

Имя пользователя:
Баранюк Олександр Володимирович

ID проверки:
1011548043

Дата проверки:
11.06.2022 21:42:21 EEST

Тип проверки:
Doc vs Internet + Library

Дата отчета:
11.06.2022 21:42:46 EEST

ID пользователя:
100007114

Название файла: TF81-RomashenkoMD-diploma-2022

Количество страниц: 55 Количество слов: 9872 Количество символов: 70815 Размер файла: 1.63 MB ID файла: 1011420066

7.96% Совпадения

Наибольшее совпадение: 1.54% с Интернет-источником (<http://journals.uran.ua/eejet/article/download/5725/5132>)

6.94% Источники из Интернета 49 Страница 57

1.71% Источники из Библиотеки 40 Страница 58

0% Цитат

Исключение цитат выключено

Исключение списка библиографических ссылок выключено

0% Исключений

Нет исключенных источников

Модификации

Обнаружены модификации текста. Подробная информация доступна в онлайн-отчете.

Замененные символы 106

ВСТУП

Теплові труби (ТТ) представляють високоефективні теплопередаючі пристрої, в основі роботи яких лежать теплові ефекти фазових перетворень. Вони знаходять застосування у багатьох технічних приладах, де необхідно здійснювати інтенсивну термостабілізацію шляхом відведення значних теплових потоків при невисоких градієнтах температури з оточуючим середовищем. Теплові труби довели свою універсальність, а в деяких випадках просто незамінність.

За останні десятиліття у світовій науці та техніці виконано величезний обсяг досліджень, покладених в основу теорії ТТ, їх конструювання та технології виготовлення на підставі фундаментальних законів термодинаміки, теплопередачі, механіки рідини, матеріалознавства. Розроблено методики розрахунку, з використанням необхідної теоретичної бази та дослідницької інформації, стосовно конкретної конструкції та умов експлуатації ТТ.

Аналіз значного обсягу матеріалів про розробки, дослідження, конструювання теплових труб, через їх значне розмаїття, показує відсутність єдиного підходу до теорії, розрахунку і виготовлення теплових труб.

Особливе місце у дослідженнях та розробці такого класу теплопередаючих пристроїв займають двофазні термосифони (ДФТС) та гравітаційні теплові труби, в яких повернення теплоносія здійснюється за рахунок сил гравітації. Істотною відмінністю гравітаційної теплової труби від двофазного термосифона є наявність капілярно-пористої структури, яка закріплена на внутрішній поверхні теплопередаючого елемента.

Існують різні способи нанесення капілярно-пористих структур (КС) на поверхні теплообміну теплових труб: нанесення механічним способом поздовжніх або горизонтальних канавок різного профілю; кріплення різноманітних сіток, спікання порошків або металевих волокон.

На мою думку, перспективною є технологія виготовлення капілярно-пористих структур для теплових труб шляхом спікання металевих волокон, які отримали назву металоволокнисті капілярні структури (МВКС).

Такі структури мають ряд істотних переваг у порівнянні з іншими структурами, а саме: широкий діапазон об'ємної пористості, відмінні капілярно-транспортні характеристики та теплофізичні властивості.

Проведені дослідження та практичне використання ТТ з КС на основі металоволокнистих матеріалів показали їх високі теплофізичні характеристики, надійність в експлуатації та довговічність.

Практично всі проведені дотепер дослідження ТТ з металоволокнистими капілярно-пористими структурами (МВКПС), з вивчення процесів теплообміну в зонах нагріву та конденсації, відносяться до області застосування ТТ в умовах їх експлуатації за відсутності впливу сил гравітації або при негативному впливі гравітації на повернення теплоносія зону нагрівання.

Вивчення теплофізичних характеристик ТТ з МВКС з урахуванням впливу гравітації на повернення теплоносія із зони конденсації в зону нагріву може розширити можливості застосування ТТ з МВКС у різних теплопередаючих та термостабілізуючих системах.

1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ

1.1 Загальні відомості про теплові труби

Теплові труби беруть свій початок у далекому ХІХ столітті. Англійський винахідник Джон Перкінс використав теплопередавальний пристрій у печі для випічки хлібобулочних виробів, який працював за принципом замкненого випарно-конденсаційного циклу. Використовуючи ТТ, а фактично двофазний термосифон, він герметично розділив, відносно брудну ділянку, що обігривається, від зони конденсації, де в чистому просторі випікався хліб.

Майже через сто років в 1944 Р. Гоуглер отримує патент США [1] в якому дається опис ТТ як замкненого випарно-конденсаційного пристрою з поверненням конденсату в зону нагріву по капілярній структурі. Тільки через двадцять років ТТ повторно народилася в Лос-Аламоській лабораторії зусиллями Г. Гровер та ін. [2] сформулювали принцип дії ТТ, як досконалого теплопередаючого пристрою.

З цього моменту розпочалися дослідження та практичне застосування ТТ таДФТС. Відповідно до стандарту [3] ТТ – випарно-конденсаційний герметичний пристрій з використанням капілярних сил, що служить для передачі теплоти та працює по замкненому циклу.

На рис.1.1 схематично представлена ТТ, яка є закритою камерою довільної форми, внутрішня поверхня якої покрита капілярною структурою. Структура насичена робочою рідиною, а решта об'єму заповнена паровою фазою теплоносія.



1 – корпус; 2 – фітіль; 3 – потік рідини; 4 – потік пари

Рисунок 1.1 – Схема функціонування теплової труби [5]

Теплота від зовнішнього джерела подається до зони випаровування, що призводить до випаровування теплоносія. Внаслідок наявності перепаду тиску пара переміщується від випарника до конденсатора і конденсується на поверхні КС та під дією капілярних сил повертається до зони випаровування.

З появою ТТ стало можливим вирішувати широкий спектр технічних завдань [4 – 6], що базуються на здатності ТТ передавати тепло на значні відстані з мінімальними втратами, трансформувати густину теплового потоку, як в зоні випаровування, так і в зоні конденсації в широкому діапазоні теплових потоків, регулювати та стабілізувати температуру об'єкта.

Як теплопередавальна система ТТ має низку істотних переваг, у порівнянні з традиційними:

- відносно прості у конструкції;
- відсутність рухомих деталей та безшумність;
- малі витрати енергії на переміщення теплоносіїв;
- висока теплопровідність;
- довговічність та надійність;
- ізотермічність поверхні за низького термічного опору;
- односпрямована провідність (тепловий діод).

Теплові труби можна класифікувати за рядом ознак [4]:

1. За температурним діапазоном роботи:

- криогенні ТТ (нижче 200 К);

- низькотемпературні ТТ (200-550 К);
- середньотемпературні ТТ (550-750 К);
- високотемпературні ТТ (понад 750 К).

2. Щодо зміни термічного опору:

- нерегульовані ТТ;
- регульовані ТТ.

3. За конфігурацією:

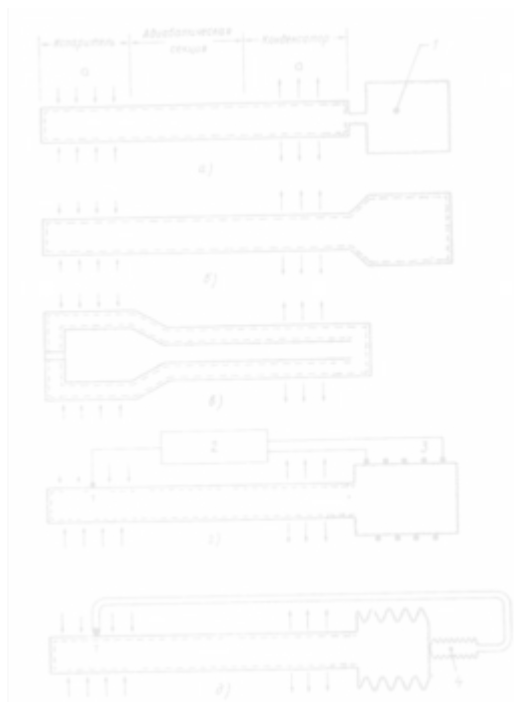
- стандартні ТТ круглого, прямокутного поперечного перерізу, прямі чи вигнуті;
- ТТ складної форми (парові камери).

1.2 Конструкції теплових труб

Основні конструктивні елементи ТТ (рис. 1.1) включають зони випаровування (ЗН), конденсації (ЗК) і транспорту (ЗТ), розміщені в герметичному корпусі, покритому всередині капілярною структурою, заповненому теплоносієм.

До спеціальних типів ТТ відносяться ТТ зі змінним термічним опором - газорегульована ТТ, яка підтримує температуру ЗН на постійному рівні, при зміні густини теплового потоку, що підводиться, в широкому діапазоні. Це досягається шляхом зміни площі ЗК і підтриманням постійного тиску ТТ при заповненні її інертним газом з резервуару, приєднаного до ТТ, під тиском, що відповідає тиску насичення теплоносія.

На рис.1.2 показано кілька прикладів газорегульованих ТТ [5].



1 – газовий резервуар; 2 – регулятор нагрівача; 3 – нагрівач; 4 – робоче тіло регулятора

Рисунок 1.2 – Схеми газонаповнених теплових труб [5]

У таких трубах обсяг неконденсованого газу може бути або саморегулюючим або регулюватися шляхом зворотного зв'язку.

Приклади саморегульованих ТТ зображені на рис. 1.2(а – в). Теплова ефективність цих пристроїв істотно залежить від теплового навантаження та знижується з його зменшенням.

На рис. 1.2г наведено ТТ із зовнішньою системою регулювання зі зворотним зв'язком. Регулювання за такою схемою здійснюється регулюючим пристроєм шляхом порівняння температури в точці відліку і заданою температурою, та передачі сигналу регулюючим пристроєм виконавчому пристрою, який нагріває або охолоджує газ, що не конденсується, до такої температури, яка відповідає заданій.

Крім електричної системи, може бути реалізована механічна система зворотного зв'язку (рис. 1.2д). Регулювання температури в заданій точці відбувається за рахунок зміни об'єму газу, що не конденсується, що знаходиться в сільфоні, який регулює величину активної поверхні зони конденсації відповідно до заданої температури.

Теплові труби з надлишковим вмістом теплоносія за принципом дії досить близькі до газорегульованих ТТ, з тією відмінністю, що зміна активної зони конденсації відбувається за рахунок надлишкової рідкої фази, що переноситься паром в зону конденсації (рис. 1.3а).



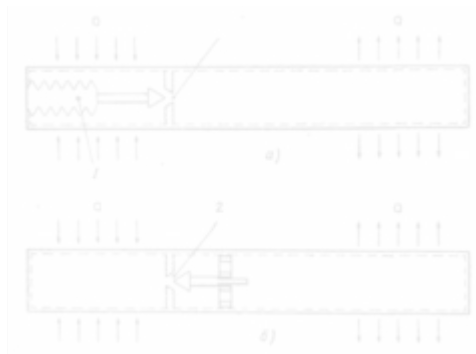
1 – робочий елемент регулювальника; 2 – надлишковий теплоносій

Рисунок 1.3 – Схеми теплових труб із надлишком теплоносія [5]

На рис. 1.3б представлена ТТ (тепловий діод) у якій резервуар з надлишковим теплоносієм розташований з боку зони конденсації.

До певного моменту така ТТ працює, як звичайна, поки температура в ЗН вище температури в ЗК. При зміні градієнта температур надлишковий теплоносій перемістатиметься паром в ЗК і блокує частину ЗК, що призведе до зменшення відведення тепла та підвищення температури в ЗК.

Теплова труба зі змінним напрямком потоком пари між ЗН та ЗК здатна змінювати свої температурні характеристики. На рис. 1.4 представлені ТТ із змінним потоком пари внаслідок наявності дросельного клапана з боку ЗН (рис.1.4а) або ЗК (рис.1.4б).



1 – регулятор; 2 – дросельний клапан;
а – ТТ із змінною провідністю; б – тепловий діод

Рисунок 1.4 – Схеми теплових труб з дросельованим потоком пари [5]

Перевагою ТТ з дроселюванням потоку пари між ЗН і ЗК по відношенню до газорегульованих ТТ або ТТ з надлишком теплоносія є те, що не відбувається зменшення активної поверхні теплообміну ні ЗК ні ЗН теплової труби, і зберігається їх стабільна ізотермічність.

