

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**На правах рукопису**

ШРАМЕНКО Олександр Миколайович

УДК 697.278

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА РЕЖИМІВ РОБОТИ  
АКУМУЛЯТОРІВ ТЕПЛОТИ НА ОСНОВІ ТВЕРДИХ МАТЕРІАЛІВ

Спеціальність 05.14.06 – Технічна теплофізика та  
промислова теплоенергетика

Дисертація на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Науковий керівник:  
Климчук Олександр Андрійович  
Кандидат технічних наук, доцент

Одеса – 2016

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	6
РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН АКУМУЛЯЦІЙНИХ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ.....	13
1.1. Загальні положення.....	13
1.2. Акумулювання теплоти з використанням неогрітих рідин під тиском .	14
1.3. Акумулювання теплоти з використанням твердих матеріалів.....	16
1.4. Акумулятори теплоти з використанням ТАМ фазового переходу .....	21
1.5. Тепловий баланс акумулювання теплоти.....	23
1.6. Вплив конструктивних параметрів акумулятора теплоти на ефективність його роботи .....	27
1.7. Висновки по розділу .....	31
РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ В АКУМУЛЯТОРІ ТЕПЛОТИ ПРИ ЙОГО ЗАРЯДЦІ .....	33
2.1. Моделювання режиму нагріву матеріалу при постійному тепловому поточі.....	33
2.2. Методика розрахунку поширення теплоти в тілі при нагріві постійним тепловим потоком зсередини.....	40
2.3. Визначення швидкості зміни температур при нагріванні постійним тепловим потоком .....	44
2.4. Визначення коефіцієнту $k$ та показника степені $n$ .....	49
2.5. Визначення температур поверхонь та координати середньомасової температури .....	56
2.6. Визначення тривалості інерційного періоду.....	57
2.7. Визначення еквівалентного радіуса .....	58
2.8. Визначення температури поверхні нагрівального елемента .....	59
2.9. Висновки по розділу .....	61
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗАРЯДКИ ТА РОЗРЯДКИ АКУМУЛЯТОРА ТЕПЛОТИ НА ОСНОВІ ТВЕРДИХ МАТЕРІАЛІВ .....	62
3.1. Опис експериментальної установки .....	62
3.2. Аналіз отриманих даних .....	66
3.3. Порівняння теоретичних даних з експериментальними .....	84

3.4. Висновки по розділу .....	85
<b>РОЗДІЛ 4. ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ АКУМУЛЯТОРА ТЕПЛОТИ.....</b>	<b>87</b>
4.1. Розробка алгоритму визначення оптимальних конструктивних параметрів акумулюючої насадки.....	88
4.2. Вплив часу нагріву на рівномірність розподілу теплоти в матеріалі ..	92
4.3. Вплив кількості нагрівальних елементів на тривалості нагріву.....	99
4.4. Визначення способу розташування нагрівальних елементів та ефективної відстані між ними .....	104
4.5. Алгоритм визначення конструктивних параметрів акумулюючої насадки .....	110
4.6 Оцінка показників економічної ефективності акумулювання теплоти за багатозонним тарифом .....	113
4.7. Висновки по розділу .....	119
<b>ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ .....</b>	<b>120</b>
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....</b>	<b>122</b>
Додаток А.....	133
Додаток Б .....	146
Додаток В.....	148

## Список умовних позначень

- $u$  - внутрішня енергія,  $Дж$  ;
- $p$  - тиск,  $Па$ ;
- $m$  - маса,  $кг$ ;
- $\dot{m}$  - темп охолодження (нагріву);
- $h$  - питома ентальпія,  $Дж/кг$  ;
- $\nu$  - питомий об'єм,  $м^3/кг$  ;
- $g$  - прискорення вільного падіння,  $м/с^2$  ;
- $H$  - висота,  $м$ ;
- $E$  - енергія,  $Дж$  ;
- $Q$  - теплова потужність,  $Вт$  ;
- $Q$  - кількість теплоти,  $Дж$  ;
- $w$  - швидкість,  $м/с$  ;
- $V$  - об'єм,  $м^3$  ;
- $W$  - робота,  $Дж$  ;
- $c$  - питома теплоємність,  $Дж/(кг \cdot K)$  ;
- $\rho$  - густина,  $кг/м^3$  ;
- $t$  - температура,  $^{\circ}C$  ;
- $T$  - абсолютна температура,  $K$  ;
- $\tau$  - час,  $с$  ;
- $\lambda$  - коефіцієнт теплопровідності,  $Вт/(м \cdot K)$  ;
- $\alpha$  - коефіцієнт тепловіддачі,  $Вт/(м^2 \cdot K)$  ;
- $q_v$  - об'ємне виділення теплоти,  $Вт/м^3$  ;
- $q_{нов}$  - питомий тепловий потік на поверхню,  $Вт/м^2$  ;
- $a$  - коефіцієнт температуропровідності,  $м^2/с$  ;
- $x, y, z$  - координата,  $м$  ;
- $S$  - товщина,  $м$  ;

- $k_1$  - коефіцієнт масового навантаження;  
 $k_2$  - коефіцієнт усереднення густини теплового потоку;  
 $k_3$  - коефіцієнт усереднення температури;  
 $\tau'$  - інерційний період,  $c$ ;  
 $\vartheta$  - надлишок температури,  $^{\circ}C$ ;  
 $\Delta$  - відносна товщина прогрітого шару;  
 $X_0$  - характерний розмір тіла;  
 $l$  - довжина,  $m$ ;  
 $F$  - площа,  $m^2$ ;  
 $R$  - зовнішній радіус,  $m$ ;  
 $r$  - внутрішній радіус,  $m$ ;  
 $\varepsilon$  - відносна середня температура;  
 $\varepsilon$  - ступінь чорноти;  
 $Fo$  - критерій Фур'є;  
 $\nu$  - швидкість зміни температури,  $^{\circ}C/c$ ;  
 $\sigma_0$  - стала Стефана-Больцмана,  
 $\Psi$  - коефіцієнт пропорційності;  
 $K$  - коефіцієнт форми тіла;

#### Нижні індекси

- $(\bullet)_{ex}$  - вхід;  
 $(\bullet)_{вих}$  - вхід;  
 $(\bullet)_{ак}$  - акумульований;  
 $(\bullet)_{нов}$  - поверхня;  
 $(\bullet)_0$  - початковий;  
 $(\bullet)_{зов}$  - зовнішня поверхня;  
 $(\bullet)_{сер}$  - середній;  
 $(\bullet)_i$  - довільний компонент.

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Розвиток енергетики має вирішальний вплив на стан економіки в державі та рівень життя населення. Економія первинних енергоресурсів та розширення можливості використання нетрадиційних джерел енергії є об'єктивно обумовленою необхідністю. Про це свідчать постійне погіршення стану навколишнього середовища, скорочення світових запасів нафти та газу, зростання собівартості їх добування та ін. Для України ці проблеми мають загальнодержавне значення.

Згідно з «Енергетичною стратегією України на період до 2035 року», від 12.05.2015:

Станом на початок 2014 р. 82% блоків теплових електростанцій і теплоелектроцентралей перевищили межу фізичного зношення у 200 тис. годин наробітку й потребують модернізації або заміни. Зношеність устаткування призводить до перевитрат палива, зменшення робочої потужності та огіршення екологічних показників. Атомні блоки наближаються до закінчення строку проектної експлуатації: понад 70% атомних блоків потребуватимуть подовження строку експлуатації у найближчі 10 років.

До того ж баланс потужності енергосистеми України характеризується дефіцитом як маневрених, так і регулюючих потужностей; частка гідроелектростанцій, які забезпечують основний обсяг маневрених потужностей, у загальному балансі потужностей не перевищує 9% за оптимального рівня у 15%. В результаті блоки ТЕС і ТЕЦ, спроектовані для роботи в базовому режимі, використовуються для підтримки змінної частини графіка навантаження енергосистеми. Енергоблоки українських ТЕС були введені в експлуатацію переважно в 1960-1975 рр. Устаткування ТЕС характеризується низькими показниками надійності та ефективності, а також високим рівнем викидів забруднюючих речовин. Нові потужності ТЕС упродовж останніх 20 років не вводилися в експлуатацію.

Водночас, згідно з прогнозами виробництво електроенергії в Україні в 2035 р. складе від 276 ТВт•год [1].

Для зниження потреби в будівництві генеруючих потужностей необхідно стимулювати не тільки збереження електроенергії, але й вирівнювання графіка навантаження. Для цього потрібне посилення диференційованості тарифів на електроенергію для кінцевого споживача за часом доби й стимулювання зниження споживання електроенергії в піковий час за рахунок перенесення споживання на інший час доби.

Тому згідно з постановою Національної комісії, що здійснює державне регулювання у сфері енергетики від 23.04.2012 №497 «Про встановлення тарифів на електроенергію, що відпускається населенню» встановлені відповідні тарифні коефіцієнти, згідно з якими електроенергія для споживачів в періоди провалу графіка споживання є дешевшою, ніж у часи звичайного та підвищеного споживання

Однак пряме використання електроенергії в нічний час доби не дозволяє значною мірою вирішити питання вирівнювання енергоспоживання на протязі доби , інша справа якщо перенести добове споживання енергії на нічний період. Це можна вирішити за рахунок акумулювання енергії. Проте, акумулювання електричної енергії вимагає значних капіталовкладень і експлуатаційних витрат (термін служби акумуляторів електричної енергії як правило не більше 10 років). Іншим напрямком вирішення даного питання може бути використання електроенергії ( за нічним тарифом ) для потреб теплопостачання будинку за рахунок використання акумуляторів теплоти. У відмінності від електричних акумуляторів - теплові мають набагато більший термін служби.

Нічне акумулювання тепла особливо актуальним є для громадських будівель, в яких дозволяється вночі зменшувати температуру в приміщеннях (т.з. чергове опалення).

Крім розповсюджених зараз водяних акумуляторів тепла, існують також акумулятори на основі твердих матеріалів. Застосування твердих матеріалів

дозволяє зменшити розміри акумулятора тепла за рахунок більшої щільності та більшого діапазону робочих температур.

Однак, на сьогоднішній день не існує зручних методик для розрахунку процесів теплообміну в акумуляторах з твердими матеріалами.

Таким чином, дослідження, спрямовані на підвищення ефективності роботи акумуляторів теплоти на основі твердих матеріалів в системах теплопостачання будівель, є актуальними і відповідають сучасним тенденціям розвитку теплоенергетики.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Основні теоретичні і практичні результати дисертаційної роботи одержані при виконанні НДР у відповідності Закону України “Про енергозбереження”, пріоритетним напрямкам розвитку науки і техніки в Україні «Екологічно чиста енергетика та енергозберігаючі технології» за пріоритетним напрямком “Енергетичної стратегії України на період до 2030 року”, а також у межах НДР №33-41 (0111U006721) "Ефективні технології генерації та споживання енергоресурсів». Етап 3. "Економічна та екологічна ефективність інтегрованих систем енергозабезпечення за міжнародними стандартами" (2013–2014 рр.). Зміст і тематика роботи відповідають задачам державної програми «TASIS» Енергетичного Центру ЄС в Україні, що визначає актуальність теми.

#### **Мета та задачі дослідження.**

**Мета роботи** - підвищення ефективності роботи акумуляторів теплоти на основі твердих матеріалів в системах теплопостачання поромислових та громадських будівель.

Для досягнення поставленої мети було сформульовано наступні **задачі**:

1. Виконати аналіз сучасних способів акумуляування теплоти та теплоакумулюючих матеріалів для визначення найбільш придатних з них для використання в системах теплопостачання будвель.

2. Виконати теоретичне дослідження характеру розподілу температур в акумуляуючій насадці в процесі зарядки та розробити методику розрахунку



процесу нагріву твердих матеріалів зсередини при граничних умовах другого роду.

3. Виконати експериментальне дослідження процесів зарядки та розрядки акумулятора теплоти в умовах експлуатації.

4. Розробити методику визначення конструктивних параметрів акумулюючої насадки в залежності від умов роботи акумулятора теплоти та режимів роботи системи теплопостачання будівлі.

**Об'єкт дослідження** – акумулятор тепла на основі твердих матеріалів.

**Предмет дослідження** – Процес теплообміну в акумулюючій насадці та режими роботи акумулятора тепла.

**Методи дослідження.** Поставлені завдання вирішувалися математичними методами фізичного та чисельного моделювання. Фізичне моделювання використовувалося для отримання даних, які дозволяють застосовувати теорію регулярного теплового режиму для розрахунку динаміки нагріву акумулюючої насадки в реальних умовах. Чисельне моделювання використовувалося для отримання методики теплового розрахунку процесу нагріву твердих матеріалів зсередини при граничних умовах другого роду (сталий тепловий потік).

**Достовірність отриманих наукових положень, висновків і рекомендацій** базується на сучасних уявленнях про теплообмін в нестационарному режимі та підтверджена тим, що отримані результати не суперечать висновкам відомих положень. Наукові положення, висновки і рекомендації, сформульовані в дисертаційній роботі, підтверджені результатами експериментальних досліджень, узагальненням і систематизацією отриманих даних.

**Наукова новизна** отриманих результатів:

- Вперше запропоновано і обґрунтовано методичний підхід до визначення конструктивних параметрів акумулятора теплоти, який, на відміну від існуючих, базується на врахуванні потреб та режимів роботи споживачів теплоти;

- Удосконалено математичну модель динаміки нагріву твердих тіл зсередини сталим тепловим потоком, що дозволяє визначати зв'язок між конструктивними та тепловими параметрами акумуляторів теплоти на основі твердих матеріалів на стадії проектування.

- Вперше отримане значення коефіцієнта усереднення теплового потоку для випадку нагріву твердого тіла зсередини при граничних умовах другого роду;

- Набула подальшого розвитку теорія регулярного теплового режиму відносно процесів охолодження твердих тіл при конвективному теплообміні в каналах в середині твердого матеріалу та нагріву твердих тіл внутрішніми джерелами теплоти. На основі експериментальних даних отримане значення коефіцієнта форми для твердого тіла з каналами .

#### **Практичне значення одержаних результатів.**

- Розроблена методика розрахунку нагріву твердих матеріалів при граничних умовах другого роду, яка, на відміну від існуючих, дозволяє описувати динаміку цього процесу при розташуванні нагрівальних елементів всередині матеріалу;

- Розроблений алгоритм визначення конструктивних параметрів акумулятора теплоти на основі твердих матеріалів в залежності від потреб та режимів роботи споживача теплоти.

- Удосконалена методика розрахунку нагріву та охолодження твердих тіл з використанням теорії регулярного режиму, завдяки чому вона була адаптована для випадків конвективного теплообміну всередині твердого тіла.

Результати кандидатської дисертації здобувача Шраменко О.М. передані для впровадження на ПП «Ізотерм-Еліт» про що є відповідний акт.

Результати проведених досліджень можуть бути застосовані при проектуванні комбінованих систем тепlopостачання та розробці акумуляторів теплоти на основі твердих матеріалів. Також вони можуть бути застосовані в навчальному процесі при підготовці спеціалістів за напрямом «Теплоенергетика» і перепідготовці фахівців з питань енергоефективності.

**Особистий внесок здобувача полягає в:**

- Формуванні мети та постановці задач дослідження;
- Обґрунтуванні принципів та методів визначення оптимальних конструктивних параметрів акумуляторів теплоти на основі твердих матеріалів.
- Проведенні теоретичних та експериментальних досліджень нестационарного теплообміну в акумуляуючій насадці в процесі зарядки та розрядки акумулятора теплоти ;
- Якісному та кількісному аналізу та інтерпретації отриманих результатів досліджень;

**Апробація основних результатів досліджень.** Основні теоретичні положення, результати та висновки дисертаційної роботи доповідались автором, обговорювались та отримали схвальні відгуки на:

VI Всеукраїнській науково-практичній конференції «Охорона навколишнього середовища промислових регіонів як умова сталого розвитку України», ЗДІА, м. Запоріжжя (Україна), 9-10 грудня 2010 р; Міжнародній науково-практичній конференції «Екологічні проблеми Чорного моря» м. Одеса (Україна), 28-29 жовтня 2010 р.; IX Міжнародній науково-практичній конференції «Геометричне та комп'ютерне моделювання: енергозбереження, екологія, дизайн», НАПКБ, м.Сімферополь, 24-28 серпня 2012 року; I Міжнародній науково-технічній конференції «Енергоефективність в галузях економіки України» ВНТУ, м.Вінниця, 23-25 листопада 2011 р.; IX Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми енергосбереження та шляхи їх вирішення», НТУ «ХПИ», м. Харків, 24-25 квітня 2013 р.; II Міжнародній науково-технічній конференції «Енергоефективність в галузях економіки України», ВНТУ, м.Вінниця, 19-21 листопада 2013 р; III Міжнародній науково-технічній конференції «Енергоефективність в галузях економіки України ВНТУ, м.Вінниця, 17-19 листопада 2015 р.; Міжнародній науково-технічній конференції молодих вчених, аспірантів та студентів, ОНАХТ, м.Одеса, 21 квітня 2015 р.

**Публікації.** За темою дисертації опубліковано 12 статей у наукових журналах, з них: 5 у наукових фахових виданнях України, 1 стаття у журналах, які входять до наукометричних баз даних; 2 тез доповідей на конференціях.

**Обсяг та структура дисертації.**

Повний обсяг дисертації – 148 сторінок і складається з вступу, чотирьох основних розділів, загальних висновків, списку використаної літератури з 122 найменувань. Основна частина викладена на 108 сторінок основного тексту, 55 рисунків, 12 таблиць.

## РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН АКУМУЛЯЦІЙНИХ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

### 1.1. Загальні положення

Будь яка система енергопостачання складається з джерела первинної енергії, підсистеми перетворення енергії та споживачів перетвореної енергії. В системі можуть виникати невідповідності – як в часі, так і в просторі – між подачею енергії та потребами. Подолання цих невідповідностей є основною метою акумулювання енергії [2,3,8].

Якщо такі невідповідності викликаються змінами в споживанні енергії, то це задача зняття пікового навантаження. Установа для акумулювання може коштувати дешевше пікової енергетичної установки. Крім того, при її використанні можуть бути знижені поточні витрати на енергоносії, так як для зарядки акумулятора може бути використаний надлишок енергії від установок базового навантаження з низьким тарифом.

Якщо невідповідність між подачею та споживанням енергії обумовлена видом джерела первинної енергії та установки для перетворення енергії, то задача акумулюючої установки складається в вирівнюванні виробки енергії шляхом зрізання піків та заповнення провалів виробки. Відомо, що потужність деяких первинних джерел енергії схильна до періодичних (сонячні енергетичні установки, гідроакумулюючі електростанції) та випадкових (вітро-, гідро, - сонячні енергетичні установки) змін [11,12].

Також до задач акумулювання можна віднести:

- забезпечення резерва на випадок раптового припинення роботи основних енергетичних установок;

- регулювання та буферне акумулювання при високих амплітудах зміни навантаження, що дозволяє покривати навантаження при невеликих градієнтах зміни потужності первинного джерела енергії;

- акумулювання енергії поблизу місць її споживання для того, щоб зменшити піки навантаження та вартість системи енергопостачання на тільки в частині перетворення енергії, але також в розподільчій мережі [2,3,37].

В зв'язку з великою кількістю задач, які має вирішувати акумулювання тепла, на даний момент вже відомо багато способів акумулювання тепла і акумулюючих матеріалів.

На сьогоднішній день можна виділити такі основні способи акумулювання тепла:

- Акумулювання з використанням недогрітих рідин під тиском;
- Акумулювання тепла твердими речовинами шляхом збільшення їх внутрішньої енергії;
- Акумулювання з використанням теплоти фазового переходу;
- Термохімічне акумулювання;
- Сорбційне акумулювання тепла.

В системах енергопостачання житлових та громадських будівель найбільше поширення отримали перші три способи акумулювання тепла. [33,34,38].

## **1.2. Акумулювання теплоти з використанням недогрітих рідин під тиском**

Акумулювання тепла в цьому випадку відбувається рідиною при параметрах нижче за параметри насичення, щоб попередити вскіпання рідини. Для цього рідина знаходиться під певним тиском. З метою забезпечення низьких робочих тисків теплоакumuлюючих матеріалів (ТАМ) використовуються різні високотемпературні теплоносії. При атмосферному тиску можна використовувати воду.

До числа найбільш простих і надійних пристроїв акумулювання тепла, безумовно, належать рідинні ТАМ, що пов'язано з поєднанням функцій теплоакumuлюючого матеріалу та теплоносія. В даний час найбільш широко застосовуються вода і водні розчини солей, високотемпературні органічні та кремнійорганічні теплоносії, розплави солей і металів.

У таблиці 1.1 приведені деякі матеріали, які можна використовувати в якості рідких ТАМ та їх властивості.

## Властивості рідких ТАМ

Теплоакumuлюючий матеріал	Температура, К		Густина кг/м <sup>3</sup>	Питома теплоєм ність кДж/ кг·К	Об'ємна теплоєм ність кДж/м <sup>3</sup> К	Коефіцієн т теплопро водності Вт/(м·К)
	Кристалі -зації	кипіння				
вода	0	100	980	4,19	4100	0,64
Суміш 50% Н <sub>2</sub> О/50% етиленглицоль	-20	140	1075	3,48	3530	
Теплопровідне масло	-20	300	825	2,4	1980	
тетрахлордифеніл	-7	343	1440	2,1	3024	0,17
Дифенільна суміш	12	258	950			0,12-0,08
літій	182	1350	480	4,36	2096	52-66
натрій	98	880	840	1,33	1117	52-75

В сучасних системах тепlopостачання акумулюючи ємності з водою використовуються:

- 1) Для зменшення встановленої потужності обладнання, наприклад в системах гарячого водopостачання (ГВС);
- 2) При використанні декількох джерел енергії (наприклад, пілетного та газового котла);
- 3) Для узгодження режимів виробки та споживання енергії (при використанні енергії нетрадиційних джерел).

У діапазоні робочих температур 0 ... 100 °С вода є кращим рідким ТАМ як по комплексу теплофізичних властивостей, так і за економічними показниками. Але використання води як акумулюючого матеріалу обмежене температурою її кипіння. Подальше підвищення робочої температури води пов'язане з істотним зростанням тиску, що ускладнює проектування корпусу та підвищує його вартість [37,38,41].

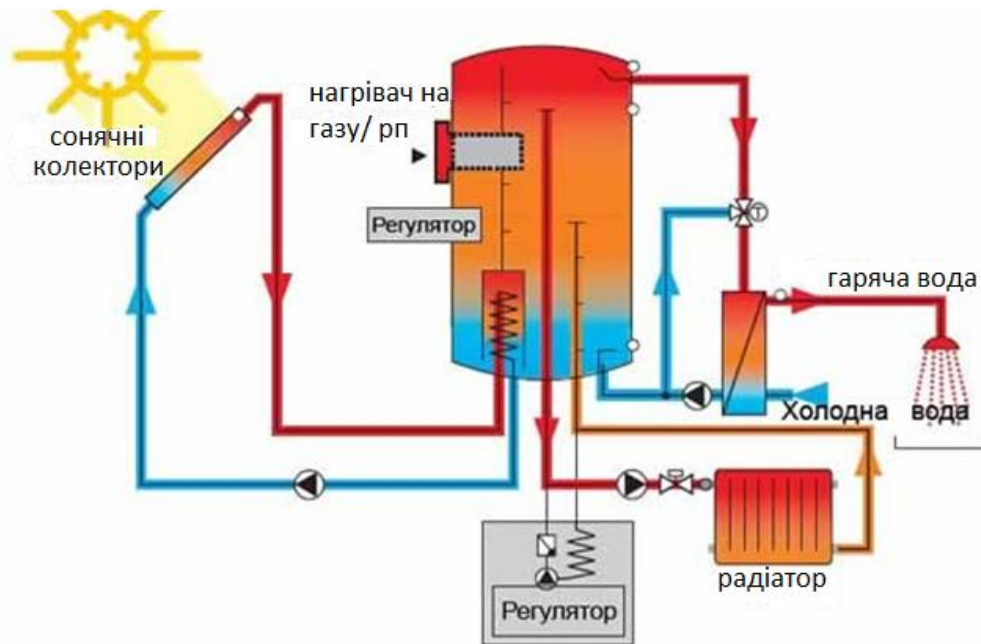


Рис.1.1. Схема системи теплопостачання з баком-акумулятором.

### 1.3. Акумуляція теплоти з використанням твердих матеріалів

Акумуляючим середовищем в цьому випадку служить тверде тіло, яке нагрівається і охолоджується без фазових перетворень.

Використання твердих теплоакумуючих (ТАМ) речовин забезпечує максимальну простоту конструкції і високий рівень робочих температур, але вимагає великих мас цих речовин. Крім цього, температура теплоносія на виході з акумулятора змінюється протягом часу, що вимагає додаткової системи підтримки її на заданому рівні.

Для твердих ТАМ важливими характеристиками є теплопровідність, питома теплоємність та температуропровідність. У таблиці 1.2 для порівняння представлені матеріали, які можна використовувати в якості твердих там. Коефіцієнт теплопровідності є фізичним параметром матеріалу і характеризує здатність матеріалу проводити теплоту. Коефіцієнт температуропровідності також є фізичним параметром і є мірою теплоінерційних властивостей матеріалу. Тобто зміна температури в часі  $\partial t / \partial \tau$  для будь якої точки простору пропорційна температуропровідності.



Таблиця 1.2.

## Властивості твердих ТАМ

ТАМ	Густина , кг/м <sup>3</sup>	Питома теплоємність, кДж/(кгК)	Об'ємна теплоємність, кДж/м <sup>3</sup> К	Коефіцієнт теплопровод ності , Вт/(мК)	Коефіцієнт температуро проводності, м <sup>2</sup> /с
Силікатна цегла	1900	0,84	1596	0.81	$5.08 \cdot 10^{-7}$
Бетон з кам'яним щебнем	2000	0.84	1680	1,28	$7.62 \cdot 10^{-7}$
Червона цегла	1800	0,88	1584	0,77	$4,86 \cdot 10^{-7}$
Шамот	1900	0.995	1891	1.13	$5.76 \cdot 10^{-7}$
Дінас	1900	0.962	1828	1.275	$6,97 \cdot 10^{-7}$
Хромомаг незит	2900	1,074	3115	1.85	$5.94 \cdot 10^{-7}$

Тому при інших рівних умовах вирівнювання температур у всіх точках буде йти швидше у тому матеріалі, у якого більше коефіцієнт температуропровідності. Порівнюючи за цими параметрами, бачимо, що кращі показники має вогнетривкий матеріал хромомагнезит. До того ж хромомагнезит краще витримує теплові навантаження при великій кількості циклів наріву та охолодження.

Традиційно розглядаються теплові акумулятори з нерухомою або рухомою матрицями [37].

Використання нерухомою матриці (рис. 1.2) забезпечує максимальну простоту конструкції, але вимагає великих затрат ТАМ. Крім цього, температура теплоносія на виході з акумулятора змінюється протягом часу, що вимагає додаткової системи підтримки постійних параметрів шляхом перепуску. Канальні теплові акумулятори широко застосовуються в системах електро-, теплопостачання, що використовують позапікову енергію.

Теплоакумулюючий матеріал (шамот, вогнетривку цеглу і т.п.) нагрівається в періоди мінімального споживання електроенергії, що дозволяє вирівнювати графіки завантаження електростанцій. Пропускаючи холодне повітря через матрицю можна обігрівати приміщення. Акумулятори даного типу виробляються за кордоном серійно для індивідуальних і малосімейних будинків.

Особливим типом каналних теплових акумуляторів з твердим ТАМ є теплові графітові акумулятори, що використовуються як джерело енергії в автономних енергоустановках. Температура їх нагрівання може досягати 3500 К, що забезпечує прийнятні масогабаритні характеристики установки.

Підземні акумулятори тепла з горизонтальними каналами застосовуються для акумуляції тепла і його використання протягом 2-4 місяців.

Акумулятори тепла в водоносних горизонтах використовуються для акумуляції кількості тепла, достатнього для тепlopостачання невеликого селища протягом року. Тут в якості ТАМ використовується водопроникний шар землі, в який в режимі заряду через свердловину закачується гаряча вода, а в режимі розряду через іншу свердловину закачується холодна вода. Внаслідок відсутності поверхонь теплообміну даний тип теплових акумуляторів забезпечує найкращі економічні характеристики серед підземних акумуляторів тепла. Очевидно, що недоліками таких видів акумуляторів є складність проектування для конкретного виду водоносного горизонту, великі енергетичні витрати на прокачування теплоносія.

Використання рухомий матриці передбачає застосування теплових акумуляторів, як правило, у вигляді обертового регенератора, пристроїв з падаючими кулями і т.п. Такі акумулятори застосовуються в апаратах регенерації теплової енергії, і, внаслідок малої тривалості робочого циклу, вони мають невеликі конструктивні розміри. Для теплових акумуляторів з рухливою матрицею характерна постійна температура газу на виході.

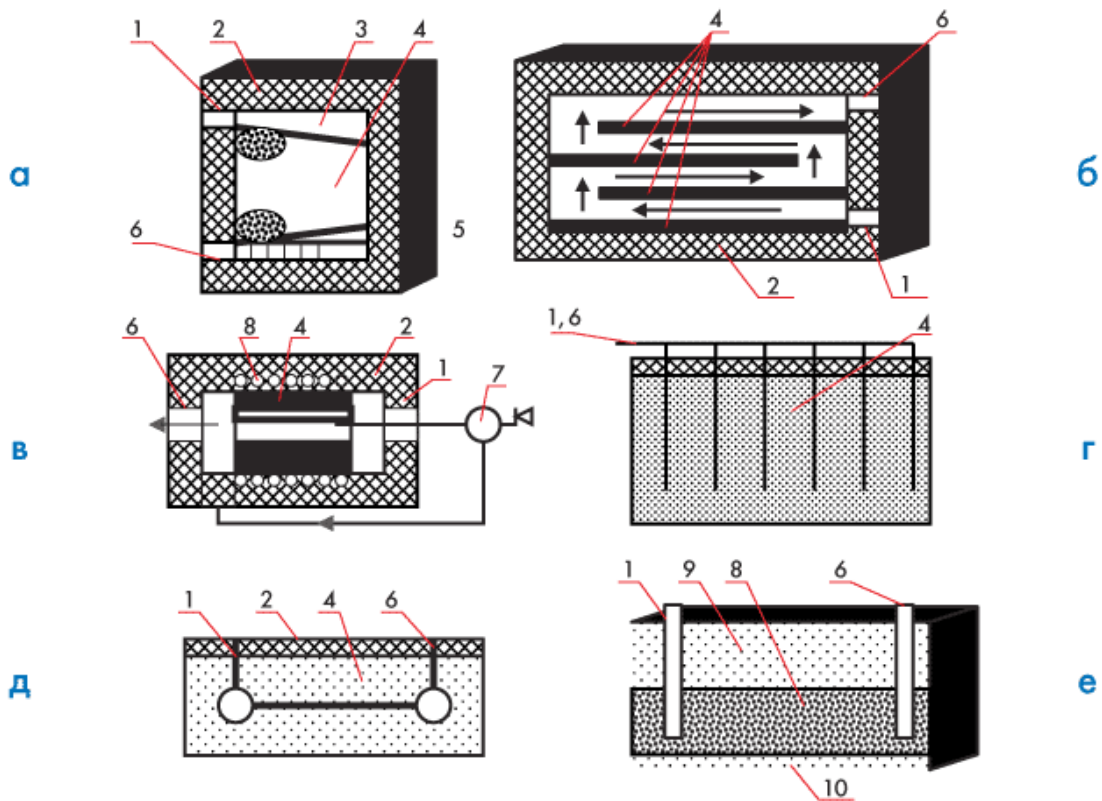
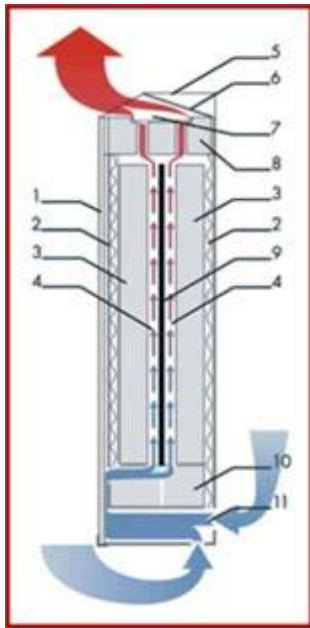


Рис. 1.2 Основні типи теплових акумуляторів з твердим теплоакумулюючі матеріалом:

а - з пористої матрицею; б, в - каналні; г, д - підземні з вертикальними і горизонтальними каналами; е - у водоносному горизонті; 1 - вхід теплоносія; 2 - теплоізоляція; 3 - розділові ґрати; 4 - ТАМ; 5 - опори; 6 - вихід теплоносія; 7 - поділ потоків; 8 - індуктор; 9 - водоносний шар; 10 - водонепроникний шар

Основні показники акумуляторів тепла з твердим ТАМ визначаються в залежності від їх конструктивних рішень і призначення. При цьому приймаються допущення про рівномірності розподілу потоків теплоносіїв по площі матриці, незалежності властивостей ТАМ і теплоносіїв від температури і ряд інших.



а)



б)

Рис.1.3. Побутовий акумулятор теплоти на основі твердих матеріалів.

а) розріз, б) загальний вигляд

На даний момент акумулювання тепла твердими матеріалами використовується:

Для накопичення тепла в нічний період за рахунок дешевого нічного тарифу (рис.1.3).

- 1) В системах преривчастого опалення, коли роль акумулятора тепла грають огорожуючі конструкції.

Для акумулювання теплоти за рахунок дешевих нічних тарифів на електр енергію доцільно використовувати акумулятори теплоти каналного типу на основі твердих ТАМ каналного типу (рис.1.2 б,в). У цьому випадку зарядка акумулятора відбувається при нагріванні акумулюючої насадки від електричних нагрівачав, а розрядка – при пропусканні теплоносія (наприклад, повітря) через канали в матеріалі (рис. 1.3).

#### 1.4. Акумулятори теплоти з використанням ТАМ фазового переходу

При використанні теплоти фазового переходу деяких речовин для акумулювання теплоти забезпечується висока щільність енергії, що запасується, невеликі перепади температур і стабільна температура на виході з теплового акумулятора. Незважаючи на це, більшість ТАМ в розплавленому стані є корозійно-активними речовинами, в більшості своїй мають низький коефіцієнт теплопровідності, змінюють об'єм при плавленні і відносно дорогі. В даний час відомий досить широкий спектр речовин, що забезпечують температуру акумуляції від 0 до 1400 ° С. Необхідно зазначити, що широке застосування теплових акумуляторів з плавким ТАМ стримується, перш за все, міркуваннями економічності створюваних установок [9,10,15].

Як ТАМ фазового переходу можуть бути використані: кристалогідрати (в основному глауберова сіль), природний віск, парафіни, вуглеводні граничного ряду, насичені жири органічних кислот (таблиця 1.3). При порівнянні ТАМ фазового переходу найважливішими показниками є теплота фазового переходу, що зумовлює щільність енергії, що запасується і температура фазового переходу, від якої залежить сфера застосування даного ТАМ.

Таблиця 1.3

Властивості ТАМ фазового переходу

Вещество	Плотность, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	Температура плавлення, °С	Теплота плавлення $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	Об'ємна теплоємність, МДж/м <sup>3</sup> К
Миристиновая кислота,	962,2	58	203,6	195,9
Парафин высокоплавящийся, С <sub>32</sub>	781,4	73	212,0	165,7
Парафин, С <sub>24</sub>	778,6	51,1	141,2	110,0
Дифинил	1180	70,5	121,5	141,4
Вода	980	0	335,0	307
Глауберова сіль	1554	32	251,4	390,8

Для акумулюючого середовища з використанням теплоти фазового переходу важливі наступні властивості:

- 1) низька вартість;
- 2) високі ентальпія фазового переходу і щільність;
- 3) зручна з експлуатаційних умов температура плавлення;
- 4) висока теплопровідність у твердій і рідкій фазах (хороші теплообмінні властивості);
- 5) висока теплоємність у твердій і рідкій фазах (якщо використовується і зміна внутрішньої енергії);
- 6) відсутність тенденції до розшарування, температурна стабільність;
- 7) відсутність можливості переохолодження при затвердінні і перегріву при плавленні;
- 8) низьке термічне розширення і незначна зміна об'єму при плавленні;
- 9) слабка хімічна активність (це дозволяє використовувати недорогий матеріал для виготовлення судин);
- 10) безпека (відсутність отруйних парів, а також небезпечних реакцій з робочою або теплообмінною середовищем).

Застосування конкретного типу акумулятора залежить від умов використання. Основними критеріями для вибору акумулюючого матеріалу являються діапазон робочих температур, акумуляційна здатність, доступність та безпечність використання.

На сьогоднішній день запропоновані та розроблені [5,8,10] різні системи акумулювання на основі використання теплоти фазового переходу для розрядки та зарядки повітрям або водою. На Рис.1.4. показаний варіант теплообмінного апарата з оребреними кільцевими каналами з роздільними контурами зарядним та розрядним середовищами.

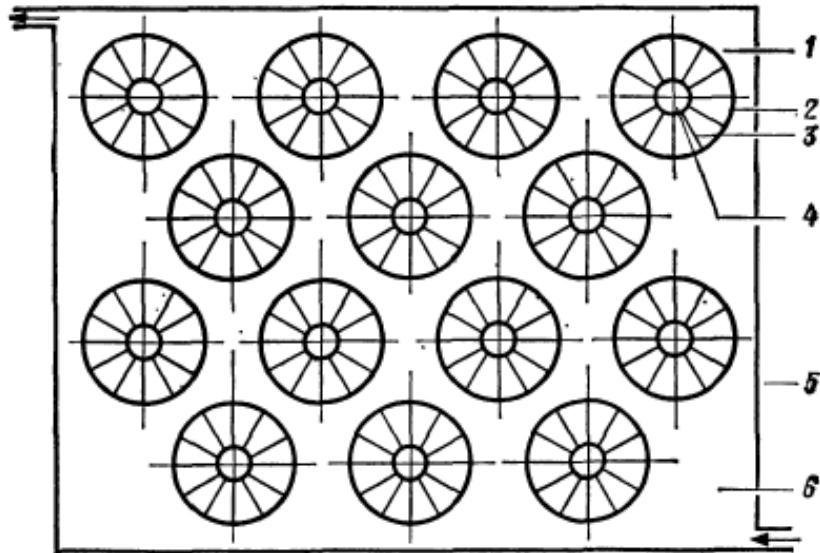


Рис. 1.4 Теплообмінник з оребреними кільцевими каналами для акумулювання теплоти фазового переходу.

1 – елемент теплообмінного блоку; 2 – акумулюючий матеріал; 3 – повздовжнє ребро; 4 – гарячий теплоносій; 5 – резервуар (кожух); 6 – холодний теплоносій для розрядки

Таким чином, теплообмінник дозволяє проводити одночасно зарядку та розрядку. Кожен теплообмінний елемент складається з внутрішньої та зовнішньої трубок, тепловий контакт між якими забезпечується продольними ребрами з матеріалу з хорошою теплопровідністю. Кільцевий простір між ребрами заповнений матеріалом, що акумулює енергію фазового переходу. В цьому варіанті система працює як гібридний акумулятор, в якому використовується теплота фазового переходу та нагріву робочого тіла.

В системах тепlopостачання акумулятори тепла з використанням теплоти фазового переходу застосовуються в системах сонячного тепlopостачання для погодження виробки та споживання тепла.

### 1.5. Тепловий баланс акумулювання теплоти

Баланс енергії для процесу акумулювання в загальному вигляді можна записати наступним чином:

$$E_{\text{вх}} - E_{\text{вих}} = E_{\text{ак}}, \quad (1.1)$$

де  $E_{\text{вх}}$  – підведена енергія, Дж;

$E_{\text{вих}}$  – відведена енергія, Дж;

$E_{\text{ак}}$  – акумульована енергія, Дж.

Застосовуючи перший закон термодинаміки для підведеної і відведеної енергії до цієї відкритої системи, отримаємо основне рівняння акумулювання енергії для відкритих систем в диференціальній формі:

$$\left( u + pv + gH + \frac{w^2}{2} \right)_{\text{вх}} dm_{\text{вх}} + dQ - \left( u + pv + gH + \frac{w^2}{2} \right)_{\text{вих}} dm_{\text{вих}} - dW = d \left[ \left( u + gh + \frac{w^2}{2} \right)_{\text{ак}} m_{\text{ак}} \right], \quad (1.2)$$

де  $m_{\text{ак}}$  – маса акумулюючого середовища, кг;

$u$  - внутрішня енергія (відлічувана від довільного нульового рівня), Дж;

$p$  - тиск, Па;

$V$  - питомий об'єм, м<sup>3</sup>/кг;

$g$  - прискорення сили тяжіння, м/с<sup>2</sup>;

$H$  - висота (відлічувана від довільного нульового рівня), м;

$w$  - швидкість течії, м/с;

$dQ$  – тепло, підведене до системи;

$dW$  - робота системи, яка не залежить від перенесення маси (наприклад, при русі стінок системи, електрична енергія, енергія вала двигуна).

Аналіз загального рівняння (1.2) показує, що акумулювання енергії може здійснюватися в результаті зміни: а) питомої внутрішньої енергії; б) питомої потенційної енергії; в) питомої кінетичної енергії; г) маси системи. До теплового акумулювання енергії зазвичай відносять випадок (а), а також випадок (б), якщо питома внутрішня енергія робочого тіла вища, ніж довкілля.

Якщо накопичення і кінетичної і потенційної енергії виключено та члени рівняння (1.2), відповідні кінетичній і потенційній енергій мас, що відводяться та підводяться, дуже малі, а робота обмежена рухом поверхонь, що обмежують систему, тобто якщо



$$dW = p_{ак} dV_{ак}, \quad (1.3)$$

де  $V_{ак}$  - об'єм акумулятора,

$p_{ак}$  - тиск в акумуляторі,

то рівняння (1.2) перетвориться до виду:

$$(u + pv)_{\text{вх}} dm_{\text{вх}} + dQ - (u + pv)_{\text{вих}} dm_{\text{вих}} = d(um)_{ак} + p_{ак} dV_{ак}. \quad (1.4)$$

Використовуючи визначення ентальпії, маємо:

$$h = u + pv. \quad (1.5)$$

І, отже, енергетичний баланс приймає вигляд:

$$h_{\text{вх}} dm_{\text{вх}} + dQ - h_{\text{вих}} dm_{\text{вих}} = d(um)_{ак} + p_{ак} dV_{ак}. \quad (1.6)$$

Для рідинної системи акумулявання при постійному тиску ( $dp = 0$ ) використовуються рівняння (1.5) та (1.6). З урахуванням

$$V_{ак} = m_{ак} v, \quad (1.7)$$

$$dV_{ак} = dm_{ак} v + m_{ак} dv, \quad (1.8)$$

рівняння акумулявання приймає вид

$$h_{\text{вх}} dm_{\text{вх}} + dQ - h_{\text{вих}} dm_{\text{вих}} = d(hm)_{ак}. \quad (1.9)$$

Сума ентальпії на вході і підведеного тепла за вирахуванням ентальпії на виході дає зміну ентальпії акумуляуючого середовища. Це справедливо незалежно від того, чим викликана зміна ентальпії - зміною питомої ентальпії, акумуляуючої маси  $h_{ак}$  або тим і іншим разом. Межі системи, а отже, акумуляуючий обсяг  $V_{ак}$  змінні. Таким чином, робота зміни обсягу в процесі витіснення (розрядки) акумуляуючого середовища проводиться за допомогою тиску навколишнього середовища або з допомогою газу зовнішньої судини, що не входить в дану систему. Як правило, ентальпія розрядки  $h_{ак}$  залишається постійною, і тому немає необхідності в поетапній оцінці характеристик.

