МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ В. Н. КАРАЗІНА
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ
КОМП'ЮТЕРНОЇ ФІЗИКИ ТА ЕНЕРГЕТИКИ

Кафедра фізики нетрадиційних енерготехнологій та екології

Пояснювальна записка

до дипломної роботи

за освітньо-кваліфікаційним рівнем бакалавр

«Використання сонячної енергії для гарячого водопостачання будівлі у кліматичних умовах м. Харкова»

Виконав: студент 4 курсу, групи НФ-42
Ткаченко Денис Михайлович
Спеціальність:
«Теплоенергетика»
Керівник: к.т.н., доцент Алексахін О.О.

Харків - 2025

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна

Навчально-науковий інститут комп'ютерної
фізики та енергетики
Кафедра фізики нетрадиційних енерготехнологій та екології
Рівень вищої освіти (освітньо-кваліфікаційний рівень) «бакалавр»
Спеціальність Теплоенергетика
Спеціалізація Моделювання енергетичних систем та енергоефективність

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ **О. П. Кулик**

підпис ініціали, прізвище

"____" _____20___року

З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ (ПРОЕКТ)

Ткаченко Денис Михайлович

1. Тема роботи Використання сонячної енергії для гарячого водопостачання будівлі у кліматичних умовах м. Харкова

керівник роботи Алексахін Олександр Олексійович, доцент, к. т. н.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від "___"_____ 2025 року №

2. Строк подання студентом роботи: 01.06.2025

3. Перелік питань, які потрібно розробити:

Обчислення надходження теплової енергії до геліополя сонячного колектора. Оцінка втрат теплоти конструкцією сонячного колектора.

4. План роботи

№ з/п	Назви етапів роботи
1	Визначення теплового навантаження системи гарячого водопостачання
2	Розрахунок надходження сонячної енергії
3	Втрати теплоти та ефективність системи
4	Конструктивний розрахунок теплообмінного апарату та геліосистеми
5	Техніко-економічне обґрунтування
6	Оформлення пояснювальної записки

5. Дата видачі завдання_____

Студент _____ **Ткаченко Д.М.**

підпис ініціали, прізвище

Керівник роботи _____ **Алексахін О.О.**

підпис ініціали, прізвище

Реферат

У дипломній роботі розглянуто питання використання сонячної енергії для забезпечення гарячого водопостачання житлової будівлі у кліматичних умовах міста Харкова.

Актуальність теми зумовлена зростаючими вимогами до енергоефективності будівель, необхідністю зниження залежності від традиційних джерел енергії та підвищенням екологічної безпеки. Сонячна енергія є одним із найперспективніших джерел відновлюваної енергії, що дозволяє зменшити споживання газу або електроенергії для нагріву води.

У роботі проведено аналіз кліматичних умов м. Харкова, розраховано теплові потреби будинку на гаряче водопостачання, визначено кількість сонячної енергії, що надходить на колектори протягом року, розраховано тепловтрати та площу поверхні колекторів. Також виконано конструктивний розрахунок теплообмінного апарату та оцінено техніко-економічні показники системи.

Отримані результати свідчать про доцільність використання сонячних колекторів для гарячого водопостачання у кліматичних умовах Харкова. Така система дозволяє щороку економити значні обсяги енергоносіїв та зменшити викиди парникових газів.

Abstract

This thesis examines the use of solar energy to provide domestic hot water supply for a residential building under the climatic conditions of Kharkiv.

The relevance of the topic is driven by increasing demands for energy efficiency in buildings, the need to reduce dependence on traditional energy sources, and growing environmental safety concerns. Solar energy is one of the most promising sources of renewable energy, allowing for a significant reduction in gas or electricity consumption for water heating.

The study includes an analysis of the climatic conditions in Kharkiv, calculations of the building's thermal demand for hot water, assessment of the annual solar energy received by the collectors, evaluation of heat losses, and determination of the required surface area of solar collectors. Additionally, the design of the heat exchanger was calculated, and the technical and economic performance of the system was analyzed.

The obtained results confirm the feasibility of using solar collectors for domestic hot water supply in the climate of Kharkiv. Such systems allow for considerable annual savings in energy resources and a reduction in greenhouse gas emissions.

Зміст

Вступ – 7

1. Характеристика кліматичних умов м. Харкова та об’єкта дослідження - 9

2. Визначення теплового навантаження системи гарячого водопостачання - 13

3. Обчислення надходження сонячної енергії на поле геліоколектора - 16

4. Розрахунок втрат теплоти і визначення площі поверхні колекторів - 23

5.Конструктивний розрахунок теплообмінного апарату для водопідігрівної установки гарячого водопостачання - 29

6. Техніко-економічне обґрунтування – 38

7. Заходи з підвищення енергоефективності - 41

Висновки - 43

Список використаних джерел

ВСТУП

У сучасних умовах глобального потепління, енергетичної нестабільності та постійного зростання вартості традиційних енергоносіїв усе більш актуальним стає питання ефективного використання відновлюваних джерел енергії. Одним із найперспективніших напрямів у цій галузі є використання сонячної енергії для забезпечення потреб гарячого водопостачання будівель, зокрема житлових.

Гаряче водопостачання є одним із основних елементів комфортного проживання в житлових будинках, а витрати на його забезпечення часто складають значну частину комунальних платежів. Використання сонячної енергії дозволяє значно зменшити споживання природного газу або електроенергії, знизити викиди шкідливих речовин в атмосферу та забезпечити автономність будівлі від зовнішніх джерел тепла.

Особливої уваги потребує дослідження ефективності використання сонячної енергії у регіональних кліматичних умовах, зокрема в умовах міста Харкова. Цей регіон має помірно континентальний клімат із вираженою сезонністю, що потребує врахування під час проектування та розрахунку сонячних систем.

Мета роботи – дослідити можливості використання сонячної енергії для забезпечення гарячого водопостачання будівлі у кліматичних умовах м. Харкова, провести відповідні теплотехнічні та економічні розрахунки, а також оцінити ефективність такої системи.

Завдання роботи:

-проаналізувати кліматичні умови Харкова з точки зору використання сонячної енергії;

-визначити теплові навантаження системи гарячого водопостачання;

-розрахувати надходження сонячної енергії на площину колектора;

-визначити втрати теплоти та площу геліоколекторів;

-виконати конструктивний розрахунок теплообмінного апарату;

-провести техніко-економічне обґрунтування доцільності використання сонячної енергії.

Результати дипломної роботи можуть бути використані для проєктування автономних або гібридних систем гарячого водопостачання в житловому секторі та сприяти переходу до енергоефективних технологій в Україні.

1. ХАРАКТЕРИСТИКА КЛІМАТИЧНИХ УМОВ М. ХАРКОВА ТА ОБ'ЄКТА ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Кліматичні умови міста Харкова

Місто Харків розташоване у північно-східній частині України та характеризується помірно континентальним кліматом. Для цієї кліматичної зони характерна чітка сезонність: холодна зима, тепле літо, значні температурні коливання протягом року, помірна кількість опадів.

Основні кліматичні параметри м. Харкова:

- Середньорічна температура повітря: приблизно +8 °C;
- Середня температура найхолоднішого місяця (січня): –5…–7 °C;
- Середня температура найтеплішого місяця (липня): +20…+22 °C;
- Кількість опадів на рік: 500–550 мм, з них більшість припадає на теплий період року (квітень–вересень);
- Середня швидкість вітру: 3–5 м/с, переважають північно-західні напрямки;
- Середня кількість сонячних годин на рік: близько 1800–2000;
- Безморозний період: триває в середньому 160–180 діб.
- Променистa енергія Сонця є основним, а практично – єдиним джерелом тепла для поверхні Землі та її атмосфери. Сонячне випромінювання перетворюється в тепло частково у самій атмосфері, але головним чином на земній поверхні. Сонячне випромінювання в атмосфері Землі ділиться на так зване пряме випромінювання і на розсіяне на частках повітря, пилу, води, і т.п., що містяться в атмосфері. Їх сума утворює сумарне сонячне випромінювання. Кількість енергії, що надходить на одиницю площі в одиницю часу, залежить від ряду факторів: широти; місцевого клімату;; сезону року; кута нахилу поверхні по відношенню до Сонця. У табл.1.1-1.4 наведені дані сонячної радіації і середньомісячні температури повітря

для кліматичних умов міста Харкова. На рис.1.1 наведено зміну сонячної активності за місяцями року. Ці кліматичні особливості дають змогу ефективно використовувати сонячну енергію в системах гарячого водопостачання, особливо в період з квітня по жовтень, коли інсоляція досягає максимальних значень. Сезонна ефективність показує, яку частку теплового навантаження на гаряче водопостачання система покриває у різні пори року: влітку (травень–серпень) — до 90–100% потреб, восени та навесні — 40–70%, взимку — не більше 10–30%. Середньорічний показник покриття становить орієнтовно 60-70%. Для підвищення сезонної ефективності доцільно застосовувати акумулювальні баки, а також використовувати комбіновані системи з електричним або газовим догрівом.