У разі повного закриття дросельного клапана, парова фаза ЗН буде прагнути рухатися в ЗК через капілярну структуру і перешкоджати поверненню теплоносія в ЗН, до повного або часткового осушення ЗН, і зупинення процесу передачі тепла. Така особливість конструкції ТТ може використовуватись для включення або вимкнення ТТ.

При зміні конструкції дросельного клапана на протилежну (рис. 1.4б), при зміні знаку градієнта температур між ЗН та ЗК, зворотний потік парової фази закриє дросельний клапан та ТТ вимкнеться. Така робота ТТ в одному напрямку називається тепловим діодом.

Теплова труба зі змінним напрямом руху теплоносія між зонами випаровування та конденсації показана на рис. 1.5.



Рисунок 1.5 – ТТ – діод із пасткою для теплоносія [5]

За звичайних умов роботи ТТ пастка розташована на ЗН суха, і ТТ працює з номінальною кількістю теплоносія для заповнення капілярної структури. При збільшенні навантаження понад номінального починається конденсація теплоносія, який накопичується в пастці на поверхні КС, що в кінцевому підсумку призводить до осушення КС ТТ і теплова труба перестає виконувати функцію теплопередаючого пристрою.

1.3 Застосування теплових труб

Починаючи з 1964 року теплові труби знайшли широке застосування у різних галузях промисловості, енергетиці, космічних дослідженнях. Високотемпературні ТТ застосовуються в енергетиці для охолодження ядерних та ізотопних реакторів, для забезпечення функціонування термоіонних та термоелектричних генераторів, утилізації тепла.

Середньотемпературні ТТ застосовуються в електроніці при охолодженні приладів і блоків, генераторних ламп і ламп хвилі, що біжить; в енергетиці для охолодження валів турбоагрегатів, генераторів, двигунів, в установках для утилізації тепла і вихлопних газів, що минають, передачі тепла в сонячних і геотермальних установках. Особливе місце займають мініатюрні випарно-конденсаційні системи охолодження та термостабілізації на базі теплових труб та двофазних термосифонів [7], які ефективно охолоджують різні типи електронних радіоелементів, мікромодулів, інтегральних мікросхем тощо.

У космічній техніці вони застосовуються для термостабілізації космічних об'єктів та скафандрів космонавтів.

Кріогенні ТТ застосовуються для охолодження лазерних систем, параметричних датчиків, а в медицині як інструменти для лікування очних та пухлинних захворювань.

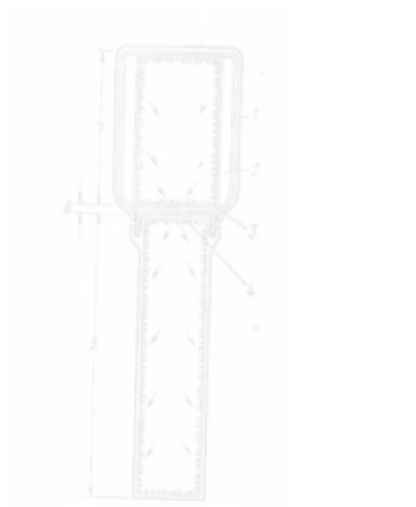
1.3.1 Утилізація теплової енергії

Установки на основі ТТ для утилізації та повторного використання теплової енергії відпрацьованих газів, що йдуть, з енергетичних або промислових процесів, систем вентиляції та кондиціонування повітря. Передача тепла від відпрацьованих потоків газових або краплинних теплоносіїв переноситься ТТ із зони випаровування в зону конденсації до потоку, що нагрівається, при необхідності, на досить великі відстані.

1.3.2 Системи перетворення енергії

Можливості ТТ трансформувати густину теплового потоку була використана для створення термоіонних перетворювачів з високою густиною теплового потоку (рис.1.6).

Рідкометалева ТТ із теплоносієм – рідке срібло (Ag) концентрує тепло від радіоізотопного джерела для нагрівання емітера, а ТТ з літієм (Li) як теплоносій - колектор, розсіює тепло на радіаторі. Такий механізм роботи ТТ дозволяє створювати високотемпературні перетворювачі. ТТ можуть бути використані для проектування термоелектричного генератора, схема представлена на рис. 1.7.



1 – радіаційний захист; 2 – радіоактивний метал; 3 – емітер; 4 – колектор; 5 – радіатор; 6 – термоіонізаційний перетворювач; 7 – джерело тепла

Рисунок 1.6 –Теплова труба з рідкометалевим теплоносієм для термоіонних перетворювачів з високою щільністю теплового потоку [5]

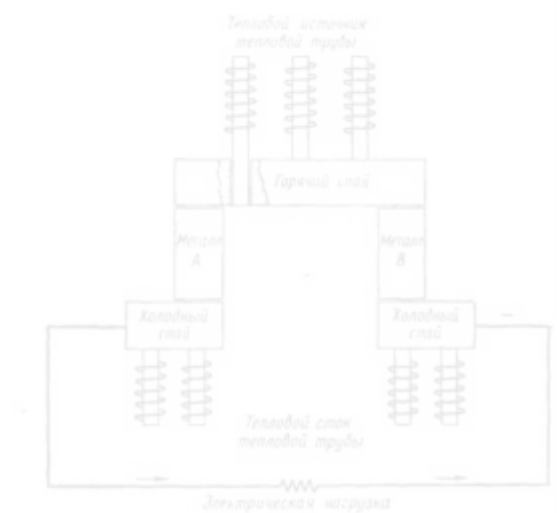


Рисунок 1.7– Схема термоелектричного генератора на теплових трубах [5]

За цією схемою ТТ трансформують тепло зовнішнього джерела на невеликому гарячому спаї та відводять тепло до радіатора значного розміру.

1.3.3 Установка для вимірювання повного випромінювання поверхні

При використанні ТТ як тепловиділяючого елемента з ізотермічною поверхнею (рис. 1.8), можна точно визначати кількість тепла, що надходить в систему, а отже можна визначати її повну поверхню, що випускає, в широкому інтервалі температур і великої кількості матеріалів.



1 – термопара; 2 – феніловий ефір; 3 – вакуумна камера з пирексу; 4 – електричний нагрівач; 5 – фітіль; 6 – труба з корозійно-стійкої сталі; 7 – відвід до вакуумного насосу

Рисунок 1.8 – Схема установки визначення повного випромінювання [5]

1.3.4 Ізотермічна піч

На рис. 1.9 представлена схема ізотермічної печі, що працює за принципом теплової труби із застосуванням циліндричної коаксіальної капілярної структури.



1 – зовнішня оболонка; 2 – фітіль; 3 – внутрішня обкладка печі

Рисунок 1.9 – Схема ізотермічної печі, що діє за принципом теплової труби [5]

Використовуючи головну перевагу ТТ – високу ізотермічність зони випаровування та зони конденсації, практично виключається виникнення температурних градієнтів, що забезпечує високу якість та рівномірність нагріву об'єктів, що обробляються.

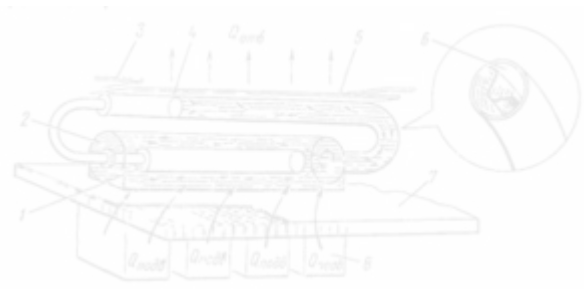
1.3.5 Охолодження та термостабілізація електронного та електричного обладнання

Теплові труби ефективно використовуються для термостабілізації та охолодження електронного та електричного обладнання, особливо у випадках, коли важливим є оптимізація за масогабаритними параметрами. Зниження ваги та габаритів обладнання та приладів відіграє головну роль у космічній, авіаційній та військовій техніці.

Можна навести сотні прикладів застосування ТТ у цих галузях, що дозволило істотно зменшити розміри та вагу обладнання, а також підвищити їх надійність та швидкодію.

1.3.6 Космічні апарати

Теплові труби широко застосовуються для термостабілізації та охолодження на космічних апаратах. На рис. 1.10 наведена схема газонаповненої аміачної ТТ, встановленої на борту орбітальної астрономічної обсерваторії, для температури електронних приладів обробки даних на борту апарату в межах 291 ± 3 К, в діапазоні навантажень від 15 до 35 Вт.



1 – резервуар з газом; 2 – випарник; 3 – оболонка; 4 – поверхня розділу газ – пара; 5 – випромінювач; 6 – фітіль; 7 – шасі; 8 – електронна апаратура
Рисунок 1.10 – Схема газонаповненої теплової труби для охолодження електронної апаратури обробки даних на борту астрономічної орбітальної обсерваторії [5]

У космосі були випробувані методи теплового регулювання із застосуванням ТТ-діод, які показали їхню високу ефективність.

1.3.7 Хірургічні кріозонди

Кріохірургія відкрила значні можливості у проведенні хірургічних операцій, особливо для видалення ракових пухлин. Операції проходять значно комфортніше для пацієнта, тому що не супроводжується значною кровотечею та майже без болю. Кріозонд на базі ТТ дозволяє заморожувати пухлину як зсередини, так і ззовні. Для операцій використовують ТТ із розімкненим контуром у якому як теплоносій використовується рідкий азот.

Крім кріозондів у медицині використовуються пристрої на базі стандартних ТТ із теплоносієм – етиловий спирт. Такі пристрої застосовують для лікування внутрішніх запальних процесів.

1.3.8 Стабілізатор вічної мерзлоти

Майже всі інженерні споруди, такі як будівлі, дороги, аеродроми, трубопроводи, в арктичній зоні, будуються на палях і встановлюються на шар вічної мерзлоти. При експлуатації палі можуть спостерігатися процеси розподілу ґрунту навколо або під палею, що може призвести до виникнення вертикальних або горизонтальних переміщень і руйнування конструкції. Для стабілізації вічної мерзлоти були розроблені [5] палі з внутрішніми або зовнішніми ТТ (рис.1.11).



а – зовнішня спіральна; б – внутрішня; в – для опор; відчувуючих боковий тиск; г – для опор у насип; д – відповідна; е – прилегла; ж – для палі опорної; з – для фундаменту з опорними палями

Рисунок 1.11 – Схема захисту вічної мерзлоти з використанням палей із внутрішніми та зовнішніми тепловими трубами [5]

Палі з ТТ працюють як тепловий діод. У холодну пору року вона охолоджує і заморожує ґрунт, а в теплу пору, внаслідок малого капілярного тиску для перекачування теплоносія, вічна мерзлота буде відтавати на дуже малу глибину, що збереже ґрунт навколо палі у мерзлому стані, і осад і переміщення палі стане не можливим.

1.3.9 Охолодження сонячного колектора енергетичної установки

В даний час активно розвивається сонячна енергетика, як для вироблення електроенергії, так для обігріву та охолодження будівель та споруд. На рис. 1.12 представлена схема сонячного колектора із тепловими трубами.



1 – пластина колектору; 2 – ТТ; 3 – теплова ізоляція; 4 – засклені у 2 шари

Рисунок 1.12– Схема сонячного колектора із використанням теплових труб

[5]

1.4 Конструктивні елементи теплових труб

До основних конструктивних елементів ТТ, у випадку, відносяться корпус і капілярна структура. Корпус ТТ є герметичною оболонкою, яка в залежності від призначення, умов експлуатації, технічних вимог може мати різноманітні профілі, форми, обсяги та розміри. Матеріал корпусу, його товщини та механічна міцність, вибираються виходячи з умов експлуатації, робочих температур та тиску, технологічності виготовлення, хімічної стійкості до теплоносія, високої теплопровідності та змочуваності теплоносієм. В окремих випадках до корпусу ТТ можуть пред'являтися спеціальні вимоги. Зазвичай як матеріал корпусу використовують мідь, нержавіючу сталь, алюміній та його сплави, нікель, титан, скло, кераміку та інші матеріали.

