Міністерство освіти і науки України

Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна

Навчально науковий інститут комп’ютерної фізики та енергетики

Кафедра теплофізики, молекулярної фізики та енергоефективності

Пояснювальна записка до дипломної роботи

за освітньо-професійним рівнем магістр

«Використання теплонасосних установок для опалення індивідуального житлового будинку»

Виконав: студент 2 курсу, групи НФ - 62
Ілло Дмитро Михайлович

Спеціальність
105 Прикладна фізика та наноматеріали
Освітня программа : Прикладна фізика енергетичних систем.
Керівник :к.т.н, доц. Алексахін О.О.
Рецензент :к.т.н, доц. Пугачова Т.Н.

Харків – 2019 року

Реферат

Ілло Дмитро Михайлович «Використання теплонасосних установок для опалення індивідуального житлового будинку.» (випускна робота магістра) Харків ХНУ імені В.Н.Каразіна, 2019 -77с.

Робота складається з вступу, чотирьох розділів, висновків, містить 6 рисунків, 6 таблиць, список використаних джерел з 40 найменуваннь.

Обчислено теплові втрати огороджувальних конструкцій вибранного будинку, пораховано термічний опір будівлі. Проведено гідравлічний розрахунок системи опалення і підібрано необхідна кількість опалювальних приладів. Підібрано тепло насосне обладнання для забезпечення опалення вібраної будівлі. Обчислено площу поверхні теплопередачі грунтового теплообмінника. Проведено розрахунки річних витрат палива для опалення будівлі, обчислено показники ефективності використання теплового насосу які показали що заданний варіант опалення економічно доцільний.

Ключові слова: тепло насосне обладнання, грунтовий теплообмінник, теплові втрати, термічний опір огороджувальних конструкцій, система опалення будівлі, гідравлічний розрахунок системи опалення.

Abstract

Illo Dmytro Mikhailovich «Use of heat pump installations for heating of an individual dwelling house. ”(master's thesis) Kharkiv VN Karazin Kharkiv National University, 2019 -77s.

The work consists of an introduction, four sections, conclusions, contains 6 figures, 6 tables, a list of used sources of 40 titles.

The thermal losses of the enclosing structures of the selected house were calculated, and the thermal resistance of the building was calculated. The hydraulic calculation of the heating system was carried out and the required number of heating appliances was selected. The heat pump equipment was selected to provide heating for the selected building. The surface area of the soil heat exchanger heat transfer is calculated. The calculations of the annual fuel consumption for the heating of the building have been carried out, the heat pump efficiency indicators have been calculated, which showed that the given heating variant is economically feasible.

Keywords: heat pump equipment, soil heat exchanger, heat losses, thermal resistance of enclosing structures, building heating system, hydraulic calculation of heating system.

ЗМІСТ

ВСТУП

РОЗДІЛ 1

1. Проектування теплоізоляційної оболонки будівлі за теплотехнічними показниками її елементів…….8

1.1 Теплотехнічний розрахунок огороджувальних конструкцій будівлі……15

РОЗДІЛ 2

2. Тепловий баланс приміщень……20

2.1 Обчислення втрат теплоти приміщеннями……23

2.2 Підбір опалювальних приладів і гідравлічний розрахунок системи опалення……..36

2.3 Побудова та аналіз температурних графіків…….....48

РОЗДІЛ 3

3. Загальна характеристика теплонасосних установок…….53

3.1 Підбір обладнання тепло насосної установки…….63

3.2 Розрахунок площі поверхні теплопередачі грунтового теплообмінника……67

РОЗДІЛ 4

4. Обчислення річних витрат палива для опалення будівлі…….70

Висновки.

Література.

Вступ

На сьогоднішній день енергозбереження займає одну з ключових позицій у розвитку та економіці ринків споживчих послуг і матеріалів.

Використання альтернативних джерел енергії стає все більш популярним, особливо у світлі використання енергозберігаючих технологій. Сонячні батареї в сукупності з застосуванням вітрогенераторів, теплонасосні установки можуть виступати як в якості додаткового, так і основного джерела енергії, звільняючи таким чином споживача від гострої залежності в централізованих енергетичних мережах. Скорочується споживання інших видів палива та енергії.

Застосування енергозберігаючих матеріалів є практичною гарантією скорочення витрат на експлуатацію та обслуговування будь-яких об'єктів, які раніше вимагали великих матеріальних витрат на енергообслуговування, в тому числі з теплоенергетики.

Підвищення енергоефективності у виробництві, у побуті і в сфері ЖКГ, вимагає чіткого визначення конкретних цілей і методів їх досягнення, які можуть стати основою програми енергозбереження. Практична реалізація такої програми у великій мірі може знайти опору в прямій матеріальній вигоді між суб'єктами відносин. Порівняльні характеристики енергозберігаючих матеріалів і технологій дозволяють робити оптимальний вибір з урахуванням необхідних властивостей і якостей при плануванні робіт з підвищення рівня енергозбереження об'єктів. [1,2]

Питання енергозбереження та енергоефективності не можуть не торкатися питань екологічної безпеки. У сучасній свідомості екологія тісно переплітається з усіма аспектами нашого спільного життєвого простору, не рідко виступаючи в якості основного аргументу. Рішення оптимізації наростаючих енерговитрат не можливо без урахування екологічної сфери енергоспоживання.

Метою законодавства про енергозбереження є регулювання відносин між господарськими суб'єктами, а також між державою і юридичними та фізичними особами усфері енергозбереження, пов'язаної з видобуванням, переробкою, транспортуванням, зберіганням, виробленням та використанням паливно-енергетичних ресурсів, забезпечення зацікавленості підприємств, організацій

та громадян в енергозбереженні, впровадженні енергозберігаючих технологій, розробці і виробництві менш енергоємних машин та технологічного обладнання, закріплення відповідальності юридичних і фізичних осіб у сфері енергозбереження.

Чим далі рухається у своєму розвитку людство, тим більш актуальним стає використання альтернативних, відновлювальних джерел енергії. Розвиток альтернативної енергетики і пошук нових джерел енергії - головна світова тенденція нового тисячоліття. Причини цього - виснажені природні ресурси і можлива перспектива енергетичної кризи, негативний вплив традиційної енергетики на навколишнє середовище і загроза екологічної катастрофи. Приручивши енергію землі, води, вітру і сонця, ми перестанемо забруднювати навколишнє середовище і заощадимо цінні 1ресурси. Замість традиційної енергетики, яка застосовує в якості джерела нафту, газ чи вугілля, сьогодні вчені розробляють, а енергетики впроваджують альтернативні енергетичні установки. Людство постійно відкриває все нові джерела енергії і винаходить нові способи її вироблення. Люди навчилися добувати енергію за допомогою океанських хвиль і течій, теплих підземних джерел, сонячних променів, поривів вітру. Можна не сумніватися, що в майбутньому наші нащадки повністю перейдуть на альтернативні джерела енергії та енергетика стане екологічно чистою і абсолютно безпечною для природи і людини. Майбутнє енергетики - це чиста енергія поновлюваних природних ресурсів.[2,3]

Предмет – процеси теплопереносу в елементах огороджувальних конструкцій будівлі; термодинамічні процеси теплонасосної установки.

Об’єкт – система опалення житлової будівлі у селі Єлизаветівка, Дніпропетровської області.

Мета роботи – розробка енергозберігаючих заходів для житлової будівлі у селі Єлизаветівка, Дніпропетровської області.

Мій внесок - проаналізовано можливість використання теплоти грунту для опалення житлової будівлі.

Актуальність - тема роботи та основні висновки присвячено проблемі зменшення витрат енергоресурсів для теплопостачання споруд.

РОЗДІЛ 1

1. Проектування теплоізоляційної оболонки будівлі за теплотехнічними показниками її елементів.

Метою проектування теплоізоляційної оболонки є визначення опору теплопередачі а, при необхідності, також і товщини шару утеплювача огородження, що забезпечує в помешканнях будівлі заданий температурний режим з урахуванням потрібних економічних показників. [3-6]

Термічний опір конструкції зовнішньої стіни обчислюють за формулою:

$$R = R_B + R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_H, \quad (1.1)$$

де $R_в = 1/\alpha_в$ – термічний опір теплообміну на внутрішній поверхні стіни, $(м^2 \cdot К)/Вт$;

$\alpha_в$ – коефіцієнт теплообміну на внутрішній поверхні стіни, $Вт/(м^2 \cdot К)$;

$R_н = 1/\alpha_н$ – термічний опір теплообміну на зовнішній поверхні стіни, $(м^2 \cdot К)/Вт$;

$\alpha_н$ – коефіцієнт теплообміну на зовнішній поверхні стіни, $Вт/(м^2 \cdot К)$.

Термічні опори шарів стіни визначають наступним чином:

$R_1 = \delta_1/\lambda_1$; $R_2 = \delta_2/\lambda_2$; $R_3 = \delta_3/\lambda_3$; $R_4 = \delta_4/\lambda_4$ (δ_1, δ_2, δ_3, δ_4 – товщини шарів. λ_1, λ_2, λ_3, λ_4 – коефіцієнти теплопровідності конструктивних шарів стіни, $Вт/(м \cdot К)$.

Мінімально допустимі значення опору теплопередачі (R_{qmin}) є нормативними показниками [1], що залежать від призначення будівлі, виду зовнішніх огороджувальних конструкцій (зовнішні стіни, перекриття, вікна, двері), кількості поверхів будівлі. Мінімально допустимі значення R_{qmin} опору теплопередачі огороджувальних конструкцій промислових будівель визначають залежно від температурної зони експлуатації, тепловологісного режиму внутрішнього середовища і теплової інерції огороджувальної конструкції, яку обчислюють за формулою:

$$D = R_1 \cdot S_1 + R_2 \cdot S_2 + \ldots + R_n \cdot S_n, \quad (1.2)$$

де S – коефіцієнт теплозасвоєння матеріалу відповідного шару конструкції в розрахункових умовах експлуатації, Вт/(м^2·К);

n – кількість шарів.

Товщину шару утеплювача, прийнявши матеріал для його виготовлення, визначають з умови:

$$R_{\text{ут}} = R_{qmin} - R, \quad (1.3)$$

$$\delta_{\text{ут}} = R_{\text{ут}} \cdot \lambda_{\text{ут}},$$

де $\delta_{\text{ут}}$ – товщина шару утеплювача, м;

$\lambda_{\text{ут}}$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу утеплювача, Вт/(м·К).

Розрахункову товщину шару утеплювача збільшують до найближчого нормативного типорозміру теплоізоляційних виробів заданого типу.

Мінімально допустиме значення R_{qmin} опору теплопередачі внутрішніх міжквартирних конструкцій, що розмежовують приміщення з розрахунковими температурами повітря, які відрізняються більше ніж на 3^{0}С (стіни, перекриття) визначають за формулою:

$$R_{qmin} = \frac{t_{\text{в1}} - t_{\text{в2}}}{\Delta t_{\text{сг}} \cdot \alpha_{\text{в1}}}, \quad (1.4)$$

де $t_{\text{в1}}$, $t_{\text{в2}}$ – розрахункові температури у приміщеннях, °С;

$\Delta t_{сг}$ – допустима за санітарно-гігієнічними вимогами різниця між температурою внутрішньої поверхні огороджувальної конструкції (додаток Д), °С;

$\alpha_{в1}$ – коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні конструкції (додаток Ж).

Таблиця 1.1

Нормативні значення опору теплопередачі. [1]

Назва огороджувальної конструкції	Нормативні значення опору теплопередачі R, м^2°С/Вт				
	Норматив СССР (1971)	Норматив СССР (1976)	Норматив України (1996)	Норматив України (2006)	Норматив України (2013)
Зовнішні стіни	0,91	1,1	2,2	2,8	3,3
Покрівля	1,23	1,3	2,5	3,3	4,95
Підлога	1,23	1,3	2,3	2,8	3,75
Вікна	0,16	0,18	0,5	0,6	0,75

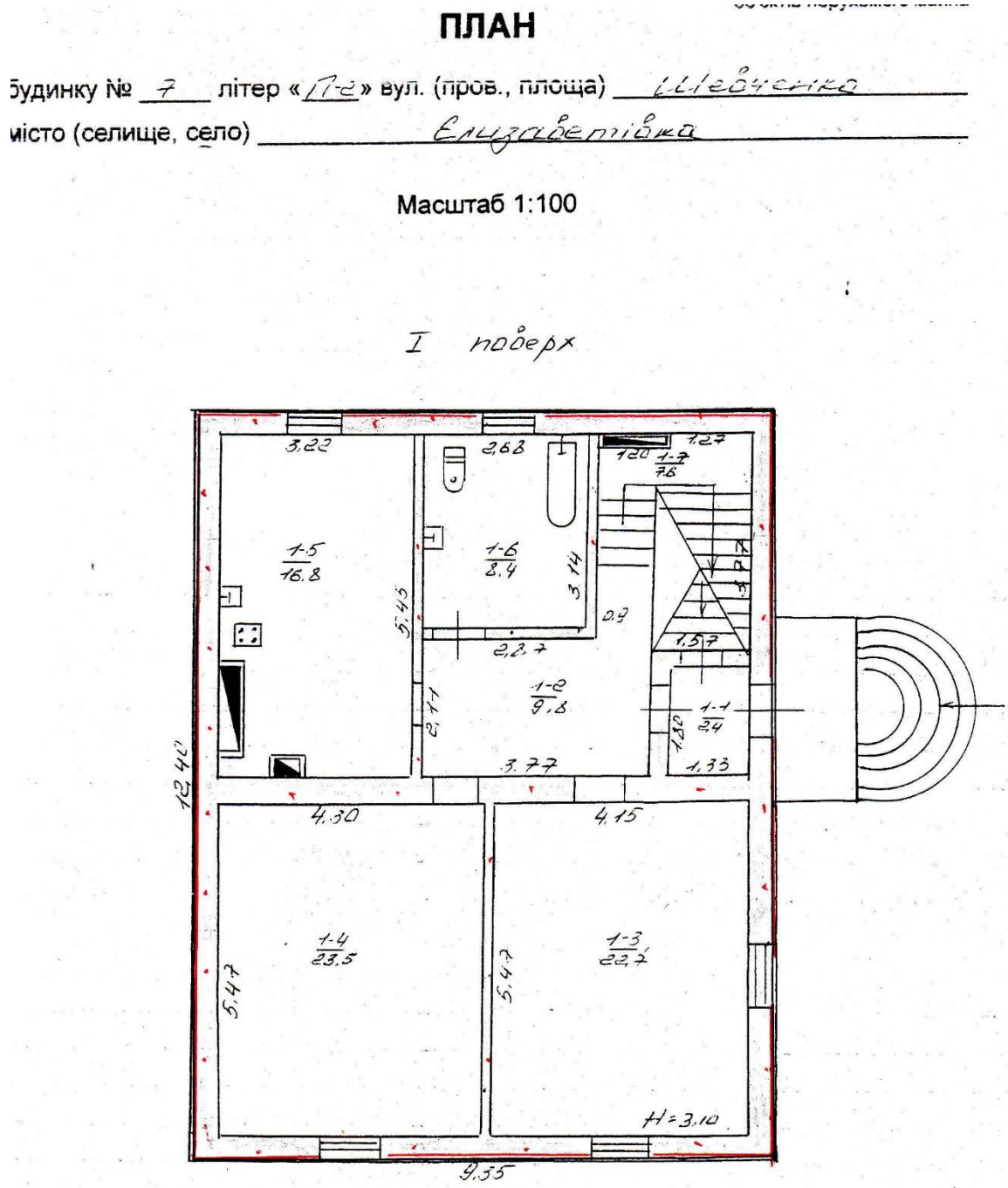


Рис.1 - План першого поверху

1. Місто розташування приміщення – Дніпропетровська область, Петриківський район, село Єлизаветівка
2. Призначення приміщення – Жиле приміщення
3. Розміри і матеріали шарів зовнішнього огородження:

а) шлакоблок (а=200 мм);

б) цегла силікатна ($b = 120$ мм).

в) плита мінерально ватна (с = 100мм);

г) гіпсокартон (d = 12,5 мм).

4. Характеристики приміщень:

Спальна кімната:

- Висота h = 3100 мм;
- довжина d = 5470 мм;
- ширина m = 4150 мм;
- ширина вікна на стіні “а” x = 1000 мм;
- висота вікна z = 1500 мм;
- число вікон на стіні “а” – 2;
- двері 2000х1000 мм.

Кухня:

- Висота h = 3100 мм;
- довжина d = 5450 мм;
- ширина m = 3220 мм;
- ширина вікна на стіні “а” x = 1000 мм;
- висота вікна z = 1500 мм;
- число вікон на стіні “а” – 1;
- двері 2000х1000 мм.

