

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

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

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Гуров Дмитро Ігорович

УДК 536.248.2

ДИСЕРТАЦІЯ
ПРОЦЕСИ ТЕПЛООБМІНУ В МІНІАТЮРНИХ ВИПАРНО-
КОНДЕНСАЦІЙНИХ СИСТЕМАХ З НАНОРІДИНАМИ

144 – Теплоенергетика

14 – Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ /Гуров Д.І./

Науковий керівник Кравець Володимир Юрійович д.т.н., проф.

Київ - 2023

АНОТАЦІЯ

Гуров Дмитро Ігорович. Процеси теплообміну в мініатюрних випарно-конденсаційних системах з нанорідинами.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 144 «Теплоенергетика». - Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", МОН України, Київ, 2023.

Дисертаційна робота присвячена вивченню процесів теплообміну в мініатюрних випарно-конденсаційних системах, при використанні в них в якості теплоносія нанорідин.

У вступі наводиться обґрунтування актуальності напрямку роботи, визначено об'єкт та предмет, мету та цілі дослідження, наукову новизну отриманих даних та висновки, а також особистий внесок здобувача наукового ступеня доктора філософії. Представлено інформацію щодо апробації результатів досліджень та напрямки їх потенційного використання. Описано загальний обсяг дисертаційної роботи та його структуру.

Поширення використання нанотехнологій у різних напрямках фундаментальних та прикладних робіт за останні 10 років набуло неабиякої популярності, що обумовлено перспективністю та покращеннями від їх впровадження. Разом з цим спостерігається чітка тенденція до процесу мініатюризації у електронній промисловості, пристрої стають усе менше, а питомі величини теплових потоків, що вони виділяють, зростають експоненційно. Для охолодження теплонавантажених та, разом з цим, малогабаритних пристроїв гарно зарекомендували себе мініатюрні термосифони, які відносяться до випарно-конденсаційних систем, проте погляд на розвиток науки і техніки дає змогу прогнозувати досягнення їх обмежень по теплопередавальним характеристикам вже у найближчі роки. Для поліпшення теплопередавальних характеристик мініатюрних термосифонів використання нанорідин у якості теплоносіїв може бути

перспективним вектором розвитку, проте вони потребують комплексного підходу і проведення значної кількості науково-дослідних робіт для їх впровадження у електронну промисловість.

У першому розділі представлено літературний огляд. Проаналізовано поширення використання у різних напрямках фундаментальних робіт і конкретних міжгалузевих застосуваннях нанотехнологій, в особливості нанофлюїдики. Розглянуто методи і підходи у приготуванні нанорідин, проаналізовано переваги і слабкі сторони кожного з них. Звернута увага на перспективність застосування нанорідин в якості теплоносія у системах охолодження, що доводиться появою нових наукових робіт, кількість яких зростає у стрімкому темпі, проте характер поточних досліджень досить обмежений і поверхневий. Досліджено проблематику, поточний стан і підходи, що використовуються для охолодження електронної техніки, а також основні задачі і вимоги, що ставить на зараз електронна промисловість до температурних режимів і наявних теплових потоків. З аналізу проблематики і поточного стану розвитку науки і техніки зроблено висновок про переваги використання випарно-конденсаційних систем у задачах охолодження, а у зв'язку зі зменшенням масо-габаритних характеристик акцентовано увагу на мініатюрних системах. Проведено огляд представників випарно-конденсаційних систем й наведено переваги використання мініатюрних термосифонів. Проведено пошук наукових робіт і досягнень по напрямку використання мініатюрних термосифонів, в ролі теплоносія в яких виступають нанорідини. Більшість наукових робіт з літературного огляду показали переваги використання нанорідин у якості теплоносія, проте деяка кількість наголошувала на недоліки використання, а також погіршення теплопередавальних характеристик (такі як максимальний тепловий потік та значення повного термічного опору). Окрім того, в існуючих роботах акцент спрямовано на термосифони, габаритні розміри яких не дають змоги віднести їх до мініатюрних, а саме в останніх наразі найбільше зацікавлена промисловість. Також варто зазначити однотипність у підборі теплоносія

(наночастинки оксиду міді, алюмінію, титану, золота та вуглецеві нанотрубки) і фактично відсутність робіт з гібридними (багатокомпонентними) нанорідинами. Більшість з дослідників нехтують перевірки на надійність, деградацію з плином часу і ресурсні випробування. Окремо варто наголосити на тому, що залишається відкрите питання стосовно механізмів інтенсифікації процесів теплообміну у таких системах. Поточний стан цього напрямку досліджень і його наведені особливості свідчить про актуальність робіт й попит від промисловості, проте разом з цим і про недостатній рівень вивченості й необхідності у комплексному підході.

У другому розділі представлено конструкцію експериментального стенду, що було розроблено і виготовлено з метою дослідження теплопередавальних характеристик мініатюрних термосифонів з нанорідиною в якості теплоносія. Розроблено алгоритм випробувань і наведено загально використовувану методику для проведення досліджень. На базі літературного аналізу по використанню нанорідин для двофазних систем, а також на основі даних, що наведені для кипіння у великому об'ємі, було обрано потенційні нанорідини, які було заправлено в мініатюрні термосифони для подальшого дослідження. В якості теплоносія обрано як перспективні традиційні (однокомпонентні), проте не достатньо досліджені у цьому застосуванні нанорідини, так і комбіновані (гібридні) нанорідини, що складаються з суміші наночастинок. В якості базової рідини для усіх зразків було обрано дистильовану деіонізовану воду, як найбільш ефективний теплоносіє в діапазоні температур, що вимагається при охолодженні електронної техніки. Проведено прискорений тест на седиментацію: за місяць простою не було зафіксовано зміни кольору чи випадку наночастинок у осад.

Приведено класифікацію похибок, проаналізовано які похибки можуть виникати у процесі дослідження, прийняті заходи щодо мінімізації цих похибок, обрано основні інструменти і обладнання, оцінено їх внесок у похибку вимірювань та обчислено похибки визначення усіх розрахункових величин. Величини похибок обчислення було проаналізовано і порівняно з

іншими авторами, і зроблено висновок про прийнятний рівень похибок при наведеній постановці задачі.

Третій розділ присвячено дослідженню впливу використання нанорідин у якості теплоносія та коефіцієнту заповнення на теплопередавальні характеристики мініатюрних термосифонів. Спостерігається, що збільшення теплового потоку, що передається мініатюрним термосифоном, призводить до зменшення термічного опору, що пояснюється зростанням кількості центрів пароутворення. Також проаналізовано режими роботи термосифонів, в залежності від теплового потоку, що подається, починаючи з появи гейзерного ефекту, та закінчуючи переходом з бульбашкового розвиненого режиму кипіння до плівкового кипіння і виникнення подальшої кризи теплообміну. Зафіксовано, що збільшення коефіцієнту заповнення за рахунок зменшення довжини нагрівача призводить до збільшення термічного опору мініатюрного термосифону. Причиною цього є термічний опір, що виникає через наявність додаткового стовпа рідини. Зразки нанорідин, що використовувалися в якості теплоносіїв, по результату досліджень було розділено на дві групи: ті, що можна рекомендувати, і не рекомендовані для використання у подібних застосуваннях. Варто зазначити, що навіть не рекомендовані зразки показали поліпшення теплопередавальних характеристик, а саме збільшення максимального теплового потоку на 18,5% при тому ж значення термічного опору при порівнянні з дистильованою водою. Найліпший же зразок продемонстрував збільшення максимального теплового потоку на 53%, з паралельним зменшенням термічного опору на 28,4% у порівнянні з базовою рідиною. Дослідження кута нахилу показало, що оптимальний кут для нанорідин ідентичний до значень, що рекомендовані для води, і знаходиться в діапазоні 40-70°. В свою чергу критичний кут становить 30°. Запропоновано емпіричне рівняння для водного теплоносія з аморфним вуглецем для прогнозування максимальних теплових потоків в діапазоні кутів нахилу 20–60°, на базі даних, що було отримано при проведенні експериментів для вертикального розташування зразка.

У **четвертому розділі** наведено основні величини, що характеризують інтенсивність теплопередачі мініатюрних термосифонів, а саме коефіцієнти тепловіддачі (у зоні нагріву, у зоні конденсації), а також коефіцієнти еквівалентної теплопровідності. Після завершення досліджень, зразки теплоносіїв були розбиті на дві групи: рекомендовані для подальшого впровадження, та ті, що не можна рекомендувати. Дослідження ефекту від використання нанорідин, в загальному випадку, підтвердило доцільність використання їх у ролі теплоносіїв для мініатюрних термосифонів. Так, мініатюрний термосифон з водною нанорідиною з додаванням синтетичного алмазу в порівнянні з водою продемонстрував збільшення еквівалентної теплопровідності до 20%, і затулювання кризових явищ до 80% по відношенню до підведеного теплового потоку. Зроблено висновок, що інтенсивність теплообміну у зоні нагріву для нанорідини в загальному випадку вище за інтенсивність для дистильованої води, проте важливим є правильний підбір теплоносія. Так, нанорідини з аморфним вуглецем, а також з аттапульгітом та монтмориллітоном демонстрували коефіцієнти тепловіддачі у зоні нагріву співмірні, а іноді навіть нижче (до 30%), за воду. В свою чергу для інших досліджених зразків фіксувалося покращення інтенсивності теплообміну, а в особливості для синтетичного алмазу (до 180%). Отримано емпіричні рівняння для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі у зонах нагріву мініатюрних термосифонів для досліджених нанорідин, що узагальнюють 80% отриманих експериментальних даних з розкидом $\pm 30\%$.

П'ятий розділ присвячено впливу концентрації наночасток на теплопередавальні характеристики мініатюрних термосифонів, та визначенню його оптимального рівня. Дослідження проводилися на гібридний водній нанорідині на базі багатостінних вуглецевих нанотрубок з додаванням аттапульгіту. Досліджені концентрації було обрано на рівні 0,1%, 0,5% та 0,7%. Зроблено висновок, що використання масових концентрацій наночасток більше ніж 0,1%, не дивлячись на суперечливі рекомендації інших авторів –

має сенс, і призводить до поліпшення робочих характеристик. Оптимальні концентрації для кожної нанорідини будуть індивідуальні, проте дослідження і підбір необхідно виконувати в більшому діапазоні, і не обмежуватися діапазоном надмалих концентрацій (по типу 0,005...0,1%). Досліджено, що при використанні низькоконцентрованої водної нанорідини (0.1%), покращення теплопередавальних характеристик сягали 13% для максимальних теплових потоків, та 18% для мінімального термічного опору. В той же час, при використанні більш концентрованих нанофлюїдів, можна досягти збільшення теплового потоку до 70%, чи зменшення термічного опору до 38%. При зміні коефіцієнта заповнення відбувається певний зсув оптимального рівня концентрації, і він може відрізнятися навіть для одного теплоносія. Тобто, було отримано, що оптимальна концентрація наночасток у робочій рідині є функцією багатьох складових, до яких відносяться не тільки форма наночасток, їх характерні розміри, анізотропія, теплофізичні властивості, тощо, але і певний вплив має коефіцієнт заповнення теплоносієм мініатюрного термосифона. Наведено оптимальні рівні концентрацій для певних досліджених коефіцієнтів заповнення.

У **шостому розділі** описано явище пульсацій температур у зонах теплообміну мініатюрних термосифонів з нанорідинами. Розглянуто природу цього явища, та зазначено необхідність його дослідження, що пов'язано з можливим впливом на температуру електронного пристрою чи компонентів, які охолоджуються за допомогою системи охолодження на базі мініатюрних термосифонів з нанорідинами. Для термосифонів з водною нанорідиною на базі вуглецевих нанотрубок і аттапульгіту (коефіцієнт заповнення 0,44 та діапазон досліджених концентрацій 0,1–0,7%) отримано емпіричне рівняння для визначення амплітуди пульсацій в залежності від теплового потоку, що відводить система. На базі отриманого рівняння можна зробити висновок, що збільшення витрати охолоджуючої рідини, концентрації наночасток, та безрозмірного комплексу ($d_{\text{вн}}/L_{\text{ЗН}}$) призводить до зменшення амплітуди пульсацій температури, в свою чергу, збільшення коефіцієнта заповнення

призводить до збільшення амплітуди пульсацій температур. Не дивлячись на те, що збільшення концентрації наночасток призводить до зменшення амплітуди пульсацій, разом з цим відбувається збільшення періоду пульсацій при низьких густинах теплового потоку. Останнє наголошує на необхідності раціонального підбору мініатюрних термосифонів для системи охолодження, їх діаметрів, довжин, коефіцієнтів заповнення та теплоносіїв. У такому випадку, при номінальному режиму роботі електронного пристрою, у системі охолодження буде розвинений режим кипіння теплоносія, і будуть відсутні амплітудні пульсації температур.

Сьомий розділ присвячено ресурсним випробуванням, та перевірці наявності деградаційних ефектів з плином часу. Без проведення цих досліджень не можна рекомендувати в промислове впровадження мініатюрні термосифони з нанорідинами, тому що відсутня впевненість у їх можливості відпрацювати певний сервісний час, який є регламентованою величиною для електронного обладнання. Ресурсні випробування були розбиті на дві частини: перевірка у режимі зберігання 5 років: температурний діапазон 15–25°C, вологість 30–60%) та у режимі напруження (активний режим роботи, 350 годин при $Q=0,8Q_{\max}$). Ресурсні випробування у режимі зберігання проводилися на нанорідині на базі синтетичного алмазу (продемонструвала найкращі показники по більшості з досліджень) і на гібридній водній нанорідині на базі вуглецевих нанотрубок і аттапульгіту (перспективний теплоносіє, проте є ризики виникнення взаємодії між компонентами теплоносія та корпусом термосифону). Випробування у режимі зберігання показали відсутність деградації й тенденцій до зміни термічного опору після 5 років консервування для обох дослідних зразків. Випробування у режимі напруження проводилися для водної нанорідини на основі вуглецевих нанотрубок і аттапульгіту і тенденцій до погіршення чи поліпшення термічного опору не спостерігалось. Початковий діапазон роботи (перші 50 годин) характеризується припрацюванням, під час якого спостерігається збільшення коефіцієнту тепловіддачі у зоні конденсації, та зворотний ефект у

зоні нагріву. У подальшому, протягом наступних 300 годин, тенденції до зміни інтенсивності теплообміну відсутні, і миттєві значення коливаються у районі середніх значень.

Матеріали та результати дисертаційної роботи впроваджено у навчальний процес на кафедрі атомної енергетики Навчально-наукового інституту атомної та теплової енергетики Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського".

Ключові слова: теплообмін, термосифон, двофазне середовище, коефіцієнт заповнення, тепловий потік, теплові характеристики, термічний опір, тепловіддача, коефіцієнт тепловіддачі, нанорідина, наночастинки, концентрація.

ANNOTATION

Hurov Dmytro. Heat exchange processes in miniature evaporation-condensation systems with nanofluids.

Dissertation for a Philosophy Doctor degree in speciality 144 «Heat-power engineering». - National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute” MES of Ukraine, Kyiv, 2023.

The dissertation work is dedicated to the study of heat exchange processes in miniature evaporative-condensation systems when using nanofluids as the heat carriers.

The introduction provides a rationale for the relevance of this research direction, defines the object and subject, the purpose and goals of the study, the scientific novelty of the obtained data, and conclusions, as well as the personal contribution of the doctoral candidate. Information on the research results' validation and potential applications are presented. The overall scope and structure of the dissertation work are described.

The widespread usage of nanotechnologies in various areas of fundamental and applied research over the past 10 years has gained considerable popularity, driven by their prospects and improvements upon implementation. Simultaneously, there is a clear trend towards miniaturization in the electronics industry, with devices becoming increasingly smaller while the specific heat fluxes they generate grow exponentially. Miniature thermosyphons, classified as evaporative-condensation systems, have proven themselves effective for cooling heat-loaded and compact devices. However, the outlook for advancements in science and technology suggests that their heat transfer characteristics will reach limitations in the near future. To enhance the heat transfer characteristics of miniature thermosyphons, the use of nanofluids as heat carriers may be a promising direction for development. However, this approach requires a comprehensive approach and a substantial amount of scientific research for its integration into the electronics industry.

Chapter 1 provides a literature review. It analyzes the prevalence of nanotechnology usage in various fields of fundamental research and specific

interdisciplinary applications, particularly in nanofluidics. The methods and approaches for preparing nanofluids are discussed, and the advantages and limitations of each method are analyzed. The study highlights the potential of using nanofluids as heat carriers in cooling systems, leading to an increase in scientific research in this area. However, the current research landscape is relatively limited and superficial. The dissertation examines the issues, current state, and approaches used for cooling electronic equipment, as well as the primary challenges and requirements imposed by the electronics industry regarding temperature regimes and heat fluxes. The analysis of the problems and the current state of science and technology leads to the conclusion that evaporative-condensation systems offer advantages for cooling, with an emphasis on miniature systems due to their reduced size and weight. The review presents representatives of evaporative-condensation systems and outlines the benefits of using miniature thermosyphons. A search for scientific works and achievements related to the use of nanofluids as heat carriers in miniature thermosyphons is conducted. Most of the reviewed scientific works highlight the advantages of using nanofluids as heat carriers, but some also emphasize the drawbacks, including a deterioration in heat transfer characteristics such as maximum heat flux and total thermal resistance. Furthermore, existing researches were focused on thermosyphons that do not fit the criteria of miniaturization, which is of greater interest to the current industry. It's worth noting the similarity in the choice of heat carrier (nanoparticles of copper oxide, aluminum, titanium, gold, and carbon nanotubes) and the lack of studies on hybrid (multicomponent) nanofluids. Many researchers overlook reliability testing, degradation over time, and durability testing. Additionally, there is an open question regarding the mechanisms of heat transfer enhancement in such systems. The current state of research in this field and its specific characteristics highlight the relevance of this work and the industry's demand, but they also underline the need for a comprehensive approach and further study.

In the second chapter, the construction of an experimental setup is presented, which was designed and manufactured for the purpose of studying the heat transfer

characteristics of miniature thermosyphons using nanofluids as heat carriers. An experimental algorithm is developed, and a commonly used methodology for conducting research is provided. Based on a literature analysis of the use of nanofluids in two-phase systems and data related to boiling in large volumes, potential nanofluids were selected for further investigation. Both traditional (single-component) nanofluids, which are promising but not extensively studied in this application, and hybrid nanofluids composed of a mixture of nanoparticles were chosen as heat carriers. Distilled deionized water was selected as the base fluid for all samples, as it is the most effective working fluid in the required temperature range for cooling electronic equipment. An accelerated sedimentation test was conducted, with no changes in color or nanoparticle settling observed over a month of idle time.

A classification of errors is presented, and an analysis of the potential errors that may arise during the research process is conducted. Measures to minimize these errors are discussed, and the main tools and equipment used are selected. Their contribution to measurement errors is evaluated, and errors in determining all calculated values are calculated. Error values are analyzed and compared with those of other authors, leading to the conclusion that the level of errors in the presented setup is acceptable for the research tasks.

Chapter three focuses on investigating the influence of using nanofluids as heat carriers and the filling ratio on the heat transfer characteristics of miniature thermosyphons. It is observed that an increase in the heat flux transferred by the miniature thermosyphon leads to a decrease in thermal resistance, explained by the increase in the number of boiling centers. The operating modes of the thermosyphons are also analyzed, depending on the applied heat flux, ranging from the onset of the geyser effect to the transition from bubbly boiling to film boiling and the occurrence of further heat transfer crisis. It is noted that increasing the filling ratio by reducing the length of the heater leads to an increase in the thermal resistance of the miniature thermosyphon. This is due to the additional liquid column, which adds to the thermal resistance. The nanofluid samples used as heat carriers were divided into two groups based on the research results: those that can be

recommended for use and those not recommended for similar applications. Even the non-recommended samples showed an improvement in heat transfer characteristics, specifically an 18.5% increase in maximum heat flux with the same thermal resistance compared to distilled water. The best sample demonstrated a 53% increase in maximum heat flux and a 28.4% reduction in thermal resistance compared to the base fluid. The study of the inclination angle showed that the optimal angle for nanofluids is identical to the values recommended for water and falls within the range of 40-70°, with a critical angle of 30°. An empirical equation is proposed for water-based nanofluids with amorphous carbon to predict maximum heat fluxes in the range of inclination angles from 20° to 60°, based on data obtained during experiments for a vertically positioned sample.

In the fourth chapter, the main characteristics that describe the heat transfer intensity of miniature thermosyphons are presented, including heat transfer coefficients (in the heating zone, in the condensation zone), and equivalent thermal conductivity coefficients. After completing the research, the heat transfer fluid samples were divided into two groups: recommended for further implementation and those that cannot be recommended. The study of the effect of using nanofluids in general confirmed the feasibility of using them as heat carriers for miniature thermosyphons. For example, a miniature thermosyphon with water-based nanofluid containing synthetic diamond demonstrated an increase in equivalent thermal conductivity by up to 20% compared to water, and an extension of crisis phenomena by up to 80% relative to the applied heat flux. It was concluded that the heat transfer intensity in the heating zone for nanofluids, in general, is higher than that for distilled water, but proper selection of the heat transfer fluid is crucial. For instance, nanofluids with amorphous carbon, attapulgite, and montmorillonite showed heat transfer coefficients in the heating zone comparable or even lower (by up to 30%) than water. On the other hand, other tested samples exhibited improvements in heat transfer intensity, particularly synthetic diamond (by up to 180%). Empirical equations were derived for calculating heat transfer coefficients in the heating zones of miniature thermosyphons for the studied nanofluids, summarizing 80% of the

experimental data with a deviation of $\pm 30\%$.

Chapter five focuses on the influence of nanoparticle concentration on the heat transfer characteristics of miniature thermosyphons and determining their optimal level. The research was conducted using a hybrid water-based nanofluid consisting of multi-walled carbon nanotubes with the addition of attapulgite. Concentrations of 0.1%, 0.5%, and 0.7% were investigated. The conclusion drawn is that the use of mass concentrations of nanoparticles exceeding 0.1%, despite conflicting recommendations from other authors, makes sense and leads to improvements in operational characteristics. Optimal concentrations for each nanofluid will be individual, but research and selection should be conducted over a wider range, not limited to very low concentrations (e.g., 0.005...0.1%). The research found that when using low-concentration water-based nanofluid (0.1%), improvements in heat transfer characteristics reached up to 13% for maximum heat flux and 18% for minimum thermal resistance. At the same time, with the use of more concentrated nanofluids, it is possible to achieve an increase in heat flux up to 70% or a reduction in thermal resistance by up to 38%. When changing the filling ratio, there is a certain shift in the optimal concentration level, and it can even differ for the same heat transfer fluid. Therefore, it was concluded that the optimal nanoparticle concentration in the working fluid is a function of many factors, including not only the shape of nanoparticles, their characteristic sizes, anisotropy, thermophysical properties, etc., but also the filling ratio of the miniature thermosyphon. Optimal concentration levels for specific investigated filling ratios are provided.

Chapter six discusses the phenomenon of temperature pulsations in the heat exchange zones of miniature thermosyphons with nanofluids. The nature of this phenomenon is examined, and the need for its investigation is highlighted, as it can potentially affect the temperature of electronic devices or components cooled by a cooling system based on miniature thermosyphons with nanofluids. For thermosyphons with water-based nanofluid containing multi-walled carbon nanotubes and attapulgite (filling ratio of 0.44 and a concentration range of 0.1–

0.7%), empirical equations for determining the amplitude of temperature pulsations based on the heat dissipation rate by the system were obtained. Based on the derived equations, it can be concluded that an increase in the coolant flow rate, nanoparticle concentration, and the dimensionless complex (d_{in}/L_{EZ}) leads to a reduction in the amplitude of temperature pulsations. Conversely, an increase in the filling ratio results in an increase in the amplitude of temperature pulsations. Despite the fact that increasing nanoparticle concentration reduces the amplitude of pulsations, it also leads to an increase in the pulsation period at low heat flux densities. These findings emphasize the importance of a rational selection of miniature thermosyphons for the cooling system, including their diameter, length, filling ratios, and heat carriers. When properly selected, the cooling system can operate in a nominal mode, and boiling of the working fluid will be developed, resulting in the absence of amplitude temperature pulsations under typical operating conditions of electronic devices.

Chapter seven focuses on resource tests and the examination of degradation effects over time. Without conducting these studies, it is not advisable to recommend the industrial implementation of miniature thermosyphons with nanofluids, as there must be confidence in their ability to operate for a specified service life, which is a regulated parameter for electronic equipment. The resource tests were divided into two parts: storage for 5 years (temperature range 15–25°C, humidity 30–60%) and operational test (active working mode, 350 hours at $Q=0.8Q_{max}$). Storage tests were conducted using nanofluids based on synthetic diamond (which demonstrated the best performance in most studies) and hybrid water-based nanofluids with multi-walled carbon nanotubes and attapulgite (a promising heat carrier but with potential risks of interactions between the working fluid components and the thermosyphon case).

The storage tests showed no degradation and no trends in thermal resistance change after 5 years of preservation for both experimental samples. Operational tests were conducted for water-based nanofluids with multi-walled carbon nanotubes and attapulgite, and no significant changes in thermal resistance, either worsening or

improvement, were observed. The initial operating range (first 50 hours) is characterized by adaptation period, during which there is an increase in the heat transfer coefficient in the condensation zone and the opposite effect in the heating zone. However, over the next 300 hours, there were no observable trends in changing heat transfer intensity, and instantaneous values fluctuated around the mean values. These findings provide valuable insights into the long-term performance and stability of miniature thermosyphons with nanofluids, ensuring their reliability and suitability for practical applications in cooling electronic devices.

The materials and results of the dissertation work have been implemented into the educational process at the Department of Nuclear Power Engineering of the Educational and Scientific Institute of Nuclear and Thermal Engineering at the National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute."

Key words: heat exchange, thermosyphon, two-phase medium, filling ratio, heat flow, thermal characteristics, thermal resistance, heat transfer, heat transfer coefficient, nanofluid, nanoparticles, concentration.

Публікації, в яких представлені основні наукові результати дисертації:

1. Kravets, V., Konshin, V., Hurov, D., Vorobiov, M., Shevel, I. Determining the influence of geometric factors and the type of heat carrier on the thermal resistance of miniature two-phase thermosyphons. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2022, № 4 (8 (118)), p. 51–59. DOI: 10.15587/1729-4061.2022.263180. **SCOPUS, Q3**
2. Kravets, V., Hurov, D., Moraru, V. Improving the heat transfer characteristics of miniature two-phase thermosyphons with nanofluids based on ukrainian natural aluminosilicates. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2023, 4 (5 (124)), 25–33. DOI: 10.15587/1729-4061.2023.286320. **SCOPUS, Q3**

3. Кравець В.Ю., Морару В.Н., Гуров Д.І. Вплив різних факторів на теплопередавальні характеристики мініатюрних двофазних термосифонів з нанорідинами. *Енерготехнології та ресурсозбереження*, 2022, №4, с. 50-61. DOI: 10.33070/etars.4.2022.05

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

4. Кравец В. Ю., Коньшин В. И., Бехмард Г., Гуров Д. И. Пульсации температуры в миниатюрных двухфазных термосифонах. *Сучасні інформаційні та електронні технології: Матеріали XX Міжнародної науково-практичної конференції*, м. Одеса, 27 – 31 травня, 2019 р., с. 94-95
5. Кравец В. Ю., Коньшин В. И., Бехмард Г., Гуров Д. И. Влияние режимных параметров на термическое сопротивление миниатюрных термосифонов. *Сучасні інформаційні та електронні технології: Матеріали XXI Міжнародної науково-практичної конференції*, м. Одеса, 25 – 29 травня, 2020 р., с. 79-80
6. Гуров Д. И., Кравец В. Ю. Использование наножидкостей в качестве теплоносителей для испарительно-конденсационных систем. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVII Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів*, м. Київ, 23-26 квітня 2019 р., с. 124
7. Кравець В. Ю., Коньшин В. И., Морару В. Н., Гуров Д. И. Теплопередавальні характеристики мініатюрних термосифонів з нанорідиною. *Інноваційні енерготехнології: Матеріали VII Міжнародної Науково-практичної конференції Одеської Національної Академії Харчових Технологій*, м. Одеса, 9-13 вересня 2019 р., с. 11-13
8. Hurov D.I. The influence of inclination angle on the heat transfer characteristics of miniature thermosiphons with nanofluids. *Modern*

- Technologies: Improving the Present and Impacting the Future: Material of the Third International Scientific Multidisciplinary Conference of Students and Beginner Scientists, Dnipro, 27 November 2019, p. 103-104*
9. Гуров Д. И., Кравец В. Ю. Анализ целесообразности использование теплоносителей на базе наножицеостей для миниатюрных испарительно-конденсационных систем. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики*: Матеріали XIX Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 20-23 квітня 2021 р., с. 137-138
 10. Кравец В. Ю., Коньшин В. И., Гуров Д. И., Мартиненко А. С. Теплопередающие характеристики миниатюрных двухфазных термосифонов. *Сучасні інформаційні та електронні технології*: Матеріали XXII Міжнародної науково-практичної конференції, м. Одеса, 24 – 28 травня, 2021 р., с. 60-61
 11. Гуров Д. И., Кравец В. Ю. Эффективность работы термосифонов з нанорідинами. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики*: Матеріали XX Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 25-28 квітня 2023 р., с. 113-114
 12. Гуров Д. И., Кравец В. Ю. Використання нанорідин на базі синтетичного алмазу в якості теплоносія для мініатюрних закритих двофазних термосифонів. *Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики*: Матеріали XX Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 25-28 квітня 2023 р., с. 109-110
 13. Кравец В. Ю., Морару В. Н., Коньшин В. И., Гуров Д. И., Лебедь Н. Л., Захлівний Д. Г. Теплопередавальні характеристики мініатюрних термосифонів з нанорідинами в ролі теплоносіїв. *Сучасні інформаційні та електронні технології*: Матеріали XXIV

Міжнародної науково-практичної конференції, м. Одеса, 29 – 31 травня, 2023 р., с. 70-71

Праці, які додатково відображають результати дисертації

14. Kravets V. Yu., Hurov D. I. Heat transfer characteristics of miniature two-phase thermosyphons with nanofluids. Tekhnologiya i Konstruirovanie v Elektronnoi Apparature, 2020, no. 3–4, pp. 42–46.

DOI: 10.15222/TKEA2020.3-4.42

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ ВИМІРЮВАНЬ І СКОРОЧЕНЬ	23
ВСТУП	25
РОЗДІЛ 1 ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД	32
1.1 Класифікація нанорідин	32
1.2 Методи виготовлення нанорідин.....	33
1.2.1 Одноетапний метод приготування нанорідин.....	33
1.2.2 Двоетапний метод приготування нанорідин	34
1.3 Поточний стан систем охолодження.....	35
1.3.1 Традиційні системи охолодження	35
1.3.2 Сучасні підходи в питаннях охолодження електронного обладнання	38
1.4 Використання нанорідин в випарно-конденсаційних системах.....	42
1.4.1 Гравітаційні теплові труби.....	42
1.4.2 Вплив визначальних факторів на теплопередавальні характеристики термосифонів	45
1.4.4. Механізм інтенсифікації процесів теплообміну при використанні нанорідин в якості теплоносія мініатюрних термосифонів.....	73
1.5 Висновки до розділу і постановка задачі дослідження	76
РОЗДІЛ 2 ОБ'ЄКТ ДОСЛІДЖЕНЬ, ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА ТА СХЕМА ВИМІРЮВАННЯ	80
2.1 Критерії мініатюризації термосифонів	80
2.2 Конструкція експериментальної установки та схема вимірювання	81
2.3 Геометричні характеристики мініатюрних термосифонів. Підбір мініатюрних термосифонів і досліджуваних нанорідин	86

2.4 Методика проведення експериментів по визначенню теплопередавальних характеристик термосифонів	91
2.5 Обробка експериментальних даних	92
2.6 Похибка експериментів	94
2.7 Оцінка похибок вимірювання	97
2.8 Висновки до розділу	104
РОЗДІЛ 3 ВПЛИВ ВИКОРИСТАННЯ НАНОРІДИН НА ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ МІНІАТЮРНИХ ТЕРМОСИФОНІВ	106
3.1 Постановка задач дослідження	106
3.2 Залежність теплового потоку, що передається, на рівень термічних опорів мініатюрних термосифонів з нанорідинами	108
3.3 Аналіз комбінованого впливу мінімальних термічних опорів та максимальних теплових потоків для підбору оптимальної нанорідини... ..	117
3.4 Вплив кута нахилу термосифонів з нанорідинами в якості теплоносія на їх теплопередавальні характеристики	123
3.5 Висновки до розділу	123
РОЗДІЛ 4 ІНТЕНСИВНІСТЬ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ МІНІАТЮРНИХ ТЕРМОСИФОНІВ З НАНОРІДИНАМИ	125
4.1 Коефіцієнт ефективної теплопровідності мініатюрних термосифонів з нанорідинами	125
4.2 Інтенсивність тепловіддачі в мініатюрних термосифонів з нанорідинами	130
4.2.1 Інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву мініатюрних термосифонів з нанорідинами	132
4.2.2 Інтенсивність тепловіддачі в зоні конденсації мініатюрних термосифонів з нанорідинами	140
4.3 Механізми інтенсифікації теплообміну у мініатюрних термосифонах з нанорідинами	144

4.3.1 Візуалізація взаємодії наночастинок та матеріалів корпусу мініатюрних термосифонів	144
4.3.2 Причини та механізми інтенсифікації процесів теплообміну у мініатюрних термосифонах з нанорідинами	148
4.4 Висновки до розділу	152
РОЗДІЛ 5 ВПЛИВ КОНЦЕНТРАЦІЇ НАНОЧАСТИНОК НА ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ МІНІАТЮРНИХ ТЕРМОСИФОНІВ З НАНОРІДИНАМИ.....	154
5.1 Залежність термічного опору від теплового потоку, що передається мініатюрними термосифонами з нанорідинами, в залежності від концентрації наночастинок	156
5.2 Оптимальні рівні концентрації наночастинок для мініатюрних термосифонів з нанорідинами.....	158
5.3 Висновки до розділу	163
РОЗДІЛ 6 ПУЛЬСАЦІЇ ТЕМПЕРАТУР У ЗОНАХ ТЕПЛООБМІНУ МІНІАТЮРНИХ ТЕРМОСИФОНІВ З НАНОРІДИНАМИ.....	165
6.1 Явища пульсацій температур у зонах теплообміну мініатюрних термосифонів з нанорідинами.....	165
6.2 Амплітудні та часові характеристики пульсацій температур у зоні нагріву мініатюрних термосифонів з нанорідинами	167
6.3 Висновок до розділу	170
РОЗДІЛ 7 РЕСУРСНІ ВИПРОБУВАННЯ МІНІАТЮРНИХ ТЕРМОСИФОНІВ З НАНОРІДИНАМИ.....	172
7.1 Ресурсні випробування в режимі зберігання.....	173
7.2 Ресурсні випробування в режимі напруження.....	177
7.3 Висновок до розділу	181
ВИСНОВКИ.....	183
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	185
ДОДАТОК.....	197

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ
ВИМІРЮВАНЬ І СКОРОЧЕНЬ

Скорочення:

БВН – багатостінні вуглецеві нанотрубки;

ВН – вуглецеві нанотрубки;

ЗК – зона конденсації;

ЗН – зона нагріву;

ЗТ – зона транспорту;

КТТ – контурні теплові труби;

МТС – мініатюрний термосифон;

НР – нанорідина;

НЧ – наночастинки;

ПП – паровий простір;

ПТТ – пульсаційні теплові труби;

ТТ – теплова труба;

ТС – термосифон.

Одиниці вимірювання:

D, d – діаметр, м;

g – прискорення вільного падіння, м/с^2 ;

H, h – висота, м;

L – довжина, м;

Q – тепловий потік, Вт;

q – густина теплового потоку, Вт/м^2 ;

R – термічний опір, К/Вт ;

r – питома теплота пароутворення, Дж/кг ;

S – площа, м^2 ;

t – температура, $^{\circ}\text{C}$;

V – об'ємна витрата, $\text{м}^3/\text{с}$;

α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К);

δ – товщина, мм;

θ – крайовий кут змочування між робочою рідиною та матеріалом;

λ – теплопровідність, Вт/(м·К);

μ – коефіцієнт динамічної вязкості рідини, Па·с;

ν – коефіцієнт кінематичної вязкості, м²/с;

ρ – густина, кг/м³;

σ – коефіцієнт поверхневого натягу, Н/м;

τ – час, с;

φ – кут нахилу, градус.

Індекси:

max – максимальний;

вих – вихід;

вх – вхід;

екв. – еквівалентна;

експ. – експеримент;

еф. – ефективний;

ЗК – зона конденсації;

ЗН – зона нагріву;

ЗТ – зона транспорту;

розр – розрахунок.

ВСТУП

Поширення використання нанотехнологій у різних напрямках фундаментальних та прикладних робіт за останні 10 років набуло неабиякої популярності, що обумовлено перспективністю та покращеннями від їх впровадження. Одна з гарно зарекомендувавших себе галузей нанотехнологій є нанофлюїдика, що вивчає використання нанорідин в якості робочого середовища для різних застосувань. Все ширшого застосування набуває використання нанорідин в енергетиці, у якості теплоносія для систем охолодження.

Разом з цим спостерігається чітка тенденція до процесу мініатюризації у електронній промисловості, пристрої стають усе менше, а питомі величини теплових потоків, що вони виділяють, зростають експоненційно. Зменшення масогабаритних характеристик та збільшення питомих густин теплових потоків призводить до нагальної потреби у високоефективних системах охолодження. До таких можна віднести випарно-конденсаційні системи, яскравим представником яких є мініатюрні двофазні термосифони. Проте, не дивлячись на їх високу ефективність (характеризуються еквівалентною теплопровідністю, що на декілька порядків вище за найбільш теплопровідні матеріали, такі як срібло та мідь), погляд на розвиток науки і техніки дає змогу прогнозувати досягнення обмежень по теплопередавальним характеристикам у найближчі роки.

Використання нанорідин в якості теплоносіїв для мініатюрних термосифонів може бути перспективним кроком на шляху вирішення наведених проблем, проте вони потребують комплексного підходу і проведення значної кількості науково-дослідних робіт для їх широкого впровадження у промисловість.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Тематика дисертаційної роботи відповідає пріоритетному напрямку розвитку науки і техніки «Енергетика і енергоефективність» (Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки: Закон України №2623-III від 11.06.2001 зі змінами від 29.01.2021). Робота пов'язана з дослідженням теплопередавальних характеристик мініатюрних термосифонів, процесів теплообміну у випарно-конденсаційних системах з нанорідинами та підвищенням ефективності теплопередачі мініатюрних термосифонів, як складових системи охолодження, за допомогою використання нанорідин в якості теплоносіїв. Частина отриманих даних входила до складу науково-дослідницьких програм та тем, що проводяться на кафедрі атомної енергетики Навчально-наукового інституту атомної та теплової енергетики Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського", а саме «Процеси тепломасообміну і гідродинаміки у мініатюрних двофазних теплопередаючих системах», шифр 2111-ф, номер держ. реєстрації 0118U003539 та «Тепломасообмін і гідродинаміка в одно- та багатофазних середовищах новітніх теплоносіїв для створення теплообмінників кріогенної техніки та радіолокаційних систем», шифр 2407-п, номер держ. реєстрації 0121U109681.

Мета роботи: дослідження процесів теплообміну в мініатюрних випарно-конденсаційних системах з нанорідинами, механізмів інтенсифікації теплообміну та впливу від використання нанорідин в якості теплоносіїв у мініатюрних термосифонах. Визначення впливу концентрації наночасток на теплопередавальні характеристики двофазних систем з нанорідинами в якості теплоносія; перевірка надійності і деградації теплопередавальних характеристик мініатюрних термосифонів з нанорідиною.

Об'єкт дослідження: процеси передачі теплоти (кипіння, конденсація) та фізичні явища, що протікають у мініатюрних термосифонах, в ролі теплоносія в яких використовуються нанорідини.

Предмет дослідження: вплив визначальних факторів (коефіцієнту заповнення, зон теплообміну, типу і концентрацій нанорідин) на інтенсивність теплообміну і теплопередавальні характеристики випарно-конденсаційних систем з нанорідиною в якості теплоносія.

Метод дослідження: експериментальні наукові дослідження з використанням статистичної обробки даних.

Наукова новизна отриманих результатів:

1. Вперше запропоновано та використано в мініатюрних термосифонах (МТС) водну гібридну нанорідину (НР) з багатостінними вуглецевими нанотрубками та аттапульгітом (природним алюмосилікатом). В результаті отримано значне збільшення теплового потоку, з одночасним зменшенням термічного опору, що вказує на загальне суттєве покращення теплотехнічних характеристик системи.

2. Вперше досліджено комплексний вплив концентрації наночасток та зміни коефіцієнту заповнення на теплопередавальну спроможність МТС. Встановлено оптимальні рівні концентрацій для різних коефіцієнтів заповнення, та визначено наявність різного діапазону оптимальних рівнів концентрацій нанорідини, що змінюється в залежності від співвідношення об'єму, що заповнений теплоносієм, до об'єму зони нагріву термосифону.

3. Отримано нові дані щодо дослідження деградаційних ефектів теплопередавальних характеристик МТС з гібридними НР у режимах зберігання та активного напрацювання.

4. Вперше запропоновано емпіричне рівняння для водного теплоносія з аморфним вуглецем для інженерних розрахунків максимальних теплових потоків в діапазоні кутів нахилу 20–60°, з використанням даних теплопередавальних характеристик вертикально розташованого МТС.

5. Вперше досліджено амплітудні та часові характеристики пульсацій температур для мініатюрних термосифонів, в якості теплоносія в яких використовується водна нанорідина на основі багатостінних вуглецевих нанотрубок з додаванням аттапульгіту з різним рівнем концентрації

наночасток. Отримано нове емпіричне рівняння для визначення амплітуди пульсацій температур та досліджено вплив визначальних факторів на неї.

6. Отримано нові дані щодо ефективності теплопередачі ряду нових теплоносіїв, а саме водних нанорідин з додаванням аморфного вуглецю, багатостінних вуглецевих нанотрубок, синтетичного алмазу, аттапульгіту, суміші багатостінних вуглецевих нанотрубок і аттапульгіту, суміші аттапульгіту та монтмориллоніту для МТС. Сформовано рекомендації щодо підбору матеріалів наночасток для поліпшення ефективності теплопередачі та покращення теплопередавальних характеристик.

7. Вперше запропоновані нові емпіричні рівняння для розрахунку інтенсивності теплообміну у зонах нагріву мініатюрних термосифонів, в якості теплоносія в яких використовуються досліджені нанорідини. Визначено, що значення коефіцієнтів тепловіддачі залежить як від густини теплового потоку, так і від значення коефіцієнту заповнення теплоносія.

Матеріал дисертації розширює та поглиблює наукові знання про процеси теплообміну у мініатюрних випарно-конденсаційних системах, вплив від використання нанорідин у ролі теплоносія та теплопередавальні характеристики мініатюрних термосифонів. Це дає можливість виконувати інженерні розрахунки при проектуванні мініатюрних термосифонів для систем охолодження.

Ступінь обґрунтованості наукових положень та висновків, сформульованих у дисертаційній роботі.

Для забезпечення обґрунтованості наукових положень, та висновків, що було сформульовано у дисертаційній роботі, було використано вже підтверджені розрахункові та експериментальні методики та обробку експериментальних даних за допомогою ЕОМ. З метою перевірки достовірності отриманих даних проводилося додаткове порівняння з даними та результатами, що було отримано іншими науковцями.

Практична цінність результатів роботи.

Отримані результати досліджень та емпіричні залежності мають практичну цінність для проектування вискоефективних систем охолодження на базі мініатюрних термосифонів для електронного обладнання, розрахунку їх ефективності теплообміну, та підбору оптимальних нанорідин, що використовуються у ролі теплоносіїв у випарно-конденсаційних системах, та їх концентрацій. Доведено, що еквівалентна теплопровідність систем такого типу на декілька порядків вище, ніж при використанні звичайних розподільників тепла, що виготовлені з високотеплопровідних матеріалів (мідь, срібло, тощо).

Матеріали дисертаційної роботи використовуються у навчальному процесі для підготовки фахівців за напрямком 142 «Енергетичне машинобудування» та входять до складу:

- дисципліни «Теплогідравлічні процеси в енергетичних установках», лекційне заняття на тему «Механізм процесу теплообміну при бульбашковому та плівковому кипінні»;
- дисципліни «Основи наукових досліджень та планування експерименту», розділ «Основи планування експерименту та обробки його результатів».

Впровадження матеріалів досліджень у наведені навчальні програми проведено з метою поглиблення наукових знань про процеси теплообміну у мініатюрних випарно-конденсаційних системах, у яких в ролі теплоносія використовуються нанорідини.

Особиста участь автора в одержанні наукових та практичних результатів, що викладені в дисертаційній роботі.

Дисертаційна робота є результатами самостійного дослідження Гурова Дмитра Ігоровича. Дослідження, приведені у роботі, виконані автором особисто, включаючи постановку експериментів, обробку даних, визначення результатів експериментальних досліджень та розрахункових величин, виведення емпіричних залежностей та рівнянь. Автором проведено

розрахунки теплопередавальних властивостей та ефективності теплопередачі мініатюрних термосифонів з нанорідинами та наведено рекомендації щодо підбору теплоносія з низки досліджених.

Дисертаційна робота виконана на кафедрі атомної енергетики Навчально-наукового інституту атомної та теплової енергетики Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського" під керівництвом д.т.н., проф. Кравця В.Ю.

Апробація результатів дисертації

Основні результати дисертаційної роботи та її основні положення доповідалися та обговорювалися на таких конференціях:

- 20-та Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні інформаційні та електронні технології», м. Одеса, 2019 р.
- XVII Міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрантів і студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», м. Київ, 2019 р.
- The Third International Scientific Multidisciplinary Conference of Students and Beginner Scientists «Modern Technologies: Improving the Present and Impacting the Future», Ukraine, Dnipro, 2019.
- Науково-практична конференція Одеської Національної Академії Харчових Технологій «Інноваційні енерготехнології», м. Одеса, 2019 р.
- XXI Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні інформаційні та електронні технології», м. Одеса, 2020 р.
- XIX Міжнародна науково-практична конференція молодих вчених і студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», м. Київ, 2021р.
- 22-га Міжнародна науково-практична конференція «Сучасні інформаційні та електронні технології», м. Одеса, 2021р.
- XX Міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрантів і студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», м. Київ, 2023 р.

- XXIV Міжнародна науково-практична конференції «Сучасні інформаційні та електронні технології», м. Одеса, 2023 р.

Публікації за темою дисертації

Згідно з темою дисертації, за результатами досліджень опубліковано 14 наукових праць, у тому числі 4 статті (2 з них відносяться до фахових видань, що включено до міжнародних наукометричних баз **SCOPUS**, **Q3** та 1– до наукових фахових видань України, які включені до міжнародних наукометричних баз), 10 тез доповідей та матеріалів конференцій.

Обсяг і структура дисертації

Дисертація складається зі вступу, 7 основних розділів, висновків, списку використаних джерел, який включає 91 наукову роботу та додатку. Повний обсяг становить 198 сторінок та включає 12 таблиць, 58 рисунків.

РОЗДІЛ 1

ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД

Нанотехнології (НТ) набувають все більшого поширення і застосування у різних напрямках фундаментальних робіт, таких як фізика, хімія, біологія, і разом з цим зростає їх використання в прикладних і конкретних міжгалузевих застосуваннях (енергетиці, екології, робототехніці, електроніці) [1]. Особливо широке використання НТ, в якості окремих галузей науки і техніки, набувають з початку поточного століття.

Перспективною гілкою досліджень в НТ, яка відокремилась і отримала широке застосування в наносистемах після відкриття скануючого тунельного та атомно-силового мікроскопів, стала нанофлюїдика. Надзвичайну цікавість в нанофлюїдиці викликає використання нанорідин (НР) в якості теплоносія для систем охолодження різного призначення [2].

Нанорідина представляє собою суміш базової рідини з наночастинками (НЧ), розміри яких характеризуються наномасштабами (10^{-9} м). У порівнянні з базовою рідиною, НР характеризується значно ліпшими теплофізичними властивостями, що можна пояснити великою питомою поверхнею НЧ. Покращення властивостей залежить від великої кількості факторів, в особливості від конфігурації НЧ [3–5].

1.1 Класифікація нанорідин

Як вже було сказано, НР складаються з НЧ та базової рідини. В якості базової рідини найчастіше використовуються вода, етанол, етиленгліколь, фреони, хоча існують і більш екзотичні представники, такі як кокосова олія [6], зелений чай [7], вино [8].

Окрім того, НР можна розділити на прості (складаються з НЧ одного типу), та так звані гібридні (суміш НЧ).

В однокомпонентних нанорідинах в якості часток найчастіше використовують НЧ металу (срібло, золото, мідь, титан), оксидів металу (Al_2O_3 , CuO , ZnO , MgO , Fe_2O_3 , Fe_3O_4), карбіди (TiC , SiC), нітриди (AlN , SiN), вуглець у різних модифікованих станах (алмаз, графіт, нанотрубки одно- та багатостінні) [9].

Гібридні суміші являють собою багатокомпонентні, та складаються з двох чи більше типів НЧ (наприклад, суміш срібла та оксиду міді). Потрібно звернути увагу на те, що відношення часток компонентів багатокомпонентної суміші має значний вплив як на теплофізичні властивості в цілому [10, 11], так і взагалі на стабільність всієї НР [12].

Окрім класифікації типу наявних НЧ і кількості компонентів у суміші, на стабільність і теплові характеристики має вплив алгоритм виготовлення НР.

1.2 Методи виготовлення нанорідин

Зазвичай виокремлюють два методи виготовлення НР: одно- та двоетапний. Більш детально їх буде описано далі. Потрібно наголосити, що кожен з наведених методів має свої переваги та недоліки. Таким чином, не можна зробити єдиний висновок про абсолютну пріоритетність одного методу над іншим, і потрібно брати до уваги додаткові фактори (умови експлуатації, тип базової рідини, тип НЧ, моно- чи гібридна НР, тощо).

1.2.1 Одноетапний метод приготування нанорідин

Як випливає з назви, під час одноетапного методу приготування НЧ і НР повністю підготовлюються за один етап. Різні техніки можуть бути використані для одноетапного методу приготування:

- 1) техніка прямого випаровування;

- 2) напилення конденсацією з парової/газової фази (так зване PVD – physical vapor deposition);
- 3) пряме випаровування рідини, хімічне осадження з парової фази (так зване DLE-CVD – Direct Liquid Evaporation Chemical Vapor Deposition).

В результаті використання одноетапного методу можна отримати стабільну гомогенну НР, НЧ якої не випадають в осад та не схильні до утворення агломератів. Такі результати можливі внаслідок того, що НЧ не додаються окремо до НР окремим етапом, і не потребують подальшого розбиття і стабілізації, а синтезуються відразу з НР.

Проте, не дивлячись на переваги цього методу в плані стабільності, він має немалу кількість недоліків. Основними з яких є низька продуктивність цього методу, повільний процес, висока вартість за умовну одиницю продукції, можливість синтезувати за допомогою цього методу тільки НР з малою концентрацією (що ефективно не для всіх типів НР) [13].

1.2.2 Двоетапний метод приготування нанорідин

Виходячи з назви, під час двоетапного методу приготування, використовується двокроковий алгоритм приготування: спочатку виготовляються НЧ, які потім додаються до базової рідини.

До переваг цього методу можна віднести менші витрати на одиницю продукції, у порівнянні з одноетапним методом, більшу продуктивність виробництва, можливе виготовлення НР з підвищеною концентрацією НЧ [14].

Разом з цим, у цього метода є і певні недоліки, головним з яких є утворення агломератів часток, випадіння в осад і, як результат, проблеми зі стабільністю. Це відбувається через адгезію між НЧ та їх велику поверхневу

енергію, які проявляють себе під час тривалого зберігання та транспортування. В результаті чого, для розбиття агломератів та зменшення потенційних умов для їх утворення, розповсюджене використання диспергаторів (ПАР – поверхнево-активних речовин) [15], ультразвукової обробки [16], функціоналізованих НР [17], тощо.

