

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»



Кравець Володимир Юрійович

УДК 536.24:621.643.2

**ТЕПЛООБМІН В МІНІАТЮРНИХ  
ВИПАРОВУВАЛЬНО-КОНДЕНСАЦІЙНИХ СИСТЕМАХ ОХОЛОДЖЕННЯ**

05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

**АВТОРЕФЕРАТ**  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук

**Київ – 2016**

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі атомних електричних станцій і інженерної теплофізики Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» Міністерства освіти і науки України.

**Науковий консультант:** доктор технічних наук, професор  
**Письменний Євген Миколайович**,  
Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,  
декан теплоенергетичного факультету, професор  
кафедри атомних електричних станцій і інженерної  
теплофізики

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, доцент  
**Косой Борис Володимирович**,  
директор Інституту холоду, кріотехнологій і екоенергетики ім. В.С. Мартиновського, м. Одеса

доктор технічних наук, професор  
**Василенко Сергій Михайлович**,  
Національний університет харчових технологій,  
м. Київ, завідувач кафедри теплоенергетики та холодної техніки.

доктор технічних наук, професор  
**Горбенко Геннадій Олександрович**,  
Національний аерокосмічний університет ім.  
М.Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут»,  
професор кафедри аерокосмічної теплотехніки

Захист відбудеться «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2017 р. о 15 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.002.09 Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» за адресою: 03056, Київ, пр. Перемоги, 37, корпус 5, аудиторія 307.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» за адресою: 03056, Київ, пр. Перемоги, 37.

Автореферат розісланий «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2017 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради Д 26.002.09  
кандидат технічних наук, доцент



В.І. Коньшин

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність роботи.** Сучасні тенденції зменшення масогабаритних характеристик обладнання при збільшенні їх функціональних можливостей призводять до підвищення енергоспоживання елементами приладів, що в деяких випадках може значно перевищити їх безпечний температурний режим роботи. Також масове впровадження напівпровідникових приладів у всіх галузях техніки ставить завдання забезпечення надійного функціонування пристроїв. Основною проблемою при використанні малогабаритної радіоелектронної апаратури є підтримка її заданого температурного режиму роботи. Це потребує розробки нових ефективних систем відводу теплоти від елементів (окремих напівпровідникових кристалів та мікросхем), які виділяють значні теплові потоки. Особливо це актуально в зв'язку з бурхливим розвитком радіоелектроніки, обчислювальної техніки та інших галузей, у яких необхідно відводити від елементів теплові навантаження великої щільності до  $1 \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup>. Для відводу таких великих теплових потоків з метою підтримки заданого температурного рівня сучасного обладнання широко застосовуються як процес пароутворення на кристалі напівпровідника, так і автономні теплопередавальні пристрої з використанням випаровувально-конденсаційного циклу. Такі пристрої у своєму функціонуванні використовують процеси кипіння та конденсації, що є найбільш ефективними способами передачі теплоти. На сьогодні такими найбільш перспективними елементами для ефективного відводу теплової енергії є теплові труби (ТТ) і термосифони (ТС). Так звані пульсаційні теплові труби (ПТТ), у яких перенос теплоти в основному здійснюється за рахунок механічного впливу парових бульбашок, що ростуть, на рух теплоносія із зони нагріву в зону конденсації і навпаки, поєднали переваги термосифонів і теплових труб з капілярною структурою. Унікальною особливістю ПТТ є те, що ці пристрої досить простої конструкції, не мають капілярно-пористої структури, клапанів тощо, але при цьому залежно від конструкції здатні працювати за будь-якої орієнтації в полі сил тяжіння.

Зменшення масогабаритних характеристик електронного обладнання потребує малих габаритів систем охолодження, що своєю чергою приводить до створення мініатюрних розмірів випаровувально-конденсаційних систем (ТТ, ТС, ПТТ), які повинні передавати теплоту в обмежених умовах. Це призводить до ускладнення внутрішніх процесів теплопередачі як у зоні випаровування, так і в зоні конденсації, що зменшує теплопередавальну здатність таких систем.

Нині постійно відбувається пошук методів підвищення теплопередавальної здатності пристроїв, які б за малих габаритів були здатні відводити значні теплові потоки при одночасному мінімальному термічному опорі. В цьому випадку на процес теплообміну в таких малогабаритних пристроях впливають капілярні сили, сили інерції та гравітації.

Незважаючи на широкий інтерес до вивчення процесів теплообміну за великої кількості різноманітних конструкцій, поки що не можна однозначно відповісти на запитання про вплив визначальних факторів на процеси пароутворення і конденсації в обмежених умовах. Це пов'язано з тим, що при передачі теплової енергії із зони нагріву в зону конденсації сумісно діють різні фізичні процеси, кожен із яких потребує окремого вивчення. Відсутні критерії, за якими можна було б визначити область переходу від умов теплообміну у великому об'ємі до обмежених умов, коли геометричні

фактори впливають на процеси теплопередачі. Також не розроблені показники стабільності роботи цих пристроїв. Експериментальні дані різних досліджень і припущення про фізичний механізм теплопереносу не дають на це відповіді, оскільки самі дослідження в цьому напрямі досить прецизійні і складні. Тому встановлення впливу визначальних факторів на процес тепловіддачі й отримання узагальнювальних залежностей при пароутворенні та конденсації в обмежених умовах передачі теплової енергії на сьогодні є актуальною задачею.

Представлена робота базується на дослідженнях С.С. Кутателадзе, В.І. Толубінського, В.Ф. Пріснякова, М.К. Безродного, Л.С. Піоро, Г.Ф. Смірнова, Л.Л. Васільєва, М.Г. Семени, Т.Р. Cotter, G.P. Peterson, Н. Imura та інш.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконана на кафедрі атомних електричних станцій і інженерної теплофізики Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського». Тематика дисертаційної роботи відповідає науковому напрямку кафедри і є частиною наступних науково-дослідних робіт.

Розділи цієї роботи входили до складу фундаментальних та прикладних держбюджетних і госп.договірних тем: «Дослідження пристроїв на основі теплових труб з метою створення автономних джерел електроенергії, які використовують низькопотенційне тепло землі, води і атмосфери», номер держ. реєстрації 0193U043081; «Дослідження теплофізичних характеристик теплових мікротруб для систем термостабілізації пристроїв промислової і побутової техніки», номер держ. реєстрації 0193U043082; «Розробка, дослідження та виготовлення дослідної партії високоефективних теплових мікротруб для систем охолодження мікроелектронної апаратури», шифр 3-8 № 92186/07-60-2000 від 25.04.2000 р. за програмою НДР Міністерства промислової політики України в рамках Державної науково-технічної програми «Програма розвитку найбільш конкурентоспроможних напрямків мікроелектроніки в Україні», номер держ. реєстрації 0199U003336; «Теоретичне та експериментальне дослідження ефективних випарувально-конденсаційних систем для установок по використанню поновлюваних і вторинних джерел енергії», шифр 2372-ф, номер держ. реєстрації 0100U002019; «Теоретичне обґрунтування та дослідження високоефективних систем охолодження на основі мініатюрних теплових труб», шифр 2620-ф номер держ. реєстрації 0103U000275; «Дослідження та створення мініатюрних теплопередаючих пристроїв на базі пульсуючих капілярних теплових труб», шифр 2929-п, номер держ. реєстрації 0106U002445; «Розробка та дослідження перспективних мініатюрних енергозберігаючих пристроїв на основі випарно-конденсаційного циклу», шифр 2253-ф, номер держ. реєстрації 0109U000475; «Фізичні процеси теплообміну при мініатюризації випарувально-конденсаційних систем термостабілізації», шифр 2514-ф, номер держ. реєстрації 0112U001656; г/д № 2.038 «Розроблення та випробування ефективних систем охолодження на базі мініатюрних теплових труб»; г/д № 14/01 (2.044) «Розробка, виготовлення та дослідження теплотехнічних характеристик теплових труб з металоволокненою капілярною структурою».

**Мета і задачі дослідження.** Метою роботи є науково-технічне обґрунтування на підставі комплексних експериментальних досліджень процесів тепломасообміну при фазових перетвореннях в обмежених умовах, а також встановлення впливу визначальних факторів у замкнених малогабаритних випарувально-конденсаційних системах

на процес передачі теплоти і на цій основі обґрунтування шляхів реалізації раціональних рішень створення мініатюрних систем охолодження.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі задачі дослідження:

- на підставі аналізу фізичної моделі пароутворення визначити сили, які розвиває міжфазова межа при виникненні окремої парової бульбашки як на поверхні малого розміру, так і в замкнутій випарно-конденсаційній системі;
- отримати на основі експериментальних досліджень залежності, на основі яких можна будувати поверхні теплообміну з підвищеною теплопередавальною здатністю;
- визначити границю, за якої вплив геометричних розмірів перетину парового простору є сумірним із капілярними силами й істотно зменшує інтенсивність тепловіддачі в зонах теплообміну під час випарно-конденсаційного циклу;
- з аналізу експериментальних досліджень встановити вплив теплофізичних властивостей теплоносіїв на критичні теплові навантаження в обмежених умовах при зміні сил гравітації;
- за результатами фізичного й аналітичного моделювання процесів тепло- і масообміну при фазових перетвореннях у малогабаритних випаровувально-конденсаційних системах встановити закономірності основних характеристик передачі теплоти;
- візуально визначити особливості процесу випарно-конденсаційного циклу в малогабаритних термосифонних системах при виносі частини теплоносія і виникненні пробки рідини в зоні конденсації з аналізом пульсацій температури в зонах теплообміну;
- встановити закономірності процесів теплообміну при пароутворенні, а також характер зміни інтенсивності процесу в області бульбашкового кипіння;
- отримати узагальнювальні залежності інтенсивності тепловіддачі в зонах теплообміну мініатюрних випаровувально-конденсаційних систем при впливі параметрів рідин і геометричних факторів;
- на базі експериментальних досліджень розробити нові конструкції систем охолодження на основі випаровувально-конденсаційного циклу з підвищеними теплопередавальними характеристиками наземного та космічного призначення.

**Об'єкт дослідження** – фізичні явища та процеси теплообміну в замкнутих випаровувально-конденсаційних системах.

**Предмет дослідження** – вплив режимних і геометричних факторів на процеси кипіння і конденсації при мініатюризації випаровувально-конденсаційних систем у обмежених умовах передачі теплоти.

**Методи дослідження** – теплофізичне моделювання, експериментальне дослідження і випробування зі статистичною обробкою результатів експериментів.

**Наукова новизна отриманих результатів:**

- набула подальшого розвитку теорія теплообміну в випаровувально-конденсаційних системах щодо встановлення закономірностей процесів теплообміну при пароутворенні та конденсації в обмежених умовах, характерних для роботи мініатюрних теплопередавальних пристроїв, таких як теплові труби, термосифони та пульсаційні теплові труби, що дало змогу отримати узагальнені залежності для розрахунку робочих характеристик таких пристроїв.

- вперше показано сили, які розвиває парова бульбашка при зростанні як у вели-

кому об'ємі, так і всередині металоволокнистої капілярної структури, що створює умови для ймовірного руйнування елементів капілярної структури в теплових трубах;

- вперше рекомендовані концептуальні рішення використання дискретно-неізотермічних поверхонь із точковим джерелом теплоти з метою підвищення максимальних теплових потоків при кипінні у великому об'ємі;

- встановлено вплив діаметра парового простору в мініатюрних теплових трубах на перехід з ламінарного режиму течії пари в турбулентний, що змінює теплопередавальні здатності таких випарувально-конденсаційних систем;

- експериментально визначено вплив теплофізичних властивостей теплоносіїв і режимних параметрів на початок кипіння, максимальний тепловий потік і мінімальний термічний опір мініатюрних випарувально-конденсаційних систем;

- вперше комплексно досліджено процеси тепло- і масообміну в малогабаритних випарувально-конденсаційних системах, що пов'язані із фазовими переходами при кипінні та конденсації, та отримано емпіричні залежності, які дозволяють розраховувати інтенсивність тепловіддачі в обмежених умовах.

**Практичне значення отриманих результатів.** Результати дисертаційної роботи використані при розробці малогабаритних систем охолодження на основі мініатюрних приладів, які використовують випарувально-конденсаційний цикл:

- 1) на підприємстві ПАТ НВП «Карат» (м. Львів) при виготовленні зразків нової колекторної системи охолодження з мініатюрними випарними каналами, заповненими водою, ацетоном, фреоном 113 та етанолом, які дають змогу відвести теплову потужність до 400 Вт при температурі плати не вище 60 °С;

- 2) на ПП «Науково-впроваджувальна фірма ТЕПЛОВІ ТЕХНОЛОГІЇ» (м. Київ) при розробці методики розрахунку радіаторів на базі пульсаційних теплових труб для потужних комп'ютерних процесорів;

- 3) на ДНВП «Електронмаш» (м. Київ) при виготовленні дослідних зразків високоефективних теплових мікротруб для систем охолодження мікроелектронної апаратури.

**Особистий внесок здобувача.** Основні наукові положення та висновки, що становлять суть дисертації, сформульовані автором самостійно. Автору також належать такі концепції та ідеї: ідея і експериментальне підтвердження підвищення теплопередавальної здатності поверхонь із дискретними джерелами теплоти; концепція створення малогабаритних систем охолодження на базі мініатюрних теплових труб, мініатюрних термосифонів і пульсаційних теплових труб; метод заправки теплоносієм мініатюрних теплових труб шляхом перекоонденсації; дослідження температурних пульсацій у мініатюрних двофазних термосифонах і отримання залежностей амплітуди та періоду пульсацій від густини теплового потоку; постановка задачі дослідження та отримання даних і емпіричних рівнянь інтенсивності тепловіддачі в зонах теплообміну випарувально-конденсаційних систем з урахуванням визначальних факторів; ідея розробки системи охолодження на базі мініатюрних теплових труб для блока живлення космічного об'єкту за міжнародним проектом «MASCOT».

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати дисертаційної роботи та її основні положення докладалися і обговорювалися на таких конференціях: на VII Всесоюзній конференції (Ленінград, 1985 р); на II-му Мінському міжнародному фо-

румї (Мінськ, 1992 р.); на III-й Російській національній конференції з теплообміну (Москва, 2002 р.); на III-й Міжнародній конференції “Прогресивна техніка і технологія – 2002”, (Севастополь 2002 р.); на 4-th International Conference on Inverse Problems in Engineering: Theory and Practice, (Rio de Janeiro, Brazil 2002 р.); на III-й Міжнародній конференції “Проблеми промислової теплотехніки”, (Київ, 2003 р.); на Міжнародній конференції по проблемам атомної енергетики “Безопасность, эффективность, управление ресурсом АЭС” (Севастополь, 2002 р.); на 12-th International Heat Pipe Conference, (Moscow-Kostroma-Moscow, 2002 р.); на II-й Міжнародній конференції по проблемам атомної енергетики “Надежность, безопасность, эффективность теплоэнергетического оборудования АЭС” (Севастополь, 2003 р.); на III-й Міжнародній конференції по проблемам атомної енергетики “Надежность и безопасность эксплуатации АЭС” (Севастополь, 2004 р.); на 55-th International Astronautical Cong., (Vancouver, Canada, 2004); на IV-й Міжнародній конференції по проблемам атомної енергетики “Надежность, безопасность, ресурс АЭС” (Севастополь, 2005р.); на V-XI Міжнародних конференціях по проблемам атомної енергетики “Безопасность, эффективность, ресурс” (Севастополь, 2006-2013 рр.); на IV-й Російській Національній конференції з теплообміну (Москва, 2006р.); на V, VI, VII-му Мінському міжнародному форумі по тепло- і масообміну (Мінськ, 2004, 2008, 2012 рр.); на II - XVI конференціях “Современные информационные и электронные технологии” (Одеса, 2001 – 2015 рр.); на 16-th International Heat Pipe Conf., (Lyon, 2012 р); 45-th International Conference on Environmental Systems ICES-2015-83 (Bellevue, Washington, 2015 р).

**Публікації.** Зміст дисертаційної роботи відображено у 70-ти наукових статтях, зокрема в 41-й статті у провідних фахових виданнях (19 у виданнях України, що входять до наукометричних баз даних та 4 в іноземних виданнях) та 6-ти авторських свідоцтвах і патентах.

**Структура та обсяг роботи.** Дисертаційна робота складається зі вступу, шести розділів, висновків, списку використаних джерел (208 найменувань) і додатка. Дисертація викладена на 292 сторінках тексту, містить 208 рисунків і 7 таблиць. Загальний обсяг роботи – 319 сторінок тексту.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

**У вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, показано її зв'язок із науковими програмами НТУУ «КПІ», сформульовано мету і завдання досліджень, представлено наукову новизну і практичне значення отриманих результатів, відображено особистий внесок автора, надано відомості про апробацію результатів роботи, публікації, структуру та обсяг дисертації.

**Перший розділ** дисертації присвячено аналізу робіт з теплообміну при кипінні на поверхнях малого розміру і в обмежених умовах. Розглянуто вплив геометричних факторів на теплопередавальні характеристики термосифонів, мініатюрних теплових труб і пульсаційних теплових труб.

Одним із головних напрямків розвитку радіоелектроніки є мініатюризація і підвищення потужності у напівпровідникових приладів. Ціль мініатюризації – створення апаратури, що за мінімальних габаритів і маси забезпечувала б задані експлуатаційні характеристики.

Існуючі методи відводу теплоти в основному пов'язані з розміщенням транзисторів або мікросхем на шинах-радіаторах, що відводять теплоту. Скидання теплоти з радіаторів надалі здійснюється або природною конвекцією, або примусовою вентиляцією. Такий спосіб охолодження можна здійснювати тільки для приладів, на яких питомі теплові навантаження не перевищують  $1000 \text{ Вт/м}^2$ .

Пошук шляхів і методів відводу великих питомих теплових навантажень зумовив розвиток нового напрямку, пов'язаного з охолодженням радіоелектронної апаратури через занурення її елементів у рідкі діелектрики. У якості таких діелектриків використовують фторорганічні рідини, які знайшли широкого застосування в галузі охолодження радіотехнічних пристроїв завдяки своїм позитивним якостям, до яких можна віднести те, що рідини не горючі, не вступають у взаємодію з металами й ізоляційними матеріалами, можуть працювати тривалий час, не змінюючи своїх теплофізичних властивостей.

Проте, при зануренні кристала в рідкий діелектрик виникають деякі технологічні труднощі, такі як герметизація корпусу з теплоносієм, забезпечення відводу парової фази і створення умов для її конденсації. Запобігати цьому можна, зокрема використовуючи випаровувально-конденсаційні пристрої, такі, як мініатюрні теплові труби, пульсаційні теплові труби і мініатюрні термосифони, де забезпечується замкнутий цикл випаровування і конденсації.

Сьогодні для охолодження і термостабілізації мініатюрного електронного обладнання широко використовуються такі двофазні теплотранспортні системи. Однак процеси кипіння і конденсації в умовах зменшення парового простору мало вивчені і не дають повної картини впливу багатьох факторів, які визначають теплопередавальну здатність таких методів відводу теплоти.

Умови формування теплової обстановки в області локальної ділянки тепловиділення при кипінні на поверхнях малого розміру й при пароутворенні на великих ізотермічних поверхнях теплообміну суттєво відрізняються, що необхідно враховувати при створенні мініатюрних систем охолодження. Це проявляється насамперед у тому, що:

- тепловий пограничний шар формується тільки на поверхні локального тепловиділення і має значно меншу товщину, яка залежить від лінійних розмірів поверхні нагріву;

- бульбашкове кипіння в цьому випадку виникає за більш високих температурних напорів;

- при кипінні поверхня малого розміру піддається періодичним температурним збуренням, які пов'язані з дією на неї центрів пароутворення.

Все це призводить до того, що режим бульбашкового кипіння заходить в область теплових потоків, які можуть значно перевищувати критичні теплові потоки для великих ізотермічних поверхонь.

Аналіз робіт з теплопередавальних характеристик термосифонів, мініатюрних теплових труб і пульсаційних теплових труб показав, що процес передачі теплоти пов'язаний з великою кількістю факторів, які суттєво впливають на процеси пароутворення і конденсації. Одним із визначальних факторів є зменшення габаритних характеристик таких приладів, насамперед істотне зменшення парового простору.