Гостьова:

- Висота h = 3100 мм;
- довжина d = 5470 мм;

- ширина m = 4300 мм;
- ширина вікна на стіні “a” x = 1000 мм;
- висота вікна z = 1500 мм;
- число вікон на стіні “a” – 1;
- двері 2000x1000 мм.

Ванна кімната:

- Висота h = 3100 мм;
- довжина d = 3140 мм;
- ширина m = 2680 мм;
- ширина вікна на стіні “a” x = 1000 мм;
- висота вікна z = 500 мм;
- число вікон на стіні “b” – 1;
- двері 2000x1000 мм.

об'єктів нерухомого майна

ПЛАН

будинку № 7 літер «Л-2» вул. (пров., площа) Шевченко

місто (селище, село) Єлизаветівка

Масштаб 1:100

II поверх

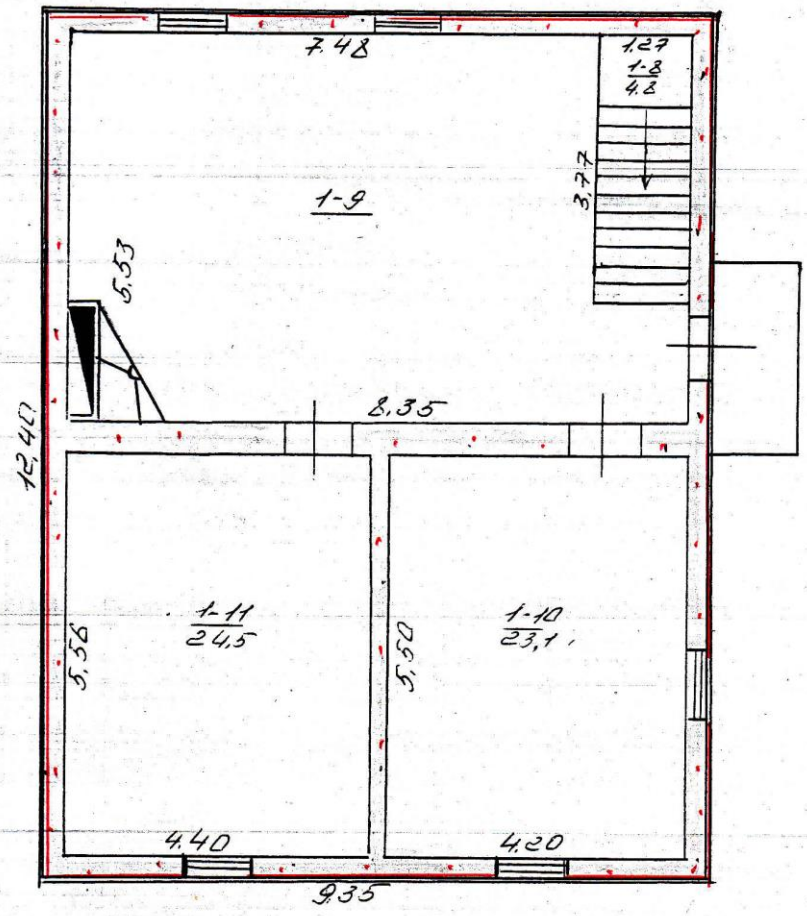


Рис. 1.1 – План другого поверху

Другий поверх

Гостьова кімната:

- Висота h = 3100 мм;
- довжина d = 8450 мм;
- ширина m = 5470 мм;
- ширина вікна на стіні “a” x = 1000 мм;
- висота вікна z = 1500 мм;
- висота від рівня ґрунту до полу горищного приміщення h = 4100 мм;
- число вікон на стіні “a” – 2;
- число вікон на стіні “b” – 2;
- двері 2000x1000мм.

Спальна кімната:

- Висота h = 3100 мм;
- довжина d = 4300 мм;
- ширина m = 5470 мм;
- ширина вікна на стіні “a” x = 1000 мм;
- висота вікна z = 1500 мм;
- висота від рівня ґрунту до полу горищного приміщення h = 4100 мм;
- число вікон на стіні “a” – 2;
- двері 2000x1000мм.

Спальна кімната:

- Висота h = 3100 мм;
- довжина d = 4300 мм;
- ширина m = 5470 мм;
- ширина вікна на стіні “b” x = 1000 мм;
- висота вікна z = 1500 мм;
- висота від рівня ґрунту до полу горищного приміщення h = 4100 мм;

- число вікон на стіні “а” – 1;
- двері 2000х1000мм.

- Підлога

шар	товщина	теплопров.	щільність
Залізобетонна плита	220 мм	1,92	2500
Шар теплоізоляції (мінераловатні плити)	50 мм	0,064	200
Розділовий шар(поліетилен)	5 мм	0,042	
Чорнова стяжка (дрібнофракційний бетон)	від 40 мм	0,8	
Чистова стяжка (цементно-піщана суміш)	60 мм	0,64	
Підлогове покриття:			
А) лінолеум	5 мм	0,33	
Б) кахель (кухня, ванна)	5,5 мм	3,49	

1.1 Теплотехнічний розрахунок огороджувальних конструкцій будівлі.

Вибираємо умови експлуатації :

- зона вологості – суха; [7]
- відносна вологість повітря в приміщенні – (50 – 60) %; [7]
- умови експлуатації в залежності від зони вологості – Б;
- температура найбільш холодних п’яти діб $t_{н5}$ = -26 ℃;
- температура найбільш холодної доби $t_{н1}$ = -23 ℃;[7]
- кількість градусо-діб опалювального періоду – 3610;
- температура внутрішнього повітря $t_{вн}$ = +18 ℃.

Визначаємо теплофізичні властивості будівельних матеріалів:

- цегла силікатна (λ_1 = 0,9 Вт/(м · К));
- шлакоблок (λ_2 = 0,65 Вт/(м · К));
- плита мінерально ватна (λ_3 = 0,09 Вт/(м · К));
- гіпсокартон (λ_4 = 0,21 Вт/(м · К)).

Термічні опори кожного *i*-го шару з n шарів конструкції, що огороджує приміщення, визначається за формулою,

$$R_i = \delta_i / \lambda_i \text{ , } (м^2 \cdot К)/Вт, \qquad (1.5)$$

де δ_i - товщина шару, м;

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

R_1 = 0,12 / 0,9 = 0,133;

R_2 = 0,2 / 0,65 = 0,308;

R_3 = 0,1 / 0,09 = 1,111;

R_4 = 0,0125 / 0,21 = 0,0595;

R_5 = 0,005 / 0,042 = 0,119;

R_6 = 0,22 / 1,92 = 0,115;

R_7 = 0,05 / 0,064 = 0,78;

R_8 = 0,04 / 0,8 = 0,05;

R_9 = 0,06 / 0,64 = 0,94;

R_{10} = 0,005 / 0,33 = 0,015;

R_{11} = 0,0055 / 3,49 = 0,0192.

Фактичний термічний опір теплопередачі багатошарового зовнішнього огородження визначається за формулою, (м^2 · К)/Вт

$$R_o = R_в + R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_{нар}, \quad (1.6)$$

де $R_в = \frac{1}{\alpha_в}$ – термічний опір тепловіддачі на внутрішній поверхні огородження, (м^2 · К)/Вт;

$R_{нар} = \frac{1}{\alpha_{нар}}$ – термічний опір тепловіддачі на зовнішній поверхні огородження, (м^2 · К)/Вт.

R_o = 1 / 8,7 +0,133 + 0,308+ 1,111+0,0595+ 1 / 23 = 1,770

Загальний опір кожного поверху:

$\sum R$ = 0,133 + 0,308+ 1,1111+0,0595+

+0,119+0,115+0,78+0,05+0,94+0,015+0,0192=3,65

$R_{вікна}$=0,45 ($\frac{м^2 * с}{Вт}$)

$R_{норм}$ =3,3 ($\frac{м^2 * с}{Вт}$)

$\sum R = 0{,}133 + 0{,}308 + 1{,}1111 + 0{,}0595 +$

$+0{,}119 + 0{,}115 + 0{,}78 + 0{,}05 + 0{,}94 + 0{,}015 + 0{,}0192 = 3{,}65$

$R_{\text{вікна}} = 0{,}45 \left(\frac{\text{м}^2 * \text{с}}{\text{Вт}}\right)$

$R_{\text{норм}} = 3{,}3 \left(\frac{\text{м}^2 * \text{с}}{\text{Вт}}\right)$

Розділ 2

2. Тепловий баланс приміщень.

Так як умова експлуатації зовнішньої стіни в даній кліматичній зоні виконується, то товщину огородження збільшувати не потрібно.

Теплові втрати приміщення розраховують за формулою

$$Q = Q_A + Q_B, \tag{2.1}$$

де Q_A – теплові втрати через конструкції, що обгороджують приміщення, кВт;

Q_B – витрати теплоти на нагрівання холодного повітря, що надходить у приміщення, кВт.

Втрати через конструкції, що обгороджують приміщення, розраховуються для кожного елемента огородження, якщо різниця внутрішньої і зовнішньої температур для нього перевищує 3 ^{0}С. [7]

$$Q_A = \frac{1}{R_0} \cdot A \cdot (t_B - t_H) \cdot (1 + \sum \beta) \cdot n \cdot 10^{-3}, \tag{2.2}$$

де A – розрахункова площа поверхні огородження, м^2;

R_0 – термічний опір теплопередачі огородження, (К·м^2)/ Вт;

t_B, t_H – внутрішня і зовнішня температури повітря, ^{0}С;

β – коефіцієнт, що враховує додаткові тепловтрати;

n – коефіцієнт, що враховує розташування зовнішнього огородження.

Фактичний термічний опір R_0 визначено раніше для всіх огороджень, крім підлоги. Для підлоги на ґрунті і стін, розташованих нижче рівня землі, термічний опір визначається для кожної двометрової зони, паралельної зовнішній стіні

$$R_0 = R_i + \frac{\delta_y}{\lambda_y}, \qquad (2.3)$$

де δ_y і λ_y – відповідно товщина шару утеплювача і його коефіцієнт теплопровідності.

Зовнішня температура повітря t_H при розрахунку тепловтрат приймається рівною температурі найбільш холодної п'ятиденки.

Коефіцієнт β враховує додаткові тепловтрати в частках від основних. Він приймається для вертикальних і похилих зовнішніх огороджень, орієнтованих на напрямок, звідки в січні дує вітер зі швидкістю, що перевищує 4,5 м/с, з повторюваністю не менш 15 %, рівним 0,05 при швидкості вітру до 5,0 м/с і рівним 0,1 при швидкості вітру більш 5,0 м/с. При типовому проектуванні β дорівнює 0,05 для всіх приміщень.[7,8]

Коефіцієнт n приймають рівним 1 для зовнішніх стін; 0,9 – для горищних перекриттів при сталевій, черепичній або азбоцементній покрівлях; 0,75 – для горищних перекриттів з рулонних матеріалів; 0,7 – для огороджень, що відокремлюють опалювані приміщення від неопалюваних, сполучених із зовнішнім повітрям (крім підвалів); 0,4 – для огороджень, що відокремлюють опалювані приміщення від неопалюваних, не сполучених із зовнішнім повітрям; 0,6 – для перекриттів над неопалюваними підвалами нижче рівня землі або підвалів, що мають вікна; 0,4 – для перекриттів над неопалюваними підвалами при відсутності вікон.

Кількість теплоти $Q_В$ на нагрівання повітря, що надходить у приміщення (інфільтрація), визначається у тому випадку, якщо в приміщенні є хоча б одне вікно або двері у зовнішній стіні. У цьому випадку вважають, що об’єм вентиляційного повітря, що надходить у приміщення за одну годину, дорівнює об'ємові приміщення (однократний обмін).

Кількість теплоти, що витрачається на нагрівання вентиляційного повітря, дорівнює [7]

$$Q_В = 0.337 A_П * y(t_в - t_н) * 10^{-3} \quad (2.4)$$

де $A_п$ – площа підлоги приміщення, м^2;

у – висота приміщення від підлоги до стелі (не більш 3,5 м).

У тому випадку, якщо витрата вентиляційного повітря складає від однократного до двократного повітрообміну в годину, то нагрів його забезпечується системою опалення. Якщо ж витрата перевищує двократний повітрообмін, то вважають, що припливна вентиляційна система повинна забезпечувати підігрів припливного повітря в калориферах. Якщо витрата повітря, що видаляється з приміщення, менше однократного обміну в годину, то витрата теплоти розраховується по цій нормованій витраті при підвищенні температури повітря від $t_Н$ до $t_В$.

Якщо приміщення має вхідні двері, що відкриваються у вестибюль, сходові клітки з зовнішніми дверми, ворота та ін., потрібно виконати додаткові розрахунки для визначення витрати теплоти на нагрівання повітря, що проникає через зазначені огородження.

Обчислені тепловтрати приміщення складають з тепловиділеннями і одержують потрібну потужність системи опалення.

2.1 Обчислення втрат теплоти приміщеннями.

Перший поверх

Спальна кімната

$Q_{сп}= Q_{A_{сп}}+Q_{B_{сп}}$ (4 стіни, стеля, підлога)

$Q_{A_{сп}}= \frac{1}{\sum R} + A * (t_{вн} – t_5) * n * (1+\sum \beta)$

$A = a*h – A_{вікн.}$, $n = 1$, $\beta = \begin{cases} 0,1 & \text{Північний Схід} \\ 0,05 & \text{Захід} \\ 0 & \text{Південь} \end{cases}$

А. $A_{сп}= a*h – A_{вікн} – A_{дв.} = a*h – (Z_г* h_{вікн}) – l_{дв}*h_{дв}$ = 5.47*3.1-2*(1.5*1)-(2*1)= 11.957 м^2.

$Q_{A_{сп}}= \frac{1}{3.65}$*11.957(25+23)*1*(1+0,1)=172,96 Вт.

В. $A_{сп} = b*h – A_{вікн} = b*h – Z_г* h_{вікн}$ = 4.15*3.1-1*1.5=11.365 м^2.

$Q_{A_{сп}} = \frac{1}{\sum R} + A_{сп}* (t_{вн} – t_5) * n * (1+\sum \beta)=\frac{1}{3,65}$*11.365(25+23)*1*(1+0,1)= 164.4 Вт.

З. $A_{сп} = b*h$= 4.15*3.1=12.865 м^2.

$Q_{A_{сп}} = \frac{1}{3,65}$*12.865(25+23)*1*(1+0,05)=177.64 Вт.

С. (Двер.) $A_{дв} = l_{дв} * h_{дв}$ = 1*2 = 2 м$^{2.}$

$Q_{A_{дв.}} = \frac{1}{R_{дв.}} + A_{дв}* (t_{вн} – t_5) * n * (1+\sum \beta)=\frac{1}{0,6}$* 2(25+23)*1*(1+0,1)=176Вт.

Вікна 2. С. $A_{вікн.} = 1 * 1.5 = 1.5$ м^2.

$Q_{A_{101\ вікн.}} = \frac{1}{R_{вікн.}} + A_{вікн.}* (t_{вн} – t_5) * n * (1+\sum \beta)=$

$=\frac{1}{0,45}$ *1.5(25+23)*1*(1+0,1)=176*2=352 Вт.

Підлога. С. $A_{п.} = a*b$=5.47*4.15=22.7 $м^2$

$Q_{A_{підл.с.}} = \frac{1}{R_{підл.}} + A_{підл.}* (t_{вн} – t_5) * n * (1+\sum \beta)= \frac{1}{2,802}$* *22.7(25+23)*1*(1+0,1)=392.75Вт.

$$R_{\text{підл.}} = \frac{\delta_{\text{підл}}}{\lambda_{\text{підл}}}$$

$$R_1 = \frac{0,22}{1,92} = 0,115 \left(\frac{\text{м}^2*\text{с}}{\text{Вт}}\right).$$

$$R_2 = \frac{0,05}{0,064} = 0,78 \left(\frac{\text{м}^2*\text{с}}{\text{Вт}}\right).$$

$$R_3 = \frac{0,04}{0,042} = 0,952 \left(\frac{\text{м}^2*\text{с}}{\text{Вт}}\right).$$

$$R_4 = \frac{0,06}{0,64} = 0,94 \left(\frac{\text{м}^2*\text{с}}{\text{Вт}}\right).$$

$$R_5 = \frac{0,005}{0,33} = 0,015 \left(\frac{\text{м}^2*\text{с}}{\text{Вт}}\right).$$

$$R_{\text{вікн.і підл.}} = \frac{1}{\mathcal{L}_{\text{вн.}}} + \sum R_i + \frac{1}{\mathcal{L}_{\text{зовн.}}}$$

$\mathcal{L}_{\text{вн.}} = 8,7;\ \mathcal{L}_{\text{зовн.}}=23$

$$R_{\text{вікн.і підл.}}=\frac{1}{8,7}+ 0,115+0,78+0,952+0,94+0,0192+\frac{1}{23} = 2,802 \left(\frac{\text{м}^2*\text{с}}{\text{Вт}}\right).$$

$$Q_{\text{А}_{\text{сп}}}=Q_{\text{А}_{\text{сп с.}}}+Q_{\text{А}_{\text{пВ}}}+Q_{\text{сп}}+Q_{\text{А}_{\text{сп дв.с}}}+Q_{\text{А}_{\text{сп вікн.с.}}}+Q_{\text{сп}}+Q_{\text{А сп підл.}}$$

$Q_{\text{А}_{\text{сп}}}$ = 1435.75 Вт.

