

Національна академія наук України
Інститут енергетичних машин і систем ім. А. М. Підгорного НАН України

Лукашов Іван Миколайович



УДК 536.2(043.3)
Л84

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ТА ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ
ТЕПЛОМАСООБМІНУ В ЕЛЕМЕНТАХ ПЕРСПЕКТИВНИХ АМІАЧНИХ
ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЧНИХ УСТАНОВОК**

Спеціальність: 05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2025

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Національному аерокосмічному університеті «Харківський авіаційний інститут» Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Горбенко Геннадій Олександрович,
Національний аерокосмічний університет
«Харківський авіаційний інститут»,
професор кафедри аерокосмічної теплотехніки

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Ганжа Антон Миколайович,
Національний технічний університет «Харківський
політехнічний інститут»,
професор кафедри теплотехніки та енергоефективних
технологій

доктор технічних наук, професор
Арсеньова Ольга Петрівна,
Харківський національний університет міського
господарства імені О.М. Бекетова,
професор кафедри автоматизації та комп'ютерно-
інтегрованих технологій

Захист відбудеться «8» 09 2025 р. о 14⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.180.02 Інституту енергетичних машин і систем ім. А.М. Підгорного НАН України за адресою: 61000, Харків, вул. Комунальників, 2/10.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Інституту енергетичних машин і систем ім. А.М. Підгорного НАН України за адресою: 61000, м. Харків, вул. Комунальників, 2/10 та на сайті інституту
<http://ipmach.kharkov.ua/спеціалізована-вчена-рада-д-64-180-02/> .

Автореферат розісланий «8» 08 2025 р.

Учений секретар
спеціалізованої вченої ради



В. О. Тарасова

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Наразі аміак розглядається як найбільш перспективне робоче тіло для різних систем, включаючи енерготехнологічні установки та системи забезпечення теплового режиму космічних апаратів. Це зумовлено, передусім, тенденцією до декарбонізації світової економіки. Аміак має нульовий потенціал глобального потепління (GWP) та озоноруйнувальний потенціал (ODP). Крім того, аміак має найвищий гравіметричний коефіцієнт вмісту водню (17,6 %) серед декарбонізованих речовин, що визначає перспективність його використання як джерела водню або як пального в двигунах внутрішнього згоряння з нульовим викидом діоксиду вуглецю. Таким чином, дослідження, пов'язані з ефективною заміною традиційних робочих середовищ на аміак або його похідні, є важливими та актуальними, оскільки відповідають нагальним потребам розвитку людського суспільства.

Без конкретної прив'язки до схемних рішень аміачних двигунів та енерготехнологічних установок можна виділити такі найбільш фундаментальні робочі процеси, які потребують якісного та кількісного опису для раціонального проєктування майбутніх систем. Це конвективні процеси теплообміну, включаючи кипіння та конденсацію в каналах різної геометрії, та дисипація механічної енергії однофазного та двофазного потоків при зміні швидкості та напрямку руху (місцеві втрати тиску). Розглядаючи аміак як джерело водню для двигунів внутрішнього згоряння, особливу увагу слід приділити також процесам його низькотемпературного розкладу.

Всебічний огляд відкритих джерел показує вкрай обмежений обсяг інформації, яка пов'язана з теплофізичним аспектом використання аміаку в каналах різних енерготехнологічних систем. Зокрема, карти режимів двофазних потоків аміаку та кореляції для розрахунку коефіцієнтів теплообміну під час конденсації та кипіння розглянуто лише для вузького діапазону температур насичення (до 20 °C). Це пов'язано з інтересом до проєктування аміачних холодильних систем, а також із труднощами проведення детальних експериментальних досліджень з аміаком. Очевидно, що феноменологічні висновки, що отримано авторами у вигляді різних узагальнень та кореляцій, потребують валідації при екстраполяції хоча б на діапазони з вищим тиском. Аналогічні спостереження стосуються закономірностей місцевих втрат тиску при розширенні та звуженні потоку, всебічне розуміння механізмів цих процесів ще мають бути сформовані навіть для однофазних потоків.

У межах запропонованої дисертації детально розглядаються питання конвективного теплообміну, конденсації та кипіння аміаку в гладких каналах із внутрішніми діаметрами від 4 до 14 мм за різної орієнтації у полі сил тяжіння в діапазоні температур насичення від 20 до 65 °C. Використання оригінальних експериментально обґрунтованих карт режимів двофазного потоку суттєво підвищує академічну цінність отриманих висновків. Крім того, отримані висновки щодо дисипації енергії (місцеві втрати тиску) у потоці однофазного і двофазного аміаку в гладких каналах мають як мінімум важливу практичну цінність.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертацію виконано в Національному аерокосмічному університеті «Харківський авіаційний

інститут», передумовою роботи була тема: «Експериментальне дослідження моделі системи термостатування КА на базі двофазного контуру з механічною прокачкою теплоносія» (у межах проєктів Українського науково-технологічного центру P269b на замовлення компанії Thales Alenia Space-France (Франція) (TAS-F)). Здобувач брав участь у цьому проєкті, та в рамках роботи над дисертаційною роботою використовував методичні напрацювання та експериментальне обладнання цього проєкту.

Мета і задачі наукового дослідження. Мета роботи полягає в встановленні та уточненні механізмів та явищ, що супроводжують процеси тепломасообміну в каналах з однофазним та двофазним потоками у перспективних аміачних енерготехнологічних установок та систем терморегулювання, на основі експериментального дослідження.