Таблиця 1.1. – Середньомісячне денне надходження сумарної сонячної радіації *E,* МДж / (м^2 × добу) для міста Харкова [2].

Грудень	2,16	Березень	9,72	Червень	21,82	Вересень	12,65
Січень	3,10	Квітень	13,9	Липень	20,52	Жовтень	7,29
Лютий	5,36	Травень	18,76	Серпень	17,28	Листопад	2,92

Таблиця 1.2 – Середньомісячне денне надходження дифузної сонячної радіації E_D , МДж / (м^2 ×добу) для міста Харкова [2].

Грудень	1,62	Березень	5,53	Червень	10,0	Вересень	5,84
Січень	2,29	Квітень	7,51	Липень	9,45	Жовтень	3,91
Лютий	3,43	Травень	9,18	Серпень	7,69	Листопад	2,08

Таблиця 1.3 Кут схилення Сонця d, для міста Харкова [2].

Вересень	2,2	Грудень	-23,0	Березень	-2,4	Червень	23,1
Жовтень	-9,6	Січень	-20,9	Квітень	9,4	Липень	21,2
Листопад	-18,9	Лютий	-13	Травень	18,8	Серпень	13,5

Таблиця 1.4 - Середньомісячні температури для міста Харкова [2].

Грудень	-4,8	Березень	-1,7	Червень	18,6	Вересень	14
Січень	-7,3	Квітень	7,7	Липень	19,8	Жовтень	7,1
Лютий	-6,9	Травень	15,1	Серпень	18,7	Листопад	0,3

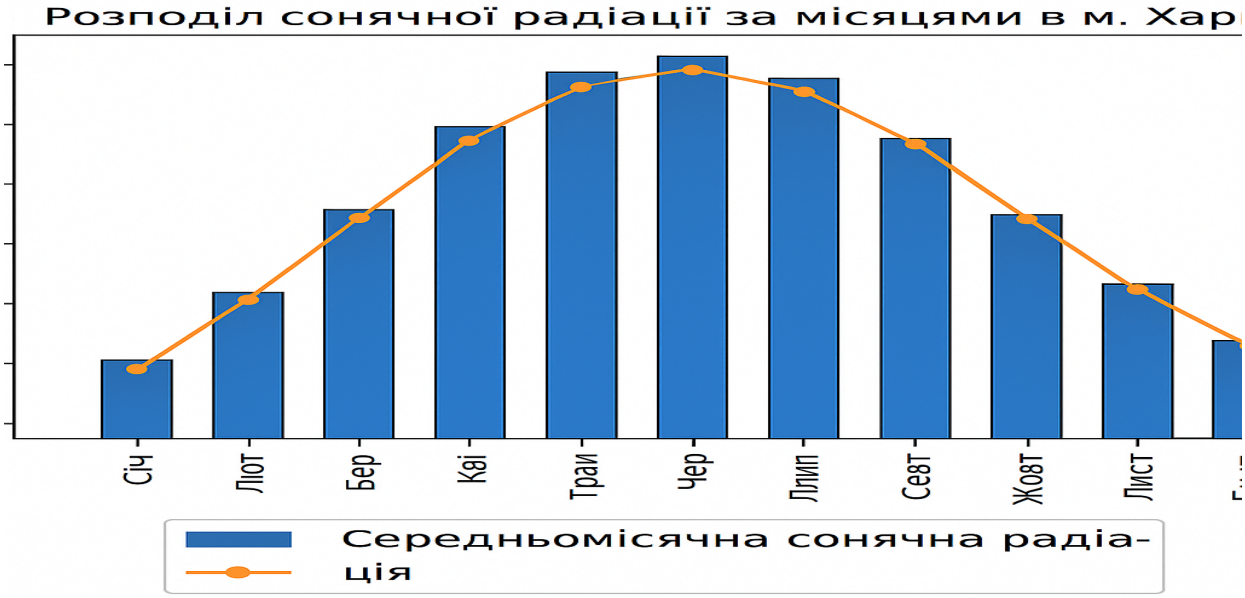


Рис.1.1 Зміна сонячної активності для широти м.Харкова

1.2. Об’єкт дослідження

Об’єктом дослідження є будівля фізкультурно-спортивного комплексу, призначеного для одночасного перебування 60 людей. Будівлю приєднано до системи централізованого гарячого водопостачання. Тип даху: плаский, що дає змогу встановити сонячні колектори без додаткових конструкцій.

Наявність підвалу може бути використана для розміщення інженерних мереж. Інші характеристики об’єкта подано у табл.1.5

Таблиця 1.5 – Характеристики системи гарячого водопостачання будівлі.

№ з/п	Показник	Позначення	Одиниця вимірювання	Значення
1	Кількість споживачів гарячої води	m	осіб	60
2	Норма споживання гарячої води [1]	a	$\frac{\text{л}}{\text{споживача} * \text{добу}}$	65
3	Температура гарячої води	$t_г$	℃	50
4	Температура холодної води [1]	$t_х$	℃	5

2. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ СИСТЕМИ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

Система гарячого водопостачання (ГВП) забезпечує мешканців будівлі водою, нагрітою до заданої температури, і є одним із головних споживачів теплової енергії. Розрахунок теплового навантаження системи ГВП дає змогу визначити обсяг теплоти, необхідної для нагріву води протягом доби, місяця або року. Це, в свою чергу, дозволяє правильно підібрати параметри сонячної установки.

В укрупнених розрахунках максимальні теплові потоки на гаряче водопостачання можна обчислити відповідно за формулами [3]

$$Q_{h.max}=2{,}4\frac{1{,}2m*(a)(t_г-t_х)\,C_в}{24\times3600}, \quad (2.1)$$

або $$Q_{h.max}=2{,}4q_h\text{m}. \quad (2.2)$$

де m – кількість мешканців, а- норма витрат води на гаряче водопостачання на одного споживача за добу [1]; q_h – норми витрат теплоти одним споживачем [1].

Максимальними витратами теплоти для гарячого водопостачання (формули (2.13), (2.14) називають витрати, необхідні для підігрівання води у пікові години доби. Відмінність споживання гарячої води в різні години доби враховують коефіцієнтом нерівномірності [4]. Співвідношення між величинами витрат теплоти на підігрів гарячої води у літній ($Q_{h,л}$) та опалювальний (зимовий) період ($Q_{hз,}$) має вигляд [3]

$$Q_{h,л}=Q_{hз,}(\,t_г-15\,)/(\,t_г-\,5\,). \quad (2.3)$$

Особливість роботи систем гарячого водопостачання полягає в тому, що вона відбувається при практично незмінній температурі нагрівання води і змінній витраті в режимі водорозбору. Витрачання води при водорозборі на кожному відрізку часу є випадковою величиною, яка залежить від кількості задіяних водорозбірних пристроїв і витрати води через них, кількості споживачів тощо. Тому розрахункові витрати визначають відповідно до теорії імовірності.

Споживання води характеризується суттєвою нерівномірністю впродовж доби, тижня. Помітно впливає на витрату теплоти системою сезонна нерівномірність, пов'язана з різною температурою холодної води взимку і влітку, і зі зміною витрати води. Найбільша витрата води фіксується в холодний період року.

Добовий графік витрати гарячої води характеризується піковим споживанням у ранкові (від 7 до 10 годин) і вечірні години (від 18 до 22 годин) і практично нульовими витратами в нічні години. Вранішній пік приблизно в 1.5 рази перебільшує середню витрату, вечірній - в 2 і більше разів. При обчисленнях коефіцієнт годинного максимуму споживання гарячої води прийнято рівним 2,4 [4]. Для зменшення нерівномірності споживання води у системах передбачають встановлення баків-акумуляторів.

Максимальну теплову потужність системи гарячого водопостачання у зимовий період обчислюємо за формулою [3]

$$Q_{h.max}=2{,}4\,\frac{1{,}2m*(a)(t_{\text{г}}-t_{\text{х}})\,C_{\text{в}}}{24\times3600}=2{,}4\,\frac{1{,}2*60*65(50-5)*4187}{24\times3600}=53383\text{ Вт}$$

Середню теплову потужність системи гарячого водопостачання у зимовий період обчислюємо за формулою [3]

$$Q_{h.\text{з}}=\frac{1{,}2m*(a)(t_{\text{г}}-t_{\text{х}})\,C_{\text{в}}}{24\times3600}=\frac{1{,}2*60*65(50-5)*4187}{24\times3600}=22243\text{ Вт}$$

Середню теплову потужність системи гарячого водопостачання у літній період обчислюємо за формулою [3]

$$Q_{h,л} = Q_{hз} \frac{(t_г - 15)}{(t_г - 5)} = 22243 \frac{(50 - 15)}{(50 - 5)} = 17300 Вт$$

Витрати теплоти системою гарячого водопостачання у літній період за добу визначаємо за формулою (при умові роботи системи впродовж доби Т=10 годин)

$$Q_h = Q_{h,л} * T * 3600 = 17300 * 10 * 3600 / 10^6 = 622.8 \text{ МДж/добу}$$

3. ОБЧИСЛЕННЯ НАДХОДЖЕННЯ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ НА ПОЛЕ ГЕЛІОКОЛЕКТОРА

Перетворення сонячної енергії в теплову відбувається у сонячному колекторі . Відбір тепла виробляється за допомогою прокачування через його канали рідкого теплоносія. Колектори необхідно орієнтувати у південному напрямку (припустиме відхилення без істотного зниження ефективності до 60 °). Однак можливий варіант монтажу двох груп колекторів: одна група на захід, інша на схід. Для досягнення максимальної ефективності в літній період, кут нахилу повинен складати 25-35 °. Для сонячних колекторів які експлуатуються цілий рік кут нахилу повинен складати близько 40-60 °. Під кутом 90 ° встановлюють колектори, робота яких розраховується в зимовий період, зокрема для систем опалення.

