановлення групи з двох помп – робочої та резервної.

Оскільки мережева і циркуляційна помпи закладені в модулях, то підбираємо лише живильну помпу.

Продуктивність живильних помп приймається з табл. 3, п. 12 (0,057 м³/год). Напір живильних помп приймається з умови забезпечення статистичного напору в системі, який становить 25..30 м. в. ст.

Приймаємо:

1 шт. Wilo-Top-D40; число обертів 1400 хв⁻¹; максимальний робочий тиск 10bar; номінальна потужність 20w; потрібна потужність 70 w

Установки водопідготовки

Вибір обладнання установки водопідготовки залежить від якості вихідної води і теплової потужності котельні і типу системи тепlopостачання. В проекті слід передбачити встановлення блочної установки водо підготовки. Вибір типу установки здійснюється за її продуктивністю, яка повинна дорівнювати кількості живильної води (0,057 кг/с) ВПУ 1,0 м³/год.

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 6. Розробка заходів з охорони праці

6.1 Охорона праці при монтажу систем газопостачання

Вимоги безпеки під час виконання газонебезпечних робіт

До газонебезпечних робіт належать:

- приєднання новозбудованих газопроводів до діючої системи газопостачання;
- пуск газу;
- технічне обслуговування систем газопостачання;
- ремонтні роботи на діючих системах газопостачання і газовому обладнанні;
- аварійно-відновлювальні роботи на системах газопостачання тощо.

Керівництво газонебезпечних робіт доручається спеціалісту або найбільш кваліфікованому працівнику.

Газонебезпечні роботи повинні виконуватися бригадою у складі не менше двох працівників.

На виконання газонебезпечних робіт видається наряд-допуск з додатком інструкції із заходів безпеки. Особи, які мають право видавати наряди, визначаються наказом по СПГГ або підприємству, яке здійснює експлуатацію системи газопостачання власною газовою службою.

Газонебезпечні роботи, які періодично повторюються і виконуються в аналогічних умовах, як правило, постійним складом працюючих, можуть виконуватися без оформлення наряду-допуску за затвердженими для кожного виду робіт виробничими інструкціями і інструкціями з безпечних методів роботи. До таких належать обходи трас підземних газопроводів, технічне обслуговування газопроводів і газового обладнання без відключення газу, технічне обслуговування запірної арматури і компенсаторів, ремонт і огляд колодязів, видалення води і конденсату з газопроводів і конденсатозбірників, роботи на газовикористовувальних установках, котлах і агрегатах. На кожному підприємстві повинен бути розроблений перелік газонебезпечних робіт, які

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

виконуються без керівництва спеціаліста. Первинне виконання вищезазначених робіт проводиться з оформленням наряду-допуску.

Наряди-допуски при видачі реєструються в журналі, а по закінченню робіт здаються особі, яка його видала. Зберігаються наряди-допуски на підприємстві не менше одного року. Наряди-допуски, які видаються на врізання в діючі газопроводи, на первинний пуск газу, виконання ремонтних робіт на підземних газопроводах із застосуванням зварювання, зберігаються постійно у виконавчо-технічній документації.

Перед початком газонебезпечної роботи, яка проводиться за нарядом-допуском, відповідальний за проведення зобов'язаний проінструктувати всіх робітників на робочому місці про необхідні заходи безпеки. Після цього кожен робітник, який одержав інструктаж, повинен підписатися в наряді-допуску.

Газонебезпечні роботи виконуються, як правило, вдень.

Приєднання до діючих газопроводів середнього тиску повинно проводитися без припинення подачі газу споживачам із застосуванням спеціальних пристроїв. Зниження тиску газу в діючому газопроводі при виконанні робіт з приєднання до нього нових газопроводів повинно проводитися за допомогою вимикаючих пристроїв або регуляторів тиску. З метою недопущення підвищення тиску газу на цій ділянці газопроводу можливо використовувати наявні викидні газопроводи або встановлювати новий викидний трубопровід з вимикаючими пристроями. Скидний газ повинен спалюватися.