Задачі дослідження, обумовлені метою роботи, такі:

- розробити та реалізувати методики та випробувальні стенди для експериментального дослідження аміачних однофазних та двофазних процесів тепломасообміну у широкому діапазоні режимних параметрів, які характерні для перспективних аміачних систем;
- проаналізувати моделі, методи та критеріальні співвідношення для розрахунку термогідравлічних параметрів у процесах тепломасообміну в однофазних та двофазних потоках аміаку;
- провести багатофакторні експерименти та узагальнити результати у вигляді феноменологічних безрозмірних теплогідравлічних кореляцій та якісних рекомендацій, необхідних для якісного проєктування перспективних аміачних систем;
- провести оцінку невизначеності наявних та уточнених моделей, феноменологічних співвідношень для розрахунку однофазних та двофазних місцевих гідравлічних втрат тиску для потоку аміаку при різкому розширенні та звуженні.

Об'єкт дослідження – процеси тепломасообміну в каналах з однофазним та двофазним потоками у різних системах перспективних аміачних енерготехнологічних установок та систем терморегулювання.

Предмет дослідження – закономірності, що характеризують процеси тепломасообміну в каналах з однофазним та двофазним потоками у різних системах перспективних аміачних енерготехнологічних установок та систем терморегулювання.

Методи дослідження. Для досягнення мети і вирішення задач дослідження використано: методи фізичного і математичного моделювання теплогідравлічних процесів, методи статистичного оброблення результатів експериментів, елементи теорії подібності та розмірності.

Наукову новизну мають такі результати дослідження:

1. Суттєво уточнено межі переходу від стратифікованих до кільцевих режимів течії двофазного потоку аміаку в горизонтальних каналах при температурі насичення від 15 °C до 65 °C шляхом урахування імпульсу потоку парової фази, що дає змогу більш адекватно прогнозувати закономірності двофазної течії робочого середовища в каналах аміачних паросилових енерготехнологічних установок і системах.

2. Вперше експериментально визначено коефіцієнти тепловіддачі при конденсації та кипінні аміаку в гладких каналах різної орієнтації у полі сил тяжіння при температурі насичення від 35 °С до 65 °С, в діапазоні масових швидкостей та масовому паровмісті, характерних для перспективних аміачних систем, які розширюють існуючу експериментальну базу даних відносно особливостей конденсації та кипіння аміаку, що сприяє подальшому розвитку теорії тепломасообміну.

3. Вперше розроблено поправки до моделі ламінарної плівкової конденсації Нуссельта, які враховують інтенсивність конденсації, а також вплив інерції та в'язкості плівки рідини, що дозволяє знизити похибку визначення коефіцієнту тепловіддачі при конденсації аміаку в горизонтальних каналах з ± 50 до ± 20 % у діапазоні масових швидкостей до $120 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$.

4. Вперше експериментально доведено, що масовий паровміст, при якому настає погіршення теплообміну при кипінні аміаку в горизонтальних і вертикальних каналах, пов'язаний з висиханням плівки рідини практично не залежить від масової швидкості потоку та може бути прийнятий на рівні 0,7 в високотемпературних системах при щільності теплового потоку до $7,7 \text{ Вт} \cdot \text{см}^{-2}$.

5. Вперше проаналізовано якісну та кількісну адекватність існуючих моделей оцінки однофазних та двофазних місцевих гідравлічних втрат тиску для потоку аміаку при різкому розширенні та звуженні, що дає змогу знизити консерватизм при прогнозуванні втрат механічної енергії в контурах аміачних паросилових енерготехнологічних енергоустановок та системах забезпечення теплового режиму.

Практичне значення результатів роботи.

1. Уточнено карту двофазних режимів течії аміаку в гладких горизонтальних та похилих при високому тиску, котра може адекватно використовуватись для розпізнавання режимів течії в елементах двофазних контурів.

2. Уточнено феноменологічне співвідношення для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при конденсації аміаку у горизонтальних каналах при високій температурі насичення.

3. Розроблено нові рекомендації щодо оцінки граничного масового паровмісту, що характеризує початок кризи теплообміну при кипінні аміаку в гладких каналах, пов'язаного з висиханням плівки рідини.

4. Уточнено феноменологічне співвідношення та рекомендації щодо точності наявних моделей для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при кипінні аміаку в горизонтальних та вертикальних каналах.

5. Оцінено невизначеності існуючих моделей розрахунку місцевих втрат тиску у двофазному потоці при раптовому розширенні та звуженні.

6. Розробки, наведені у дисертації, використані у навчальному процесі кафедри аерокосмічної теплотехніки Національного аерокосмічного університету «Харківський авіаційний інститут», а також при проектуванні, виготовленні та тестуванні компонентів перспективних аміачних енерготехнологічних установок для наземного та космічного призначення в Приватному Акціонерному Товаристві «ФЕД» (Україна) та ТОВ «ХАКБ».