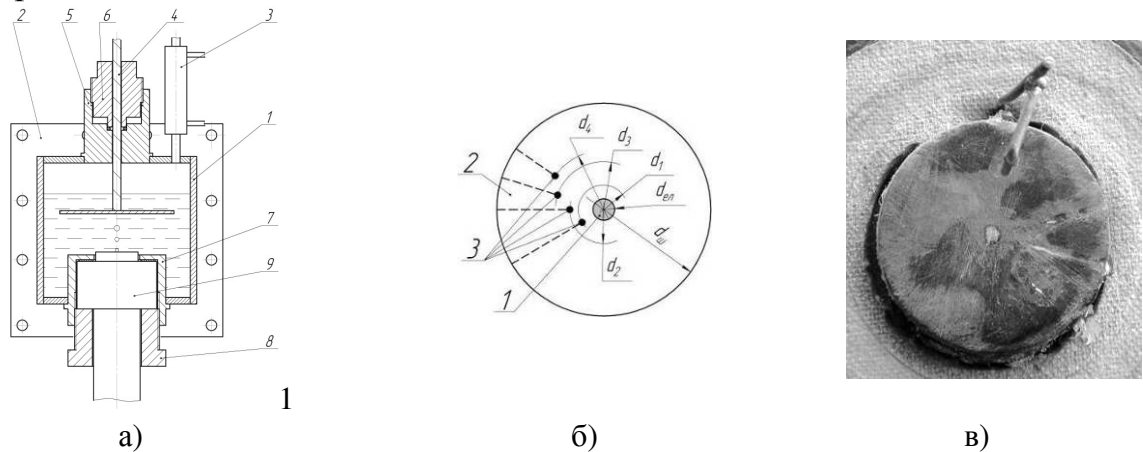


Показано актуальність розробки нових перспективних випарувально-конденсаційних пристроїв для мініатюрних елементів електронного обладнання.

Завершується розділ постановкою основних задач дисертаційної роботи.

У другому розділі дисертації наведено результати й аналіз досліджень інтенсивності теплообміну при кипінні на поверхнях малого розміру (ПМР) в обмежених умовах пароутворення.

Конструкції робочих елементів для дослідження кипіння на поверхні малого розміру показано на рис.1. Кипіння було організовано на торцевій поверхні мідного стрижня 1 (рис.1,б).



а) – конструкція камери: 1 – металевий куб; 2 – фланці; 3 –конденсатор; 4 – стрижень обмежувача об’єму; 5 – втулка; 6 – гайка; 7 – стакан; 8 – притискна гайка; 9 – дослідний елемент;

б) – розташування термопар на дослідному елементі: 1 – мідний стрижень; 2 – скловолокнітова шайба; 3 – мідь-константанові термопари;

в) – зовнішній вигляд дослідного елемента.

Рис. 1. Робоча камера для дослідження кипіння на поверхні малого розміру в обмежених умовах

Обмежені умови імітувалися розміщенням над поверхнею теплообміну обмежувача, що являв собою пласку пластину із нержавіючої сталі, яка жорстко закріплювалася на рухомому стрижні. Останній був з’єднаний із мірною планкою, за допомогою якої визначалася відстань між обмежувачем об’єму та робочою поверхнею.

Основні розміри поверхонь дослідження зазначено в таблиці 1.

Таблиця. 1 – Розміри робочих елементів (РЕ)

№ п/п	Діаметр елемента, мм	Відстань між термопарами у РЕ, мм	Діаметр шайби, мм	Товщина шайби, мм	Радіуси розміщення термопар у шайбі, мм			
					1	2	3	4
1	0,88	4,20	20,0	1,78	1,26	2,20	3,67	4,78
2	1,73	7,51	20,0	2,95	1,65	2,37	3,33	4,07
3	4,94	9,80	21,0	3,43	4,00	5,25	6,05	7,00
4	14,0	3,75	19,8	1,80	–	–	–	–

При дослідженні процесу кипіння на пористих структурах на поверхню мідного стрижня на тонкий шар припою приєднувалося попередньо окиснене пористе покриття (рис. 2).

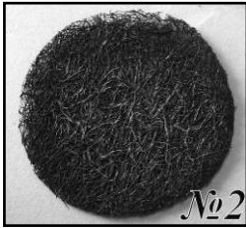


Рис.2. Фото пористої структури ( $\Pi = 67\%$ , товщина 0,83 мм)

Характеристики метало-волоконистих капілярних структур, що досліджувалися, приведені в таблиці 2.

Таблиця 2 – Характеристики зразків із капілярно-пористою структурою

№ п/п	Товщина ПС, мм	Пористість, %	Діаметр волокон, мкм	Довжина волокон, мм
1	0,8	84	20	3
2	0,83	67	20	
3	0,82	58	20	

Аналіз отриманих даних дає змогу зробити висновок, що висота обмеження значною мірою впливає на характер кривої кипіння. При малих теплових потоках перегрів поверхні тим менший, чим менша відстань від неї до обмежувача (рис.3).

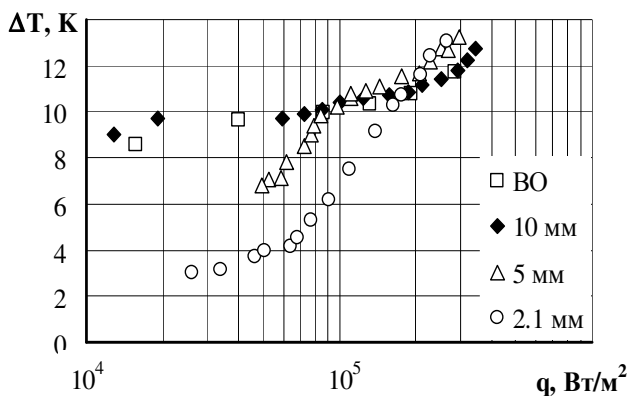


Рис. 3. Криві кипіння води для гладкої поверхні великого розміру

За незначних висот парові бульбашки, накопичуючись під обмежувачем, утворюють єдину парову хмару. Шар рідини під цією хмарою відносно невеликий. Унаслідок цього, крім відведення теплоти кипінням, відбувається випаровування рідини з поверхні розділу фаз. Процес відведення теплоти стає більш інтенсивним і температура поверхні зменшується.

В області високих теплових потоків спостерігається протилежна картина. Зменшення розміру вільного простору призводить до збільшення перегріву поверхні. Це можна пояснити тим, що при значних теплових потоках генерується велика кількість пари. За невеликих розмірів вільного простору утворена пара займає його майже повністю, внаслідок чого доступ рідини до центрів пароутворення ускладнюється, і поверхня перегрівається.

На рис.4 зображені криві кипіння для гладкої поверхні малого розміру. Характер кривих аналогічний для поверхні великих розмірів. Пов'язане це також із наявністю єдиного парового утворення під обмежувачем. Слід однак зазначити, що від розмірів поверхні нагріву залежить те, при яких висотах змінюватиметься положення кривої по відношенню до кривої кипіння у великому об'ємі. Так, чим менший діаметр поверхні нагріву, тим при менших висотах проявляється вплив.

Аналіз даних показав, що зміна висоти вільного простору найменше впливає на характер кривої кипіння для поверхонь із пористим покриттям (рис. 5).

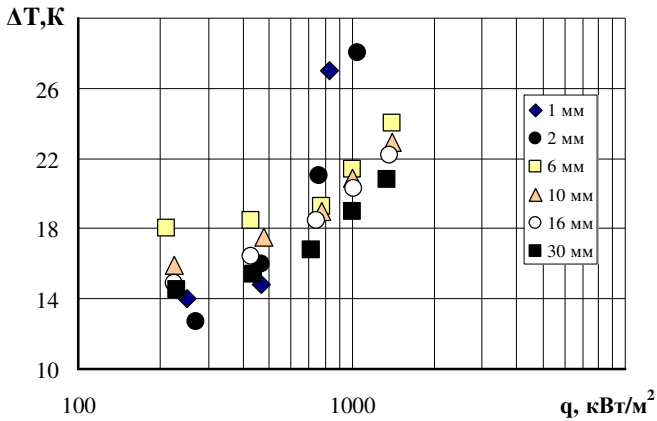


Рис. 4. Криві кипіння води в залежності від висоти до обмежувача для гладкої ПМР діаметром  $1,73 \cdot 10^{-3}$  м

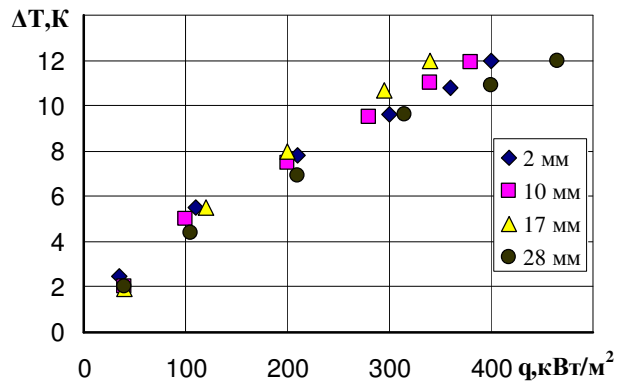


Рис. 5. Криві кипіння води для поверхні із пористим покриттям

Це пов'язано із тим, що парове утворення, що виникає над пористою поверхнею, найбільше впливає на процеси переносу рідини та пари в об'ємі вільної рідини, тобто ззовні пористого покриття, в той час як процес кипіння відбувається всередині.

При цьому зменшення висоти вільного простору над пористим покриттям призводить до збільшення перегріву поверхні і, відповідно, до зниження інтенсивності тепловіддачі. Вплив обмеженості тим сильніший, чим більше густина відведеного теплового потоку. Погіршення умов тепловідведення при високих теплових потоках пов'язане, ймовірно, із певним погіршенням умов підтоку рідини до верхньої частини пористого покриття.

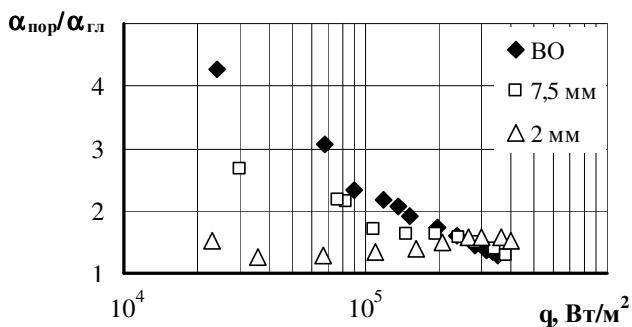


Рис. 6. Співвідношення коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні на пористій та гладкій поверхнях за різних умов

Аналіз інтенсивності тепловіддачі при кипінні на пористій поверхні  $\alpha_{\text{пор}}$  порівняно з даними, отриманими для гладкої поверхні  $\alpha_{\text{гл}}$ , показав, що нанесення пористого покриття приводить до інтенсифікації теплообміну при кипінні, причому коефіцієнт тепловіддачі збільшується в 1,2 – 4 рази (рис. 6).

Узагальненням даних з інтенсивності тепловіддачі при кипінні на ПМР у великому об'ємі, було отримано залежність:

$$\text{Nu} = 0,184 \cdot \text{Re}^{0,72} \cdot \left( d_{\text{пмп}} / l_{\text{к}} \right)^{-0,314} \cdot \text{Pr}^{0,45} \quad (1)$$

Усі теплофізичні властивості покладаються за температури насичення робочої рідини. Характерним розміром є капілярна стала  $l_{\text{к}}$ . Залежність (1) можна використовувати для поодиноких поверхонь теплообміну діаметром від  $0,8 \cdot 10^{-3}$  до  $5,0 \cdot 10^{-3}$  м, у діапазоні густин теплових потоків від  $3,1 \cdot 10^4$  до  $7,4 \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup> при кипінні на них води та в діапазоні теплових потоків від  $2,7 \cdot 10^5$  до  $1,3 \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup> при кипінні етилового спирту.

При кипінні на ПМР в умовах обмеженого простору формула матиме вигляд:

$$Nu = 0,1 \cdot Re^{0,72} \cdot (d_{\text{пмп}} / l_k)^{-0,314} \cdot (h / l_k)^{0,05} \cdot Pr^{0,45}, \quad (2)$$

де  $h$  – відстань по нормалі від поверхні до обмежуючої поверхні, м.

Залежність (2) може бути використана в діапазоні висот, що задовольняють умові  $1 \leq (h / l_k) \leq 10$ . При  $(h / l_k) \geq 10$  рекомендовано в розрахунках використовувати залежність (1), оскільки вона дає більш точні результати.

Інтенсивність тепловіддачі при кипінні на горизонтальних метало-волокнистих капілярних структурах товщиною від  $0,7 \cdot 10^{-3}$  до  $1,0 \cdot 10^{-3}$  м та пористістю від 60 до 85% в обмежених умовах можна розраховувати за залежністю:

$$\frac{Nu_h}{Nu_{h \rightarrow \infty}} = 0,0067 \left( \frac{h}{l_k} \right)^2 - 0,067 \left( \frac{h}{l_k} \right) + 0,984, \quad (3)$$

де  $Nu_h$  – число Нуссельта при кипінні на пористому покритті в обмежених умовах;  $Nu_{h \rightarrow \infty}$  – при кипінні на пористому покритті у великому об'ємі (О.О. Шаповал).

Висока інтенсивність теплообміну при кипінні в основному пов'язана з дією парових бульбашок на поверхні нагрівання. На процес виникнення, росту і відриву парових бульбашок впливає низка факторів (шорсткість, геометрія і розміри поверхні нагрівання, рід рідини, тиск, температура тощо). Форма парової бульбашки за період її росту залежить від співвідношення між силами інерції, силами поверхневого натягу

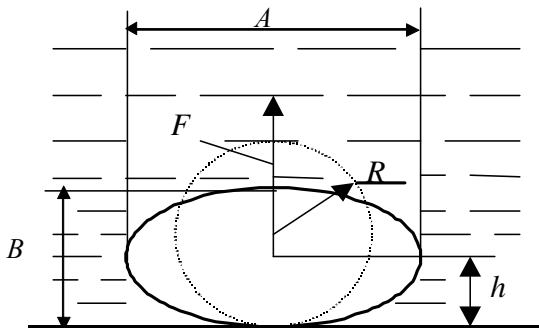


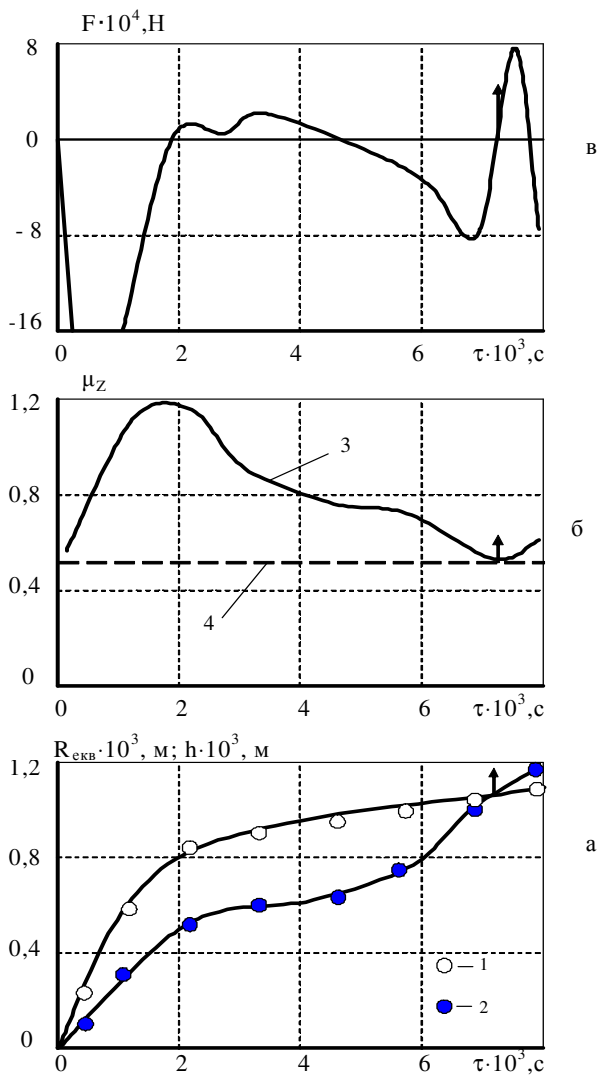
Рис. 7. Схема парової бульбашки, яка зростає на поверхні нагріву:  $h$  – координата центра інерції;  $R$  – радіус еквівалентної сфери;  $F$  – рівнодіюча сила, яка прикладена до центра інерції парової бульбашки.

і силами в'язкості. Оскільки процес виникнення парової бульбашки має вибуховий характер (С.К. Коротаєв), то в момент, коли формується зародок, інерційні сили є визначальними (В.Ф. Прісняков). Величина цих сил залежить від швидкості росту парової бульбашки і роду рідини. Чим вища швидкість росту (числа Якоба  $Ja \gg 1$ ), тим вище інерційні сили і бульбашка має сферичну форму (рис.7). У процесі росту парової бульбашки інерційні сили змінюються залежно від форми бульбашки. За великих тисків (числа Якоба  $Ja \ll 1$ ) форма бульбашки сферична і вплив інерційних сил у цьому випадку малий. Однак у момент зародження парової бульбашки (мікробибух) їх вплив залишається таким же, як і за низьких тисків.

Інерційну силу в будь-який момент росту парової бульбашки можна визначити за залежністю (С.К. Коротаєв):

$$F = -\frac{4}{3} \pi \rho \left[ R^3 \frac{d\mu_z}{d\tau} \frac{dh}{d\tau} + \mu_z \left( 3R^2 \frac{dR}{d\tau} \frac{dh}{d\tau} + R^3 \frac{d^2h}{d\tau^2} \right) \right], \quad (4)$$

де  $\rho'$  – щільність рідини,  $\text{кг/м}^3$ ;  $R$  – радіус, м;  $h$  – координата центра інерції парової бульбашки, м;  $\mu_z$  – коефіцієнт приєднаної маси.



1 – еквівалентний радіус парової бульбашки; 2 – реальна координата її центра інерції; 3 – значення коефіцієнта приєднаної маси реальної парової бульбашки; 4 – коефіцієнт приєднаної маси для сферичної бульбашки.

Рис.8. Поеднана картина росту парової бульбашки і її центра інерції (а), зміна коефіцієнта приєднаної маси (б) і значення інерційної сили (в) у часі при кипінні води на поверхні діаметром  $0,87 \cdot 10^{-3}$  м (стрілкою показано момент відриву парової бульбашки від поверхні нагріву)

збігається з радіусом  $R$  ( $\mu_z = 0,5$ ).

При відомих законах зміни  $R = f(\tau)$ ,  $h = f(\tau)$  і  $\mu_z = f(\tau)$  можна визначити числові значення похідних у залежності (4) та розрахувати зміни гідродинамічної (інерційної)

Ця залежність враховує зміну форми парової бульбашки в часі й ефект приєднаної до неї маси рідини за допомогою коефіцієнта  $\mu_z$  (для сфери  $\mu_z = 0,5$ ) (І.А. Кібель). Знак мінус (–) перед рівнянням (4) показує вибраний напрям дії сили. У цьому випадку передбачається, що це реакція рідини на зусилля, які розвиваються паровою бульбашкою, що росте.

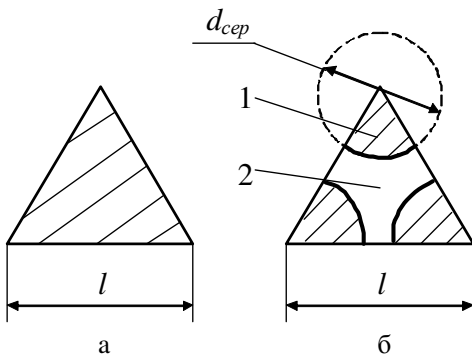
Для розрахунку інерційної сили  $F$  необхідно знати закон росту парової бульбашки в часі. Дослідження, які були проведені за допомогою швидкісної кінокамери (до 4000 кадрів за секунду) (В.К. Щербаков), дали змогу визначити швидкість росту парової бульбашки та еволюцію її форми до відриву. На рис. 8,а відображені в часі дані реальної координати парової бульбашки і радіуса її еквівалентної сфери, розрахованої за залежністю (4). Як видно, форма її від початку росту і практично до відриву була напівсферичною. І тільки в момент відриву парова бульбашка набуває форму сфери. Це є свідченням того, що практично з моменту виникнення і до відриву на неї діє в основному інерційна сила, хоча сили поверхневого натягу і в'язкості накладають свій відбиток на форму парової бульбашки.

Якщо знаємо закон росту парової бульбашки в часі, то можна розрахувати коефіцієнт приєднаної маси за рекомендаціями (І.А.Кібель) (рис. 8,б). З рис.8,б видно, що в початковий момент часу до  $\tau \approx 2 \cdot 10^{-3}$  с відбувається швидка зміна форми парової бульбашки від сферичної до напівсферичної. Далі вона повільно змінюється до сферичної, і в момент відриву від поверхні нагріву координата центра  $h$

сили за період росту парової бульбашки. Якщо збільшення радіуса парової бульбашки можна описати рівняннями, які широко відомі, то закон зміни її центра інерції досить складний і визначити його можна лише графоаналітичними засобами.

