

Имя пользователя:
Баранюк Александр Володимирович

ID проверки:
1011623121

Дата проверки:
20.06.2022 21:33:52 EEST

Тип проверки:
Doc vs Internet + Library

Дата отчета:
20.06.2022 21:34:34 EEST

ID пользователя:
100007114

Название файла: TF81_Kramarenko_diploma_2022

Количество страниц: 43 Количество слов: 5927 Количество символов: 46338 Размер файла: 1.21 MB ID файла: 1011490947

21.4% Совпадения

Наибольшее совпадение: 11.9% с источником из Библиотеки (ID файла: 1000166290)

3% Источники из Интернета 29 Страница 45

21.4% Источники из Библиотеки 173 Страница 45

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 55

РЕФЕРАТ

ДР: 59 с., 30 рис., 4 табл., 30 джерел

Об'єкт дослідження – теплопередавальні характеристики теплових труб.

Предмет дослідження – вплив ефективної довжини теплової труби на її теплопередавальні характеристики.

Метод дослідження – експериментальний метод дослідження теплопередавальних характеристик теплових труб.

Аналіз експериментальних даних показав, яким чином ефективна довжина теплової труби впливає на її теплопередавальні характеристики. Встановлено, що зменшення ефективної довжини призводить до зменшення еквівалентної теплопровідності з одночасним зростанням максимальної теплотранспортної здатності теплової труби.

Рекомендації - результати можуть бути використані для більш детального вивчення характеристик теплових труб, а також при розробці та проектуванні теплопередаючих систем або систем охолодження на основі теплових труб.

ЕФЕКТИВНА ДОВЖИНА, КОЕФІЦІЄНТ ТЕПЛОВІДДАЧІ,
МАКСИМАЛЬНА ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНА ЗДАТНІСТЬ, ПОРИСТІСТЬ,
ТЕПЛОВА ТРУБА, ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ

SUMMARY

DR: 59 p., 30 fig., 4 table, 30 sources

The object of the study is heat transfer characteristics of heat pipes.

Subject of research is the influence of the effective length of the heat pipes on the heat transfer characteristics.

Research method - an experimental method for studying the heat transfer characteristics of heat pipes.

Analysis of experimental data showed how the effective length of the heat pipe affects its heat transfer characteristics. It is established that the decrease in the effective length leads to a decrease in the equivalent thermal conductivity with a simultaneous increase in the maximum heat transfer capacity of the heat pipe.

Recommendations - the results can be used for a more detailed study of the characteristics of heat pipes, as well as in the development and design of heat transfer systems or cooling systems based on heat pipes

EFFICIENT LENGTH, HEAT RELEASE COEFFICIENT, MAXIMUM HEAT
TRANSMISSION CAPACITY, PORISTICITY, HEAT PIPE, THERMAL
CONDUCTIVITY

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАК, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ І СКОРОЧЕНЬ	7
ВСТУП.....	8
1 ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД.....	9
1.1 Будова та принцип роботи теплової труби.....	9
1.2 Експериментальне дослідження конструкцій капілярної структури теплових труб	12
1.3 Критерії вибору теплоносія.....	18
1.4 Дослідження теплопередавальних характеристик мініатюрних теплових труб	20
1.5 Досліди, проведені з мініатюрними тепловими трубами з різними теплоносіями.....	27
1.6 Обмеження робочих параметрів теплових труб	29
2 ОПИС ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ТА МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕННЯ І ОБРОБКИ ДОСЛІДНИХ ДАНИХ.....	31
2.1 Опис експериментальної установки.....	31
2.2 Методика проведення експерименту	33
2.3 Методика обробки дослідних даних	34
2.4 Оцінка похибки результатів експериментальних досліджень	37
3 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	40
4 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	46
4.1 Технічні рішення та організаційні заходи по безпеці праці при проведенні експериментальних досліджень.....	46
4.2 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії.....	50
4.3 Пожежна безпека та профілактика.....	52
ВИСНОВКИ	55
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ.....	56

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАК, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ І СКОРОЧЕНЬ

c – теплоємність, Дж/(кг·К);
 d – діаметр, м;
 l – довжина, м;
 t – температура, °С;
 q – густина теплового потоку, Вт/м²;
 F – площа, м²;
 G – масова витрата, кг/с;
 Q – тепловий потік, Вт;
 R – термічний опір, $\frac{K}{Вт}$;
 V – об'єм, м³;
 α – коефіцієнт тепловіддачі, $\frac{Вт}{м^2 \cdot K}$;
 λ – коефіцієнт теплопровідності, $\frac{Вт}{м \cdot K}$;
 ν – в'язкість рідини, м²/с.

Індекси

відв – відведений;
вих – вихідний;
вх – вхідний;
екв – еквівалентний;
зк – зона конденсації;
зн – зона нагріву;
зт – зона транспорту.

ВСТУП

Протягом останніх років зацікавленість тепловими трубами, як високоефективним пристроєм для передачі тепла, неперервно зростає. Це пояснюється не тільки тим, що їх застосування має широкий спектр, а й тим, що дані труби можуть вирішувати складні технологічні задачі.

З усіх найрізноманітніших механізмів для передачі теплоти теплові труби є найбільш досконалими у всіх відношеннях. Серед багатьох виключних переваг використання теплових труб можна відзначити: просту конструкцію, легке регулювання та можливість передачі високих теплових потоків на значну відстань при надзвичайно малих температурних напорах, маневреність у застосуванні. Разом з тим, теплові труби не потребують енергії на перекачування теплоносія.

Не дивлячись на те, що застосування теплових труб є освоєним, але технологія їх проектування і виробництва до сьогоднішнього дня є досить складною.

Основна мета даної роботи – дослідження впливу ефективної довжини ефективної довжини теплової труби на її теплопередавальні характеристики. В результаті – отримання узагальнених даних для подальшого їх застосування у проектуванні труб та систем, що їх включають.

1 ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД

1.1 Будова та принцип роботи теплової труби

Як правило, тепла труба (ТТ) представляє собою випарно-конденсаційний герметичний пристрій який працює по замкнутому циклу з використанням капілярних сил і служить для передачі теплоти. Принцип дії даного пристрою забезпечує дуже високу теплопровідність. В найпростішому вигляді тепла труба складається з порожнистого герметичного корпусу, внутрішня поверхня якого вкрита капілярною структурою (КС), що наповнена рідким теплоносієм (див. рис. 1.1) [1-3].



1 - корпус теплової труби; 2 - капілярно - пориста структура, насичена теплоносієм (вода, спирт, ацетон та ін.)

Рисунок 1.1 - Схема теплової труби [4]

Тепловий потік, що підводиться від зовнішнього джерела теплоти до зони випаровування ТТ, викликає випаровування рідини на даній ділянці по довжині КС, зверненої в паровому каналі. Різниця тисків, що виникає, змушує потік пари рухатись із зони випаровування до зони конденсації, де він конденсується, віддаючи при цьому на даній ділянці труби приховану теплоту пароутворення. В результаті постійного випаровування кількість рідини зменшується і поверхня розподілу фаз рідина – пар (див. рис.1.2) зміщується всередину пор капілярної

структури, що викликає виникнення капілярного тиску. Цей капілярний тиск змушує рідину, що зконденсувалася, повертатись назад до зони випарника для подальшого випаровування [1].

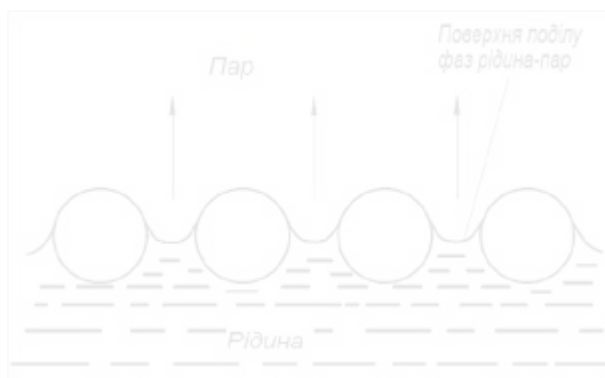


Рисунок 1.2 – Виникнення капілярного тиску на поверхні розподілу фаз рідина – пар [1, 5]

Таким чином, в тепловій трубі може неперервно забезпечуватись перенесення прихованої теплоти пароутворення від випарника до конденсатора. Цей процес може тривати нескінченно, за умови, що не буде закупорювання каналів для проходження рідини та буде підтримуватись достатній капілярний тиск [1].

Типовий розподіл тиску пари та рідини по довжині теплової труби показано на рис. 1.3. Кривизна менісків та капілярний тиск по довжині труби змінюються. Максимальна кривизна має місце на початку зони випаровування труби, а мінімальна – в кінці зони конденсації. Крива а – зміна тиску в рідині при відсутності впливу масових сил, крива б, яка задана для порівняння, показує розподіл тиску в рідині по довжині труби з урахуванням впливу гравітації, у випадку, коли сили тяжіння запобігають циркуляції рідини. При сталому значенні потужності, що передається трубою, вплив гравітації призводить до того, що капілярний напір повинен долати більш високий перепад тиску в порівнянні з роботою труби в невагомості [3].