$Q_{\text{В}_{\text{сп}}}$ = 0,337*$A_{\text{п}}$*$h(t_{\text{вн}} - t_5)$=0,337*22.7*3.1(25+23)=1138.3 Вт.

$Q_{\text{сп}} = Q_{\text{А}_{\text{сп}}} + Q_{\text{В}_{\text{сп}}}$=1435.75+1138.3=2574 Вт.

Гостьова

$Q_{\text{г}}= Q_{\text{А}_{\text{г}}}+Q_{B_{\text{г}}}$

$Q_{\text{А}_{\text{г}}}= \frac{1}{\sum R}$ + А * $(t_{\text{вн}} - t_5)$ * n * $(1+\sum \beta)$

$A = a*h - A_{\text{вікн.}}$, $n = 1$, $\beta = \begin{cases} 0,1 & \text{Північний Схід} \\ 0,05 & \text{Захід} \\ 0 & \text{Південь} \end{cases}$

А. $А_г = a*h – A_{вікн} – A_{дв.} = a*h – (Z_г* h_{вікн}) – 2(l_{дв}*h_{дв})$= 5.47*3.1-(1*1.5)-(2*1)= 13.457 м^2

$Q_{А_г}$= $\frac{1}{3.65}$*13.457(25+23)*1*(1+0,1)=194,66Вт.

В. $А_г = b*h – A_{дв}$ = 4.3*3.1-1*2=11.33 м^2

$Q_{А_г} = \frac{1}{\sum R} + А_г* (t_{вн} – t_5) *n*(1+\sum \beta)=\frac{1}{3.65}$11.33(25+23)*1*(1+0,1)=169.9Вт.

3. $А_{сп} = b*h$= 4.3*3.1=13.33 м^2

$Q_{А_{сп}} = \frac{1}{3.65}$*13.33(25+23)*1*(1+0,05)= 184.063

С. (Двер.) $А_{дв} = l_{дв} * h_{дв}$ = 1*2 = 2 м^2.

$Q_{А_{дв}} = \frac{1}{R_{дв.}} + А_{дв.}* (t_{вн} – t_5) * n * (1+\sum \beta)=\frac{1}{0,6}$*2(25+23)*1*(1+0,1)=176

Вікна 2. С. $А_{вікн.} = А_1$= 1.5 м^2.

$Q_{А_{101\ вікн.}} = \frac{1}{R_{вікн.}} + А_{вікн.}* (t_{вн} – t_5) * n * (1+\sum \beta)=$

$=\frac{1}{0,45}$ *1.5(25+23)*1*(1+0,1)=176 Вт.

Підлога. С. $А_{п.} = a*b$=5.47*4.3=23.52$м^2$

$Q_{А_{підл.с.}} = \frac{1}{R_{підл.}} + А_{підл.}* (t_{вн} – t_5) * n * (1+\sum \beta)= \frac{1}{2,802}$*

*23.52(25+23)*1*(1+0,1)=443.203 Вт.

$$R_{підл.} = \frac{\delta_{підл}}{\lambda_{підл}}$$

$$R_1 = \frac{0,22}{1,92} = 0,115 \left(\frac{м^2*с}{Вт}\right).$$

$$R_2 = \frac{0,05}{0,064} = 0,78 \left(\frac{м^2*с}{Вт}\right).$$

$$R_3 = \frac{0,04}{0,042} = 0,952 \left(\frac{м^2*с}{Вт}\right).$$

$$R_4 = \frac{0,06}{0,64} = 0,94 \left(\frac{м^2*с}{Вт}\right).$$

$$R_5 = \frac{0,005}{0,33} = 0,015 \left(\frac{м^2*с}{Вт}\right).$$

$R_{\text{вікн.і підл.}} = \frac{1}{\mathcal{L}_{\text{вн.}}} + \sum R_i + \frac{1}{\mathcal{L}_{\text{зовн.}}}$

$\mathcal{L}_{\text{вн.}} = 8{,}7;\ \mathcal{L}_{\text{зовн.}}=23$

$R_{\text{вікн.і підл.}}=\frac{1}{8{,}7}+ 0{,}115+0{,}78+0{,}952+0{,}94+0{,}0192+\frac{1}{23} = 2{,}802\ \left(\frac{\text{м}^2*\text{с}}{\text{Вт}}\right).$

$Q_{\text{А}_\text{к}}=Q_{\text{А}_{\text{к с.}}}+Q_{\text{А}_{\text{пВ}}}+Q_{\text{к}}+Q_{\text{А}_{\text{сп дв.с}}}+Q_{\text{А}_{\text{сп вікн.с.}}}+Q_{\text{сп}}+Q_{\text{А сп підл.}}$

$Q_{\text{А}_\text{к}} = 1343.826$ Вт.

$Q_{\text{В}_\text{к}}= 0{,}337*A_{\text{п}}*h(t_{\text{вн}} - t_5)=0{,}337*23.52*3.1(25+23)=1179.42$ Вт.

$Q_{\text{к}} = Q_{\text{А}_\text{к}} + Q_{\text{В}_\text{к}} =1742{,}986+970{,}56=2523.25$ Вт.

Ванна кімната

$Q_{\text{в}}= Q_{\text{А}_\text{в}}+Q_{B_\text{в}}$

$Q_{\text{А}_\text{в}}= \frac{1}{\sum R} + \text{А} * (t_{\text{вн}} - t_5) * n * (1+\sum \beta)$

$A = a*h - A_{\text{вікн.}},\quad n = 1,\quad \beta = \begin{cases} 0{,}1 & \text{Північний Схід} \\ 0{,}05 & \text{Захід} \\ 0 & \text{Південь} \end{cases}$

А. $Q_{\text{А}_{\text{в }a)}}= a*h\ - A_{\text{дв.}} = a*h = 3.1*3.14\text{-}2=7.734$(м)

$Q_{\text{А}_\text{в}}= \frac{1}{3.65}*7.734(25+23)*1*(1+0{,}1)=111{,}87$ Вт.

В. $Q_{\text{Ав}}= b*h\ \text{-}(Z_{\text{г}}*\ h_{\text{вікн}}) - l_{\text{дв}}*h_{\text{дв}} = b*h = 2.68*3.1\text{-}1.5=6.808$ Вт.

$Q_{\text{А}_\text{в}} = \frac{1}{\sum R} + \text{А}_\text{в}* (t_{\text{вн}} - t_5) * n * (1+\sum \beta)=\frac{1}{3.65}*6.808(25+23)*1*(1+0{,}1)=98.48$ Вт.

3. $\text{А}_\text{в} = b*h = 3.14*3.1=9.734$ м^2.

$Q_{\text{Ав}} = \frac{1}{3.65}*9.734(25+23)*1*(1+0{,}05)= 134.4$ Вт.

С. (Двер.) $A_{дв} = l_{дв} * h_{дв} = 1*2 = 2$ м^2

$Q_{A_{дв.}} = \frac{1}{R_{дв.}} + A_{дв.} * (t_{вн} - t_5) * n * (1+\sum \beta) = \frac{1}{0,6} * *2(25+23)*1*(1+0,1) =$

$=176,35$ Вт.

Вікна 2. С. $A_{вікн.} = (1*0,5)=0,5$ м^2

$Q_{A_{101\ вікн.}} = \frac{1}{R_{вікн.}} + A_{вікн.} * (t_{вн} - t_5) * n * (1+\sum \beta) =$

$= \frac{1}{0,45} *0,5(25+23)*1*(1+0,1)=58,66$ Вт.

Підлога. С. $A_{в\ п.} = a*b=3,14*2,68=8,42\ м^2$

$Q_{A_{підл.с.}} = \frac{1}{R_{підл.}} + A_{підл.} * (t_{вн} - t_5) * n * (1+\sum \beta) = \frac{1}{2,806} *$

$*8,42(25+23)*1*(1+0,1)=158,43$ Вт.

$$R_{підл.} = \frac{\delta_{підл}}{\lambda_{підл}}$$

$$R_1 = \frac{0,22}{1,92} = 0,115 \left(\frac{м^2*с}{Вт}\right).$$

$$R_2 = \frac{0,05}{0,064} = 0,78 \left(\frac{м^2*с}{Вт}\right).$$

$$R_3 = \frac{0,04}{0,042} = 0,952 \left(\frac{м^2*с}{Вт}\right).$$

$$R_4 = \frac{0,06}{0,64} = 0,94 \left(\frac{м^2*с}{Вт}\right).$$

$$R_5 = \frac{0,0055}{3,49} = 0,0192 \left(\frac{м^2*с}{Вт}\right).$$

$$R_{вікн.і\ підл.} = \frac{1}{\mathcal{L}_{вн.}} + \sum R_i + \frac{1}{\mathcal{L}_{зовн.}}$$

$\mathcal{L}_{вн.} = 8,7;\ \mathcal{L}_{зовн.}=23$

$R_{вікн.і\ підл.}=\frac{1}{8,7}+ 0,115+0,78+0,952+0,94+0,0192+\frac{1}{23} = 2,806 \left(\frac{м^2*с}{Вт}\right).$

$Q_{A_в} = 111,87+98,48+134,4+176,35+58,66+158,43=738,2$ Вт.

$Q_{B_в} = 0,337*A_п*h(t_{вн} - t_5)=0,337*8,42*3,1(25+23)=422,22$ Вт.

$Q_в = Q_{A_в} + Q_{Bв}=738,2+422,22=1160,42,45$ Вт.

Кухня

$Q_к = Q_{А_к} + Q_{B_к}$

$Q_{А_к} = \frac{1}{\sum R} + А * (t_{вн} - t_5) * n * (1 + \sum \beta)$

$A = a*h - A_{вікн.}, \quad n = 1, \quad \beta = \begin{cases} 0,1 & Північний Схід \\ 0,05 & Захід \\ 0 & Південь \end{cases}$

А. $А_к = a*h - A_{вікн} = a*h - (Z_г * h_{вікн}) = 5,45*3,1-(1*1,5)=15,395(м^2)$

$Q_{А_к} = \frac{1}{3,65}$*15,395*(25+23)*1*(1+0,1)=222,7 Вт.

В. $А_к = b*h - A_{вікн} = b*h - l_{дв}*h_{дв} = 3,22*3,1-1*2=7,982$ м^2

$Q_{А_к} = \frac{1}{\sum R} + А_к * (t_{вн} - t_5) * n * (1 + \sum \beta) = \frac{1}{3,65}$*7,982(25+23)*1*(1+0,1)=

115,46 Вт

3. $А_к = b*h = 3,22*3,1=9,982$ м^2

$Q_{А_к} = \frac{1}{3,65}$*9,982(25+23)*1*(1+0,05)= 137,83 Вт.

С. (Двер.) $А_{дв} = l_{дв} * h_{дв} = 1*2 = 2$ м^2

$Q_{А\ вікн.} = \frac{1}{R_{дв.}} + А_{дв.} * (t_{вн} - t_5) * n * (1 + \sum \beta) = \frac{1}{0,6}$*2(25+23)*1*(1+0,1)=

=176,35 Вт.

Вікна 2. С. $А_{вікн.} = 1*1,5=1,5$ м^2.

$Q_{А_{к\ вікн.}} = \frac{1}{R_{вікн.}} + А_{вікн.} * (t_{вн} - t_5) * n * (1 + \sum \beta) =$

$= \frac{1}{0,45}$ *1,5(25+23)*1*(1+0,1)=176 Вт.

Підлога. С. $А_{п.} = a*b=5,45*3,22=17,549$ *м*^{2}

$Q_{А\ підл.с.} = \frac{1}{R_{підл.}} + А_{к\ підл.} * (t_{вн} - t_5) * n * (1 + \sum \beta) = \frac{1}{2,806}$*

17,549(25+23)*1*(1+0,1)=303,217 Вт.

$$R_{\text{підл.}} = \frac{\delta_{\text{підл}}}{\lambda_{\text{підл}}}$$

$$R_1 = \frac{0,22}{1,92} = 0,115 \left(\frac{\text{м}^2*\text{с}}{\text{Вт}}\right).$$

$$R_2 = \frac{0,05}{0,064} = 0,78 \left(\frac{\text{м}^2*\text{с}}{\text{Вт}}\right).$$

$$R_3 = \frac{0,04}{0,042} = 0,952 \left(\frac{\text{м}^2*\text{с}}{\text{Вт}}\right).$$

$$R_4 = \frac{0,06}{0,64} = 0,94 \left(\frac{\text{м}^2*\text{с}}{\text{Вт}}\right).$$

$$R_5 = \frac{0,0055}{3,49} = 0,0192 \left(\frac{\text{м}^2*\text{с}}{\text{Вт}}\right).$$

$$R_{\text{вікн.і підл.}} = \frac{1}{\mathcal{L}_{\text{вн.}}} + \sum R_i + \frac{1}{\mathcal{L}_{\text{зовн.}}}$$

$\mathcal{L}_{\text{вн.}} = 8,7;\ \mathcal{L}_{\text{зовн.}}=23$

$$R_{\text{вікн.і підл.}}=\frac{1}{8,7}+ 0,115+0,78+0,952+0,94+0,0192+\frac{1}{23} = 2,806 \left(\frac{\text{м}^2*\text{с}}{\text{Вт}}\right).$$

$\sum Q_{\text{А}_\text{к}}$ = 222,7+115,46+137,83+176,35+176+303,217=1131,557 Вт.

$Q_{\text{В}_\text{к}}$ = 0,337*$A_{\text{п}}$*h($t_{\text{вн}} - t_5$)=0,337*17,549*3,1(25+23)=880 Вт.

$Q_{\text{к}}=Q_{\text{А}_\text{к}} + Q_{\text{В}_\text{к}}$ = 1131,557+880 = 2011,557 Вт.

Другий поверх

Спальна кімната 1:

$Q_{\text{сп}}= Q_{\text{А}_{\text{сп}}}+Q_{B_{\text{сп}}}$ (4 стіни, стеля, підлога)

$$Q_{\text{А}_{\text{сп}}} = \frac{1}{\sum R} + \text{А} * (t_{\text{вн}} - t_5) * n * (1+\sum \beta)$$

$$A = a*h - A_{\text{вікн.}},\quad n = 1,\quad \beta = \begin{cases} 0,1 & \text{Північний Схід} \\ 0,05 & \text{Захід} \\ 0 & \text{Південь} \end{cases}$$

А. $\text{А}_{\text{сп}}= a*h - A_{\text{вікн}} - A_{\text{дв.}} = a*h - (Z_{\text{г}}* h_{\text{вікн}}) - l_{\text{дв}}*h_{\text{дв}}$ = 5.47*3.1-2*(1.5*1)-(2*1)= 11.957(м^2)

$Q_{А_{сп}} = \frac{1}{3.65}$*11.957(25+23)*1*(1+0,1)=172,96 Вт.

В. $А_{сп} = b*h - A_{вікн} = b*h - Z_г* h_{вікн}$ = 4.15*3.1-1*1.5=11.365 м^2

$Q_{А_{сп}} = \frac{1}{\sum R} + А_{сп}* (t_{вн} - t_5) * n * (1+\sum \beta) = \frac{1}{3,65}$*11.365(25+23)*1*(1+0,1)=

164.4 Вт.

3. $А_{сп} = b*h$= 4.15*3.1=12.865 м^2

$Q_{А_{сп}} = \frac{1}{3,65}$*12.865(25+23)*1*(1+0,05)=177.64 Вт.

С. (Двер.) $А_{дв} = l_{дв} * h_{дв}$ = 1*2 = 2 м^2

$Q_{А_{дв.}} = \frac{1}{R_{дв.}} + А_{дв}* (t_{вн} - t_5) * n * (1+\sum \beta) = \frac{1}{0,6}$* 2(25+23)*1*(1+0,1)=176 Вт

Вікна 2. С. $А_{вікн.} = 1 * 1.5 = 1.5$ м^2

$Q_{А_{101\ вікн.}} = \frac{1}{R_{вікн.}} + А_{вікн.}* (t_{вн} - t_5) * n * (1+\sum \beta)$=

$= \frac{1}{0,45}$ *1.5(25+23)*1*(1+0,1)=176*2=352 Вт.