Якщо маса акумуляуючого середовища постійна, то рівняння (1.9) додатково спрощується:

$$dQ = m_{ак} dh. \quad (1.10)$$

Якщо використовується тільки сприйняте тепло (внутрішня енергія змінюється без фазових переходів робочого тіла), то зміну ентальпії можна записати як:

$$dh = c_p dT, \quad (1.11)$$

$$dQ = m_{ак} c_p dT = V_{ак} \rho_{ак} c_p dT. \quad (1.12)$$

У випадку акумулювання твердими речовинами теплова ємність акумулювання визначається внутрішньою енергією як складової ентальпії. З застосуванням рівнянь (1.12) при заміні  $C_p$  питомою теплоємністю  $C$ , маємо:

$$dQ = m_{ак} C dT = V_{ак} \rho_{ак} C dT. \quad (1.13)$$

Акумулятор на основі теплоти фазового переходу відноситься до систем з постійними тиском і масою. Отже, в даному випадку можна застосувати рівнянням

$$dQ = m_{ак} dh. \quad (1.14)$$

Збільшення ентальпії системи тверде тіло - рідина від  $T_1 > T_{тв}$  до  $T_2 > T_{ф}$  описується рівнянням:

$$\Delta h = c_{p\text{тв}}(T_{ф} - T_1) + \Delta h_{ф} + c_{p\text{ж}}(T_2 - T_{ф}), \quad (1.15)$$

де  $c_{p\text{тв}}$  — питома теплоємність твердої фази ( $p = \text{const}$ ),

$\Delta h_{ф}$  — ентальпія фазового переходу (плавлення при  $T_{ф} = \text{const}$ ),

$c_{p\text{ж}}$  — питома теплоємність рідкої фази ( $p = \text{const}$ ).

Перший член рівняння (1.14) означає зміну внутрішньої енергії твердої фази, другий – теплоту фазового переходу, третій – зміну внутрішньої енергії рідкої фази.

Ексергетичної ємність акумулятора визначається наступним чином[2]:

$$\frac{\Delta E}{m_{ак}} = c_{p\text{тв}}(T_{ф} - T_1 - T_{окр} \ln \frac{T_{ф}}{T_1}) + \Delta h_{ф}(1 - \frac{T_{окр}}{T_{ф}}) + c_{p\text{ж}}(T_2 - T_{ф} - T_{окр} \ln \frac{T_2}{T_1}), \quad (1.16)$$

Важливо вміти визначати  $\Delta h_{ф}$ . Для чистих речовин існують наближені співвідношення [2]:

- Для органічних речовин:

$$\Delta h_{\phi} \approx 0.7T_{\phi}, \quad (1.17)$$

де  $\Delta h_{\phi}$  має розмірність  $\text{кДж/кг}$ ,

$$T_{\phi} = T_{\text{пл}} - \text{К}. \quad (1.18)$$

- Для неорганічних речовин:

$$\Delta h_{\phi} \approx \left(\frac{24}{M}\right)T_{\phi}, \quad (1.19)$$

де  $M$  - молекулярна маса,  $\text{кмоль}$ .

Наприклад, вода (лід) має ємність акумулювання тепла при плавленні близько  $335 \text{ кДж/кг}$  [ $(24/18)273=364 \text{ кДж/кг}$  відповідно до наближеним співвідношенням]. Це стільки ж, скільки в системі акумулювання на основі використання внутрішньої енергії гарячої води зі зміною температури близько  $335/4,19 \approx 80 \text{ К}$ .

При більш високих температурах ємність збільшується. У разі бінарних сумішей (особливо евтектичних) або сумішей з більш ніж двома компонентами відбувається зниження температури плавлення без відчутного зниження ентальпії фазового переходу.

### **1.6. Вплив конструктивних параметрів акумулятора теплоти на ефективність його роботи**

З приведеного вище (п. 1.2-1.4) видно, що для акумулювання теплоти в системах теплопостачання будівель за рахунок нічних тарифів на електроенергію доцільно використовувати тверді ТАМ. Основна перевага акумуляторів твердих акумулюючих матеріалів перед рідкими – можливість запасати велику кількість теплоти в відносно невеликому об'ємі, перед «фазоперехідними» речовинами - простота конструкції акумулятора.

Для здійснення ефективного процесу акумуляції, збереження і передачі теплоти необхідно, щоб конструкція акумулятора теплоти була оптимальною з точки зору теплообміну. На процес зарядки акумулятора (рис.1.5) головним

чином впливають товщина акумулюючого шару  $S$  насадки та розташування нагрівальних елементів [12,15].

Теплота від нагрівачів може передаватися випромінюванням (у разі розташування нагрівачів у центрі каналу) або теплопровідністю і випромінюванням (при розташуванні нагрівачів безпосередньо на стінках каналу). Конвекція в даному випадку має незначний вплив через високі робочі температури (500-800 °С). Товщина акумулюючого матеріалу  $S$  впливає на перепад температур по товщині акумулюючого шару (великий перепад призведе до значних температурних напружень, що при багаторазовому повторенні циклу зарядки-розрядки може викликати руйнування матеріалу) та на інерційність процесу [19,22].

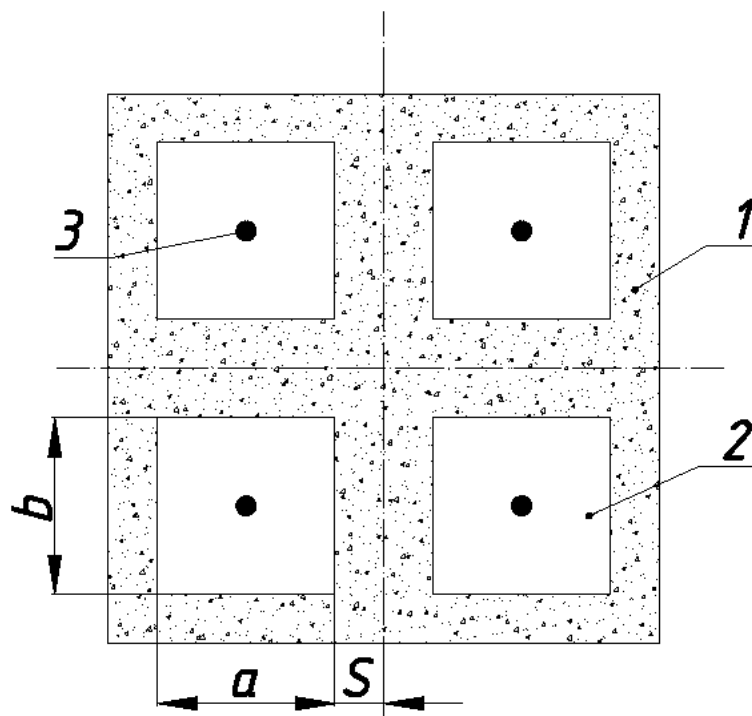


Рис.1.5 Модель акумулюючої насадки з розташуванням нагрівальних елементів в центрі каналів.

1 – акумулюючий матеріал; 2 – канал для проходу повітря; 3 – нагрівальний елемент

На процес розрядки акумулятора основний вплив мають ширина  $a$  та висота  $b$  каналу для проходження повітря. Чим більший канал, тим більше поверхня теплообміну але менше швидкість повітря і навпаки.

Визначальними чинниками ефективності процесу зарядки акумулятора є час нагріву матеріалу до необхідної температури та перепад температур по товщині акумуляуючого шару  $S$ . Впливовими факторами в цьому процесі є питомий тепловий потік на поверхню, теплофізичні властивості тіла, товщина акумуляуючого шару. Чим більший тепловий потік, тим вище швидкість нагріву. Але при цьому зростає також перепад температур по перетину тіла, що при певних граничних його значеннях може призвести до руйнації акумуляуючого матеріалу внаслідок великих температурних напружень. Товщина акумуляуючого шару  $S$  визначає кількість акумуляованої теплоти  $Q$ . Але за рахунок великої теплової інерційності акумуляуючого матеріалу велика товщина акумуляуючої насадки негативно впливає на інтенсивність процесу зарядки та розрядки [27,44].

Для знаходження оптимальних конструктивних параметрів необхідно скласти адекватну математичну модель процесів теплообміну в акумуляторі.

Процес поширення теплоти в акумуляуючій насадці – процес нестационарної теплопровідності, який описується диференціальним рівнянням Фур'є [19]:

$$\rho c \frac{\delta T}{\delta \tau} = \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T) + q_v, \quad (1.20)$$

$$\text{при } (\lambda = \lambda(T), q_v = 0)$$

де  $\rho$  - густина матеріалу, м<sup>3</sup>/кг;

$c$  - питома теплоємність матеріалу, кДж/(кг\*К);

$T$  - температура матеріалу, °С;

$\tau$  - час, с;

$\lambda$  - коефіцієнт теплопровідності матеріалу, Вт/(м\*К);

$q_v$  - об'ємне виділення теплоти, Вт/м<sup>3</sup>.

При одномірній постановці задачі (рис.2.2):

$$\frac{\delta T}{\delta \tau} = a \frac{\delta^2 T}{\delta x^2} \quad (1.21)$$

де  $a$  - коефіцієнт температуропровідності матеріалу,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;

При нагріванні тіл зсередини зручно представити рівняння теплопровідності в циліндричній формі:

$$\frac{\delta T}{\delta \tau} = a \cdot \left( \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (1.22)$$

Граничні умови другого роду:

$$\lambda \left( \frac{\delta T}{\delta r} \right)_{r=R} = q_{нов}, \quad (1.23)$$

$$\lambda \left( \frac{\delta T}{\delta r} \right)_{r=0} = 0, \quad (1.24)$$

$$T(x,0) = 0, \quad (1.25)$$

де  $x$  – координата, м;

$q_{нов}$  - питомий тепловий потік на поверхню,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ .

Для того, щоб вирішити задачу щодо визначення температурного поля в насадці та кількості переданої теплоти, необхідно проінтегрувати рівняння (1.22) та узгодити отриманий вираз з умовами однозначності.

Сьогодні існують багато способів аналітичного рішення задач теплопровідності [19,20,21,32]. Однак при використанні аналітичних методів іноді виникають значні складнощі: отримані рішення часто мають складний та громіздкий вигляд; до того ж, в окремих випадках строгі рішення задач отримати взагалі неможливо. На практиці доцільно використовувати прості вихідні рівняння, навіть нехтуючи точністю рішення, бо досвід показує, що похибка в рішеннях у межах 5-10 %, як правило, не призводить до значних неточностей у розрахунках [28,29].

Традиційні аналітичні методи розрахунків дозволяють отримувати рішення для процесів, які описуються лінійними диференціальними рівняннями для тих випадків, коли теплофізичні параметри - теплопровідність  $\lambda$  і об'ємну

теплоємність  $C_v$ , а також коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  можна вважати незалежними від температури. Аналітичні методи вирішення таких задач виявляються ефективними лише для тіл відносно простої форми. Проте і в цьому випадку рівняння, які дозволяють визначити зміну температури протягом часу мають вигляд подвійних чи потрійних експоненціальних рядів, збіжність яких суттєво залежить від координат обраної точки всередині тіла і тривалості процесу нагріву [19,21,22,28].

Коли аналітичні методи використовувати неможливо, вдаються до наближених методів, наприклад метод кінцевих різниць Е.Шмідта [18], метод елементарних балансів [23]. Широкий розвиток отримали методи аналогії: метод Лук'янова [25,63], оснований на аналогії між явищами поширення теплоти та руху в'язкої рідини, та метод Пашкіса [26] та Гутенмахера [24], в якому використовується аналогія між тепловими та електричними явищами. Для вирішення задач теплопроводності застосовують також безпосередній експеримент. Цим засобом були становлені важливі властивості температурних полів тіл різної конфігурації [71].

Відомо багато випадків, коли при рішенні складних задач теплопроводності, а також при бажанні мати спрощені кінцеві рівняння автори йшли на виключення з вихідних диференціальних рівнянь деяких аргументів. Наприклад, при вирішенні задач щодо визначення особливостей затвердіння речовин, приймали лінійний закон розподілу температури по товщині твердіючої кромки матеріалу [27, 76].

Зі спрощенням методів розширюється коло задач, які піддаються рішенню. Простота наближених методів сприяє більш широкому їх застосуванню в інженерних розрахунках.

## **1.7. Висновки по розділу**

1. На сьогоднішній день розроблено багато схем використання акумуляторів теплоти в системах теплопостачання на основі різних теплоакумулюючих

матеріалів. Використання конкретного матеріалу визначається призначенням акумулятора;

2. Використання твердих матеріалів при великій кількості теплоти, що треба акумулювати, дозволяє значно зменшити розміри акумулятора, а при невеликій потужності – встановлювати акумулятори безпосередньо в приміщенні;

3. Для акумулювання теплоти в системах теплопостачання будівель за рахунок нічних тарифів на електроенергію доцільно використовувати тверді теплоакумулюючі матеріали. Це дає змогу запасати велику кількість теплоти в відносно невеликому об'ємі, створювати акумулятори простої конструкції;

4. Основними параметрами акумулятора теплоти, які підлягають оптимізації, є товщина акумулюючого матеріалу, питомий тепловий потік на поверхню та перепад температур по товщині матеріалу.

5. Сучасні аналітичні рішення задач теплопровідності не дають змогу повноцінно використовувати їх для опису процесів теплообміну в акумулюючій насадці. Для цих потреб доцільно застосовувати наближені інженерні методики.



## РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ В АКУМУЛЯТОРІ ТЕПЛОТИ ПРИ ЙОГО ЗАРЯДЦІ

### 2.1. Моделювання режиму нагріву матеріалу при постійному тепловому потоці

Як було зазначено в розділі 1, аналітичні методи вирішення задач нестационарної теплопроводності виявляються ефективними лише для тіл відносно простої форми. Тому для розрахунку динаміки нагріву акумулятора теплоти доцільно використовувати сучасні чисельні інженерні методика та засоби комп'ютерного моделювання.

Для опису розподілу температури в тілі буде використовуватися метод, який полягає в тому, що весь процес нагріву та охолодження тіла розбивається на дві стадії. Перша стадія відповідає проникненню теплоти в товщину тіла (так званий інерційний період), друга – зміні температури тіла по всьому об'єму одночасно.

В обох випадках дійсна крива розподілу температури в тілі заміняється на параболою  $n$ -го порядку. Вигляд рівняння параболи не залежить від напрямку теплового потоку, тобто від того, нагрівається чи охолоджується.

У випадку коли акумуляюча насадка представляє собою пластину з рівномірно розподіленим тепловим потоком (рис. 2.1) доцільно використовувати метод теплових діаграм Семікіна [80], який є найпоширенішим інженерним методом розрахунку нагріву тіл ззовні сталим тепловим потоком.

Процес нагріву в цьому випадку описується наступним чином.

В регулярному періоді нагріву задаються параболічним розподілом температур по товщині тіла:

$$t(x, \tau) = t_0 + \Delta t \left( \frac{x}{S} \right)^2, \quad (2.1)$$

де  $S$  - товщина прогрітого шару матеріалу, м;

$x$  - координата точки, в якій визначається температура;

$\Delta t = t_n - t_0$  - перепад температур по товщині тіла, °С

$t_0$  – початкова температура, °С;

$t_n$  – температура на поверхні тіла, °С.

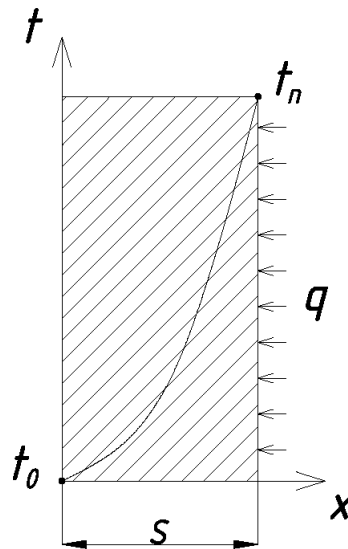


Рис. 2.1. Температурне поле в пластині при односторонньому рівномірному розподіленому тепловому потоці на поверхні на початку регулярного режиму нагріву.

Величина перепаду температур визначається наступним чином:

$$\Delta t = \frac{q_{нов} S}{k_2 \lambda}, \quad (2.2)$$

де  $q_{нов}$  - тепловий потік на поверхню тіла, Вт/м<sup>2</sup>;

$k_2$  - коефіцієнт усереднення густини теплового потоку.

Швидкість зміни температури в процесі нагріву:

$$v = \frac{q_{нов} k_1}{S \rho c}, \quad (2.3)$$

де

$k_1$  - коефіцієнт масового навантаження [80].

Зміна середньомасової температури, температури поверхні тіла та температури в середині прогрітого шару в часі відповідно визначається наступним чином:

$$t_m(\tau) = t_0 + \frac{q_{nos} k_1}{S \rho c} \tau, \quad (2.4)$$

$$t_{nos}(\tau) = t_0 + \frac{q_{nos} k_1}{S \rho c} \tau + \frac{(k_3 - 1) q_{nos} S}{k_3 k_2 \lambda}, \quad (2.5)$$

$$t_n(\tau) = t_0 + \frac{q_{nos} k_1}{S \rho c} \tau - \frac{1}{k_3} \frac{q_{nos} S}{k_2 \lambda}. \quad (2.6)$$

де  $k_3$  - коефіцієнт усереднення температури.

Тривалість початкового (інерційного) періоду:

$$\tau' = \frac{S^2}{ak} \quad (2.7)$$

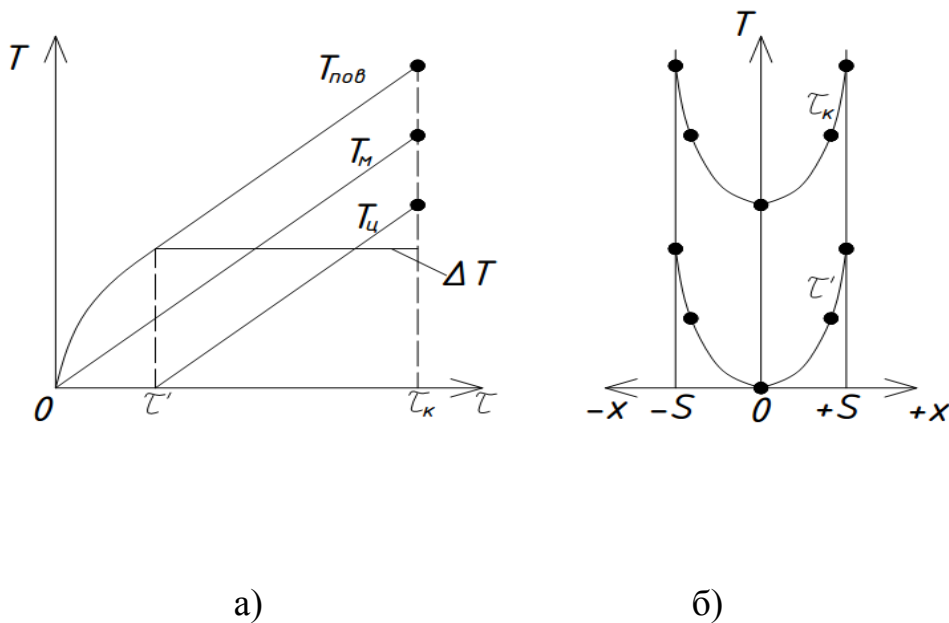


Рис. 2.2. Температурна (а) та теплова (б) діаграми при симетричному нагріві масивних тіл постійним тепловим потоком.

Ця методика дозволяє із задовільною точністю розрахувати основні характеристики процесу нагріву для пластини або циліндру при нагріві ззовні постійним тепловим потоком.

Якщо нагрів відбувається зсередини, а поверхня теплообміну представляє собою циліндр, то температурне поле в тілі буде циліндричним, тобто ізотерми на поперечному перетині тіла будуть мати вигляд концентричних окружностей.

Згідно з принципом стабільності теплового потоку, форма поверхні нагріву впливає на розподілення температури в тілі лише поблизу цієї поверхні, а на достатній відстані від поверхні форма температурного поля буде залежати від характеру розподілення теплового потоку в тілі. Тобто, якщо тіло нагрівається зсередини через квадратну порожнину, то на певній відстані від нагрівача температурне поле буде циліндричним, так як має місце радіальне поширення теплоти. Вищезазначене підтверджує вигляд температурного поля, отриманого за допомогою комп'ютерного моделювання процесу нагріву твердого тіла зсередини через порожнини квадратного перетину (рис. 2.3).

Моделювання проводилося в програмі SolidWorks, твердий матеріал – хромомангезит з наступними теплофізичними властивостями:  $c = 1,08 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ,

$$\rho = 2900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad \lambda = 2 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

Для порівняння характеру поширення тепла при нагріві одного й того ж тіла сталим тепловим потоком також було проведено комп'ютерне моделювання цього процесу для порожнистого циліндра, представленого на рис. 2.4. та результати моделювання зіставлені з результатами розрахунку процесу нагріву за методикою теплових діаграм Семікіна по формулах (2.2 – 2.6) В першому варіанті моделювання нагрів відбувався ззовні через поверхню 2, в другому – через поверхню 1. Теплофізичні властивості матеріалу та сумарний тепловий потік на поверхню в обох варіантах були однакові. Товщина прогріву  $X=0,095\text{м}$ .

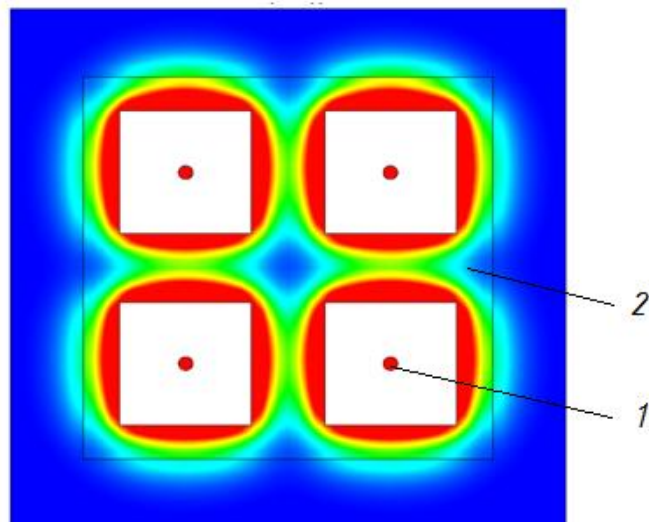


Рис. 2.3. Температурне поле в твердому тілі при нагріві зсередини.

1 – нагрівальний елемент; 2 – твердий матеріал

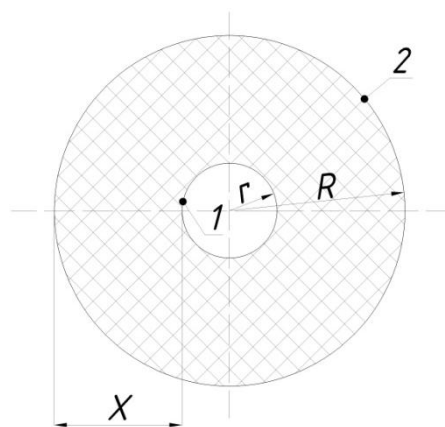


Рис. 2.4. Розрахункова схема для порівняння характеру поширення тепла при нагріві ззовні та зсередини сталим тепловим потоком.

На рис.2.5 та рис.2.6 представлені результати моделювання. Синім кольором позначено графік зміни температури внутрішньої поверхні циліндра, червоним – графік зміни температури зовнішньої поверхні, зеленим – графік зміни середньомасової температури матеріалу. Як видно, динаміка процесу нагріву дуже різниться. Однаковою є тільки швидкість нагріву, що обумовлено однаковим значенням сумарного теплового потоку, яке сприймає тіло. При нагріві зсередини перепад температур в тілі значно більший, ніж при нагріві ззовні, а середньомасова температура близька за значенням до температури

більш холодної зовнішньої поверхні. При цьому при нагріві ззовні середньомасова температура є середнім арифметичним температур зовнішньої та внутрішньої поверхонь.

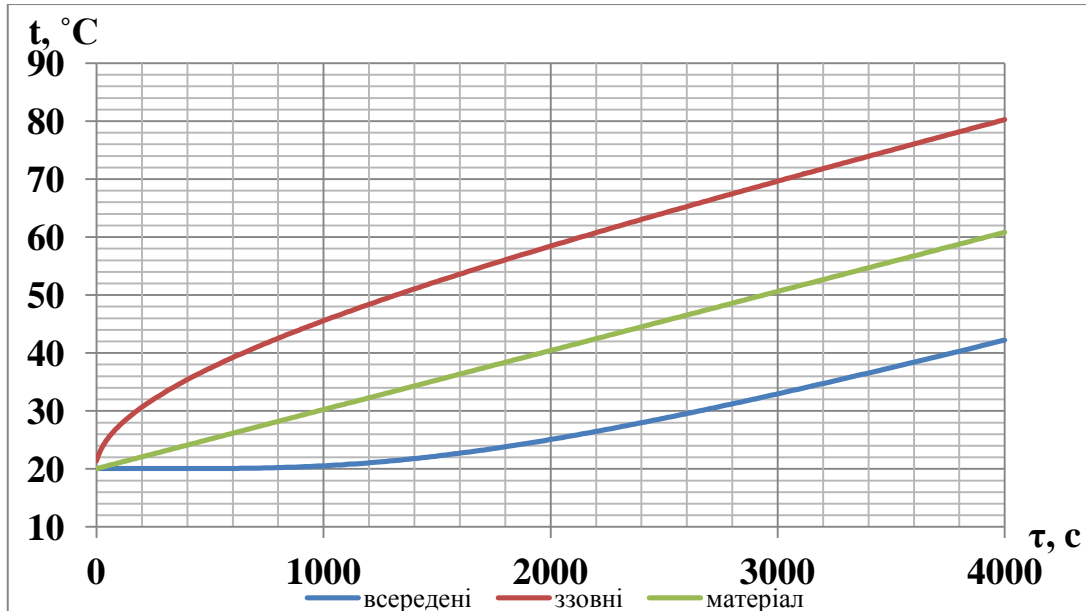


Рис. 2.5 Графік змін температур при нагріві порожнистого циліндру ззовні, отриманий в результаті комп'ютерного моделювання.

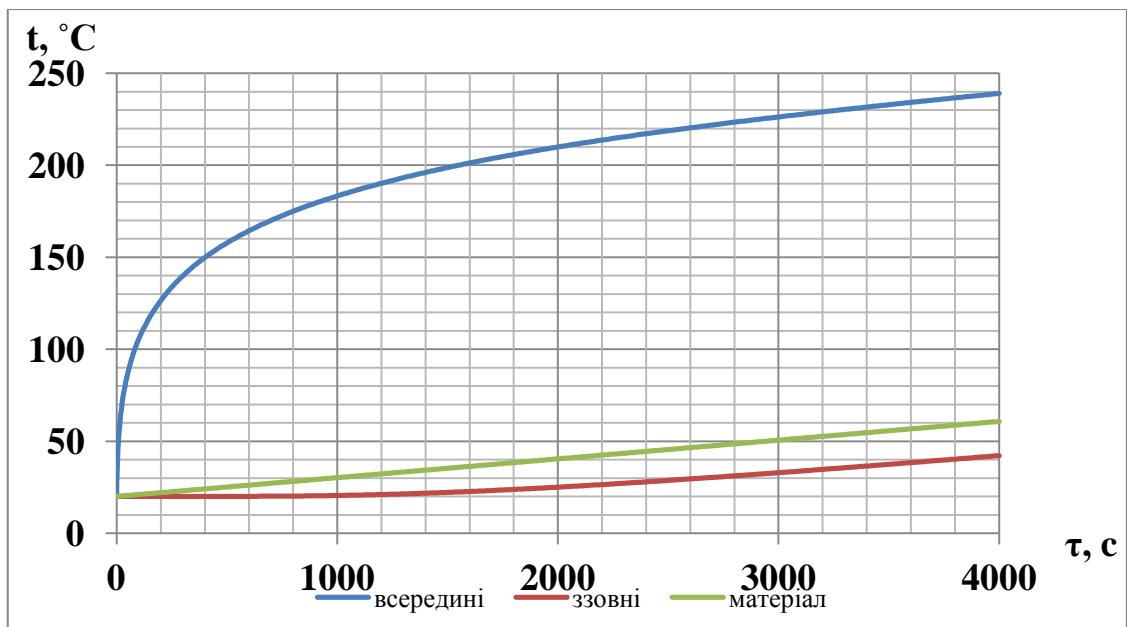


Рис. 2.6 Графік змін температур при нагріві порожнистого циліндру зсередини, отриманий в результаті комп'ютерного моделювання.

Чисельні результати моделювання та їх зіставлення з результатами розрахунку за методикою Семікіна для кінця процесу нагріву представлені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Порівняння результатів розрахунку та моделювання.

	Нагрів ззовні		Нагрів зсередини	
	За розрахунком	За результатами моделювання	За розрахунком	За результатами моделювання
Температура зовнішньої поверхні, °С	79,3	80,3	482	42,2
Температура внутрішньої поверхні, °С	43	42,2	1238	239
Перепад температур, °С	36,3	38	756	196,8
Середньомасова температура, °С	61,16	60,8	860	60,8
Швидкість зміни температури, °С/с	0,01028	0,01019	0,21	0,01019

Як видно, при нагріві ззовні результати моделювання добре співвідносяться з результатами розрахунку, відхилення не перевищує 2%. А при нагріві зсередини дані різняться кардинально. Мінімальне відхилення складає 285%. Так як результати комп'ютерного моделювання можна вважати правильними, про що, наприклад, свідчить однакове значення швидкості зміни температури матеріалу в обох варіантах, то невірними є розрахункові дані для процесу нагріву зсередини.

Таким чином, для випадку розрахунку нагріву матеріалу зсередини при граничних умовах другого роду метод теплових діаграм підлягає коректуванню. А саме, уточнення потребують значення коефіцієнтів  $k_1, k_2, k_3$ , характер розподілу температури в тілі та динаміка процесу нагріву.

## 2.2. Методика розрахунку поширення теплоти в тілі при нагріві постійним тепловим потоком зсередини

Розглянемо детально процес нагріву матеріалу зсередини при граничних умовах другого роду.

Для першої стадії процесу нагріву рівняння параболи має вигляд :

$$t = (t_n - t_0) \cdot \left(\frac{y}{X}\right)^n + t_0, \quad (2.8)$$

де  $t$  - поточна температура тіла, °С;

$t_n$  - температура поверхні тіла, °С;

$t_0$  - температура тіла на відстані  $X$  від поверхні, °С (початкова температура);

$y$  - координата, яка відраховується в напрямку до поверхні тіла від точки, яка розташована на відстані  $X$ , м.

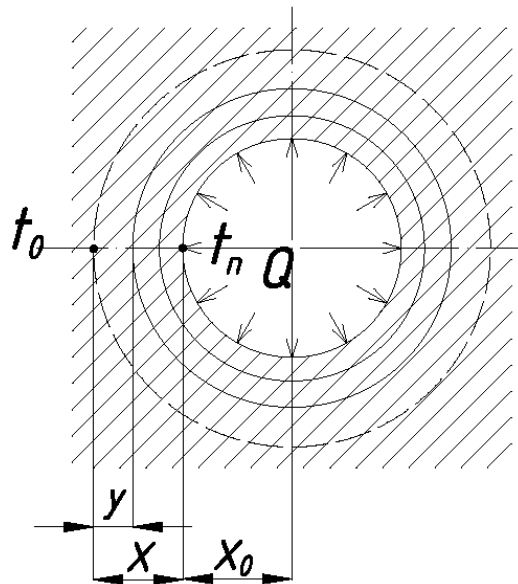


Рис. 2.7. Схема нагріву матеріалу зсередини.



Якщо тіло ззовні обмежено циліндричною поверхнею та теплоізольоване, то для другої стадії нагріву приблизне рівняння температурної кривої записується наступним чином:

$$t = (t_n - t_3) \cdot \left( \frac{z}{X} \right)^n + t_3, \quad (2.9)$$

де  $t_3$  - температура зовнішньої поверхні тіла, °С;

$z$  - координата, яка відраховується від зовнішньої поверхні тіла, м.

Кінець першої та початок другої стадії настає в мить, коли глибина прогрітого слою становиться рівною товщині тіла.

Особливе місце в рівняннях (2.8) та (2.9) займає показник степені  $n$ . За допомогою показника степені  $n$  можна в кожному конкретному випадку досягти того, щоб отримане приблизне рішення мало задовільну точність.

Показник степені  $n$  можна знайти експериментально шляхом зняття в експерименті відповідної температурної кривої.

Рівняння (2.8) можна записати в безрозмірному вигляді:

$$\frac{t - t_0}{(t_n - t_0)} = \left( \frac{y}{X} \right)^n \quad (2.10)$$

або

$$\Theta = \frac{\mathcal{G}}{\mathcal{G}_0} = 1 - \left( \frac{y}{X} \right)^n, \quad (2.11)$$

де

$$\mathcal{G} = t_n - t$$

$$\mathcal{G}_0 = t_n - t_0.$$

В рівнянні (2.8) замість координати  $y$ , що відраховується від вершини параболи, можна ввести координату  $x$ , що відраховується від поверхні тіла.

Тоді рівняння температурної кривої запишеться в наступному вигляді:

$$t = (t_n - t_0) \cdot \left( 1 - \frac{x}{X} \right)^n + t_0 \quad (2.12)$$

або в критерійній формі:

$$\Theta = \frac{t_n - t}{t_n - t_0} = 1 - \left(1 - \frac{\delta}{\Delta}\right)^n, \quad (2.13)$$

де  $\delta = \frac{x}{X_0}$  - відносна координата точки;

$\Delta = \frac{X}{X_0}$  - відносна товщина прогрітого шару;

$X_0$  - характерний розмір тіла (в нашому випадку – радіус поверхні нагріву).

При граничних умовах другого роду (сталий тепловий потік на поверхню) рівняння закону Фур'є має вигляд:

$$q = -\lambda \left( \frac{\partial t}{\partial y} \right)_n = \lambda k \frac{t_n - t_0}{X} = \text{const}, \quad (2.14)$$

де  $k$  – коефіцієнт пропорційності, який залежить від форми тіла.

З останнього співвідношення видно, що різниця температур  $t_n - t_0$ , яка входить в (2.8), буде мати вигляд:

$$t_n - t_0 = \frac{1}{k} \cdot \frac{q}{\lambda} X. \quad (2.15)$$

Звідки видно, що перепад температур пропорційний товщині шару.

Підставляючи (2.14) в (2.15), отримуємо:

$$t = \frac{1}{k} \cdot \frac{q}{\lambda} \frac{y^n}{X^{n-1}} + t_0 \quad (2.16)$$

або

$$t = \frac{1}{k} \cdot \frac{q}{\lambda} \frac{(X-x)^n}{X^{n-1}} + t_0. \quad (2.17)$$

Після перетворення, отримуємо рівняння для знаходження температури в перерізі циліндру на відстані  $x$  від поверхні:

$$t = t_0 + \frac{q \cdot X}{k \cdot \lambda} \left(1 - \frac{x}{X}\right)^n \quad (2.18)$$

В критерійній формі цей вираз виглядає наступним чином:

$$\Theta = \frac{t_n - t}{t_n - t_0} = 1 - \frac{1}{k} Ki \Delta \left(1 - \frac{\delta}{\Delta}\right)^n, \quad (2.19)$$

де  $Ki$  - критерій Кирпичова:

$$Ki = \frac{qX_0}{\lambda(t_n - t_0)}.$$

Кількість акумульованої теплоти може бути знайдено за формулою:

$$Q = V_x \rho c (t_{cp} - t_0), \quad (2.20)$$

де  $V_x$  - об'єм прогрітого слою тіла,  $\text{м}^3$ ;

$\rho$  - густина матеріалу,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$c$  - питома теплоємність,  $\text{кДж}/\text{кгК}$ ;

$t_{cp}$  - середня по об'єму температура акумулюючої насадки,  $^{\circ}\text{C}$

$t_0$  - початкова температура тіла,  $^{\circ}\text{C}$ .

Об'єм циліндричного прогрітого шару:

$$V_x = \pi[(X_0 - X)^2 - X_0^2]l = FX \left(1 + \frac{1}{2}\Delta\right), \quad (2.21)$$

де  $l$  - довжина циліндру,  $\text{м}$ .

$$F = 2\pi X_0 l, \text{м}^2$$

Середня по об'єму температура прогрітого шару, знаходиться наступним чином:

$$t_{cp} - t_0 = \frac{\int_0^X (t - t_0) dv}{\int_0^X dv}. \quad (2.22)$$

Елементарний об'єм:  $dv = 2\pi(X_0 + X - y)l dy$ .

Тоді середня по об'єму температура тіла:

$$t_{cp} - t_0 = \frac{\int_0^X (t_n - t_0) \left(\frac{y}{X}\right)^n 2\pi(X_0 + X - y)l dy}{\int_0^X 2\pi(X_0 + X - y)l dy} = \frac{1}{n+1} (t_n - t_0) \frac{1 + \frac{1}{n+2}\Delta}{1 + \frac{1}{2}\Delta}. \quad (2.23)$$

Загальний вираз для кількості акумульованої теплоти приймає вигляд:

$$Q = \frac{1}{n+1} FX\rho c(t_n - t_0) \left(1 + \frac{1}{n+2} \Delta\right). \quad (2.24)$$

### 2.3. Визначення швидкості зміни температур при нагріванні постійним тепловим потоком

Основою для отримання формули швидкості зміни температури тіла в часі є елементарній тепловий баланс:

$$q_{nos} \cdot F_{nos} \cdot d\tau = M \cdot c \cdot dT_m, \quad (2.25)$$

де  $q_{nos}$  - тепловий потік на поверхню, Вт/м<sup>2</sup>;

$F_{nos}$  - поверхня теплообміну, м<sup>2</sup>;

$M, c$  - маса, кг, та теплоємність, кДж/(кгК), матеріалу, що нагрівається.

Ліва частина являє собою прихід енергії до тіла в результаті зовнішнього теплообміну, а права – кількість енергії, яка була засвоєна тілом.

Швидкість нагріву знаходиться як:

$$\frac{dT_m}{d\tau} = \frac{q_{nos} \cdot F_{nos}}{M \cdot c}, \quad (2.26)$$

де  $\frac{M}{F_{nos}}$  - масове навантаження для тіла, що нагрівається.

Знайдемо вираз для масового навантаження через геометричні та фізичні характеристики тіла:

$$\frac{M}{F_{nos}} = \frac{V \cdot \rho}{F_{nos}} = \frac{\pi \cdot (R^2 - r^2) \cdot l \cdot \rho}{2\pi \cdot r \cdot l} = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{R^2 - r^2}{r}, \quad (2.27)$$

де  $\rho$  - густина матеріалу, кг/м<sup>3</sup>;

$l$  - довжина тіла, м.

Підставляючи це у (2.26), отримуємо формулу для знаходження швидкості зміни температури тіла в залежності від його розмірів:

$$\frac{dT_m}{d\tau} = v = \frac{2 \cdot q_{nos} \cdot r}{(R^2 - r^2) \cdot \rho \cdot c}, \quad (2.28)$$

або у відносних координатах:

$$v = \frac{2 \cdot q_{nos}}{X_0(\Delta^2 + 2\Delta) \cdot \rho \cdot c}. \quad (2.29)$$

З формули (2.29) видно, що швидкість зміни температури тіла при граничних умовах другого роду прямопропорційна величині теплового потоку та оберненопропорційна теплоємності матеріалу.

Після перетворення (2.29) отримуємо:

$$\int_0^{\tau} \frac{2 \cdot q_{nos} \cdot r}{(R^2 - r^2) \cdot \rho \cdot c} d\tau = \int_{T_0}^T dT_m. \quad (2.30)$$

Звідки закон зміни середньомасової температури в часі має вигляд:

$$T_m(\tau) = t_0 + \frac{2 \cdot q_{nos} \cdot r}{(R^2 - r^2) \cdot \rho \cdot c} \cdot \tau. \quad (2.31)$$

У відносних координатах формула (2.31) приймає вигляд:

$$T_m(\tau) = t_0 + \frac{2 \cdot q_{nos}}{X_0(\Delta^2 + 2\Delta) \cdot \rho \cdot c} \cdot \tau. \quad (2.32)$$

Для моделювання процесу нами була використана програма SolidWorks, що відноситься до САПР (систем автоматизації проектних робіт).

Для знаходження чисельного рішення задачі безперервна нестационарна математична модель фізичних процесів, що використовується в SolidWorks дискретизується як у просторі, так і за часом. Для дискретизації диференціальних рівнянь в SolidWorks використовується метод кінцевих об'ємів.

Як і в більшості розрахункових методів, у методі кінцевих обсягів використовується підхід Ейлера, тобто розглядається протягом у виділеній області простору, - на відміну від підходу Лагранжа, за яким розглядається рух виділеної області (маси) текучого середовища в просторі (цей підхід зазвичай використовується для розрахунку руху сторонніх часток в текучій середовищі). Якщо завдання нестационарне, то відповідно розглядається також еволюція (тобто зміна в часі) течії в виділеній області простору. Теплопередача в твердих тілах моделюється за допомогою рівняння

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + Q_H, \quad (2.33)$$

де  $e = cT$ ,

$c$  – питома теплоємність, Дж/(кг·К);

$T$  – температура, К;

$\lambda$  - коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К);

$Q_H$  - питома (об'ємне) тепловиділення джерела тепла, Вт/м<sup>3</sup>.

При розрахунку теплопередачі в твердому тілі може враховуватися, що це тіло складається з декількох шарів з контактними тепловими опорами між ними, які задаються користувачем.

Конвективний теплообмін між поверхнею твердих тіл і текучим середовищем визначається при моделюванні прикордонного шару потоку текучого середовища.