В тих випадках, коли сили гравітації або інші сили (відцентрові, електромагнітні) здатні забезпечити переміщення рідини із зони конденсації в зону нагріву, можна використовувати теплові труби, що не мають капілярної структури.

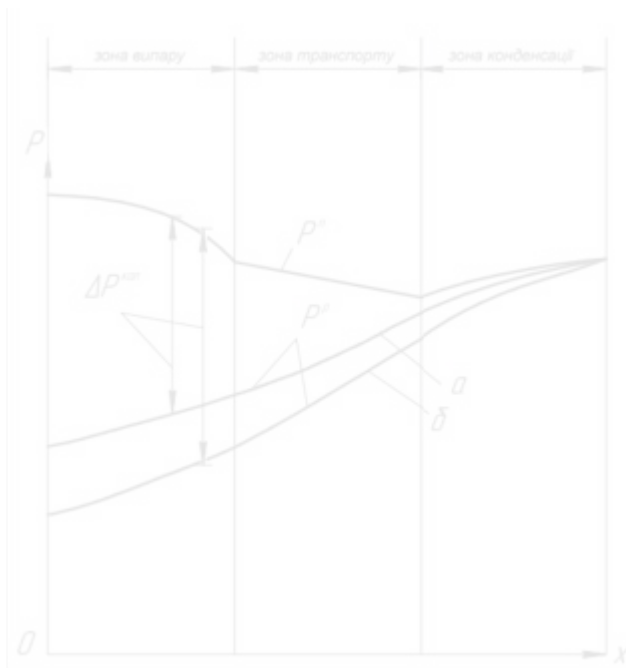


Рисунок 1.3 – Графік якісного розподілу тиску в парі P_n і рідині P_r без впливу масових сил (а) і в полі гравітації, що напрямлене проти течії рідини у фітилі (б) [3].

1.2 Експериментальне дослідження конструкцій капілярної структури теплових труб

У [6] розглянуто та досліджено три різні конструкції капілярних структур, а саме: тепла труба з пазами з напівкруглими осьовими канавками; спечена тепла труба, що виготовлена шляхом припікання мідного порошку до внутрішньої поверхні оправи трубки; гібридна тепла труба, виготовлена комбінацією двох попередніх методів.

Теплові труби були виготовлені з використанням мідних трубок із зовнішнім діаметром 9,45 мм і довжиною 200 мм. Довжина ділянок теплових труб становить 80, 20 та 100 мм для випарної, адіабатичної та конденсаційної областей відповідно.

Теплова труба з канавками мала 21 осьову мікроканавку, зроблену за допомогою дротяної електророзрядної обробки. На рис. 1.4 представлені деталі осьової мікроканавки із середнім діаметром 220 мкм, отримане за допомогою мікроскопа [6].

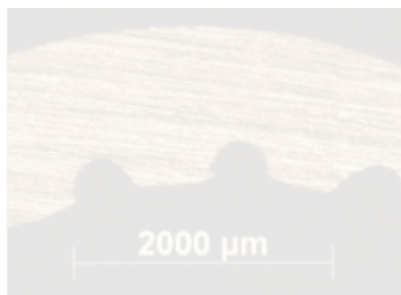


Рисунок 1.4 – Капілярна структура рифленої теплової трубки [6]

Спечену теплову трубу виготовляли шляхом спікання мідного порошку зі звичайною трубкою та тимчасовою оправкою. Середній діаметр частинки мідного порошку становив 33 мкм. Виготовлена пориста структура мала товщину 1,6 мм (див. рис. 1.5).



Рисунок 1.5 – Капілярна структура спаяної теплової трубки [6]

Теплову трубу з пазами з такою ж кількістю осьових мікроканалов ВИГОТОВЛЯЛИ за допомогою процедури спікання. Температура процесу спікання становить приблизно 75% температури плавлення міді, що дозволяє уникнути спікання каналов. Завдяки меншому внутрішньому діаметру, порівняно зі звичайною трубою, товщина спаяної конструкції становила приблизно 1,3 мм. На рис. 1.6 представлена комбінація мікроканалов і спеченого мідного порошку, які складають капілярну структуру.

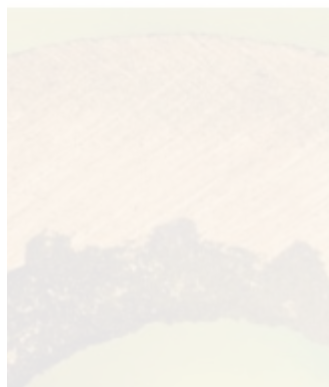


Рисунок 1.6 – Капілярна структура гібридної теплової труби [4]

Для забезпечення найкращих результатів температуру навколишнього середовища підтримували на рівні $20,0 \pm 1,0$ °C за допомогою теплового

кондиціонування. Теплову трубу обережно закріпили на універсальному тримачі горизонтально за допомогою кронштейна в адіабатичній області. Вентилятор увімкнули, правильно розташували над зоною конденсатора та налаштували на швидкість 5,0 м/с із сумарною похибкою $\pm 0,2$ м/с. Увімкнули систему збору даних, виміряли температури термопарами типу К. Блок живлення був включений і налаштований на потрібну потужність розсіювання. Початкове навантаження становило 5 Вт. Навантаження збільшували до тих пір, поки максимальна середня температура теплової трубки не досягла критичної температури (150 °С), при якій матеріали могли розплавитися. Дані збиралися кожні п'ять секунд і записувалися на ноутбук. Експериментальні невизначеності пов'язані з термопарами типу К, реєстратором даних та блоком живлення. Експериментальна невизначеність температури оцінювалася приблизно в 1,27 °С, а для теплового навантаження вона становила близько 1% [7].

Дослідний стенд, що використовувався для експериментальних випробувань, показаний на рис. 1.7, складався з блоку живлення, 20-канального реєстратора даних, ноутбука, універсального тримача, джерела безперебійного живлення і вентилятора. Для оцінки теплових характеристик теплових труб використовувалися термопари типу К, які були закріплені на зовнішній поверхні теплових труб за допомогою термостійкої клейкої смужки. Як показано на рис. 1.8, у випарниках було три термопари, одна - в адіабатичних секціях, і чотири - в конденсаторах кожної теплової труби. Нагрівання випарника здійснювалося шляхом розсіювання потужності за допомогою нікель-хромового сплаву силового резистора товщиною 0,1 мм і шириною 3,5 мм. Для забезпечення того, щоб тепло, що виділяється за рахунок ефекта Джоуля, передавалося випарнику, в цій області були встановлені повітряна теплоізоляція і поліетилен. Склопластикова стрічка використовувалася в адіабатичній області як теплоізоляція між тримачем і тепловою трубою. Система охолодження з використанням вимушеної конвекції повітря складалася з вентилятора.



Рисунок 1.7 – Экспериментальна апаратура [6].



Рисунок 1.8 – Положення термопар [мм] [6].

Були отримані експериментальні результати щодо теплових характеристик теплових труб з різними конструкціями капілярної структури, що працюють у горизонтальному положенні. Експериментальні випробування повторювали тричі, і похибки температур, розраховані з урахуванням різниці середніх значень, становили менше $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Випробування проводили при зростанні теплових навантажень з кроком 5 Вт у діапазоні від 5 до 35 Вт . На рис. 1.9 показано розподіл температури як функції часу для теплових труб з різною капілярною структурою (рифленими, спеченими та гібридними). Для всіх конструкцій максимальна розсіяна потужність становила 35 Вт . Гібридні та спечені теплові труби мають більш ізотермічні характеристики, ніж теплові труби з пазами [6]. Гібридні і спечені теплові труби починають роботу при 5 і 10 Вт відповідно, коли

температури адиабати та конденсатора швидко зростають. Вони мають практично однакові температури випарника від найнижчого теплового навантаження до 35 Вт, після чого починається осушування капілярної структури в області випарника. Можна побачити, як паровий фронт досягає конденсатора при збільшенні теплового навантаження. У тепловій трубці з пазами адиабатична температура досягає стабільної поведінки при 20 Вт, а розшарування показів термодатчиків T_3 і T_4 на 30 і 35 Вт, ймовірно, пов'язано з наявністю неконденсованих газів усередині рифленої трубки.

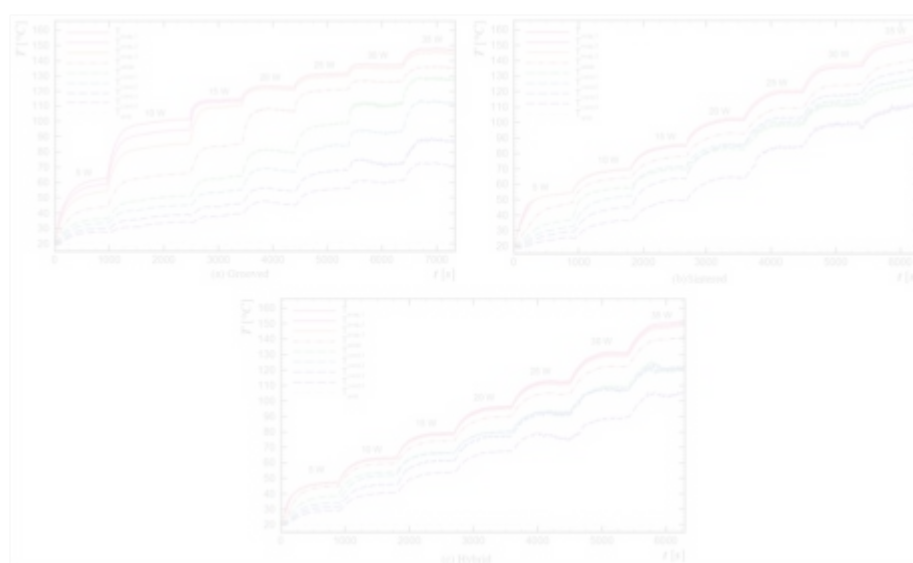


Рисунок 1.9 –Зміна температури теплових труб у часі для різних навантажень [6]

Робоча температура в залежності від теплового навантаження представлена на рис. 1.10, вона зростає зі збільшенням теплового навантаження. У рифленому корпусі теплові труби досягають робочої стабільності на рівні 25 Вт. У свою чергу, спаяні та гібридні теплові труби зберігають свою стабільність із самого початку.