Підлога. С. $А_{п.} = a*b$=5.47*4.15=22.7 *м*^{2}

$Q_{А_{підл.с.}} = \frac{1}{R_{підл.}} + А_{підл.}* (t_{вн} - t_5) * n * (1+\sum \beta) = \frac{1}{2,802}$*

*22.7(25+23)*1*(1+0,1)=392.75 Вт.

$$R_{підл.} = \frac{\delta_{підл}}{\lambda_{підл}}$$

$$R_1 = \frac{0,22}{1,92} = 0,115 \left(\frac{м^2*с}{Вт}\right).$$

$$R_2 = \frac{0,05}{0,064} = 0,78 \left(\frac{м^2*с}{Вт}\right).$$

$$R_3 = \frac{0,04}{0,042} = 0,952 \left(\frac{м^2*с}{Вт}\right).$$

$$R_4 = \frac{0,06}{0,64} = 0,94 \left(\frac{м^2*с}{Вт}\right).$$

$$R_5 = \frac{0,005}{0,33} = 0,015 \left(\frac{м^2*с}{Вт}\right).$$

$$R_{вікн.і\ підл.} = \frac{1}{Ł_{вн.}} + \sum R_i + \frac{1}{Ł_{зовн.}}$$

$\mathcal{L}_{вн.} = 8{,}7;\ \mathcal{L}_{зовн.}=23$

$R_{вікн.і\ підл.}=\frac{1}{8{,}7}+ 0{,}115+0{,}78+0{,}952+0{,}94+0{,}0192+\frac{1}{23} = 2{,}802\ \left(\frac{м^2*с}{Вт}\right).$

$Q_{А_{сп}}=Q_{А_{сп\ с.}}+Q_{А_{пВ}}+Q_{сп}+Q_{А_{сп\ дв.с}}+Q_{А_{сп\ вікн.с.}}+Q_{сп}+Q_{А_{\ сп\ підл.}}$

$Q_{А_{сп}}$ = 1435.75 Вт.

$Q_{В_{сп}}$ = 0,337*$A_п$*h($t_{вн} – t_5$)=0,337*22.7*3.1(25+23)=1138.3 Вт.

$Q_{сп} = Q_{А_{сп}} + Q_{В_{сп}}$ =1435.75+1138.3=2574 Вт.

Спальна кімната 2:

$Q_г= Q_{А_г}+Q_{B_г}$

$Q_{А_г}= \frac{1}{\sum R} + А * (t_{вн} – t_5) * n * (1+\sum \beta)$

$A = a*h – A_{вікн.},\quad n = 1,\quad \beta = \begin{cases} 0{,}1 & Північний\ Схід \\ 0{,}05 & Захід \\ 0 & Південь \end{cases}$

А. $А_г = a*h – A_{вікн} – A_{дв.} = a*h – (Z_г* h_{вікн}) – 2(l_{дв}*h_{дв})$= 5.47*3.1- -(1*1.5)-(2*1)= 13.457 ($м^2$)

$Q_{А_{сп}}= \frac{1}{3.65}$*13.457(25+23)*1*(1+0,1)=194,66 Вт.

В. $А_г = b*h – A_{дв}$ = 4.3*3.1-1*2=11.33 $м^2$

$Q_{А_г} = \frac{1}{\sum R} + А_г*(t_{вн} – t_5)*n* (1+\sum \beta)=\frac{1}{3.65}$11.33(25+23)*1*(1+0,1)=169.9 Вт.

3. $А_{сп} = b*h$= 4.3*3.1=13.33 $м^2$

$Q_{А_{сп}} = \frac{1}{3.65}$*13.33(25+23)*1*(1+0,05)= 184.063 Вт.

С. (Двер.) $А_{дв} = l_{дв}*h_{дв}$ = 1*2 = 2 $м^2$

$Q_{А_{дв}} = \frac{1}{R_{дв.}} + А_{дв.}* (t_{вн} – t_5) * n * (1+\sum \beta)=\frac{1}{0{,}6}$*2(25+23)*1*(1+0,1)=176

Вікна 2. С. $А_{вікн.} = А_1$= 1.5 $м^2$

$Q_{А_{101\ вікн.}} = \frac{1}{R_{вікн.}} + А_{вікн.}* (t_{вн} – t_5) * n * (1+\sum \beta)$=

$=\frac{1}{0,45}$ *1.5(25+23)*1*(1+0,1)=176 Вт.

Підлога. С. $A_{п.} = a*b=5.47*4.3=23.52м^2$

$Q_{A\ підл.с.} = \frac{1}{R_{підл.}} + A_{підл.} * (t_{вн} - t_5) * n * (1+\sum \beta) = \frac{1}{2,802}$*

*23.52(25+23)*1*(1+0,1)=443.203 Вт.

$$R_{підл.} = \frac{\delta_{підл}}{\lambda_{підл}}$$

$$R_1 = \frac{0,22}{1,92} = 0,115 \left(\frac{м^2*с}{Вт}\right).$$

$$R_2 = \frac{0,05}{0,064} = 0,78 \left(\frac{м^2*с}{Вт}\right).$$

$$R_3 = \frac{0,04}{0,042} = 0,952 \left(\frac{м^2*с}{Вт}\right).$$

$$R_4 = \frac{0,06}{0,64} = 0,94 \left(\frac{м^2*с}{Вт}\right).$$

$$R_5 = \frac{0,005}{0,33} = 0,015 \left(\frac{м^2*с}{Вт}\right).$$

$$R_{вікн.і\ підл.} = \frac{1}{\mathcal{L}_{вн.}} + \sum R_i + \frac{1}{\mathcal{L}_{зовн.}}$$

$\mathcal{L}_{вн.} = 8,7;\ \mathcal{L}_{зовн.}=23$

$R_{вікн.і\ підл.}=\frac{1}{8,7}$+ 0,115+0,78+0,952+0,94+0,0192+$\frac{1}{23}$ = 2,802 $\left(\frac{м^2*с}{Вт}\right)$.

$Q_{A_к}=Q_{A_{к\ с.}}+Q_{A_{пВ}}+Q_к+Q_{A_{сп\ дв.с}}+Q_{A_{сп\ вікн.с.}}+Q_{сп}+Q_{A_{\ сп\ підл.}}$

$Q_{A_к}$ = 1343.826 Вт.

$Q_{B_к}$= 0,337*$A_п$*$h(t_{вн} - t_5)$=0,337*23.52*3.1(25+23)=1179.42 Вт.

$Q_к = Q_{A_к} + Q_{B_к}$=1742,986+970,56=2523.25 Вт.

Вітальна кімната:

$Q_г = Q_{A_г} + Q_{B_г}$

$Q_{A_г} = \frac{1}{\sum R} + A * (t_{вн} - t_5) * n * (1 + \sum \beta)$

$A = a*h - A_{вікн.}, \quad n = 1, \quad \beta = \begin{cases} 0,1 & \text{Північний Схід} \\ 0,05 & \text{Захід} \\ 0 & \text{Південь} \end{cases}$

А. $A_г = a*h - A_{вікн} - A_{дв.} = a*h - (Z_г * h_{вікн}) - 2(l_{дв} * h_{дв)}) = 5.47*3.1 - (1*1.5) - (2*1) = 13.457$ ($м^2$)

$Q_{A_{сп}} = \frac{1}{3.65} * 13.457(25+23)*1*(1+0,1) = 194,66$ Вт.

В. $A_г = b*h - A_{вікн} = 8,6*3.1 - 2*1*1,5 = 23,66$ $м^2$

$Q_{A_г} = \frac{1}{\sum R} + A_г * (t_{вн} - t_5) * n * (1 + \sum \beta) = \frac{1}{3.65} 23,66(25+23)*1*(1+0,1) = 342,25$ Вт

3. $A_{сп} = b*h - A_{дв} = 8,6*3.1 - 2*2*1 = 22,66$ $м^2$

$Q_{A_{сп}} = \frac{1}{3.65} * 22,66(25+23)*1*(1+0,05) = 327,79$ Вт.

С. (Двер.) $A_{дв} = l_{дв} * h_{дв} = 1*2*2 = 4$ $м^2$

$Q_{A_{дв}} = \frac{1}{R_{дв.}} + A_{дв.} * (t_{вн} - t_5) * n * (1 + \sum \beta) = \frac{1}{0,6} * 4(25+23)*1*(1+0,1) = 352$ Вт.

Вікна 2. С. $A_{вікн.} = 1.5*3 + 2*1 = 6,5$ $м^2$

$Q_{A_{101\ вікн.}} = \frac{1}{R_{вікн.}} + A_{вікн.} * (t_{вн} - t_5) * n * (1 + \sum \beta) =$

$= \frac{1}{0,45} * 6.5(25+23)*1*(1+0,1) = 762,66$ Вт.

Підлога. С. $A_{п.} = a*b = 5.47*8,6 = 47,04 м^2$

$Q_{A_{підл.с.}} = \frac{1}{R_{підл.}} + A_{підл.} * (t_{вн} - t_5) * n * (1 + \sum \beta) = \frac{1}{2,802} *$

$*47,04(25+23)*1*(1+0,1) = 886,4$ Вт.

$$R_{\text{підл.}} = \frac{\delta_{\text{підл}}}{\lambda_{\text{підл}}}$$

$$R_1 = \frac{0,22}{1,92} = 0,115 \left(\frac{\text{м}^2*\text{с}}{\text{Вт}}\right).$$

$$R_2 = \frac{0,05}{0,064} = 0,78 \left(\frac{\text{м}^2*\text{с}}{\text{Вт}}\right).$$

$$R_3 = \frac{0,04}{0,042} = 0,952 \left(\frac{\text{м}^2*\text{с}}{\text{Вт}}\right).$$

$$R_4 = \frac{0,06}{0,64} = 0,94 \left(\frac{\text{м}^2*\text{с}}{\text{Вт}}\right).$$

$$R_5 = \frac{0,005}{0,33} = 0,015 \left(\frac{\text{м}^2*\text{с}}{\text{Вт}}\right).$$

$$R_{\text{вікн.і підл.}} = \frac{1}{\mathcal{L}_{\text{вн.}}} + \sum R_i + \frac{1}{\mathcal{L}_{\text{зовн.}}}$$

$\mathcal{L}_{\text{вн.}} = 8,7;\ \mathcal{L}_{\text{зовн.}}=23$

$R_{\text{вікн.і підл.}}=\frac{1}{8,7}+ 0,115+0,78+0,952+0,94+0,0192+\frac{1}{23} = 2,802 \left(\frac{\text{м}^2*\text{с}}{\text{Вт}}\right).$

$Q_{\text{А}_\text{к}}=Q_{\text{А}_{\text{к с.}}}+Q_{\text{А}_{\text{пВ}}}+Q_{\text{к}}+Q_{\text{А}_{\text{сп дв.с}}}+Q_{\text{А}_{\text{сп вікн.с.}}}+Q_{\text{сп}}+Q_{\text{А сп підл.}}$

$Q_{\text{А}_\text{к}}$ = 2865,76 Вт.

$Q_{\text{В}_\text{к}}$= 0,337*$A_{\text{п}}$*h($t_{\text{вн}} - t_5$)=0,337*47,04*3.1(25+23)=2358,84 Вт.

$Q_{\text{к}} = Q_{\text{А}_\text{к}} + Q_{\text{В}_\text{к}}$=1742,986+970,56=5224,6 Вт.

$Q_{\text{загальн.буд.}}$ = 18589 Вт.

Теплові потреби приміщення:

$$Q_N = \frac{S_{\text{Б}} \cdot Q_{spez}}{1000} \quad [\text{кВт}],$$

де A_N = опалювальна корисна площа будівлі в м2

Q_{spez} = питома теплонеобхідністю відповідно до розпорядження HeizAnIV

70 Вт / м^2 -для будівель з більш ніж 2 квартирами

100 Вт / м^2 - для окремих будинків з 1-2 квартирами

S – площа опалювального приміщення

S=167,096 м^2

$$Q_N = \frac{167{,}096 * 100}{1000} = 16{,}7 \text{ (кВт)}$$

2.2 Підбір опалювальних приладів і гідравлічний розрахунок системи опалення.

Вибираємо радіатор чавунно-секційний марки М-140 А встановлений у відкритому вигляді, підключений до однотрубного проточного стояку.[10-14] Температура на вході в систему 90 ℃. Теплоємність води в системі 4,19 кДж/(кг · ℃). Температура теплоносія на вході в опалювальний пристрій 2-го поверху $t_{вх2}$= 90 ℃.

Витрата води через стояк, кг/час

$$G_{ст} = \frac{Q_{ст} \cdot b_1 \cdot b_2}{C \cdot \Delta t_{доп}}, \quad (2.5)$$

де $\Delta t_{доп} = 90 - 70 = 20℃$;

$b_1 = 1{,}05$;

$b_2 = 1{,}04$;

$$G_{ст} = \frac{8{,}3164 \cdot 1{,}05 \cdot 1{,}04}{4{,}19 \cdot 20} \cdot 3600 = 357{,}268.$$

Середня температура в опалювальному приладі 2-го поверху, ℃.

$$t_{ст.2} = t_{вх} \cdot \frac{Q_{Зпов} \cdot 0{,}5 \cdot b_1 \cdot b_2}{C \cdot G_{ст}} \quad (2.6)$$

$$t_{ст.2} = 90 \cdot \frac{2{,}8138 \cdot 0{,}5 \cdot 1{,}05 \cdot 1{,}04}{4190 \cdot 0{,}09924} = 86{,}3.$$

Середня температурна різниця в опалювальному приладі 2-го поверху, ℃.

$$\Delta t_{ср2} = t_{ср3} - t_в, \quad (2.7)$$

$\Delta t_{ср2} = 86,3 - 18 = 68,3$.

Щільність теплового потоку в радіаторі 2-го поверху, Вт/м^2

$$q_{п3} = q_{ном} \cdot (\Delta t_{ср3} / 70)^{1,3}, \quad (2.8)$$

де $q_{ном}$ – номінальна щільність теплового потому, Вт/м^2;

$q_{п2} = 650 \cdot (68,3 / 70)^{1,3} = 629,62$.