Існують різні типи сонячних водонагрівачів, але всі вони засновані на єдиному принципі: темна поверхня «вбирає» сонячну енергію, потім це тепло передається теплоносію (воді). Найпростіші моделі можуть бути побудовані з доступних матеріалів і не вимагають насосів або іншого електрообладнання. Ефективний сонячний колектор може використовуватися навіть в зимовий час завдяки застосуванню незамерзаючих рідин - антифризів.

Описана система сонячного колектора є пасивною і не залежить від електроенергії. Принцип роботи такого сонячного колектора полягає в наступному (рис.3.1):

- сонце нагріває рідину в колекторі;
- нагріта рідина піднімається по колектору і трубі в бак-акумулятор;
- коли гаряча рідина надходить в теплообмінник, встановлений в бак з водою, тепло передається від теплообмінника воді;
- рідина в теплообміннику, охолоджуючись, переміщається вниз по спіралі і надходить з отвору в нижній частині бака назад в колектор;
- вода, нагріта в баку, акумулюється в верхній частині бака;

– холодна вода з водопровідної мережі / резервуара надходить у нижню частину бака;
– нагріта вода відбирається через вихідний отвір у верхній частині бака.

Поки на колектор світить сонце, рідина в трубах абсорбера нагрівається, переміщається в бак і таким чином постійно циркулює. Цей процес забезпечує нагрів води в баку всього за кілька годин при інтенсивному сонячному випромінюванні.

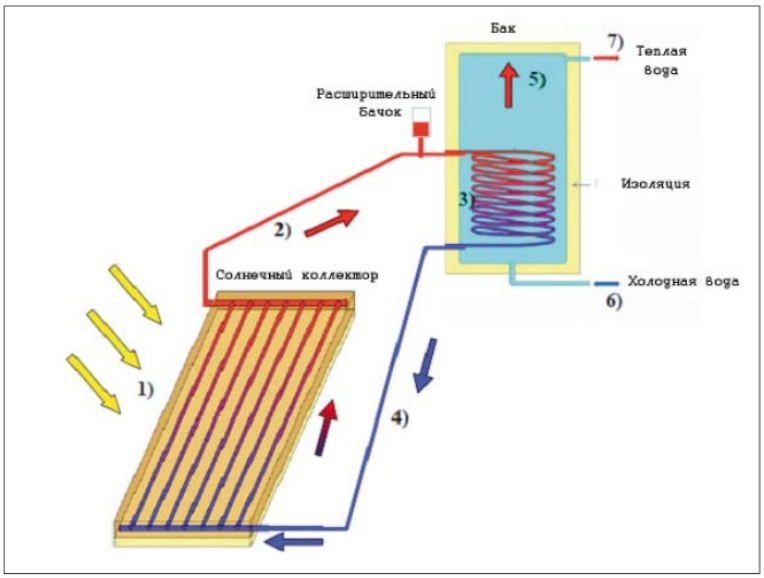


Рис. 3.1. – Принципова схема системи гарячого водопостачання від сонячного колектора

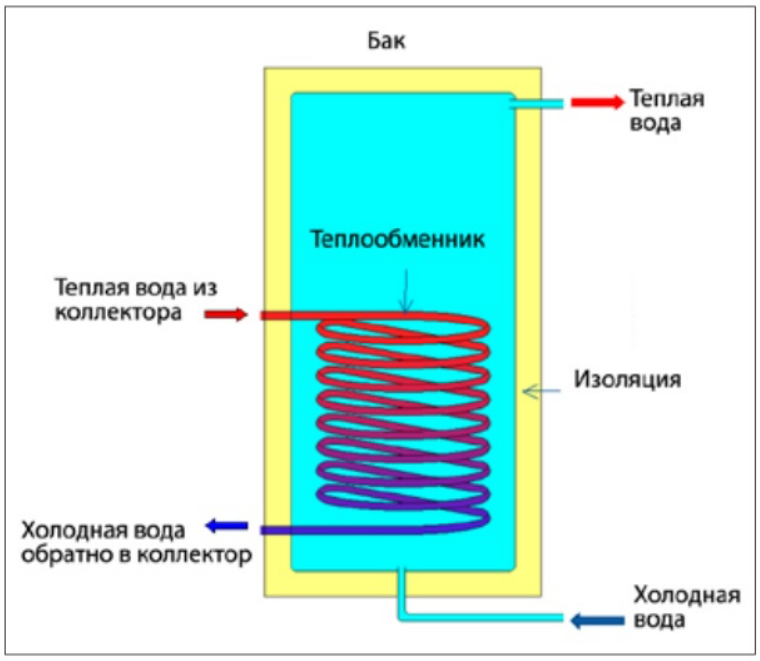


Рис.3.2- Улаштування бака гарячої води

Бак-теплообмінник-акумулятор. Особливістю роботи систем сонячного опалення є необхідність акумулювання сонячної теплової енергії з метою її використання в різний час доби. Це можливо зробити за допомогою використання в системі бака-акумулятора (рис.3.2). Така необхідність зумовлена нестабільністю сонячного випромінювання протягом доби, у той час як гаряча вода і опалення необхідні постійно, навіть у той час, коли воно взагалі відсутнє.

Насосна станція використовується в системах з примусовою циркуляцією (така система на 30% ефективніше системи з природною циркуляцією) і призначена для забезпечення циркуляції теплоносія в колекторному колі. Гідравлічний опір колекторного кола досить малий, що дає можливість використовувати малопотужні насоси, споживана потужність яких мізерно мала в порівнянні з отриманою тепловою енергією від сонячних колекторів.

Трубопроводи і теплоізоляція. Трубопроводи необхідно використовувати металеві тому всі відомі нам пластикові труби не витримують можливі робочі температури (максимальна температура пари в контурі, навіть неефективних сонячних колекторів може досягати 150 ° С, а робоча температура теплоносія 110

° С). З цієї ж причини підвищені вимоги до трубної ізоляції, яка повинна витримувати високі температури, а також не вбирати вологу і не давати усадку.

Для подальших розрахунків необхідно визначити існуючий рівень інсоляції, який беремо для квітня місяця

Середньомісячна денна кількість сумарної сонячної енергії, що надходить на похилу поверхні колектора та перетворювача, $E_{ЗАГ}$, МДЖ/ (м ^{2} × добу)

$$E_{ЗАГ} = E \cdot \left[\left(1 - \frac{E_D}{E}\right) \cdot R + \frac{(1+\cos\beta)\cdot E_D}{2E} + 0.25\,(1 - COS\beta)\right], \qquad (3.1)$$

E – середньомісячна денна кількість сумарної сонячної енергії, що поступає на горизонтальну поверхню; E_D– середньомісячна денна кількість дифузної сонячної енергії (значення Е, E_D наведені в таблицях 1.1 і 1.2.); R – коефіцієнт перерахунку прямого випромінювання з горизонтальної на похилу поверхню;

Коефіцієнт β враховує кут нахилу геліоколектора і перетворювача до горизонтальної поверхні і обчислюється за формулами:

$\beta = (\Psi - 15)$ – для теплого періоду року;

$\beta = (\Psi + 15)$ – для холодного періоду року;

$\Psi = 50^0$ – географічна широта місцевості, для міста Харків,

ля теплого періоду року в кліматичних умовах м. Харкова

$$\beta = (50 - 15) = 35^0.$$

Коефіцієнт перерахунку прямого випромінювання з горизонтальної на похилу поверхню R визначається за формулою

$$R = \frac{\cos(\Psi-\beta)\times cosd\times\sin w_н + 0{,}0174\times w_н\times\sin(\Psi-\beta)\times\sin d}{\cos\Psi\times\cos d\times\sin w_г + 0.0174\times w_г\times sin\Psi\times\sin d}, \qquad (3.2)$$

$w_н$ – часовий кут заходу (сходу) Сонця, для нахильної поверхні; $w_г$ -часовий кут заходу (сходу) Сонця, для горизонтальної поверхні;

Часовий кут сходу (заходу) Сонця, для нахиленої поверхні :

$$w_н = min\{w_г; \arccos[-tg(\Psi - \beta) \times tgd]\}, \quad (3.3)$$

d -кут схилення Сонця, значення якого для кожного місяця наведені в табл.1.3, для кожного місяця.