Особистий внесок здобувача. Всі основні наукові результати дисертаційної роботи, що подані до захисту, отримані здобувачем самостійно в період з 2022 по

2024 роки. Постановку наукових задач та обговорення отриманих результатів виконано разом з науковим керівником. Опубліковані матеріали повністю відповідають змісту дисертаційної роботи. У роботах, написаних у співавторстві, особистий внесок здобувача полягає в наступному:

- в роботі [1] здобувач виконав дослідження висхідної двофазної течії аміаку та на основі отриманих даних показав низьку кількісну адекватність існуючих моделей й добру узгодженість з отриманими раніше оцінками для горизонтального потоку;

- в роботі [2] здобувач виконав дослідження конденсації аміаку в гладкій трубі при різній орієнтації в полі сил тяжіння, провів аналіз отриманих даних, та запропонував для горизонтального потоку поправки до моделі ламінарної плівкової конденсації Нуссельта, які враховують інтенсивність конденсації, вплив інерції та в'язкості;

- в роботі [3] здобувач виконав аналіз якісної та кількісної адекватності існуючих моделей однофазних та двофазних місцевих гідравлічних втрат тиску для потоку аміаку при різкому розширенні та звуженні, обґрунтував що для консервативних оцінок максимальних та мінімальних двофазних місцевих втрат тиску при звуженні та розширенні використовувати емпіричні коефіцієнти Чизхольма $B = 0,5$ і $B = 1,5$;

- в роботах [4, 7, 9, 10] здобувач брав участь в постановці задач, проектуванні і створенні експериментального стенда, виконав огляд літературних джерел та аналіз отриманих результатів;

- в роботі [5] здобувач виконав дослідження режимів течії двофазного потоку аміаку в горизонтальних каналах, провів експерименти та аналіз отриманих результатів на основі яких запропонував двофазні режими узагальнити в координатах умовного імпульсу фаз запропонованим Х'юїтом – Робертсом;

- в роботі [6] виконав огляд літературних джерел, провів експерименти та аналіз отриманих результатів та довів, що погіршення теплообміну при кипінні аміаку в горизонтальних і вертикальних каналах пов'язане з висиханням плівки рідини при масовому паровмісті 0,7;

- робота [8] написана здобувачем самостійно.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати досліджень за темою дисертації доповідалися і обговорювалися на: міжнародній науково-технічній конференції: «Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering (ICTM-2022)» (2022 р., м. Харків); міжнародній науково-практичній конференції: «2nd International Conference on Smart Technologies in Urban Engineering (STUE-2023)» (2023 р., м. Харків); на семінарах кафедри теоретичної механіки, машинознавства та роботомеханічних систем Національного аерокосмічного університету «Харківський авіаційний інститут».

Публікації. Основний зміст дисертаційної роботи опубліковано у 10 наукових працях, в тому числі 1 стаття (виконана без співавторства) у науковому фаховому виданні України, що входить до переліку спеціалізованих наукових видань, 7 статей в міжнародних журналах, індексованих в наукометричній базі Scopus; 2 роботи – матеріали міжнародних наукових конференцій.

Структура дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел і додатків. Загальний обсяг дисертації становить 153 сторінок машинописного тексту, із них основний

текст 116 сторінок, 75 рисунків по тексту, 9 таблиць по тексту та 2 додатки на 5 сторінках. Список використаних джерел містить 141 найменувань на 16 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертації, сформульовано задачі, мету, об'єкт і предмет дослідження, відображено наукову новизну роботи, її практичну цінність та особистий внесок здобувача.

У **першому розділі** виконано огляд та аналіз опублікованих робіт, які пов'язані з особливістю використання аміаку як робочого тіла в існуючих та перспективних енерготехнологічних установках, двигунах та системах забезпечення теплового режиму.

Зокрема, всебічно розглянуто системи отримання електричної енергії з допомогою низькотемпературного джерела теплоти при реалізації органічного циклу Ренкіна де найбільш раціональний діапазон температур холодного та гарячого джерела для аміаку $0\text{ }^{\circ}\text{C} - 100\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Значна кількість досліджень присвячено проблемі використання безводного аміаку як декарбонізованого палива для двигунів внутрішнього згоряння. Проте, низька швидкість горіння аміаку обмежує його використання в цей час лише для судноплавних завдань. Діапазон температур насичення аміаку в подібних системах визначається температурою навколишнього середовища, яка може змінюватись від -20 до $50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Дослідження закономірностей кипіння аміаку в цьому діапазоні, а також особливості дисипації механічної енергії є важливими аспектами для адекватного проектування аміачних двигунів.

Для систем забезпечення теплового режиму аміак успішно експлуатується, наприклад, в однофазній системі терморегулювання Міжнародної космічної станції або двофазній системі телекомунікаційного супутника SES-17 виробництва французької компанії Thales Alenia Space. Робочі температури насичення аміаку у системі терморегулювання знаходяться у діапазоні від -20 до $85\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Таким чином, важливість досліджень процесів та явищ, що супроводжують кипіння, конденсацію та дисипацію енергії в однофазному та двофазному потоках аміаку в діапазоні тисків, що відповідають температурі насичення від -20 до $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, цілком очевидна.

Другий розділ присвячено дослідженню режимів адіабатичної двофазної течії аміаку в трубі при різній орієнтації. Виконано аналіз відповідних опублікованих робіт, що показало повну відсутність даних, які були б узагальнені у вигляді конкретних рекомендацій.

Експериментальний стенд (рис. 1, а), призначений для досліджень процесів тепломасообміну в енерготехнологічних установках, являє собою двофазний контур з механічною прокачкою та електричними нагрівачами у випарнику (EV) та етиленгліколевою системою охолодження основного конденсатора (MC).

Гідравлічний акумулятор із тепловим регулюванням встановлює необхідний рівень тиску в контурі. Насос забезпечує циркуляцію аміаку в контурі із заданою витратою. Проточний випарник з регульованою електричною потужністю дає змогу контролювати масовий паровміст на вході в робочу ділянку. При цьому масовий паровміст на вході в зразок визначається за допомогою теплового балансу випарника. Тепловідведення здійснюється в пластинчастому теплообміннику до допоміжного етиленгліколевого контуру з холодильною машиною.