Газове різання і зварювання на діючих газопроводах при приєднанні до них газопроводів і їх ремонт повинні проводитися при тиску газу 40-150 даПа. Наявність вказаного тиску повинна перевірятися протягом всього часу виконання роботи. Для контролю за тиском в місці проведення робіт повинен встановлюватися манометр, розміщений на відстані не більше 100 м від місця проведення робіт. При газовому різанні або зварюванні на діючих газопроводах для попередження утворення високого полум'я місця виходу газу повинні замазуватися глиною з азбестовою крихтою. Після врізування відгалужень в

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

діючий газопровід з'єднання повинні перевірятися на щільність за допомогою приладів або мильною емульсією.

Газопроводи при пуску газу повинні продуватися газом до витіснення всього повітря. Закінчення продування визначається аналізом або методом спалювання відібраних проб. Об'ємна частка кисню в пробі газу не повинна перевищувати 1%, а згорання газу повинно проходити спокійно, без хлопання. Газоповітряна суміш при продуваннях газопроводів повинна випускатися в місцях, де унеможливлене її попадання в приміщення, а також займання від будь-якого джерела вогню.

Відкриття і заміна встановленого на зовнішніх і внутрішніх газопроводах обладнання (арматури, фільтрів, лічильників) повинні проводитися на відключеній ділянці газопроводу. Після вимикаючих пристроїв, у напрямку руху газу, повинні встановлюватися інвентарні заглушки.

При проведенні ремонтних робіт на газопроводах і обладнанні в загазованих приміщеннях поза ними повинен перебувати робітник, що спостерігає за працюючим в приміщенні, який зобов'язаний також стежити за тим, щоб поблизу не було джерела вогню. Зовнішні двері загазованого приміщення повинні бути постійно відчинені.

При внутрішньому огляді і ремонті котли та інші газифіковані агрегати повинні відключатися від газопроводу за допомогою заглушок. Заглушки, які встановлюються на газопроводах, повинні відповідати максимальному тиску газу в газопроводі. Вони повинні мати хвостовики, які виступали б за межі фланців. На хвостовиках заглушок вибивається табло із зазначенням тиску і діаметру газопроводу. Ділянки газопроводу, які відключаються, повинні відрізатися, звільнятися від газу і заварюватися наглухо.

При ремонтних роботах в загазованому середовищі повинні застосовуватися інструменти з кольорового металу, який би унеможлиблював іскроутворення. Інструменти і пристрої з чорного металу повинні бути обміднені або густо змазуватися солідолом.

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6.2 Техніка безпеки при монтажі систем опалення

При монтажі систем центрального опалення випадки травматизму можуть виникнути при виконанні таких найбільш трудомістких операцій, як свердління отворів під радіаторні кронштейни, рознесення нагрівальних приладів до місць монтажу та навішування їх на радіаторні кронштейни. Свердління отворів під радіаторні кронштейни необхідно виконувати спеціально навченому слюсарю, який має посвідчення на право роботи з електрифікованим інструментом; слюсаря необхідно забезпечити індивідуальними засобами захисту від ураження електричним струмом; при рознесенні нагрівальних приладів та іншого обладнання до місць монтажу та безпосереднього монтування - не допускати їх випадкового падіння; для виконання різьбових з'єднань стояків слюсар повинен мати трубні ключі, відповідні діаметру труб що монтуються.

Після закінчення монтажу змонтована система опалення піддається випробуванню. Випробування необхідно проводити в присутності виконавця робіт (майстра). Останнім часом широко застосовується попереднє випробування змонтованих систем стисненим повітрям; забезпечити обслуговування компресора мотористом, які мають право на виконання цієї роботи; підтримувати тиск повітря в випробуваній системі не більше 0,07 МПа (0,7 кгс / см²).

Для підтримання тиску не вище 0,07 МПа (0,7 кгс / см²) встановлюється запломбований запобіжний клапан, на якому мають бути клейма, що вказують інвентарний номер, робочий тиск, дату випробування та найменування заводу-виготовлювача. Однак незалежно від того, що клапан випробовувався на заводі-виробнику, в кожному окремому випадку перед початком випробування клапан повинен бути перевірений на "спрацьовування" при тиску 0,07 МПа (0,7 кгс / см²). Щоб уникнути засмічення клапана під час скидання надлишкового тиску місце підключення шланга від компресора повинно бути поряд з клапанами.

При попередньому випробуванні манометр повинен бути перевірений, промаркований і мати всі необхідні написи зі шкалою 0,25 МПа (2,5 кгс / см²); правильність показання манометра необхідно регулярно перевіряти контрольним

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

манометром. При перевірці місць витоку повітря і при усуненні дефектів монтажу необхідно працювати в захисних окулярах із прозорим склом.