В цілому, більшість дослідників використовують двоетапний метод приготування, через простоту і меншу вартість [18]. Якісна схема виготовлення НР за допомогою двоетапного методу, в загальному вигляді описана в цьому підрозділі, відображена на рис. 1.1.



Рисунок 1.1 – Алгоритм приготування нанорідин за допомогою двоетапного методу [18]

1.3 Поточний стан систем охолодження

1.3.1 Традиційні системи охолодження

У зв'язку зі збільшенням питомих потужностей електронного обладнання і, одночасно з цим, зменшенням масових та габаритних характеристик, відбувається значне збільшення питомих густин теплових

потоків, що спричиняє додаткові виклики і складнощі під час розробки ефективної системи охолодження [19, 20]. Слід зазначити, що за 20 років (2000-2020) максимальні густини теплових потоків для електронного обладнання зросли більше ніж в 3 рази (рис.1.2).

Традиційні системи охолодження за їх ефективністю можна поділити на 4 типи (рис 1.3) [21]:

- За рахунок вільної конвекції і випромінювання ($0.15 - 1.6 \text{ кВт/м}^2$)
- За рахунок вимушеної конвекції ($0.8 - 16 \text{ кВт/м}^2$)
- За рахунок вимушеного рідинного охолодження ($11 - 920 \text{ кВт/м}^2$)
- За рахунок фазового переходу (випаровування рідини) ($15 - 1390 \text{ кВт/м}^2$)

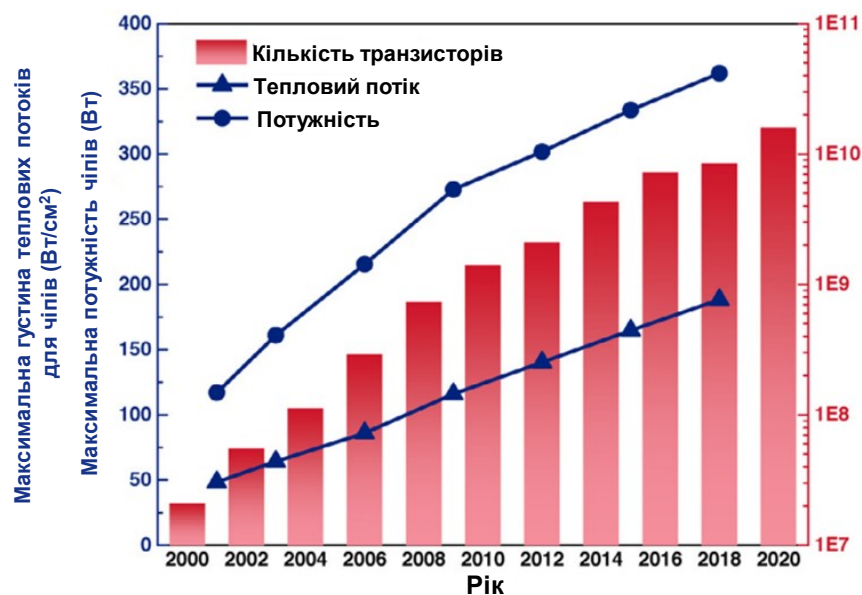


Рисунок 1.2 – Тенденції останніх 20-ти років в максимальному енергоспоживанні, тепловиділенні та кількості транзисторів, що можуть бути розміщені на інтегральній схемі [19]

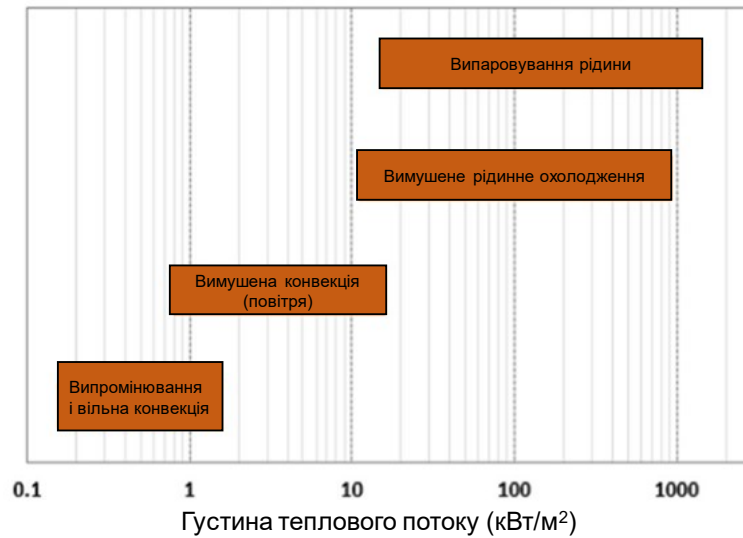


Рисунок 1.3 – Порівняльна діаграма ефективності використання традиційних методів охолодження [21]

Потужні світлодіоди мають тепловиділення в діапазоні $2,5 - 5 \text{ МВт/м}^2$, густина теплового потоку в модулях біполярних транзисторів з ізолюваним затвором (IGBT), що використовуються в електротранспорті, доходить до 5 МВт/м^2 (при тому, що потенційний перехід від IGBT до SiC/GaN-технологій збільшить цю величину до 10 МВт/м^2) [22], передових чипів серверного обладнання – до 1 МВт/м^2 , а радарів з фазованою антенною решіткою $5-10 \text{ МВт/м}^2$ [19].

Порівняння традиційних систем охолодження, наведених вище, і рівня тепловиділення сучасних високопотужних приладів призводить до висновку про недостатню їх ефективність та неможливість використання для сьогоденних викликів.

Таким чином, з'являється необхідність звертатися до більш ефективних та дієвих технік охолодження електронного обладнання.

1.3.2 Сучасні підходи в питаннях охолодження електронного обладнання

Пасивні системи охолодження, такі як охолодження за допомогою повітря, вже досягли своїх обмежень по ефективності, і їх використання не достатньо для більшості з існуючих інженерних задач [23]. В якості більш ефективних, і більш розповсюджених методів охолодження в задачах, де необхідно відводити великі потужності з малих поверхонь, набули широкого використання термоелектричні системи, парокомпресійні холодильні системи, охолодження струминним ударом, системи охолодження, що базуються на випарно-конденсаційному циклі.

1.3.2.1 Термоелектричні системи охолодження

Термоелектричні охолоджувачі (так звані ТЕС - thermoelectric cooler) – пристрої, принцип роботи яких базується на ефекті Пельтьє. ТЕС фактично являє собою твердотільний тепловий насос, що перетворює електричну енергію в потік теплової енергії та за допомогою цього забезпечує охолодження певної визначеної зони. Загальний вигляд термоелектричного охолоджувача і модуля зображено на рис. 1.4. Завдяки відсутності рухомих частин і циркуляції рідини, використання термоелектричних охолоджувачів надає перевагу у відсутності шуму, механічного зносу і, як результат, в їх високій надійності, у порівнянні з парокомпресійними холодильними системами [24].

Проте ці системи мають низьку ефективність і продуктивність, в порівнянні з вищеназваними альтернативами.

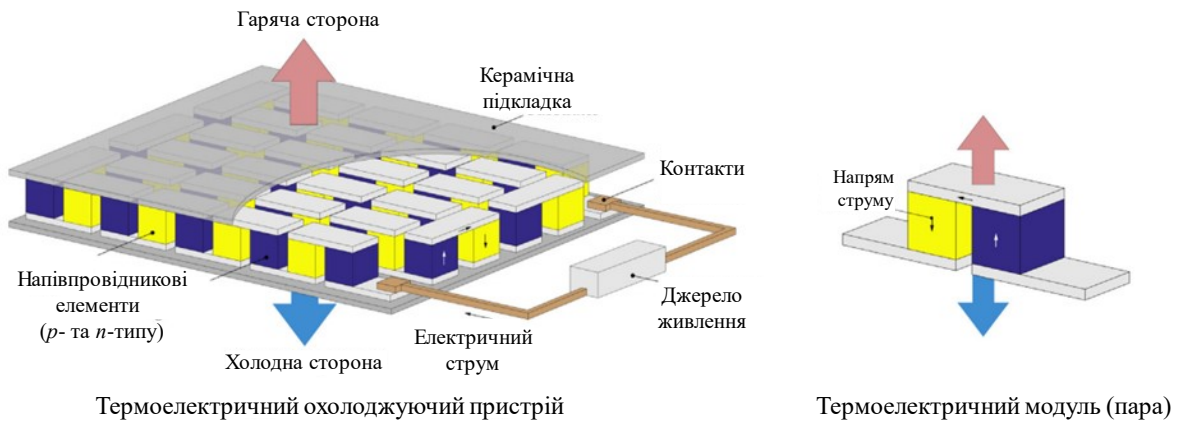


Рисунок 1.4 – Загальний вигляд термоелектричного охолоджувача та термоелектричного модуля (пари) [24]

1.3.2.2 Парокомпресійні холодильні системи

Парокомпресійні холодильні системи зазвичай складаються з компресора та теплообмінника (випарника та конденсатора), вони здатні відводити великі густини теплових потоків, проте через постійну циркуляцію рідини і наявність механічного зносу ресурс їх нижчий, відносно інших зазначених конкурентів. До того ж, особливу увагу на зараз становлять мініатюрні електронні системи, спеціально для яких проектується і досліджуються спеціальні парокомпресійні системи з мініатюрними компресорами та радіаторами – теплообмінниками з мікро-канавками [25], проте їх вартість дуже висока.

Охолодження струминним ударом (ЛІС - jet impingement cooling) – метод прямого рідинного охолодження, проте ЛІС, на відміну від традиційного прямого охолодження, де відвід тепла відбувається лише з верхніх поверхонь електронних приладів, високоефективно охолоджує як верхні, так і бічні поверхні мікросхем (рис. 1.5) [26]. До того ж, якщо ЛІС порівнювати з непрямим рідинним охолодженням (охолодженням за допомогою використання традиційного рідинного радіатора), то значні переваги досягаються з точки зору зниження термічного опору. Вузьким місцем при використанні радіаторів є термоінтерфейси (теплопровідні паста, пади,

матеріали зі зміною фазового стану), які використовують між радіатором і поверхнею компоненту для зниження контактного термічного опору. Розробка і впровадження нових термоінтерфейсних матеріалів (ТІМ) активно розвивається і сьогодні, проте теплопровідність таких матеріалів все ще значно нижче теплопровідності базового матеріалу (мідь, алюміній, тощо), до того ж при їх використанні утворюються дві додаткові контактні поверхні, що мають свої значення контактного термічного опору. До недоліків ЛС відносяться їх складність, і, як результат, дороговизна виготовлення. До того ж це ще відносно молодий напрямок, до його масового використання в охолодженні мікроелектронного обладнання потрібні додаткові дослідження і тестування.

Охолодження струминним ударом

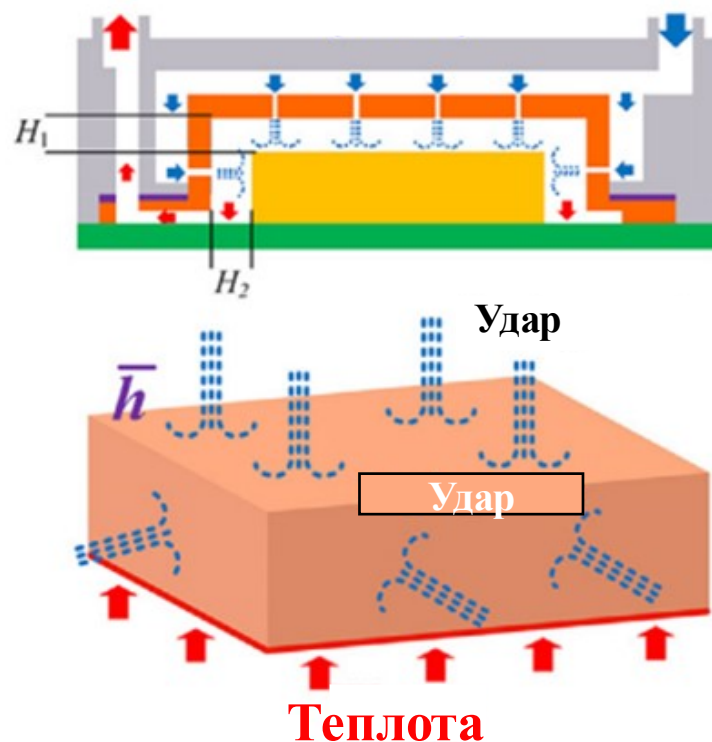


Рисунок 1.5 – Принципова схема охолодження струминним ударом [26]

1.3.2.3. Випарно-конденсаційні системи охолодження

В останнє десятиріччя широку популярність набувають системи охолодження, робота яких базується на випарно-конденсаційному циклі. Основними представниками таких систем є термосифони (ТС), теплові труби (ТТ), пульсаційні теплові труби (ПТТ), контурні теплові труби (КТТ), парові камери. Однією з переваг таких систем є те, що вони є пасивними пристроями, тобто не потребують споживання електроенергії. Окрім того, в них відсутні рухомі деталі, що позитивно впливає на їх термін експлуатації, а також є причиною відсутності необхідності в періодичному обслуговуванні, в порівнянні з тими ж парокомпресійними установками. Окрім того такі системи зазвичай характеризуються невеликою вагою та високою ефективністю. Використання двофазних систем не обмежується електронним обладнанням [27], і вони набули широкого використання в багатьох прикладних задачах, такі як охолодження двигунів [28], акумуляторних батарей [29], активних зон реакторів [30], корисного навантаження космічних кораблів [31]; застосовуються в пекарських шафах [32], кріохірургії [33], системах рекуперації відпрацьованого тепла [34]. На цьому перелік галузей їх використання не обмежується, і вище приведено роботи з метою демонстрації широти спектру використання двофазних систем.

На фоні усіх наведених пристроїв і підходів для охолодження електронного обладнання контрастує використання двофазних систем охолодження, принцип роботи яких базується на випарно-конденсаційному циклі. Їх дешевизна, простота, надійність, ефективність, а також доволі тривалий досвід використання в багатьох галузях робить їх найбільш відповідними представниками для широкого застосування у масових виробництвах, а пасивність цих систем – надає додаткові переваги у порівнянні з іншими.

1.4 Використання нанорідин у випарно-конденсаційних системах

1.4.1 Гравітаційні теплові труби

За останні 10 років, використання нанотехнологій у різних напрямках фундаментальних і прикладних робіт набуває широкої популярності, і, що більш важливо, приносить свої плоди. Разом з цим, питання охолодження електронного обладнання стають все більш комплексними і насущними. Одним з варіантів використання нанотехнологій в якості інструменту для поліпшення систем охолодження (СО) є використання нанорідини в якості теплоносія.

Доволі часто, для інженерів-проектантів постає задача, коли конструктив приладу чи системи вже було розроблено, і для СО залишається вже чітко визначений і обмежений об'єм. В таких випадках немає змоги варіювати габаритними характеристиками СО в широкому діапазоні, і подальша оптимізація може виконуватися лише за рахунок зміни внутрішньої структури чи підбором відповідного теплоносія та його кількості. Але, беручи до уваги поточні рівні теплового навантаження, традиційні теплоносії вже працюють на межі своїх теплопередавальних характеристик, а тенденції до зростання тепловиділення залишаються незмінними. Тож виникає необхідність перевірки доцільності використання нанорідин (однокомпонентних, гібридних) в випарно-конденсаційних СО.

Як вже зазначалося раніше, до випарно-конденсаційних систем відносяться ТС, ТТ, ПТТ, КТТ, парові камери. ТС – так звані гравітаційні теплові труби (в іноземній літературі їх ще іноді називають безгнітові [35]). Особливістю цих теплових труб, що в цілому виходить з визначення та назви, є повернення конденсату під дією сил гравітації. Так, увесь термосифон можна розділити на 3 зони: зона нагріву (ЗН), іноді її ще називають зоною випаровування; транспортна, або так звана адіабатна зона (ЗТ); зона

конденсації (ЗК). У ЗН відбувається подача тепла від об'єкта, що охолоджується, рідина випаровується, переходить з рідкого стану в пароподібний, через ЗТ з ЗН поступає в ЗК (причиною руху рідини стає різниця тисків між ЗН та ЗК, після подачі тепла до ЗН і досягнення рідиною температури насичення). В зоні конденсації, як це випливає з назви, рідина конденсується, переходить в рідинний стан і, під дією гравітації (звідки і йде поширена назва ТС – гравітаційними ТТ), робоча рідина повертається до зони випаровування, після чого цикл повторюється (рис. 1.6).

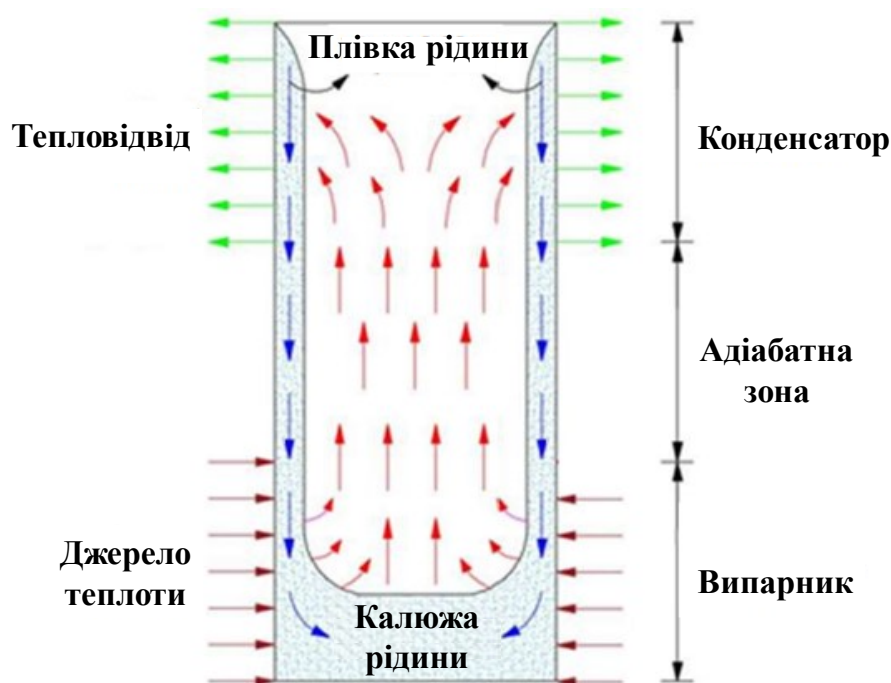


Рисунок 1.6 – Принципова схема роботи ТС [35]

До основних переваг ТС відноситься їх простота, відносна легкість у виготовленні та низька вартість (наведені щойно переваги актуальні навіть у порівнянні з іншими випарно-конденсаційними системами). До того ж, термічний опір термосифонів нижче за термічний опір аналогічних за геометрією ТТ (через додатковий опір гніту і контактний опір гніт-корпус).

Основним недоліком ТС, як це випливає з назви, є неможливість роботи проти дій сил тяжіння. Тобто з'являється чітке обмеження в робочих режимах, а саме зона підводу тепла завжди повинна знаходитися нижче за ЗК. При

перших роздумах може здатися, що, беручи до уваги наведені факти, оптимальним розташуванням для роботи таких систем є вертикальний (кут 90° від горизонту), проте це твердження є хибним. При нормальному режимі експлуатації більш доцільним є наявність певного нахилу (трохи відрізняється для різних теплоносіїв; для води в районі 60°). Слід зазначити, що існує ще термін критичного кута нахилу – це кут нижче якого використання ТС не є рекомендованим, оскільки відбувається значне погіршення теплопередавальних характеристик (для води цей кут складає 45°). При 60° куті нахилу сила зсуву між потоком насиченої пари, що рухається з ЗН в ЗК, та рідиною (конденсатом), що рухається з ЗК в ЗН є мінімальною [36]. Тобто саме при такому розташуванні потоки пара та рідини найменше «заважають» руху один одного. Наведені дані характерні для випадків, в яких в якості робочої рідини виступає вода. При використанні теплоносіїв, теплофізичні властивості яких відрізняються від води, особливо для багатокомпонентних робочих рідин (а тим паче у випадках коли вони не були попередньо досліджені), необхідні додаткові експерименти для визначення критичних та оптимальних кутів, чи діапазону нахилу.

Тож у випадках, коли пристрій, чи система, що потребує охолодження, має таке розміщення у просторі, що СО можна розмістити під кутом $45\text{--}90^\circ$ по відношенню до горизонту, доцільніше використовувати саме ТС.

Беручи до уваги усі наведені переваги ТС, а також те, що для систем такого типу існує менша кількість факторів, що впливають на теплопередавальні характеристики і для них можна організувати гарну повторюваність (що буває особливо важко при виготовленні одиничних несерійних зразків в лабораторних умовах) – надалі у роботі під випарно-конденсаційними системами будуть матися на увазі саме гравітаційні теплові труби (ТС).

1.4.2 Вплив визначальних факторів на теплопередавальні характеристики термосифонів

До головних теплопередавальних характеристик ТС можна віднести його повний термічний опір та максимальний тепловий потік, що передається пристроєм.

Для кращого загального розуміння усіх складових повного термічного опору, на рис. 1.7 наведено принципову мережу термічних опорів. Так, в якості компонентів до його складу входять конвективні термічні опори ЗН R_1 та R_3 , опір матеріалу стінки ТС R_2 (кондуктивна/ теплопровідна складова). Аналогічно для ЗК: R_6 та R_8 – конвективні, R_7 – кондуктивний термічні опори. Для адіабатної зони (ЗК): R_4 – конвективний опір в паровому просторі (ПП), R_5 – кондуктивний термічний опір [37].

Використання мережі термічних опорів є дуже зручним і корисним інструментом для загального пояснення процесів теплопередачі, і фактично є тепловою аналогією схемам електричних опорів.

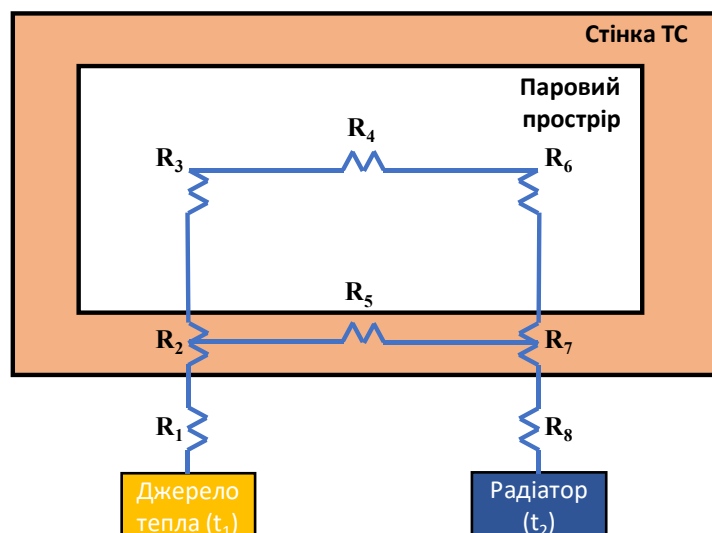


Рисунок 1.7 – Принципова мережа термічних опорів термосифонів

Зазвичай, при дослідженні ТС як окремого елементу СО, опорами R_1 та R_8 нехтують, оскільки вони не характеризують його теплопередавальні

характеристики, а скоріше описують умови підводу і відведення тепла від нього.

Таким чином, сумарний термічний опір ТС можна визначати як:

$$R = R_{ev}^w + R_{ev} + R_{vap} + R_c + R_c^w, \quad (1.1)$$

де R_{ev}^w , R_c^w – термічні опори (кондуктивна складова) стінки ТС в ЗН та ЗК відповідно;

R_{ev} , R_c – термічні опори тепловіддачі (конвективна складова) в ЗН та ЗК відповідно;

R_{vap} – термічний опір ПП.

Зазвичай, товщина стінки ТС доволі мала (не перевищує 0.5–1 мм), через що R_{ev}^w , R_c^w нехтують (вони на декілька порядків нижче за інші складові) [38].

На термічний опір в паровому просторі R_{vap} в першу чергу впливає швидкість руху пари робочої рідини. Цей термічний опір буде мати однакові порядки з R_{ev} , R_c лише при швидкостях понад 0,2М (М – число Маха), що не є характерним для традиційних теплоносіїв, а виключно для рідких металів [39].

Тож можна розглядати загальний термічний опір ТС, як суму термічних опорів тепловіддачі в ЗН та ЗК, і в якості головних чинників, що на нього впливають, буде виступати інтенсивність процесів теплообміну.

Також в якості визначальних величин прийнято оперувати мінімальним термічним опором, як окремою величиною, яка характеризує ефективність теплопередавального пристрою.

На теплопередавальні характеристики ТС мають вплив багато факторів, такі як загальна довжина, відношення довжин ЗН та ЗК, внутрішній діаметр ТС, температура охолоджуючої води чи повітря та їх витрата, теплоносіїв [38]. Окремо можна виділити вплив комплексних факторів, такі як, наприклад, коефіцієнт заповнення. Коефіцієнт заповнення представляє собою відношення об'єму робочої рідини до внутрішнього об'єму ЗН, чи відношення висот стовпа теплоносія до ЗН:

$$K_3 = \frac{V_{TH}}{V_{3H}} = \frac{h_{TH}}{h_{3H}}. \quad (1.2)$$

Вплив типу теплоносія на теплопередавальні характеристики і його правильний підбір в залежності від потенційних задач можна оцінити, використовуючи залежність критерію якості (N_l) від температури (рис. 1.8).

$$N_l = \frac{\rho_{liq} \cdot \sigma \cdot r}{\mu_{liq}}, \quad (1.3)$$

де ρ_{liq} – густина теплоносія, кг/м³;

σ – поверхневий натяг робочої рідини, Н/м;

r – прихована теплота пароутворення, Дж/кг;

μ_{liq} – динамічна в'язкість теплоносія, Па·с.

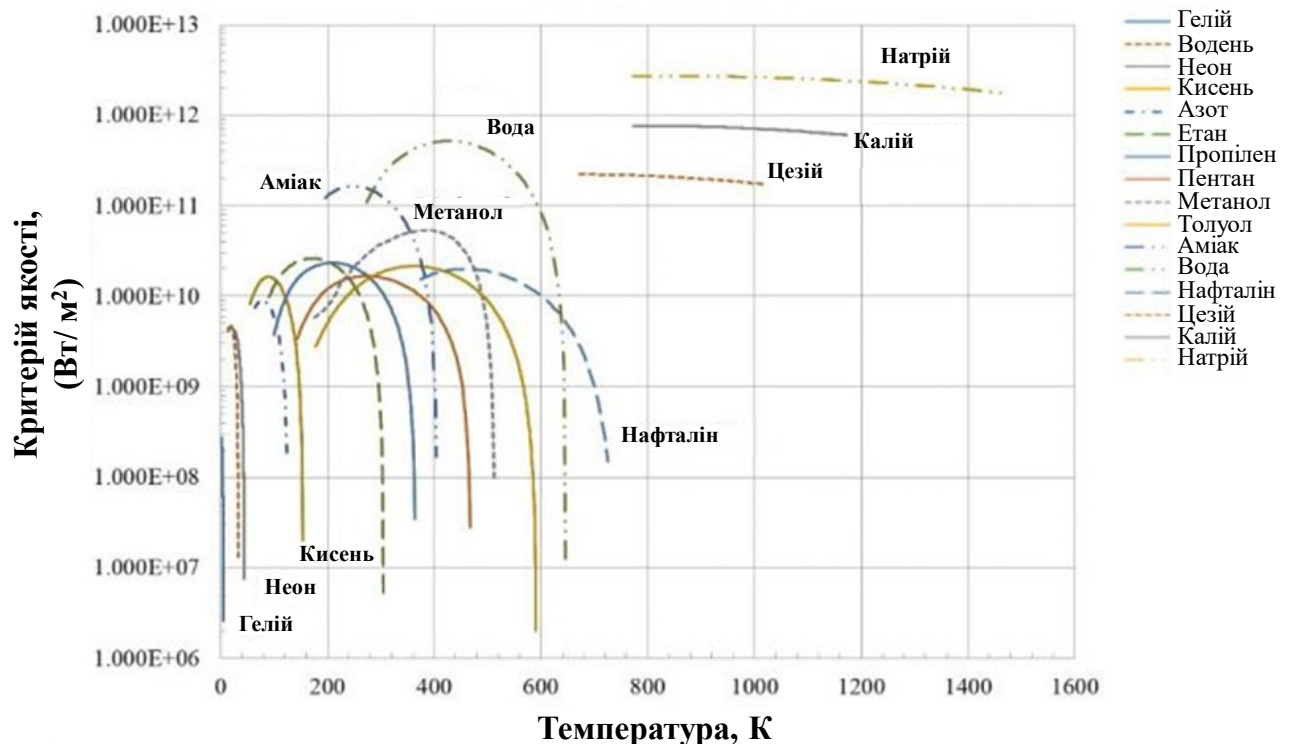


Рисунок 1.8 – Критерій якості для загально використовуваних термосифонів теплоносіїв [40]

Відповідно до формули 1.3, теплопередавальні характеристики ТС тим вище, чим більша густина теплоносія, прихована теплота пароутворення та

поверхневий натяг. Це дуже легко пояснюється тим, що велика густина та теплота пароутворення зменшують необхідний для перенесення одиниці теплової потужності потік теплоносія, в той час як високе значення поверхневого натягу сприяє перекачуванню рідини. Низьке ж значення динамічної в'язкості рідини призводить до зменшення падіння тиску теплоносія для поточної потужності [40].

З рис. 1.8 можна побачити, що значення критерію якості водних теплоносіїв значно перевищує відповідні значення для інших рідин (за виключенням рідкого калію та натрію, що мають широке застосування в високотемпературних та високопотужних задачах). До того ж, як можна побачити з графіку для води, її використання знаходиться в оптимальному діапазоні температур для охолодження більшості представників електронного обладнання. Виключенням є прилади, що повинні працювати при від'ємних температурах (телекомунікаційне обладнання взимку, тощо) – для таких задач ліпшим теплоносієм буде аміак, спирти, фреони, через замерзання води.

З наведеного вище випливає, що при використанні нанофлюїдів в якості теплоносія для випарно-конденсаційних систем перевагу будуть мати саме ті НР, в ролі базової рідини яких буде використовуватися вода. Проте складність виникає через недостатню дослідженість використання НР в ролі теплоносіїв ТС і проблематику при дослідженні теплофізичних властивостей нових НР (ρ_{liq} , σ , γ , μ_{liq} , тощо). Тому найпоширенішим методом вивчення у цьому напрямку є експериментальні наукові дослідження.

1.4.3 Теплопередавальні характеристики термосифонів з нанорідинами

У зв'язку з актуальністю даної тематики, а також великою кількістю існуючих робіт, врахування поточних результатів яких важливо для подальшого дослідження, було прийнято відобразити заключення літературного огляду у вигляді таблиці (табл.1.1).

Таблиця 1.1 – Аналіз першоджерел по використанню нанорідин в термосифонах

№ з/п посил.	Країна досл.	Рік	Геометричні параметри ТС	Теплоносій	Конц.	Результат досліджень	Ефект +/-
1	2	3	4	5	6	7	8
1 [41]	Польща	2019	$L_{ТС}=1800$ мм $d_{вн}=20$ мм $\delta_{ст}=1$ мм $L_{ЗН}/L_{ЗТ}/L_{ЗК}=$ $=400/1000/400$ мм Матеріал корпусу: мідь	$m_{тепл}=85$ мл. НР на базі оксиду графену без додавання ПАР/ з додаванням додецилсульфату натрію. Базова рідина: вода.	0.1 г/л	Результати дослідження показують покращення теплопередачі, але ці покращення спостерігалися лише при низьких теплових навантаженнях (що має мале значення в прикладних застосуваннях). До того ж поліпшення спостерігалися лише в ЗН. Для великих теплових навантажень покращення теплопередачі у випадку використання НР в порівнянні з водою не відбувалося. При робочих навантаженнях переваг по термічному опору не зафіксовано ($R_{min}=const$ для води і НР). До недоліків можна віднести вплив часу на теплопередавальні характеристики зразків з НР.	+ -
2 [42]	Малайзія	2013	$L_{ТС}=300$ мм $d_{вн}=19$ мм $\delta_{ст}=1.5$ мм $L_{ЗН}/L_{ЗТ}/L_{ЗК}=$ $=100/40/140$ мм Матеріал корпусу: мідь	1 ^{ша} НР: $H_2O + Al_2O_3$, 2 ^{га} НР: $H_2O + TiSiO_4$.	Об'ємна конц. (% vol)= 0.01%, 0.02%, 0.05%, 0.075%	Нижчий розподіл температури для ТС з НР в порівнянні з результатами для ТС з H_2O . $R_{min}(H_2O + 0.05\% Al_2O_3) \downarrow 65\%$ та $R_{min}(H_2O + 0.075\% TiSiO_4) \downarrow 57\%$ за $R_{min}(H_2O)$ Інтенсивність теплообміну в ЗН для НР підвищилось, у порівняння з водою. Покращення теплопередачі більш помітно для малих потужностей, проте простежується на всьому досл. діапазоні. % vol=0.05% - оптимум для $H_2O + Al_2O_3$ Недолік: досліджені зразки не можна віднести до МТС, враховуючи їх $d_{вн}$.	+

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
3 [43]	Іран	2014	$L_{TC}=400$ мм $L_{3H}/L_{3T}/L_{3K}=$ $=200/50/150$ мм	1 ^{ша} НР: $H_2O + Al_2O_3$ 2 ^{га} НР: $H_2O + CuO$ +ультразвукова обробка. НЧ CuO $d_{сер}=50$ нм, Al_2O_3 $d_{сер}=25$ нм.	(% vol)= 1.5%, 2%, 2.5%.	Додавання НЧ до H_2O , як і подальше збільшення їх концентрацій в досліджуваному діапазоні (1.5–2.5%) позитивно впливають на теплопередавальні характеристики. Результати для $H_2O + Al_2O_3$ ліпше, ніж для $H_2O + CuO$. В експериментальному дослідженні, окрім використання НР і збільшення концентрацій, для покращення теплових характеристик ТС використовувалося збільшення інтенсивності електричного поля. В результаті було визначено, що використання НЧ дає більше переваг, ніж вплив електричного поля. $Nu (H_2O + 2.5\% Al_2O_3) \uparrow 43\%$ та $Nu (H_2O + 2.5\% CuO) \uparrow 39\%$ в порівнянні з водою. Для $(H_2O + 2.5\% Al_2O_3)$ та $P=60W$ спостерігалось покращення теплопередавальних характеристик, в порівняння з H_2O , на 23.3%. Автори не зазначають діаметри зразків, що досліджувалися.	+
4 [44]	Індія	2016	Матеріал корпусу: мідь. Безгнітові ТТ (ТС) використано у складі теплообмінного апарату (ТОА).	Гібридна водна НР з додаванням 75% НЧ CuO та 25% вуглецевих нанотрубок (ВН).	(% vol)= 2%.	Максимальна ефективність ТОА з традиційними рідинами, такими як вода, метанол та ацетон, нижче в порівнянні з ТОА на базі ТС з гібридною НР ($CuO + ВН$; 2%). Проте, у роботі не зазначені геометричні параметри ТС, що використовувалися у складі ТОА.	+

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
5 [45]	Туреччина	2014	$L_{TC}=100$ мм $L_{3H}/L_{3T}/L_{3K}=400/200/400$ мм $d_{BH}=13$ мм $\delta_{CT}=2$ мм Матеріал корпусу: мідь	НР на базі води з додаванням НЧ MgO; шляхом прямого синтезу + додавання ПАР Triton X-100. $m_{TEPL}=85$ мл $K_3=33,3\%$.	(% vol)= 5%.	Теплопередавальні характеристики ТС з НР (H ₂ O+5%MgO+ Triton X-100) були краще за аналогічний зразок з деіонізованою водою (ДВ). Різниця ефективностей залежала від рівня теплових навантажень та витрати охолоджуючої рідини, та найбільше підвищення ефективності складало 26% (P=200W, G= 7,5 г/с). Перепад вздовж ТС для (H ₂ O+5%MgO+ Triton X-100) був менший, ніж для ДВ. Наприклад, найбільше зменшення перепаду спостерігалось для (P=200W, G= 5 г/с) і складало 7.5°C. Було визначено, що НР (H ₂ O+5%MgO+ Triton X-100) в порівнянні з НР на базі (H ₂ O+ Al ₂ O ₃) підвищувала теплову ефективність в середньому на 6.6% - 11.5%. У роботі не розглянуто вплив концентрацій НР та K ₃ на теплопередавальні характеристики ТС.	+
6 [46]	Туреччина	2016	$L_{TC}=1000$ мм $d_{BH}=13$ мм $\delta_{CT}=1$ мм Матеріал корпусу: мідь	НЧ на базі золи отриманої з димового газу циклонів ТЕС Yatağan (Туреччина). В склад входять SiO ₂ , TiO ₂ , Al ₂ O ₃ , Fe ₂ O ₃ , CaO та MgO у різних співвідношеннях. Базова рідина: вода+ Triton X-100. $K_3=33.3\%$ (44.2 мл).	%mass)= 2%.	Зразки ТС з НР на базі золи (SiO ₂ , TiO ₂ , Al ₂ O ₃ , Fe ₂ O ₃ , CaO та MgO) продемонстрували результати ліпші за ТС з теплоносієм з НЧ оксиду алюмінію (H ₂ O+ Al ₂ O ₃). Також спостерігалось зменшення термічного опору для НР в порівнянні з ДВ, що додатково залежало від рівня теплової потужності, що подається на нагрівач, та витрати охолоджуваної води. Так, $R_{min}(зола) \downarrow 30.1\%$ (P=400W, G=5г/с) та $R_{min}(Al_2O_3) \downarrow 5.2\%$ (P=400W, G=5г/с) в порівняння з $R_{min}(H_2O)$ Недолік: досліджені зразки не можна віднести до МТС, враховуючи їх d_{BH} .	+

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
7 [47]	Іран	2014	$L_{TC}=220$ мм $d_{зовн}=12$ мм Матеріал корпусу: мідь	1 ^{ша} НР: $Al_2O_3+H_2O+$ етиленгліколь ($C_2H_6O_2$). 2 ^{га} НР: $Al_2O_3+H_2O+$ діетиленгліколь ($C_4H_{10}O_3$). Al_2O_3 $d_{сер}=42—48$ нм.	% vol= 1—5%.	Використання НР в ролі теплоносія призводить до значного збільшення коефіцієнту теплопередачі та росту теплової ефективності приладу. Для всіх концентрацій (в особливості для більшої, 5%) спостерігається загальне зниження рівнів температур по всій трубі. Максимальне зниження досягало 22,63% для найбільшої досл. концентрації. Також автори наголошують на значному впливі K_z на теплову ефективність. Так, спостерігається значне зростання теплової ефективності при збільшенні K_z в діапазоні 30-50% для 1 ^ї НР, та в діапазоні від 30 до 70% для 2 ^ї НР. Для концентрації НР 5%, оптимум по K_z знаходиться на рівні $K_z=50-70\%$. За межами цього рівня відбувається значне погіршення теплової ефективності пристрою. Недолік: досліджені зразки не можна віднести до МТС, враховуючи їх $d_{вн}$, а також в якості НЧ досліджено лише Al_2O_3 .	+
8 [48]	Іран	2014	$L_{TC}=280$ мм $d_{вн}=10.7$ мм $d_{зовн}=12$ мм Матеріал корпусу: мідь	Біологічна екологічна НР AG/ вода. НЧ Ag з водного нітрату срібла та екстракту свіжого чайного листа. 2-етапний метод приготування.	%mass= 0.1-0.4%.	Найкращі теплові характеристики для $K_z=0,65$ та куті нахилу $\varphi=55^\circ$ було отримано для %mass=0.4 Зі збільшенням %mass час реакції системи (ТС) зменшується. При використанні НР і зі збільшенням концентрації НЧ, відбувається значне зменшення перепаду температури по ТС.	+

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
				$K_3=0,25-0,8$.		$R_{\min}(\text{Ag}/\text{H}_2\text{O}; 600\text{W}; 0.1\%\text{mass}) \downarrow 11.5\%$ та $R_{\min}(\text{Ag}/\text{H}_2\text{O}; 600\text{W}; 0.2\%\text{mass}) \downarrow 19.1\%$ $R_{\min}(\text{Ag}/\text{H}_2\text{O}; 600\text{W}; 0.3\%\text{mass}) \downarrow 23.6\%$ $R_{\min}(\text{Ag}/\text{H}_2\text{O}; 600\text{W}; 0.4\%\text{mass}) \downarrow 33.1\%$ в порівняння з $R_{\min}(\text{H}_2\text{O}; 600\text{W})$. Недолік: досліджені зразки не можна віднести до МТС, враховуючи їх $d_{\text{вн}}$, а також відсутні дослідження оптимального рівня концентрацій НЧ.	
9 [49]	Малайзія Іран США	2015	$L_{\text{ТС}}=1000$ мм $L_{3\text{Н}}/L_{3\text{Т}}/L_{3\text{К}}=$ $=350/250/400$ мм $d_{\text{вн}}=20$ мм Матеріал корпусу: мідь	$1_{\text{ша}}$ НР: GNP-COOH графенові нанопластинки (ГНП) дисперговані у водному середовищі методом ковалентної функціоналізації $1_{\text{Га}}$ НР: GNP-SDBS ГНП дисперговані у водному середовищі методом нековалентної функціоналізації ГНП $d_{\text{сер}}=0.5\text{—}3$ $\mu\text{м}$, $\delta_{\text{сер}}=0.55\text{—}3.74$ нм.	%mass= 0.025, 0.05, 0.1	Коефіцієнт теплопередачі для GNP-COOH демонструє більше збільшення за GNP-SDBS в порівнянні з ДВ. Максимальний загальний коефіцієнт теплопередачі $\text{ТС } 601 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ було знайдено для 0.1% GNP-COOH і вхідній потужності 150W. Максимальне підвищення загального коефіцієнта теплопередачі для НР на базі GNP-COOH і GNP-SDBS становлять, відповідно, 35% і 68% для масової частки 0,1%. Термічний опір термосифона є найнижчим для НР 0.1%GNP-COOH, що є найвищою дослідженою концентрацією. $R_{\min}(\text{H}_2\text{O})=0,283 \text{ К/Вт}$; $R_{\min}(0.1\%\text{GNP-SDBS})=0,223 \text{ К/Вт}$. $R_{\min}(0.1\%\text{GNP-COOH})=0,171 \text{ К/Вт}$; Недолік: досліджені зразки не можна віднести до МТС, враховуючи їх $d_{\text{вн}}$, а також не отримано оптимального рівня концентрацій НЧ (точки перегину).	+

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
10 [50]	Польща	2016	$L_{TC}=1000$ мм $d_{зовн}=10$ мм ТОА з 19 ТС і трикутним кроком розташування 2.0 d у випарнику, 31 ТС з трикутним кроком розташування 1.8d у конденсаторі. Матеріал: нержавіюча сталь	$H_2O + Al_2O_3$	%mass= 0.01, 0.1	<p>Додавання НЧ оксиду алюмінію до ДВ призводить до більш високого загального коефіцієнта теплопередачі, у порівнянні з просто ДВ.</p> <p>Подальше збільшення концентрації НЧ (0.01→0.1) призвело до зменшення загального коефіцієнту теплопередачі у порівнянні з меншою концентрацією.</p> <p>Менша концентрація показує себе краще! Окрім того, при деяких режимах функціонування ($p_{operating}=3$кПа) спостерігалось зниження максимальних теплових потоків при збільшенні концентрації НЧ.</p> <p> $q_{ev_max}(H_2O+0,01\%Al_2O_3)=84,15$ кВт/м² $q_{ev_max}(H_2O+0,1\%Al_2O_3)=70,85$ кВт/м² $q_{ev_max}(H_2O)=70,04$ кВт/м². </p> <p>Таким чином, ефект при використанні більш концентрованої НР майже не призводив до росту максимальних теплових потоків у порівнянні з ДВ.</p> <p>Проведений умовний «ресурсний» експеримент, а саме повторний запуск після 6 днів простою, показав певні погіршення (хоча автори і зробили висновок що вони і незначні). Таким чином можна самостійно зробити висновок про необхідність проведення ресурсних випробувань.</p>	+ -

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
11 [51]	Німеччина	2014	$L_{TC}=500$ мм $L_{3H}=22$ мм $L_{ef}=482$ мм $d_{BH}=25$ мм Матеріал корпусу: боросилікатне скло	1 ^{ша} НР: $H_2O + TiO_2$ НЧ TiO_2 : $d_{HЧ}=35-182$ нм; $d_{сер}=85$ нм. 2 ^{га} НР: $H_2O + Au$ НЧ Au : $d_{сер}=13$ нм, $d_{max}=212$ нм.	% vol $H_2O + TiO_2 = 0.1\%, 0.2\%, 0.3\%, 0.4\%$. % vol $H_2O + Au = 2.88 \cdot 10^{-4}\%$	Максимальне зниження термічного опору для 1 ^ї НР в порівнянні з ДВ склало 24%. Оптимальна концентрації для неї знаходиться в діапазоні 0.2–0,3% vol. Подальше зростання концентрації, в свою чергу, не призводить до зменшення R_{min} , або, навіть навпаки, призводить до його збільшення. А також спостерігалось старіння пористого шару НЧ в ЗН з плином часу (5 тижнів; «ресурс») для $H_2O + 0.3\%TiO_2$! Експерименти з 2 ^ю НР показали, що не відбувається переносу НЧ в ЗК разом з паровою фазою. Недолік: внутрішній діаметр експериментального зразка ТС складав 25 мм, таким чином його неможливо віднести до МТС. Окрім того, ресурсні випробування зі строком 5 тижнів доволі не ретроспективні й, беручи до уваги початок деградації після такого короткого періоду, не можна рекомендувати НР до прикладного впровадження.	+ -

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
12 [52]	Індія	2016	$L_{TC}=350$ мм $L_{3H}/L_{3T}/L_{3K}=100/100/150$ мм $d_{BH}=16$ мм Матеріал корпусу: мідь	$H_2O + Al_2O_3$	% vol = 0.06%	Теплові характеристики ТС з НР на базі оксиду алюмінію (0.06%) та ДВ підвищуються в порівнянні з ДВ без домішок. Автори відзначають, що коефіцієнт теплопередачі збільшився на 34% та 45% для вертикального положення і нахилу 45° відповідно для НР в порівнянні з ДВ. Завдяки підвищення коефіцієнту теплопередачі, термічний опір ТС в свою чергу знизився на 23 та 26%. Недолік: $d_{BH}=16$ мм – не МТС.	+
13 [53]	Колумбія	2020	$L_{TC}=400$ мм $d_{BH}=26$ мм $d_{30BH}=26$ мм Матеріал корпусу: боросилікатне скло	$H_2O + Al_2O_3$ НЧ Al_2O_3 : $d_{сер} < 50$ нм Двоетапний метод приготування НР (оброблення ультразвуком з частотою 20 кГц, тривалістю 20 хв). Різні зразки (з ПАР та без) було виготовлено та досліджено.	%mass = 0.1.	Проводилося дослідження стабільності $H_2O + Al_2O_3$ НР з додаванням різних ПАР (Додецилбензолсульфонат натрію – SDBS, Цетил триметил амоній бромід – СТАВ) та без ПАР. Відзначається, що НР+ SDBS була стабільною після кількох робочих циклів (умовні «ресурсні» випробування, проте дуже короткі – недолік роботи). В свою чергу в НР без ПАР, та з СТАВ, НЧ були повністю осаджені після робочого циклу. Зниження термічного опору досягало до 24% як для стабільних, так и нестабільних НР, у порівнянні з водою. Жодного впливу стабільності НР на теплові характеристики визначено не було. Під час роботи з ПАР було зафіксовано збільшення кількості утворених бульбашок.	+

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
14 [54]	Іран	2014	$L_{TC}=450$ мм $L_{3H}/L_{3T}/L_{3K}=$ $=160/90/200$ мм $d_{BH}=20$ мм Матеріал корпусу: мідь	1 ^{ша} рідина: на базі багатошарових вуглецевих трубок (БВТ) та води 2 ^{га} рідина: на базі БВТ+ Ag+H ₂ O	БВТ %mass= 0.1, 0.5. БВТ+Ag %mass= 0.5, 1.	Відзначається зменшення термічного опору для НР у порівнянні з ДВ. Для малої потужності: $R(\text{water}; 15W)=1.16$ К/В; $R(0,5\% \text{БВТ}; 15W)=0.94$ К/В; $R(1\% \text{БВТ}; 15W)=0.86$ К/В; $R(0,5\% \text{БВТ-Ag}; 15W)=0.84$ К/В; $R(1\% \text{БВТ-Ag}; 15W)=0.71$ К/В. Для великої потужності: $R(\text{water}; 134W)=0.28$ К/В; $R(0,5\% \text{БВТ}; 134W)=0.24$ К/В; $R(1\% \text{БВТ}; 134W)=0.22$ К/В; $R(0,5\% \text{БВТ-Ag}; 134W)=0.21$ К/В; $R(1\% \text{БВТ-Ag}; 134W)=0.19$ К/В. 2 ^{га} НР (БВТ+ Ag) демонструє більше зменшення термічного опору для високої потужності, аж до 32% у порівнянні з НР. В той час як зменшення для 1 ^ї НР, для порівняння, складало до 21,5%. Окрему увагу присвячено перепаду тиску для досліджуваних ТС з НР. Падіння тиску для НР з БВТ більше, ніж для ДВ. В той час як для 2ї НР (БВТ+ Ag+H ₂ O) – менший, ніж у води, що негативно впливає на роботу таких систем.	+ -

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
15 [55]	Китай	2013	Випаровувач представляє собою прямокутну камеру 100x100x10 мм. $L_{ЗК}=600$ мм $d_{зовн_ЗК}=16$ мм Матеріал корпусу: мідь	Функціоналізована водна НР з НЧ SiO_2 Традиційна водна НР з НЧ SiO_2 (без функціоналізації)	%mass= 0.5 – 2.5 для обох НР	Спостерігалось погіршення тепловіддачі для ТС з функціоналізованої НР (H_2O+SiO_2), а також про зменшення максимального теплового потоку, що передається ТС. Жодного позитивного наноефекту для 1 ^ї НР (функціоналізованої) виявлено не було. Пояснюють це погіршення утворенням шару осаду в ЗН. Наявність осаду призводить до зменшення контактного кута і шорсткості поверхні. Також погіршення тепловіддачі зафіксовано і для традиційної НР. Відбувається зменшення коефіцієнту тепловіддачі до 40% для температури насичення 40°C; 36% для 55°C; 33% для 70%. Погіршення зростає зі зменшенням теплового потоку. Проте використання традиційної НР, на відміну від функціоналізованої, призводить до збільшення максимального теплового потоку.	-
16 [56]	Тайвань	2010	$L_{ТС}=600$ мм $d_{ВН}=8$ мм Матеріал корпусу: мідь	$H_2O+ Al_2O_3$ Метод прямого синтезу	%mass= 0.5, 1, 3	Додавання НЧ в базову рідину призводить до збільшення теплової ефективності ТС. Висунуті припущення, що причиною цього є: висока теплопровідність НЧ; додаткова взаємодія (зіткнення) між стінкою, молекулами води та НЧ, що призвело до підсилення конвективної складової; збільшення площі ЗН за рахунок прилипання НЧ на її поверхню. Окрім того, авторами відзначено, що значне збільшення теплової ефективності відбувається при зменшенні K_3 (в більшій кількості випадків і постановках задач, оптимальній K_3 знаходився на рівні 60%).	+