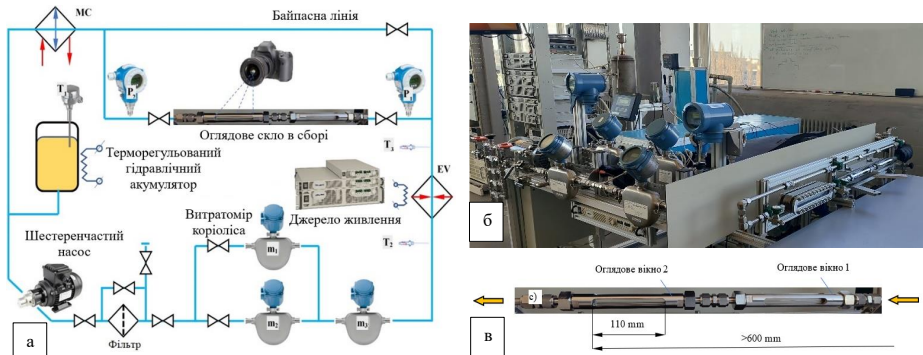


Рисунок 1 – Випробувальний стенд: а – схема двофазного контуру теплоперенесення; б – зовнішній вигляд з тестової ділянки; в – секція візуалізації

Експерименти проведено на тестовій ділянці, котра складається з трьох послідовно розташованих оглядових вікон (рис. 1, б), в середині яких протікає двофазний потік аміаку. Спостереження та фотофіксація здійснювалася за середнім оглядовим склом (рис. 1, в). Внутрішній діаметр трубки оглядового вікна становить 7,5 мм. Загальна довжина прозорої кварцової трубки – 110 мм. Експерименти проводилися для трьох випадків: горизонтальна, висхідна та низхідна течія аміаку. У якості режимних параметрів було вибрано: температура насичення – від 15 до 65 °С, масовий паровміст – від 0,1 до 0,8, масова швидкість – від 50 до 160 кг·м⁻²·с⁻¹.

Для горизонтального потоку аміаку візуально спостерігалися снарядний (SLUG), стратифіковано-хвильовий (SW), кільцево-хвильовий (AW) та кільцевий (A) режими течії. Для узагальнення отриманих експериментальних даних було обрано координати умовного імпульсу фаз, уперше запропонованих Х'юїтом – Робертсом в 1969 р. для карт режимів вертикальної течії пароводяного середовища при високих тисках. Цей підхід добре працює для горизонтального потоку аміаку (рис. 2), що дає змогу запропонувати спрощену карту режимів, де імпульс парової фази є визначальним фактором:

$$J_{v0} = \begin{bmatrix} 10 \\ 10 \text{ to } 100 \\ 100 \text{ to } 300 \\ \geq 300 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \text{SLUG} \\ \text{SW} \\ \text{AW} \\ \text{A} \end{bmatrix}, \text{H} \cdot \text{м}^{-2}. \quad (1)$$

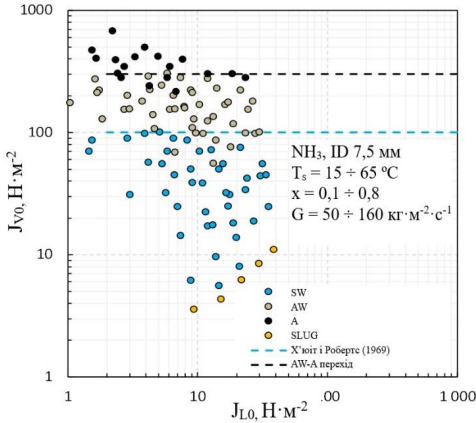


Рисунок 2 – Карта двофазних режимів в координатах Х'юїта – Робертса для горизонтального положення труби з внутрішнім діаметром 7,5 мм при рівні насичення від 15 °C до 65 °C і масовій швидкості від 50 кг·м⁻²·с⁻¹ до 160 кг·м⁻²·с⁻¹

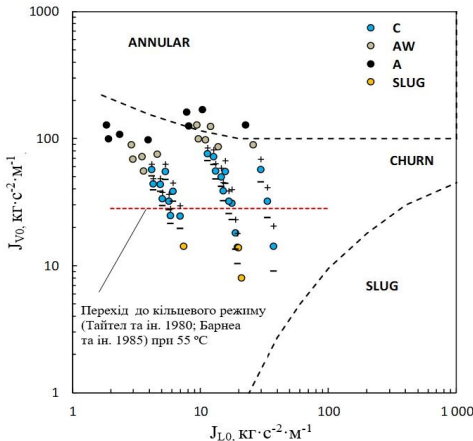


Рисунок 3 – Експериментальні дані для вертикального положення труби з внутрішнім діаметром 7,5 мм

режиму немає аж до кута нахилу 75 градусів (рис. 4). При цьому режими якісно відповідають горизонтальним.

Перехід від режиму стратифіковано-хвильового до кільцевого відповідає наступному рівнянню граничної масової швидкості в широкому діапазоні режимних параметрів :

$$G_{\text{new}} = \sqrt{\frac{\rho_v J_{V0}}{x^2}} = \frac{10}{x} \sqrt{\rho_v} \quad (2)$$

де ρ_v – густина пари, кг/м³; x – масовий поровміст.

Також проведено аналіз отриманих при низькому тиску результатів іншими авторами для аміаку, але не узагальнених у вигляді конкретних рекомендацій. Було показано, що межа переходу від стратифікованого до кільцевого режиму, запропонована в цій роботі, добре узгоджується для труб 8 мм і 14 мм. При цьому для труби 4 мм ця межа визначає перехід від снарядного до хвильового режиму. Ймовірно, для малих труб більш істотну роль у формуванні режиму течії відіграють особливості пристінного шару і поверхневий натяг.