Проводити газозварювальні і електрозварювальні роботи дозволяється тільки після випуску повітря з системи.

Після усунення дефектів монтажу, виявлених у процесі попереднього пневматичного випробування, приступають до гідравлічного випробування системи, до початку якого необхідно :

- ознайомити всіх робітників, що беруть участь у випробуванні, з розміщенням арматури і заглушок, а також зі способами видалення повітря з системи, порядком підвищення і пониження тиску під час випробування;
- перевірити всю встановлену арматуру, кріплення фланців, сгонов і надійність тимчасових заглушок; перевірити справність обпресувальні агрегату і манометра;
- встановити чергових на поверхах і проінструктувати їх.

Випробовувати систему потрібно в присутності майстра.

Випробувальний тиск для систем водяного опалення при гідравлічному випробуванні встановлено рівним 1,25 робочого тиску, але не менше 0,2 МПа (2 кгс / см²) в найнижчій точці системи; для систем парового опалення з робочим тиском до 0,07 МПа (0,7 кгс / см²) - 0,25 МПа (2,5 кгс / см²).

Підвищувати і знижувати тиск на випробувальному ділянці системи потрібно поступово, не допускаючи ударів і поштовхів.

6.3 Вимоги безпеки під час монтажу систем вентиляції

Вимоги до електрообладнання

Улаштування та розташування електрообладнання, пускорегулювальної та захисної апаратури обладнання, повинно відповідати вимогам нпаоп 40.1-1.32-01. Під час експлуатації обладнання повинні виконуватися вимоги нпаоп 40.1.

Електрична схема обладнання повинна виключати можливість його самочинного вмикання і вимикання. Обладнання повинно мати затискач заземлювальний та знак заземлення, що відповідають вимогам ГОСТ 12.2.007.0

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

та ГОСТ 21130. Значення опору між заземлювальним затискачем та кожною доступною дотиканням металевою неструмовідною частиною обладнання, яка може бути під напругою в разі пошкодження ізоляції, не повинно перевищувати 0,1 Ом. Під час випробування електродвигуна необхідно слідкувати за початком обертання ротора і подальшим процесом досягнення електродвигуном нормальної кількості обертів. У разі повільного обертання ротора, відсутності обертання, гудінні електродвигун повинен бути негайно вимкнений для виявлення причин неполадок.

У разі виявлення несправності пускового пристрою (рубильник, перемикач, магнітний пускач та інші) електродвигун не вмикати до усунення дефектів пускового пристрою.

Працюючий електродвигун необхідно негайно вимикати у випадках:

- у разі появи диму або вогню із електродвигуна або його пускорегулювальної апаратури;
- при нещасних випадках;
- у разі великої вібрації електродвигуна;
- у разі виявлення несправності вентилятора;
- у випадку надмірного нагрівання підшипників або корпусу електродвигуна.

У разі необхідності застосування пасових передач вони та всі частини установок повинні виготовлятися з матеріалів, що мають питомий об'ємний електричний опір не більше ніж 105 Ом·м, зокрема, антиелектростатичні клинові реміні, а вся установка (огорожа та інші металеві предмети поблизу паса) повинна заземлятися. (Визначення питомого опору згідно з Додатком Г).

У випадку використання пасів, виготовлених з матеріалів з питомим об'ємним електричним опором більше за 105 Ом·м потрібно застосовувати один із засобів запобігання небезпечній електризації:

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- збільшення відносної вологості повітря в місцях розташування пасової передачі не менше до 70 % ;
- електропровідні покриття (мастила) пасів;
- в особливих умовах - іонізація повітря за допомогою нейтралізаторів, установлених з внутрішньої сторони паса, якомога ближче до точки його сходу зі шківу.

Забороняється змащування пасів каніфоллю, воском та іншими речовинами, які збільшують поверхневий опір у вибухонебезпечних приміщеннях всіх класів.

Ремонт електрообладнання вентустановок повинен виконуватись у відповідності з "Правилами технической эксплуатации электроустановок потребителей".