Якщо теплопередача в твердих тілах моделюється, то одночасно може моделюватися також радіаційний теплообмін між непрозорими для нього поверхнями твердих тіл. При цьому розглядається тільки інтегральне, тобто сумарне по всіх довжинах хвиль, випромінювання. Променева теплота поверхні задається абсолютно чорними, абсолютно білими або ідеально сірими, так що, відповідно до закону Ламберта, їх випромінювання передбачається дифузним, тобто з незалежною від напрямку випромінювання яскравістю. У результаті, відповідно до закону Стефана-Больцмана, випромінювання з одиниці поверхні тепло визначається як:

$$Q_R = \varepsilon \cdot \sigma_0 \cdot T_n^4, \quad (2.34)$$

де  $\varepsilon$  — ступінь чорноти поверхні,

$\sigma_0$  — стала Стефана — Больцмана,

$T_w$  — температура поверхні, К.

Відповідно моделюється поглинання та / або відображення радіаційного тепла між поверхнями, що беруть участь у радіаційному теплообміні. Аналогічно випромінюванню від твердих поверхонь моделюється

випромінювання тепла в розрахункову область від розташованих в текучому середовищі границь розрахункової області. В результаті для кожної поверхні, що бере участь у радіаційному теплообміні, визначається різниця між радіаційними тепловими потоками, що відбиваються та випромінюються. Участь текучого середовища в радіаційному теплообміні не моделюються. Деякі стінки можуть бути задані прозорими для теплового випромінювання.

Для прив'язки математичної моделі до конкретної фізичної (інженерної) завданнячі і до області простору, в якій вона вирішується (так звана розрахункова область, оскільки в COSMOSFloWorks використовується метод фіктивних областей [94], то розрахункова область може бути менше тієї області, в якій будується розрахункова сітка), користувач повинен задати початкові і граничні умови.

Після того як складена система диференційних та / або інтегральних рівнянь, що описує з математичної точки зору рух і теплообмін текучого середовища (у тому числі з твердими тілами, і, якщо вирішується сполучена завдання теплообміну, теплопередача в цих тілах), наступний крок - рішення цієї системи рівнянь. Оскільки, в загальному випадку, ці рівняння нелінійні і не мають аналітичного рішення, то вирішувати їх доводиться чисельно, знаходячи замість безперервного рішення дискретний набір його значень у певних точках (або комірках) простору в певні моменти часу (якщо вирішуються нестационарні рівняння, т. е. з часом, як однієї з незалежних змінних). При цьому вибирається забезпечує максимальну точність дискретного рішення спосіб перетворення рівнянь з безперервним рішенням у апроксимуючі їх рівняння з дискретним рішенням. В результаті, математична задача вирішення системи диференціальних та / або інтегральних рівнянь зводиться до математичної задачі розв'язання системи алгебраїчних (зазвичай нелінійних) рівнянь.

Отже інтегральне рівняння

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V U dv + \oint_S F ds = \int_V Q dv, \quad (2.35)$$

де  $U$  - вектор фізичних параметрів (незалежних змінних),

$V$  - об'єм області,

$F$  - потоки,

$S$  - площа поверхні (граней) області,

$Q$  - масові сили,

набуває дискретної форми:

$$\frac{\partial}{\partial t}(U \cdot V) + \sum_s F \cdot s = Q \cdot V. \quad (2.36)$$

Потоки  $F$  розраховуються з використанням їх апроксимації вперед другого порядку точності, заснованої на модифікованих неявних QUICK-апроксимація Леонарда і методі мінімізації повної варіації TVD. Спеціальні апроксимації застосовуються для конвективних членів, операторів  $\text{div}$  та  $\text{grad}$ . У часткових, тобто пересічених поверхнею твердого тіла на кордоні з текучою середовищем, розрахункових осередках вводяться додаткові внутрішні грані, апроксимуючі потрапила в ці клітинки поверхню твердого тіла, і використовується спеціальна процедура для розрахунку умов на цих гранях.

Щоб виконати дискретизацію за часом, для кожної клітинки розрахункової сітки в розрахунковій області з умови Куранта визначається допустимий максимальний крок за часом, що залежить як від значень фізичних величин, так і від кроку дискретизації по простору в цій комірці. Якщо вирішується нестационарна задача, то потім визначається мінімальний з певних таким чином кроків за часом по всіх клітинок розрахункової сітки в розрахунковій області і з цим кроком, однаковим для всіх осередків, виконується перехід (тобто розрахунок параметрів) до наступного моменту часу.

В результаті, для розрахунку значень параметрів течії на черговому часовому шарі  $(n + 1)$  за відомими значеннями цих параметрів на попередньому часовому шарі  $(n)$  використовується наступна система алгебраїчних рівнянь:

$$\frac{U^* - U^n}{\Delta t} + A_n(U^n, p^n)U^* = S^n, \quad (2.37)$$



$$L_h \delta p = \frac{\operatorname{div}(\rho u)^*}{\Delta t} + \frac{1}{\Delta t} \frac{\rho^* - \rho^n}{\Delta t}, \quad (2.38)$$

$$\rho^* = f(p^n + \delta p, T^*, y^*), \quad (2.39)$$

$$(\rho u)^{n+1} = (\rho u)^* - \Delta t \cdot \operatorname{grad}_h \delta p, \quad (2.40)$$

$$p^{n+1} = p^n + \delta p, \quad (2.41)$$

$$(\rho T)^{n+1} = (\rho T)^*; (\rho k)^{n+1} = (\rho k)^*; (\rho \varepsilon)^{n+1} = (\rho \varepsilon)^*; (\rho y)^{n+1} = (\rho y)^*, \quad (2.42)$$

$$\rho^{n+1} = f(p^{n+1}, T^{n+1}, y^{n+1}), \quad (2.43)$$

де  $U = (p, \rho u, \rho T, \rho k, \rho \varepsilon, \rho y)$  - вектор всіх незалежних змінних, крім тиску  $P$ ;

$u = (u_1, u_2, u_3)$  - вектор швидкості,

$y = (y_1, y_2, \dots, y_n)$  - вектор концентрацій компонентів текучого середовища,

$\delta p = p^{n+1} - p^n$  - допоміжна змінна, поправка тиску.

Індексом \* позначені проміжні (між шарами  $n$  та  $n+1$ ) значення змінних.

Всі значення змінних відносяться до центрів розрахункових об'ємів. Дискретні оператори  $A_h$ ,  $\operatorname{div}_h$ ,  $\operatorname{grad}_h$ ,  $L_h = \operatorname{div}_h \operatorname{grad}_h$  апроксимують відповідні диференціальні оператори з другим порядком точності.

## 2.4. Визначення коефіцієнту $k$ та показника степені $n$

*Коефіцієнт  $k$ .* Розподіл температур в тілі циліндричної форми на початку регулярного нагріву, як вже зазначалось, виражається рівнянням (2.18):

$$t = t_0 + \frac{q \cdot X}{k \cdot \lambda} \left(1 - \frac{x}{X}\right)^n$$

У формулі (2.18) перепад температур  $\Delta t$  між температурами внутрішньої та зовнішньої поверхнями визначає множник  $\frac{q \cdot X}{k \cdot \lambda}$ . А характер температурної

кривої - множник  $\left(1 - \frac{x}{X}\right)^n$ .

Для визначення коефіцієнту форми тіла  $k$  та показника степені  $n$  було проведено комп'ютерне моделювання в програмі SolidWorks нагріву зсередини циліндрів з різним радіусом.

Модель представляє собою циліндр з зовнішнім радіусом  $R$ , в центрі якого є циліндрична порожнина радіусом  $r$ . На поверхню циліндричної порожнини поступає сталий тепловий потік  $Q$ .

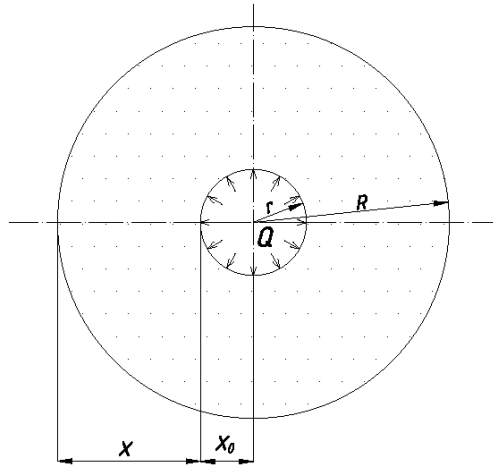


Рис. 2.8. Загальний вигляд моделі.

Матеріал циліндру – хромомагнетит з наступними теплофізичними властивостями:

$$\text{питома теплоємність } c = 1,08 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$\text{густина } \rho = 2900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

$$\text{коефіцієнт теплопровідності } \lambda = 2 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}};$$

Зовнішній радіус циліндру змінювався та складав

$$R = 15; 20; 30; 50; 100 \text{ та } 150 \text{ мм}$$

Радіус внутрішньої циліндричної порожнини був сталим та дорівнював

$$r = 5 \text{ мм}$$

Моделювання проводилось для випадків з різним питомим тепловим

$$\text{потокком на поверхню: } q_1 = 19108 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}, q_2 = 31847 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}, q_3 = 50955 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Таким чином в кожній серії моделювання постійними параметрами були питомий тепловий потік та теплофізичні властивості матеріалу. Змінною була відносна товщина прогрітого слою  $\Delta = \frac{X}{X_0} = \frac{R-r}{r}$ .

Моделювання процесу нагріву проводилось до встановлення лінійної зміни температур в часі. На рис.2.9 приведений графік зміни температур в часі для випадку, коли зовнішній діаметр дорівнював  $R = 100$  мм. А на рис.2.10 – розподіл температур по перетину тіла.

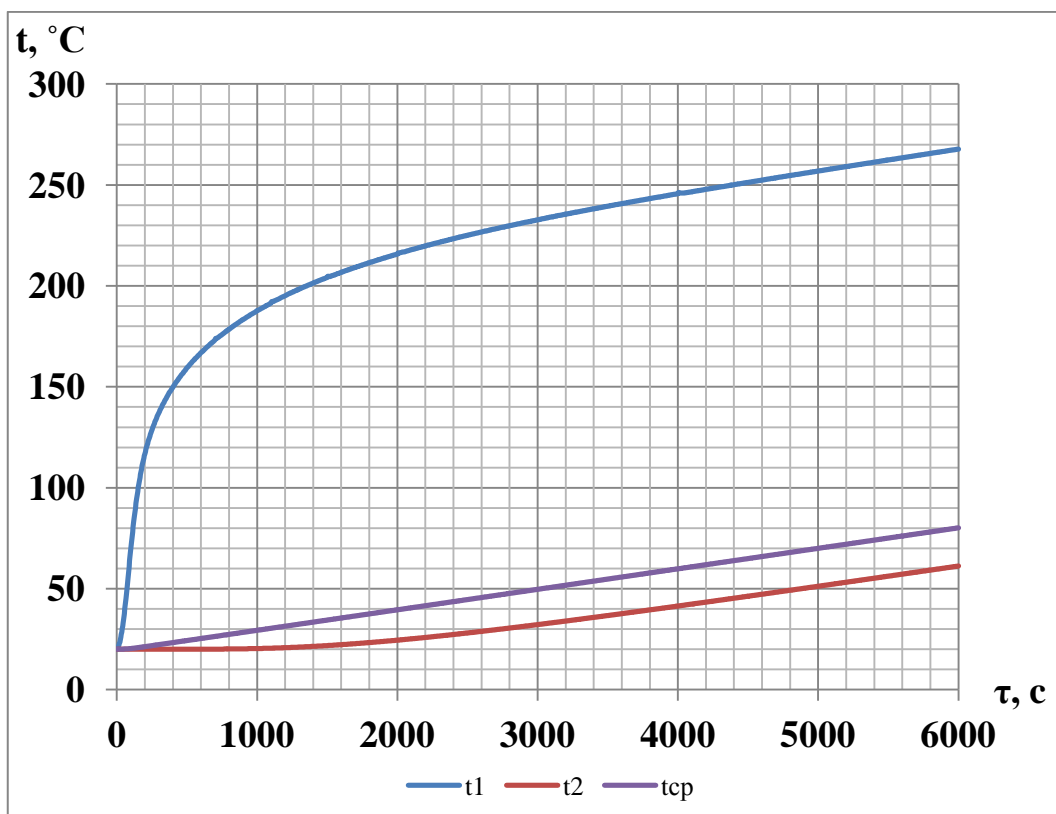


Рис. 2.9. Графік зміни температур при нагріванні циліндру радіусом 100мм зсередини сталим тепловим потоком.

На графіку  $t_1$  – це температура на поверхні циліндричної порожнини,  $t_2$  – температура на зовнішній поверхні циліндру,  $t_{cp}$  – середня по об'єму температура циліндру.

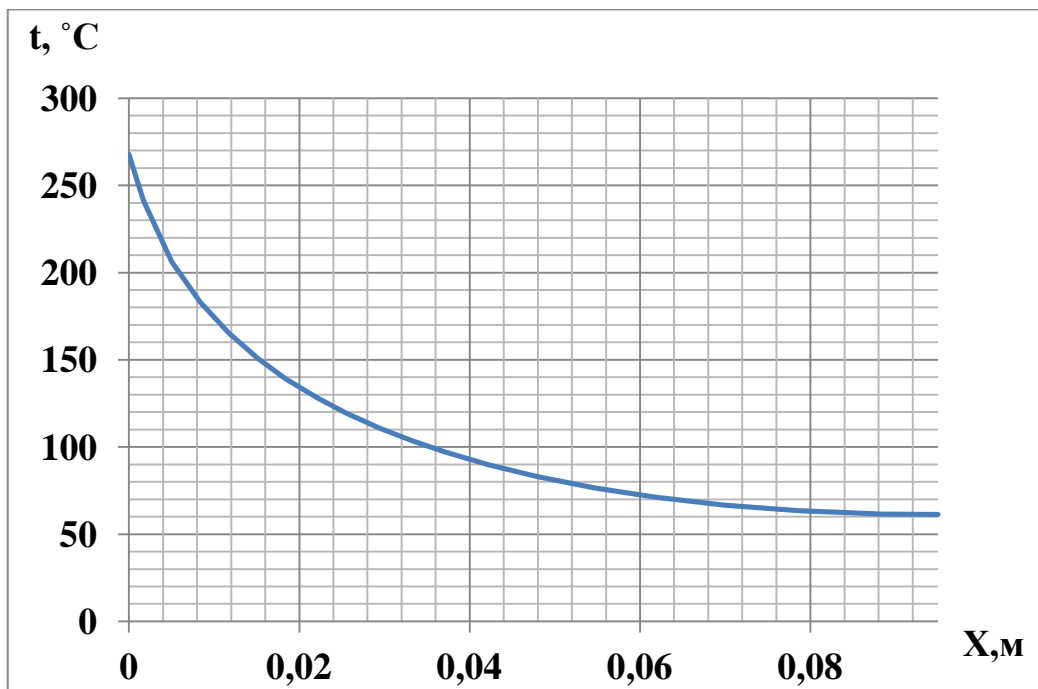


Рис. 2.10. Графік розподілення температури в циліндричному тілі радіусом 100 мм при нагріванні з середин сталим тепловим потоком.

По отриманому значенню перепаду температур визначаємо значення коефіцієнту форми тіла за наступною формулою (результати розрахунку зведені в таблицю 2.2.):

$$k = \frac{q \cdot X}{\lambda \cdot \Delta t} \quad (44)$$

Таблиця 2.2.

Результати розрахунку коефіцієнта k

г, мм	R, мм	R/r	k
5	10	2	1.51
5	20	4	2.89
5	30	6	3.58
5	50	10	4.75
5	100	20	7.33
5	150	30	9.75

Доцільно припустити, що при відношенні  $R/r = 1$  коефіцієнт  $k$  буде дорівнювати нулю. З урахуванням цього на рис.2.11 представлена залежність отриманого коефіцієнта форми тіла від відношення радіусів циліндру.

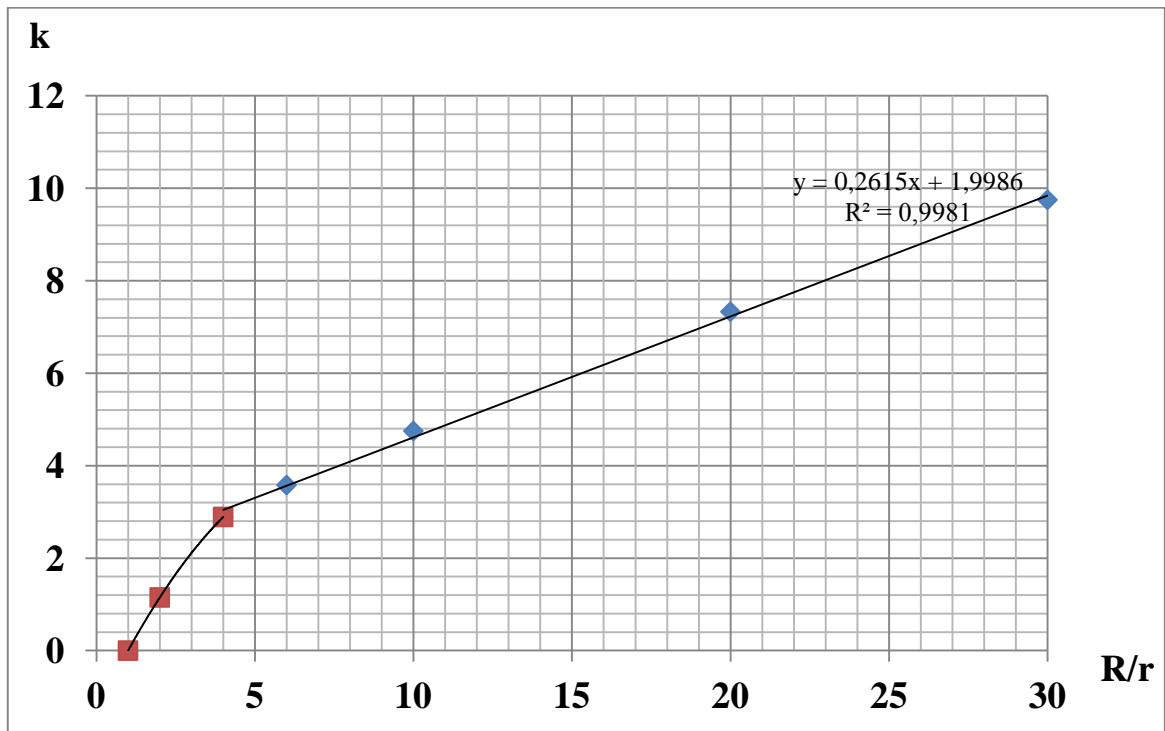


Рис.2.11. Графік зміни коефіцієнта усереднення теплового потоку

Як видно з цього графіка, в інтервалі  $4 \leq R/r < 30$  ця залежність має вигляд прямої лінії, що описується рівнянням:

$$k = 0.262 \cdot \frac{R}{r} + 2$$

При цьому величина достовірності апроксимації дорівнює  $R^2 = 0,9981$ .

*Показник степені n.* Для знаходження показника степені  $n$  використаємо рівняння (2.23) для визначення середньомасової температури в тілі, що нагрівається.

$$t_{cp} - t_0 = (t_n - t_0) \cdot \frac{1}{n+1} \cdot \frac{1 + \frac{1}{n+2} \Delta}{1 + \frac{1}{2} \Delta}$$

Для зручності відносну середню температуру обозначимо  $\varepsilon = \frac{t_{cp} - t_0}{(t_n - t_0)}$

Тоді залежність від показника степені  $n$  та відносної товщини прогріву  $\Delta$  приймає вигляд

$$\varepsilon = \frac{1}{n+1} \cdot \frac{1 + \frac{1}{n+2} \Delta}{1 + \frac{1}{2} \Delta}. \quad (2.45)$$

На рис. 2.12 приведено графік залежності  $\varepsilon$  від значення відносної товщини прогріву при різних значеннях показника степені  $n$ .

За результатами комп'ютерного моделювання отримані значення середньої температури матеріалу та перепаду температур по перетину тіла для різних значень відносної товщини прогрітого слою. Знаючи експериментальне значення  $\varepsilon_{\text{експ}}$ , знаходимо відповідне значення показника степені  $n$ .

Результати наведені в таблиці 2.3.

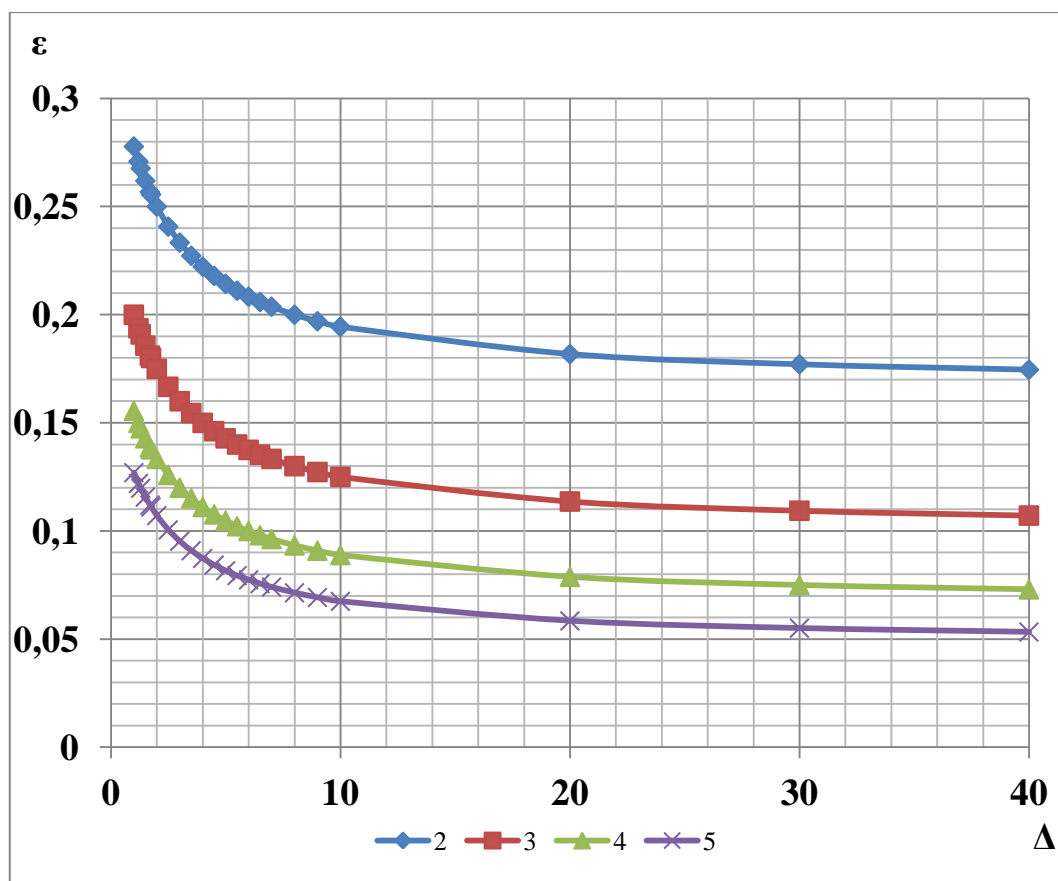


Рис. 2.12. Графік залежності відносного перепаду температур  $\varepsilon$  від відносної товщини слою при різних значеннях степені  $n$ .

Таблиця 2.3

Результати розрахунку значення показника степені  $n$

№	$\Delta$	$t_0, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{п}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{ср}}, ^\circ\text{C}$	$\varepsilon$	$n$
1	3	94.2	176.9	107.4	0.159	3.012
2	5	53.2	164.9	69	0.142	3.025
3	9	48.4	198.7	66	0.117	3.224
4	19	61.2	267.8	80.2	0.0917	3.577
5	29	41.5	278.5	60.2	0.0789	3.862

Отримані дані з результатами апроксимації наведені на рис. 2.13.

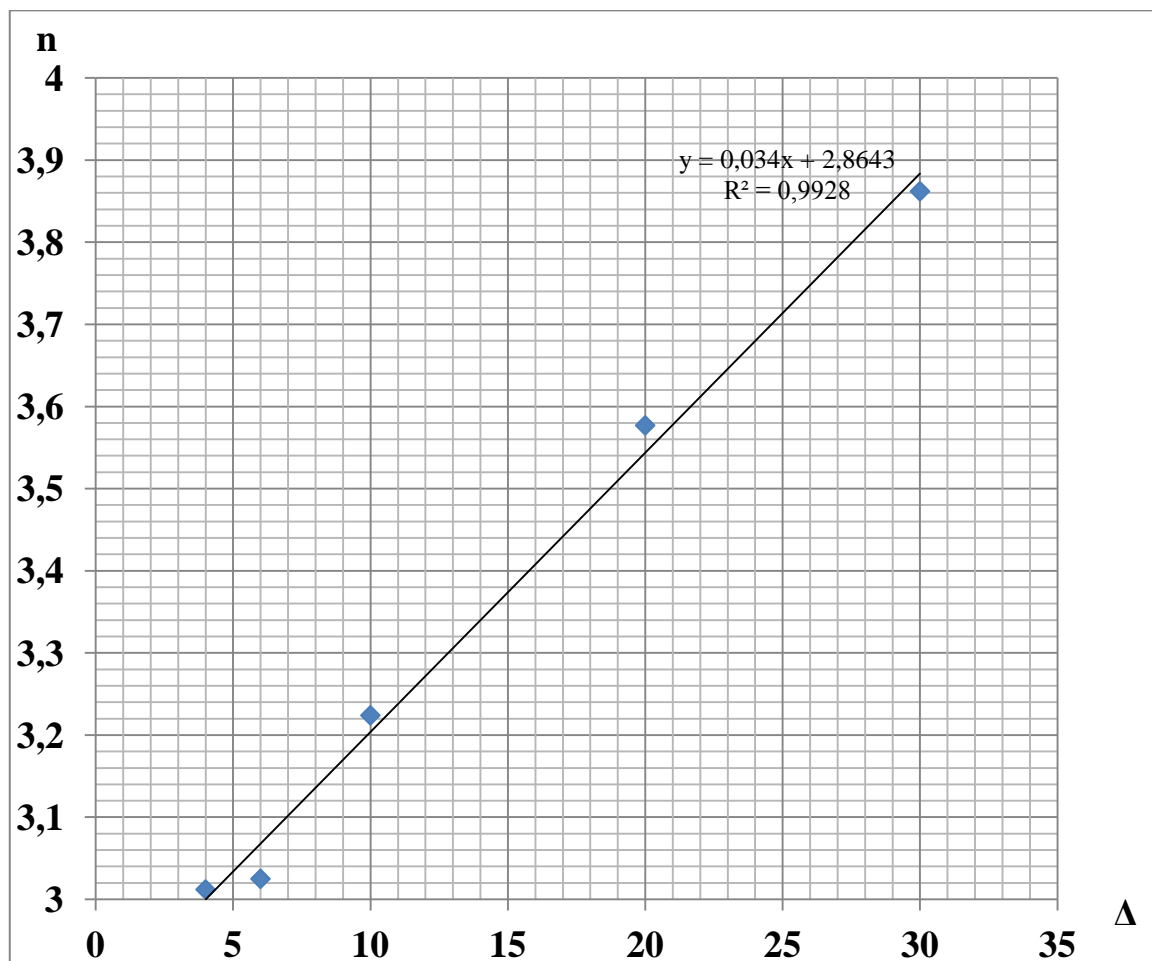


Рис. 2.13. Залежність показника степені  $n$  від відносної товщини прогріву  $\Delta$

Як видно з рис. 2.13, отримана залежність може бути описана прямою  $n = 0,034\Delta + 2,8643$ .

## 2.5. Визначення температур поверхонь та координати середньомасової температури

*Температури внутрішньої та зовнішньої поверхонь.* Враховуючи, що

$$\Delta t \cdot \varepsilon = (t_n - t_0) \cdot \frac{t_{cp} - t_0}{(t_n - t_0)} = t_{cp} - t_0 - \text{значення різниці середньомасової температури та}$$

температури внутрішньої поверхні, то чисельне значення температури поверхні, що сприймає тепловий потік можна знайти наступним чином:

$$t_{en} = t_{cp} - \Delta t \cdot \varepsilon. \quad (2.46)$$

Аналогічним образом знаходиться температура зовнішньої поверхні:

$$t_s = t_{cp} + \Delta t \cdot (1 - \varepsilon). \quad (2.47)$$

*Координата середньомасової температури.* Координату точки, в якій температура матеріалу дорівнює середньомасовій температурі знаходимо, прирівнюючи (2.23) та (2.18):

$$t_{cp} - t_0 = (t_n - t_0) \cdot \frac{1}{n+1} \cdot \frac{1 + \frac{1}{n+2} \Delta}{1 + \frac{1}{2} \Delta} = \frac{q \cdot X}{k \cdot \lambda} \left(1 - \frac{\bar{x}}{X}\right)^n,$$

де  $\bar{x}$  - координата середньомасової температури.

Враховуючи, що  $\frac{q \cdot X}{k \cdot \lambda} = (t_n - t_0)$ , а  $\frac{1}{n+1} \cdot \frac{1 + \frac{1}{n+2} \Delta}{1 + \frac{1}{2} \Delta} = \varepsilon$ ,

отримуємо:

$$\left(1 - \frac{\bar{x}}{X}\right)^n = \varepsilon. \quad (2.48)$$

Звідки координата середньомасової температури:

$$\bar{x} = X \cdot (1 - \sqrt[n]{\varepsilon}). \quad (2.49)$$

На рис.2.14. зображена залежність відносної середньомасової температури тіла  $\frac{\bar{x}}{X}$  від відносної товщини прогріву при різних значеннях показника степені  $n$ .



З цього графіка видно, що для  $2 < n < 5$  значення відносної середньої температури знаходяться в межах  $\frac{\bar{x}}{X}$  від 0,338 до 0,582.

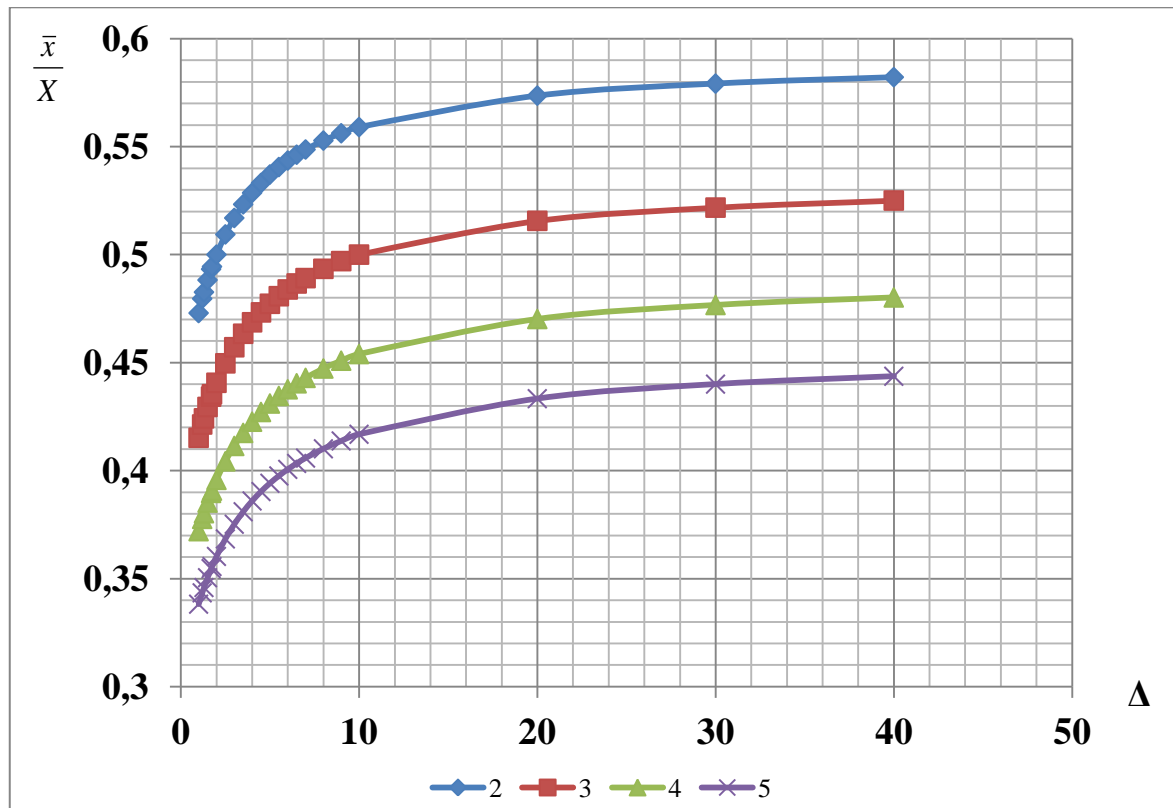


Рис. 2.14. Відносна координата середньомасової температури.

## 2.6. Визначення тривалості інерційного періоду.

Тривалість інерційного періоду знаходимо, виходячи з того, що в кінці цього періоду встановлюється постійний перепад температур, рівний різниці між середньомасовою та початковою температурами. Цей перепад температур в процесі нагріву не змінюється. Тому, знаючи швидкість зміни температури, можемо розрахувати час, необхідний для досягнення цього перепаду:

$$\tau' = \frac{t_{cep} - t_0}{g}. \quad (2.50)$$

Значення числа Фур'є для кінця інерційного періоду:

$$Fo' = \frac{a \cdot \tau'}{X^2}. \quad (2.51)$$

На основі даних комп'ютерного моделювання були розраховані значення тривалості інерційного періоду та відповідного йому значення числа Фур'є.

Результати розрахунків зведені до таблиці 2.4.

Таблиця 2.4.

Результати розрахунку тривалості інерційного періоду

№	R/r	t <sub>0</sub> , °C	t <sub>ср</sub> , °C	τ'	Fo'
3	10	48.4	66	347	0.109
4	20	61.2	80.2	1675	0.118
5	30	41.5	60.2	3862	0.117

## 2.7. Визначення еквівалентного радіуса

Питання про поширення тепла в тілах довільної форми є найбільш складним питанням всієї теорії теплопровідності.

Величина еквівалентного радіуса знаходиться із умови рівності швидкості зміни температури у тілі будь-якої форми та в еквівалентному тілі.

Швидкість підвищення температури тіла масою  $M$  від джерела тепла потужністю  $Q$  можна виразити наступним чином:

$$v = \frac{Q}{Mc} \quad (2.52)$$

Підставляючи цей вираз в (2.28), отримаємо:

$$\frac{2 \cdot q_{нов} \cdot r}{(R_s^2 - r^2) \cdot \rho \cdot c} = \frac{Q}{Mc} \quad (2.53)$$

Звідки:

$$R = \sqrt{\frac{2 \cdot q_{нов} \cdot r \cdot M \cdot c}{Q \cdot \rho \cdot c} + r^2} \quad (2.54)$$

Тепловий потік, що поступає в тіло довільної форми можна виразити наступним чином:

$$Q = q_{нов} \cdot F_{нов} \quad (2.55)$$

де  $F_{нов}$  - площа поверхні, яка сприймає тепловий потік, м<sup>2</sup>.

Якщо тепловий потік в тілі довільної форми від декількох джерел тепла(нагрівачів) однакової потужності поступає на циліндричні поверхні радіусом  $r$ , то площу  $F_{нов}$  можна розрахувати так:

$$F_{нов} = \pi \cdot 2 \cdot r \cdot l \cdot n, \quad (2.56)$$

де  $n$  – кількість нагрівачів.

Маса тіла довільної форми дорівнює:

$$M = V \cdot \rho = F_n \cdot l \cdot \rho, \quad (2.57)$$

де  $V$  – об'єм тіла,  $\text{м}^3$ ,

$F_n$  - площа поверхні перетину тіла, паралельному напрямку теплового потоку,  $\text{м}^2$ .

Після підстановки (2.55)-(2.57) у (2.54) та перетворень отримуємо вираз для визначення еквівалентного зовнішнього радіуса, м:

$$R_e = \sqrt{\frac{F_{сеч}}{\pi \cdot n} + r^2}. \quad (2.58)$$

Вираз (2.55) дозволяє розраховувати зовнішній радіус такого циліндра, який нагрівається з тією ж швидкістю  $\nu$ , що і тіло довільної форми. При цьому довжина  $l$  та внутрішній радіус поверхні, на яку поступає тепло, однакові для тіла довільної форми та еквівалентного циліндра з циліндричною порожниною всередині. А питомий тепловий потік на поверхню від одного нагрівача  $q_1$  менший ніж  $q_{нов}$  в  $n$  разів.

## 2.8. Визначення температури поверхні нагрівального елемента

Дуже важливо вміти знати температуру нагрівальних елементів. В процесі нагріву вона буде більше температури матеріалу і може досягти критичного значення до того, як матеріал прогріється до необхідної температури.

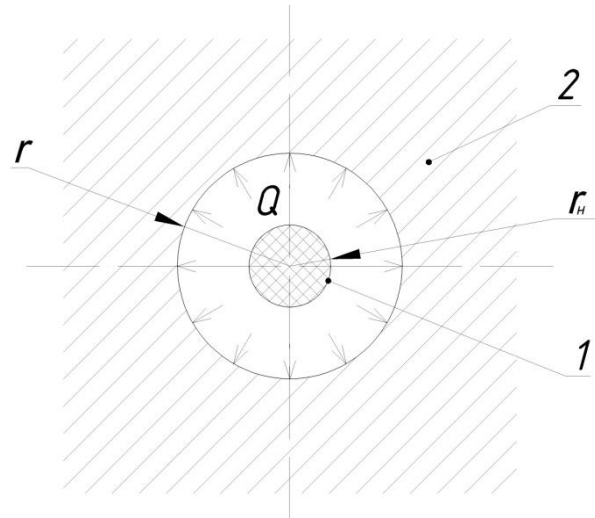


Рис.2.15. Розрахункова схема.

1 – нагрівальний елемент; 2 – твердий матеріал.

Теплообмін випромінюванням між нагрівачем (рис. 2.15) та матеріалом описується формулою:

$$Q = \frac{\sigma_0 \cdot (T_1^4 - T_2^4) \cdot F_1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \cdot \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}, \quad (2.56)$$

де  $Q$  - результуючий тепловий потік з поверхні нагрівача, Вт;

$\sigma_0$  - стала Стефана-Больцмана,  $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{Вт}{м^2 \cdot K^4}$ ;

$T_1, T_2$  - температура поверхні нагрівача та поверхні, що нагрівається, відповідно, К;

$F_1, F_2$  - площа поверхні нагрівача та поверхні, що нагрівається, відповідно, м<sup>2</sup>;

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$  - ступінь чорноти матеріалу нагрівача та матеріалу, що нагрівається.

Звідси температура поверхні нагрівача знаходиться наступним чином:

$$T_1 = \sqrt[4]{\frac{Q \cdot \left( \frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \cdot \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \right)}{F_1 \cdot \sigma_0} + T_2^4}. \quad (2.57)$$

При відомому значенні теплового потоку  $Q$  температуру  $T_2$  можна розрахувати за формулою (2.43)

Якщо довжина нагрівача та акумулюючої насадки однакові, то

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{\pi \cdot 2 \cdot r_n \cdot l}{\pi \cdot 2 \cdot r \cdot l} = \frac{r_n}{r}. \quad (2.58)$$

Аналогічно:

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{r}{r_n}. \quad (2.59)$$

Тепловий потік  $Q$  можна виразити наступним чином:

$$Q = q_{nos} \cdot F_2. \quad (2.60)$$

Тоді формула (4.57) з урахуванням (4.58-4.60) приймає наступний, більш зручний на практиці, вигляд:

$$T_1 = \sqrt[4]{\frac{q_{nos} \cdot r \cdot \left( \frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{r_n}{r} \cdot \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \right)}{r_n \cdot \sigma_0}} + T_2^4. \quad (2.51)$$

## 2.9. Висновки по розділу

1. Доказано, що метод теплових діаграм Семікіна, який на сьогоднішній день використовується для розрахунку нагріву тіл сталим тепловим потоком, не можна використовувати у випадку розташування джерел теплоти всередині твердого тіла.

2. На основі даних, отриманих за допомогою комп'ютерного моделювання, була розроблена інженерна методика розрахунку нагріву твердих тіл сталим тепловим потоком зсередини.

3. Вперше отримане значення коефіцієнта усереднення теплового потоку для випадку нагріву твердого тіла зсередини при граничних умовах другого роду.

## РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗАРЯДКИ ТА РОЗРЯДКИ АКУМУЛЯТОРА ТЕПЛОТИ НА ОСНОВІ ТВЕРДИХ МАТЕРІАЛІВ

### 3.1. Опис експериментальної установки

Для дослідження процесів зарядки та розрядки акумулятора теплоти на основі твердих речовин був розроблений та зібраний експериментальний стенд (рис.3.1). основні елементи стенду – акумулятор теплоти, вентилятор для забезпечення циркуляції повітря та повітропроводи.

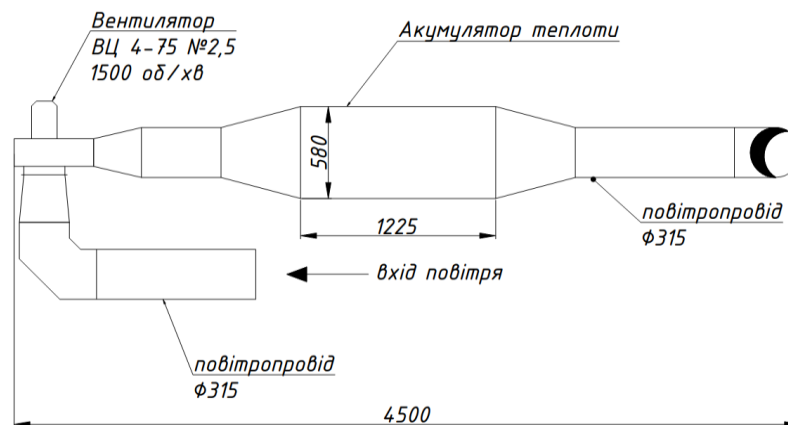


Рис.3.1 Схема експериментального стенда.

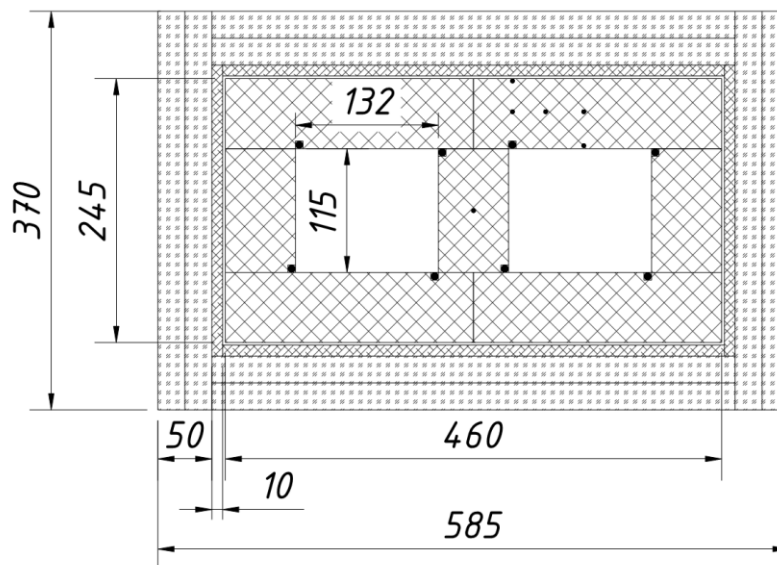


Рис.3.2 Поперечний переріз акумулятора теплоти. Розміри.

