

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

ХАЙРНАСОВ СЕРГІЙ МАНІСОВИЧ

УДК 536.24: 621.643.2

**НАУКОВО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСНОВИ СТВОРЕННЯ АЛЮМІНІЄВИХ
ТЕПЛОВИХ ТРУБ ДЛЯ РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧИХ СИСТЕМ**

05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Київ – 2017

Дисертацією є рукопис.

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

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор

Письменний Євген Миколайович,

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,
м. Київ, декан теплоенергетичного факультету

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, доцент

Косой Борис Володимирович,

Інститут холоду, кріотехнологій і електроенергетики ім.
В.С. Мартиновського, м. Одеса, директор

доктор технічних наук, доцент

Гакал Павло Григорович,

Національний аерокосмічний університет
ім. М.Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут»,
м. Харків, завідувач кафедри аерокосмічної теплотехніки

доктор технічних наук, старший науковий співробітник

Давиденко Борис Вікторович,

Інститут технічної теплофізики НАН України, м. Київ,
головний науковий співробітник

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

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

Автореферат розісланий «___» _____ 2017 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

В.І. Коньшин

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Світовий досвід створення теплообмінного обладнання впродовж останніх 40 років та підвищення енергоефективності сучасних енергетичних систем показали перспективність застосування високоефективних теплопередавальних пристроїв – теплових труб (ТТ), яким притаманні такі важливі властивості, як ефективне транспортування теплової енергії від джерела до стоку теплоти, регулювання температури обладнання, відсутність рухомих вузлів, повна або часткова автономність від енергопостачання. Однак подальша практична реалізація ресурсозберігаючих систем на основі ТТ і підвищення їх ефективності вимагає постійного вдосконалення відповідної наукової бази, що включає дослідження тепломасообміну як у самих ТТ, так і в енергетичних системах на їх основі, обґрунтування нових концепцій побудови теплообмінного обладнання, розробку нових та удосконалення відомих конструкцій ТТ, зокрема алюмінієвих, а також методів їх інтегрування.

На відміну від відомих конструкцій мідних ТТ і з нержавіючої сталі постійного термічного опору на основі порошкових, металоволокнистих, сіткових та канавчатих капілярних структур (КС), на сьогодні у світі в промисловому виробництві реалізована технологія тільки алюмінієвих ТТ з канавчатою капілярною структурою (АКТТ) космічного призначення. Зокрема, в Україні така технологія реалізована в лабораторії теплових труб Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського». У опрацюванні технології автор брав безпосередню участь.

Комплексний аналіз теплотранспортних характеристик і технології виготовлення АКТТ показує, що вони є перспективними при застосуванні також і в наземній техніці. Покращення теплотранспортних характеристик (максимального теплового потоку, що передається, термічного опору), зменшення масогабаритних характеристик і вартості виробництва відкриває можливість широкого застосування таких ТТ у наземній техніці в ресурсозберігаючих системах, як у режимі функціонування ТТ, так і в режимі термосифона (ТС).

На основі аналізу сучасних тенденцій щодо конструювання енергоефективного теплообмінного обладнання визначено концептуальний напрям досліджень ресурсозберігаючих систем на основі АКТТ, що включає питання підвищення їх ефективності, покращення масогабаритних і вартісних показників, перетворення сонячної енергії в теплову та електричну, утилізації теплоти викидних потоків газів і вентиляційних викидів, охолодження різноманітної сучасної радіоелектронної апаратури та освітлювальної техніки, регулювання їх температури пасивними засобами.

Вирішення цієї актуальної науково-технічної проблеми – створення алюмінієвих ТТ для ресурсозберігаючих систем – має принципово інноваційний характер, значно розширює технічні можливості вже напрацьованих науково-технологічних рішень та діапазон функціонування теплообмінного обладнання і сприятиме появі нових конструкторських рішень у теплотехніці та електроніці з метою підвищення ефективності та надійності таких систем.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана на кафедрі атомних електричних станцій і інженерної теплофізики

Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського». Тематика роботи відповідає науковому напрямку кафедри. Наукові дослідження та результати, наведені в дисертаційній роботі, тісно пов'язані з державними програмами та госп. договорами, а також з планами науково-дослідних робіт Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», в яких автор брав безпосередню участь як відповідальний виконавець та був науковим керівником, зокрема:

1. Програми фундаментальних наукових досліджень ті пріоритетних напрямків МОН України «Новітні технології та ресурсозберігаючі технології в енергетиці» (№ ДР 0103U000344 «Теоретичні обґрунтування і створення нових капілярних структур та методів підвищення ефективності алюмінієвих випарювально-конденсаційних систем, що забезпечують економію енергетичних і матеріальних ресурсів у екологічно чистих технологіях»); «Новітні технології та ресурсозберігаючі технології в енергетиці, промисловості та агропромисловому комплексі» (№ ДР 0109U001512 «Розробка та дослідження ефективної автономної сонячної водонагрівальної установки нового типу на основі теплових труб»); «Енергетика та енергоефективність» (№ ДР 0111U000567 «Розробка та дослідження теплових труб нового профілю для сонячних колекторів з використанням селективного покриття поглинаючої поверхні»; № ДР 0113U001591 «Розробка та дослідження середньотемпературного двофазного пристрою для реалізації технології утилізації теплоти викидних потоків газоперекачувальних агрегатів магістральних газопроводів»); «Енергетика, енергозбереження» (№ ДР 0115U000382 «Розробка та дослідження комбінованого сонячного колектору на основі алюмінієвих теплових труб для ефективного перетворення сонячної енергії в електричну та теплову»).

2. Міжнародні науково-технічні проекти УНТЦ з фінансуванням США (№ 3894 «Сонячні колектори на основі теплових труб для підігрівання води: розробка, виготовлення, дослідження», № 5275 «Гібридний тепло-електричний сонячний колектор на базі теплових труб»).

3. Швейцарський індивідуальний грант (SNSF № IZK0Z2_166802, тема «Енергоефективність будівель – вода та повітря»).

4. Науково-технічні проекти відповідно до тематичних планів Мінпромполітики України (№ 0104U008916 «Виготовлення теплових труб, імітаторів теплових потоків для експериментальних макетів системи охолодження та проведення їх експериментального дослідження та випробувань»; № 0108U009143 «Розроблення та виготовлення дослідного зразка автономної водонагрівальної установки нового типу з сонячним колектором на основі теплових труб»).

5. Конвенція між НКАУ, КНЕС та ІНТАС про співробітництво в рамках конкурсу проектів «Call 2006» (№ ДР 0108U004600).

6. Державна космічна програма України (контракти № 15/191, тема «Либідь»; № 520-98, тема «АУОС-СМ-КФ»).

7. Міжнародний договір № 643/1520-8, «Розробка програмного забезпечення для термоплат з тепловими трубами» між ГПН РКЦ «ЦСКБ-Прогресс» та НТУУ «КПІ».

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є розробка наукової бази для створення АКТТ постійного термічного опору як вискоефективних елементів для передачі теплоти, призначених для використання в ресурсозберігаючих системах наземного застосування.

Досягнення зазначеної мети забезпечується розв'язанням таких задач:

а) теоретичний аналіз, візуалізація теплогідрравлічних процесів та експериментальне дослідження інтенсивності теплообміну в зонах випаровування і конденсації, а також теплотехнічних характеристик (температурного поля, максимальної теплотransпортної здатності, граничної густини теплового потоку і термічного опору) АКТТ постійного термічного опору залежно від геометрії профілів, включаючи капілярну структуру, умов функціонування та теплоносіїв (аміак, ацетон, пентан);

б) отримання методики проектування АКТТ на основі емпіричних залежностей розрахунку інтенсивності теплообміну, максимальної теплотransпортної здатності, граничної густини теплового потоку, термічного опору та математичної моделі температурного поля;

в) розробка технологій виготовлення АКТТ, призначених для використання в ресурсозберігаючому обладнанні наземного застосування (сонячних колекторах, теплообмінниках, системах забезпечення теплових режимів освітлювальних світлодіодних приладів та радіоелектронної апаратури);

г) розробка схемних рішень, теплофізичних основ функціонування, моделювання і дослідження конструкцій ресурсозберігаючого обладнання на основі АКТТ для таких типових застосувань:

- перетворення сонячної енергії в теплову з метою подальшого її використання для гарячого водопостачання та опалення будівель;

- утилізація теплоти викидних потоків газів котлів малої потужності та вентиляційних викидів систем вентиляції та кондиціонування;

- охолодження сучасної радіоелектронної апаратури та освітлювальної техніки при загальному тепловиділенні до 500 Вт, регулювання їх температури пасивними засобами.

Об'єкт дослідження – теплогідрравлічні процеси в АКТТ: випаровування та конденсація, течія рідини в канавчатій капілярній структурі під дією та запертидії сили тяжіння, взаємодія потоків рідини та пари в паровому просторі при їх зустрічній течії; технологічні процеси виготовлення АКТТ: вибір їх геометричних параметрів і теплоносіїв, операції заправки та випробувань.

Предмет дослідження – вплив режимних та геометричних факторів на теплогідрравлічні процеси в АКТТ, що працюють у полі сили тяжіння; вплив технологічних факторів на підвищення відтворюваності теплотехнічних характеристик АКТТ.

Методи досліджень – теплофізичне моделювання, експериментальне дослідження і випробування зі статистичною обробкою результатів експериментів, візуалізація теплогідрравлічних процесів.

Наукова новизна одержаних результатів:

- набула подальшого розвитку теорія теплообміну в двофазових системах щодо встановлення закономірностей процесів теплообміну при пароутворенні та

конденсації, в результаті чого вперше створено фізичну модель теплогідравлічних процесів у алюмінієвих ТТ з канавчатою капілярною структурою, яка враховує вплив їх режимних і геометричних факторів на процеси в зоні випаровування;

- уперше отримано та узагальнено у вигляді емпіричних залежностей систематизовані аналітичні й експериментальні дані з теплообміну в АКТТ, їх максимальної теплотранспортної здатності, граничної густини теплового потоку та термічного опору, характерною ознакою яких є врахування комплексного впливу різних факторів на режими функціонування АКТТ;

- удосконалено математичну модель температурного поля АКТТ з урахуванням інтенсивності теплообміну в зонах випаровування і конденсації та їх орієнтації у полі сили тяжіння, що розширило можливості аналізу впливу нерівномірного підводу і відводу теплоти на їх теплотехнічні характеристики;

- уперше виявлено та проаналізовано вплив канавчатої капілярної структури та її геометричних параметрів на величини термічного опору і максимального теплового потоку, що передається, при довільному розміщенні АКТТ у полі сили тяжіння, що відкрило можливості вибору оптимальної її конфігурації та покращення теплотехнічних характеристик ТС за рахунок розділення потоків рідини та пари;

- уперше аналітично й експериментально обґрунтовано ефективність використання АКТТ у сонячних плоских та вакуумованих теплових і комбінованих колекторах, теплообмінниках, системах забезпечення теплових режимів радіоелектронної апаратури і світлодіодних освітлювальних приладів, що дало змогу рекомендувати схемні рішення та створити діючі зразки ресурсозберігаючого обладнання на їх основі.

Обґрунтованість і достовірність наукових результатів базується на використанні існуючого досвіду в дослідженні процесів тепломасообміну в ТТ і теплотехнічних системах на їх основі наземного та космічного призначення, апробованих методиках проведення експериментів, коректному використанні математичного і комп'ютерного моделювання теплових режимів, позитивному ефекті від впровадження розроблених АКТТ і ресурсозберігаючих систем на їх основі. Новизна запропонованих автором науково-технічних рішень захищена 6 охоронними документами.

Практичне значення одержаних результатів. Результати дисертаційної роботи використано у вигляді розроблених зразків АКТТ і ресурсозберігаючого обладнання на їх основі, зокрема сонячних теплових і комбінованих колекторів у низці міжнародних та українських проектів. Також запропоновано радіатори на основі АКТТ для виробництва промислових світлодіодних світильників марки CS 18 (акт впровадження); АКТТ систем охолодження радіоелектронних приладів СО та СО-1 (акт впровадження); експериментальні моделі теплообмінників-утилізаторів на основі АКТТ; експериментальну партію АКТТ для світлодіодних світильників для автострад; експериментальні зразки АКТТ систем охолодження радіоелектронної апаратури спеціального призначення та експериментальну АКТТ для протиконденсаційної системи холодильника, що є конкурентоспроможними на світовому ринку. Розроблені схемні рішення ресурсозберігаючого обладнання з АКТТ і технологія виготовлення АКТТ відкривають можливість створення зразків

нового покоління і закріплення певного сегмента міжнародного ринку за вітчизняним виробником.

Особистий внесок здобувача. Наукові положення, розробка фізичної моделі теплогідролічних процесів у АКТТ, удосконалення математичної моделі температурного поля АКТТ, розробка аналітичних моделей, моделювання, систематизація, обробка й аналіз експериментальних даних, висновки, що становлять суть дисертації, сформульовані та виконані автором самостійно. Здобувачем особисто запропоновано: ідею підвищення ефективності двофазових теплопередавальних систем наземного застосування за рахунок розділення потоків рідини та пари при використанні алюмінієвих корпусів із канавчатою капілярною структурою; концепцію створення фасадних теплових і комбінованих сонячних енергетичних систем на основі АКТТ; ідею розробки конструкцій систем забезпечення теплових режимів радіоелектронної апаратури наземного застосування на основі АКТТ; основи технології виготовлення АКТТ з теплоносієм аміак, ацетон та пентан для наземного застосування; програми та методики випробувань комбінованих сонячних колекторів і АКТТ для систем забезпечення теплових режимів радіоелектронної апаратури і світлодіодних освітлювальних приладів.

Апробація результатів дисертації. Матеріали дисертаційної роботи та її основні положення доповідалися і обговорювалися на 24-х міжнародних конференціях: міжнародних конференціях та симпозіумах з теплових труб ІНРС (1997, 1999, 2016 рр.); міжнародних семінарах з теплових труб, теплових насосів та холодильників (Мінськ, Білорусь, 1997, 2005, 2008, 2015 рр.); міжнародних форумах «Advanced Building Skins» (Брессаноне, Італія, 2013, 2014 рр.); щорічній VIII Міжнародній конференції «Electronic Cooling Technology» (Стокгольм, Швеція, 2016 р.); XXVIII Європейській конференції та виставці PVSEC (Париж, Франція, 2013 р.); Міжнародній конференції «Australian Solar Cooling» (Сідней, Австралія, 2013 р.); IV Міжнародній конференції «Sustainability in Energy» (Стокгольм, Швеція, 2012 р.); міжнародних науково-практичних конференціях «СИЭТ» (Одеса, Україна, 2005, 2009 – 2012, 2014, 2015 рр.); X Міжнародній конференції «Відновлювальна енергетика XXI століття» (Крим, Україна, 2009 р.); VI Міжнародній конференції «Матеріали та покриття в екстремальних умовах» (Крим, Україна, 2010 р.); Міжнародній конференції «Теплові труби для космічного застосування» (Москва, Росія, 2009, 2012 рр.).

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 45 наукових праць, у тому числі: 25 статей у наукових фахових виданнях (з них 10 – в іноземних фахових виданнях, 2 – у виданнях України, що включені до науково-метричних баз даних), 3 – патенти на винахід (з них один міжнародний), 3 – патенти на корисну модель (з них один міжнародний), 14 тез доповідей в збірниках матеріалів конференцій.

Структура дисертації. Дисертація складається зі вступу, шести розділів, висновків і восьми додатків. Зміст дисертації викладений на 362 сторінках машинописного тексту (основний текст – 311 сторінок), робота містить 139 рисунків, 20 таблиць і 8 додатків, об'єднаних в окремий том (82 сторінки, 52 рисунки, 9 таблиць). Список посилань складається з 465 найменувань літературних джерел.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

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

Перший розділ дисертації присвячено аналізу практичних досягнень у галузі розробки ТТ, призначених для використання в ресурсозберігаючому обладнанні, та огляду досліджень фізичних процесів.

Наукові і технологічні основи ресурсозберігаючого обладнання з ТТ почали формуватися практично з початку ХІХ ст. Основа тематики ТТ та їх використання в ресурсозберігаючому обладнанні була закладна *А. Перкінсоном*, який розробив однофазові герметичні теплообмінні труби, що використовувались у котлах (1836 р.), хлібопекарських печах (1867 р.) і теплообмінниках «газ-газ» (1929 р.). При цьому їх застосування давала економію палива до 25 %. Наступний крок було реалізовано *Дж. Перкінсоном* розробкою двофазових герметичних теплообмінних труб у 1936 р., що являли собою ТС і застосовувались в автомобільних радіаторах *Critchley-Norris*. Використання капілярної структури в таких двофазових теплообмінних трубах та їх застосування в холодильній техніці було описано *Р. Гойглером*. Але вже з незалежного винаходу *Г. Грувера* на початку 1960-х р., що демонстрував основні властивості і переваги ТТ, розпочинаються серйозні дослідження в цій області у всьому світі, включаючи СРСР зокрема й Україну. Представлена робота базується на фундаментальних дослідженнях тепломасообмінних процесів у ТТ різних типів (роботи наукових шкіл *М.К. Безродного*, *Л.Л. Васильєва*, *М.Г. Семени*, *Г.Ф. Смірнова*, *В.Я. Сасіна*, *В.І. Толубінського* та ін.) і досвіді застосування ТТ і двофазових технологій у наземній та космічній техніці (роботи *Б.М. Рассамакіна*, *В.М. Батуркіна*, *О.Г. Бурдо*, *О.Н. Гершуні*, *К.А. Гончарова*, *Г.О. Горбенка*, *В.К. Зарінова*, *J. Alario*, *R. Schlitt*, *C. Ноа* та ін.).

На сьогодні в ресурсозберігаючому обладнанні широко використовуються такі двофазові теплотранспортні системи: міні- та мікро- ТТ з міді в системах забезпечення теплових режимів радіоелектронної апаратури та освітлювальних приладів на основі світлодіодів; мідні ТТ у сонячних теплових колекторах; сталеві ТС в теплообмінниках-утилізаторах; контурні ТТ у системах забезпечення теплових режимів радіоелектронної апаратури. Широке впровадження ТТ в енергоефективному обладнанні обмежене їх вартістю, що безпосередньо залежить від складної технології їх виготовлення. З іншого боку, в системах забезпечення теплових режимів космічних апаратів сьогодні широко використовуються алюмінієві ТТ з канавчатою капілярною структурою (АКТТ) і теплоносієм аміак. Такі ТТ в умовах невагомості мають високу ефективність: достатню величину максимальної теплотранспортної здатності (200 Вт та вище) і низький термічний опір (від 0,02 К/Вт до 0,05 К/Вт). Але практично відсутня інформація щодо їх застосування у наземній техніці. Комплексний аналіз теплотранспортних характеристик, вартості та технології виготовлення показав, що використання АКТТ для створення двофазових теплотранспортних систем з розділенням потоків рідини

та пари можуть мати велику перспективу при їх застосуванні в наземній техніці, зокрема, в ресурсозберігаючих системах (рис. 1).