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
						<p>Оптимальний рівень концентрації відзначається на рівні 1%. При такій концентрації теплова ефективність для НР на 16.8% вище за ДВ. Збільшення концентрації до 3% призводить до зменшення теплової ефективності (з 79.3% до 75.6%).</p> <p>Недоліки дослідження: використано тільки НЧ Al_2O_3, які досліджуються у більшості з робіт, відсутній порівняльний аналіз з іншими НР.</p>	
17 [57]	Тайланд	2011	$L_{TC}=750$ мм $L_{3H}/L_{3T}/L_{3K}=250/250/250$ мм $d_{BH}=12.7$ мм Матеріал корпусу: сталь	H_2O+Ag 1. Без ПАР 2. 3 олеїноюю кислотою (ОК) 0.5% 3. 3 ОК 1% 4. 3 ОК 1.5% $K_3=0.3/0.5/0.8$	%mass=0.5	<p>Досліджено вплив об'ємної витрати охолоджуючої рідини (1, 2.5, and 5 l/min.).</p> <p>Наявність ОК (всіх досл. концентрацій) має сприятливий вплив на роботу ТС та теплову ефективність, у порівнянні з НР без ПАР. Оптимальні концентрації ОК – 1%.</p> <p>При найліпшому $K_3=0.5$ та 1% ОК зафіксовано найвищий тепловий потік 25 кВт/м^2 та найвищу теплову ефективність (31.1%).</p> <p>$K_3=0.5$; об'ємна витрата=1 л/хв; $t=80^\circ\text{C}$</p> <p>Теплова ефективність(ТЕ)</p> <p>Максимальна густина теплового потоку q_{\max}</p> <p>ТЕ(ДВ, 80°C)=12,9%; $q_{\max}=5,1\text{ кВт/м}^2$</p> <p>ТЕ (НР, 80°C)=17%; $q_{\max}=6,6\text{ кВт/м}^2$</p> <p>ТЕ(НР+0.5%ОК,$80^\circ\text{C}$)=18,1%; $q_{\max}=7\text{ кВт/м}^2$</p> <p>ТЕ (НР+1%ОК, 80°C)=31,1%; $q_{\max}=11,9\text{ кВт/м}^2$</p> <p>ТЕ(НР+1.5%ОК,$80^\circ\text{C}$)=20,7%; $q_{\max}=7,7\text{ кВт/м}^2$</p> <p>Недолік: досліджені зразки не можна віднести до МТС, враховуючи їх d_{BH}.</p>	+

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
18 [58]	Іран	2013	$L_{TC}=450$ мм $L_{3H}/L_{3T}/L_{3K}=$ $=160/90/200$ мм $d_{BH}=20$ мм Матеріал корпусу: мідь	Графен+вода+ +гумміарабік (ПАР; смола акації) $K_3=0.6$ НЧ графену: $\delta=4-20$ нм, $l=5-10$ мкм	%mass= 0.02, 0.05, 0.1, 0.5, 1.	З \uparrow концентрації відбувається \uparrow загального коефіцієнту теплопередачі та теплової ефективності. Разом з цим, зростання концентрації призводить до зменшення термічного опору ТС. \uparrow концентрації призводить до зниження середнього рівня температур ЗН. При постійній тепловій потужності і збільшенні концентрації спостерігалось зростання коефіцієнту тепловіддачі ЗН. Також збільшення концентрації НЧ призводило до посиленого падіння вакуумного тиску. <u>$P=150W$, теплова ефективність (TE):</u> TE (ДВ)=0.83%; TE (0.2%НР)= 87%; TE (1%НР)= 90%. <u>Інтенсивність теплообміну (α):</u> α (H ₂ O)=354 Вт/м ² К; α (0.2%НР)= 378 Вт/м ² К; α (1%НР)= 504 Вт/м ² К; <u>Термічний опір:</u> R (ДВ)= 0.282 К/ Вт; R (0.2%НР) = 0.265 К/ Вт; R (1%НР) = 0.198 К/ Вт; <u>Температура ЗН:</u> t_{3H} (H ₂ O)= 68.1°C; t_{3H} (0.2%НР)= 67.3°C; t_{3H} (1%НР)= 64.2°C. Недолік: не визначено оптимальну концентрацію НР і не МТС ($d_{BH}=20$ мм).	+

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
19 [59]	Іран	2019	$L_{TC}=240$ мм $L_{3H}/L_{3T}/L_{3K}=70/80/90$ мм Матеріал корпусу: мідь ЗН в перетині(основі) має квадратну форму, а конденсатор складається з двох з'єднаних трубок (U-образної форми).	Функціоналізована НР з БВН+ДВ НЧ були функціоналізовані за допомогою НЧ персульфату калію та персульфату натрію. БВН $d_{зovн}=20-30$ нм, $d_{вн}=5-10$ нм, $l_{нч}=30$ мкм; 10-12 стінок. Двостадійний процес синтезу.	%mass=0.04.	Критичні теплові потоки, зафіксовані для НР (90 Вт), перевищують значення, що було отримано для ТС з ДВ (70 Вт). Теплова ефективність для всіх зразків НР в усьому діапазоні потужностей мала вищі значення, ніж у ДВ. Максимальна теплова ефективність була досягнута при 90 Вт теплової потужності для НР, що була функціоналізована персульфатом натрію (79.6%). Покращення в теплопередавальних характеристиках автори пояснюють більш високою теплопровідністю НР в порівнянні з базовою рідиною (ДВ). Теплова ефективність (TE): 30W: ДВ 44,3% Na-CNT 54,8% K-CNT 57,6% 70W: ДВ 63,9% K-CNT 67,6% Na-CNT 69,5% Зниження термічного опору в порівнянні з ДВ: 30W: Na-CNT 9% K-CNT 12,9% 70W: K-CNT 22,3% Na-CNT 28,6% Особливістю роботи є те, що експериментальний зразок має не типову форму для ТС, і отримані дані не можна використати для проектування систем охолодження на базі традиційних ТС.	+
20 [60]	Таїланд	2017	$L_{TC}=600$ мм $d_{зovн}=25,4$ мм $L_{3H}/L_{3T}/L_{3K}=200/200/200$ мм Матеріал корпусу: мідь	H_2O+Cu Характерний розмір НЧ міді складав 40 нм $K_3=0.5$	10, 20, 30 ppm	Продуктивність роботи ТС з НР зростає при підвищенні концентрації НЧ ($\uparrow\%mass \rightarrow \uparrow\alpha, \downarrow R$). Термічний опір ТС з ДВ вищий за опір ТС з НР. Таким чином автор наголошує на великому потенціалі використання НР на базі ДВ з НЧ міді в якості теплоносія для ТС. Мінімальний термічний опір R_{min} при фіксованій робочій температурі 80°C: $R_{min}(ДВ)=0.075K/Вт$; $R_{min}(10ppm\text{ НР})=0.0308K/Вт$;	+

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
						$R_{\min}(30\text{ppm HP}) = 0.0284/\text{Вт};$ $R_{\min}(50\text{ppm HP}) = 0.0258/\text{Вт}.$ Максимальний тепловий потік, що передається ТС (при фіксованій робочій температурі 80°C): $Q_{\max}(\text{ДВ}) = 323.7 \text{ Вт};$ $Q_{\max}(10\text{ppm HP}) = 429.3 \text{ Вт};$ $Q_{\max}(30\text{ppm HP}) = 470 \text{ Вт};$ $Q_{\max}(50\text{ppm HP}) = 488.1 \text{ Вт}.$ Можна помітити, що збільшення концентрації з 10 ppm до 30 призводить до більшого покращення характеристик, ніж з 30 до 50 ppm. Таким чином, можна зробити припущення, що автори знаходяться недалеко від оптимальної концентрації для цієї системи, Кз і теплоносія. Проте, для підтвердження потребується проведення додаткових досліджень.	
21 [61]	Індія	2016	$L_{\text{ТС}} = 600 \text{ мм}$ $d_{\text{вн}} = 22 \text{ мм}$ $d_{\text{зовн}} = 25 \text{ мм}$ $L_{\text{ЗН}}/L_{\text{ЗТ}}/L_{\text{ЗК}} = 100/50/450 \text{ мм}$ Ефективна довжина 550мм Матеріал корпусу: мідь	Гібридна НР: CuO+H ₂ O+ВН (вуглецеві нанотрубки)	1%, 2%, 3%.	Теплова ефективність (ТЕ) ТС збільшується, а термічний опір зменшується при переході з ДВ на НР. $\text{ТЕ}(\text{ДВ}, 15^{\circ} - \text{кут нахилу}) = 22.22\%,$ $\text{ТЕ}(\text{ДВ}, 30^{\circ}) = 22.81\%, \text{ТЕ}(\text{ДВ}, 45^{\circ}) = 25.119\%,$ $\text{ТЕ}(\text{ДВ}, 60^{\circ}) = 23.02\%, \text{ТЕ}(\text{ДВ}, 75^{\circ}) = 22.03\%.$ Термічний опір для ТС з ДВ при кутах $15^{\circ}, 30^{\circ}, 45^{\circ}, 60^{\circ},$ та 75° складав 0.16, 0.14, 0.11, 0.13, та 0.13 відповідно. Теплова ефективність для ТС з 1%НР при кутах $15^{\circ}, 30^{\circ}, 45^{\circ}, 60^{\circ},$ та 75° склала 25.09%, 27.89%, 28.86%, 31.61% 33.24%. Термічний опір для ТС з 1%НР при кутах $15^{\circ}, 30^{\circ}, 45^{\circ}, 60^{\circ},$ та 75° складав 0.138, 0.13, 0.123, 0.194, та 0.192 відповідно. Досліджені зразки мають $d_{\text{вн}} = 22 \text{ мм}, d_{\text{зовн}} = 25 \text{ мм}$ та не відносяться до МТС.	+

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
22 [62]	Індія	2012	$L_{TC}=180$ мм $d_{BH}=5$ мм $d_{зовн}=6$ мм $L_{3H}/L_{3T}/L_{3K}=$ $=60/60/60$ мм Матеріал корпусу: мідь	1 ^{ша} НР: $CuO+H_2O$ 2 ^{га} НР: $CuO+H_2O+$ н-бутанол (бутиловий спирт) Характерний розмір НЧ CuO складав 40 нм $K_3=0.44$	100мг/л	Діапазон кутів $45-50^\circ$ є оптимальним для дослідженої НР. При порівнянні 1 ^ї і 2 ^ї НР авторами було зроблено висновок, що додавання до НР бутилового спирту призводить до значного небажаного погіршення термічного опору ТС. ДВ+1 ^{ша} НР: $R(45^\circ)=0,44$ К/Вт; $R(90^\circ; \text{верт})=1,08$ К/Вт. ДВ+2 ^{га} НР: $R(45^\circ)=1,07$ К/Вт; $R(90^\circ; \text{верт})=1,23$ К/Вт. Багатокомпонентна НР показала гірші результати за однокомпонентну. В порівнянні з ДВ, додавання НЧ CuO до теплоносія ТС, покращує його теплопередавальні характеристики. Вплив кута нахилу мав більш значний вплив на ТС з НР, ніж з ДВ.	+ -
23 [63]	Німеччина	2014	ТС №1 $L_{TC}=1440$ мм $d_{зовн}=108$ мм Матеріал корпусу: сталь ТС №2 $L_{TC}=1800$ мм $d_{BH}=20$ мм $L_{3H}/L_{3T}/L_{3K}=$ $=400/1000/400$ мм Матеріал корпусу: мідь	НР №1 (для ТС №1 і №2) TiO_2+H_2O НЧ TiO_2 $d_{сер}=85$ нм Приготовлена за 2-етапною процедурою НР №2 (для ТС №1-3) $Au+H_2O$ НЧ Au $d_{сер_1}=16$ нм та $d_{сер_2}=66$ нм	Для НР №1: % vol= 0.1-0.4 Для НР №2: vol.%= 0.000288	Для всіх досліджених зразків НР спостерігається \downarrow термічного опору <u>при малих теплових потоках</u> , у порівнянні з базовою рідиною. Автори наголошують про низький вплив концентрації НР №1 на покращення теплових характеристик ТС. Незначні покращення ($\downarrow R$ до 10%) для TiO_2 (ТС №1, №2) зафіксовані при тепловому потоці 10-30 кВт/м ² , далі результати для ДВ і НР №1 однакові. Цікаво, що, не дивлячись на значно нижчу концентрацію НР №2, для НЧ Au (ТС №1, 2) спостерігалось більш значне зниження термічного опору ($\downarrow R$ до 20%) і в більш широкому діапазоні теплових потоків (до 40 кВт/м ²).	-

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
			<p>ТС №3 L_{3H}=400мм</p> <p>Матеріал корпусу: боросилікатне скло</p>	<p>(досліджувалися 2 типу розмірів НЧ) 1-шагова процедура виготовлення</p>		<p>Варто наголосити, що при теплових потоках більше 40 кВт/м² для НР №2 (ТС №1,2) – термічний опір ТС з НР став навіть гіршим за опір аналогічного зразка з ДВ.</p> <p>В свою чергу, дослідження на скляному ТС (ТС №3) з НР № 2(Аu) при малих теплових потоках продемонстрували значне погіршення теплопередавальних характеристик ТС (значно вищий термічний опір для НР).</p> <p>Таким чином, у деяких випадках за допомогою НР можливо покращення теплопередавальних характеристик. Проте в даній роботі ці покращення були незначними, в багатьох випадках наголошувалося про збільшення термічного опору в порівнянні з базовою рідиною і наголошують на необхідності додаткового вивчення використання НР в якості теплоносіїв для випарно-конденсаційних систем. Особливо важливо зрозуміти фізичні механізми, що стоять за виявленими покращеннями, і чому вони проявляють себе лише при деяких умовах.</p>	

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
24 [64]	Китай	2011	Прямокутний ТС, 350 × 100 × 8 мм L _{ЗН} /L _{ЗТ} /L _{ЗК} = =100/100/150 мм Матеріал корпусу: мідь	Традиційна НР: НЧ кремнезему та ДВ 12 годин обробки в ультразвуковій ванні Функціоналізована НР за допомогою кремнійорганічних сполук SiR: НЧ кремнезему та ДВ K _з =0.875	%mass= 0.5, 1, 1.5, 2, 2.5	При використанні традиційної НР, на відміну від функціоналізованої, на поверхні ЗН утворюється шар осаду на стінках ТС. В результаті чого існують відмінності в характеристиках теплопередачі. Так, для традиційної НР відбувається зміна шорсткості поверхні, і в результаті зміна кута змочування, тобто змінюються поверхневі характеристики. В цей же час для функціоналізованої НР, автор пояснює зміни в процесах теплообміну саме за рахунок використання нанофлюїдів та їх теплофізичних властивостей. Функціоналізована НР в якості теплоносія, призводить до збільшення коефіцієнту теплопередачі, у порівнянні з ДВ. Визначено оптимальну концентрацію для неї на рівні 1.5%, подальше збільшення не призводить до покращення коефіцієнту теплопередачі. Інтенсивність теплообміну в ЗН збільшується до 17%, в той же час збільшення критичних теплових потоків в порівнянні з ДВ не зафіксовано. Для традиційної ж НР результати експериментів демонструють погіршення коефіцієнтів теплопередачі, проте одночасне зростання максимальних теплових потоків (за рахунок зменшення кута змочування на пористій поверхні осаду). До недоліків роботи можна віднести те, що досліджений зразок має не типову форму для ТС, і отримані дані не можна використати для проектування систем охолодження на базі традиційних ТС.	+ -

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
25 [65]	Іран	2012	$L_{TC}=450$ мм $d_{зовн}=20$ мм $L_{3H}/L_{3T}/L_{3K}=$ $=160/200/90$ мм Матеріал корпусу: мідь	Багатошарові вуглецеві нанотрубки, що було функціоналізовано етилендіаміном+ДВ	%mass (vol)= 0.2 (0.095); 0.5 (0.238); 1 (0.475); 1.5 (0.71).	<p>Дослідження показують, що при невеликій тепловій потужності (<90 Вт) та при масовій концентрації $\geq 1\%$ спостерігалися максимальні значення теплової ефективності.</p> <p>Також зафіксовано що $\uparrow \%mass \rightarrow \downarrow$ падіння вакуумного тиску.</p> <p>Термічний опір для ТС з НР менший за зразки з ДВ (при малій тепловій потужності; <90 Вт).</p> <p>R (0,2mass% НР; 12 Вт) = 1.29 К/Вт; R (1mass% НР; 12 Вт) = 1.03 К/Вт; R (1,5mass% НР; 12 Вт) = 1.08 К/Вт.</p> <p>R (0,2mass% НР; 62.5 Вт) = 0.65 К/Вт; R (1mass% НР; 62.5 Вт) = 0.52 К/Вт; R (1,5mass% НР; 62.5 Вт) = 0.54 К/Вт.</p> <p>R (0,2mass% НР; 137 Вт) = 0.27 К/Вт; R (1mass% НР; 137 Вт) = 0.23 К/Вт; R (1,5mass% НР; 137 Вт) = 0.23 К/Вт.</p> <p>Масова концентрація 1% є оптимальною, оскільки їй відповідають найвищі значення теплової ефективності, та найменші значення термічного опору та мінімальні значення падіння вакуумного тиску.</p> <p>Використання НР є доцільним і має переваги над базовою рідиною (ДВ). Проте слід зазначити, що основний вииграш при використанні НР має місце при невеликих теплових навантаженнях (<90 Вт).</p> <p>Недолік :досліджені ТС не є мініатюрними ($d_{зовн}=20$ мм).</p>	+

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
26 [66]	Польща, Німеччина	2019	$L_{TC}=1800$ мм $L_{3H}/L_{3T}/L_{3K}=$ $=400/1000/400$ мм Матеріал корпусу: мідь	C_2O+H_2O Без ПАР. НЧ виготовлені за допомогою модифікованого методу Хаммерса.	0.1 г/л	<p>Було визначено експериментально та усереднено, а також розраховано і порівняно частоту виникнення гейзерних явищ і їх амплітуду при використанні НР в ТС. $\uparrow t_{3H} \rightarrow \uparrow$ частота появи гейзерів, \downarrow амплітуда гейзерів. З отриманих даних дослідники зробили висновок, що для більш високих значень теплового потоку процес кипіння стає все менш стрімким, але більш інтенсивним. З точки зору термічного опору та теплової ефективності, для високих значень теплового потоку не спостерігається покращення характеристик ТС у порівнянні з ДВ. Такі покращення спостерігаються при малих t_{3H} та незначному тепловому потоці.</p> <p><u>1^й робочий режим</u> (для зразка з ДВ і НР підтримуються однакові фіксовані температури на вході охолоджуючої води та нагрівуючої води): $R(H_2O; Q_{\text{відведене}}=28\text{Вт}) = 0,24 \text{ К/Вт};$ $R(C_2O+H_2O; Q_{\text{відведене}}=55 \text{ Вт}) = 0,1 \text{ К/Вт}.$ $R(H_2O; 28\text{Вт}) > R(C_2O+H_2O; 365\text{Вт}).$</p> <p><u>2^й робочий режим:</u> $R(H_2O; Q_{\text{відведене}}=59\text{Вт}) = 0,17 \text{ К/Вт};$ $R(C_2O+H_2O; Q_{\text{відведене}}=85\text{Вт}) = 0,095 \text{ К/Вт}.$ $R(H_2O; 59\text{Вт}) > R(C_2O+H_2O; 85\text{Вт}).$</p> <p><u>Останній (максимальний) робочий режим:</u> $R(H_2O; Q_{\text{відведене}}=365\text{Вт}) = 0,08 \text{ К/Вт};$ $R(C_2O+H_2O; Q_{\text{відведене}}=365\text{Вт}) = 0,08 \text{ К/Вт}.$ $R(H_2O; 365\text{Вт}) = R(C_2O+H_2O; 365\text{Вт}).$</p> <p>У роботі не зазначено діаметр експериментальних зразків.</p>	+ -

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
27 [67]	Польща, Німеччина	2019	$L_{TC}=1800$ мм $d_{BH}=20$ мм $\delta_{CT}=1$ мм $L_{3H}/L_{3T}/L_{3K}=$ $=400/1000/400$ мм Матеріал корпусу: мідь	<u>1^{ша} НР:</u> H_2O+Au <u>2^{га} НР:</u> H_2O+SiO_2 <u>3^{тя} НР:</u> H_2O+ одностінний вуглецевий «наноріг» (рогоподібна структура з листів графену) (оригінальна назва - Single-walled carbon nanohorn SWCNH) Досліджувалися НР з ПАР та без. Маса заправки НР 85 мл $K_3=0.68$	1-2 НР: 100мг/л 3 ^{тя} НР: 0.10 г/л +ПАР 0.01 г/л	НР з золотом (H_2O+Au), кремнеземом (H_2O+SiO_2) та «нанорогами» демонструють нижчі значення термічного опору ніж зразки з ДВ. Для фіксованої температури 3Н ($t_{3H}=30^\circ C$), для 1 ^ї НР (Au) зафіксовано $R\downarrow 58\%$, 2 ^ї НР (SiO_2) $R\downarrow 77\%$, 3 ^ї НР (SWCNH) $R\downarrow 49\%$. При підвищенні теплової потужності, що підводиться ($t_{3H}>45^\circ C$), наведені переваги для усіх досліджуваних НР зникають і отримано результати ідентичні до ДВ. Цікаво, що якщо порівнювати результати для 3 ^ї НР (в яку додано ПАР, а саме додецилсульфат натрію) разом з ДВ в яку додано цю саму ПАР, то вони демонструють однакові результати, і не спостерігається додаткового зниження R за рахунок додавання НЧ. Це говорить про те, що не тільки НЧ, але і ПАР, що додано в базову суміш, мають значний вплив на теплопередавальні характеристики і ефективність роботи ТС. Окремо автори відзначають значний вплив додавання НЧ та ПАР до базової рідини на гейзерний ефект та явища. Через те що НЧ і ПАР мають комплексний і непрямий вплив, потрібні додаткові роботи та дослідження. Беручи до уваги $d_{BH}=20$ мм, досліджені зразки не є мініатюрними ТС.	+ -

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
28 [68]	Іран	2021	$L_{TC}=350$ мм $d_{BH}=20$ мм $\delta_{CT}=1$ мм $L_{3H}/L_{3T}/L_{3K}=160/90/200$ мм Матеріал корпусу: мідь	Одностінні вуглецеві нанотрубки (ОВН)+ДВ Довжина ОВН $l_{ОВН}=5-30$ мкм; $d_{BH_ОВН}=0.9-2$ нм; $d_{зовн_ОВН}=1-3$ нм. Додавалася ПАР (гумміарабік; смола з дерев різних сортів акації). $K_3=0.6$	%mass=0.2; 0.5; 1.	Зі зростанням масової концентрації НЧ відбувається збільшення продуктивності системи охолодження, разом з цим спостерігається зниження термічного опору. У всіх експериментах, зразки НР з різними концентраціями НЧ продемонстрували кращі значення теплової ефективності (ТЕ) за ДВ: $TE_{max}(ДВ)=77,8\%$; $TE_{max}(0.2\%НР)=85,7\%$ $TE_{max}(0.5\%НР)=86\%$; $TE_{max}(1\%НР)=89\%$. t_{3H} при потужності нагрівача 45Вт для води, та НР з концентрацією 0.2%, 0.5% та 1% відповідно складала 63.9, 63.8, 63.7 і 62.9 °С. Покращення характеристик при збільшенні концентрації з 0.2% до 0.5% фактично не відбувається. Значне поліпшення зафіксовано при ↑ концентрації з 0.5% до 1%. Разом з цим, найнижчий термічний опір також було досягнуто найбільш концентрованим теплоносієм (для $Q=30$ Вт, $R(1\%НР)=1,71$ К/Вт проти $R(ДВ)=2,34$ К/ Вт. Більше зниження термічного опору (швидкість спаду) спостерігалось для малих потужностей. Разом зі збільшенням концентрації НЧ зменшується число Нуссельта, що пов'язано зі збільшенням теплопровідності НР. Тобто відбувається збільшення теплопередачі через кондуктивний механізм (теплопровідність). Для $Q=30$ Вт, число Нуссельта для 0.2, 0.5 та 1% відповідно складала 145.19, 70.22 та 30.26. У роботі не знайдено оптимальний рівень концентрацій наночасток та зразок не є МТС ($d_{BH}=20$ мм).	+

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
29 [69]	Індія	2008	$L_{TC}=620$ мм $d_{BH}=16$ мм $L_{3H}/L_{3T}/L_{3K}=$ $=120/200/300$ мм Матеріал корпусу: мідь	<u>1^{ша} НР:</u> $H_2O + Al_2O_3$ $d_{CuO} = 8.6 - 13.5$ нм <u>2^{га} НР:</u> $H_2O + CuO$ $d_{Al_2O_3} = 40 - 47$ нм <u>3^{тя} НР:</u> $H_2O + \text{лапоніт}$ (глина) $d_{\text{лапоніт}} = 25$ нм $l_{\text{лапоніт}} = 1$ нм Усі НР без ПАР	%mass (vol)= 1% (0.005%)	<p>Для усіх досліджених НР в порівнянні з ДВ спостерігалось погіршення теплопередавальних характеристик.</p> $R(40^\circ C; \text{лапоніт}) = 0.106$ К/Вт; $R(40^\circ C; CuO) = 0.087$ К/Вт; $R(40^\circ C; Al_2O_3) = 0.074$ К/Вт; $R(40^\circ C; ДВ) = 0.064$ К/Вт; $R(65^\circ C; \text{лапоніт}) = 0.045$ К/Вт; $R(65^\circ C; CuO) = 0.036$ К/Вт; $R(65^\circ C; Al_2O_3) = 0.031$ К/Вт; $R(65^\circ C; ДВ) = 0.029$ К/Вт.	-

Для усього дослідженого діапазону навантажень спостерігалось збільшення термічного опору. Найбільше погіршення отримано для діапазону малих теплових навантажень, до 65.6% для НР №3 (лапоніт), 36% для НР №2 (CuO), 15.6% для НР №1 (Al₂O₃).

Таким чином, зроблено висновки, що збільшення теплопровідності теплоносія за рахунок додавання в нього НЧ не призводить до інтенсифікації теплообміну кипіння. Висунуто теорію, що НЧ утворюють агломерати, і блокують активні центри пароутворення.

Продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
30 [70]	Китай	2006	$d_{\text{ВН}}=20\text{мм}$ $\delta_{\text{СТ}}=2.5\text{мм}$ Матеріал корпусу: мідь	ДВ+вуглецеві нанотрубки (ВН) $l_{\text{ВН}}=10\text{ мкм};$ $d_{\text{сер_ВН}}=15\text{ нм}$ $K_3=0.2$ Без ПАР. НЧ оброблені за допомогою сумішей азотно- сірчаної кислоти.	% vol= 1%	Термічний опір ТС при малих навантаженнях: $R(250\text{W}; \text{HP})=0.0275\text{ К/Вт};$ $R(250\text{W}; \text{ДВ})=0.0133\text{ К/Вт};$ Термічний опір ТС при високих навантаженнях: $R(550\text{W}; \text{HP})=0.02\text{ К/Вт};$ $R(550\text{W}; \text{ДВ})=0.0059\text{ К/Вт}.$ Спостерігається погіршення теплопередавальних характеристик ТС при використанні НР в порівнянні з базовою рідиною (водою). При малих навантаженнях термічний опір ТС з НР в 2.07 разів більше, при великих – в 3.39 раз. Зростання загального термічного опору відбувається за рахунок зростання $R_{\text{зн}}$. Додаткові дослідження показали, що додавання НЧ (ВН) до ДВ призвело до \uparrow поверхневого натягу та \downarrow кута змочування. В результаті цих змін відбувається зміна механізмів теплообміну (стінка-рідина-НЧ) і кипіння з подальшим погіршенням теплової ефективності ТС. Скоріше за все це погіршення стається через коалесценцію бульбашок, \downarrow кількості центрів пароутворення з паралельним \downarrow частоти відриву.	-

Зведена інформація в табл.1.1 демонструє поточний стан, проблематику, складнощі та переваги використання НР в випарно-конденсаційних системах, а саме ТС. Беручи до уваги усі наведені аспекти, можна резюмувати, що в роботах частини дослідників відзначається:

1. Значне покращення теплопередавальних характеристик (зменшення рівня термічного опору, збільшення коефіцієнтів теплопередачі, інтенсифікація теплообміну в ЗН) [42–49, 52, 53, 56–61, 65, 68].
2. Незначний виграш за рахунок зменшення термічного опору в діапазоні малих потужностей, та збільшення критичних теплових потоків з паралельним зменшенням коефіцієнтів тепловіддачі в зоні випаровування (тобто, відзначають як позитивний, так і негативний вплив використання нанофлюїдів) [41, 50, 51, 54, 62, 64, 66, 67].
3. Негативний вплив на теплову ефективність, термічні опори, рівень температур в ЗН, тощо [55, 63, 69, 70].

Аналіз даних, наведений у табл. 1.1, вказує на певну невизначеність, чи буде використання НР в якості теплоносія для конкретної СО, з певними геометричними особливостями і граничними умовами, ефективним, чи призведе до погіршення її роботи, в порівнянні з базовим теплоносієм.

Окрім того, в роботах представлені велика кількість різних НР, різні дизайни, розміри (довжини, відношення ЗН/ЗТ/ЗК), діаметрів, Кз, розташування в просторі, які не коректно порівнювати один з одним. Також більшість робіт приводить інформацію для систем, які важко назвати мініатюрними ($d_{ТС} > 20\text{мм}$), а саме в сегменті охолодження мікроелектроніки на зараз і виник найбільший попит і складнощі.

Тобто, не зважаючи на немалу кількість робіт в цьому напрямку, не можливо сформулювати конкретні рекомендації щодо вибору теплоносія під конкретні задачі, і з достатньою точністю прогнозувати поліпшення робочих режимів. І виникає необхідність додаткового дослідження впливу різних НР на теплопередавальні характеристики ТС, їх концентрацій, кутів нахилу,

проведення повного порівняльного аналізу з фокусуванням на мініатюрних СО, і як результат мініатюрних термосифонах (МТС).

Окремим питанням, що є не менш важливим за вплив НР на роботу ТС, є питання ресурсних випробувань, а також зміни теплопередаваннях характеристик СО з НР в ролі теплоносія з плином часу (наявність чи відсутність деградації). Так, в роботах [50, 51, 53] були спроби проведення експериментів, що за своєю ідеологією мають спільні ознаки з перевіркою на наявність деградації, проте їх тривалість не є достатньою для формування остаточних висновків, оскільки на даний момент обмежується кількома запусками, днями чи декількома тижнями, ще й у режимі зберігання. Тож в результаті цієї роботи за мету ставиться також і перевірка впливу плин часу на стабільність НР, постійність робочих характеристик ТС, чи їх погіршення.

Таким чином, для нівелювання поточної невизначеності в доцільності використання НР, не можна оперувати і спиратися на окремі фінальні результати прикладного дослідження чи експерименту, а важливо розуміти особливості роботи МТС з НР і процесів теплообміну, а також механізми інтенсифікації, що за ними стоять.

1.4.4. Механізм інтенсифікації процесів теплообміну при використанні нанорідин в якості теплоносія мініатюрних термосифонів

На базі проведеного аналізу літератури було виділено основні потенційні механізми, що за думкою авторів є причинами інтенсифікації процесів теплообміну при використанні НР в якості теплоносія ТС.

Можна виокремити чотири потенційні причини (рис. 1.9):

1. Виникнення додаткового наночастинок в результаті взаємодії НЧ та внутрішньої поверхні зони нагріву [42, 43, 46–47, 48, 71, 72];
2. Покращення теплофізичних властивостей теплоносія за рахунок додавання в нього НЧ (відомо, що НЧ мають унікальні фізичні, хімічні

і механічні властивості, одна з головних причин – велика питома площа їх поверхонь) [42, 43, 45–48, 72];

3. Вплив Броунівського руху НЧ [48];
4. Зменшення контактного кута між теплоносієм і поверхнею [72].

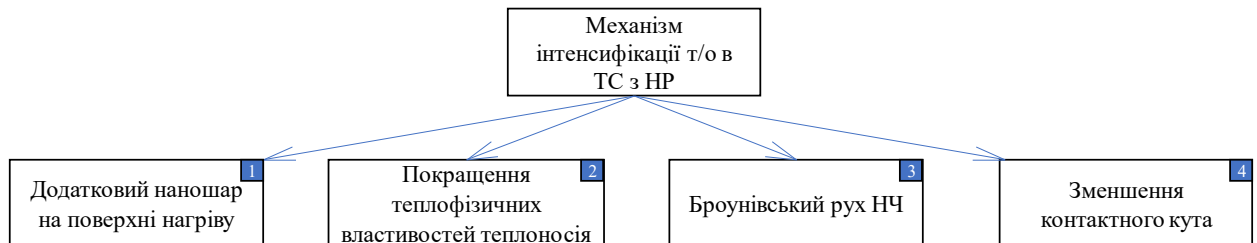
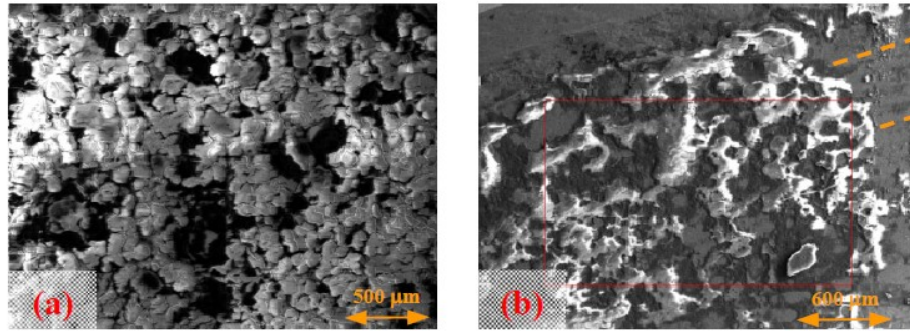


Рисунок 1.9 – Потенційні механізми інтенсифікації процесів теплообміну в термосифонів з нанорідинами

Розглянемо наведені механізми більш детально.

Виникнення додаткового наночару на внутрішній поверхні нагрівача, на рівні з покращенням теплофізичних властивостей НР, є одним з найбільш ймовірних і висвітлених в роботах механізмів інтенсифікації теплообміну. Ця додаткова поверхня фактично збільшує площу поверхні теплообміну, збільшує кількість активних центрів пароутворення, може мати значний вплив на змочуванність теплоносієм поверхні випаровування, і також в певних умовах може виступати додатковим інтенсифікатором потоку, виступаючи фактично додатковою шорсткістю на поверхні ЗН. Це припущення було сформовано після аналізу внутрішньої поверхні ЗН після проведення досліджень. Загальний стан і вигляд поверхні наведено на рис. 1.10.



а – 100х зображення ; б – 39х зображення

Рисунок 1.10 – Зображення з скануючого електронного мікроскопу з 100 кратним (а) та 39 кратним (б) збільшенням поверхні площі ЗН після використання НР з НЧ TiO_2 , з об'ємною концентрацією 0.1% [63]

Під механізмом №2, а саме покращенням теплофізичних властивостей, зазвичай мають на увазі покращення загальної теплопровідності робочої рідини. Підвищення коефіцієнту теплопровідності теплоносія призводить до зниження термічного опору усього термосифону (за рахунок зменшення перепаду температур між ЗН та ЗК). Проте, як можна побачити з табл.1.1, концентрація НР зазвичай знаходиться на невисокому рівні. Найбільша з досліджених досягала лише 5% [45, 47] (мається на увазі об'ємна концентрація), а для більшості зразків вона взагалі на порядок нижча [42, 51, 52, 63, 65]. А окрім того, в частині з проаналізованих робіт, підвищення концентрації вище певного рівня не призводило до покращень теплових характеристик [64], а в низці робіт навіть ставало причиною подальшого погіршення в порівнянні з меншою концентрацією [42, 50, 51, 56, 65]. Відносна невелика кількість НЧ ($\%vol < 5$), а також наявність так званою оптимальної концентрації стає обмежуючим фактором для домінування цього механізму серед усіх потенційно наведених. Проте, можливий комбінований і комплексний вплив, де механізм інтенсифікації теплообміну включає в себе більше одного процесу, а також припустимий взаємовплив цих процесів.

Механізм №3, а саме броунівський рух НЧ у НР, також розглядається як причина інтенсифікації процесів теплообміну. Під броунівським рухом мається на увазі хаотичний рух диспергованих НЧ у рідкому дисперсійному середовищі (базовій рідині), що викликаний тепловим рухом молекул рідини. Броунівський рух НЧ покращує теплофізичні властивості НР, збільшує конвекційну складову теплообміну, за рахунок чого відбувається покращення теплопередавальних характеристик ТС. Так, дослідники [71, 73] з метою пояснення зниження термічного опору ТС при використанні НР, висунули теорію про бомбардування НЧ бульбашок пари під час їх утворення, за рахунок Броуновського руху НЧ. В результаті цього бомбардування, розмір зародження бульбашки повинен бути набагато менше, ніж у випадку відсутності НЧ, що і є основною причиною зниження термічного опору ТС.

Механізм №4, а саме зменшення контактного кута між поверхнею теплообміну і нанофлюїдом описано в роботі [64]. В результаті чого, для традиційної НР автори спостерігали зростання максимальних теплових потоків. Зменшення контактного кута призводить до кращої змочуваності поверхні.

Наведені вище механізми інтенсифікації теплообміну є потенційними, і розглядаються як основні можливі, проте не потрібно при дослідженнях обмежуватись одним із них, чи комбінацією декількох. Механізми інтенсифікації теплообміну в НР ще не до кінця вивчені, і використання НР для теплопередачі все ще має невисвітлені сторони, обмеження та проблеми [74].

1.5 Висновки до розділу і постановка задачі дослідження

Нанотехнології (НТ) набувають все більшого поширення і застосування у різних напрямках фундаментальних робіт, таких як фізика, хімія, біологія і разом з цим зростає їх використання в прикладних і конкретних міжгалузевих

застосуваннях (енергетиці, екології, робототехніці, електроніці). Все більшого розповсюдження набирає їх використання в якості робочої рідини для високоефективних систем охолодження. Робоча рідина в такому випадку складається з базової робочої рідини (вода, етанол, етиленгліколь, фреони і т.п.), та однієї (однокомпонентна або ще називають традиційна) чи більшої кількості домішок (гібридна). Ці домішки представляють собою частинки металу, оксидів металу, карбідів, нітридів чи вуглецю у різних модифікованих станах, розміри яких характеризуються нано-масштабами (10^{-9} м). Саме тому ці домішки прийнято називати наночастинками, а теплоносії – нанорідинами (НР).

Розрізняють одноетапний і двоетапний метод приготування НР. Їх основна відмінність впливає із назв і полягає в кількості етапів для приготування. Основна перевага одноетапного – висока стабільність теплоносія, а двоетапного – простота, дешевизна і можливість синтезувати рідини з високою концентрацією НЧ (у порівнянні з одноетапним).

Найбільш поширене застосування НР набули в якості теплоносія в випарно-конденсаційних системах охолодження. Питання охолодження електронного, а особливо мікроелектронного обладнання на зараз є дуже складною і комплексною задачею та вимагає принципово нових підходів й інструментів для її вирішення. Це пояснюється експоненційним зростанням кількості транзисторів на одиницю поверхні, і як результат – аналогічним збільшенням питомих теплових потоків.

В даній роботі в якості систем, принцип яких базується на випарно-конденсаційному циклі обрано закриті двофазні термосифони, оскільки вони мають переваги в надійності, відносній простоті виготовлення і як результат дешевизні, низьких значеннях термічного опору.

Проведений аналіз літературних джерел підтвердив актуальність цього дослідження (кількість робіт за останній досліджуваний період все збільшується) і наявність певної невизначеності й нерозуміння ефектів від застосування НР і внутрішніх процесів (в першу чергу процесів теплообміну).

Так, в частині робіт наведено дані про значне покращення теплопередавальних характеристик ТС при застосуванні НР, низка робіт говорить про незначне покращення в одному аспекті, проте погіршення в інших. А деякі з дослідників акцентують увагу на абсолютно негативному впливі від додавання НЧ до теплоносія.

Окрім того, серед існуючих робіт доволі малу увагу приділено ресурсним випробуванням (напрацювання, зберігання, тощо) та наявності зміни теплофізичних властивостей НР, чи погіршенню теплопередавальних характеристик ТС з плином часу.

Серед існуючих потенційних механізмів інтенсифікації теплообміну відзначено виникнення додаткового наношару на внутрішній поверхні зони випаровування, покращення теплофізичних властивостей теплоносія, вплив Броунівського руху НЧ, зменшення контактного кута між теплоносієм та поверхнею теплообміну. Також можливий вплив не одного з цих механізмів, а їх комбінацій. Варто розуміти, що це перелік потенційних механізмів інтенсифікації теплообміну, і про їх існування та домінування до сих пір продовжуються суперечки та наукові дискусії.

Виходячи з наведеного, виникає необхідність дослідження використання НР в якості теплоносія для випарно-конденсаційних систем, визначення позитивних і негативних аспектів їх використання, дослідження механізмів інтенсифікації теплообміну, деградації теплопередавальних характеристик з плином часу. Окрім того, аналіз першоджерел продемонстрував достатньо малий перелік типів НР, що зазвичай використовувалися в якості теплоносія ТС, через що було прийнято рішення розширити їх перелік і провести додатковий пошук нових потенційних високоефективних теплоносіїв.

На підставі наведених висновків, в задачі дослідження було включено:

- розширення та поглиблення наукових знань про процеси теплообміну у мініатюрних випарно-конденсаційних системах, в ролі теплоносія у яких використовуються НР;

- розширення переліку досліджених НР у ролі теплоносіїв МТС, в особливості фокус на багатокомпонентні та гібридні НР;
- дослідження впливу використання НР у якості теплоносія на теплопередавальні характеристики саме мініатюрних систем, оскільки МТС представляють найбільший інтерес для електронної промисловості і кількість наукових робіт у цьому напрямку на сьогодні доволі обмежена;
- дослідження впливу концентрацій НЧ на теплопередавальні характеристики МТС для багатокомпонентних сумішей, та комплексного впливу Кз та концентрацій, що не досліджено на зараз;
- визначення впливу кута нахилу на теплопередавальні характеристики МТС з НР для окреслення ефективного діапазону використання в залежності від розташування у просторі;
- дослідження пульсацій температур у МТС з НР, як фактору, що може мати вплив на температурні режими роботи електронного обладнання;
- дослідження ефективності теплопередачі МТС з НР, в особливості для багатокомпонентних гібридних сумішей, та механізмів інтенсифікації теплообміну;
- перевірка наявності деградації під впливом фактору часу збереження та періоду активної роботи, в особливості для гібридних сумішей, оскільки без цих даних не можливе впровадження систем у електронну промисловість.

РОЗДІЛ 2

ОБ'ЄКТ ДОСЛІДЖЕНЬ, ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА ТА СХЕМА ВИМІРЮВАННЯ

2.1 Критерії мініатюризації термосифонів

У першому розділі акцентовано увагу на тому, що найбільшу зацікавленість на зараз представляють системи охолодження для мікроелектроніки, тобто розглядається використання саме МТС. В якості критерії мініатюризації для ТС прийнято використовувати число Бонда:

$$Bo = \frac{d_{\text{вн}}}{\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}}} \quad (2.1)$$

де $d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр ТС, м; σ – коефіцієнт поверхневого натягу, Н/м; g – прискорення вільного падіння, м/с²; ρ' – густина теплоносія, що знаходиться в стані рідини, кг/м³; ρ'' – густина теплоносія, що знаходиться в стані пари, кг/м³.

Так, зразки, для яких виконується нерівність $Bo < 4$ [38], прийнято вважати мініатюрними. Для таких ТС характерний теплообмін у стисненому просторі, у якому, на відміну від теплообміну у великому об'ємі, масштаби процесів, що протікають всередині системи (утворення бульбашок, їх ріст та відривання від центрів пароутворення) співрозмірні з їх характерним розміром (внутрішнім діаметром). Таким чином, стиснені умови можуть мати свій вплив на протікання процесів теплообміну (випаровування, конденсації) і їх потрібно розглядати окремо.

В залежності від типу теплоносія і робочого тиску, критерію $Bo < 4$ можуть відповідати різні системи. Так, для води, як для найбільш розповсюдженого теплоносія, що широко використовується в випарно конденсаційних системах, при атмосферному тиску до мініатюрних можна віднести ТС з $d_{\text{вн}} \leq 10 \text{ мм}$.

Мініатюризація за Бондом – не єдиний критерій для визначення. Також до мініатюрних ТС прийнято відносити такі, для яких середня кривизна межі пар-рідина порівняна за величиною із зворотнім гідравлічним радіусом загального каналу потоку [75]. Так, це ТС, гідравлічний діаметр яких знаходиться в діапазоні 1–6 мм [76], або ж $1 \leq d_{\text{вн}} \leq 6$, у випадках коли маємо справу з трубами, що мають круглий перетин.

Беручи до уваги складність розрахунків процесів випаровування і конденсації навіть однокомпонентних систем, а в нашому випадку на ці складності накладаються стиснені умови (існуючі залежності для визначення коефіцієнтів тепловіддачі, що існують для великого об'єму не можна застосовувати) і багатокомпонентність середовища (традиційні однокомпонентні НР, гібридні багатокомпонентні рідини) – було обрано метод експериментальних наукових досліджень.

2.2 Конструкція експериментальної установки та схема вимірювання

Визначення теплопередавальних характеристик МТС відбувається за допомогою імітування робочого режиму. Так, до ЗН МТС подається теплова потужність, а з ЗК відбувається її відведення. Для розуміння критичних теплових режимів, і ефективності роботи ТС (його термічного опору) подача теплової потужності відбувається поступово, з певною дискретністю і шагом приросту. Також значну увагу приділяють геометричним розмірам зон підводу і відводу тепла, та температурі охолоджуючого середовища, оскільки ці параметри мають прямий вплив на фінальні результати.

Для якісного і більш наглядного розуміння експериментальної установки, методики проведення експерименту та схеми вимірювання, принципова (якісна) схема стенду для дослідження теплопередавальних характеристик ТС наведена на рис.2.1.

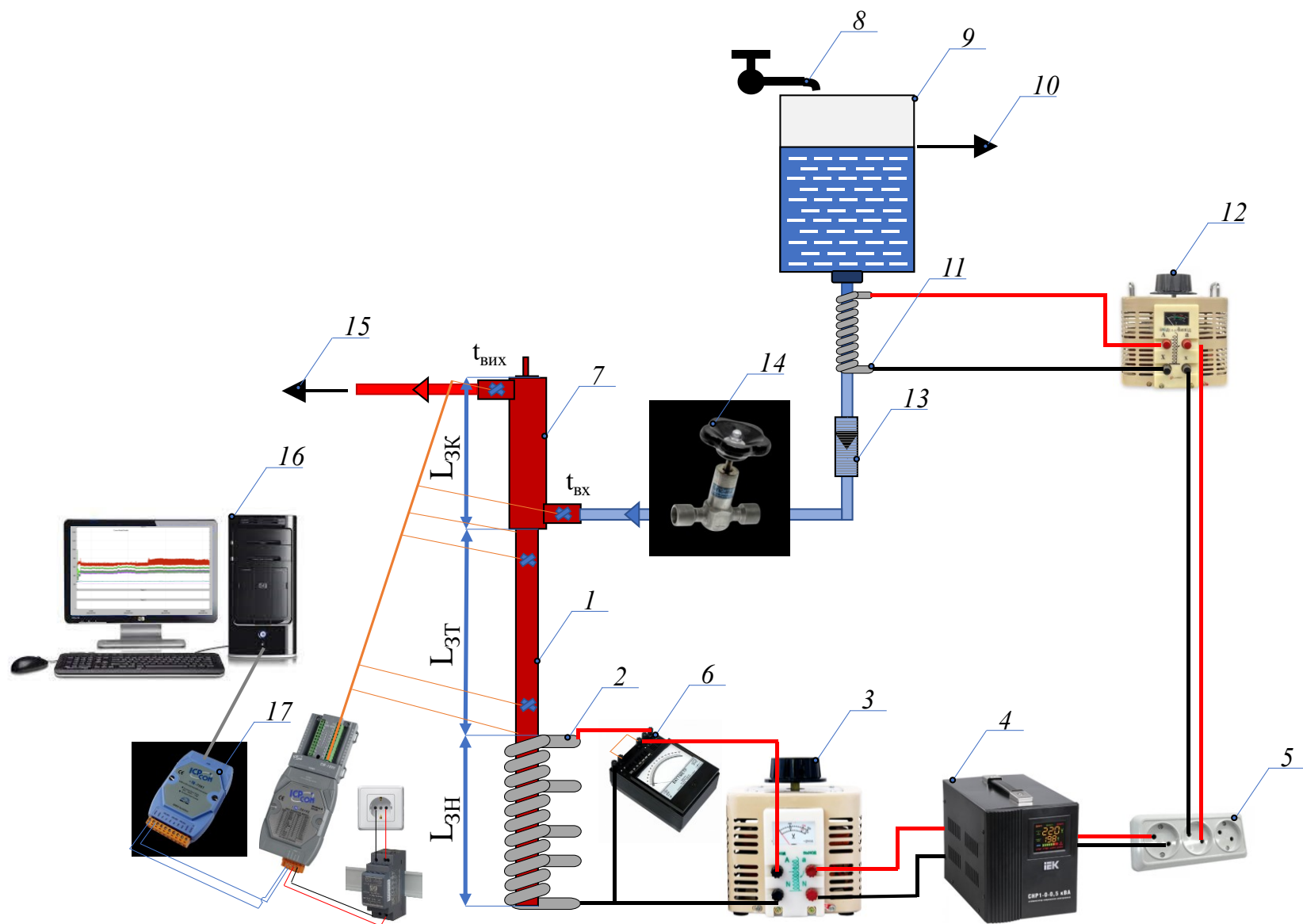


Рисунок 2.1 – Принципова схема експериментального стану для дослідження теплопередавальних характеристик МТС

МТС 1 розташовується на штативі, який надає змогу змінювати і корегувати кут нахилу встановленого зразка відповідно до визначеної програми експерименту.

На ЗН МТС попередньо намотано нагрівач 2, який представляє собою резистивний дріт. Зазвичай в якості матеріалу для навитих нагрівачів використовують нікель-хромові сплави (так званий ніхром), та залізо-хром-алюмінієві сплави (фехраль). Максимальна температура ніхромового сплаву може досягати 1250°C (для NiCr 70:30), а для фехралю – до 1300°C, що зазвичай більш ніж достатньо для досліджень такого типу. Діаметр дроту нагрівача, та крок намотки визначаються розрахунковим методом, враховуючи прогнозовані величини максимальних теплових потоків. В поточних дослідженнях діаметр ніхрому складав 0.3 мм, а намотка виконувалася без проміжного кроку (виток до витка). Нагрівач намотується не напряму на експериментальний зразок, а попередньо на ТС намотують електричний ізолятор (наприклад, стрічка скловолоконна), щоб не мати справу з електричними наводками на МТС і датчики температури.

Доволі широко застосовуваною практикою є використання багатосекційних нагрівачів, за допомогою яких можна змінювати довжину ЗН у декілька дій. Це дуже зручно при дослідженні впливу K_z , що варіюється за допомогою довжини нагрівача при постійній масі заправки теплоносія (є актуальним у багатьох оптимізаційних прикладних задачах).

Напруга на нагрівач 2 подається через лабораторний автотрансформатор 3, що підключено через стабілізатор напруги 4 до промислової мережі 5. Змінюючи вихідну напругу з трансформатору можна міняти потужність, що виділяється нагрівачем. Вимірювання рівня потужності здійснюється за допомогою ваттметра 6. Обладнання і компоненти 2–6 можна віднести до системи живлення і моніторингу рівня потужності нагрівача.

Відведення теплоти від зразка МТС відбувається за допомогою теплообмінника по типу труба–в–трубі 7. Він розташовується напряму на експериментальному зразку, герметизується по торцях за допомогою

вакуумної резини, і ця зона представляє собою ЗК ТС. Цей теплообмінник також зветься конденсатор. В ролі охолоджуючої рідини виступає вода, яка за допомогою побутової системи водопостачання 8 подається в демпферний резервуар 9.

За рахунок демпферного резервуару і підтримки сталого рівня стовпа рідини вдається нівелювати пульсації по витраті. Постійність рівня в резервуарі можна досягти за допомогою відбору 10, який зливає надлишок до системи відведення води. Потенційно, можливе використання електромагнітних клапанів для подачі води і системи контролю рівня води, за рахунок чого впровадити автоматизовану систему водяного охолодження експериментального зразку, проте це рішення є більш дорогим і складним, а значних переваг в порівнянні з наведеною системою не надає.

Температура охолоджуючої рідини регулюється за допомогою охоронного нагрівача 11, що намотаний на трубопровід і живиться від лабораторного автотрансформатора 12. За допомогою ротаметру (витратоміру) 13 та вентиля 14 можна регулювати і контролювати витрату робочої рідини. Обладнання та компоненти 7–14 представляють собою систему охолодження експериментального зразку. У випадках дослідження від’ємних робочих температурах замість наведеної системи охолодження 7–14 виникає необхідність у використанні термостатів, чи кріостатів, в залежності від необхідного рівня температур, та спеціальних теплоносіїв (антифриз, силіконова олія, спирти, тощо).