Тепловіддача вертикальних труб системи опалення в приміщенні 2-го поверху

$$Q_{верт} = q_{верт} \cdot l_{верт}\,, \quad (2.9)$$

де $l_{верт} = y - 0,5 \text{ м} = 3,4 - 0,5 = 2,9 \text{ м}$

$$Q_{верт} = 68,1 \cdot 2,9 = 197,49$$

Тепловіддача горизонтальних труб системи опалення в приміщенні 3-го поверху

$$Q_{гор} = q_{гор} \cdot l_{гор}\,, \quad (2.10)$$

де $l_{гор} = 2,2 \times 2 = 4,4 \text{ м}$

$$Q_{\text{гор}} = 72{,}6 \cdot 4{,}4 = 319{,}44.$$

Розрахункова площа тепловіддачі 2-го поверху, м^2.

$$A_{\text{гор}} = \frac{Q_{\text{3пов}} - 0{,}9 \cdot (Q_{\text{гор}} + Q_{\text{верт}})}{q_n}, \qquad (2.10)$$

$$A_{\text{гор}} = \frac{2{,}8138 - 0{,}9 \cdot (197{,}49 + 319{,}44)}{629{,}62} = 3{,}73.$$

Число секцій для опалювальних приладів 3-го порядку, шт.

$$n_3 = A_{\text{гор}} / f, \qquad (2.11)$$

де f – площа однієї секції опалювального приладу, f =0,254 м^2. [14,15]

n_2= 3,73/ 0,254 = 14,6 =15

Температура води на входе в опалювальні прилади 1-го поверху,℃

$$t_{\text{вх1}} = t_{\text{вх}} - \frac{Q_{\text{3пов}} + Q_{\text{2пов}}}{C \cdot G_{\text{ст}}}, \qquad (2.12)$$

$$t_{\text{вх1}} = 90 - \frac{2813{,}8 + 2{,}5758}{4190 \cdot 0{,}09924} = 77{,}04.$$

Охолодження води в опалювальних приладах 1-го поверху, ℃

$$\Delta t_1 = \frac{Q_{1пов} \cdot 0,5 \cdot b_1 \cdot b_2}{C \cdot G_{ст}}, \quad (2.13)$$

$$\Delta t_1 = \frac{2,9268 \cdot 0,5 \cdot 1,05 \cdot 1,04}{4190 \cdot 0,09924} = 3,843.$$

Середня температура в опалювальному приладі 1-го поверху, ℃.

$$t_{ср.1} = t_{вх} - \frac{\Delta t_2}{2}, \quad (2.14)$$

$$t_{ср.1} = 77,04 - \frac{3,843}{2} = 75,12.$$

Середня температурна різниця води в опалювальному приладі 1-го поверху та оточуючого повітря, ℃.

$$\Delta t_{ср1} = t_{ср1} - t_в, \quad (2.15)$$

$\Delta t_{ср1} = 75,12 - 18 = 57,12.$

Щільність теплового потоку в радіаторі 1-го поверху, Вт/м^2

$$q_{п1} = q_{ном} \cdot (\Delta t_{ср1} / 70)^{1,3}, \quad (2.16)$$

$q_{п1} = 650 \cdot (57,12/ 70)^{1,3} = 498,994.$

Тепловіддача вертикальних труб системи опалення в приміщенні 1-го поверху

$$Q_{верт} = q_{верт} \cdot l_{верт}, \quad (2.17)$$

$$Q_{\text{верт}} = 59{,}8 \cdot 2{,}9 = 173{,}42.$$

Тепловіддача горизонтальних труб системи опалення в приміщенні 1-го поверху

$$Q_{\text{гор}} = q_{\text{гор}} \cdot l_{\text{гор}}\,, \tag{2.18}$$

$$Q_{\text{гор}} = 63{,}3 \cdot 4{,}4 = 278{,}52.$$

Розрахункова площа тепловіддачі 1-го поверху, м^2.

$$A_{\text{гор}} = \frac{Q_{1\text{пов}} - 0{,}9 \cdot (Q_{\text{гор}} + Q_{\text{верт}})}{q_n}\,, \tag{2.19}$$

$$A_{\text{гор}} = \frac{2{,}9268 - 0{,}9 \cdot (173{,}42 + 278{,}52)}{498{,}994} = 5{,}05.$$

Число секцій для опалювальних приладів 1-го порядку, шт.

$$n_1 = A_{\text{гор}} / f, \tag{2.20}$$

$n_1 = 5{,}05/\ 0{,}254 = 19{,}88 = 20.$

5 Гідравлічний розрахунок опалювальних приладів

Гідравлічний тиск в системі, Па [5]

$$P_{\text{гр}} = \frac{\beta \cdot g}{Q_{\text{ост}}} \cdot [\sum(Q_i \cdot h_i)] \cdot (t_n - t_o)\,, \tag{2.21}$$

де h_i – умовна висота середньої точки кожного поверху.

$$P_{\text{гр}} = \frac{0{,}64 \cdot 9{,}81}{8316{,}4} \cdot [2926{,}8 \cdot 3{,}25 + 2575{,}8 \cdot 6{,}65 + 2813{,}8 \cdot 10{,}05] \cdot (90 - 70) =$$
$$= 828{,}7297 \approx 829$$

Приймаючи напір насоса 2000 Па, обчислюємо тиск води в системі,

$$P_{\text{р}} = P_{\text{гр}} + P_{\text{н}}\,, \qquad (2.22)$$

$$P_{\text{р}} = 829 + 2000 = 2829.$$

Витрата води в стояку, кг/год [18]

$$G_{\text{ст}} = \frac{Q_{\text{ст}} \cdot b_1 \cdot b_2}{C \cdot (t_{\text{п}} - t_{\text{о}})}\,, \qquad (2.23)$$

$$G_{\text{ст}} = \frac{8316{,}4 \cdot 1{,}05 \cdot 1{,}04}{4190 \cdot (90 - 70)} = 0{,}108 \text{ кг/с} = 390 \text{ кг/год}\,.$$

Середні втрати тиску із-за тертя, Па/м [5]

$$R_{\text{ср}} = \frac{B \cdot P_p}{\sum l}\,, \qquad (2.24)$$

де $\sum l = 56$ м

$$R_{\text{ср}} = \frac{0{,}65 \cdot 2829}{56} = 32{,}8.$$

Довжини ділянок, в загальній схемі, зображені в таблиці 1.1

Таблиця 1.2

Довжини ділянок

Ділянка	l, м
1-2	15
2-3	6
3-4	10
4-5	15
5-6	10

Гідравлічний розрахунок кожної ділянки

Ділянка 1-2

Вихідні дані: $G_{1-2} = 390 \cdot 4 = 1560$ кг/год

$d = 40$ мм

$G_{\text{табл}} = 1490$ кг/год

$R_{\text{табл}} = 36$ (м^2 · К)/Вт

W=0,304

Дійсні втрати тиску на ділянці, (м^2 · К)/Вт

$$R_{1-2} = R_{\text{табл}} \cdot \left(\frac{G_{1-2}}{G_{\text{табл}}}\right)^2, \quad (2.25)$$

$$R_{1-2} = 36 \cdot \left(\frac{1560}{1490}\right)^2 = 39{,}46.$$

Втрати тиску на ділянці, Па

$$\Delta P_{\text{тр } 1-2} = R_{1-2} \cdot l_{1-2}, \quad (2.26)$$

$$\Delta P_{\text{тр } 1-2} = 39{,}46 \cdot 15 = 591{,}93$$

Втрати тиску в місцевих опорах ділянки, Па

$$\Delta P_{\text{нс } 1-2} = \sum \xi \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2}, \quad (2.27)$$

$$\Delta P_{\text{нс } 1-2} = 3 \cdot \frac{1000 \cdot 0.304^2}{2} = 138{,}624.$$

Загальні втрати тиску на ділянці, Па

$$\Delta P_{\text{нс } 1-2} = \Delta P_{\text{тр } 1-2} + \Delta P_{\text{нс } 1-2}, \quad (2.28)$$

$$\Delta P_{\text{нс } 1-2} = 591{,}93 + 138{,}624 = 730{,}554.$$

Ділянка 2-3

Вихідні дані: $G_{2-3} = 390 \cdot 2 = 780$ кг/год

$d = 32$ мм

$G_{\text{табл}} = 1037$ кг/год

$R_{\text{табл}} = 36$ (м$^2 \cdot$ К)/Вт

W=0,277

Дійсні втрати тиску на ділянці, (м$^2 \cdot$ К)/Вт

$$R_{2-3} = R_{\text{табл}} \cdot \left(\frac{G_{2-3}}{G_{\text{табл}}}\right)^2, \quad (2.29)$$

$$R_{2-3} = 36 \cdot \left(\frac{780}{1037}\right)^2 = 20{,}367.$$

Втрати тиску на ділянці, Па

$$\Delta P_{\text{тр } 2-3} = R_{2-3} \cdot l_{2-3}, \quad (2.30)$$

$$\Delta P_{\text{тр } 2-3} = 20{,}367 \cdot 6 = 122{,}203$$

Втрати тиску в місцевих опорах ділянки, Па

$$\Delta P_{\text{нс } 2-3} = \sum \xi \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2}, \quad (2.31)$$

$$\Delta P_{\text{нс } 2-3} = 10{,}5 \cdot \frac{1000 \cdot 0{,}277^2}{2} = 402{,}83.$$

Загальні втрати тиску на ділянці, Па

$$\Delta P_{\text{нс } 2-3} = \Delta P_{\text{тр } 2-3} + \Delta P_{\text{нс } 2-3}, \quad (2.32)$$

$$\Delta P_{\text{нс } 2-3} = 122{,}203 + 402{,}83 = 525{,}032.$$

Ділянка 3-4

Вихідні дані: $G_{3-4} = 390$ кг/год

$d = 25$ мм

$G_{\text{табл}} = 496$ кг/год

$R_{\text{табл}} = 36$ (м$^2 \cdot$ К)/Вт

W=0,229

Дійсні втрати тиску на ділянці, (м$^2 \cdot$ К)/Вт

$$R_{3-4} = R_{\text{табл}} \cdot \left(\frac{G_{3-4}}{G_{\text{табл}}}\right)^2, \quad (2.33)$$

$$R_{3-4} = 36 \cdot \left(\frac{390}{496}\right)^2 = 22{,}257.$$

Втрати тиску на ділянці, Па

$$\Delta P_{\text{тр } 3-4} = R_{3-4} \cdot l_{3-4} \quad (2.34)$$

$$\Delta P_{\text{тр } 3-4} = 22{,}257 \cdot 10 = 222{,}57$$

Втрати тиску в місцевих опорах ділянки, Па

$$\Delta P_{\text{нс } 3-4} = \sum \xi \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2}, \quad (2.35)$$

$$\Delta P_{\text{нс } 3-4} = 2{,}5 \cdot \frac{1000 \cdot 0{,}229^2}{2} = 65{,}55.$$

Загальні втрати тиску на ділянці, Па

$$\Delta P_{\text{нс } 3-4} = \Delta P_{\text{тр } 3-4} + \Delta P_{\text{нс } 3-4}, \quad (2.36)$$

$$\Delta P_{\text{нс } 3-4} = 222{,}57 + 65{,}55 = 288{,}12.$$

Ділянка 4-5

Вихідні дані: $G_{4-5} = 390$ кг/год

$d = 25$ мм

$G_{\text{табл}} = 496$ кг/год

$R_{\text{табл}} = 36$ (м^2 · К)/Вт

W=0,229

Дійсні втрати тиску на ділянці, (м^2 · К)/Вт

$$R_{4-5} = R_{\text{табл}} \cdot \left(\frac{G_{3-4}}{G_{\text{табл}}}\right)^2, \quad (2.37)$$

$$R_{4-5} = 36 \cdot \left(\frac{390}{496}\right)^2 = 22{,}257.$$

Втрати тиску на ділянці, Па

$$\Delta P_{\text{тр } 4-5} = R_{4-5} \cdot l_{4-5}, \quad (2.38)$$

$$\Delta P_{\text{тр } 4-5} = 22{,}257 \cdot 15 = 333{,}856.$$

Втрати тиску в місцевих опорах ділянки, Па

$$\Delta P_{\text{нс } 4-5} = \sum \xi \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2}, \quad (2.39)$$

$$\Delta P_{\text{нс } 4-5} = 9 \cdot \frac{1000 \cdot 0{,}229^2}{2} = 235{,}985.$$

Загальні втрати тиску на ділянці, Па

$$\Delta P_{\text{нс } 4-5} = \Delta P_{\text{тр } 4-5} + \Delta P_{\text{нс } 4-5}, \quad (2.40)$$

$$\Delta P_{\text{нс } 4-5} = 333{,}856 + 235{,}985 = 288{,}12.$$

: $G_{5-6} = 390 \cdot 2 = 780$ кг/год

$d = 32$ мм

$G_{\text{табл}} = 1037$ кг/год

$R_{\text{табл}} = 36$ (Ділянка 5-6

Вихідні данім^2 · К)/Вт

W=0,277

Дійсні втрати тиску на ділянці, (м^2 · К)/Вт

$$R_{5-6} = R_{\text{табл}} \cdot \left(\frac{G_{5-6}}{G_{\text{табл}}}\right)^2, \quad (2.41)$$

$$R_{5-6} = 36 \cdot \left(\frac{780}{1037}\right)^2 = 20{,}367.$$

Втрати тиску на ділянці, Па

$$\Delta P_{\text{тр } 5-6} = R_{5-6} \cdot l_{5-6}, \quad (2.42)$$

$$\Delta P_{\text{тр } 5-6} = 20{,}367 \cdot 10 = 200{,}67.$$

Втрати тиску в місцевих опорах ділянки, Па

$$\Delta P_{\text{нс } 5-6} = \sum \xi \cdot \frac{\rho \cdot W^2}{2}, \quad (2.43)$$

$$\Delta P_{\text{нс } 5-6} = 1 \cdot \frac{1000 \cdot 0{,}277^2}{2} = 38{,}3645.$$

Загальні втрати тиску на ділянці, Па

$$\Delta P_{\text{нс } 5-6} = \Delta P_{\text{тр } 5-6} + \Delta P_{\text{нс } 5-6}\,, \qquad (2.44)$$

$$\Delta P_{\text{нс } 5-6} = 200{,}67 + 38{,}3645 = 239{,}0345.$$

2.3 Побудова та аналіз температурних графіків

Під час центрального якісного регулювання температури води у системі опалення у залежності від відносного опалювального навантаження для схеми приєднання з елеваторами можна визначити за формулами (2.5) – (2.10).[21]

$$t_{01} = t_B + \Delta t_{0P} \cdot \overline{Q_0^{0,8}} + \overline{Q_0} \cdot \left(\delta t_{1P} - \frac{1}{2} \delta t_{2P} \right), \qquad (2.5)$$

$$t_{02} = t_B + \Delta t_{0P} \cdot \overline{Q_0^{0,8}} - \frac{1}{2} \cdot \delta t_{2P} \cdot \overline{Q_0}, \qquad (2.6)$$

де t_{01}, t_{02} – розрахункові температури води відповідно у подавальній (до елеватора) і зворотній лініях системи опалення;

t_B – розрахункова температура повітря у приміщеннях, що опалюються;

$\overline{Q_0}$ – відносне опалювальне навантаження, що дорівнює відношенню дійсного навантаження Q_0 до навантаження під час розрахункового режиму Q_{0P}, тобто Q_0/ Q_{0P};

Δt_{0P} – температурний напір опалювальної установки на розрахунковому режимі;

$\delta t_{1P}, \delta t_{2P}$ – різниця в температурах води на розрахунковому режимі, а саме:

$$\delta t_{1P} = t_{01P} - t_{02P}, \tag{2.7}$$

$$\delta t_{2P} = t_{03P} - t_{02P}, \tag{2.8}$$

де $t_{01P}, t_{02P}, t_{03P}$ – температури води на розрахунковому режимі відповідно у подавальній лінії системи опалення (до елеватора), у зворотній лінії та у подавальній лінії після елеватора.

При виконанні обчислень температурний напір Δt_{0P} можна визначити за формулою [21]

$$\Delta t_{0P} = \frac{1}{2} \cdot \left(t_{03P} + t_{02P}\right) - t_B, \tag{2.9}$$

а відносне опалювальне навантаження – за формулою [18]

$$\overline{Q_0} = \frac{t_B - t_H}{t_B - t_{H0}}, \tag{2.10}$$

де t_{H0} – розрахункова для систем опалення температура зовнішнього повітря.

Графіки будуються за формулами (2.5), (2.6).

Ці графіки можна будувати у вигляді t_{01}, $t_{02} = f(\overline{Q_0})$, тоді обов'язково треба попередньо побудувати графік $\overline{Q_0} = f(t_H)$ за формулою (2.10). Якщо

будувати графіки у вигляді t_{01}, $t_{02} = f(t_H)$, то будувати графік $\overline{Q_0} = f(t_H)$ не обов'язково.

Під час розрахунків за формулами (2.9), (2.10) треба попередньо визначити величини, що відносяться до розрахункового режиму і залежать від прийнятого у даній системі температурного графіка.

Наприклад, при температурному графіку 90/70 $t_{01P} = 90\ ^0C$, $t_{02P} = 70\ ^0C$, $t_{03P} = 90^oC$, тоді значення $\Delta t_{0P}, \delta t_{1P}, \delta t_{2P}$ можна визначити за формулами (2.7), (2.8), (2.9). Слід мати на увазі, що температурні графіки нелінійні, тому для їх побудови треба розрахувати не менше, ніж 5…6 значень температур.

Якщо графіки побудовано, то можна аналізувати можливості роботи системи опалення у заданих умовах шляхом порівняння розрахункових температур води із заданими температурами $t_П$, $t_З$.

Наприклад, для заданої температури t_H із графіків знайшли відповідні температури води, порівняли їх з $t_П$ і $t_З$ і встановили, що розрахункова t_{01} дорівнює заданій $t_П$, а задана $t_З$ менша, ніж розрахункова t_{02}.

Хоча при цьому різниця температур ($t_П - t_{З)}$ більша за розрахункову, це означає, що опалювальні установки не забезпечують потрібну тепловіддачу у приміщення, оскільки зменшується температурний напір (див. формулу (1.9)). Крім того, витрата води у системі опалення менша, ніж розрахункова, про це свідчить температура $t_З$, яка менша за розрахункову.

У такий спосіб можна зробити потрібний аналіз можливостей роботи системи, після чого запропонувати за необхідністю відповідні можливі засоби поліпшення опалення.

$Q_0=1$; $t_{01}=90°C$;

$Q_0=0.9$; $t_{01}=18 + 62*0.9^{0.8}+0.9(20-10) = 84$ °C.

$Q_0=0.8$; $t_{01}=18 + 62*0.8^{0.8}+0.8(20-10) = 77.86$ °C.