Акумуляююча насадка зібрана з шамотної цегли (рис.3.2 та рис. 3.3.).  
Всередині насадки присутні два канали для проходу повітря. В кутах цих каналів встановлені нагрівальні елементи.

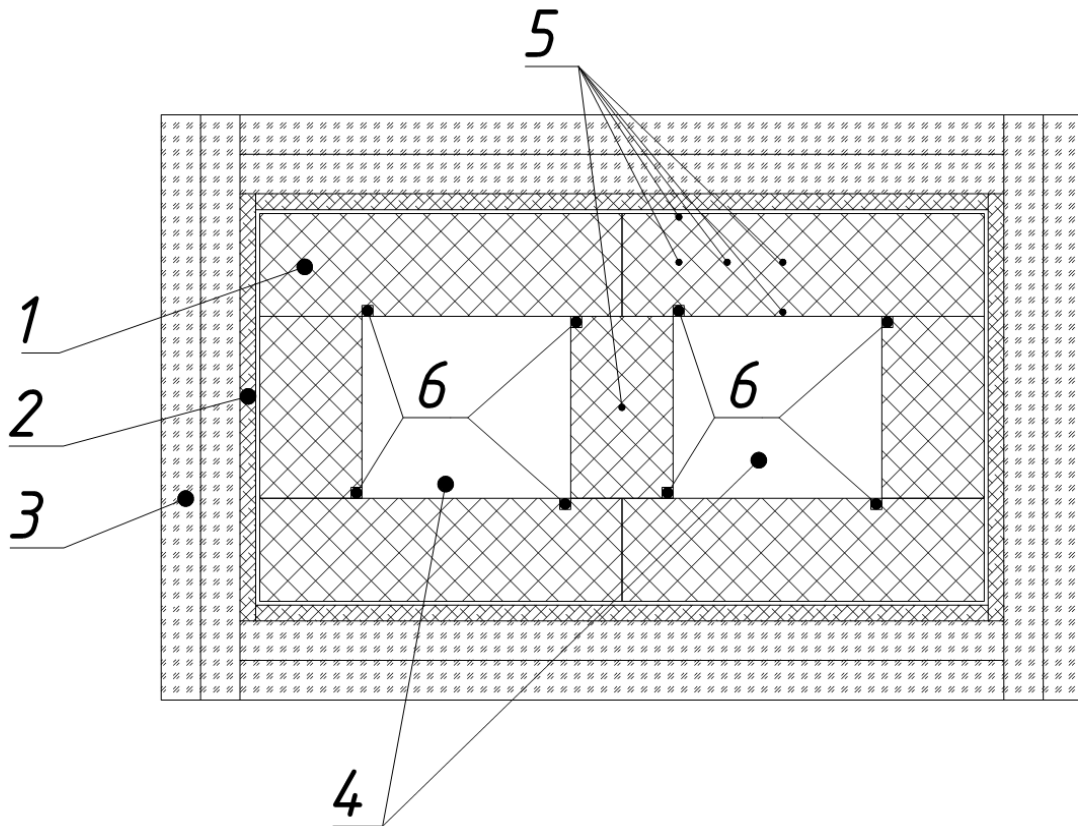


Рис.3.3 Поперечний переріз акумулятора теплоти.

1 – шамотна цегла; 2 – магнезитова плита; 3 – мінеральна вата; 4- канал для проходу повітря; 5 – місця розташування термопар; 6 – нагрівальні елементи.  
Цеглини зібрані таким чином, що у насадці створені два канали для проходу повітря розміром 115x132 мм.

- 1) В якості теплоізоляційного матеріалу використовується мінеральна вата ROCKWOOL марки FIREROCK з коефіцієнтом теплопровідності

$$\lambda = 0,038 \frac{\text{Вт}}{\text{мК}} . \text{ Товщина теплоізоляційного шару – 50 мм.}$$

- 2) Для нагріву акумуляюючої насадки використовуються прямі ТЕНи з нержавіючої сталі 12X18Н10Т. Потужність 1 ТЕНа складає 625 Вт, сумарна потужність – 5 кВт.

- 3) В акумулюючій насадці встановлені вісім термопар (хромель-копель та хромель-алюмель). Термопары 1-7 розташовані в центральному перерізі акумулюючої насадки, термопара 8 – на відстані 345 мм від термопары 5 по ходу повітря. Розташування та нумерація приведені на рис. 3.4.
- 4) Для нагнітання повітря використовується радіальний вентилятор ВЦ 4-75 №2,5. Електрична потужність – 0,37 кВт.
- 5) Дані з термопар реєструвались та записувались на ЕВМ за допомогою універсального восьмиканального вимірювача-регулятора ТРМ 138 фірми ОВЕН та спеціального програмного забезпечення Owen Process Manager.
- 6) Повітря для охолодження акумулятора подається по оцинкованих повітропроводах Ø315.
- 7) Для регулювання потужності нагрівальних елементів були встановлені тиристорні регулятори(один регулятор на два ТЕНи)

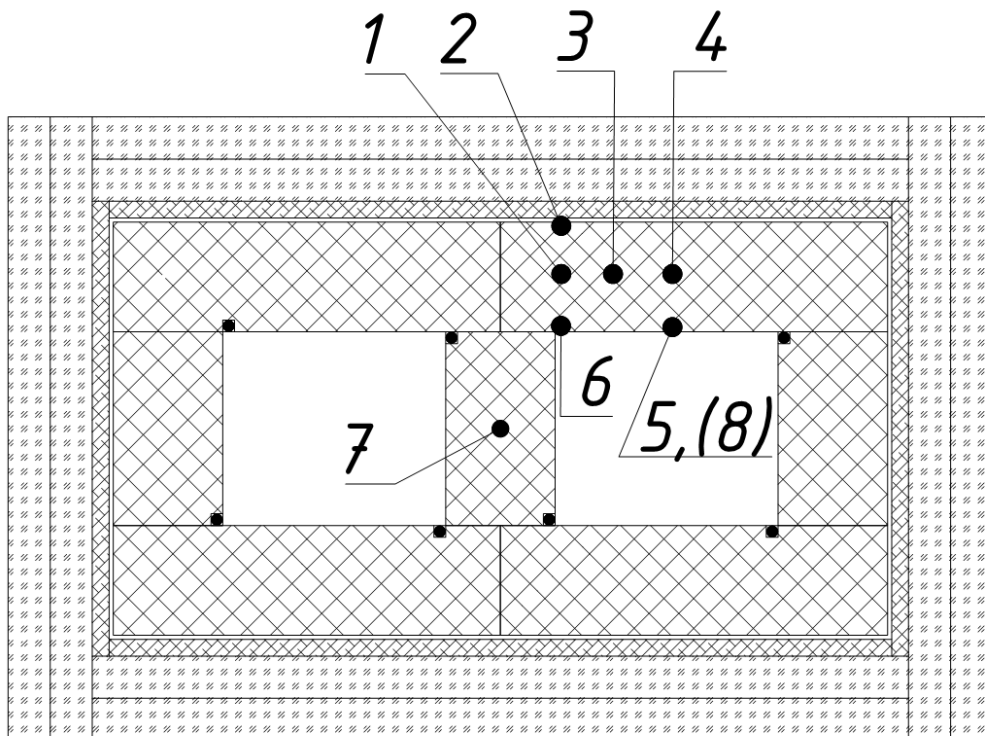


Рис.3.4 Розташування термопар а акумулюючій насадці.

- 1 – термопара 1 (ХА); 2 - термопара 2 (ХК); 3 - термопара 3 (ХА); 4 - термопара 4 (ХА); 5 - термопара 5 (ХА); 6 - термопара 6 (ХА); 7 - термопара 7 (ХА); 8 - термопара 8 (ХК);





Рис.3.5 Акумулююча насадка.

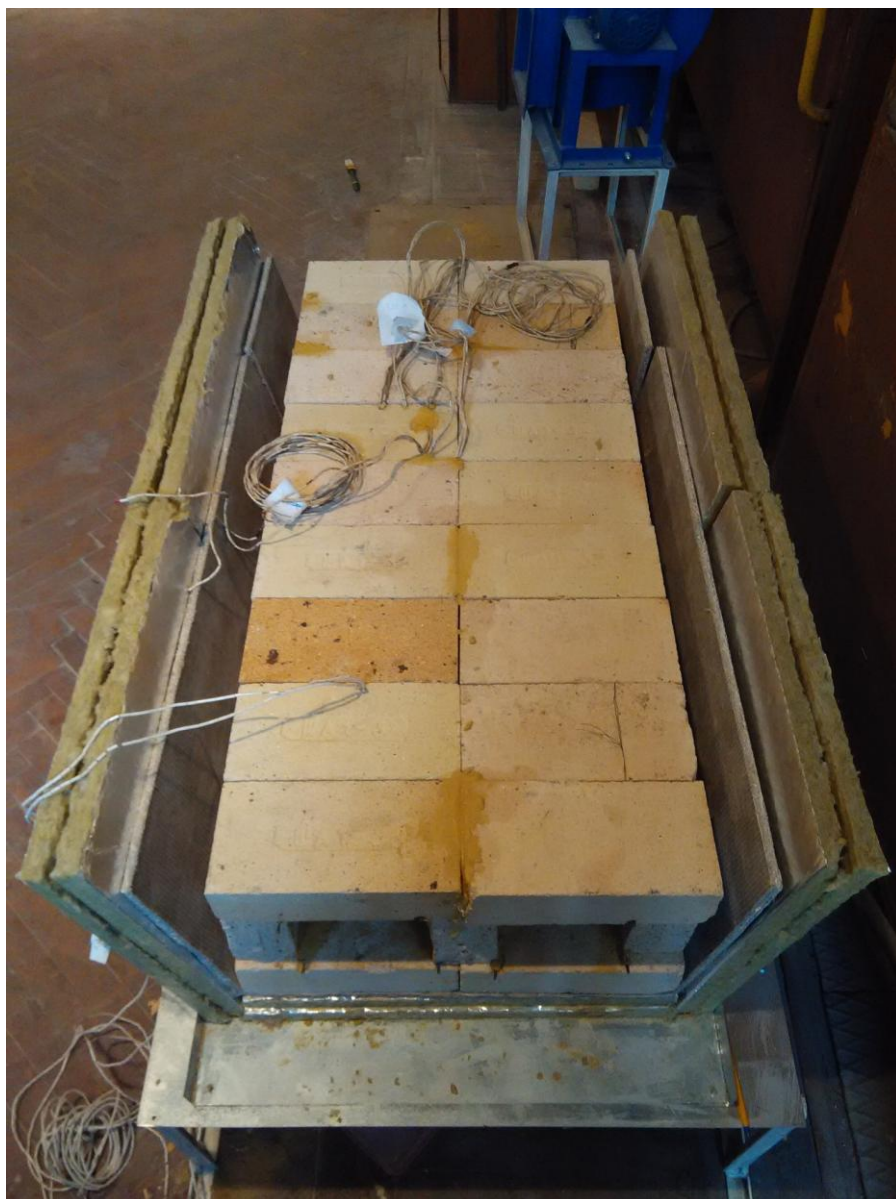


Рис.3.6 Загальний вигляд акумулюючої насадки з елементами теплоізоляції.

### 3.2. Аналіз отриманих даних

Були проаналізовані наступні режими зарядки та розрядки акумулятора теплоти:

- 1) Зарядка з під'єднаними повітропроводами. Повітропроводи не були перекриті, тому при цьому через канали акумулюючої насадки природнім шляхом проходило повітря.
- 2) Зарядка з від'єднаними повітропроводами. Канали в акумулюючій насадці були закриті теплоізолюючим матеріалом для запобігання виникненню природної конвекції.
- 3) Зарядка з включеним вентилятором. Одночасно відбувалися і нагрів акумулюючої насадки, і віддача теплоти від насадки до повітря
- 4) Розрядка з від'єднаними повітропроводами. Канали в акумулюючій насадці були закриті теплоізолюючим матеріалом для запобігання виникненню природної конвекції.
- 5) Розрядка з включеним вентилятором.

Як вказувалось у главі 2, під час нагрівання тіла при граничних умовах другого роду процес нагріву має йти у дві стадії. В першій стадії (інерційний період) температура в різних точках тіла змінюється по різному, залежно від початкового розподілу температури в тілі. В другій стадії (регулярний період), температури різних точок тіла змінюються з однаковою швидкістю за лінійним законом. В реальних умовах при зарядці акумулятора для того, щоб температура в тілі змінювалась за лінійним законом, необхідно, щоб були відсутні втрати теплоти в навколишнє середовище. В нашому випадку теплота акумуляції втрачається через теплоізолюючий шар  $Q_B$  та шляхом конвективного теплообміну при природній циркуляції повітря через акумулюючу насадку  $Q_H$ .

Втрати через теплову ізоляцію визначаються рівнянням теплопередачі через стінку, Вт:

$$Q_B = k \cdot F \cdot (t_H - t_C), \quad (3.1)$$

де  $k$  - коефіцієнт теплопередачі,  $\frac{Вт}{м^2 К}$ ;

$F$  - площа поверхні теплової ізоляції,  $м^2$ ;

$t_H$  - температура поверхні акумулюючого матеріалу,  $°С$ ;

$t_C$  - температура навколишнього середовища,  $°С$ .

Відповідно, втрати теплоти з повітрям, Вт:

$$Q_{II} = \alpha \cdot S \cdot (t_K - t_C), \quad (3.2)$$

де  $\alpha$  - коефіцієнт тепловіддачі від поверхні каналу до повітря,  $\frac{Вт}{м^2 К}$ ;

$S$  - площа поверхні каналу,  $м^2$ ;

$t_K$  - температура поверхні каналу.

З формул (3.1) та (3.2) видно, що основним впливовим фактором буде температура зовнішньої та внутрішньої поверхонь відповідно. Тобто, чим більша температура акумулюючої насадки, тим більші теплові втрати  $Q_B$  та  $Q_{II}$ . При цьому, як показали експерименти, основну роль відіграють тепловтрати з повітрям  $Q_B \ll Q_{II}$ . В робочому діапазоні температур тепловтрати через ізоляцію  $Q_B$  не мають достатньо великих значень, щоб відчутно вплинути на температури всередині акумулюючої насадки. Тому виключивши з процесу тепловтрати з повітрям  $Q_{II}$  (для цього були від'єднанні повітропроводи та закриті тепловою ізоляцією канали в акумулюючій насадці) ми отримуємо нагрів, близький до ідеального. Графік зміни температур для цього випадку наведений на рис.3.9. З графіка видно, що приблизно через годину після початку нагріву температури дослідних точок всередині насадки та температура нагрівального елемента змінювались практично за лінійним законом.

На рис.3.8 наведено графік зміни температур при нагріванні насадки з підключеними повітропроводами, тобто були присутні втрати  $Q_{II}$ . Як видно з рисунка, зміна температур не була лінійною. Чим більше була температура насадки, тим меншою була швидкість нагріву, що природно впливає з залежностей (3.1) та (3.2). Логічно припустити, що температури на графіку

(рис.3.8) асимптотично прагнуть до певного кінцевого значення, при якому їх швидкість зміни буде дорівнювати нулю. Така ситуація буде характеризуватися умовою рівності потужності нагрівачів в насадці  $Q_H$  та величини тепловтрат в навколишнє середовище  $Q_{BT} = Q_B + Q_{IT}$ , тобто  $Q_H = Q_{BT}$ .

Подібний режим був змодельований шляхом одночасного нагрівання акумулятора при увімкненому вентиляторі обдуву. Результати представлені на рис.3.10. На графіку видно, що кожна з температур дійсно дійшла до конкретного кінцевого значення відповідно до даної інтенсивності теплообміну.

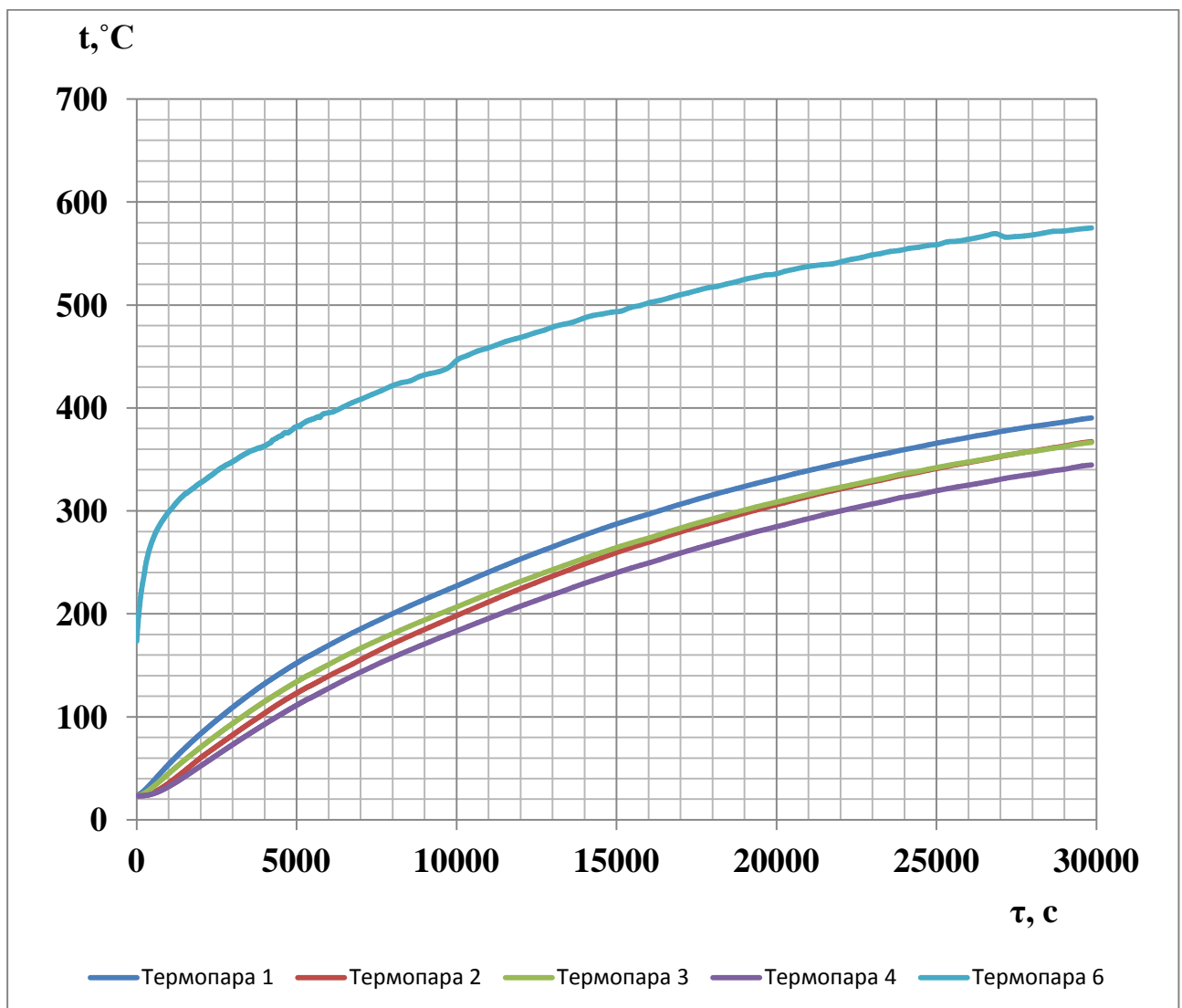


Рис.3.8. Зміна температур при зарядці акумулятора в умовах природної циркуляції повітря в насадці.

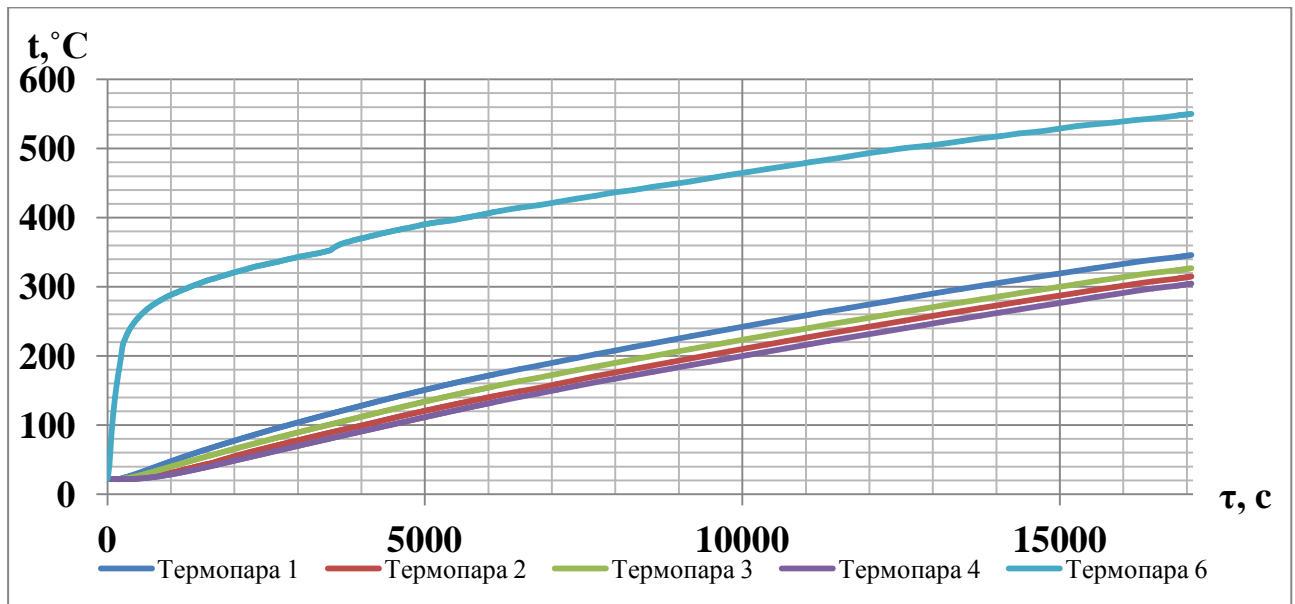


Рис.3.9. Зміна температур при зарядці акумулятора без циркуляції повітря в насадці.

Динаміка процесів нагріву, зображених на рис. 3.8 та рис 3.10 не може бути описана за допомогою методики, наведеної у главі 2, через нелінійний характер зміни температур (що є наслідком теплообміну з навколишнім середовищем). Тому виникла необхідність розробити таку методику.

Процеси розрядки (рис 3.11 та рис.3.12) теж характеризуються значною нелінійністю зміни температур подібно до процесу нагріву. Відміна лише в тому, що температури прагнуть до значення температури навколишнього середовища.

Як вже було зазначено у главі 2 в аналітичній теорії теплопровідності для тіл простої конфігурації існують точні рішення при різному початковому розподілі температур. Кожне з таких рішень представляє певну цінність, але сукупність цих рішень рідко дозволяє побачити загальні закономірності просторово-часових змін температурних полів. А такі закономірності безумовно існують; знання їх може полегшити розуміння особливостей процесу і рішення конкретних практичних задач. Одна з таких загальних закономірностей була встановлена в роботах Г.М. Кондратьєва по регулярному тепловому режиму [30] і може бути використана для нашого випадку.

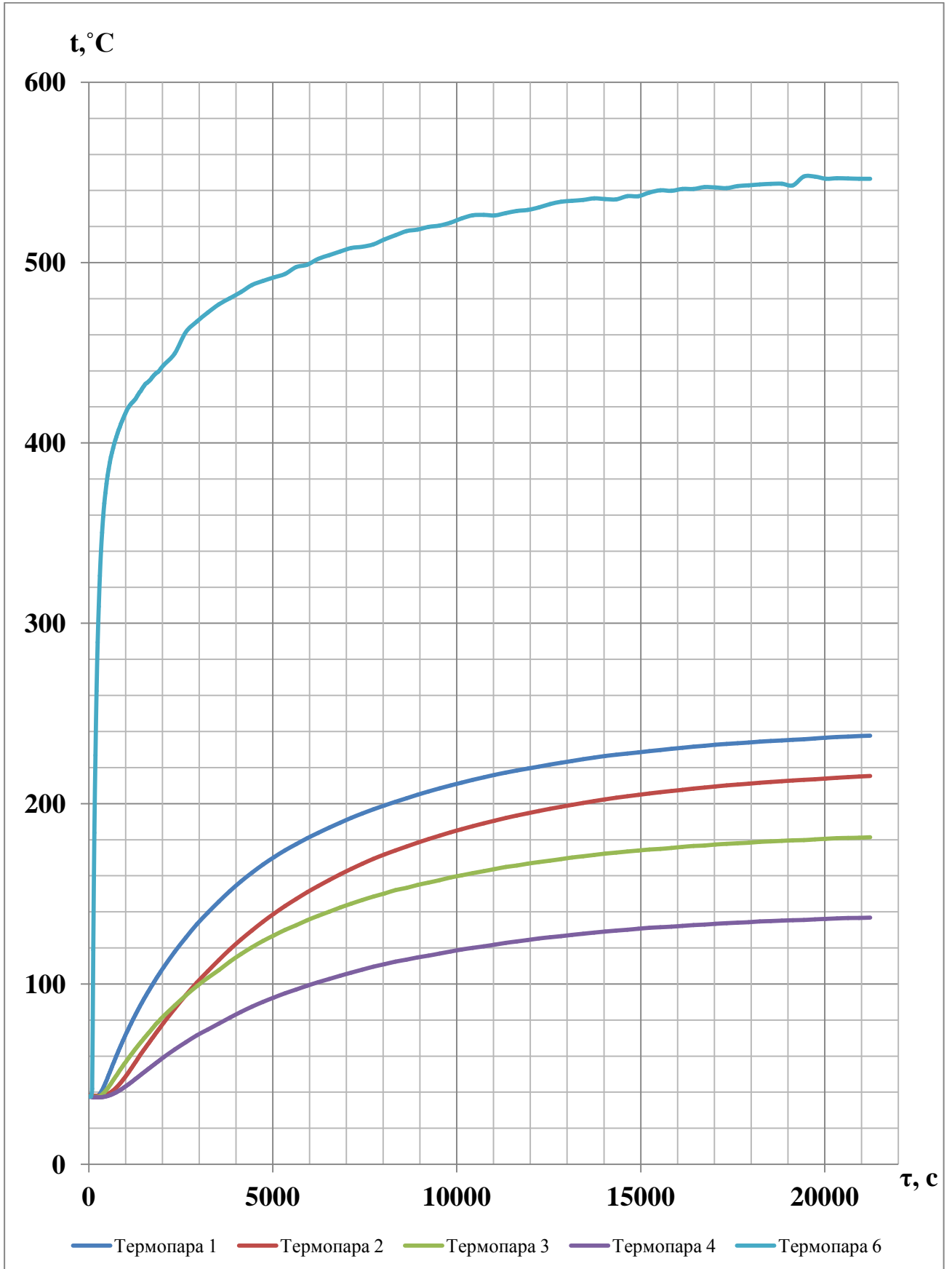


Рис.3.10. Зміна температур при зарядці акумулятора в умовах примусової циркуляції повітря.

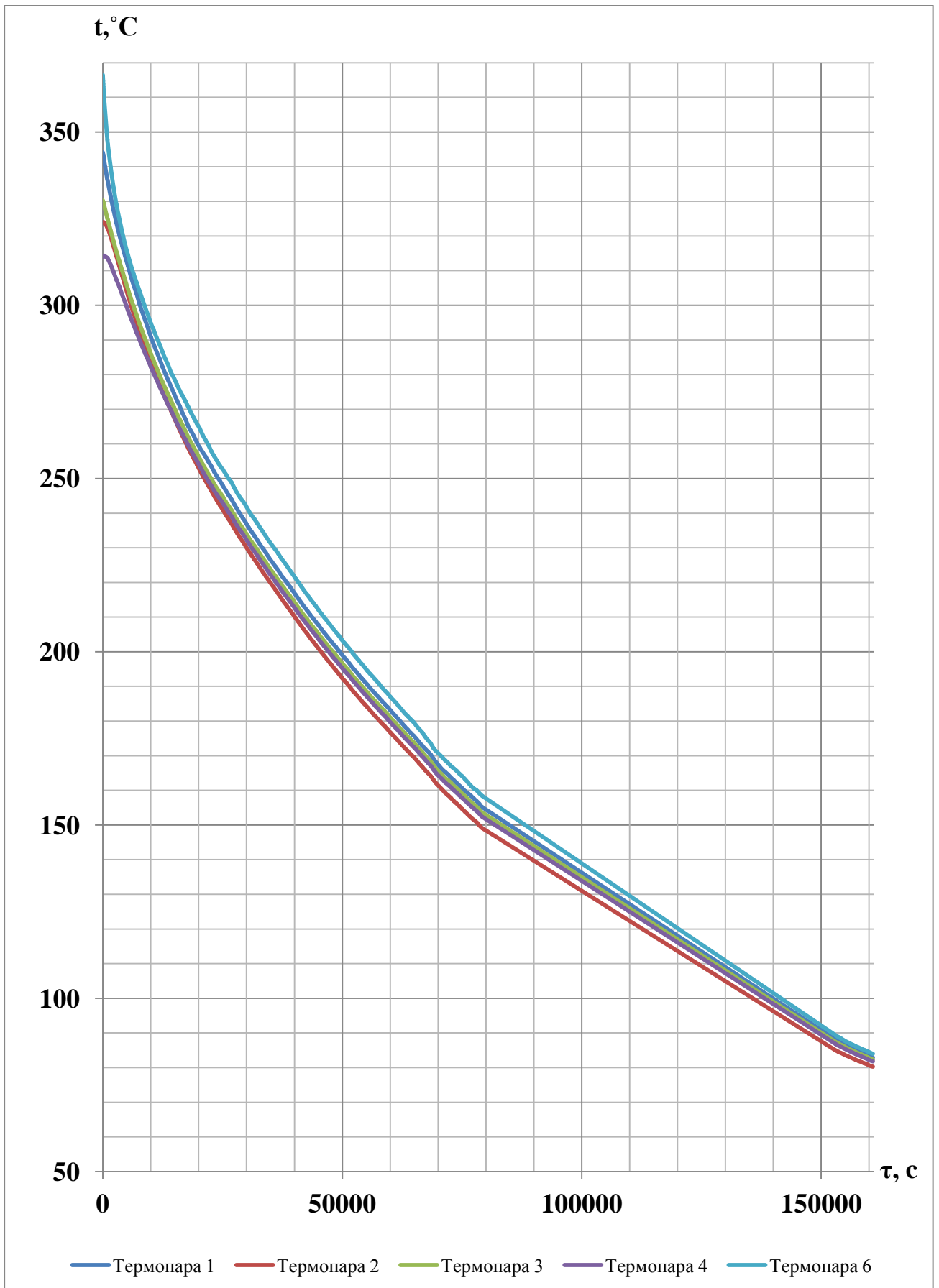


Рис.3.11. Зміна температур при саморозрядці акумулятора.

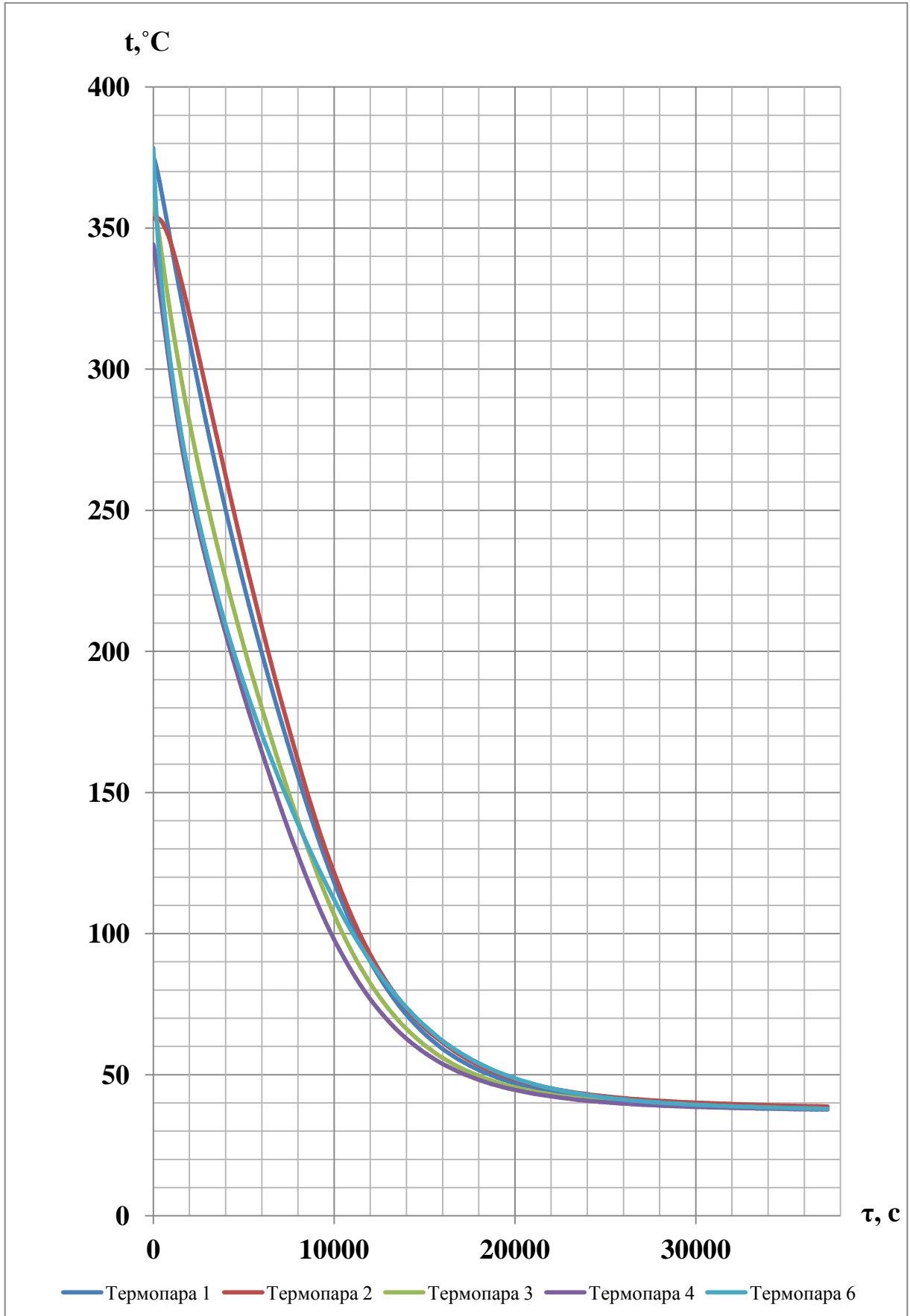


Рис.3.12. Зміна температур при розрядці акумулятора.



Процес охолодження (нагрівання) тіла відповідно до цієї теорії можна розділити в часі на дві стадії: стадію неупорядкованого (іррегулярного) процесу і стадію регулярного режиму. Перша з них характеризується сильним впливом на температурне поле тіла його початкового теплового стану. З часом вплив початкових особливостей температурного поля на його подальшу зміну згладжується, процес зі стадії неупорядкованою переходить в стадію впорядковану - "регулярну". У регулярному тепловому режимі закон зміни температурного поля в часі набуває просту експонентну форму

$$\vartheta_{pez} = t_{pez} - t_c = Ce^{-m\tau}, \quad (3.3)$$

де  $\vartheta_{pez}$  - надлишкова температура, °С;

$t_{pez}$  - температура тіла, °С;

$t_c$  - температура навколишнього середовища, °С;

Величина  $m$ , 1/с, характеризує інтенсивність охолодження (нагріву) тіла і називається темпом охолодження (нагріву).

З формули (3.3) випливають важливі для практики значення:

1. У стадії регулярного теплового режиму температурне поле у всіх точках тіла змінюється за експоненціальним законом (3.3), причому показник експоненти  $m$  не залежить від координат.

$$\frac{\partial \vartheta_{pez}}{\vartheta_{pez} \partial \tau} = m \neq m(x, y, z). \quad (3.4)$$

Тобто після закінчення достатнього часу  $\tau > \tau'$  після початку охолодження настає регулярний режим, відмінною рисою якого є сталість швидкості зміни логарифма перегріву в часі для всіх точок тіла.

2. В стадії регулярного режиму в моменти часу  $\tau'$  і  $\tau''$  значення надлишкової температури в будь-якій точці тіла рівні відповідно

$$\vartheta'_{pez} = Ce^{-m\tau'}, \quad \vartheta''_{pez} = Ce^{-m\tau''}$$

а їх відношення

$$\frac{\vartheta'_{рег}}{\vartheta''_{рег}} = e^{-m(\tau' - \tau'')}. \quad (3.5)$$

Це означає, що в стадії регулярного режиму поле надлишкової температури  $\vartheta_{рег}$  зі зміною часу зберігається подібним самому собі і стає автомодельного, незалежним від початкового розподілу температур.

3. Показник  $m$  в формулі (3.3) займає центральне місце в теорії регулярного режиму і називається темпом охолодження (нагрівання) тіла. На всій стадії регулярного режиму темп залишається незмінним, не залежним від часу і координат.

На рис 3.13 представлена графічна інтерпретація процесу.

Використавши рівняння (3.3) для двох довільних моментів часу  $\tau'$  і  $\tau''$ , отримуємо

$$m = \frac{\ln \vartheta' - \ln \vartheta''}{\tau'' - \tau'}. \quad (3.6)$$

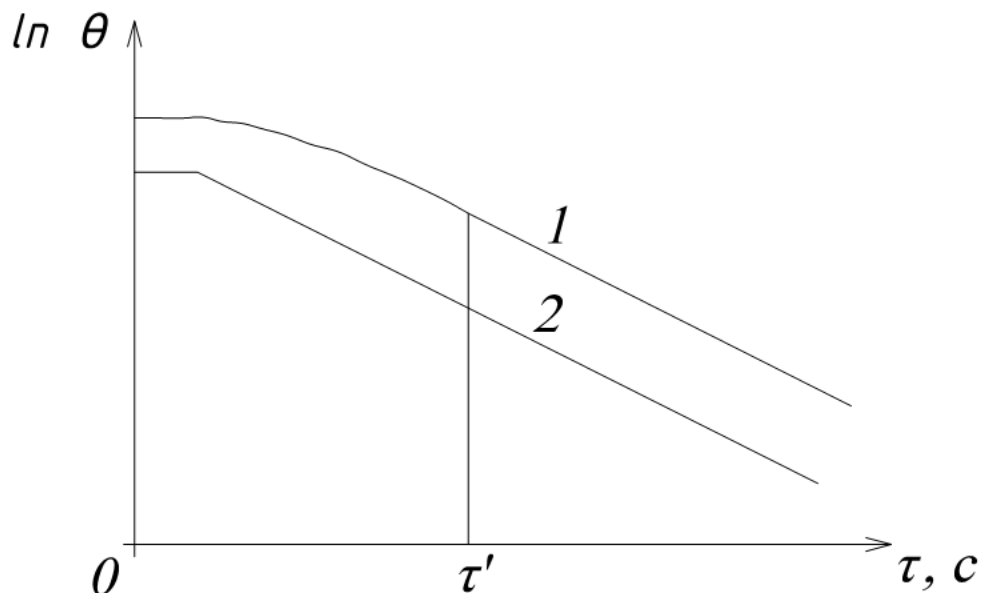


Рис.3.13. Регулярний режим охолодження (нагріву)

Побудувавши графіки зміни логарифму надлишкових температур для точок 1,2,4,6,7 по даним третього дослід (рис.3.14), бачимо, що вони мають лінійний (для точок 1,2,4) або близький до лінійного вигляд (точки 6,7). Такий же характер зміни надлишкових температур спостерігається і для процесів охолодження (досліди 4 та 5): рис. 3.15 та рис.3.16.

На підставі цього можемо зробити висновок, що для процесів нагріву та охолодження акумулюючої насадки допустимо використати теорію регулярного режиму.

Як відомо, загальні закономірності охолодження (нагрівання) тіл або систем тіл сформульовані в трьох теоремах.

*Перша теорема Г.М. Кондратьєва.* В системі тіл, що охолоджується (нагрівається) в конвективному середовищі, як і в однорідному тілі, з плином часу неминуче відбувається регуляризація температурного поля, тобто швидкість зміни логарифма надлишкової температури  $\frac{\partial g_{pez}}{g_{pez} \partial \tau}$  від часу залишається однаковою для всіх точок системи.

*Друга теорема Г.М. Кондратьєва.* Темп охолодження (нагрівання) однорідного ізотропного тіла при кінцевому значенні коефіцієнта тепловіддачі пропорційний добутку площі зовнішньої поверхні  $S$  тіла на коефіцієнт тепловіддачі і обернено пропорційний повній теплоємності  $C$  тіла:

$$m = \Psi \frac{\alpha S}{C}, \quad (3.7)$$

де  $\Psi$  - коефіцієнт пропорційності, що дорівнює відношенню середньоповерхневої надлишкової температури  $(g_{pez})_S$  в стадії регулярного режиму до його середньоб'ємної температури  $(g_{pez})_V$ .

$C$  - повна теплоємність тіла,  $C = c \cdot \rho \cdot V$ .