Для висхідного потоку було ідентифіковано чотири режими: снарядний, емульсійний (CHURN), кільцево-хвильовий і кільцевий. Дані показано у порівнянні з картою Х'юїта – Робертса та рекомендаціями Тайтела і Бамеа щодо межі переходу від емульсійного до кільцевого режиму (рис. 3). Кількісно карти не відповідають поточним спостереженням для аміаку, особливо щодо області снарядного режиму. Що ж до похилого потоку, то емульсійного

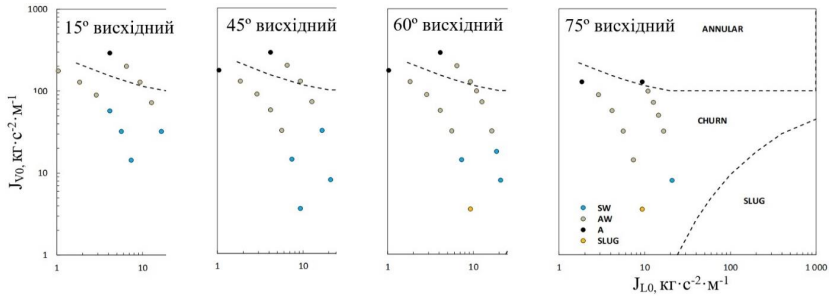


Рисунок 4 – Режими у висхідному потоці
($G = 80 \dots 120 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$, $T_s = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $x = 0,1 \dots 0,8$)

Отримані результати для низхідного потоку при різному куті нахилу показано на рис. 5. Тут, на відміну від горизонтальної течії, з'являється гладкий стратифікований режим, при якому термічний опір плівки рідини у верхній частині знижується через відсутність хвиль. Зі збільшенням нахилу до 45° він існує при більш високих значеннях імпульсу парової фази. Це пов'язано зі зниженням швидкості прослизання фаз при прискоренні рідкої фази за допомогою дії сил тяжіння.

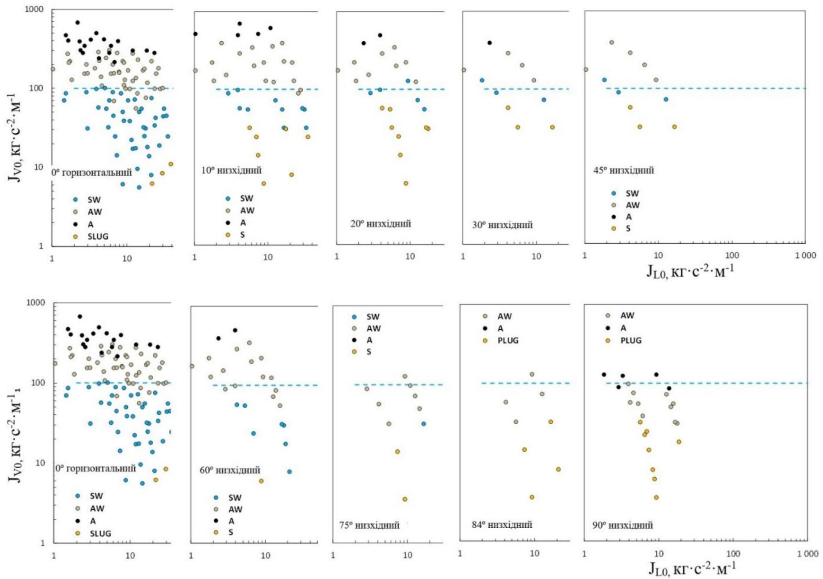


Рисунок 5 – Режими течії при похилому низхідному потоці ($G = 80 \dots 120 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$,
 $T_s = 35 \dots 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $x = 0,1 \dots 0,8$, $\varphi = 0^\circ \dots 90^\circ$)

Третій розділ присвячено дослідженню конденсації аміаку в гладкій трубі при різній орієнтації потоку.

Виконано аналіз опублікованих робіт, показано, що у відкритому доступі для високого тиску насичення аміаку представлено експерименти лише при температурі насичення від 30 до 60 °C і масових швидкостях від 75 до 225 кг·м⁻²·с⁻¹ в трубках із внутрішнім діаметром від 0,98 мм до 2,16 мм, що не може дати адекватного та повного уявлення про механізм конденсації аміаку в горизонтальній трубці з урахуванням усіх факторів.

Наведено опис випробувальних зразків – двох алюмінієвих труб із внутрішніми діаметрами 8 мм і 11 мм. Виходячи з простоти реалізації надійного та передбачуваного охолодження, а також простоти вимірювання середньої температури стінки за допомогою 12 термопар як конденсатор був вибраний двополичний профіль (рис. 6).