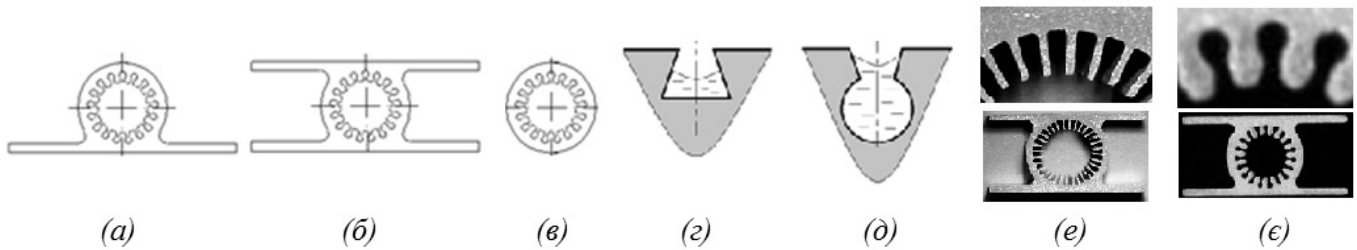


Рис. 1. Перспективні форми профілів та капілярних структур АКТТ для ресурсозберігаючого обладнання: а – з одною полицею; б – з двома полицями; в – круглий; г – трапеційдна канавка; д – Ω -подібна канавка; е – профіль з трапеційдними канавками; е – профіль із Ω -подібними канавками

На основі визначення умов функціонування і технічних вимог було виділено окремі групи ресурсозберігаючого обладнання і визначено найперспективніші наукові та конструкторсько-технологічні напрями їх розробки з АКТТ, зокрема: сонячні плоскі, вакуумовані, комбіновані сонячні колектори та фотоелектричні системи з концентрацією сонячної енергії з робочими температурами від -20 до $+210$ °С; теплообмінники-утилізатори теплоти викидних потоків газів для котельної техніки і систем вентиляції та кондиціонування з робочими температурами від -30 до $+120$ °С; системи охолодження світлодіодних освітлювальних приладів з робочими температурами від 0 до $+90$ °С; холодильні машини з робочими температурами $-40...+60$ °С; силова електроніка, радіоелектронна та комп'ютерна техніка з робочими температурами від 0 до $+90$ °С. Визначено діапазон типових теплових навантажень на АКТТ, який становить $1 - 500$ Вт. Показано актуальність розробки нових перспективних ресурсозберігаючих систем з АКТТ у напрямі підвищення технічної ефективності, надійності та ресурсу при їх наземній експлуатації, зокрема при дії сили тяжіння. Серед нових конструкцій АКТТ, які перспективні для подальшого впровадження, – АКТТ з капілярною структурою у вигляді Ω -подібних та трапеційдних канавок (рис. 1). Завершує розділ постановка основних задач дисертаційної роботи.

У другому розділі дисертації наведено аналіз і результати досліджень інтенсивності теплообміну в АКТТ. Представлено аналіз теплогідролічних процесів у АКТТ, їх впливу та впливу інших факторів на процеси теплообміну в зонах випаровування ті конденсації АКТТ.

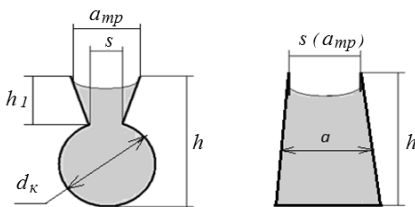


Рис. 2. Геометрія канавок капілярних структур АКТТ

У таблиці наведені загальні характеристики профілів корпусів АКТТ, на основі яких отримано експериментальні результати та проведено їх узагальнення. В основу геометричних розмірів канавок капілярних структур (КС) (рис. 2), насамперед, Ω -подібної, покладені аналітичні та математичні моделі, що базуються на аналізі процесів тепломасоперносу в таких КС. Форма зовнішньої поверхні ТТ визначалася

можливістю їх використання в ресурсозберігаючому обладнанні. Наведені результати базуються на даних, отриманих для понад 100 шт. зразків АКТТ з різними конфігурацією та довжинами зон випаровування і конденсації. Довжини

АКТТ (L) варіювалися від 400 до 3200 мм, довжини зони випаровування (L_v) – від 30 до 750 мм і довжини зони конденсації (L_k) – від 100 мм до 1200 мм.

Таблиця – Профілі АКТТ, на основі яких були проведені дослідження

Зовн. діаметр. $d_{зовн}$, мм	Тип канавки	Кількість канавок. N	Діаметр парового каналу. $d_{пк}$, мм	Діаметр артерії (чи ширина) канавки. $d_k(a)$, мм	Глибина канавки. h , мм
7,5	Ω	12	3,5	0,7	1,1
8	Ω	12	3,6	0,7	1,2
10	Ω	14	5,0	1,0	1,65
10	Трапеція	24	6,1	0,40	0,50
12,5	Ω	16	6,0	1,06	1,75
12,5	Трапеція	30	8,0	0,4	1,5
14	Ω	19	7,5	1,1	1,85
16	Трапеція	32	11,0	0,6	2,2
17	Ω	19	8,6	1,35	2,4

Дослідження теплообміну в зоні випаровування АКТТ проводилися в області теплових навантажень $q = 0,1 \cdot 10^{-4} - 7,0 \cdot 10^{-4}$ Вт/м² для трьох видів теплоносіїв – аміаку, ацетону і пентану. Експериментальні дані відображалися у вигляді залежностей середнього коефіцієнта теплообміну від густини теплового потоку: $\alpha_e = f(q)$. Аналіз отриманих даних показує, що в загальному випадку в залежностях $\alpha_e = f(q)$ для кожного теплоносія можна виділити чотири основні режимні зони (рис. 3): зону «А», що відповідає процесам випаровування (конвективну зону); зону «Б», що відповідає процесу розвиненого бульбашкового кипіння; зону «В», що відповідає процесу перехідного режиму від бульбашкового кипіння до плівкового; зону «Г», що відповідає початку кризових явищ і кризі в зоні випаровування АКТТ.

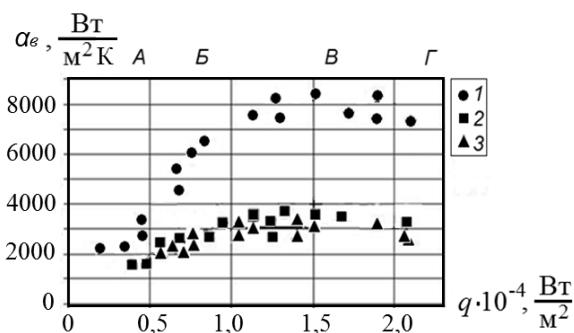


Рис. 3. Порівняння коефіцієнтів теплообміну для АКТТ з $d_{зовн} = 12,5$:

1 – аміак; 2 – ацетон; 3 – пентан

бульбашкового кипіння до плівкового; зону «Г», що відповідає початку кризових явищ і кризі в зоні випаровування АКТТ. На параметри залежностей $\alpha_e = f(q)$, тобто на рівні значень α_e , розміри характерних зон, величини q , за яких відбувається перехід від одного режиму до іншого, впливають такі основні фактори: вид теплоносія; абсолютні значення і співвідношення довжин АКТТ, їх зон випаровування і конденсації; геометричні характеристики поперечного перерізу (профілю) АКТТ.

Властивості теплоносія мають значний вплив на інтенсивність теплообміну. Отже, значно впливають густина рідини і пари, що визначають швидкість відводу

парових бульбашок із канавок; теплопровідність рідини, її в'язкість і поверхневий натяг, які впливають на інтенсивність прогріву пристінних шарів рідини в канавках. Границя переходу до режимів «В» і «Г» багато в чому залежить від в'язкості і поверхневого натягу рідини в канавках. Ці властивості визначають характер руху теплоносія в канавчатій капілярній структурі і, відповідно, швидкість його подачі в зону випаровування.

Було виявлено, що для різних конструкцій АКТТ, а точніше для різних їх довжин L , $L_в$ та $L_к$, однаковим значенням коефіцієнтів теплообміну можуть відповідати різні значення густини теплового потоку. Крім того, може змінюватися і характер самої залежності, зображеної на рис. 3. Так, наприклад, за зоною «А» може відразу починатися зона «В» чи «Г». Тобто процес випаровування відразу переходить у процес перехідного режиму від бульбашкового кипіння до плівкового. На рис. 4 подано результати, отримані для АКТТ із $d_{зов} = 17$ мм: довжина АКТТ – 1500 мм, довжина зони конденсації – 220 мм. Результати наведено для двох довжин зон випаровування і відповідної їм ефективної довжини ($L_{еф}$) АКТТ, що визначається як сума довжини адіабатної зони (L_a) та середнього арифметичного довжин $L_в$ і $L_к$: $L_в = 35$ мм і $L_{еф} = 1375$ мм та $L_в = 210$ мм і $L_{еф} = 1285$ мм. Ефективна довжина АКТТ є їх стандартною геометричною характеристикою. Комплексно з

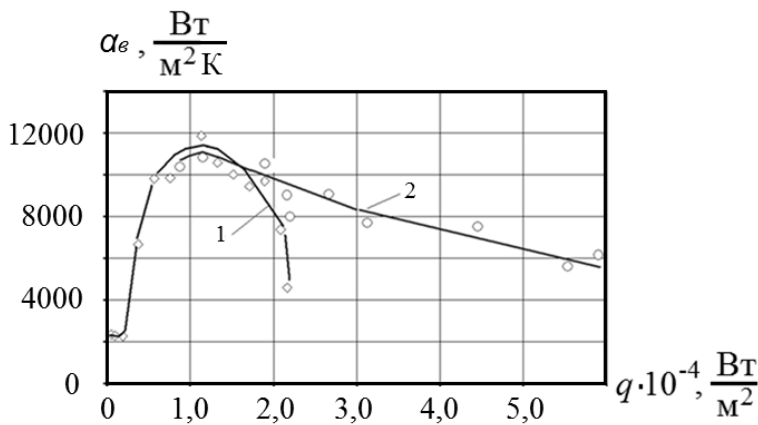


Рис. 4. Залежності $\alpha_в = f(q)$ для АКТТ з $d_{зов} = 17$ мм та теплоносієм аміак:
1 – $L_в = 210$ мм; 2 – $L_в = 35$ мм

властивостями теплоносія цей параметр є визначальним для характеру руху теплоносія в канавчатій капілярній структурі, швидкості його подачі в зону випаровування і виникнення кризових явищ унаслідок часткового чи повного осушення капілярної структури. Результати, наведені на рис. 4, демонструють, що майже за однакових значеннях максимальної переданої теплової потужності (Q_{max}) і ефективної довжини $L_{еф}$ розглянутих АКТТ (відповідно 280

Вт і 1285 мм, 250 Вт і 1375 мм) існують різні залежності $\alpha_в = f(q)$ для кожної з них. Так, для першої АКТТ, з урахуванням її великої довжини зони випаровування і, відповідно, більшої площі теплопідводу, величина густини теплового потоку, що відповідає переходу в режим «Г», значно менша. При такому порівнянні саме ефективні довжини АКТТ є визначальними характеристиками початку осушення їх зон випаровування.

Вплив геометричних характеристик елементів профілю на $\alpha_в$ оцінити повною мірою не вдалося, оскільки розмір найбільш вузької частини канавки (s) і діаметр артерії ($d_к$) в силу технологічних причин практично не варіювалися при істотній зміні інших параметрів: глибини канавки (h), діаметра парового каналу ($d_{нк}$) і зовнішнього діаметра ($d_{зовн}$). Із загального аналізу фізичних процесів у КС впливає, що зменшення розміру s призводить до поліпшення капілярного ефекту і

збільшення подачі рідинної фази в зону випаровування. У той же час це супроводжується погіршенням відведення парової фази з канавок у паровий канал. Умова $s < d$ сприяє скупченню бульбашок пари в місці виходу з артерії, підвищенню тиску і зменшенню інтенсивності пароутворення. По досягненні критичного тиску «парова пробка» виходить у паровий канал, тиск у КС спадає і інтенсивність пароутворення підвищується. Ці процеси мають періодичний характер і викликають пульсації значень α_g . Збільшення діаметра парового каналу $d_{нк}$ покращує умови видалення пари із зони випаровування і сприяє підвищенню інтенсивності теплообміну.

У дослідженнях особлива увага приділялась пошуку узагальненого емпіричного параметра, що найбільш адекватно враховує вплив геометричних характеристик профілю АКТТ на інтенсивність теплообміну. Проведений регресійний аналіз показав, що в розглянутих інтервалах геометричних параметрів АКТТ для зон «Б» і «В» такою величиною є відношення площі перерізу парового каналу $S_{нк}$ до площі перерізу канавки S_k , а для зони «А» – відношення найбільш вузької частини канавки до її висоти s/h_1 .

З використанням отриманих експериментальних даних була розроблена система узагальнених співвідношень, яка лягла в основу інженерної методики розрахунку теплообміну в зоні випаровування АКТТ. Система включає вирази для розрахунку α_g окремо для кожної з трьох актуальних режимних областей «А», «Б» і «В» (див. рис. 3). Такий підхід зумовлений тим, що механізми перенесення теплоти у виділених режимних зонах істотно відрізняються один від одного. Отримати при цьому єдину формулу, зручну для інженерних розрахунків, що охоплює весь діапазон зміни q , не є можливим.

У режимній області «А» (див. рис. 3), що відповідає найменшим тепловим навантаженням, кипіння в КС відсутнє. Рідина випаровується з поверхні менісків, і слабкі конвективні струми в канавках мало позначаються на процесі перенесення теплоти. Їх вплив відчувається лише за значень q , близьких до верхньої межі границі зони «А». У цьому випадку інтенсивність теплообміну визначається насамперед теплопровідністю шару рідини в КС і металевих стінок між канавками. Коефіцієнт теплообміну для АКТТ з Ω -подібною КС може бути визначений за залежністю:

$$\alpha_g = 4,7 \cdot \frac{\lambda_p}{d_k} \cdot \left(\frac{s}{h_1} \right)^{0,12}, \quad (1)$$

де λ_p – коефіцієнт теплопровідності рідини, Вт / (м·К); d_k – діаметр артерії, м; s – розмір найвузьчої частини канавки, м; h_1 – висота найвузьчої частини канавки (висота трапеції), м.

Значення густини теплового потоку (q_g), що розділяє режими «А» і «Б», для теплоносія аміак дорівнює $0,35 \cdot 10^{-4}$ Вт/м², для теплоносіїв ацетон і пентан – дорівнює $0,22 \cdot 10^{-4}$ Вт/м².

У режимах розвиненого бульбашкового кипіння та в перехідному режимі від бульбашкового кипіння до плівкового (режим «В», рис. 3) процес пароутворення проходить по всій поверхні периметра канавок. Методика визначення інтенсивності теплообміну в цих режимах базується на методиці Д.А. Лабунцова, що враховує:

густину теплового потоку, який підводиться до АКТТ; комплекс, що характеризує інтенсивність прогріву пристінних шарів рідини і фактично визначає швидкість виникнення центрів пароутворення; відношення густини пари до різниці густини рідини і пари, що визначає рушійну силу виходу парових бульбашок із КС. Таким чином, вказані комплекси характеризують вплив на інтенсивність теплообміну при кипінні властивостей теплоносія та густини теплового потоку. Також у режимах «Б» і «В» додатково враховуються геометричні розміри профілю АКТТ у вигляді відношення $S_{нк}/S_k$. У загальному вигляді для режиму «Б» (див. рис. 3) рекомендується залежність:

$$\alpha_{\text{БВ}} = 0,025 \cdot (1 - e^{-5q}) \cdot \left(\frac{S_{нк}}{S_k} \right)^{0,95} \cdot \left(\frac{\lambda_p^2}{\sigma \cdot \nu_p \cdot t_s} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\rho_n}{\rho_p - \rho_n} \right)^{0,05} \cdot q^{2/3}, \quad (2)$$

де σ - поверхневий натяг рідини, Н/м²; ν_p - кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини, м²/с; ρ_n - густина пари, кг/м³; ρ_p - густина рідини, кг/м³; t_s - температура насичення, °С.

Значення густини теплового потоку (q_k), що розділяє режими «Б» і «В», для теплоносія аміак дорівнює $1,5 \cdot 10^{-4}$ Вт/м², а для теплоносіїв ацетон і пентан дорівнює $1,1 \cdot 10^{-4}$ Вт/м².

Для режимної зони «В» додатково вводиться коефіцієнт C_e , що враховує гідравлічні і теплові процеси, які знижують інтенсивність теплообміну в зоні випаровування при підвищенні q . Для цієї зони пропонується залежність:

$$\alpha_{\text{БВ}} = 0,025 \cdot \left(\frac{S_{\text{БК}}}{S_k} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\lambda_p^2}{\sigma \cdot \nu_p \cdot t_s} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\rho_n}{\rho_p - \rho_n} \right)^{0,05} \cdot q^{2/3} \cdot C_e, \quad (3)$$

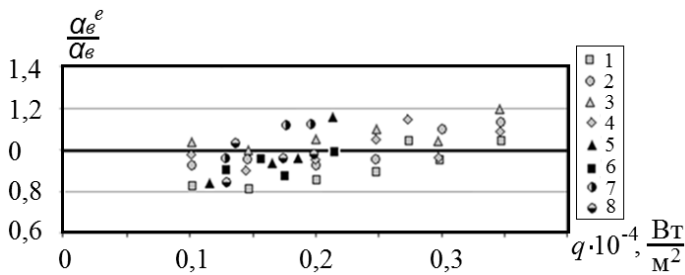
де $C_e = (q/q_k)^{-0,96}$.

Формули (1) – (3) справедливі при відношенні площини канавок до площини корпусу КС, рівній 0,6 ... 0,8.

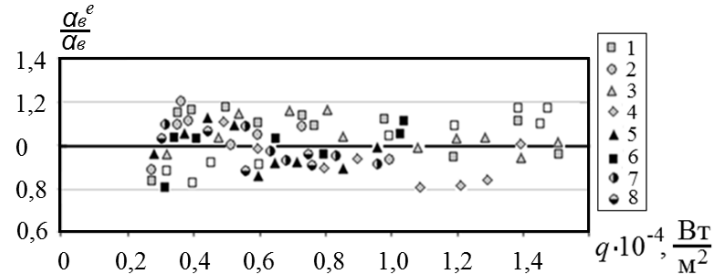
На рис. 5 представлені результати оцінки точності узагальнених формул (1) – (3). Для оцінки використовувалось відношення експериментальних значень α_e^e до значень, що розраховані за формулами (1) – (3) при різних рівнях теплового навантаження q . Як видно з рисунків, розсіювання значень α_e^e/α_e вкладається в межі $\Delta = \pm 20$ %. Режим «Б» є найбільш сприятливим для функціонування АКТТ, – при ньому можна отримати найменші значення її термічного опору.

Ефективна довжина АКТТ визначає межу початку кризових явищ, тобто границю переходу до режимної зони «Г». В інженерній методиці вона враховується у формулі для визначення граничної густини теплового потоку $q_{\text{зр}}$ – границі початку режимної зони «Г»: $q_{\text{зр}} = QL/(L_{\text{эф}} \cdot S_e)$, де QL – максимальна теплотранспортна здатність АКТТ (визначення якої наведено у розділі 4), Вт·м; S_e – площа поверхні теплообміну в зоні випаровування, м².

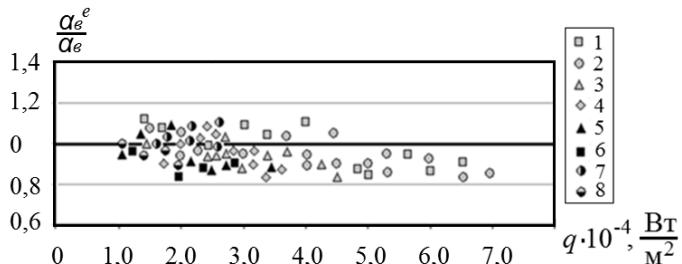
На рис. 6 наведено зіставлення розрахункових даних за формулами (1) – (3) з експериментальними результатами та даними інших авторів.