Робоча рідина проходить скрізь конденсатор 7 та охолоджує МТС, після чого надходить до системи відведення води 15.

Важливою підсистемою стенда для визначення теплопередавальних характеристик випарно–конденсаційних систем є система контролю та фіксації температур. До системи збору і обробки даних 17 під’єднуються датчики температури, що в залежності від температурного рівня і необхідної точності вимірів можуть представляти собою термометри опору (pt100, pt1000 та інші), терморезистори (РТС, NTC різних номіналів, форм і виконання) та

термопари (мідь–константан, хромель–алюмель, хромель–копель, залізо константан, платино-платинородієві, тощо). В нашому випадку використовувалися мідь–константанові термопари з діаметром дроту 0.16мм, з робочим діапазоном $-200...+400^{\circ}\text{C}$. У цікавому для нас діапазоні температур ($20...+100^{\circ}\text{C}$) точність вимірів мідь–константанових термопар (тип Т) складає $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$, за рахунок проведення додаткої калібровки з використанням платинового термометра опору .

Термопари фіксувалися за допомогою пайки на корпус МТС, та в загальному випадку схема розташування включала в себе 3 датчика температури в ЗН, 2 в ЗТ, 3 в ЗК (буде наведено далі). Окрім температури корпусу МТС, фіксувалася температура (вхідна та вихідна) охолоджуючої рідини, за допомогою якої в подальшому розраховувався відведений тепловий потік. Система збору і обробки даних 17 підключалася до персонального комп'ютеру 16, і за допомогою спеціального програмного забезпечення відбувалася фіксація рівня температур у реальному часі. Інтервал з'йому інформації складав 1 секунду.

Експериментальний зразок, що фіксувався і розташовувався у лабораторному штативі, попередньо було заізолювано в теплову ізоляцію, для зниження теплових втрат в оточуюче середовище. В якості теплової ізоляції зазвичай використовують матеріали, що мають низьку теплопровідність (від цього залежить зниження втрат), не є горючими (особливо важливо при дослідженнях такого типу, тому що при великих теплових потоках, температура нагрівача може досягати 300°C , що може призвести до пожежі), екологічні (безпечність робочих умов для дослідників і персоналу важлива складова організації будь-якої діяльності). Наведеним вище ознакам повністю відповідає базальтове волокно, саме тому воно і використовувалося при дослідженнях в якості ізоляційного шару.

2.3 Геометричні характеристики мініатюрних термосифонів. Підбір мініатюрних термосифонів і досліджуваних нанорідин

Як вже зазначалося в першому розділі, вибір робочої рідини для випарно-конденсаційної системи є одним з головних факторів, що має безпосередній вплив на теплопередавальні характеристики системи. Вода зарекомендувала себе одним з найкращих теплоносіїв, що поєднує в собі доступність, низьку вартість, і найвищі значення критерія якості (якщо не брати до уваги рідкі метали, робота з якими є складною, токсичною і дороговартісною). Окрім того, температурний діапазон використання води співпадає з діапазоном експлуатації більшості побутових електроприладів і пристроїв. Саме тому в якості базової рідини для теплоносія було обрано воду.

Беручи до уваги проведений літературний огляд та дані табл. 1.1, можна зробити висновок, що використання НР з додаванням вуглецю мало позитивний вплив на теплопередавальні характеристики ТС. Проте, більшість робіт використовують саме вуглецеві нанотрубки. Таким чином, виникає необхідність у дослідженні використання різних алотропних модифікацій вуглецю [77]. В якості аморфного алотропу вуглецю було обрано НЧ №1 (аморфний вуглець; DG–100; за характером хімічного зв'язку між атомами - змішанні sp^3/sp^2 форми). В якості кристалічних алотропів: зразок НЧ №2 (багатостінні ВН; sp^3 форма хімічного зв'язку між атомами) і зразок №3 (алмаз; sp^3 форма хімічного зв'язку між атомами).

Таким чином, НР №1–3 є традиційними однокомпонентними НР.

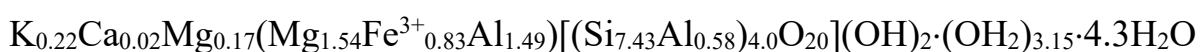
Беручи до уваги перспективність, ефективність та переваги гібридних (багатокомпонентних) НР та покращення теплопередавальних характеристик ТС при використанні ВН, було виготовлено НР №4, яка складається з суміші ВН та українських природніх алюмосилікатів. Нанорозміри, гідрофільність поверхні, самовільне диспергування в базовій рідині, різноманітність форм та їх анізотрія стали гарними передумовами для високих теплових параметрів таких рідин при кипінні та конденсації [78]. В якості представника класу

алюмосилікатів виступав аттапульгіт з українських родовищ (Черкащина). Аттапульгіт ще носить назву палигорскіт, і представляє собою мінерал з філосилікату магнію та алюмінію, що має досить обмежену за територіальною ознакою структуру видобутку, а саме родовища знаходяться у Сенегалі, Ізраїлі, півдні США, північному заході Греції та в Україні.

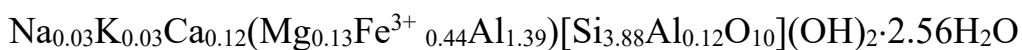
Також, у зв'язку з перспективністю використання НР на базі алюмосилікатів та збільшенням критичних теплових потоків при їх використанні, в порівнянні з водою, в 1.5–3 рази (для кипіння у великому об'ємі) [78], було прийнято рішення про виготовлення окремих двох НР лише на базі алюмосилікатів: НР №5 – водна НР з аттапульгітом, НР №6 – водна НР з генетичною сумішшю аттапульгиту і монтморилоніту.

Структурні формули зразків НЧ аттапульгиту і монтморилоніту наведено нижче [79].

Аттапульгіт:



Монтморилоніт:



Таким чином, беручи обґрунтування наведене вище, загальний перелік досліджуваних НР виглядає таким чином (рис. 2.2):

- НР №1. Водна НР з додаванням НЧ аморфного вуглецю DG–100;
- НР №2. Водна НР з додаванням НЧ багатостінних ВН;
- НР №3. Водна НР з додаванням НЧ алмазу;
- НР №4. Водна НР з додаванням НЧ багатостінних ВН та аттапульгиту;
- НР №5. Водна НР з додаванням НЧ аттапульгиту;
- НР №6. Водна НР з додаванням НЧ генетичної суміші аттапульгиту (30%) і монтморилоніту (70%).

Усі НР було синтезовано Відділом термохімічних процесів і нанотехнологій Інституту газу Національної академії наук України. Регламент приготування нанофлюїдів включав в себе:

1. Отримання ДВ.
2. Приготування робочого розчину стабілізатору або диспергатору.
3. Дозування рідких компонентів та їх змішування за допомогою скребкових змішувачів.
4. Гомогенізація суміші рідких і зернистих компонентів.
5. Подрібнення отриманої суміші за допомогою кульового млину.
6. Відділення готової продукції за допомогою центрифуги.

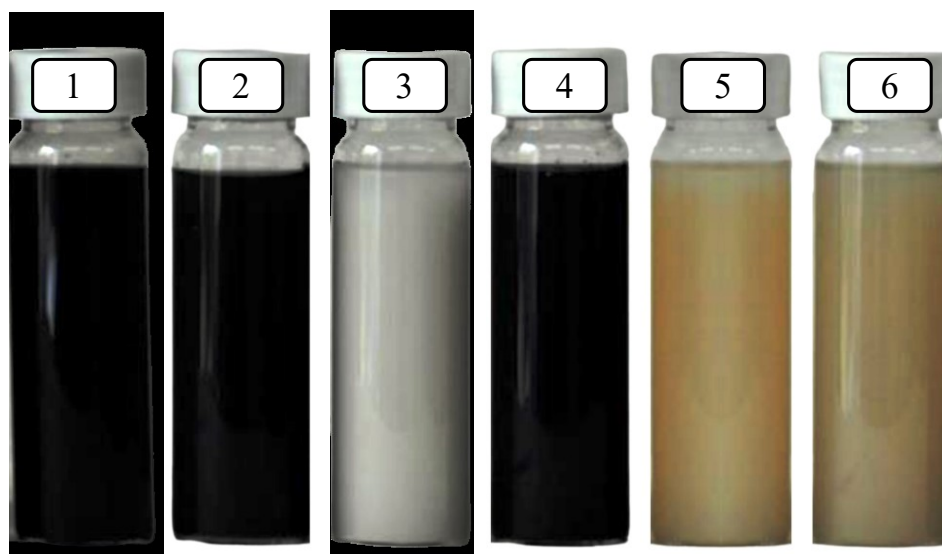


Рисунок 2.2 – Досліджувані нанорідини №1–6, по порядку зліва направо відповідно до наведеного переліку

Після отримання НР, і періоду седиментації близько одного місяця, проводилася перевірка зміни кольору та випадіння в осад – значних змін в порівнянні зі станом після виготовлення не виявлено.

Отриману НР було використано в якості теплоносія для МТС з внутрішнім діаметром $d_{\text{вн}}=5\text{мм}$, та товщиною стінки $\delta=0.5\text{ мм}$. Такі ТС можна віднести до мініатюрних у відповідності до обох наведених класифікацій.

Загальна довжина ТС складала 700 мм, маса заправки теплоносія $1.75\pm0,02\text{ г}$. Дослідження проводилися для різних K_z , варіювання якого виконувалося за допомогою зміни довжини ЗН (задля чого використовувався багатосекційний дрововий нагрівач). Довжини ЗН складали 50 ($K_z=1.66$), 100

($K_z=0.87$), 150 ($K_z=0.59$) та 200 мм ($K_z=0.44$) відповідно для досліджуваного режиму.

Відомі теплофізичні властивості досліджуваних НР наведено в табл.2.1.

D_e - S_T - масова доля НЧ, %;

μ - динамічна в'язкість, Па·с ;

$d_{\text{сер_НЧ}}$ – середній діаметр наночастинок, нм;

$k=l_{\text{НЧ}}/d_{\text{НЧ}}$ – співвідношення сторін НЧ (коефіцієнт анізотрії);

χ – питома електропровідність, 1/(Ом·м);

pH – водневий показник;

ζ – електрокінетичний показник, мВ;

σ – поверхневий натяг, мН/м.

Таблиця 2.1 – Теплофізичні властивості НР

Шифр теплоносія (НР №)	Базова рідина	НЧ, чи суміш НЧ	%mass	$\mu \cdot 10^{-4}$, Па·с	$d_{сер_НЧ}$, нм	$k =$ $=l_{НЧ}/d_{НЧ}$	$\chi \cdot 10^{-3}$, $1/(Ом \cdot м)$	pH	ζ , мВ	σ , мН/м
1	вода	аморфний вуглець (DG-100)	0,31	*	100- 150	2-5	*	*	*	69,8
2	вода	БВН	0,1	*	10-20	250-500	*	6	-30,5	71,4
3	вода	синтетичний алмаз	0,3	22	50-300	*	2,7	5,3	-33,7	70,5
4	вода	БВН та аттапульгіт	0,5	12,5	300- 400	500-750	9	5,7	-11,0	71,6
5	вода	аттапульгіт	0,45	12,0	70-540	200-400	9,4	5,8	-17,4	71,8
6	вода	аттапульгіт та монтмориллоніт	0,45	13,0	132- 175	200-500	7,3	5,5	-19,8	71,9

* – дослідження фізичної величини для зразка не проводилося

2.4 Методика проведення експериментів по визначенню теплопередавальних характеристик термосифонів

Експериментальний зразок ТС розташовується на лабораторному штативі, позиціонується у відповідне положення (вертикальне розташування, чи під певним кутом, для дослідження впливу кута нахилу на теплопередавальні характеристики).

Після установки експериментального зразка на стенд, відповідно до принципової схеми, що наведена на рис. 2.1, заповнюється напірний резервуар. Резервуар під'єднано до системи водопостачання і водовідведення (каналізації), що забезпечує постійність рівня стовпа рідини.

На ротаметрі виставляється необхідна витрата (усі дослідження проводились при витраті охолоджуючої рідини $G = 4,9 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$), та, за допомогою нагрівача і лабораторного трансформатору, температура охолоджуючої рідини на вході в конденсатор виставляється $t_{\text{вх}} = 20^\circ \text{C}$.

Після усіх наведених підготовчих робіт, запускається система збору і обробки даних, і на нагрівач, що намотаний на ЗН ТС, подається початковий тепловий потік. За показниками температури визначається вихід на стаціонарний режим (за постійний рівнем температур протягом попередньо визначеного часу), після чого можна фіксувати температурний розподіл по досліджуваному ТС, вхідну и вихідну потужність охолоджуючої води, а також тепловий потік, що подається на нагрівач (за допомогою ваттметра).

В подальшому, рівень теплових потоків дискретно збільшується, і паралельно фіксуються рівні температур і потужностей у відповідності до наведеного вище алгоритму.

Покрокове збільшення теплових потоків проводиться до початку кризових явищ ТС, що можуть бути виявлені за різким зростанням рівня температур в ЗН (через утворення локальних парових плівок). Після виявлення початку кризи, нагрівач вимикається і зразок охолоджується. Між проведенням серії експериментів, витримується певна пауза (1+ година), під

час якої зразок увесь час охолоджується проточною водою, що пов'язано з певною зміною змочуванності при кризових явищах і забезпечує ліпшу повторюваність між експериментами.

При однакових умовах проводиться три експерименти, для набору статистики, розкиду даних, визначення точок, що випадають. Після чого нагрівач переключасться на іншу довжину (секцію), і серія експериментів проводиться наново.

2.5 Обробка експериментальних даних

Загальний термічний опір і максимальний тепловий потік, що може передавати МТС є одними з найважливіших характеристик, що визначають теплопередавальні характеристики системи та її ефективність роботи.

Загальний термічний опір МТС розраховується за формулою:

$$R = \frac{(\bar{t}_{\text{ЗН}} - \bar{t}_{\text{ЗК}})}{Q} \quad (2.1)$$

де $\bar{t}_{\text{ЗН}}$ та $\bar{t}_{\text{ЗК}}$ – середні значення температур зони нагріву (ЗН) та конденсації (ЗК), °С; Q – тепловий потік, що передається МТС, Вт.

Теплова потужність, що подається на нагрівач ТС і фіксується за допомогою ваттметра, використовується як орієнтовна, для розуміння рівня потужності, що подається на ЗН. Проте, існують теплові втрати, що визначаються матеріалом та товщиною теплової ізоляції, а також температурою оточуючого середовища. У зв'язку з неможливістю забезпечення однакового шару ізоляції, а також температури в кімнаті, для розрахунків теплопередавальних властивостей (в тому числі загального термічного опору) використовується не поданий тепловий потік, а переданий

(відведений). Відведений тепловий потік визначається з витрати охолоджуючої рідини та її перепаду температур, за формулою:

$$Q_{\text{відв}} = G C_p \Delta t_{\text{охол. води}}, \quad (2.2)$$

де G – витрата охолоджуючої рідини,

C_p – ізобарна теплоємність охолоджуючої рідини, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

$\Delta t_{\text{охол. води}}$ – перепад вихідної і вхідної температур охолоджуючої води, $^{\circ}\text{C}$.

Середні значення температур для ЗН, ЗТ та ЗК визначаються з метою усереднення існуючих пульсацій, і розрахунок виконується за формулами:

$$\bar{t}_{\text{ЗН}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n t_i, \quad (2.3)$$

$$\bar{t}_{\text{ЗТ}} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n t_j. \quad (2.4)$$

$$\bar{t}_{\text{ЗК}} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n t_k, \quad (2.5)$$

де усереднення відбувається в часі, після виходу на стаціонарний режим, і n – часовий проміжок усереднення.

Для розрахунку густин теплового потоку використовується відношення теплового потоку, що відводиться системою до характерної зони (ЗН, ЗК). Таким чином густина теплового потоку для ЗН розраховується за формулою:

$$q_{\text{ЗН}} = \frac{Q_{\text{відв}}}{F_{\text{ЗН}}} = \frac{Q_{\text{відв}}}{\pi d_{\text{вн}} L_{\text{ЗН}}} \quad (2.6)$$

а густина теплового потоку для ЗК за формулою:

$$q_{3K} = \frac{Q_{\text{відв}}}{F_{3K}} = \frac{Q_{\text{відв}}}{\pi d_{\text{вн}} L_{3K}}, \quad (2.7)$$

де F_{3H} та F_{3K} – площа внутрішніх поверхонь ЗН та ЗК, м^2 .

Окрім того, в деяких розрахунках, наприклад при розрахунку еквівалентної теплопровідності, використовують ефективну довжину МТС, яка дорівнює довжині ЗТ та півсумі ЗН і ЗК:

$$L_{\text{ЕФ}} = L_{\text{ЗТ}} + \frac{L_{\text{ЗН}} + L_{\text{ЗК}}}{2}. \quad (2.8)$$

В свою чергу коефіцієнт еквівалентної теплопровідності, який характеризує ефективність теплопередачі, визначається за формулою:

$$\lambda_{\text{екв}} = \frac{Q_{\text{відв}} \cdot L_{\text{ЕФ}}}{(\overline{t_{\text{ЗН}}} - \overline{t_{\text{ЗК}}}) \cdot F_{\text{пер_ТС}}}, \quad (2.9)$$

де $F_{\text{пер_ТС}}$ – площа поперечного перерізу ТС.

Коефіцієнт тепловіддачі в ЗН і ЗК визначається за формулами:

$$\alpha_{\text{ЗН}} = \frac{q_{\text{ЗН}}}{(\overline{t_{\text{ЗН}}} - \overline{t_{\text{ЗТ}}})}, \quad (2.10)$$

$$\alpha_{\text{ЗК}} = \frac{q_{\text{ЗК}}}{(\overline{t_{\text{ЗТ}}} - \overline{t_{\text{ЗК}}})}. \quad (2.11)$$

2.6 Похибка експериментів

Під час проведення експериментів постійно виникає необхідність в проведенні певних вимірів та визначенні кількісних значень, що якимось

чином характеризують процес, що протікає. Зазвичай, процес вимірювання пов'язаний з рядом певних інструментів та обладнання, за допомогою яких відбувається оцифровка даних, але все приладдя має певну неточність визначення, в результаті чого при вимірюванні виникає похибка. Існує доволі широка і різнобічна класифікація похибок, так, класифікація в залежності від форми наведена в табл. 2.2

Таблиця 2.2 – Класифікація похибок згідно принципу залежності від форми

Тип похибки	Позначення	У чому виражається (полягає)
<u>Абсолютна</u> похибка	Δ	Величина, що виражена в одиницях величин, що вимірюються. $\Delta A = A_{\text{вимірюване}} - A_{\text{дійсне}}$
<u>Відносна</u> похибка	δ	Представляє собою відношення абсолютної похибки до дійсного значення. $\delta = \Delta / A_{\text{дійсне}}$. Безрозмірна величина, зазначається у долях, або у відсотковому вигляді.
<u>Приведена</u> похибка	γ	Представляє собою відношення абсолютної похибки до нормованого значення (граничного значення вимірюваної величини). $\gamma = \Delta / A_{\text{нормоване}}$. За допомогою приведеної похибки визначається клас точності приладу.

Значущою для розуміння дослідника, і такою, яка є важливою для прийняття до уваги, є класифікація за причиною виникнення похибки, інформація по якій наведена в табл. 2.3

Таблиця 2.3 – Класифікація похибок за причиною їх виникнення

Тип похибки за класифікацією	Опис	Причини виникнення
<u>Систематична</u> похибка	Виникає і змінюється в відповідності до певних законів і алгоритмів. Представляє собою функцію вимірюваної величини. Для зменшення необхідно використовувати прилади з найкращім класом точності.	Причиною є інструментальні, методичні та суб'єктивні похибки.
<u>Випадкова</u> похибка	Виникає і змінюється випадковим чином. Тобто її зміна не підлягає ніякій логіці чи законам. Для зменшення цієї складової використовується черга замірів і усереднення.	Помилка оператора, вплив оточуючого середовища факторів на вимірювальну величину (температура, вологість, вібрації), тощо

Окремим випадком в класифікації похибок за причиною їх виникнення є промах. Це такі результати, значення яких не можна брати до уваги і їх потрібно відкидати при подальшій роботі і обробці. Можуть виникнути в результаті різних аномалій, несправності використаного обладнання, неправильної трактовки отриманих даних оператором, тощо. В цілому, такі

данні дуже вибиваються з канви усього дослідження і часто суперечать фізичним процесам, що досліджуються.

Так, в відповідності до табл. 2.3, при проведенні поточних досліджень систематичні похибки знижувалися за допомогою використання приладів з найбільш високим класом точності з тих, що були в наявності. Підходи і методи, що використовуються в дослідженнях, апробовані роками, і використовуються в загальносвітовій практиці.

Для зменшення випадкової похибки, найменша кількість проведених досліджень при однакових параметрах становила три, після чого дані і проміжні точки порівнювалися.

Окрему увагу приділялося фізичності отриманих результатів і аномальному (аномальному) відхиленню від результатів інших досліджень. У випадку визначенні таких точок, вони приймалися за промах, не використовувалися в подальшій обробці даних, та, в залежності від кількості отриманих таких промахів протягом експерименту, приймалося рішення щодо перепроведення дослідження.

2.7 Оцінка похибок вимірювання

Згідно до особливостей проведення поточних експериментів, експериментального досліджуваного стенду (рис.2.1) та постановки задачі, абсолютні похибки прямих вимірів і їх величини наведені в табл. 2.4.

Таблиця 2.4 – Абсолютні похибки прямих вимірів

Фізична величина, що визначалася	Прилад, чи обладнання	Абсолютна похибка
Геометричні розміри: довжина (L)	Рулетка, лінійка	$\pm 0,25$ мм
Геометричні розміри:	Штангенциркуль	$\pm 0,025$ мм

Діаметр (d), товщина стінки ($\delta_{\text{ст}}$)		
Геометричні розміри: Діаметр (d)	Мікрометр	$\pm 0,0005$
Геометричні розміри: Діаметр (d)	Інструментальний мікроскоп	$\pm 5 \cdot 10^{-6}$
Температури	Термопари Т-типу	$\pm 0,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Витрата	Ротаметр	$\pm 0,045 \text{ г/с}$
Маса	Ваги	0,01 г
Потужність	Ватметр	0,25 Вт

Таким чином, відносна похибка визначення перепаду температур розраховується за формулою:

$$\delta \Delta t = \frac{\sqrt{\delta t_1^2 + \delta t_2^2}}{t_1 - t_2}, \quad (2.12),$$

і для усього переліку вимірювань температур відносні похибки відображені в табл. 2.5.

Таблиця 2.5 – Відносні похибки прямих вимірювань перепаду температур

Перепад температур	Мінімальна відносна похибка, δ_{min}	Максимальна відносна похибка, δ_{max}
$\Delta t_{\text{ЗН-ЗК}} = t_{\text{ЗН}} - t_{\text{ЗК}}$	$\delta \Delta t_{\text{ЗН-ЗК min}} = 0,37\%$	$\delta \Delta t_{\text{ЗН-ЗК max}} = 1,06\%$
$\Delta t_{\text{ЗН-ЗТ}} = t_{\text{ЗН}} - t_{\text{ЗТ}}$	$\delta \Delta t_{\text{ЗН-ЗТ min}} = 0,53\%$	$\delta \Delta t_{\text{ЗН-ЗТ max}} = 1,52\%$
$\Delta t_{\text{ЗТ-ЗК}} = t_{\text{ЗТ}} - t_{\text{ЗК}}$	$\delta \Delta t_{\text{ЗТ-ЗК min}} = 1,27\%$	$\delta \Delta t_{\text{ЗТ-ЗК max}} = 3,54\%$
$\Delta t_{\text{ох}} = t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}$	$\delta \Delta t_{\text{вих-вх min}} = 1,61\%$	$\delta \Delta t_{\text{вих-вх max}} = 15,71\%$

Відносна похибка визначення геометричних розмірів розраховується за формулою:

$$\delta L = \frac{\Delta L}{L}, \quad (2.13),$$

і для усього переліку визначення геометричних розмірів відносні похибки відображені в табл. 2.6.

Таблиця 2.6 – Відносні похибки прямих вимірювань геометричних розмірів

Геометричний розмір, що визначається	Мінімальна відносна похибка, δ_{\min}	Максимальна відносна похибка, δ_{\max}
$d_{\text{вн}}$	$\delta d_{\text{вн}} = 0,1\%$	
$d_{\text{зовн}}$	$\delta d_{\text{зовн}} = 0,08\%$	
$L_{\text{ЗН}}$	$\delta L_{\text{ЗНmin}} = 0,13\%$	$\delta L_{\text{ЗНmax}} = 0,5\%$
$L_{\text{ЗТ}}$	$\delta L_{\text{ЗТmin}} = 0,06\%$	$\delta L_{\text{ЗТmax}} = 0,08\%$
$L_{\text{ЗК}}$	$\delta L_{\text{ЗК}} = 0,13\%$	

У зв'язку з тим що в дослідженні використовувалися зразки, що мають однаковий діаметр, товщину стінки, та довжина ЗК була зафіксованою і складала 200 мм, то величини $d_{\text{вн}}$, $d_{\text{зовн}}$, $L_{\text{ЗК}}$ не мають діапазону визначення потенційної відносної похибки ($\delta_{\min} \dots \delta_{\max}$), і в цих випадках оперували загальною відотною похибкою вимірів ($\delta d_{\text{вн}}$, $\delta d_{\text{зовн}}$, $\delta L_{\text{ЗК}}$).

Відносна похибка виміру витрати охолоджуючої рідини G , що фіксується за допомогою ротаметру РМ-0.025-Ж-УЗ, складає:

$$\delta G = \frac{\Delta G}{G} = \frac{0,045 \cdot 10^{-3}}{4,9 \cdot 10^{-3}} \cdot 100\% = 0,92\%. \quad (2.14)$$

Мінімальна і максимальна відносні похибки виміру маси теплоносія, що заправляється в ТС, визначаються за допомогою вагів AND GX-2002A, і відповідно дорівнюють:

$$\delta m_{\text{TH}_{\min}} = \frac{\Delta m}{m_{\text{TH}_{\min}}} = \frac{0,01 \cdot 10^{-3}}{1,77 \cdot 10^{-3}} \cdot 100\% = 0,56\%; \quad (2.15)$$

$$\delta m_{\text{max_TH}} = \frac{\Delta m}{m_{\text{max_TH}}} = \frac{0,01 \cdot 10^{-3}}{1,73 \cdot 10^{-3}} \cdot 100\% = 0,58\%. \quad (2.16)$$

Використовуючи відносні похибки прямих вимірів, що наведено в табл. 2.5–2.6, перейдемо до визначення похибки обчислювальних величин.

Величина площі внутрішньої поверхні ТС визначається за формулою:

$$F_{\text{ЗН}} = \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot L_{\text{ЗН}}. \quad (2.17)$$

В такому випадку, відносні похибки визначення площі внутрішньої поверхні ЗН та ЗК визначаються за залежностями (2.18), (2.19), та зведені у табл. 2.7:

$$\delta F_{\text{ЗН}}^{\text{вн}} = \sqrt{(\delta d_{\text{вн}})^2 + (\delta L_{\text{ЗН}})^2} \cdot 100\%; \quad (2.18)$$

$$\delta F_{\text{ЗК}}^{\text{вн}} = \sqrt{(\delta d_{\text{вн}})^2 + (\delta L_{\text{ЗК}})^2} \cdot 100\%. \quad (2.19)$$

Таблиця 2.7 – Відносні похибки визначення площ внутрішніх поверхонь теплообміну (ЗН, ЗК), що отримано обчислювальним шляхом

Фізична величина	Мінімальна відносна похибка, δ_{\min}	Максимальна відносна похибка, δ_{\max}
$F_{\text{ЗН}}^{\text{вн}}$	$\delta F_{\text{ЗН}_{\min}}^{\text{вн}} = 0,16\%$	$\delta F_{\text{ЗН}_{\max}}^{\text{вн}} = 0,51\%$
$F_{\text{ЗК}}^{\text{вн}}$	$\delta F_{\text{ЗК}_{\min}}^{\text{вн}} = 0,16\%$	

Визначення кількості теплоносія (висоти стовпа робочої рідини), яке в подальшому використовується для розрахунку K_3 , виконується за формулою:

$$h_{TH} = \frac{4m_{TH}}{\pi d_{BH}^2 \rho''}. \quad (2.20)$$

Мінімальна і максимальна відносні похибки його визначення розраховуються за формулою (2.21) і складає:

$$\begin{aligned} \delta h_{TC} &= \sqrt{\delta m^2 + (2\delta d_{BH})^2} \cdot 100\%; \\ \delta h_{TCmin} &= \sqrt{0,56 + (2 \cdot 0,1)^2} = 0,6\%; \\ \delta h_{TCmax} &= \sqrt{0,58 + (2 \cdot 0,1)^2} = 0,61\%. \end{aligned} \quad (2.21)$$

В такому разі відносна похибка визначення коефіцієнту заповнення розраховується в відповідності до формули (2.22) і дорівнює:

$$\begin{aligned} \delta K_3 &= \sqrt{\delta h_{TH}^2 + \delta L_{3H}^2} \cdot 100\%; \\ \delta K_{3min} &= \sqrt{0,6^2 + 0,13^2} = 0,61\%; \\ \delta K_{3max} &= \sqrt{0,61^2 + 0,5^2} = 0,79\%. \end{aligned} \quad (2.22)$$

Для розрахунку теплопередавальних характеристик, доволі часто звертаються до ефективної довжини ТС. Як вже зазначалося, вона дорівнює сумі $3T$ та половині довжин $3H$ і $3K$. Відносна похибка визначення L_{EF} визначається як:

$$\delta L_{EF} = \frac{\sqrt{\delta L_{3H}^2 + \delta L_{3T}^2 + \delta L_{3K}^2}}{L_{TC}} \cdot 100\%; \quad (2.23)$$

$$\delta L_{\text{ЕФ}_{\min}} = \frac{\sqrt{0,13^2 + 0,06^2 + 0,13^2}}{0,7} \cdot 100\% = 0,26\% ;$$

$$\delta L_{\text{ЕФ}_{\min}} = \frac{\sqrt{0,5^2 + 0,08^2 + 0,13^2}}{0,7} \cdot 100\% = 0,75\% .$$

В якості основних теплопередавальних характеристик МТС оперують значеннями термічного опору, максимального переданого теплового потоку та його густиною (табл. 2.8), інтенсивністю теплообміну ЗН/ЗК, термічним опором та коефіцієнтом еквівалентної теплопровідності (табл. 2.9).

Для розрахунку відведеного теплового потоку використовується значення ізобарної теплоємності охолоджуючої рідини (формула (2.2)). Похибка визначення цієї величини складає не більше 0.1%, і використовуються значення з джерела [80].

Таблиця 2.8 – Відносні похибки визначення основних теплопередавальних характеристик ТС

Фіз. величина	Мінімальна відносна похибка, δ_{\min}	Максимальна відносна похибка, δ_{\max}
$Q_{\text{відв}}$	$\delta Q_{\min} = \sqrt{\delta \Delta t_{\text{ox_min}}^2 + \delta G^2 + \delta C_p^2} =$ $= \sqrt{1,61^2 + 0,92^2 + 0,1^2} = 1,85\%$	$\delta Q_{\max} = \sqrt{\delta \Delta t_{\text{ox_max}}^2 + \delta G^2 + \delta C_p^2} =$ $= \sqrt{15,71^2 + 0,92^2 + 0,1^2} = 15,74\%$
$q_{3\text{H}}$	$\delta q_{3\text{H_min}} = \sqrt{(\delta Q_{\min})^2 + (\delta F_{3\text{H_min}}^{\text{BH}})^2} =$ $= \sqrt{1,85^2 + 0,16^2} = 1,86\%$	$\delta q_{3\text{H_min}} = \sqrt{(\delta Q_{\max})^2 + (\delta F_{3\text{H_max}}^{\text{BH}})^2} =$ $= \sqrt{15,74^2 + 0,51^2} = 15,75\%$
$q_{3\text{K}}$	$\delta q_{3\text{K_min}} = \sqrt{(\delta Q_{\min})^2 + (\delta F_{3\text{K}}^{\text{BH}})^2} =$ $= \sqrt{1,85^2 + 0,16^2} = 1,86\%$	$\delta q_{3\text{K_max}} = \sqrt{(\delta Q_{\max})^2 + (\delta F_{3\text{K}}^{\text{BH}})^2} =$ $= \sqrt{15,74^2 + 0,16^2} = 15,74\%$
R	$\delta R = \sqrt{\delta \Delta t_{3\text{H-3K_min}}^2 + \delta Q_{\text{відв_min}}^2} =$ $= \sqrt{0,37^2 + 1,85^2} = 1,89\%$	$\delta R = \sqrt{\delta \Delta t_{3\text{H-3K_max}}^2 + \delta Q_{\text{відв_max}}^2} =$ $= \sqrt{1,06^2 + 15,74^2} = 15,78\%$

Варто зазначити, що значення максимальної відносної похибки для основних теплопередавальних характеристик ТС (табл. 2.8) становлять 15,8%, що вважається прийнятним при вивченні таких процесів як кипіння та конденсація [81]. Ці значення характерні для малих теплових потоків, коли маємо справу з невеликим перепадом температур, а для основного діапазону досліджень (>30 Вт) точність визначення значно підвищується, і для розвиненого кипіння (режими максимальної ефективності) відносна похибка обчислення величин, що характеризують основні теплопередавальні характеристики ТС, становить менше 1,9%.

Таблиця 2.9 – Відносні похибки визначення фізичних величин, що характеризують інтенсивність теплопередачі

	Мінімальна відносна похибка, δ_{\min}	Максимальна відносна похибка, δ_{\max}
$\alpha_{3Н}$	$\delta\alpha_{3Н} = \sqrt{\delta q_{3Н_min}^2 + \delta t_{3Н-3Т_min}^2} =$ $= \sqrt{1,86^2 + 0,53^2} = 1,93\%$	$\delta\alpha_{3Н} = \sqrt{\delta q_{3Н_min}^2 + \delta t_{3Н-3Т_min}^2} =$ $= \sqrt{15,75^2 + 1,52^2} = 15,82\%$
$\alpha_{3К}$	$\delta\alpha_{3К_min} = \sqrt{\delta q_{3К_min}^2 + \delta t_{3Т-3К_min}^2} =$ $= \sqrt{1,86^2 + 1,27^2} = 2,25\%$	$\delta\alpha_{3К_min} = \sqrt{\delta q_{3К_max}^2 + \delta t_{3Т-3К_max}^2} =$ $= \sqrt{15,74^2 + 3,54^2} = 16,13\%$
$\lambda_{екв}$	$\delta\lambda_{ЕКВ_min} = \sqrt{\delta L_{ЕФ}^2 + \delta R_{ЕФ}^2 + (2 \cdot \delta d_{зовн})^2} =$ $\sqrt{0,26^2 + 1,89^2 + (2 \cdot 0,08)^2} = 1,92\%$	$\delta\lambda_{ЕКВ_max} = \sqrt{\delta L_{ЕФ}^2 + \delta R_{ЕФ}^2 + (2 \cdot \delta d_{зовн})^2} =$ $\sqrt{0,75^2 + 15,78^2 + (2 \cdot 0,08)^2} = 15,79\%$

В табл. 2.9 приведені залежності для розрахунку максимальної і мінімальної відносних похибок визначення фізичних величин, що характеризують інтенсивність теплопередачі, а саме коефіцієнта тепловіддачі для 3Н та 3К і коефіцієнта теплопровідності ТС. Максимальний рівень відносних похибок складає 16.13% (для малих потужностей і перепадів, вважається задовільним при дослідженні двофазових систем), мінімальні ж відносні похибки менше 2.25% (при великих теплових потужностях, а саме такі режими є найбільш цікавими, тому що саме в них система використовується в прикладних задачах).

2.8 Висновки до розділу

Розроблено конструкцію експериментальної установки та схеми вимірювання для дослідження теплопередавальних характеристик мініатюрних випарно-конденсаційних систем охолодження (на цій установці можна проводити дослідження як на ТС, так і на ТТ, ПТТ, КТТ, парових

камерах, тощо). Описана загально використовувана методика для проведення досліджень. На базі літературного аналізу по використанню НР для двофазних систем, а також на базі даних, що наведені для кипіння в великому об'ємі, було обрано потенційні НР, які було заправлено в МТС для подальшого дослідження. В якості головних домішок було використано різні модифікації вуглецю (аморфний вуглець, багатостінні ВН, синтетичний алмаз), а також алюмосилікати з українських родовищ (аттапульгіт, монтмориллоніт). Використано як традиційні однокомпонентні, так і комбіновані гібридні НР (складаються з суміші домішок). Після отримання НР було проведено тест на седиментацію – за місяць простою не відбулося значних змін кольору чи випадку в осад. Приведено алгоритм виготовлення НР, що використовувався виробником.

Визначено рівні абсолютних та відносних похибок для усіх обчислювальних в дослідженнях величин. Так максимальна відносна похибка визначення основних теплопередавальних розрахункових характеристик ТС досягала 15,78%, а максимальна відносна похибка визначення фізичних величин, що характеризують інтенсивність теплопередачі – 16,13%. Варто зазначити, що з максимальною відносною похибкою мали справу під час початкових режимів (малої теплової потужності), під час якої різниця між вхідною і вихідною температурою охолоджуючої води є несуттєвою. В свою чергу, основний інтерес носить режими з розвиненим кипінням, де система функціонує при оптимальних параметрах (R_{\min} , Q_{\max}), і для таких режимів визначення фізичних величин характеризується мінімальною відносною похибкою визначення. Мінімальна відносна похибка визначення основних теплопередавальних розрахункових характеристик ТС досягала усього 1,89%, а відповідна мінімальна відносна похибка визначення фізичних величин, що характеризують інтенсивність теплопередачі, доходила усього до 2,25%.

Рівні похибок прямих вимірів та величин, що отримано розрахунковим шляхом, є прийнятними при дослідження двофазних систем [81], тобто систем, робочий цикл яких включає процеси кипіння та конденсації.

РОЗДІЛ 3

ВПЛИВ ВИКОРИСТАННЯ НАНОРІДИН НА ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ МІНІАТЮРНИХ ТЕРМОСИФОНІВ

3.1 Постановка задач дослідження

Для визначення впливу використання НР на теплопередавальні характеристики мініатюрних випарно-конденсаційних систем було виготовлено шість основних досліджуваних зразків ТС з параметрами, що наведено у табл. 3.1.

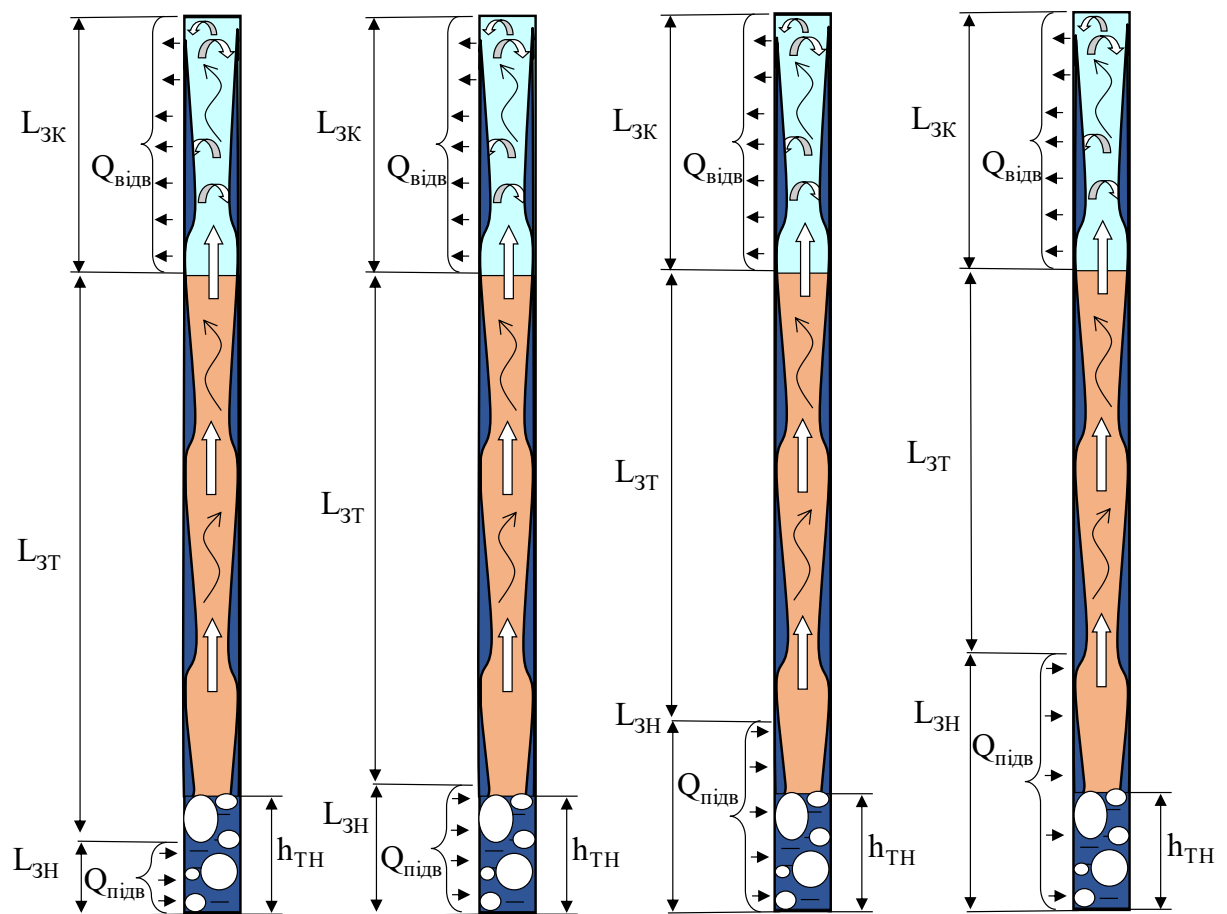
Всі зразки виготовлювалися з однакової трубки (матеріал: мідь, марка М1), внутрішній діаметр якої складав $d_{\text{вн}}=5\text{мм}$, товщина стінки 0.5мм. Довжина зони конденсації буда фіксованою і складала $L_{\text{ЗК}}=200\text{ мм}$. Температура охолоджуючої води, що омивала ЗК, також підтримувалася постійною і на вході складала $t_{\text{вх}}=20^{\circ}\text{C}$.

Маса теплоносія для всіх зразків залишалася постійною і складала $m_{\text{ТН}}=1.75\pm 0,02\text{ г}$. При використанні багатосекційного нагрівача з довжинами 50 мм, 100 мм, 150 мм та 200 мм відповідні $K_{\text{З}}$ складали 1.66, 0.87, 0.59 та 0.44 і, для кращого розуміння, принципова схема дослідження різних $K_{\text{З}}$ відображена на рис. 3.1

Уніфікація низки параметрів проводилася з метою зменшення впливу додаткових факторів, і перевірки ефективності використання НР в якості теплоносія для ТС, а також кількісної оцінки цього ефекту. Отримавши основні теплопередавальні характеристики і коефіцієнти, що характеризують інтенсивність теплообміну, можна провести порівняльний аналіз зі зразками, в якості теплоносія яких використовується базова рідина (вода), і зробити висновок про придушення/ інтенсифікацію процесів теплообміну. На базі зазначених даних і висновків можна будувати гіпотези та припущення стосовно потенційних механізмів інтенсифікації процесів теплообміну.

Таблиця 3.1– Параметри досліджуваних ТС і теплоносіїв, що у них використовувалися

Іден-тифі-катор	$d_{\text{ВН}}$, мм	$L_{\text{ТС}}$, мм	$L_{\text{ЗН}}$, мм	$L_{\text{ЗК}}$, мм	K_3	$d_{\text{ВН}}/L_{\text{ЗН}}$	Матеріал корпусу МТС	Теплоносіїв		Концентрація (масова), %
								Базова рідина	Наночастинки	
НР №1	5	700	50–200	200	0,44–1,66	0,025–1	мідь М1	вода	аморфний вуглець (DG–100)	0,31
НР №2	5	700	50–200	200	0,44–1,66	0,025–1	мідь М1	вода	багатостінні ВН	0,1
НР №3	5	700	50–200	200	0,44–1,66	0,025–1	мідь М1	вода	синтетичний алмаз	0,3
НР №4	5	700	50–200	200	0,44–1,66	0,025–1	мідь М1	вода	БВН та аттапульгіт	0,5
НР №5	5	700	50–200	200	0,44–1,66	0,025–1	мідь М1	вода	аттапульгіт	0,45
НР №6	5	700	50–200	200	0,44–1,66	0,025–1	мідь М1	вода	аттапульгіт та монтмориллоніт	0,45



а– $K_3=0,44$; б– $K_3=0,59$; в– $K_3=0,87$; г– $K_3=1,66$.

Рисунок 3.1 – Схематичне зображення зон МТС та величин заповнення їх НР

3.2 Залежність теплового потоку, що передається, на рівень термічних опорів МТС з НР

Значення повного термічного опору є одним із найважливіших показників для всіх представників випарно-конденсаційних систем, такі як ТС, ТТ, ПТТ, КТТ, парові камери, тощо.

Зазвичай, значення повного термічного опору МТС використовуються під час проектування і моделювання системи охолодження. Разом з цим важливо знати, що система здатна відвести ту кількість теплоти, що генерує електронний компонент чи прилад. Тому дослідження теплопередавальних характеристик, а саме теплового потоку, що здатний передаватися МТС,

термічного опору, та їх вплив один на одного є одними з наважливих при розробці нових, ще не вивчених, теплоносіїв.

Окрім впливу типу теплоносія, також досліджувався вплив K_3 (відношення довжини стовпа теплоносія до висоти ЗН) на теплопередавальні характеристики. Метод варіювання K_3 за допомогою зміни довжини нагрівача було обрано спеціально, в зв'язку з тим, що в процесі розроблення нових мікроелектронних приладів бувають конструктивні зміни, в той час як систему охолодження вже було спроектовано, і, більш того, виготовлено. Зазвичай, зміни такого характеру призводять до оновлення площі підводу (довжини ЗН), що можна врахувати за допомогою дослідження впливу K_3 на теплопередавальні характеристики.

Отримані залежності розділено на 4 групи, що відповідають різним K_3 і включають в себе усі 6 досліджених НР, які відображено на рис. 3.2–3.5.

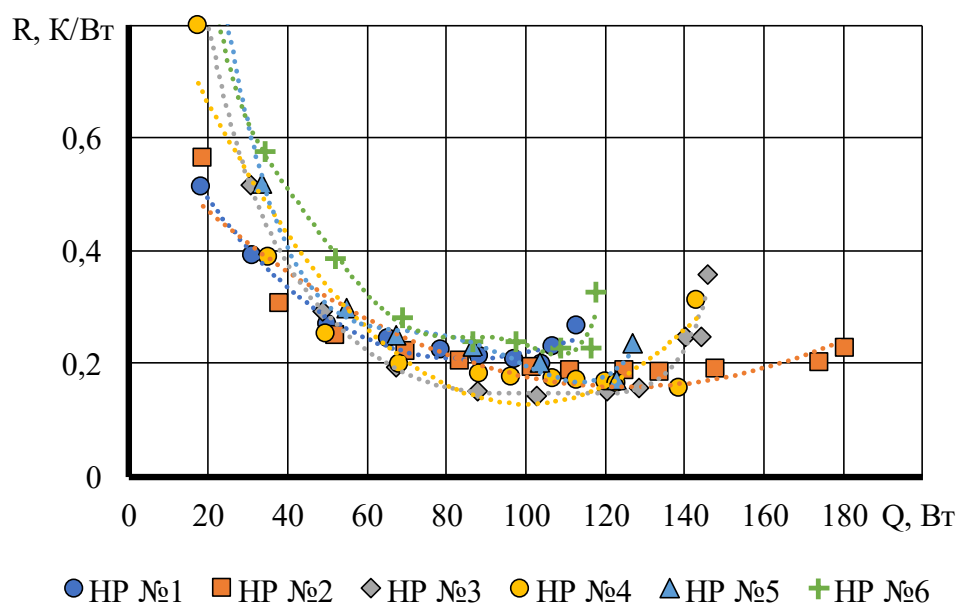


Рисунок 3.2 – Залежність повного термічного опору від теплового потоку, що передається МТС для $K_3=0,44$

З рис. 3.2 можна побачити, що найбільший тепловий потік, до початку кризових явищ, було передано НР №2, в якості теплоносія якого використовувалася водна НР з багатостінними ВН. В цей же час найнижчі значення повного термічного опору було зафіксовано для НР №3, з водним

теплоносієм, в який додано НЧ синтетичного алмазу. Більш комплексний порівняльний аналіз для усіх досліджених МТС зі значеннями мінімального термічного опору та максимального теплового потоку, що здатний передавати МТС буде наведено в наступному підрозділі.

Окремо варто звернути увагу що при збільшенні теплового потоку спостерігається зменшення термічного опору системи. Це можна пояснити, що при збільшенні теплового потоку в ЗН МТС спостерігається зростання центрів пароутворення. При малих теплових потоках (малих тисках насичення) можна спостерігати гейзерний ефект (викид частини теплоносія с ЗН до ЗК), який характеризується певною періодичністю, при цьому спостерігаються значні коливання температур на поверхні МТС, і, фактично, це є аналогією снарядного режиму течії. Збільшення теплової потужності призводить до переходу у сталий режим бульбашкового кипіння, збільшення кількості центрів пароутворення, зниженню термічного опору МТС. При досягненні певного критичного значення теплового потоку почнеться утворення локальних парових плівок, що фактично представляє собою початок кризи кипіння (кризових явищ), з подальшим різким зростанням температур в ЗН і як результат – зростанням повного термічного опору.

На рис. 3.3 представлені результати залежності повного термічного опору МТС від теплового потоку, що передається системою, для $K_3=0,59$.

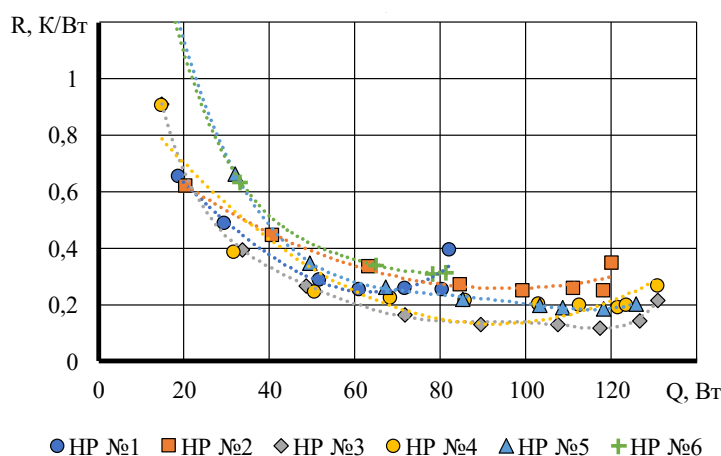


Рисунок 3.3 – Залежність повного термічного опору від теплового потоку, що передається МТС для $K_3=0,59$

Для $K_z=0,59$ ($L_{3H}=155$ мм) залежність термічного опору від теплового потоку носить трохи інший характер. Так, НР №3 і НР №4 демонструють майже однакові максимальні теплові потоки (до 131 Вт), в той час як зразок що мав найліпші передавальні характеристики для $K_z=0,44$, з точки зору критичного теплового потоку, для $K_z=0,59$ продемонстрував себе гірше (120,1 Вт; 8,3% ↓ в порівнянні з НР №3–4). Разом з цим, НР №3 мала найнижчий термічний опір серед досліджених, що разом з найбільшим тепловим потоком робить цей зразок найкращим для поточного K_z (0.59).

На рис. 3.4 представлені результати залежності повного термічного опору МТС від теплового потоку, що передається системою, для $K_z=0,87$.