Часовий кут сходу (заходу) Сонця для горизонтальної поверхні :

$$w_г = \arccos(-tg\Psi \times tgd), \quad (3.4)$$

Знайдемо годинний кут заходу (сходу) Сонця для поверхні:

Горизонтальної:

$w_г = \arccos(-tg50^0 \times tg4.9^0) = 101.38^0$,

Похилої :

$\arccos[-tg(\Psi - \beta) \times tgd] = \arccos[-tg(50 - 35) \times tg\ 9.4] = 92.54^0$,

$w_н = \min\{101.38^0;\ 92.54^0\} = 92.54^0$.

Знайдемо коефіцієнт перерахунку прямого випромінювання з горизонтальної на похилу поверхню за формулою (3.2):

$$R = \frac{\cos(50-35)\times cos9{,}4\times \sin 92{,}54+0{,}0174\times 92{,}54\times \sin(50-35)\times \sin 9{,}4}{\cos 50\times \cos 9{,}4\times \sin 101{,}38+0.0174\times 101{,}38\times sin50\times \sin 9{,}4} = 1{,}211.$$

Середньомісячна денна кількість сумарної сонячної енергії за формулою (3.1) :

$$E_{ЗАГ} = 13{,}9 \cdot \left[\left(1 - \frac{7{,}51}{13{,}9}\right) \cdot 1{,}211 + \frac{(1+\cos 35)\cdot 7{,}51}{2\times 13{,}9} + 0.25\ (1 - COS35)\right] =$$

15,2 МДж/ (м^2 × добу) .

На рис. 3.3 показаний сонячний колектор SolarTec NP 58/1800/20. У баку розміщується спіральний теплообмінник. Для нього використовують мідь, нержавіючу сталь або пластик. Сонячний колектор SolarTec NP 58/1800/20 призначений для нагріву холодної води сонячною енергією, за умови що температура навколишнього середовища вище 0^0C.

Принцип роботи:

Під впливом сонячного світла, вода в вакуумних трубках нагрівається і піднімається в накопичувальний бак і далі до споживача, а холодна вода опускається в трубки. Гаряча вода споживачеві подається самопливом (повинен ти встановлений на даху або іншому узвишші). Перевагами конструкції є наступне:

• низька вартість і простота конструкції;

• швидка окупність;

• висока ефективність.

Технічні характеристики:

• ємність бака: 200 л;

• кількість трубок: 20;

• площа апертури: 1,86 м^2 ;

• товщина стінок бака (зовн / внутр): 0,35 / 0,5 мм;

• вага (порожнього): 110 кг ;

• діаметр підключень: 1/2 ";

• максимальний тиск на вході: 3 бар;

• розміри рами (довжина / ширина): 1390/1570.

Вакуумні трубки виготовлені з високоміцного боросилікатного скла з поліпшеним селективним покриттям. Бак виготовлений з нержавіючої сталі SUS304-2B.

Потужність сонячної установки, тобто іншими словами - кількість гарячої води, яку вона здатна виробити, безпосередньо залежить від площі її колекторів. Збільшення площі колектора автоматично вимагає збільшення потужності

насоса, який здійснює циркуляцію теплоносія, більшого перетину труб установки, більшого теплообмінника в баку акумуляторі, більшого обсягу робіт на монтаж і т.д.



Рисунок 3.5 -Сонячний колектор SolarTec NP 58/1800/20

4. Розрахунок втрат тепла і визначення площі поверхні колекторів

4.1. Втрати тепла з геліополя

Згідно з попередніми обчисленнями (розділ 2), середня теплова потужність системи гарячого водопостачання у літній період становить $Q_{h,л}$=17300Вт, витрати теплоти системою гарячого водопостачання за добу (при умові роботи системи впродовж доби Т=10 годин) дорівнюють $Q_h = 622.8$ МДж/добу . Необхідну поверхню колекторного поля обчислюємо за формулою

$$F_{\text{Г.П.}} = \frac{Q_{\text{Г.П.}}}{E_{\text{ЗАГ}}} = \frac{622,8}{15,2} = 40,97 \text{ м}^2$$

Тепло передається від сонячної батареї до оточуючого повітря теплопередачею. Розрахунок втрат тепла здійснюємо для середніх значень по квітню, коли мають місце середні значення сонячного випромінювання в теплий період року. Тепловий потік з тіньової сторони сонячної батареї обчислюємо за формулою

$$Q_m = k_T \cdot F_{\text{Г.П.}} \cdot (t_n - t_{nов}), \quad (4.1)$$

де k_T-коефіцієнт теплопередачі; t_n– температура панелі; $t_{пов}$-температура повітря;

Температуру панелі розраховуємо за формулою

$$t_n = \frac{t_{\text{г.в.}} + t_{\text{х.в.}}}{2} = \frac{30+55}{2} = 42,5^0\text{C} \quad (4.2)$$

$t_{г.в.}$= 30^0C – температура антифризу на вході в сонячну батарею; $t_{х.в.}$= 55^0C – температура антифризу на вході.

Визначимо критерій Грасгофа:

$$Gr_m = \frac{1}{T_{пов}} \cdot \frac{g \cdot lг.к^3 \cdot (t_m - t_{пов})}{n^2} = \frac{1}{273+7,7} \cdot \frac{9,81 \cdot 1,4^3 \cdot (18,5-7,7)}{(13,965 \cdot 10^{-6})^2} = 5,31 \cdot 10^9.$$

$t_{пов}$– температура повітря (вибираємо з таблиці 1.4 для квітня $t_{пов}=7,7^0$C); t_m- температура поверхні, $t_m= 18,5^0$C (користуючись методом послідовних приближень); g- прискорення вільного падіння, g=9,81 м/с^2; $l_{г.к.}$- довжина тіньової сторони колектора, $l_{г.к.}= 1,4$ м; u- коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, u=13,965×10^{-6} м^2/с.

Визначимо критерій Нусельта [5]

$$Nu_m = 0,48 \cdot \left(\frac{1+\cos\beta}{2}\right) \cdot Gr_m{}^{0.25} = 0,48 \cdot \left(\frac{1+\cos 35}{2}\right) \cdot (5,31 \times 10^9)^{0.25}$$

=182,64

β=35^0 - кут нахилу сонячної батареї до горизонтальної поверхні

Визначимо коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_m = \frac{Nu_m \cdot l_{пов}}{l_{г.к.}}, = \frac{182,64 \cdot 2,4978 \times 10-2}{1,2} = 3,8 \text{ Вт/м}^2 \times \text{К}.$$

$l_{пов}$=2,4978×10^{-2} Вт/м×К – коефіцієнт теплопровідності повітря.

Визначимо коефіцієнт теплопередачі [6]:

$$К_т = \frac{1}{\frac{1}{a_т} + \frac{\delta_{із}}{l_{із}}} = \frac{1}{\frac{1}{3,8} + \frac{0,05}{0,05}} = 0,79 \text{ Вт/м2} \times \text{К}.$$

$l_{із}$= 0,05 Вт/м×К – коефіцієнт теплопровідності ізоляції (прийнято); $d_{із}$ = 0,05 м – товщина ізоляції.

Тепловий потік з тіньової сторони сонячної батареї з формули (4.1):

$$Q_m = 0,79 \cdot 40,97 \cdot (42,5 - 7,7) = 1126 \text{ Вт}$$

Тепловий потік зі світлої сторони сонячної батареї визначаємо за формулою

$$Q_{\text{світ.}} = k_{\text{світ.}} \cdot F_{\text{Г.П.}} \cdot (t_m - t_{\text{пов}}), \quad (4.3)$$

Розглянемо тепловий потік від панелі з теплою водою до скла, тобто тепловий потік в зазорі:

Критерії Грасгофа визначимо за формулою

$$Gr_{\text{заз}} = \frac{1}{T_{\text{заз}}} \cdot \frac{g \cdot \text{lг.к.}^3 \cdot (t_{\text{пан}} - t_{\text{ск}})}{n_{\text{заз}}^2}, \quad (4.4)$$

$t_{ск}$- температура скла, $t_{ск}$= 21^0C (вичначено методом послідовних приближень).

Температура скла з внутрішньої сторони, тобто в зазорі:

$$\text{T}_{\text{заз}} = \frac{t_{\text{пан}} + t_{\text{ск}}}{2} + 273 = \frac{42{,}5+21}{2} + 273 = 304{,}75\text{К}.$$

По температурі в зазорі з таблиць визначимо теплофізмчні властивості повітря у зазорі:

$n_{заз}$= 16,8×10^{-6} м/$с^2$ – коефіцієнт кінематичної в’язкості повітря в зазорі;

$l_{заз}$= 2,68×10^{-2} Вт/м×К – коефіцієнт теплопровідності повітря в зазорі.