(a)



(б)



(в)

Рис. 5. Узагальнення експериментальних даних інтенсивності теплообміну в зоні випаровування: а – режим «А»; б – режим «Б»; в – режим «В»; 1 – $d_{зовн} = 17$ мм (аміак); 2 – $d_{зовн} = 14$ мм (аміак); 3 – $d_{зовн} = 12,5$ мм (аміак); 4 – $d_{зовн} = 10$ мм (аміак); 5 – $d_{зовн} = 12,5$ мм (ацетон); 6 – $d_{зовн} = 10$ мм (ацетон); 7 – $d_{зовн} = 12,5$ мм (пентан); 8 – $d_{зовн} = 10$ мм (пентан)

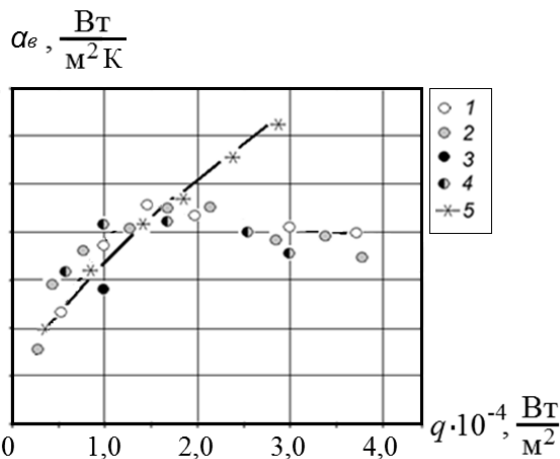


Рис. 6. Середній коефіцієнт теплообміну в зоні випаровування (аміак): 1 – розрахунок за формулами (1) – (3) для АКТТ із $d_{зовн} = 12,5$ мм; 2 – експериментальні дані для АКТТ із $d_{зовн} = 12,5$ мм; 3 – для АКТТ *SABCA* із $d_{зовн} = 11$ мм; 4 – експериментальні дані групи Л.Л. Васильєва для АКТТ *TAS* із $d_{зовн} = 12,5$ мм; 5 – розрахунок за формулами О.Г. Бурдо та Г.Ф. Смірнова.

Результати експериментальних досліджень теплообміну і візуалізації процесів пароутворення і перенесення парової та рідинної фаз теплоносія в зоні випаровування АКТТ можна узагальнити у вигляді фізичної моделі. В основу моделі покладено залежність інтенсивності теплообміну (α) у зоні випаровування АКТТ від густини теплового потоку (q), яка є однією з найбільш важливих характеристик АКТТ. Цю залежність за характером і рівнем інтенсивності процесів теплопереносу можна розділити на чотири основні зони (рис. 7).

1. Зона «А» відповідає найменшим значенням q і характеризується мінімальною, практично незмінною, інтенсивністю теплообміну. Так, для АКТТ, заправлених аміаком, густина теплового потоку в зазначеній зоні не перевищує $0,3 \cdot 10^{-4}$ Вт/м², а значення коефіцієнтів теплообміну обмежене величиною приблизно 3000 Вт/м². За таких значень q мають місце процеси випаровування з поверхні рідини, що заповнює канавки АКТТ. Основу термічного опору в процесі перенесення теплоти становить термічний опір теплопровідності шару цієї рідини. Конвекційні струми, які утворюються в ньому, малоінтенсивні і практично не впливають на процеси перенесення. Тому при розглянутому режимі застосування поняття «тепловіддача» досить умовне, оскільки перенесення теплоти здійснюється в основному шляхом теплопровідності. Роль конвекційних потоків підвищується із

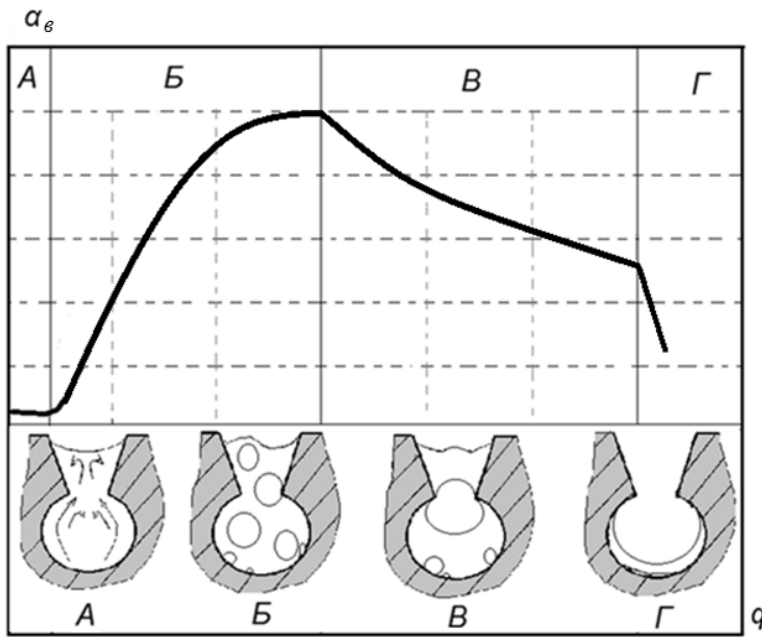


Рис. 7. Узагальнена схема теплогідравлічних процесів в АКТТ

сповільнюється при наближенні до границі зон «Б» і «В». Процес теплопереносу проходить з формуванням центрів пароутворення (ЦПУ). При підвищенні густини теплового потоку кількість ЦПУ зростає, зростає кількість парових бульбашок та швидкість їх відведення. Це призводить до інтенсивного перемішування рідини в канавках і до значного зростання коефіцієнту теплообміну.

3. Зона «В» відповідає процесу перехідного режиму від бульбашкового кипіння до плівкового. Характеризується тенденцією зменшення величин коефіцієнтів теплообміну з підвищенням густини теплового потоку. В АКТТ, заправлених аміаком, коефіцієнти теплообміну α_e можуть спадати від $12000 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ до $4000 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ і нижче. При цьому спостерігаються істотні коливання значень коефіцієнтів теплообміну, амплітуда яких може досягати $2000 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ і вище. Ці коливання пов'язані з проблемами виходу підвищеної за обсягом парової фази в паровий канал через вузький зазор («пережим»), який пов'язує циліндричну і верхню частини канавки КС. Крім цього, збільшення розмірів парової бульбашки сприяє витісненню частини рідини із зони випаровування в адіабатну зону АКТТ (рис. 8, а). В результаті значення α_e зменшуються. Все це відбувається до того часу, поки тиск в артерії не стане достатнім для подолання гідродинамічного опору «пережиму». Після досягнення такого тиску (перепаду тисків) парова бульбашка виходить з канавки в паровий канал (рис. 8, б) і тиск в зоні пароутворення різко зменшується. Це своєю чергою викликає різке зворотнє закидання «снаряда» рідини в зону нагріву з адіабатної зони. Кількість ЦПУ, а разом і з нею й інтенсивність теплообміну, знову збільшується. Процес набуває циклічного характеру. Частота коливань контрольованих значень актуальних величин залежить від густини теплового потоку і геометричних розмірів КС і може досягати 5 коливань за секунду. Входження в зону «В» є «сигналом» плавного переходу АКТТ у кризову область. Функціонування АКТТ при теплових навантаженнях, характерних для зони «В», є стабільним, але небажаним.

зростанням густини теплового потоку: вони стають інтенсивнішими, що своєю чергою інтенсифікує процес випаровування з поверхні меніска.

2. Зона «Б» на більшій частині відповідає процесу розвиненого бульбашкового кипіння і характеризується різким зростанням коефіцієнту теплообміну щодо рівня, характерного для зони «А». Для АКТТ, заправлених аміаком, величина коефіцієнтів теплообміну може досягати 12000 Вт/м^2 і вище. Зростання коефіцієнтів теплообміну

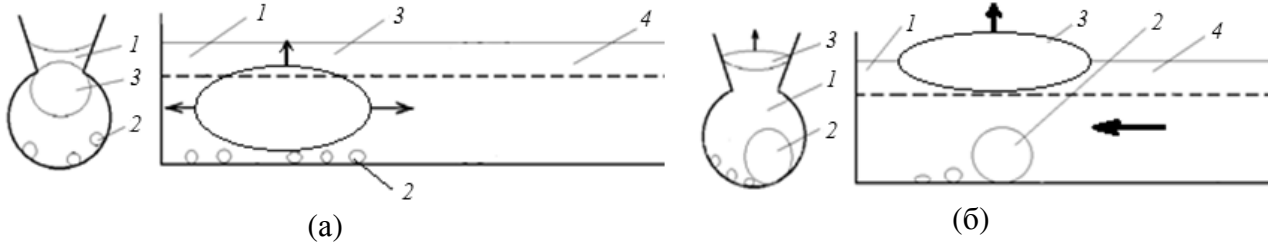


Рис. 8. Флуктуації подачі рідини з адіабатної зони в зону випаровування:
 а – ріст і зупинка парової бульбашки, витіснення рідини в адіабатну зону; б – вихід парової бульбашки в паровий канал, повернення рідинного "снаряду" в зону випаровування;
 1 – рідина в зоні випаровування; 2 – ЦПУ; 3 – парова бульбашка; 4 – снаряд рідини

4. Зона «Г» характеризує початок кризових явищ і самої кризи теплообміну в зоні нагріву АКТТ (рис. 9). Вона визначається виникненням плівкового кипіння в більшості випадків за рахунок гідравлічних обмежень капілярної структури.

Теплообмін при конденсації на поверхні з КС істотно відрізняється від умов теплообміну на гладкій поверхні. Так, на КС відбувається конденсація насиченої пари з одночасним відтоком конденсату за допомогою капілярних сил, а теплота відводиться через тонкий шар теплопровідної структури. Особливістю при конденсації теплоносія в АКТТ, тобто безпосередньо в канавчатій КС, є те, що вся поверхня теплопередачі може бути вкрита шаром конденсату чи його тонкою плівкою, товщина якої залежить як від інтенсивності самого процесу конденсації, так і від кількості рідини в канавках. Крім того, істотний внесок в інтенсивність теплообміну в зоні конденсації робить взаємодія потоків рідини та пари.

При горизонтальному розміщенні АКТТ (рис. 9) на теплоносії у канавках діють лише капілярні сили, а силою тяжіння можна знехтувати. В загальному випадку інтенсивність відводу конденсату до зони випаровування буде визначатися капілярними силами, гідравлічним опором руху теплоносія в канавці та взаємодією рідинної та парової фаз теплоносія. Для Ω -подібної канавки капілярний напір визначається різницею капілярних тисків, що сформовані менісками в зонах випаровування та конденсації АКТТ.

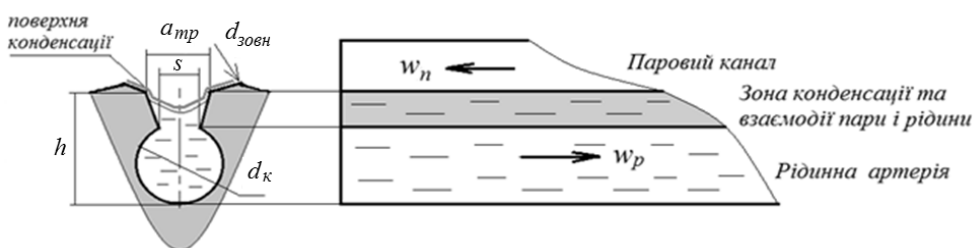


Рис. 9. До постановки задачі визначення коефіцієнтів теплообміну в зоні конденсації АКТТ

Гідравлічний опір залежить від величини гідравлічного перерізу КС. Але, зокрема, для Ω -подібної канавки він визначається площею артерії. Взаємодія рідинної та парової фаз теплоносія напряму залежить від процесів на лінії розділу парового каналу та перетину канавок. Основними факторами при цьому є швидкість руху пари в паровому просторі та ширина верхньої частини канавки ($a_{тр}$), яка визначає поверхню взаємодії фаз теплоносія. Зниження температури насичення

теплоносія та збільшення теплового потоку, що передається (Q) АКТТ, призводять до збільшення швидкості руху пари та часткового гальмування рідини в канавках.

Властивості теплоносіїв також суттєво впливають на інтенсивність процесів теплообміну в зоні конденсації. Як показав аналіз експериментальних даних для теплоносія аміак, середні коефіцієнти теплообміну при конденсації (α_k) можуть дорівнювати 7000 – 11000 Вт/м², для пентану – 1500 – 3000 Вт/м², для ацетону – 2000 – 3500 Вт/м².

У методиці розрахунку інтенсивності теплообміну в зоні конденсації АКТТ для врахування дії капілярних сил використовується число Пуазейля (Po), що визначає відношення капілярного напору до в'язкісних втрат у канавці. Для врахування гальмування рідини парою використовується число Вебера (We). Число Вебера слугує мірою захоплення рідини за рухомим у ній тілом. Таким чином, його можна розглядати відносно системи «пар – рідина». У цьому випадку середній коефіцієнт теплообміну в зоні конденсації може бути визначений відповідно до залежності:

$$Nu = 3.4 \cdot Po^{0,12} \cdot We^{-0,1} \quad (4)$$

Формула (4) справедлива для АКТТ з Ω -подібною КС та з $d_{зovн}$ від 7,5 до 17 мм і густиною теплового потоку від $0,5 \cdot 10^{-4}$ до $5,0 \cdot 10^{-4}$ Вт/м². У формулі для числа Nu як характерний розмір використовується відношення глибини канавки h до числа канавок N , для Po – діаметр її артерії (d_k), а для We – ширина верхньої утворюючої трапеції канавки (a_{mp}).

На рис. 10 наведено узагальнення експериментальних даних. Для оцінки використовувалось відношення експериментальних значень Nu^e до значень, що розраховані за формулою (4) при різних рівнях теплових навантажень q . Як видно з рисунка, розсіювання значень Nu^e/Nu укладається в межах $\Delta = \pm 20\%$.

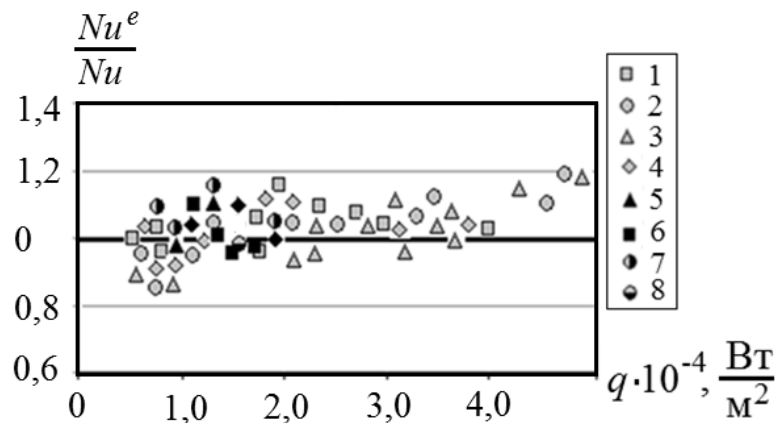


Рис. 10. Узагальнення експериментальних даних інтенсивності теплообміну в зоні конденсації АКТТ з теплоносієм аміак відповідно до формули (4):

1 – $d_{зovн} = 17$ мм; 2 – $d_{зovн} = 14$ мм;
3 – $d_{зovн} = 12,5$ мм; 4 – $d_{зovн} = 10$ мм;
з теплоносієм ацетон: 5 – $d_{зovн} = 12,5$ мм;
6 – $d_{зovн} = 10$ мм; з теплоносієм пентан:
7 – $d_{зovн} = 12,5$ мм; 8 – $d_{зovн} = 10$ мм

Для визначення середніх коефіцієнтів теплообміну в зоні конденсації α_k для АКТТ з трапецоїдною КС, а також для АКТТ з Ω -подібною КС можна використовувати модифікований аналітичний розв'язок Нуссельта:

$$\alpha_k = 0,385 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda_p^3 \cdot r \cdot (\rho_{II} - \rho_p) g}{\nu_p \cdot \Delta T \cdot d_{нк}}}, \quad (5)$$

де ΔT – температурний перепад ($t_s - t_{стінки}$), °C; $d_{нк}$ – діаметр парового каналу, м; g – прискорення вільного падіння, м/с².

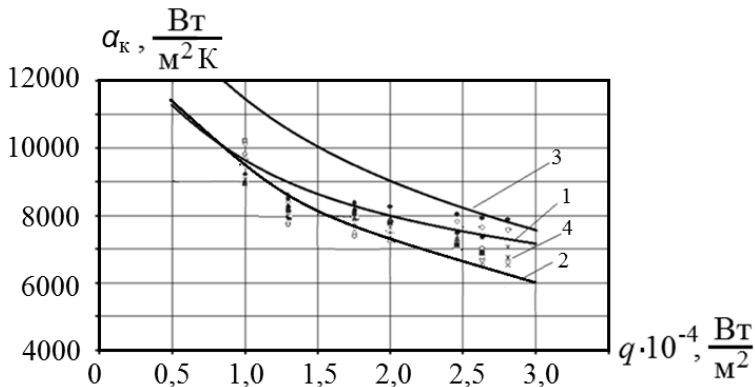


Рис. 11. Інтенсивність теплообміну в зоні конденсації АКТТ із $d_{зовн} = 12,5$ мм (аміак):
1 – формула (4); 2 – формула (5); 3 – кореляція авторів *H.S. Wang* та *J.W. Rose*;
4 – експериментальні дані

густині теплового потоку в діапазоні від $0,3 \cdot 10^{-4}$ до $2,0 \cdot 10^{-4}$ Вт/м² для АКТТ з трапецоїдною та Ω -подібною КС, а формулу (4) доцільно використовувати при густині теплового потоку в діапазоні від $0,5 \cdot 10^{-4}$ до $5,0 \cdot 10^{-4}$ Вт/м² тільки для АКТТ із Ω -подібною КС.

У випадку функціонування АКТТ в режимі ТС, тобто при перевищенні зони конденсації над зоною випаровування, сила тяжіння сприяє поверненню теплоносія до зони випаровування, а капілярні сили гальмують цей процес. При конденсації пари в канавках утворюються «снаряди» рідини, які рухаються під дією сили тяжіння до зони випаровування.

Постійний відвід сконденсованого теплоносія звільняє поверхню канавок, що підвищує інтенсивність конденсації (рис. 12). Це зумовлено збільшенням площини конденсації та зменшенням шару рідини в канавках. Також виявлено, що для АКТТ з Ω -подібною канавкою підвищення коефіцієнта теплообміну при збільшенні кута нахилу може досягати до 60 %. Для АКТТ із трапецоїдною канавкою – до 100 % залежно від їх геометричних розмірів. Чим меншими є глибина канавки h та її ширина a чи діаметр d_k , тим більше зростає коефіцієнт теплообміну при збільшенні кута нахилу. В режимі ТС для розрахунку середніх коефіцієнтів теплообміну в зоні конденсації можна використовувати залежність:

$$\alpha_K^{IV} = \alpha_K \cdot (1 + \sin(\varphi))^{0,43}, \quad (6)$$

Експериментальні дані з відхиленням ± 20 % корелювалися з розрахунковою формулою (5) в діапазоні густин теплового потоку від $0,3 \cdot 10^{-4}$ до $2,0 \cdot 10^{-4}$ Вт/м². Розбіжність зумовлен похибкою прямих та непрямих вимірів.

На рис. 11 наведено зіставлення розрахункових даних за формулами (4) та (5) з експериментальними результатами та даними інших авторів. Аналіз показав, що можна рекомендувати застосування формули (5) при

густині теплового потоку в діапазоні від $0,3 \cdot 10^{-4}$ до $2,0 \cdot 10^{-4}$ Вт/м² для АКТТ з трапецоїдною та Ω -подібною КС, а формулу (4) доцільно використовувати при густині теплового потоку в діапазоні від $0,5 \cdot 10^{-4}$ до $5,0 \cdot 10^{-4}$ Вт/м² тільки для АКТТ із Ω -подібною КС.