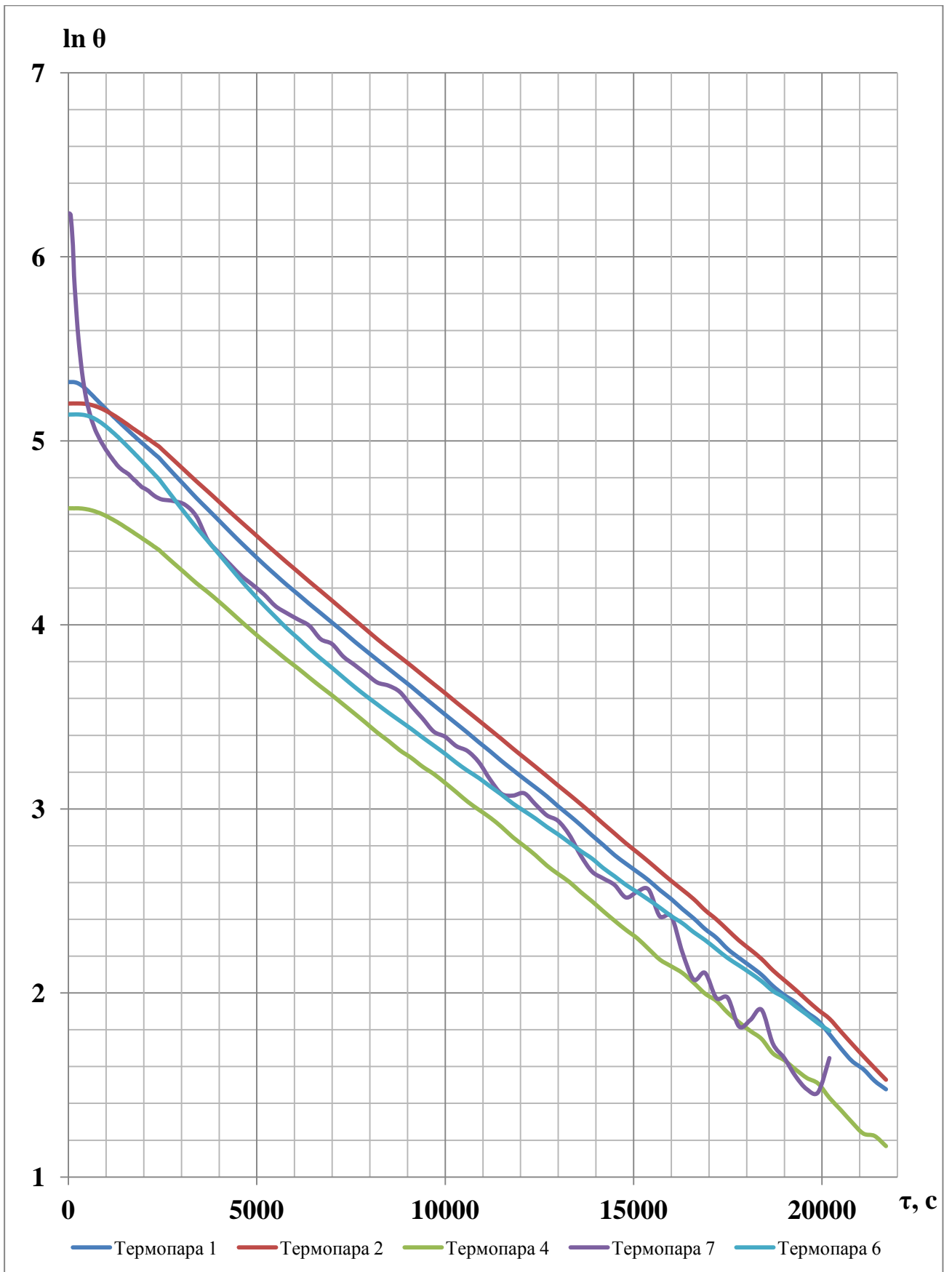


Рис.3.14. Графіки зміни логарифму надлишкових температур у третьому досліді.

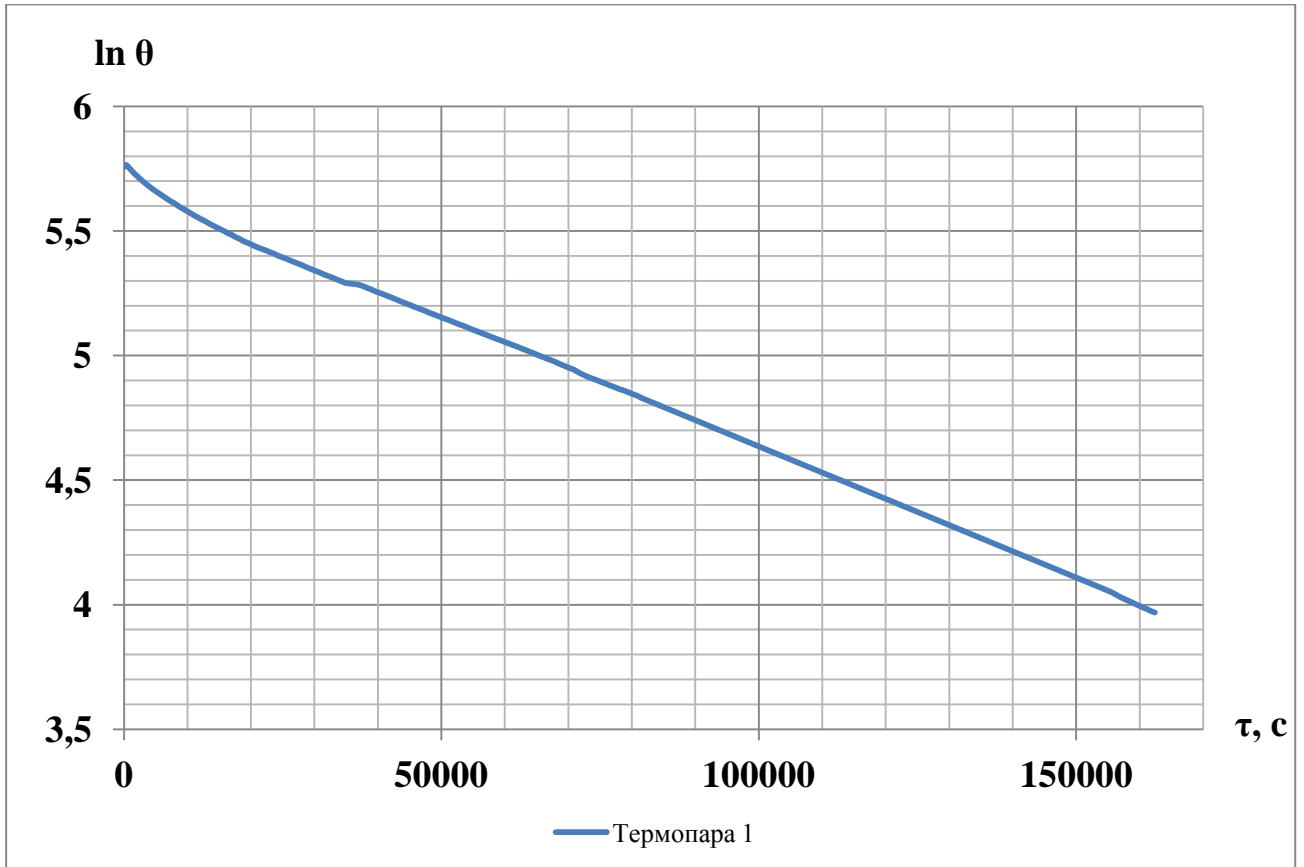


Рис.3.15. Графіки зміни логарифму надлишкової температури в т.1 у четвертому досліді.

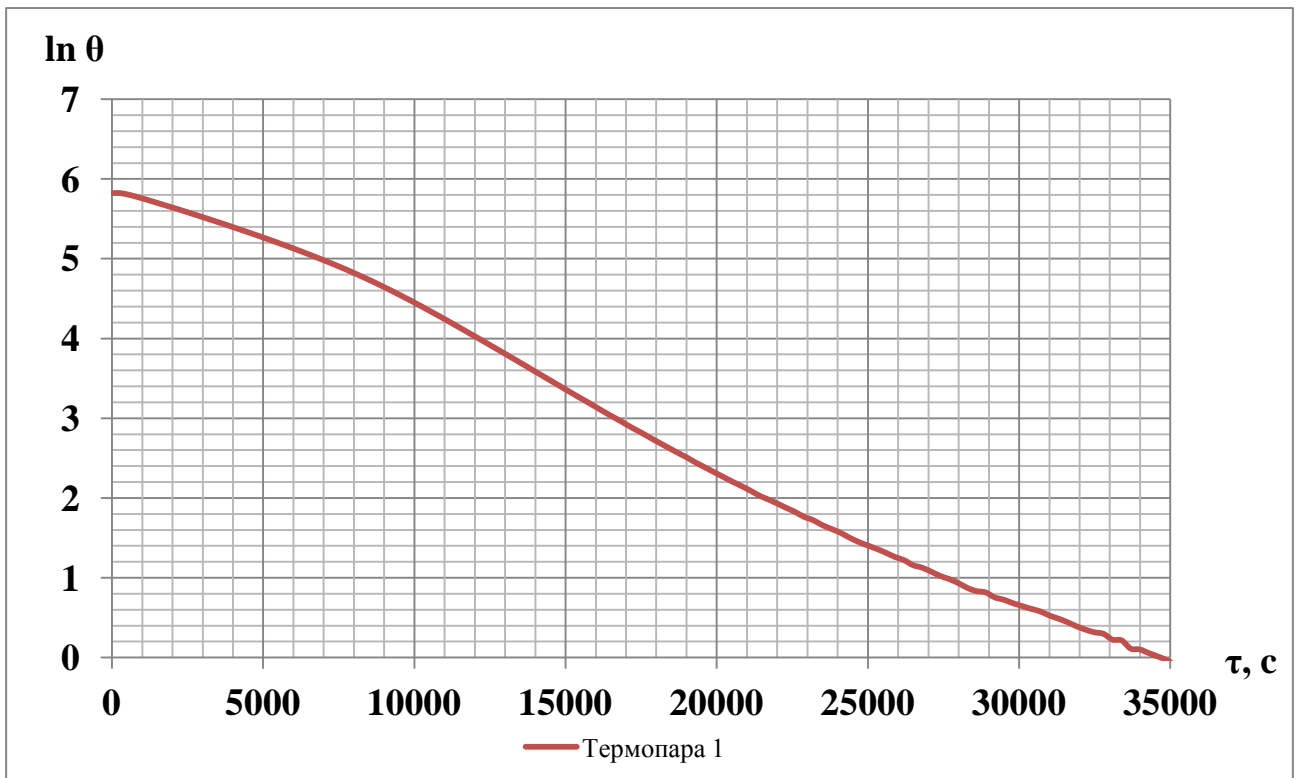


Рис.3.16. Графіки зміни логарифму надлишкової температури в т.1 у п'ятому досліді.

*Третя теорема Г.М.Кондратьєва.* При збільшенні коефіцієнта тепловіддачі темп охолодження прагне до кінцевого межі

$$\lim_{\alpha \rightarrow \infty} m = m_{\infty} \quad (3.8)$$

яка пропорційна коефіцієнту температуропровідності

$$a = Km_{\infty}, \quad (3.9)$$

де коефіцієнт пропорційності  $K$  залежить лише від форми та розмірів тіла, має розмірність площі і через це називається коефіцієнтом форми тіла.

Використовуючи формулу (3.9), можна знайти коефіцієнт форми тіла дослідним шляхом:

$$K = \frac{a}{m_{\infty}}. \quad (3.10)$$

Досліди, проведені з великою кількістю тіл різної форми в широкому діапазоні змін коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$ , а також математичний аналіз окремих випадків, показали, що темп  $m$  асимптотично зростає з підвищенням коефіцієнта тепловіддачі (рис. 3.17) [30].

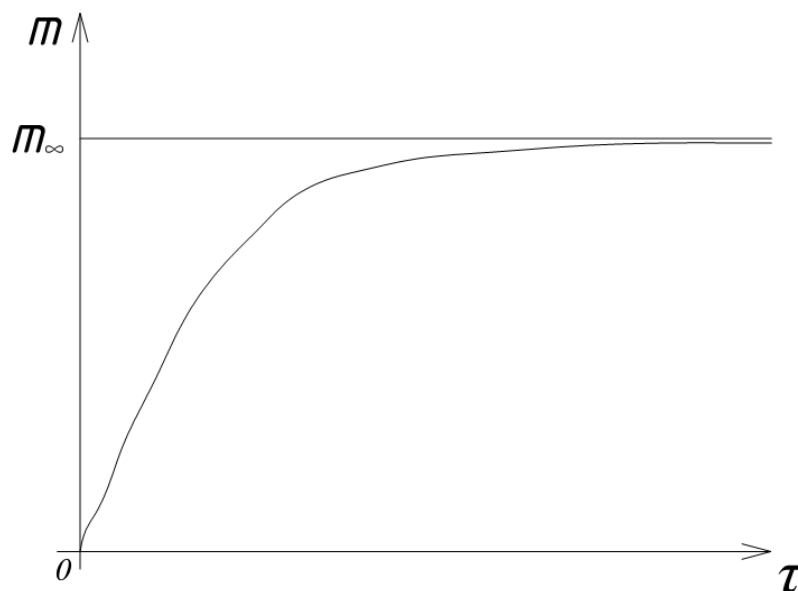


Рис.3.17. Графіки залежності темпу охолодження від коефіцієнта тепловіддачі.

Зі співвідношень (3.7) і (3.8) випливає, що темп охолодження тіла збільшується з ростом коефіцієнта тепловіддачі і прагне до свого асимптотичному значенням  $m_\infty$  при нескінченно великих значеннях  $\alpha$ .

На рис. 3.17 показаний вид цієї залежності: опукла крива з асимптотою, паралельної осі абсцис і знаходиться від неї на відстані. Так як залежність (3.7) пов'язує фізичні ( $\alpha$ ,  $C$ ) і геометричні ( $S$ ) параметри тіла, то кожному вибору цих параметрів буде відповідати своя крива, тобто їх число нескінченно велике. Розрахунки за формулою (3.7) утруднені через невідомість критерію  $\Psi$ . Для групи найпростіших тіл (пластина, циліндр, куля і деякі інші) вид цього критерію аналітично знайдений, але для тіл більш складної форми його відшукання - іноді дуже складна задача. Однак, можна уявити залежність (3.7) в інший, більш загальній формі, що частково спростить проблему обчислення критерію  $\Psi$ . Темп охолодження можна представити як

$$m = \alpha \Psi \frac{S}{C} = \alpha \Psi \frac{Sa}{V\lambda}. \quad (3.11)$$

Підставляючи в цей вираз значення  $a$  з формули (3.9), отримуємо:

$$m = \Psi \frac{aSKm_\infty}{V\lambda}, \quad (3.12)$$

яку можна представити у вигляді:

$$M = \Psi H, \quad (3.13)$$

$$\text{де } M = \frac{m}{m_\infty}, \quad H = \frac{aSK}{V\lambda}$$

Безрозмірні параметри  $M$  і  $H$  отримали назву узагальненого критерію теплової інерції та узагальненого критерію Біо, а сама залежність (3.13) є узагальненням рівняння (3.7). Структура критерію  $M$  така, що незалежно від конфігурації тіла при  $H = 0$  темп охолодження  $m = 0$  і  $M = 0$ , а при  $H = \infty$  - темп охолодження  $m = m_\infty$  і  $M = 1$ . Якщо залежність (3.13) зобразити графічно для трьох найпростіших тіл різної конфігурації (пластина, необмежений циліндр, куля), то всі криві починаються з однієї точки і при устремлінні  $H$  до нескінченності прагнуть до єдиної асимптоти  $M = 1$  (рис. 3.18).

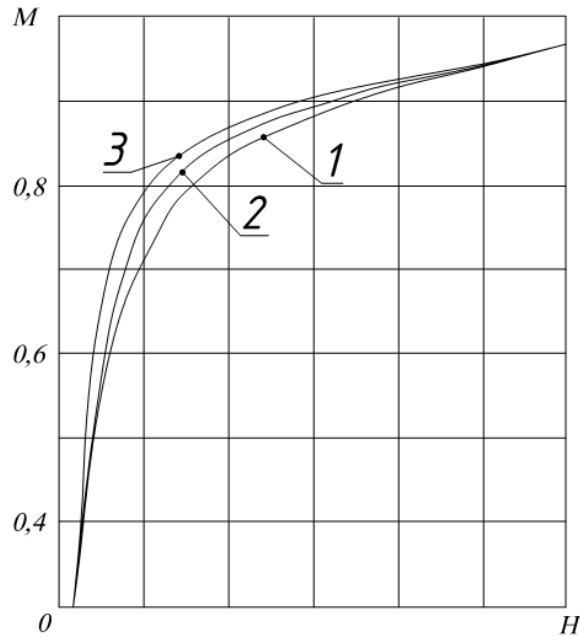


Рис. 3.18. Графік зміни узагальненого критерію теплової інерції

Можна уявити пластину і куля як тіла крайніх геометричних форм (радіус кривизни пластини дорівнює нескінченності, а у кулі він кінцева величина), і припустити, що тіла всіх інших форм займуть проміжне положення між кривими 1 і 3 на рис. 3.18. Дослідження показали, що для тіл різної конфігурації криві  $M = M(H)$  при значеннях  $0 > H > \infty$  настільки близько розташовуються один до одного, що все їхнє різноманіття можна замінити однією осередненою кривою. Залежності  $M = M(H)$  були аналітично розраховані для тіл різних конфігурацій: обмежені циліндри, паралелепіпеди, конуси, плоскі тіла трикутного перетину, конуси з кульовим підставою, півкулі і т. д. [30,73]. Для деяких тіл екзотичної форми, для яких аналітичне рішення неможливо, криві  $M = M(H)$  були отримані експериментальним шляхом [73]

У роботах Г.М. Кондратьєва та Г.Н. Дульнєва викладена раніше теорія регулярного теплового режиму при простому нагріванні або охолодженні тіл та систем отримала подальший розвиток і узагальнена на випадок нагріву або охолодження тіл або систем з внутрішніми джерелами або стоками енергії



Як і в звичайній теорії регулярного режиму, для тіл з джерелами енергії центральне місце займає темп  $m^*$  нагрівання тіла. Зв'язок між впливом середовища та темпом нагріву має такий же вигляд, як і у (3.7):

$$m^* = \Psi^* \cdot \frac{\alpha S}{C}. \quad (3.14)$$

У випадку нагріву тіл внутрішніми джерелами теплоти для регулярного теплового режиму справедливе наступне:

- 1) Темп нагріву тіла не залежить від потужності джерел теплоти та їх розташування в тілі та чисельно дорівнює темпу охолодження ( $m = m^*$ ).
- 2) Критерії  $\Psi$  та  $\Psi^*$  чисельно дорівнюють один одному, хоч і мають різний фізичний зміст.
- 3) для систем з джерелами теплоти коефіцієнт форми тіла  $K$  має такий же сенс і те ж чисельне значення, що і в звичайній теорії регулярного режиму. Цей висновок дає можливість використовувати при аналізі нагріву тел в стадії регулярного теплового режиму розглянуті в розділі 2.6 критерії  $M$ ,  $N$ ,  $\Psi$ .

Таким чином для опису процесу нагріву та охолодження акумулюючої насадки необхідно знайти критерії, які описують цей процес з точки зору теорії регулярного режиму. Для цього скористаємось експериментальними даними.

Основними параметрами, що необхідно знайти, є коефіцієнт пропорційності  $\Psi$  та коефіцієнт форми тіла  $K$ .

Для знаходження коефіцієнту пропорційності  $\Psi$  скористаємось рівнянням (3.6):

$$\Psi = \frac{m \cdot C}{\alpha \cdot S}. \quad (3.15)$$

Розрахунки будемо вести на основі даних дослідів №3 для т.1, враховуючи умову, що для кінця періоду нагріву в даному випадку справедливе рівняння

$$Q_H = Q_{BT}.$$

Темп нагріву визначаємо по температурам для моментів часу  $\tau' = 5196 \text{ c}$  та  $\tau'' = 15096 \text{ c}$  за формулою (3.6):

$$m = \frac{4,328 - 2,659}{15096 - 5196} = 0,000169 \frac{1}{c}$$

Теплоємність розраховується за формулою

$$C = c_{ш} \cdot \rho_{ш} \cdot V, \quad (3.16)$$

де  $c_{ш}$  - питома теплоємність шамоту при температурі 200 °С (середня температура акумулюючого матеріалу),  $c_{ш} = 926 \frac{Дж}{кг \cdot К}$

$\rho_{ш}$  - густина шамоту;

$V$  - об'єм акумулюючої насадки,  $V = 0,0851 м^3$

Тоді:

$$C = 926 \cdot 2000 \cdot 0,0851 = 157611 \frac{Дж}{К}$$

Для досліду №3 також фіксувалися температури повітря на виході з акумулятора теплоти  $t_{ПОВ}$  та середня температура поверхні каналу  $t_{П.К.}$  (рис. 3.19).

Використавши ці дані, знайдемо середній коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  за формулою

$$\alpha = \frac{Q_{П}}{S \cdot (t_{К} - t_{СЕР})} \quad (3.17)$$

де  $t_{СЕР}$  - середня температура повітря при проходженні акумулюючої насадки, °С.

Площа поверхні каналів  $S$  знаходиться з геометричних розмірів каналів і дорівнює  $S = 1,014 м^2$

Таким чином, середній коефіцієнт тепловіддачі від поверхні каналу до повітря:

$$\alpha = \frac{5000}{1,014 \cdot (88,2 - 43,5)} = 110 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Враховуючи це, по формулі (3.14) знаходимо коефіцієнт пропорційності  $\Psi$ :

$$\Psi = \frac{0,000169 \cdot 157611}{110 \cdot 1,014} = 0,239$$

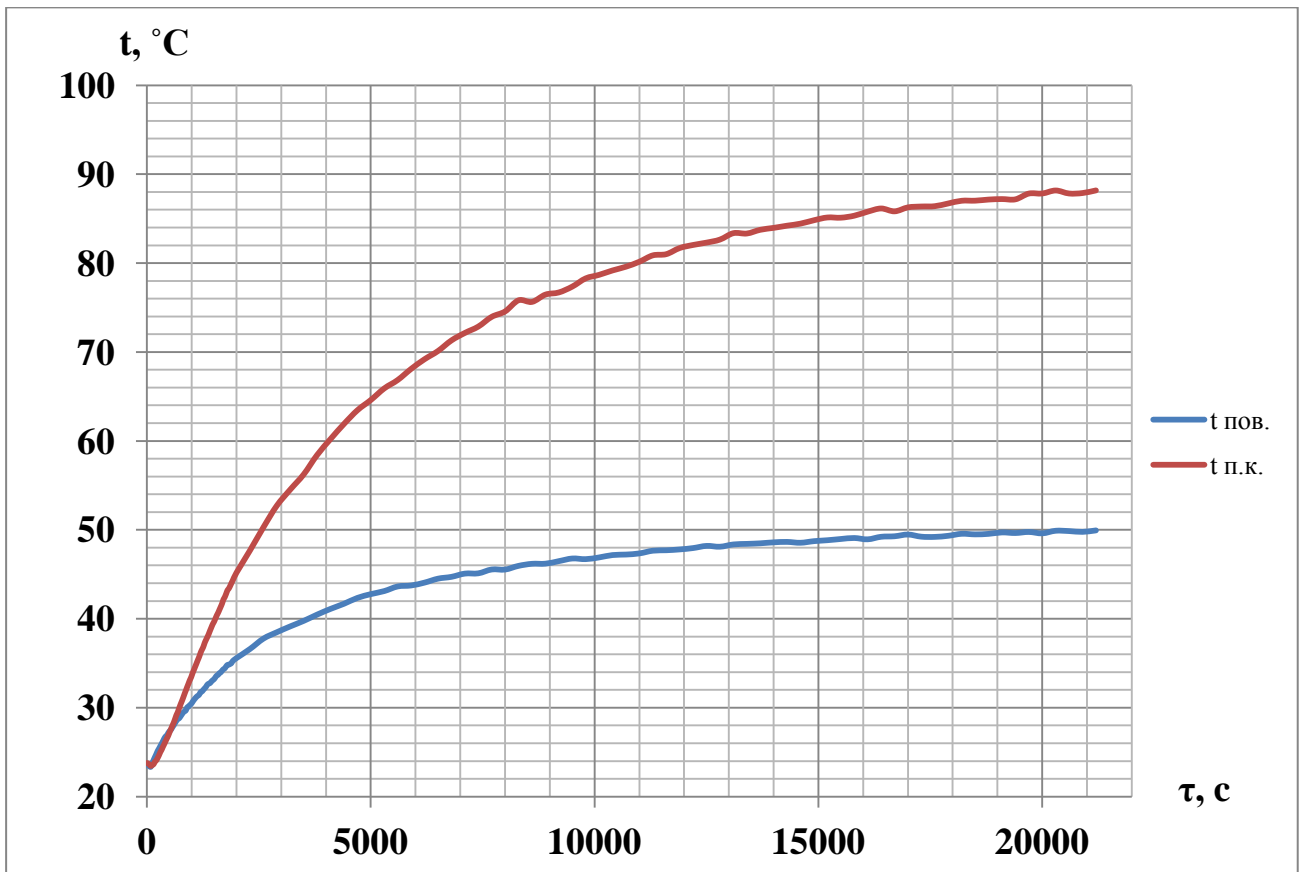


Рис. 3.19. Графік зміни температури повітря та поверхні каналу.

За допомогою відомих значень  $\Psi$  та  $m$ , скориставшись рівняннями (3.13) та таблицею залежності  $M$  від  $\Psi$  (Додаток 2), знаходимо величину  $m_\infty$ :

$$m_\infty = \frac{m}{M}. \quad (3.18)$$

При  $\Psi = 0.239$  параметр  $M$  приймає значення  $M = 0.814$

Тоді

$$m_\infty = \frac{0.000169}{0.814} = 0.000208$$

Використовуючи формулу (3.9), знаходимо коефіцієнт форми тіла:

$$K = \frac{a}{m_\infty} = \frac{5,2 \cdot 10^{-7}}{0,000208} = 0,00248$$

Таким чином, використовуючи знайдені коефіцієнти форми тіла  $K$  та коефіцієнт пропорційності  $\Psi$  та формули (3.3),(3.6),(3.7) та (3,13) можна розраховувати процес нагріву та охолодження акумулюючої насадки при

різних значеннях коефіцієнту тепловіддачі  $\alpha$ , розмірах каналу та маси матеріалу

### 3.3. Порівняння теоретичних даних з експериментальними

Для визначення достовірності отриманих результатів та висновків, викладених вище, експериментальні дані з розрядки акумулюючої насадки (рис 3.13) були зіставлені з розрахунковими (рис 3.18 та рис 3.19).

Порівняння даних, отриманих розрахунковим та експериментальним шляхом при однакових швидкості повітря, геометричних параметрах акамулюючої насадки та початковій температурі (рис.3.20-3.21) показало, що, в цілому, розрахункові дані підтверджуються експериментальними, похибка на у всьому розглянутому діапазоні не перевищує 10%. Відмінність складає початкова ділянка процесу охолодження, в якому розрахункова температура менша за експериментальну. Така відмінність отриманих результатів виникла через те, що початкова ділянка відповідає періоду встановлення регулярного режиму охолодження.

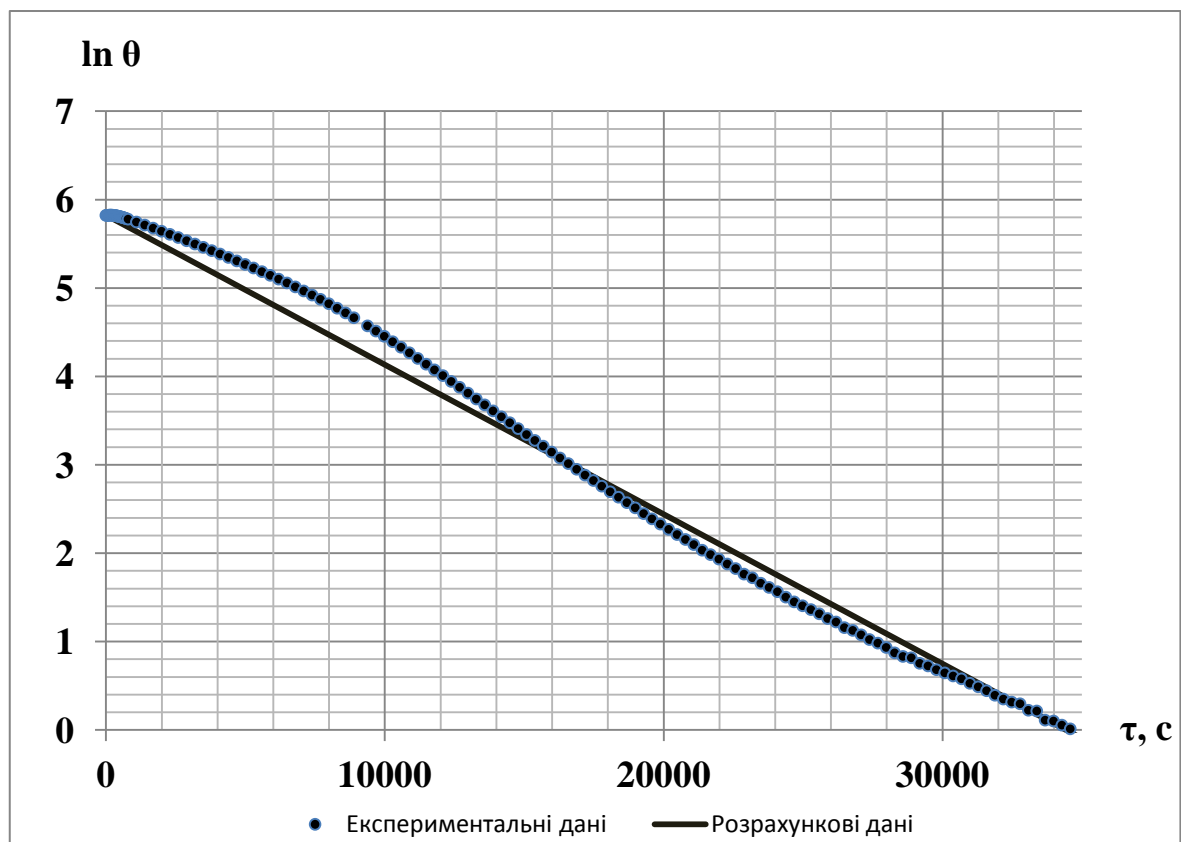


Рис. 3.20. Графік зміни логарифму надлишкової температури за результатами розрахунку та експерименту.

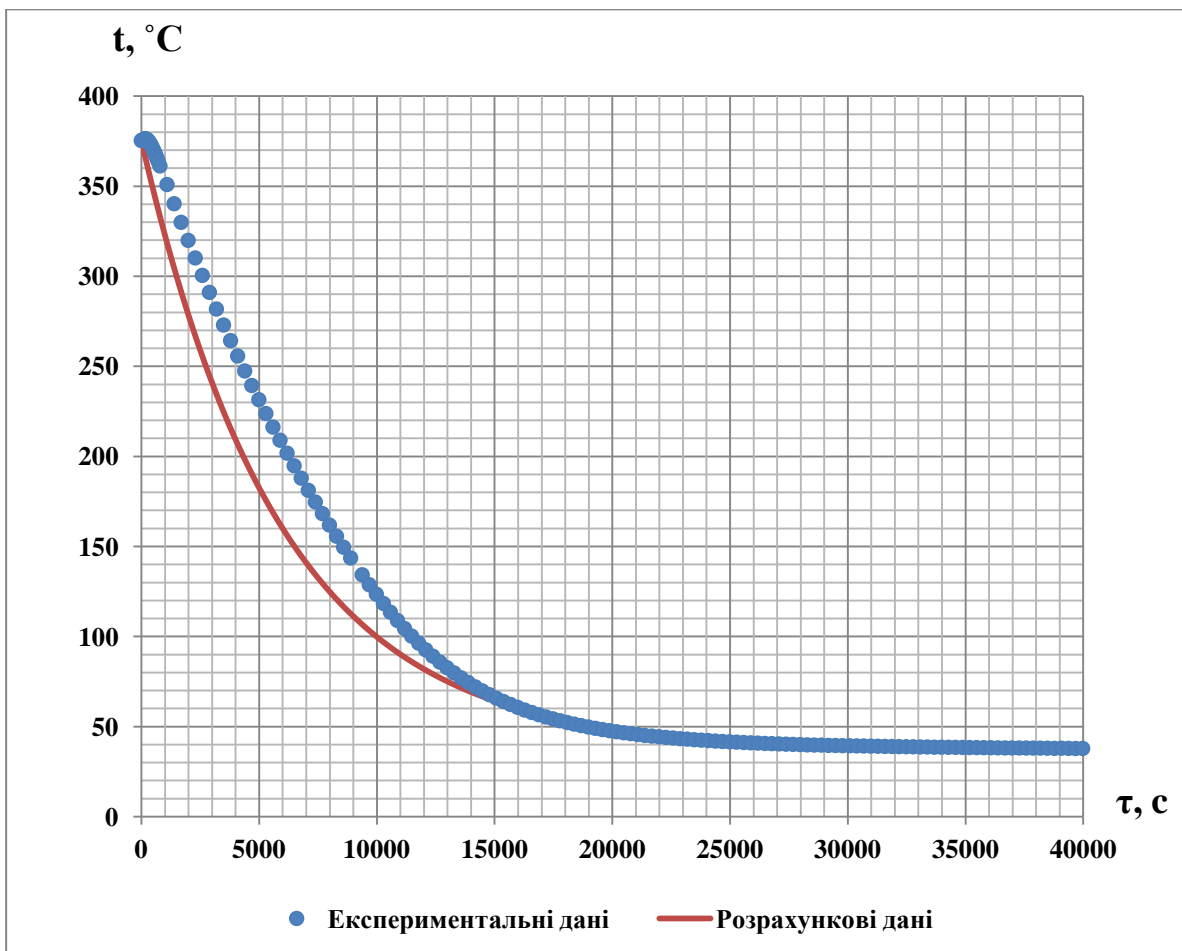


Рис. 3.21. Графік зміни температури матеріалу за результатами розрахунку та експерименту.

### 3.4. Висновки по розділу

1. Характер зміни температури акумулюючого матеріалу під час нагріву відрізняється від лінійного за рахунок теплових втрат в навколишній простір. Але перепад температур по товщині насадки залишається сталим практично на протязі всього періоду нагріву. Тому для розрахунку часу нагріву матеріалу треба враховувати вплив конвективного теплообміну акумулятора теплоти з навколишнім середовищем.
2. Закон зміни логарифму надлишкової температури при нагріванні та охолодженні матеріалу є лінійним, що дозволяє використовувати для опису цих процесів теорію регулярного теплового режиму.
3. Знайдені коефіцієнт форми тіла  $K$  та коефіцієнт пропорційності  $\Psi$  дозволяють застосувати теорію регулярного теплового режиму для

розрахунку нагрівання та охолодження акумулюючого матеріалу в умовах конвективного теплообміну з повітрям.

4. Порівняння розрахункових та експериментальних даних підтвердило правильність запропонованої автором методики розрахунку відносно процесу зарядки та розрядки акумулятора теплоти.

#### РОЗДІЛ 4. ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ АКУМУЛЯТОРА ТЕПЛОТИ

Конструкція акумулюючої насадки повинна забезпечувати оптимальний процес накопичення, зберігання та віддачі теплоти. Критеріями оптимальності є:

- 1) Швидкість досягнення середньомасової температури акумулюючого матеріалу необхідного значення при зарядці;
- 2) Величина температурних напружень в акумулюючому матеріалі під час роботи акумулятора;
- 3) Максимальне використання акумулюючого об'єму;
- 4) Величина коефіцієнта тепловіддачі від матеріалу до повітря під час розрядки;
- 5) Об'єм акумулятора теплоти.

Якщо розглядати процес зарядки акумулятора теплоти, оптимальність конструкції буде виражатись в якнайшвидшому накопиченні необхідної кількості теплоти. Вихідними даними при знаходженні оптимальних розмірів є кількість теплоти, яку треба накопичити, та час акумулювання, тому що ці параметри визначаються технологією та тепловим балансом приміщення. Характеристиками акумулюючої насадки, які будуть впливати на динаміку акумулювання тепла – це товщина акумулюючого матеріалу  $S$ , розміри каналу для проходу повітря  $a \times b$ , кількість нагрівачів (рис. 1.5). Параметри процесу, які підлягають оптимізації – рівномірність розподілення теплоти в акумулюючому матеріалі, сумарний час нагріву при заданій тепловій потужності.

#### 4.1. Розробка алгоритму визначення оптимальних конструктивних параметрів акумулюючої насадки

Задача полягає в розробці методики, яка б дозволяла знаходити оптимальні конструктивні характеристики в залежності від кількості теплоти, яку треба накопичити, та часу акумулювання.

Кількість акумулюючого матеріалу залежить від кількості теплоти, яку необхідно акумулювати:

$$m = \frac{Q_{ак}}{c \cdot (t_k - t_n)}, \quad (4.1)$$

де  $Q_{ак}$  - кількість теплоти, яку необхідно накопичити, кДж. Визначається на основі розрахунку втрат теплоти приміщення або будівлі.

$t_k$  - середньомасова температура акумулюючого матеріалу в кінці нагріву, °С. Залежить від характеристик акумулюючого матеріалу та властивостей теплової ізоляції акумулятора теплоти.

$t_n$  - середньомасова температура акумулюючого матеріалу на початку нагріву, °С.

Потужність джерела теплоти, кВт, визначається часом, за який треба накопичити необхідну кількість тепла:

$$Q = \frac{Q_{ак}}{\tau_{ак}}, \quad (4.2)$$

де  $\tau_{ак}$  - час зарядки акумулятора теплоти. Наприклад, тривалість нічного періоду за дво- або тризонною тарифною сіткою.

Для отримання необхідної теплової потужності можна використовувати різну кількість нагрівальних елементів. Тому важливо визначити, як впливає кількість нагрівачів на динаміку процесу накопичення тепла в матеріалі.

Щоб виявити впливові фактори та закономірності процесу зарядки акумулятора теплоти детально розглянемо результати комп'ютерного моделювання нагріву матеріалу сталим тепловим потоком зсередини, який наводився в розділі 2.



На рис.4.1 наведений графік зміни температур зовнішньої поверхні, внутрішньої поверхні та середньомасової температури в часі у відносних координатах при нагріванні зсередини сталим тепловим потоком, отриманий в результаті комп'ютерного моделювання.

На графіку  $Fo = \frac{a \cdot \tau}{X^2}$ ,  $\theta = \frac{(t - t_0) \cdot k \cdot \lambda}{q \cdot X}$ . Графік приведений для відношення зовнішнього на внутрішнього радіусів  $\frac{R}{r} = 20$ .

Верхня лінія – графік зміни відносної температури поверхні, яка сприймає тепловий потік. Нижня лінія – графік зміни відносної температури зовнішньої поверхні. Середня лінія – графік зміни середньомасової температури матеріалу.

Видно, що середньомасова температура близька по значенню до температури зовнішньої поверхні, та на багато менше, ніж температура поверхні, яка сприймає тепловий потік. Тому, щоб акумулюючий матеріал отримав повну кількість теплоти, що відповідає його теплоємності при середньомасовій температурі, що дорівнює необхідній температурі нагріву акумулюючої насадки, поверхня нагріву повинна бути значно перегріта. А це може бути недопустимо, тому що вона обмежена температурою плавлення матеріалу та граничною температурою експлуатації нагрівача, яка в процесі нагріву більше температури поверхні, яку він нагріває.

Тому, для того щоб нагріти матеріал до необхідної температури і не перегріти поверхню нагріву, повинні бути періоди без підводу теплоти для вирівнювання температури в матеріалі, коли температура поверхні досягає критичного значення. Перепад температур, а з ним і можливість перегріву поверхні, залежить від значення густини теплового потоку  $q$  на поверхню. А густина теплового потоку, при однаковій сумарній потужності нагріву, буде залежати від кількості нагрівачів. Чим більше нагрівачів, тем менша густина теплового потоку і, згідно формули (2.58), товщина нагріву.

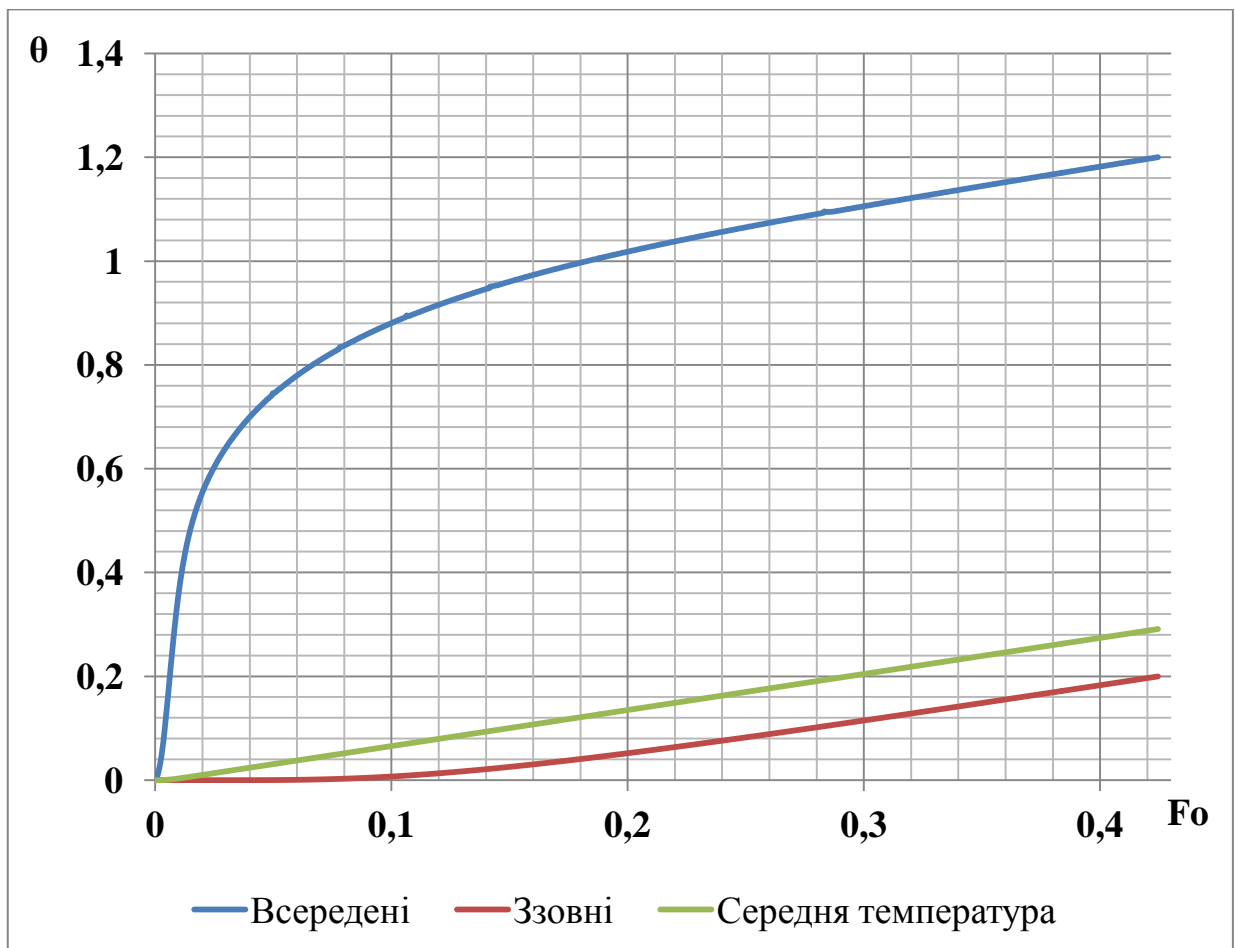


Рис.4.1 Графік нагріву циліндричного тіла з середини сталим тепловим потоком. Залежність відносної температури від відносного часу для внутрішньої та зовнішньої поверхонь та поверхні з середньомасовою температурою.