Капілярна структура ТТ повинна забезпечити: повернення сконденсованого теплоносія до поверхні нагрівання, поверхневі пори на межі розділу фаз, для створення необхідного капілярного тиску, тепловий контакт між внутрішньою поверхнею корпусу та поверхнею розділу фаз.

Найбільш ефективна КС повинна мати невеликі поверхневі пори, що забезпечують високий капілярний тиск, великі внутрішні пори для мінімального опору руху рідини та надійний тепловий контакт з корпусом ТТ, що забезпечить максимальну теплопровідність по перерізу КС.

Відповідно до [4] КС поділяють на три основні групи: вставні, конструкційні і комбіновані, тоді як, [5] об'єднує вставні і конструкційні КС під назвою – однорідні КС. На рис. 1.13 представлені поперечні перерізи ТТ із вставними та конструктивними (однорідні) КС.



а – багатощарова сітка; б – спечений металевий порошок; в – відкриті осьові канавки; г – кільцевий фітіль; д – серповидний фітіль; е – артерія

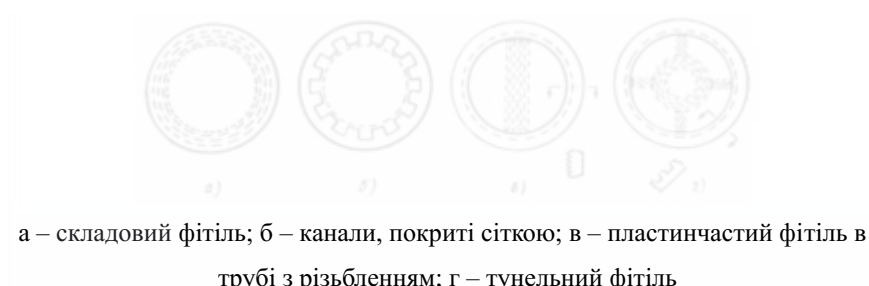
Рисунок 1.13 – Поперечні перерізи ТТ із вставними та конструктивними КС

[5]

Вставні КС виконані з капілярно-пористих матеріалів та прикріплені до корпусу ТТ. Для виготовлення вставних КС застосовуються сітки, порошкові та волокнисті матеріали. Такі КС забезпечують досить надійний тепловий контакт, високий капілярний тиск.

Конструкційні КС виконані у вигляді системи пазів на внутрішній поверхні корпусу ТТ: фрезеруванням, гострінням, протяжкою, травленням. Пази виготовляються з прямокутним, трапецієподібним, трикутним профілем і виконуються поздовжніми або у вигляді гвинтової різьби. Така КС застосовується в ТТ з криогенними, середньотемпературними та рідкометалевими теплоносіями та мають низький гідравлічний опір.

На рис. 1.14 представлені поперечні перерізи ТТ із комбінованими КС. Такі КС складаються з окремих конструктивних елементів для створення капілярного напору та руху рідини.



а – складовий фітіль; б – канали, покриті сіткою; в – пластинчастий фітіль в трубі з різьбленням; г – тунельний фітіль

Рис.1.14 – Поперечні перерізи ТТ із комбінованими КС [5]

Для створення великого капілярного тиску в якості поверхні розділу фаз використовуються шари дрібнокоміркового матеріалу, а для забезпечення меншого гідравлічного опору рідини використовуються матеріали з великим осередком. Аналогічний ефект досягається в комбінованих КС сітка-канавки, пластинчастих та тунельних КС.

1.5 Процеси тепломасобміну у теплових трубах

Процеси тепломасообміну в ТТ дуже складні і практично не можуть бути вивчені без експериментальних досліджень із застосуванням спрощених моделей, що істотно впливають на теплотехнічні характеристики ТТ.

Відповідно до [4], ТТ виконують функцію ефективного теплопередаючого пристрою за рахунок процесів теплообміну з фазовими перетвореннями в зонах випаровування та конденсації, а також перенесення тепла теплопровідністю по корпусу та КС. Тоді загальний термічний опір ТТ можна представити у вигляді:

$$R_{\text{ТТ}} = R_{\text{н}} + R_{\text{і}} + R_{\text{пп}} + R_{\text{к}} \quad (1.1)$$

де $R_{\text{н}}$ – термічні опори через стінку в зонах випаровування та конденсації

$R_{\text{і}}$ – термічний опір у зоні випаровування

$R_{\text{к}}$ – термічний опір у зоні конденсації

$R_{\text{пп}}$ – термічний опір у паровому каналі.

Термічні опори через стінку в зонах випаровування і конденсації просто визначаються методами теорії теплопровідності, $R_{\text{пп}}$ розраховують на підставі кривої пружності пари теплоносія з гідродинамічного опору парового потоку і для криогенних і низькотемпературних теплоносіїв дуже мало. Таким чином, розрахунок термічного опору ТТ зводиться до знаходження опорів $R_{\text{і}}$ і $R_{\text{к}}$:

$$R_{\text{і}} = \frac{dT_{\text{і}}}{Q} = \frac{1}{\alpha_{\text{і}} \cdot F_{\text{і}}}; \quad R_{\text{к}} = \frac{dT_{\text{к}}}{Q} = \frac{1}{\alpha_{\text{к}} \cdot F_{\text{к}}}, \quad (1.2)$$

де Q – переданий тепловий потік;

$dT_{\text{і}}$ та $dT_{\text{к}}$ – різниця температур між внутрішньою поверхнею ТТ у зоні випаровування та конденсації, та температурою насичення теплоносія;

$\alpha_{\text{і}}$, $\alpha_{\text{к}}$ – коефіцієнти тепловіддачі в зонах випаровування та конденсації

ТТ.

1.5.1 Теплообмін у зоні випаровування ТТ

Процес пароутворення в зоні випаровування ТТ [4] характеризується наявністю двох режимів: випаровування та кипіння. При випаровуванні теплообмін відбувається теплопровідністю через насичену теплоносієм КС, потім випаровуванням з поверхні розділу фаз. Конвективна складова не велика і її можна знехтувати.

Тепловий потік, що передається ТТ, умовно поділяють на три складові: тепловий потік, що передається по каркасу КС; тепловий потік через частинки КС та теплоносія між ними; тепловий потік, що передається теплопровідністю через теплоносій у порах і капілярах.

Величини складових загального теплового потоку суттєво залежать від теплопровідності матеріалу КС, теплоносія, пористості, однорідності, якості теплового контакту елементів КС та корпусу ТТ, а це у свою чергу ускладнює аналітичне визначення складових загального теплового потоку. З цієї причини при дослідженні процесу теплообміну в зоні нагріву у випарному режимі пропонують використовувати результуючу характеристику теплоперенесення через насичену теплоносієм КС, коефіцієнт ефективної теплопровідності – $\lambda_{\text{еф}}$. Тоді коефіцієнт тепловіддачі у режимі випаровування ТТ визначають за формулою:

$$\alpha_i = \frac{\lambda_{\text{еф}}}{d_{\text{КС}}}, \quad (1.3)$$

де $d_{\text{КС}}$ – товщина КС повністю насичена теплоносієм.

Процес тепловіддачі ТТ з конструкційними КС у випарному режимі відбувається шляхом теплопровідності через метал і теплоносій в канавках до поверхні розділу фаз, з якої відбувається випаровування. У роботах [8–11, 12–14] автори, прийнявши ряд припущень різного ступеня достовірності, аналітично вирішували завдання опису процесу випаровування в ТТ з конструкційними КС. Результати розрахунків та експериментів показали суттєві відмінності.

Випарний режим роботи ТТ істотно обмежений діапазоном теплових потоків, що підводяться. При збільшенні теплового потоку режим випаровування роботи ТТ переходить до режиму кипіння.

Процес кипіння на поверхнях із КС суттєво відрізняється від кипіння на гладких поверхнях. У роботі [15] представлені дві теорії механізму тепловіддачі у пористих тілах: 1) над поверхнею нагрівання розташований шар рідини, товщиною приблизно дорівнює розміру пор; тепло **передається через цей шар теплопровідністю і призводить до випаровування рідини з поверхні, в цей же час** відновлення рідинної плівки біля поверхні нагрівання відбувається за рахунок капілярних сил; 2) над поверхню нагрівання знаходиться шар пари, за товщиною, що дорівнює розміру пор; тепло передається шару рідини над парової плівкою теплопровідністю і рідина випаровується, а парові бульбашки рухаються по великих порах або паропровідних каналів.

На користь першої гіпотези говорять результати роботи [16], а також модель кипіння на спеченій КС припущена в [17].

В основу моделі кипіння в сітчастих КС [18] покладено визначальний вплив пристінної зони при рівномірному розподілі осередків поверхнею нагрівання.

Модель процесу кипіння, де КС представляється, як упорядкована система сполучених капілярів [19] має спрощений характер, а пропонується розрахункова залежність не визначає дослідних даних інших авторів.

В експериментальних роботах [20 – 22] механізм процесу пароутворення визначається теплопровідністю через тонку плівку рідини, яка утримується в КС за рахунок капілярних сил, що виникають на межі розділу фаз.

Аналіз експериментальних досліджень більшості авторів показав, що інтенсивність тепловіддачі при кипінні на поверхнях із КС значно вища, ніж на гладких технічних поверхнях у великому об'ємі.

Поряд із моделями процесу пароутворення в КС, представлених у [4], у роботах [23 – 25] обґрунтовуються фізичні моделі кипіння в КС, які схожі між собою. Автори приходять до думки, що центри пароутворення знаходяться в місцях контактів КС з поверхнею нагріву, що забезпечує значно більшу кількість центрів пароутворення, ніж на гладкій поверхні. Зі збільшенням теплового навантаження нові центри пароутворення можуть з'являтися в обсязі КС, а їх число на пряму залежить від каркасної теплопровідності КС. Забезпечення центрів пароутворення теплоносієм відбувається з допомогою масових сил, і навіть капілярних. У цьому сенсі більш перспективними стають КС у яких відсутні тупикові та закриті пори.

Автори робіт [26, 27] припустили, що процес генерації пари в КС супроводжується циклічними викидами пари у вигляді парових міхурів, яким передує період мовчання.

Проведений аналіз моделей пароутворення в КС показав їх різноманіття, а також відсутність логічної теорії, що пояснює процес кипіння в КС, яка могла б врахувати повноту всіх факторів, що впливають на цей процес.

1.5.2 Результати експериментальних досліджень процесу пароутворення на капілярних структурах

Пароутворення на металоволокнистих капілярних структурах.

Металоволокнисті капілярні структури (МВКС) є металевою повстю, виготовленою їх волокон спечених при температурі близької до температури плавлення. МВКС можуть бути виготовлені практично з будь-якого металу та забезпечити пористість КС від 40 – 95% [4,28].

Основні переваги МВКС проти іншими КС [4, 23–33]:

- а) висока каркасна теплопровідність;
- б) відсутність глухих пор;
- в) висока інтенсивність теплообміну порівняно з гладкими;

- г) відносна простота та технологічність виготовлення;
- д) можливість нанесення на поверхні будь-якої форми.

Експерименти показали, що за наявності КС процес кипіння починається при менших перегрівах по відношенню до температури насичення [4, 23, 28, 30–34, 37], а у [23, 33] встановлено, що перегрів істотно залежить від товщини КС.

При вивченні впливу густини теплового потоку на інтенсивність теплообміну на поверхнях з КС [23, 28, 29, 33, 34, 37], навіть з урахуванням великих розбіжностей у результатах різних авторів, спостерігається чітка тенденція у суттєвому збільшенні інтенсивності процесу пароутворення на КС у порівнянні з гладкою технічною поверхнею в діапазоні від 5 до 13 разів.

Вивчення впливу пористості та товщини КС [23, 33, 34] показало, що зі збільшенням пористості інтенсивність теплообміну зменшується, а максимальні значення коефіцієнтів тепловіддачі спостерігаються при пористості 40–50%, а при збільшенні товщини КС, спостерігається зростання (товщина КС 0,5 -1 мм) інтенсивності теплообміну, а при товщині більше 1мм – зниження.