6.4 Основні вимоги до виробничого освітлення

Для створення сприятливих умов зорової роботи, без швидкої втомлюваності очей, виникнення професійних захворювань, нещасних випадків і сприятливих для підвищення продуктивності праці та якості продукції, виробниче освітлення має відповідати таким вимогам:

Таблиця 6.1 Параметри освітлення робочої зони

Характеристика зорової роботи	Найменший розмір об'єкта розпізнавання	Розряд зорової роботи	Штучне освітлення		Природне освітлення		Суміщене освітлення			
			Освітленість, лк		КПО, %					
			При комбінованому	При загальному	При верхньому чи комбінованому	При боковому	При верхньому чи комбінованому	При боковому		
Високої точності	0,3-0,5	III	2000-400	500-200	5	2	3	1.2		
Середньої точності	0,5-1,0	IV	750-300	300-150	4	1.5	2.4	0.9		
Малої точності	1-5	V	300-200	200-100	3	1	1.8	0.6		
Загальні спостереження	-	VII	-	75-30	1	0.3	0.7	0.2		

Освітленість на робочому місці повинна відповідати характеру зорової роботи, тобто не нижче встановлених норм.

$$E_{\phi} = (0,9 - 1,2) E_n.$$

Збільшення освітленості (до визначеної межі) збільшує продуктивність праці (оптимальна освітленість підвищує продуктивність праці на 15%). Подальше збільшення освітленості приводить до збільшення відбитої блискучості, що неприємно людському оку.

Необхідно забезпечити рівномірний розподіл відблиску на робочій поверхні, а також у межах оточуючого простору. Враховує коефіцієнт нерівномірності освітлення

$$Z = E_{\max} / E_{\min}.$$

Нерівномірність освітлення у зоні розміщення робочих місць має бути 1,5 для робіт I - III розряду зорових робіт при люмінесцентних лампах, 2- при інших джерелах та 1,8 та 3 для робіт IV - VII та VIII розрядів відповідно.

Для обмеження осліплюючої дії світильників загального освітлення їх розташовують на визначеній висоті над рівнем підлоги, або використовують освітлювальну арматуру з відповідним захисним кутом, або арматуру: що розсіює світло. Щоб обмежити відблиск, наприклад, при освітленні блискучих поверхносителей (глянцевий папір, екран дисплею та ін.) треба встановлювати світильники з регульованим направленням світлового потоку чи з розсіювачами світла.

Величина освітленості має бути постійною у часі. Для цього стабілізують напругу живлення, жорстко кріплять світильники, застосовують спеціальні вклучення світильників.

Для створення правильної кольоропередачі необхідно обирати джерела світла з спектром близьким до природнього.

Всі елементи освітлюючих установок не повинні створювати небезпечні та шкідливі виробничі фактори. Слід виключити або зводити до мінімуму шум, теплові виділення, небезпеку поразки струмом, пожежо- та вибухонебезпечність світильників.

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

З метою кращих для зору умов роботи кількість та якість освітлення слід пов'язати з кольоровим оточенням. Світле фарбування інтер'єру, завдяки збільшенню кількості відображеного світла, дозволяє збільшити рівень освітленості при тій же потужності світла. Окрім того, зменшуються різкі тіні, знижуються яркостні контрасти між світильниками та поверхнями, на яких вони розміщені.

Освітні установки мають бути надійні, зручні, прості у експлуатації, економічні та естетичні.

Заходи та засоби захисту від шуму

Заходи та засоби захисту від шуму поділяються на колективні та індивідуальні, причому останні застосовуються лише тоді, коли заходами та засобами колективного захисту не вдається знизити рівні шуму на робочих місцях до допустимих значень. Призначення засобів індивідуального захисту від шуму - перекрити найбільш чутливі канали проникнення звуку в організм - вуха. Тим самим різко послаблюються рівні звуків, що діють на барабанну перетинку, а відтак і коливання чутливих елементів внутрішнього вуха. Такі засоби дозволяють одночасно попередити розлад і всієї нервової системи від дії інтенсивного подразника, яким є шум.

До індивідуальних засобів захисту від шуму належать:

- навушники;
- протишумові вкладки;
- шумозаглушувальні шоломи .

До колективного захисту від шуму та вібрації можна віднести :

- зменшення шуму в самому джерелі;
- зменшення шуму на шляху його поширення;
- організаційно-технічні заходи;
- лікувально-профілактичні заходи.