Розглянемо особливості розподілу температури в циліндрі в кінці нагріву сталим тепловим потоком.

Перепад температур в кінці інерційного періоду дорівнює  $206,6$  °C. Однак, як видно з рис.4.2 більша частина цього перепаду припадає на першу половину товщини прогрітого слою. Так на перші 45% товщини припадає 86% загального температурного перепаду. У таблиці 4.1 наведені температури у відповідних точках циліндру.

Враховуючи це, важливо знати як в тілі циліндричної форми розподілено акумульоване тепло.

Таблиця 4.1.

Розподіл температури по товщині циліндру для кінця інерційного періоду

Товщина, м	Температура, °C
0	267,8
0,0017	241,7
0,0050	206,2
0,0084	183,1
0,0117	165,3
0,0150	151,0
0,0184	139,2
0,0222	127,9
0,0255	119,4
0,0294	111,0
0,0332	103,7
0,0370	97,3
0,0422	89,8
0,0480	83,0
0,0546	76,6
0,0618	71,2
0,0699	66,7
0,0785	63,5
0,0885	61,6
0,095	61,2

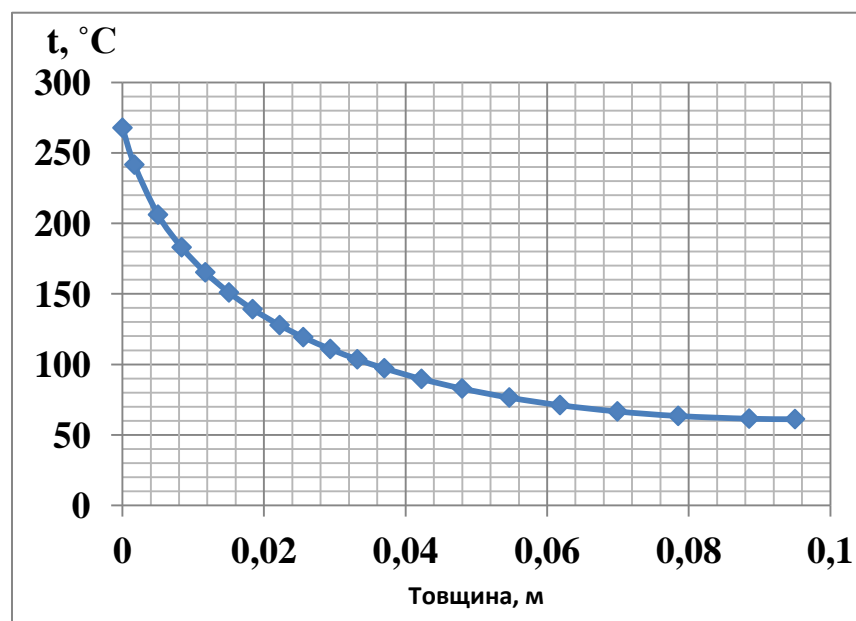


Рис.4.2. Розподіл температури по товщині циліндру для кінця інерційного періоду

#### 4.2. Вплив часу нагріву на рівномірність розподілу теплоти в матеріалі

Визначимо, як впливає термін нагріву циліндричного тіла сталим тепловим потоком зсередини на рівномірність розподілу теплоти, що була акумульована матеріалом.

1) Розділимо циліндр на частини, однакові по товщині, як це показано на рис.4.3.

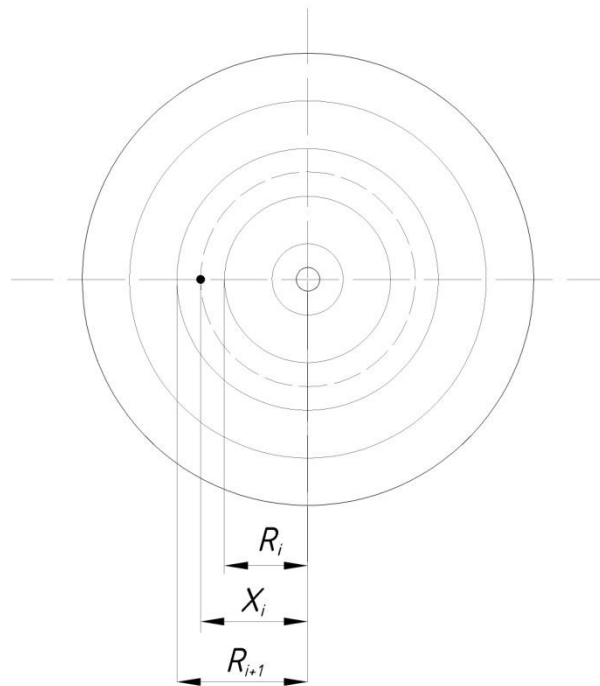


Рис.4.3. Розрахункова схема

2) Маса виділеної частини розраховується так, кг:

$$m_i = V_i \cdot \rho = \pi \cdot (R_{i+1}^2 - R_i^2) \cdot l \cdot \rho. \quad (4.1)$$

3) Кількість тепла, що акумульована в цій частині можна розрахувати наступним чином, кДж:

$$Q_i = m_i \cdot c \cdot \Delta t = \pi \cdot (R_{i+1}^2 - R_i^2) \cdot l \cdot \rho \cdot (t_{x_i} - t_0), \quad (4.2)$$

де  $t_0$  - початкова температура, °С;

$t_{x_i}$  - температура в точці  $X_i$ , °С;

$l$  - довжина циліндру, м.

4) Середня температура матеріалу в області, що була виділена,  $t_{x_1}$ , розраховується за допомогою формули (2.20):

$$t_{x_1} = t_0 + \frac{q \cdot X_1}{k \cdot \lambda} \cdot \left(1 - \frac{X_1}{X}\right)^n. \quad (4.3)$$

Поділимо наш циліндр на вісімнадцять частин, та розрахуємо за запропонованою методикою кількість тепла, яка міститься у кожній частині при наступних пораметрах:

$$t_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}, c = 1,08 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}, \rho = 2900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \lambda = 2 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}, q = 31847 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}, l = 1 \text{ м}.$$

*Перший варіант.* Час нагріву  $\tau = \tau'$  (кінець інерційного періоду).

Результати розрахунків наведені нижче.

Таблиця 4.2.

Результати розрахунку розподілу тепла для кінця інерційного періоду.

$X_i, \text{ м}$	$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$Q, \text{ кДж}$
0,0075	176,7	231,09
0,0125	147,3	313,10
0,0175	122,2	351,75
0,0225	100,8	357,62
0,0275	82,8	339,89
0,0325	67,9	306,36
0,0375	55,7	263,58
0,0425	45,9	216,87
0,0475	38,2	170,41
0,0525	32,3	127,33
0,0575	27,9	89,77
0,0625	24,8	58,96
0,0675	22,7	35,37
0,0725	21,3	18,74
0,0775	20,5	8,27
0,0825	20,2	2,69
0,0875	20,0	0,47
0,0925	20,0	0,01

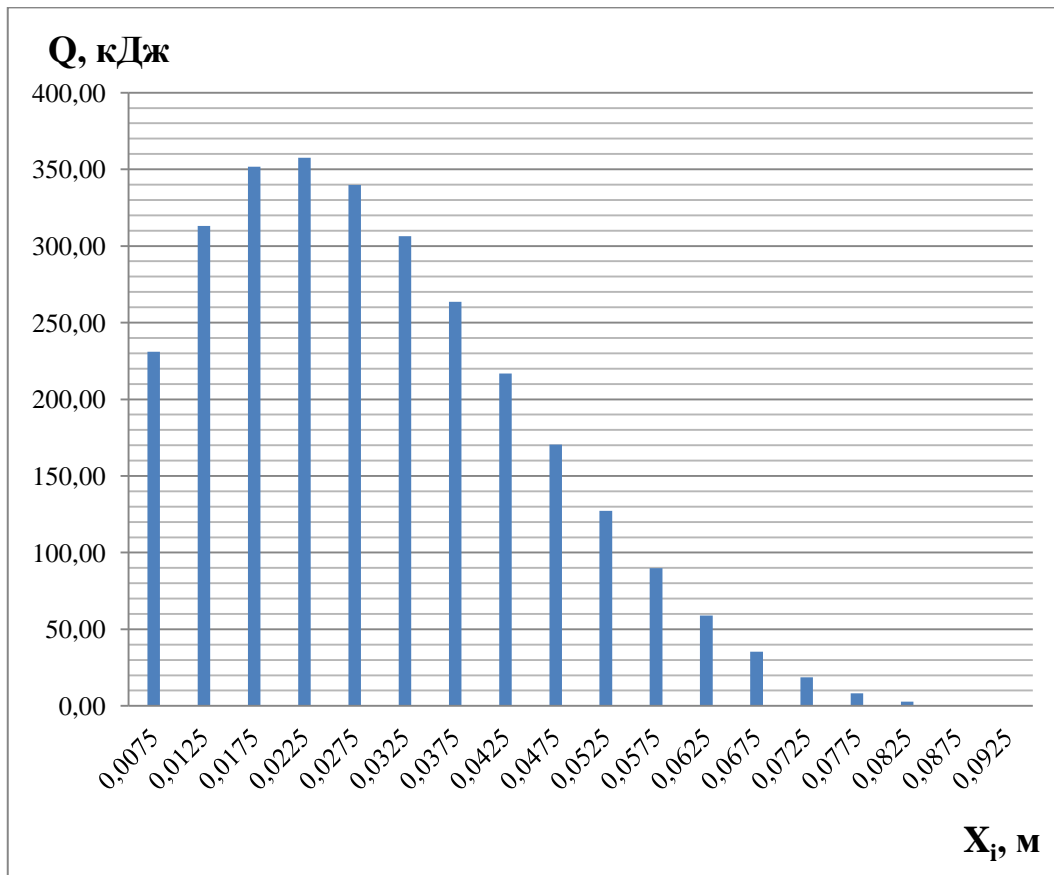


Рис.4.3. Розподіл теплоти для циліндричної насадки для кінця інерційного періоду.

Сумарна кількість акумульованої теплоти  $Q = 2892$  кДж. Як видно з рис.4.3 теплота, що була акумульована на кінець інерційного періоду розподілена по тілі дуже нерівномірно.

Умовно поділимо циліндр на 2 частини, межею буде точка  $X_1 = 0,0475$  м. З отриманих даних видно, що на кінець інерційного періоду внутрішня половина містить в собі 88,2% акумульованої теплоти, при цьому маса цієї частини складає 27,5% від загальної маси тіла. Відповідно, зовнішня половина містить в собі всього 11,8% теплоти при 72,5% маси.

На рис 4.4. приведена діаграма розподілення питомої кількості акумульованого тепла на одиницю маси матеріалу.

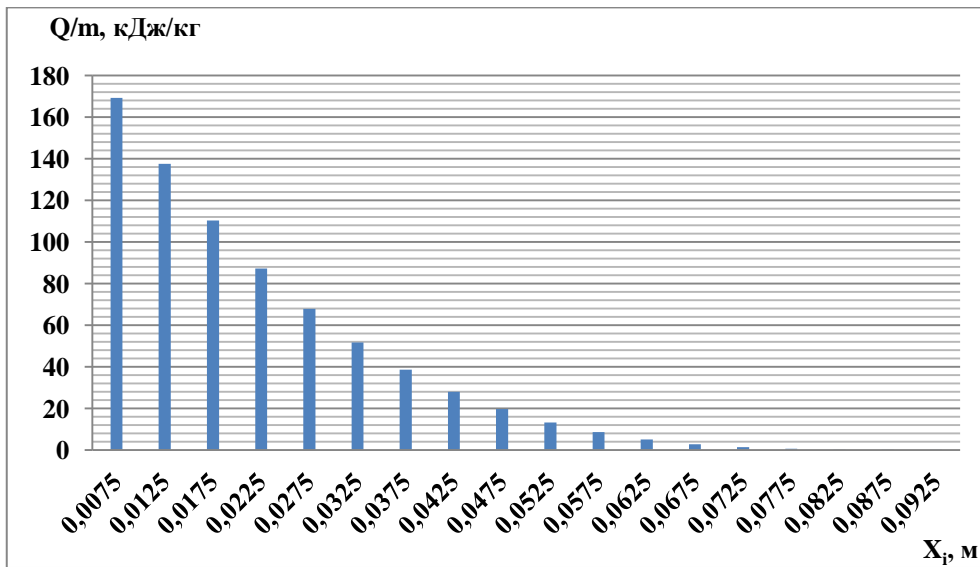


Рис.4.4. Розподілення тепла в тілі на одиницю маси.

З отриманих результатів видно що в кінці інерційного періоду теплота розподілена в тілі вкрай нерівномірно. Основна її кількість зосереджена у внутрішній області, яка містить не більше 30% від загальної маси тіла. Таким чином для кінця інерційного періоду 70% маси матеріалу, які містяться у зовнішній половині тіла, є баластною масою.

*Другий варіант.* Проведемо аналогічні розрахунки для випадку, коли тіло після кінця інерційного періоду було нагріте на  $100^{\circ}\text{C}$ . Результати наведені нижче (рис. 4.5., рис. 4.6., таблиця 4.3.).

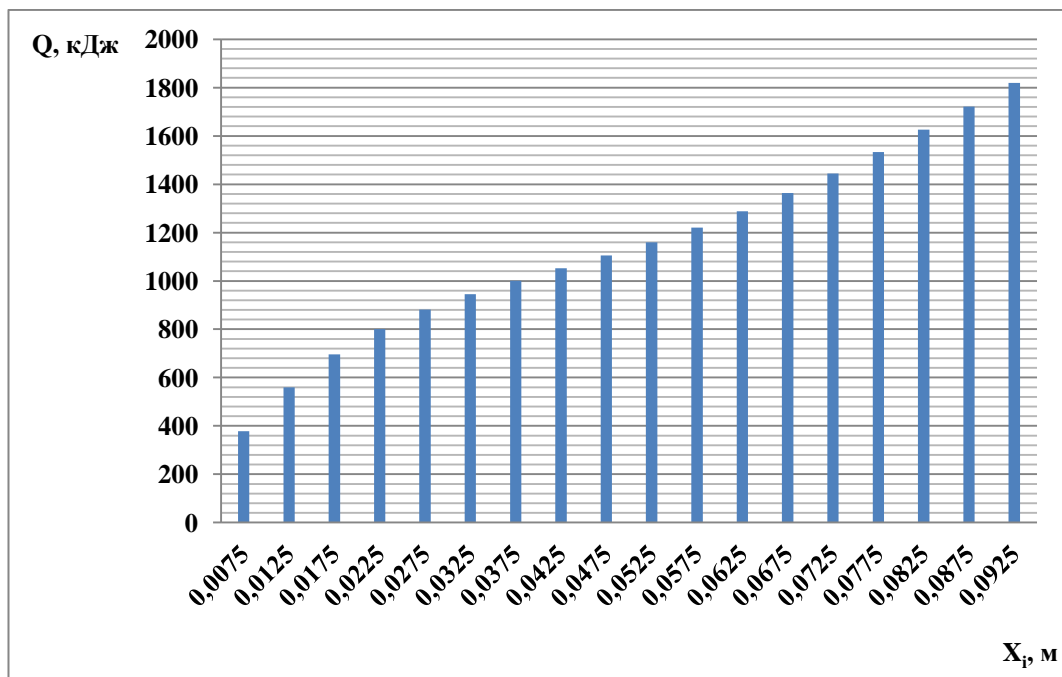


Рис.4.5. Розподіл тепла при нагріві на  $100^{\circ}\text{C}$  після інерційного періоду.

Таблиця 4.3.

Результати розрахунку розподілу тепла для другого варіанту.

$X_i, \text{ м}$	$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$Q, \text{ кДж}$
0,0075	276,7	378
0,0125	247,3	558
0,0175	222,2	695
0,0225	200,8	800
0,0275	182,8	880
0,0325	167,9	945
0,0375	155,7	1001
0,0425	145,9	1052
0,0475	138,2	1104
0,0525	132,3	1159
0,0575	127,9	1220
0,0625	124,8	1288
0,0675	122,7	1363
0,0725	121,3	1444
0,0775	120,5	1532
0,0825	120,2	1625
0,0875	120,0	1721
0,0925	120,0	1819

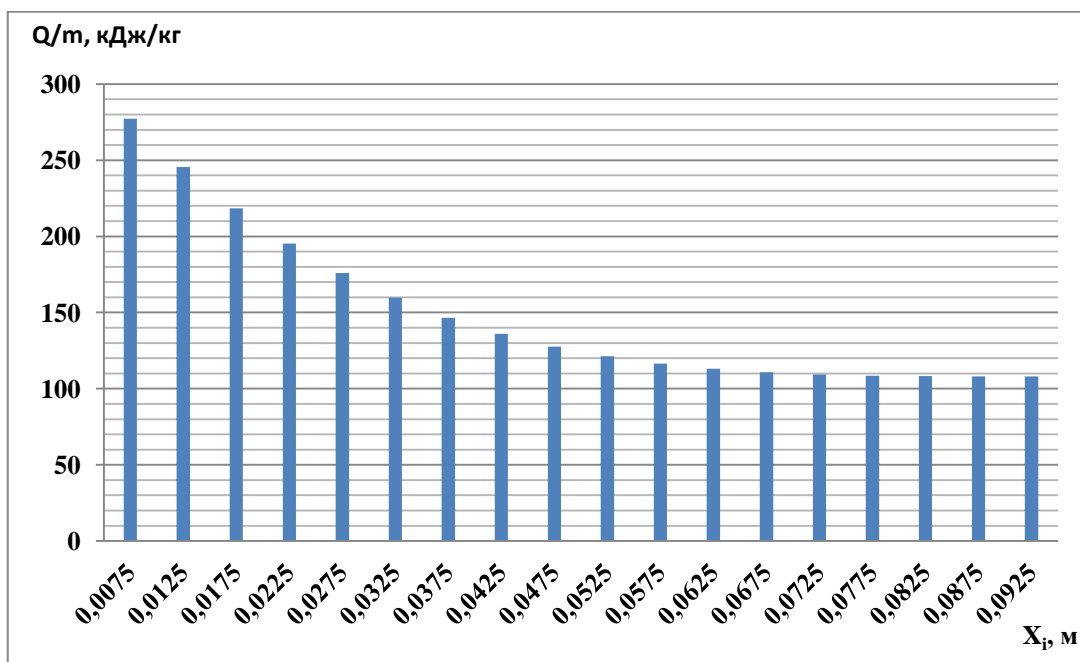


Рис.4.6. Розподілення тепла в тілі на одиницю маси для другого варіанту.



Згідно отриманих даних сумарна кількість акумульованої теплоти  $Q=20594$  кДж. Внутрішня половина містить в собі 36% акумульованої теплоти, при цьому маса цієї частини складає 27,5% від загальної маси тіла. Відповідно, зовнішня половина містить в собі 64% теплоти при 72,5% маси. Тобто розподіл накопиченого тепла в тілі більш рівномірний, ніж у першому варіанті. Зовнішня половина тіла містить в собі більше половини всього накопиченого тепла, хоча по питомому тепловмісту внутрішні області мають кращі показники (рис.4.6.)

*Третій варіант.* Тіло після кінця інерційного періоду було нагріте на  $600^{\circ}\text{C}$ .

Таблиця 4.4.

Результати розрахунку розподілу тепла для третього варіанту.

$X_i, \text{ м}$	$t, ^{\circ}\text{C}$	$Q, \text{ кДж}$
0,0075	776,7	1116
0,0125	747,3	1788
0,0175	722,2	2417
0,0225	700,8	3013
0,0275	682,8	3585
0,0325	667,9	4142
0,0375	655,7	4689
0,0425	645,9	5232
0,0475	638,2	5776
0,0525	632,3	6323
0,0575	627,9	6876
0,0625	624,8	7435
0,0675	622,7	8001
0,0725	621,3	8575
0,0775	620,5	9154
0,0825	620,2	9739
0,0875	620,0	10327
0,0925	620,0	10916

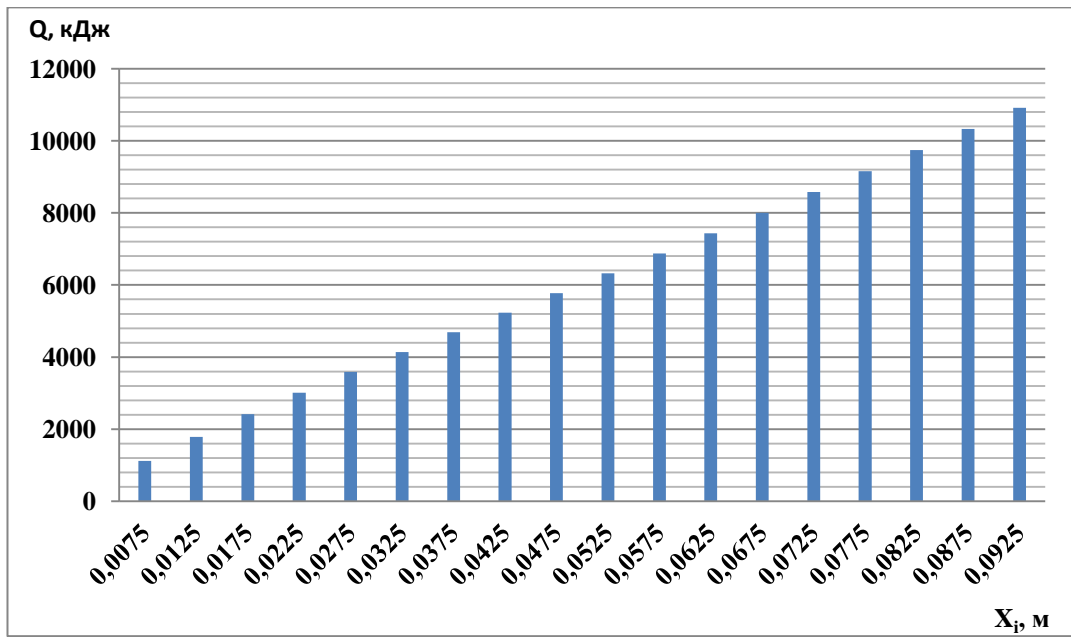


Рис.4.7. Розподіл тепла при нагріві на  $600^{\circ}\text{C}$  після інерційного періоду.

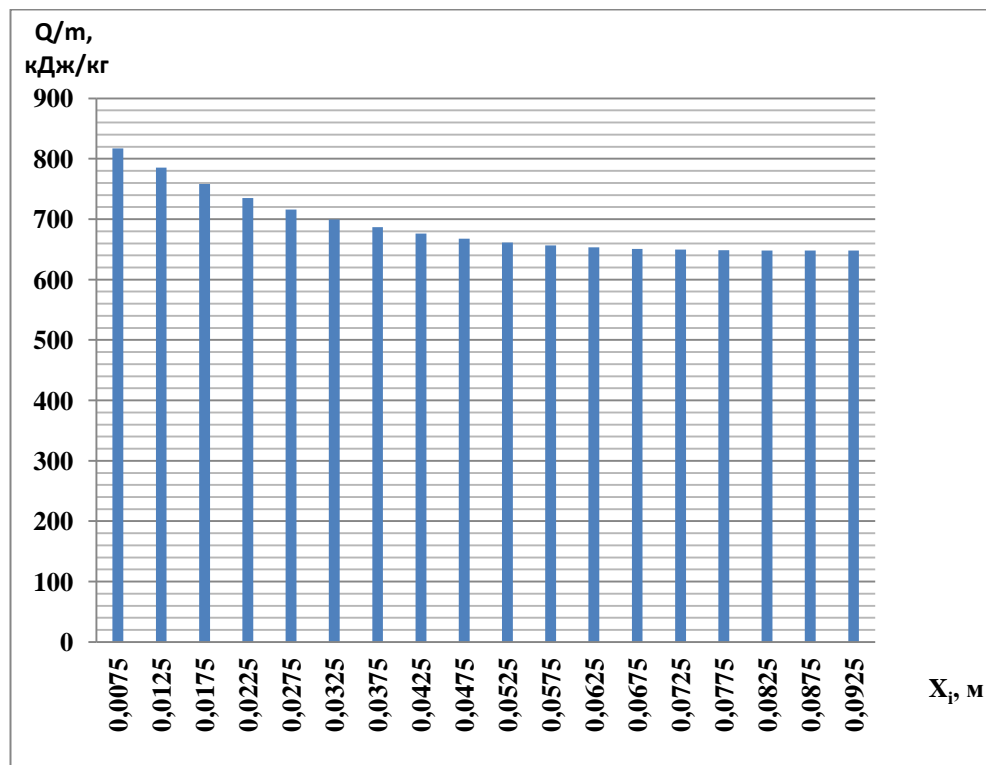


Рис.4.8. Розподілення тепла в тілі на одиницю маси для третього варіанту.

Сумарна кількість акумульованої теплоти  $Q = 109105$  кДж. Внутрішня половина містить в собі 29% акумульованої теплоти, при цьому маса цієї частини складає 27,5% від загальної маси тіла. Відповідно, зовнішня половина містить в собі всього 70,9% теплоти при 72,5% маси.

Отже, з отриманих даних (рис.4.4 – рис.4.8) можна зробити висновок, що найбільш ефективним з точки зору рівномірного розподілу теплоти в циліндричному тілі при нагріванні зсередини є третій варіант. Тобто, чим далі за шкалою часу кінець нагріву циліндричного тіла зсередини, тим більш рівномірно в цьому тілі розподіляється теплота, що була акумульована.

### 4.3. Вплив кількості нагрівальних елементів на тривалості нагріву

Визначимо, як впливає кількість нагрівальних елементів при їх однаковій тепловій потужності на тривалість нагріву циліндричного тіла сталим тепловим потоком зсередини. Згідно з методики розрахунку, що представлені в розділі 2, можна припустити, що чим меншою буде кількість нагрівачів, тим більше питомий тепловий потік на поверхню та, відповідно, більше перепад температур та температура поверхні матеріалу. Проведемо розрахунок нагріву матеріалу для різної кількості нагрівачів при однаковій сумарній тепловій потужності та кількості теплоти, що треба акумулювати.

*Вихідні дані для розрахунку.*

Кількість тепла, яку необхідно акумулювати в матеріалі:  $Q_{ак} = 200000 \text{ МДж}$ ;

Початкова температура матеріалу:  $t_0 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

Кінцева температура нагріву матеріалу  $t_k = 500 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

Теплофізичні властивості матеріалу:

- густина  $\rho = 2900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ,

- питома теплоємність  $c = 1,08 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ,

- коефіцієнт теплопровідності  $\lambda = 2 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ ;

Коефіцієнт температуропровідності  $a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} = \frac{2}{2900 \cdot 1080} = 6,38 \cdot 10^{-7} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$ ;

Час нагріву (зарядки акумулятора):  $\tau_{ак} = 8 \text{ год} = 28800 \text{ с}$  - нічний період за тризонним тарифом.

Внутрішній радіус циліндричної поверхні, що сприймає тепловий потік:

$$r = 0,005 \text{ м.}$$

Довжина акумулюючої насадки:  $l = 1 \text{ м}$

Розрахунок ведемо наступним чином:

- 1) Сумарна теплова потужність нагрівачів:

$$Q = \frac{Q_{ак}}{\tau_{ак}}; \quad (4.4)$$

- 2) Приймаємо кількість нагрівачів  $n_q = 1$ ;

- 3) Тепловий потік на поверхню нагріву:

$$q_{нов} = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot l}; \quad (4.5)$$

4) Зовнішній радіус циліндру, який може накопичити необхідну кількість тепла визначається з рівняння теплового балансу:

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta t = \pi(R^2 - r^2) \cdot l \cdot \rho \cdot c \cdot (t_k - t_0) \quad (4.6)$$

звідки

$$R = \sqrt{\frac{Q_{ак}}{\pi \cdot l \cdot \rho \cdot c \cdot (t_k - t_0)} + r^2}. \quad (4.7)$$

У випадку, коли нагрівальних елементів декілька, еквівалентний радіус розраховується наступним чином:

$$R_e = \sqrt{\frac{\pi \cdot (R^2 - r^2) \cdot l}{\pi \cdot n} + r^2} = \sqrt{\frac{(R^2 - r^2) \cdot l}{n} + r^2}, \quad (4.8)$$

де  $n$  - кількість нагрівачів.

Товщина прогріву, м:

$$X = R - r, \quad (4.9)$$

Відносна товщина прогріву:

$$\Delta = \frac{X}{r}. \quad (4.10)$$

Коефіцієнт форми тіла:

$$k = 0.262 \cdot \frac{R}{r} + 2 . \quad (4.11)$$

Показник степені:

$$n = 0,034 \cdot \Delta + 2,864 . \quad (4.12)$$

Відносна середня температура:

$$\varepsilon = \frac{1}{n+1} \cdot \frac{1 + \frac{1}{n+2} \Delta}{1 + \frac{1}{2} \Delta} . \quad (4.13)$$

Розрахунковий перепад температур, °C:

$$\Delta t = \frac{q \cdot X}{k \cdot \lambda} . \quad (1.14)$$

Швидкість нагріву матеріалу:

$$\nu = \frac{2 \cdot q_{nos} \cdot r}{(R^2 - r^2) \cdot \rho \cdot c} . \quad (4.15)$$

Тривалість інерційного періоду:

$$\tau' = 0,118 \frac{X^2}{a} . \quad (4.16)$$

Середньомасова температура матеріалу в кінці інерційного періоду, °C:

$$t_{cp}' = t_0 + \tau' \cdot \nu . \quad (4.17)$$

Температура поверхні в кінці інерційного періоду, °C:

$$t_{nos}' = t_{cp}' + \Delta t \cdot (1 - \varepsilon) . \quad (4.18)$$

Температура поверхні в кінці нагріву, °C:

$$t_{nos}^k = t_k + \Delta t \cdot (1 - \varepsilon) . \quad (4.20)$$

Граничне значення температури внутрішньої поверхні:  $t_{nos}^{zp} = 800 \text{ } ^\circ\text{C}$  .

Результати розрахунків приведені в таблиці 4.5

Так як зовнішній радіус циліндру розраховувався по формулі (2.56), швидкість нагріву матеріалу у всіх випадках однакова і дорівнює  $\nu = 0,0156 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{c}$  . За такої швидкості у всіх випадках матеріал повинен бути

нагрітий до необхідної температури за однаковий час, а саме за 8 годин (28800 с).

Але, як видно з результатів розрахунку (таблиця 4.5.), температура зовнішньої поверхні в кінці інерційного періоду для перших двох варіантів була вище граничної значення. Причина цього в великих значеннях питомого теплового потоку на поверхню  $q_{нов}$  та товщини прогріву  $X$ . За рахунок цього нагрів в такому режимі практично неможливий через необхідність в великій кількості періодів вирівнювання температури в матеріалі, які відбуваються без підводу тепла від нагрівачів. У наступних двох варіантах (3 та 4 нагрівача відповідно), температура внутрішньої поверхні в кінці інерційного періоду є допустимою, але в кінці нагріву, тобто при досягненні середньомасової температури необхідного значення, перевищує граничне значення. В цьому випадку час нагріву матеріалу буде збільшений на час одного періоду вирівнювання температур, що теж недопустимо. Тільки починаючи з п'яти нагрівачів процес акумулювання теплоти можна провести за один період нагріву, що є оптимальним варіантом з точки зору тривалості нагріву.

Таким чином, запропонована методика аналізу дозволяє знаходити мінімально допустиму кількість нагрівальних елементів для здійснення оптимального накопичення теплоти.

Таблиця 4.5

Результати розрахунків процесу нагріву матеріалу з середини при різній кількості нагрівачів.

$n_q$ , шт.	$r$ , м	$q$ , Вт/м <sup>2</sup>	$R$ , м	$R/r$	$X$ , м	$\Delta$	$k$	$n$	$\varepsilon$	$\Delta t$ , °C	$v$ , °C/с	$\tau'$ , с	$t_{cp}(\tau')$ , °C	$t_{пов}(\tau')$ , °C	$t_{пов\ кін}$ , °C
1	0,005	221161	0,213	43	0,208	41,5	13,14	4,28	0,0663	1747,1	0,0156	7967	174,5	1806	
2	0,005	110580	0,15	30	0,145	29,1	9,88	3,85	0,0791	813,6	0,0156	3907	111,0	860	
3	0,005	73720	0,123	25	0,118	23,6	8,44	3,67	0,0865	514,8	0,0156	2566	90,1	560	970
4	0,005	55290	0,106	21	0,101	20,3	7,58	3,55	0,0917	370,1	0,0156	1900	79,7	416	836
5	0,005	44232	0,095	19	0,09	18,0	6,99	3,48	0,0957	285,5	0,0156	1504	73,5	332	758
6	0,005	36860	0,087	17	0,082	16,4	6,56	3,42	0,0990	230,4	0,0156	1240	69,4	277	708
7	0,005	31594	0,081	16	0,076	15,1	6,22	3,38	0,1017	191,8	0,0156	1053	66,5	239	672
8	0,005	27645	0,075	15	0,07	14,1	5,95	3,34	0,1041	163,5	0,0156	914	64,3	211	646
9	0,005	24573	0,071	14	0,066	13,2	5,72	3,31	0,1063	141,8	0,0156	806	62,6	189	627
10	0,005	22116	0,067	13	0,062	12,5	5,53	3,29	0,1082	124,7	0,0156	720	61,2	172	611
11	0,005	20106	0,064	13	0,059	11,9	5,37	3,27	0,1100	111,0	0,0156	650	60,2	159	599
12	0,005	18430	0,062	12	0,057	11,3	5,23	3,25	0,1116	99,7	0,0156	591	59,2	148	589
13	0,005	17012	0,059	12	0,054	10,8	5,10	3,23	0,1130	90,3	0,0156	542	58,5	139	580
14	0,005	15797	0,057	11	0,052	10,4	4,99	3,22	0,1144	82,4	0,0156	500	57,8	131	573
15	0,005	14744	0,055	11	0,05	10,0	4,89	3,21	0,1157	75,6	0,0156	464	57,3	124	567

#### 4.4. Визначення способу розташування нагрівальних елементів та ефективної відстані між ними

Крім теплової потужності ТЕНів та властивостей матеріалу на перепад температур в акумулюючій насадці також впливає розташування нагрівальних елементів. При однаковій тепловій потужності перепад температур буде менше у тому випадку, де більш рівномірне розподілення нагрівальних елементів по насадці та чим менша теплова потужність одного нагрівального елемента.

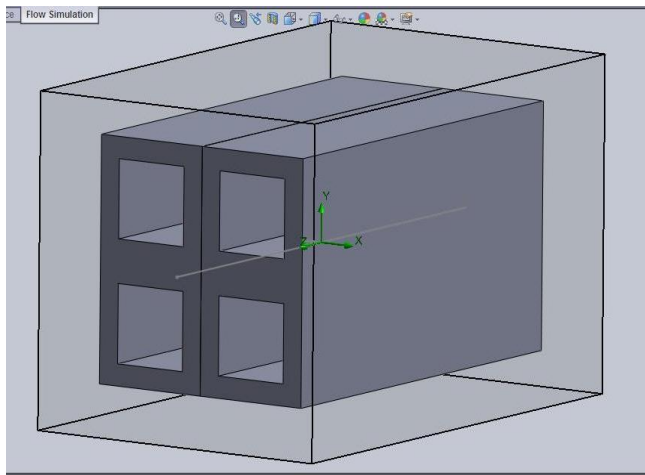
Для визначення оптимального розташування ТЕНів в каналах акумулюючої насадки було проведено комп'ютерне моделювання процесу нагріву.

Властивості акумулюючого матеріалу такі самі як у пункті 2.1.

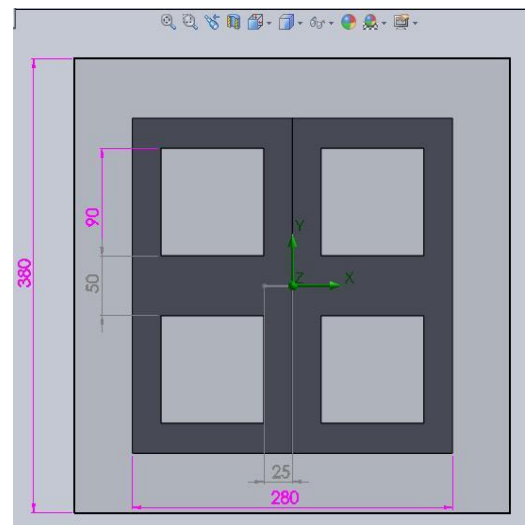
Час нагріву – 600с.

Загальна теплова потужність - 5кВт

В результаті моделювання були отримані зображення температурного поля та графіки розподілення температур в поперечному перерізі насадки (рис.4.9)



а)



б)

Рис.4.9. Акумулююча насадка для моделювання процесу нагріву при різному розташуванні нагрівальних елементів.

а) загальний вигляд; б) вид з переду



1) Варіант 1. ТЕНи розташовані в центрі каналу

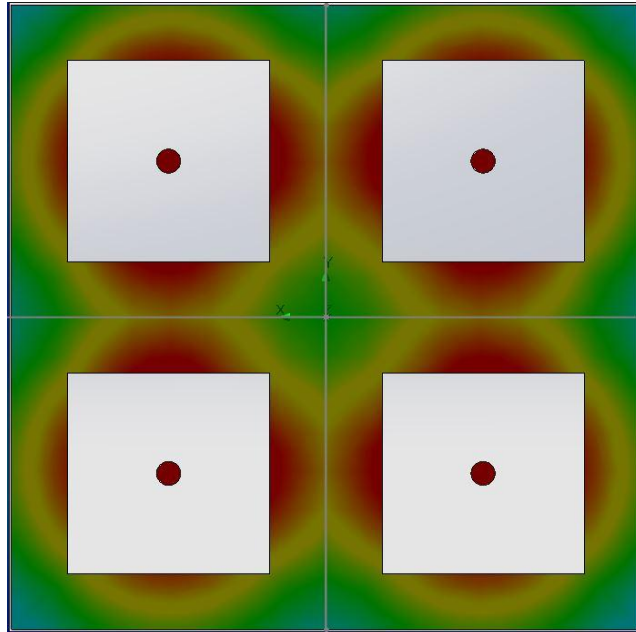


Рис.4.10. Розташуванні ТЕНів в центрі каналу.

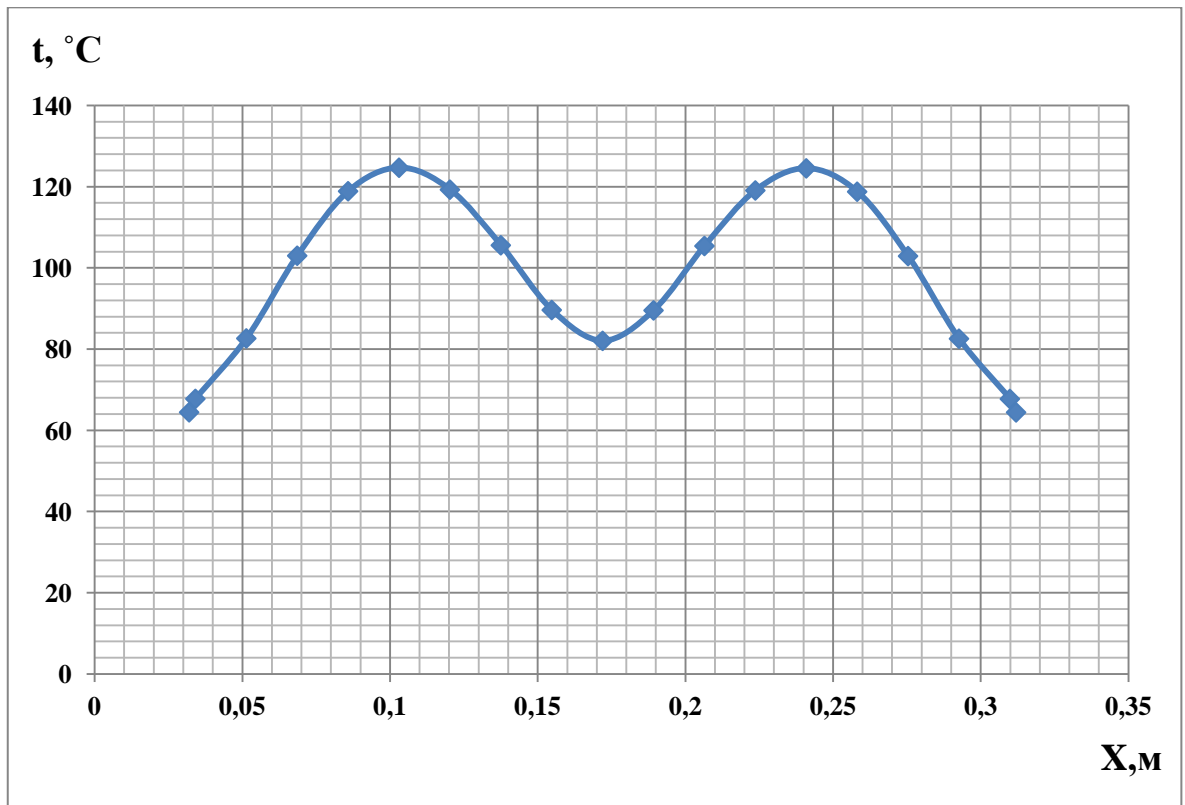


Рис.4.11. Розподілення температур по насадці для варіанта 1.

Як видно з рис. 4.10 температурне поле у кожній чверті насадки по формі близьке до циліндру з центром посередині повітряного каналу. При цьому в центрі насадки виникла мало прогріта зона.

2) Варіант 2. ТЕНи розташовуються в кутах каналу

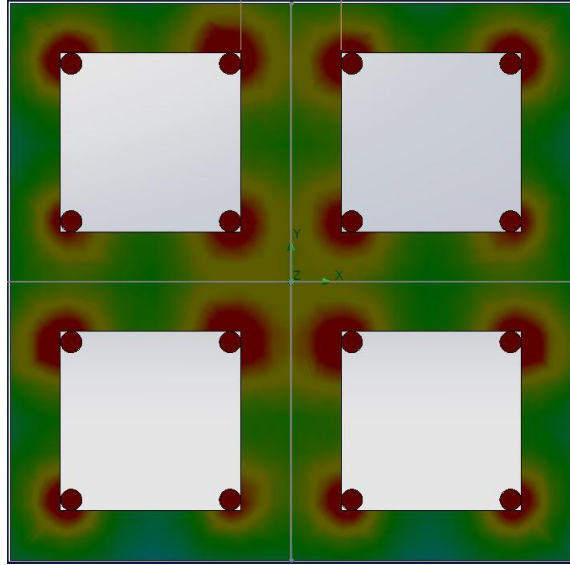


Рис.4.12. Розташування нагрівальних елементів у другому варіанті.