Автор роботи [56] вирішувала комплексне завдання обґрунтування природи високої інтенсивності теплообміну при кипінні на пористих поверхнях в умовах обмеженого зовнішнього простору. Встановлено ступінь впливу висоти вільного простору на інтенсивність тепловіддачі при кипінні на гладких та пористих структурах, а також підтверджено факт збільшення інтенсивності процесу кипіння на МВКС 2,5 – 4 рази порівняно з гладкими поверхнями. Запропоновано модель процесу кипіння на КС в умовах обмеженого простору та критеріальні залежності для визначення коефіцієнтів тепловіддачі залежно від густини теплового потоку, теплофізичних властивостей теплоносія та висоти вільного простору.

Теплообмін при пароутворенні на сіткових КС.

Сіткові КС є конструкцією з декількох шарів сіток між якими забезпечений хороший тепловий контакт. Як правило, сітки виготовлені з

металів з досить високою теплопровідністю. У роботах [38, 39] досліджувався вплив якості контакту КС із поверхнею нагрівання. Отримані результати підтвердили, що контактний термічний опір між КС та поверхнею нагрівання істотно впливає на інтенсивність процесу пароутворення.

Високий контактний опір як знижує інтенсивність теплообміну, так і сприяє більш ранньому наступу кризи кипіння [39, 40]. Це припущенням, що у багат шарових сіткових КС процес кипіння, характером наближається до кипіння в щілинних каналах. При зменшенні пористості КС аналогія буде СХОЖОЮ.

У роботах [40 – 43] досліджувався вплив геометричних характеристик КС на інтенсивність процесу пароутворення та величини критичної густини теплового потоку. Було встановлено, що збільшення кількості шарів сітки при незмінній товщині КС зменшує інтенсивність теплообміну, але в цілому вона вище ніж при кипінні на гладкій технічній поверхні. Автори встановили, що з постійної пористості, товщина КС впливає інтенсивність теплообміну.

Вплив розміру осередку КС на інтенсивність пароутворення вивчався в [40, 42 – 44]. Встановлено, що зменшення розміру осередку КС призводить до інтенсифікації теплообміну, а збільшення діаметра дроту, з якого виготовляється сітка, призводить до збільшення критичної густини теплового ПОТОКУ.

Процес кипіння в порошкових КС.

Порошкові КС виготовляються шляхом спікання металевих порошків різних діаметрів, що забезпечує надійний тепловий контакт. Вони мають дрібнопористу структуру з наявністю глухих пор. Такі КС з одного боку, мають високий гідравлічний опір, але з іншого боку забезпечують значний капілярний напір.

Результати експериментальних досліджень процесу пароутворення наведено в [45 – 60]. Встановлено, що товщина КС впливає інтенсивність процесу кипіння і максимум інтенсивності посідає товщину близько 1 мм. При цьому збільшення максимальної щільності теплового потоку

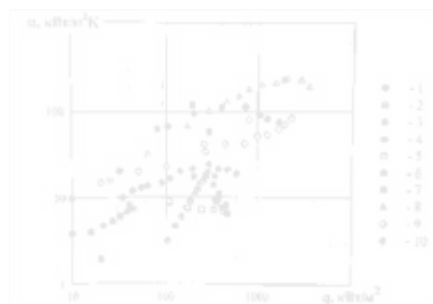
спостерігалось при збільшенні товщини КС і зменшенні її пористості, а також збільшення тиску насичення.

Кипіння теплоносіїв на конструкційних КС.

Конструкційні КС виготовляються шляхом нанесення механічним способом канавок різного профілю у радіальному або поздовжньому напрямку. Основний недолік конструкційних КС, це малий капілярний тиск. Авторами робіт [51 – 55] виконано дослідження процесу кипіння на конструкційних КС. Результати дослідження інтенсивності процесу кипіння показали, що інтенсивність теплообміну на КС в кілька разів вище, ніж на гладкій технічній поверхні і залежить від форми і профілю канавки.

Залежність процесу пароутворення від типів капілярних структур.

Аналіз літературних джерел, присвячених теплообміну при пароутворенні на різних типах КС і порівнюючи їх дані між собою зроблено такі висновки [56]: За умови приблизно однакових пористостей та каркасних теплопровідностей, максимальна інтенсивність тепловіддачі при пароутворенні забезпечується МВКС та сітчастими КС, за умови надійного контакту між корпусом ТТ та КС (рис.1.15)



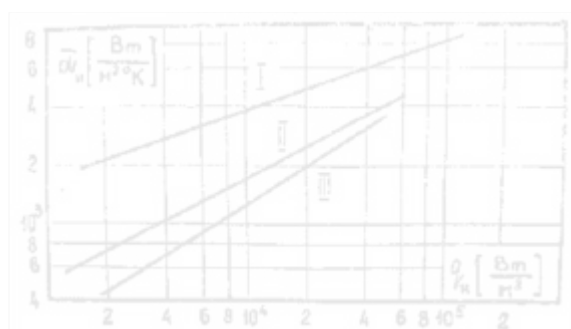
1, 2, 3 – МВКС; 4 – нано-МВКС; 5, 6, 7 – порошкові КС; 8 – сітчасті КС; 9 – прямі канавки; 10 – прямі канавки

Рисунок 1.15 – Залежність інтенсивності тепловіддачі при пароутворенні від густини теплового потоку для різних типів КС [56]

1.5.3 Дослідження процесів теплообміну у гравітаційних теплових трубах з капілярними структурами

Гравітаційна теплова труба (ГТТ) є звичайною ТТ, з єдиною відмінністю, яка полягає в тому, що робота ГТТ відбувається в умовах, коли зона випаровування ТТ знаходиться нижче зони конденсації і повернення конденсату здійснюється в зону нагрівання не тільки за рахунок капілярного тиску, але та за рахунок сили гравітації. У роботах [59, 60] представлені теоретичні та експериментальні дослідження деяких окремих випадків процесів пароутворення та конденсації у вертикальній ГТТ з КС у вигляді спеченого металевого порошку, які підтвердили факт більш високої інтенсивності теплообміну в зонах випаровування та конденсації порівняно з гладкими технічними поверхнями.

На рис 1.16 [57] представлені результати порівняння експериментальних даних при дослідженні процесу пароутворення в ГТТ з МВКС (крива 1), двофазних термосифонах (крива 2) і у великому об'ємі (крива 3).



I – МВКС; II – ДФТС; III – у великому об'ємі

Рисунок 1.16 – Порівняння експериментальних даних при дослідженні процесу пароутворення у ГТТ із МВКС, ДФТС та великому об'ємі [57]

Дослідження процесу пароутворення в ГТТ показали, що у всьому діапазоні теплових навантажень та геометричних параметрів (внутрішній діаметр, довжина зони нагріву ГТТ), структурних параметрів МВКС (товщина, пористість, середній діаметр пор КС), спостерігалася стійке кипіння.

Коефіцієнти тепловіддачі при пароутворенні у ГТТ у кілька разів вищі ніж у ДФТС та кипінні рідини у великому об'ємі. Це пояснюється тим, що наявність КС сприяє швидкому прогріву теплоносія на товщину КС до температури насичення і сприяє виникненню великої кількості центрів пароутворення як на стінці, так і в КС, а також сприяє інтенсифікації росту парових бульбашок за рахунок високої каркасної теплопровідності КС.

Ступінь впливу режимних (густина теплового потоку, тиск насичення), геометричних (довжина зони нагріву, внутрішній діаметр) та структурних параметрів МВКС (середній діаметр пор, товщина, пористість) на коефіцієнт тепловіддачі при пароутворенні у ГТТ узагальнено у вигляді залежності [57]:

$$\alpha_n = 570 \cdot q_n^{0,35} \cdot p_s^{0,15} \cdot \left(\frac{d_{cp}}{\delta_n}\right)^{0,7} \cdot \left(\frac{d_{вн}}{l_n}\right)^{0,17} \quad (1.4)$$

де, q_n – густина теплового потоку;

p_s – тиск насичення;

d_{cp} – середній діаметр пір КС;

δ_n – товщина КС;

$d_{вн}$ – внутрішній діаметр ГТТ;

l_n – довжина зони нагріву ГТТ.

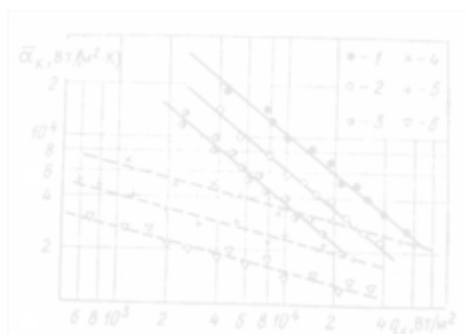
Що стосується досліджень у зоні нагріву ТТ з різними КС, то більшість робіт присвячені вивченню процесу пароутворення, відносяться до горизонтального розташування ТТ або перевищення зони нагріву над зоною

конденсації. Порівняння таких результатів досліджень із ГТТ буде не коректним.

Дослідження, виконані [58] показали, що нанесення КС у зоні конденсації ДФТС призводить до істотного збільшення коефіцієнта тепловіддачі порівняно з гладкими поверхнями.

На рис.1.17 представлені результати порівняльних досліджень інтенсивності тепловіддачі при конденсації в ГТТ з МВКС і гладкостінній ДФТС [58] від щільності теплового потоку, що відводиться.

Аналіз, представлених залежностей показав, що інтенсивність теплообміну і залежність від густини теплового потоку, що відводиться в ГТТ істотно відрізняється від гладкостінного ДФТС. Ступінь впливу густини відведеного теплового потоку на інтенсивність процесу конденсації в ГТТ ($\alpha \sim q^{-0,78}$) значно вище, ніж у гладкостінній ДФТС ($\alpha \sim q^{-0,28}$).



1 та 4 – 50 мм; 2 та 5 – 100 мм; 3 та 6 – 200 мм; $\psi = 90^\circ$; фреон - 113

Рисунок 1.17 – Залежність коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації в ГТТ МВКС та гладкостінній ДФТС [58]

При рівних геометричних розмірах ЗК і однакових значеннях густини теплового потоку, що відводиться, коефіцієнти тепловіддачі при конденсації в ГТТ з МВКС від двох до п'яти разів вище, ніж у гладкостінному ДФТС.

Інтенсивність тепловіддачі при конденсації на пористих поверхнях без урахування конвективної складової може бути визначена із співвідношень [59, 61]:

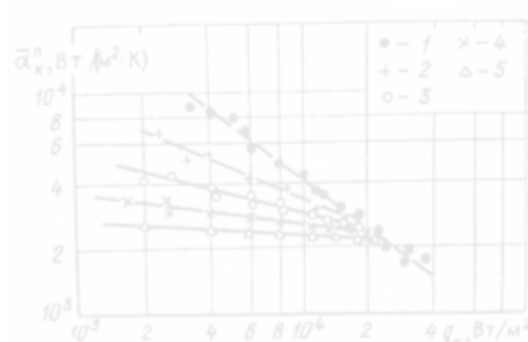
$$\alpha_k = \frac{\lambda_{\text{эф}}}{\delta_k}, \quad (1.5)$$

Де $\lambda_{\text{эф}}$ – ефективна теплопровідність КС насиченою конденсатом;

δ_k – середня товщина плівки конденсату.

Вищі значення коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації на КС у порівнянні з гладкими поверхнями пояснюється тим, що ефективна теплопровідність металоволокнистих покриттів, насичених теплоносієм значно вища за теплопровідність теплоносія [62].

На рис. 1.18 наведена залежність інтенсивності теплообміну при конденсації в ГТТ з МВКС від густини теплового потоку, що відводиться при змінній орієнтації зони конденсації до площини горизонту, в діапазоні кутів нахилу від 5 градусів до 90 градусів [58].



1-5 – $\psi = 90, 60, 30, 15, 5^\circ$, фреон R113, $d_{\text{вн}} = 8$ мм, $\Pi = 67\%$, $\delta_n = 0,75$ мм

Рисунок 1.18 – Залежність коефіцієнта тепловіддачі при конденсації в ГТТ з МВКС від щільності теплового потоку, що відводиться при змінній орієнтації зони конденсації до площини горизонту [58]

Дані отримані для ГТТ з МВКС: $d_{вн}=8\text{мм}$, $\Pi = 67\%$, $\delta_n = 0,75 \text{ мм}$, теплоносії фреон R113.