Спаяна теплова труба може працювати при нижчій температурі, ніж теплова труба з пазами. Крім того, поєднання канавок і спаяного порошку покращує роботу капілярної структури, змушуючи гібридну теплову трубку працювати при більш низьких температурах, включаючи адіабатичну [7].

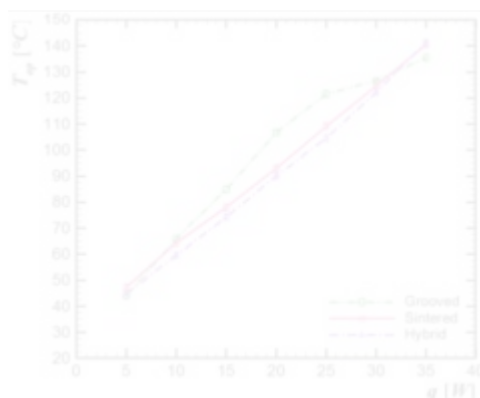


Рисунок 1.10 – Залежність робочої температури від теплового навантаження різних технологій капілярної структури [6]

На рис. 1.11 показано поведінку теплового опору як функцію розсіюваної потужності для трьох різних капілярних структур. Тепловий опір теплових трубок зменшується зі збільшенням тепловіддачі у випарнику в результаті однорідної теплової поведінки капілярних структур. Теплова труба з пазами працює за рахунок теплопровідності при 5 і 10 Вт, після чого починається кипіння і термічний опір падає. Спечені та гібридні теплові трубки мають зниження теплового опору з моменту першого теплового навантаження. Це відбувається тому, що спечена структура створює парові зародки, які забезпечують кипіння рідини, навіть при менших теплових навантаженнях.

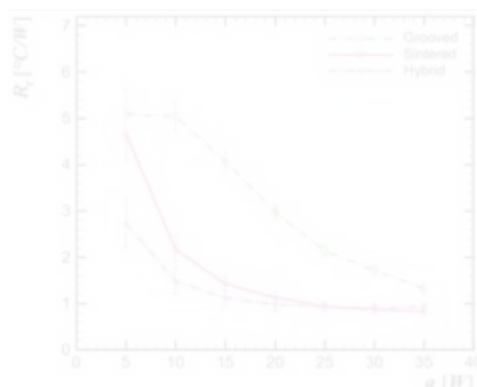


Рисунок 1.11 – Залежність теплового опору від теплового навантаження різних технологій капілярної структури [6]

Всі теплові труби працювали успішно, враховуючи, що капілярні структури забезпечували їм роботу при більших навантаженнях і меншому тепловому опорі. Таким чином, результати були задовільними, оскільки метою цих випробувань було оцінити ефективність методів виготовлення капілярної структури. Тому вивчені методи виготовлення вважаються придатними. Крім того, гібридна структура є найкращою конструкцією капілярної структури, враховуючи найнижчий термічний опір і трохи нижчу робочу температуру, ніж інші теплові трубки [8].

Таким чином, в результаті дослідження було виявлено, що всі теплові труби працюють успішно, тому використані методи виготовлення підходять для широкого використання.

1.3 Критерії вибору теплоносія

Теплоносієм в теплових трубах можуть слугувати **будь-які** хімічні речовини і з'єднання, що мають при обраних температурах рідку та парову фази. Однак, кількість застосованих рідин на практиці значно зменшується через різні

обмеження. Можна виділити наступні умови і вимоги, яким повинні задовільняти теплоносії [3].

1. Забезпечення передачі великої кількості теплоти в осьовому напрямку.

Для цього теплоносій повинен змочувати капілярну структуру, мати високу теплоту пароутворення, високий коефіцієнт поверхневого натягу, значну густину пари і невисоку в'язкість.

2. При робочій температурі тиск насиченої пари має бути достатньо високим для забезпечення переносу значної кількості теплоти і невеликого перепаду температур по довжині.

3. Теплоносій повинен мати високу чистоту, оскільки забруднення можуть знизити поверхневий натяг, змочуваність, а також збільшити корозійні властивості теплоносія.

4. Температура плавлення має бути по можливості низькою.

5. Теплоносій повинен бути в корозійноінертним до матеріалів стінки теплової труби і фітіля в усьому діапазоні температур.

6. Слід враховувати токсичність і вибухонебезпечність речовин.

7. При використанні теплових труб в активній зоні реактора важливо, щоб теплоносій мав малий переріз захоплення нейтронів.

Орієнтовний діапазон робочих температур для теплоносіїв теплових труб представлено в табл. 1.1

Таблиця 1.1- Діапазон температур використання теплових труб [3-5]

Теплоносій	Температура, °C		Теплоносій	Температура, °C	
	нижня	верхня		нижня	верхня
1	2	3	4	5	6
Кріогенні теплові труби			Середньо температурні теплові труби		
	—	—	Даутерм-А	150	320
Кисень	—	—	Ртуть	200	500
Азот	-205	-170	Сірка	200	600

Продовження табл. 1.1

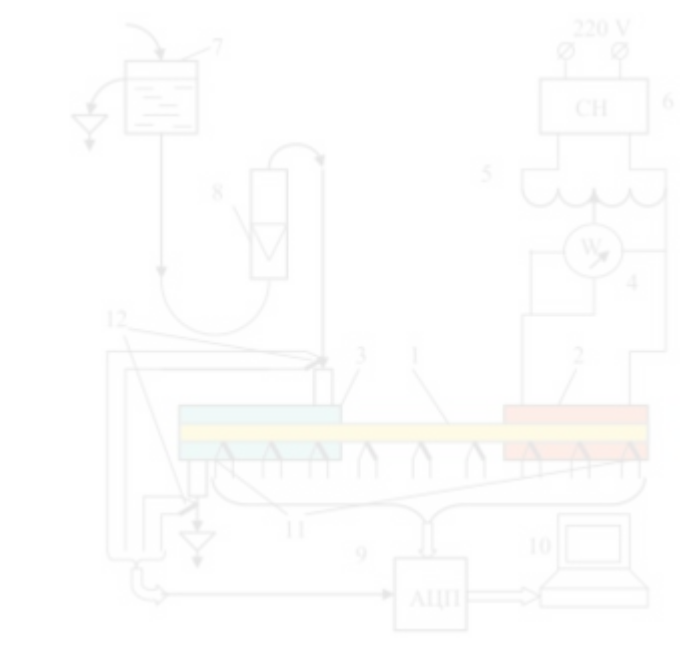
1	2	3	4	5	6
Метан	-180	-120	Високотемпературні теплові труби		
Етан	-150	-30			
Фреон-13	-120	-20	Цезій	350	700
Фреон-23	-120	-20	Калій	400	800
Фреон-22	-90	40	Натрій	600	1000
Низькотемпературні теплові труби			Рідко-металеві теплові труби		
Аміак	-60	60	Літій	1000	1700
Фреон-21	-50	90	Кальцій	1100	1800
Ацетон	-20	100	Барій	1200	1650
Метанол	20	120	Свинець	1350	1900
Гептан	30	160	Індій	1500	2100
Вода	40	180	Срібло	1600	2400

1.4 Дослідження теплопередавальних характеристик мініатюрних теплових труб

Дослідження проводилися на експериментальній установці, показаній на рис. 1.12 [10]. Мініатюрна теплова труба (МТТ), обладнана омичним нагрівачем 2 і конденсатором «труба в трубі» 3, розташовувалась вертикально. По всій довжині МТТ були встановлені мідь- константанові термомпари 11, по три в кожній зоні. Сигнал від термомпар подавався на АЦП 9 і далі на персональний комп'ютер. До зони випаровування МТТ тепловий потік підводився з допомогою омичного нагрівача, підключеного до лабораторного автотрансформатора 5 через стабілізатор напруги 6. Контроль величини теплового потоку здійснювався з допомогою ватметра 4. Зона конденсації омивалась водою з постійною витратою G (кг/с), яка підтримувалась з допомогою напірного бака 7 і контролювалась

ротаметром 8. Температура води на вході в конденсатор і на виході з нього вимірювалась двома мідь – константановими термопарами 12, сигнал від яких також подавався на АЦП і далі на комп'ютер.