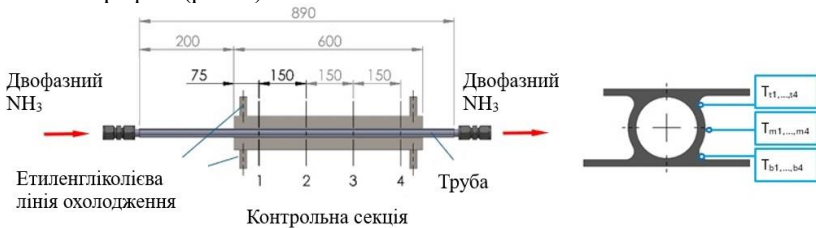


Рисунок 6 – Схема випробувального зразка

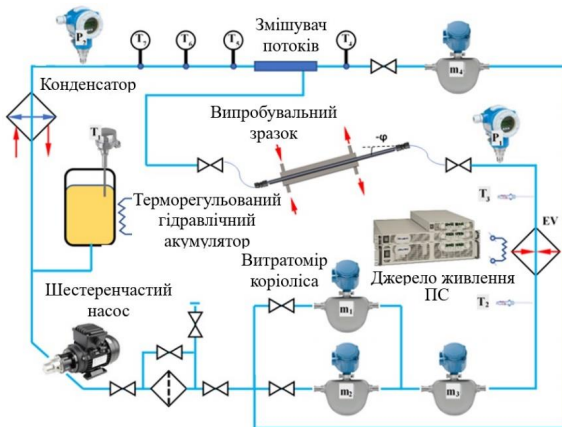


Рисунок 7 – Випробувальний стенд для дослідження конденсації аміаку в гладкій трубі

конденсації, визначався на основі ідентифікованого масового паровмісту до та після робочої ділянки. Зокрема, на вході масовий паровміст оцінювався тепловим балансом випарника, а на виході теплового балансу камери змішування – з урахуванням повної конденсації аміаку на виході з неї.

Для тестів було обрано такі режимні параметри: температура насичення – від 35 °C до 65 °C, масовий паровміст – від 0,1 до 0,9, масова швидкість – від 40 кг·м⁻²·с⁻¹ до 160 кг·м⁻²·с⁻¹. Експериментальний стенд був модифікований під завдання конденсації шляхом уведення байпасної лінії з переохолодженим аміаком та камерою змішування (рис. 7). Тепловий потік, що відводиться в зоні

Середні коефіцієнти тепловіддачі при конденсації знаходились за ідентифікованим тепловим потоком та середньою температурою внутрішньої стінки профілю, яка оцінювалася з використанням CFD-моделей. У невизначеності враховувалися похибки датчиків вимірювання температури стінки та тиску, а також точність оцінювання масового паровмісту на вході та виході:

$$(\alpha_{\text{cond}})_{\text{max}} = \frac{m_1 r (P_1) [x_{\text{ev}} - x_{\text{fm}} + \Delta x]}{A_{\text{HTC}} [T_s(P_1) - T_g - \Delta T_g (q_{\text{cond}}) - \Delta T_w - \Delta T_s]}, \quad (3)$$

$$(\alpha_{\text{cond}})_{\text{min}} = \frac{m_1 r (P_1) [x_{\text{ev}} - x_{\text{fm}} - \Delta x]}{A_{\text{HTC}} [T_s(P_1) - T_g - \Delta T_g (q_{\text{cond}}) + \Delta T_w + \Delta T_s]}, \quad (4)$$

де m_1 – масова витрата, $\text{кг} \cdot \text{с}^{-1}$; x_{ev} – масовий паровміст на виході з випарника; x_{fm} – масовий паровміст на виході з досліджуваного зразка; Δx – невизначеність середнього масового паровмісту (0,02), T_g – середня температура 12 поверхневих датчиків температури розташованих на поверхні труби, $^{\circ}\text{C}$; ΔT_s – невизначеність температури насичення ($\pm 0,13$ $^{\circ}\text{C}$ при $T_s = 35$ $^{\circ}\text{C}$ і $\pm 0,07$ $^{\circ}\text{C}$ при $T_s = 65$ $^{\circ}\text{C}$), ΔT_w – невизначеність середньої температури поверхні трубки яка включає невизначеність одиничного вимірювання температури ($\pm 0,2$ $^{\circ}\text{C}$) та невизначеність положення термопар ($\pm 0,5$ мм, що дає додаткові $\pm 0,1$ $^{\circ}\text{C}$ у CFD моделюванні), $^{\circ}\text{C}$; r – прихована теплота пароутворення, $\text{Дж} \cdot \text{кг}^{-1}$.

На рис. 8 подано отримані оцінки коефіцієнта тепловіддачі для горизонтальної орієнтації при різній масовій швидкості потоку та масовому паровмісті.

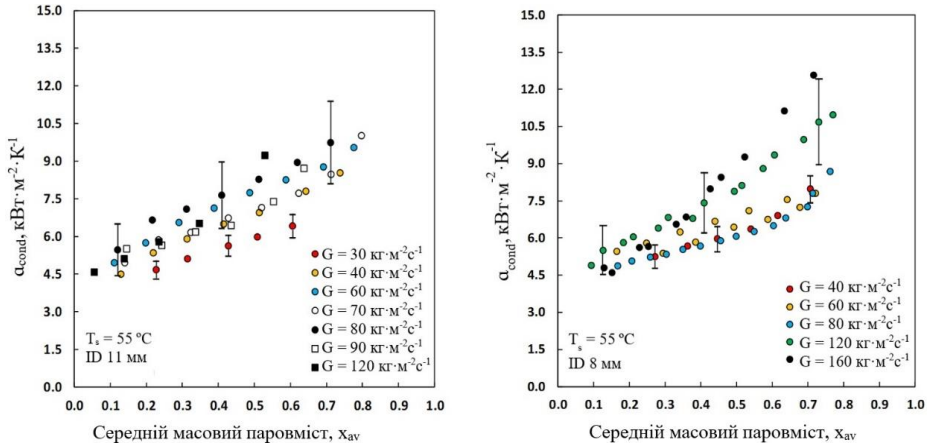


Рисунок 8 – Ідентифіковані коефіцієнти тепловіддачі при конденсації для горизонтального положення залежно від масової швидкості (G) та середнього масового паровмісту (x_{av})