Q_0=0.6; t_{01}=18 + 62*0.6$^{0.8}$+0.6(20-10) = 65.2 °C.

Q_0=0.4; t_{01}=18 + 62*0.4$^{0.8}$+0.4(20-10) = 51.79 °C.

Q_0 = (18-8)/41 = 0,244

t_{01}= 18+62*0.244$^{0.8}$+2.44 = 40,5 °C.

Q_0=0.9; t_{02}=84-18 = 66 °C.

Q_0=0.8; t_{01}=77,86-16 = 61,86 °C.

Q_0=0.6; t_{01}= 65,2-12 = 53,2°C.

Q_0=0.4; t_{01}= 51,79-8 = 43,7 °C.

Q_0=0; t_{01}= 40,5-4,8= 35,7 °C.

$$\overline{Q_0} = \frac{t_B - t_H}{t_B - t_{H0}},$$

$t_н = t_в - 41 * Q_0$

Q_0 = 0,9; $t_н$ = 18 -41*0,9 = -18,9

Q_0 = 0,8; $t_н$ = 18 -41*0,8 = -14,8

Q_0 = 0,9; $t_н$ = 18 -41*0,6 = -6,6

Q_0 = 0,9; $t_н$ = 18 -41*0,4 = 1,6

Q_0 = 0,9; $t_н$ = 18 -41*0,244 = 8

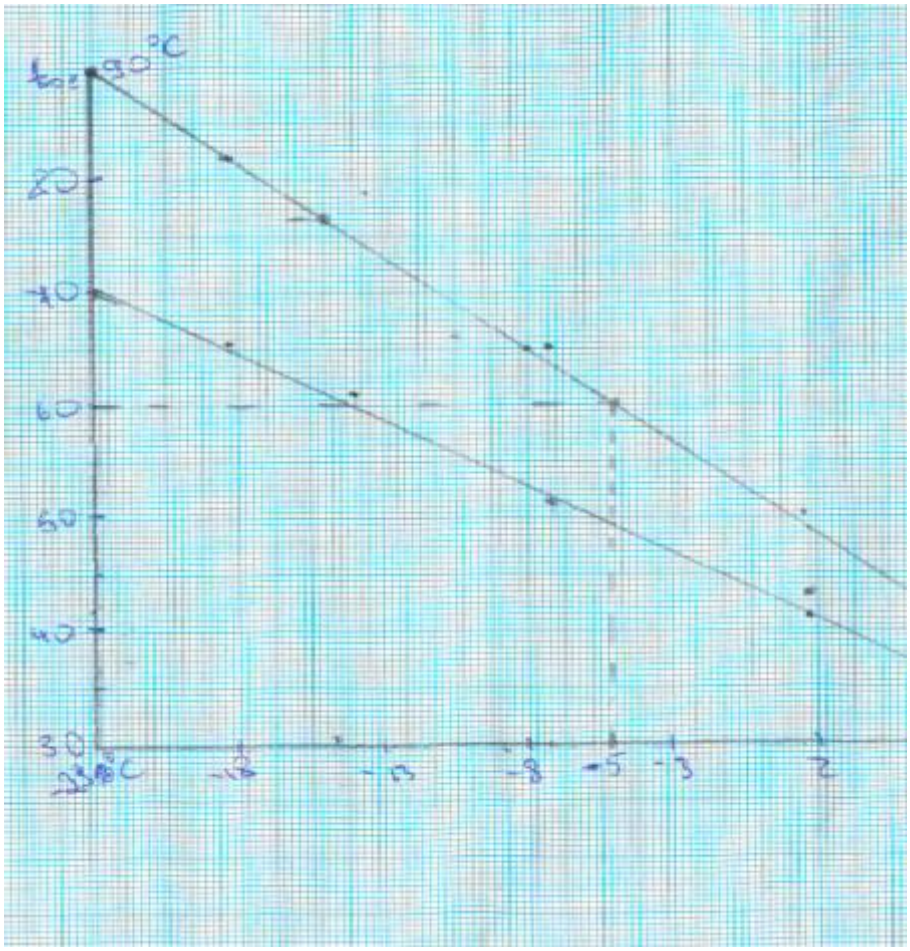


Рис 1.3 – температурній графік

Згідно (Рис. 1.3) графіку та розрахунків видно що для заданих параметрів якщо температура робочої рідини 60°С то теплонасосної установки буде достатньо для отоплення будинку до температури зовнішнього повітря -5°С

Розділ 3.

ПІДБІР ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ

3.1 Загальна характеристика теплонасосних установок

Тепловий насос, або термотрасформатор – це екологічно чиста, компактна установка, що дозволяє отримувати теплоту для опалення та гарячого водопостачання за рахунок перетворення низькопотенційної теплоти енергію більш високого температурного потенціалу. Тепловий насос - пристрій, який «викачує» тепло з якоїсь середовища (зовнішнє повітря, вода зі свердловини або водойми та ін.) І подає його до котла опалення або нагріває внутрішнє повітря приміщення. При цьому до тепла, отриманого з зовнішнього середовища, додається ще тепло, в яке перетворилася електрична енергія, спожита електродвигуном теплового насоса. [30]

Для перенесення тепла із зовнішнього середовища у внутрішні приміщення служить фреоновий контур теплового насоса. Рух фреону забезпечує компресор (див. Рис. 1.4; рух холодоагенту за годинниковою стрілкою), який істотно (в кілька разів) стискає фреон, в результаті чого той значною мірою нагрівається. Саме цей гарячий фреон надходить в конденсатор, який або обдувається внутрішнім повітрям приміщення, або обтікається водою системи теплопостачання. Далі охолоджений фреон потрапляє на розширювальний вентиль, де втрачає тиск і температуру. Холодний рідкий фреон нагрівається і випаровується у випарнику в зовнішньому середовищі. Під час цього нагріву він і отримує тепло від навколишнього середовища.

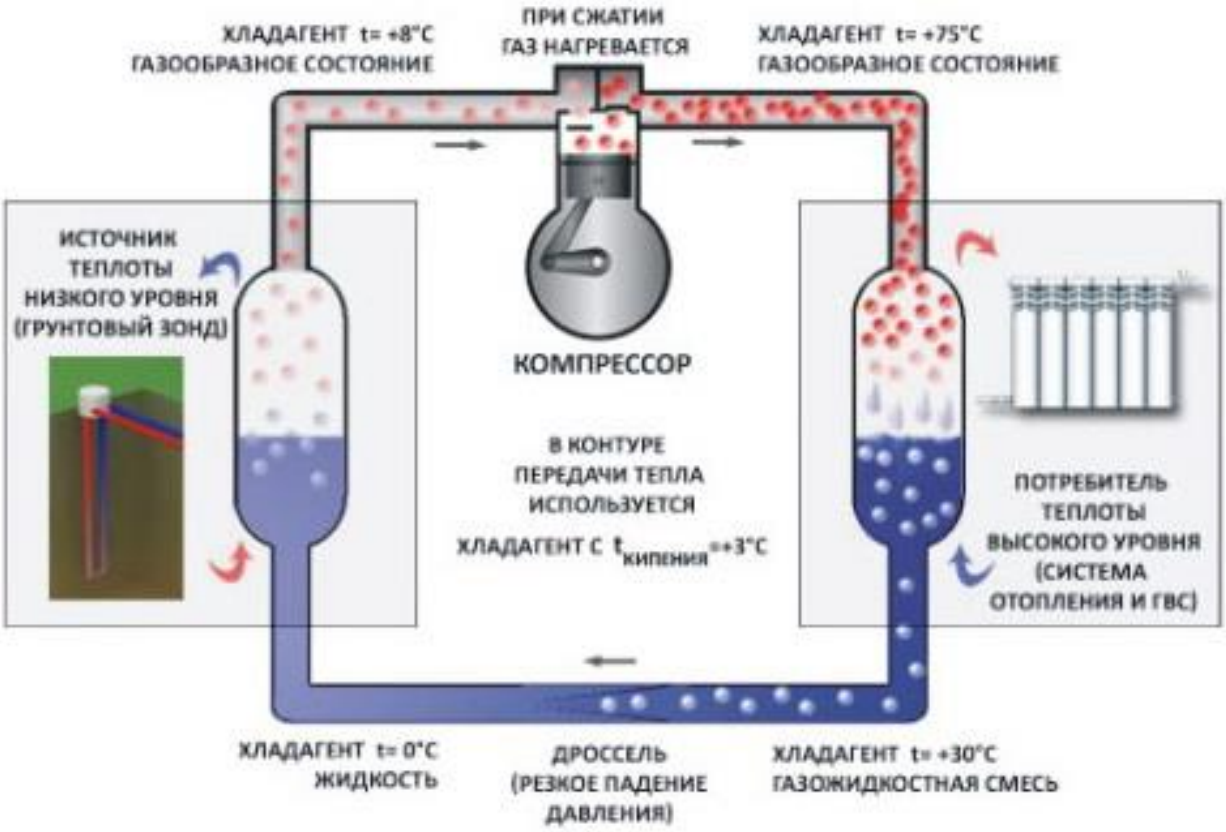


Рис. 1.4 Внутрішня схема теплового насосу

Як джерела низькопотенційної теплоти використовують атмосферне повітря; воду річок, озер, моря; грунт; каналізаційні стоки, вторинні енергоресурси промислових підприємств.

Грунт має здатність акумулювати сонячну енергію на протязі тривалого часу, що забезпечує порівняно рівномірну температуру джерела теплоти протягом року й, тим самим високий коефіцієнта корисної дії теплового насосу. Температура у верхніх шарах грунту змінюється залежно від сезону. Нижче границі замерзання ці температурні коливання значно менше. Для приймання накопиченої у грунті теплоти використовують горизонтально прокладені теплообмінники або за допомогою вертикально прокладених теплообмінників. У першому випадку труби прокладають на глибині 1,2-1,5м. Довжина трубопроводів не повинна перевищувати 100 м[30,36], тому що інакше має місце значна втрата тиску й, відповідно, висока продуктивність насосів. Тепло навколишнього середовища передається до суміші води й антифризу (розсолу), температура замерзання якої повинна становити приблизно -15℃. У подальшому у випарнику теплоту передають робочому тілу з низькою температурою кипіння (наприклад, фреону).

Вода добре акумулює сонячне тепло. Навіть у холодний зимовий період грунтові води мають постійну температуру від +7 до +12℃. Внаслідок постійного температурного рівня цього джерела коефіцієнт корисної дії теплового насоса протягом всього року залишається високим. Відкриті водойми також можуть бути придатними для тепло генерації, тому що завдяки високій теплоємкості вода акумулює значну кількість теплоти. Температура води під шаром криги має значення вище 0℃.

Повітря як джерело теплоти найбільш просте у використанні. У більшості випадків можна використовувати тільки зовнішнє повітря. Використання внутрішнього повітря будинків як джерело опалення житлових споруджень, як правило, виключається. Це доцільно лише в особливих випадках, наприклад, при промисловому використанні тепла газів, що відходять

Можливими областями застосування теплових насосів вважають системи опалення та гарячого водопостачання(ГВП) жітлово-комунального сектору, басейнів, громадських споруд; системи кондиціювання повітря; утилізація теплоти викидів системи вентиляції метрополітену; утилізація

теплоти технологічних відходів на промислових підприємствах; системи охолодження безперервно працюючого обладнання (трансформатори, скловиробництво тощо).

Для оцінок ефективності застосування тепло насосних установок використовують наступні показники: коефіцієнт перетворення, співвідношення корисної продуктивності, коефіцієнт використання палива. [30]

Коефіцієнт перетворення визначають як відношення корисної теплової енергії, яку отримують на виході з теплового насосу, до енергії, що витрачається на стиснення холодоагенту (орієнтовні значення коефіцієнта подано у табл.1)

$$\varepsilon = \frac{Q_K}{L}, \tag{3.1}$$

Співвідношення корисної продуктивності є відношенням корисної енергії на виході з установки до підведеної енергії.

$$\text{СКП}=\frac{Q_{\text{кор}}}{Q_{\text{підв}}}, \tag{3.2}$$

Вказана величина дає змогу підрахувати вартість теплової енергії, що вироблена тепловим насосом, з урахуванням вартості енергії, підведеної до установки, та усіх, втрат енергії в установці.

Коефіцієнт використання палива дорівнює відношенню корисної енергії на виході з установки до кількості енергії, що міститься у первинному паливі.

$$\text{К}=\frac{Q_{\text{кор}}}{Q_{\text{пал}}}, \tag{3.3}$$

Таблиця 1.3

Енергетична ефективність теплових насосів

Джерело низько-потенційної енергії	Зворотна вода 15-25℃	Водойма (5-25)℃	Стічні води (25-30)℃	Відпрацьоване повітря (20-30)℃	Повітря
Споживач	ГВП 50-60℃	«Тепла підлога»,ГВП (40-50)℃	ГВП басейнів 25-30℃	Технологічний процес сушки (30-40)℃	Повітряне опалення приміщень (20-25)℃
коефіцієнт ε	4,0-4,2	4,2-4,5	4,5-5,0	3,1-3,3	3,6-3,7

Ефективність використання енергії первинного палива в сучасному малопотужному автономному котлі та парокомпресійному тепловому насосі стає однаковою, якщо коефіцієнт перетворення буде рівний 3,6-3,8. Для того, щоб тепловий насос міг відбирати енергію від навколишнього середовища при відносно низькій температурі, до нього необхідно підводити електроенергію. Як правило, при теплонасосному опаленні потрібно в декілька разів менше енергії, ніж при прямому перетворенні електроенергії в теплову.

Традиційно, областю використання одноступінчатих парокомпресійних теплових насосів, являється низько температурне опалення з параметрами теплоносія 55-30^{o} С. Це обумовлено гранично допустимими значеннями ступінню стискання в компресорі π=7. При цьому тиск конденсації, для приладу, для фреона R407C не перевищує 2,35 МПа, що відповідає температурі конденсації $t_к$=60^{o}С [38,39].

Теплові насоси – це компактні, економічні та екологічно чисті системи опалення, що дозволяють отримувати тепло для гарячого водопостачання та опалення будівель за рахунок використання тепла грунта, грунтових артезіанських джерел, тепла озера, моря, тепла повітря, шляхом його переносу до теплоносія з більш високою температурою.

Техніка проста, надійна та була відома ще сто років тому. З ростом цін на енергію, на газ та підвищеними вимогами до зовнішнього середовища підвищилось використання теплових насосів у якості опалювальних систем в будівлях. 2/3 опалювальної енергії можна отримувати безкоштовно з природи і тільки 1/3 – за рахунок роботи циркуляційних насосів, електрики.

На відмінність від газових котлів, котлів на твердому та рідкому паливі, теплові насоси мають відмінні показники економічності роботи (щомісячні витрати зменшуються від 2-х до 10-ти разів).

Теплові насоси мають великий термін служби до капітального ремонта (до 15-25 опалювальних сезонів) та працюють повністю в автоматичному режимі. Обслуговування насосів полягає в сезонному технічному огляді та періодичному контролі режимів роботи.

Тепловий насос типу "грунт-вода". Ґрунт - це, мабуть, найбільш універсальне джерело розсіяного тепла. Він акумулює сонячну енергію й цілий рік підігрівається зсередини, від ядра землі. При цьому він завжди "під ногами" і здатний віддавати тепло незалежно від погоди. Адже на глибині вже 5-7 м температура практично постійна протягом усього року.

Необхідна енергія збирається теплообмінником, заглибленим у землю, і акумулюється в носії, що потім насосом подається у випарник і повертається назад за новою порцією тепла. Як такий переносник енергії використовують незамерзаючу рідину на основі пропіленгліколю.

Існує два типи колекторів: ґрунтовий колектор і грунтовий зонд. Вибір залежить від особливостей кожної ділянки, її площі, геології й ін.

Ґрунтовий колектор (горизонтальний) являє собою довгу трубу, горизонтально покладену під шаром фунту. Ґрунтові зонди (вертикальні колектори) - це система довгих труб, що опускають у глибоку свердловину (50-150 м). Тут потрібно небагато землі, зате потрібні дорогі бурильні роботи.

Як правило, для зниження навантаження на устаткування, гаряча вода акумулюється в накопичувальному баці. Ємність бака розраховується залежно від кількості людей, які проживають у будинку й можуть окремо або одночасно користуватися гарячою водою. У випадку пікового навантаження (всі крани гарячої води відкриті) тепловий насос тимчасово перемикається в режим приготування гарячої води,повертаючись до підігріву води для опалення після того, як у накопичувальному баці буде досягнутий певний рівень гарячої води.