Критерії Грасгофа

$$Gr_{\text{заз}} = \frac{1}{304{,}75} \cdot \frac{9{,}81 \cdot 1{,}4^3 \cdot (42{,}5-21)}{(16{,}8\times10^{-6})^2} = 6{,}73 \cdot 10^9.$$

Критерій Нусельта [5]:

$$Nu_{\text{заз}} = 0{,}119 \cdot Gr_{\text{заз}}^{0.3} \cdot \left(\frac{l_{\text{г.к.}}}{d_{\text{заз}}}\right)^{-0{,}1} = 0{,}119 \cdot (6{,}73 \times 10^9)^{0.3} \cdot \left(\frac{1{,}4}{0{,}04}\right)^{-0{,}1} = 74{,}05$$

$d_{заз}$= 0,04м- товщина зазору.

Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони панелі до внутрішньої сторони скла (зазору) :

$$\alpha_{заз} = \frac{Nu_{заз} \cdot l_{заз}}{lг.к} = \frac{74{,}05 \cdot 2{,}68 \cdot 10^{-2}}{1{,}4} = 1{,}41 \text{ Вт/м}^2\times\text{К}.$$

Завдавшись температурою скла, визначимо тепловий потік, за рахунок конвенції від скла до зовнішнього повітря

Визначимо критерій Грасгофа:

$$Gr_{ск} = \frac{1}{T_{пов}} \cdot \frac{g \cdot lг.к^3 \cdot (t_{ск} - t_{пов})}{n^2} = \frac{1}{273\times7{,}7} \cdot \frac{9{,}81 \cdot 1{,}4^3 \cdot (21-7{,}7)}{(13{,}965\times10^{-6})^2} = 8{,}7 \cdot 10^9$$

u = 13,965×10^{-6} м^2/с – коефіцієнт кінематичної в’язкості повітря;

Критерій Нусельта обчислюємо за формулою [5]:

$$Nu_{ск} = 0{,}48 \cdot (\frac{1+\cos\beta}{2}) \cdot Gr^{0.25} = 0{,}48 \cdot (\frac{1+\cos 35}{2}) \cdot 8{,}7 \cdot (3{,}19 \cdot 10^9)^{0.25} = 139{,}8.$$

Визначимо коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_{ск} = \frac{Nu_{ск} \cdot l_{заз}}{lг.к} = \frac{139{,}8 \cdot 2{,}4978\times10^{-2}}{1{,}4} = 2{,}49 \text{ Вт/м}^2\times\text{К}$$

$l_{пов}$= 2,4978×10^{-2}, Вт/м×К – коефіцієнт теплопровідності повітря.

Визначимо коефіцієнт теплопередачі зі світлової сторони сонячної батареї:

$$К_с = \frac{1}{\frac{1}{a_{заз}} + \frac{\delta_{ск}}{l_{ск}} + \frac{1}{a_{ск}}} == \frac{1}{\frac{1}{1{,}41} + \frac{0{,}004}{0{,}74} + \frac{1}{2{,}49}} = 1{,}1.$$

$l_{ск}$= 0,74 Вт/ м×К – коефіцієнт теплопровідності скла;

$d_{ск}$= 0,004 м – товщина скла;

Тепловий потік з світової сторони сонячної батареї за формулою

$$Q_{світ} = 1{,}1\times40.97 \times(42{,}5-7{,}7) = 1568\text{Вт},$$

Сумарні теплові втрати з поверхні геліополя

$$Q_{\text{втр}} = Q_m + Q_{\text{світ}} \quad = 1126 + 1568 = 2694 \text{ Вт}$$

Добові втрати тепла знаходимо за формулою:

$$\bar{Q}_{\text{втр}} = Q_{\text{вт}} \cdot \tau \quad = \quad 2694 \times 10 \times 3600 = 96{,}98 \text{ МДж/добу}$$

t - час експлуатації геліополя протягом дня, t= 10 годин.

Для компенсації втрат тепла необхідна установка додаткової площі колекторів, яку можна знайти за формулою:

$$F_{\text{дод}} = \frac{\bar{Q}_{\text{втр}}}{E_{\text{ЗАГ}}\cdot} = = \frac{96{,}98}{15{,}2 \cdot 0{,}7} = 6{,}38 \text{ м}^2,$$

4.2. Тепловтрати трубопроводами

Тепловтрати трубопроводами відбуваються при транспортуванні нагрітої води від колекторів до споживача або до бака-акумулятора. Ці втрати залежать від:

- температури води в трубі;
- довжини трубопроводу;
- товщини і якості теплоізоляції;
- температури навколишнього середовища.

Питомі тепловтрати через ізольований трубопровід розраховуються за формулою [4]

$$\text{q} = \frac{2\pi\lambda(t_{\text{в}} - t_{\text{с}})}{\ln\frac{\text{d}_2}{\text{d}_1}}$$

де λ — коефіцієнт теплопровідності ізоляції, Вт/(м·°С); *tв* — температура води, °С; *tc* — температура оточуючого середовища, °С; d_1 — зовнішній діаметр труби, м;

d_2 — зовнішній діаметр ізоляції, м.

При обчисленнях прийнято коефіцієнт теплопровідності теплової ізоляції $\lambda=0,045$ Вт/(м·°С); $t_в$=60°С; $t_с$= 10°С; d_1= 0,025 м; d_2 = 0,085м. Питомі втрати теплоти трубопроводами дорівнюють

$$q = \frac{2\pi \cdot 0,045(60-10)}{\ln\frac{0,085}{0,025}} = 29,5 \text{ Вт/м}$$

Для довжини трубопроводів L=30 м

$$Q_{тр} = q \cdot L = 29,5 \cdot 30 = 885 \ Вт$$

Добові втрати тепла трубопроводами знаходимо за формулою:

$$\bar{Q}_{тр} = Q_{тр} \cdot \tau = 885 \times 10 \times 3600 = 31,9 \text{ МДж/добу}$$

t - час експлуатації геліополя протягом дня, t= 10 годин

Це втрати, які потрібно додатково врахувати при виборі площі колекторів. Для компенсації втрат тепла необхідна установка додаткової площі колекторів, яку можна знайти за формулою:

$$F_{дод} = \frac{\bar{Q}_{втр} + \bar{Q}_{тр}}{E_{ЗАГ} \cdot} = = \frac{96,98+31,9}{15,2 \cdot 0,7} = 8,48 \text{ м}^2,$$

Загальна площа колекторів

$$F = F_{г.п.} + F_{дод} = 40,97 + 8,48 = 49,45 \text{ м}^2$$

Кількість колекторів

$$N = \frac{F}{1,86} = \frac{49,45}{1,86} = 27 \text{ штук}$$

5. Конструктивний розрахунок теплообмінного аппарату для водопідігріної установки гарячого водопостачання.

Для забезпечення гарячого водопостачання корпусу у зимовий період передбачено встановлення водопідігрівної установки, яка передбачає використання теплообмінного аппарату. Як нагрівний теплоносій використовується мережна вода. Для приєднання водопідігрівної установки до теплових мереж прийнято одноступінчасту паралельну схему [4]. Для встановлення передбачено використати пластинчасті теплообмінні апарати, які у порівнянні з кожухотрубчастими мають більші значення коефіцієнтів теплопередачі а отже меншу площу поверхні теплопередачі, металоємність і габарити. Також пластинчасті апарати характеризуються майже вдвічі більшим терміном експлуатації та більш тривалими міжремонтними термінами.

Для виготовлення пластинчастих апаратів частіше використовують пластини з нержавіючої сталі (наприклад, ХІ8НІОТ, ХІ7НІЗМ2Т) з поверхнею теплопередачі від 0,05 м^2 до 1 м^2. Теплообмінні апарати виробляють розбірними, напіврозбірними та нерозбірними. У роботі прийнято теплообмінник з площею поверхні теплопередачі 0,1 м^2. Характеристики деяких типів пластин наведені у табл.5.1.

Загальний вигляд теплообмінного апарату з пластинами 0,1м^2 наведено на рис. 5.1.

Таблиця 5.1. - Конструктивні характеристики теплопередаючих пластин [7,8]

Показники	Типи пластин						
	Р 0,3	0,5 м*	0,5**	Р0,6	РСО,5	НО,І	НІ,О
Площа поверхні нагріву, м^2	0,3	0,5	0,5	0,6	0,5	0,1	1,0
Еквівалентний діаметр каналу, м	0,008	0,0095	0,0091	0,0074	0,0096	0,00885	0,007
Площа перерізу каналу, м^2	0,0011	0,0024	0,002	0,0026	0,003	0,0064	0,00376
Зазор для руху речовини в каналі, м	0,004	0,005	0,0045	0,0045	0,0042	0,0045	0,006

Наведена довжина каналу, м	1,12	1,0	1,18	0,893	0,835	0,8	1,0
Маса однієї пластини, кг	3,2	5,5	6,6	6,5	5,5	0,55	7,3

Мета проектного розрахунку теплообмінного апарата — визначення площі поверхні теплообміну (кількість пластин), схеми компоновки каналів, розмірів апарата. Для обчислень у роботі використана методика, наведена у [9]. Розрахунок починають з вибору типу пластин. (у роботі прийнято апарат з площею теплопередачі однієї пластини 0,1м^2).