При масових швидкостях до $120 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ залежність від масової швидкості практично відсутня. Це вказує на так званий плівковий механізм конденсації, коли тепловіддача визначається термічним опором плівки рідини, товщина якої залежить

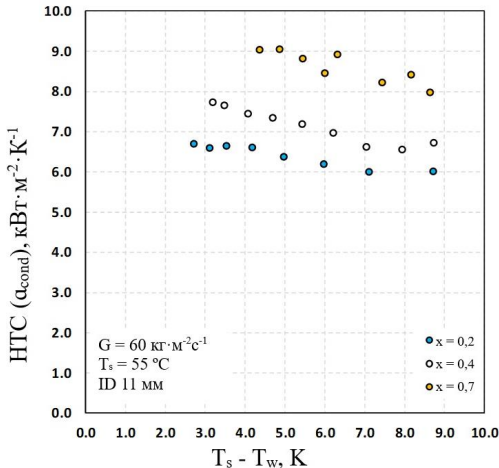


Рисунок 9 – Залежність коефіцієнта тепловіддачі від температурного напору стінки при малій масовій швидкості

тепловіддачі та температурного напору. У свою чергу, загальноприйняті співвідношення (Шах, Добсон – Шато) переоцінюють роль масової швидкості.

Враховуючи ці зауваження, в дисертації запропоновано модифікацію співвідношення Джастера – Коски на основі моделі плівкової конденсації шляхом додавання двох безрозмірних комплексів:

$$\alpha_{\text{cond}} = A \varepsilon^{3/4} \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g \lambda_l^3}{D_h \mu_l (T_s - T_w)} \right]^{1/4} \left[\frac{q}{r G (1 - x)} \right]^n \left[\frac{G D_h}{\mu_l} \right]^k, \quad (5)$$

де A , n , k – безрозмірні коефіцієнти; ε – об'ємний паровміст; ρ_l – густина рідини, $\text{кг} \cdot \text{м}^{-3}$; g – прискорення вільного падіння, $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$; μ – динамічна в'язкість, $\text{Па} \cdot \text{с}$; λ – теплопровідність, $\text{Вт} \cdot \text{м}^{-1} \cdot \text{К}^{-1}$; D_h – гідравлічний діаметр, м ; G – масова швидкість, $\text{кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$.

Перший комплекс враховує відношення масового потоку сконденсованого аміаку до потоку рідкої фази. Другий комплекс – число Рейнольдса було введено, щоб врахувати можливий вплив сил інерції та в'язкості. Методом найменших квадратів найкращі оцінки були отримані для ступенів при безрозмірних комплексах $n = 1/3$, $k = 1/3$ і $A = 1/4$. Внаслідок перетворення комплексів було отримано таку просту кореляцію, в якій практично відсутня роль масової швидкості (за винятком її ролі в оцінці об'ємного паровмісту ε), а також роль теплового потоку:

$$\alpha_{\text{cond}} = \frac{1}{4} \varepsilon \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g \lambda_l^3}{\mu_l^2 (1 - x)} \right]^{1/3}. \quad (6)$$

На рис. 10 показано хорошу якісну та кількісну адекватність отриманих оцінок коефіцієнтів тепловіддачі для труб різного діаметра. При цьому слід зазначити, що

від теплового потоку або температурного напору на стінці. Однак на рис. 9 показано несуттєвість цього фактору для малих масових швидкостей при різному масовому паровмісті. Таким чином, для аміаку за цих умов було виявлено, що коефіцієнт тепловіддачі при конденсації істотно не залежить від температурного напору стінки і від масової швидкості. Таке явище раніше не спостерігалось для традиційних фреонів і, отже, моделі, узагальнені на основі існуючих даних, не можуть бути якісно адекватними для опису конденсації аміаку. Зокрема, модифікації Джастера – Коски моделі Нуссельта для плівкової конденсації, визначає істотно більш значну роль кореляції коефіцієнта

існуючі моделі показали погану узгодженість із отриманими даними. Основною причиною, чому моделі конденсації, які добре працюють для традиційних теплоносіїв, не підходять для аміаку, є суттєва відмінність у визначальних теплофізичних властивостях.

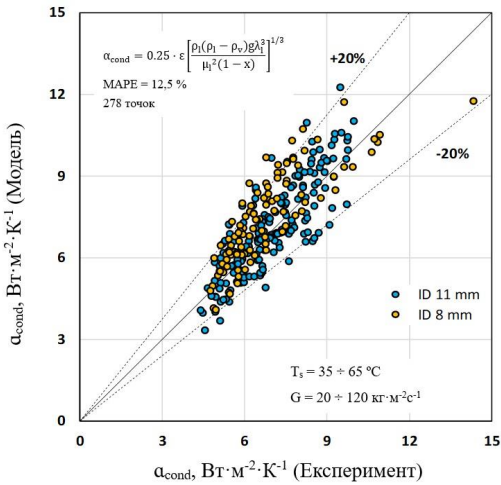


Рисунок 10 – Нове співвідношення (6) для коефіцієнта тепловіддачі при конденсації