Розраховані значення інерційної сили за залежністю (4) показали, що в початковий момент часу до  $\tau = 1 \cdot 10^{-3}$  с (рис. 8, в) міжфазова межа великої напівсферичної парової бульбашки розвиває значні зусилля. Інерційна сила при цьому перевищує значення  $20 \cdot 10^{-4}$  Н. Подальший ріст парової бульбашки не викликає значних змін сили  $F$ . Для сферичних парових бульбашок інерційна сила в початковий період росту в кілька разів нижча ( $\sim (5-7) \cdot 10^{-4}$  Н), ніж для великих напівсферичних. У подальшому ріст парової бульбашки не викликає значних змін інерційної сили  $F$ . І тільки перед відривом парової бульбашки сила зазнає деяких коливань, які то притискають парову бульбашку, то відривають її від поверхні. При цьому, напевно, значну роль відіграють сили в'язкості та поверхневого натягу.

Попередні розрахунки інерційної сили, що розвивається зростаючими паровими бульбашками рідких металів: натрію (О. Двайер), калію (В.Ф. Прісняков) показали, що інерційна сила в початковий момент часу може досягати значень  $\sim 0,3-0,7$  Н.



1 – ділянка з високою теплопровідністю; 2 – ділянка з низькою теплопровідністю.

Рис.9. До розрахунку теплових потоків при кипінні на трикутній ділянці ізотермічної (а) і дискретно-неізотермічної (б) поверхнях

Якщо процес кипіння буде спостерігатися в капілярній структурі, то такі зусилля припадати-муть на окремі волокна, які можуть бути розірвані.

Експерименти при кипінні на дискретно-неізотермічній поверхні (ДНП) показали здатність відводу теплових потоків значно більших, ніж при кипінні на ізотермічній протяжній поверхні (рис. 9).

При кипінні на поверхнях малого розміру (ПМР) критичний тепловий потік  $q_{кр.пмр}$  підпорядковується залежності:

$$q_{кр.пмр} = 3q_{кр.\infty} \left( R_{пмр} / l_k \right)^{-0,65}, \quad (5)$$

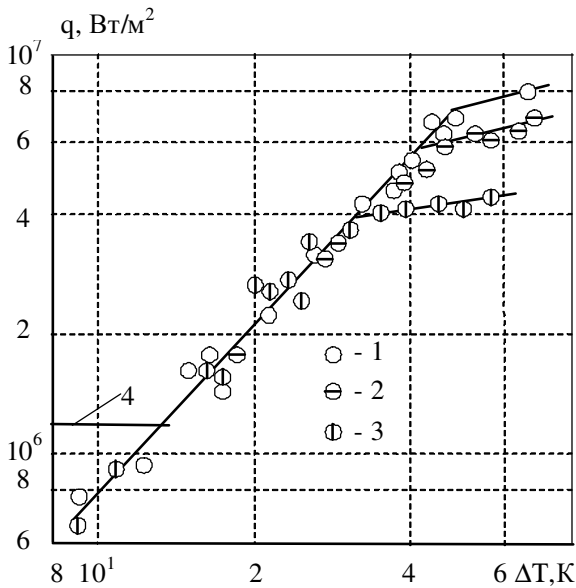
де  $q_{кр.\infty}$  – критичний тепловий потік при кипінні на протяжній ізотермічній поверхні, який розраховується за формулою С.С. Кутателадзе;  $R_{пмр}$  – радіус ПМР;  $l_k$  – капілярна стала.

Чим менші розміри ПМР, тим  $q_{кр.пмр}$  більший. Так, для діаметра ПМР  $0,5 \cdot 10^{-3}$  м при кипінні води були досягнуті питомі критичні теплові потоки до  $15 \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup>, що більш ніж у 10 разів перевищує  $q_{кр.\infty}$  ( $1,2 \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup>). Розміщення ПМР на деякій відстані одна від одної (рис. 9) приводить до зміни гідродинамічної і теплової обстановки поблизу ділянок теплообміну, і критичні теплові потоки на кожній із них знижуються порівняно з окремою ПМР. Однак їх значення значно вище  $q_{кр.\infty}$  (рис. 10).

В результаті розрахунків була отримана залежність критичного теплового потоку на ДНП  $q_{кр.днп\Sigma}$  в порівнянні з  $q_{кр.\infty}$ :

$$\frac{q_{кр.днп}}{q_{кр.∞}} = \frac{\pi}{2\sqrt{3}} \frac{d_{cp}^2}{l^2} \left[ 3 \left( 1 - \frac{d_{cp}}{l} \right) \left( \frac{R_{нмп}}{l_k} \right)^{-0,65} + \frac{d_{cp}}{l} \right]. \quad (6)$$

Рівняння (6) є кубічним і має максимум  $q_{кр.днп}/q_{кр.∞}$  (рис.11). В залежності від діаметра ділянки 1 (рис.9) максимум зсувається в той чи інший бік по осі абсцис. Так, для  $d_{cp} = 0,5 \cdot 10^{-3}$  м максимальному значенню  $q_{кр.днп}/q_{кр.∞}$  відповідає  $d/l = 0,72$  (рис.11, лінія a), а для  $d_{cp} = 3,0 \cdot 10^{-3}$  м –  $d/l = 0,88$  (рис. 11, лінія c). При збільшенні діаметра поверхні теплообміну точка знаходження максимуму  $q_{кр.днп}/q_{кр.∞}$  зсувається в область більш високих значень  $d/l$ .



1 –  $d/l = 0,33$ ; 2 –  $d/l = 0,37$ ;  
3 –  $d/l = 0,62$ ; 4 –  $q_{кр.∞} = 1,2 \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup>.

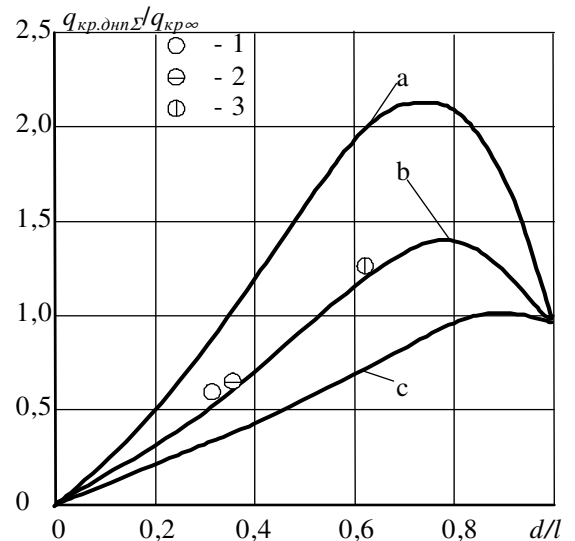
Рис.10. Залежність  $q = f(\Delta T)$  при кипінні води на центральних ділянках дискретно-неізотермічних поверхонь

Взявши першу похідну в рівнянні (6) і прирівнявши її до нуля, отримаємо значення  $d/l$  відповідно до максимально можливого знімання теплоти з ДНП в залежно від розмірів ділянок теплообміну.

$$\left( \frac{d}{l} \right)_{\max} = \frac{2}{3 - \left( \frac{R_{нмп}}{l_k} \right)^{0,65}}. \quad (7)$$

При  $(R_{нмп}/l_k)^{0,65} \rightarrow 0$ , коли розміри ділянок теплообміну зменшуються до нескінченно малих значень, оптимум лежить на  $(d/l)_{\max} = 2/3$ .

Максимальне наближення ділянок теплообміну можливо тільки до  $d/l = 1$ . При цьому граничне значення  $(R_{нмп}/l_k)^{0,65} = 1$ . Тоді максимально можливий розмір ділянок теплообміну дискретно-неізотермічної поверхні, за якого ще може спостерігатися пе-



Діаметр поверхонь: 1 –  $1,14 \cdot 10^{-3}$  м;  
2 –  $1,28 \cdot 10^{-3}$  м; 3 –  $1,25 \cdot 10^{-3}$  м.  
Лінії: а) – діаметр  $0,5 \cdot 10^{-3}$  м;  
б) –  $1,25 \cdot 10^{-3}$  м; с) –  $3,0 \cdot 10^{-3}$  м.

Рис.11. Розподіл  $q_{кр.днп}/q_{кр.∞}$  залежно від взаємного розміщення поверхонь нагріву за рівнянням (6).

ревищення відводу теплоти порівняно з ізотермічною, можна знайти зі співвідношення

$$R_{\text{пмп}} \leq 8 \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}} \quad (8)$$

Так, для води при атмосферному тиску розміри ділянок теплообміну  $d_{cp}$  на ДНП не можуть перевищувати  $5 \cdot 10^{-3}$  м. За таких розмірів і при  $(d/l)_{\text{max}}$  ще можливе невелике перевищення  $q_{кр.днп\Sigma}$  над  $q_{кр.\infty}$ . Для етилового спирту в тих же умовах  $d_{cp} = 3 \cdot 10^{-3}$  м.

У третьому розділі наведено аналіз та результати комплексного дослідження процесів передачі теплоти в мініатюрних термосифонах. Критерієм, що визначає належність термосифонів до мініатюрних, є число Бонда  $Bo = d_{нп}/l_k$ . При  $Bo < 4$  термосифони можна вважати мініатюрними.

Термосифони з неорганізованою циркуляцією проміжного теплоносія представляли традиційну конструкцію простої геометричної форми, тобто герметичну трубку, частково заповнену рідким теплоносієм.

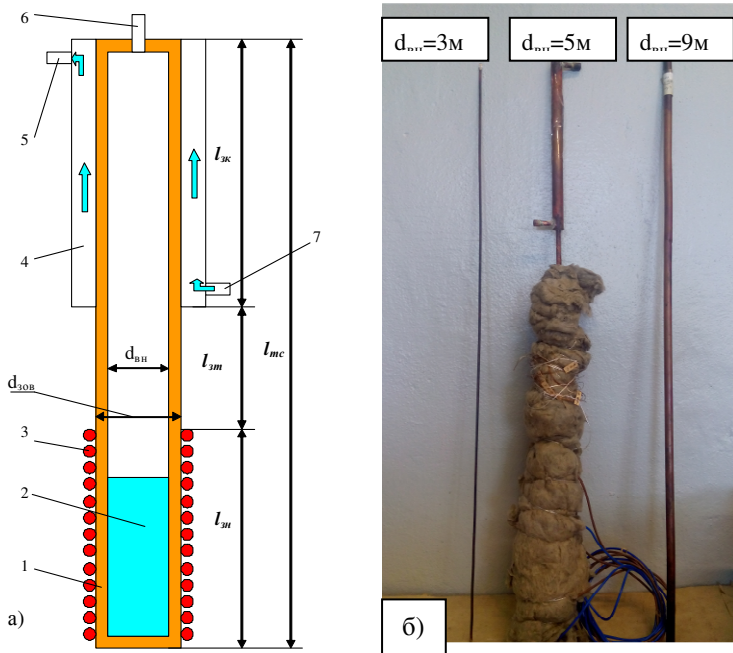
У дослідженні використовувалися мініатюрні двофазові термосифони, які виконані з міді (табл. 3).

Таблиця 3 – Геометричні характеристики термосифонів

Внутрішній діаметр $d_{вн}$ , мм	Загальна довжина $l_{\Sigma}$ , мм	Довжина зони нагріву $l_{зн}$ , мм	Довжина зони конденсації $l_{зк}$ , мм	$d_{вн}/l_{зн}$	Коефіцієнт заповнення $K_3$	Теплоносій
3	700	80; 125; 200	210	0,015; 0,024; 0,0375	0,83; 1,37; 2,14	Вода
5	700	45; 90; 200	210	0,111; 0,056; 0,025	0,44; 0,96; 1,93	Вода, метанол, фреон R113
9	700	200	100; 160; 210	0,045	0,3; 0,57; 0,8	Вода, етанол
9	1500	220; 470; 725	745	0,012 0,019; 0,041	2,88; 1,35; 0,88	Вода

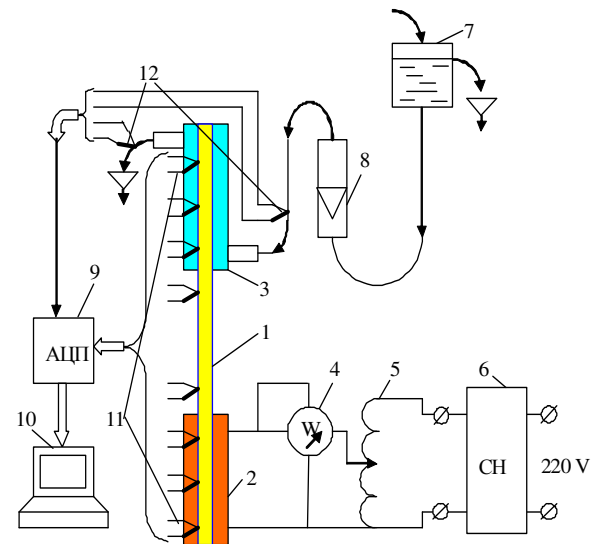
Схема термосифона і фото експериментальних зразків зображені на рис. 12. Для вакуумування, заправки і герметизації внутрішньої порожнини термосифона використовувався патрубок 6 малого прохідного перерізу, закріплений у верхній частині термосифона. Схема експериментальної установки показана на рис. 13.





1 – корпус термосифона; 2 – теплоносій; 3 – електронагрівач; 4 – конденсатор типу труба в трубі; 5 – вихід охолоджувальної води; 6 – патрубок для заправки теплоносієм; 7 – вхід охолоджувальної води

Рис.12. Схема (а) і фото (б) експериментальних термосифонів з неорганізованою циркуляцією теплоносія



1 – термосифон; 2 – омичний нагрівач; 3 – конденсатор типу труба в трубі; 4 – ватметр; 5 – ЛАТР; 6 – стабілізатор напруги; 7 – бак напірний; 8 – ротаметр; 9 – аналогоцифровий перетворювач; 10 – комп'ютер; 11 – термопари; 12 – термопари для контролю температури охолоджувальної води

Рис.13. Схема експериментальної установки з дослідження теплопередавальних характеристик термосифонів

У більшості випадків при дослідженні теплопередавальних характеристик у двофазних термосифонах спостерігаються пульсації температур стінки як у зоні нагріву, так і в зоні конденсації. Це пов'язують з активацією центрів пароутворення, в результаті чого частина перегрітої рідини викидається із зони нагріву в зону конденсації.

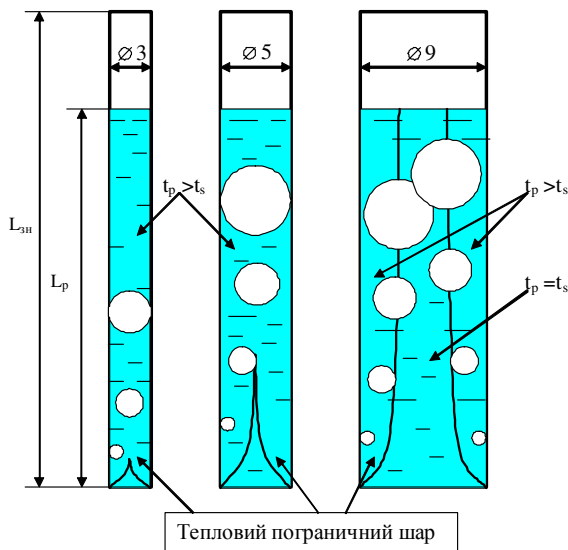


Рис.14. Схема формування теплового пограничного шару в зоні нагріву для термосифонів різних діаметрів.

Таке явище називають «geyser boiling» [Т.Ф. Lin, I. Khazaee]. Воно залежить як від типу рідини і кількості заправки, так і від режимних параметрів. Проведені дослідження показали, що для всіх вибраних типорозмірів термосифонів є область теплових потоків, у якій мають місце пульсаційні явища. В основному ця область лежить у діапазоні початкових теплових потоків, коли в зоні нагріву термосифона виникають умови для активації принаймні одного центра пароутворення.

Активация навіть першого центра пароутворення в цьому випадку призводила до вибухового характеру кипіння. Після відриву парової бульбашки її розміри в процесі руху в зоні нагріву безперервно збільшувалися за рахунок випаровування перегрітої рідини на її міжфазній межі. Частина рідини виштовхувала-

ся паровою бульбашкою в зону конденсації, де охолоджувалася нижче температури насичення і далі разом із конденсатом стікала по стінках термосифона в зону нагріву. Обмежені умови накладають свій відбиток і на теплову картину в зоні нагріву. Формування теплового пограничного шару рідини для різних діаметрів термосифонів показано на рис. 14. Тепловий пограничний шар при зменшенні внутрішнього діаметра термосифона може змикатися на малих висотах, і рідина по всій висоті перебуватиме в перегрітому (метастабільному) стані. Для внутрішніх діаметрів  $3 \cdot 10^{-3}$  і  $5 \cdot 10^{-3}$  м практично для всіх теплоносіїв рідина в центрі зони нагріву перебуватиме в метастабільному стані і активація першого центра пароутворення призведе до вибухового характеру кипіння, при якому парова бульбашка перекриє весь канал зони нагріву і виштовхне деяку кількість теплоносія в зону конденсації. З підвищенням теплового потоку амплітуда пульсацій температури зменшується (рис. 15).

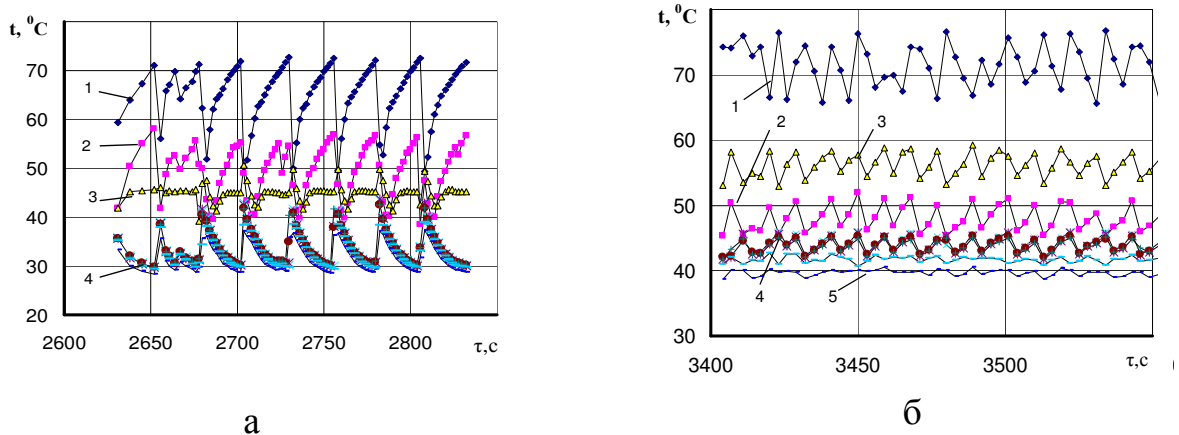
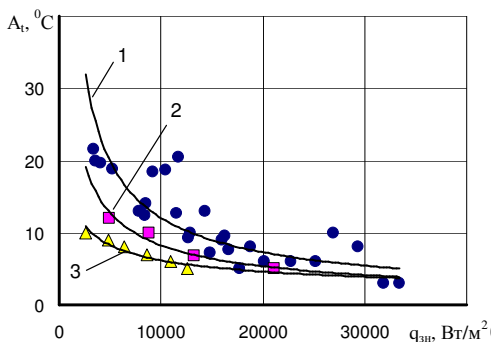


Рис.15. Пульсації температури в зонах теплообміну термосифона ( $d_{\text{вн}} = 9 \cdot 10^{-3}$  м, теплоносій – вода): а –  $Q = 60$  Вт; б –  $Q = 100$  Вт; 1 – нижня точка зони нагріву; 2 – середня точка зони нагріву; 3 – верхня точка зони нагріву; 4 – зона транспорту; 5 – зона конденсації

У загальному випадку амплітуда і період пульсацій температури залежать від теплофізичних властивостей рідини, режимних ( $q_{\text{зн}}$ ,  $G$ ) і геометричних факторів ( $K_3$ ,  $d_{\text{пн}}$ ).