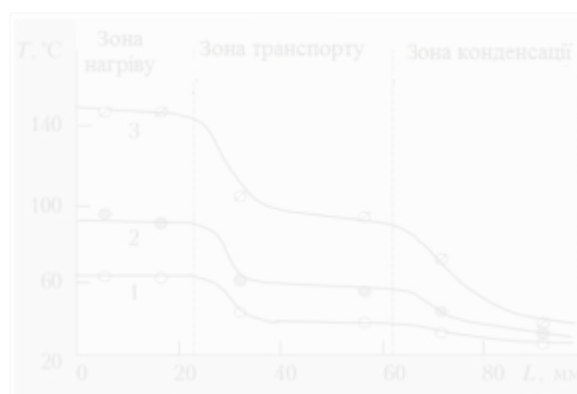
Визначення теплопередавальних характеристик мініатюрних теплових труб показало, що температурний рівень та величина теплового потоку, що передається, залежить від режиму дослідів, від розміру теплових труб та їх орієнтації в просторі.



1 – МТТ; 2 – нагрівач зони випаровування; 3- конденсатор типу «труба в трубі»; 4 – ватметр; 5- лабораторний автотрансформатор; 6- стабілізатор напруги; 7- напірний бак; 8 – ротаметр; 9 – АЦП; 10 – персональний комп'ютер; 11,12 – мідь – константанові термопари (10 штук)

Рисунок 1.12 - Експериментальна установка [9]

У роботі [11] представлено залежність температури МТТ від величини теплового потоку Q , що передається (рис. 1.13). Такий характер залежності визначається перетоком теплоти по корпусу МТТ в осьовому напрямку і визначається теплопровідністю корпусу та товщиною його стінки. З графіку бачимо, що при збільшенні теплового потоку температура зростає. Це зумовлено тим, що зі зростанням потужності збільшується розмір сухої плями, теплоносій не досягає кінця зони нагріву.



1 – $Q = 2$ Вт, 2 – $Q = 4$ Вт, 3 – $Q = 6$ Вт

Рисунок 1.13 - Розподіл температури по довжині МТТ діаметром 2 мм при горизонтальному розміщенні при $t=20^{\circ}\text{C}$ [10].

Для порівняння розглянемо експериментальні дані роботи [10]. Рисунок 1.14 підтверджує результати попередніх досліджень, спостерігається зростання температури зі збільшенням теплового навантаження, так як зростає суха пляма в зоні випаровування.

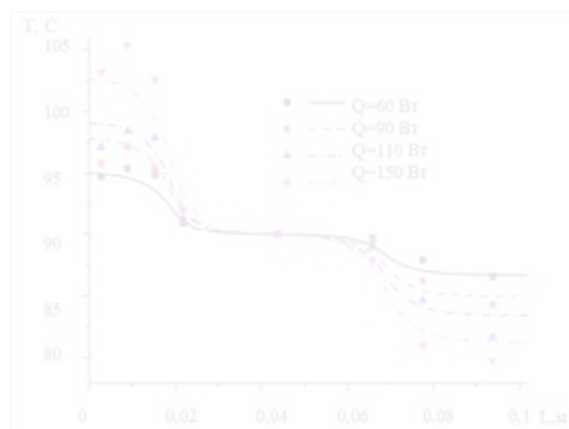
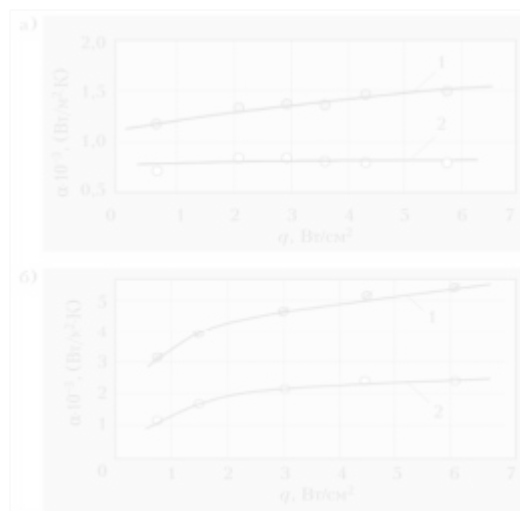


Рисунок 1.14 – Температурне навантаження [10]

Також була побудована залежність інтенсивності тепловіддачі в зонах випаровування (1) та конденсації (2) від теплового навантаження при вертикальному розташуванні (рис. 1.15) [11].

Аналізуючи графік, бачимо, що збільшення теплового навантаження не приводить до зниження коефіцієнту тепловіддачі. Такий ефект зумовлено тим, що сили гравітації сприяють руху теплоносія з зони конденсації (ЗК) в зону випаровування (ЗН), завдяки чому забезпечується достатня кількість теплоносія в ЗН. Підсумовуючи все вище сказане, можна зробити висновок, що підвищення характеристик теплопередачі можна здійснити за рахунок покращення підводу теплоносія в ЗН. Цього можна досягти створивши капілярну структуру з високими транспортними властивостями, проте це може призвести до збільшення габаритних характеристик та зниження поперечного перерізу парового простору. Отже, це є складною задачею і для її реалізації необхідна велика кількість дослідів з урахуванням усіх особливостей експлуатації МТТ.

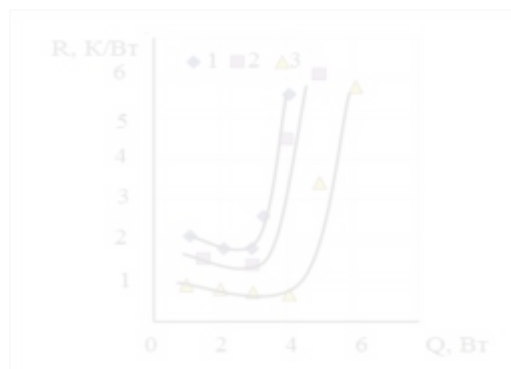


а) – $d=2$ мм, б) – $d=6$ мм

Рисунок 1.15- Залежність інтенсивності тепловіддачі в зонах випаровування (1) та конденсації (2) від теплового навантаження [6].

У роботі [12] представлено залежність термічного опору R від теплового навантаження Q при різній температурі охолоджуючої рідини та залежно від витрати охолоджуючої рідини (рис. 1.16).

Бачимо, що при збільшенні температури охолоджуючої речовини мінімальне значення термічного опору значно знижується, а Q_{\max} зростає. Такий характер залежності можна пояснити тим, що при зростанні температури охолоджуючої рідини відповідно зростає і температура насичення всередині МТТ, а оскільки в ЗН відбувається бульбашкове кипіння, то відривні діаметри парових пузирів при підвищенні тиску зменшуються і кількість парової фази зменшується. Це призводить до зниження швидкості руху парової фази і процес передачі теплової енергії покращується.

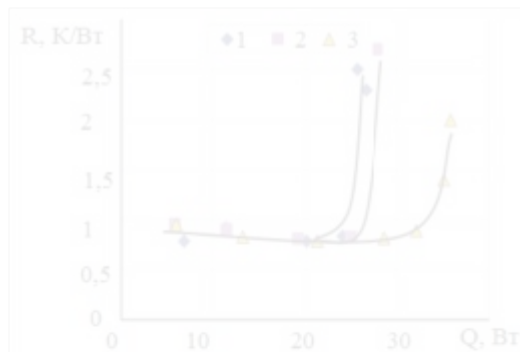


1 – 20 °C; 2 – 30 °C; 3 – 40 °C

Рисунок 1.16 – Вплив температури охолоджуючої рідини на термічний опір R при горизонтальному положенні [12]

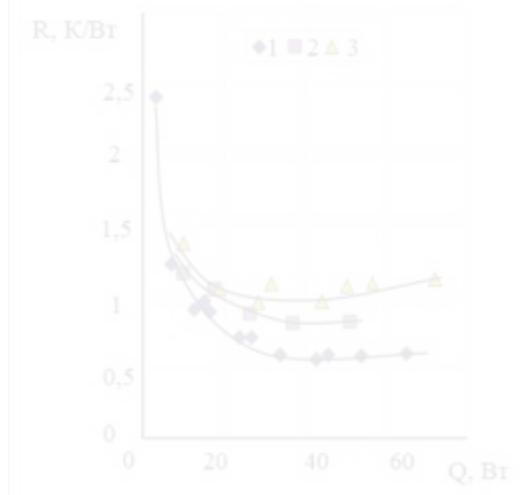
Одним з впливових факторів є витрата охолоджуючої рідини G . Погіршення зовнішніх умов тепловіддачі в зоні конденсації приводить до зростання температурного рівня всієї МТТ і відповідно тиску всередині. При цьому покращуються умови евакуації парової фази з ЗН в ЗК. Однак при цьому величина термічного опору залишається приблизно на одному рівні, а Q_{\max} зростає. Підтвердженням цього є рисунок 1.17

Замінюючи воду на етанол, спостерігається зовсім інша картина (рис. 1.18). Досліди, описано в роботі [12] показали, що зі зменшенням витрати охолоджуючої рідини спостерігається зниження термічного опору і підтримання максимального теплового потоку приблизно на одному рівні.