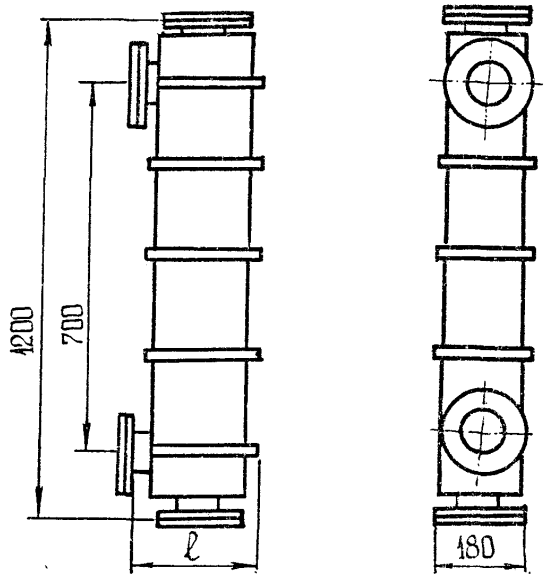


Рис.5.1.- Загальний вигляд теплообмінника з пластинами Н 0,1

Середня температура нагрівного середовища у теплообміннику $\overline{\tau_2}$, °С,

$$\overline{\tau_2} = 0{,}5 \cdot (\tau'_2 + \tau_2^I)\ 0{,}5 \cdot (42 + 77) = 59{,}5\ ^\circ\text{C}$$

де τ'_2– температура нагрівного середовища на вході в апарат, τ_2^I– температура нагрівного середовища на виході з апарата, °С,

Середня температура середовища, що нагрівається, $\overline{t_1}$, °С,

$$\overline{t_1} = 0{,}5 \cdot (t_x + t_I^h) = 0{,}5 \cdot (5 + 50) = 27{,}5\ °C.$$

де t_x– температура середовища, що нагрівається, на вході в апарат; t_I^h– температура середовища, що нагрівається, на виході з апарату.

Середня температура стінки $\overline{t_{ст}}$, °С,

$$\overline{t_{ст}} = 0{,}5 \cdot (\overline{\tau_2} + \overline{t_1}) = 0{,}5 \cdot (59{,}5 + 27{,}5) = 43.5$$

Для визначення швидкості необхідно спочатку прийняти у першому наближенні значення коефіцієнтів тепловіддачі середовища $\alpha_T^{|} = 10000\ Вт/м^2 \cdot К$, гідравлічного опору $\xi = 1{,}5$, втрати тиску за трактом нагрівного середовища $\Delta P_1 = 10000 Па$.

Раціональна швидкість нагрівного середовища в каналах W_1, м/с [9],

$$W_T^{|} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_T^{|} \cdot (\overline{t_1} - \overline{t_{ст}}) \cdot \Delta P_1}{C_1 \cdot (t_1' - t_2'') \cdot \rho_1^2 \cdot \xi}}\ , \qquad (5.3)$$

де ρ_1^2– густина нагрівного середовища, кг/м^3; C_1– теплоємність нагрівного середовища, Дж/кг · К;

$$W_T^{|} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{10000 \cdot (59{,}5 - 42{,}25) \cdot 10000}{4187 \cdot (77 - 42) \cdot 1000^2 \cdot 1.5}} = 0{,}398.$$

Критерій Рейнольдса для нагрівного середовища $Re_T^{|}$,

$$Re_T^{|} = \frac{W_T^{|} \cdot d_e}{\nu_T^{|}}, \qquad (5.4)$$

де $W_T^{|}$– раціональна швидкість нагрівного середовища в каналах, м/с;

d_e– еквівалентний діаметр каналу, м; $\nu_T^{|}$– коефіцієнт кінематичної в'язкості нагрівного середовища, $\frac{м^2}{с}$,.

$$R_{e\,T}^{|} = \frac{0.398 \cdot 0.00885}{0.81 \cdot 10^{-6}} = 4349.$$

Критерій Нуссельта для турбулентного режиму $Nu_T^{|}$ [9]

$$Nu_T^{|} = Ст \cdot R_{e\,T}^{|\,0,73} \cdot Pr_ж^{\,0,4} \cdot (\frac{Pr_ж}{Pr_{ст}})^{0,25}, \qquad (5.5)$$

де $Pr_ж$ – критерій Прандтля для води при середній температурі; $Pr_{ст}$– критерій Прандтля для води при середній температурі стінки,

$$Nu_T^{|} = 0,157 \cdot 4349^{0,73} \cdot 5,43^{0,4} \cdot \left(\frac{5,43}{6,34}\right)^{0,25} = 134,58.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від нагрівного середовища до стінки каналу $\alpha_T^{|}$

$$\alpha_T^{|} = \frac{Nu_T^{|} \cdot \lambda_T^{|}}{d_e}, \qquad (5.6)$$

де $\lambda_T^{|}$- коефіцієнт теплопровідності нагрівного середовища, $Вт/м \cdot К$,

$$\alpha_T^{|} = \frac{134,58 \cdot 0.618}{0.00885} = 9398 \ \ Вт/\ м^2°С$$

Раціональна швидкість середовища, що нагрівається, W_h, м/с [9]

$$W_h = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_h^{|} \cdot (\overline{t_{ст}} - \overline{t_2}) \cdot \Delta P_h^1}{C_2 \cdot (t_2'' - t_2') \cdot \rho_2^2 \cdot \xi}}, = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{10000 \cdot (42{,}25 - 25) \cdot 10000}{4187 \cdot (45 - 5) \cdot 1000^2 \cdot 1{,}5}} = 0{,}35$$

Критерій Рейнольдса для середовища,що гріється $R_{e\,h}^{|}$,

$$R_{e\,h}^{|} = \frac{W_h \cdot d_e}{\nu_h^{|}} = \frac{0{,}35 \cdot 0{,}00885}{1{,}1 \cdot 10^{-6}} = 2816$$

Критерій Нуссельта для середовища, що гріється$Nu_h^{|}$ [9]

$$Nu_h^{|} = Ст \cdot R_{e\,h}^{|\,0{,}73} \cdot Pr_ж^{\,0{,}4} \cdot \left(\frac{Pr_ж}{Pr_{ст}}\right)^{0{,}25},$$

$$Nu_h^{|} = 0{,}157 \cdot 2816^{0{,}73} \cdot 7{,}8^{0{,}4} \cdot \left(\frac{7{,}8}{6{,}34}\right)^{0{,}25} = 123{,}5.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до середовища $\alpha_h^{|}$, Вт/м · К,

$$\alpha_h^{|} = \frac{Nu_h^{|} \cdot \lambda_h^{|}}{d_e} = \frac{123.5 \cdot 0{,}58}{0{,}00885} = 8093$$

Коефіцієнт теплопередачі K_1, Вт/м^2 · К ,

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_T^{|}} + r_1 + r_{ст} + r_2 + \frac{1}{\alpha_h^{|}}}, \qquad (5.7)$$

де $\alpha_T^{|}$– коефіцієнт тепловіддачі від гріючого середовища до стінки канала, Вт/м^2 · К; $\alpha_h^{|}$– коефіцієнт тепловіддачі від стінки до середовища, Вт/м^2 · К; $r_{ст}$=6,3·10^{-6}– термічний опір матеріалу стінки [9],м^2·К/Вт; r_1=2,3· 10^{-4}– термічний опір забруднень на пластинах з боку гріючого середовища [8],м^2·К/Вт; r_2=2,5· 10^{-4}–термічний опір забруднень на

пластинах з боку середовища, що гріється [9], м²·К/Вт,

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{9398} + 2{,}3 \cdot 10^{-4} + 6{,}3 \cdot 10^{-6} + 2{,}5 \cdot 10^{4} + \frac{1}{8093}} = 1396.$$

Середній логарифмічний температурний напір Δt_1, °С,

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{\ln(\frac{\Delta t_б}{\Delta t_м})}, \quad = \frac{37-27}{\ln(\frac{37}{27})} = 31{,}7. \qquad (5.8)$$

де $\Delta t_б, \Delta t_м$ більша і менша різниці температур середовищ в апараті (графік зміни температури середовищ подано на рис. 5.2)