Витрата охолоджувальної рідини  $G$ : 1 –  $1,75 \cdot 10^{-3}$  кг/с; 2 –  $4,6 \cdot 10^{-3}$  кг/с; 3 –  $7,85 \cdot 10^{-3}$  кг/с

Рис.16. Залежність амплітуди пульсацій температури в зоні нагріву від густини теплового потоку ( $d_{\text{вн}} = 9 \cdot 10^{-3}$  м, теплоносій – вода,  $K_3 = 0,8$ )

Оскільки основний відбір теплоти від поверхні нагріву відбувається за рахунок теплоти пароутворення рідини, то в експериментах значні амплітуди пульсацій спостерігалися тільки для води як теплоносія. Для інших теплоносіїв (метанолу, етанолу, фреону 113) амплітуди пульсацій були значно меншими і при підвищенні теплового потоку практично зникли.

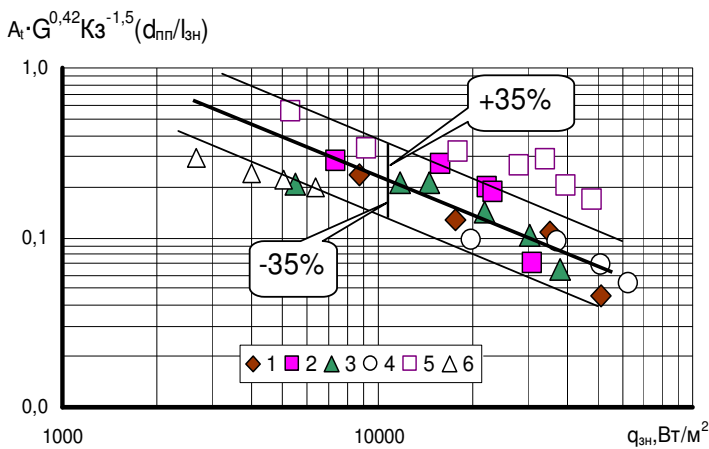
На рис. 16 показано вплив витрати охолоджувальної рідини через конденсатор на амплітуду пульсацій температури в зоні нагріву в області термопар, яка розміщена в нижній частині термосифона, при зміні питомого теплового навантаження (теплоносій – вода).

У результаті узагальнення експериментальних даних по амплітуді пульсацій температури в мініатюрних двофазних термосифонах була отримана емпірична залежність, яка показана на рис.17:

$$A_t = 75 \cdot K_3^{1,5} \cdot G^{-0,42} \cdot q_{3H}^{-0,6} \left( \frac{d_{BH}}{l_{3H}} \right). \quad (9)$$

Залежність (9) узагальнює 80 % експериментальних даних для води з розкидом  $\pm 35\%$  і справедлива в діапазонах коефіцієнта заповнення  $K_3$  від 0,3 до 1,93, витрат охолоджувальної води  $G$  від  $1,75 \cdot 10^{-3}$  до  $7,85 \cdot 10^{-3}$  кг/с та симплекса  $d_{BH}/l_{3H}$  від 0,015 до 0,111.

Густина теплового потоку, за якої виникають пульсації температури, пов'язана з початком активації перших центрів пароутворення, а практичне зникнення пульсацій спостерігається за густин теплових потоків близько  $100 \cdot 10^3$  Вт/м<sup>2</sup>.



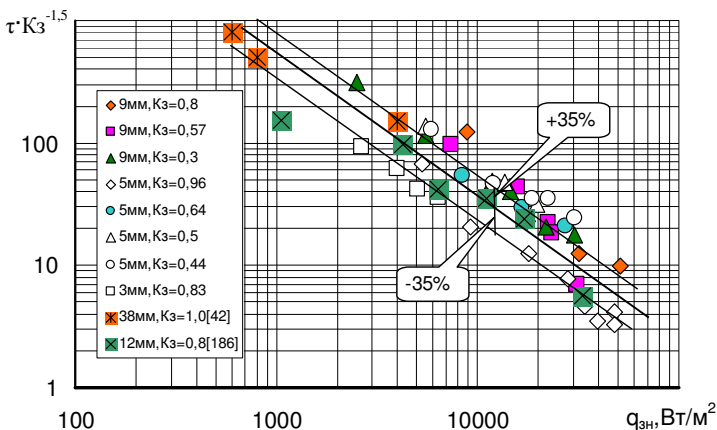
1–3 –  $d_{BH} = 9 \cdot 10^{-3}$  м; 4,5 –  $d_{BH} = 5 \cdot 10^{-3}$  м; 6 –  $d_{BH} = 3 \cdot 10^{-3}$  м;  $K_3$ : 1 – 0,8; 2 – 0,57; 3 – 0,3; 4 – 1,93; 5 – 0,97; 6 – 0,83.

Рис.17. Узагальнення експериментальних даних за рівнянням (9):

Важливою характеристикою так званого явища «geyser boiling» є період таких пульсаційних коливань температури. Як і у випадку з амплітудою температурних пульсацій, їх період залежить від густини теплового потоку, а також від коефіцієнта заповнення  $K_3$ . Узагальнення експериментальних даних щодо періоду пульсаційних хвиль дало змогу отримати емпіричну залежність:

$$\tau = 2 \cdot 10^6 K_3^{1,5} q_{3H}^{-1,17}. \quad (10)$$

Залежність (10) узагальнює 70% експериментальних даних для води з розкидом  $\pm 35\%$  і справедлива в діапазоні коефіцієнта заповнення  $K_3$  від 0,3 до 1,0, за витрати охолоджувальної води  $G$  від 1,7 до  $4,6 \cdot 10^{-3}$  кг/с і густини теплового потоку в діапазоні від 600 до  $60 \cdot 10^3$  Вт/м<sup>2</sup>.



Це рівняння також узагальнює дані [Т.Ф. Lin] для еквівалентного діаметра  $d_{BH} = 38 \cdot 10^{-3}$  м і  $K_3 = 1,0$ , а також дані [А. Niro] для  $d_{BH} = 12 \cdot 10^{-3}$  м і  $K_3 = 0,8$  (рис.18).

Рис.18. Узагальнення експериментальних даних періоду пульсацій за рівнянням (10).

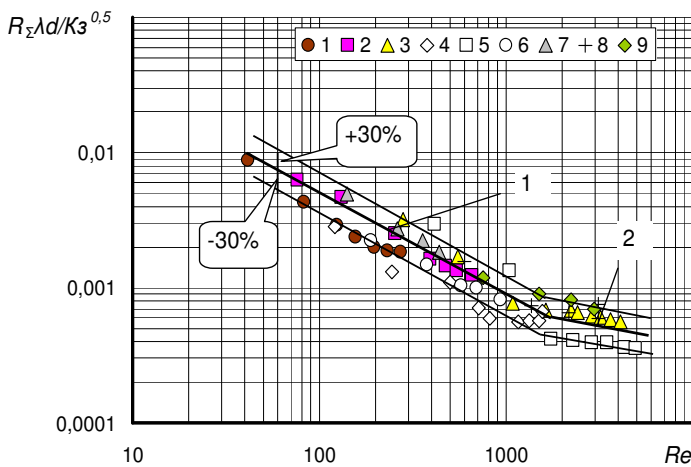
Основними теплопередавальними

характеристиками випаровувально-конденсаційних систем є максимальні теплові потоки  $Q_{\max}$  і мінімальні термічні опори  $R_{\min}$ . Термосифони як елементи системи для передачі теплоти мають власний термічний опір, який складається з окремих опорів, що характеризують процеси передачі теплової енергії. Загальний термічний опір дорівнює:

$$R_{\Sigma} = R_{\text{зн}}^{\text{cm}} + R_{\text{зн}} + R_{\text{пн}} + R_{\text{зк}} + R_{\text{зк}}^{\text{cm}}, \quad (11)$$

де  $R_{\text{зн}}^{\text{cm}}$ ,  $R_{\text{зк}}^{\text{cm}}$  – термічні опори стінки термосифона в зонах нагріву і конденсації;  $R_{\text{зн}}$ ,  $R_{\text{зк}}$  – термічні опори тепловіддачі в зонах нагріву і конденсації;  $R_{\text{пн}}$  – термічний опір у паровому каналі.

Аналіз процесів теплообміну в мініатюрних термосифонах показав, що на сумарний термічний опір  $R_{\Sigma}$  впливають багато факторів, серед яких основними є діаметр парового простору  $d_{\text{вн}}$  і коефіцієнт заповнення  $K_3$ .



1,2,3,6,7 – вода; 4 – метанол; 5 – фреон-113; 8,9 – етанол; 1 –  $d_{\text{вн}} = 3,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $K_3 = 0,83$ ; 2 –  $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $K_3 = 0,96$ ; 3,8,9 –  $d_{\text{вн}} = 9,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $K_3 = 0,8$ ; 4 –  $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $K_3 = 0,49$ ; 5 –  $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $K_3 = 0,5$ ; 6 –  $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $K_3 = 0,44$ ; 7 –  $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $K_3 = 1,93$ .

Рис.19. Узагальнення експериментальних даних за рівняннями (12) (крива 1) та (13) (крива 2) ( $t_{\text{охол}} = 20^\circ\text{C}$ )

У результаті узагальнення експериментальних даних були отримані залежності для розрахунку термічного опору:

- для  $Re < 2000$

$$R_{\Sigma} = 0.21 \frac{1}{\lambda d_{\text{вн}}} K_3^{0.5} Re^{-0.8}; \quad (12)$$

- для  $Re > 2000$

$$R_{\Sigma} = 6.2 \cdot 10^{-3} \frac{1}{\lambda d_{\text{вн}}} K_3^{0.5} Re^{-0.3}. \quad (13)$$

Емпіричні залежності отримані в діапазоні зміни коефіцієнта заповнення  $K_3 = 0,44 - 1,93$ . Апроксимація виконувалася методом найменших квадратів. Залежності (12) і (13) узагальнюють 85% експериментальних даних для води, метанолу, етанолу і фреону 113 з розкидом  $\pm 30\%$  і справедливі в діапазоні внутрішніх діаметрів  $d_{\text{вн}}$  від  $3,0 \cdot 10^{-3}$  до  $9,0 \cdot 10^{-3}$  м (рис. 19).

Другою важливою характеристикою теплопередавальної здатності термосифонів є максимальний тепловий потік  $Q_{\max}$ . У загальному випадку величина  $Q_{\max}$  залежить від багатьох факторів. Це насамперед режимні та геометричні фактори. До режимних факторів можна віднести умови підводу та відводу теплоти, температурний діапазон, орієнтацію в просторі та теплофізичні властивості теплоносіїв. До геометричних фак-

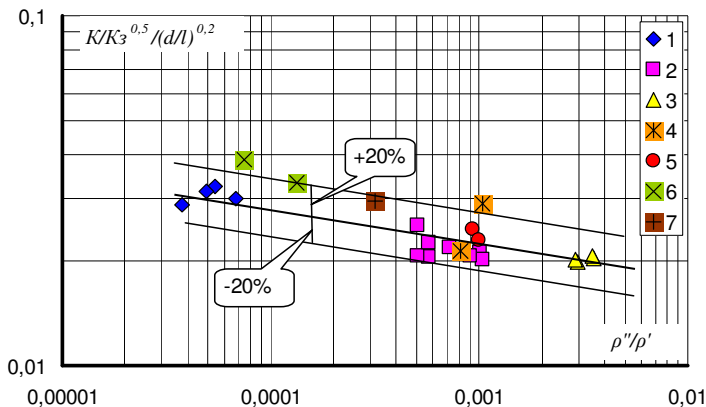
торів належать внутрішній діаметр термосифона, довжини зон теплообміну та кількість теплоносія ( $K_3$ ).

Існуючі на сьогодні розрахункові залежності мають деякий інтервал застосування, що пов'язано з досить складним характером розвитку кризи теплообміну. В залежності від геометричних характеристик термосифонів і фізичних властивостей теплоносіїв виникнення парової плівки в зоні підводу теплоти пов'язане зі стійкістю зустрічних потоків рідини і пари. В термосифонах з малими розмірами парового простору ( $Bo < 4$ ) в основному спостерігається снарядний режим течії та існування нерухомої пробки конденсату. Тому отримати єдину залежність для розрахунку  $q_{max}$  для різноманітних видів термосифонів є дуже складним завданням.

У нашому випадку в результаті узагальнення даних експерименту отримана залежність для розрахунку  $q_{max}$ , яка основана на підходах, запропонованих С.С. Кутателадзе і розвинених М.К. Безродним:

$$K = \frac{q_{max}}{r\sqrt{\rho''}\sqrt[4]{\sigma g(\rho' - \rho'')}} = 0,0105 K_3^{0,5} \left(\frac{d_{BH}}{l_{3H}}\right)^{0,2} \left(\frac{\rho''}{\rho'}\right)^{-0,11} \quad (14)$$

Залежність (14) узагальнює 90% експериментальних даних для води, метанолу, етанолу і фреону 113 з розкидом  $\pm 20\%$  і справедлива в діапазоні внутрішніх діаметрів  $d_{BH}$  від  $5,0 \cdot 10^{-3}$  м до  $9,0 \cdot 10^{-3}$  м (рис. 20).



Діаметр парового простору: 1,2,3 –  $5 \cdot 10^{-3}$  м; 4...7 –  $9 \cdot 10^{-3}$  м. Теплоносій: 1,4,6,7 – вода; 2 – метанол; 3 – фреон 113; 5 – етанол.

Рис. 20. Узагальнення експериментальних даних по  $q_{max}$  ( $t_{охл} = +20^\circ\text{C}$ , кут нахилу  $90^\circ$ ).

На основі аналізу диференціальних рівнянь при русі двофазного потоку для процесів теплообміну можна зробити висновок, що для мініатюрних випаровувально-конденсаційних систем при кипінні в зоні нагріву також існують зв'язки між безрозмірними змінними

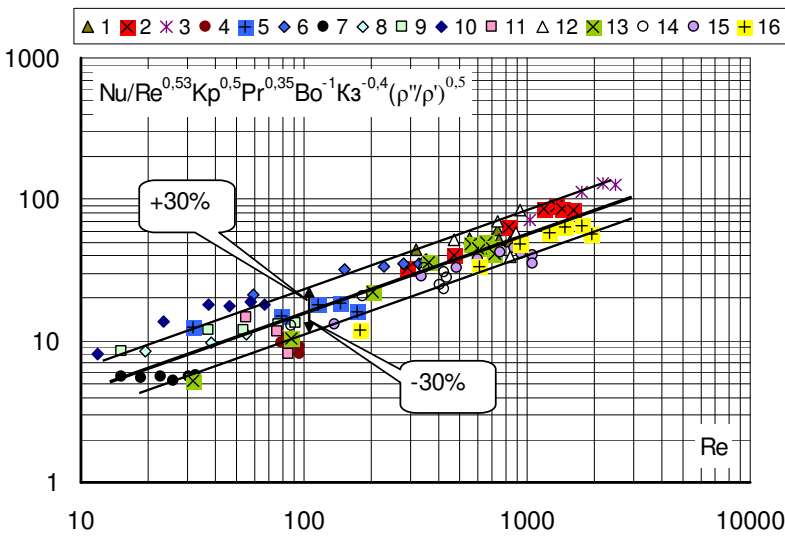
$$\frac{\alpha l_k}{\lambda} = f \left( \frac{q l_k}{r \rho'' v'}; \frac{Pl_k}{\sigma}; \frac{v}{a}; \frac{\rho''}{\rho'}; \frac{d_{BH}}{l_k}; \frac{V_p}{V_{3H}} \right). \quad (15)$$

В результаті аналізу експериментальних даних було отримано рівняння подоби

$$Nu = 1,43 Re^{0,53} K_p^{0,5} Pr^{0,35} Bo^{-1} K_3^{0,4} \left(\frac{\rho''}{\rho'}\right)^{0,5} \quad (16)$$

Залежність (16) узагальнює 80% експериментальних даних для води, метанолу, етанолу і фреону 113 (кут нахилу  $90^\circ$ ) з розкидом  $\pm 30\%$  і справедлива в діапазоні внутрішніх діаметрів  $d_{BH}$  від  $3,0 \cdot 10^{-3}$  м до  $9,0 \cdot 10^{-3}$  м, чисел  $Re$  від 10 до 3000,  $K_p$  від 100 до

5000, Pr від 1,5 до 14, Bo від 1 до 5,5,  $K_3$  від 0,44 до 2,04 і симплекса  $\rho''/\rho'$  від  $7 \cdot 10^{-5}$  до  $2 \cdot 10^{-3}$  (рис. 21).

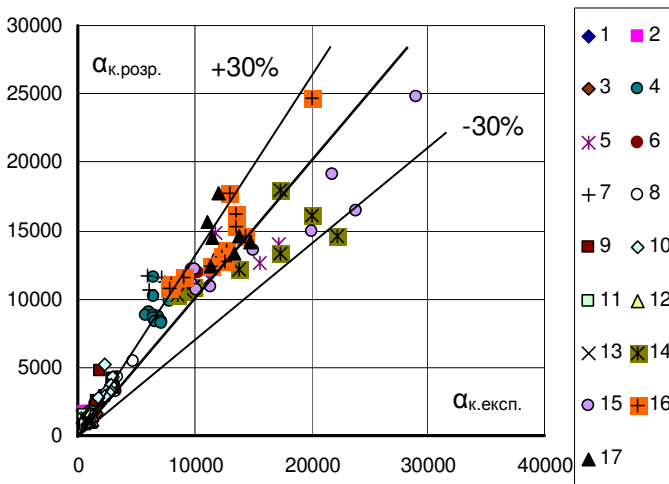


1–3,12–16 – вода,  $d_{BH} = 5 \cdot 10^{-3}$  м; 4–6 – метанол,  $d_{BH} = 5 \cdot 10^{-3}$  м; 7–9 – фреон-113,  $d_{BH} = 5 \cdot 10^{-3}$  м; 10 – вода,  $d_{BH} = 3 \cdot 10^{-3}$  м; 11 – етанол,  $d_{BH} = 9 \cdot 10^{-3}$  м; 12 – вода,  $d_{BH} = 9 \cdot 10^{-3}$  м; 1–12–  $t_{охл} = +20^{\circ}\text{C}$ ; 13 –  $t_{охл} = +30^{\circ}\text{C}$ ; 14–16 –  $t_{охл} = +40^{\circ}\text{C}$ ; 1,13,14 –  $K_3 = 0,44$ ; 2,5 –  $K_3 = 0,96$ ; 3,16 –  $K_3 = 1,93$ ; 4 –  $K_3 = 0,49$ ; 5 –  $K_3 = 0,98$ ; 6 –  $K_3 = 1,96$ ; 7 –  $K_3 = 0,5$ ; 8 –  $K_3 = 1,02$ ; 9 –  $K_3 = 2,04$ ; 10 –  $K_3 = 0,83$ ; 11,12 –  $K_3 = 0,8$ .

Рис.21. Узагальнення даних по коефіцієнтах тепловіддачі в зоні нагріву ( $\varphi = +90^{\circ}$ )

Інтенсивність тепловіддачі при конденсації в основному залежить від теплофізичних властивостей рідини, тому  $\alpha_{зк}$  для мініатюрних термосифонів з достатнім ступенем вірогідності можна розраховувати за рівнянням Нуссельта для плівкової конденсації нерухомої пари (рис. 22):

$$\alpha_{зк} = 0,943 \sqrt[4]{\frac{r(\rho' - \rho'')g\lambda^3}{v'(t_{нас} - t_{зк})l_{зк}}} \quad (17)$$



1–3 – етанол,  $d_{BH} = 9 \cdot 10^{-3}$  м,  $K_3 = 0,8$  (кут нахилу: 1,4–17 –  $90^{\circ}$ ; 2 –  $5^{\circ}$ ; 3 –  $75^{\circ}$ ); 4 – вода,  $d_{BH} = 9 \cdot 10^{-3}$  м,  $K_3 = 0,8$ ; 5–7 – вода,  $d_{BH} = 5 \cdot 10^{-3}$  м (5 –  $K_3 = 0,44$ ; 6 –  $K_3 = 0,96$ ; 7 –  $K_3 = 1,93$ ); 8–10 – метанол,  $d_{BH} = 5 \cdot 10^{-3}$  м (8 –  $K_3 = 0,49$ ; 9 –  $K_3 = 0,98$ ; 10 –  $K_3 = 1,96$ ); 11–13 – фреон113,  $d_{BH} = 5 \cdot 10^{-3}$  м (11 –  $K_3 = 0,5$ ; 12 –  $K_3 = 1,02$ ; 13 –  $K_3 = 2,04$ ); 14–17 – вода,  $d_{BH} = 5 \cdot 10^{-3}$  м (14 –  $K_3 = 0,44$ ,  $t_{охл} = +30^{\circ}\text{C}$ ; 15 –  $K_3 = 0,44$ ,  $t_{охл} = +40^{\circ}\text{C}$ ; 16 –  $K_3 = 0,96$ ,  $t_{охл} = +40^{\circ}\text{C}$ ; 17 –  $K_3 = 1,93$ ,  $t_{охл} = +40^{\circ}\text{C}$ ).