Аналіз представлених результатів показав, що при малій густині теплового потоку, що відводиться, спостерігається істотна залежність інтенсивності тепловіддачі в зоні конденсації ГТТ з МВКС від орієнтації зони конденсації до площини горизонту, яка виражається в істотному зниженні КТВ при зменшенні кута нахилу. При збільшенні теплового навантаження у зоні конденсації істотно знижується залежність КТВ від кута нахилу. Це пояснюється тим, що при відхиленні зони конденсації від вертикального положення, зменшується гідростатичний напір, що призводить до зменшення швидкості течії та збільшення товщини плівки конденсату і в кінцевому підсумку до заповнення КС теплоносієм. Інтенсивність заповнення КС теплоносієм залежить від теплового навантаження (масової витрати пари), орієнтації зони конденсації (гідростатичного тиску), структурних та геометричних параметрів КС. Мінімальні значення КТВ при конденсації ГТТ з МВКС спостерігаються при повному насиченні КС.

1.6 Постановка завдань дослідження

Аналіз літературних даних присвячених різноманітності конструкцій теплових труб з різноманітними капілярними структурами, зумовив їх широке застосування у різних галузях науки та техніки. Різноманітність КС, що використовуються в ТТ, пояснюється їх умовами застосування та експлуатації. Способи виготовлення КС та їх нанесення на внутрішню поверхню ТТ диктуються експлуатаційними та вартісними параметрами.

Дослідження КС з точки зору їх теплофізичних та структурних характеристик показали, що для ТТ основними параметрами КС є забезпечення максимального капілярного напору, проникності транспортування теплоносія, висока каркасна теплопровідність і мінімальний термічний опір контакту КС з корпусом ТТ.

За цими параметрами найкращі результати показують КС, виготовлені з металоволокнистих матеріалів та спечених порошків. МВКС за основними показниками перевищують КС із спечених порошків.

Виконані дослідження щодо визначення інтенсивності тепловіддачі в зонах нагріву та конденсації, а також максимального значення густини теплового потоку, що передається ТТ, показали значні розбіжності в отриманих результатах та наявність великої кількості моделей, що пояснюють механізм пароутворення та конденсації в ТТ.

Отримані закономірності визначення КТВ при пароутворенні і конденсації ТТ відносяться до горизонтального розташування ТТ або до незначного перевищення зони нагріву над зоною конденсації. Фактично виключався вплив сил гравітації на теплообмінні процеси.

Отримані значення КТВ в зонах нагріву та конденсації ТТ показали їх значне перевищення порівняно з кипінням та конденсацією на гладких технічних поверхнях, що уможлиблює використання КС для інтенсифікації цих процесів.

ТТ з КС, що працює в умовах впливу гравітаційного поля, отримала назву гравітаційна тепла труба (ГТТ). Існує незначна кількість робіт, присвячених дослідженню теплообмінних процесів у ГТТ та при вертикальному положенні теплопередаючого елемента. У зв'язку з цим актуальним стає завдання дослідження процесів тепломасообміну ГТТ з МВКС з урахуванням впливу гравітаційного поля. Для цього необхідно вирішити такі завдання:

1. Підготувати дослідні зразки ГТТ із МВКС.
2. Розробити експериментальну установку та методику проведення дослідів.
3. Виконати експериментальні дослідження щодо визначення КТВ при кипінні та конденсації в ГТТ, граничних теплових потоків у широкому діапазоні режимних параметрів в умовах змінного гравітаційного поля.

4. Отримати узагальнюючі залежності для розрахунку КТВ при кипінні та конденсації у ГТТ із МВКС при змінному гравітаційному полі.

Висновки по першому розділу:

1. Розроблено та виготовлено експериментальну установку для дослідження процесів теплообміну в ГТТ з урахуванням впливу сил гравітації на інтенсивність теплообміну при пароутворенні та конденсації теплоносія у ГТТ.
2. Визначено методики проведення досліджень та обробки експериментальних даних у ГТТ з урахуванням впливу сил гравітації на теплообмінні процеси. Виконано аналіз похибок отриманих експериментальних та розрахункових даних.

2 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ УСТАНОВКИ ТА МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТІВ

2.1 Експериментальна установка для дослідження процесів теплообміну та максимальної густини теплового потоку, що передається в гравітаційній тепловій трубі з металоволокнистою капілярною структурою

Дослідження впливу гравітаційного поля на теплопередачу в зонах конденсації і випаровування проводились на лабораторному стенді (рис.2.1), створеному на кафедрі АЕС і ІТ.



1 – ТТ; 2 – ТО конденсатор; 3 – нагрівач; 4 – вольтметр; 5 – ЛАТР; 6 – стабілізатор напруги; 7 – бак напірний; 8 – ротаметр; 9 – АЦП; 10 – комп'ютер; 11 – термопари; 12 – термопари для контролю температури охолоджувальної води; 13 – базальтоне волокно

Рисунок 2.1 – Експериментальна установка для дослідження процесів пароутворення та конденсації в ГТТ

Установка включає:

- ГТТ та пристрій, що дозволяє змінювати орієнтацію ГТТ у просторі;
- блок контролю та підтримки стаціонарних умов проведення досліджень;
- блок підведення та вимірювання теплового навантаження на ГТТ;
- блок виміру розподілу температур на ГТТ.

Блок контролю та підтримки стаціонарних умов проведення експериментів дозволяла підтримувати постійну витрату та температуру охолоджуючої рідини за рахунок напірного бака постійного рівня, ротаметра, регулювального вентиля, теплообмінника-нагрівача, підключеного до мережі. Через терморегулюючий прилад ТРП, за рахунок якого нагрівання припинявся при досягненні заданої температури, для підтримки постійної температури охолоджуючої рідини на вході в теплообмінник типу труба в трубі. Температура охолоджуючої рідини на вході теплообмінник контролювалася термопарою.

Блок підведення та вимірювання теплового навантаження на ГТТ складається з ніхромового електричного нагрівача, потужність якого регулювалася за допомогою лабораторного автотрансформатора ЛАТР .

Електрична потужність, яка підводилася до нагрівача, контролювалася ватметром типу Д592. Для зменшення впливу коливання **напруги в мережі змінного струму 220 В на потужність**, що підводиться, ЛАТР підключається через стабілізатор напруги.

Приклад розрахунку електронагрівача для ГТТ зовнішнім діаметром 6 мм

довжиною зони нагріву 100 мм виконаного їх ніхромом діаметром 0,3 мм:

Електрична потужність нагрівача: $Q=I_{\text{доп}} \cdot U$ (Вт);

Допустимий струм: $I_{\text{доп}}=2$ (А);

Напруга: $U=220$ (В);

$$R = \frac{U}{I_{\text{доп}}} = \frac{220}{2} = 110 \quad (\text{Ом});$$

Довжина нагрівача: $L_{\text{нр}} = R \frac{S}{\rho}$, де $S = \frac{\pi d^2}{4}$ – площа перерізу ніхромового дроту, а $\rho = 1,1 \cdot 10^{-6}$ (Ом м) – питомий опір ніхрому.

Тоді:

$$L_{\text{нр}} = 110 \times 0,785 \times \frac{0,09}{1,1} = 7,065 \quad (\text{м}).$$

Довжина одного витка: $l = \pi d = 3,14 \cdot 7 = 22$ (мм);

Кількість витків: $n = \frac{L_{\text{нр}}}{z}$, де $L_{\text{нр}}$ – довжина зони нагріву, z – крок між витками.

$$n = 100/0,4 = 250 \text{ прим.}$$

Довжина ніхромового дроту для намотування нагрівача:

$$L_{\text{н}} = 250 \cdot 0,022 = 5,5 \quad (\text{м}).$$

Вимірювання та фіксація температурних полів за довжиною ГТТ з МВКС, а також визначення моменту настання кризи теплообміну при кипінні (максимальна густина теплового потоку) здійснювалася за допомогою мідь-константанових термопар, які через аналогово-цифровий перетворювач типу ICP CORN I -7018 [63] (з вбудованим компенсатором нульового спаю) були підключені до персонального комп'ютера. Обробка первинної інформації здійснювалася з допомогою програмного забезпечення EZ Data Logger [64].

Температурний перепад між вхідною та вихідною охолоджувальною рідиною (теплообмінник) фіксувався мідь-константановими термопарами через АЦП та комп'ютером. Ця інформація використовувалася для зведення теплового балансу та визначення кількості тепла, переданого ГТТ.

Підготовка ГТТ із МВКС до проведення експериментальних досліджень:

Приклад підготовки експериментального зразка проілюструємо на ГТТ із МВКС з наступними параметрами:

$d_з$ – діаметр зовнішній: $d_з = 6$ мм;

$d_{вн}$ – діаметр внутрішній: $d_{вн} = 5$ мм;

$d_{пк}$ – діаметр парового каналу: $d_{пк} = 3$ мм;

$\delta_п$ – товщина КС: $\delta_{кc} = 1$ мм;

П – пористість КС: П = 85 %;

L – довжина ГТТ: L = 300 мм;

$d_в$ – діаметр волокна КС: $d_в = 70 \cdot 10^{-6}$ м;

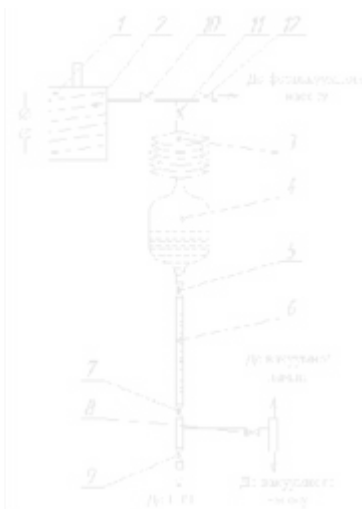
$l_в$ – довжина волокна КС: $l_в = 7 \cdot 10^{-3}$ м;

мідь – матеріал ГТТ та КС;

вода – теплоносій;

$m_{ГТТ}$ – Маса ГТТ: $m_{ГТТ} = 32,26$ г.

Для забезпечення працездатності ГТТ необхідно провести її дегазацію та заправку теплоносієм. Операція дегазації та заправка ГТТ теплоносієм проводиться на стенді, який представлений на рис. 2.2, який включає: вакуумний насос типу НВР-5Д; мірну ємність для теплоносія; заправну ємність; вакуумну лампу для вимірювання розрядження в системі; прилад для фіксації величини розрядження в системі ВІТ-2, вакуумні вентиля **ВВ1, ВВ2, ВВ3, ВВ4, ВВ5**.



1 – бак с теплоносителем; 2 – нагреватель; 3 – конденсатор; 4 – накопительная емкость; 5, 7, 8, 9, 10, 11, 12 – запорные вентили; 6 – мерная трубка

Рисунок 2.2 – Заправно-дегазационный стенд

Процес дегазації системи починається з включення вакуумного насоса з попереднім закриттям вентилів ВВ4, ВВ5 і відкриття ВВ1, ВВ2, ВВ3, вакуумний насос та ВІТ-2. Потім, попередньо залитої теплоносієм ємності, шляхом відкриття вентилів ВВ5, заповнюється дозованою кількістю теплоносія мірна ємність і перекривається вентиль ВВ5.

У процесі заповнення мірної ємності відбувається вакуумна дегазація (Деаерація) теплоносія від газів, що не конденсуються. Мірна ємність заповнюється такою кількістю теплоносія, щоб повністю наситити КС ГТТ з невеликим надлишком (5 – 20 %) від розрахункової для технологічних цілей. Потім вентиль ВВ5 перекривається.