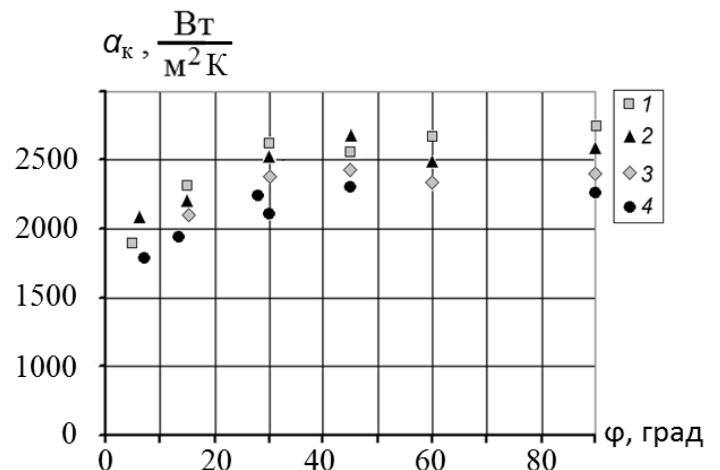


Рис. 12. Вплив кута нахилу на значення коефіцієнтів теплообміну в зоні конденсації АКТТ з $d_{зовн} = 10$ (пентан) при q :
1 – $0,6 \cdot 10^{-4}$ Вт/м²; 2 – $1,2 \cdot 10^{-4}$ Вт/м²;
3 – $1,5 \cdot 10^{-4}$ Вт/м²; 4 – $1,8 \cdot 10^{-4}$ Вт/м²

підвищення коефіцієнта теплообміну при збільшенні кута нахилу може досягати до 60 %. Для АКТТ із трапецоїдною канавкою – до 100 % залежно від їх геометричних розмірів. Чим меншими є глибина канавки h та її ширина a чи діаметр d_k , тим більше зростає коефіцієнт теплообміну при збільшенні кута нахилу. В режимі ТС для розрахунку середніх коефіцієнтів теплообміну в зоні конденсації можна використовувати залежність:

де α_k – коефіцієнт теплообміну за формулами (4) і (5); φ – кут нахилу АКТТ.

На основі отриманих залежностей були побудовані номограми (рис. 13) для визначення загального температурного перепаду по АКТТ.

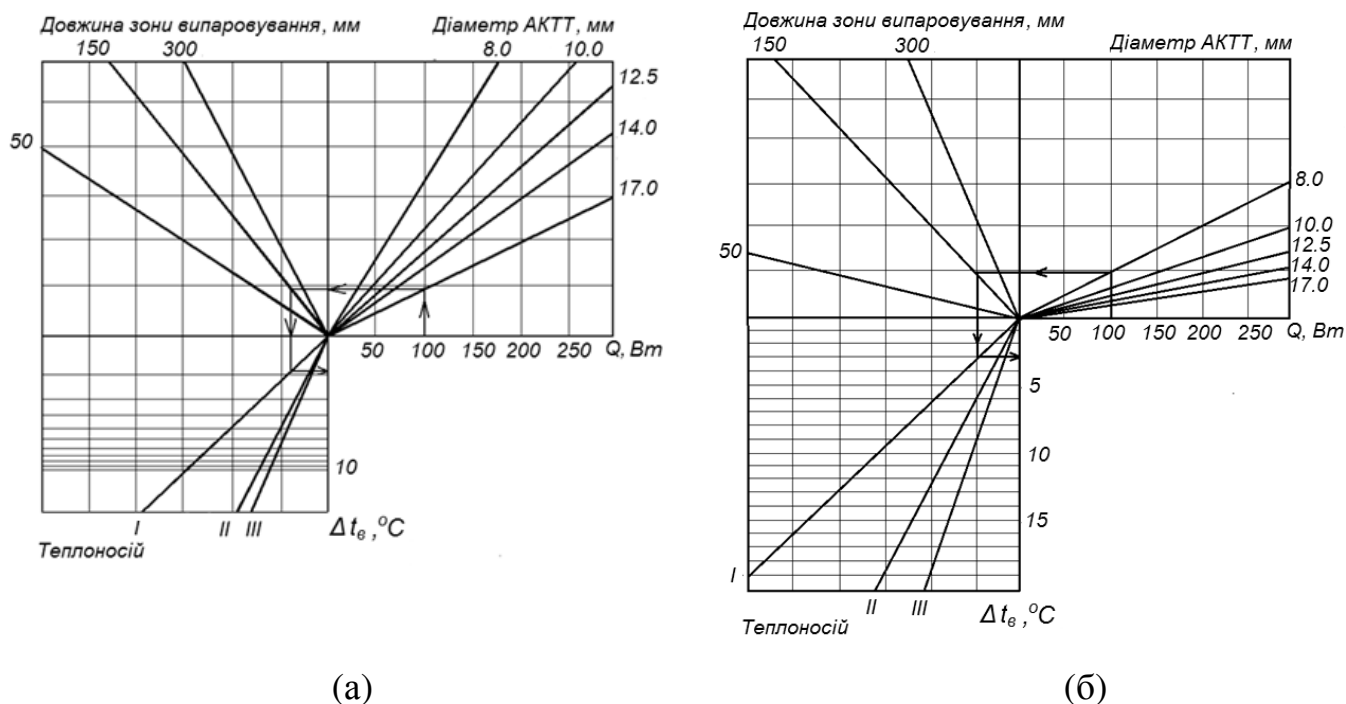


Рис. 13. Номограми для визначення температурних перепадів у зонах випаровування (а) та конденсації (б) АКТТ при горизонтальному їх розміщенні для теплоносіїв аміак (I), ацетон (II), пентан (III)

У третьому розділі наведено аналіз результатів досліджень температурного поля та термічного опору АКТТ. Дослідження були спрямовані на аналіз впливу таких факторів: форма КС (трапеціодна та Ω -подібна), її геометричні розміри, тип теплоносія (аміак, ацетон, пентан), довжини L , L_e та L_k , кут нахилу АКТТ, температурний рівень функціонування АКТТ.

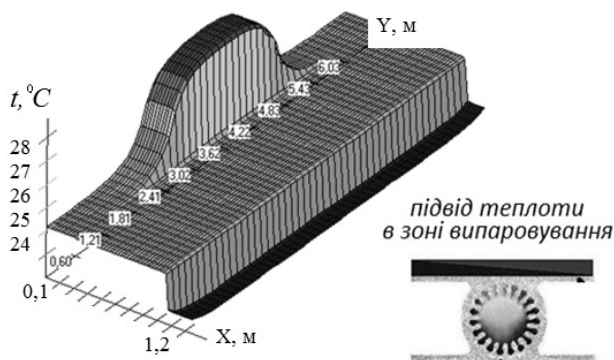


Рис. 14. Приклад результатів моделювання температурного поля АКТТ із $d_{зовн} = 12,5$ мм (аміак) при тепловому потоці, що передається, 135 Вт

Удосконалена математична модель температурного поля АКТТ, що була запропонована Б.М. Рассмакіним дає змогу кількісно оцінити вплив нерівномірного підводу та відводу теплоти на температурне поле, що дає можливість більш точно визначати максимальну можливу температуру під теплонавантаженим елементом, який охолоджується АКТТ. На рис. 14 подано приклад результатів моделювання АКТТ. Результат розрахунку відображає

врахування нерівномірного підводу теплоти до корпусу АКТТ, що визначається розміщенням імітатора теплового потоку на одній із двох полиць АКТТ.

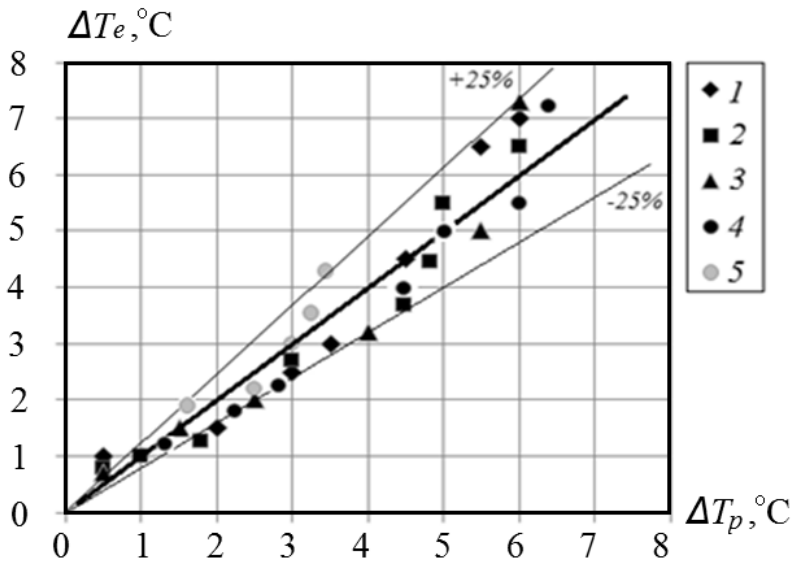


Рис. 15. Відхилення між експериментальними та розрахунковими значеннями температурних перепадів по АКТТ із $d_{зовн}$:
1 – 17 мм; 2 – 16 мм; 3 – 14 мм; 4 – 12,5 мм;
5 – 10 мм

На рис. 15 відображені результати порівняння розрахункових даних, отриманих обчисленнями за наведеною моделлю (ΔT_p), і температурних перепадів, отриманих за результатами експериментальних досліджень (ΔT_e). Можна відзначити, що математична модель дає можливість розраховувати температурне поле АКТТ з похибкою не більше $\pm 25\%$. Похибка зумовлена використанням в математичній моделі емпіричних залежностей (1)–(6) для визначення коефіцієнтів теплообміну в зонах випаровування та конденсації АКТТ. Таким чином, отримані

нові дані можна вважати достовірними для широкого інтервалу теплової потужності.

Виявлено підвищення температурного перепаду ΔT при зменшенні $d_{зовн}$ АКТТ. Так, для теплового потоку $Q = 50$ Вт різниця температурного перепаду між АКТТ із $d_{зовн} = 10$ і 17 мм становить 0,5 – 0,8 °C. З підвищенням теплового потоку ця різниця зростає. Так, при $Q = 150$ Вт $\Delta T = 1,5$ – 1,8 °C. Причина полягає в різниці величин коефіцієнтів теплообміну в зонах випаровування та конденсації АКТТ залежно від $d_{зовн}$, а також у різній густині теплового потоку q .

З іншого боку, наведена математична модель не враховує впливу комбінації розміщення зон випаровування і конденсації однієї відносно іншої та розміщення самої АКТТ у полі сили тяжіння. Додаткові випробування й аналіз їх результатів показав, що такий вплив є істотним. Розміщення АКТТ у полі сили тяжіння визначає характер заповнення КС теплоносієм в АКТТ. Таким чином, КС може бути частково осушеною (розміщення зони підводу теплоти чи її відводу «зверху»), оптимально заповненою (розміщення «збоку») та залитою (розміщення «знизу» та формування «калюжі»). Тобто процеси випаровування, кипіння чи конденсації можуть проходити на осушених, заповнених чи залитих канавках.

На рис. 16 наведені результати експериментальних даних щодо впливу комбінації розміщення зони підводу теплоти та розміщення самої АКТТ у полі сили тяжіння на характер температурного поля по перерізу профілю АКТТ із $d_{зовн} = 14,0$ мм, заправленої аміаком. При цьому максимальна теплотранспортна здатність (QL) АКТТ дорівнювала 220 Вт·м. Схема розміщення «А» відповідає оптимально заповненим канавкам, а схема «Б» – осушеним канавкам. Дані дослідження показали, що оптимальним варіантом є розміщення зон «збоку», яке відповідає оптимально заправленій КС та умовам експлуатації АКТТ у невагомості.

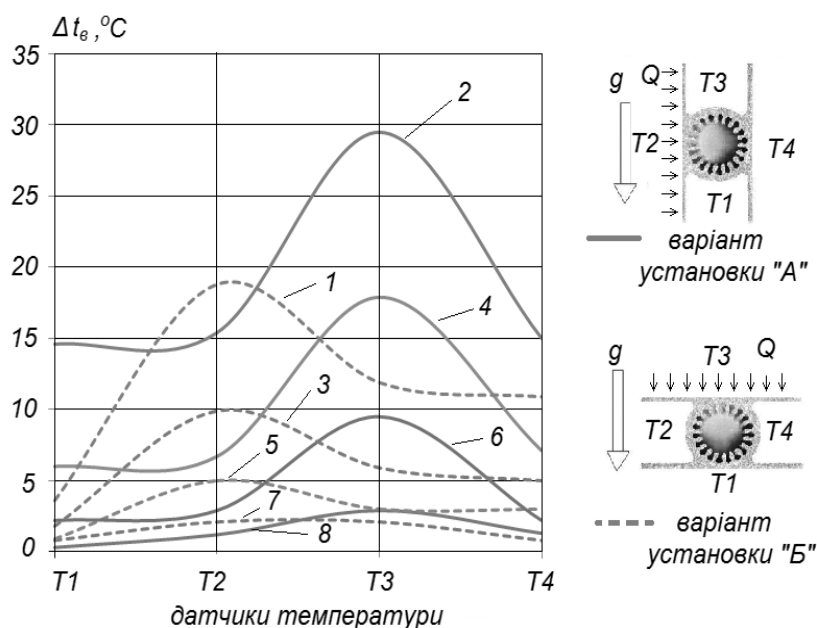


Рис. 16. Температурний перепад між температурою стінки профілю в зоні випаровування і температурою пари в залежності від розміщення зони підводу теплоти на профілі АКТТ та відносно поля сили тяжіння відповідно до схем розміщення «А» та «Б»: 1, 2 – при 200 Вт; 3, 4 – при 150 Вт; 5, 6 – при 100 Вт; 7, 8 – при 50 Вт

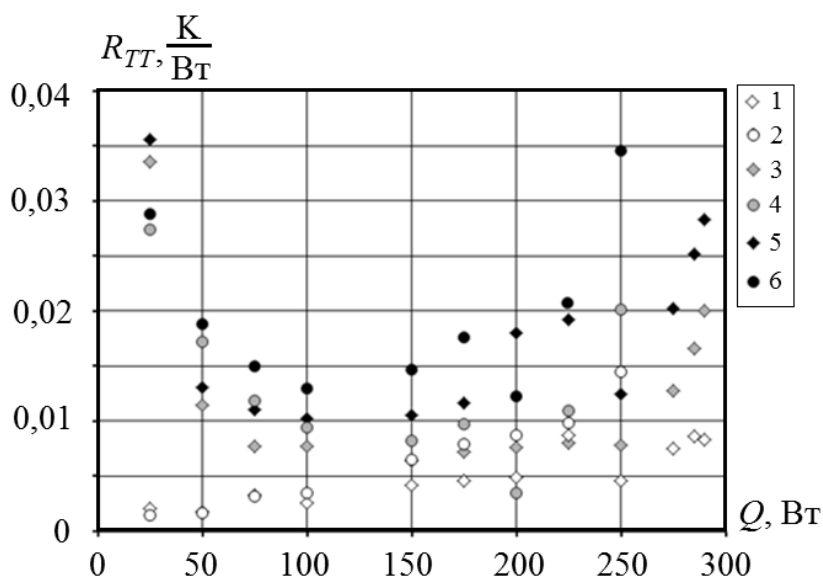


Рис. 17. Термічний опір АКТТ, заправлених аміаком, при горизонтальному розміщенні:
1, 3, 5 – для АКТТ із $d_{зовн} = 17$ (Ω-подібна канавка) відповідно для зон випаровування, конденсації та загальний термічний опір; 2, 4, 6 – термічний опір АКТТ із $d_{зовн} = 16$ (трапецоїдна канавка) відповідно для зон випаровування, конденсації та загальний термічний опір

Однією з важливих характеристик ТТ є їх термічний опір (R_{TT}), що визначається як відношення температурного перепаду ΔT до теплового потоку Q , який передається. В ході численних експериментальних досліджень виявлено зменшення термічного опору АКТТ при збільшенні їх зовнішніх діаметрів $d_{зовн}$, що пояснюється підвищенням інтенсивності процесів теплообміну в зонах випаровування та конденсації.

На рис. 17 наведено порівняльний аналіз впливу інтенсивності теплообміну в зонах випаровування та конденсації на термічний опір R_{TT} . Виявлено, що інтенсивність теплообміну в зоні випаровування практично не впливає на загальний термічний опір R_{TT} при функціонуванні ТТ в докризовій зоні ($Q < 150$ Вт, що складає приблизно 50 % від QL).

Вплив властивостей теплоносіїв на термічний опір є закономірним з урахуванням того, що він безпосередньо залежить від процесів теплообміну в АКТТ.

На рис. 18 наведені результати досліджень, які були отримані для АКТТ із $d_{зовн} = 7,5$ мм, розміщеної під кутом 45° при її функціонуванні в режимі ТС.

Кут нахилу – це один із основних факторів, що впливають на процеси

теплообміну в АКТТ, зокрема в зоні конденсації, і, як результат, на термічний опір. Від кута нахилу залежить насамперед інтенсивність подачі рідини в зону випаровування із зони конденсації.

Аналіз результатів показав, що при перевищенні зони випаровування над зоною конденсації, тобто при функціонуванні АКТТ проти сили тяжіння, доцільно використовувати трапеціодну КС. КС такого типу краще утримує рідину при значних кутах нахилу. При горизонтальному розташуванні не виявлено значної переваги тієї чи іншої форми КС. У випадку функціонування АКТТ у режимі ТС збільшення кута нахилу інтенсифікує відтік рідини із зони конденсації, вивільнюючи площу для конденсації пари та підвищуючи коефіцієнт теплообміну. Додатково враховуючи взаємодію потоків рідини та пари, Ω -подібна КС більше запобігає процесам гальмування рідини парою. Таким чином, у цьому випадку використання Ω -подібної КС є доцільнішими.

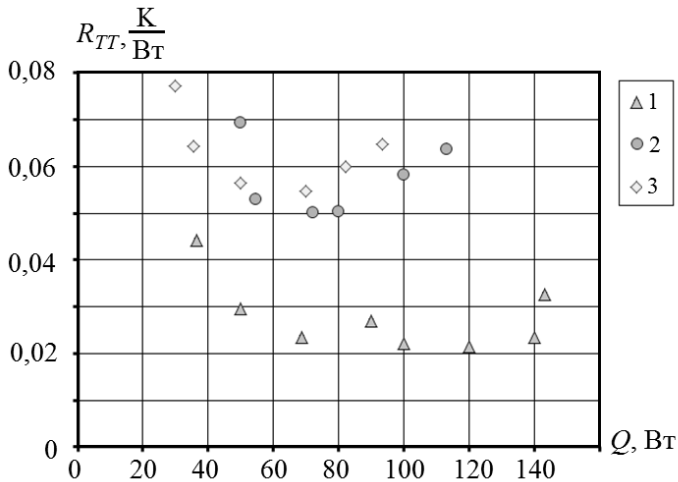


Рис. 18. Залежність загального термічного опору від теплової потужності, що передається, для АКТТ, розміщеної під кутом 45° (режим ТС):
1 – аміак; 2 – ацетон; 3 – пентан

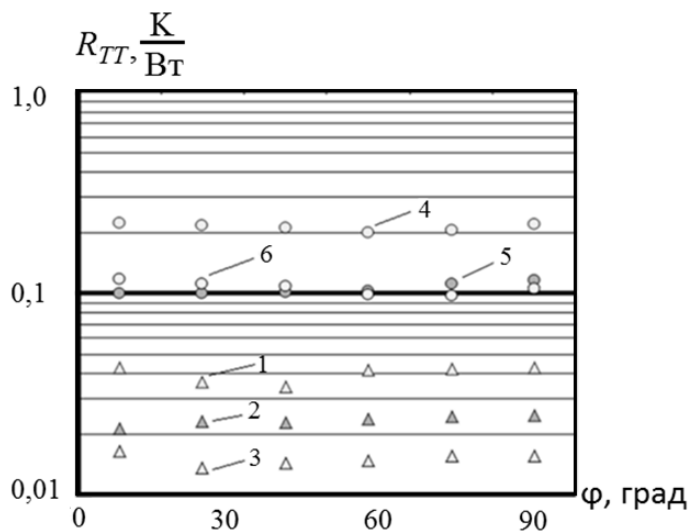


Рис. 19 – Вплив наявності канавчатої КС:
1, 2, 3 – на загальний і термічні опори в зонах випаровування та конденсації в АКТТ з Ω -подібною канавкою; 4, 5, 6 – на загальний і термічні опори в зонах випаровування та конденсації ТС

На рис. 19 наведено порівняння термічного опору для АКТТ з Ω -подібною канавкою і звичайного ТС. Результати на рис. 19 показують, що АКТТ із КС має значно нижчий термічний опір ніж звичайні ТС. Це пов'язано з більш інтенсивним перебігом процесів теплообміну в зонах випаровування та конденсації. Але основне зниження термічного опору є результатом підвищення площі теплообміну в зонах випаровування та конденсації за рахунок канавок.