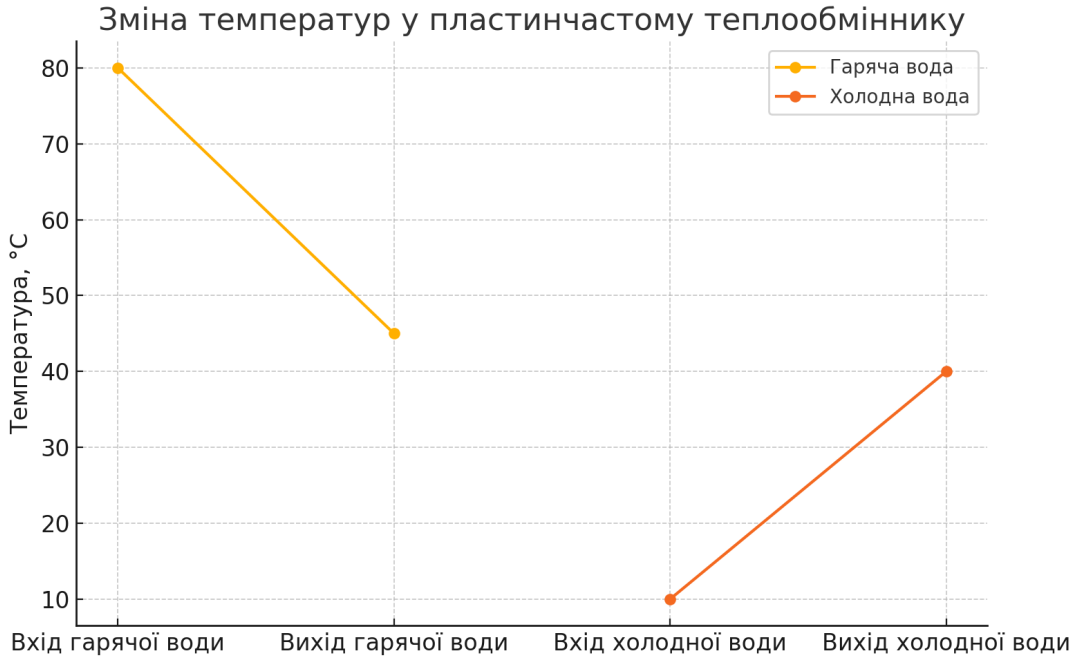


Рис. 5.2. Зміна температур середовищ у теплообмінному апарату

Площа поверхні теплообміну

$$F_a = \frac{Q_і^h}{K_1 \cdot \Delta t_1} \quad = \frac{53383}{1396 \cdot 31.7} = 1{,}2 \ \text{м}^2$$

Розрахункові втрати нагрівного теплоносія

$$G^{tot} = \frac{Q_{h,max}}{C*\Delta\tau} = \frac{53383}{4187*(77-42)} = 0{,}364 \text{ кг/с}$$

Площа поперечного перерізу пакету з боку нагрівного середовища f_{nt}, м^2,

$$f_{nt} = \frac{G^{tot}}{W_T^{|} \cdot \rho_1} = \frac{0{,}364}{0{,}398 \cdot 1000} = 0{,}000915 \text{ м}^2$$

Розрахункові втрати нагрівного теплоносія

$$G_h = \frac{Q_{h,max}}{C*(t_г - t_х)} = \frac{53383}{4187*(50-5)} = 0{,}283 \text{ кг/с}$$

Площа поперечного перерізу пакета середовища, що нагрівається, f_{nh}, м^2,

$$f_{nh} = \frac{G_h}{W_h \cdot \rho}. = \frac{0.283}{0.35 \cdot 1000} = 0{,}00081 \text{ м}^2$$

де W_h = 0,35 м/с - раціональна швидкість середовища, що нагрівається,

Кількість каналів в одному пакеті

- для нагрівного середовища

$$m_T = \frac{f_{nt}}{f_0} = \frac{0{,}000915}{0{,}00064} = 1{,}4 = 1 \text{ (прийнято)}$$

f_0=0,00064 м^2 — площа поперечного перерізу каналу [8],

- для середовища, що нагрівається

$$m_h = \frac{f_{nh}}{f_0} = \frac{0{,}00081}{0{,}00064} = 1{,}3 = 1 \text{ (прийнято)}$$

Кількість пластин в одному пакеті

- для нагрівного середовища $n_T = 2 \cdot m_T = 2$
- для середовища, що нагрівається $n_h = 2 \cdot m_h = 2$

Поверхня теплообміну одного пакету

- для нагрівного середовища $F_т = F_0 \cdot n_т$ = 0,1*2= 0.2 м^2

де F_0 =0.1 м^2– площа поверхні однієї пластини;

- для середовища, що нагрівається, $F_h = F_0 \cdot n_h$ = 0,1*2= 0.2 м^2

Кількість пакетів у апараті

- для нагрівного середовища $X_т = \frac{F_a}{F_т} = \frac{1,2}{0,2} = 6.$

- для середовища, що нагрівається $X_h = \frac{F_a}{F_h} = \frac{1,2}{0,2} = 6$

Знаючи кількість пакетів та кількість пластин у пакетах, виконуємо компоновку теплообмінника. Компоновку теплообмінника записуємо формулою

$$Cx = \frac{1+1+1+1+1+1}{1+1+1+1+1+1}$$

Коефіцієнт гідравлічного опору для нагрівного середовища

$$\xi_т = \frac{A}{Re_т^{0,25}} = \frac{14,4}{4349^{0.25}} = 1,77$$

де А = 14,4– коефіцієнт для турбулентного режиму [9];

Коефіцієнт гідравлічного опору для середовища, що гріється,

$$\xi_{hФ} = \frac{A}{Re_h^{0,25}} = \frac{14.4}{2816^{0,25}} = 1,98$$

де $Re_h = 2816$ – фактичне значення критерію Рейнольдса для середовища, що гріється,

Втрати тиску для нагрівного середовища $\Delta P_T^{|}$

$$\Delta P_T^{|} = \xi_{ТФ} \cdot \frac{L_{пр}}{d_e} \cdot \rho_1 \cdot \frac{W_T^{|2}}{2} \cdot X_T = 1.77 \cdot \frac{0,8}{0,00885} \cdot 1000 \cdot \frac{0,398^2}{2} \cdot 6 = 76034 \text{ Па}$$

Де $L_{пр}$= 0,8 м – приведена довжина каналу [8];

$X_T = 6$- кількість пакетів у апараті для гріючого середовища,

Втрати тиску для середовища, що гріється, $\Delta P_h^{|}$

$$\Delta P_h^{|} = \xi_{hФ} \frac{L_{пр}}{d_e} \cdot \rho_2 \cdot \frac{W_h^{2}}{2} \cdot X_h = 1,79 \cdot \frac{0,8}{0,00885} \cdot 1000 \cdot \frac{0,35^2}{2} \cdot 6 = 65776 \text{ Па}$$

6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ

Для прийняття обґрунтованого рішення про впровадження геліосистеми гарячого водопостачання важливо оцінити її економічну доцільність. Основними критеріями є вартість обладнання та монтажу, експлуатаційні витрати, річна економія енергоносіїв і термін окупності. У цьому розділі наведено орієнтовний розрахунок на основі сучасних цін і типових рішень для багатоквартирного житлового будинку.

6.1. Вартість обладнання

Орієнтовна калькуляція вартості системи на 80 м² колекторної площі:

Компонент	Кількість	Орієнтовна вартість, грн	Загальна сума, грн
Сонячні колектори (2 м²)	27 шт	15 000	405 000
Акумулювальний бак (5000 л)	1 шт	150 000	150 000
Пластинчастий теплообмінник	1 шт	25 000	25 000
Насосна група + автоматика	1 компл.	35 000	35 000
Трубопроводи + ізоляція	—	30 000	30 000
Монтажні роботи	—	100 000	100 000
Разом	—	—	745 000 грн

6.2. Розрахунок терміну окупності

Річна економія залежить від заміщення енергії, яку інакше довелося б отримувати від електроенергії або газу.

Витрати без геліосистеми:

- Річне споживання тепла на ГВП ≈ 106 000 кВт·год
- При використанні електронагрівача (тариф ≈ 4 грн/кВт·год):

Вартість=106 000·4=424 000 грн/рік

- При використанні природного газу (≈ 9 грн/м³, теплотворна здатність ≈ 10 кВт·год/м³):

106 000/10·9=95 400 грн/рік

Економія:

При покритті 65% річного навантаження геліосистемою:

Для електроопалення: 424 000·0,65=275 600 грн/рік

Для газового варіанту: 95 400·0,65=62 000 грн/рік

Термін окупності:

При електроенергії:

$$\frac{745\,000}{275\,600} \approx \boxed{2{,}7 \text{ роки}}$$

При газовому варіанті:

$$\frac{745\,000}{62\,000} \approx \boxed{12{,}0 \text{ років}}$$

6.3. Порівняння з традиційними системами

Параметр	Геліосистема	Електронагрівач	Газовий котел

Початкові капітальні витрати	Високі	Середні	Середні
Експлуатаційні витрати	Низькі	Високі	Середні
Екологічність	Висока (0 CO_2)	Низька	Середня
Залежність від енергоносіїв	Мінімальна	Повна	Повна
Стабільність витрат	Висока	Низька	Низька
Термін служби	15–20 років	10–15 років	10–15 років
Ризики зміни тарифів	Відсутні	Високі	Високі

Висновок: впровадження геліосистеми для ГВП у розглянутій будівлі є економічно доцільним, особливо при використанні електроенергії як альтернативи. Високі початкові витрати компенсуються значною економією протягом перших 3–5 років експлуатації.