1- $G=6,8 \cdot 10^{-3}$ кг/с; 2- $G=4,9 \cdot 10^{-3}$ кг/с; 3 - $G=1,75 \cdot 10^{-3}$ кг/с

Рисунок 1.17 - Вплив витрати G на термічний опір МТТ (l=200 мм, $d_{МТТ}$ =6мм; вода) [12]



1- $G=1,8 \cdot 10^{-3}$ кг/с; 2- $G=4,2 \cdot 10^{-3}$ кг/с; 3 - $G=7,5 \cdot 10^{-3}$ кг/с

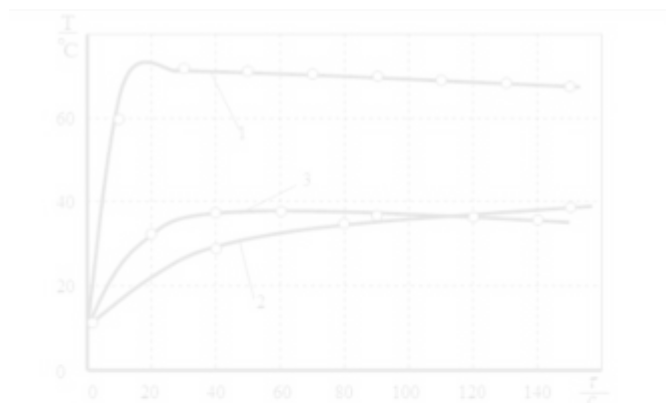
Рисунок 1.18- Вплив витрати G на термічний опір МТТ (l=230 мм, $d_{МТТ}$ =6мм; етанол) [12]

Отже, максимальний тепловий потік у МТТ з етанолом повинен бути вищим, ніж у МТТ з водою.

1.5 Досліди, проведені з мініатюрними тепловими трубами з різними теплоносіями

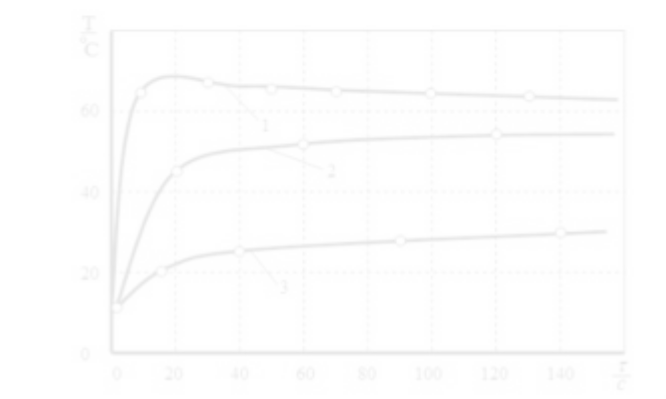
У [13] за первинними дослідними даними будувалися перехідні характеристики для всіх зон МТТ. На рис.1.19 наведено характерні криві перехідних процесів у кожній із зон мініатюрної теплової труби. З розгляду цих кривих видно, що температура зони нагріву МТТ протягом 15 ... 20 секунд практично вийшла на стаціонарний режим, що добре узгоджується з даними роботи. Зміна температури в часі для зон транспорту і конденсації, здавалося б, не вписується в загальноприйняті уявлення функціонування теплових труб і МТТ зокрема. Спочатку спостерігається значне зростання температури в зоні конденсації в порівнянні з температурою зони транспорту. Причому в зоні конденсації закид температури відбувався в початковий період часу після додавання теплового потоку, а потім температура монотонно знижувалася. У той час як в зоні транспорту таких стрибків не спостерігалось. Температура в зоні конденсації під час всього експерименту зростала, і **приблизно** через 2 хвилини вона перевищила температуру в зоні транспорту. Такий характер росту кривих в первинний момент роботи МТТ з теплоносієм ацетоном можна пояснити тільки вибухоподібним викидом парової фази в зону конденсації, що і призвело до значного перевищення температури цієї зони над температурою зони транспорту. Оскільки при $\tau = 0$ температура всієї МТТ була однаковою, то в капілярній структурі зони транспорту теплоносій знаходився в нерухомому стані, і його температура не могла зростати з такою ж швидкістю, як у зоні конденсації. І тільки після фільтрації в зону нагріву всього теплоносія з початковою температурою, що спостерігається через 120 секунд, температури по довжині МТТ виходять на стаціонарний режим.

При заповненні МТТ водою, в зоні нагріву характер кривої практично не відрізняється від наведеної на рис.1.20. А температури зони транспорту і конденсації плавно виходять на стаціонарний режим.



1 - зона нагріву; 2 - зона транспорту; 3 - зона конденсації.

Рисунок 1.19 - Перехідні характеристики зон МТТ (теплоносій - ацетон) [13]



1 - зона нагріву; 2 - зона транспорту; 3 - зона конденсації

Рисунок 1.20 - Перехідні характеристики зон МТТ (теплоносій - вода) [13]

Час виходу температури на стаціонарний режим в зонах транспорту і конденсації практично однаковий (порядку 30 секунд). Це пов'язано з тим, що воду для активації перших центрів пароутворення необхідно перегріти на більш високий температурний рівень, ніж ацетон. Тому в режимі випаровування МТТ

працює значний період часу і початок кипіння не вносить, будь яких аномальних явищ в температурне поле по довжині МТТ.

Таким чином, дослідження проведене у [13] показало, що час виходу МТТ на стаціонарний режим, коли встановиться баланс між кількістю переміщення парової фази в зону конденсації і підтікання рідкої фази по капілярній структурі, має деяку протяжність. Причому воно значно менше, якби в якості нагрівача застосовувався масивний металевий блок. Помічено, що при заповненні МТТ легкокиплячими рідинами (наприклад, ацетоном) в початковий період підведення теплової енергії відбувається випереджаючи зростання температури зони конденсації в порівнянні з температурою транспортної зони.

1.6 Обмеження робочих параметрів теплових труб

При роботі теплових труб фізичними процесами накладається певний ряд обмежень на їх робочі параметри. В першу чергу розглянемо ті обмеження, що визначають максимальну потужність, яка переноситься і задають область параметрів, в якій забезпечується стаціонарна робота труби (рис. 1.21). Чинниками, які можуть обмежувати кількість теплоти, що переноситься, згідно роботи [3] можуть бути:

1. Досягнення потоком пари швидкості звуку на будь – якій ділянці труби, частіше всього в кінці зони нагріву.

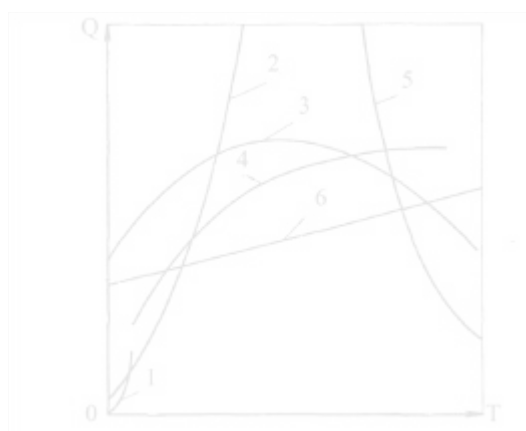
2. Здатність даної капілярної структури забезпечувати циркуляцію даного теплоносія лише до певно визначеної межі.

3. Тертя в паровій фазі при низьких тисках, що обмежує циркуляцію теплоносія.

4. Віднесення рідини з фітіля в паровий потік, який призводить до передчасного наступу капілярних обмежень.

5. Закипання теплоносія та інші ефекти, що призводять до кризових явищ і обмежуючі допустиму густину теплового потоку в зоні нагріву.

6. Здатність тепловідводу від теплової труби.



1- в'язкісна границя; 2 – звукова границя; 3 – капілярні обмеження; 4 – обмеження, обумовлені віднесенням рідини з фітіля в паровий потік; 5 – обмеження через закипання рідини ; 6 – межа, обумовлена здатностями тепловідводу від труби

Рисунок 1.21 - Обмеження максимальної потужності, що переноситься, в тепловій трубі [3]

2 ОПИС ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ТА МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕННЯ І ОБРОБКИ ДОСЛІДНИХ ДАНИХ

2.1 Опис експериментальної установки

Для дослідження теплофізичних параметрів теплових труб були розроблені спеціальні дослідні стенди, схема такого показана на рис. 2.1.

Досліджувана тепла труба закріплювалась на штативі, що дозволяло встановлювати її у три стабільні положення, в яких кут нахилу ТТ відносно горизонту змінювався на 180°: з нижнім нагрівом, що відповідало режиму роботи за силами тяжіння (+90°); горизонтальне положення (0°) та положення з верхнім нагрівом, що відповідало режиму роботи проти сил тяжіння (-90°).

За допомогою кутоміра встановлювалось початкове положення дослідної ТТ. Підведення теплоти забезпечувалось за допомогою багатосекційного ніхромового нагрівача Н1-Н3, що давало змогу змінювати довжину зони нагріву. Теплова труба нагрівалась електронагрівачем, що був намотаний безпосередньо на корпусі. Разом з тим, останній у місці намотки було вкрито шаром спеціальної термостійкої електроізоляції. Живлення електронагрівача нагрівача було забезпечено від мережі змінного струму 220 В через ЛАТР1, завдяки якого також регулювалась його потужність. Потужність нагрівача вимірювалась за допомогою ватметра Вт.