Для термічного опору можна виділити такі режимні зони:
1. Зниження термічного опору при кутах нахилу $\varphi < 25^\circ - 30^\circ$. Сконденсована рідина транспортується до зони випаровування, але додатково існує ймовірність спадання частини рідини з верхніх канавок та утворення «струмка». Збільшення кута нахилу сили тяжіння інтенсифікує процес відводу рідини із зони конденсації.

Для термічного опору можна виділити такі режимні зони:

1. Зниження термічного опору при кутах нахилу $\varphi < 25^\circ - 30^\circ$. Сконденсована рідина транспортується до зони випаровування, але додатково існує ймовірність спадання частини рідини з верхніх канавок та утворення «струмка». Збільшення кута нахилу сили тяжіння інтенсифікує процес відводу рідини із зони конденсації.

2. Сповільнення зниження термічного опору при кутах нахилу $\varphi = 25^\circ - 30^\circ$. Виникає ймовірність накопичення рідини в зоні конденсації, що утримується паром, а також знижується ймовірність спадання частини рідини з верхніх канавок.

3. Підвищення термічного опору при кутах нахилу $\varphi > 25^\circ - 30^\circ$. Існує ймовірність накопичення рідини в зоні конденсації та перекривання її, спадання рідини з верхніх канавок припиняється, сконденсована рідина розповсюджується більш рівномірно по канавках.

4. Уповільнення росту термічного опору при кутах нахилу до $\varphi > 55^\circ - 65^\circ$. Сконденсована рідина розповсюджується рівномірно по канавках і транспортується до зони випаровування.

На основі експериментальних даних запропонована емпірична залежність для розрахунку загального термічного опору АКТТ із канавчатою КС, що розміщена горизонтально та в режимі ТС при кутах нахилу від 0° до 5° :

$$R_{TT} = C_T \cdot \cos(1 - 0,006 \cdot Q)^{-4,1} \cdot \left(\frac{Q}{S_{np}} \right)^{0,43}, \quad (7)$$

де Q – тепловий потік, що передається, Вт; S_{np} – площа перерізу АКТТ, що визначається за діаметром нарізки (d_{np}) КС, м²; C_T – коефіцієнт, що враховує властивості теплоносія ($0,58 \cdot 10^{-4}$ для аміаку, $1,4 \cdot 10^{-4}$ для пентану й ацетону).

У разі функціонування АКТТ у режимі ТС при кутах нахилу від 5° до 60° загальний термічний опір може бути розрахований за формулою:

$$R_{TT}^\varphi = 0,82 \cdot R_{TT} \cdot (1 + \sin 3\varphi)^{-0,38}, \quad (8)$$

де R_{TT} – загальний термічний опір АКТТ за формулою (7), К/Вт.

При куті нахилу від 60° до 90° загальний термічний опір АКТТ можна розрахувати за формулою:

$$R_{TT}^\varphi = 0,82 \cdot R_{TT} \cdot \quad (9)$$

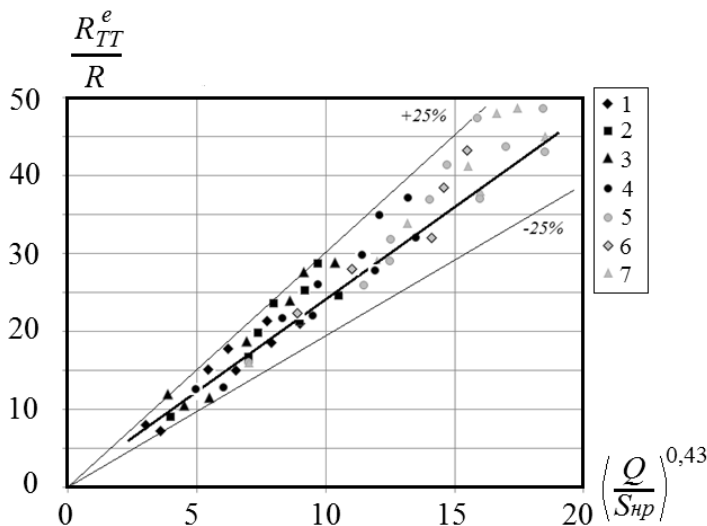


Рис. 20. Узагальнення експериментальних даних загального термічного опору АКТТ:

- 1 – $d_{зovн} = 17$ мм (аміак);
- 2 – $d_{зovн} = 14$ мм (аміак);
- 3 – $d_{зovн} = 12,5$ мм (аміак);
- 4 – $d_{зovн} = 10$ мм (аміак);
- 5 – $d_{зovн} = 8$ мм (аміак);
- 6 – $d_{зovн} = 12,5$ мм (ацетон);
- 7 – $d_{зovн} = 12,5$ мм (пентан)

Узагальнення експериментальних даних як відношення експериментального загального термічного опору АКТТ до значення $R = \cos(1 - 0,006Q)^{-4,1}$ наведене на рис. 20. Розсіювання значень R_{TT}^e/R укладається в межах $\Delta = \pm 25\%$ при теплових

потоках $Q < 0,7QL$. На рис. 21 подано зіставлення результатів розрахунку за формулою (7) з експериментальними даними та даними інших авторів. Формула (7) може бути застосована для визначення термічного опору АКТТ із $d_{зовн}$ від 7,5 до 17 мм за теплової потужності, що передається АКТТ, від $0,1Q_{max}$ до $0,7Q_{max}$, але не більшої ніж 230 Вт.

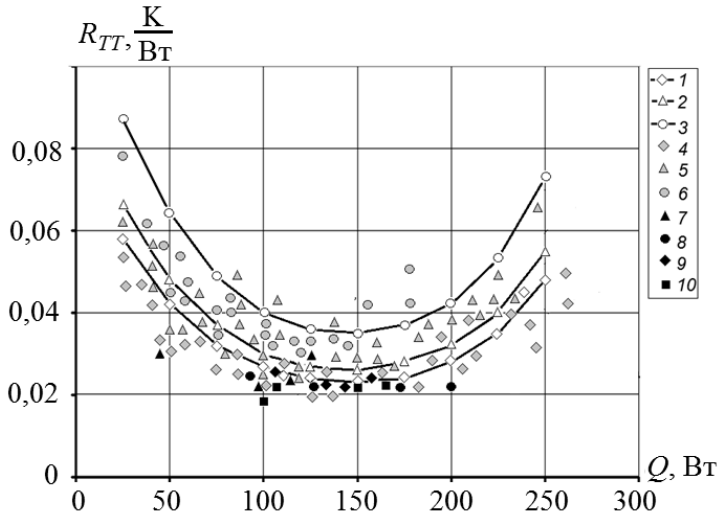


Рис. 21. Загальний термічний опір АКТТ (аміак) залежно від теплової потужності:

- 1, 2, 3 – розрахунок за формулою (7) відповідно для АКТТ із $d_{зовн} = 17, 14, 12,5, 10$ мм;
 4, 5, 6 – експериментальні дані відповідно для АКТТ із $d_{зовн} = 17, 14, 12,5, 10$ мм; 7, 8, 9, 10 – результати інших авторів для АКТТ відповідно з діаметрами 20, 14, 12,5, 22 мм

потоку, що передається АКТТ, при її горизонтальному розміщенні чи при перевищенні зони випаровування над зоною конденсації. Якщо з гідравлічних причин (недостатність капілярного напору, унос парою рідини чи її гальмування, недостатня кількість теплоносія чи комплексний вплив цих факторів) неможливо забезпечити необхідний масовий потік теплоносія для відведення заданого теплового потоку, то в АКТТ існує криза з гідравліки, яка супроводжується осушенням частини або всієї зони випаровування та різким підвищенням температури. У цих випадках основним фактором, що впливає на здатність АКТТ функціонувати, є геометрія КС.

Значно впливають на максимальну теплотransпортну здатність QL властивості теплоносіїв. На рис. 22 наведені результати експериментальних досліджень АКТТ із $d_{зовн} = 17$ і $12,5$ мм з різними теплоносіями: аміаком, ацетоном та пентаном. Результати показують, що найкращим теплоносієм для АКТТ є аміак (який є ефективним у температурному діапазоні від -30 до $+90$ °С). Альтернативою є використання ацетону (температурний діапазон від $+20$ до $+130$ °С) чи пентану (від 0 до $+150$ °С). Для температурного діапазону від -30 до $+80$ °С може також розглядатись ізобутан.

У четвертому розділі наведено аналіз результатів досліджень максимальної теплотransпортної здатності (QL), максимальних теплових потоків, що передаються АКТТ (Q_{max}), граничної густини теплового потоку (q_{cp}), їх залежності від форми (трапеціоїдної та Ω -подібної) канавчатої КС та її геометричних розмірів, типу теплоносія (аміак, ацетон, пентан), коефіцієнта заповнення теплоносія, кута нахилу АКТТ і температурного рівня функціонування АКТТ.

Максимальна теплотransпортна здатність АКТТ QL з термічним опором R_{TT} і температурним полем є одним із основних параметрів, що характеризує ефективність їх функціонування. Максимальна теплотransпортна здатність використовується для оцінки максимально можливого теплового

Наступним фактором, що впливає на ефективність функціонування АКТТ, є її розміщення в полі сили тяжіння. У випадку перевищення зони випаровування над зоною конденсації сила тяжіння перешкоджає дії капілярних сил. Чим кут нахилу більший, тим нижчою є максимальна теплотранспортна здатність АКТТ. На рис. 23 наведені експериментальні дані щодо залежності максимальної теплотранспортної здатності від величини перевищення зони випаровування над зоною конденсації.

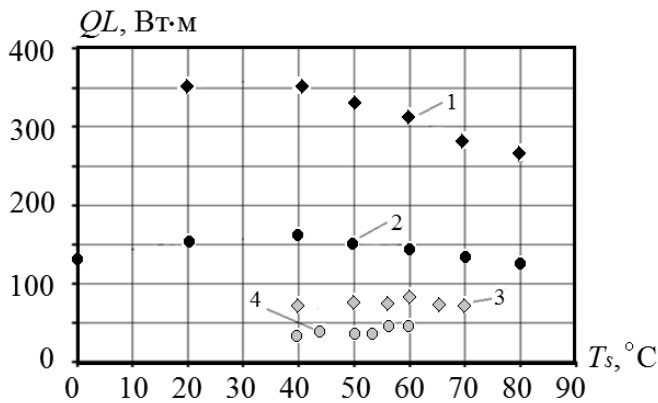


Рис. 22. Залежність QL від температури насичення теплоносія:

1 – 17 мм (аміак); 2 – 12,5 мм (аміак); 3 – 17 мм (пентан); 4 – 12,5 мм (ацетон)

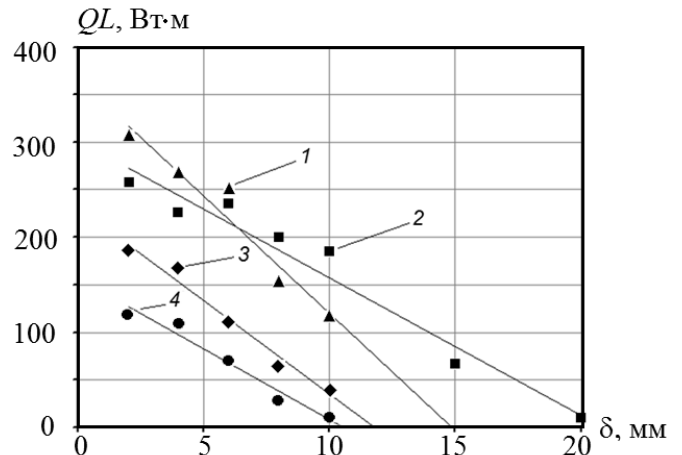


Рис. 23. Вплив кута нахилу на максимальну теплотранспортну здатність АКТТ (аміак): 1 – 17 мм; 2 – 16 мм; 3 – 14 мм; 4 – 12,5 мм

З одного боку, при горизонтальному розміщенні АКТТ з Ω -подібною КС має максимальну теплотранспортну здатність на 20 – 25 % вищу ніж у АКТТ із трапецієдною КС. Але при перевищенні зони випаровування над зоною конденсації АКТТ з трапецієдною КС дають кращий результат. Це зумовлено тим, що в АКТТ із Ω -подібною КС зростанням кута виникає зрив меніска із верхньої частини канавки до її циліндричної частини (артерії) і різко зменшується капілярний напір, а АКТТ із трапецієдною КС функціонують практично до повного осушення канавки.

Для розрахунку максимальної теплотранспортної здатності рекомендується емпірична залежність:

$$QL = 0,3 \cdot QL^* \cdot We^{-0,17}, \quad (10)$$

де QL^* – максимальна теплотранспортна здатність (Вт·м), що визначається за формулою:

$$QL^* = \frac{M}{32 \cdot r \cdot L_{\text{эф}} \left(\frac{1}{N \cdot S_{\kappa} \cdot d_{\kappa}^2} + \frac{v_n}{v_p \cdot S_{\text{нк}} \cdot d_{\text{нк}}^2} \right)}, \quad (11)$$

де $M = (\sigma \cdot r_p) / v_p$ – коефіцієнт якості теплоносія; r – мінімальний радіус кривизни меніска у канавці, м; v_p, v_n – кінематична в'язкість відповідно рідини та пари, м²/с; S_{κ} – загальна площа канавки, м²; N – кількість канавок.

Формула (11) враховує в'язкісні втрати по рідині та парі. Для врахування взаємодії потоків пари та рідини вводиться число Вебера We . У формулі (10) для

числа We як характерний розмір використовується ширина верхньої частини трапеції канавки (a_{mp}).

Експериментальні результати максимальної теплотранспортної здатності наведені на рис. 24. Залежність (10) узагальнює більше 90 % експериментальних даних для аміаку, ацетону та пентану з розкидом $\pm 20\%$ і справедлива для діапазону зовнішніх діаметрів АКТТ від 8 до 17 мм та КС з Ω -подібними канавками.

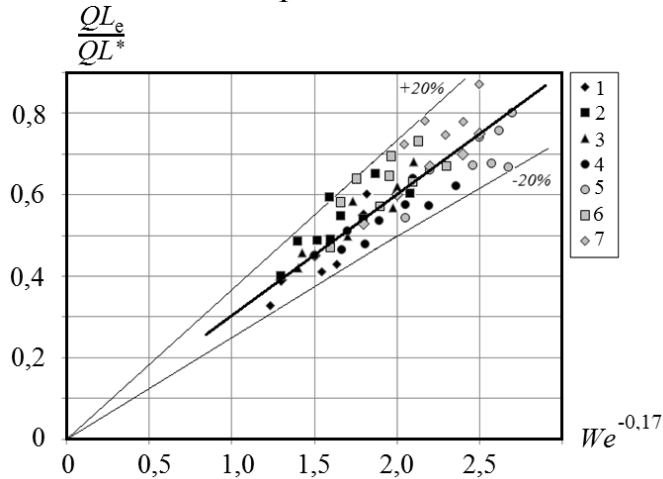


Рис. 24. Узагальнення експериментальних даних

QL АКТТ:

- 1 – $d_{зовн} = 17$ мм (аміак);
- 2 – $d_{зовн} = 14$ мм (аміак);
- 3 – $d_{зовн} = 12,5$ мм (аміак);
- 4 – $d_{зовн} = 10$ мм (аміак);
- 5 – $d_{зовн} = 8$ мм (аміак);
- 6 – $d_{зовн} = 12,5$ мм (ацетон);
- 7 – $d_{зовн} = 12,5$ мм (пентан)

Таким чином, отримані експериментальні дані з відхиленням $\pm 20\%$ корелювали з розрахунковою формулою (10). Розбіжність зумовлена похибкою прямих та непрямих вимірів. На рис. 25 наведено порівняння розрахункових даних за формулою (10), експериментальних даних.

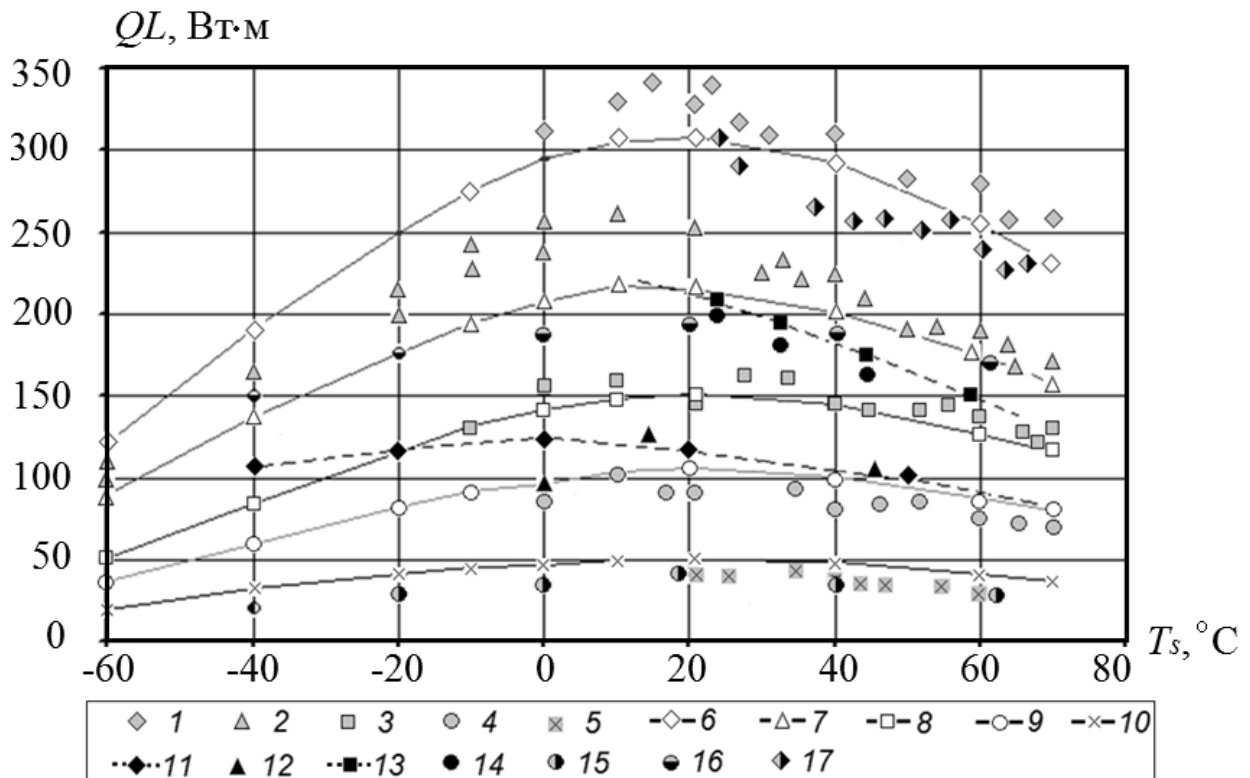


Рис. 25. Залежність QL (аміак) від температури насичення:

- 1, 2, 3, 4, 5 – експериментальні дані відповідно для АКТТ із $d_{зовн} = 17, 14, 12,5, 10, 8$;
- 6, 7, 8, 9, 10 – розрахунок за формулою (10) відповідно для АКТТ із $d_{зовн} = 17, 14, 12,5, 10, 8$;
- 11, 12 – відповідно розрахункові та експериментальні дані для двоканальної АКТТ *INPE* із $d_{зовн} = 10$ мм;
- 13, 14 – відповідно розрахункові та експериментальні дані для двоканальної АКТТ *INPE* із $d_{зовн} = 12,5$ мм;
- 15 – експериментальні дані для АКТТ *TAS* із $d_{зовн} = 11$ мм;
- 16 – експериментальні дані для АКТТ *TAS* із $d_{зовн} = 14$ мм;
- 17 – експериментальні дані для АКТТ із $d_{зовн} = 16$ мм

При створенні методики розрахунку максимального теплового потоку, що передається Q_{max} , при функціонуванні АКТТ у режимі ТС доцільно враховувати граничну густину теплового потоку.