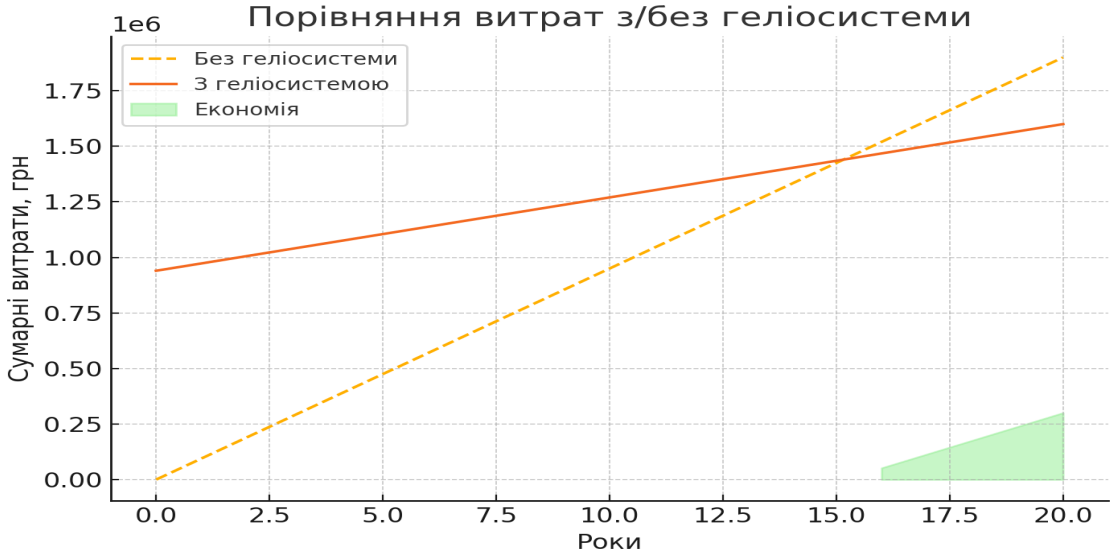


Рис.6.1. Економічні показники системи гарячого водопостачання

7. ЗАХОДИ З ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ

Для досягнення максимальної ефективності сонячної системи гарячого водопостачання необхідно не лише правильно спроєктувати систему, а й реалізувати додаткові технічні рішення. Вони дозволяють мінімізувати тепловтрати, адаптувати роботу системи до змін погодних умов та забезпечити стабільне постачання гарячої води навіть у періоди низької сонячної активності.

7.1. Автоматизація

Автоматизована система управління — один з ключових компонентів сучасної геліосистеми, який дозволяє:

- підтримувати оптимальний режим циркуляції теплоносія;
- запобігати перегріву системи;
- вмикати додаткове джерело тепла у разі нестачі сонячної енергії;
- збирати та аналізувати дані про роботу системи.

Типовий контролер керує роботою насосів за сигналами температурних датчиків, встановлених у колекторі, баку-акумуляторі та на подаючій/зворотній лінії. Автоматизація дозволяє зменшити енергоспоживання системи і подовжити її термін служби.

7.2. Зберігання тепла

Оскільки сонячна енергія є нестабільним джерелом, особливо вночі або в хмарну погоду, важливо передбачити накопичення надлишкової теплової енергії.

Основні заходи:

- використання акумулювального бака з вбудованим теплообмінником;
- теплоізоляція бака (мінімум 100 мм ізоляції);
- використання стратифікованих баків, які дозволяють ефективно використовувати тепло залежно від температурного шару.

Це забезпечує подачу гарячої води незалежно від моменту генерації тепла, підвищуючи комфорт і гнучкість системи.

7.3. Інтеграція з іншими джерелами енергії

Для покриття пікових навантажень або в зимовий період сонячну систему доцільно комбінувати з іншими джерелами тепла, такими як:

- електронагрівачі (тен);
- газові котли;
- твердопаливні котли;
- теплові насоси.

Інтеграція дозволяє забезпечити 100% потреб у ГВП навіть при мінімальному надходженні сонячної енергії. За допомогою контролера система автоматично визначає, коли вмикати резервне джерело тепла.

Загальний ефект від впровадження вищезазначених заходів — підвищення енергоефективності системи на 15–30%, зниження експлуатаційних витрат і покращення стабільності роботи.

ВИСНОВКИ

У межах виконання дипломної роботи було досліджено доцільність використання сонячної енергії для забезпечення гарячого водопостачання житлового будинку в кліматичних умовах м. Харкова. Проведено техніко-економічний та теплотехнічний аналіз, виконано розрахунки основних параметрів геліосистеми, її продуктивності та енергоефективності.

У результаті роботи:

- проаналізовано кліматичні умови м. Харкова та встановлено, що річне надходження сонячної радіації дозволяє ефективно застосовувати геліосистеми для покриття до 65% річної потреби в теплоті на гаряче водопостачання;
- Витрати теплоти системою гарячого водопостачання у літній період року становить 17300 Вт;
- обґрунтовано вибір плоских сонячних колекторів як оптимального рішення для умов Харкова, визначено площу колекторного поля — 49,45 м², об’єм бака-акумулятора — 5000 л;
- для нагріву гарячої води у зимовий період обчислено площу поверхні теплопередачі (1,2 м²), визначено схему компоновки пласти , обчислено втрати тиску при русі речовин через апарат;
- розраховано річну економію енергоносіїв та строк окупності системи, який становить від 3 до 5 років (залежно від вартості енергоносія).

Отже, використання сонячної енергії для гарячого водопостачання житлових будівель у кліматичних умовах м. Харкова є технічно можливим, економічно доцільним і екологічно вигідним рішенням. Результати цієї роботи можуть бути використані для впровадження подібних систем у житлово-комунальному секторі України з метою підвищення енергоефективності та сталого розвитку.

Список використаних джерел

1. Маляренко В.А. Основи теплофізики будівель та енергозбереження. – Харків. «Видавництво САГА», 2006. –484с.

2. Будівельна кліматологія: ДСТУ –НБВ.1.1-27:2010: чинний від 01.11.2011. / Мінрегіонбуд, Київ. 2011. – 123 с.

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

4. Шульга М.О., Алексахін О.О. Теплопостачання та гаряче водопостачання. Навчальний посібник: Харків: ХНАМГ, 2004.– 229 с.

5. H.Y.Wong Handbook of Essential Formulae and Data on Heat Transfer for Engineers. Longman, London and New York. – 1977.

6. Кулінченко В.Р. Тепловіддача з елементами масообміну (теорія і практика процесу). / В.Р. Кулінченко, О.Ю. Шевченко, В.А. Піддубний: К.: Фенікс, 2014. –918 с.

7. Чепурний М.М., Ткаченко С.Й. Розрахунок теплообмінних апаратів. Навчальний посібник– Винниця, ВНТУ, 2006. – 130 с.

8. Алексахін.О.О. Улаштування і розрахунок рекуперативних теплообмінних апаратів: навч.-метод. посіб. Харків, ХНУ імені В.Н.Каразіна. 2019. – 49 с.

9. Теплообменники пластинчастые. Руководящий технический материал. Методы тепловых и гидромеханических расчетов: РТМ 26-01-107-78.─156 с.

10. Маляренко В.А. Енергетичні установки. Навч. посіб.-Х.: «Видавництво САГА», 2008.-320 с.

11. Негрич В.В., Дем’янчук Я.М., Прунько І.Б. Енергетичні установки: Розрахунок теплопостачання району міста. – Івано-Франківськ: Факел, 2009. – 102 с.

12. Duffie J.A., Beckman W.A. *Solar Engineering of Thermal Processes*. – 4th ed. – Wiley, 2013. – 912 p.

13. Rai G.D. *Solar Energy: Fundamentals and Applications*. – Khanna Publishers, 2005. – 496 p.

14. ДСТУ-Н Б В.2.5-36:2008. Настанова з проєктування систем гарячого водопостачання. – Київ: Мінрегіонбуд України, 2008.

15. Ковальчук Ю.М. Сучасні системи опалення і гарячого водопостачання. – Львів: НУ “ЛП”, 2015.

16. Методичні рекомендації з проєктування та експлуатації систем сонячного теплопостачання / Міненерговугілля України. – Київ, 2014.

17. Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energy / Eds. F. Kreith, D.Y. Goswami. – CRC Press, 2007. – 1616 p