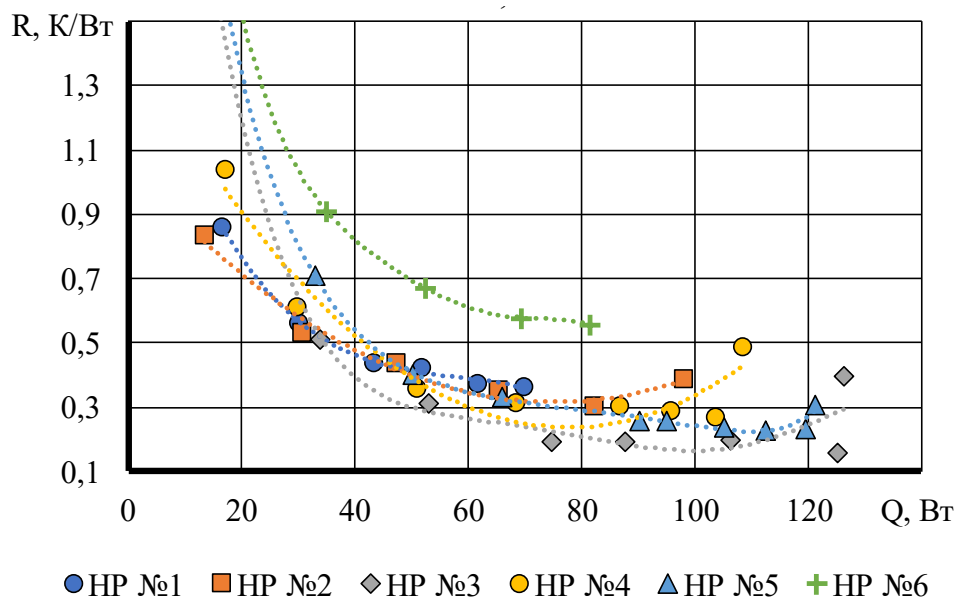


Рисунок 3.4 – Залежність повного термічного опору від теплового потоку, що передається МТС для $K_z=0,87$

Для дослідженого $K_z=0,87$ важливим спостереженням є значне збільшення термічного опору зразка НР №6 (водна суміш аттапульгіту та монтмориллоніту). Мінімальний рівень термічних опорів, разом з максимальним тепловим потоком, що передавався системою отримано для НР №3 (синтетичний алмаз).

На рис. 3.5 відображено залежність термічного опору МТС від теплового потоку, що передається системою, для $K_3=1,66$.

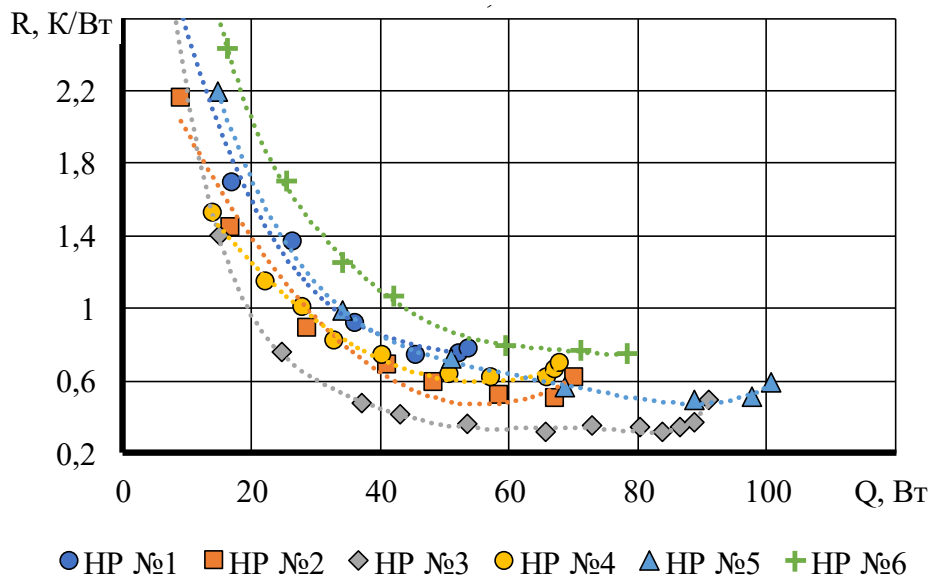


Рисунок 3.5 – Залежність повного термічного опору від теплового потоку, що передається МТС для $K_3=1,66$

Максимальний тепловий потік, що передається МТС, зафіксовано для HP №5 (до 100,5 Вт), в той час як другий результат продемонстрував зразок HP №3 (91 Вт), який разом з цим мав найнижчий термічний опір (до 0,31 К/Вт).

Отримані залежності мають важливе прикладне застосування: необхідні під час проектування і моделювання системи охолодження, в якій планується використання МТС з HP. Окрім того, на зараз із них можна зробити узагальнюючий якісний висновок про те, що HP №2,3,5 мають певні переваги, у порівнянні з іншими зразками (найнижчий термічний опір, більший максимальний тепловий потік, чи певна сприятлива комбінація цих параметрів), а HP №6 характеризується найнижчою ефективністю у порівнянні з іншими зразками.

Для формування більш чітких рекомендацій необхідно провести більш детальний аналіз саме рівнів мінімальних термічних опорів, та максимальних теплових потоків, а також додати до цього порівняння результати для базової рідини – води.

3.3 Аналіз комбінованого впливу мінімальних термічних опорів та максимальних теплових потоків для підбору оптимальної нанорідини

Для більш наочного групування розрахункових даних, що демонструють теплопередавальні характеристики МТС з НР, результати, наведені в розділі 3.2, було додатково проаналізовано і відображено на рис. 3.6 у вигляді комбінованої діаграми, що по додатному напрямку осі ординат (Y+) представляє дані по максимальному тепловому потоку, а по від'ємному (Y-) – мінімальні термічні опори. Результати представлені для усього діапазону досліджених K_3 (0,44–1,66).

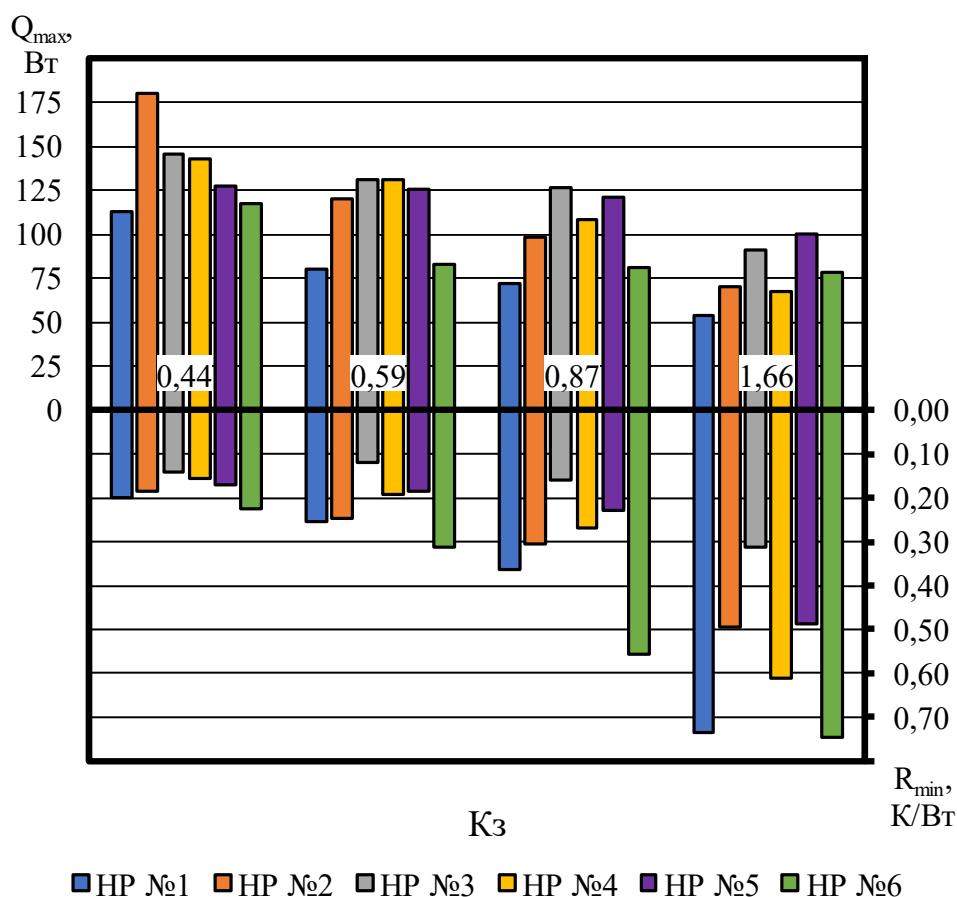


Рисунок 3.6 – Теплопередавальні характеристики досліджених МТС з НР №1–6

Згідно отриманих даних, беручи до уваги комбінацію мінімального термічного опору та максимального теплового потоку, що передається МТС,

в якості визначального критерію, що характеризує ефективність системи, найліпшим зразком з досліджених в узагальненому випадку є НР №3. Зразки ж НР №1 та НР №6 не можна рекомендувати в якості потенційних теплоносії на базі нанофлюїдів, через те що їх теплопередавальні характеристики значно уступають усім іншим.

Експериментальні зразки НР №2,4,5 – потрібно брати до уваги, в якості потенційних, через те, що вони мають високі теплову ефективність і теплопередавальні характеристики, і, в конкретних випадках, за рахунок їх використання можна отримати результати навіть ліпші за НР №3, особливо у задачах в яких відбувається оптимізація за одним з критеріїв (чи за тепловим потоком, чи за термічним опором окремо).

Для малих коефіцієнтів заповнення ($K_z=0,44$), найбільший тепловий потік, який становив 180 Вт, було передано зразком НР №2, що на 9% більше ніж зразок з найближчою конфігурацією у роботі [82]. В якості теплоносія у [82] виступала водна НР з НЧ срібла, масова концентрація 0,5% і $K_z=0,5$, яка заправлялася у мідну трубку з внутрішнім діаметром 7.5 мм, проте загальна довжина якої складала усього 112 мм.

Найнижчий термічний опір у дослідженнях спостерігався для НР №3 (масова концентрація НЧ складає 0,3%), який для $K_z=0,59-0,44$ складав 0,12–0,142 К/Вт. Ці значення фактично відповідають термічному опору, що був отриманий для мідного МТС з внутрішнім діаметром 6 мм, загальною довжиною 350 мм ($L_{3H}/L_{3T}/L_{3K}=100/100/150$ мм) та водним теплоносієм з ВН, який склав 0,123 К/Вт [83]. Варто зазначити, що масова концентрація НЧ зразка [83] була значно вищою за НР №3, і складала 2%.

Для розуміння ефекту від використання НР, у порівнянні з базовою рідиною, наведено залежність максимального теплового потоку, що передається МТС, від K_z для найкращої з досліджених НР (НР №3), найгіршої (НР №1), та ДВ (дистильованої деіонізованої води) [38] (рис.3.7).

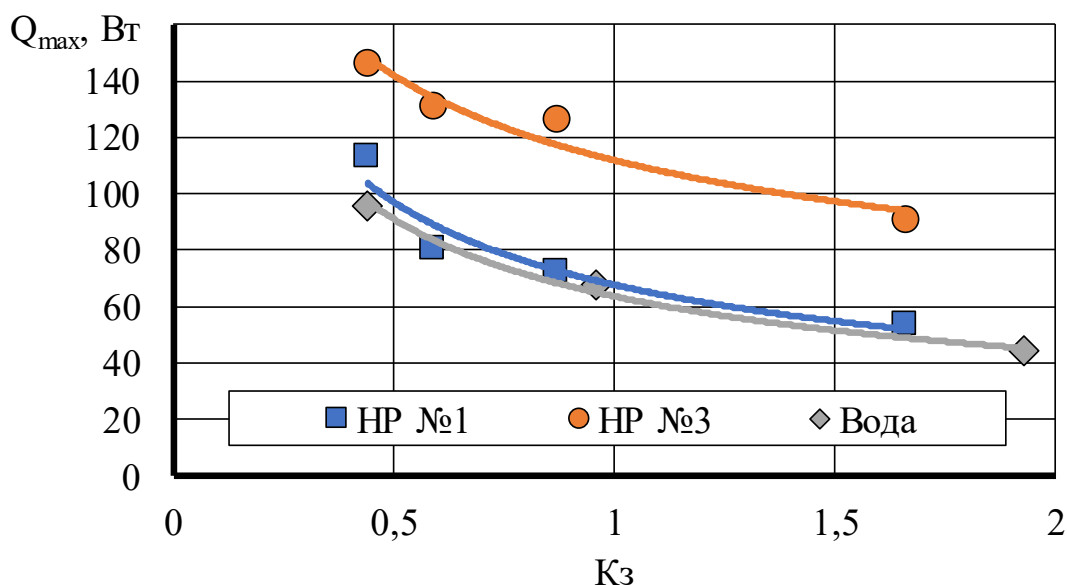


Рисунок 3.7 – Залежність максимального теплового потоку, що передається МТС, від K_z

Потрібно зауважити, що на рис. 3.7 під максимальним тепловим потоком, що передається МТС, мається на увазі те максимальне значення теплового потоку, яке відповідає значенням мінімального термічного опору (рис. 3.8). Саме такий режим роботи вважається найбільш оптимальним з точки зору теплової ефективності (найнижче значення термічного опору, що можливе для даної конфігурації) та фактору надійності (стабільний режим розвиненого бульбашкового кипіння, без будь-яких кризових явищ).

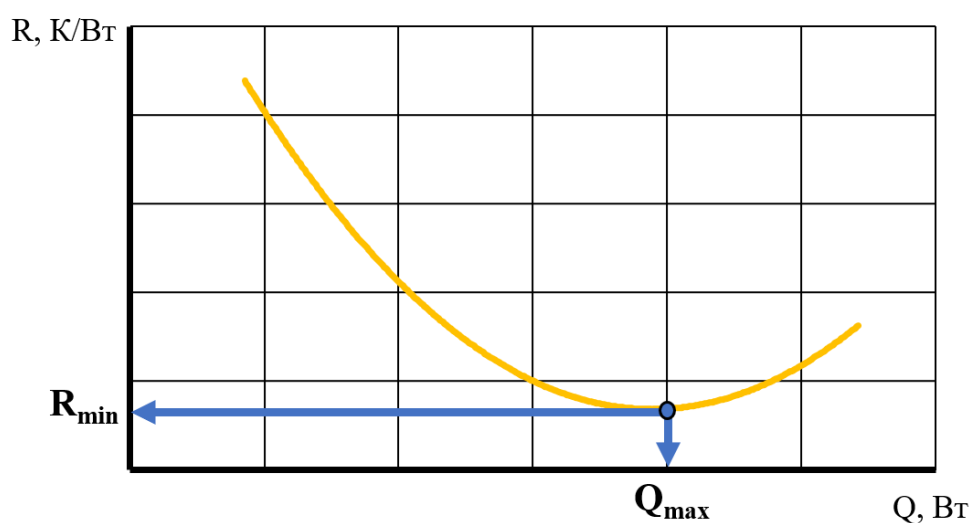


Рисунок 3.8 – Визначення максимального теплового потоку, відповідає мінімальному значенні термічного опору МТС

З рис. 3.7 можна побачити, що навіть МТС, який демонстрував найгірші теплопередавальні характеристики в порівнянні з усіма іншими нанофлюїдами (НР №1), має ліпші теплові характеристики (до 18,5%↑ максимальний тепловий потік) за МТС з ДВ. В свою чергу зразок НР №3 продемонстрував збільшення максимального теплового потоку, значення якого відповідає мінімальному термічному опору, на 53%.

Залежність мінімального термічного опору від K_z , що змінювався за допомогою довжини ЗН, представлена на рис. 3.9. Як можна побачити, зразок НР №1 та ДВ мають фактично однакові термічні опори, в той час як за допомогою додавання НЧ синтетичного алмазу до базової рідини (НР №3) можна досягнути зменшення термічного опору до 28,4% (з одночасним збільшенням максимального теплового потоку на 53%).

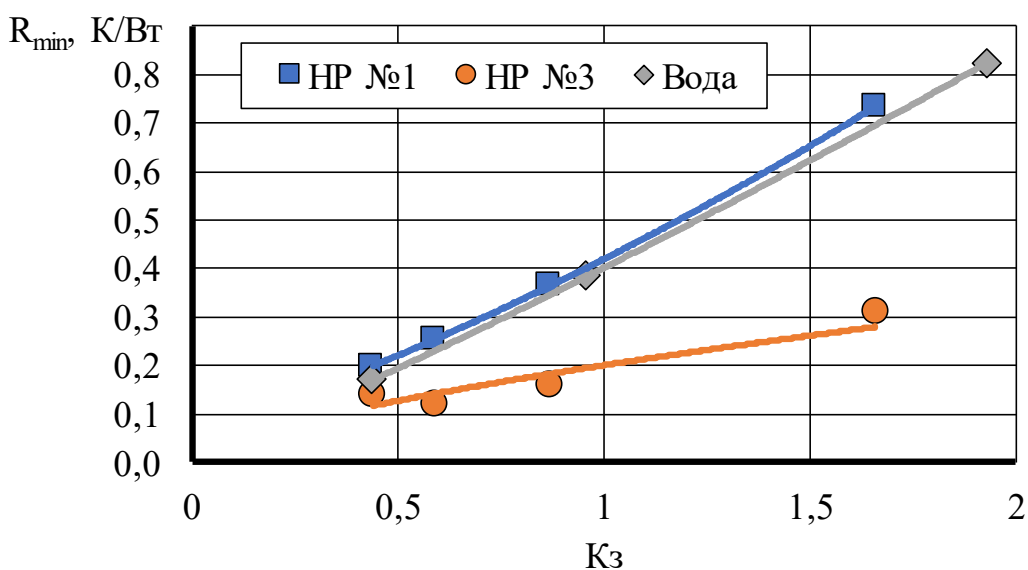


Рисунок 3.9 – Залежність мінімального термічного опору від K_z для НР №1,3 та ДВ

З рис. 3.9 також можна побачити, що збільшення K_z за рахунок зменшення довжини нагрівача призводить до збільшення термічного опору МТС. Причиною цьому є термічний опір, що виникає через наявність додаткового стовпа рідини. Це легше і більш наглядно пояснити за допомогою

схематичного зображення (рис. 3.10), з порівнянням $K_3=1,66$ (зліва) та $K_3=0,44$ (справа). Стовп рідини, що знаходиться вище за тіло нагрівача, ($K_3=1,66$) як раз і створює додатковий термічний опір, і тому зі збільшенням K_3 (зменшенням довжини ЗН при однаковій масі заправки теплоносія) відбувається збільшення термічного опору МТС.

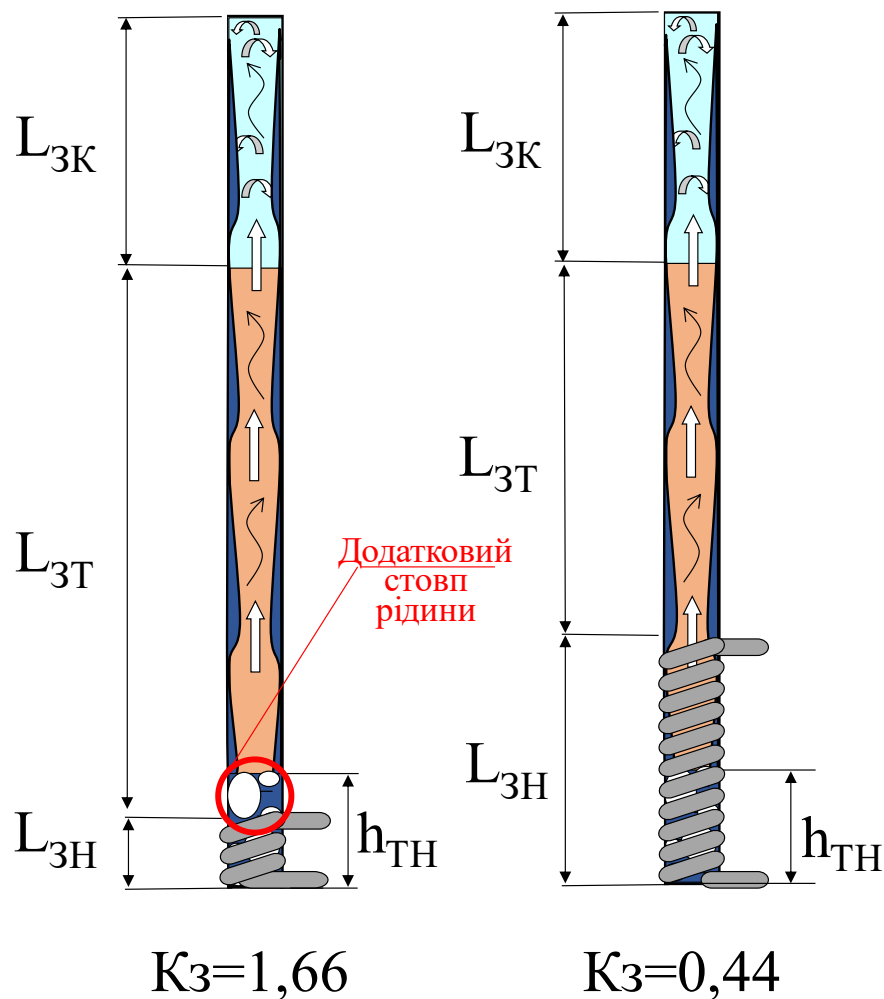


Рисунок 3.10 – Схематичне зображення МТС з $K_3=0,44$ та $K_3=1,66$

3.4 Вплив кута нахилу мініатюрних термосифонів з нанорідинами в якості теплоносія на їх теплопередавальні характеристики

Одним з головних недоліків МТС, у порівнянні з іншими системами, робота яких базується на випарно-конденсаційному циклі, є неспроможність

працювати проти дії сил тяжіння, тобто в умовах коли ЗН знаходиться вище ЗК. Проте іноді виникають такі задачі, в яких виникає необхідність у розташуванні МТС під певним фіксованим кутом (наприклад, при використанні ТС для сонячних колекторів), або роботу у певному діапазоні кутів нахилу (наприклад, системи охолодження електронної апаратури в радіолокаційній станції, тощо). Звідси виникає необхідність у прогнозуванні теплопередавальних характеристик (опір, теплові потоки) при розташуванні, що відрізняється від вертикального.

Для типових теплоносіїв (вода, фреон, спирти) у цьому напрямку вже проводилася низка досліджень [81], і є розуміння оптимального діапазону кутів нахилу, та значень критичного кута. Проте окремим питанням, зараз стає те, чи буде діапазон кутів, що було отримано для води, характерним і для МТС з водним нанофлюїдом.

В якості експериментального зразку з нанофлюїдом в якості теплоносія використовувався зразок НР №1, дослідження проводилося у всьому діапазоні $K_z=0,44-1,66$. Дослідження проводилися при вертикальному розташуванні МТС (кут 90° , для усіх досліджень кут нахилу береться по відношенню до горизонту), та при кутах $20^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$.

Залежність максимальних теплових потоків, що передаються МТС, від кута нахилу (по відношенню до рівня горизонту) для $K_z=0,44-1,66$ наведено на рис. 3.11.

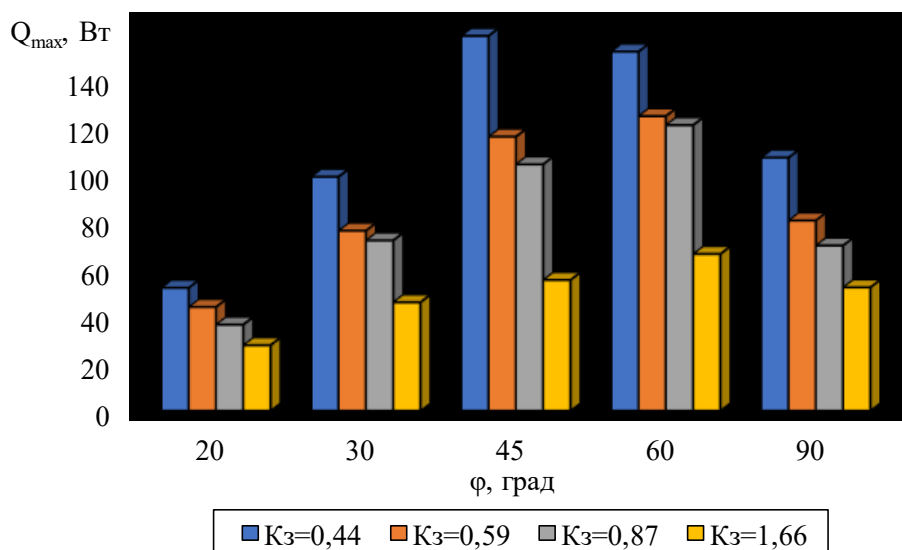


Рисунок 3.11 – Залежність максимальних теплових потоків, що відводяться від МТС, від кута нахилу

Цікавим є те, що максимальні теплові потоки для МТС спостерігалися не для кута нахилу 90° , що відповідає вертикальному розташуванню зразка. Так, покращення теплопередавальних здатностей системи при певному невеликому куті нахилу можна пояснити тим, що стікання конденсату відбувається по одному (нижньому) краю стінки МТС, і через це, в свою чергу, зменшується взаємодія між потоками пару, що рухається з ЗН до ЗК, та потоком конденсату, що рухається в зворотному напрямку.

Варто зазначити, що при подальшому зменшенні кута нахилу (переведення МТС в більш горизонтальне розташування) можна отримати ситуацію, коли виникне осушення і криза кипіння через нестачу теплоносія в ЗН. Це і є так званий критичний кут, тобто кут після якого спостерігається значне зменшення теплового потоку, що передається МТС.

Для більш детального аналізу впливу кута нахилу на теплопередавальні характеристики, в доповнення до результатів зображених на рис. 3.11, було отримано залежності мінімального термічного опору для $K_z=0,44$ (рис. 3.12) та $K_z=0,59$ (рис. 3.13). На цих графіках (рис. 3.12–3.13) ліва вісь ординат

відображає значення мінімального термічного опору, в той час як права – значення максимальних теплових потоків.

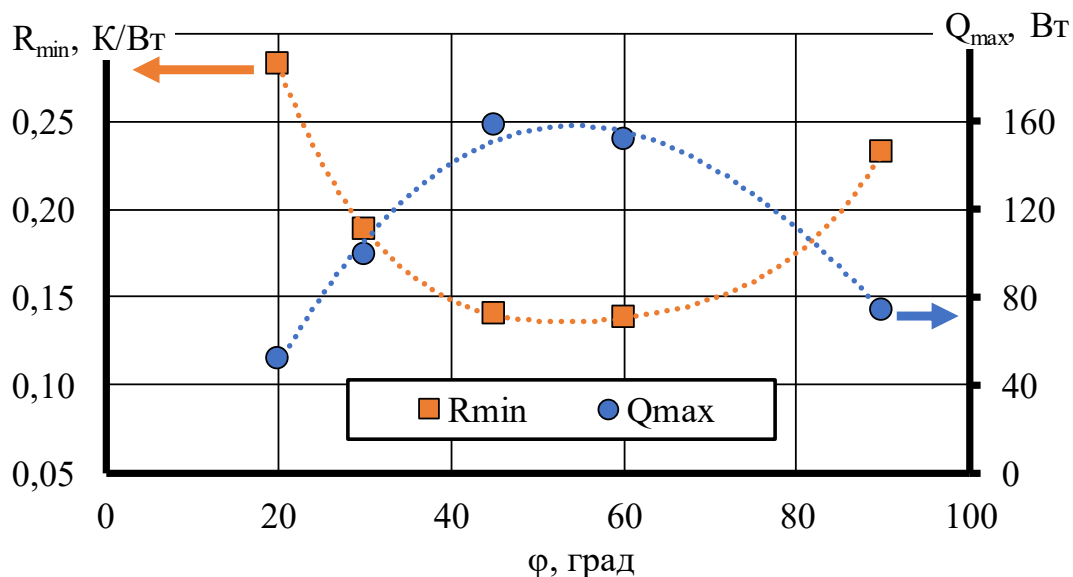


Рисунок 3.12 – Залежність теплопередавальних характеристик ТС від кута нахилу (НР №1, $K_z=0,44$)

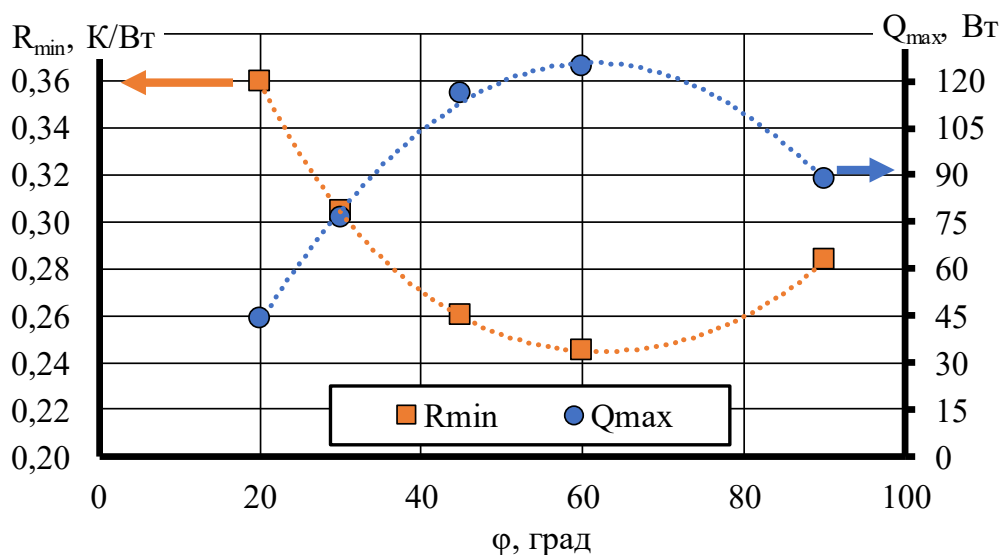


Рисунок 3.13 – Залежність теплопередавальних характеристик ТС від кута нахилу (НР №1, $K_z=0,59$)

Беручи до уваги отримані результати (рис. 3.11–3.13), зроблено висновок про оптимальний кут нахилу для МТС з НР №1 у діапазоні 40–70°. Додатково було проведено аналогічні дослідження для води ($K_z=0,96$) з метою

подальшого порівняння впливу кута нахилу на теплопередавальні характеристики МТС з нанофлюїдами та ДВ. Отримані результати представлено на рис. 3.14.

Так можна резюмувати, що при дослідженні впливу кутів нахилу на теплопередавальні характеристики МТС з нанофлюїдами, зафіксовано характерні зміни, що є аналогічними до МТС з ДВ (базовою рідиною досліджених нанофлюїдів). Звідки зроблено висновок, що для всіх досліджуваних МТС (НР №1–6), тобто нанофлюїдів в якості базової рідини яких використовувалася вода, оптимальних кут нахилу буде знаходитися в діапазоні 40-70°, а критичний кут становить 30°. При куті нахилу менше 30°, спостерігається значне погіршення робочих параметрів у порівнянні з вертикальним (базовим) розташуванням, і такі конфігурації та режими роботи не є рекомендованими, через те що є неефективними та ненадійними. Для таких розташувань раціональним буде перехід до систем охолодження з теплових труб.

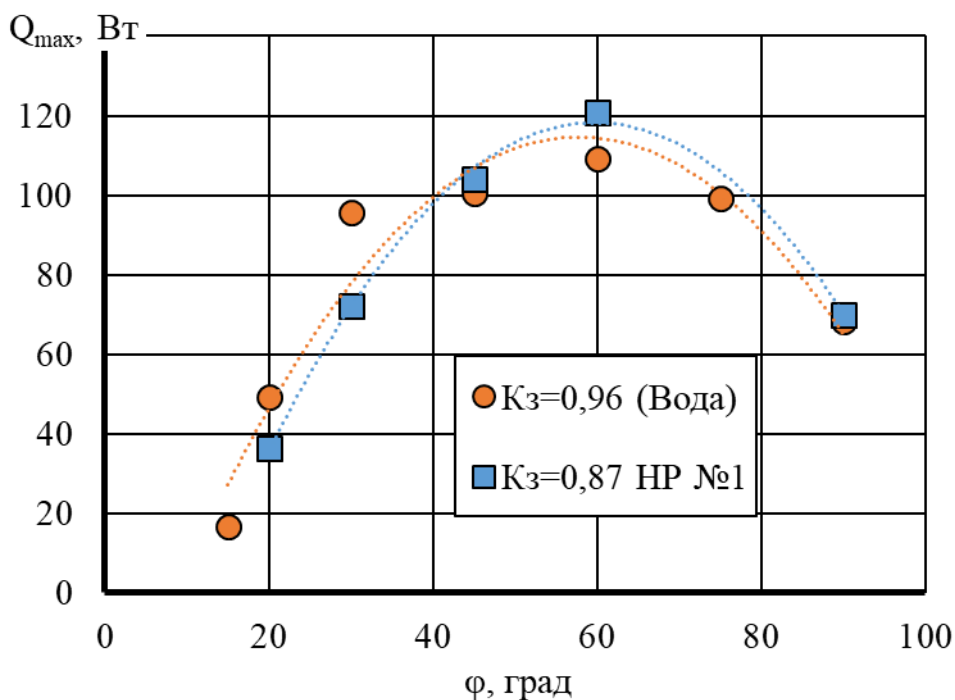


Рисунок 3.14 – Залежність максимальних теплових потоків від кута нахилу МТС для води та НР №1

Для можливості прогнозування максимальних теплових потоків в діапазоні кутів нахилу $20\text{--}60^\circ$, на базі результатів отриманих для НР №1 запропоновано експериментальну формулу (3.1):

$$Q_{\max_\phi} = 1,86 \cdot K_z^{-0,08} \cdot \sin(\phi) \cdot Q_{\max_{90^\circ}}, \quad (3.1)$$

де ϕ – кут нахилу по відношенню до рівня горизонту, $^\circ$;

$Q_{\max_{90^\circ}}$ – максимальний тепловий потік, що здатний передавати вертикально розташований МТС (90° по відношенню до горизонту), Вт.

Залежність (3.1) з розкидом $\pm 20\%$ узагальнює усі отримані експериментальні дані для зразка НР №1 для діапазону кутів $20\text{--}60^\circ$ (рис. 3.15). Для розширення (перевірки) цієї формули на інші типи НР, та на більший діапазон кутів нахилу потрібна додаткова серія експериментів, проведення яких є трудомістким і не входить до основних цілей цієї роботи. Тому отримана залежність може бути рекомендована для прогнозування рівнів максимальних теплових потоків МТС, конфігурація яких відповідає тим, що досліджуються в цій роботі, та в якості теплоносія у яких використовується аморфний вуглець з масовою концентрацією $0,3\%$, для кутів нахилу $20^\circ\text{--}60^\circ$, проте, можливо, використання цієї формули не обмежується наведеними умовами і вона має більш широке застосування.

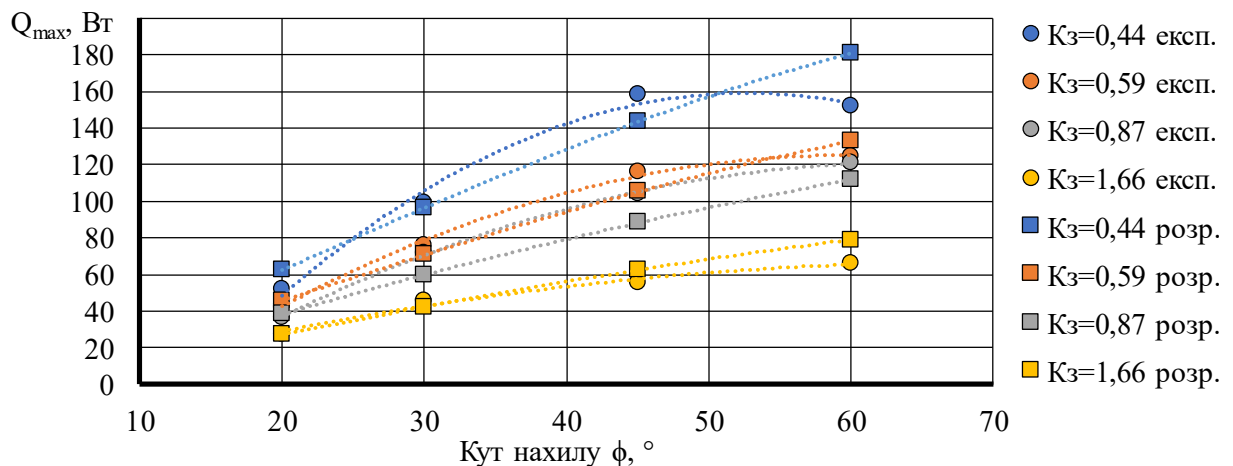


Рисунок 3.15 – Залежність максимальних теплових потоків від кута нахилу МТС для води та НР №1

3.5 Висновки до розділу

Досліджено вплив від використання НР у якості теплоносія та від зміни K_z на теплопередавальні характеристики МТС.

При збільшенні теплового потоку, що подається на ЗН МТС, спостерігається зменшення термічного опору системи, що можна пояснити зростанням кількості центрів пароутворення. При малих теплових потоках (малих тисках насичення) можна спостерігати гейзерний ефект (викид частини теплоносія с ЗН до ЗК), який характеризується певною періодичністю, при цьому спостерігаються значні коливання температур на поверхні МТС, і, фактично, це є аналогією снарядного режиму течії. Збільшення теплової потужності призводить до переходу до сталого бульбашкового режиму кипіння, збільшення кількості центрів пароутворення, зниженню термічного опору МТС. При досягненні певного критичного значення теплового потоку почнеться утворення локальних парових плівок, що фактично представляє собою початок кризи кипіння (кризових явищ), з подальшим різким зростанням температур в ЗН і як результат – зростанням повного термічного опору.

Зафіксовано, що збільшення K_z за рахунок зменшення довжини нагрівача призводить до збільшення термічного опору МТС. Причиною цього є термічний опір, що виникає через наявність додаткового стовпа рідини.

В якості основних теплопередавальних характеристик МТС можна виокремити повний термічний опір, та максимальний тепловий потік, що спроможна передавати система. Після комбінованого аналізу мінімального термічного опору та максимального теплового потоку, що передається МТС, в якості визначального критерію, що характеризує ефективність системи, найліпшим зразком з досліджених в узагальненому випадку є НР №3. Зразки ж НР №1 та НР №6 не можна рекомендувати в якості потенційних теплоносіїв на базі нанофлюїдів, через те що їх теплопередавальні характеристики значно уступають усім іншим.

Експериментальні зразки НР №2,4,5 – потрібно брати до уваги, в якості потенційних, через те, що вони мають високі теплову ефективність і теплопередавальні характеристики, і, в конкретних випадках, за рахунок їх використання можна отримати результати навіть ліпші за НР №3, особливо у задачах в яких відбувається оптимізація за одним з критеріїв (чи за тепловим потоком, чи за термічним опором окремо).

Проте, варто зазначити, що навіть МТС, який демонстрував найгірші теплопередавальні характеристики в порівнянні з усіма іншими нанофлюїдами (НР №1), має ліпші теплові характеристики (до 18,5%↑ максимальний тепловий потік при тому самому рівні термічних опорів) за МТС з ДВ. В свою чергу зразок НР №3 продемонстрував збільшення максимального теплового потоку на 53% (мінімальний термічний опір для цього зразка до 28,4% менше за ДВ).

Проведено дослідження впливу кута нахилу на теплопередавальні характеристики МТС з НР (НР №1). При зміні кута нахилу зафіксовано характерні зміни, що є аналогічними до МТС з ДВ (базовою рідиною досліджених нанофлюїдів). Звідси випливає, що для МТС з НР оптимальних кут нахилу буде знаходитися в діапазоні 40-70°, а критичний кут становить 30°. При куті нахилу менше 30°, спостерігається значне погіршення робочих параметрів у порівнянні з вертикальним (базовим) розташуванням, і такі конфігурації та режими роботи не є рекомендованими, через те що є неефективними та ненадійними. Для таких розташувань раціональним буде перехід до систем охолодження з теплових труб.

Для НР (НР №1) запропоновано емпіричне рівняння для прогнозування максимальних теплових потоків в діапазоні кутів нахилу 20–60°, на базі даних, що було отримано при проведенні експериментів для вертикального розташування зразка.

РОЗДІЛ 4

ІНТЕНСИВНІСТЬ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ МІНІАТЮРНИХ ТЕРМОСИФОНІВ З НАНОРІДИНАМИ

Для проектування ефективних систем охолодження, а також прогнозування теплопередавальних характеристик спроектованих систем важливо знати інтенсивність теплопередачі МТС з НР.

До основних показників, що характеризують інтенсивність теплопередачі МТС, можна віднести коефіцієнт еквівалентної теплопровідності та коефіцієнти тепловіддачі для кожної з зон теплообміну (ЗН, ЗК) [84].

4.1 Коефіцієнт ефективної теплопровідності мініатюрних термосифонів з нанорідинами

Коефіцієнт еквівалентної теплопровідності характеризує ефективність теплопередавальної можливості МТС, і для його розрахунку зазвичай використовують ефективну довжину МТС, яка дорівнює довжині ЗТ та півсумі ЗН і ЗК. Також він залежить від теплового потоку, що відводиться системою, і перепаду температур по довжині МТС (ЗН–ЗК). Розрахунок коефіцієнту еквівалентної теплопровідності виконується за формулою (4.1). Таким чином, на значення коефіцієнту еквівалентної теплопровідності безпосередній вплив має обраний теплоносіє, що заправлений в зразок.

$$\lambda_{\text{екв}} = \frac{Q_{\text{відв}} \cdot L_{\text{ЕФ}}}{(\overline{t_{\text{ЗН}}} - \overline{t_{\text{ЗК}}}) \cdot F_{\text{пер_ТС}}} = \frac{Q_{\text{відв}} \cdot (0,5L_{\text{ЗН}} + L_{\text{ЗТ}} + 0,5L_{\text{ЗК}})}{(\overline{t_{\text{ЗН}}} - \overline{t_{\text{ЗК}}}) \cdot F_{\text{пер_ТС}}}, \quad (4.1)$$

З метою порівняння ефективності теплопередавальних здатностей МТС, в ролі теплоносія в яких використовуються різні нанофлюїди (НР №1–6), було

проведено розрахунків коефіцієнтів еквівалентної теплопровідності для різних досліджених K_3 в діапазоні 0,44–1,66 (рис. 4.1–4.4).

Залежність коефіцієнта еквівалентної теплопровідності від теплового потоку, що відводиться МТС, для зразків НР №1–6 та $K_3=0,44$ приведена на рис. 4.1.

Для НР №3,4 коефіцієнт еквівалентної теплопровідності досягав значень вище за 120 000 Вт/м·К, що більше ніж в 304 рази перевищує теплопровідність міді (матеріал, з якого виготовлено корпус МТС).

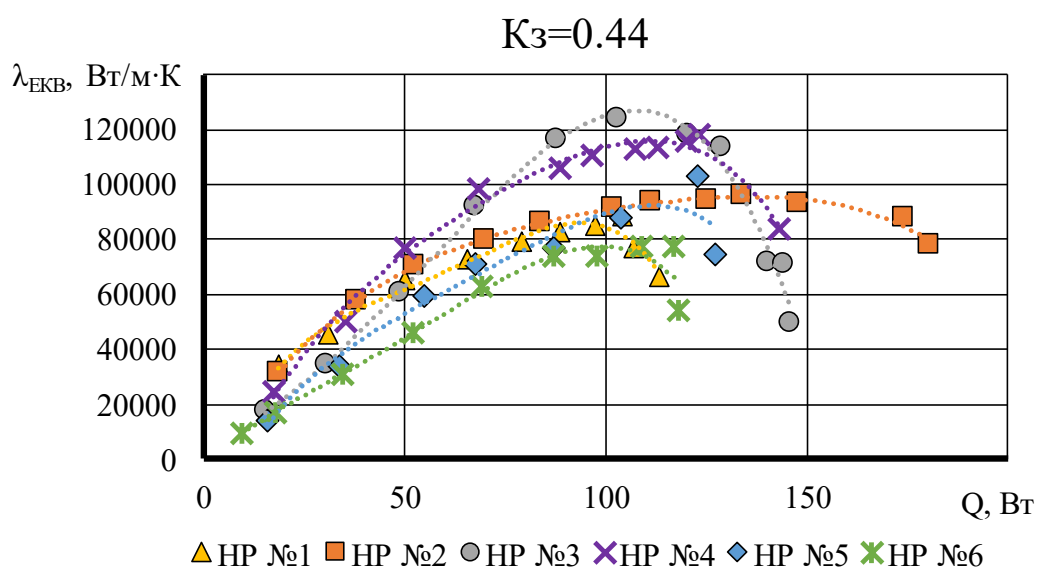


Рисунок 4.1 – Залежність коефіцієнта еквівалентної теплопровідності від теплового потоку; $K_3=0,44$

Також аналогічно до результатів, що характеризували теплопередавальні характеристики систем, найгірший результат з точки зору теплової ефективності продемонстрували зразки НР №1, який в якості теплоносія мав суміш води з НЧ аморфного вуглецю, та НР №6 (водна НР з додаванням НЧ аттапульгіту та монтмориллоніту). Проте навіть для цих зразків ефективна теплопровідність доходила до $8 \cdot 10^4$ Вт/м·К ($\lambda_{ЕКВ_НР\ №6} / \lambda_{\text{міді}} = 203$).

Залежність коефіцієнту еквівалентної теплопровідності для $K_3=0.59$ представлена на рис. 4.2. Особливістю для наведеного K_3 є значні переваги при

використанні НР №3, в порівнянні з іншими дослідженими зразками (до 50% вище значення, у порівнянні з НР №4-5).

Залежність еквівалентної теплопровідності для $K_3=0,87$ представлено на рис. 4.3, а для $K_3=1,66$ на рис. 4.4. Для великих значень K_3 спостерігається значне погіршення еквівалентної теплопровідності для НР №6 (що робить цей теплоносій, на рівні з НР №1, не рекомендованим до використання в якості теплоносія для випарно-конденсаційних систем). В той же час НР №3 демонструє аномально високу ефективність теплопереносу (до 50% покращення, у порівнянні з НР №4, 5), тому цей теплоносій можна рекомендувати в якості потенційної заміни традиційних теплоносіїв.

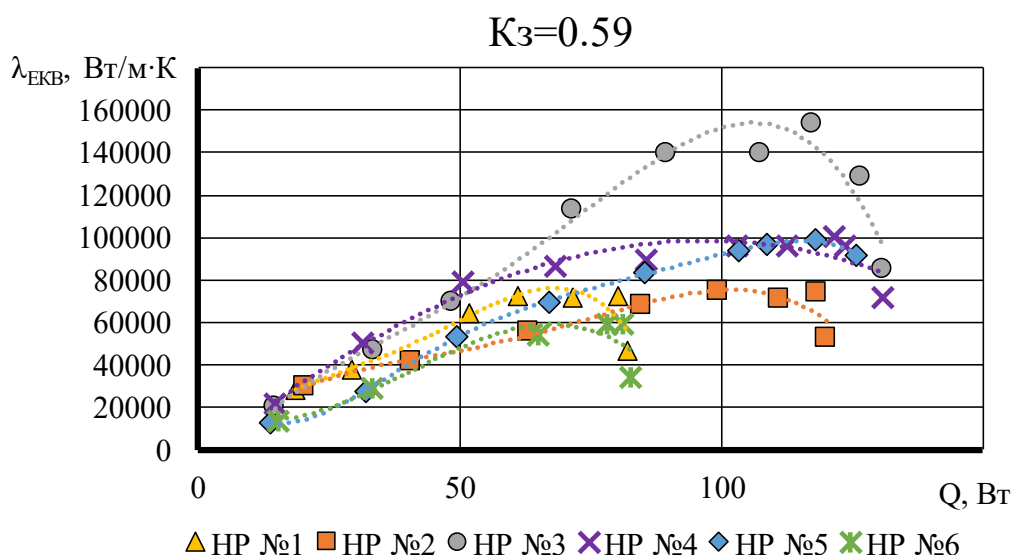


Рисунок 4.2 – Залежність коефіцієнта еквівалентної теплопровідності від теплового потоку; $K_3=0,59$

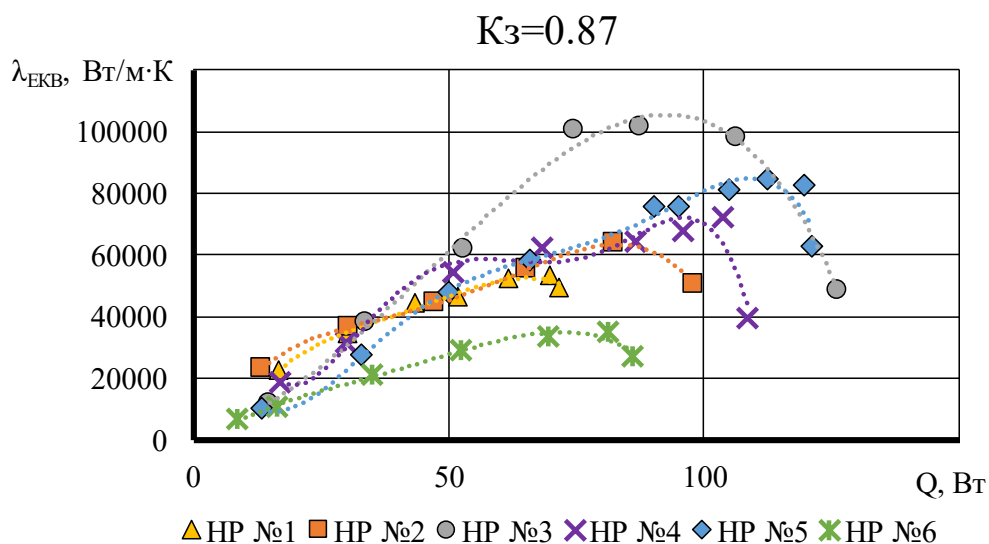


Рисунок 4.3 – Залежність коефіцієнта еквівалентної теплопровідності від теплового потоку; $K_3=0,87$

В свою чергу, HP №2 ($K_3=0,44$) і HP №5 ($K_3=1,66$) демонструють непогану ефективність теплопереносу з одночасним затягуванням кризових явищ (демонструють здатність до передачі більш високих теплових потоків у порівнянні з іншими зразками), що робить їх також перспективними нанофлюїдами, що можуть використовуватися в якості робочої рідини для МТС.

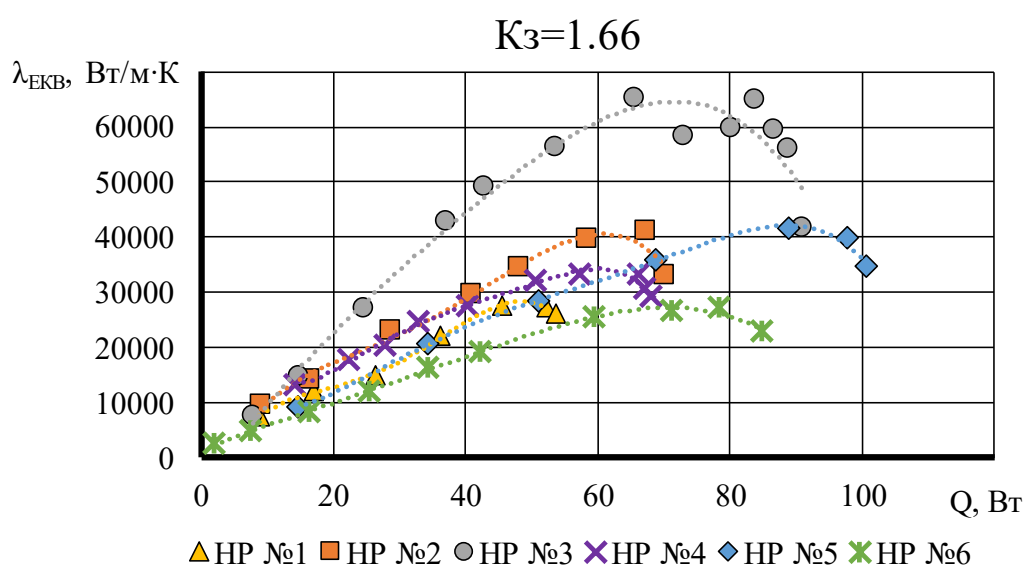


Рисунок 4.4 – Залежність коефіцієнта еквівалентної теплопровідності від теплового потоку; $K_3=1,66$

Для порівняння і наглядного розуміння ефекту від переходу від робочої рідини на базі нанофлюїдів до теплоносія у вигляді базової рідини (води), наведено порівняння ефективності теплопереносу для НР №2 (найбільший тепловий потік для приведеного K_3 , що дорівнює 0.44), НР №3 (характеризується найвищими значеннями коефіцієнту теплопровідності), НР №6 (ранній початок кризових явищ та відносно низькі значення еквівалентної теплопровідності) та ДВ (рис. 4.5). З рис. 4.5 можна побачити, що, не дивлячись на затягування формування локальних плівок на внутрішніх стінках ЗН (більші теплові потоки), при некоректному підборі теплоносія можна отримати погіршення ефективності теплопередачі. Це дуже критично, особливо при оптимізації системи охолодження за принципом ефективності роботи. В свою чергу, правильний вибір теплоносія і використання НР можуть забезпечити збільшення еквівалентної теплопровідності до 20%, чи відтермінування появи кризових явищ до 80% за рівнем відведеної теплової потужності.