Зменшення шуму в самому джерелі - найбільш радикальний засіб боротьби з шумом, що створюється устаткуванням. Досвід показує, що ефективність заходів щодо зниження шуму устаткування, що вже працює, досить невисока,

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тому необхідно прагнути до максимального зниження шуму в джерелі ще на стадії проектування устаткування. Це досягається за допомогою наступних заходів та засобів: удосконалення кінематичних схем та конструкцій устаткування; проведення статичного та динамічного зрівноважування і балансування; виготовлення деталей, що співударяються, та корпусних деталей з неметалевих матеріалів (пластмас, текстоліту, гуми); чергування металевих та неметалевих деталей; підвищення точності виготовлення деталей та якості складання вузлів і устаткування; зменшення зазорів у з'єднаннях шляхом зменшення припусків; застосування мащення деталей, що труться, і т. ін.

Організаційно-технічні засоби захисту від шуму передбачають: застосування малошумних технологічних процесів та устаткування, оснащення шумного устаткування засобами дистанційного керування, дотримання правил технічної експлуатації, проведення планово-попереджувальних оглядів та ремонтів.

До заходів лікувально-профілактичного характеру належать попередній та періодичні медогляди, використання раціональних режимів праці та відпочинку для працівників шумних ділянок та цехів, допуск до шумних робіт з 18 років тощо.

Таблиця 5.2 Характеристика приміщень за рівнями звуку

Робоче місце	Рівні звукового тиску, дБ, в октавних смугах частот із середньо геометричними частотами, Гц								Рівні звуку і еквівалентні рівні звуку, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Приміщення КБ, програмістів ЕОМ, лабораторій теоретичних робіт тощо.	71	61	54	49	45	42	40	38	50
Приміщення керування (робочі кімнати)	79	70	63	58	55	52	50	49	60
Кабіни спостережень і дистанційного керування з мовним зв'язком по телефону	83	74	68	63	60	57	55	54	65
Приміщення і ділянки точного збирання, приміщення для експериментів	94	87	82	78	75	73	71	70	80

Постійні робочі місця у виробничих приміщеннях і на території підприємств	94	87	82	78	75	73	71	70	80
---	----	----	----	----	----	----	----	----	----

Розрахунок витрат на зовнішнє пожежогасіння

Витрату води на зовнішнє пожежогасіння приймають згідно табл.4 ДБН В.2.5-74-2013 “Водопостачання. Зовнішні мережі та споруди. Основні положення проектування”

Таблиця 5.3 Витрата води на пожежогасіння

Призначення будівель	Витрата води на одну пожежу, л/с, на зовнішнє пожежогасіння житлових і громадських будівель незалежно від їх ступенів вогнестійкості при об'ємах будівель, тис. м ³				
	до 1 включ.	від 1 до 5 включ.	від 5 до 25 включ.	від 25 до 50 включ.	від 50 до 150 включ.
Житлові будинки односекційні та багатосекційні при кількості поверхів:					
до 2 включ.	10	10	-	-	-
від 3 до 12 включ.	10	15	15	15	20
те саме 13 « 16 включ	-	-	20	25	-
« 17 « 25 включ.	-	-	-	25	30

Для моєї бакалаврської кваліфікаційної роботи витрата води становить 15 л/с, оскільки я проекту 8-ми поверховий житловий будинок об'ємом 17250 м³.

Кількість води на пожежогасіння становить 162 м³, оскільки час на гасіння пожежі становить 3 год. Кількість струменів буде рівна двом.

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		92

Висновок

В будинку спроектовані такі системи як опалення, гаряче водопостачання, вентиляція та дахова котельня з ІТП розміщеним у підвалі. Додатково виконуються такі розділ як охорона праці.

Система опалення водяна двохтрубна з горизонтальною роводкою та по квартирним обліком, трубопроводи металопластикові фірми Aquatherm, нагрівальні прилади – каналні конвектори фірми Rurgmo.

На потреби гарячого водопостачання вода готується в ІТП розміщеному у підвалі. Стояки системи виконані із сталених водогазопровідних труб. В системі передбачена циркуляція для забезпечення розрахункових параметрів гарячої води.

Внутрішнє газопостачання полягає в газифікації квартир – газоспоживаючими приладами, яких є плити чотирьохконфорочні та дахової котельні.

Кондиціонування передбачається в кабінетах директорів, що розміщені на першому поверсі, проектується встановлення Split-кондиціонерів фірми Daikin.