Результати показали, що використання в АКТТ канавчатої КС дає приріст за величиною максимального теплового потоку, що передається, до 50% порівняно звичайними ТС. Підвищення максимального теплового потоку пояснюється розділенням рідинної та парової фаз теплоносія. В звичайних ТС при збільшенні теплового потоку збільшується швидкість пари в паровому каналі та підвищується ймовірність спочатку гальмування рідини при її стіканні по стінці і, в подальшому, її винесення в зону конденсації. Це призводить до осушення їх зон випаровування. В АКТТ фази розділені, і необхідне забезпечення більших швидкостей і, відповідно, теплових потоків для гальмування рідини при її стіканні в канавці під дією сили тяжіння порівняно звичайними ТС. Це затягує початок кризових явищ у зоні випаровування.

Такий результат є важливим для подальшого впровадження алюмінієвих ТТ. Використання в алюмінієвих ТТ холодоагентів (пентану, ізобутану, фреонів) чи ацетону допустиме, але їх ефективність поступається воді та метанолу. Таким чином, існуючі мідні конструкції ТТ мають значну перевагу над алюмінієвими ТТ, при їх функціонуванні в режимі ТС. З іншого боку, АКТТ із теплоносієм аміак мають високу ефективність, але аміак – токсична рідина. Рис. 26 демонструє, що додаткове використання канавок дає змогу підвищити характеристики ТС. Отже, при застосуванні АКТТ із зовнішнім діаметром 7,5 мм та теплоносієм пентан можна досягти ефективності, яка відповідає звичайному ТС з теплоносієм метанол. Такий підхід може бути використано для підвищення ефективності звичайних мідних ТС.

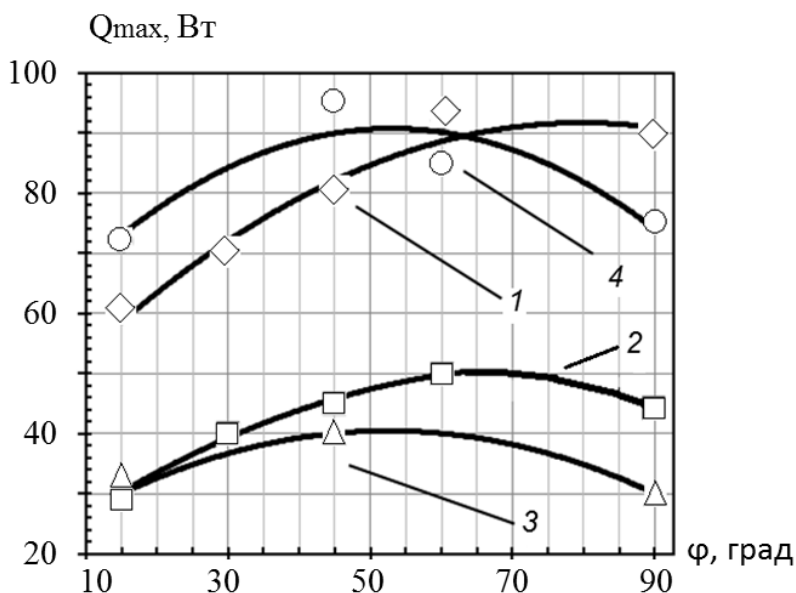


Рис. 26. Залежність максимального теплового потоку від кута нахилу:
 1 – АКТТ 7,5 мм із Ω -подібною канавкою (пентан);
 2 – ТС із $d_{зовн} = 8$ мм (пентан);
 3 – ТС із $d_{зовн} = 6$ мм (R113);
 4 – ТС із $d_{зовн} = 6$ мм (метанол)

При функціонуванні двофазових систем в режимі ТС суттєвий вплив на характеристики здійснює величина кута нахилу. Результати показали, що якщо при кутах нахилу більше 7° використання КС дає значний

приріст Q_{max} , то при кутах нахилу менше за 7° звичайні ТС мають більшу здатність до теплопередачі. Наявність у АКТТ капілярної структури призводить до гальмування стікаючої рідини внаслідок дії капілярних сил. Сила тяжіння не має

домінуючого впливу над капілярними силами при малих кутах нахилу, що спостерігається при більших їх значеннях.

Детальніший аналіз впливу геометрії КС на Q_{max} показав, що при кутах нахилу більше 20° основний вплив на величину граничної густини теплового потоку має не форма канавки, а її глибина h та ширина верхньої частини трапеції канавки a_{mp} .

Для визначення граничної густини теплового потоку в АКТТ, що працюють у режимі ТС, рекомендується залежність:

$$q_{cp} = K \cdot r \cdot \rho_n^{0,5} \cdot (g \cdot \sigma_p \cdot (\rho_p - \rho_n))^{0,25} \cdot \sin(20 + \varphi), \quad (12)$$

де K – критерій стійкості, який визначається за формулою:

$$K = 5,5 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{d_{np} - d_{вн}}{a_n} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_p}{\rho_n} \right)^{0,3}, \quad (13)$$

де d_{np} – діаметр нарізки КС, м; a_n – відносна ширина канавки чи верхньої твірної трапеції канавки: $a_n = a_{mp}/N$.

Експериментальні результати граничної густини теплового потоку наведені на рис. 27. Залежність (12) узагальнює більше 90 % експериментальних даних для аміаку та пентану з розкидом $\Delta = \pm 15 \%$, а ацетону з розкидом $\Delta = \pm 20 \%$. Формула справедлива для діапазону зовнішніх діаметрів АКТТ від 8 до 12,5 мм та КС з Ω -подібними і трапецієдними канавками.

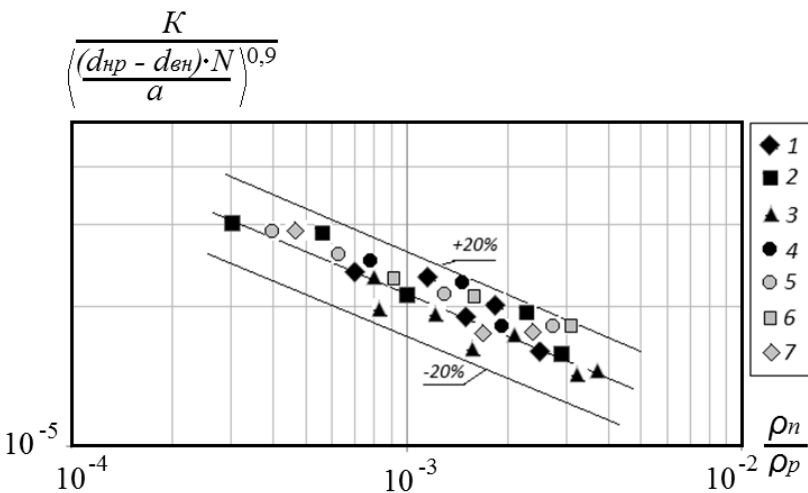


Рис. 27. Узагальнення експериментальних даних граничної густини теплового потоку АКТТ, що працюють у режимі ТС:
 1 – $d_{зовн} = 8$ мм (пентан);
 2 – $d_{зовн} = 8$ мм (ацетон);
 3 – $d_{зовн} = 8$ мм (аміак);
 4 – $d_{зовн} = 10$ мм (пентан);
 5 – $d_{зовн} = 10$ мм (ацетон);
 6 – $d_{зовн} = 12,5$ мм (пентан);
 7 – $d_{зовн} = 12,5$ мм (ацетон)

На рис. 28 наведено порівняння розрахункових даних за формулою (12) з експериментальними даними.

У ході експериментальних робіт визначено оптимальний коефіцієнт заповнення капілярної структури. При функціонуванні АКТТ у горизонтальному положенні чи при перевищенні зони випаровування над зоною конденсації необхідно забезпечувати максимальне заповнення канавок рідиною у відповідності до робочої температури або середньої температури температурного діапазону її функціонування. Коефіцієнт заповнення у цьому випадку дорівнює 1. Можливе

заповнення АКТТ кількістю рідини, що буде відповідати максимальній робочій температурі АКТТ при забезпеченні величини термічного опору в допустимих межах.

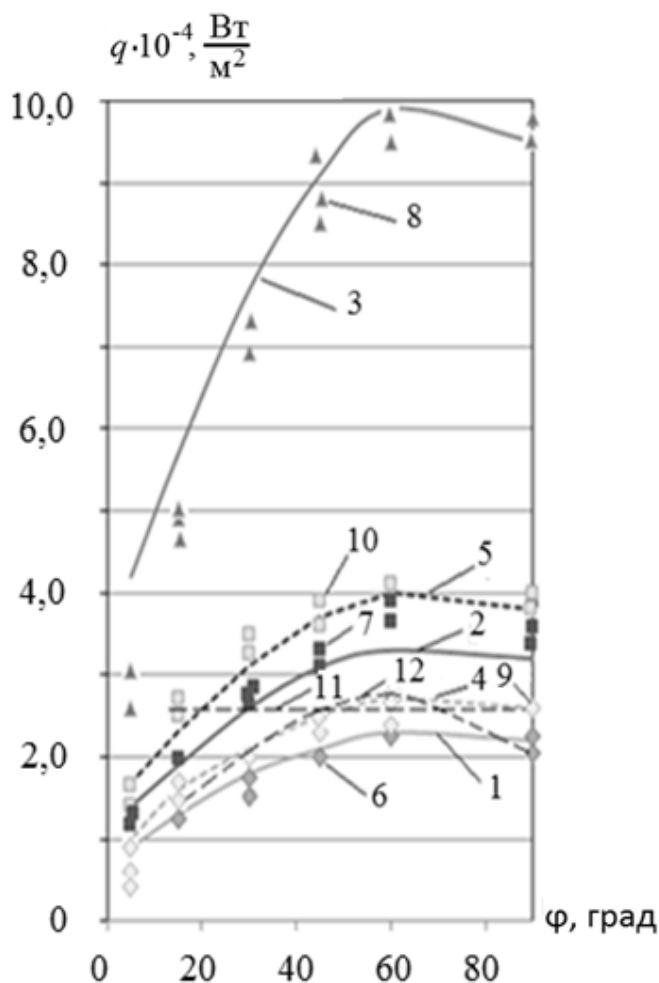


Рис. 28. Залежність граничної густини теплового потоку (довжина зони випаровування 0,2 м, температура насичення пари 60 °С), від кута нахилу:
 1, 2, 3 – розрахунок (12) для АКТТ з $d_{зовн} = 7,5$ мм (відповідно пентан, ацетон, аміак);
 4, 5 – розрахунок (12) для АКТТ з $d_{зовн} = 10$ мм (відповідно пентан і ацетон);
 6, 7, 8 – експериментальні дані для АКТТ з $d_{зовн} = 7,5$ мм (відповідно пентан, ацетон, аміак);
 9, 10 – експериментальні дані для АКТТ з $d_{зовн} = 10$ мм (відповідно пентан та ацетон);
 11 – за формулою *H. Imura* для АКТТ з $d_{зовн} = 7,5$ мм; 12 – за формулою *I. Піоро* для АКТТ із $d_{зовн} = 7,5$ мм

При роботі АКТТ у режимі ТС при кутах нахилу від 0° до 5° оптимальний коефіцієнт заповнення КС дорівнює 0,7 від об'єму КС. За такої величини забезпечується максимальний тепловий потік, що передається АКТТ при її мінімальному термічному опорі. При кутах нахилу АКТТ від 5° до 90°

оптимальний коефіцієнт заповнення дорівнює 0,25 від об'єму КС. У виробництві для цього випадку рекомендується його величина 0,4. При цьому слід враховувати, що максимальні об'єми заправки визначені для АКТТ з довжинами зон випаровування L_v , що становлять не менше 20 % їх загальних довжин L .

Випробування зразків АКТТ щодо впливу згинів на величину граничного допустимого внутрішнього тиску та їх теплотехнічні характеристики показали:

1. Усі зразки профілів для АКТТ витримали випробування внутрішнім тиском 150 атм. Цілісність корпусів була порушена при внутрішньому тиску від 280 до 320 атм. При цьому не зафіксовано істотного впливу деформацій капілярної структури профілів на величину граничного внутрішнього тиску.

2. Температурне поле всіх випробуваних АКТТ в різних режимах роботи практично не залежить від того, деформовані КС профілів чи ні в місцях згинів. При цьому не допускаються згини в зонах випаровування та конденсації АКТТ.

3. Встановлено, що деформація капілярних структур АКТТ може знижувати значення максимальної теплотранспортної здатності (QL) на величину до 22 % при радіусі згину не менше трьох діаметрів профілю АКТТ. Цей параметр найбільше залежить від якості виконання згину та величини радіуса згину.

У п'ятому розділі дисертації розглянуті схемні рішення та теплотехнічні характеристики зразків ресурсозберігаючого обладнання на основі АКТТ: сонячних теплових плоских та вакуумованих колекторів, сонячних комбінованих колекторів, теплообмінників, систем охолодження радіоелектронної апаратури та світлодіодних освітлювальних приладів.

Виявлено, що використання ТТ у сонячних колекторах може зменшити його ефективність до 10 %, що визначається додатковим термічним опором самих ТТ і додатковим термічним опором теплообмінника між зонами конденсації ТТ і зовнішнім контуром. Але з іншого боку, ТТ дають можливість знизити гідравлічний опір контуру робочої рідини в СК більш ніж у 2 рази і забезпечити модульність конструкції та простоту складання, що важливо при побудові фасадних сонячних енергетичних систем. Використання спеціального профілю для АКТТ, що формує абсорбер, дає змогу: легко демонтувати АКТТ у разі необхідності їх заміни; знизити загальну вагу та вартість; забезпечити достатній тепловий контакт між АКТТ і абсорбером по всій його довжині.

Створено та виготовлено зразки конструкцій сонячних теплових плоских, вакуумованих та комбінованих колекторів. Проведено їх дослідження за різних умов навколишнього середовища. На основі експериментальних даних отримано залежності:

- теплової ефективності (ККД) плоского сонячного теплового колектору (ПСК) на основі АКТТ (14):

$$\eta = 0,75 - 2,94 \cdot X - 0,024 \cdot E \cdot X^2 ; \quad (14)$$

- теплової ефективності (ККД) вакуумованого сонячного теплового колектору (ВСК) на основі АКТТ (15):

$$\eta = 0,735 - 1,6 \cdot X - 0,015 \cdot E \cdot X^2 ; \quad (15)$$

- теплової ефективності (ККД) комбінованого сонячного колектору (КСК) на основі АКТТ (16):

$$\eta_m = 0,72(1 - \eta_{PV}) - 3,03 \cdot X - 0,029 \cdot E \cdot X^2 . \quad (16)$$

У формулах (14)–(16) X визначається як:

$$X = (t_a - t_{nc})/E , \quad (17)$$

де E – ефективна густина теплового потоку (сума відбитого та власного теплового потоку), Вт/м²; t_a – температура абсорбера, °С; t_{nc} – температура навколишнього середовища, °С; η_{PV} – ефективність (ККД) фотоелектричних перетворювачів за температури 20 °С.

Дослідження показали, що розроблена конструкція КСК на основі АКТТ дозволяє підвищити ефективність отримання електричної енергії до 23 % за рахунок охолодження фотоелектричних перетворювачів, при цьому максимальна електрична потужність КСК становить 135 Вт/м². Крім електроенергії, одночасно можна отримати до 457 Вт тепла з 1 м² теплопоглинальної поверхні (для підігріву води) при температурі вихідного теплоносія 25°С і густині сонячного потоку 900 Вт/м².

На рис. 29 продемонстровано ефективність сонячних колекторів на основі АКТТ та їх порівняння з аналогами.

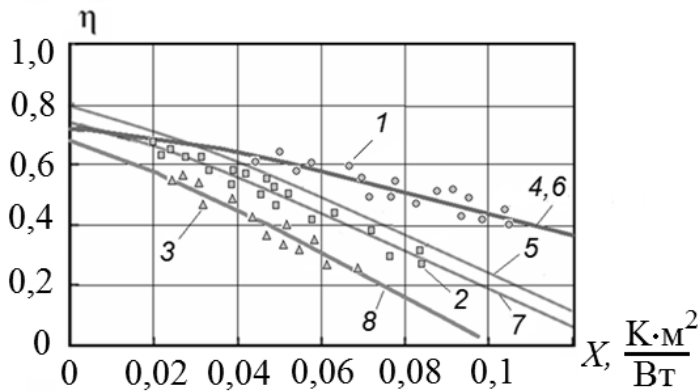


Рис. 29. Ефективність сонячних колекторів:
 1, 2, 3 – експериментальні дані відповідно
 для ВСК, ПСК та КСК з АКТТ;
 4 – ВСК з мідними ТТ
 (MT 58-1800 та RC 58/1800);
 5 – ПСК Vitosol 100-F;
 6, 7, 8 – розрахунок за (14)–(16) відповідно
 для ВСК, ПСК та КСК з АКТТ

Створено різноманітні конструкції систем забезпечення теплових режимів РЕА на основі АКТТ та експериментально доведено їх ефективність. У таких системах АКТТ можуть функціонувати в діапазоні температур від -40 до $+210$ °С та забезпечувати передачу теплової потужності більш ніж 250 Вт для однієї ТТ. Обґрунтовано та експериментально доведено ефективне використання АКТТ у системах охолодження складних електронно-обчислювальних і радіотехнічних приладах як стаціонарного використання, так і рухомих об'єктів, наприклад у морській і авіаційній техніці. В ході розробки комплексного підходу щодо створення АКТТ були проведені роботи з відпрацювання дрібносерійної технології їх виготовлення для систем охолодження РЕА та світлодіодних освітлювальних приладів. Відпрацьована технологія показала, що у виготовленій партії 550 шт. АКТТ не більше 1 %, не задовольняли необхідні параметри. При цьому заправка теплоносія виконувалась із точністю $\pm 0,3$ г.

Такі АКТТ з теплоносієм аміак можуть передавати теплову потужність понад 250 Вт. АКТТ мають температурний перепад не більше 7 °С за теплової потужності 200 Вт на кожен АКТТ. За потужності, що підводиться, 40 Вт температурний перепад знижується до 2,5 °С. Як теплоносій також можуть використовуватись пентан, ацетон та інші холодоагенти. При опрацюванні технології виготовлення АКТТ для систем охолодження світлодіодних приладів були проведені випробування з дослідження відтворень їх характеристик при серійному виробництві. Рис. 30 демонструє відхилення значення температурного перепаду при виробництві 100 шт. АКТТ.

Розроблено конструкції гладкостінних та оребрених АКТТ і теплообмінників на їх основі. Розроблені теплообмінники можуть використовуватись у системах утилізації теплоти викидних потоків газів в котельній та вентиляційній техніці. Проведено їх техніко-економічний аналіз. Виготовлено зразки теплообмінників із гладкостінними АКТТ із зовнішнім діаметром 8 мм та проведено їх випробування.