По суті, тепловий насос - це злегка перетворений холодильник. В обох є випарник, компресор, конденсатор і дроселюючий пристрій. Цикл роботи в холодильника та насоса абсолютно однаковий, відрізняються тільки параметри настроювання. Навіть зовні, по розмірах і формі, вони схожі один на одного.

Принцип дії теплових насосів - процес кругообігу який показано на рисунку 1 – діаграма lg p, h. [38]

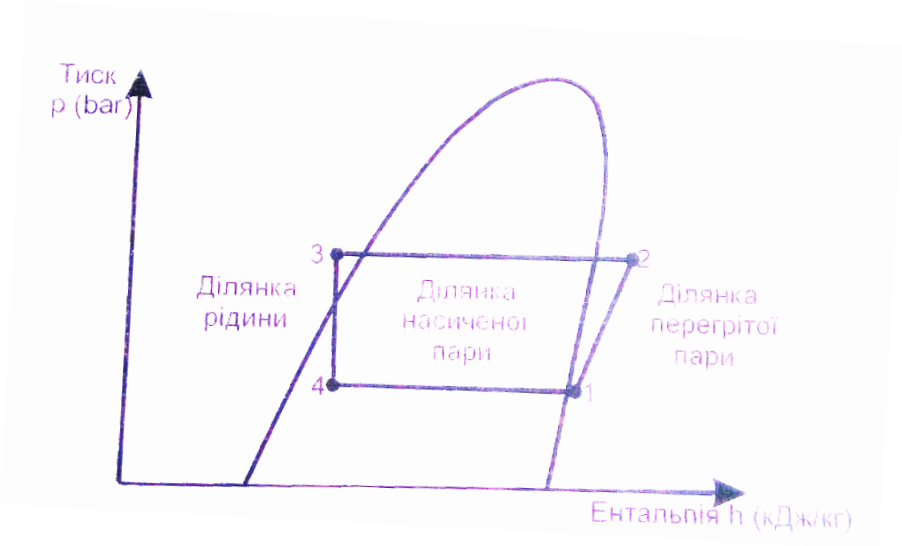


Рисунок 1.5 – діаграма lg p, h.

Таблиця 1.4

Розрахункові значення теплонасосної установки по T-S діаграмі холодоагента R407C, $T_{випар}$=15℃

Температура °С	Значення	Тиск, бар	Значення	Ентальпія, кДж/кг	Значення	Обєм, $м^3$/кг	Значення	Ентропія, кДж/кг· К	Значення
$T_4=T_{випар}$	50	P_4	5	i_4	420	v_4	0,085	s_4	1,8
$T_1=T_{конд}$	60	P_1	30	i_1	460	v_1	0,015	s_1	1,8
T_2	const	P_2	30	i_2	310	v_2	const	s_2	const
T_3	15	P_3	5	i_3	310	-	-	s_3	1,5

Кругообіг холодоагенту в тепловому насосі представлений на діаграмі, що звязує між собою ентальпію h (теплота, що йде на випар) і тиск p (у логарифмічному вигляді), діаграма lg p, h.

Ентальпія є тепломісткість. Вона збільшується, коли підводить тепло. Зміни агрегатного стану речовини холодоагенту відбувається при постійних температурах. Нанесена на малюнку дугоподібна крива охоплює ділянку "насиченої пари". Ліворуч від дугоподібної кривої розташовується холодоагент у рідкому стані, праворуч у вигляд перегрітої пари, "перегріта пара".

Випаровування (4 - 1)

Рідкий холодоагент надходить із низьким тиском (наприклад, 4 bar) і низькою температурою (наприклад, -3 °C) у випарник. Температура холодоагенту нижче, ніж джерела тепла (наприклад, 5 °C). Внаслідок цього перепаду температури тече тепловий потік, що передає тепло від джерела тепла холодоагенту .

Холодоагент випаровується (насичена пара) і ентальпія росте.

Необхідне для цього тепло на випар (приховане (латентне) тепло) забирається з джерела тепла, що тим самим прохолоджується (наприклад, на 3,5

К до 1,5 °С). Після випарника температура холодоагенту при відносно постійному тиску підвищується (наприклад, на 2,5 °С при 4 bar).

Після випару при тому ж тискові відбувається примусовий перегрів пари холодоагенту для досягнення впевненості в повному випарі всієї рідини (перегрітої пари) (наприклад, до 6,5 ° С). Це відбувається в проміжному теплообміннику (вузол перегрівник/переохолоджувач).

Шляхом перегріву досягається те, що компресор увесь час отримує пароподібний холодоагент.

Стискання (1 - 2)

Пароподібний холодоагент всмоктується й стискується ущільнювачем (компресором). Тим самим тиск пароподібного холодоагенту піднімається (наприклад, до 14 bar). Наслідком виниклого завдяки цьому підвищення тиску є знов-таки підвищення температури (наприклад, 67 °С). Спожита ущільнювачем (компресором) електрична енергія приводу перетворюється в як можна більше високу частку роботи з ущільнення. Мова йде про перегрітупару холодоагенту (перегріта пара). Підведена до ущільнювача електрична потужність використається для підняття пари холодоагенту на більш високий рівень тиску, зміст енергії в холодоагенті завдяки цьому підвищується несуттєво. Отже, добуте з навколищнього середовища тепло становить більшу частину тепла, що втримується в парі холодоагенту.

Скраплення (2 - 3)

Доведена до високої температури пара, що перебуває під тиском, холодоагенту нагнітається в зріджувані (конденсаторі).

Температура ділянки "течії вперед" (УТВ) опалення (55 °С) у конденсаторі нижче, ніж температура перегрітої пари холодоагенту (наприклад, 67 °С). Тому холодоагент віддає там свою вбрану енергію у вигляді корисного тепла системі опалення. Зниження температури пари веде знов-таки до зміни агрегатного стану речовини. Пара холодоагенту конденсується й стає рідким. Температура холодоагенту знижується. Тиск залишається при цьому,

абстрагуючись від невеликих втрат, постійним (наприклад, до 34 °C температури конденсації, при тиску 14 bar).

Отримана із процесу скраплення холодоагенту частка переданого воді опалювальної системи тепла (латентне тепло) істотно вище, ніж частка тепла із процесу помітного охолодження пари холодоагенту (приклад водяний кип'ятильник).

Після конденсації при таком ж самому тиску здійснюється примусове переохолодження пари холодоагенту з метою досягнення впевненості в повнім скрапленні всіх пароподібних частин (наприклад, до 25 °C). Це здійснюється також у проміжному теплообміннику. Шляхом переохолодження досягається постійне харчування розширювального клапана рідким холодоагентом.

Зняття тиску (декомпресія) (3 - 4)

Розташований між зріджувачем і випарником розширювальний клапан замикає собою контур холодоагенту. Через цей розширювальний клапан, що перебуває під високим тиском скраплення холодоагент, проходячи операцію зниження тиску, опускається на більш низький рівень тиску (4бар). При цьому знов-таки температура холодоагенту буде знижуватися, поки не досягне вихідної температури (-3 °C). Холодоагент знову готовий до прийому тепла. У тепловому насосі, таким чином, закритий цикл.

Тепловий насос оптимально використовує наявне природне тепло навколишнього середовища, перетворюючи накопичену енергію сонця, а також тепло землі в корисну енергію.

Для цього тепловий насос забирає з джерела тепло землі або грунтової води, накопичене тепло й підвищує цю енергію до придатного для цілей опалення рівня температури.

Коефіцієнт потужності ε показує відношення що віддає тепловиробляємій потужності теплового насоса до задіяної електричної потужності без допоміжних видів енергії, як, наприклад, холодильний теплоносій і насос опалювального контуру. Він завжди стосується чітко певних умов на момент

добутку вимірів і тим самим уможливлює порівняння різних систем теплових насосів і їхніх марок (моментальний знімок). Коефіцієнт потужності залежить від типу теплового насоса, температури джерела тепла (вода/розсіл), а також необхідної температури сторони опалення.

У принципі діє правило: чим вище температура джерела тепла й чим нижче температура в установці використання тепла, тим більше економічна експлуатація теплонасосної установки.

Вузли холодильного циклу теплових насосів за своїми функціями в значній мірі ідентичні з вузлами відомих теплових насосів розсіл/вода або вода/вода.

3.2 Підбір теплового насосу

Посеред представленої палітри продукції фірми Vaillant обираємо тип приладів і механізмів geoTHERMVWS. Так як в нашому випадку джерелом низькопотенційного тепла слугуватиме грунт, а для переносу тепла від грунта до теплового насосу застосовують розчин етиленгліколю.

Тепловий насос geoTHERM VWS пропонується в компонуванні з наступною продуктивністю [40]:

geoTHERM, geoTHERMplus

а) розсіл/вода без бойлера. б) розсіл/вода з бойлером:

-VWS 81/2 - VWS 82/2

-VWS 101/2 VWS 141/2 VWS 171/2 - VWS 102/2

V = Vaillant

W = тепловийнасос

S =розсіл

6/8/... =теплопродуктивність (кВт)

1 = тепловий насос опалювальної системи

2 = тепловий насос опалювальної системи з вбудованим бойлером /2 = покоління приладу (механізму)

Серед заявлених потужностей теплових насосів вибираємо geoTHERM VWS 171/2 спираючись на загальні тепловтрати будинку 18589 Вт. Використовуючи розрахунки комплектуємо зміївиковим бойлером geoSTOR VDH 300/21 Бойлер на 300 літрів горячої води з нержавіючої сталі повністю забезпечить потребу в гарячій воді.

Тепловий насос geoTHERM VWS VWS 171/2 серійно оснащений наступними відмітними ознаками й конструкційними компонентами:

- Циркуляційний насос для розсолу й компенсаційний резервуар для розсолу з SV;
- Безпечний холодоагент R 407 C;
- Сучасний, з більшим терміном служби, спіральний компресор для теплових насосів;
- Керований залежно від погоди регулятор енергобалансу з більшим дисплеєм для графічного відображення;
- Можливість встановлення додаткового електропідігрівання з регулюванням на 2/4/6 кВт;
- Найкоротший час монтажу завдяки компактній конструкції ;
- Циркуляційний насос опалювальної системи;
- Трьоходовий перемикаючий клапан для підготовки гарячої води;
- Високоякісний пластинчастий теплообмінник з нержавіючої сталі;

Таблиця 1.5

Технічні характеристики geoTHERM VWS 171/2 [40]

Назва	Одиниці виміру	geoTHERM VWS 171/2
Розміри:		
Висота без підключень	мм	1200
Ширина	мм	600
Глубина без колон / з колонами	мм	650/840
Електричні характеристики електричного підключення	V Hz	3/N/PE – 400 50
Запобіжник інертний	A	3×25
Пусковий струм без обмежувача пускового струму	A	74
Пусковий струм з обмежувачем пускового струму	A	<25
Електрична споживаєма потужність — макс. у B20W60 — додатковий електропідігрів	 kW kW	 7,7 6

Продовження таблиці 1.5

Вид захисту EN60529		IP 20
Контур джерела тепла / розсільний контур: Вид розсолу		етиленгліколь 30%
Макс. робочий тиск	bar	3
Мін. температура на вході	°C	-10
Макс. температура на вході	°C	20
Номінальний об’ємний потік dT 3K	л/ч	1800
Залишкова висота подачі dT 3K	mbar	277
Електрична споживаєма потужність насоса	W	210
Опалювальний контур:		
Макс. робочий тиск	bar	3
Мін. / макс. температура ділянки «течія вперед»	°C	25/67
Номінальний об’ємний потік dT 10K	л/ч	1538
Залишкова висота подачі dT 10K	mbar	603
Електрична споживаєма потужність насоса	W	205

3.3 Розрахунок площі поверхні теплопередачі грунтового теплообмінника.

Найбільш перспективним джерелом представляється грунт поверхневих шарів Землі в зв'язку з його повсемістною доступністю, а також його достатньо високого температурної о потенціалу, грунт являться гарним акумулятором теплоти. Гарними аккумулюючими здібностями володіють водонасичені грунти.

Згідно данним, на глибині більше 11,5 м для Дніпропетровської області температура грунта не зазнає впливу коливань зовнішнього повітря, впливу осадків і т.п. та залишається постійною, дорівнюючи середньорічні температурі атмосферного повітря 7,2 ° С. Зміна температури грунта на глибині 1-3 м, по данним роботи , складає від 2 до 9°С, на протязі з жовтня по березень. Нижче відмітки 11 5 м на кожні 20 м середньо річна температура збільшується на 1 °С.

Для вилучення гешіоти з грунту беремо не стандартний теплообмінник який представляє собою стальну зрубу (діаметр 146мм) з заглибленим днищем, в нижню частину котрого опущений шланг (38 мм), подаючий розсольний розчин на глибину.

Як холодоносій використаємо 25% розчин етиленгліколю;

Глибина закладення однієї свердловини - ЗО м;

Розрахункова температура грунту $T_{Гр}$ = 8,2°С [3];

Ґрунт - водонасичений;

Температура подачі розсолу етиленгліколю в свердловину Т = 1°С;

Діаметр обсадної зруби свердловини 146х6 мм.

Тепловіддача одного погонного метра свердловини визначається із співвідношення, $\frac{\text{ккал}}{\text{м}} \cdot \text{год}$,

$$q = \frac{(t_{гр} - t_{р})}{\frac{\ln \cdot (\xi / r_0)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda}}, \quad (4.1)$$

де ξ - можливий радіус промерзання, м;

λ - коефіцієнт теплотворності грунту;

r_0 - радіус обсадної труби фунтового теплообмінника.

Величина залежить від багатьох не завжди відомих при проектуванні величин, зв'язаних складними залежностями, обумовленими часом эксплуатации шпари, а також вологості фунту.

З метою виключення можливості промерзання фунту температура подачі розсолу не повинна бути нижче 1 °С.

На підставі існуючого досвіду експлуатації величину можна прийняти рівної 0,15 м. Це значення відповідає наступним умовам роботи свердловини: t_p ≈0°С; час роботи τ= 1000год,

$$q_e = \frac{(8,2-1)}{\frac{\ln\cdot(0,15/0,73}{2\cdot3,14\cdot2,3}} = 147 \quad (4.2)$$

Таким чином, забезпечується деякий запас по тепловій продуктивності свердловини. З обліком цьогоВт/м ,

$$q_e = 147\cdot1,16 = 170 \quad (4.3)$$

Теплова продктивність однієї свердловини глибиною 30 м становить,кВт,

$$Q^1_{Скв}=0,170\cdot30 = 5,113 \text{ кВт} \quad (4.4)$$

При питомій теплоємності 25% етиленгліколю, Ср = 0,685 ккал/кг та розрахунковою різницею холодоагента 7°С максимальна витрата етіленгликолю на одну свердловину складає, кг/год ,

$$G_{хл} = \frac{4410}{0,685\cdot7} = 979 \quad (4.5)$$

Необхідна теплова продуктивність низько потенційного джерела, для забезпечення роботою з максимальною тепловою продуктивністю 15,5 кВт:

$$Q_0 = Q_т \cdot (1 - \frac{1}{\mu}), \quad (4.6)$$

де μ – мінімальне, економічно вигідне значення коефіцієнта перетворення теплового насосу (приймаємо рівним 3), кВт,

$$Q_0 = 15,5 \cdot \left(1 - \frac{1}{3}\right) = 10,3 , \quad (4.7)$$

Для забезпечення Q_0, необхідна установка двох свердловин, кВт,

$$Q_0 = Q_{Скв}^{I} + Q_{Скв}^{II} = 5{,}113 + 5{,}113 = 10{,}3 \quad (4.8)$$

Розділ 4

4.1 Обчислення річних витрат палива для опалення будівлі.