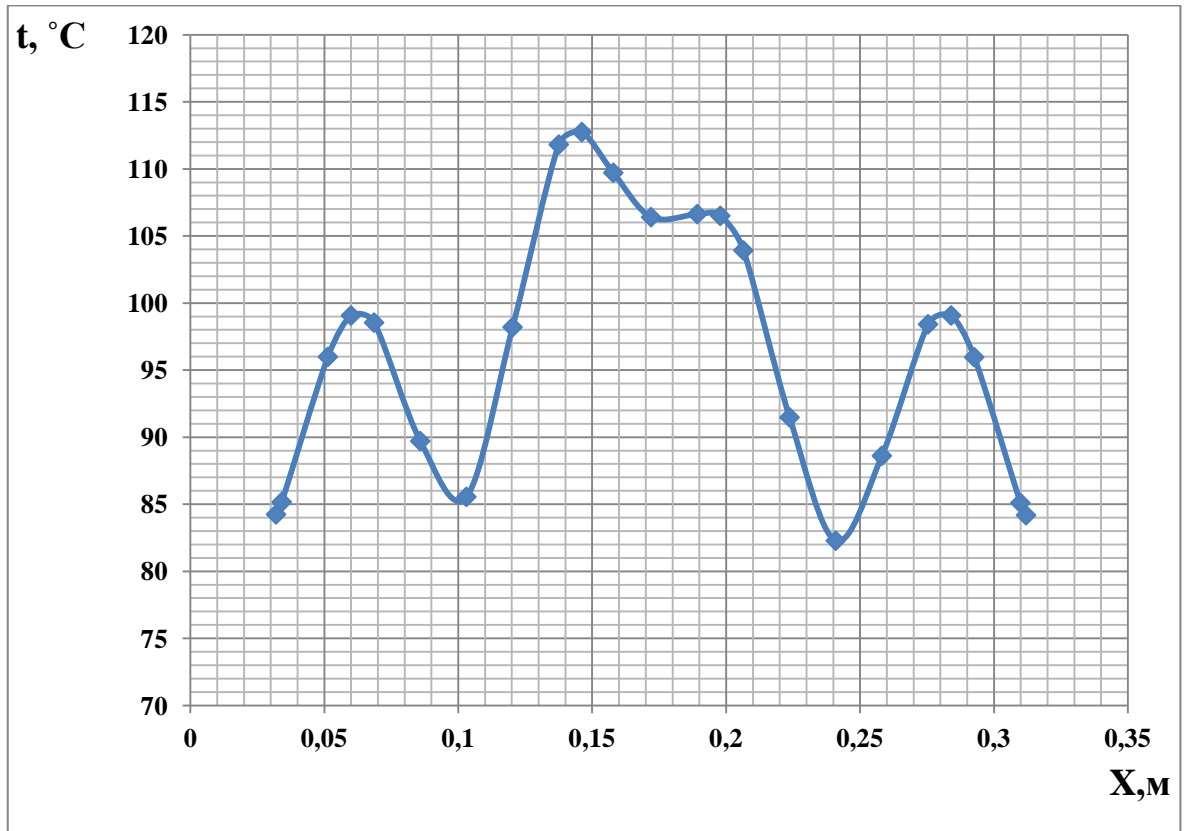


Рис.4.13. Розподілення температур по насадці для варіанту 2.

Як видно з результатів моделювання (рис. 4.12 та рис.4.13) розподілення температур більш рівномірне ніж у варіанті 1. Найбільш прогрітою частиною виявився центр насадки.

### 3) Варіант 3

ТЕНи розташовуються в кутах каналу всередині матеріалу

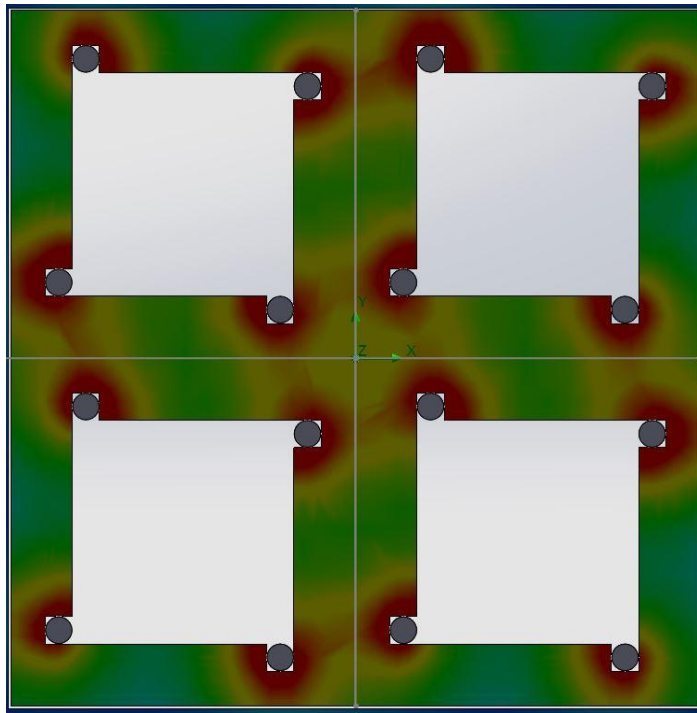


Рис.4.14. Розташування нагрівальних елементів у варіанті 3.

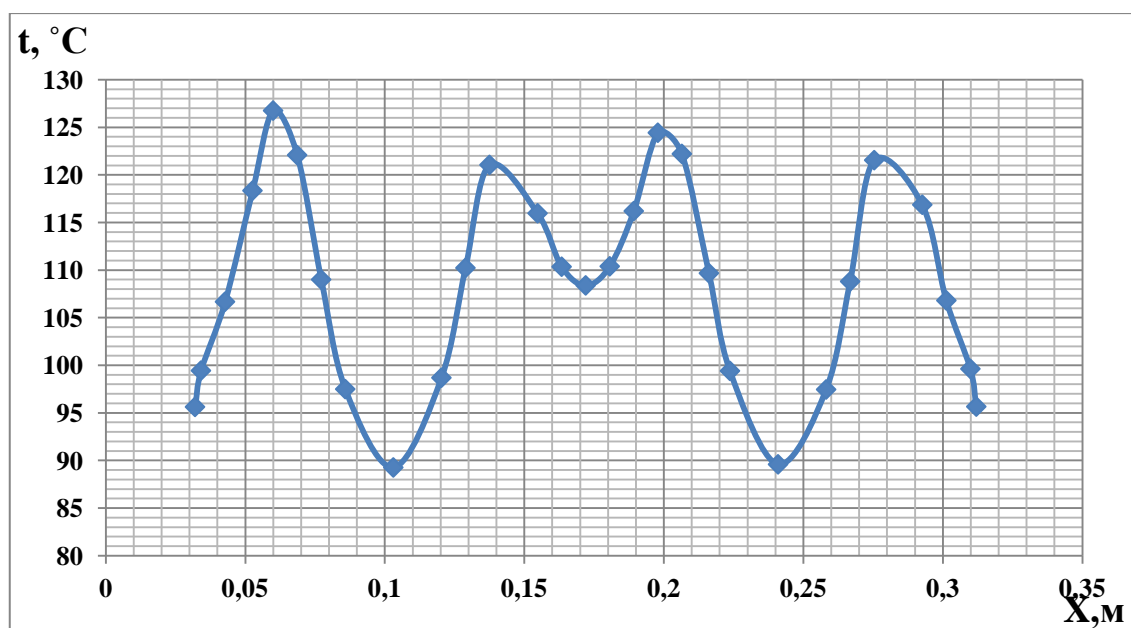


Рис.4.15. Розподіл температур по насадці для варіанту 3

Як видно з рис.4.14 та рис.4.15 розподіл температур всерединні насадки більш рівномірний ніж у варіанті 2, але перепад температур більший.

4) Варіант 4.

Плоскі нагрівачі розташовуються в кутах каналу.

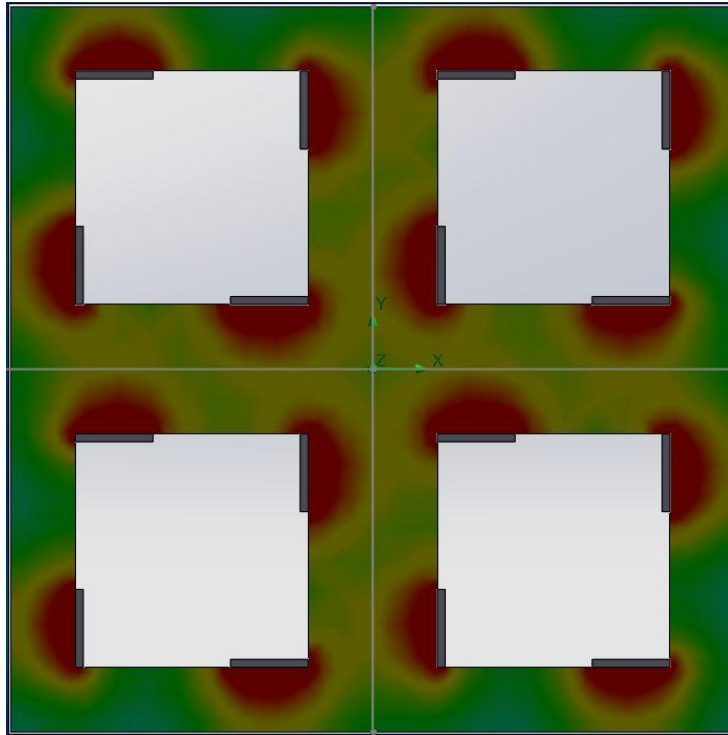


Рис.4.16. Розташування нагрівальних елементів у варіанті 4.

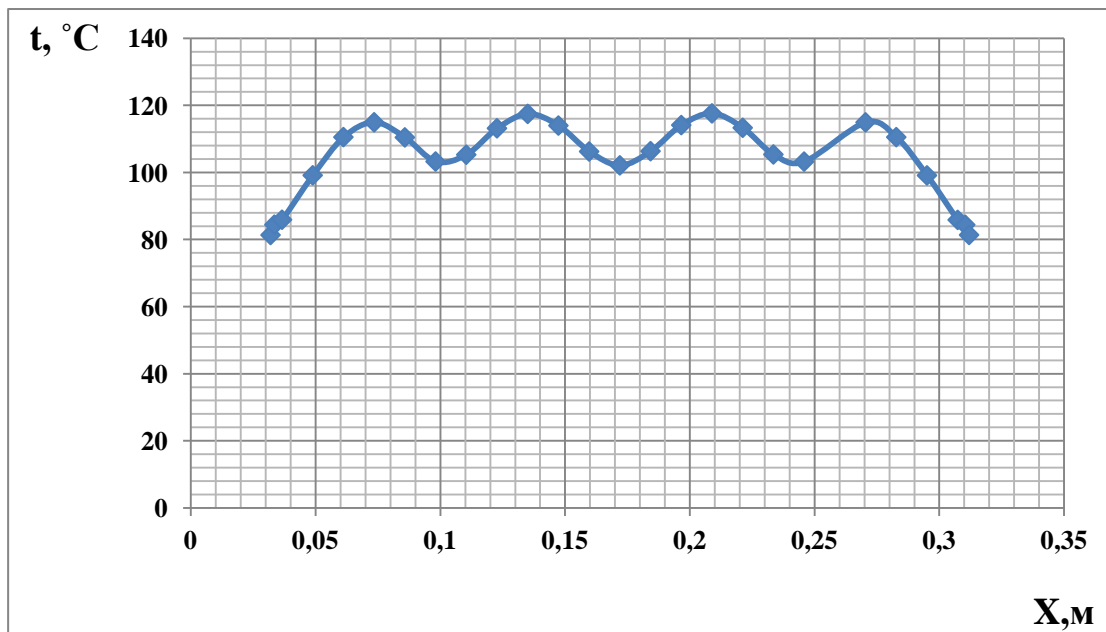


Рис.4.17. Розподіл температур по насадці для варіанту 4.

Для всіх варіантів була визначена різниця між максимальною та мінімальною температурами в перерізі насадки, та середня температура нагрівальних елементів. Результати приведені нижче.

Таблиця 4.6

Результати моделювання при різних варіантах розташування нагрівальних елементів.

Варіант	Максимальна різниця температур	Температура ТЕНів
1	60,2	972
2	28,5	547
3	35,1	488
4	36,1	215

Таким чином, з отриманих даних видно наступне:

- 1) комп'ютерне моделювання підтвердило дані, отримані в пп.4.3: чим менше нагрівальних елементів, тим більше перепад температур по товщині матеріалу та більше температура самого нагрівального елемента.
- 2) При однаковій кількості нагрівачів різні варіанти їх розташування в каналах несуттєво впливають на перепад температур по товщині матеріалу, але мають значний вплив на температуру нагрівального елемента. При цьому, чим більше площа контакту нагрівача з матеріалом, тим менше температура самого нагрівача.

Як було показано в пп.4.4. теплота, що була акумульована в тілі, розподіляється нерівномірно. Кінцеві (зовнішні) зони частіше за все на одиницю маси містять менше теплоти ніж внутрішні.

До того ж, хоч поширення теплоти від нагрівачів и відбувається радіально, акумулюючи насадка не є циліндром, а це призводить до збільшення

непрогрітих зон. Це добре видно на рис.4.10, рис. 4.12, рис 4.14., рис 4.16. Непрогріті зони мають зелений колір.

Розрахуємо для варіантів, що представлені на рис. 4.10 та рис. 4.14 еквівалентний радіус за формулою (4.7) та покажемо його на перерізі насадки (рис. 4.18)

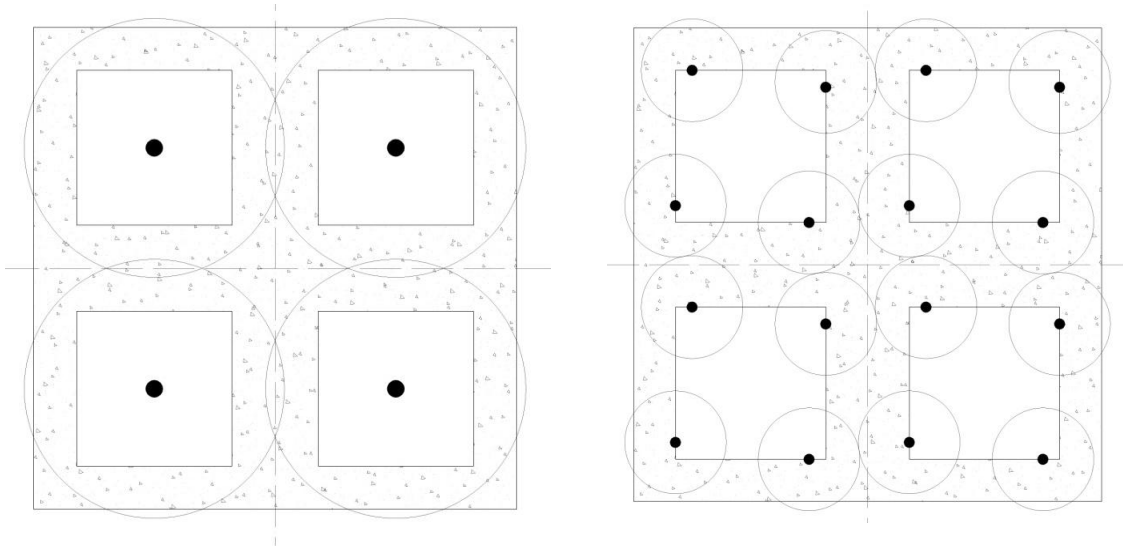


Рис. 4.18. Накладення еквівалентних окружностей на акумулюючу насадку.

Як видно, непрогріті зони відповідають зонам, що не потрапили у еквівалентні окружності. Отже, це дає змогу говорити, що для ефективного використання об'єму матеріалу відстань між нагрівачами повинна бути не більше двох еквівалентних радіусів.

#### **4.5. Алгоритм визначення конструктивних параметрів акумулюючої насадки**

На основі розроблених рекомендацій пропонується наступний алгоритм визначення конструктивних параметрів акумулятора теплоти:

- 1) Визначення розрахункового теплового навантаження;
- 2) Визначення необхідної тривалості періодів зарядки та розрядки. При використанні дво- та тризонного тарифу на електроенергію тривалість зарядки залежить від тривалості нічного періоду. Тривалість розрядки може визначатись, наприклад, режимом роботи приміщень (якщо розглядаються громадські та

адміністративні будівлі, в яких допускається в неробочий період підтримувати «чергову» температуру внутрішнього повітря);

3) Визначення маси акумулюючого матеріалу. Визначальними чинниками в даному випадку будуть виступати теплове навантаження, період роботи системи опалення та діапазон робочих температур матеріалу, що акумулює теплоту.

4) Враховуючи кількість теплоти, яку треба акумулювати, та час, за який це необхідно зробити, відбувається визначення сумарної теплової потужності нагрівальних елементів акумулятора теплоти;

5) Виходячи з тривалості періоду нагріву та допустимих температур акумулюючого матеріалу та нагрівальних елементів розраховується кількість нагрівачів, використовуючи методику визначення еквівалентного радіуса нагріву;

6) В залежності від технічних можливостей зборки акумулятора теплоти, обирається спосіб розташування нагрівальних елементів в насадці;

7) Після розрахунку еквівалентного радіуса прогріву для обраної кількості нагрівальних елементів визначається відстань між ними, користуючись рекомендаціями пп. 4.4;

8) В залежності від схеми розташування нагрівальних елементів, розрахункового теплового потоку на поверхню та теплофізичних властивостей визначається товщина акумулюючого шару;

9) Визначення розмірів каналів для проходу повітря та їх кількості в залежності від теплової потужності акумулятора теплоти

Запропонований алгоритм дозволяє визначити всі необхідні конструктивні параметри акумулюючої насадки, спираючись на режим роботи системи опалення. При цьому її можна використовувати для різних способів нагріву матеріалу, що акумулює теплоту. При зовнішньому нагріві для цього необхідно використовувати співвідношення методу теплових діаграм Семікіна, при внутрішньому – методику розрахунку нагріву сталим тепловим потоком, розроблену в розділі 2 даної роботи.

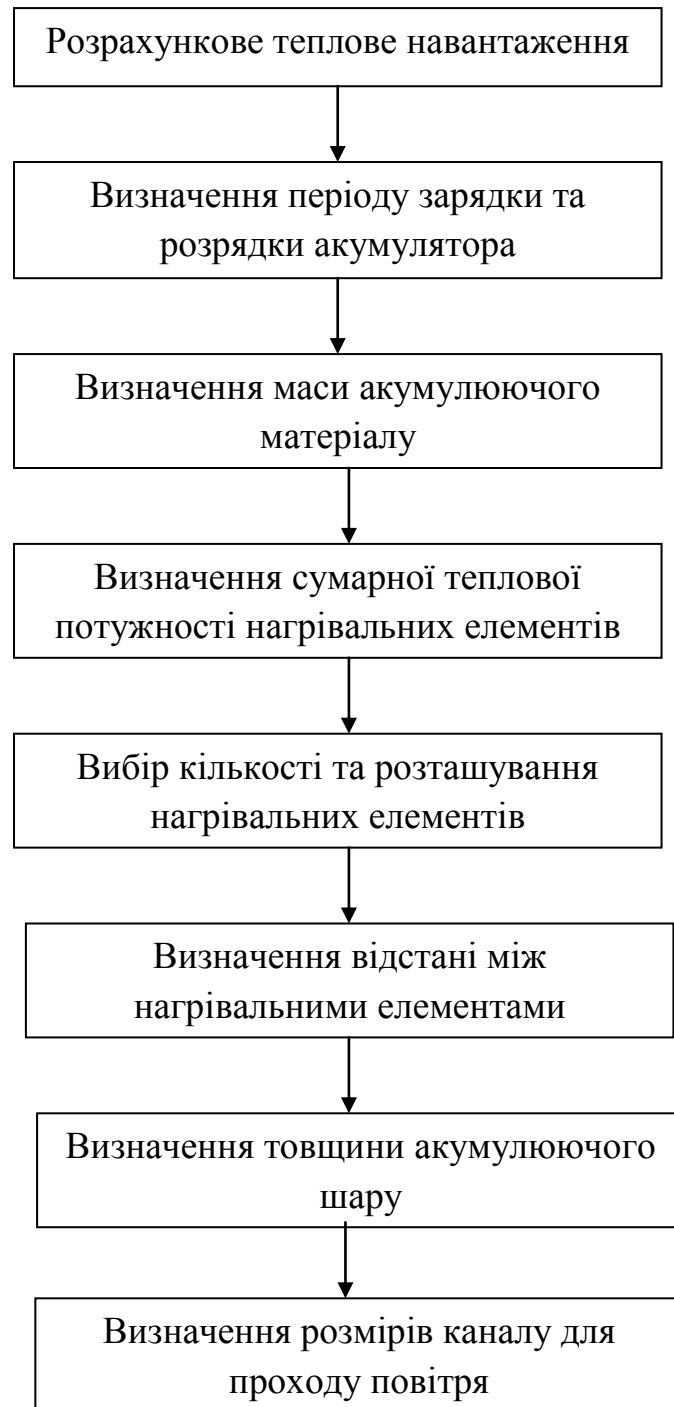


Рис. 4.19. Алгоритм визначення конструктивних параметрів акумуляюючої насадки в залежності від режимів роботи системи опалення.



#### 4.6 Оцінка показників економічної ефективності акумулювання теплоти за багатозонним тарифом

Основні визначення для виконання економічних розрахунків:

**Ефект економічний** - сукупність взаємопов'язаних результатів, що виявляються у формі зниження живої і матеріалізованої праці.

**Річна економія**  $E$ , грн., визначається як різниця між витратами на проектування, виробництво і експлуатацію об'єктів до і після підвищення їх ефективності в розрахунку на рік.

**Річний економічний ефект**,  $E_P$ , визначають як різницю річної економії і витрат на розробку, впровадження, виробництво і експлуатацію систем підвищеної ефективності, приведених до одного року (зіставлення наведених витрат до і після підвищення ефективності). Таке визначення річного економічного ефекту ведуть дwoяко: зміною ефективності даної системи на одиницю його виміру і зміною ефективності кінцевої продукції.

Річний економічний ефект,  $E_P$ , в гривнях, що досягається при виробництві одиниці продукції (роботи, виробу), від впровадження технічних рішень, щодо вдосконалення технологічних процесів, механізації і автоматизації виробництва, поліпшення способів організації виробництва і праці, і забезпечують економію виробничих ресурсів при випуску однієї і тієї ж продукції, тобто без зміни параметрів, якості і надійності виробів, що випускаються, обчислюють залежно від наявності вихідних даних по одній з наступних формул:

$$E_P = (C_1 + E_H \cdot K_1) - (C_2 + E_H \cdot K_2) = \Pi_1 - \Pi_2 \quad (4.21)$$

або

$$E_P = [(C_1 - C_2) - E_H \cdot (K_2 - K_1)] = \Delta C + E_H \cdot \Delta K, \quad (4.22)$$

де  $C_1$  и  $C_2$  - собівартість одиниці продукції (виробу, роботи), грн.;

$K_1$  и  $K_2$  - питомі капітальні вкладення (виробничі фонди), грн. рік;

$\Delta C$  - зниження собівартості одиниці продукції (виробу, роботи), грн.;

$\Delta K$  - зміна питомих капітальних вкладень, грн./рік;

$E_H$  - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень, 1 /рік;

$\Pi_1$  и  $\Pi_2$  - наведені витрати на одиницю продукції, грн.

Поряд з прямими капітальними вкладеннями (собівартістю створюваних основних фондів)  $C$ , грн., в розрахунках наведених витрат враховують також:

1) *зв'язані* (одноразові) капітальні вкладення, грн. рік, в галузі або в окреме провадження, які забезпечують об'єкт будівництва елементами основних і оборотних фондів як на етапі його будівництва, так і на етапі функціонування.

До зв'язаних відносяться також витрати по тим елементам, за якими має місце їх збільшення в суміжних галузях (при відсутності в них резервів потужностей), в тому числі: в розвиток потужностей місцевої будівельної бази, в розвиток енергетичної та сировинної бази, в охорону навколишнього середовища та ін .;

2) *супутні* капітальні вкладення  $K'$  грн/рік, споживача в об'єкти, пов'язані територіально та функціонально з об'єктами прямих капітальних вкладень;

3) *додаткові* (передвиробничі) капітальні вкладення  $K_{\text{дод}}$ , грн./рік, за більш надійним виробам.

Залежно від технічного рішення виробу річний економічний ефект  $E_p$  може бути менше або більше річної економії  $E$ . Це залежить від відмінностей в характеристиках ефективності та прямих і додаткових капітальних вкладень на розробку і впровадження виробів підвищеної ефективності.

Крім річного існує *сумарний економічний ефект*, що характеризує ефект, одержуваний суспільним виробництвом за весь час функціонування виробів (об'єкта, системи) нової або удосконаленої техніки. Він являє ефект від експлуатації таких виробів всіх років випуску за: весь термін служби кожного з них. Сумарний ефект використовується переважно для аналітичних цілей.

Коефіцієнт економічної ефективності  $E_e$  являє собою відношення річної економії до викликав цю економію капітальних вкладеннях на розробку, впровадження та виробництво виробів підвищеної надійності.

Формули для визначення річної економії  $E$ , річного економічного ефекту  $E_p$  і коефіцієнта економічної ефективності  $E_e$  наводяться нижче.

Економію  $E$  по більш довговічним, безвідмовним і ремонтпригодним виробам, відповідно в натуральних величинах, обчислюють за такими основними формулами:

- при зміні витрати матеріалів, палива, енергії (ефект виражається в тоннах, метрах, кіловатах і інших одиницях фізичних величин):

$$E = A \cdot (M_{H1} - M_{H2}), \quad (4.23)$$

- при зміні трудомісткості (ефект виражається в кількості вивільнених працівників):

$$E = \frac{A \cdot (T_1 - T_2)}{\Phi}, \quad (4.24)$$

- при зміні тривалості виробничого (ремонтного) циклу (ефект виражається в одиницях часу):

$$E = T_{ц1} - T_{ц2}, \quad (4.25)$$

де  $M_H$  - норма витрати матеріалу на одиницю продукції;

$T$  - норма часу на операцію;

$\Phi$  - річний фонд часу роботи;

$T_{ц}$  - тривалість виробничого циклу;

$A$  - річний випуск продукції в натуральних одиницях.

При розрахунку економії в натуральних величинах можуть застосовуватися інші формули і одиниці в залежності від специфіки виробу.

Поряд з економічним ефектом оцінюють і *соціальний ефект* впровадження нової техніки, що розглядається як сукупність результатів, що безпосередньо впливають на членів суспільства в сфері праці, побуту і відпочинку і звичайно не відображаються повністю в вартісній оцінці (оздоровлення і полегшення умов праці, підвищення рівня техніки безпеки, поліпшення навколишнього середовища та ін.).

Витрата ресурсів при підрахунку ефекту оцінюється за допомогою наведених витрат, які представляють собою суму вартості витрачених ресурсів  $Z$  і нормативної прибутку (нормативного ефекту). Остання дорівнює  $E_H \cdot K$  -

добутку нормативного коефіцієнта ефективності  $E_H$  капітальних вкладень на величину питомих капітальних вкладень  $K$ .

Наведені витрати  $\Pi$  в гривнях на одиницю продукції визначають за формулою:

$$\Pi = C + E_H \cdot K, \quad (4.26)$$

де  $C$  - собівартість одиниці продукції (виробу, роботи), грн;

$K$  - питомі капітальні вкладення у виробничі (основні і оборотні) фонди, грн/рік;

$E_H$  - нормативний коефіцієнт капітальних вкладень, що дорівнює 0,15 1/рік.

*Собівартість*  $C$  показує величину ресурсів, які були або повинні бути спожиті для виготовлення одиниці продукції (амортизація, заробітна плата, витрати на сировину, матеріали, експлуатацію будівельних машин і автотранспорту та інші елементи собівартості). Собівартість (прямі витрати плюс накладні витрати)  $C$  можна розглядати двояко: як поточні витрати підприємства - виробника на одиницю продукції і як прямі капітальні вкладення споживача продукції (замовника).

*Питомі капітальні вкладення*  $K$  являють собою не витрата ресурсів, а їх використання (відволікання, заморожування). Вони показують, які ресурси, якою вартістю і на який термін служби були відвернені від суспільного виробництва для випуску даної продукції собівартістю  $C$ .

Питомі капітальні вкладення  $K$  в виробничі фонди складаються з основних і обігових фондів, необхідних як на етапі заводського виробництва і транспортування виробу до будівельного майданчика  $K_z$ , так і на етапі будівельно-монтажних робіт  $K_c$  на одиницю зіставляються варіантів продукції (виробів). З урахуванням такої структури капітальних вкладень  $K$  формула (6) набуде вигляду:

$$\Pi = C + E_H \cdot (K_z + K_c). \quad (4.27)$$

Вирази математично описують повну собівартість, яка поряд з поточними витратами (вартістю витрачених ресурсів)  $C$  враховує і додаткові втрати

(витрати зворотного зв'язку)  $E_H \cdot K$  або  $E_H \cdot (K_z + K_c)$ , що виникають у зв'язку з відволіканням капітальних вкладень з суспільно-виробничого обороту.

При використанні категорії наведених витрат ефективними є лише ті технічні рішення і заходи, у яких цінність результату  $\Pi$  перевершує величину приведених витрат (або дорівнює їй), тобто дотримується умова:

$$\Pi - (C + E_H \cdot K) \geq 0. \quad (4.28)$$

Показником найкращого варіанту, який визначається на основі порівняльної економічної ефективності капітальних вкладень, є мінімум приведених витрат:

$$C_i + E_H \cdot K_i - \text{мінімум}, \quad (4.29)$$

де  $C_i$  та  $K_i$  - відповідно поточні витрати (собівартість) і капітальні вкладення по кожному  $i$ -му варіанту.

*Приведені витрати* можуть бути також розраховані за такою формулою:

$$K_i + T_H \cdot C_i - \text{мінімум}, \quad (4.30)$$

де  $T_H$  - нормативний термін окупності додаткових капітальних вкладень за рахунок економії на собівартості (поточних витрат) - величина, зворотня  $E_H$ .

Показники  $C_i$  та  $K_i$  можуть застосовуватися як в повній сумі капітальних вкладень і собівартості річної продукції, так і у вигляді питомих величин - питомих капітальних вкладень на одиницю продукції (виробу) і собівартості одиниці продукції при обов'язковому дотриманні повної сумісності варіантів, в основі якої лежить рівність споживчого ефекту.

#### *Розрахунок загальних витрат*

Загальні витрати на будівництво і експлуатацію системи опалення та вентиляції будівлі складаються з капітальних, проектних і експлуатаційних витрат.

Капітальні витрати визначаються виходячи з вартості матеріалів, а також витрати на ведення монтажних робіт. Витрати на проектні роботи приймаються в обсязі 0,18-0,21 від капітальних витрат.

1) Розрахункова потужність системи опалення згідно розрахунку тепловтрат:

$$Q' = 15 \text{ кВт}$$

2) Середня за опалювальний період теплова потужність системи опалення:

$$Q = Q' \cdot \frac{t_B - t_{cp}}{t_B - t_3} = 15 \cdot \frac{20 - 2}{20 + 18} = 7,1 \text{ кВт}$$

3) Тарифи на електроенергію. Для населення, що проживає в житлових домах, які обладнані в установленому порядку електроопалювальними установками:

- За обсяг спожитої електроенергії до 3600 кВт·год за місяць:

$$C_E^I = 71,4 \text{ коп} / \text{кВт} \cdot \text{год};$$

- За обсяг спожитої електроенергії понад 3600 кВт·год за місяць:

$$C_E^{II} = 163,8 \text{ коп} / \text{кВт} \cdot \text{год};$$

4) Середньомісячне споживання електроенергії на опалення:

$$Q_{CP}^M = 120 \text{ кВт} \cdot \text{год};$$

5) Фактичне середньодобове споживання електроенергії:

$$Q_{CP}^{доб} = 7,1 \cdot 24 = 170 \text{ кВт} \cdot \text{год};$$

6) Середньодобова вартість електроенергії, що витрачається на опалення:

$$C_E = 120 \cdot C_E^I + (170 - 120) \cdot C_E^{II} = 120 \cdot 0,714 + (170 - 120) \cdot 1,638 = 167,58 \text{ грн};$$

7) Середньодобова вартість електроенергії, що витрачається на опалення, у випадку її використання в нічний період за двозонним тарифом:

$$C_E = C_E \cdot 0,5 = 167,58 \cdot 0,5 = 83,79 \text{ грн}$$

8) Вартість електроенергії, що витрачається на опалення за опалювальний період:

$$C_E^{оп} = C_E \cdot 158 = 83,79 \cdot 158 = 13239 \text{ грн};$$

9) Витрата природного газу на опалення за опалювальний період:

$$V = \frac{Q \cdot 3600 \cdot 24 \cdot 158}{\eta \cdot Q_H^p} = \frac{7,1 \cdot 3600 \cdot 24 \cdot 158}{0,9 \cdot 35100} = 3068 \text{ м}^3;$$

10) Вартість природного газу для всіх видів використання природного газу:

$$C_G = 6,879 \text{ грн} / \text{м}^3$$

11) Вартість природного газу, що витрачається на опалення за опалювальний період:

$$C_G^{оп} = V \cdot C_G = 3068 \cdot 6,879 = 21105 \text{ грн};$$

12) Річне заощадження коштів при використанні електроенергії на опалення за двозонним тарифом:

$$\Delta C = C_G^{оп} - C_E^{оп} = 21105 - 13239 = 7866 \text{ грн}$$

13) Загальні капітальні вкладення на улаштування та експлуатацію акумулятора теплоти:

$$\Delta K = K_k + K_{np} = 12000 + 2160 = 14160 \text{ грн}$$

14) Термін окупності акумулятора теплоти на основі твердих матеріалів при використанні двозонного тарифу на електроенергію:

$$T = \frac{\Delta K}{\Delta C} = \frac{14160}{7866} = 1,8 \text{ рік}$$

З отриманого терміну окупності можна зробити висновок, що запропоновані розробки можна вважати економічно ефективними.

#### **4.7. Висновки по розділу**

1. На основі розробленого інженерного методу розрахунку процесу нагріву твердих тіл сталим тепловим потоком зсередини проаналізований нагрів циліндричного тіла. В результаті розроблені практичні рекомендації щодо режимів роботи та конструктивних параметрів акумулятора теплоти: відносно часу нагріву, кількості нагрівальних елементів та відстані між ними.

2. На основі даних, триманих за допомогою комп'ютерного моделювання нагріву акумулятора теплоти, розроблені рекомендації щодо розташування нагрівальних елементів в акумулюючій насадці.

3. Запропонований алгоритм визначення конструктивних параметрів акумулюючої насадки акумулятора теплоти на основі твердих матеріалів в залежності від потреб та режимів роботи системи опалення.

4. Отриманий термін окупності (1,8 року) дозволяють зробити висновок, що запропоновані розробки можна вважати економічно ефективними.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

В дисертаційній роботі був розроблений та теоретично обґрунтований метод підвищення ефективності роботи акумулятора теплоти на основі твердих матеріалів шляхом вибору оптимальних конструктивних параметрів та режиму роботи в залежності від потреб будівлі, що опалюється.

Відповідно до мети роботи були вирішені наступні задачі та отримані наступні результати:

1. При аналізі сучасних способів акумуляування теплоти в системах теплопостачання будівель та акумуляуючи матеріалів показано, що для акумуляування теплоти за рахунок нічних тарифів на електроенергію доцільно використовувати тверді теплоаккумуляуючі матеріали. Це дає змогу запасати велику кількість теплоти в відносно невеликому об'ємі, та створювати акумулятори простої конструкції. Також показано, що основними параметрами акумулятора теплоти, які впливають на ефективність його роботи, є товщина акумуляуючого матеріалу, питомий тепловий потік на поверхню та перепад температур по товщині матеріалу. Однак, сучасні аналітичні методи розрахунку нестационарної теплопроводності не дають змоги повноцінно використовувати їх для аналізу теплообміну в акумуляуючій насадці. Для цих потреб доцільно застосовувати наближені інженерні методики.

2. Доказано, що метод теплових діаграм Семікіна, який на сьогоднішній день використовується для розрахунку нагріву тіл сталим тепловим потоком, не можна використовувати у випадку розташування джерел теплоти всередині твердого тіла. Тому на основі даних, отриманих за допомогою комп'ютерного моделювання, буда розроблена наближена методика розрахунку нагріву твердих тіл сталим тепловим потоком зсередини.

3. Виконано експериментальне дослідження роботи акумулятора теплоти на основі твердих матеріалів. На основі отриманих експериментальних даних зроблений висновок, що для опису процесу зарядки та розрядки акумулятора доцільно використовувати теорію регулярного теплового режиму. Аналіз



отриманих даних дозволив знайти коефіцієнт форми тіла  $K$  та коефіцієнт пропорційності  $\Psi$  для випадку конвективного теплообміну всередині твердого тіла при його нагріванні внутрішніми джерелами теплоти. Порівняння розрахункових та експериментальних даних підтвердило правильність запропонованої методики розрахунку процесу зарядки та розрядки акумулятора теплоти.

4. Розроблена методика визначення оптимальних конструктивних параметрів та режиму роботи акумулятора теплоти в залежності від опалювального навантаження. На основі даних, отриманих за допомогою розробленої методики розрахунку нагріву твердих тіл зсередини сталим тепловим потоком, дані рекомендації щодо оптимізації тривалості нагріву акумулюючої насадки, вибору кількості нагрівальних елементів та їх розташування, розрахунку товщини акумулюючого шару.

5. Отриманий термін окупності (1,8 року) дозволяють зробити висновок, що запропоновані розробки можна вважати економічно ефективними.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Енергетична стратегія України на період до 2035 року. Біла книга енергетичної політики України, «Безпека та конкурентноспроможність» - Київ, 2015, - 49с.
2. Бекман Г. Тепловое аккумулярование энергии / Бекман Г., Гилли П. - Пер. с англ.- М.:Мир, 1987.-272с., ил.
3. Гулиа Н.В. Накопители энергии / Гулиа Н.В. - М.: Наука. 152 с.
4. Лидоренко Н. С. Аккумулярование плавлением / Лидоренко Н. С., Мучник Г. Ф., Трушевский С. Н. // «Наука и жизнь», 1974, №3.
5. Аллонкль Р. Исследование теплового аккумулятора со скрытой теплотой в периодическом режиме. Применение к материалу, заключенному в оболочку / Аллонкль Р. // Revue Generale de Thernuque, fevrier. 1983-т.22, №254. -С.161-167 (пер. с фр.).
6. Тихонов А.Н. К теории непрерывного слитка / Тихонов А.Н., Швидковский Е.Г. // ЖТФ, 1947, №2.
7. Лукашов Ю.М. Исследование характеристик теплового аккумулятора на фазовом переходе / Лукашов Ю.М., Токарь Б.З., Котенко Э.В. // Теплоэнергетика: Межвузовский сб., ВПИ, Воронеж. 1993г.
8. Лукашов Ю.М. Тепловой расчет аккумуляторов теплоты на фазовом переходе / Лукашов Ю.М., Токарь Б.З., Котенко Э.В. // В сб. докладов 4 съезда АВОК. — М.: 1995. — с. 178-192.
9. Теплофизические свойства теплоаккумулирующих материалов. Кристаллогидраты / Мозговой А.Г., Шпильрайн Э.Э., Дибиров М.А., Бочков М.М., Левина Л.Н., Кенисарин М.М. -М.: ИВТАН АН СССР, 1990.-№2(82)-105 с.
10. Побережнюк М.М. Аккумулярование тепла низкоплавкими расплавами / Побережнюк М.М., Кудря С.А., Минченков Т.Г. // Гелиотехника. 1984, №3, с.22-24.

11. Пузин Г.Н. Основные способы аккумулирования энергии / Пузин Г.Н., Старостенко Н.И., Старостенко В.И. // Энергетическое строительство за рубежом. М.: 1989, №1, с.7-12.
12. Резницкий Л.А. Тепловые аккумуляторы / Резницкий Л.А. - М.: Энергоатомиздат, 1996.-91 с.
13. Сотникова О.А. Аккумуляторы теплоты теплогенерирующих установок систем теплоснабжения: Журнал «АВОК» / Сотникова О.А., Турбин В.С., Григорьев В.А. — М.: — 2003, №5. С.40-44.
14. Турбин В. С. Эффективность аккумулирования тепловой энергии уходящих топочных газов котлов и печей в теплоутилизаторах с зернистой матрицей / Турбин В. С. //Изв. ВУЗов. Энергетика, №5-6, 1997,- С. 60-65.
15. Проблемы теплового аккумулирования. / Этьеван, Пёб, Виалорон, Аллар, Боннин, Фарабо // В кн.: Солнечная энергетика; пер. с англ. и франц. под ред. д-ров техн. наук Ю. Н. Малевского и М. М. Колтуна. М.: Мир, 1970.-С.138-153.
16. Иванцов Г.П., Теплообмен между слитком и изложницей / Иванцов Г.П. // Металлгиздат, Москва, 1951.
17. Мачинский В.Д., Теплотехнические основы строительства / Мачинский В.Д. - Стройиздат, Москва, 1949.
18. Schmidt E. Foeppls Festschrift / Schmidt E // Springer, Berlin, 1924.
19. Лыков А.В. Теория теплопроводности. Учебное пособие / Лыков А.В. – М.: Высшая школа, 1967. – 600с.
20. Карслоу Г. Теплопроводность твёрдых тел / Карслоу Г., Егер Д. - М., 1964г., 488 стр. с илл.
21. Смирнов М.С. Температурное поле в трёхслойной стенке при граничном условии четвёртого рода / Смирнов М.С. // МТИПП, Сборник работ кафедры физики, Госэнергоиздат, Москва, 1957.
22. Алексеева О.П., Решение задач теплопроводности для сферы и цилиндра в интегральной форме / Алексеева О.П. // МТИПП, Сборник работ кафедры физики, Госэнергоиздат, Москва, 1957.