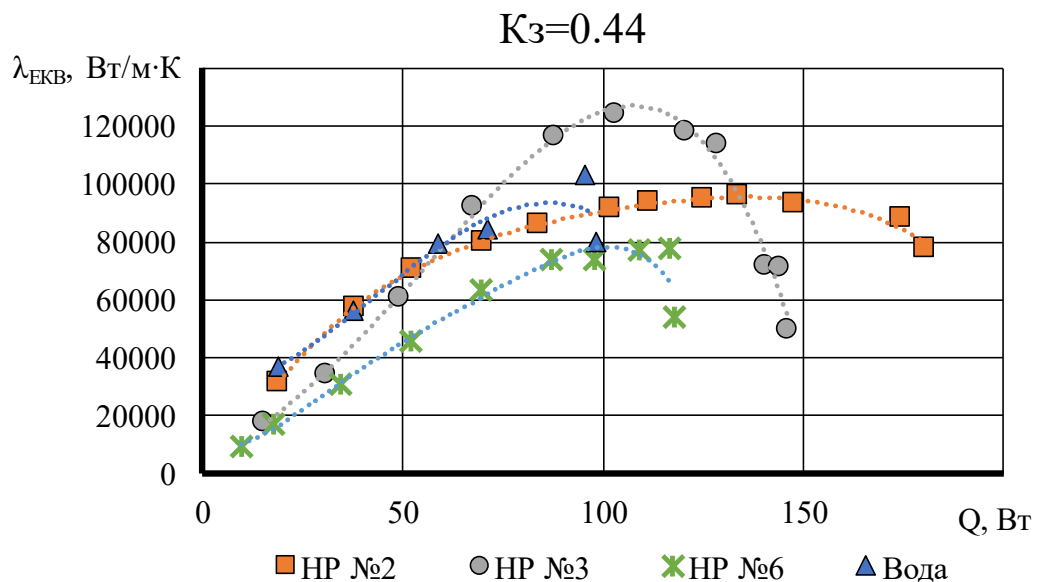


Рисунок 4.5 – Порівняння коефіцієнтів еквівалентної теплопровідності для НР теплоносіїв і ДВ; $K_3=0,44$

Для всіх наведених залежностей (рис. 4.1–4.5) спостерігається збільшення еквівалентної теплопровідності (ефективності теплопередачі) при збільшенні теплового потоку. Це пояснюється тим, що при малих потужностях (малих густинах теплового потоку) робота МТС характеризується малою інтенсивністю випаровування, основний перенос теплоти відбувається за рахунок конвективного механізму. Зі збільшенням теплової потужності відбувається збільшення перегріву теплоносія по відношенню до температури насичення, відбувається активація перших центрів пароутворення в ЗН, починається процес кипіння (кипіння характеризується значно вищою ефективністю, через те ще до конвективного механізму передачі теплоти додається перенос теплоти за допомогою фазового переходу). Подальше зростання теплової потужності призводить до збільшення кількості центрів пароутверення і частоти відриву парових бульбашок, переходу кипіння до розвиненої фази і подальшого зростання ефективності теплопередачі, що приводить до збільшення коефіцієнта еквівалентної теплопровідності. Після досягнення певного критичного значення, починається утворення локальних плівок, погіршення теплообміну робочої поверхні з теплоносієм, збільшення температури поверхні і початок кризових явищ, цей момент характеризується екстремумом на графіку (точкою перегину). Подальше збільшення теплового потоку призводить до кризи кипіння, осушення ЗН та МТС перестає функціонувати як високоефективний теплопередавальний пристрій.

4.2 Інтенсивність тепловіддачі в мініатюрних термосифонах з нанорідинами

Мініатюризація систем охолодження, у тому числі МТС, після переходу певного граничного значення (що відповідає вже наведеним раніше у розділі 2 критеріям мініатюризації) має значний вплив на процеси теплообміну. Перебіг цих процесів у стиснених умовах має свої особливості, що виникають через співрозмірність масштабів процесів, що протікають всередині МТС, з

характерним розміром (внутрішнім діаметром) системи. Тому, формули та залежності, що отримані для кипіння чи конденсації у великому об'ємі [85], не можуть використовуватися для таких випадків, і виникає необхідність в окремому вивченні і дослідженні процесів теплообміну так званих мініатюрних систем.

Додаткові складнощі виникають при використанні у МТС нових, ще не досліджених, теплоносіїв, в особливості багатокомпонентних. У разі додавання в робочу рідину НЧ відбувається значна зміна фізичних властивостей теплоносія. Так, на теплофізичні властивості можуть мати вплив характерні розміри НЧ, їх форма, і, як результат, різна питома поверхня, анізотропія НЧ та їх концентрація, за допомогою якої методології була виготовлена НР, за допомогою чого та яким чином стабілізувалася, чи додавалися ПАР і не тільки. Окремим питанням постає залежність теплофізичних властивостей від температури, а ці значення необхідні через те, що електронний пристрій, і, як результат, система охолодження, можуть працювати у доволі широкому температурному діапазоні. Отже, теплофізичні властивості теплоносіїв на базі НР можуть значним чином відрізнятися від традиційних рідин, мають суттєвий вплив на інтенсивність процесів теплообміну МТС і разом з цим їх визначення є додатковою складною і комплексною задачею для дослідників.

Наведена проблематика обумовила вибір експериментальних наукових досліджень в якості головного інструменту для вивчення теплопередавальних характеристик МТС з НР та їх процесів теплообміну.

Дослідження процесів теплообміну та їх інтенсивності можна розділити на окремі дослідження теплообміну в ЗН, та в ЗК, тому що кожна з них має характерні процеси і особливості їх протікання.

4.2.1 Інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву мініатюрних термосифонів з нанорідинами

Дослідження процесів теплообміну у ЗН МТС з НР є важливою складовою на шляху впровадження нанофлюїдів в якості робочої рідини у промисловій галузі і сектори. Не дарма до основних потенційних механізмів інтенсифікації процесів теплообміну у НР відносять формування додаткового наночару в результаті взаємодії НЧ та внутрішньої поверхні ЗН та вплив Броунівського руху НЧ.

В якості чисельного показника, за допомогою якого можна оцінити інтенсивність теплообміну, виступає коефіцієнт тепловіддачі. Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі у ЗН проводиться за формулою:

$$\alpha_{\text{ЗН}} = \frac{Q_{\text{відв}}}{F_{\text{ЗН}} \cdot (\overline{t_{\text{ЗН}}} - \overline{t_{\text{ЗТ}}})} = \frac{Q_{\text{відв}}}{\pi d_{\text{вн}} L_{\text{ЗН}} \cdot (\overline{t_{\text{ЗН}}} - \overline{t_{\text{ЗТ}}})} \quad (4.2)$$

Усереднені у часі коефіцієнти тепловіддачі для зразків НР №1–6 було обчислено, проаналізовано та відображено для різних K_z , у досліджуваному діапазоні 0.44–1.66 (рис. 4.6–4.9).

Залежність коефіцієнтів тепловіддачі у ЗН від густини теплового потоку, що відводиться МТС з НР (зразки НР №1–6) для $K_z=0.44$ представлено на рис. 4.6.

Найкращі значення інтенсивності теплообміну у ЗН для $K_z=0.44$ продемонстрували досліджувані зразки НР №5 (до 4200 Вт/м²К) та НР №3 (до 3900 Вт/м²К). Зразок НР №2 в свою чергу здатний відводити більші густини теплових потоків аж до 5,4·10⁴ Вт/м² при високих значеннях інтенсивності теплообміну ($\alpha_{\text{ЗН}} = 3400$ Вт/м²К). Найнижчі показники мали зразки НР №1 (2600 Вт/м²К), та НР №6 (2200 Вт/м²К), що на 48% та 37% гірше за НР №5, чим ще раз підтверджується недоцільність використання цих теплоносіїв в порівнянні з іншими дослідженими зразками НР.

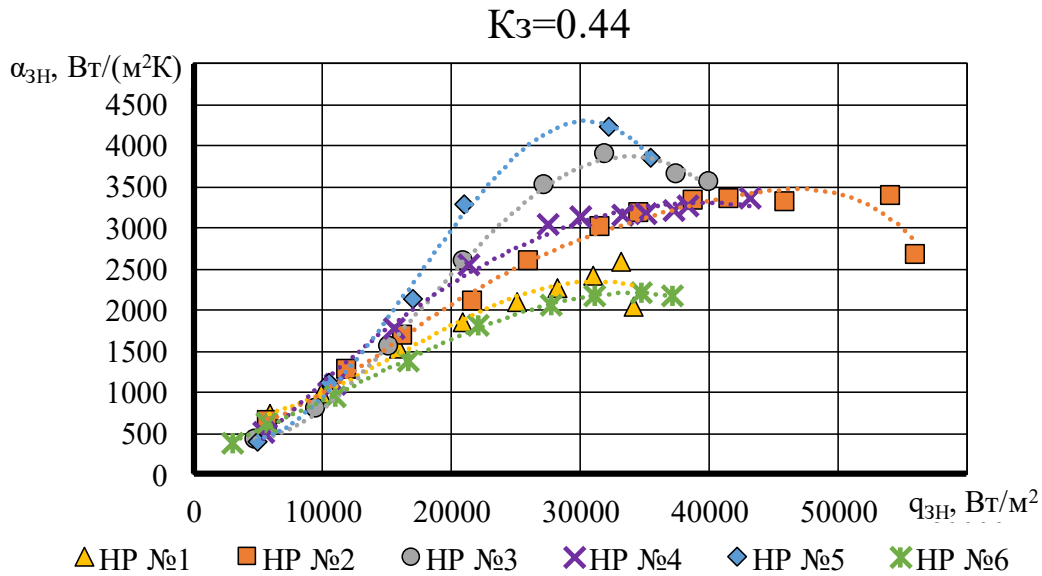


Рисунок 4.6 – Залежність коефіцієнту тепловіддачі у ЗН від густини теплового потоку, що відводиться МТС; $K_3=0,44$

Залежність коефіцієнтів тепловіддачі у ЗН від густини теплового потоку, що відводиться МТС з НР (зразки НР №1–6) для $K_3=0,59$ представлено на рис. 4.7.

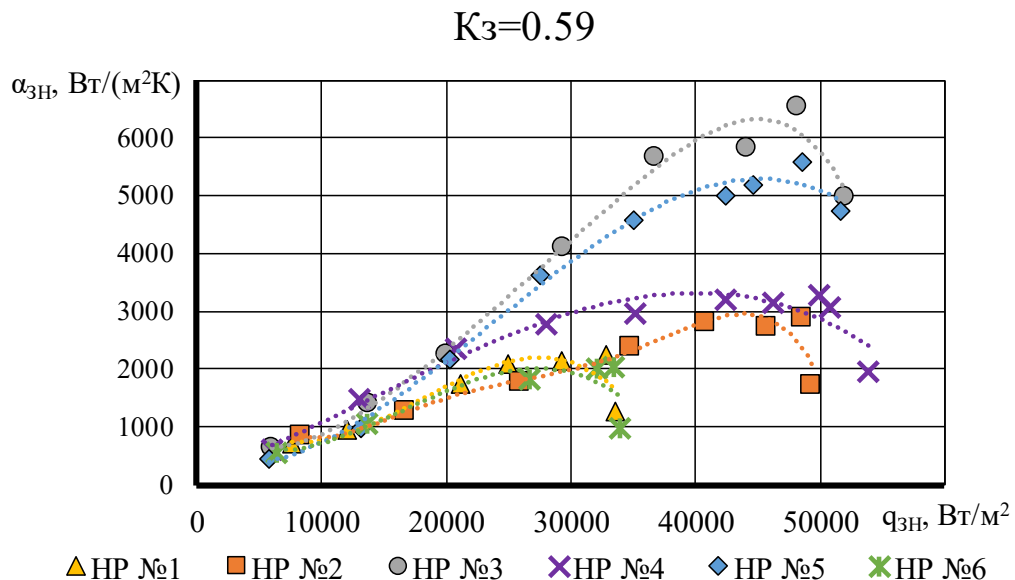


Рисунок 4.7 – Залежність коефіцієнту тепловіддачі у ЗН від густини теплового потоку, що відводиться МТС; $K_3=0,59$

Для $K_z=0,59$ можна відзначити характерне розшарування даних для інтенсивності теплообміну зразків НР №3,5 (група I), НР №2,4 (група II) та НР №1,6 (група III). Спостерігається збільшення різниці в інтенсивності теплообміну наведених груп, у порівнянні з $K_z=0,44$ (рис. 4.6), при цьому коефіцієнти тепловіддачі для групи 2 і 3 мають приблизно однакові максимальні значення.

НР №2 (НЧ багатостінні ВН; 0,1%) і НР №3 (НЧ синтетичний алмаз; 0,3%) мають різні концентрації, різні форми і характерні розміри НЧ (НР №2 $d_{\min \text{ НЧ}}=10\text{нм}$; НР №3 $d_{\min \text{ НЧ}}=50\text{нм}$). Єдина спільна риса – природа НЧ: вони являють собою різні алотропні модифікації вуглецю. Проте разом з цим, на зразку НР №6, в складі якої використовується аморфний вуглець, не спостерігається така тенденція при переході K_z 0,44–0,59. Можна висунути гіпотезу про нерівномірність по висоті ЗН осадження НЧ (розподіл випадковим чином, або ж осадження в залежності від шорсткості поверхні й мікроподряпин в характерних зонах, тощо), що, при варіюванні K_z за допомогою довжини ЗН, призводить до аномального підвищення/зниження інтенсивності теплообміну.

Залежність інтенсивності теплообміну в ЗН МТС з НР для зафіксованого $K_z=0,87$ наведено на рис. 4.8. Тенденції і особливості, що описано для $K_z=0,44$ –0,59, зберігаються і при подальшому збільшенні K_z (зменшенні довжини ЗН). Спостерігається незначне покращення інтенсивності теплообміну для зразка НР №3, в порівнянні з НР №5 і затягування кризи по відношенню до критичних теплових потоків.

Залежність коефіцієнту тепловіддачі для МТС з НР в ролі теплоносія від густини теплового потоку при $K_z=1,66$ представлена на рис. 4.9. Для цього K_z можна відзначити погіршення інтенсивності теплообміну в ЗН для зразка НР №5, і зниження його результатів до рівня результатів групи II (НР №2 та №4). Проте варто зазначити, що максимальна густина теплового потоку для НР №5 при цьому значно збільшилась, є найбільшою з усіх досліджених НР, і досягала $0,11 \text{ МВт/м}^2$.

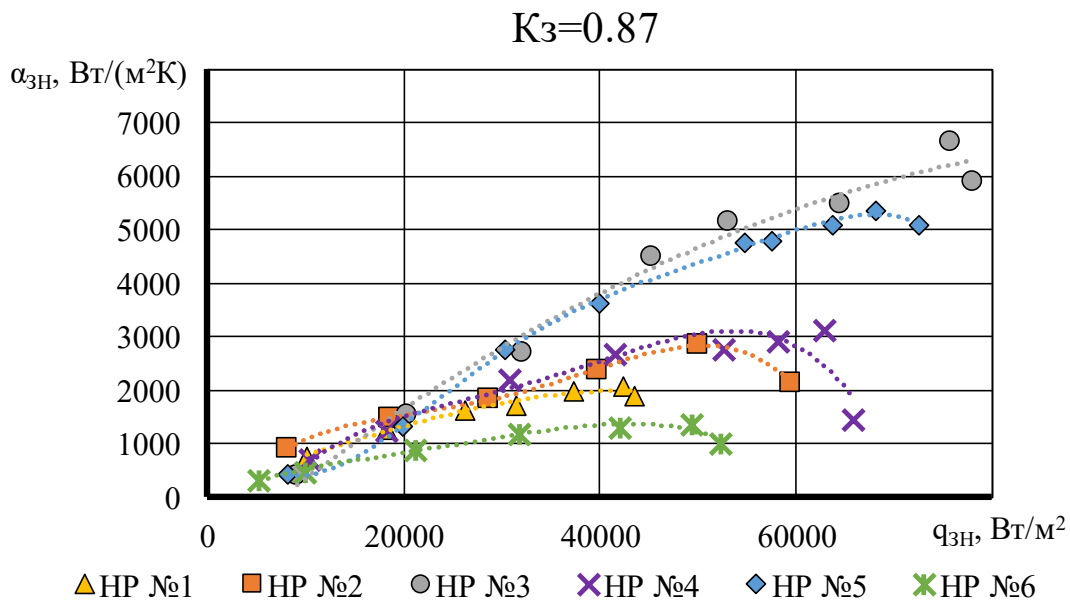


Рисунок 4.8 – Залежність коефіцієнту тепловіддачі у ЗН від густини теплового потоку, що відводиться МТС; $K_3=0,87$

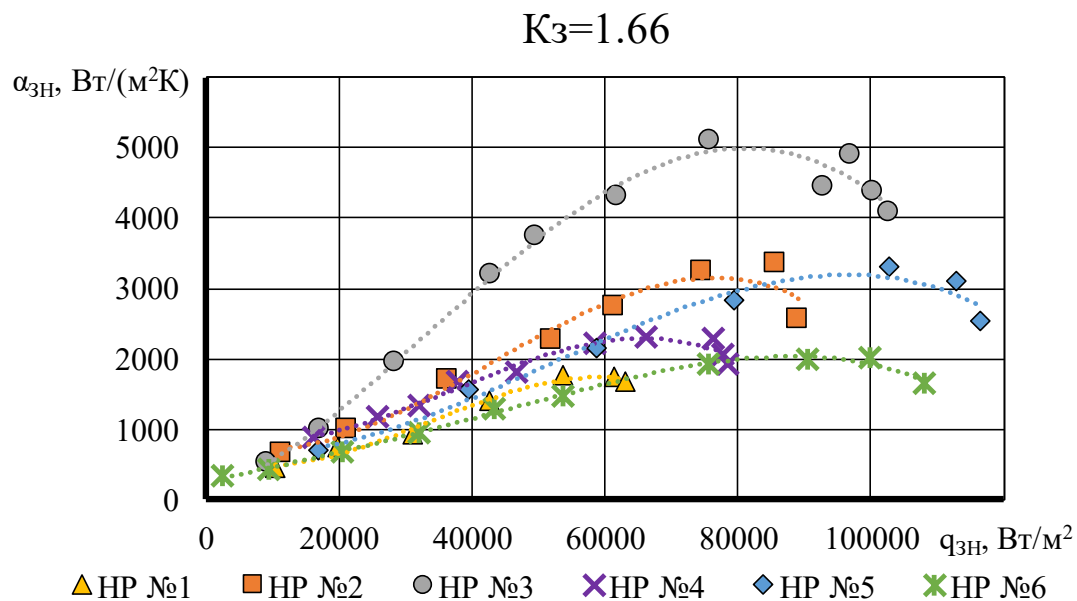


Рисунок 4.9 – Залежність коефіцієнту тепловіддачі у ЗН від густини теплового потоку, що відводиться МТС; $K_3=1,66$

На фоні зменшення коефіцієнтів тепловіддачі для HP №5 для $K_3=1,66$, а також, беручи до уваги $K_3=0,44-0,87$, можна зробити висновки щодо переваг використання HP №3 не тільки для високих K_3 (малих довжин ЗН і високих

густин теплових потоків), а і у цілому в усьому дослідженому діапазоні, і в порівнянні з НР №1–6.

Таким чином, НР №3 має найвищі теплопередавальні характеристики (високі теплові потоки, низький термічний опір), високу ефективність передачі, що обумовлені інтенсифікацією процесів теплообміну в ЗН МТС.

З даних, що наведено на рис. 4.6–4.9, можна побачити, що існує тенденція до зменшення інтенсивності теплообміну в ЗН при збільшенні K_z (зменшенні довжини зони підводу тепла). Це обумовлено утворенням додаткового стовпа рідини, що знаходиться вище ЗН (див. рис. 3.10). Таким чином пару, який рухається з ЗН до ЗК, необхідно подолати цей додатковий тиск, що утворюється стовпом рідини, що і спричиняє зниження тепловіддачі. І навпаки, при зменшенні K_z , на ділянці ЗН, що знаходиться над об'ємом теплоносія, спостерігається кипіння в тонких плівках, що представляють собою зворотну течію конденсату з характерним малим значенням товщини шару. Кипіння в тонких плівках характеризується високими значеннями інтенсивності теплообміну [81], що і призводить до інтенсифікації процесів теплообміну у МТС з НР, при зменшенні K_z .

Важливим етапом під час проведення експериментальних досліджень є порівняння отриманих даних з результатами інших дослідників. Проте, у випадку дослідження впливу використання НР у ролі теплоносія для МТС з цим виникають значні складнощі, по пов'язані з малою кількістю робіт у цьому напрямку. Так, з аналізу джерел, що приведені у табл. 1.1 (розділ 1) і відображають ефекти від використання НР у ТС, лише 2/30 робіт досліджують саме МТС. І навіть порівняння з результатами цих 2 робіт не можна назвати коректними; це пов'язано з різними геометричними параметрами систем охолодження: різні загальні довжини МТС, співвідношення зон теплообміну, поперечного перетину МТС, тощо.

На рис. 4.10 представлено залежність інтенсивності тепловіддачі у ЗН МТС від густини теплового потоку у дослідженому діапазоні до 60 кВт/м^2 , $K_z=0,44$. В якості зразків представлені НР №2 і НР №3, як ті, що

продемонстрували високі значення інтенсивностей тепловіддачі та густин теплового потоку, що спроможний передавати МТС. Також відображена залежність для НР №6, який має найгірші показники. Порівняння проводиться з прямокутним мідним ТС з довжиною зон теплообміну $L_{ЗН}/L_{ЗТ}/L_{ЗК}=100/150/150$ мм та товщиною 8 мм [64]. У якості теплоносія використовувалася водна НР з додаванням НЧ кремнезему, з масовою концентрацією 0,5% та $K_3=0,5$. У якості другого зразка для порівняння наведено результати для мідного термосифону з круглим перетином, внутрішній діаметр якого складає 6 мм та загальна довжина 350 мм ($L_{ЗН}/L_{ЗТ}/L_{ЗК}=100/100/150$ мм) [83]. У якості теплоносія використовувалися водна НР з НЧ ВН, масова концентрація яких складала 1%, а $K_3=0,5\%$.

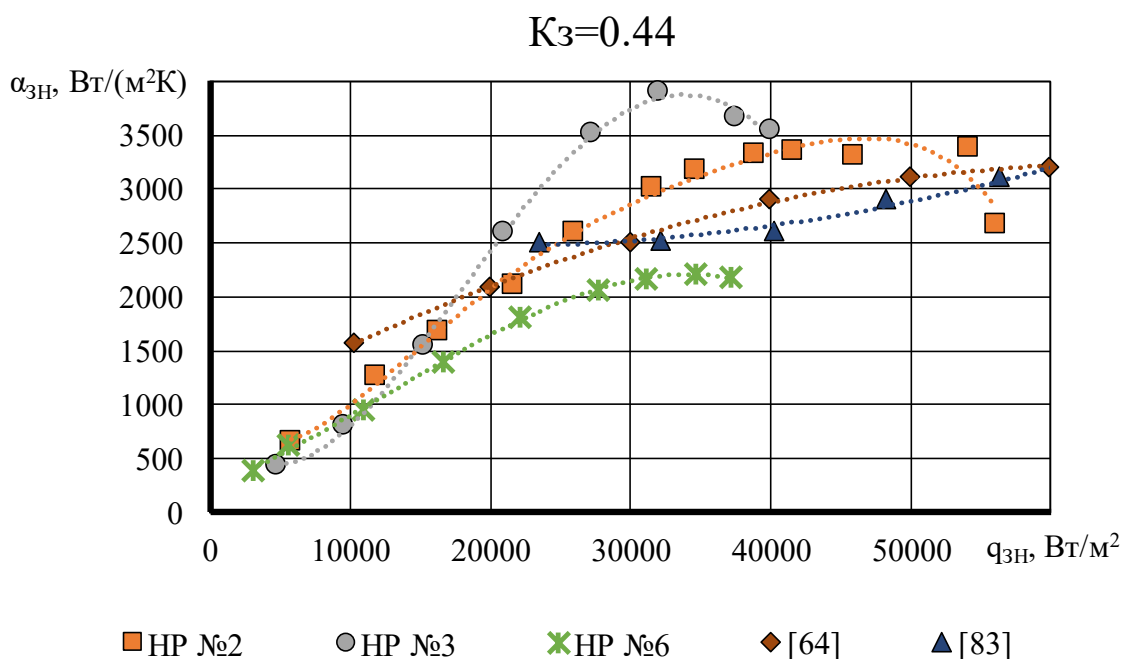


Рисунок 4.10 – Вплив використання НР на інтенсивність теплообміну в ЗН: порівняння з іншими дослідниками

Значення, зафіксовані у діапазоні густин теплових потоків до 60 кВт/м² у роботах [64], [83] доволі близьки до інтенсивності тепловіддачі НР №2, а в порівнянні з найкращим з досліджених зразків для цього K_3 , максимальні показники коефіцієнтів тепловіддачі були на 14% та 18% нижче за НР №3.

Проте, ще раз варто наголосити, що таке порівняння є скоріше якісним, адже конструкції та масогабаритні характеристики зразків у існуючих дослідженнях [41–70, 83] доволі сильно відрізняються від тих МТС, дослідженню яких присвячена ця робота.

Беручи до уваги результати з інтенсивності теплообміну в ЗН МТС з НР (рис. 4.6 – 4.9), та дані для води (температура охолоджуючої води 20°C, 30°C, 40°C) [38, 81], було отримано узагальнюючу емпіричну залежність (4.3) для зразків групи II (НР №2,4), та групи III (НР №1,6). Залежність (4.3) узагальнює 80% отриманих експериментальних даних з розкидом $\pm 30\%$ (рис. 4.11), і справедлива для досліджених НР №1,2,4,6, що використовуються у ролі теплоносія для МТС з НР, внутрішній діаметр яких складає 5 мм, загальна довжина 0,7 м та K_3 знаходиться у діапазоні 0,44–1,66.

$$\alpha_{\text{ЗН}} = \frac{0,31 \cdot q^{0,82}}{\left(\frac{h_{\text{ТН}}}{h_{\text{ЗН}}} \right)^{0,63}} \quad (4.3).$$

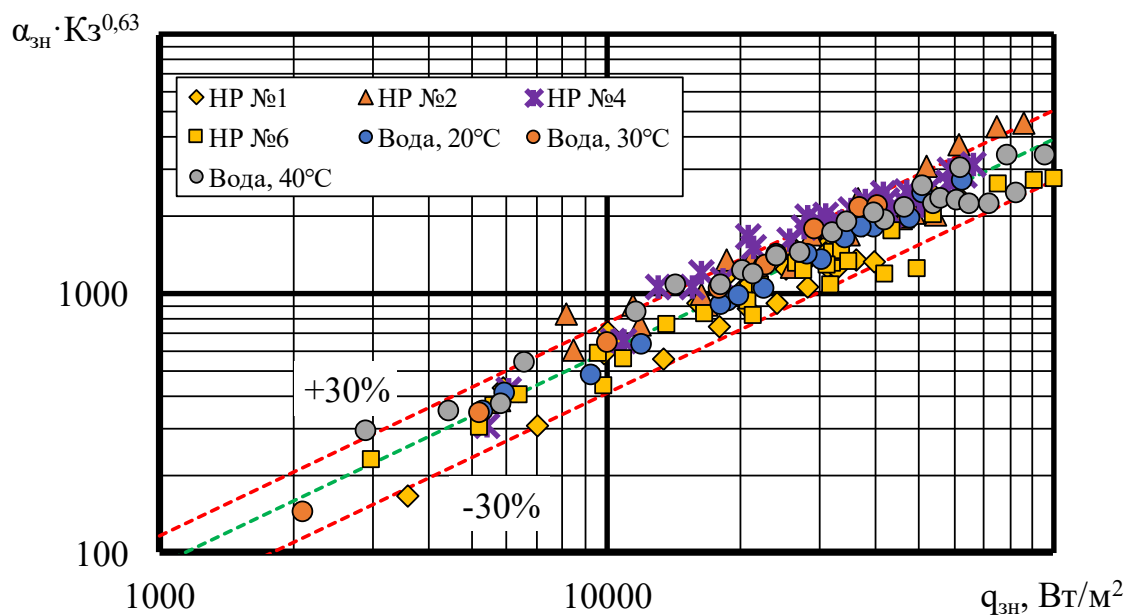


Рисунок 4.11 – Вплив використання НР (НР №1,2,4,6) на інтенсивність теплообміну у ЗН

Зразки МТС НР №3,5 (група I), які демонстрували більшу інтенсивність теплообміну у порівнянні з іншими дослідженими МТС, не підпорядковуються цій залежності. В свою чергу, для розрахунку коефіцієнту тепловіддачі у ЗН НР №3 та №5 (рис. 4.12) можна використовувати залежність (4.4):

$$\alpha_{\text{ЗН}} = \frac{0,05 \cdot q^{1,04}}{\left(\frac{h_{\text{TH}}}{h_{\text{ЗН}}}\right)^{0,88}} \quad (4.4)$$

Беручи до уваги показники ступеню при густині теплового потоку та K_3 у отриманих залежностях (4.3) та (4.4), а також зміну інтенсивності теплообміну при різних K_3 для дослідженого переліку НР (рис. 4.6–4.9), можна зазначити більш виражений вплив потужності, що подається на МТС та відношення стовпа рідини теплоносія до довжини ЗН на зміну інтенсивності теплообміну в ЗН для групи 1 (НР №3,5).

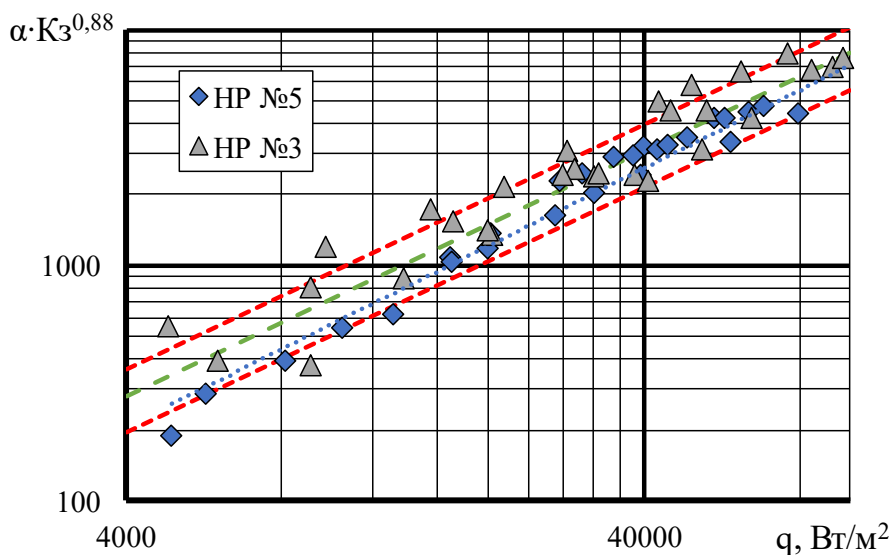


Рисунок 4.12 – Вплив використання НР (НР №3,5) на інтенсивність теплообміну у ЗН

Щодо інтенсифікації процесів теплообміну в ЗН у МТС, у ролі теплоносія в яких використовується базова рідина з додаванням НЧ, в

порівнянні з МТС з робочою базовою рідиною, можна розглянути ситуацію, спираючись на рис. 4.11–4.12. З наведених рисунків можна побачити, що при використанні певних комбінацій базових рідин і НЧ можна отримати у результаті ситуацію, коли позитивний ефект з точки зору інтенсифікації процесу теплообміну в ЗН від використання НР буде відсутнім (рис. 4.11, НР №6), або взагалі буде отримано негативний вплив (зниження інтенсивності теплообміну, рис. 4.11, НР № 1). При оптимальному і коректному підборі теплоносіїв можливо отримати і значне покращення показників, що характеризують інтенсивність теплообміну у ЗН (рис. 4.12, НР №3, 5).

4.2.2 Інтенсивність тепловіддачі в зоні конденсації мініатюрних термосифонів з нанорідинами

Інтенсивність теплообміну в ЗК МТС визначається особливістю процесу конденсації, що там відбувається. На рівні з інтенсивністю теплообміну в ЗН, та особливостями процесу кипіння, що це обумовлюють, інтенсивність процесів конденсації має значний вклад у загальну ефективність теплопередачі усієї системи в цілому. Зазвичай, під час конденсації пари в МТС, в ЗК спостерігається плівкова конденсація, яка характеризується співмірними, а іноді навіть вищими коефіцієнтами тепловіддачі, ніж при бульбашковому кипінні.

Конденсація пари робочої рідини відбувається на поверхні ЗК, поверхня повинна мати температуру нижчу за температуру насичення. Окремим випадком поверхневої конденсації, окрім плівкової, може бути крапельна конденсація. Зазвичай, крапельна конденсація має місце на поверхнях, які погано змочуються робочою рідиною, що не так часто зустрічається у двофазних системах охолодження по типу ТС та ТТ. Окрім того, не дивлячись на те, що крапельна конденсація має значно вищу інтенсивність [81], в порівнянні з плівковою (до 10 разів більші коефіцієнти тепловіддачі, що

пояснюється меншим термічним опором між поверхнею і парою), цей процес не є стійким. Для організації крапельною конденсації внутрішні поверхні конденсаторів покривають спеціальними речовинами – гідрофобізаторами, для погіршення змочуваності поверхня–пара, проте використання таких речовин не можливе у випарно-конденсаційних системах. Таким чином, в якості основного режиму розглядається, що у ЗК МТС відбувається процес плівкової конденсації: пар, що рухається з ЗН, конденсується у рідину і під дією сил тяжіння повертається до ЗН, стікаючи по внутрішній стінці.

Значний вплив при плівковій конденсації на інтенсивність теплообміну вносить товщина конденсату, що стікає, та теплофізичні властивості робочої рідини (теплопровідність, кінематична в'язкість, теплота пароутворення, густина парової та рідинної фази). Проте, як зазначалося раніше, нанофлюїди ще лише набувають поширення, і теплофізичні властивості їх ще знаходяться на етапі дослідження, в особливості вплив температур на зміну цих властивостей. Через що основним інструментом для вивчення цих процесів на зараз виступають експериментальні наукові дослідження.

Залежність коефіцієнту тепловіддачі від густини теплового потоку, що передається МТС, представлено на рис. 4.13. Наводиться інтенсивність теплообміну не тільки для ЗК, але і для ЗН, щоб порівняти їх співвідношення. В якості зразків для порівняння виступили НР №2,3,5, що на попередньому етапі продемонстрували високу інтенсивність теплообміну у ЗН, та ДВ.

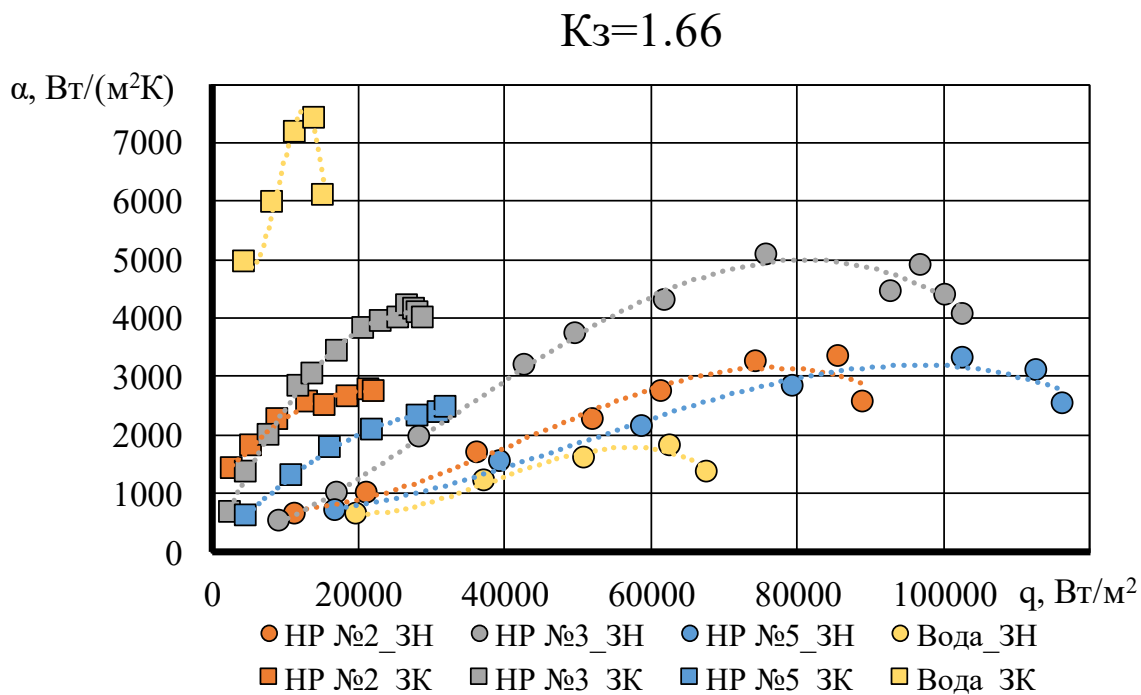


Рисунок 4.13 – Залежність інтенсивності теплообміну для ЗН та ЗК від густини теплового потоку, що передається МТС

Як видно з рис. 4.13, максимальна густина теплового потоку, що відводиться МТС для ЗК значно нижче ніж для ЗН. Це обумовлено тим, що довжина ЗК для усіх досліджень була фіксованою, і складала 200 мм. У той час як довжина ЗН змінювалася в діапазоні 55 – 205 мм, в залежності від K_3 , що досліджувався. Цікавим є той факт, що для всіх наведених НР інтенсивність теплообміну для ЗН була в 1,2–1,3 рази більше інтенсивності теплообміну у ЗК. У цей же час, для води залежність була зворотною, і коефіцієнти тепловіддачі для ЗК у 4,1 рази перевищували ті, що було отримано для ЗН.

Більш низькі значення інтенсивності теплообміну у ЗК для НР, в порівнянні з водою, можуть бути спричинені зростанням динамічної в'язкості нанофлюїда в порівнянні з базовою рідиною. Так, для НР №3, наприклад, динамічна в'язкість приблизно у 2.2 рази більша за в'язкість ДВ. У відповідності до рівняння Нуссельта (п.п), збільшення в'язкості рідини призводить до погіршення інтенсивності теплообміну. Наведене рівняння застосовується для визначення середнього по довжині коефіцієнту

тепловіддачі при конденсації на вертикальній поверхні у випадку ламінарного режиму, проте найголовніше те, що воно якісно демонструє взаємозв'язок між теплофізичними властивостями теплоносія та інтенсивністю теплообміну [81].

$$\alpha = \frac{4}{3} \sqrt[4]{\frac{r \rho_p^2 g \lambda_p^3}{4 \mu_p (t_{\text{нас}} - t_{\text{ст}}) h}} = 0,943 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \rho_p^2 g \lambda_p^3}{\mu_p \Delta t h}} \quad (4.5)$$

де $t_{\text{нас}}$ – температура насичення теплоносія, °C;

$t_{\text{ст}}$ – температура поверхні теплообміну (стілки МТС у ЗК), °C;

h – протяжність поверхні теплообміну, на якій відбувається конденсація, м.

Окрім того, при початкових режимах роботи (малі теплові потоки) може спостерігатися гейзерний ефект, в результаті чого певна кількість теплоносія закидується у ЗК. У випадку потрапляння і осадження певної кількості НЧ у шорсткості внутрішньої мідної поверхні ЗК, це може призводити до зменшення кута змочування і кращої змочуваності робочою рідиною поверхні в ЗК. При таких режимах потенційне виникнення крапельної конденсації стає ще менш ймовірним. В свою чергу, при використанні ДВ в якості теплоносія, хоч і не на постійній основі, але поява цього виду конденсації стає більш вірогідною (а, як вже згадувалося, крапельна конденсація характеризується на порядок більшою інтенсивністю за плівкову).

До того ж, НЧ у ЗК, що можуть потрапляти туди під час гейзерного кипіння, утворюють додаткові шорсткості на внутрішній поверхні ЗК, відкладення створюють додатковий термічний опір, а також додатковий опір тертя, через який відбувається збільшення товщини плівки конденсату і зниження інтенсивності теплообміну у ЗК для нанофлюїдів у порівнянні з ДВ.

4.3 Механізми інтенсифікації теплообміну в мініатюрних термосифонах з нанорідинами

4.3.1 Візуалізація взаємодії наночастинок та матеріалів корпусу мініатюрних термосифонів

Для дослідження поверхні теплообміну, і щоб упевнитись чи існує взаємодія між НЧ і зоною нагріву, було виготовлено скляний термосифон ($d_{\text{зовн}}=9$ мм, $L_{\text{ЗН}}=700$ мм), в середину якого було розміщено мідну спіраль ($d=1,5$ мм, марка міді М1, що відповідає матеріалу корпусу МТС; рис. 4.14) і в якості теплоносія використовувалася НР №2 (водна НР з багатостінними ВН).

Мідна спіраль використовувалася для дослідження взаємодії матеріалу корпусу ТС з НЧ, а скляний термосифон було виготовлено з метою візуалізації процесу з плином часу (зберігання, напрацювання, тощо). Після виготовлення ТС, його було вертикально розташовано у штативі. На ніхромовий нагрівач, що було намотано на зразок і довжина якого складала 200 мм, подавалася потужність 10 Вт. Теплота відводилася за допомогою вимушеної конвекції (вентилятором), ЗК складала 200 мм. Температура корпусу ТС не перевищувала 60°C . Після проведення експерименту, поверхня мідного дроту досліджувалася за допомогою інструментального мікроскопу БМІ-1, і на мідній спіралі було зафіксовано формування певного пористого наношару з НЧ (рис. 4.15).



Рисунок 4.14 – Розташована всередині скляного термосифону спіраль з мідного дроту, для дослідження взаємодії НЧ з поверхнею корпусу МТС

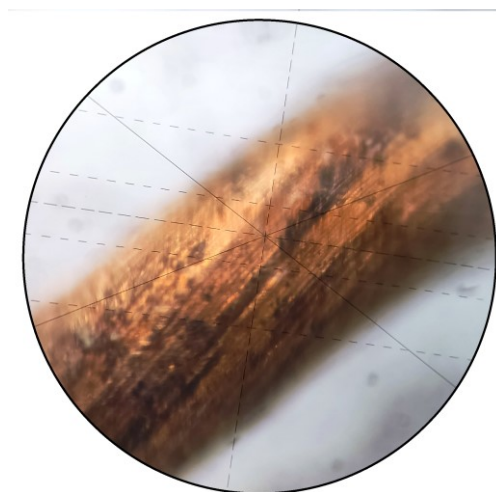


Рисунок 4.15 – Осадження НЧ на поверхні мідної спіралі

Осаду на дні ТС після експерименту, а також протягом перебігу наступного тижня після закінчення експерименту зафіксовано не було.

Скляний експериментальний зразок зберігався протягом 6 років, після чого його знов було поставлено на стенд і перевірено. Перед перевіркою було

відзначено незначне розшарування НР при візуальному огляді, після шестирічного періоду зберігання (рис. 4.16).



Рисунок 4.16 – Виникнення незначного розшарування НР після 6 років в режимі зберігання

По результатам експерименту можна зробити висновок про відсутність неконденсованих газів у кількості що спричиняла б процеси, які мають вплив на робочі параметри. Осаду на дні ТС, і протягом тижня після повторного експерименту зафіксовано не було. Поверхню спіралі було досліджено за допомогою мікроскопу (KONUS CRYSTAL PRO STEREO) (рис. 4.17). Пористий шар став більш сформований і яскраво виражений, проте при оптичному дослідженні зроблено висновок про відсутність змін у кольорі чи відтінку теплоносія, чи наявності осаду на дні ТС. Це говорить про стабільність НР, а також про те, що існує певна взаємодія між НЧ та поверхнею корпусу ТС (в експерименті – мідної спіралі), наночастинок збільшується з плином

часу (при зберіганні/ напрацюванні), але взаємодіють лише мала частина НЧ, і теплоносій продовжує залишатися рівномірною сумішшю.

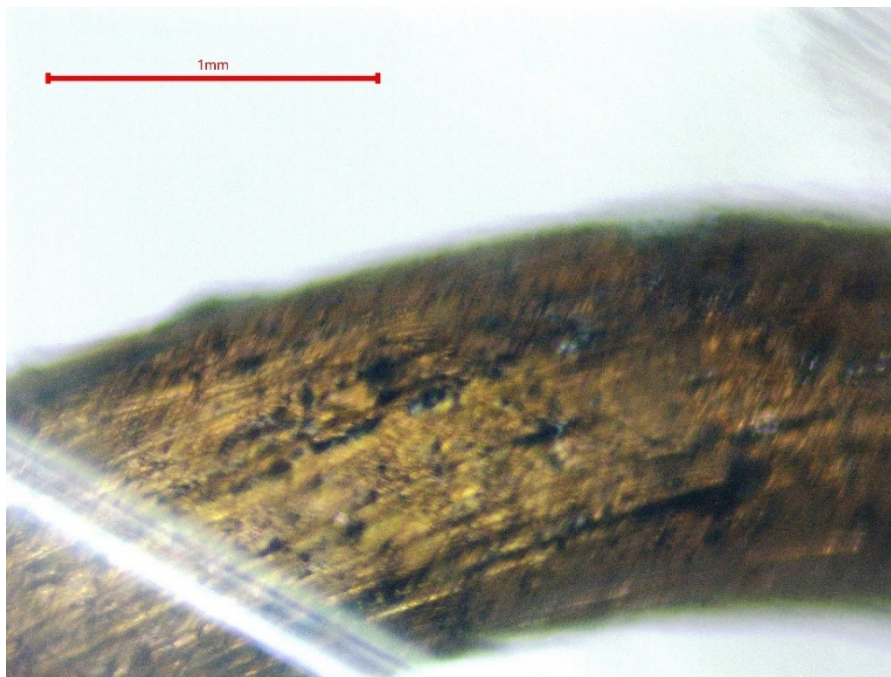


Рисунок 4.17 – НЧ на поверхні мідної спіралі у ЗН скляного ТС після 6 років у режимі зберігання

Окрім взаємодії НЧ з мідною спіраллю, спостерігалось формування візерунка з вулцевих нанотрубок на поверхні скляного корпусу ТС у ЗН (рис. 4.18).

Окремо взаємодія НР та корпусу МТС досліджувалася у ресурсних випробуваннях у форматі зберігання і напрацювання з реальними зразками мідних МТС (дивись розділ 7). Метою використання скляного ТС була перевірка взаємодії мідної поверхні (корпусу) з НЧ та її візуалізація, формування на мідній поверхні наношару, та зміна з плином часу.

Також, під час візуалізації робочих процесів з використанням скляного ТС, при початкових перевірочних режимах, що характеризуються малими густинами теплового потоку, спостерігалось закидання НЧ теплоносія у ЗК МТС. Тобто, на відміну від ситуації, що була описана авторами у роботі [51], де НЧ мають місце лише у ЗН і відсутні у ЗК, при малих теплових потоках, які характеризуються наявністю гейзерного ефекту, НЧ можуть поступати з ЗН до

ЗК. Наведені обставини і потенційну можливість потрапляння НЧ до ЗК потрібно брати до уваги при аналізі процесів теплообміну у МТС з НР, розгляді механізмів інтенсифікації теплообміну, а також при розробці і проектуванні систем охолодження.

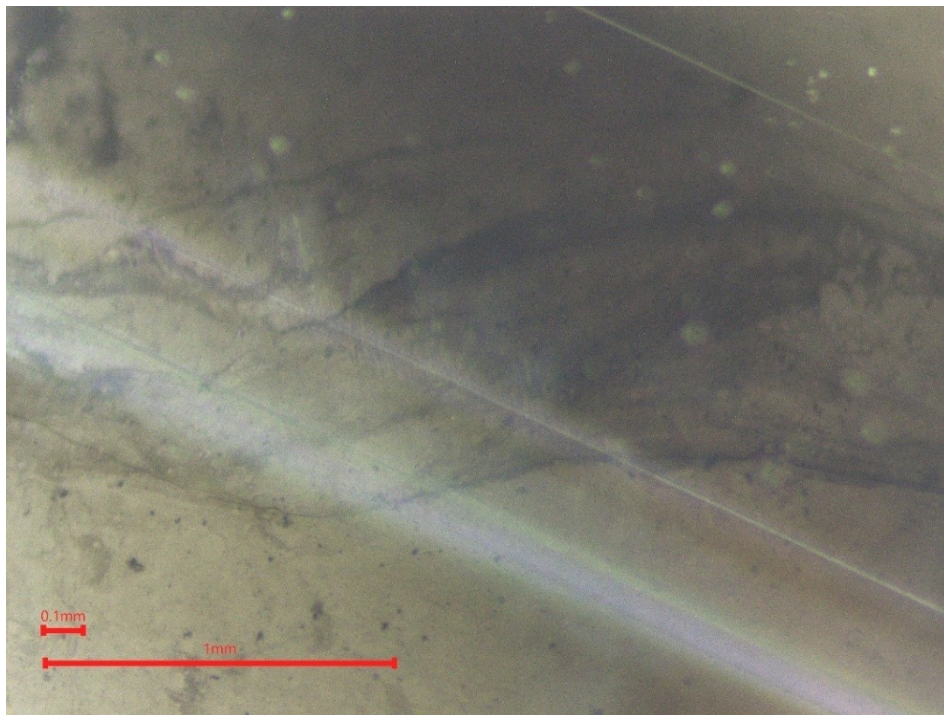


Рисунок 4.18 – Візерунок з вуглецевих нанотрубок на поверхні скла у ЗН ТС

4.3.2 Причини та механізми інтенсифікації процесів теплообміну в мініатюрних термосифонах з нанорідинами

У відповідності до аналізу літературних джерел, та інформації, що представлена у п. 1.4.4 цієї роботи, можна виділити 4 основні потенційні механізми інтенсифікації процесів теплообміну при використанні НР в якості теплоносія ТС:

- виникнення додаткового наношару у зоні нагріву в результаті взаємодії НЧ та внутрішньої поверхні ТС;
- покращення теплофізичних властивостей теплоносія за рахунок додавання в нього НЧ (відомо, що НЧ мають унікальні фізичні, хімічні і

механічні властивості, одна з головних причин – велика питома площа їх поверхонь);

- вплив Броунівського руху НЧ;
- зменшення контактного кута між теплоносієм і поверхнею.

Зазначені механізми розглядаються в якості основних потенційних, і на даний момент немає чіткого розуміння, який з них є головною причиною інтенсифікації теплообміну. Окрім того, не можна виключати їх комплексного впливу, з домінуванням окремих з наведених механізмів.