Від зони конденсації відведення теплоти здійснювалось в конденсаторі К до охолоджуючої води за умов вимушеної конвекції. Остання забезпечувалась течією води із напірного бака БН під дією масових сил. Між напірним баком та конденсатором був встановлений вентиль Вн та витратомір В для контролю та вимірювання витрати охолоджуючої рідини відповідно. Регулювання температури охолоджуючої рідини на вході в конденсатор відбувалось завдяки нагрівачу Н4, що був встановлений на ділянці трубопроводу між напірним баком БН та вентилям Вн. Живлення нагрівача Н4 здійснювалось від мережі змінного струму 220 В через ЛАТР2, за допомогою якого контролювалась його потужність

Температурне поле досліджуваної ТТ контролювалося мідь-константановими термопарами Т, що були встановлені на її корпусі шляхом пайки. Покази всіх термопар передавались на персональний комп'ютер ПК через аналого-цифровий перетворювач АЦП із вбудованим компенсатором нульового спаю термопар типу ICP CON I-7018Z. На ПК було встановлено відповідне спеціальне програмне забезпечення, за допомогою якого була можливість спостерігати за змінами показів термопар в реальному часі, а також фіксувати їх та вносити до таблиці показів результатів.

Для зменшення тепловтрат в навколишнє середовище всі зони корпусу досліджуваної теплової труби були вкриті шаром теплоізоляції із базальтового волокна.

2.2 Методика проведення експерименту

1. На початку досліду тепла труба встановлюється в положення з нижнім нагрівом (+90°).
2. Із системи водопостачання відкривається подача води до напірного баку, вмикаються всі системи, запускається програмне забезпечення на ПК, починається запис показів термопар.
3. Встановлюється певна витрата охолоджуючої рідини.
4. За допомогою ЛАТР2, нагрівача Н4 та за показами термопар, встановленої у вхідному патрубку конденсатора, встановлюється певна вхідна температура охолоджуючої води.
5. На нагрівач подається певна мінімальна потужність.
6. Витримується стаціонарний режим, якого досягає досліджувана ТТ, протягом певного проміжку часу.
7. Збільшується підведена до нагрівача потужність з певним сталим кроком.
8. Пп. 6-7 повторюються до того часу, поки в зоні нагріву ТТ не почнуться кризові явища, про настання яких свідчить різке зростання показів термопар, що розташовані в цій зоні.

9. Після настання кризи зменшується підведена потужність до нуля, і досліджувана ТТ охолоджується.

10. Після цього встановлюються мінімальні значення витрати охолоджуючої води та її вхідної температури, а в схему підводу теплоти включається ще одна секція нагрівача і повторюються пп. 5-9 до того моменту, поки не буде досягнуто певне максимальне значення довжини зони нагріву.

11. Встановлюються мінімальні значення довжини зони нагріву, витрати та вхідної температури охолоджуючої води, досліджувана ТТ переводиться в горизонтальне положення (0°) та повторюються пп. 5-9.

12. Встановлюються мінімальні значення довжини зони нагріву, витрати та вхідної температури охолоджуючої води, ТТ переводиться в положення з нагрівом зверху (-90°) та повторюються пп. 5-9.

13. При завершенні дослідів припиняється запис показів термопар та робота програмного забезпечення на ПК, вимикаються всі системи, перекривається доступ води від напірного бака до конденсатора та від системи водопостачання до напірного бака.

2.3 Методика обробки дослідних даних

Equation Section (Next)Equation Section (Next)

Після аналізу первинних експериментальних даних визначалися границі для кожного із стаціонарних режимів. Для кожного режиму визначалися:

- середня температура зони нагріву:

$$T_n = \frac{\sum_{i=1}^n T_{ni}}{n} \quad (2.1)$$

де n – кількість термопар в зоні нагріву;

- середня температура зони транспорту:

$$T_{\text{ср}} = \frac{\sum_{k=1}^k T_{\text{трк}}}{k} \quad (2.2)$$

де k – кількість термопар в зоні транспорту.
 - середня температура зони конденсації:

$$T_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^m T_{\text{кi}}}{m} \quad (2.3)$$

де m – кількість термопар в зоні конденсації.

Кількість теплоти, яка передавалася тепловою трубою визначалася на основі рівняння теплового балансу охолоджуючої рідини:

$$Q_{\text{відв}} = G \cdot c_p \cdot (t_{\text{вх}} - t_{\text{вих}}) \quad (2.4)$$

тут G – масова витрата охолоджуючої води, кг/с;

c_p – теплоємність води, (Дж/кг·К);

$t_{\text{вх}}, t_{\text{вих}}$ – температури води на вході та виході конденсатора, °С.

Виходячи з отриманих даних розраховувалися еквівалентний коефіцієнт теплопровідності, а також інтенсивність тепловіддачі у зоні нагріву.

Еквівалентний коефіцієнт теплопровідності визначався за формулою:

$$\lambda_{\text{екв}} = \frac{Q_{\text{відв}} \cdot l_{\text{еф}}}{(T_{\text{н}} - T_{\text{к}}) F_{\text{тр}}}, \quad (2.5)$$

де $l_{\text{еф}}$ – ефективна довжина теплової труби, м;

$F_{\text{тр}}$ – площа поперечного перерізу теплової труби, м².

Використовувалася ефективна довжина теплової труби, $l_{\text{еф}}$, яка визначалася за формулою:

$$l_{\text{еф}} = \frac{l_{\text{зн}}}{2} + l_{\text{тр}} + \frac{l_{\text{зк}}}{2}, \quad (2.6)$$

де $l_{\text{зн}}$, $l_{\text{зк}}$ – відповідно довжини зон транспорту та конденсації.

Площа поперечного перерізу теплової труби визначалася за формулою:

$$F_{\text{тр}} = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}, \quad (2.7)$$

де d_3 – зовнішній діаметр труби, м.

Інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву визначалася за формулою:

$$\alpha_{\text{зн}} = \frac{q_{\text{зн}}}{T_{\text{н}} - T_{\text{тр}}} \quad (2.8)$$

Густина теплового потоку в зоні нагріву розраховувалась, як

$$q_{\text{зн}} = \frac{Q_{\text{відв}}}{\pi d_{\text{вн}} l_{\text{зн}}}, \quad (2.9)$$

тут $d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр корпусу ТТ,

$l_{\text{зн}}$ – довжина зони нагріву.

2.4 Оцінка похибки результатів експериментальних досліджень

Був проведений розрахунок випадкових похибок визначення середнього значення температури. Розрахунок здійснювався на основі методики, наведеної у [14].

Результати розрахунків для одного із дослідів показано у табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Випадкова похибка визначення середніх температур в зонах теплової труби

	T_H	T_T	T_K	T_{VX}	$T_{ВИХ}$
$T, ^\circ C$	30,3	25,6	23,4	19,7	20,2
$D(T), ^\circ C$	0,204	0,021	0,807	0,043	0,045
$\sigma(T), ^\circ C$	0,024	0,013	0,041	0,019	0,019
P	0,95				
t	2				
$\Delta_z T, ^\circ C$	0,048	0,026	0,082	0,038	0,038
$\delta_z T, \%$	0,156	0,102	0,349	0,192	0,191

Оскільки випадкові похибки незначні, а довірчий інтервал прийнято рівним $P=0,95$, системні відносні похибки можна розраховувати за спрощеною методикою [15].

Відносна похибка визначення коефіцієнту тепловіддачі визначається як:

$$\delta\alpha_{zn} = \sqrt{\delta^2 q + \delta \cdot (T_H - T_{TR})} \tag{2.10}$$

В свою чергу:

$$\delta q_{zn} = \delta^2 Q_{відв} + \delta^2 d_{вн} + \delta^2 l_{zn} \tag{2.11}$$

$$\delta Q_{\text{відв}} = \delta^2 G + \delta^2 c_p + \delta^2 (t_{\text{вх}} - t_{\text{вих}}) \quad (2.12)$$

Відносна похибка визначення теплоємності становить 1% [15].

Виходячи з того, що в даному випадку різниця температур визначається не за допомогою диференціальної термопари, то відносна похибка визначення різниці температур розраховується, як:

$$\delta(T_1 - T_2) = \sqrt{\frac{\Delta^2 T_1 + \Delta^2 T_2}{T_1 T_2}} = \frac{\Delta T}{T} \cdot 2 \quad (2.13)$$

Відносна похибка визначення коефіцієнта еквівалентної теплопровідності визначається, як:

$$\delta \lambda_{\text{екв}} = \sqrt{\delta^2 Q_{\text{відв}} + \delta^2 (T_{\text{н}} - T_{\text{к}}) + \delta^2 F_{\text{тр}} + \delta^2 l_{\text{эф}}} \quad (2.14)$$

В свою чергу

$$\delta F_{\text{тр}} = 2\delta d_3, \quad (2.15)$$

$$\delta l_{\text{эф}} = \sqrt{\frac{\Delta \dot{q}_{\text{зн}} + \Delta \dot{q}_{\text{зт}} + \Delta \dot{q}_{\text{зк}}}{l_{\text{эф}}}} \quad (2.16)$$

Розрахунки похибок прямих та непрямих вимірів представлено в табл. 2.2 та 2.3 відповідно.