Рис. 22. Порівняння коефіцієнтів тепловіддачі в зоні конденсації за залежністю Нуссельта з даними експерименту

У четвертому розділі наведено аналіз та експериментальні результати дослідження процесів передачі теплоти в мініатюрних теплових трубах (МТТ).

Різноманітність приладів і обладнання, які при зменшенні габаритів виділяють значні кількості теплоти, при цьому не повинні утрачати свої функціональні можливості, знаходять своє застосування при дії на них сил гравітації, прискорення та інш. Це прилади електронної техніки в літакобудуванні та в космічній галузях, де дія таких сил повинна компенсуватися ефективними засобами відводу значних теплових потоків і забезпечувати їх стабільні температурні режими роботи. В значній мірі таку

задачу можуть виконувати системи охолодження на базі МТТ (число  $Bo < 1 \dots 2$ ). Параметри МТТ наведені у табл.4.

Таблиця 4 – Геометричні характеристики МТТ

Зовнішній діаметр, $d_{\text{МТТ}}$ , мм	Діаметр парового каналу, $d_{\text{пп}}$ , мм	Загальна довжина, $l_{\text{МТТ}}$ , мм	Довжина зони нагріву, $l_{\text{зн}}$ , мм	Ефективна довжина труби, $l_{\text{еф}}$ , мм	Теплоносій	Товщина пористого покриття, $\delta_{\text{КС}}$ , мм	Пористість структури, П, %
2,0	~0,87	100	25	70	етанол	Джгут $\varnothing=0,5$ мм	~ 60
3,0	1,2	100 300	30 60	67 186	вода ацетон	0,4	88±2
4,0	2,0	100 150	20	102	етанол вода	0,5	80±2
			40	92			
			60	81,5			
6,0	4,0	100 175	20	135	етанол вода метанол	0,5	75±2
			40	125			82±2
			60	115			88±2
6,0	3,0	175	17	133	вода	1,0	70±2
			46	119			
			62	111			
6,0	4,0	200	21	149	вода, метанол	0,5	80±2
			41	139			
			60	129			

Схематичне зображення перерізу МТТ, що випробовувалися, показано на рис. 23.

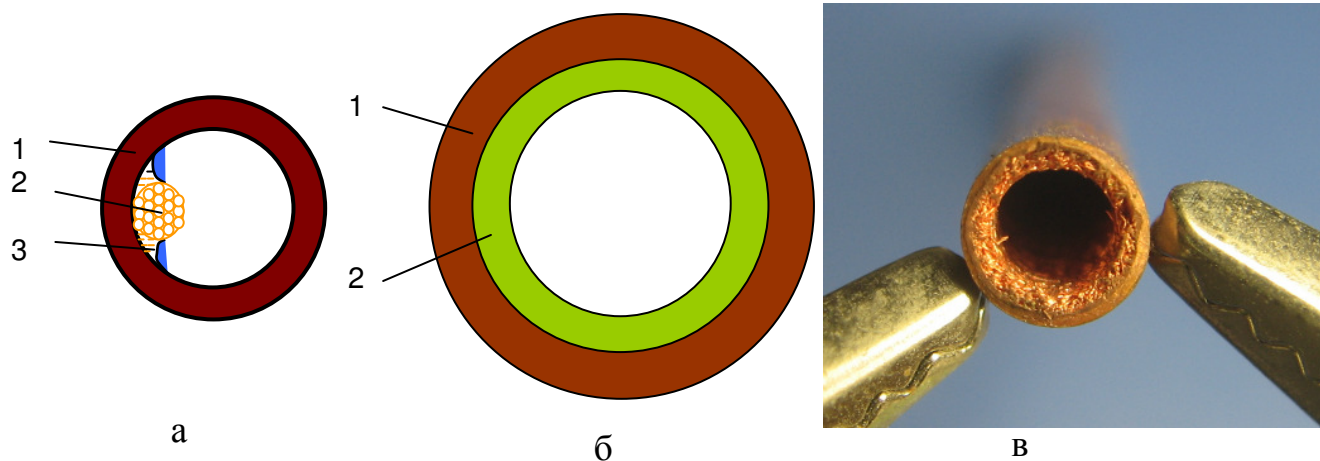


Рис. 23. Схематичне зображення і фото перерізу випробовуваних МТТ: а – діаметр  $2,0 \cdot 10^{-3}$  і  $3,0 \cdot 10^{-3}$  м; б –  $4,0 \cdot 10^{-3}$  і  $6,0 \cdot 10^{-3}$  м; в – фото; 1 – оболонка МТТ; 2 – капілярна структура (КС); 3 – теплоносій

Схема експериментальної установки була ідентична дослідженню термосифонів (див. рис.13).

Аналіз даних засвідчив вплив геометричних параметрів на процеси теплообміну в МТТ. Основним параметром є діаметр парового простору.

Загальний термічний опір МТТ (мінімальне значення) в значною мірою залежить від внутрішнього парового простору (рис. 24, 25).

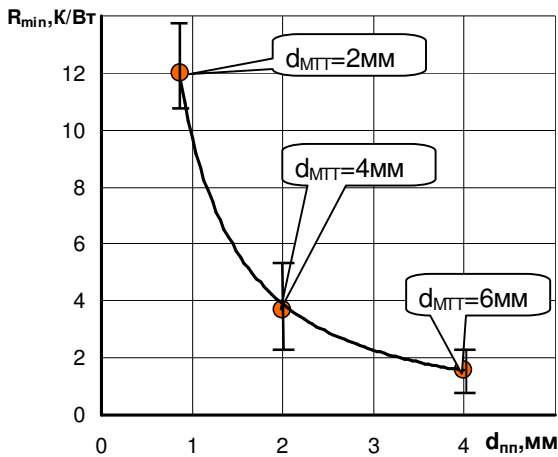


Рис. 24. Залежність загального термічного опору від діаметра парового простору  $d_{nn}$  МТТ ( $l_{MTT} = 0,1$  м,  $\varphi = 0^\circ$ , етанол)

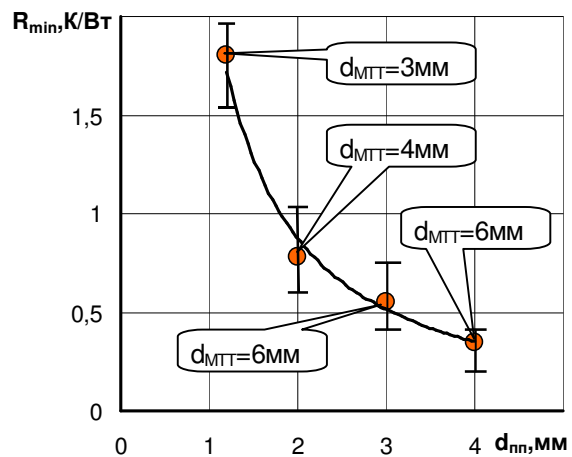


Рис. 25. Вплив діаметра парового простору  $d_{nn}$  на  $R_{min}$  при вертикальному розміщенні МТТ ( $l_{zn} = 0,06$  м,  $\varphi = +90^\circ$ , вода)

Чим менший розмір парового простору, тим вищий загальний термічний опір МТТ. Це пов'язано з тим, що в обмежених умовах інтенсивність тепловіддачі в зонах теплообміну зменшується і, крім того, швидкість пари в паровому просторі досягає значних величин, сумірних зі швидкістю звуку. Наявність цих факторів призводить до зменшення теплопередавальної здатності МТТ.

Обробка експериментальних даних дала змогу отримати емпіричну залежність мінімального термічного опору МТТ від розміру парового простору для етанолу (рис. 24):

$$R_{min} = 9,75d_{nn}^{-1,32}. \quad (18)$$

Залежність (18) справедлива для мініатюрних теплових труб з метало-волокнистою капілярною структурою, заправлених етанолом, при горизонтальній орієнтації у просторі (пористість КС від 70 до 94%, товщина КС від  $0,4 \cdot 10^{-3}$  до  $1,0 \cdot 10^{-3}$  м).

Для вертикального розміщення ( $+90^\circ$ , теплоносій – вода) експериментальні дані підпорядковуються такій залежності (рис. 25):

$$R_{min} = 2,18d_{nn}^{-1,32}. \quad (19)$$

Гідродинамічну межу максимального теплового потоку можна визначити з аналізу взаємодії капілярного тиску і суми всіх втрат тиску в парорідинному потоці.

З урахуванням цього для визначення величини максимального теплового потоку, запишемо рівність у розгорнутому вигляді:

$$\frac{4\sigma \cos \theta}{D_{ef}} + \rho_p g l_{ef} \sin \varphi = \frac{\nu_p Q_{max} l_{ef}}{K_{kc} r F_{kc}} + \frac{\zeta_{ef}^n Q_{max}^2}{2d_{nn} \rho_n r^2 F_{nn}^2}. \quad (20)$$

У результаті перетворень, отримаємо рівняння для розрахунку максимальної теплопередавальної здатності у загальному вигляді:



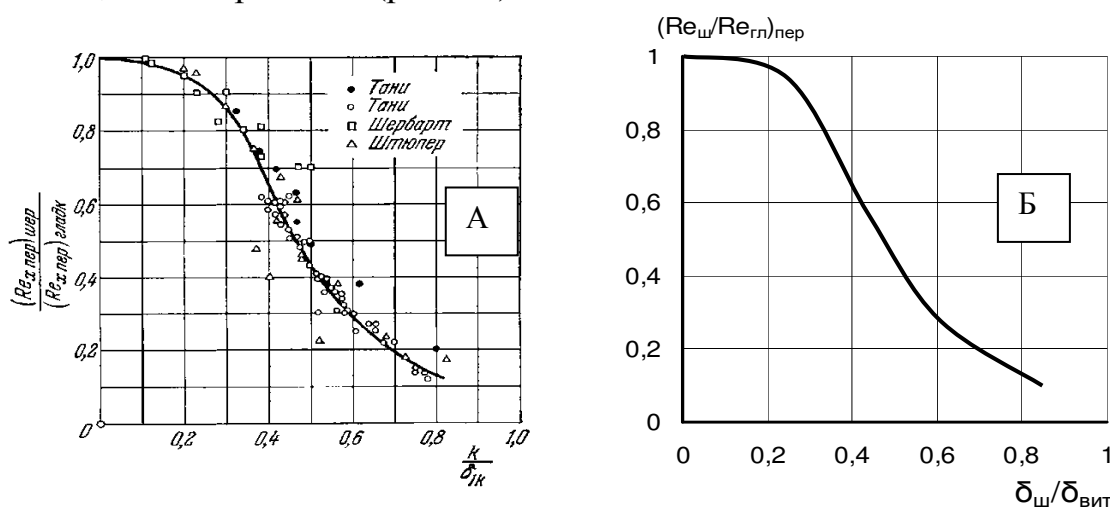
$$Q_{\max} = \frac{d_{nn} r F_{nn}^2 \rho_n}{\zeta'' l_{ef}} \left[ \sqrt{\frac{v_p^2 l_{ef}^2}{K_{kc}^2 F_{kc}^2} + \frac{2\zeta'' l_{ef}}{d_{nn} \rho_n F_{nn}^2} \left( \frac{4\sigma \cos \theta}{D_{ef}} + \rho_p g l_{ef} \sin \varphi \right)} - \frac{v_p}{\zeta'' K_{kc} F_{kc}} \right]. \quad (21)$$

При умові ламінарної течії пари рівняння (21) перетворюється у відоме співвідношення:

$$Q_{\max} = \frac{r \left( \frac{4\sigma \cos \theta}{D_{ef}} + \rho_p g l_{ef} \sin \varphi \right)}{l_{ef} \left( \frac{v_p}{K_{kc} F_{kc}} + \frac{32v_n}{d_{nn}^2 F_{nn}} \right)}. \quad (22)$$

Перехід ламінарного режиму течії пари в турбулентний приводить до підвищення коефіцієнта гідравлічного опору  $\zeta$ , що впливає на значення  $Q_{\max}$ . У МТТ рух пари здійснюється в паровому каналі, де на її внутрішній поверхні розміщена КС. Товщина такої структури досить мала, так що можна вважати її елементом додаткової шорсткості поверхні, яка впливає на перехідне число Рейнольдса  $Re_{кр}$ .

На величину  $Re_{кр}$  суттєво може впливати шорсткість поверхні, що призводить до істотного зниження граничного значення переходу режиму течії з ламінарного до турбулентного. Згідно з проведеними дослідженнями, на цей перехід впливає висота елемента шорсткості  $\delta_{kc}$  по відношенню до товщини витиснення гідродинамічного шару  $\delta_{вит}$  у місці, де є шорсткість (рис. 26).



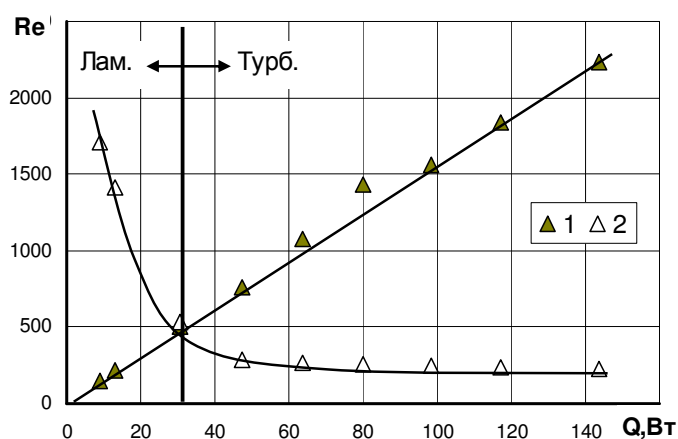
А – оригінальне відображення з [Г. Шліхтінг]; Б – крива, що узагальнюється поліномом третього ступеня (23)

Рис. 26. Залежність перехідного числа Рейнольдса  $Re_{кр}$  від відношення висоти шорсткості до товщини шару витиснення

$$\left( \frac{Re_{ш}}{Re_{гл}} \right)_{пер} = 4,99 \left( \frac{\delta_{kc}}{\delta_{вит}} \right)^3 - 6,64 \left( \frac{\delta_{kc}}{\delta_{вит}} \right)^2 + 1,05 \left( \frac{\delta_{kc}}{\delta_{вит}} \right) + 0,98, \quad (23)$$

де  $Re_{ш}$  – перехідне число Рейнольдса в паровому каналі;  $Re_{гл}$  – перехідне число Рейнольдса в гладкій трубі ( $Re_{гл} = 2320$ );  $\delta_{kc}$  – товщина КС;  $\delta_{вит}$  – товщина шару витиснення за [Г. Шліхтінг].

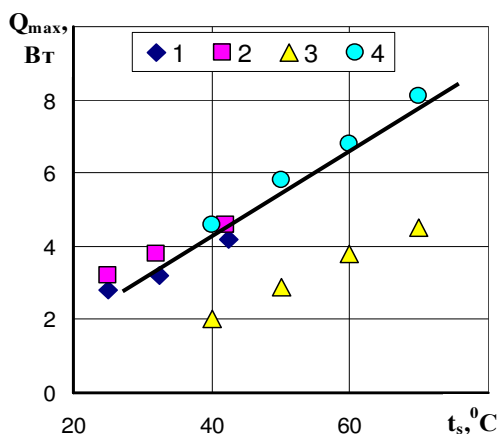
Якщо розрахувати за залежністю (23) перехідне число Рейнольдса в паровому каналі  $Re_{ш}$  для МТТ, то можна визначити, при яких теплових потоках ламінарний режим течії переходить до турбулентного (рис. 27).



1 – число Рейнольдса в паровому каналі  $Re_{п}$ ; 2 – перехідне число  $Re_{кр}$  за залежністю (23).

Рис. 27. Залежність числа  $Re$  від теплового потоку для МТТ діаметром  $6 \cdot 10^{-3}$  м, довжиною 0,175 м ( $d_{шт} = 3 \cdot 10^{-3}$  м,  $l_{эф} = 111 \cdot 10^{-3}$  м, вода)

У цьому випадку, при розрахунку  $Q_{max}$  у залежності (21) необхідно враховувати вплив коефіцієнту гідравлічного опору при турбулентному режимі течії пари. Залежність  $Q_{max}$  від температури насичення показано на рис. 28.



1 –  $90^\circ$ ; 2 –  $0^\circ$ , 3,4 – за даними [Kim S.J.] ( $d_{МТТ} = 3 \cdot 10^{-3}$  м та  $4 \cdot 10^{-3}$  м відповідно, конструкційна КС,  $\varphi = 0^\circ$ ), лінія – за залежністю (22).

Рис. 28. Залежність  $Q_{max}$  для МТТ з  $d_{шт} = 1,2 \cdot 10^{-3}$  м ( $d_{МТТ} = 3 \cdot 10^{-3}$  м) від температури насичення

В результаті узагальнення експериментальних даних по інтенсивності тепловіддачі в зоні нагріву МТТ діаметром  $3,0 \cdot 10^{-3}$  м (теплоносій – вода) отримані наступні рівняння подібності:

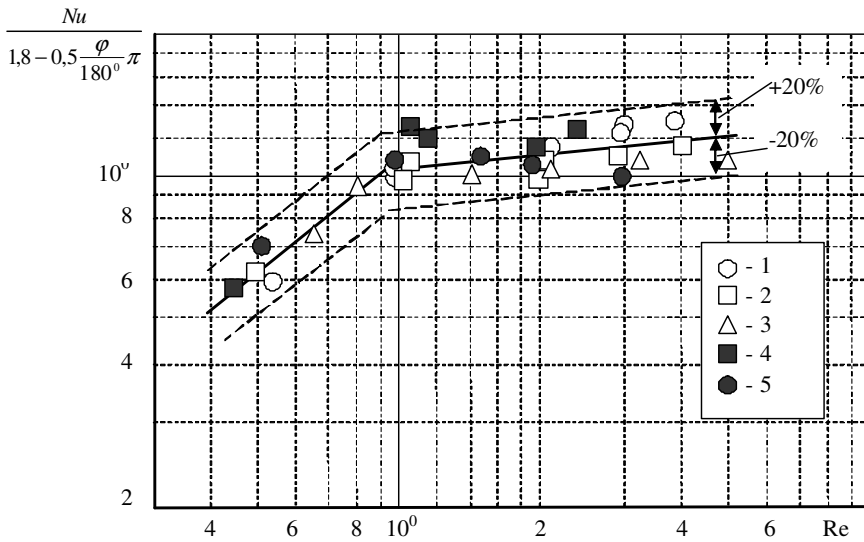
$$\text{при } Re \leq 1, \quad Nu = 1,06 \cdot \left( 1,8 - 0,5 \cdot \frac{\varphi}{180^\circ} \pi \right) \cdot Re^{0,75}, \quad (24)$$

$$\text{при } Re \geq 1, \quad Nu = 1,45 \cdot \left( 1,8 - 0,5 \cdot \frac{\varphi}{180^\circ} \pi \right) \cdot Re^{0,07}. \quad (25)$$

$$\text{де } Nu = \frac{\alpha \cdot d_{шт}}{\lambda'}; \quad Re = \frac{q \cdot d_{шт}}{r \cdot \rho'' \cdot v''}.$$

Рівняння (24) і (25) описують експериментальні дані з похибкою  $\pm 20\%$  і справедливі для МТТ при довільній орієнтації у просторі з метало-волокнистою капілярною структурою завтовшки  $0,4 \cdot 10^{-3}$  м і пористістю 87%. Діаметр парового простору склав  $1,2 \cdot 10^{-3}$  м.

Результати досліджень показані на рис. 29. Спостерігається зміна характеру інтенсивності теплообміну при  $Re = 1$ . При  $Re \leq 1$  зростання коефіцієнтів тепловіддачі зв'язано активацією нових центрів пароутворення. При  $Re = 1$  кількість центрів пароутворення в зоні нагріву максимальна і подальше підвищення теплового потоку при  $Re > 1$  вже не призводить до суттєвого збільшення коефіцієнтів тепловіддачі.