Система вентиляції спроектовані природня (гравітаційна) у санвузлах, та механічна в приміщеннях офісів. В частині приміщень проектується система з механічним побудженням за допомогою повітроготувальних установок фірми Vents з послідовно розташованими рекуператорами ККД яких складає близько 83%, в якості роздаючих пристроїв використовуються анемостати. В решті приміщень використовуються прямооточні приточно-витяжні провітрювані вітчизняного виробництва Prana.

Котельня спроектована дахова, з встановлення модульних котлів МН-100 Укрінтерм. Проектується встановлення шести котлоагрегатів загальною потужністю 600 кВт, навантаження на котельню 520кВт. Для кожного котла встановлюється окрема димовідвідна труба. Споживачами теплоти виробленої у котельні є системи опалення, вентиляції та гарячого водопостачання. Розподіл теплоти відбувається в ІТП, в якому передбачається встановлення двох

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						93
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ємнісних водонагрівачів для системи ГВП та обладнання підготовки теплоносія для системи опалення та вентиляції.

Розроблені заходи з охорони праці.

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						94
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Література

1. ДСТУ-N- Б-В.1.1-27:2010. Строительная климатология и геофизика.
2. ДБН В.2.6 – 31: 2006 «Теплова ізоляція будівель» - Мінбуд Ураїни, Київ, 2006;
3. Гаряче водопостачання житлового кварталу: Методичні вказівки до виконання курсової роботи з курсу «Теплопостачання» / В.Ю. Ярослав, Ю.С. Юркевич, О.О. Савченко. – Львів: Видавництво НУ «ЛП», 2007. – 40 с;
4. Каталог Укрінтерм (підбір котлів);
5. Манюк В.М., Каплинский Я.И. Справочник по наладке и эксплуатации водяных тепловых сетей. – М.: Стройиздат, 1982;
6. СНиП 2.04.05 – 91*У Отопление, вентиляция и кондиционирование, Киев.: КиевЗНИИЭП, 1996 – с. 89;
7. Лабай В.Й. Кондиціювання повітря та холодопостачання з використанням місцевих автономних кондиціонерів - Львів: триада плюс, 2004 72с.
8. Завдання і методичні вказівки до виконання курсової роботи з курсу «Кондиціювання повітря» на тему «Розрахунок та вибір split – кондиціонера для залу ЕОМ». (Укладач: В.Й. Лабай).
9. Каталог Puroto;
10. Каталог Kan-Therm;
11. Покотилів В.В. Системи водяного опотлення, Вена: фірма «HERZ Armaturen», 2008, 161 с.;
12. ДБН В.2.2-28 – 2010 Будинки і споруди. Заклади охорони здоров'я. – К.: Держбуд України, 2001;
13. Покотилів В.В. Системи водяного опотлення, Вена: фірма «HERZ Armaturen», 2008, 161 с.;
14. Вентилювання приміщень / С.С. Жуковський, О.Т. Возняк, О.М. Довбуш, З.С. Люльчак: Навч. посібник. – Львів: Видавництво НУ «ЛП», 2007. – 476 с.
15. Вентилювання приміщень. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з курсу «Вентиляція» / С.С. Жуковський, О.М. Довбуш, О.Т. Возняк – Львів: Видавництво НУ «ЛП», 2009 – 79 с;

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						95
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

16. Каталог Vents;
17. Каталог Willo;
18. Каталог кондиціонерів Daikin;
19. Каталог Purmo;
20. Жуковський С.С., Лабай В.Й. Системи енергопостачання і забезпечення мікроклімату будинків та споруд. Навчальний посібник для ВЗО. – Львів: Астрономо-геодезичне товариство, 2000. – 259 с;
21. Методичні вказівки до курсової роботи з курсу “Газопостачання”.-Львів 2005;
22. Справочник по теплоснабжению и вентиляции (издание 4 – е, переработанное и дополненное). Книга 2 – я. Р.В. Щекин, С.М. Кореневский. Киев, «Будівельник», 1976, 352 с;
23. Ионин А.А. Газоснабжение. – М.: Стройиздат, 1989;
24. ДБН В.2.5 – 20 – 2001 Газопостачання. – К.: Держбуд України, 2001;
25. . Манюк В.М., Каплинский Я.И. Справочник по наладке и эксплуатации
26. водяных тепловых сетей. – М.: Стройиздат, 1982.
27. . Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод). – Л.:Энергия, 1977.

					ПФНУК 144.057.20.01 ПЗ	Арк.
						96
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		