Серед зазначених механізмів найбільшу згадуваність серед вчених при використанні НР для ТС здобуло виникнення додаткового наношару на поверхнях теплообміну [42, 43, 46–47, 48, 71, 72]. Цей механізм також описано при дослідженні кипіння у великому об'ємі [78]. За допомогою дослідження скляного зразку МТС з НР, також було підтверджено виникнення наношару на внутрішній поверхні ЗН, формування якого відбувалося в першу чергу під час активної фази роботи МТС. Важливо зазначити і взаємодію НЧ та скляної поверхні зразка, проте слід від НЧ на скляній поверхні був значно менш виражений ніж на поверхні мідного дроту (рис. 4.17 – 4.18). Шорсткість скляної поверхні залежить від багатьох факторів, основними з яких є тип скла, якість обробки поверхні та виготовлення. Вона може сягати 0,4–2,5 мкм для гарно обробленої поверхні, так і до 12,5 мкм при наявності невидимих подряпин. Поверхня мідної труби характеризується шорсткістю, що може бути на порядок більше за значення, що наведено для скла. При використанні інших матеріалів корпусів МТС, наприклад сталі, шорсткість може бути ще на порядок вище, а також змінюється у широкому діапазоні в залежності від технологій виготовлення (безшовна, зварена), обробки та фінального стану поверхні. Це означає, що на структуру та параметри наношару впливає і рівень шорсткості складових МТС, в першу чергу – корпусу. В результаті чого, при розгляді механізму формування наношару на поверхні теплообміну як головної причини що спричиняє інтенсифікації процесів теплообміну, можна розглянути три граничні випадки:

1. Шорсткість поверхні ЗН МТС менше за характерні розміри НЧ, чи їх агломератів. В такому випадку можливе збільшення кількості активних центрів пароутворення за рахунок осадження НЧ на поверхні та збільшення показників її шорсткості. Окрім того, при цьому спостерігається збільшення питомої поверхні, і загальна інтенсифікація теплообміну.
2. Шорсткість поверхні ЗН МТС більше за характерні розміри НЧ, чи їх агломератів. В такому випадку можливе зменшення кількості активних центрів пароутворення за рахунок «забивання» НЧ у шорсткість поверхні стінки, та зменшення питомої поверхні теплообміну, що в результаті призводить до зниження значення коефіцієнтів тепловіддачі у ЗН.
3. Шорсткість поверхні має однаковий рівень з характерними розмірами НЧ. Змін у інтенсивності теплообміну у МТС з НР, в порівнянні з базовим теплоносієм, не спостерігається.

Наведені вище випадки відповідають отриманим результатам з інтенсивності теплообміну у ЗН МТС з НР (рис. 4.10–4.11). Так, НР №1, в результаті, демонструє значення коефіцієнтів тепловіддачі нижче за базову рідину, НР №6 – співрозмірні значення та НР №2–5 демонструють поліпшення теплообміну у ЗН.

Разом з цим варто звернути увагу не тільки на додатковий наночар, що призводить до збільшення поверхні теплообміну, кількості центрів пароутворення та може в певних випадках виступати інтенсифікатором (турбулізатором) потоку, але і зважати на значення теплопровідності цих структур. Так, використання високотеплопровідних структур БВН та синтетичного алмазу (НР №2,3) мають значення теплопровідності, що є вищими за базовий матеріал корпусу (мідь), з яким вони взаємодіють. В цьому випадку маємо справу з неізотермічною поверхнею теплообміну, що представляє собою підложку (мідний корпус) з «плямами» на поверхні матеріалу, що характеризується більш високими значенням теплопровідності

(до 5 разів, у порівнянні з міддю). НЧ, що провзаємодіяли з корпусом і залишились на ньому у вигляді наношару, мають певний нерівномірний розподіл («плями») по поверхні, який залежить від її локальної шорсткості. Під час підводу теплової потужності більша частина теплового потоку проходить через ділянки, що характеризуються вищими значеннями теплопровідності (НЧ), і підводиться до робочої рідини (теплоносія). При подальшому збільшенні теплового потоку, і значеннях, що впритул передують переходу до плівкового режиму кипіння і подальшої кризи теплообміну для базового теплоносія (ДВ), на високотеплопровідних «плямах» починається утворення і відрив парових стовпчиків до яких відразу після відриву поступає недогрітий, по відношенню до температури насичення, теплоносій, що знаходився над зоною мідної стінки, що була не покрита наношаром. Після чого відбувається подальший нагрів цього теплоносія, утворення і відрив нових парових стовпчиків. Тобто виникає додатковий механізм перемішування, що може мати вплив на інтенсивність теплообміну у цих зонах. А головне, критичні значення теплових потоків для таких неізотермічних поверхонь мають бути вище, у порівнянні з материнською поверхнею (у описаному випадку – з міддю). Подібний механізм і метод інтенсифікації теплообміну разом зі збільшенням критичних теплових потоків для кипіння у великому об'ємі у випадках використання неізотермічної теплообмінної поверхні з дискретними осередками плівкового кипіння наведено у патенті [86]. Проте, жодного разу цей механізм не було розглянуто по відношенню до випарно-конденсаційних систем, в особливості для тих, в яких використовуються НР у ролі теплоносіїв. Отримані результати для НР №2,3, де в якості теплоносія використовувалася водна НР з додаванням БВН та синтетичного алмазу, що мають теплопровідності значно більші за мідь, продемонстрували більші значення максимального теплового потоку (рис. 3.6), та більшу інтенсивність теплообміну у ЗН (рис. 4.10–4.11), що може виступати потенційним підтвердженням наведеної гіпотези стосовно наявності додаткового механізму інтенсифікації теплообміну для НР у МТС.

4.4 Висновки до розділу

Для проектування ефективних систем охолодження, а також прогнозування теплопередавальних характеристик спроектованих систем важливо знати інтенсивність теплопередачі МТС з НР.

До основних показників, що характеризують інтенсивність теплопередачі МТС, можна віднести коефіцієнт еквівалентної теплопровідності та коефіцієнти тепловіддачі для кожної з зон теплообміну (ЗН, ЗК).

Коефіцієнт еквівалентної теплопровідності характеризує ефективність теплопередавальної можливості МТС. Дослідження МТС з НР, в загальному випадку, підтвердили доцільність використання НР для МТС. Було зроблено висновки щодо того, що НР №2,3,4,5 є перспективними теплоносіями. З точки зору еквівалентної теплопровідності вони мали не гірші (НР №2,5) і навіть значно ліпші (НР №3,4) показники, при тому разом з цим спостерігалось збільшення критичних теплових потоків у порівнянні з використанням базової рідини. Так, для $K_z=0,44$, НР №3 в порівнянні з водою продемонструвала збільшення еквівалентної теплопровідності до 20%, і затягування кризових явищ до 80% по відношенню до підведеного теплового потоку.

НР №1, 6 не є рекомендованими для застосування в якості нанофлюїдних теплоносіїв випарно-конденсаційних систем з точки зору ефективності теплопередавальних можливостей.

Досліджено вплив використання НР, а також K_z , на інтенсивність теплообміну у ЗН та ЗК МТС. Отримано емпіричні рівняння для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі у ЗН МТС для НР №1-6, що узагальнюють 80% отриманих експериментальних даних з розкидом $\pm 30\%$.

Зроблено висновок, що інтенсивність теплообміну у ЗН для НР в загальному випадку вище за інтенсивність для ДВ, проте важливим є правильний підбір теплоносія. Так, НР №1,6 демонстрували коефіцієнти тепловіддачі у ЗН співмірні, а іноді навіть нижче (до 30%), за ДВ. В свою

чергу для інших досліджених зразків фіксувалося покращення інтенсивності теплообміну, а в особливості для НР №3 (до 180% ↑).

Інтенсивність теплообміну для ЗК є більшою для ДВ, що пов'язано зі збільшенням динамічної в'язкості теплоносія після додавання до нього НЧ. Окрім того, на інтенсивність теплообміну нанофлюідів у ЗК можуть мати вплив НЧ, що потрапили туди через гейзерний ефект під час роботи МТС при малих теплових потужностях. Наявність НЧ у шорсткостях поверхні ЗК призводить до зменшення кута змочуванності, ліпшої змочуванності поверхні теплоносієм, виникнення додаткового термічного опору, збільшення товщини плівки конденсату.

РОЗДІЛ 5

ВПЛИВ КОНЦЕНТРАЦІЇ НАНОЧАСТИНОК НА ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ МІНІАТЮРНИХ ТЕРМОСИФОНІВ З НАНОРІДИНАМИ

Окрім типу нанорідини, що використовується в якості теплоносія для двофазних випарно-конденсаційних систем, покращення ефективності можна досягнути за допомогою підбору оптимальної концентрації наночастинок. Потрібно брати до уваги, що концентрація НЧ також впливає на стабільність НР, і велика концентрація потенційно може стати причиною подальшої деградації теплопередавальних характеристик з плином часу. До того ж, роботи [42, 50, 51, 56, 64, 65] продемонстрували наявність певної межі, після якої збільшення концентрації є малоефективним, а у деяких випадках навіть носить негативний ефект (приводить до збільшення термічного опору системи).

У низці робіт [49–52, 59, 63] відображено доцільність використання НР з концентрацією до 0,1%, інші ж наполягають на використанні більш концентрованих теплоносіїв (1% та більше) [45–47, 61, 64].

В якості досліджуваних зразків було взято водну НР на базі суміші БВН і аттапульгіту [87] з концентраціями 0,1% (НР №7), 0,5% (НР №8), 0,7% (НР №9) (табл. 5.1). МТС мали ідентичні попередньо представленим зразкам (розділ 3.1, таблиця 3.1) геометричні параметри, та маси заправки (як результат, K_z також ідентичні).

Таблиця 5.1– Параметри МТС і НР теплоносіїв, що досліджувалися для вивчення впливу концентрації на теплопередавальні характеристики випарно-конденсаційних систем

Іден-тифі-катор	d_{BH} , мм	L_{TC} , мм	L_{ZH} , мм	L_{ZK} , мм	K_z	d_{BH}/L_{ZH}	Матеріал корпусу МТС	Теплоносій		Концентрація (масова), %
								Базова рідина	Наночастинки	
НР №7	5	700	50–200	200	0,44–1,66	0,025–1	мідь М1	вода	БВН та аттапульгіт	0,1
НР №8	5	700	50–200	200	0,44–1,66	0,025–1	мідь М1	вода	БВН та аттапульгіт	0,5
НР №9	5	700	50–200	200	0,44–1,66	0,025–1	мідь М1	вода	БВН та аттапульгіт	0,7

5.1 Залежність термічного опору від теплового потоку, що передається, мініатюрних термосифонів з нанорідинами в залежності від концентрації наночастинок

До основних властивостей, що характеризують теплопередавальні характеристики МТС можна віднести повний термічний опір, та максимальний тепловий потік, що зданий передавати зразок. Результати дослідження і отримані залежності термічного опору від теплового потоку, що передається для діапазону $K_z=0,44\text{--}1,66$ НР №7–9 представлені на рис. 5.1–5.3.

Залежність термічного опору для НР №7 (БВН та аттапульгіт, масова концентрація 0.1%) зображена на рис. 5.1

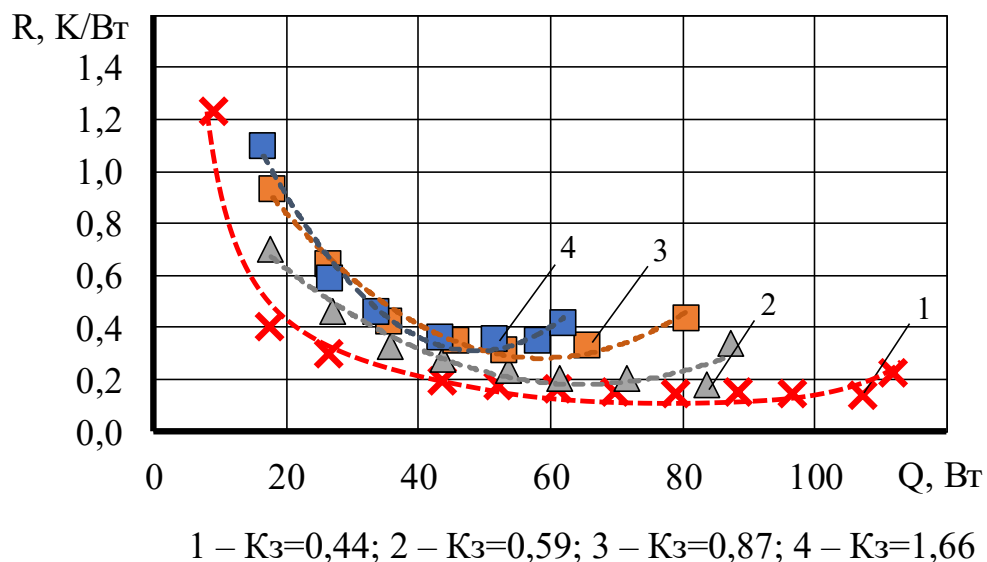


Рисунок 5.1 – Залежність термічного опору від теплового потоку, НР №7

З рис. 5.1 можна побачити, що збільшення K_z призводить до зменшення максимального теплового потоку. Як вже зазначалося раніше, це пов'язано з методикою зміни K_z (за рахунок зміни довжини нагрівача), і в такому випадку при збільшенні K_z відбувається збільшення питомої густини теплового потоку на одиницю довжини ЗН, при досягненні критичного значення формуються локальні парові плівки у нижній частині ЗН, і має місце початок кризових явищ. Термічний опір при збільшенні K_z також має тенденцію до росту, як і

для НР з більшою концентрацією (НР №1–6) через появу додаткового термічного опору шару теплоносія, що розташовується над ЗН. Максимальний зафіксований тепловий потік для НР №7, відповідає $K_z=1,44$ і складає 107 Вт.

На рис. 5.2 наведено залежність термічного опору від теплового потоку, що відводиться МТС, для НР №8, масова концентрація НЧ в якій складає 0,5%.

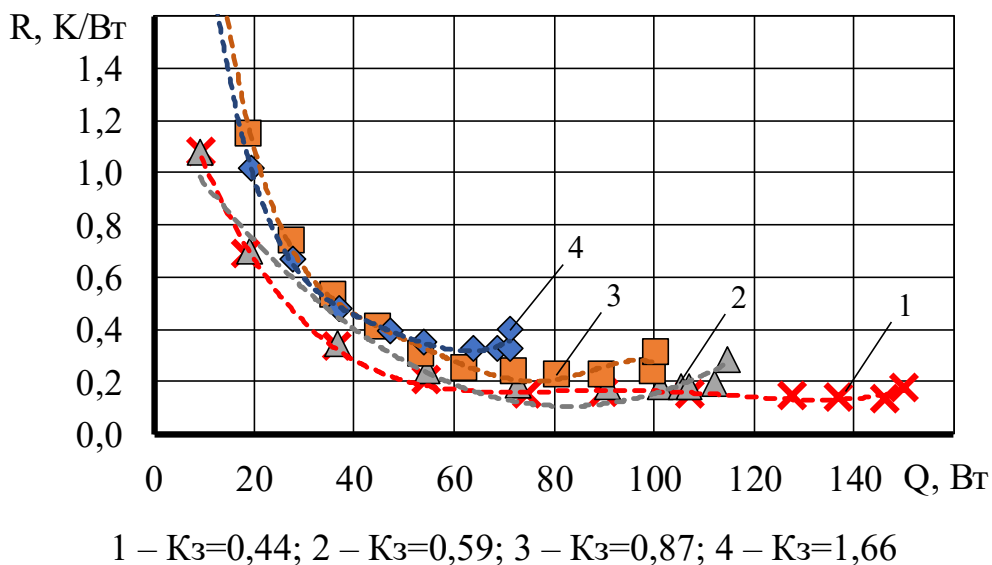
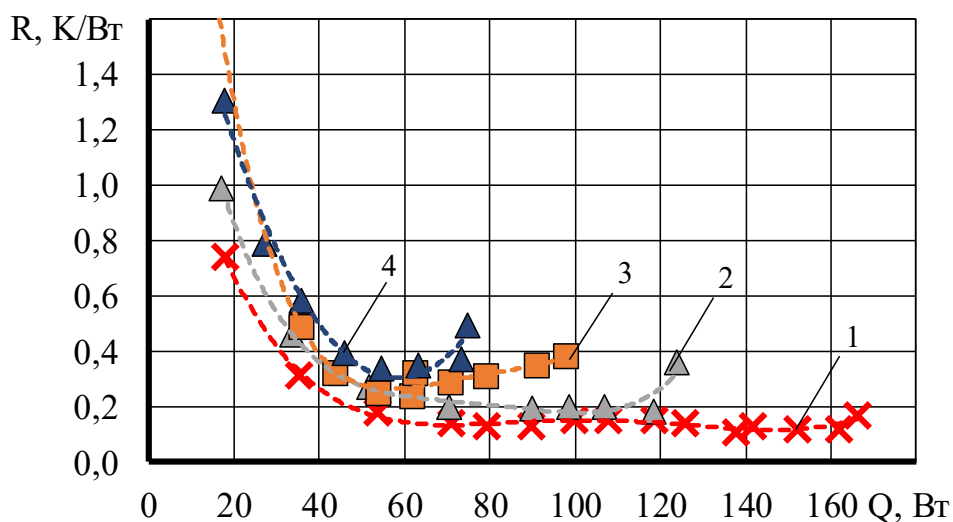


Рисунок 5.2 – Залежність термічного опору від теплового потоку, НР №8

У порівнянні з НР №7, у НР №8 спостерігається збільшення теплових потоків для усього діапазону K_z , що було досліджено (0,44–1,66), і покращення досягають 52% ($K_z=0,87$). Максимальний тепловий потік для НР №8 (масова концентрація 0.5%) складав 146 Вт, для $K_z=1.66$.

На рис. 5.3 представлено залежність термічного опору МТС НР №9 (масова концентрація НЧ=0,7%). Саме для цього теплоносія було отримано найбільший тепловий потік, який складав 162 Вт ($K_z=1,66$). Збільшення теплового потоку досягало 51% ($K_z=0,44$) в порівнянні з НР №7, і 11% у порівнянні з НР №8.



1 – $K_z=0,44$; 2 – $K_z=0,59$; 3 – $K_z=0,87$; 4 – $K_z=1,66$

Рисунок 5.3 – Залежність термічного опору від теплового потоку, НР №9

Отримані залежності термічного опору від теплового потоку для діапазону $K_z=0,44-1,66$ для водних НР з НЧ БВН і аттапульгіту, з концентраціями 0,1–0,7% мають значну прикладну та наукову цінність. Їх прикладне застосування полягає в тому, що отримані дані можуть використовуватися при проектуванні систем охолодження, для розрахунку їх ефективності теплопередачі та створенні термо-математичних моделей систем охолодження, в склад яких входять МТС з НР. В свою чергу, наукова складова полягає, що на базі цих даних може проводитися підбір оптимальних концентрацій НЧ (що і буде наведено в наступному підрозділі 5.2), а також ці дані покращують розуміння процесів теплообміну, що мають місце всередині МТС з НР.

5.2 Оптимальні рівні концентрації наночастинок для мініатюрних термосифонів з нанорідинами

Важливою складовою у раціональному підборі НР, яка буде використовуватися в якості теплоносія у МТС, є вибір оптимальної концентрації. Є певна точка перегину, у якій відбувається зміна знаку

кривизни кривої максимального теплового потоку/мінімального термічного опору від концентрації НЧ. Подальше збільшення концентрації є неефективним, а іноді носить негативний ефект. На базі отриманих даних (рис. 5.1–5.3) проведено аналіз і представлено залежність термічного опору від теплового потоку для НР із різною концентрацією.

Залежність термічного опору від теплового потоку, що відводиться МТС з НР, яка містить різні концентрації НЧ (0,1–0,7%), для $K_3=0,44$ представлена на рис. 5.4, та для $K_3=0,59$ на рис. 5.5.

З рис. 5.4 можна побачити, що збільшення концентрації призводить до значного збільшення максимального теплового потоку, при цьому рівень термічного опору для зони розвиненого кипіння фактично не змінюється. Перехід між масовими концентраціями 0,1–0,5% призводить до зростання максимального теплового потоку з 107 Вт до 146 Вт (39 Вт, $\uparrow 36\%$), а при збільшенні концентрації 0,5–0,7% фіксується зростання теплового потоку з 146 до 162 Вт (16 Вт, $\uparrow 11\%$).

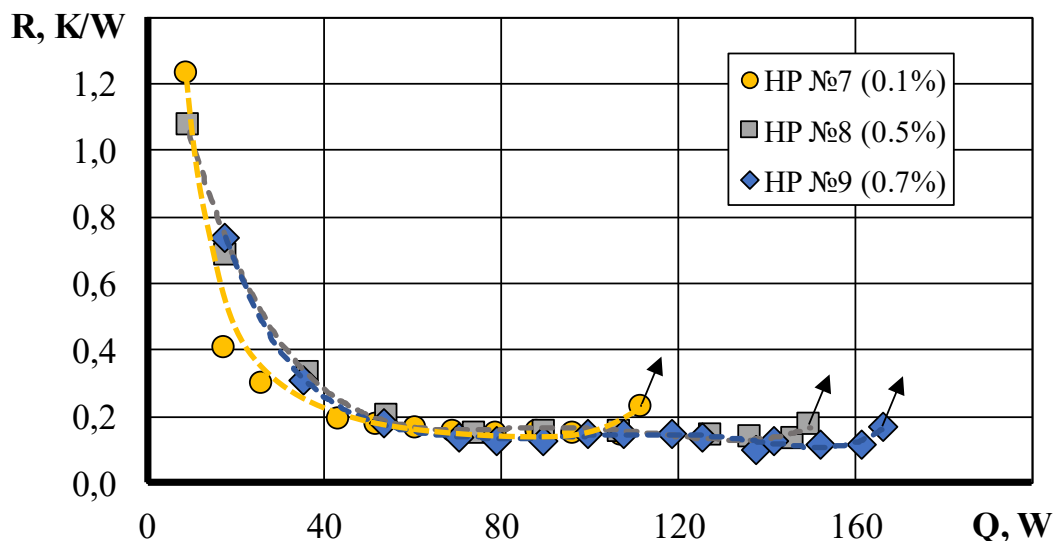


Рисунок 5.4 – Залежність термічного опору від теплового потоку, для різних концентрацій НР; $K_3=0,44$

З рис. 5.5 видно, що перехід між масовими концентраціями 0,1–0,5% призводить до зростання максимального теплового потоку з 84 Вт до 112 Вт

(28 Вт, ↑33%), а при збільшенні концентрації 0,5–0,7% фіксується зростання теплового потоку з 112 до 118 Вт (6 Вт, ↑5%).

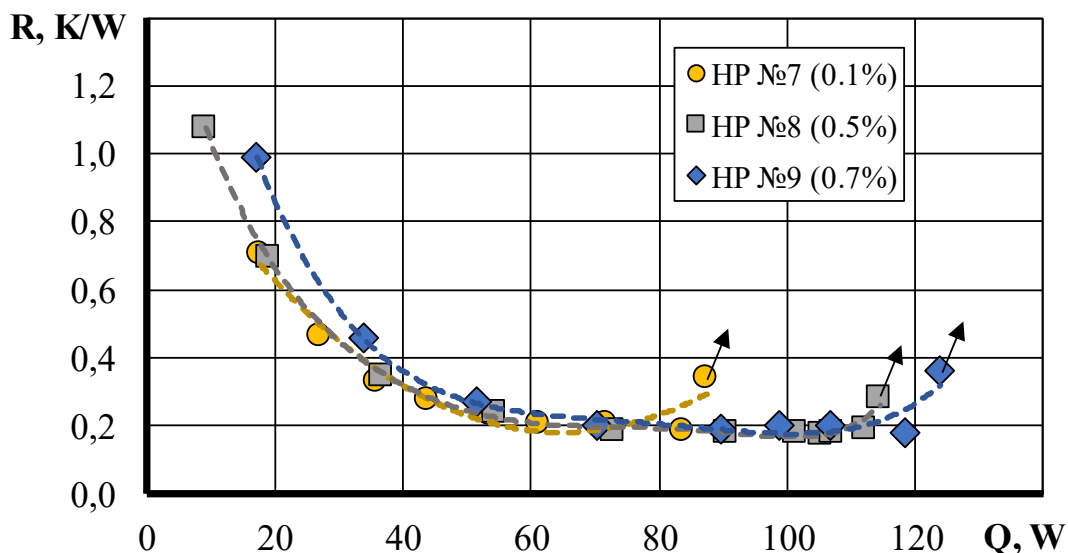


Рисунок 5.5 – Залежність термічного опору від теплового потоку, для різних концентрацій НР; $K_3=0,59$

Можна зробити висновок, що при збільшенні масової концентрації у діапазонах 0,1–0,5–0,7%, збільшення максимального теплового потоку відбувається не лінійно та збільшення 0,1–0,5% має більший питомий вплив. Втім, подальше збільшення концентрації (0,5–0,7%) у більшості з випадків (рис. 5.1–5.3 та 5.4–5.5) усе ж таки призводить до зростання максимального теплового потоку, хоч і з меншим темпом, що говорить, що оптимальний рівень концентрації хоч і має значення близькі до розглянутих, проте його не було досягнуто. Це свідчить про те, що для кожного виду НР, в залежності від типу НЧ, їх розмірів, форм, анізотропії, матеріалів є свій оптимальний рівень концентрації, і він може виходити за рівні вже досліджених другими авторами НР. Таким чином рекомендації інших авторів необхідно брати лише в якості досить грубого орієнтира, і не спиратись на їх рекомендації по підборі оптимального рівня, а проводити додаткові дослідження потенційних теплоносіїв у більш розширеному діапазоні. На базі отриманих і

проаналізованих даних, в якості початкового значення раціональним буде брати масову концентрації 1%, і проводити подальшу оптимізацію по відношенню до неї.

У зв'язку з тим, що у дослідженому діапазоні концентрацій і K_z зафіксовані значення, для яких концентрація 0,5% мала певні переваги у використанні перед 0,7% (менший термічний опір, більший тепловий потік, див. рис. 5.2–5.3), та з метою порівняння переваг, що було отримано для НР в порівнянні з традиційною базовою рідиною, було проведено порівняльний аналіз отриманих даних для НР №7–9 з ДВ ($K_z=0,44$ та $K_z=0,87$). Отримані залежності представлені у вигляді графіка, при тому основна (ліва) вісь ординат відображає відношення максимального теплового потоку НР до ДВ, допоміжна вісь ординат (права) представляє відношення мінімального термічного опору МТС з НР до значень ДВ. Наведені значення представлені по відношенню до концентрації НЧ у суміші (вісь абсцис).

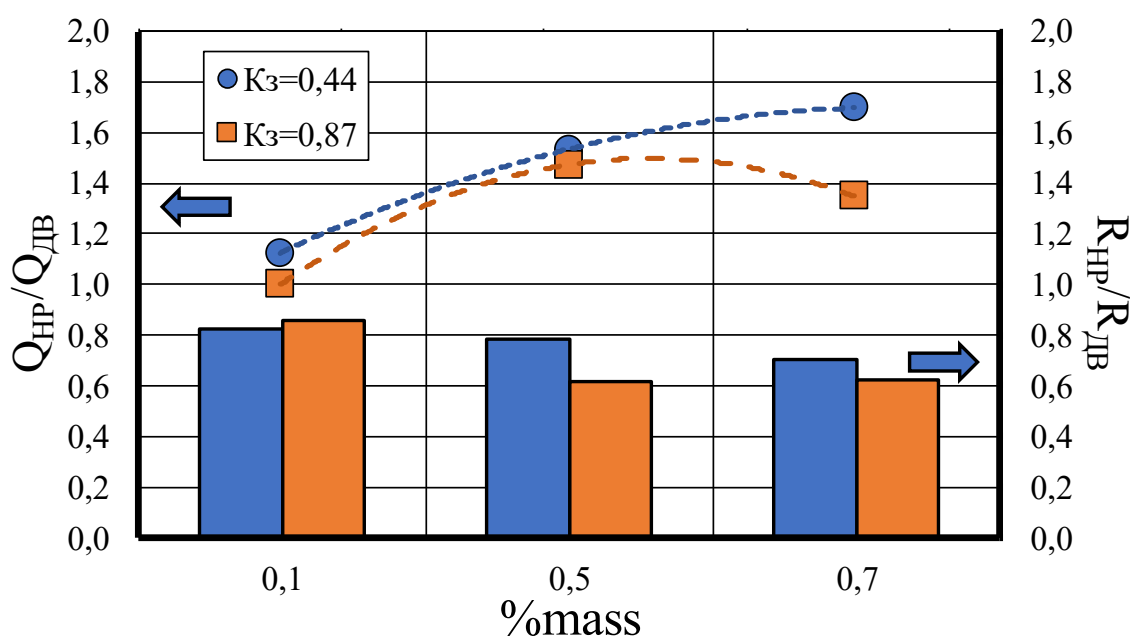


Рисунок 5.6 – Комплексна залежність максимального теплового потоку та мінімального термічного опору від концентрації НЧ

З рис. 5.6 можна побачити, що додавання НЧ у базову рідину, а також подальше збільшення їх концентрації призводить до значного зростання

максимальних теплових потоків. Так, для малих концентрацій, максимальні теплові потоки НР в порівнянні з водою, в залежності від використаного K_z демонструють значення одного рівня ($K_z=0,87$) та поліпшення до 13% ($K_z=0,44$). Важливо відзначити, що разом з цим спостерігається зменшення термічного опору до 18%. Подальше збільшення масової концентрації НЧ до концентрації 0,5%, у порівнянні з базовою рідиною, призводить до збільшення максимального теплового потоку на 47% ($K_z=0,87$) та 53% ($K_z=0,44$) зі зменшенням термічного опору на 22% і 38% відповідно. Цікавий момент зафіксовано при подальшому збільшенні концентрації НЧ до 0,7%. Тенденція до зменшення термічного опору при збільшенні концентрацій частинок залишається стабільною для $K_z=0,44$, і зниження складає до 30%, в той час як термічний опір для $K_z=0,87$ залишився на сталому рівні, і зниження склало 38% (відповідно, як і для $K_z=0,87$ та концентрації 0,5%). Що говорить про те, що у випадку оптимізації по термічному опору досягнуто оптимуму, і немає сенсу в подальшому збільшенні концентрації НЧ. Стосовно впливу на максимальні теплові потоки, то там виникає зворотна тенденція: для $K_z=0,44$ ($mass\%=0,7\%$) спостерігається зростання відносного теплового потоку, і збільшення в порівнянні з ДВ складає 70%, в той час як збільшення концентрації для $K_z=0,87$ дає поліпшення на 35%. Варто пам'ятати, що для $K_z=0,87$ і концентрації 0,5% воно сягало 47%, тобто виникає погіршення теплопередавальних характеристик. Таким чином оптимум для $K_z=0,87$ знаходиться у діапазоні концентрацій 0,5–0,7 і подальше збільшення концентрації є не тільки не доцільним, а навіть носить протилежний негативний ефект.

З наведеного аналізу випливає, що оптимальна концентрація НР, в додаток до усього ряду залежностей від форми НЧ, їх характерних розмірів, анізотропії, теплофізичних властивостей й тощо, має певну залежність від K_z теплоносієм МТС. Таким чином, перед впровадженням конкретної системи МТС з НР у виробництво, потрібно проведення додаткового більш детального

і всебічного аналізу системи охолодження з урахуванням усіх граничних і початкових умов.

5.3 Висновки до розділу

За рахунок використання НР в якості теплоносія замість звичайної води, можна отримати значне збільшення теплопередавальних характеристик, а саме максимального теплового потоку та мінімального термічного опору. За рахунок варіювання концентрацією НЧ, та оптимізації його під конкретні умови можна значно підвищити інтенсивність цього покращення.

Використання масових концентрацій наночастинок більше ніж 0,1%, не дивлячись на суперечливі рекомендації інших авторів [49–52, 59, 63] – має сенс, і призводить до поліпшення робочих характеристик. Оптимальні концентрації для кожної НР будуть індивідуальні, проте дослідження і підбір необхідно виконувати в більшому діапазоні, і не обмежуватися діапазоном надмалих концентрацій (по типу 0,005...0,1%).

Так, при використанні низькоконцентрованої водної НР з додаванням НЧ БВН та аттапульгіту (НР №7), покращення теплопередавальних характеристик сягали 13% для максимальних теплових потоків, та 18% для мінімального термічного опору. В той же час, при використанні більш концентрованих нанофлюїдів, можна досягти збільшення теплового потоку до 70%, чи зменшення термічного опору до 38%.

Було отримано, що оптимальна концентрація НЧ у робочій рідині є функцією багатьох складових, до яких відносяться не тільки форма НЧ, їх характерні розміри, анізотропія, теплофізичні властивості, тощо, але і певний вплив має K_z теплоносієм МТС. Так, зроблено висновок про те, що оптимальний рівень концентрації НЧ у НР для $K_z=0,44-0,59$ знаходиться у діапазоні 0,7–1%, в той час як для більших K_z ($K_z>0,87$) оптимальна концентрація НЧ зміщується у діапазон 0,5–0,7%. Окрім того, важливо

розуміти оптимізація за яким з параметрів (Q_{\max} , R_{\min} , чи комплексна) є пріоритетною у поставленій задачі.

Вибір оптимального рівня концентрації НЧ у теплоносія для МТС є комплексною і складною задачею, що вимагає поглибленого детального вивчення та проведення великої серії експериментів. Перед впровадженням конкретної системи МТС з НР у виробництво, правильним підходом буде проведення всебічного аналізу системи охолодження з урахуванням усіх граничних і початкових умов. Лише за таких умов можна отримати високоефективну систему охолодження, що буде відповідати усім поставленим вимогам.

РОЗДІЛ 6

ПУЛЬСАЦІЇ ТЕМПЕРАТУР У ЗОНАХ ТЕПЛООБМІНУ МІНІАТЮРНИХ ТЕРМОСИФОНІВ З НАНОРІДИНАМИ

6.1 Явища пульсацій температур у зонах теплообміну мініатюрних термосифонів з нанорідинами

Як вже зазначалося у розділі 2, на сьогоднішній день найбільшу зацікавленість для промисловості викликають саме мініатюрні системи охолодження. До мініатюрних систем відносять такі, в яких протікаючі фізичні процеси є співмірними з характерними розмірами системи (для МТС – діаметром). Теплообмін у таких випадках розглядається як теплообмін у стиснених умовах, характеризується особливістю протікання випаровування та конденсації, впливом на ці процеси геометричних розмірів, та може доволі сильно відрізнятися від теплообміну у великому об’ємі.

Найбільший вплив стиснені умови мають на процеси формування, збільшення бульбашки, та її відриву від поверхні теплообміну.

Розглянемо процес початку кипіння і формування парової бульбашки у стиснених умовах. На ЗН подається теплова потужність, після чого на внутрішній поверхні МТС починається формування теплового примежового шару. Цей шар характеризується тим, що рідина у ньому знаходиться при температурі, вищій за температуру насичення, тобто рідина є перегрітою.

Товщина теплового примежового шару розраховується за рівнянням [88]:

$$\delta_{\text{тпш}} \approx 5 \cdot \text{Pr}^{-0,5} \cdot \sqrt{\frac{\nu \cdot l_{\text{ЗН}}}{W}} \quad (6.1)$$

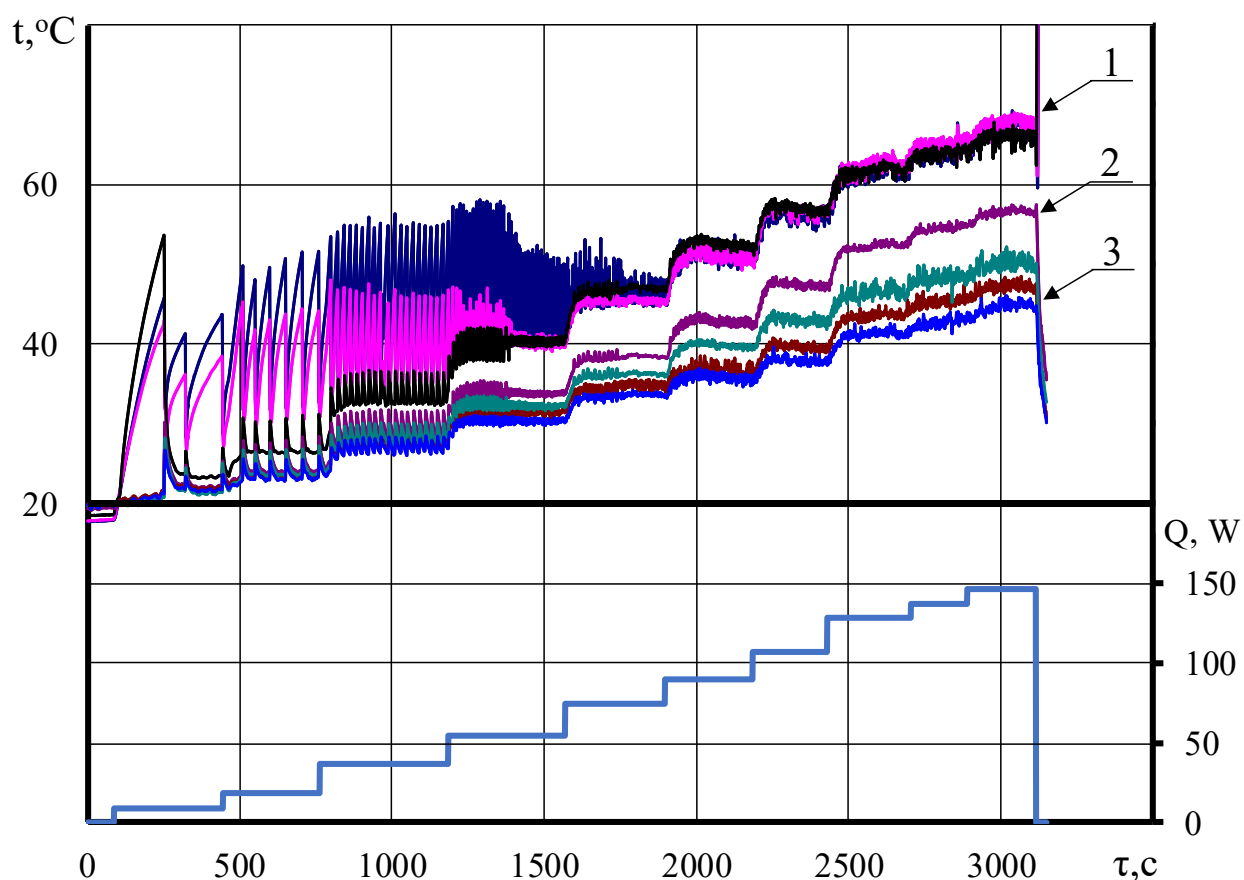
де Pr – число Прандтля, безрозмірний критерій подібності теплових процесів, характеризує вплив теплофізичних властивостей на процеси тепловіддачі;

ν – кінематична в'язкість теплоносія, $\text{м}^2/\text{с}$; $l_{\text{ЗН}}$ – довжина ЗН, м; W – швидкість конвективного руху теплоносія вздовж поверхні нагріву, $\text{м}/\text{с}$;

Швидкість руху теплоносія W залежить від ступеню перегріву рідини, що знаходиться у тепловому примежовому шарі, по відношенню до температури насичення. Автор [81] наголошує, що значення швидкості конвективного руху теплоносія для ТС не будуть перевищувати $0,1 \text{ м}/\text{с}$, та навіть будуть набагато менше за це значення. Як видно з залежності (6.1), низькі значення швидкості призводять до зростання товщини теплового примежового шару. Також відбувається його збільшення при зростанні довжини Кз. Тобто для малих діаметрів ТС можливі такі ситуації, коли тепловий примежовий шар займає увесь внутрішній об'єм ЗН, і в результаті чого теплоносій у ній знаходиться у перегрітому по відношенню до температури насичення стані. Підвищення теплового потоку прозводить до збільшення кількості центрів пароутворення, вони об'єднуються в одну велику бульбашку, яка починає підійматися вгору усередині об'єму теплоносія, збільшуючи свій об'єм усередині перегрітої робочої рідини. У певний момент діаметр парової бульбашки стає співмірним з характерним діаметром МТС, тому вона виштовхує частину теплоносія з ЗН до ЗК (так званий гейзерний ефект). Перегрітий теплоносій, що було виштовхнуто з ЗН до ЗК, конденсується і знижує свою температуру нижче температури насичення, і під дією гравітаційних сил стікає по стінках МТС назад до ЗН. Описаний процес характеризується пульсаціями температур в усіх робочих зонах МТС, в особливості помітний він у ЗН (рис. 6.1).

З рис. 6.1 можна побачити, що найбільші пульсації виникають у ЗН під час початкових режимів тестування, тобто коли на нагрівач подається невелика потужність. Подальше підвищення теплових потоків призводить до зменшення амплітуди пульсації, що пов'язано з переходом на розвинений режим кипіння, зростанням кількості центрів пароутворення, збільшенням частоти відриву і зменшенням характерних розмірів бульбашок. Це, в свою

чергу, призводить до зменшення товщини теплового прилежого шару, і порційне закидання теплоносія з ЗН у ЗК (гейзерний ефект) зменшується, а в подальшому зникає. На 3115 секунд, при відведеній тепловій потужності 146 Вт, спостерігається стрімке збільшення температури у ЗН, що було спричинено початком кризи теплообміну (відбувся перехід від бульбашкового кипіння до плівкового).



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

Рисунок 6.1 – Залежність температури стінки НР №8 (%mass=0,5%) від теплового потоку, що відводиться МТС

6.2 Амплітудні та часові характеристики пульсацій температур у зоні нагріву мініатюрних термосифонів з нанорідинами

Дослідження пульсацій температури у ЗН МТС, особливо при малих теплових потоках, носять важливий і прикладний характер, через те, що

можуть мати безпосередній вплив на температуру електронного пристрою чи компонентів, які охолоджуються за допомогою системи охолодження на базі МТС. Розглянемо максимальні амплітудні характеристики пульсаційних явищ (A_t) у ЗН МТС з НР від густини теплового потоку, що відводиться МТС. В якості експериментальних зразків було обрано НР №7–9 ($K_3=0,44$), з метою додаткової перевірки впливу концентрації НЧ на амплітудні характеристики пульсацій температур.

Отримані експериментальні дані було оброблено (рис. 6.2), і на їх базі отримано емпіричне рівняння (6.2):

$$A_t = 3,53 \cdot 10^2 \cdot G^{-0,42} \cdot K_3^{1,5} \cdot \left(\frac{d_{\text{вн}}}{L_{\text{ЗН}}} \right)^{-1} \cdot \omega^{-0,72} \cdot q^{-0,81}, \quad (6.2)$$

де ω – масова концентрація НЧ, %.

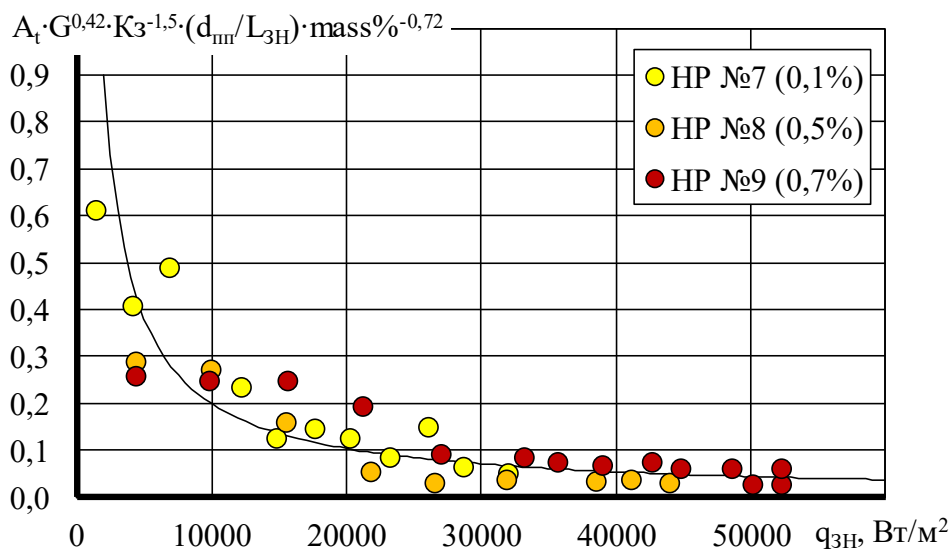


Рисунок 6.2 – Узагальнення експериментальних даних по емпіричному рівнянню (6.2)

На базі отриманого рівняння (6.2) можна зробити висновок, що збільшення витрати охолоджуючої рідини, концентрації НЧ, та безрозмірного комплексу $(d_{\text{вн}}/L_{\text{ЗН}})$ призводить до зменшення амплітуди пульсацій температури, в свою чергу, збільшення K_3 призводить до збільшення амплітуди пульсацій температур.

Окрім максимальної амплітудної характеристики пульсацій температури, важливу роль відіграє частота (період) цих пульсацій, що представляють собою часову характеристику пульсаційних явищ. На рис. 6.3 наведено залежність періоду пульсацій температур від теплової потужності, що відводиться МТС з НР, для НР №7–9 ($K_3=0,44$), що характеризуються різною масовою концентрації НЧ (0,1–0,5–0,7%).

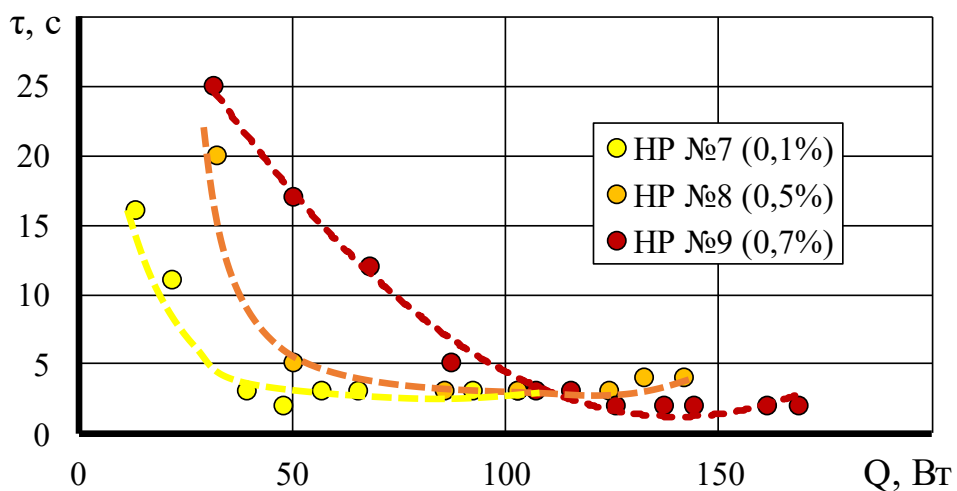


Рисунок 6.3 – Залежність періоду пульсацій температур від теплової потужності, що відводиться МТС з НР, для різних коцентрацій НЧ

З рисунка 6.3 можна побачити, що, не дивлячись на те, що збільшення концентрації НЧ призводить до зменшення амплітуди пульсацій (рівняння (6.2)), разом з цим відбувається збільшення періоду пульсацій при низьких густинах теплового потоку. У випадку, якщо система охолодження працює не в оптимальному режимі, тобто не у зоні $Q_{\max}-R_{\min}$, а при малих теплових потоках, цю особливість роботи МТС потрібно враховувати при проектуванні системи охолодження. Для нівелювання цього ефекту, якщо електронний пристрій є чутливим до такого типу змін, можливо використовувати інерційні мідні пластини між ЗН та електронним пристроєм, що виконують роль розподільника тепла, і зменшують вплив пульсацій температур МТС (проте це додатковий термічний опір у системі, і він повинен бути врахований при

розрахунках). Іншим, і більш оптимальним варіантом, є раціональний підбір МТС для системи охолодження, їх діаметр, довжин, K_z та теплоносіїв, у такому випадку, при номінальному режиму роботі електронного пристрою, у системі охолодження буде розвинений режим кипіння теплоносія, і будуть відсутні амплітудні пульсації температур (рис. 7.1, $Q > 100 \text{ Вт}$).

6.3 Висновок до розділу

На сьогоднішній день найбільшу зацікавленість для промисловості викликають мініатюрні системи охолодження. Стиснені умови теплообміну мають свої особливості, зокрема вони мають значний вплив на процеси формування, збільшення бульбашки, та її відрив від поверхні теплообміну.

Для МТС характерним є те, що теплоносій у ЗН знаходиться у перегрітому стані, по відношенню до температури насичення, через те, що тепловий примежовий шар займає весь об'єм теплоносія. В результаті чого відбувається збільшення кількості центрів пароутворення, вони об'єднуються в одну велику бульбашку, яка починає підійматися вгору усередині об'єму теплоносія, збільшуючи свій об'єм усередині перегрітої робочої рідини. У певний момент діаметр парової бульбашки стає співмірним з характерним діаметром МТС, і вона виштовхує частину теплоносія з ЗН до ЗК (так званий гейзерний ефект). Через описаний механізм виникають пульсації температур у зонах теплообміну МТС, особливо яскраво він виражений у ЗН.

Дослідження пульсацій температури у ЗН МТС, особливо при малих теплових потоках, носять важливий і прикладний характер, через те, що вони можуть мати безпосередній вплив на температуру електронного пристрою чи компонентів, які охолоджуються за допомогою системи охолодження на базі МТС.

Для НР №7–9 ($K_z = 0,44$), було отримано емпіричне рівняння за допомогою якого можна визначити максимальні амплітуди пульсацій

температур в залежності від теплового потоку, що відводить система, а також беручи до уваги яка концентрація НР використовується. На базі отриманого рівняння можна зробити висновок, що збільшення витрати охолоджуючої рідини, концентрації НЧ, та безрозмірного комплексу ($d_{\text{вн}}/L_{\text{зн}}$) призводить до зменшення амплітуди пульсацій температури, в свою чергу, збільшення K_z призводить до збільшення амплітуди пульсацій температур.

Не дивлячись на те, що збільшення концентрації НЧ призводить до зменшення амплітуди пульсацій, разом з цим відбувається збільшення періоду пульсацій при низьких густинах теплового потоку. У випадку, якщо система охолодження працює не в оптимальному режимі, тобто не у зоні $Q_{\text{max}}-R_{\text{min}}$, а при малих теплових потоках, цю особливість роботи МТС потрібно враховувати при проектуванні системи охолодження. Проте, більш оптимальним варіантом є раціональний підбір МТС для системи охолодження, їх діаметр, довжин, K_z та теплоносіїв, у такому випадку, при номінальному режиму роботі електронного пристрою, у системі охолодження буде розвинений режим кипіння теплоносія, і будуть відсутні амплітудні пульсації температур.

РОЗДІЛ 7

РЕСУРСНІ ВИПРОБУВАННЯ МІНІАТЮРНИХ ТЕРМОСИФОНІВ З НАНОРІДИНАМИ

Окремим питанням використання НР в якості теплоносія для МТС постає такий параметр як надійність використання. Ризики пов'язані з тим, що з плином часу можуть відбуватися певні деградаційні ефекти, такі як створення агломератів часток, випадіння осаду, взаємодії наночасток з матеріалами виробу (корпусу). Для впевненості в потенційному майбутньому використанні НР в якості основного теплоносія для комерційних зразків необхідне проведення ресурсних випробувань, тому ще не можна рекомендувати в промислове впровадження МТС з НР без розуміння їх можливості відпрацювати певний сервісний час, який є регламентованою величиною для електронного обладнання.

Важливо зазначити, що в роботах [50, 51, 53] наведено дані так званих тестів на деградацію і тестів для перевірки надійності і повторюваності, проте вони були обмежені кількома циклами, днями, та тижнями. До того ж, в частині з них зазначалося погіршення теплопередавальних властивостей [50, 51]. У наведених роботах тестувалися такі НР як водна НР з додаванням НЧ оксиду алюмінію, та водна НР з оксидом титану і взагалі відсутні дані для гібридних (багатокомпонентних) НР, а саме останні на даний момент викликають найбільший інтерес.

Ресурсні випробування було розділено на дві частини, що пов'язано з умовами введення систем охолодження в експлуатацію. Нерідко, введенню виробу в експлуатацію передуює доволі довгостроковий період зберігання. Такий режим, так званий «режим зберігання» має свої особливості і може бути навіть більш небезпечним, ніж режим роботи («режим напруження»). Тому, необхідно окремо розглядати його на рівні з робочими режимами.

Окрему увагу було приділено зразкам, в якості теплоносія в яких використовується водна НР на базі суміші БВН і аттапульгіту, оскільки є ризик

виникнення хімічної взаємодії між аттапульгітом та водою, і як результат утворення неконденсуючихся газів, що в подальшому спричинить погіршення теплопередавальних характеристик МТС і його вихід із ладу.

7.1 Ресурсні випробування в режимі зберігання

Для проведення ресурсних випробувань в режимі зберігання було використано зразки НР №3 (НЧ синтетичного алмазу) та НР №4 (суміші ВН і аттапульгіту). Ці зразки було обрано не випадковим чином: НР №3 демонструвала найвищі теплопередавальні характеристики та ефективність теплопередачі, в той час як НР №4 представляє собою багатокomпонентний гібридний нанофлюїд, який є доволі перспективним, згідно проведених досліджень, проте виникають додаткові ризики, що пов'язані з виникненням хімічної взаємодії між аттапульгітом та водою.