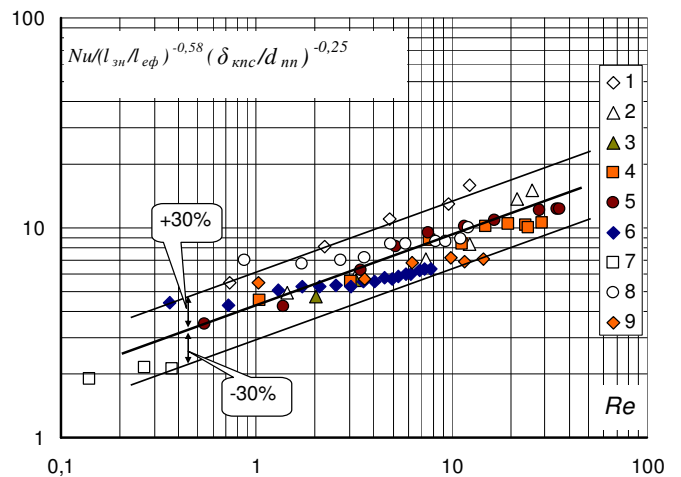
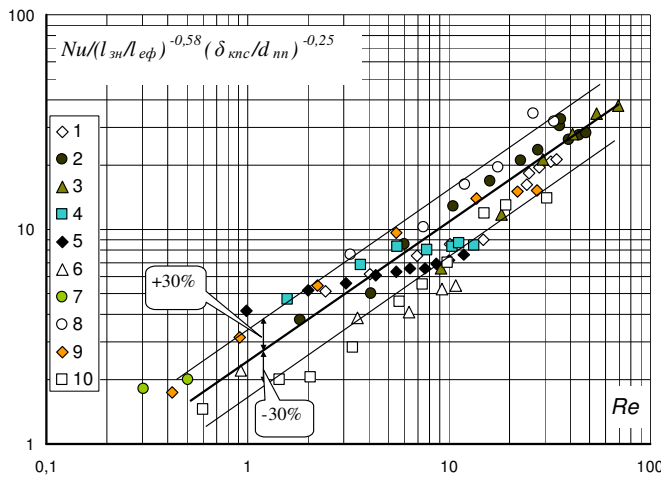


1 -  $\varphi = +90^\circ$ ; 2 -  $+45^\circ$ ; 3 -  $0^\circ$ ; 4 -  $-45^\circ$ ; 5 -  $-90^\circ$ . Теплоносій – вода.

Рис. 29. Узагальнення експериментальних даних з теплообміну в зоні нагріву МТТ  $d_{\text{МТТ}} = 3 \cdot 10^{-3}$  м

Результати експериментів показали вплив геометричних факторів ( $l_{\text{зн}}/l_{\text{еф}}$ ;  $\delta_{\text{кнс}}/d_{\text{пн}}$ ) на інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву

МТТ. Суттєвим також є вплив гравітаційної складової. Узагальнення експериментальних даних для вертикального розміщення ( $\varphi = +90^\circ$ ) та горизонтального розміщення ( $\varphi = 0^\circ$ ) подані на рис.30 і рис.31 відповідно.



Теплоносій: 1-7,9,10 – вода; 8 – метанол;  
 $d_{\text{пн}}$ : 1-3,8-10 –  $4,0 \cdot 10^{-3}$  м; 4 –  $3,0 \cdot 10^{-3}$  м;  
 5,6 –  $2,0 \cdot 10^{-3}$  м; 7 –  $1,2 \cdot 10^{-3}$  м;  
 $l_{\text{МТТ}}$ : 1-4 – 0,175 м; 5,6 – 0,146 м; 7 – 0,3 м;  
 8-10 – 0,2 м;  
 $l_{\text{еф}}$ : 1 – 0,115 м; 2 – 0,125 м; 3 – 0,135 м;  
 4 – 0,111 м; 5 – 0,082 м; 6 – 0,092 м;  
 7 – 0,188 м; 8 – 0,139 м; 9 – 0,129 м; 10 – 0,139 м.

Рис.30. Узагальнення даних по теплообміну в зоні нагріву МТТ (вертикально  $\varphi = +90^\circ$ )

Теплоносій: 1-2,4-9 – вода; 3 – метанол;  
 $d_{\text{пн}}$ : 1-5 –  $4,0 \cdot 10^{-3}$  м; 6 –  $2,0 \cdot 10^{-3}$  м; 7 –  $1,2 \cdot 10^{-3}$  м;  
 8-9 –  $3,0 \cdot 10^{-3}$  м;  
 $l_{\text{МТТ}}$ : 1,2,8,9 – 0,175 м; 3-5 – 0,2 м; 6 – 0,146 м;  
 7 – 0,3 м; 8-10 – 0,2 м;  
 $l_{\text{еф}}$ : 1 – 0,125 м; 2 – 0,135 м; 3 – 0,149 м;  
 4 – 0,129 м; 5 – 0,139 м; 6 – 0,082 м;  
 7 – 0,188 м; 8 – 0,111 м; 9 – 0,119 м.

Рис.31. Узагальнення даних по теплообміну в зоні нагріву МТТ (горизонтально  $\varphi = 0^\circ$ )

В результаті узагальнення експериментальних даних інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву МТТ підпорядковується наступній залежності

$$Nu = C Re^n \left( \frac{l_{\text{зн}}}{l_{\text{еф}}} \right)^{-0,58} \left( \frac{\delta_{\text{кнс}}}{d_{\text{пн}}} \right)^{-0,25} \quad (26)$$

Для вертикального розміщення ( $\varphi = +90^\circ$ ):  $C = 2,4$ ;  $n = 0,65$ .

Для горизонтального розміщення ( $\varphi = 0^\circ$ ):  $C = 4,3$ ;  $n = 0,34$ .

Залежність (26) описує експериментальні дані з похибкою  $\pm 30\%$  і справедлива для МТТ із  $d_{\text{шт}}$  від  $1,2 \cdot 10^{-3}$  до  $4,0 \cdot 10^{-3}$  м із метало волокнистою капілярною структурою завтовшки від  $0,5 \cdot 10^{-3}$  до  $1,0 \cdot 10^{-3}$  м і пористістю від 70 до 88%, ефективною довжиною  $l_{\text{еф}}$  від 0,082 до 0,188 м, заправлених водою і метанолом.

**У п'ятому розділі** дисертації розглянуті особливості процесів теплопереносу у капілярних пульсаційних теплових трубах.

Пульсаційна тепла труба (ПТТ) – вискоефективний малогабаритний пристрій, призначений для створення пасивних систем охолодження. Це означає, що для роботи ПТТ зовсім не потребують джерел енергії, їм достатньо лише наявності перепаду температур між зонами нагріву і конденсації.

Уперше в літературі аналог ПТТ згадується ще у 1971 р. в авторському свідоцтві [Г.Ф. Смірнов]. Проте активним поштовхом до вивчення цього типу пристроїв послугував патент японського вченого Н. Akashi у 1990 р.

Оскільки ПТТ – порівняно молодий винахід, то кількість опублікованих даних невелика, а ті, що наявні в літературі, досить розбіжні, а іноді й суперечливі. Тому необхідне власне вивчення і ретельний аналіз теплопередаючих характеристик ПТТ.

Принцип дії ПТТ до сьогоднішнього дня досконало не вивчений. Механізм теплопереносу всередині ПТТ здійснюється за рахунок випарувально-конденсаційного циклу. Після заправки теплоносії розташовується таким чином, що снаряди рідини чергуються з паровими бульбашками (рис. 32).

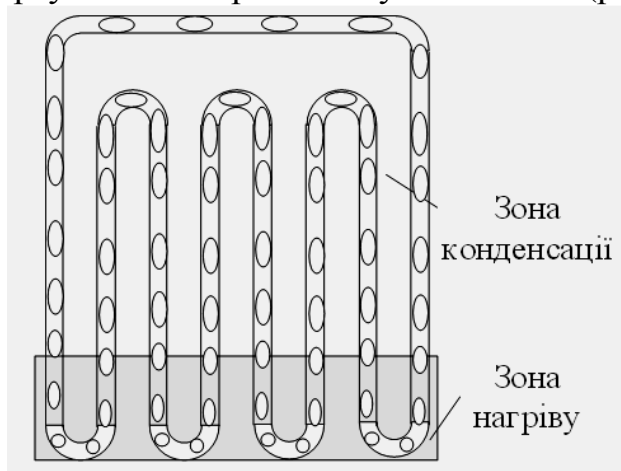


Рис.32 – Схема замкненої ПТТ

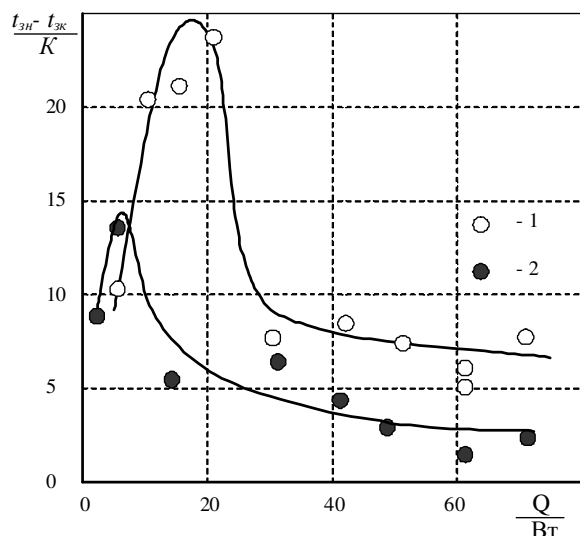
При підводі теплового потоку в зоні нагріву виникає парова бульбашка, яка, досягнувши певних розмірів, відривається і рухає весь паро-рідинний потік. Далі потік рухається за інерцією, витрачаючи тим часом енергію в зоні конденсації. Але бульбашки в зоні нагріву виникають повсякчасно і можуть рухатися в різних напрямках. Це призводить до того, що потік теплоносія може раптово змінювати напрямок руху і пульсувати. Звідси походить і назва пульсаційної теплової труби.

ПТТ мають переваги над відомими пристроями, призначеними для пасивних систем охолодження. Так, на відміну від термосифонів, що також діють за рахунок кипіння теплоносія, ПТТ можуть функціонувати при будь-яких кутах нахилу. Різниця між ПТТ і традиційними тепловими трубами, також здатними повертати робочу рідину в зону нагріву незалежно від орієнтації в просторі, полягає у відсутності капілярно-пористої структури, що значно спрощує технологію виготовлення ПТТ, а також помітно знижує їх собівартість.

На теплопередавальну здатність ПТТ впливають кількість петель, величина заправки, розташування у просторі, властивості рідини. При збільшенні кількості петель теплопередавальна здатність ПТТ покращується. Експериментально визначено оптимальну кількість заправки, яка становить 50% від повного внутрішнього об'єму ПТТ, що співпадає з даними інших авторів (S.Khandekar, R.T.Dobson).

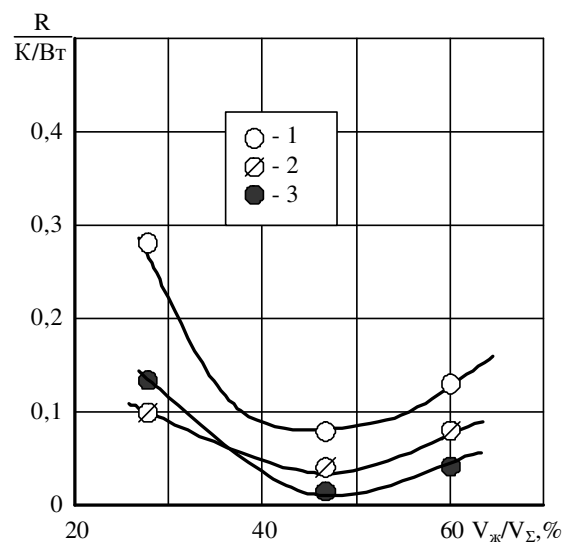
Дослідження показало, що при низьких теплових потоках спостерігався ріст температури в зоні нагріву  $t_H$  при практично постійній температурі зони конденсації  $t_K$ . В результаті перепад температур між зонами підвищувався.

Активація перших центрів пароутворення в якій - не будь з петель зони нагріву



Розташування: 1 – горизонтальне; 2 – вертикальне.

Рис. 33. Залежність перепаду температур між зонами нагріву і конденсації ПТТ



Тепловий потік  $Q$ : 1 – 20 Вт;  
2 – 40 Вт; 3 – 60 Вт.

Рис.34. Залежність термічного опору від ступеня заповнення ПТТ

монотонно зростала, в той час як у зоні конденсації вона лишалася практично постійною. Температура ПТТ у зоні конденсації підвищувалася максимум на  $2^{\circ}\text{C}$ , у той час як у зоні нагріву ріст температури становив десятки градусів Цельсія. Інтенсивність

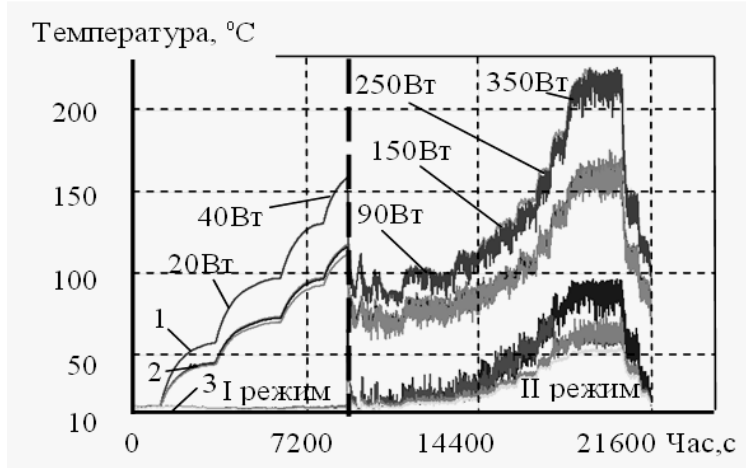
приводила к виносу перегрітої рідини зону конденсації, і перепад температур між зонами різко падав. Подальший зріст теплового потоку приводило до монотонного зниження  $\Delta t = t_{zn} - t_{zk}$  (рис. 33).

Сили гравітації також впливали на цей процес. Причому при горизонтальному розміщенні ПТТ перепад температур був більший, ніж при вертикальному. Візуальні спостереження показали, що з підвищенням теплового навантаження кількість пульсацій у петлях збільшувалася, а об'єм рідкої фази зменшувався. Процес теплообміну за малих теплових навантажень здійснювався в межах індивідуальних каналів, як у термосифоні. Рух теплоносія по всіх петлях не спостерігався. І тільки при великих теплових потоках періодично снаряди рідкої фази здійснювали

майже коловий рух по ПТТ спочатку в один, а потім в другий бік. Експериментально отримано, що за однакового підведеного теплового потоку найменший термічний опір спостерігався при  $K_3 = 47\%$  (рис.34).

Режими теплопередачі в ПТТ можна умовно розділити на два (рис.35). Перший режим охоплює низькі теплові потоки і характеризується теплопереносом переважно за рахунок в теплопровідності стінки та конвекції парової і рідкої фаз. У цьому режимі за малих теплових навантажень іноді спостерігалися незначні коливання температур у зоні транспорту. Вони були пов'язані, вірогідно, із розширенням парової фази і витисненням теплих стовпів рідини із зони нагріву в зону транспорту та поступовим її розігрівом. У зоні нагріву і зоні транспорту температура

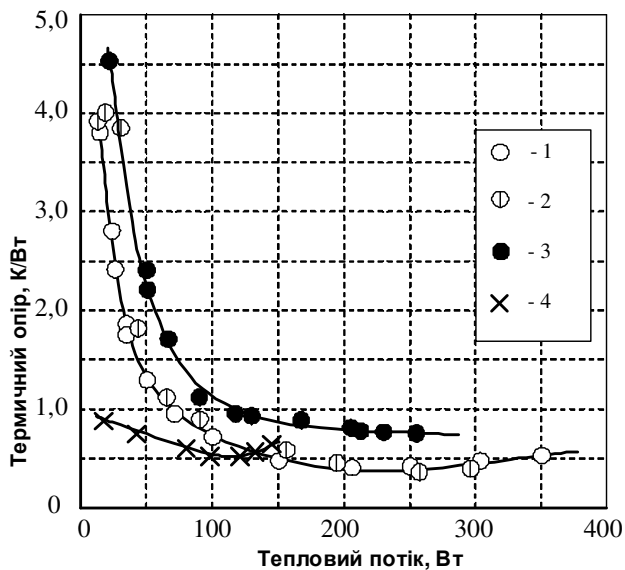
тепловіддачі при цьому в зоні нагріву була порівняно низькою ( $<200 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ ). У цьому режимі ПТТ практично не передавала теплової енергії.



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

Рис. 35. Залежність температури ПТТ від часу

на парової фази конденсувалась. Оскільки ПТТ є замкнутою системою, то холодна рідина із зони конденсації переміщалася в зону нагріву сусідньої петлі. Такі процеси періодично повторювались залежно від густини теплового потоку й інтенсивності охолодження зони конденсації.



1, 2 – дані експерименту (7 витків,  $d_{BH}=1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ); 3 – дані [Dobson R.T.] (4 витки,  $d_{BH}=0,96 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ); 4 – дані [Khandekar S.] (5 витків,  $d_{BH}=1,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ )

Рис. 36. Залежність термічного опору від теплового потоку

розташування у просторі і теплофізичні властивості теплоносія (рис.36).

Початок другого режиму характеризувався різким зниженням температури зон нагріву і транспорту при одночасному стрибку температури в зоні конденсації. Інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву різко зростала приблизно в п'ять разів. При цьому виникали пульсації температур у всіх зонах ПТТ, що свідчило про активацію центрів пароутворення в зоні нагріву.

У результаті росту парової бульбашки виникала рушійна інерційна сила, яка виштовхувала нагріту рідину в зону конденсації, де части-

Перехід від першого режиму роботи до другого супроводжувався нестабільною роботою ПТТ. При цьому всередині ПТТ відбувалися наступні процеси. Температура стінки в зоні нагріву суттєво перевищувала температуру насичення, яка визначалася по тиску всередині ПТТ. Взагалі визначати тиск в теплових трубах по середньому значенню температури в адіабатній зоні (в пульсаційних теплових трубах це також правомірно). В даному випадку це зона транспорту. Тиск насичення в ПТТ при температурі  $20^{\circ}\text{C}$  не перевищувало  $2,3 \cdot 10^3 \text{ Па}$ , що на два порядки нижче атмосферного. По мірі збільшення теплового потоку воно зростало.

Поряд з режимними факторами на величину термічного опору також впливають і внутрішній діаметр ПТТ  $d_{BH}$ , кількість петель, довжини зон нагріву и конденсації,

У шостому розділі дисертації приведено конструкції випарувально-конденсаційних систем охолодження для стабілізації температурного режиму елементів електронної техніки як наземного, так і космічного застосування.

На рис. 37 зображено систему охолодження герметичного промислового комп'ютера.

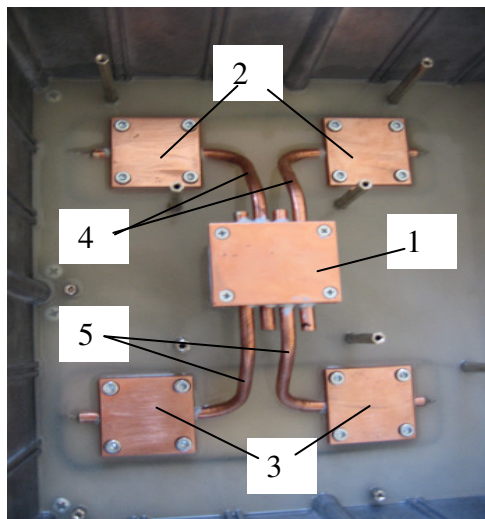


Рис. 37. Фотографія системи охолодження на основі МТТ (4 шт. МТТ діаметром  $6 \cdot 10^{-3}$  м і довжиною 0,175 м): 1 – зона нагріву; 2,3 – верхня і нижня зони відводу теплоти; 4,5 – МТТ.

Система охолодження складається з чотирьох мініатюрних теплових труб діаметром  $6 \cdot 10^{-3}$  м. Усі теплові труби вертикально розміщені у просторі. Дві повинні передавати тепловий потік коли зони конденсації розташовані вище зон нагріву. В цьому положенні такі мініатюрні теплові труби можуть передавати тепловий потік до 200 Вт за мінімального термічного опору до 0,1 К/Вт. Дві інші теплові труби повинні передавати тепловий потік проти сил тяжіння. В цьому випадку їх теплопередавальна здатність значно нижча, ніж у інших. Однак вони можуть передавати тепловий потік проти сил тяжіння до 100 Вт за термічного опору до 0,3 К/Вт. Якщо процесор такого промислового комп'ютера виділяє потужність не більше 100 Вт, то така система охолодження з великим запасом може забезпечити його температурний режим у найбільш жорстких умовах експлуатації.