Таблиця 2.2 – Відносна похибка прямих вимірів

Величина	Зачення вимірюваної величини		Абсолютна похибка визначення	Відносна похибка, %	
	min	max		min	max
t, °C	10	98,5	±0,182	0,185	1,82
G, кг/с	$2,8 \cdot 10^{-3}$	$7,1 \cdot 10^{-3}$	±0,043·10 ⁻³	0,606	1,54
$d_{\text{вн}}$, м	$2 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-3}$	±0,5·10 ⁻⁵	0,125	0,25
$d_{\text{зн}}$, м	$20 \cdot 10^{-3}$	$60 \cdot 10^{-3}$	±0,5·10 ⁻⁴	0,083	0,25

Таблиця 2.3 – Відносна похибка непрямих вимірів

Величина	Формула для визначення величини	Формула для визначення похибки	Відносна похибка, %	
			min	max
$T_{\text{н}} - T_{\text{к}}$, К	-	(2.13)	1,19	6,49
$t_{\text{вх}} - t_{\text{вих}}$, К	-	(2.13)	8,97	15,46
$Q_{\text{відв}}$, Вт	(2.4)	(2.12)	8,99	15,54
$\lambda_{\text{екв}}$, Вт/(м·К)	(2.5)	(2.14)	9,07	16,84
$q_{\text{зн}}$, Вт/м ²	(2.9)	(2.11)	9,07	16,84
$\alpha_{\text{зн}}$, Вт/(м ² ·К)	(2.8)	(2.10)	9,15	18,05

Таким чином, передбачувані інструментальні похибки визначення термічного опору та коефіцієнту тепловіддачі не перевищують ±15-20%, що свідчить про те, що прийняті методики для розрахунку мають достатню точність.

3 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Для оцінки теплопередавальних характеристик досліджених теплових труб був визначений коефіцієнт еквівалентної теплопровідності. Результати розрахунків представлені на рис. 3.1 – 3.4

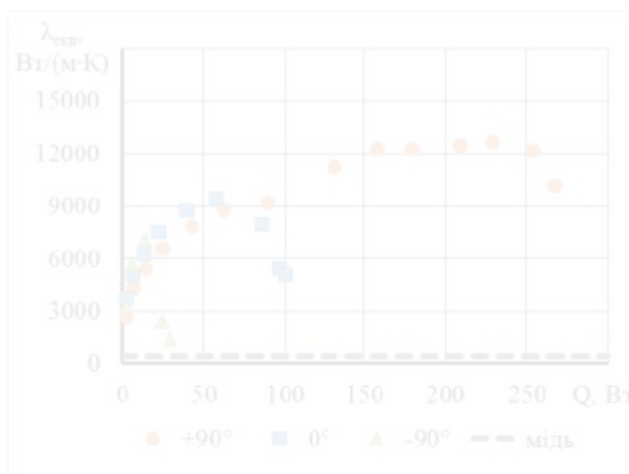


Рисунок 3.1 – Залежність коефіцієнта еквівалентної теплопровідності теплової труби від переданої потужності при різних кутах нахилу (ефективна довжина $l_{ef}=115$ мм, пористість КПС $P=82\%$)

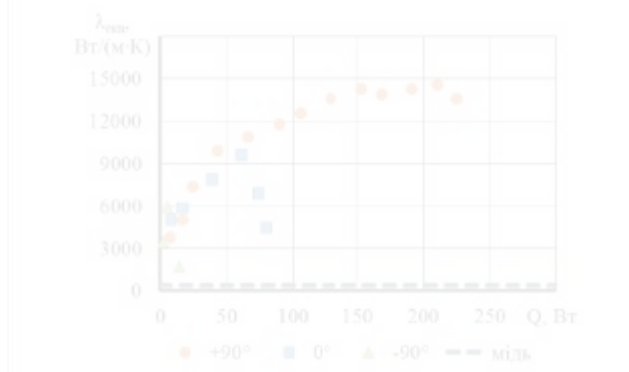


Рисунок 3.2 – Залежність коефіцієнта еквівалентної теплопровідності теплової труби від переданої потужності при різних кутах нахилу (ефективна довжина $l_{ef}=125$ мм, пористість КПС $P=82\%$)

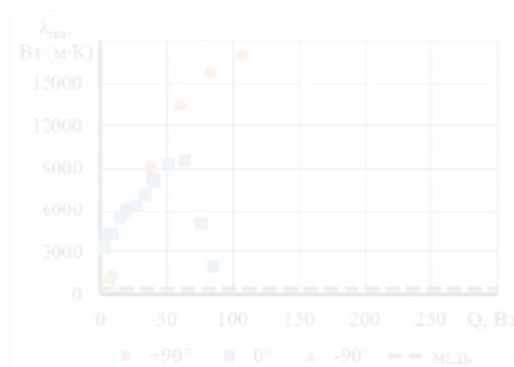


Рисунок 3.3 – Залежність коефіцієнта еквівалентної теплопровідності теплової труби від переданої потужності при різних кутах нахилу (ефективна довжина $l_{\text{эф}}=135$ мм, пористість КПС $P=82\%$)

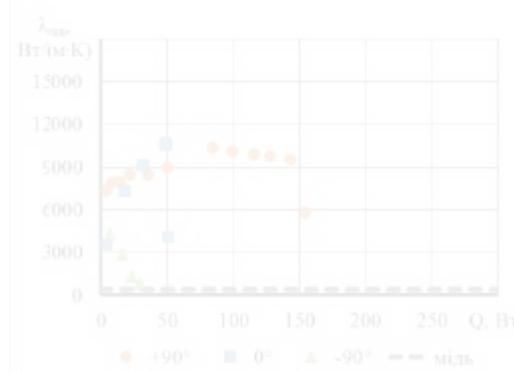


Рисунок 3.4 – Залежність коефіцієнта еквівалентної теплопровідності теплової труби від переданої потужності при різних кутах нахилу (ефективна довжина $l_{\text{эф}}=115$ мм, пористість КПС $P=75\%$)

Порівнюючи представлені на графіках результати, можна зробити висновок про те, що в залежності від ефективної довжини теплової труби суттєво змінюється діапазон робочих потужностей, що пов'язано, в першу чергу, зі зміною гідравлічного опору.

Крім того, кут нахилу суттєво впливає на теплопередавальні характеристики теплових труб. При такому положенні, коли нагрівач знаходиться знизу ($+90^\circ$), не залежно від інших характеристик, були досягнуті найбільші значення переданих потужностей в порівнянні із горизонтальним (0°) положенням та положенням коли нагрівач був розташований зверху (-90°). Такий результат пов'язаний, в першу чергу, із впливом сил гравітації, які зменшують (при $+90^\circ$) або збільшують (при -90°) загальний гідравлічний опір теплової труби. Коли теплова труба розташована по силам тяжіння ($+90^\circ$), останні сприяють поверненню рідкої фази теплоносія до зони нагріву та підніманню пари до зони конденсації, в протилежному випадку – перешкоджають руху, погіршуючи умови теплообміну. Слід відзначити, що зміна кута нахилу теплової труби на з -90° на 0° та з 0° до 90° призводить збільшення коефіцієнта еквівалентної теплопровідності на 10-20%.

Залежність максимальної переданої потужності від ефективної довжини теплової труби представлено на рис. 3.5. Видно, що зменшення ефективної довжини теплової труби призводить до збільшення її максимальної теплотранспортної здатності Q_{\max} . Це може бути пов'язано з процесами кипіння у зоні нагріву теплової труби. Теплові труби з меншою ефективною довжиною мали більшу за площею зону нагріву. Внаслідок цього криза кипіння досягалася при більшій підведеній потужності.

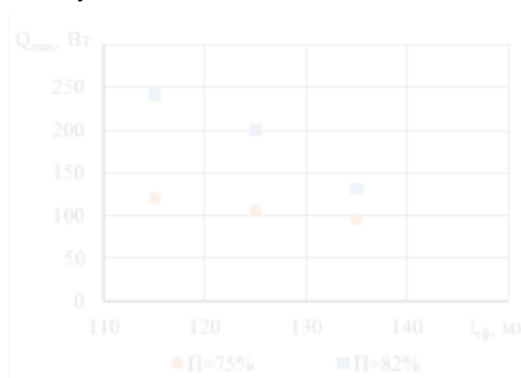
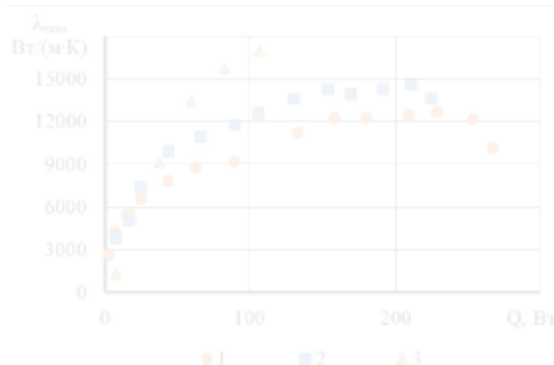


Рисунок 3.5 – Залежність максимальної переданої потужності від ефективної довжини теплової труби

Також на величину Q_{\max} значною мірою впливає пористість капілярної структури. Капілярна структура з меншою пористістю створює більший гідравлічний опір, а значить повернення рідкого теплоносія до зони нагріву ускладнене. Внаслідок нестачі теплоносія в зоні нагрівання відбувається утворення сухих плям у зоні нагріву вже при меншій підведеній потужності.