У ході низки проектів було аналітично й експериментально обґрунтовано ефективність використання АКТТ у ПСК, ВСК та КСК, теплообмінниках, системах забезпечення теплових режимів радіоелектронної апаратури і світлодіодних освітлювальних приладів, що дало змогу рекомендувати схемні рішення та створити діючі зразки ресурсозберігаючого обладнання на їх основі.

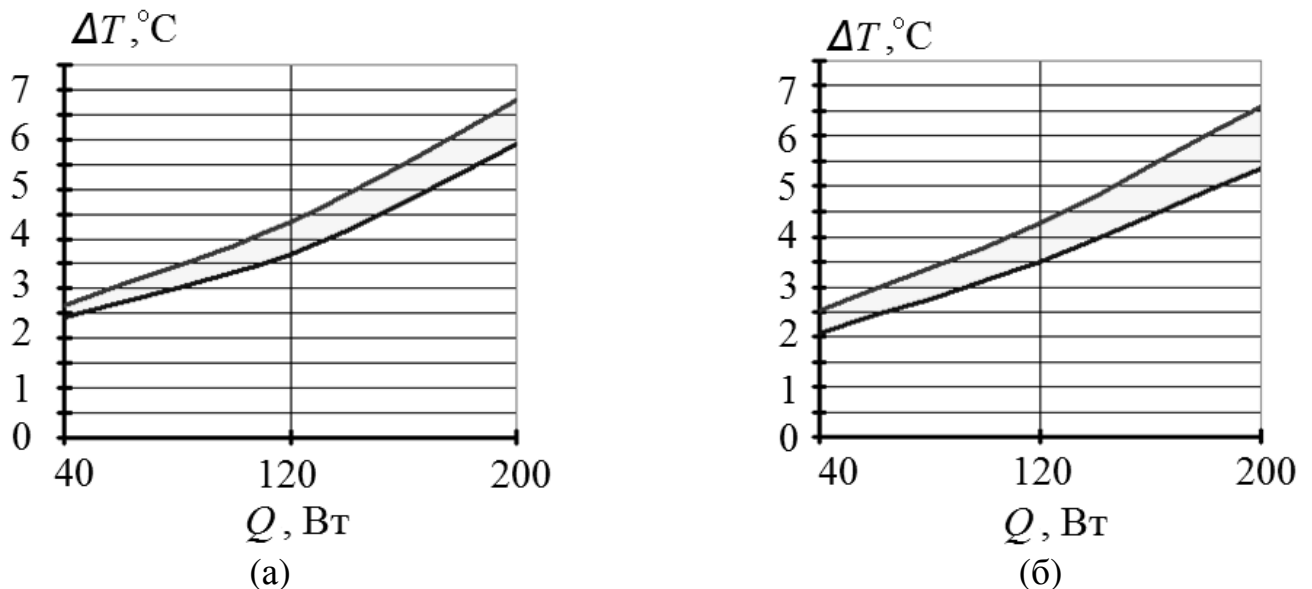


Рис. 30. Температурний перепад між корпусом у зонах випаровування та конденсації АКТТ після їх виготовлення (партия 100 шт.) при кутах нахилу 5° (а) та 40° (б)

У шостому розділі дисертації розглянуто основи проектування та виготовлення АКТТ. Наведено основні аспекти проектування АКТТ. Розглянуто основні принципи вибору конструкції профілю АКТТ, механічних властивостей і теплоносія. Запропоновано підходи до теплотехнічного розрахунку АКТТ. Дано рекомендації щодо використання АКТТ відповідно конструктивних особливостей. Розглянуто основи технології виготовлення АКТТ і принципи побудови ресурсозберігаючих систем на їх основі.

У Додатках А–Ж до дисертації наведено допоміжні аналітичні та математичні моделі розрахунку систем на основі АКТТ, опис сконструйованого і виготовленого ресурсозберігаючого обладнання, їх узагальнені характеристики, розроблені методики дослідження теплотехнічних характеристик АКТТ та інтенсивності теплообміну, методики тестування та дослідження ресурсозберігаючого обладнання, а також акти впровадження результатів дисертації.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі запропоновано нове вирішення важливої науково-технічної проблеми створення алюмінієвих теплових труб з канавчатою капілярною структурою, призначених для використання в наземному вискоелективному ресурсозберігаючому обладнанні: – сонячних теплових колекторах, теплообмінниках для утилізації теплоти викидних потоків газів котлів і систем вентиляції та кондиціонування, світлодіодних освітлювальних приладів, систем забезпечення температурних режимів радіоелектронної апаратури; – що полягає в розробці наукових положень, пов'язаних із теплогідрравлічними процесами, що перебігають у них, і технологічних основ для впровадження їх у виробництво. При цьому досягнута кінцева мета роботи – дано науково-технічне обґрунтування методів підвищення ефективності конструкцій алюмінієвих теплових труб з канавчатою капілярною структурою, а також створено науково-технічну базу їх проектування.

На основі виконаних теоретичних і експериментальних досліджень отримано такі наукові результати:

1. Виявлено фактори, що впливають на інтенсивність теплообміну в режимах випаровування, кипіння та конденсації. Сформульовано та проаналізовано механізм впливу гідравлічних процесів на величини коефіцієнтів теплообміну. На основі візуалізації процесів теплообміну в зоні випаровування АКТТ та їх аналізу розроблено фізичну модель теплогідравлічних процесів у канавчатій капілярній структурі.

2. Отримано залежності для розрахунку коефіцієнтів теплообміну в зоні випаровування та конденсації залежно від густини теплового потоку, властивостей теплоносія, геометричних розмірів капілярної структури і кута нахилу. Залежності дають змогу розраховувати:

- коефіцієнти теплообміну в зоні випаровування АКТТ у режимі випаровування та кипіння, заправлених теплоносіями ацетон, пентан, аміак із похибкою $\pm 20\%$ у діапазоні густини теплового потоку від $0,1 \cdot 10^{-4}$ до $7 \cdot 10^{-4}$ Вт/м² та зовнішніх діаметрів корпусів від 7,5 до 17 мм.

- коефіцієнти теплообміну в зоні конденсації АКТТ, заправлених теплоносіями ацетон, пентан, аміак, з похибкою $\pm 20\%$ у діапазоні густини теплового потоку від $0,3 \cdot 10^{-4}$ до $5 \cdot 10^{-4}$ Вт/м² та зовнішніх діаметрів корпусів від 7,5 до 17 мм.

3. Розроблено номограми для визначення температурного перепаду за зонами випаровування та конденсації АКТТ. Номограми дають змогу визначати температурний перепад за таких відомих величин: тепловий потік, що підводиться, до 300 Вт, зовнішній діаметр АКТТ від 8,0 до 17,0 м, довжини зон випаровування та конденсації від 50 до 300 мм, для теплоносіїв аміак, ацетон, пентан.

4. Виявлено закономірності формування стаціонарного та нестаціонарного температурного поля АКТТ. Проведено розрахунки й аналіз впливу теплового потоку, що передається, температури насичення та геометричних розмірів на загальний температурний перепад і температурні перепади зон випаровування та конденсації. Проаналізовано вплив нерівномірності підводу та відводу теплоти на температурний перепад по АКТТ. Наведена математична модель дає змогу проводити розрахунок температурного поля АКТТ з похибкою не більше $\pm 25\%$.

5. Виявлено вплив процесів теплообміну в зоні випаровування та конденсації на загальний термічний опір АКТТ. Проаналізовані закономірності впливу кута нахилу на величини термічних опорів у зоні випаровування та конденсації. Отримані емпіричні залежності дають змогу розраховувати термічний опір АКТТ із загальною похибкою не більше $\pm 25\%$ при теплових потоках Q від $0,1Q_{max}$ до $0,7Q_{max}$, але не більше 230 Вт.

6. На основі експериментальних даних запропоновано емпіричну залежність розрахунку максимальної теплотранспортної здатності АКТТ, що враховує в'язкісні втрати по рідині та парі, а також гальмування рідини парою. Результати показали можливість використання залежності для визначення максимальної теплотранспортної здатності АКТТ із зовнішніми діаметрами від 7,5 до 17,0 мм, з теплоносіями аміак, ацетон, пентан із похибкою не більше 20% у діапазоні теплових потоків від 0 до 400 Вт.

7. На основі експериментальних даних запропоновано емпіричну залежність для визначення граничної густини теплового потоку АКТТ з діаметрами від 7,5 до 14,0 мм при їх функціонуванні в режимі ТС. Ця емпірична залежність дає змогу розраховувати величину граничного теплового потоку залежно від кута її нахилу (від 10° до 90°) для пентану та аміаку з похибкою до $\pm 15\%$, для ацетону – з похибкою до $\pm 20\%$.

8. На основі експериментальних даних виявлено вплив маси заправки на робочі характеристики (температурне поле, термічний опір та максимальний тепловий потік) АКТТ. Визначено оптимальний коефіцієнт заповнення капілярної структури, який дорівнює: при горизонтальному розміщенні – 1; при куті нахилу від 0° до 5° – 0,75; при куті нахилу від 5° до 90° – 0,25.

9. На основі аналітичних моделей і низки експериментальних досліджень отримані криві ефективності (ККД) плоских, вакуумованих та комбінованих сонячних колекторів на основі АКТТ залежно від зовнішніх умов – густини сонячного теплового потоку (від 100 до 900 Вт/м^2) і температури навколишнього середовища (від 0 до 35°C).

На основі використання наукових даних отримано такі практичні результати:

1. Розроблено схемні рішення та експериментально апробовано конструкції сонячних колекторів (плоских, вакуумованих, з акумуляцією сонячної енергії та комбінованих) на основі АКТТ.

2. Експериментально доведено, що теплова ефективність (ККД) розроблених сонячних колекторів на основі АКТТ дорівнює:

- для плоских – 0,47 – 0,72 у діапазоні відношення перепаду температур між абсорбером і навколишнім середовищем до густини падаючого сонячного випромінювання 0,01 – 0,05;

- для вакуумованих 0,4 – 0,68 в діапазонах відношення перепаду температур між абсорбером і навколишнім середовищем до густини падаючого сонячного випромінювання 0,01 – 0,11;

- для комбінованих 0,35 – 0,60 в діапазонах відношення перепаду температур між абсорбером і навколишнім середовищем до густини падаючого сонячного випромінювання 0,02 – 0,06.

3. Експериментально доведено, що комбінований сонячний колектор на основі АКТТ дає змогу підвищити ефективність отримання електричної енергії до 23 % за рахунок охолодження фотоелектричних перетворювачів, при цьому максимальна електрична потужність становить 135 Вт/м^2 . Крім електроенергії, одночасно можна отримати до 457 Вт тепла з 1 м^2 теплопоглинальної поверхні (для підігріву води) за температури вихідного теплоносія 25°C і густини сонячного потоку 900 Вт/м^2 .

4. Апробовано методики розрахунку сонячних колекторів та побудовано на їх основі номограми з визначення річного доходу при покритті 1 м^2 фасаду будівлі плоскими сонячними колекторами.

5. Експериментально апробовано підхід до створення сонячних акумуляційних водонагрівальних установок на основі АКТТ та доведено, що теплова ефективність (ККД) таких установок знаходиться в робочому діапазоні від 0,5 до 0,65; час нагріву води в акумуляційному баку з 21°C до 41°C за густині теплової радіації $850 \pm 50 \text{ Вт/м}^2$ 3,5 годин.

6. Створено конструкції теплообмінників із гладкостінними АКТТ із зовнішнім діаметром 8 мм та оребреними АКТТ із зовнішнім діаметром оребрення 43 мм. Порівняння цих конструкцій теплообмінників показало, що вартість теплообмінника з гладкостінними ТТ може бути більша в 1,1 – 1,6 разу за витрати повітря від 2000 до 14000 кг/год. З іншого боку, теплообмінник із гладкостінними АКТТ має перевагу за масо-габаритними показниками (меншу вагу, приблизно в 1,3 – 1,5 разу, а відповідно, і габарити) та має менший перепад тиску по каналах.

7. Експериментально апробовано підходи до побудови систем охолодження світлодіодних освітлювальних приладів із використанням АКТТ. Доведено, що: використання в каркасі освітлювального приладу п'яти ТТ дає змогу відвести від світлодіодних модулів сумарний тепловий потік до 500 Вт; що при коефіцієнті корисної дії потужних світлодіодів в середньому 75 % – еквівалентно електричній потужності, що споживається приладом, 665 Вт; використання конструкції однієї ТТ, як парової камери задовольняє вимоги з температурного режиму роботи світлодіодів за сумарної теплової потужності 196 Вт.

8. Створено різноманітні конструкції систем забезпечення теплових режимів радіоелектронної апаратури на основі АКТТ та експериментально доведено їх ефективність. У таких системах АКТТ можуть функціонувати в діапазоні температур від -40 до $+210$ °С і забезпечувати передачу теплової потужності більш ніж 250 Вт для однієї ТТ. Обґрунтовано й експериментально доведено використання АКТТ у системах охолодження складних електронно-обчислювальних і радіотехнічних приладів як стаціонарного використання, так і рухомих об'єктів, наприклад для морської та авіаційної техніки.

9. У ході розробки комплексного підходу до створення АКТТ були проведені роботи з відпрацювання дрібносерійної технології їх виготовлення для систем охолодження РЕА. Відпрацьована технологія показала, що у виготовленій партії 550 шт. ТТ не більше 1 % не задовольняли необхідні параметри. При цьому заправка теплоносія виконувалася з точністю $\pm 0,3$ г.

10. На основі розробленої технології виготовлення АКТТ в умовах вищого навчального закладу України (КПІ ім. Ігоря Сікорського) створено високоефективні конкурентоспроможні ресурсозберігаючі системи, які пройшли комплекс конструкторських і приймально-здавальних випробувань.

11. Результати дисертаційної роботи значно розширюють практичні можливості створення і вдосконалення ресурсозберігаючого обладнання, призначеного для використання в теплоенергетиці, сонячній енергетиці, машинобудуванні, електронній промисловості та приладобудуванні. Розроблені основи розрахунку теплообміну в АКТТ та ресурсозберігаючого обладнання на їх основі використовуються при підготовці бакалаврських робіт і магістерських дисертацій студентів теплоенергетичного факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Рассамакін Б.М. Профільні теплові труби з алюмінію і стільникові панелі у космічній техніці / Б.М. Рассамакін, С.М. Хайрнасів, В.К. Заріпов // Наукові вісті НТУУ «КПІ». – 2006. – № 6. – С. 24–29. *Здобувачу належить проведення досліджень, обробка та аналіз експериментальних даних, співставлення експериментальних та розрахункових даних.*

2. Рассамакін Б.М. Кулеры на тепловых трубах для теплонагруженных компонентов персональных компьютеров / Б.М. Рассамакін, В.А. Рогачев, С.М. Хайрнасів // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. – 2006. – №4. – С. 48–50. *Здобувачу належить ідея системи охолодження, постановка задачі дослідження, проведення досліджень та обробка експериментальних даних.*

3. Лукьяненко С.О. Математическое моделирование температурного поля отопительной панели с тепловыми трубами для авиакосмической техники / С.О. Лукьяненко, Б.М. Рассамакін, С.М. Хайрнасів, Д.С. Смаковский // Технологии: Экономика. Энергетика. – 2006. – С. 34–43. *Здобувачу належить проведення досліджень, обробка та аналіз експериментальних даних, зіставлення експериментальних та розрахункових даних.*

4. Дешко В.И. Результаты экспериментального исследования солнечной гибридной установки / В.И. Дешко, Б.М. Рассамакін, С.М. Хайрнасів // Промышленная теплотехника. – 2006. – Т. 28. – № 3. – С. 79–82. *Здобувачу належить постановка задачі дослідження й аналіз експериментальних даних.*

5. Рассамакін Б.М. Системы обеспечения тепловых режимов оборудования и устройств на основе тепловых труб и термоэлектрических модулей / Б.М. Рассамакін, В.К. Заріпов, С.М. Хайрнасів, А.Б. Рассамакін // Термоэлектрика. – 2009. – № 4. – С. 92–97. *Здобувачу належить проведення досліджень, обробка й аналіз експериментальних даних.*

6. Хайрнасів С.М. Экспериментальное исследование эффективного плоского солнечного коллектора на тепловых трубах / С.М. Хайрнасів // Відновлювана енергетика. – 2010. – № 2 (21). – С. 35–39.

7. Рассамакін Б.М. Солнечная водонагревательная установка с высокоэффективными типами коллекторов на основе алюминиевых тепловых труб / Б.М. Рассамакін, С.М. Хайрнасів, В.К. Заріпов, А.Б. Рассамакін // Нова тема. – 2010. – № 3 (26). – С. 27–29. *Здобувачу належить проведення досліджень, обробка й аналіз експериментальних даних.*

8. Rassamakin B. Space-Applied Aluminum Profiled Heat Pipes with Axial Grooves: Experiments and Simulation / B. Rassamakin, S. Khairnasov, A. Rassamakin, O. Alpherova // Heat Pipe Science and Technology. – 2011. – Vol. 1, № 4. – P. 313–327. **(Іноземне видання).** *Здобувачу належить проведення досліджень, обробка й аналіз експериментальних даних.*

9. Рассамакін Б.М. Перспективы применения алюминиевых тепловых труб в солнечных коллекторах водонагревательных установок / Б.М. Рассамакін, С.М. Хайрнасів, В.К. Заріпов // Энергетика: економіка, технології, екологія. – 2012. –

№1 (30). – С. 83–89. *Здобувачу належить проведення досліджень, обробка та аналіз експериментальних даних.*

10. Khairnasov S. Solar Collectors of Buildings Facade Based on Aluminum Heat Pipes with Colored Coating / S. Khairnasov, B. Rassamakin, R. Musiy, A. Rassamakin // Journal of Civil Engineering and Architecture. – 2013. – Vol. 7, № 4 (Serial № 65). – P. 403–409. **(Іноземне видання)**. *Здобувачу належить ідея використання сонячних колекторів, постановка задач досліджень, проведення досліджень, обробка й аналіз експериментальних даних.*

11. Rassamakin B. Aluminium Heat Pipes Applied in Solar Collectors / B. Rassamakin, S. Khairnasov, V. Zaripov, A. Rassamakin, O. Alforova // Solar Energy. – 2013. – № 94. – P. 145–154. **(Іноземне видання)**. *Здобувачу належить ідея використання сонячних колекторів, проведення досліджень, обробка й аналіз експериментальних даних.*

12. Рассамакин А.Б. Тепловые режимы системы охлаждения светодиодного светильника на основе тепловой трубы / А.Б. Рассамакин, Е.В. Быков, С.М. Хайрнасоев, Б.М. Рассамакин // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. – 2013. – № 5. – С. 28–30. **(Ulrich's Periodicals Directory, РІНЦ)**. *Здобувачу належить аналіз експериментальних даних.*

13. Khairnasov S. The Study of Heat-Engineering Characteristics of a Solar Heat Collector Based on Aluminium Heat Pipes / S. Khairnasov, B. Rassamakin, V. Zaripov, D. Kozak // Applied Solar Energy. – 2013. – Vol. 49, № 4. – P. 225 – 231. **(Іноземне видання)**. *Здобувачу належить постановка задач досліджень й аналіз експериментальних даних.*

14. Khairnasov S. Designing and study of aluminium profile thermosyphons for photovoltaic-thermal solar collector / S. Khairnasov, B. Rassamakin, A. Anisimova, A. Naumova // Heat Pipe Science and Technology. – 2013. – Vol. 4, № 3. – P. 227–239. **(Іноземне видання)**. *Здобувачу належить ідея використання сонячних колекторів, постановка задач досліджень, обробка й аналіз експериментальних даних.*

15. Khairnasov, S. Analyzing the Efficiency of Photovoltaic-Thermal Solar Collector Based on Heat Pipes / S. Khairnasov // Applied Solar Energy. – 2014. – Vol. 50, №1. – P. 10–15. **(Іноземне видання)**.