Розрахунок необхідної кількості теплоносія виконаємо на прикладі ГТТ з МКВС параметри якої наведені вище:

Площа поперечного перерізу КС:

$$S_{\text{кс}} = \frac{\pi}{4} (d_{\text{вн}} - d_{\text{пл}}) = 0,785(0,25 - 0,09) = 0,1256 \quad (\text{см}^2)$$

Об'єм КС:

$$V_{\text{кс}} = S_{\text{кс}} \cdot L_{\text{гтт}} = 0,1256 \cdot 30 = 3,768 \quad (\text{см}^3)$$

Об'єм пір КС:

$$V_{\text{п}} = V_{\text{кс}} \cdot \rho_{\text{кв}} = 3,768 \cdot 0,85 = 3,2 \quad (\text{см}^3)$$

Таким чином, ми визначили кількість теплоносія необхідного для заповнення ГТТ з КС. З урахуванням теплоносія на технологічні потреби кількість теплоносія, що заливається в мірну ємність, повинна становити близько 4 мл.

Після відкриття вентиля ВВ2 дозована кількість теплоносія потрапляє до ГТТ і вентиль ВВ2 перекривається. Далі використовуючи зовнішнє джерело тепла ГТТ прогривається в нижній частині відносно рівномірної температури по довжині труби. Відкривається вентиль ВВ2 і стравлюється надлишок теплоносія, який знаходиться в паровій фазі.

Кількість випареного теплоносія фіксується за шкалою мірного циліндра. Ця операція також сприяє додатковій дегазації теплоносія та ГТТ. Наступним етапом у підготовці ГТТ є її герметизація, шляхом перетиску заправного штуцера та його обпоювання припоєм.

Наступним етапом у підготовці ГТТ до досліджень є встановлення термопар на поверхні ГТТ. Термопары фіксуються на корпусі шляхом їх припаювання припоєм. Схема установки термопар представлена на рис 2.3



T1, T2, T3 – термопары в зоні нагріву; T4 – термопара в зоні транспорту;

T5, T6, T7, T8 – термопары в зоні конденсації

Рисунок 2.3 – Схема встановлення термопар на ГТТ

2.2 Методика проведення досліджень

1. Підготовлена до випробувань ГТТ, встановлюється в пристрій для дослідження впливу сил гравітації на процеси теплообміну і задається базовий кут нахилу рівний 90 градусів (вертикальне положення). Перед установкою ГТТ термоізолюється зона нагріву та адіабатна ділянка базальтовою теплоізоляцією, товщиною до 20 мм.

2. Через теплообмінник-охолоджувач, регулювальним вентилем, встановлюється фіксована витрата рідини, що охолоджує, контроль витрати здійснюється ротаметром.

3. Електронагрівач теплообмінника нагрівача підключається до мережі змінного струму та нагріває охолоджувальну рідину, перед теплообмінником охолоджувачем, до заданої температури, яка контролюється термопарою. Задана температура підтримується шляхом автоматичного включення – вимикання нагрівача терморегулюючим приладом з точністю $\pm 0,2$ градуси.

4. Після стабілізації зовнішніх умов проведення експериментів включається нагрівач, встановлений на зоні нагріву ГТТ. Потужність нагрівача, що задається, встановлюється за допомогою ЛАТР і контролюється ватметром.

5. Після того, як показники термопар, встановлених у зоні нагріву (T1, T2, T3), в адіабатній зоні (T4) і в зоні конденсації (T5, T6, T7, T8) вийдуть на стаціонарний (протягом 3-5 хвилин не змінюють своїх значень), відбувається реєстрація показань термопар (частота реєстрації 1 Гц).

6. Одночасно фіксується витрата теплоносія ротаметром та різниця температур на вході та виході (T9, T10) теплообмінника, які необхідні для розрахунку теплового балансу та порівняння його переданого теплового потоку з електричною потужністю електронагрівача.

7. За дотримання умов, зафіксованих у п. 2,3 повторюються дії, описані в п. 4, 5, 6 до тих пір, поки температура в зоні нагріву ГТТ T1 не почне зростати в порівнянні з термопарами T2, T3, що свідчить про

настання кризи кипіння. Для недопущення руйнування ГТТ необхідно прибрати навантаження з нагрівача до нуля і охолодити ГТТ до температури рідини, що охолоджує.

8. За незмінних умов п.п.2,3 змінюється кут нахилу до площини горизонту: 60,30,0,-20 градусів і виконуються умови п. 4, 5, 6, 7.

2.3 Методика обробки експериментальних даних

Для визначення інтенсивності теплообміну в зоні нагріву: коефіцієнт тепловіддачі при пароутворенні (КТВп), інтенсивності теплообміну в зоні конденсації (КТВк) та критичної щільності теплового потоку при змінних значеннях сил гравітації необхідно визначити тепловий потік Q_n , що передається ГТТ. Тепловий потік можна знайти двома способами:

1. Прямим виміром електричної потужності з використанням приладу-ватметра;
2. Використовуючи рівняння теплового балансу та експериментальні дані, отримані у цьому дослідженні:

$$Q_n = C_p \cdot G(T_{10} - T_9) \quad (2.1)$$

де C_p – питома теплоємність теплоносія;

G – масова витрата теплоносія, що вимірюється ротаметром;

T_{10} – температура теплоносія на виході з теплообмінника;

T_9 – температура теплоносія на вході до теплообмінника.

Тоді густина теплового потоку в зоні нагрівання:

$$q_n = \frac{Q_n}{F_n} \quad (2.2)$$

де $F_n = \Pi d_n l_n$ – площа зони нагріву;

d_n – зовнішній діаметр зони нагріву;

l_n – довжина зони нагрівання.

Густина теплового потоку в зоні конденсації:

$$q_k = \frac{Q_n}{F_k} \quad (2.3)$$

Тут $F_k = \Pi d_{вн} l_k$ – площа зони конденсації;

$d_{вн}$ – внутрішній діаметр зони конденсації;

l_k – довжина зони конденсації.

Середні КТВн та КТВк визначаються відповідно до закону Ньютона – Ріхмана:

Середній КТВн :

$$\alpha_n = \frac{q_n}{(T_{ср,н} - T_s)} \quad (2.4)$$

$T_{ср,н} = T1 + T2 + T3$ – середня температура стінки в зоні нагріву;

T_s – температура насичення (приймається за температурою стінки ГТТ

В)

в адіабатній зоні (Т4).

Середній КТВк:

$$\alpha_k = \frac{q_k}{(T_{ср,к} - T)} \quad (2.5)$$

Середня температура стінки в зоні конденсації:

$$T_{срк} = T5 + T6 + T7 + T8$$

2.4 Аналіз похибок експериментальних даних

Для отримання надійних експериментальних даних, отриманих в результаті досліджень, необхідно оцінити величини очікуваних похибок при їх вимірі.

Відносна похибка відліку визначається як:

$$B = (X_o / A) \cdot 100\%, \quad (2.6)$$

де A – абсолютне значення вимірюваної величини;

X_o – ціна поділу приладу.

Розрізняють три основні типи похибок:

- систематичні;
- випадкові;
- промахи.

Для усунення або зниження впливу систематичних похибок необхідно використовувати інструменти, апарати та прилади високого класу точності. Промахів можна уникати шляхом повторення експериментів, які викликають сумніви щодо їх правильності.

Випадкові похибки пов'язані з явищами, в яких експериментатор та обладнання не беруть участі, і виникають під час проведення експериментальних досліджень шляхом прямих вимірювань та величин, що обчислюються.

Результати вимірювання температурних полів ГТТ мідь-константовими термопарами за допомогою аналогово-цифрового перетворювача і виводяться на монітор комп'ютера з подальшою фіксацією в його пам'яті. Вимірювання лінійних розмірів виконуються повіреними лінійкою (ціна розподілу $0,5 \cdot 10^{-3}$ м) та штангенциркулем (ціна розподілу $0,1 \cdot 10^{-3}$ м).

Тепловий потік, що передається ГТТ визначається за формулою (2.1) де, C_p – ізобарна теплоємність охолодної води (табличні дані з похибкою не

більше 0,1%); G – витрата охолоджуючої води для зони конденсації, що вимірюється ротаметром (ціна розподілу ротаметра $0,09 \cdot 10^{-3}$ кг/с);

T_9 і T_{10} – температура охолоджуючої води на вході та виході теплообмінника зони конденсації ГТТ (абсолютна похибка показань термопар не перевищує 0,1 гр С).

Далі визначається максимальна та мінімальна похибка вимірювання температури, теплового потоку, щільності теплового потоку та коефіцієнтів тепловіддачі, а також похибки кожного приладу. Для ватметра dQ_{\min} визначається за максимальним вимірним значенням електричної потужності, а для dQ_{\max} за мінімальним. Мінімальне значення, вимірюної ватметром потужності, що подається омичного нагрівача в зоні нагріву ГТТ, становило 6 Вт, а максимальне – 200 Вт.

Тепловий потік, що відводиться ГТТ за допомогою охолоджувальної рідини, визначається за даними термопар, що вимірюють температуру охолоджуючої рідини на вході та виході в теплообмінник конденсатора і значення витрати охолоджуючої рідини.

Мінімальне значення вимірюної ротаметром витрати води при охолодженні зони конденсації становило $1,25 \cdot 10^{-3}$ кг/с, а максимальне – $7,05 \cdot 10^{-3}$ кг/с (таблиця 2.1)

Таблиця 2.1 – Похибка ротаметра при вимірюванні витрати води

$d_{\text{вн}}$, мм	5
$\delta G_{\max} = (\Delta G/G) \cdot 100\%$	7%
$\delta G_{\min} = (\Delta G/G) \cdot 100\%$	1,2%

Наведена похибка питомої теплоємності води (табличної величини) становить:

$$\delta_{\text{ср}} = 0,1\%$$

Відносна похибка різниці температур охолоджуючої рідини на вході та виході конденсатора:

$$\delta \Delta t = \frac{\sqrt{(\Delta t_{\text{вих}})^2 + (\Delta t_{\text{вх}})^2}}{t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}} \quad (2.7)$$

Розрахуємо відносну похибку різниці температур на вході та виході конденсатора при двох режимах:

при $G = 1,25 \cdot 10^{-3}$ (кг/с); $t_{\text{вих}} = 60,6$ °C, $t_{\text{вх}} = 22$ °C. Тоді мінімальна похибка різниці температур становитиме

$$\delta_{\min} (t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}) = (0,12 + 0,12) / (60,6 - 22) \cdot 100 = 0,4\%;$$

при $G = 7,05 \cdot 10^{-3}$ кг/с; $t_{\text{вих}} = 32$ °C; $t_{\text{вх}} = 21$ °C та максимальна похибка різниці температур буде:

$$\delta_{\max} (t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}) = (0,12 + 0,12) / (32 - 21) \cdot 100 = 1,3\%.$$

Розрахунок відносної похибки визначення розрахункової величини теплового потоку, що передається ГТТ, за рівнянням теплового балансу наведено у таблиці 2.2:

Таблиця 2.2 – Відносна похибка визначення розрахункової величини теплового потоку, що передається ГТТ

$d_{\text{вн}}$, мм	5
$\delta_{\max} Q_{\text{від}} = \frac{\delta \Delta t^2 + \delta G^2 + \delta C_p^2}{t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}} \cdot 100\%$	7,12%
$\delta_{\min} Q_{\text{від}} = \frac{\delta \Delta t^2 + \delta G^2 + \delta C_p^2}{t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}} \cdot 100\%$	1,27%

Внутрішня площа зони нагріву та зони конденсації ГТТ розраховується за відомою формулою:

$$F = \Pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot L, \quad (2.8)$$

де $d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр ГТТ;

L – довжини зон нагріву або конденсації ГТТ

Геометричні параметри вимірювалися за допомогою штангенциркуля з ціною розподілу $5 \cdot 10^{-5}$ м.

Діаметр ГТТ не змінюється за її довжиною, тоді відносна похибка вимірювання внутрішнього діаметра:

$$\delta d_{\text{вн}} = (5 \cdot 10^{-5} / d_{\text{вн}}) \cdot 100\% = (5 \cdot 10^{-5} / 5 \cdot 10^{-3}) \cdot 100\% = 0,1\%.$$

Довжина зони нагріву змінювалася від $33 \cdot 10^{-3}$ м до $100 \cdot 10^{-3}$ м, а зони конденсації від $90 \cdot 10^{-3}$ (м) до $180 \cdot 10^{-3}$ (м). Тоді максимальна відносна похибка при вимірі довжини становитиме:

$\max L = (5 \cdot 10^{-5} / L) \cdot 100\% = (5 \cdot 10^{-5} / 33 \cdot 10^{-3}) \cdot 100\% = 1,7\%$, а мінімальна похибка становитиме:

$$\min L = (5 \cdot 10^{-5} / L) \cdot 100\% = (5 \cdot 10^{-5} / 180 \cdot 10^{-3}) \cdot 100\% = 0,03\%.$$

Загальна відносна похибка визначення внутрішньої площі зон нагріву та конденсації ГТТ буде (таблиця 2.3).