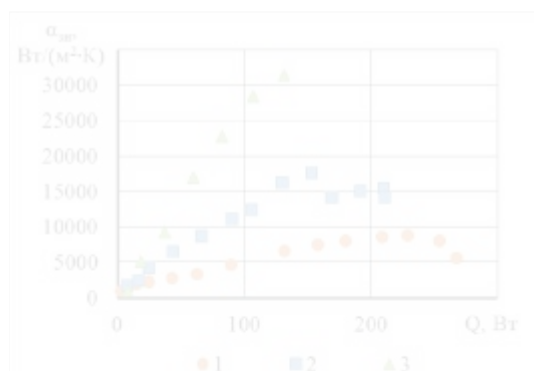
Вплив на коефіцієнт еквівалентної теплопровідності ефективної довжини теплової труби представлено на рис. 3.6.



Ефективна довжина: 1 – $l_{\text{ef}}=115$ мм; 2 – 125 мм; 3 – 135 мм

Рисунок 3.6 – Залежність еквівалентної теплопровідності від переданої потужності для теплових труб з пористістю КПС П=82%

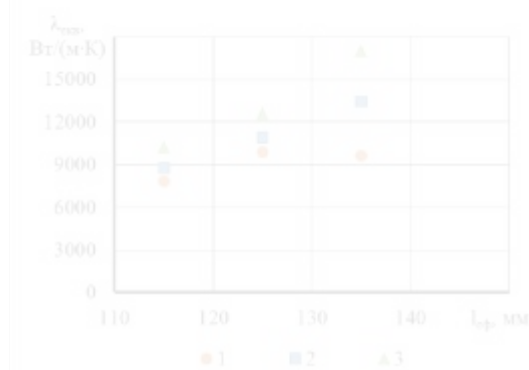
Аналіз отриманих результатів показав, що труби з ефективною довжиною 135 мм при підведеній потужності від 50 до 135 Вт мали коефіцієнт еквівалентної теплопровідності на 30-60% вищий, ніж труби з ефективною довжиною 115 мм. Це можна пояснити більш інтенсивним процесом відведення теплоти в зоні нагріву теплових труб (див. рис. 3.7)



Эффективная довжина: 1 – $l_{\text{eff}}=115$ мм; 2 – 125 мм; 3 – 135 мм

Рисунок 3.7 – Залежність коефіцієнта тепловіддачі в зоні нагріву від переданої потужності для теплових труб з пористістю КПС $\Pi=82\%$

Отримані результати свідчать про те, що із збільшенням ефективною довжини теплової труби відбувається зростання еквівалентної теплопровідності, незалежно від рівня переданої потужності (див. рис. 3.8).



Передана потужність: 1 – 40 Вт, 2 – 60 Вт; 3 – 100 Вт

Рисунок 3.8 – Залежність еквівалентної теплопровідності від ефективною довжини теплової труби потужностях з пористістю КПС $\Pi=82\%$ при різних переданих потужностях

В цілому, на основі аналізу отриманих результатів, можна зробити висновок про те, що зменшення ефективної довжини призводить до зменшення еквівалентної теплопровідності з одночасним зростанням максимальної тепло транспортної здатності теплової труби, що необхідно враховувати при проектуванні систем охолодження на мініатюрних теплових трубах.

ВИСНОВКИ

В рамках бакалаврської роботи проведено комплекс досліджень теплопередавальних характеристик теплових труб та встановлено наступне:

1. В цілому, зменшення ефективної довжини призводить до зменшення еквівалентної теплопровідності з одночасним зростанням максимальної теплотранспортної здатності теплової труби, що необхідно враховувати при проектуванні систем охолодження на теплових трубах.

2. Труби з ефективною довжиною 135 мм при підведеній потужності від 50 до 135 Вт мали коефіцієнт еквівалентної теплопровідності на 30 – 60% вищий, ніж труби з ефективною довжиною 115 мм.

3. Зміна кута нахилу теплової труби з (-90°) на 0° та з 0° до 90° призводить до збільшення коефіцієнта еквівалентної теплопровідності на 10 – 20%.

У ході виконання роботи був виконаний огляд літератури предмету дослідження, а також розглядались питання по охороні праці з проведення дослідів в науковій лабораторії та в надзвичайних ситуаціях.

Також за результатами роботи було зроблено доповідь на XXIII міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні інформаційні та електронні технології», яка проходила у м. Одеса 23 – 27 травня 2022 р.

Совпадения

Источники из Интернета 29

7	https://studopedia.ru/19_341541_opis-eksperimentalnoi-ustanovki.html	0.96%
9	https://studopedia.ru/19_341542_harakteristiki-doslidzhuvanogo-termosifonu.html	0.93%
20	https://core.ac.uk/download/pdf/323535841.pdf	0.19%
22	https://worldwidescience.org/topicpages/a/agulha+fin+baaf.html	0.17%
24	https://uni-sport.edu.ua/sites/default/files/anons_zuhyst/diss_globa_t.a.pdf	15 источников 0.15%
25	http://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/30527/2/%D0%94%D0%B8%D0%BF%D0%BB%D0%BE%D0%BC%20%D0%91%D0%BE...	0.15%
26	https://openarchive.nure.ua/bitstream/document/9586/1/Novoseltstv_avtoref.pdf	0.15%
32	https://www.pinosklo.com/wp-content/uploads/tech-album-01.pdf	0.13%
35	https://nadoest.com/romano-germanseka-pravova-sistema-stor-2	6 источников 0.13%
36	https://otherreferats.allbest.ru/agriculture/00593567_0.html	0.13%

Источники из Библиотеки 173

1	AlekseikOS_kndr ID файла: 1000166290 Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "К	2 источник 11.9%
2	TF91mp-BachencoAO-thesis-2020 ID файла: 1005656201 Учебное заведение: National Technical Universi	18 источник 4.1%
3	shulga1 ID файла: 1000068452 Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "Kyiv Polyte	3 источник 2.18%
4	TF91mp-MykhailykVY-thesis-2020-2 ID файла: 1005717060 Учебное заведение: National Technical University of U...	1.77%
5	TF81-ShiminCao-diploma-2022 ID файла: 1011444288 Учебное заведение: National Technical University of Ukrain...	1.35%
6	TF71-VaichukSA-diploma-2021 (1) ID файла: 1008326657 Учебное заведение: National Technical Universi	4 источник 1.08%
8	Мартинюк ID файла: 8468591 Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic I...	0.94%
10	TF41-ChervonyukAO-diploma-2018 ID файла: 5946561 Учебное заведение: National Technical University of Ukrai...	0.86%
11	TF51-VasilyevaAD-diploma-2019p ID файла: 1000062872 Учебное заведение: National Technical Universi	4 источник 0.83%
12	TF51-DatsenkoOO-diploma-2019 ID файла: 1000054852 Учебное заведение: National Technical University of Ukra...	0.52%

13	TF71-SkrypkoEI-diploma-2021	ID файла: 1008298361	Учебное заведение: National Technical University of Ukrain...	0.49%
14	TE-61-2_TsarenkoVO_diploma_2020-mod	ID файла: 1004076907	Учебное заведение: National Technical U 2 Источник	0.42%
15	TF81_Kucherenko_Diploma	ID файла: 1011484807	Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "...	0.39%
16	TF41-DzubenkoA-diploma-2018	ID файла: 5977172	Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "...	0.37%
17	Шклярук Д.С. ТС-з01мп	ID файла: 1009487783	Учебное заведение: National Technical University of U 6 Источник	0.35%
18	TF71m-HurovDI-diploma-2019	ID файла: 11846072	Учебное заведение: National Technical University of Ukraine ...	0.34%
19	Студенческая работа	ID файла: 1000096638	Учебное заведение: National University of Water Manag 2 Источник	0.3%
21	Диплом Новоселецкий 02.05	ID файла: 1000040471	Учебное заведение: National Technical Universit 35 Источник	0.19%
23	TYA71mn-YankovskyiVG-thesis-2019	ID файла: 11989520	Учебное заведение: National Technical University of Uk...	0.17%
27	Студенческая работа	ID файла: 1000122057	Учебное заведение: Lviv Polytechnic National University 6 Источник	0.15%
28	TF51-Sviderskii-diploma-2019	ID файла: 1000071894	Учебное заведение: National Technical University of Ukraine...	0.13%
29	Студенческая работа	ID файла: 1092076	Учебное заведение: Lviv Polytechnic National University 17 Источник	0.13%
30	Студенческая работа	ID файла: 1000793145	Учебное заведение: Poltava National Technical Yuri Kop 2 Источник	0.13%
31	Студенческая работа	ID файла: 1009460753	Учебное заведение: Zaporizhzhya National University 2 Источник	0.13%
33	Студенческая работа	ID файла: 3442670	Учебное заведение: Lviv Polytechnic National University 29 Источник	0.13%
34	Студенческая работа	ID файла: 1000811970	Учебное заведение: Poltava National Technical Yuri Kop 29 Источник	0.13%
37	ПЗМД_КПІ_АУТС_2018_КолісніченкоВЮ	ID файла: 5706196	Учебное заведение: National Technical Universit...	0.13%