Також було проведено теплотехнічні випробування системи охолодження на основі мініатюрних теплових труб для термостабілізації блока живлення за проектом MASCOT (зонд з дослідження астероїда 162173 1999 JU3). Дослідження показали їх працездатність в умовах космічного простору. Було тестовано два види мініатюрних теплових труб із застосуванням як теплоносія метанолу. Температурний діапазон роботи таких труб був від  $-85^{\circ}\text{C}$  до  $+60^{\circ}\text{C}$ . Термічний опір при температурі в зоні транспорту  $+40^{\circ}\text{C}$  становив менше 0,5 К/Вт. Залежно від температури навколишнього середовища термічний опір змінювався. Система охолодження складалася з двох мініатюрних теплових труб різної конфігурації (рис.38).

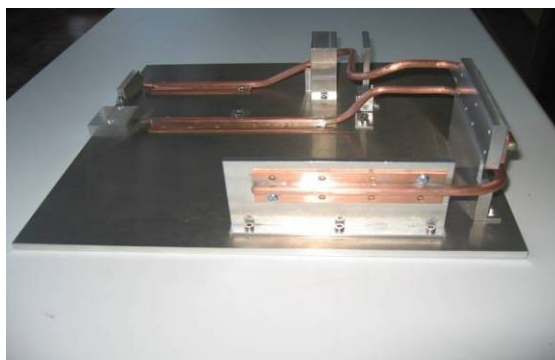
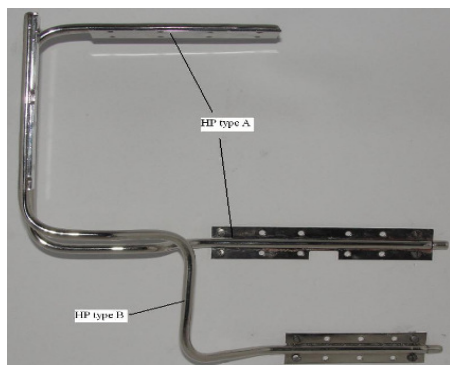


Рис.38. Зразки системи охолодження для термостабілізації блока живлення за проектом MASCOT

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі запропоновано нове вирішення важливої науково-технічної проблеми, що полягає в розробці наукових положень, пов'язаних з інтенсифікацією процесів тепло- і масообміну в мініатюрних випаровувально-конденсаційних системах. При цьому досягнута кінцева мета роботи – дано науково-технічне обґрунтування вибору методів охолодження за допомогою поверхонь малого розміру і замкнених мініатюрних пристроїв (мініатюрних теплових труб, термосифонів і пульсаційних капілярних теплових труб).

1. Розроблено та представлено фізичну модель процесу кипіння на пористих поверхнях в умовах обмеженого простору

2. Отримано залежності для розрахунку інтенсивності тепловіддачі при кипінні на поверхні малого розміру і на пористих поверхнях у великому об'ємі та в обмежених умовах для поодиноких тепловіддавальних поверхонь діаметром від 0,8 до 5,0 мм в діапазоні густин теплових потоків від  $3,1 \cdot 10^4$  до  $7,4 \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup> при кипінні на них води та етилового спирту, а також для метало-волоконистих капілярних структур товщиною 0,7 – 1,0 мм та пористістю 75 – 85% в діапазоні висот від 2 до 20 мм.

3. Розраховано максимальну гідродинамічну силу, яку розвиває парова бульбашка в процесі свого росту в початковий момент свого виникнення. При кипінні міжфазова межа великої напівсферичної парової бульбашки розвиває значні зусилля, які можуть розірвати волокна капілярно-пористої структури.

4. Показано, що інтенсивність тепловіддачі при кипінні на поверхнях із дискретним розміщенням тепловіддавальних ділянок істотно вища, ніж на ізотермічній поверхні. Отримане рівняння (6) дає змогу розрахувати  $q_{кр,днн\Sigma}$  залежно від розмірів тепловіддавальних ділянок і відстані між ними, а співвідношення (7) дає можливість визначити граничні розміри таких ділянок  $d_{cr}$ , при яких ще спостерігається ефект перевищення відводу теплоти з дискретно - неізотермічної поверхні в порівняно з ізотермічною.

5. Уперше були отримані залежності амплітуди (9) і періоду (10) пульсацій температури в зоні нагріву мініатюрних термосифонів. Показано вплив обмежених умов ( $Bo < 4$ ) на термічний опір мініатюрних термосифонів  $R$ , а також отримано рівняння (12) для розрахунку  $R$  при  $Re < 2000$  і (13) для розрахунку  $R$  при  $Re > 2000$ .

6. Визначено вплив геометричних і режимних факторів на максимальні теплові потоки рівняння (14), а також на інтенсивність тепловіддачі в зонах нагріву і конденсації, рівняння (16) і (17). Показано, що в зоні конденсації з достатньою для практики точністю можна використовувати формулу Нуссельта.

7. Розкрито фізичні уявлення процесів передачі теплоти в мініатюрних теплових трубах і показано, що вплив обмежених умов на режими течії парової фази в адіабатній зоні призводить до зниження критичного числа Рейнольдса при переході з ламінарного режиму до турбулентного.

8. Отримано емпіричні залежності мінімальних термічних опорів від діаметра парового простору, які показують, що при зменшенні перерізу парового каналу термічний опір збільшується, а теплові потоки, що передаються, знижуються.

9. Отримано співвідношення, за допомогою яких можна розрахувати максимальну теплопередавальну здатність МТТ  $Q_{max}$  та середню інтенсивність тепловіддачі в



зоні нагріву для діаметрів МТТ  $3,0 \cdot 10^{-3}$  м (паровий простір  $1,2 \cdot 10^{-3}$  м) і  $6,0 \cdot 10^{-3}$  м (паровий простір від  $3,0 \cdot 10^{-3}$  м до  $4,0 \cdot 10^{-3}$  м).

10. Роботу ПТТ можна умовно розділити на 2 режими, кожен із яких має свої особливості тепломасопереносу: режим конвекційно-кондуктивного теплообміну, при якому теплота передається за рахунок теплопровідності стінки та конвекції теплоносія; режим пульсаційної роботи, при якому теплопередача здійснюється за рахунок дії центрів пароутворення.

11. Зовнішні механічні вібрації неістотно впливають на температурне поле ПТТ, проте дуже сприяють тому, що другий режим роботи настає за менших значень підведеного теплового потоку. Так, якщо за звичайних умов роботи без вібрацій до ПТТ необхідно підвести 50 Вт для переходу до другого режиму роботи, то для частоти 10 Гц це значення знижується до 40 Вт, а для частоти приблизно 40 Гц – до 20–25 Вт. Зі збільшенням частоти зовнішніх вібрацій зростають амплітуди коливання температур у зонах нагріву та конденсації ПТТ. Це покращує теплопередачу за рахунок більш активного руху теплоносія.

12. У результаті розв'язання задачі про математичну модель впливу вібрацій на тепломасообмінні процеси в ПТТ отримано залежність для коефіцієнта ефективності вібраційних дій.

### СПИСОК ОСНОВНИХ ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Исследование теплоотдачи и критических тепловых нагрузок при кипении жидкостей на микроповерхностях в большом объеме / В.К. Щербаков, В.Ю. Кравец, В.Н. Савина, Н.А. Клименко // Сб.: Теплофизика и гидрогазодинамика процессов кипения и конденсации. Т.1. Пузырьковое кипение. Ч. IV. Рига. – 1985. – С. 25–33. *Здобувачу належить постановка задачі дослідження, проведення експериментів, аналіз даних і отримання узагальнених залежностей.*

2. Кравец В.Ю. Теплообмен при пленочном кипении фторорганических жидких диэлектриков на микроповерхностях / В.Ю. Кравец, А.С. Гавриш // Промышленная теплотехника. – 1989. – т.11. – № 5. – С. 28–32. *Здобувачу належить постановка задачі дослідження, аналіз експериментальних даних і отримання узагальненої залежності.*

3. Кравец В.Ю. Кризис теплоотдачи при кипении жидкостей на микроповерхностях / В.Ю. Кравец, Ю.В. Фридрихсон, О.В. Босая // Инженерно-физический журнал. – 1991. – Т. 60. – № 2. – С. 266–270. (SCOPUS). *Здобувачу належить постановка задачі дослідження, проведення експериментів, аналіз і узагальнення експериментальних даних.*

4. Кравец В.Ю. Скорость роста паровых пузырей при кипении жидкостей на микроповерхностях / В.Ю. Кравец, В.К. Щербаков // Промышленная теплотехника. – 2000. – Т. 22. – № 2. – С. 5 – 7. *Здобувачем проведено обробку і аналіз експериментальних даних та вивід рівнянь.*

5. Кравец В.Ю. Исследование характеристик миниатюрных тепловых труб для охлаждения микроэлектронной аппаратуры / В.Ю. Кравец // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. – 2001. – № 3. – С.31–35.

6. Николаенко Ю.Є. Влияние режимных параметров на теплопередающие характеристики миниатюрных тепловых труб / Ю.Є. Николаенко, В.Ю. Кравец // *Технология и конструирование в электронной аппаратуре*. – 2001. – № 6. – С.36–38. *Здобувачем проведено дослідження та обробку й аналіз експериментальних даних.*

7. Кравец В.Ю. Исследование взаимодействия паровых пузырей с капиллярной структурой / В.Ю. Кравец // *Технологические системы*. – 2002. – № 2. – С.152–155.

8. Охлаждение перспективных накопителей на жестких магнитных дисках с применением тепловых труб // Ю.Є. Николаенко, В.Ю. Кравец, В.А. Стрюченко, А.С. Белоколенко // *Технология и конструирование в электронной аппаратуре*. – 2002. – № 6. – С. 22 – 25. *Здобувачу належить ідея і експериментальне дослідження систем охолодження на основі теплових труб.*

9. Письменный Е.Н. Проблемы надежности теплообменных поверхностей ЯЭУ в аспекте воздействия на них паровых пузырей в момент зарождения / Е.Н. Письменный, В.Ю. Кравец, В.И. Коньшин // *Сб. науч. тр. СИЯЭиП. Севастополь, 2003. – Вып. 8. – С. 67–71. Добувачу належить аналіз сил, які виникають при активації центрів пароутворення.*

10. Николаенко Ю.Є. Исследование температурного поля накопителя на жестких магнитных дисках / Ю.Є. Николаенко, В.Ю. Кравец, В.С. Грабовський // *Технология и конструирование в электронной аппаратуре*. – 2003. – № 6. – С. 32 – 34. *Здобувачу належить постановка задачі дослідження, обробка й аналіз експериментальних даних.*

11. Кравец В.Ю. Интенсификация теплообмена в испарительных системах охлаждения / В.Ю. Кравец, Е.Н. Письменный, В.И. Коньшин // *Сб. науч. тр. СИЯЭиП. Севастополь, 2003. – Вып. 9. – С. 100–107. Добувачу належить ідея створення дискретно-неізотермічної поверхні на основі точкових джерел енергії.*

12. Кравец В.Ю. Исследование теплопередающих характеристик радиаторов с оребрением на основе миниатюрных тепловых труб / В.Ю. Кравец, Ю.Є. Николаенко, А.И. Руденко // *Технология и конструирование в электронной аппаратуре*. – 2004. – № 3. – С.45–47. *Здобувачу належить ідея і проведення досліджень радіаторів на основі мініатюрних теплових труб.*

13. Кравец В.Ю. Теплопередающие характеристики тепловых труб с металловолоконистой капиллярной структурой / В.Ю. Кравец, Е.Н. Письменный, В.И. Коньшин // *Сб. науч. тр. СИЯЭиП. Севастополь, 2004. – Вып. 12. – С. 254–260. Добувачу належить постановка задачі дослідження і аналіз експериментальних даних.*

14. Кравец В.Ю. Влияние вида теплоносителя на теплопередающие характеристики миниатюрных тепловых труб / В.Ю. Кравец, Я.В. Некрашевич // *Сб. научных трудов СИЯЭиП. Севастополь, 2005. – Вып. 15. – С. 121–126. Добувачу належить постановка задачі дослідження, обробка і аналіз експериментальних даних.*

15. Анализ влияния вибрации на теплопередающие характеристики тепловых труб / В.Ф. Присняков, В.Ю. Кравец, Ю.Є. Николаенко, К.В. Присняков // *Технологические системы*. – 2008. – № 3(43). – С. 61–67. *Здобувачу належить виготовлення експериментальних зразків теплових труб, підготовка їх до вібраційних досліджень і аналіз даних.*

16. Кравец В.Ю. Пульсационные явления в закрытых двухфазных термосифонах / В.Ю. Кравец, Е.Н. Письменный, В.И. Коньшин // *Сб. науч. праць СНУЯЕ та П. Сева-*

стополь, 2009. – Вип. № 4(32). – С. 39–46. *Здобувачу належить постановка задачі дослідження, обробка, аналіз і узагальнення даних.*

17.Кравец В.Ю. Исследование режимов теплообмена в пульсационной тепловой трубе / В.Ю. Кравец, А.М. Наумова, А.Н. Вовкогон // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. – 2010. – № 1. – С. 39–43. (**Ulrich's Periodicals Directory, РІНЦ**). *Здобувачу належить ідея і постановка задачі дослідження, обробка і аналіз даних.*

18.Наумова А.Н. Исследование теплоотдачи в пульсационной тепловой трубе / А.Н. Наумова, В.Ю. Кравец // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2010. – Вып. 3/10(45). – С. 29–32. (**Index Copernicus, РІНЦ**). *Здобувачем запропоновано методіку досліджень і обробки експериментальних даних.*

19.Влияние режимных факторов на теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов/ В.Ю. Кравец, Е.Н. Письменный, В.И. Коньшин, Бехмард Голамреза// Зб. наук. праць СНУЯЕ та П. – Севастополь, 2010. – Вип. №4(36). – С. 41–49. *Здобувачем проведено аналіз основних факторів, що впливають на термічний опір і максимальний тепловий потік.*

20.Кравец В.Ю. Влияние количества витков на теплопередающие характеристики пульсационных тепловых труб / В.Ю. Кравец, Е.С. Алексеик // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2010. – Вып. 6/7(48). – С. 59–63. (**Index Copernicus, РІНЦ**). *Здобувачу належить постановка задачі дослідження, обробка, аналіз і узагальнення даних.*

21.Наумова А.Н. Влияние на теплопередачу в пульсационной тепловой трубе ее ориентации в пространств / А.Н. Наумова, В.Ю. Кравец // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. – 2010. – № 5-6. – С. 36–39. (**Ulrich's Periodicals Directory, РІНЦ**). *Здобувачем запропоновано методіку досліджень і обробки експериментальних даних.*

22.Кравец В.Ю. Исследование термического сопротивления миниатюрных тепловых труб / В.Ю. Кравец, Я.В. Некрашевич, А.П. Гончарова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – Вып. 1/9(49). – С. 55–60. (**Index Copernicus, РІНЦ**). *Здобувачем розроблено методіку досліджень і обробки експериментальних даних, проведено аналіз результатів.*

23.Исследование температуры начала кипения в закрытом двухфазном термосифоне / В.Ю. Кравец, В.А. Чернобай, А.А. Никитенко, Бехмард Голамреза // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – Вып. 2/8(50). – С. 40–44. (**Index Copernicus, РІНЦ**). *Здобувачу належить ідея і постановка задачі дослідження, обробка й аналіз даних.*

24.Интенсивность теплоотдачи в зоне испарения миниатюрных тепловых труб / В.Ю. Кравец, Е.Н. Письменный, Я.В. Некрашевич, Д.Э. Сологуб // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – Вып. 6/8(54). – С. 26–31. (**Index Copernicus, РІНЦ**). *Здобувачем розроблено методіку досліджень і проведено аналіз експериментальних даних.*

25.Алексеик О.С. Интенсивность теплоотдачи при кипении на поверхности малого раз мера / О.С. Алексеик, В.Ю. Кравец, И.А. Копчевская // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. – 2012. – № 1. С. 49–53. (**Ulrich's Periodicals Di-**

**rectory, PИHЦ).** *Здобувачем запропоновано конструкцію експериментальної установки і методику досліджень.*

26.Кравец В.Ю. Влияние количества витков на термическое сопротивление пульсационных тепловых труб / В.Ю. Кравец, Е.С. Алексеик, А.Ю. Аполлонова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – Вып. 2/8(56). – С. 54–57. (**Index Copernicus, PИHЦ).** *Здобувачем проведено аналіз впливу кількості витків і запропоновано методику досліджень.*

27.Кравец В.Ю. Теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов / В.Ю. Кравец, В.А. Чернобай, А.К. Готовцева // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – Вып. 2/8(56). – С. 61–64. (**Index Copernicus, PИHЦ).** *Здобувачу належить ідея і постановка задачі дослідження, обробка й аналіз даних.*

28.Алексеик О.С. Влияние стесненных условий на интенсивность теплоотдачи при кипении на пористой поверхности / О.С. Алексеик, В.Ю. Кравец // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – Вып. 4/8(58). – С. 24–27. (**Index Copernicus, PИHЦ).** *Здобувачем розроблено методику досліджень і проведено аналіз експериментальних даних.*

29.Кравец В.Ю. Влияние определяющих факторов на температурный режим двухфазных термосифонов / В.Ю. Кравец, В.И. Коньшин, Бехмард Голамреза // Зб. наук. праць СНУЯЕ та П. – Севастополь, 2012. – Вып. №3(43). – С. 28–32. *Здобувачем проведено аналіз експериментальних даних щодо впливу коефіцієнтів заповнення термосифонів на термічний опір і максимальні теплові потоки.*

30.Алексеик Е.С. Система отвода теплоты от теплонагруженных элементов РЭА на основе пульсационной тепловой трубы / Е.С. Алексеик, В.Ю. Кравец // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. – 2013. – № 1. С. 19–24. (**Ulrich's Periodicals Directory, PИHЦ).** *Здобувачу належать методики проведення експериментів та аналіз даних.*

31.Алексеик Е.С. Визуализация процессов массопереноса в пульсационных тепловых трубах/ Е.С. Алексеик, В.Ю. Кравец// Зб. наук. праць СНУЯЕ та П. – Севастополь, 2013. – Вып. №1(45). – С. 135–144. *Здобувачу належить ідея і постановка задачі проведення експерименту.*

32.Некрашевич Я.В. Влияние геометрических факторов на интенсивность теплоотдачи в зоне испарения миниатюрных тепловых труб / Я.В. Некрашевич, Е.Н. Письменный, В.Ю. Кравец // Промышленная теплотехника. – 2013. – Т. 35. – № 2. – С. 17–22. (**PИHЦ)** *Здобувачу належить ідея і постановка задачі проведення експерименту.*

33.Алексеик О.С. Фізична модель процесу кипіння на пористій поверхні в обмежених умовах / О.С. Алексеик, В.Ю. Кравец // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – Вып. 4/8(64). – С. 26–31. (**Index Copernicus, PИHЦ).** *Здобувачу належить ідея розробки фізичної моделі процесу кипіння в обмежених умовах.*

34.Алексеик О.С. Теплоотдача при кипении на гладких и пористых поверхностях в условиях ограниченного объема / О.С. Алексеик, В.Ю. Кравец // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – Вып. 1/8(67). – С. 3–6. (**Index Copernicus, PИHЦ).** *Здобувачем запропоновано методику досліджень і обробки експериментальних даних.*

35.Кравец В.Ю. Интенсивность теплоотдачи в зоне испарения двухфазных термосифонов / В.Ю. Кравец, В.И. Коньшин, Н.С. Ванеева // Восточно-Европейский

журнал передовых технологий. – 2014. – Вып. 2/5(68). – С. 45–50. (**Index Copernicus, PИИЦ**). *Здобувачем розроблено методикау проведення досліджень і обробки експериментальних даних, проведено аналіз результатів.*

36. Наумова А.Н. Физическое представление и расчет начала кипения в пульсационной тепловой трубе / А.Н. Наумова, В.Ю. Кравец, Ю.Е. Николаенко // Технологии и конструирование в электронной аппаратуре. – 2014. – № 2-3. – С. 42–47. (**Ulrich's Periodicals Directory, PИИЦ**). *Здобувачу належить розробка фізичної моделі і аналіз даних.*

37. Влияние свойств капиллярной структуры на интенсивность теплоотдачи при кипении в ограниченном объеме / А.А. Баскова, В.Ю. Кравец, О.С. Алексеик, Н.Л. Лебедь // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2015. – Вып. 2/8(74). – С. 42–46. (**Index Copernicus, PИИЦ**). *Здобувачем запропоновано методикау досліджень і обробки експериментальних даних.*