16. Серко М.В. Експериментальні дослідження теплообмінника на основі теплових труб / М.В. Серко, В.И. Мариненко, В.А. Рогачев, С.М. Хайрнасоев // Технологічний аудит та резерви виробництва. – 2014. – Т. 3, № 2(17). – С. 26–30. *Здобувачу належить постановка задач досліджень й аналіз експериментальних даних.*

17. Хайрнасоев С.М. Исследование тепловых режимов среднетемпературного термосифона для систем утилизации теплоты уходящих газов с температурой более 400 °С / С.М. Хайрнасоев, Б.М. Рассамакин, Е.В. Быков // Энергетика: економіка, технології, екологія. – 2014. – №1. – С. 89–95. *Здобувачу належить проведення досліджень й аналіз експериментальних даних.*

18. Khairnasov S. Buildings Facade Photovoltaic-Thermal Collectors based on Aluminum Heat Pipes / S. Khairnasov, B. Rassamakin, D. Kozak, A. Naumova // Journal of Civil Engineering and Architecture Research. – 2014, – Vol. 1, № 3. – P. 151–156. **(Іноземне видання)**. *Здобувачу належить ідея використання сонячних колекторів,*

постановка задач досліджень, проведення досліджень, обробка й аналіз експериментальних даних.

19. Хайрнасов С.М. Эффективность использования алюминиевых тепловых труб в конструкциях солнечных коллекторов / С.М. Хайрнасов // Економічна безпека держави: стратегія, енергетика, інформаційні технології: Колективна монографія за науковою редакцією д.т.н., проф. Лук'яненко С. О., к.е.н., доц. Карасвої Н. В. – 2014. – С. 282–292.

20. Хайрнасов С.М. Применение тепловых труб в системах обеспечения тепловых режимов РЭА: современное состояние и перспективы / С.М. Хайрнасов // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. – 2015. – № 2–3. С. 19–33. **(Ulrich's Periodicals Directory, PИИЦ).**

21. Хайрнасов С.М. Сучасний стан використання теплових труб у сонячних теплових та комбінованих колекторах / С.М. Хайрнасов // Відновлювана енергетика. – 2015. – № 2. С. 42–50.

22. Khairnasov S. Heat Pipes Application in Electronics Thermal Control Systems/ S. Khairnasov, A. Naumova // Frontiers in Heat Pipes (FHP). – 2015. – Vol. 6, № 6. – P. 1–14. **(Іноземне видання).** *Здобувачу належить огляд стану використання теплових труб у радіоелектронній техніці.*

23. Khairnasov S. Experimental Investigations of Aluminium Thermosyphons for Photovoltaic-thermal module / S. Khairnasov, B. Rassamakin, D. Kozak, A. Anisimova // Heat Pipe Science and Technology. – 2015. – Vol. 6, № 3-4. – P. 205–215. **(Іноземне видання).** *Здобувачу належить постановка задач досліджень, проведення досліджень, обробка й аналіз експериментальних даних.*

24. Хайрнасов С.М. Використання теплових труб в сонячних енергетичних системах: системи з концентрацією сонячної енергії, сонячні стіни, сонячні плити / С.М. Хайрнасов // Відновлювана енергетика. – 2015. – № 4. – С. 28–35.

25. Khairnasov S. Heat Pipes Application to Solar Energy Systems / S. Khairnasov, A. Naumova // Applied Solar Energy. – 2016. – Vol. 52, № 1. – P. 47–60. **(Іноземне видання).** *Здобувачу належить огляд стану використання теплових труб у сонячній енергетиці.*

26. Пат. на винахід 72866 Україна, МПК (2016.01) F24J2/32. Акумулятор сонячної енергії / Рассамакін Б.М., Заріпов В.К., Хайрнасов С.М., Рассамакін А.Б. Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут» – 8 с.; Опубл. 15.05.2006. Бюл. №5/2006 Заявка 20031213063 від 30.12.2003 р. *Здобувачем запропоновано конструкцію теплообмінника комбінованого сонячного колектора.*

27. Пат. на винахід 71442А Україна, МПК (2016.01) F24J2/42 (2006.01), H01L31/04 (2006.01). Комбінований акумулятор сонячної енергії / Рассамакін Б.М., Хайрнасов С.М., Рассамакін А.Б. Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут» – 7 с.; Опубл. 30.12.2003. Бюл. №11/2004 Заявка 20031213064 від 15.11.2004 р. *Здобувачем проведено оптимізацію конструкції комбінованого сонячного колектору.*

28. Пат. на корисну модель 19110 Україна, МПК (2016.01) F28D 15/02. Теплова труба / Рассамакін Б.М., Ждановський А.А., Рассамакін А.Б., Хайрнасов С.М. Національний технічний університет України «Київський політехнічний

інститут» – 9 с.; Опубл. 15.12.2006. Бюл. №12/2006 Заявка u200512863 від 30.12.2005 р. *Здобувачем проведено оптимізацію капілярної структури.*

29. Пат. на корисну модель 816886 Україна, МПК (2013.01) F21S 8/00, F21V 7/00, F21V 29/00. Світлодіодний освітлювальний пристрій / Ніколаєнко Ю.Є., Рассамакін Б.М., Хайрнасів С.М. Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут». – 8 с.; Опубл. 10.07.2013. Бюл. №13 Заявка u 2013 00093 від 02.01.2013 р. *Здобувачем запропоновано конструкцію теплової труби.*

30. Пат. на полезную модель 41494 Российская Федерация, МПК (2006.01) F21S 8/00. Светодиодное осветительное устройство / Николаенко Ю.Е., Рассамакин Б.М., Хайрнасів С.М., В.Ю. Кравец. Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт». – 8 с.; Опубл. 10.06.2014. Бюл. №16 Заявка 2013157699/07 от 24.12.2013. *Здобувачем запропоновано конструкцію теплової труби.*

31. Pat. 2014100354 Australia. Combined Photovoltaic-Thermal Solar Collector / Elgart Y., Rassamakin B., Khairnasov S., Dusheiko M., Rassamakin A., Frolov G. – 7 p.; 10.04.2014. *Здобувачем запропоновано кріплення фотоелектричних елементів до теплової труби.*

32. Rassamakin B. High Effective Aluminium Heat Pipes in Heat Control Systems of Honeycomb Panel Platform of the Ukrainian Space Vehicle / B. Rassamakin, M. Semena, S. Badayev, S. Khayrnasov, G. G. Tarasov, A. Rassamakin // Proc. 10 - th International Heat Pipe Conference (X IHPC). – Stuttgart, 1997. – P. 1–8. *Здобувачу належить проведення досліджень і обробка експериментальних даних.*

33. Rassamakin B. Cooling systems based on heat pipes for thermally load components of personal computers / B. Rassamakin, S. Khayrnasov, V. Rogachev, O. Alpherova, K. Koolick // Proc. 6 - rd International Seminar “Heat pipes, Heat pumps, Refrigerators”. – Minsk, 2005. – P. 275–279. *Здобувачу належить ідея системи охолодження процесора, постановка досліджень, проведення досліджень і обробка експериментальних даних.*

34. Рассамакин Б.М. Исследование влияния углов наклона на тепловые характеристики водяной системы охлаждения приборного шкафа на основе тепловых труб / Б.М. Рассамакин, Ю.Е. Николаенко, С.М. С.М.Хайрнасів // «Современные информационные и электронные технологии»: сб. тр. науч.-практ. конф. – Одесса, 2009. – С. 73. *Здобувачу належить постановка досліджень, проведення досліджень та обробка експериментальних даних.*

35. Baturkin V. Grooved heat pipes with porous deposit to enhance heat transfer in the evaporator / V. Baturkin, B. Rassamakin, S. Khayrnasov, E Shevel. // “Heat Pipes for Space application”: Proc. Int. Conf. – Moscow, 2009. – P. 11. *Здобувачу належить проведення досліджень і обробка експериментальних даних.*

36. Рассамакин Б. Разработка, изготовление и исследование тепловых труб для системы охлаждения с крупногабаритным термоэлектрическим модулем / Б. Рассамакин, С. Хайрнасів, Ю. Николаенко, В. Зарипов, Ю. Розвер // «Современные информационные и электронные технологии»: сб. тр. науч.-практ. конф. – Одесса, 2010. – С. 33. *Здобувачу належить проведення досліджень і обробка експериментальних даних.*

37. Рассамакин Б. Использование алюминиевых тепловых труб в солнечных коллекторах / Б. Рассамакин, С. Хайрнасоев, В. Зарипов, А. Рассамакин, Е. Елисеєва // «Нетрадиційні і поновлювані джерела енергії як альтернативні первинним джерелам енергії в регіоні»: сб. праць VI Міжнар. наук.-практ. конф. – Львів, 2011. – С. 144–149. *Здобувачу належить постановка досліджень, проведення досліджень, аналіз і обробка експериментальних даних.*

38. Рассамакин Б. Применение алюминиевых тепловых труб и термосифонов в системах обеспечения тепловых режимов радиоэлектронной аппаратуры/ Б. Рассамакин, С. Хайрнасоев // «Современные информационные и электронные технологии»: сб. тр. науч.-практ. конф. – Одесса, 2012. – С. 210. *Здобувачу належать схемні рішення, постановка досліджень, проведення досліджень, аналіз і обробка експериментальних даних.*

39. Pismennyi E. Combined Photovoltaic-Thermal solar collector based on heat pipes for solar HVAC / E. Pismennyi, B. B.Rassamakin, S. Khairnasov, Y. Elgart // Proc. Australian Solar Cooling Conference. – Sydney, 2013. *Здобувачу належать постановка досліджень, аналіз і обробка експериментальних даних.*

40. Rassamakin B. Design of Photovoltaic-Thermal Module Based on Heat Pipes / B. Rassamakin, S. Khairnasov, M. Dusheiko, O. Alforova // Proc. 28-th European PV Solar Energy Conference and Exhibition, ISSN 2196-100X, Paris, – 2013 – P. 1–4. *Здобувачу належить постановка досліджень, проведення досліджень, аналіз і обробка експериментальних даних.*

41. Khairnasov S. Aluminium Heat Pipes Application to Solar Energy Systems for buildings Façade / S. Khairnasov, B. Rassamakin, O. Alforova // Advanced Building Skins: Proc. Conf. – Bressanone, 2013. – P. 59–65. *Здобувачу належать схемні рішення, проведення досліджень, аналіз і обробка експериментальних даних.*

42. Khairnasov S. Economic Assessment of Solar Thermal Collectors Application for Building Facade Renovation / S. Khairnasov, V. Voloshchuk, A. Zakovorotnyi, D. Kozak // Advanced Building Skins: Proc. Conf. – Bressanone, 2013. – P. 673–682. *Здобувачу належить аналіз і обробка експериментальних даних.*

43. Khairnasov S. Investigation of characteristics of heat pipes for LED lightning device/ S. Khairnasov, Yu. Nikolaenko, B. Rassamakin, M. Lozovoi // “Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources”: Proc. IX Minsk Int. Seminar. – Minsk, 2015. – P. 78–85. *Здобувачу належить постановка досліджень.*

44. Rassamakin B. Thermal performance of aluminium grooved heat pipes / B. Rassamakin, S. Khairnasov, A. Anisimova // Electronics and Information Technology (EIT): Proc. Int. Conf. – Odessa, 2016. – P. 1–4. *Здобувачу належить постановка досліджень, проведення досліджень, аналіз і обробка експериментальних даних.*

45. Khairnasov S. Development of advanced high porosity wicks for the high temperature heat pipes of concentrating solar power / S. Khairnasov, C. Andracka, V. Baturkin, V. Zarirov, O. Nishchuk // Proc. Joint 18th IHPC and 12th IHPS. – Jeju, 2016. – P. 58–65. *Здобувачу належить аналіз і обробка експериментальних даних.*

АНОТАЦІЯ

Хайрнасов С.М. Науково-технологічні основи створення алюмінієвих теплових труб для ресурсозберігаючих систем. – на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» МОН України, Київ, 2017.

Дисертація присвячена вирішенню науково-прикладної проблеми створення алюмінієвих теплових труб постійного термічного опору з канавчатою капілярною структурою, призначених для використання в ресурсозберігаючих системах, що виконують функції транспорту теплоти і забезпечення теплових режимів, та визначенню їх теплотехнічних характеристик у широкому температурному діапазоні в умовах їх наземного функціонування.

Запропоновані й апробовані нові схемні рішення ресурсозберігаючого обладнання на основі алюмінієвих теплових труб: сонячних теплових і комбінованих колекторів, теплообмінників, систем забезпечення температурних режимів радіоелектронної апаратури та світлодіодних освітлювальних приладів, що працюють без витрат енергії та забезпечують високі значення їх ефективності при застосуванні в діапазонах температур від -40 до $+210$ °С.

Ключові слова: алюмінієва тепла труба, ресурсозберігаючі системи, моделі теплоперенесення, дослідження теплообміну, впровадження, сонячна енергетика, теплообмінне обладнання, радіоелектронна апаратура, світлодіодні освітлювальні прилади.

АННОТАЦИЯ

Хайрнасов С.М. Научно-технологические основы создания алюминиевых тепловых труб для ресурсосберегающих систем. – на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.14.06 – техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика. – Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского» МОН Украины, Киев, 2017.

Диссертация посвящена решению научно-прикладной проблемы создания алюминиевых тепловых труб постоянного термического сопротивления с канавчатой капиллярной структурой (АКТТ), предназначенных для использования в ресурсосберегающих системах, которые выполняют функции транспорта теплоты и обеспечения тепловых режимов, а также определению их теплотехнических характеристик в широком температурном диапазоне в условиях их наземного функционирования.

Выявлены факторы, влияющие на интенсивность теплоотдачи в режимах испарения, кипения и конденсации. Сформулированы и проанализированы механизмы влияния гидравлических процессов на величины коэффициентов теплообмена. На основе визуализации процессов теплообмена в зоне испарения АКТТ и их анализа разработана физическая модель теплогидравлических процессов в канавчатой капиллярной структуре.

Получены зависимости для расчета коэффициентов теплообмена в зоне испарения и конденсации в зависимости от плотности теплового потока в диапазоне от $0,1 \cdot 10^{-4}$ до $7,0 \cdot 10^{-4}$ Вт/м² для зоны испарения и от $0,3 \cdot 10^{-4}$ до $5,0 \cdot 10^{-4}$ Вт/м² для зоны конденсации, наружных диаметров корпусов от 7,5 до 17 мм, заправленных теплоносителями ацетон, пентан, аммиак.

Выявлены закономерности формирования стационарного и нестационарного температурного поля АКТТ. Проанализировано влияние неравномерности подвода и отвода теплоты на температурный перепад по АКТТ. Выявлено влияние процессов теплообмена в зоне испарения и конденсации, а также угла наклона в режиме термосифона (ТС) на общее термическое сопротивление АКТТ. Получены эмпирические зависимости, позволяющие рассчитывать термическое сопротивление АКТТ в диапазоне тепловых потоков Q от $0,1Q_{max}$ до $0,7Q_{max}$, но не больше чем 230 Вт.

Предложена эмпирическая зависимость расчета максимальной теплотранспортной способности, учитывающая вязкостные потери по жидкости и пару, а также торможение жидкости паром для АКТТ с внешними диаметрами от 7,5 до 17,0 мм и теплоносителями аммиак, ацетон, пентан в диапазоне тепловых потоков от 0 Вт до 400 Вт. Предложена эмпирическая зависимость для определения предельной плотности теплового потока АКТТ, заправленных пентаном, ацетоном и аммиаком, с диаметрами от 7,5 до 14,0 мм при их функционировании в режиме ТС при углах наклона от 10° до 90°.

Определены оптимальные коэффициенты заполнения АКТТ при длинах зон испарения не менее 20% от всей ее длины, которые равны: для горизонтального положения – 1; в режиме ТС при углах наклона от 0° до 5° – 0,7; при углах наклона от 5° до 90° – 0,25 от общего объема капиллярной структуры.

Разработаны схемные решения и экспериментально апробированы конструкции солнечных коллекторов (плоских, вакуумных, с аккумуляцией солнечной энергии и комбинированных) на основе АКТТ. Экспериментально доказано, что тепловая эффективность (КПД) разработанных солнечных коллекторов на основе АКТТ для плоских равна 0,47 – 0,72 в диапазонах отношения перепада температур между абсорбером и окружающей средой к плотности падающего солнечного излучения 0,01 – 0,05; для вакуумных – 0,4 – 0,68 в диапазоне 0,01 – 0,11; для комбинированных – 0,35 – 0,60 в диапазоне 0,02 – 0,06.

Созданные конструкции теплообменников с гладкостенными АКТТ с внешним диаметром 8 мм и оребренными с внешним диаметром 43 мм. Проведено сравнение конструкций теплообменников и выявлено, что стоимость теплообменника с гладкостенными АКТТ может быть больше в 1,1 – 1,6 раза при расходе воздуха от 2000 до 14000 кг/час. С другой стороны, теплообменник с гладкостенными АКТТ имеет преимущество по массогабаритным показателям (меньший примерно в 1,3 – 1,5 раза вес) и меньший перепад давления по каналам.

Разработаны схемные решения и созданы конструкции систем обеспечения тепловых режимов радиоэлектронной аппаратуры и светодиодных осветительных приборов на основе АКТТ, экспериментально доказана их эффективность. В таких системах АКТТ могут функционировать в диапазоне температур от –40 до +210 °С и обеспечивать передачу тепловой мощности более 250 Вт.

Ключевые слова: алюминиевая тепловая труба, энергосберегающие системы, модели теплопереноса, исследования теплообмена, внедрение, солнечная энергетика, теплообменное оборудование, радиоэлектронная аппаратура, светодиодные осветительные приборы.

ANNOTATION

Khairnasov S.M. Scientific and technological fundamentals of aluminium grooved heat pipes creation for the energy-saving systems. – Manuscript.

Thesis for doctor degree of technical sciences by speciality 05.14.06 – thermophysics and industrial power engineering. – National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv, 2017.

This thesis is devoted to solving the scientific and applied problem of creation of the aluminium grooved heat pipes with constant thermal resistance for energy-saving systems, executing the functions of heat transport and thermal stabilization, and of determination of their thermal performances in a wide temperature range at ground application.

Influencing factors on the heat transfer intensity in evaporation, boiling and condensation modes of aluminium grooved heat pipes were identified. The mechanisms of hydraulic processes influence on the values of heat transfer coefficients are defined and analyzed. The experimental results of heat transfer and visualization of transport processes in the evaporation zone of aluminum grooved heat pipes were presented. Different types of heat transfer modes were revealed as well as their dependence on the various heat carriers, the geometry of the grooves forming capillary structure and their effective length, and the level of heat input. Patterns of the stationary and nonstationary temperature field formation in aluminium grooved heat pipes were identified.

Obtained generalized formulas allow to calculate: heat transfer coefficients in the evaporation and condensation zones of aluminum grooves heat pipes filled with ammonia, acetone and pentane; their thermal resistance, maximum heat transfer ability and the limiting density of heat flow at any their location relatively gravity force. Optimal filling factor of aluminium grooved heat pipes were determined.

New designs of energy-saving equipment based on aluminum grooved heat pipes: solar thermal and photovoltaics-thermal collectors, heat exchangers, thermal stabilization systems of electronics and LED lighting equipment, which work without energy consumption and provide high value of their effectiveness at temperature range from -40 to $+210$ °C, are proposed and verified.

Keywords: aluminium grooved heat pipes, energy-saving systems, heat transfer models, heat transfer research, application, solar energy, heat transfer equipment, electronic equipment, LED lighting equipment.