Таблиця 1.6

Тривалість спостереження температур зовнішнього повітря для кліматичних умов Дніпропетровської області [17]

Середньодобова температура зовнішнього повітря, ℃	Нижче -25	Нижче -20	Нижче -14	Нижче -10	Нижче -4	Нижче 0	Нижче 8
Тривалість періоду з означеною температурою,n, годин	9	45	205	398	979	1965	4089

Графік будують у двох квадрантах із загальною віссю ординат, на якій наносять значення витрат теплоти. По вісі абсцис в лівому квадранті відкладають температури зовнішнього повітря, в правому – тривалість спостереження даної температури зовнішнього повітря в годинах за рік (табл.. 4.1). У лівій частині графіка будують лінію зміни теплового навантаження від температури зовнішнього повітря. Оскільки залежність опалювального навантаження від температури має лінійний характер і визначається рівнянням

$$Q_{\text{о}} = Q_{o,max}\frac{t_{\text{в}}-t_{\text{з}}}{t_{\text{в}}-t_{\text{ро}}}$$

Для побудови графіка зміни витрат теплоти на опалення достатньо на площині діаграми мати дві точки. Одна з них – розрахункова величина при температурі зовнішнього повітря $Q_{o,max}$= 18589 Вт (точка А). друга точка (точка М), що характеризує початок опалювального періоду, визначається за результатами обчислень

$$Q_{\text{М}} = Q_{o,max}\frac{t_{\text{в}}-t_{\text{з}}}{t_{\text{в}}-t_{\text{ро}}} = 18589*\frac{18-8}{18-(-23)} = 4533 \text{ Вт}$$

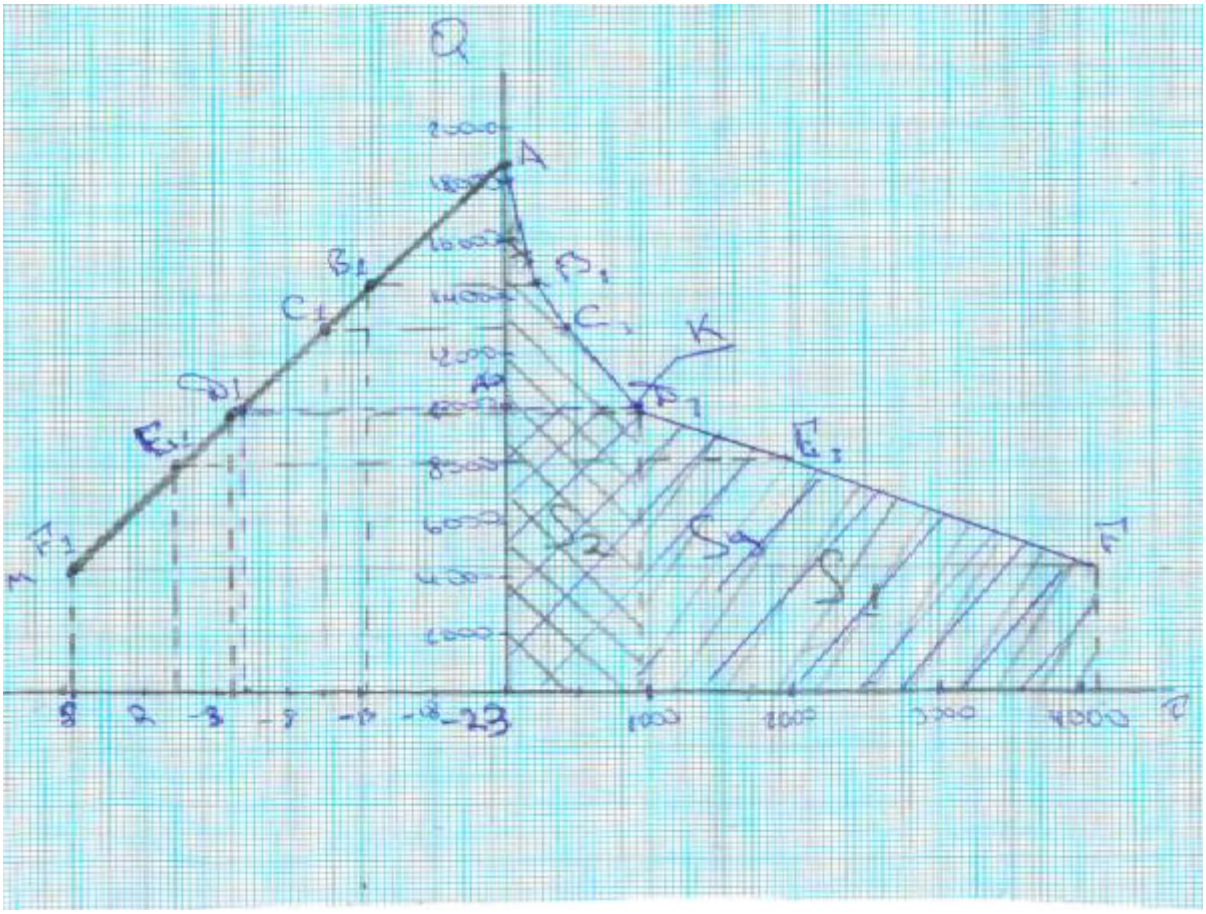


Рис. 1.6- Річний графік опалювального навантаження

$t_{нар.} = t_{р.о.} = -23^0C$; $Q_0 = Q_{0max} = 18589$; $Q_o = 1$;

$t_{нар.} = -20°C$; $Q_0 = \frac{18+20}{18+23} = 0.927$; $Q = Q_0 * Q_{0max} = 0.927 * 18589 = 17229$ Вт

$t_{нар.} = -14°C$; $Q_0 = \frac{18+14}{18+23} = 0.78$; $Q = Q_0 * Q_{0max} = 0.78 * 18589 = 14508$ Вт

$t_{нар.} = -10°C$; $Q_0 = \frac{18+10}{18+23} = 0.683$; $Q = Q_0 * Q_{0max} = 0.683 * 18589 = 12695$ Вт

$t_{нар.} = -4°C$; $Q_0 = \frac{18+4}{18+23} = 0.537$; $Q = Q_0 * Q_{0max} = 0.537 * 18589 = 9975$ Вт

$t_{нар.} = 0°C$; $Q_0 = \frac{18}{18+23} = 0.439$; $Q = Q_0 * Q_{0max} = 0.439 * 18589 = 8161$ Вт

$t_{нар.} = 8°C$; $Q_0 = \frac{18-8}{41} = 0.244$; $Q = Q_0 * Q_{0max} = 0.244 * 18589 = 4534$ Вт

З'єднуючи точки А і М, будуємо в лівому квадранті графіка лінію Q_0=f(t_3). Точки для побудови графіка Q_0=f(n) у правому квадранті знаходимо таким чином. Температурі зовнішнього повітря t_3 =-14℃ на лінії АМ відповідає теплове навантаження, позначене точкою B_1. Згідно таблиці, тривалість періоду з такою температурою зовнішнього повітря становить 205 годин (точка B_2). На перетині ліній B_1B_3та B_2B_3знаходимо в правом у квадранті точку B_3. Подібним чином визначаємо точки C_3, D_3, E_3, F_3. З'єднуючи винайдені точки отримуємо лінію А, F_3. Зєднуючи винайдені точки отримуємо лінію АF_3.

$S_1 = 6,2 * \frac{5+2,2}{2} = 22,32$ см^2

$S_2 = 1,9 * \frac{5+7,3}{2} = 11,68$ см^2

$S_3 = \frac{0,4+2.2}{2} = 1,3$ см^2

S = 35,3 см^2

Площа фігури під лінією пропорційна річній потребі в теплоті на опалення і становить 35,3 см^2. З урахуванням масштабу 1см^2 =3,6*10^9 Дж річні витрати теплоти дорівнюють

$$Q_0^{\text{річ}}=2793*35,3*10^3= 98,59* 10^9 \text{Дж}$$

Знаючи річні витрати теплоти рахуємо річні витрати палива для опалення будинку. Використовуючи висушене дерево, з калорійністю

$^{н}Q_р$ = 3400 ккал/кг = 3,9 кВт.

ККД котла що встановлено в будинку n = 80%

Таким чином річні витрати палива становлять

$$B = \frac{Q}{\text{нQр}*\text{n}} = \frac{98590}{11,4} = 8648,5 \text{ кг.}$$

Згідно Рис. 3.2 знаходимо на графіку річних витрат палива (Рис. 4.1) кількість теплоти що може надати теплонасосна установка. На графіку це фігура під лінією A_0KF. Знаходимо площу фігури під лінією.

$S_4 = S_1+1.9*5.1 = 32.01$ см^2

Знаходимо кількість палива що може замінити встановлення теплового насосу

$Q = 2793*32.01*10^3 = 89.4 * 10^9$ Дж;

$B = \frac{89400}{11,4} = 7842,45$ кг.

Тобто встановлючи теплонасосну установку ми економимо 7842,45 (кг) топлива, що складає 90,7% від річного сповживання топлива. На стан 2019 року ціна на сухі дрова в середньому 2250 грн за тонну. Тобто завдяки теплонасосній установці єкономится 17645,5 грн за весь отоплювальний сезон.

Висновки

- Обчислено теплові втрати огороджувальних конструкцій будинку житлового типу в селі Єлизаветівка, Дніпропетровської області. Будівлю утеплювати не потрібно, так як термічний опір будівлі забезпечує нормативні умови і теплові втрати становлять 18,59 кВт.
- Проведено гідравлічний розрахунок системи опалення і підібрано необхідна кількість опалювальних приладів.
- Проаналізовано ринок України та підібрано теплонасосне обладнання для забезпечення опалення будівлі Vaillant geoTHERM VWS.
- Обчислено площу поверхні теплопередачі грунтового теплообмінника, яка забезпечує необхідну ткплову продуктивність теплового насосу. За результатами розрахунків прийнято рішення зробити 2 скважини глубиною по 30 м.
- Проведено техніко – економічні розрахунки обраного варіанту теплопостачання будівлі, які показали що данний варіант опалення економічно доцільний. Економія палива складає 90,7%

Список використаної літератури

1.Норми та вказівки по нормуванню витрат палива та теплової енергії на опалення житлових та громадських споруд, а також на господарські потреби в Україні [Текст]: керівний технічний матеріал 204 України, 244-94, 195. – 636 с.

2.Базовые енергоустановки и окружающая среда [Текст]: учеб. пособие / под ред. В.А. Маляренко; Харьк. гос. акад. міськ. госп-ва.- Х.: ХГАГХ, 2002. – 398 с.

3.Теплотехнический справочник [Текст]: / Под общ. ред. В.Н.Юренева, П.Д. Лебедева. Т.2. М.: Знергия, 1976. - 896 с.

4.Алексеев М. И., Дмитриев В. Д. и др. Городские инженерные сети и коллекторы [Текст]:. – Л.: Стройиздат, 1990. – 384

5.Справочник по гидравлике [Текст] / под общ. ред. В.А. Большакова. – К.: Вища школа, 1984. – 368 с.

6.Тепловая изоляция [Текст] / под ред. Г.Ф. Кузнецова. – М.: Стройиздат, 1995. – 421 с.

7.Алексахін О.О. Приклади й розрахунки з теплопостачання та опалення. [Текст] / О.О.Алексахін, О.М.Герасимова.- Харків: ХДАМГ, 2002. - 206 с.

8.Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст]: справ. пособие / Л.Д. Богуславский, В.И. Ливчак, В.П. Титов и др.: Под общ. ред. Л.Д. Богуславского. – М.: Стройиздат, 1990. – 624 с.

9.Пластинчатые теплообменники в промышленности учеб. Пособие / Л.Л. Товажнянский, П.А. Капустенко, Г.Л. Хавин и др.: под общ. ред. Л.Л. Товажнянского; национальный технический университет «Харьковский политехнический институт». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. – 232 с.

10.Тарадай А.М. Основы разработки пластинчатых теплообменников для систем теплоснабжения [Текст] / А.М. Тарадай; - Харьков: Основа, 1998. – 192 с.

11.Зингер Н.М. Пластинчатые теплообменники в системах теплоснабжения [Текст]: / Н.М. Зингер, А.М. Тарадай, Л.С. Бармина; - М.: Энергоиздат, 1995. – 256 с.

12.Повышение эффективности работы тепловых пунктов [Текст] / Н.М. Зингер, В.Г. Бестолченко, А.А. Жидков. – М.: Стройиздат, 1990. – 185 с.

13.Ресурсные элементные сметные нормы на строительные работы. Сборник 19. Газоснабжение – внутренние устройства: ДБН Д.2.2-19-99:- Держбуд України, К.: 2000. – 16 с.

14.Инженерное оборудование зданий и сооружений. Внешние сети и сооружения. Газоснабжение: ДБН В.2.5-20-2001.- . К.: Госстрой Украины, 2001. – 130 с.

15.Інженерне обладнання населених місць [Текст]: підручник /М.О.Шульга,І.Л.Деркач,О.О.Алексахін; - Харків,ХНАМГ,2007 -259 с.

16. Ионин А.А. Газоснабжение [Текст]: /А.А.Ионин. – М.: Стройиздат, 1989. – 327 с.

17.Будівельна кліматологія: ДСТУ –НБВ.1.1-27:2010: чинний від 01.11.2011. [Текст]: Мінрегіонбуд, Київ. 2011. – 123с

.18.Справочник проектировщика. Вентиляция и кондиционирование воздуха[Текст]: / под ред. И.Г.Староверова. - М.: Стройиздат, 1978. – 415с

19.Баркалов Б. В. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях[Текст]:/ Б.В.Баркалов, Е.Е.Карпис. - М.: Стройиздат, 1982. – 322 с.

20. Опалення, вентиляція та кондиціонування: ДБН В.2.5-67:2013: чинний від 01.10.2013. [Текст]: – К.: Мінрегіонбуд та ЖКГ України, 2013. – 167 с.

.21.Титов В. П. Курсовое и дипломное проектирование по вентиляции гражданских и промышленных зданий: уч. пособие для вузов [Текст]: / В. П. Титов, Э. В. Сазонов, Ю. С. Краснов, В.И. Новожилов — М.: Стройиздат, 1985. – 208 с.

22.Кокорин О. Я. Отечественное оборудование для создания систем вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст]: /О.Я.Кокорин, А.М.Дерипасов. - М., ИКФ „КАТАЛОГ”. 2002. – 315 с.

23.Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика. [Текст]:/ Евроклимат, 2000. – 433 с.

24.Ананьев В. А. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика [Текст]:/В. А. Ананьев, Л. Н. Балуева, А. Д. Гальперин - М.: "ЕВРОКЛИМАТ", 2001 - 416 с.

25. Шульга М. О. Вентиляція та кондиціювання повітря: навч. посібник [Текст]:/ М. О. Шульга., І. П. Юхно; Харк. нац. акад. міськ. госп-ва. – Х: ХНАМГ, 2004. – 214с

26. Шульга М. О.Теплогазопостачання і вентиляція: навч. посібник [Текст]:/ М.О.Шульга, О.О.Алексахін, Д.О.Шушляков; Харк. нац. ун-т міськ. госп-ва ім..О.М.Бекетова – Х: ХНУМГ, 2014. – 191с.

27.ГОСТ 21.602-2003 Система проектной документации для строительства. Правила выполнения рабочей документации отопления, вентиляции и кондициониро-вания. Рабочие чертежи: дата введения 01.06.2003. - М.: Межгосударственный стандарт. – 2003, 34с.

28.Якубчик П. П. Справочник по инженерному оборудованию жилых и общественных зданий [Текст]:/П. П. Якубчик, А. Е. Татура, Н. А. Черников, О. А. Продоус, В. С. Дикаревский – К.: Будивельник, 1989. – 360 с.

30. Принцип роботи теплового насоса-Прогрес - XXI нові енергетичні системи- http://progress21.com.ua/ua/heat-pumps/operating-principle.

31.Баадер В., Доне Е., Бренндерфер М. біогаз: теорія і практика. - М: Колос, 2012. - 148 с.

32.Лобачов П. В. Насоси та насосні станції: Підручник для технікумів. - 2-е вид., перероб. та доп. - М: Стройиздат., 2013. - 191 с.

33.Поляков В. В., Скворцов Л. С. Насоси та вентилятори: Підручник для вузів. - М.: Стройиз-дат., 2010. - 336 с.

34.Компресорні та насосні установки: Підручник для середніх професійнотехнічних училищ / Л. С. Скворцов, В. А. Рачицький, В. Б. Рівненський. - М: Машинобудування, 1988. - 264 с.

35.Черкаський В. М. Насоси, вентилятори, компресори: Підручник для теплоенергетичних спеціальностей вузів. - 2-е вид., перероблення та Дод. - М.: Енергоатоміздат, 1984. - 416 с.

36.Єрофєєв В. Л., Семенов П. Д., Пряхін А. С. Теплотехніка: Підручник для вузів. – М.: Академкнига, 2016. – 488с.

37.Оксфордська ілюстрована енциклопедія. – Т. 6. Винаходи і технології під ред. Монті Фінністон. – М: Изд-во «Весь Світ», 2012. – 406 с.

38. Г. Хайнрих Х. Найорк, В. Нестлер. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения. [Текст] /Перевод с немецкого Н.Л. Кораблевой и канд. техн. наук Е.Ш. Фельдмана под редакцией канд. техн. наук Б.К. Явнеля. – Москва Стройиздат, 1985. – 179 – 194с, 212 – 218с.

39. Д.Рей. Тепловые насосы: [Текст] / под общ. редакцией Д.Рей, Д.Майкмайкл. – М.: Энергоиздайт. – 1982. – 224 с.

40. Посібник з експлуатації geoTHERM VWS/VWW 0020051546_01 – 2013/ - 30с.