Таблиця 2.3 – Загальна відносна похибка визначення внутрішньої площі зон нагріву та конденсації ГТТ

-	max	min
$\delta E_{\text{зн}} = \sqrt{(\delta d_{\text{вн}})^2 + (\delta L_{\text{зн}})^2}$	1,7%	0,1%

Відносна похибка визначення густини теплового потоку в зонах нагріву та конденсації відображена в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Відносна похибка визначення густини теплового потоку в зонах нагріву та конденсації ГТТ

-	max	min
$\delta q = \sqrt{(\delta Q)^2 + (\delta F_{вн})^2}$	7,32%	1,27%

Коефіцієнт тепловіддачі в зоні нагрівання ГТТ визначається за такою формулою:

$$\alpha = \frac{q_n}{(T_n - T_r)} \tag{2.9}$$

Відносна похибка вимірювання температури визначається можливістю аналогово-цифрового перетворювача. Абсолютна похибка вимірювання температури становить 0,1 °.

Відносна похибка у визначенні різниці температур між зонами нагріву та адіабатною зоною обчислюється за формулою:

$$\delta(\Delta T) = \frac{(\Delta T_{зн})^2 + (\Delta T_{зт})^2}{T_{зн} - T_{зт}} \tag{2.10}$$

Відносна похибка різниці температур між зонами нагріву та адіабатною зоною визначена для двох режимів:

- при $T_n = 149 \text{ °C}$ і $T_a = 122 \text{ °C}$

З визначення мінімальної похибки дорівнює 0,51%

- при $T_n = 41 \text{ °C}$ та $T_a = 24 \text{ °C}$

З визначення максимальної похибки дорівнює 0,8%.

У таблиці 2.5 наведено результати розрахунку відносної похибки коефіцієнта тепловіддачі в зоні нагріву ГТТ.

Таблиця 2.5 – результати розрахунку відносної похибки коефіцієнта тепловіддачі в зоні нагріву ГТТ

-	max	min
$\delta \alpha_n = \sqrt{(\delta q)^2 + (\delta \Delta T)^2} \cdot 100$	7,32%	1,27%

Коефіцієнт тепловіддачі в зоні конденсації ГТТ знаходимо з виразу:

$$\alpha_k = \frac{q_k}{(T_a - T_k)} \quad (2.11)$$

Абсолютна похибка визначення температури відповідає 0,1 °С. Відносна похибка перепаду температур між адіабатною зоною та зоною конденсації знаходиться з виразу:

$$\delta(\Delta T) = \frac{(\Delta T_{зт})^2 + (\Delta T_{зк})^2}{T_{зт} - T_{зк}} \quad (2.12)$$

Розрахуємо відносну похибку різниці температур між адіабатною зоною та зоною конденсації для двох режимів:

- при $T_a = 122$ °С та $T_k = 90$ °С і отримаємо мінімальну похибку дорівнює 0,44%;
- при $T_a = 24,1$ °С та $T_k = 20,6$ °С отримаємо максимальну похибку 2,86%.

У таблиці 2.6 представлені величини мінімальної та максимальної відносної похибки при розрахунках коефіцієнтів тепловіддачі у зоні конденсації ГТТ:

Таблиця 2.6 – мінімальні та максимальні відносні похибки при розрахунках коефіцієнтів тепловіддачі у зоні конденсації ГТТ

-	max	min
$\delta\alpha_k = \sqrt{(\delta q)^2 + (\delta\Delta T)^2} \cdot 100$	7,31%	1,27%

Термічний опір ГТТ можна знайти з виразу:

$$R = \frac{(T_n - T_k)}{Q} \quad (2.13)$$

- при $T_n = 47,7 \text{ }^\circ\text{C}$ та $T_k = 20,6 \text{ }^\circ\text{C}$ отримуємо максимальну похибку 0,53%

- при $T_n = 150 \text{ }^\circ\text{C}$ та $T_k = 90,1 \text{ }^\circ\text{C}$ отримуємо мінімальну похибку 0,23%.

Відносна похибка знаходження R представлені в таблиці 2.7.

Таблиця 2.7 – Відносна похибка знаходження R

-	max	min
$\delta R = \frac{(\delta \Delta T)^2 + (\delta Q)^2}{100}$	7,32%	1,27%

Перелік посилань:

1. Heat transfer device : пат. 2350348 США: № 469,649; заявл. 21.12.1942; опубл. 06.06.1944.
2. Evaporation – condensation heat transfer device: пат. 3229759 США: № 47900/64; заявл. 02.12.1963; опубл. 25.11.1964.
3. ГОСТ 23073-78. Трубы тепловые. Термины, определения и буквенные обозначения.- Введ. 01.07.79.
4. Семена М.Г., Гершуни А.Н., Зарипов В.К.. Тепловые трубы с металловолкнистыми капиллярными структурами К: Вища шк. Головное издво, 1984. 215 с.
5. С. Чи Тепловые трубы: теория и практика/ пер. с англ. В. Я. Сидорова. М: Машиностроение, 1981.- 207с.
6. Дан П.Д., Рей Д.А. Тепловые трубы. Перевод с английского Ю.А. Зейгарника. М.: Энергия. 1979. 272 с.
7. Кравець В.Ю. Процеси теплообміну у мініатюрних випарно-конденсаційних системах охолодження. – Х.: ФОП Бровін О.В., 2018. – 288 с.
8. Шекриладзе И. Г., Русишвили Д. Г. Экспериментальные исследования теплоотдачи в процессах испарения и конденсации на капиллярных поверхностях. – Инж.-физ. журн., 1980. №5. С. 793-799.
9. Васильев Л. Л., Абраменко А. Н., Канончик Л. Е. Теплообмен при испарении и кипении жидкости в канавках испарителей. – Инж.-физ. журн., 1980. №3. С. 449-457.
10. Бабенко В. А., Гракович Л. П., Левитан М. М. и др. Теплопередача при испарении на поверхности с канавками. В кн. Теплообмен в криогенных устройствах. – Минск. 1979. С. 3-13.
11. Абраменко А. Н. Тепловая труба с тонкопленочными испарителями. В кн. Тепло- и массообмен криогенных жидкостей в пористых теплообменниках. – Минск. 1976. С. 36-40.

12. Kamotani, Y. Evaporator film coefficients of grooved heat pipes. – New York: International Heat Pipe Conference, 3rd, Palo Alto, Calif., American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1978, PP. 128-130.
13. Vasiliev L.L., Abramenko A.N., Konev S.V. Heat transfer of a liquid boiling and evaporating on a capillary and porous surface. – Toronto: Sixth International Heat Transfer Conference, 1978. pp. 299-304.
14. Vasiliev, L.L.; Abramenko, A.N. Study of heat and mass transfer in heat pipe based exchangers. – Proc. Int. Heat Pipe Conf. Bologna, 1976. PP. 463-472.
15. Cotter T. P. Theory of heat pipes. Report N LA. – MS.: Los Alamos Sei. Lab., 1965. – 241 p.
16. Cotter T. P., Deverall J. E., Erickson G. E. et al. Status report on theory and experiments on heat pipes. – London: Proc. Int. Conf. on thermionic electrical power generation, 1965. 171 p.
17. Сасин В. Д., Федоров В. Я., Сорокин А. Д. Экспериментальное исследование тепловой трубки на легкокипящих теплоносителях. В сб. докл. научно-техн. конф. – Москва: МЭИ, 1969. С. 79-84.
18. Субботин В. Я., Ивановский М. Я., Сорокин В. Я. и др. О нарушении работоспособности тепловых труб паровыми и парогазовыми пузырями. – Теплофизика высоких температур, 1975. № 6. С. 1225-1230.
19. Смирнов Г.Ф., Цой А.Д. Теплообмен при парообразовании в капиллярах и капиллярно-пористых структурах, М., издательство МЭН, 1999, с. 440.
20. Ferrell I.K., Alexander E.G., Piver W.T. Vaporization heat transfer in heat pipe wick materials // AIAA paper, 1972 №256, p. 1-12.
21. Davis W.R., Ferrell I.K. Evaporative heat transfer of liquid potassium in porous media // Heat transfer with thermal control applications, 1975. Vol. 39
22. Ferrell I.K., Alexander E.G. Vaporization heat transfer in capillary wick structure // Chem. Eng. Symp. Ser., 1970. Vol. 66, DD2.

23. Шаповал А.А. Теплообмен при кипении воды и ацетона на поверхностях с металловолоконными капиллярно-пористыми покрытиями. Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 01.04.14. Киев. 1985. 23 с.
24. Шаповал А.А. К моделированию процессов теплообмена при кипении на поверхностях с неупорядоченными пористыми структурами. Heat and Mass Transfer: In: Proc. 4th Minsk International Minsk Forum, Belarus. 2000. P. 198-204.
25. Makbeth R.V. Boiling on Surface Overlayed with a Porous Deposit. Heat Transfer Rates Obtainable by Capillary Actions. АКАЕА АЕЕW-R-711, Winfrieth, 1971. 10 p. 157.
26. Стырикович М.А., Леонтьев А.И., Малышенко С.П. О механизме переноса нелетучих примесей при кипении на поверхностях, покрытых пористыми структурами. ТВТ. 1976. Т.14. С. 998 – 1006.
27. Зуйков А.С. Леонтьев А.И., Полонский В.С. [и др] Модель процесса концентрирования при кипении в КПС. Докл. АН СССР, 1978 Т.241, №3. С. 579 – 583.
28. Wojcik T.M. Experimental investigations of boiling heat transfer hysteresis on sintered, metal-Fibrous, porous structures. Experimental Thermal and Fluid Science. 2009 March (Vol. 33, Iss. 3). P. 397-404.
29. Shapoval A.A., Kostornov A.G. Influence of the characteristics capabilities of fibrous metal capillary structures on heat transfer in boiling water and acetone. In: Proc. 11th International heat pipe conference. Musashinoshi Tokyo, Japan.1999. Vol. 2, A11 -4. P.113-118.
30. Шаповал А.А., Косторнов А.Г. О влиянии характеристик пористых структур из металловолокон на закипание воды в условиях, характерных для тепловых труб и термосифонов Heat and Mass Transfer: In Proc. 4th Minsk International Forum. Minsk, Belarus. 2000. P. 348-351.

31. Shapoval A.A. Some Aspects of Research of Boiling on Surfaces with Porous Coatings and Structures. Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators: In Proc. V Minsk International Seminar. Minsk, Belarus. 2003. P. 419-422.
32. Проект INTAS № 06-100024-9339 “Development and Creation of Heat Pipes on a Basis Metalfibrous Capillary Structures with Improved Thermophysic Characteristics for Temperature Control Systems of the Perspective Space Vehicles” Отчеты украинского участника проекта . Институт проблем материаловедения им. И.Н.Францевича Национальной академии наук Украины. Киев. 2007-2008. 55 с.
33. Фрідріхсон Ю.В. Вплив тиску і характеристик металоволокнистих покриттів на теплообмін при кипінні рідин у великому об’ємі. Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.14.05. Київ. 1995. 16 с. 158.
34. Alam M.S., Prasad L., Gupta S.C., Agarwal V.K. Enhanced boiling of saturated water on copper coated heating tubes. Chemical Engineering and Processing Process Intensification. 2008. Vol. 47, Iss.1. P. 159-167.
35. Кузма-Китча Ю.А., Комендантов А.С., Барч Г. Улучшение характеристик элементов парогенерирующей техники путем интенсификации теплообмена. Heat and Mass Transfer : In Proc. 4th Minsk International Forum. Minsk, Belarus. 2000. P. 215-222.
36. Chatys R. Aspects of complexity of metal-fibrous microstructure for the construction of high-performance heat exchangers: estimation of adhesive strength. Aviation. 2020. V. 24. Iss.3. P. 117-122.
37. Orman L. Aspects of complexity of metal-fibrous microstructure for the construction of high-performance heat exchangers: thermal properties. Aviation. 2020. V. 24. Iss.3. P. 99-104.
38. Li Ch., Peterson G.P., Wang Y. Evaporation/Boiling in Thin Capillary Wicks (I) – Wick Thickness Effects. Journal of Heat Transfer. 2006. December (Vol. 128, Iss. 12). P. 1312-1320.