23. Ваничев А.П., Изв АН СССР / Ваничев А.П. // отд. Технические наук, №12. 1967.
24. Гутенмахер Л.И. Электрическое моделирование / Гутенмахер Л.И. // Изд. АН СССР, Москва. 1943.
25. Лукьянов В.С. Гидравлические приборы для технических расчётов / Лукьянов В.С. // Изв. АН СССР, Отд. Технич. Наук, №2, 58, 1939.
26. Paschkis V., Trans, AFA, 1945.
27. Будрин Д.В. Нагрев и охлаждение тел различной формы / Будрин Д.В., Красновский Б.А. // Труды УИИ, «Вопросы теплообмена и горения», вып. XVII, 1941.
28. Вейник А.И. Приближенный расчёт процессов теплопроводности / Вейник А.И. - Москва: Государственное энергетическое издательство, 1959. — 184 с.
29. Вейник А.И. Техническая термодинамика и основы теплопередачи / Вейник А.И – Металлургиздат. Москва, 1956. — 448 с.
30. Кондратьев Г.М. Регулярный тепловой режим / Кондратьев Г.М. - М.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1954. – 408 с.
31. Юшков П.П., Численное интегрирование уравнения теплопроводности в пространстве трёх измерений / Юшков П.П., Логинов Л.И. – ИФЖ, 1958, №2.
32. Исаченко В.П. Теплопередача. 4-е издание / Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. – М.: Энергоиздат. – 1981. – 416с.
33. Пособие по проектированию автономных инженерных систем многоквартирных и блокированных жилых домов. М.: Торговый дом «Инженерное оборудование» под. Общ. Рук. А.И.Кунаховича., 1997, 68 с.
34. А.Мержвинский. Отопление помещений среднего и большого объема. Рекомендации по подбору оборудования / А.Мержвинский. – К.: Сантехніка, опалення, кондиціонування, №9, 2005. с. 42-43.

35. Алабовский А.Н. Техническая термодинамика и теплопередача: учеб. пос. 3-е изд., перераб. и доп. / Алабовский А.Н., Недужий И.А. – К.: Выща школа 1990. – 255 с.
36. Современное состояние и перспективы развития электроотопления в Украине / В.М. Божко, Ю.С. Громадский, П.Г. Круковский, Н.П. Тимченко, Д.И. Розинский // Промислова електроенергетика та електротехніка, 2001. - №3 – С.18-21.
37. Левенберг В.Д. Аккумуляирование тепла / Левенберг В.Д., Ткач М.Р., Гольстрем В.А. – Киев: Техніка, 1991. 112с.
38. Амерханов Р.А. Аккумуляирование теплот в системах теплоснабжения сельского хозяйства / Амерханов Р.А., Доолинский А.А., Морозюк Т.В. // Промішленна теплотехніка. – 2002. - №1. – С. 106-108.
39. Ю.М. Мацевитый Оценка энергетической эффективности систем теплоаккумуляционного отопления административных зданий / Ю.М. Мацевитый, Н.Г. Ганжа, А.В. Хищенко. // Энергосбережение, энергетика, аудит. – 2011. - №10. – С. 9-16.
40. Н.М. Мхитарян. Энергетика нетрадиционных и возобновляемых источников энергии / Н.М. Мхитарян. – Киев., Наукова думка, 1999. – 314с.
41. А.В. Надденный Энергосбережение жилого загородного дома / А.В. Надденный, П.Б. Евдокимов // Центр энергоэффективных технологий, оборудования и материалов (ЦЭТОМ) ЭКОДОМПРОЕКТ // Электрика. – 2008. - №9. – С. 34-36.
42. Богуславский Л.Д. Снижение расхода энергии при работе систем отопления и вентиляции / Богуславский Л.Д. – М.: Стройиздат, 1985. – 336 с.
43. Годунов С.К. Уравнения математической физики / Годунов С.К. – М.: Наука, 1971. – 416 с.
44. Джалурия И. Естественная конвекция: тепло- и массообмен: Пер. с англ. / Джалурия И. – М.: Мир, 1983. – 400 с.

45. Ермаков С.М. Математическая теория оптимального эксперимента: Учебное пособие / Ермаков С.М., Жиглявский А.А. – М.: Наука. Гл. ред. Физ.-мат.лит., 1987. – 320 с.
46. Математические основы теории автоматического регулирования. / Иванов В.А., Медведев А.С., Чемоданов Б.К., Ющенко А.С./ Под ред. Чемоданова Б.К. – М.: Высшая школа, 1971. – 808 с.
47. Налимов В.В. Логические основания планирования эксперимента / Налимов В.В., Голикова Т.И. – М.: Металлургия, 1980. – 152 с.
48. Новицкий П.В. Оценка погрешностей результатов измерений / Новицкий П.В., Зограф И.А. – Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-е, 1985. – 248 с.
49. Нудлер Г.И. Автоматизация инженерного оборудования жилых и общественных зданий / Нудлер Г.И., Тульчин И.К. – М.: Стройиздат, 1988. – 223 с.
50. Поляков В.В. Насосы и вентиляторы: Учеб для вузов / Поляков В.В., Скворцов Л.С. – М.: Стройиздат, 1990. – 336 с.
51. Температурные измерения: Справочник. / Геращенко О.А., Гордов А.Н., Еремина А.К, Лах В.И., Луцик Я.Т., Пуцыло В.И., Стаднык Б.И., Ярышев Н.А. – К.: Наук. Думка, 1989. – 704 с.
52. Хастингс Н. Справочник по статическим распределениям: Пер. с англ. / Хастингс Н., Пикок Дж. – М.: Статистика, 1980. – 95 с.
53. Чистяков В.С. Краткий справочник по теплотехническим измерениям / Чистяков В.С. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 320 с.
54. Денисова А.Е. Оценка эффективности работы аккумуляторов теплоты в системах солнечного теплоснабжения / А.Е. Денисова, А.С. Мазуренко, А.И. Пономарь // Труды Одесского политехнического университета. – 2000. №3(12). – С. 73-77.
55. Богословский В.Н. Эффективность теплообменников-аккумуляторов / В.Н. Богословский, Р.Р. Манасыпов // Водоснабжение и санитарная техника. – Москва, 1992. - №2 – С. 10-12.

56. Справочник по теплопроводности жидкостей и газов / [Варгафтик Н.Б., Филлипов Л.П., Тарзиманов А.А., Тоцкий Е.Е.]. –М.: Энергоатомиздат, 1990. – 349с.
57. Денисова А.Е. Аккумулирование энергии в гелиосистемах теплоснабжения / А.Е. Денисова // Экотехнология и ресурсосбережение. – 2002 - №2 – С. 9-14
58. Новаковский Е.В. повышение эффективности использования солнечной энергии в комбинированных системах промышленного теплоснабжения: дис. канд. техн. наук: 05.14.06 / Новаковский Евгений Валерьевич. – Одесса, 2005. – 171с.
59. Недбайло А.Н. Экспериментальная установка по исследованию грунтового аккумулятора теплоты / А.Н. Недбайло // Промышленная энергетика. 2004. – т.26. - №6 – С.182-185.
60. Арутюнов В.А. Математическое моделирование тепловой работы промышленных печей: Учебник для вузов. / Арутюнов В.А., Бухмиров В.В., Крупенников С.А. – М.: Металлургия, 1990. 239с.
61. И.А. Васильева Теплофизические свойства веществ. Учебное пособие. / И.А. Васильева, Д.П.Волков, Ю.П. Заричняк – СПб: СПбГУ ИТМО, 2004. - 80 с.
62. Высокочастотная термическая обработка: Вопросы металловедения и технологии. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1990. – 239 с.: ил. ISBN 5-217-00925-X.
63. Лукьянов В.С. Технические расчёты на гидравлических приборах Лукьянова / Лукьянов В.С. - Москва, 1937.
64. В.И.Егоров. Точные методы решения задач теплопроводности. Учебное пособие / В.И.Егоров. – СПб: СПб ГУ ИТМО, 2006. - 48 с.
65. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Идельчик И.Е. - М., «Машиностроение», 1975.

66. Казанцев Е.И. Промышленные печи. Справочное руководство для расчётов и проектирования. 2-е издание, дополненное и переработанное / Казанцев Е.И. - М., «Металлургия», 1975. 368 с.
67. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие / Кутателадзе С.С. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.: ил.
68. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. – Изд. 5-е перераб. и доп. / Кутателадзе С.С. – М.: Атомиздат, 1979, 416с.
69. Лебедев П.Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки. Учебник для вузов. Изд. 2-е, перераб. / Лебедев П.Д. - М., «Энергия», 1972.
70. Новиков И.И. Прикладная термодинамика и теплопередача. Изд. 2-е / Новиков И.И., Воскресенский К.Д. - М., Атомиздат, 1977, 352 с.
71. Иванов А.В. Конечное преобразование Лапласа и операционное исчисление нескольких переменных, МТИПП, Сборник работ кафедры физики / Иванов А.В. - Госэнергоиздат, Москва, 1957.
72. Патанкар С.В. Численное решение задач теплопроводности и конвективного теплообмена при течении в каналах: Пер. с англ. Е.В. Калабина; под. ред. Г.Г. Янькова. – М.: Издательство МЭИ, 2003. – 312., ил. ISBN 5-7046-0898-1.
73. Дульнев, Г. Н. Тепловые режимы электронной аппаратуры : учебное пособие для втузов / Г. Н. Дульнев, Н. Н. Тарновский . – Л. : Энергия, 1971 . – 248 с.
74. Электрические промышленные печи. Учебник для вузов. В 2-х ч. Ч.1. А.Д. Свенчанский. Электрические печи сопротивления. Изд. 2-е перераб. М., «Энергия», 1975. 384 с. с ил.
75. Фокин В.М. Основы технической теплофизики: Монография / Фокин В.М., Бойко Г.П., Видин Ю.В. - М.: «Издательство Машиностроение - 1», 2004. 172с.



76. Шашков А.Г. Волновые явления теплопроводности: Системно-структурный подход. Изд. 2-е, доп. / Шашков А.Г., Бубнов В.А., Яновский С.Ю. – М.: Едиториал УРСС, 2004. – 296с.
77. Босворт Р.Ч.Л. Явления теплового переноса / Босворт Р.Ч.Л. // ГИТТЛ, Москва, 1957.
78. Алифанов О.М. Обратные задачи теплообмена. / О.М. Алифанов – М.: Машиностроение, 1988. – 280с.
79. Блох А.Г. Теплообмен излучением: Справочник/ А.Г. Блох, Ю.А. Журавлёв, Л.Н. Рыжиков. – М.: Энергоатомиздат, 1991. + 432с.: ил.
80. Электротехнологические промышленные установки: Учебник для вузов/ И.П. Евтюкова, Л.С. Кацевич, Н.М. Некрасова, А.Д. Свенчанский; Под редакцией А.Д. Свенчанского. – М.: Энергоиздат, 1982. – с., ил.
81. Теплообмен и тепловые режимы в промышленных печах / Ю.И. Розенгарт, Б.Б. Потапов, В.М. Ольшанский, А.В. Богадулин. – Киев; Донецк: Вища шк. Головное изд-во, 1986. – 296с.
82. Кацевич Л.С. Теория теплопередачи и тепловые расчёты электрических печей. Учебник для техникумов / Кацевич Л.С. - М., «Энергия», 1977. 304 с. с ил.
83. Пустовалов В.В. Теплопроводность огнеупоров / Пустовалов В.В. - М.: «Металлургия», 1966, 84с.
84. Тайц Н.Ю. Технология нагрева стали / Тайц Н.Ю. - М.: Metallurgizdat, 1962, 568с.
85. Шак А. Промышленная теплопередача / Шак А. - М.: Metallurgizdat, 1961, 524 с.
86. Электротермическое оборудование. Справочник. М.: «Энергия», 1967, с. 60.
87. Аверин С.И. и др. Расчёты нагревательных печей / Аверин С.И. – К.: Техніка, 1969. – 540 с.
88. Болтянский В.Г. Математические методы оптимального уравнения / Болтянский В.Г. – М. – М.:Наука, 1969. – 408 с.

89. Бутковский А.Г. Управление нагревом металла / Бутковский А.Г., Малый С.А., Андреев Ю.Н. – М.: Metallurgy, 1981. – 272с.
90. Малый С.А. Экономичный нагрев металла / Малый С.А. – М.: Metallurgy, 1967. – 191 с.
91. Осипова В.А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена / Осипова В.А. – М.: Энергия., 1969. – 392с.
92. Климовицкий М.Д. Оптимизация работы нагревательных печей / Климовицкий М.Д. – М.: Metallurgy, 1965. – 164 с.
93. ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування». Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України. Київ, 2013, 149 с.
94. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В., Харитонович А.И., Пономарёв Н.Б. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.: ил.
95. Алямовский А.А. SolidWorks/COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов / Алямовский А.А. – М.: ДМК Пресс, 2004.
96. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы: Пер. с англ. / Галлагер Р. – М.: Мир, 1984.
97. Марчук Г.И. Методы вычислительной математики / Марчук Г.И. – М.: Наука, 1989.
98. Уёмов А.И. Системный подход и общая теория систем / А.И. Уёмов. – М.: Мысль, 1978. – 272с.
99. Іщук Н.Ф. Інтегрована система функціонування комбінованого теплопостачання / Іщук Н.Ф. // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2010. – №3/10 (45). – С. 36-37.
100. Богословский В.Н. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха / В.Н. Богословский, М.Я. Поз. – М.: «Стройиздат», 1983. – 320 с.
101. Пырков В.В. Особенности современных систем водяного отопления / Пырков В.В. – К.: 2 ДП «Такі справи», 2003. – 176 с.

102. Михайлова В.М. Опыт определения нагрузок и расхода электрической энергии при разных условиях электрификации быта городского населения / Михайлова В.М. – М., Стройиздат, 1980. – 88с.
103. Даффи Дж. А. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии / Даффи Дж. А., Бекман У. А. – М.: Мир, 1977. – 420 с.
104. Симонов А. А. Бытовое электрическое отопление с аккумулярованием тепла – важнейший фактор эффективного использования электроэнергии / А. А. Симонов // Энергетика и электрификация, 1992. – № 1 – С. 26–30.
105. Богословский В.Н. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч1. Отопление. /В.Н. Богословский, Б.А. Крупнов, А.Н. Сканави. -М. : Стройиздат,1990. -344с.
106. Пособие по проектированию автономных инженерных систем многоквартирных и блокированных жилых домов. М.: Торговый дом «Инженерное оборудование» под. Общ. Рук. А. И.Кунаховича., 1997, 68 с.
107. А.Мержвинский. отопление помещений среднего и большого объема. Рекомендации по подбору оборудования / А.Мержвинский. – К.: Сантехніка, опалення, кондиціонування, №9, 2005. с. 42-43.
108. Кононович Ю.В. Тепловой режим зданий массовой застройки / Кононович Ю.В. - М.: Стройиздат, 1986. – 157с.
109. Богуславский Л.Д. Снижение расхода энергии при работе систем отопления и вентиляции / Богуславский Л.Д. – М.: Стройиздат, 1985. – 336 с.
110. Бронштейн И.Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. – М.: Наука, 1986. – 544 с.
111. Годунов С.К. Уравнения математической физики / Годунов С.К. – М.: Наука, 1971. – 416 с.
112. Методика расчета тепловых и технико-экономических показателей котлоагрегатов по приведенным характеристикам при сжигании смеси топлив./Ерастов А.П., Компанеец В.В., Федоров И.И., Иссерлин А.С. // Пром. энергетика. -1975.- №4. – С. 44-47.

113. Свободноконвективные течения, тепло- и массообмен: Пер. с англ./ Герхарт Б., Джалурия И., Махаджан Р.Л., Саммакия Б. – М.: Мир, В 2-х книгах. Кн. 2., 1983. – 528 с.
114. Фаликов В.С. Автоматизация тепловых пунктов: Справочное пособие / Фаликов В.С., Витальев В.П. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 256 с.
115. Бусаров В. Успех поиска путей. Концепция перехода к устойчивому развитию и особенности региональной энергетической политики / В. Бусаров // Зелёный мир. – 1999 . - №16-17
116. Перспективы развития альтернативной энергетики и её воздействие на окружающую среду / [Алексеев В.В, Рустамов Н.А., Чекарев К.В., Ковешников Л.А.] – М.: МГУ им. М.В. Ломоносова, 1999. – 152 с.
117. Гроот С. Неравновесная термодинамика / С. Гроот, П.М. Мазур. – М.: Мир, 1964. – 456 с.
118. Экспериментальный модуль гелиогеотермальной установки для теплоснабжения / [Басок Б.И., Накорчевский А.И., Беляева Т.Г., и др.] // Промышленная теплотехника. – 2006. Т.28, №1. – С. 69-78.
119. Эксергетические расчёты технических систем: [справочное пособие / Институт технической теплофизики; под ред.: А.А. Долинский, В.М. Бродянский]. – Киев: Наукова думка, 1991. – 359 с.
120. Чайковська Є.Є. Техніко-економічна оцінка енергозберігаючої технології комбінованого теплопостачання / Є.Є. Чайковська, Н.Ф. Ищук // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. - №44/8(52). – С. 45-47
121. Чайковская Е.Е. Согласование производства и потребления теплоты на основе управления баком-аккумулятором / Е.Е. Чайковская, Н.Ф. Ищук // Материалы научно-практической конференции «Современные направления теоретических и прикладных исследований». – Черноморье, 2006. – С.53-55
122. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева / В.М. Антуфьев. – М.Л.: Энергия, 1966. – 184 с.

Додаток А  
Звіт програми SolidWorks за результатами моделювання процесів нестационарної  
теплопроводності

**FULL REPORT**

***General Info***

Units system	SI (m-kg-s)
Analysis type	Internal
Exclude cavities without flow conditions	Off
Coordinate system	Global coordinate system
Reference axis	X

**Вхідні дані**

**Initial Mesh Settings**

Automatic initial mesh: On

Result resolution level: 3

Advanced narrow channel refinement: Off

Refinement in solid region: Off

***Geometry Resolution***

Evaluation of minimum gap size: Automatic

Evaluation of minimum wall thickness: Automatic

**Computational Domain**

***Size***

X min	-0.100 m
X max	0.100 m
Y min	-0.100 m
Y max	0.100 m
Z min	-0.251 m
Z max	0.251 m

**Physical Features**

Heat conduction in solids: On

Heat conduction in solids only: Off

Radiation: On

Time dependent: On

Gravitational effects: Off

Flow type: Laminar and turbulent

High Mach number flow: Off

Humidity: Off

Default roughness: 0 micrometer

### ***Radiation***

Default wall radiative surface: [Non-radiating surface](#)

Radiation model: Ray Tracing

Default outer wall radiative surface: [Non-radiating surface](#)

### ***Environment radiation***

Environment temperature	20.05 °C
Spectrum	Blackbody

Default outer wall condition: Adiabatic wall

### **Initial Conditions**

Thermodynamic parameters	Static Pressure: 101325.00 Pa Temperature: 20.05 °C
Velocity parameters	Velocity vector Velocity in X direction: 0 m/s Velocity in Y direction: 0 m/s Velocity in Z direction: 0 m/s
Solid parameters	Default material: <a href="#">Хромомагнезит</a> Initial solid temperature: 20.05 °C Radiation Transparency: Opaque
Turbulence parameters	Turbulence intensity and length Intensity: 2.00 % Length: 1.000e-004 m

## Calculation Control Options

### *Finish Conditions*

Finish conditions	If one is satisfied
Maximum physical time	8000.000 s
Goals convergence	Analysis interval: 0.500

### *Solver Refinement*

Refinement: Disabled

### *Results Saving*

Save before refinement	On
Periodic saving	Units: Physical time Period: 100.000 s

### *Advanced Control Options*

Flow Freezing

Flow freezing strategy	Disabled
------------------------	----------

Manual time step (Freezing): Off

Manual time step: Off

View factor resolution level: 3

## Результати

### **General Info**

Iterations: 1698

Physical time: 8000.000 s

CPU time: 10415 s

### *Log*

Mesh generation started	16:13:29 , May 29
Mesh generation normally finished	16:14:11 , May 29

Preparing data for calculation	16:14:13 , May 29
Calculation started0	16:14:30 , May 29
Calculation has converged since the following criteria are satisfied: 188	16:34:58 , May 29
Max. phys. time is reached 188	
Calculation finished 189	16:35:12 , May 29
Preparing data for calculation	16:40:10 , May 29
Calculation started189	16:40:23 , May 29
Calculation has converged since the following criteria are satisfied: 288	16:51:04 , May 29
Max. phys. time is reached 288	
Calculation finished 289	16:51:16 , May 29
Preparing data for calculation	16:52:54 , May 29
Calculation started289	16:53:06 , May 29
Calculation has converged since the following criteria are satisfied: 387	17:03:08 , May 29
Max. phys. time is reached 387	
Calculation finished 388	17:03:21 , May 29
Preparing data for calculation	17:08:02 , May 29
Calculation started388	17:08:15 , May 29
Calculation has converged since the following criteria are satisfied: 507	17:22:20 , May 29
Max. phys. time is reached 507	
Calculation finished 508	17:22:34 , May 29
Preparing data for calculation	18:16:12 , Jun 17
Calculation started988	18:16:26 , Jun 17
Calculation has converged since the following criteria are satisfied: 1467	19:09:45 , Jun 17
Max. phys. time is reached 1467	



Calculation finished 1468	19:09:58 , Jun 17
Preparing data for calculation	19:05:26 , Jan 22
Calculation finished 1468	19:05:31 , Jan 22
Preparing data for calculation	19:05:57 , Jan 22
Calculation started 1468	19:06:09 , Jan 22
Calculation has converged since the following criteria are satisfied: 1697	19:31:17 , Jan 22
Max. phys. time is reached 1697	
Calculation finished 1698	19:31:30 , Jan 22

## Calculation Mesh

### *Basic Mesh Dimensions*

Number of cells in X	60
Number of cells in Y	60
Number of cells in Z	150

### *Number Of Cells*

Total cells	560104
Fluid cells	0
Solid cells	507728
Partial cells	52376
Irregular cells	0
Trimmed cells	0

Maximum refinement level: 1

## Goals

Name	Unit	Value	Progress	Use in convergence	Delta	Criteria

Внутри	°C	91.44	6	On	97.45794 94	5.599531 03
Снаружи	°C	77.01	3	On	12.53895 37	0.420743 519
Нагреватель	°C	94.30	9	On	265.8890 31	23.45027 38
Материал	°C	80.90	100	On	0.265285 856	0.496790 51

### Min/Max Table

Name	Minimum	Maximum
Pressure [Pa]	126343.30	126343.30
Temperature [°C]	76.38	94.67
Density [kg/m <sup>3</sup> ]	1.20	1.21
Velocity [m/s]	0	4.447e-005
Velocity (X) [m/s]	-2.548e-005	3.870e-005
Velocity (Y) [m/s]	-2.053e-005	2.456e-005
Velocity (Z) [m/s]	-3.061e-005	1.770e-005
Temperature (Fluid) [°C]	90.12	94.67
X (cartesian) [m]	-0.100	0.100
Y (cartesian) [m]	-0.100	0.100
Z (cartesian) [m]	-0.250	0.250
Phi (cylindrical) [rad]	0.008	6.275
Radius r (cylindrical) [m]	0.001	0.100
Z-axis (cylindrical) [m]	-0.250	0.250
Phi (spherical) [rad]	0.008	6.275
Theta (spherical) [rad]	-1.566	1.566
Position Vector R (spherical) [m]	0.001	0.269

Mach Number [ ]	0	1.16e-007
Axial Velocity [m/s]	-3.061e-005	1.770e-005
Radial Velocity [m/s]	-9.466e-006	1.825e-005
Circumferential Velocity [m/s]	-3.649e-005	2.722e-005
Relative Velocity (M*) [ ]	0	1.2722968e-007
Vorticity [1/s]	2.950e-008	0.024
Total Pressure [Pa]	126343.30	126343.30
Dynamic Pressure [Pa]	0	1.19e-009
Friction Coefficient [ ]	666.6618	8.3817e+008
Shear Stress [Pa]	1.01e-012	3.88e-006
Reference Pressure [Pa]	101325.00	101325.00
Relative Pressure [Pa]	25018.30	25018.30
Specific Heat (Cp) [J/(kg*K)]	1011.2	1011.6
Dynamic Viscosity [Pa*s]	2.1347e-005	2.1552e-005
Prandtl Number [ ]	0.6929470	0.6936353
Stagnation Density [kg/m^3]	1.20	1.21
Fluid Thermal Conductivity [W/(m*K)]	0.0311	0.0314
Solid Thermal Conductivity (X) [W/(m*K)]	1.8500	14.2000
Solid Thermal Conductivity (Y) [W/(m*K)]	1.8500	14.2000
Solid Thermal Conductivity (Z)	1.8500	14.2000

[W/(m*K)]		
Stanton Number [ ]	-1723853.6167	2327733.6074
Heat Transfer Coefficient [W/m^2/K]	0.002	0.844
Surface Heat Flux [W/m^2]	-889.109	1063.617
Total Temperature [°C]	90.12	94.67
Heat Flux [W/m^2]	0.256	2391.864
Heat Flux (X) [W/m^2]	-1888.118	1934.028
Heat Flux (Y) [W/m^2]	-1933.119	1890.390
Heat Flux (Z) [W/m^2]	-526.664	521.479
Wall Temperature [°C]	90.12	94.67
Overheat above Melting Temperature [K]	-1150.470	-1032.180
Reference Fluid Temperature [°C]	20.05	20.05
Net Radiant Flux [W/m^2]	-75.733	310.152
Leaving Radiant Flux [W/m^2]	0	1049.270
Net Radiant Flux (thermal) [W/m^2]	-75.733	310.152
Leaving Radiant Flux (thermal) [W/m^2]	0	1049.270
Turbulent Viscosity [Pa*s]	8.6451e-028	1.4096e-015
Turbulent Time [s]	292.027	5.224e+008
Turbulent Length [m]	3.905e-004	4.783e-004
Turbulent Intensity [%]	0.30	1000.00

Turbulent Energy [J/kg]	3.105e-023	9.934e-011
Turbulent Dissipation [W/kg]	5.94e-032	3.40e-013

## Engineering Database

### Radiative surfaces

#### *Non-radiating surface*

Path: Radiative Surfaces Pre-Defined

Radiative surface type: Wall to ambient

#### *Хромомагnezит*

Path: Radiative Surfaces User Defined\Круглый, углы.SLDPRT\ЛН УГЛЫ (1)

Radiative surface type: Wall

Specularity coefficient: 0

Emissivity: Specific for thermal and solar radiation

Emissivity coefficient: 0.80

Solar absorptance: 1.0000000

#### *Двойной нихром*

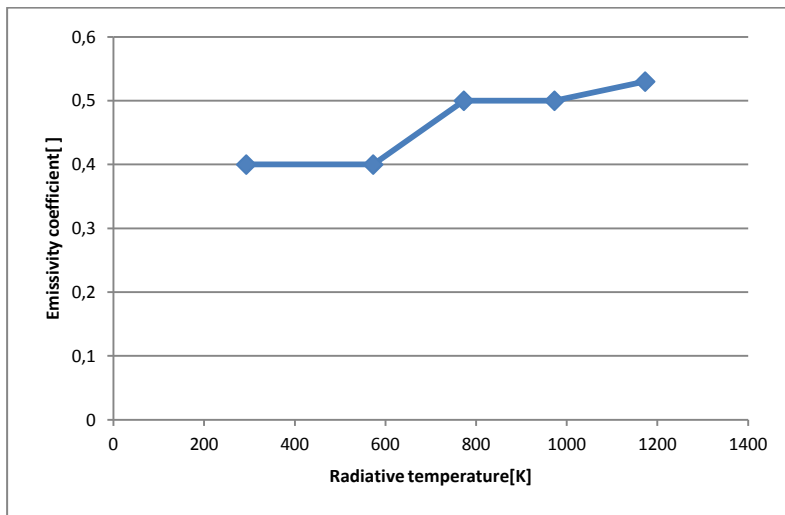
Path: Radiative Surfaces User Defined\Круглый, углы.SLDPRT\ЛН УГЛЫ (1)

Radiative surface type: Wall

Specularity coefficient: 0

Emissivity: Specific for thermal and solar radiation

## Emissivity coefficient



## Solids

### *Хромомагnezит*

Path: Solids User Defined\Круглый, углы.SLDPRT\ЛН УГЛЫ (1)

Density: 2900.00 kg/m<sup>3</sup>

Specific heat: 1080.0 J/(kg\*K)

Conductivity type: Isotropic

Thermal conductivity: 1.8500 W/(m\*K)

Electrical conductivity: Dielectric

Radiation properties: No

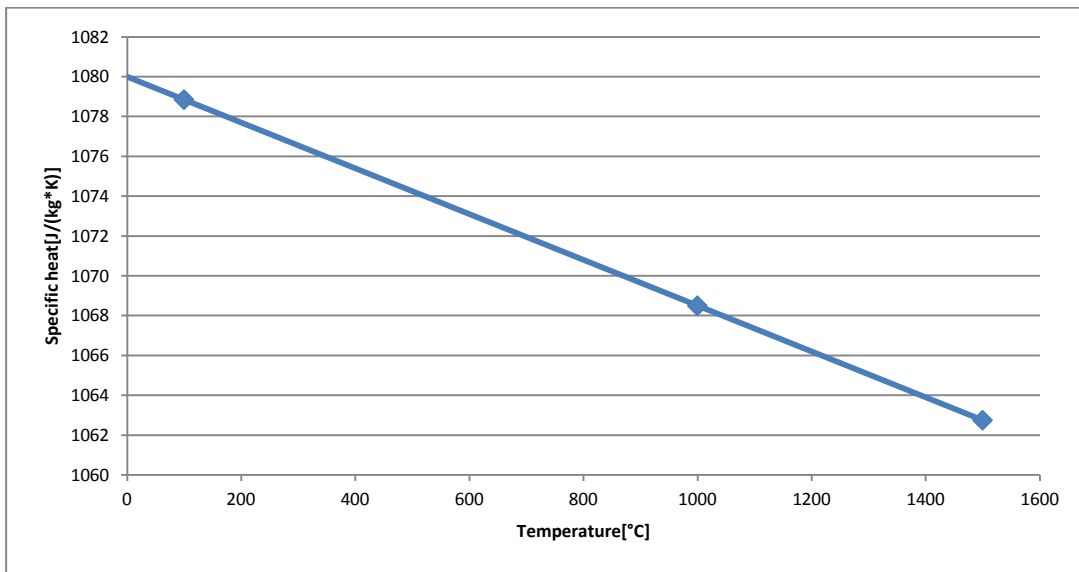
Melting temperature: 1226.85 °C

### *Хромомагnezит*

Path: Solids User Defined\плоский, внутри, углы.SLDPRT\ЛН УГЛЫ (1)

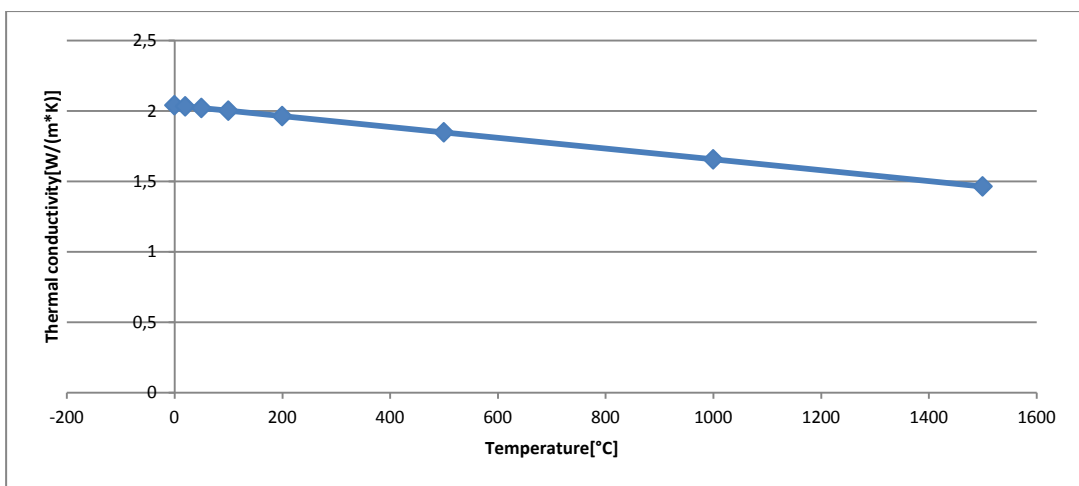
Density: 2900.00 kg/m<sup>3</sup>

## Specific heat



Conductivity type: Isotropic

## Thermal conductivity



Electrical conductivity: Dielectric

Radiation properties: No

Melting temperature: 1226.85 °C

*Двойной нихром*

Path: Solids User Defined\Круглый, углы.SLDPRT\ЛН УГЛЫ (1)

Density: 8400.00 kg/m<sup>3</sup>

Specific heat: 440.0 J/(kg\*K)

Conductivity type: Isotropic

Thermal conductivity: 14.2000 W/(m\*K)

Electrical conductivity: Dielectric

Radiation properties: No

Melting temperature: 1126.85 °C

## Gases

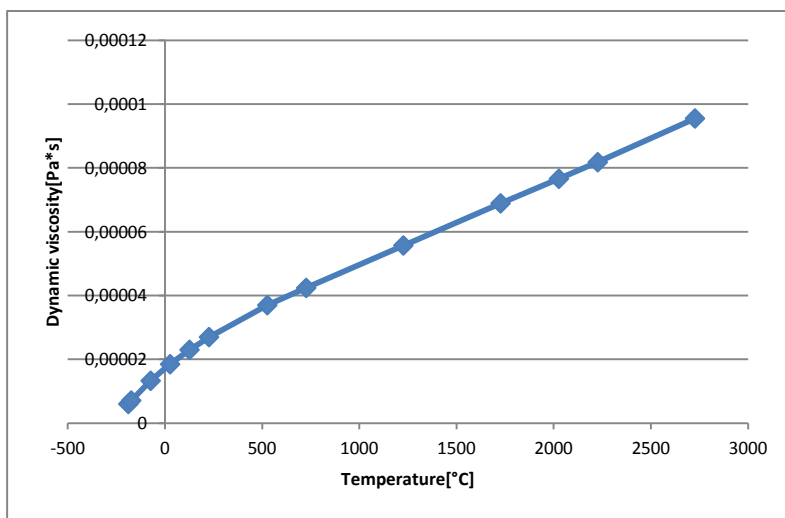
### *Air*

Path: Gases Pre-Defined

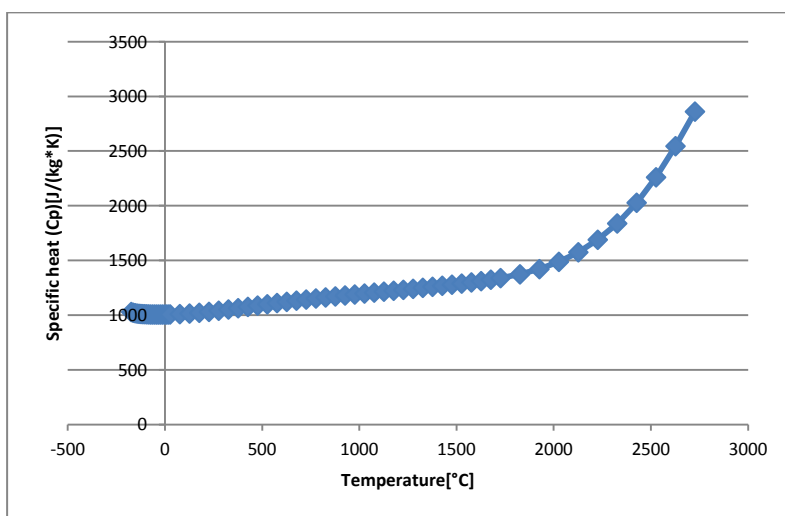
Specific heat ratio ( $C_p/C_v$ ): 1.399

Molecular mass: 0.0290 kg/mol

Dynamic viscosity

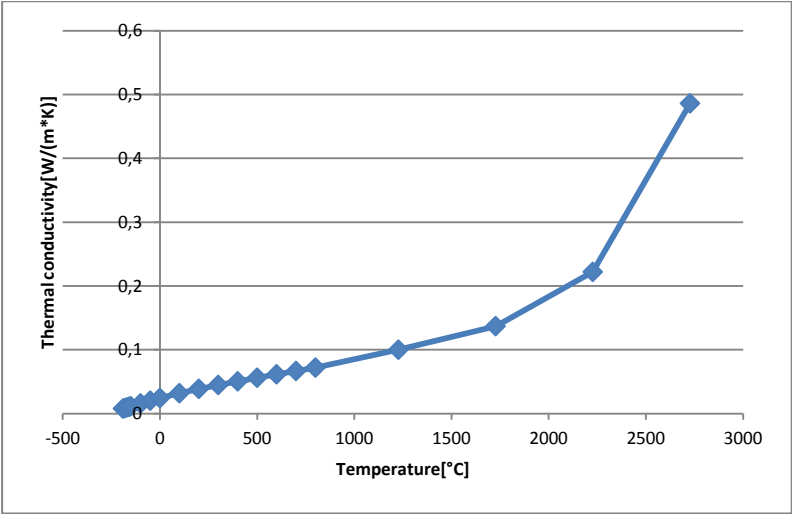


Specific heat ( $C_p$ )





### Thermal conductivity



Додаток Б  
Таблиця залежності  $M = M(H)$

H	$\Psi$	M
0,00	1,000	0,00000
0,01	0,993	0,00993
0,02	0,986	0,01972
0,04	0,972	0,0389
0,06	0,958	0,0575
0,08	0,944	0,0755
0,10	0,931	0,0931
0,12	0,918	0,110
0,14	0,905	0,123
0,16	0,892	0,143
0,18	0,880	0,158
0,20	0,868	0,174
0,22	0,856	0,188
0,24	0,844	0,203
0,26	0,833	0,219
0,28	0,822	0,230
0,30	0,811	0,243
0,32	0,800	0,256
0,34	0,789	0,268
0,36	0,779	0,280
0,38	0,769	0,292
0,40	0,759	0,304
0,42	0,749	0,314
0,44	0,740	0,326
0,46	0,731	0,336
0,48	0,722	0,346
0,50	0,713	0,356
0,52	0,704	0,366
0,54	0,695	0,375
0,56	0,687	0,385
0,58	0,679	0,394
0,60	0,671	0,403
0,62	0,663	0,411
0,64	0,655	0,419
0,66	0,648	0,428
0,68	0,640	0,435
0,70	0,633	0,443

H	$\Psi$	M
0,72	0,626	0,451
0,74	0,619	0,458
0,76	0,612	0,465
0,78	0,605	0,472
0,80	0,599	0,479
0,82	0,592	0,485
0,84	0,586	0,492
0,86	0,580	0,499
0,88	0,574	0,505
0,90	0,568	0,511
0,92	0,562	0,517
0,94	0,556	0,523
0,96	0,550	0,528
0,98	0,545	0,534
1,00	0,539	0,539
1,05	0,526	0,552
1,10	0,514	0,565
1,15	0,502	0,577
1,20	0,490	0,588
1,25	0,479	0,599
1,30	0,468	0,608
1,35	0,458	0,618
1,40	0,448	0,627
4,45	0,439	0,636
1,50	0,430	0,645
1,55	0,421	0,653
1,60	0,413	0,661
1,65	0,405	0,668
1,70	0,397	0,675
1,75	0,390	0,682
1,80	0,383	0,689
1,85	0,376	0,696
1,90	0,369	0,701
1,95	0,343	0,708
2,00	0,356	0,712
2,1	0,344	0,722
2,2	0,333	0,733

H	$\Psi$	M
2,3	0,323	0,742
2,4	0,313	0,751
2,5	0,304	0,760
2,6	0,295	0,768
2,7	0,287	0,755
2,8	0,279	0,781
2,9	0,271	0,786
3,0	0,264	0,792
3,1	0,257	0,797
3,2	0,251	0,803
3,3	0,245	0,809
3,4	0,239	0,814
3,5	0,234	0,819
3,6	0,229	0,824
3,7	0,224	0,828
3,8	0,219	0,832
3,9	0,214	0,836
4,0	0,210	0,839
4,1	0,205	0,841
4,2	0,201	0,844
4,3	0,197	0,847
4,4	0,193	0,851
4,5	0,190	0,854
4,6	0,186	0,857
4,7	0,183	0,860
4,8	0,180	0,863
4,9	0,177	0,866
5,0	0,174	0,869
5,5	0,160	0,880
6,0	0,148	0,889
6,5	0,138	0,897
7,0	0,129	0,903

H	$\Psi$	M
7,5	0,121	0,908
8,0	0,114	0,913
8,5	0,108	0,918
9,0	0,1026	0,929
9,5	0,0976	0,927
10,0	0,0931	0,931
10,5	0,0890	0,934
11,0	0,0852	0,937
11,5	0,0817	0,940
12,0	0,0785	0,942
12,5	0,0755	0,944
13,0	0,0728	0,946
13,5	0,0703	0,948
14,0	0,678	0,950
14,5	0,0655	0,952
15,0	0,0636	0,954
16,0	0,0598	0,957
17,0	0,0564	0,959
18,0	0,0534	0,961
19,0	0,0507	0,963
20	0,0482	0,965
21	0,0460	0,967
22	0,0440	0,968
23	0,0421	0,969
24	0,0404	0,970
25	0,0389	0,972
30	0,0325	0,975
40	0,0245	0,980
50	0,0197	0,986
100	0,00993	0,993
$\infty$	0,00000	1,000

Додаток В  
Акт впровадження наукових результатів дисертаційної роботи



**ПРИВАТНЕ ПІДПРИЄМСТВО «ІЗОТЕРМ-ЕЛІТ»**  
Свід. № 200111876 ; Код ЗКПО 36849181; ПІН 368491815538;  
р/р 26004013631901 в ПАО «АЛЬФА-БАНК» МФО 300346  
Юридична адреса: 65125, м. Одеса вул. Осипова, 30  
Почтова адреса: 65005, м. Одеса, а/я-128  
тел/факс: +38 048-734-02-23, +38 048 702-32-87,  
E-mail: izotermelit@ukr.net

Акт впровадження  
наукових результатів кандидатської дисертаційної роботи  
Шраменка Олександра Миколайовича на тему  
«Удосконалення конструкції та режимів роботи акумуляторів теплоти на основі  
твердих матеріалів»,  
виконаної на кафедрі теплових електричних станцій та енергозберігаючих  
технологій Одеського національного політехнічного університету

ПП «Ізотерм-Еліт» прийнято до впровадження результати дисертаційної роботи аспіранта кафедри «Теплових електричних станцій та енергозберігаючих технологій», що направлені на ефективне використання енергоресурсів в системах тепlopостачання будівель.

В результаті проведених наукових досліджень автором запропоновано ефективну методику вибору оптимальних конструктивних параметрів акумуляторів теплоти на основі твердих матеріалів та режимів їх роботи. Впровадження запропонованої методики дозволяє:

- 1) використовувати акумулятори теплоти з максимальною ефективністю для різних споживачів теплоти;
- 2) зменшити матеріалоємність акумуляторів теплоти на 5-15%;
- 3) зменшити фінансові витрати на опалення на 10-15%.

Директор ПП «Ізотерм-Еліт»



Андрушин І.А.