38. About the complex influence of vibrations and gravitational fields on serviceability of heat pipes in composition of space-rocket systems / К. Prisniakov, О. Marchenko, Yu. Melikaev, V. Kravetz, Yu. Nikolaenko, V. Prisniakov // Acta Astronautica. – 2004. – V. 55. – P. 509-518. (**Іноземне видання**). *Здобувачем виготовлено експериментальні зразки теплових труб і підготовлено їх до вібраційних досліджень.*

39. Kravets V.Yu. Experimental studies of heat-transfer characteristics of miniaturized heat pipes / V.Yu. Kravets, Yu.E. Nikolaenko, Ya.V. Nekrashevich // Heat Transfer Research. – 2007. – Vol. 38. – № 6. – P. 553-563. (**Іноземне видання**). *Здобувачу належить постановка задачі дослідження, проведення експериментів, обробка й аналіз експериментальних даних.*

40. Kravets V.Yu. Boiling heat-transfer intensity on small-scale surface / V.Yu. Kravets, O.S. Alekseik // International Review of Mechanical Engineering (I.R.E.M.E.). – 2012. – Vol.6. – №3, – P. 479–484. (**Іноземне видання**). *Здобувачу належить ідея проведення експерименту, постановка задачі дослідження і аналіз експериментальних даних.*

41. High-performance combined heat-transfer system of evaporation-condensation type / Yu.E. Nikolaenko, V.Yu. Kravets, E.S. Alekseik, R.S. Melnik // Topical areas of fundamental and applied research. – 2013. – Vol.1. – P. 149–151. (**Іноземне видання**). *Здобувачем розроблено методикау досліджень і проведено аналіз експериментальних даних комбінованої системи охолодження на основі пульсаційних теплових труб.*

42. Деклараційний патент на корисну модель 437 Україна, МПК 6 G 01 K 1/16. Пристрій для вимірювання температури / Ніщик О.П., Руденко О.І., Кравец В.Ю. – № 99031788; заявл. 30.03.99; опубл. 12.11.99, Бюл. № 7. *Здобувачу належить ідея застосування мініатюрної теплової труби для виміру температури.*

43. Деклараційний патент на корисну модель 50435 А Україна, МПК 7 F 28 D 15/02. Теплова мікротрубка / Кравец В. Ю., Ніколаєнко Ю. Є. – № 2002010254; заявл. 10.01.02; опубл. 15.10.02, Бюл. № 10. *Здобувачу належить ідея конструкцій мініатюрних теплових труб.*

44. Деклараційний патент на корисну модель № 3525 Україна, Радіатор/ Кравец В.Ю., Паламарчук О.Я., Руденко О.І., Ніколаєнко Ю.Є. 2004, Бюл. № 11. *Здобувачу належить ідея створення системи охолодження у вигляді радіатора на основі мініатюрних теплових труб.*

45. Патент на винахід № 100080 Україна. Пристрій для охолодження електронних компонентів/ Бухтіяров Ю.В., Штурма І.Ю., Кравець В.Ю., Паламарчук О.Я.; – опубл. 12.11.2012. Бюл. № 21. *Здобувачу належить ідея створення системи охолодження процесора герметичного комп'ютера на основі мініатюрних теплових труб.*

46. Патент на изобретение № 2474888 Российская Федерация, Охлаждающее устройство для электронных компонентов/ Бухтияров Ю.В., Штурма И.Ю., Кравец В.Ю., Паламарчук А.Я. – Опубл. 10.02.2013, Бюл. № 4. *Здобувачем запропоновано створення капілярно-пористої структури в мініатюрних теплових трубах для зниження впливу сил гравітації.*

47. Патент на корисну модель № 85596 Україна. Комбінована теплопередавальна система випарно-конденсаційного типу / Письменний Є.М., Ніколаєно Ю.Є., Кравець В.Ю., Алексеїк Е.С., Мельник Р.С. – Опубл. 25.11.2013, Бюл. № 22. *Здобувачем запропоновано створення сумісного використання пульсаційних теплових труб і мініатюрних теплових труб у системі охолодження.*

48. Study of structural and mechanical properties of metal felt wicks intended for high temperature heat pipes – solar receivers / V. Baturkin, V. Kravetz, A. Nischik, V. Zaripov, J. Moreno // 12th International Heat Pipe Conference, Moscow–Kostroma–Moscow. – 2002. – P. 547–552. *Здобувачу належить проведення дослідження щодо впливу механічних сил на капілярну структуру, обробка й аналіз експериментальних даних.*

49. Радиатор на основе миниатюрных тепловых труб / В.Ю. Кравец, Ю.Е. Николаенко, А.И. Руденко, В.А. Стрюченко, А.С. Белоколенко // Сб. трудов V Междунар. науч.-практ. конф.: Современные информационные и электронные технологии, – Одесса, 2004. – С. 193. *Здобувачем виготовлено експериментальні зразки мініатюрних теплових труб у складі системи охолодження і проведено аналіз результатів експерименту.*

50. Кравец В.Ю. Экспериментальное исследование теплопередающих характеристик миниатюрных тепловых труб / В.Ю. Кравец, Ю.Е. Николаенко, Я.В. Некрашевич // V Минский междунар. форум по тепло- и массообмену: Тезисы докладов и сообщений. т. 2. – Минск, 2004. – С. 53–54. *Здобувачу належить ідея і експериментальне дослідження систем охолодження на основі теплових труб.*

51. Кравец В.Ю. Влияние угла наклона миниатюрной тепловой трубы на ее термическое сопротивление / В.Ю. Кравец, Е.Н. Письменный // Сб. трудов VII Междунар. науч.-практ. конф.: Современные информационные и электронные технологии, – Одесса, 2006. – т. 2 – С. 37. *Здобувачем проведено експерименти щодо впливу кута нахилу й аналіз даних.*

52. Исследование влияния степени заполнения на термическое сопротивление пульсационной тепловой трубы / В.Ю. Кравец, Е.Н. Письменный, В.И. Коньшин, А.Н. Симоненко // Сб. трудов VIII Междунар. науч.-практ. конф.: Современные информационные и электронные технологии, – Одесса, 2007, – С. 264. *Здобувачу належить постановка задачі дослідження, аналіз і узагальнення даних експерименту.*

53. Кравец В.Ю. Влияние внешних факторов на максимальный тепловой поток миниатюрной тепловой трубы/ В.Ю. Кравец, В.И. Коньшин, Я.В. Некрашевич // IX Междунар. науч.-практ. конф.: Современные информационные и электронные технологии: Сб. трудов. – Одесса, 2008. – С. 45. *Здобувачу належить проведення експериментів та аналіз даних.*

54.Кравец В.Ю. Влияние режимных параметров на термическое сопротивление пульсационной тепловой трубы/ В.Ю. Кравец, А.Н. Наумова// IX Межд. научно-практ. конф.: Современные информационные и электронные технологии: Сб. трудов. – Одесса, 2008. – С. 46. *Здобувачу належить методика проведення експериментів та аналіз даних.*

55.Кравец В.Ю. Исследование теплопередающих характеристик пульсационной тепловой трубы / В.Ю. Кравец // VI Минский межд. форум по тепло- и массообмену: Тезисы докладов и сообщений. – Т.2. – Минск, 2008.– С. 58–60.

56.Кравец В.Ю. Максимальные тепловые нагрузки миниатюрных тепловых труб / В.Ю. Кравец, Е.Н. Письменный, Я.В. Некрашевич // X Междунар. науч.-практ. конф.: Современные информационные и электронные технологии: Сб. трудов. – Одесса, 2009, – С. 80. *Здобувачу належить методика проведення експериментів та узагальнення дослідних даних.*

57.Кравец В.Ю. Исследование интенсивности теплоотдачи в зоне испарения миниатюрной тепловой трубы / В.Ю. Кравец, В.И. Коньшин, Я.В. Некрашевич // X Межд. научно-практ. конф.: Современные информационные и электронные технологии: Сб. трудов. – Одесса, 2009, – С. 75. *Здобувачу належить ідея конструкцій мініатюрних теплових труб та узагальнення експериментальних даних.*

58.Кравец В.Ю. Пульсации температуры в двухфазных термосифонах/ В.Ю. Кравец, В.И. Коньшин, Бехмард Голамреза// XI Междунар. науч.-практ. конф.: Современные информационные и электронные технологии: Сб. трудов. – Одесса, 2010, – С. 30. *Здобувачу належить методика проведення та аналіз експериментальних даних.*

59.Кравец В.Ю. Влияние длины зоны конденсации на теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов / В.Ю. Кравец, Е.Н. Письменный, Бехмард Голамреза// XI Межд. научно-практ. конф.: Современные информационные и электронные технологии: Сб. трудов. – Одесса, 2010, – С. 31. *Здобувачу належить постановка задачі дослідження, аналіз і узагальнення даних експерименту.*

60.Кравец В.Ю. Интенсивность теплоотдачи при кипении на поверхности малого размера / В.Ю. Кравец, О.С. Алексеик // XII Межд. научно-практ. конф.: Современные информационные и электронные технологии: Сб. трудов. – Одесса, 2011, – С. 227. *Здобувачу належить ідея створення експериментальної установки, методика проведення експерименту та аналіз даних.*

61.Кравец В.Ю. Влияние внешних факторов на теплопередающие характеристики миниатюрной тепловой трубы / В.Ю. Кравец, Е.Н. Письменный, Я.В. Некрашевич // XII Межд. научно-практ. конф.: Современные информационные и электронные технологии: Сб. трудов. – Одесса, 2011, – С. 229. *Здобувачу належить постановка задачі дослідження, аналіз експериментальних даних і отримання узагальненої залежності.*

62.Кравец В.Ю. Влияние коэффициента заполнения двухфазного термосифона на его теплопередающую способность/ В.Ю. Кравец, В.И. Коньшин, Бехмард Голамреза// XII Межд. научно-практ. конф.: Современные информационные и электронные технологии: Сб. трудов. – Одесса, 2011, – С. 230. *Здобувач підготував експериментальні зразки до випробувань та розробив методика проведення експерименту.*

63.Kravets V.Yu. Research of factors influencing heat transfer characteristics of miniature heat pipes / V.Yu. Kravets, Ya.V. Nekrashevich // Proc. 16th Int. Heat Pipe Conf.,

Lyon. – 2012. – P. 383–388. *Здобувачу належить виготовлення зразків мініатюрних теплових труб, проведення досліджень і аналіз експериментальних даних.*

64.Кравец В.Ю. Влияние угла наклона на теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов/ В.Ю. Кравец, В.И. Коньшин, Бехмард Голамреза // XIII Междуна. науч.-практ. конф.: Современные информационные и электронные технологии: Сб. трудов. – Одесса, 2012, – С.208. *Здобувач провів дослідження і аналіз експериментальних даних.*

65.Алексеик Е.С. Влияние количества витков на теплопередающие характеристики отдельно взятого витка многовитковых пульсационных тепловых труб/ Е.С. Алексеик, В.Ю. Кравец// Минский междунар. форум по теплообмену. – 2012. – Т. 1, ч. 1. – С. 379–381. *Здобувачу належить постановка задачі дослідження, аналіз і узагальнення даних експерименту.*

66.Кравец В.Ю. Интенсивность теплоотдачи в зоне испарения двухфазного термосифона / В.Ю. Кравец, В.И. Коньшин, Е.Н. Письменный // XIV Междунар. науч.-практ. конф.: Современные информационные и электронные технологии: Сб. трудов. – Одесса, 2013. – С. 30–33. *Здобувачу належить постановка задачі дослідження, проведення експерименту, обробка й аналіз даних.*

67.Кравец В.Ю. Максимальные тепловые потоки миниатюрных термосифонов / В.Ю. Кравец, В.И. Коньшин, Бехмард Голамреза // XV Междунар. науч.-практ. конф.: Современные информационные и электронные технологии: Сб. трудов. – Одесса, 2014. – С. 18–19. *Здобувачу належить постановка задачі дослідження, обробка й аналіз даних.*

68.Наумова А.Н. Математическая модель для расчета начала кипения в пульсационной тепловой трубе / А.Н. Наумова, В.Ю. Кравец // XV Междунар. науч.-практ. конф.: Современные информационные и электронные технологии: Сб. трудов – Одесса, 2014. – С. 20–21. *Здобувачу належить ідея створення математичної моделі для розрахунку початку кипіння в пульсаційних теплових трубах.*

69.Кравец В.Ю. Влияние свойств теплоносителя на теплопередающие характеристики миниатюрных термосифонов / В.Ю. Кравец, Е.Н. Письменный, В.И. Коньшин // XVI Межд. научно-практ. конф.: Современные информационные и электронные технологии: Сб. трудов. – Одесса, 2015. – С. 152–153. *Здобувач розробив методику проведення експерименту і обробки даних.*

70.MASCOT thermal subsystem design challenges and solution for contrasting requirements / L.Celotti, M. Sołyga, R. Nadalini, V.Kravets, S. Khairnasov, V.Baturkin, C. Lange, R. Findlay, Ch.Ziach, Tra-Mi Ho // 45th Int. Conf. on Environmental Systems ICES-2015-83 12-16 July 2015, Bellevue, Washington. – P. 1–8. *Здобувачу належить ідея і експериментальне дослідження систем охолодження на основі мініатюрних теплових труб космічного призначення.*



## АНОТАЦІЯ

**Кравець В.Ю. Теплообмін в мініатюрних випаровувально-конденсаційних системах охолодження. – Рукопис.**

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Київ, 2016.

Дисертація присвячена вирішенню важливої науково-технічної проблеми інтенсифікації теплообміну в мініатюрних випаровувально-конденсаційних системах охолодження з метою підвищення їх теплопередавальних властивостей і створення ефективних пристроїв передачі теплоти на основі мініатюрних теплових труб, термосифонів і капілярних пульсаційних теплових труб.

Виконано комплексне експериментальне дослідження процесів пароутворення на поверхнях малого розміру і в обмежених умовах. Проведено розрахунок сил міжфазової межі парової бульбашки при її збільшенні і показано при цьому ймовірність руйнування елементів капілярної структури в теплових трубах.

Дослідження процесів теплообміну в мініатюрних теплових трубах, термосифонах і капілярних пульсаційних теплових трубах дало змогу визначити основні фактори, що впливають на інтенсивність тепловіддачі при кипінні та конденсації і на максимальні теплові потоки. Показано визначальний вплив обмежених умов на теплопередавальну здатність таких пристроїв.

Проведено аналіз гідродинамічних і теплообмінних процесів, що перебігають в мініатюрних випаровувально-конденсаційних системах, і отримано емпіричні залежності для розрахунку основних теплообмінних характеристик у обмежених умовах.

Запропоновано нові конструкції теплопередавальних пристроїв на основі випаровувально-конденсаційного циклу для відводу теплоти від потужних елементів електронної техніки як наземного так і космічного призначення.

**Ключові слова:** мініатюрна тепла труба, термосифон, пульсаційна тепла труба, тепловий потік, термічний опір, пульсації температури, інтенсивність тепловіддачі, парова бульбашка, обмежені умови, ефективна теплопровідність.

## АННОТАЦИЯ

**Кравец В.Ю. Теплообмен в миниатюрных испарительно-конденсационных системах охлаждения. – Рукопись.**

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.14.06 – техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика. – Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского», Киев, 2016.

Диссертация посвящена решению важной научно-технической проблемы интенсификации теплообмена в миниатюрных испарительно-конденсационных системах охлаждения с целью повышения их теплопередающих свойств и создания эффективных устройств для передачи теплоты: миниатюрных тепловых труб, термосифонов и капиллярных пульсационных тепловых труб.

Выполнено комплексное экспериментальное исследование процессов парообразования на поверхностях малого размера и в стесненных условиях.

В диапазоне небольших плотностей тепловых потоков показано увеличение интенсивности теплоотдачи при кипении в стесненных условиях на поверхностях малого размера по сравнению с большим объемом. В области максимальных тепловых потоков наблюдается обратная картина. Нанесение пористой структуры на поверхность малого размера интенсифицирует процесс теплоотдачи.

Проведен расчет сил межфазной границы парового пузырька при его росте и показана при этом вероятность разрушения им элементов капиллярной структуры в тепловых трубах. Показана принципиальная возможность создания дискретно-неизотермической теплообменной поверхности с повышенными теплоотводящими характеристиками.

Исследование процессов теплообмена в миниатюрных тепловых трубах, термосифонах и капиллярных пульсационных тепловых трубах позволило определить основные факторы, влияющие на интенсивность теплоотдачи при кипении и конденсации и на максимальные тепловые потоки. Показано определяющее влияние стесненных условий на теплопередающие способности таких устройств.

Проведено комплексное исследование пульсационных явлений в миниатюрных двухфазных термосифонах и получены зависимости для расчета амплитуды и периода пульсаций температуры в зоне нагрева в широком диапазоне тепловых нагрузок.

Термическое сопротивление миниатюрных двухфазных термосифонов в основном зависит от внутреннего диаметра, коэффициента заполнения и теплофизических свойств теплоносителей. Представлены зависимости для расчета термических сопротивлений миниатюрных термосифонов в широком диапазоне тепловых нагрузок.

Представлены зависимости для расчета интенсивности теплоотдачи в зонах теплообмена миниатюрных термосифонов. Приведены соотношения для расчета эквивалентной теплопроводности термосифонов в зависимости от передаваемых тепловых потоков.

Раскрыт механизм тепломассообмена в миниатюрных испарительно-конденсационных устройствах и особенности гидродинамики течения пара в паровом канале. Показано взаимное влияние диаметра парового канала и толщины капиллярной структуры в миниатюрных тепловых трубах на критические числа Рейнольдса при переходе из ламинарного режима течения в турбулентный.

Выявлено увеличение минимального термического сопротивления с уменьшением диаметра парового пространства в миниатюрных тепловых трубах. Максимальные тепловые потоки при этом существенно снижаются.

На основе анализа гидродинамических и теплообменных процессов, протекающих в миниатюрных испарительно-конденсационных системах, получены эмпирические зависимости для расчета основных теплопередающих характеристик в стесненных условиях.

Показано, что интенсивность теплоотдачи при кипении в зоне нагрева миниатюрных тепловых труб зависит от диаметра парового пространства, длины зон нагрева и конденсации, от толщины капиллярной структуры, пористости, ориентации в пространстве и теплофизических свойств теплоносителя.

Получено соотношение, позволяющее рассчитать максимальный тепловой поток миниатюрных тепловых труб с учетом изменения гидравлического сопротивления в паровом канале при смене режимов течения пара.

Проведенный анализ экспериментальных данных позволил создать новые конструкции теплопередающих устройств на основе испарительно-конденсационного цикла для отвода теплоты от мощных элементов электронной техники как наземного, так и космического использования.

**Ключевые слова:** миниатюрная тепловая труба, термосифон, пульсационная тепловая труба, тепловой поток, термическое сопротивление, пульсации температуры, интенсивность теплоотдачи, паровой пузырь, стесненные условия, эффективная теплопроводность.

## ANNOTATION

**Kravets V.Yu. Heat transfer in miniature evaporation-condensation cooling systems. –Manuscript.**

Dissertation for the degree of doctor of technical sciences, specialty 05.14.06 – technical thermal physics and industrial heat-power engineering. – National Technical University of Ukraine “Igor Sikoskt Kyiv Polytechnic Institute”, Kiev, 2016.

Dissertation is dedicated to solving of important scientific-technical issue of heat transfer in miniature evaporation-condensation cooling systems intensification for increasing of their heat transfer characteristics and development of effective heat transfer devices: miniature heat pipes, thermosyphons, and capillary pulsating heat pipes.

Complex experimental research of vapour generation processes on the small surfaces and at cramped conditions was carried out. Estimation of interphase boundary forces at growing of vapour bubble was provided and the probability of capillary structure elements destruction in heat pipes is shown.

Research of heat transfer processes in miniature heat pipes, thermosyphons and capillary pulsating heat pipes allowed to define main factors influencing on intensity of boiling and condensation heat transfer and maximum heat transfer ability. Determinant influence of cramped conditions on heat transfer ability of such devices is shown.

Analysis of hydrodynamic and heat transfer processes in miniature evaporation-condensation systems was provided and empirical relations for evaluation of the main heat transfer characteristics at cramped conditions were obtained.

New constructions of heat transfer devices based on evaporation-condensation cycle for heat rejection from powerful elements of electronics for terrestrial and space applications were proposed.

**Key words:** miniature heat pipe, thermosyphon, pulsating heat pipe, heat flux, thermal resistance, temperature pulsations, heat transfer intensity, vapour bubble, cramped conditions, effective heat conduction.