Зразки зберігалися протягом 5 років в складському приміщенні, з температурним діапазоном 15–25°C, і вологістю 30–60% (в залежності від пори року). Проведення дослідження теплопередавальних характеристик МТС і подальше порівняння їх результатів протягом наведеного періоду дає змогу зробити висновок стосовно наявності деградації чи її відсутності.

Для НР №3, $K_z=0,44$ результати ресурсних випробувань в режимі зберігання наведені на рис. 7.1. Як можна побачити, криві залежності термічного опору від теплового потоку, що передається, відрізняються одна від одної в межах похибки вимірювання, що говорить про відсутність деградації для цього зразка НР (НЧ синтетичного алмазу) у межах досліджуваного періоду (5 років).

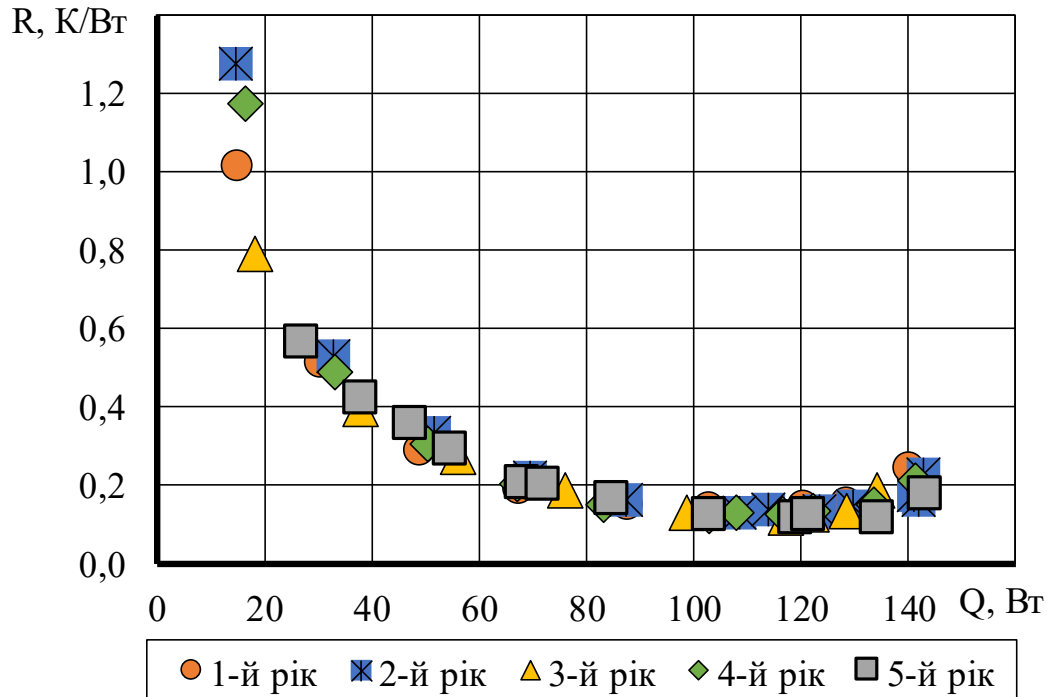
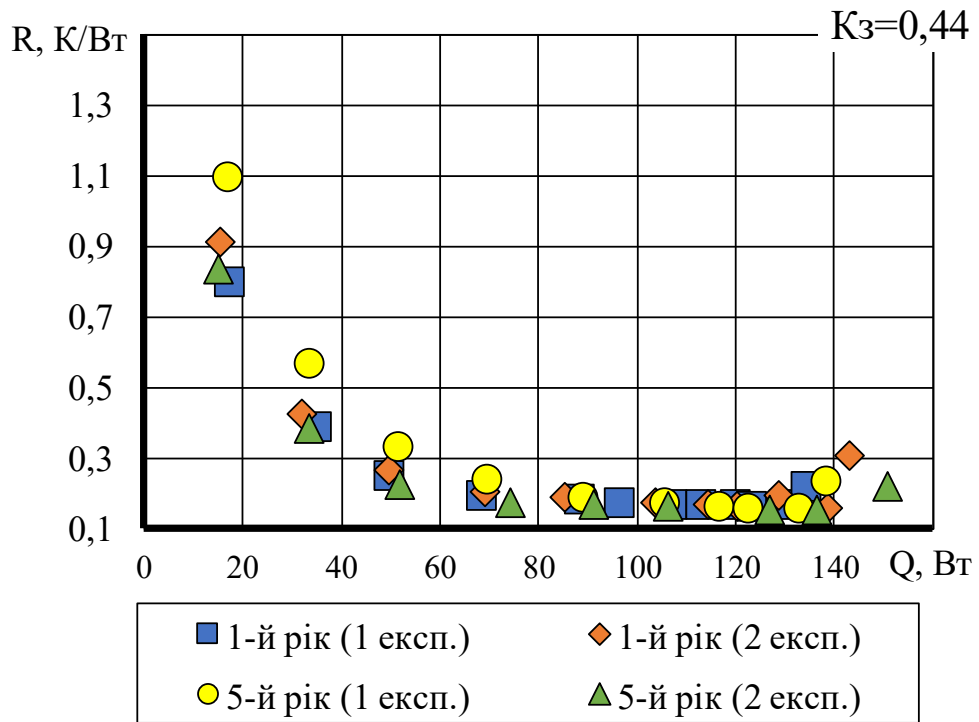
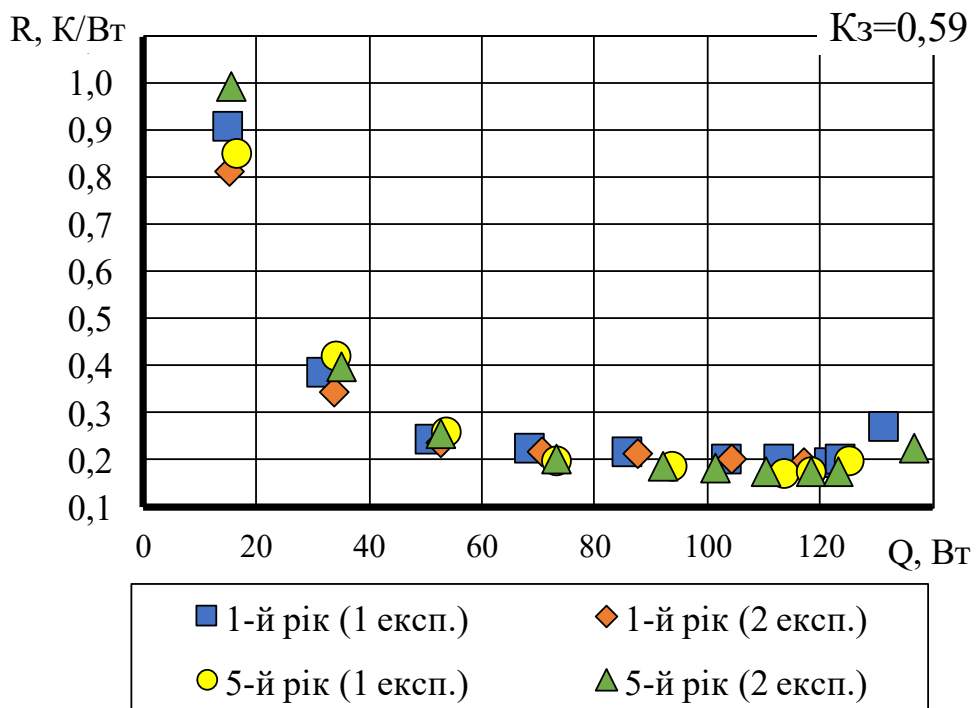


Рисунок 7.1 – Залежність термічного опору від теплового потоку, що передається для НР №3; 5 років у режимі зберігання

Аналогічні дослідження було проведено для НР №4 (НЧ ВН і атапульгіту), для усього дослідженого діапазону K_z (0,44–1,66). Експерименти проводилися після виготовлення та характеристики, і через 5 років зберігання (рис. 7.2). Для нівелювання випадкових похибок, у випадках тестування малих K_z які характеризуються значно більшими тепловими потоками, наведено криві для двох послідовно проведених експериментів (рис. 7.2: а, б, в). Відхилення значень термічного опору 5-річної давності до поточних значень для усього дослідженого діапазону K_z знаходились в межах похибки вимірювань, і результати кажуть про відсутність деградаційних процесів в результаті тривалого зберігання (5 років).



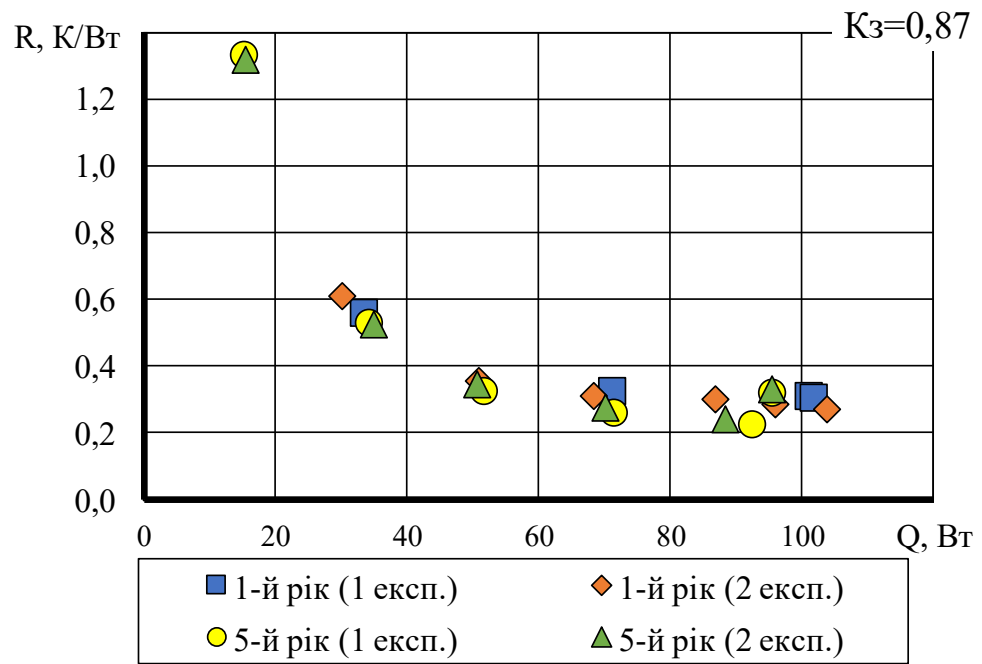
а.



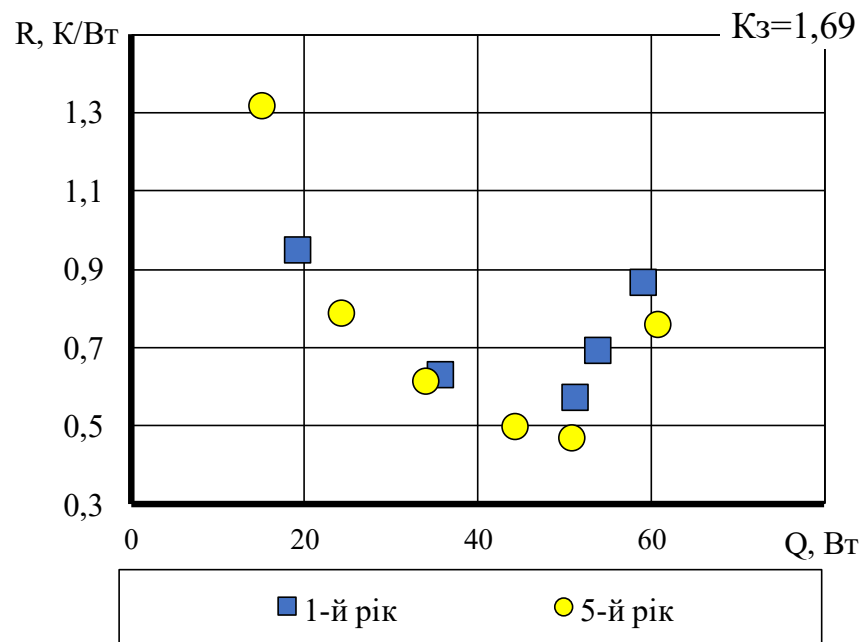
б.

а – коефіцієнт заповнення 0.44; б – коефіцієнт заповнення 0.59

Рисунок 7.2 – Залежність термічного опору від теплового потоку, що передається (НР №4); 5 років зберігання



В.



Г.

в – коефіцієнт заповнення 0.87; г – коефіцієнт заповнення 1.69;

Рисунок 7.2 – Залежність термічного опору від теплового потоку, що передається (НР №4); 5 років зберігання

Таким чином, проведення ресурсних випробувань у режимі зберігання для зразків НР №3, 4 продемонструвало відсутність деградації і повторюваність у характеристиках у термін, що складав 5 років, при умовах зберігання: температурний діапазон 15–25°C, вологість 30–60%.

7.2 Ресурсні випробування в режимі напрацювання

Ресурсні випробування в режимі зберігання продемонстрували відсутність деградації і проблем утворення неконденсованих газів через взаємодію компонентів НР між собою, та з матеріалами корпусів МТС. Додатковим етапом перевірки було напрацювання певної необхідної мінімальної кількості робочих годин експериментальним зразком МТС.

З робіт [89, 90] можна побачити, що у випадках наявності деградаційних процесів, зафіксувати їх появу можна за рахунок відстежування зміни термічного опору з плином часу, або ж за зміною перепаду температур вздовж МТС. При тому, значну зміну і наявність тренду до зростання термічного опору можна побачити вже в перші сотні робочих годин.

Для зменшення похибки вимірювання, а також з метою нівелювати вплив зміни температури охолоджуючого середовища, в якості схеми проведення експерименту було обрано вимушене охолодження проточною водою, температура якої підтримувалася за допомогою нагрівача. Рівень потужності був обраний $0,8Q_{\max}$, також було встановлено 5 додаткових термопар на МТС в кінці ЗК з кроком в 5мм, з метою фіксування утворення неконденсованих газів, в разі їх виникнення. В якості зразку використовувалась НР №4 (водна НР на базі суміші ВН і аттапульгіту), оскільки вона потребує найбільшого дослідження по причині можливої хімічної взаємодії НЧ аттапульгіту, води та корпусу МТС і утворення неконденсованих газів.

З метою відключення теплової потужності, що подається на зразок, основний нагрівач було підключено через теплове реле, яке повинно було

вимкнути навантаження в випадку появи кризових явищ. Експеримент проводився поетапно (по 8 годин в день), кожного дня проводились дослідження теплопередавальних характеристик на додаткових рівнях навантаження, з метою зафіксувати зміни термічного опору чи показів температур в досліджуваних точках.

Результати ресурсного експерименту у режимі напрацювання для зразка НР №4 ($K_z=0,44$) представлені на рис. 7.3–7.5.

Перші 30 годин ресурсного експерименту у режимі напрацювання (рис.7.3) відбувалося термостатування і підтримка температури охолоджуючої рідини на рівні $20\pm 0,5^\circ\text{C}$. У цей період зміна термічного опору була на рівні похибки експерименту, і не перевищувала $\pm 5\%$. Чіткої тенденції до спаду, чи зростання повного термічного опору не виявлено (відсутня).

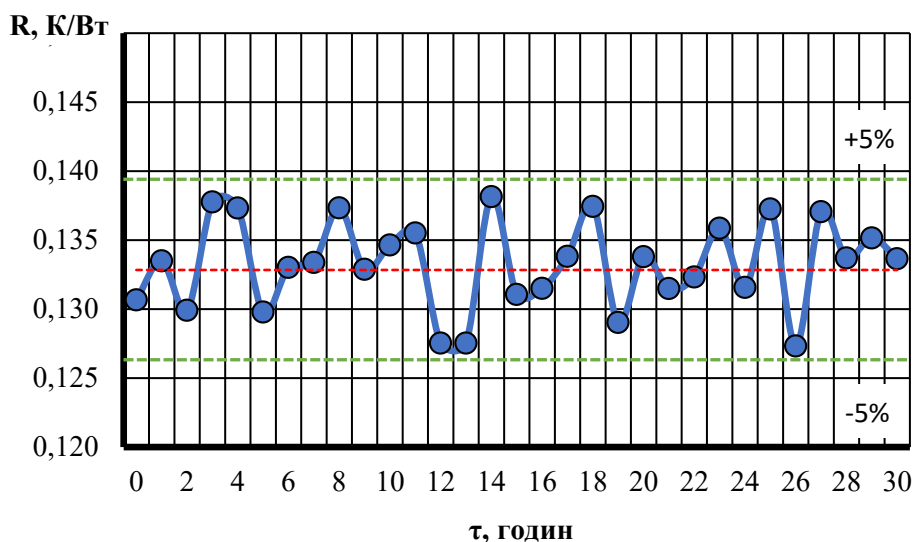


Рисунок 7.3 – Зміна термічного опору під час проведення ресурсних випробувань в режимі напрацювання, НР №4 ($K_z=0,44$); перші 30 годин

Повний експеримент продовжувався 350 годин, проте через обмеження технологічного характеру, подальша підтримка температура на рівні 20°C була неможливою, і впродовж експерименту температура охолоджуючої рідини

змінювалася у діапазоні 20–24°C, що мало певний вплив на миттєві значення теплопередавальних характеристик (рис. 7.4–7.5).

Зміна термічного опору з плином часу для НР №4 ($K_z=0,44$) під час проведення ресурсного випробування в режимі напрацювання представлена на рис. 7.4, а зміна інтенсивності теплообміну в ЗН та ЗК – на рис. 7.5.

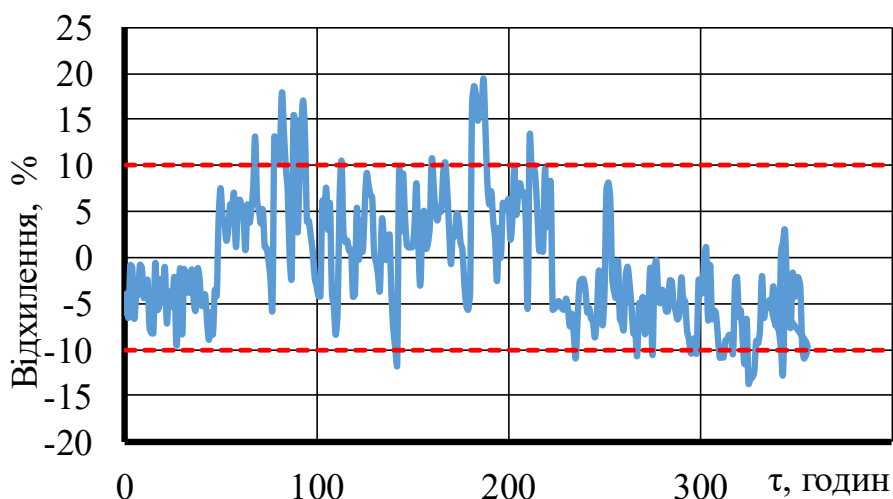


Рисунок 7.4 – Зміна термічного опору з плином часу в активному режимі роботи (режим напрацювання), НР №4 ($K_z=0,44$); 350 годин

На рис. 7.4 можна побачити відсутність тенденції до покращення чи погіршення теплопередавальних характеристик МТС з НР №4 протягом усього часу досліджень (350 годин). Спостерігалися зміни до 10%, спричинені неможливістю підтримання температури охолоджуючої рідини у попередньому діапазоні, при цьому більше ніж 80% точок лежать у діапазоні $\pm 10\%$ від середнього значення термічного опору.

На рис. 7.5 представлена зміна інтенсивності теплообміну у ЗН та ЗК МТС з НР №4 протягом усього часу досліджень (350 годин). У перші 50 годин спостерігається припрацювання, під час якого спостерігається збільшення коефіцієнту тепловіддачі у ЗК, та зворотній ефект у ЗН, в подальшому протягом наступних 300 годин тенденції до зміни інтенсивності теплообміну відсутні, і миттєві значення коливаються у районі середніх значень (з

урахуванням похибки визначення величини інтенсивності теплообміну, та обмеженості у точному підтримуванні температури охолоджуючої рідини на рівні 20°C).

Можна припустити, що зміни показників інтенсивності тепловіддачі у зонах теплообміну у перші 50 годин відбуваються через взаємодію НЧ з мідною поверхнею корпусу МТС, за рахунок чого відбувається зменшення крайового кута змочування між робочою рідиною та матеріалом. По завершенню етапу припацювання, після перших 50-ти годин роботи, тренд до зміни показників інтенсивності тепловіддачі у ЗН та ЗК зникає. Зміну кута змочування у ЗК МТС можна пов'язати з гейзерним ефектом під час початку дослідження, і підведенні малих теплових потоків до ЗН. Таким чином, у цей час спостерігається закидання певної кількості НЧ з ЗН до ЗК, взаємодія і осідання частки з них на корпусі МТС у ЗК, в результаті чого відбувається збільшення загальної теплопровідності корпусу МТС за рахунок високої теплопровідності БВН. Схожий ефект аномального покращення коефіцієнтів теплообміну за рахунок збільшення теплопровідності матеріалу стінок, та формуванні на стінках додаткових шорсткостей описано у патенті [91].

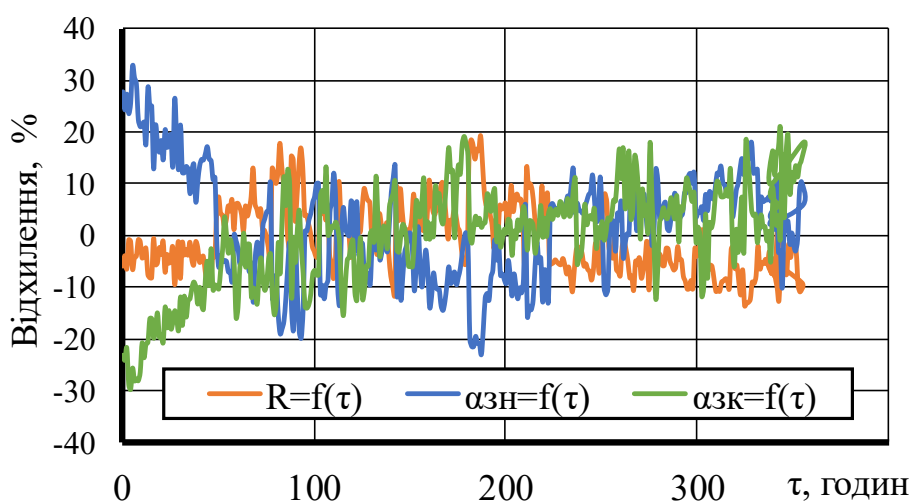


Рисунок 7.5 – Зміна термічного опору та інтенсивності теплообміну з плином часу в активному режимі роботи МТС, НР № 4 ($K_3=0,44$); 350 годин

7.3 Висновок до розділу

Для впевненості в потенційному майбутньому використанні НР в якості основного теплоносія для комерційних зразків необхідне проведення ресурсних випробувань, тому ще не можна рекомендувати в промислове впровадження МТС з НР без розуміння їх можливості відпрацювати певний сервісний час, який є регламентованою величиною для електронного обладнання.

Поточні ресурсні випробування, виконані іншими авторами, носять обмежений характер, мають доволі непротяжний період дослідження (кілька циклів, днів, тижнів) і типовий набір НР. Для гібридних багатокомпонентних НР дані ще більш обмежені.

В якості експериментальних зразків для проведення ресурсних випробувань було обрано зразки НР № 3 (НЧ синтетичного алмазу), та НР №4 (НЧ БВН та аттапульгіту). Ці зразки було обрано не випадковим чином: НР №3 демонструвала найвищі теплопередавальні характеристики та ефективність теплопередачі, в той час як НР №4 представляє собою багатокомпонентний гібридний нанофлюїд, який є доволі перспективним, згідно проведених досліджень, проте виникають додаткові ризики, що пов'язані з виникненням хімічної взаємодії між аттапульгітом та водою.

Ресурсні випробування проводилися у двох режимах: режим зберігання (5 років: температурний діапазон 15–25°C, вологість 30–60%) та режим напруження (активний режим роботи, 350 годин при $Q=0,8Q_{\max}$).

Для режима зберігання протягом 5 років деградації, чи тенденцій до зміни термічного опору для досліджених зразків (НР №3,4) виявлено не було (відсутні).

Для режиму активного напруження (350 годин) тенденцій до погіршення чи поліпшення термічного опору не спостерігалось. Початковий діапазон роботи (перші 50 годин) характеризується припрацюванням, під час якого спостерігається збільшення коефіцієнту тепловіддачі у ЗК, та зворотній

ефект у ЗН. У подальшому, протягом наступних 300 годин, тенденції до зміни інтенсивності теплообміну відсутні, і миттєві значення коливаються у районі середніх значень.

Таким чином можна резюмувати, що досліджені зразки НР №3, 4 пройшли ресурсні випробування в режимі зберігання та у режимі напруження без нарікань, і можуть застосовуватися в промислових цілях.

ВИСНОВКИ

1. З метою створення мініатюрних термосифонів (МТС) з покращеними теплотехнічними властивостями за рахунок використання теплоносіїв на основі традиційних та гібридних нанорідин (НР) розроблено та виготовлено експериментальний стенд для дослідження теплопередавальних характеристик та інтенсивності теплопередачі МТС.

2. Для досягнення вищевказаної мети створено методику визначення теплопередавальних характеристик МТС з НР та проведено розрахунок похибок вимірів та визначення розрахункових величин. Це дозволило провести дослідження з необхідним ступенем достовірності.

3. Визначені в результаті досліджень теплопередавальні характеристики МТС, в ролі теплоносія яких використовувалися традиційні і гібридні водні нанорідини, дозволили встановити групи робочих рідин, що доцільно рекомендувати в якості теплоносіїв, і ті, використання яких є недоцільним.

4. Вперше запропонована та використана водна гібридна багатокомпонентна НР з багатостінними вуглецевими нанотрубками та аттапульгітом (природним алюмосилікатом) в якості теплоносія для МТС, дозволила досягти суттєвого покращення теплотехнічних характеристик, а саме збільшення теплового потоку, що передається, до 70% і, разом з цим, зменшення термічного опору до 30%.

5. Комплексне дослідження впливу концентрацій НЧ теплоносія та коефіцієнтів заповнення дало змогу встановити теплопередавальні характеристики МТС. Визначено, що оптимальний рівень концентрації має залежність від співвідношення об'єму, що заповнений теплоносієм, до об'єму зони нагріву термосифону.

Таким чином, інженерам, при проектуванні системи охолодження з МТС, величини коефіцієнтів заповнення та оптимального рівня концентрації

НЧ потрібно розглядати разом, а не окремо, як це розглядалося в існуючих наукових роботах.

6. Дослідження можливої деградації з плином часу в режимах збереження та активного режиму роботи показало, що у режимі зберігання МТС протягом 5 років та 350 годин у режимі активної роботи теплотехнічні характеристики не погіршилися.

7. Встановлено, що вплив кута нахилу на теплопередавальні характеристики МТС з НР, та значення критичного кута нахилу мають однаковий характер у порівнянні з МТС з дистильованою водою. Запропоноване емпіричне рівняння для прогнозування максимальних теплових потоків, що спроможний передавати МТС з водним теплоносієм з додаванням наночасток аморфного вуглецю, в діапазоні кутів 20–60°.

8. Отримані нові дані про ефективність теплопередачі МТС з рядом водних НР теплоносіїв, при тому частка з них вперше використана у ролі теплоносіїв для випарно-конденсаційних систем (суміші багатостінних вуглецевих нанотрубок і аттапульгіту, суміші аттапульгіту та монтмориллоніту), а для інших зразків – вперше розраховано коефіцієнти тепловіддачі саме для мініатюрних термосифонів. Зафіксовано, що з використанням нанорідини в якості теплоносія МТС, можна досягнути значного збільшення інтенсивності тепловіддачі у зоні нагріву (до 180%).

9. Запропоновано емпіричні рівняння, що дають спеціалістам змогу розрахувати інтенсивність теплообміну в зонах нагріву для МТС, в якості теплоносія в яких використовувалися традиційні та гібридні досліджені НР. Підтверджено, що коефіцієнти теплообміну залежать від густини теплового потоку, а також вперше встановлено залежність від коефіцієнту заповнення та типу НР.

10. Результати та матеріали, що було отримано під час виконання дисертаційної роботи, розширюють та поглиблюють наукові знання про процеси теплопередачі та теплообміну у МТС, в якості теплоносія яких використовується НР.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Singh A., Dubey S., Dubey, H. (2019) Nanotechnology: the future engineering. *International Journal of Advance and Innovative Research*, 6(2), 229-233. <https://www.researchgate.net/publication/333448927>
2. Zhang Y. & Zhou Y. (2022). The recent progress of nanofluids and the state-of-art thermal devices. *Highlights in Science, Engineering and Technology*, 13, 82–89. <https://doi.org/10.54097/hset.v13i.1335>
3. Yang, L., Xu, J., Du, K., Zhang, X. (2017). Recent developments on viscosity and thermal conductivity of nanofluids. *Powder Technology*, 317, 348–369. doi:10.1016/j.powtec.2017.04.061.
4. Vanaki, S. M., Ganesan, P., Mohammed, H. A. (2016). Numerical study of convective heat transfer of nanofluids: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54, 1212–1239. doi:10.1016/j.rser.2015.10.042.
5. Akilu, S., Sharma, K. V., Baheta, A. T., Mamat, R. (2016). A review of thermophysical properties of water based composite nanofluids. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 66, 654–678. doi:10.1016/j.rser.2016.08.036.
6. Sarafraz, M., Arya, A., Nikkhah, V., Hormozi, F. Thermal performance and viscosity of biologically produced silver/coconut oil nanofluids, *Chem. Biochem. Eng. Q.* 30 (2016) 489–500, <https://doi.org/10.15255/CABEQ.2015.2203>.
7. Pereira, J., Moita, A., Moreira, A. (2022) The pressing need for green nanofluids: A review. *Journal of Environmental Chemical Engineering* 10(3), 1-35, <https://doi.org/10.1016/j.jece.2022.107940>
8. Asmat-Campos, D.A.; Avalos-Vera; Delgado-Alfaro; Gutierrez-Hoyos; JacintoParedes; Reyes-Zavaleta; Synthesis and characterization of nanofluids from the biosynthesis of nanoparticles and their evaluation in solar thermal systems, *E3S Web of Conferences - ICESD 2020*, 2020, 167, 05003, <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202016705003>

9. Bumataria, R. K., Chavda, N. K., & Panchal, H. (2019). Current research aspects in mono and hybrid nanofluid based heat pipe technologies. *Heliyon*, 5(5), <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2019.e01627>
10. Babar, H., Sajid, M. U., Ali, H. M. (2019) Viscosity of Hybrid Nanofluids : a Critical Review. *Thermal Science*, Vol. 23, № 3B, 1713-1754. <https://doi.org/10.2298/TSCI181128015B>
11. Sajid, M. U., & Ali, H. M. (2018). Thermal conductivity of hybrid nanofluids: A critical review. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126, 211–234. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.021>
12. Che Sidik, N. A., Mahmud Jamil, M., Aziz Japar, W. M. A., & Muhammad Adamu, I. (2017). A review on preparation methods, stability and applications of hybrid nanofluids. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 80, 1112–1122. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.221>
13. Afrand, M., Ranjbarzadeh, R. (2020). Hybrid nanofluids preparation method. *Hybrid Nanofluids for Convection Heat Transfer*, 49–99. <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-819280-1.00002-1>
14. Aglawe, K. R., Yadav, R. K., & Thool, S. B. (2021). Preparation, applications and challenges of nanofluids in electronic cooling: A systematic review. *Materials Today: Proceedings*, 43, 366–372. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.11.679>
15. Rathodiya, B., Vishnoi, S. (2017). Preparation methods for nanofluids and there stability. *International Conference On Communication & Computational Technologies by RIET, Jaipur, Indian*. <https://www.ijcrt.org/papers/IJCRTICCC023.pdf>
16. Gosavi, G.D., Sivamurugan, P, Shende, M.D., Ajay, D. (2023) Recent developments of sonication process in stability and efficiency of nanofluid-based coolants: A review, *Materials Today: Proceedings*,, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2023.07.068>
17. Bakhtiyar N.K., Javadpour, R., Heris S.Z., Mohammadpourfard M, (2022) Improving the thermal characteristics of a cooling tower by replacing the

- operating fluid with functionalized and non-functionalized aqueous MWCNT nanofluids, *Case Studies in Thermal Engineering*, Volume 39, 2022, <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102422>
18. Ali, A. R. I., & Salam, B. (2020). A review on nanofluid: preparation, stability, thermophysical properties, heat transfer characteristics and application. *SN Applied Sciences*, 2(10). <https://doi.org/10.1007/s42452-020-03427-1>
 19. Zhang, Z., Wang, X., Yan, Y., (2021) A review of the state-of-the-art in electronic cooling, *e-Prime - Advances in Electrical Engineering, Electronics and Energy*, Volume 1, , <https://doi.org/10.1016/j.prime.2021.100009>
 20. G.E. Moore, *Cramming More Components Onto Integrated Circuits*, McGraw-Hill, New York, 1965.
 21. Murshed, S.S., De Castro C.N. A critical review of traditional and emerging techniques and fluids for electronics cooling. (2017) *Renew. Sustain. Energy Rev.* 78 (2017), 821–833. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.04.112>
 22. Farooq Riaz Siddiqui, Chi-Yan Tso, Huihe Qiu, Christopher Y.H. Chao, Sau Chung Fu, Hybrid nanofluid spray cooling performance and its residue surface effects: Toward thermal management of high heat flux devices, *Applied Thermal Engineering*, Volume 211, 2022, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118454>
 23. Ruikang Wu, Tao Hong, Qingyu Cheng, Hao Zou, Yiwen Fan, Xiaobing Luo. (2019) Thermal modeling and comparative analysis of jet impingement liquid cooling for high power electronics, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 137, 42-51, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.03.112>
 24. Lundgaard, C., Sigmund, O. (2019). Design of segmented thermoelectric Peltier coolers by topology optimization. *Applied Energy*, 239, 1003–1013. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.01.247>
 25. Poachaiyapoom, A., Leardkun, R., Wongwises, S. (2018). Miniature Vapor Compression Refrigeration System for Electronics Cooling. *Case Studies in Thermal Engineering*, 100365. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2018.100365>

26. Wu, R., Hong, T., Cheng, Q., Zou, H., Fan, Y., & Luo, X. (2019). Thermal modeling and comparative analysis of jet impingement liquid cooling for high power electronics. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 137, 42–51.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.03.112>
27. Khalid, S. U., Babar, H., Ali, H. M., Janjua, M. M., Ali, M. A. (2020). Heat pipes: progress in thermal performance enhancement for microelectronics. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*.
<https://doi.org/10.1007/s10973-020-09820-7>
28. Fang, G., Yuan, W., Yan, Z., Sun, Y., & Tang, Y. (2019). Thermal management integrated with three-dimensional heat pipes for air-cooled permanent magnet synchronous motor. *Applied Thermal Engineering*, 152, 594–604.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019>
29. Alihosseini, A., Shafaei, M. (2021). Experimental study and numerical simulation of a Lithium-ion battery thermal management system using a heat pipe. *Journal of Energy Storage*, 39, 102616.
<https://doi.org/10.1016/j.est.2021.102616>
30. Yan, B. H., Wang, C., Li, L. G. (2020). The technology of micro heat pipe cooled reactor: A review. *Annals of Nuclear Energy*, 135, 106948.
<https://doi.org/10.1016/j.anucene.2019.106948>
31. Zhang, H., Li, G., Chen, L. *et al.* Development of Flat-Plate Loop Heat Pipes for Spacecraft Thermal Control. *Microgravity Sci. Technol.* **31**, 435–443 (2019).
<https://doi.org/10.1007/s12217-019-09716-8>
32. P. Suresh, M.D. Irfan Ali, P. Govind Rao, Ramesh Rudrapati. (2022) Performance analysis of an Injera baking machine by using solar energy, *Materials Today: Proceedings*, Volume 56, Part 6, 2022, Pages 3285-3293,
<https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.09.539>
33. В.А. Наєр, А.В. Роженцев, Хасан Весам Анвар Алі. (2014). Кріохірургічні апарати – акумулятори холоду. *Холодильна техніка та технологія*, № 6 (152), 14-19

34. Mohammad Ali Abdelkareem, Hussein M. Maghrabie, Enas Taha Sayed, El-Cheikh Amer Kais, Ahmed G. Abo-Khalil, Muaz Al Radi, Ahmad Baroutaji, A.G. Olabi, (2022). Heat pipe-based waste heat recovery systems: Background and applications, *Thermal Science and Engineering Progress*, Volume 29, <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2022.101221>
35. Anand, R. S., Jawahar, C. P., Solomon, A. B., Bellos, E. (2020). A review of experimental studies on cylindrical two-phase closed thermosyphon using refrigerant for low-temperature applications. *International Journal of Refrigeration*. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.08.01>
36. Gou, X., Li, G., Zhang, R., Jian, C., Zhang, Q., Li, B., Dong, Q. (2021). Critical and optimal inclination angles of two-phase closed thermosyphon under different operating conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 177, 121540. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121540>
37. Gupta, N. K., Tiwari, A. K., Ghosh, S. K. (2018). Heat transfer mechanisms in heat pipes using nanofluids – A review. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 90, 84–100. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2017.08.013>
38. Kravets V., Konshin V., Hurov D., Vorobiov M. & Shevel I. (2022). Determining the influence of geometric factors and the type of heat carrier on the thermal resistance of miniature two-phase thermosyphons. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4 (8(118)), 51–59. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.263180>.
39. Reay, D., McGlen, R., & Kew, P. (2013). *Heat pipes: Theory, design and applications*. Elsevier Science & Technology Books. 272.
40. Heat pipe working fluids. Selecting a heat pipe working fluid. *Advanced cooling technologies. The Thermal Management Experts Heat pipe manufacturer & Suppliers*. веб-сайт. URL: <https://www.1-act.com/resources/heat-pipe-resources/materials/working-fluids> (дата звернення 05.08.2023)
41. Wlazlak, A., Zajackowski, B., Woluntarski, M. et al. Influence of graphene oxide nanofluids and surfactant on thermal behaviour of the thermosyphon. *J*

- Therm Anal Calorim 136, 843–855 (2019). <https://doi.org/10.1007/s10973-018-7632-x>
42. Kamyar, A., Ong, K. S., & Saidur, R. (2013). Effects of nanofluids on heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 65, 610–618. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.06.046>
 43. Heris, S. Z., Mohammadpur, F., & Shakouri, A. (2014). Effect of electric field on thermal performance of thermosyphon heat pipes using nanofluids. *Materials Research Bulletin*, 53, 21–27. <https://doi.org/10.1016/j.materresbull.2014.01.030>
 44. Bade, J.S., Korde, N. (2016). Experimental investigation of hybrid nanofluid on thermosyphon type wickless heat pipe heat exchanger thermal performance. *International Journal of Advance Research and Innovative Ideas in Education*, 2, 529-538.
 45. Menlik, T., Sözen, A., Gürü, M., & Öztaş, S. (2015). Heat transfer enhancement using MgO/water nanofluid in heat pipe. *Journal of the Energy Institute*, 88(3), 247–257. <https://doi.org/10.1016/j.joei.2014.10.001>
 46. Sözen, A., Menlik, T., Gürü, M., Boran, K., Kılıç, F., Aktaş, M., & Çakır, M. T. (2016). A comparative investigation on the effect of fly-ash and alumina nanofluids on the thermal performance of two-phase closed thermo-syphon heat pipes. *Applied Thermal Engineering*, 96, 330–337. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.11.038>
 47. Sarafraz, M. M., & Hormozi, F. (2014). Experimental study on the thermal performance and efficiency of a copper made thermosyphon heat pipe charged with alumina–glycol based nanofluids. *Powder Technology*, 266, 378–387. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2014.06.053>
 48. Sarafraz, M. M., Hormozi, F., & Peyghambarzadeh, S. M. (2014). Thermal performance and efficiency of a thermosyphon heat pipe working with a biologically ecofriendly nanofluid. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 57, 297–303. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.08.020>

49. Amiri, A., Sadri, R., Shanbedi, M., Ahmadi, G., Chew, B. T., Kazi, S. N., & Dahari, M. (2015). Performance dependence of thermosyphon on the functionalization approaches: An experimental study on thermo-physical properties of graphene nanoplatelet-based water nanofluids. *Energy Conversion and Management*, 92, 322–330. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.12.051>
50. Cieřliński, J. T. (2016). Effect of nanofluid concentration on two-phase thermosyphon heat exchanger performance. *Archives of Thermodynamics*, 37(2), 23–40. <https://doi.org/10.1515/aoter-2016-0011>
51. Buschmann, M. H., Franzke, U. (2014). Improvement of thermosyphon performance by employing nanofluid. *International Journal of Refrigeration*, 40, 416–428. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.11.022>
52. Shankar, K. & Kumar, B. & Nandhakumar, A.. (2016). Thermal performance of anodised two phase closed thermosyphon (TPCT) using aluminium oxide (Al_2O_3) as nanofluid. 9. 239-247
53. Cacia, K., Buitrago-Sierra, R., Pabón, E., Gallego, A., Zapata, C., Herrera, B. (2020). Nanofluids stability effect on a thermosyphon thermal performance. *International Journal of Thermal Sciences*, 153, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106347>
54. Shanbedi, M., Heris, S. Z., Amiri, A., Baniadam, M. (2014). Improvement in Heat Transfer of a Two-Phased Closed Thermosyphon Using Silver-Decorated MWCNT/Water. *Journal of Dispersion Science and Technology*, 35(8), 1086–1096. <https://doi.org/10.1080/01932691.2013.833101>
55. Chen, Y., Wang, P., Liu, Z. (2013). Application of water-based SiO_2 functionalized nanofluid in a loop thermosyphon. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 56(1-2), 59–68
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.09.048>
56. Teng, T.-P., Hsu, H.-G., Mo, H.-E., Chen, C.-C. (2010). Thermal efficiency of heat pipe with alumina nanofluid. *Journal of Alloys and Compounds*, 504, S380–S384. <https://doi.org/10.1016/j.jallcom.2010.02.046>

57. Parametthanuwat, T., Rittidech, S., Pattiya, A., Ding, Y., Witharana, S. (2011). Application of silver nanofluid containing oleic acid surfactant in a thermosyphon economizer. *Nanoscale Research Letters*, 6(1), 315. <https://doi.org/10.1186/1556-276x-6-315>
58. Azizi, M., Hosseini, M., Zafarnak, S., Shanbedi, M., Amiri, A. (2013). Experimental Analysis of Thermal Performance in a Two-Phase Closed Thermosiphon Using Graphene/Water Nanofluid. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 52(29), 10015–10021. <https://doi.org/10.1021/ie401543n>
59. Sardarabadi, H., Zeinali Heris, S., Ahmadpour, A., Passandideh-Fard, M. (2019). Experimental investigation of a novel type of two-phase closed thermosyphon filled with functionalized carbon nanotubes/water nanofluids for electronic cooling application. *Energy Conversion and Management*, 188, 321–332. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.03.070>
60. Klinbun, J., Terdtoon, P. (2017). Experimental study of copper nano-fluid on thermosyphons thermal performance. *Engineering journal*, 21(1), 255–264. <https://doi.org/10.4186/ej.2017.21.1.255>
61. Pardeshi, L. B., Ghuge, C.G. (2016). Thermal Performance Investigation of Heat Transfer Characteristics of a Two Phase Thermosyphon using Hybrid Nanofluid. *International Journal of Current Engineering and Technology*, 5, 393–397
62. Saravanan, M., Alagappan, N., Manikandan K. (2012). Heat Transfer Enhancement of Miniature Thermosyphon using Copper Nano Fluid (Cuo) in Aqueous Solution of N-Butanol. *International Journal of Engineering Research & Technology*, 1(7), 1–5. <https://doi.org/10.17577/IJERTV1IS7191>
63. Grab, T., Buschmann, M. (2014). Thermal performance of thermosyphons employing nanofluids. *WIT Transactions on Engineering Sciences*. 83, 315 – 324. <https://doi.org/10.2495/HT140281>
64. Yang, X.-F., Liu, Z.-H. (2011). Application of functionalized nanofluid in thermosyphon. *Nanoscale Research Letters*, 6(1), 1–12. <https://doi.org/10.1186/1556-276x-6-494>

65. Shanbedi, M., Heris, S. Z., Baniadam, M., Amiri, A., & Maghrebi, M. (2012). Investigation of Heat-Transfer Characterization of EDA-MWCNT/DI-Water Nanofluid in a Two-Phase Closed Thermosyphon. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 51(3), 1423–1428. <https://doi.org/10.1021/ie202110g>
66. Kujawska, A., Zajackowski, B., Woluntarski, M., Buschmann, M. (2019). Determination of geyser events in a thermosyphon working with graphene oxide nanofluid. *International Scientific Journal "Machines. Technologies. Materials."*. XIII (2), 74–77.
67. Kujawska, A., Zajackowski, B., Wilde, L. M., & Buschmann, M. H. (2019). Geyser boiling in a thermosyphon with nanofluids and surfactant solution. *International Journal of Thermal Sciences*, 139, 195–216. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.02.001>
68. Chehrazai, M., Kamyab Moghadas B. (2021). Experimental study of the effect of single walled carbon nanotube/water nanofluid on the performance of a two-phase closed thermosyphon. *Jourlal of ther Serbian Chemical Society*, 86 (3), 313–326. <https://doi.org/10.2298/JSC200628070C>
69. Khandekar, S., Joshi, Y. M., Mehta, B. (2008). Thermal performance of closed two-phase thermosyphon using nanofluids. *International Journal of Thermal Sciences*, 47(6), 659–667. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2007.06.005>
70. Xue, H. S., Fan, J. R., Hu, Y. C., Hong, R. H., Cen, K. F. (2006). The interface effect of carbon nanotube suspension on the thermal performance of a two-phase closed thermosyphon. *Journal of Applied Physics*, 100(10), 1–6. <https://doi.org/10.1063/1.2357705>
71. Huminic, G., Huminic, A., Morjan, I., Dumitrache, F. (2011). Experimental study of the thermal performance of thermosyphon heat pipe using iron oxide nanoparticles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(1-3), 656–661. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.09.005>
72. Liu, Z.-H., Hu, R.-L., Lu, L., Zhao, F., Xiao, H. (2013). Thermal performance of an open thermosyphon using nanofluid for evacuated tubular high temperature

- air solar collector. *Energy Conversion and Management*, 73, 135–143. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.04.010>
- 73.Noie, S. H., Heris, S. Z., Kahani, M., Nowee, S. M. (2009). Heat transfer enhancement using Al₂O₃/water nanofluid in a two-phase closed thermosyphon. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 30(4), 700–705. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2009.03.001>
- 74.Kumar Gupta, N., Mishra, S., Kumar Tiwari, A., Kumar Ghosh, S. (2019). A review of thermo physical properties of nanofluids. *Materials Today: Proceedings*, 18, 968–978. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2019.06.534>
- 75.Zhou, R., Fu, S., Li, H., Yuan, D., Tang, B., & Zhou, G. (2019). Experimental study on thermal performance of copper nanofluids in a miniature heat pipe fabricated by wire electrical discharge machining. *Applied Thermal Engineering*, 160, 113989. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.113989>
- 76.Zeghari, K., Louahlia, H. (2020). Flat miniature heat pipe with sintered porous wick structure: xperimental and mathematical studies. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 158, 120021. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120021>
- 77.Kravets V. Yu., Hurov D. I. (2020) Heat transfer characteristics of miniature two-phase thermosyphons with nanofluids. *Tekhnologiya i Konstruirovanie v Elektronnoi Apparature*, 2020, no. 3–4, pp. 42–46. <https://doi.org/10.15222/TKEA2020.3-4.42>
78. Морару В. Н. , Комыш Д. В., Ховавко А. И., Снигур А. В., Гудков Н. Н., Сидоренко Н. А., Маринин А. И. (2015) Наножидкости на основе украинских природных алюмосиликатов - перспективные теплоносители для энергетики, Энерготехнологии и ресурсосбережение. 1, 22–32. <http://dspace.nbuv.gov.ua/handle/123456789/127461>
- 79.Moraru, V. (2018). New nanofluids, based on clay minerals, as promising heat carriers for energetics. *Clay Minerals*, 1–36. <https://doi.org/10.1180/clm.2018.17>
- 80.Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей: справ. пособ. Москва: Наука, 1972. 721 с.

81. Кравець В.Ю. (2018) Процеси теплообміну у мініатюрних випарно-конденсаційних системах охолодження/ Харків. ФОП Бровін О.В., 2018. 288с.
82. Paramatthanuwat, T., Boothaisong, S., Rittidech, S., & Booddachan, K. (2009). Heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon using de ionized water mixed with silver nano. *Heat and Mass Transfer*, 46(3), 281–285. <https://doi.org/10.1007/s00231-009-0565-y>
83. Liu, Z., Yang, X., Wang, G., & Guo, G. (2010). Influence of carbon nanotube suspension on the thermal performance of a miniature thermosyphon. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(9-10), 1914–1920. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.12.065>
84. Кравець В.Ю., Морару В.Н., Гуров Д.І. Вплив різних факторів на теплопередавальні характеристики мініатюрних двофазних термосифонів з нанорідинами. *Енерготехнології та ресурсозбереження*, 2022, №4, с. 50-62. <https://doi.org/10.33070/etars.4.2022.05>
85. Лабунцов Д.А. Вопросы теплообмена при пузырьковом кипении жидкости. *Теплоэнергетика*. – 1972. – №9. – с.14– 19.
86. Теплообменная поверхность : пат. 705241 УССР : F28 F 13/14. № 2597566 заявл. 20.03.1978; опубл.25.12.1979, Бюл. № 47. 2 с.
87. Kravets, V., Hurov, D., Moraru, V. (2023). Improving the heat transfer characteristics of miniature two-phase thermosyphons with nanofluids based on ukrainian natural aluminosilicates. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4 (5 (124)), 25–33. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.286320>
88. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя М.: Наука. – 1974, – 711с.
89. Anderson, W. (2007). Intermediate Temperature Fluids for Heat Pipes and Loop Heat Pipes. 5th International Energy Conversion Engineering Conference and Exhibit (IECEEC). <https://doi.org/10.2514/6.2007-4836>
90. Косторнов А. Г., Шаповал, А. А, Мороз, А. Л, Шаповал, И. В., Скрынская, Н.Э. (2014) Ресурс и надёжность работы тепловых труб с капиллярными

структурами волокнистого строения // Косм. наука і технологія. Т. 20, № 5.
С. 61–65

91. Process for improving heat transfer efficiency and improved heat transfer system: pat. 3 789 915 USA: F28f 13/18. № 136 726 appl. 23.04.1971; publ. 05.02.1974, 5 pp.

ДОДАТОК А

Акт впровадження

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор



Національного технічного університету

України «Київський політехнічний

інститут імені Ігоря Сікорського»

А. А. Мельниченко

2023 р.

Про використання в навчальному процесі кафедри атомної енергетики
 Навчально-наукового інституту атомної та теплової енергетики
 Національного технічного університету України "Київський політехнічний
 інститут імені Ігоря Сікорського" результатів дисертаційної роботи Гурова
 Дмитра Ігоровича «Процеси теплообміну в мініатюрних випарно-
 конденсаційних системах з нанорідинами»

Комісія у складі директора Інституту атомної та теплової енергетики
 Національного технічного університету України "Київський політехнічний
 інститут імені Ігоря Сікорського" д.т.н., проф. Письменного Є.М. (голова
 комісії), завідувача кафедри атомної енергетики д.т.н., проф. Туза В.О. та
 викладача кафедри атомної енергетики д.т.н., проф. Кравця В.Ю. розглянула
 стан використання матеріалів дисертаційної роботи Гурова Дмитра Ігоровича
 при підготовці фахівців за напрямком 142 «Енергетичне машинобудування».

Комісія прийшла до висновку, що матеріали дисертаційної роботи Гурова
 Дмитра Ігоровича входять до складу:

- дисципліни «Теплогідравлічні процеси в енергетичних установках»,
 лекційне заняття на тему «Механізм процесу теплообміну при
 бульбашковому та плівковому кипінні»;
- дисципліни «Основи наукових досліджень та планування
 експерименту», розділ «Основи планування експерименту та обробки
 його результатів».

Голова комісії д.т.н., проф.

Євгеній ПИСЬМЕННИЙ

Члени комісії д.т.н., проф.

Валерій ТУЗ

д.т.н., проф.

Володимир КРАВЕЦЬ