39. Смирнов Г.Ф., Цой А.Д. Теплообмен при парообразовании в капиллярах и капиллярно-пористых структурах. М.: Из-во МЭИ, 1999. 440 с.
40. Brautsch A., Kew P.A. Examination and visualisation of heat transfer processes during evaporation in capillary porous structures. Applied Thermal Engineering. 2002. May (Vol. 22, Iss. 7). P. 815-824.
41. Li Chen, Peterson G.P. Parametric Study of Pool Boiling on Horizontal Highly Conductive Microporous Coated Surfaces. Journal of Heat Transfer. 2007. V. 129, Nu.11. P. 1465-1475.
42. Li Ch., Peterson G.P. Evaporation/Boiling in Thin Capillary Wicks (II) – Effects of Volumetric Porosity and Mesh Size. Journal of Heat Transfer. 2006. – December (Vol. 128, Iss. 12). P. 1320-1328.
43. Franco A., Latrofa E.M., Yagov V.V. Heat transfer enhancement in pool boiling of a refrigerant fluid with wire nets structures. Experimental Thermal and Fluid Science. 2006. January (Vol. 30, Iss. 3). P. 263-275. 159.
44. Pastuszko P. Pool boiling heat transfer on micro-fins with wire mesh – Experiments and heat flux prediction. International Journal of Thermal Sciences. 2018. Vol. 125. P. 197-209.
45. Cieslinski J.T. Nucleate pool boiling on porous metallic coatings. Experimental Thermal and Fluid Science. 2002. Vol. 25, Iss. 7. P. 557-564.
46. Hanlon M. A., Ma H.B. Evaporation Heat Transfer in Sintered Porous Media. Journal of Heat Transfer. 2003. Vol. 125, Iss. 8. P. 644-652.
47. Arik M., Avram B.C., Seung M.Y. Enhancement of pool boiling critical heat flux in dielectric liquids by microporous coatings. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2007. Vol. 50, Iss. 5-6. P. 997-1009.
48. Sabir H.M., ElHag Y.B.M. A study of capillary-assisted evaporators. Applied Thermal Engineering. 2007. Vol. 27, Iss. 8-9. P. 1555-1564.
49. Sohag, F. A., Beck, F. R., Mohanta, L., [et al.]. Effects of subcooling on downward facing boiling heat transfer with micro-porous coating formed by

- Cold Spray technique. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2017. 106. P. 767–780. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.09.091.
50. Zeng J., Chen C., Tang Y., [et al.]. Effect of powder size on capillary and two-phase heat transfer performance for porous interconnected microchannel nets as enhanced wick for two-phase heat transfer devices. Applied Thermal Engineering. 2016. V. 104. P. 668-677.
51. Das A.K., Das P.K., Saha P. Performance of different structured surfaces in nucleate pool boiling. Applied Thermal Engineering. 2009. Vol. 29, Iss. 17-18. P. 3643-3653.
52. Ramaswamy C., Joshi Y., Nakayama W., Johnson W. B. Effects of Varying Geometrical Parameters on Boiling From Microfabricated Enhanced Structures. Journal of Heat Transfer. 2003. Vol. 125, Iss. 2. P. 103-109.
53. Ramaswamy C., Joshi Y., Nakayama W., Johnson W. B. High-speed visualization of boiling from an enhanced structure. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2002. Vol. 45, Iss. 24. P. 4761-4771 160.
54. Верховский В.В., Данилова Г.Н., Тихонов А.В. Внутренние характеристики процесса и теплообмен при кипении хладагентов на поверхностях с искусственными центрами парообразования. Heat and Mass Transfer: In Proc. 4th Minsk International Forum. Minsk, Belarus. 2000. P. 168- 175.
55. Dehghani-Ashkezari E., Salimpour M.R. Effect of groove geometry on pool boiling heat transfer of water-titanium oxide nanofluid. Heat and Mass Transfer. 2018. V. 54. P. 3473–3481.
56. Алексеїк О. С. Теплообмін при кипінні на гладких та пористих поверхнях в умовах обмеженого простору. автореф. дис. канд. тех. наук.- Київ, 2021.
57. Киселев Ю. Ф. Исследования процессов тепло-массообмена в двухфазных термосифонах с низкотемпературным теплоносителем. Автореф. дис. канд. тех. наук.: теплофизика. Харьков, 1980. с. 24.

58. Семена М. Г., Киселев Ю.Ф., Исследования теплоотдачи при конденсации в гравитационных тепловых трубах с металоволокнистым покрытием. Промышленная теплоэнергетика №7. М., Энергоатом, 1984, с. 39-44.
59. Комаров В. С. Адсорбент и их свойства. Минск, «Наука и техника», 1977, с. 248.
60. Семена М. Г., Косторнов А. Г., Гершуни А. А., Зарипов В. К., Мороз А. Л. Исследования теплофизических характеристик низкотемпературных тепловых труб с металоволокнистыми фитилями. Инженерно-физический журнал, 1976 XXXI, №3, с. 449-455.
61. Лыков А. В. Теория теплопроводности,- М., Высшая школа, 1967, с. 625
62. Зарипов В. К. Исследования эффективной теплопроводности металоволокнистых фителей тепловых труб. Автореф. дис. На соискание степени канд. тех. наук., Киев, Институт технической теплофизики АН УССР, 1977.
63. I-7017, I-7018, I-7019, M-7017, M-7018 and M-7019 Series User Manual. URL: http://ftp.icpdas.com/pub/cd/8000cd/napdos/7000/manual/7017-18-19_english.pdf (дата звернення: 15.10.2021).
64. EZ Data Logger Software. URL: https://www.icpdasusa.com/ez_data_logger_products.html (дата звернення: 15.10.2021).

Совпадения

Источники из Интернета

49

1	http://journals.uran.ua/eejet/article/download/5725/5132	1.54%
2	http://journals.uran.ua/eejet/article/view/5725	2 источника 1.48%
3	http://journals.uran.ua/eejet/article/view/20316	0.83%
4	http://www.vestnik.nauka.kz/wp-content/uploads/NNK_3_2021-1-%D1%81-%D0%BE%D0%B1%D0%BB%D0%BE%D0%B6%D0%...	0.82%
5	http://journals.uran.ua/eejet/article/download/39205/37254	0.81%
6	https://journals.vilniustech.lt/index.php/Aviation/article/view/12086	2 источника 0.81%
7	http://journals.uran.ua/eejet/article/view/39205	2 источника 0.71%
8	http://journals.uran.ua/eejet/article/download/16449/13931	2 источника 0.63%
9	https://scholar.google.ru/citations?user=mcNfnIAAAJ&hl=ru	0.62%
10	https://referat.bookap.info/work/920259/Reshenie-zadachi-o-vnutriporovom	0.57%
11	http://dspace.nbuv.gov.ua/bitstream/handle/123456789/44174/11-Shapoval.pdf?sequence=1	3 источника 0.52%
12	https://www.semanticscholar.org/paper/Heat-transfer-enhancement-in-phase-change-heat-Chatys-Malcho/c82911b24c2c91f7a...	0.47%
13	https://cyberleninka.org/article/n/1227164	0.45%
15	https://trid.trb.org/view/1741957	0.34%
16	https://htp.engin.umich.edu/wp-content/uploads/sites/119/2018/04/Modulated-Multi-level-Wick-Pool-Boiling.pdf	2 источника 0.33%
17	https://www.studmed.ru/ivanovskiy-mn-sorokin-vp-yagodkin-iv-fizicheskie-osnovy-teplovyh-trub_cd2d279352c.html	0.32%
18	https://www.mechanics-industry.org/articles/meca/full_html/2019/07/mi190109/mi190109.html	0.29%
19	https://www.semanticscholar.org/paper/EFFECTS-OF-GEOMETRICAL-SHAPES-AND-PARAMETERS-OF-ON-Ma-Liu/2b4eedffefaf6b...	0.26%
20	https://link.springer.com/article/10.1007/BF00860282?error=cookies_not_supported&code=fe4ff3ad-f0a0-4ca0-b443-70a8a38b...	0.22%
22	https://inprofteh.com.ua/work/814057/Intensifikaciya-processa-kipeniya-s	2 источника 0.21%
23	https://link.springer.com/article/10.1007/s42757-019-0035-9?error=cookies_not_supported&code=aaa8a418-131f-4391-8767-b...	0.18%

24	http://arvc.umh.es/listado_papers_i3e.php	0.18%
25	https://publications.aston.ac.uk/id/eprint/31984/1/Nucleate_pool_boiling_heat_transfer.pdf	0.17%
28	https://www.intechopen.com/chapters/64222	2 источника 0.13%
30	http://library.kpi.kharkov.ua/ru/math_physics/%D0%BF%D1%80%D0%BE%D1%86%D0%B5%D1%81%D0%B8-%D1%82%D0%B...	0.11%
31	https://manuals.plus/icp-das/i-7018z-thermocouple-input-module-manual	3 источника 0.11%
32	https://nmetau.edu.ua/file/lite_metallurgiya_2017.pdf	0.1%
33	https://scienceforum.ru/2017/article/2017037209	0.1%
34	http://astanatest.kz/gost/001.031.020/gost-23073-78	4 источника 0.1%
38	https://publications.waset.org/10387/flat-miniature-heat-pipes-for-electronics-cooling-state-of-the-art-experimental-and-theor...	0.09%
39	https://eprints.kingston.ac.uk/id/eprint/112	0.09%
40	http://www.electrosad.ru/Ohlajd/Cooltt3.htm	0.09%
41	http://www.mathnet.ru/php/contents.phtml?wshow=issue&jrnid=tv&year=1975&volume=13&issue=6&series=0&op	2 источника 0.09%
48	https://www.semanticscholar.org/paper/Vaporization-Heat-Transfer-in-Heat-Pipe-Wick-Tien/629f21b359539d1688f7813de005...	0.08%

Источники из Библиотеки 40

14	Студенческая работа ID файла: 1009684126 Учебное заведение: Zaporizhzhya National University	2 источник 0.35%
21	TF41-ZhurakivskuiAV-diploma-2018 ID файла: 5990707 Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute"	2 источник 0.21%
26	AlekseikOS_kndr ID файла: 1000166290 Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute"	0.17%
27	TF91mp-MykhailykVY-thesis-2020-2 ID файла: 1005717060 Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute"	0.13%
29	TK71mp-OstroskiyYuV-thesis-2018 ID файла: 8371119 Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute"	4 источник 0.12%
35	Воропаев_статья ID файла: 11823544 Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute"	2 источник 0.1%
36	Студенческая работа ID файла: 2049285 Учебное заведение: National University of Life and Environmental Sciences	3 источник 0.1%
37	Студенческая работа ID файла: 9709181 Учебное заведение: Lviv Polytechnic National University	18 источник 0.09%
42	TYa81mp-TyshkoVU-thesis-2019 ID файла: 1000815476 Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute"	0.08%

43	TF91mp-TkachVM-thesis-2020-2	ID файла: 1005717212	Учебное заведение: National Technical University of Ukra...	0.08%
44	Студенческая работа	ID файла: 1011413620	Учебное заведение: National Aviation University	0.08%
45	Студенческая работа	ID файла: 1004138178	Учебное заведение: Poltava National Technical Yuri Kondratyuk ...	0.08%
46	Студенческая работа	ID файла: 1000492642	Учебное заведение: Poltava National Technical Yuri Kondratyuk ...	0.08%
47	Diser.Kovetska	ID файла: 1004562721	Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytec...	0.08%
49	Dis_Kozak_D.V_	ID файла: 6026337	Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechn...	0.08%