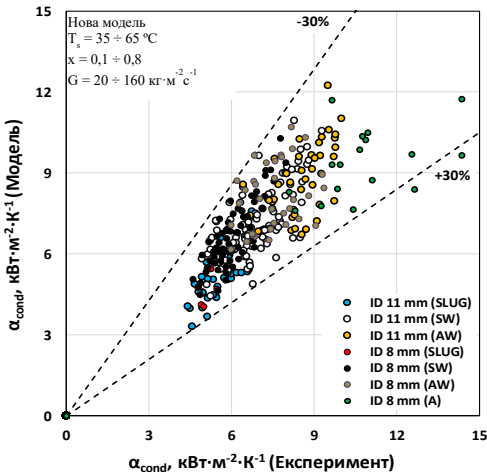


Рисунок 11 - Вплив режиму течії

відповідає горизонтальному потоку, крім випадку за найменшої масової швидкості $G = 40 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$. Тут снарядний режим течії є найбільш характерним для висхідного потоку, який, очевидно, є найменш ефективним порівняно зі стратифікованим горизонтальним. У свою чергу, коефіцієнт тепловіддачі в низхідному потоці значно менше ніж при горизонтальній течії, за винятком випадку при високій масовій

теплоносіїв, не підходять для аміаку, є суттєва відмінність у визначальних теплофізичних властивостях. Зокрема, висока теплопровідність аміаку та прихована теплота пароутворення порівняно з фреонами мінімізує роль термічного опору плівки конденсату. Динамічна в'язкість аміаку майже в 10 разів менша, ніж у води, що сприяє ефективному винесенню конденсату із зони ефективної конденсації у верхній частині каналу внаслідок сил тяжіння. Таким чином, отримані дані показують, наскільки недосконала теорія конденсації в каналах з вимушеною течією двофазного теплоносія.

На рис. 11 показано порівняння отриманих коефіцієнтів тепловіддачі з урахуванням диференціації режимів течії за допомогою карти режимів поданої у попередньому розділі. Отримана нова модель є найбільш ефективною для стратифікованих і хвильових течій. У свою чергу, співвідношення Кавалліні та Шаха досить добре описують точки, що відповідають кільцевим режимам течії. Справді, при кільцевому режимі течії основну роль конденсації відіграє вимушена конвекція між стінкою і плівкою рідини.

На рис. 12 показано вплив орієнтації труби на процеси конденсації аміаку. У висхідному потоці коефіцієнт тепловіддачі

швидкості $G = 160 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$. Це пояснюється тим, що кільцевий режим потоку формується в низхідному каналі при значно менших потоках імпульсу парової фази за допомогою дії сил тяжіння. Як наслідок, рідка фаза має більш високу швидкість, а отже і коефіцієнт тепловіддачі.

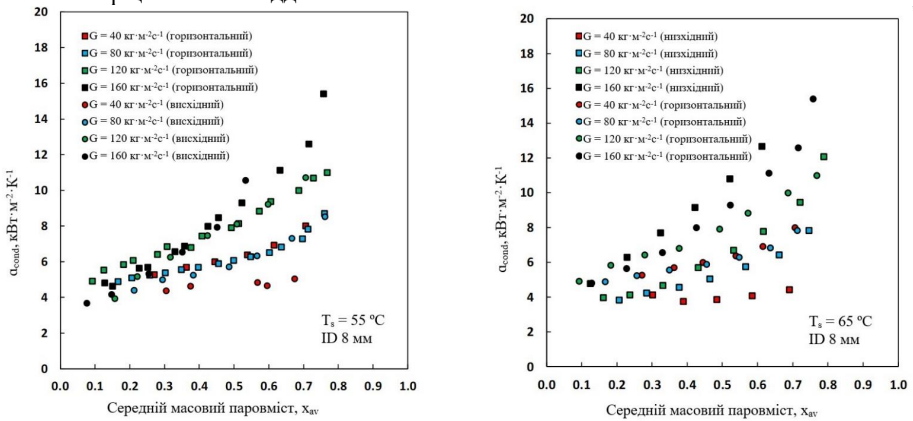


Рисунок 12 – Порівняння коефіцієнтів тепловіддачі для горизонтального та висхідного випадків

Четвертий розділ присвячено аналізу вимушеного кипіння аміаку в гладкій трубі при різній орієнтації потоку. Виконано аналіз опублікованих робіт, показано що у відкритому доступі відсутні дослідження коефіцієнтів тепловіддачі для аміаку при температурі насичення вище 10°C . Виходячи з цього було обрано такі режимні параметри: температура насичення – від 45°C до 65°C , масовий паровміст – від 0,1 до 0,9, масова швидкість – від $60 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ до $120 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$. Експерименти проводились для інтегрованого двофазного екструдованого алюмінієвого профілю з внутрішнім діаметром 11 мм (рис. 13) у двох положеннях: горизонтальному і вертикальному.

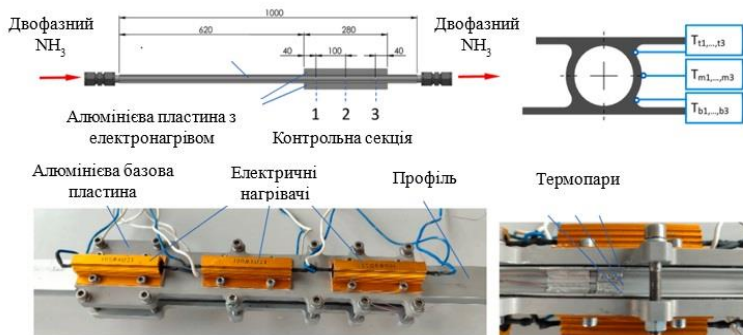


Рисунок 13 – Випробувальний зразок

Середня температура стінки вимірювалася дев'ятьма термопарами, розміщеними в трьох перерізах уздовж зони тепловідведення. Середня температура

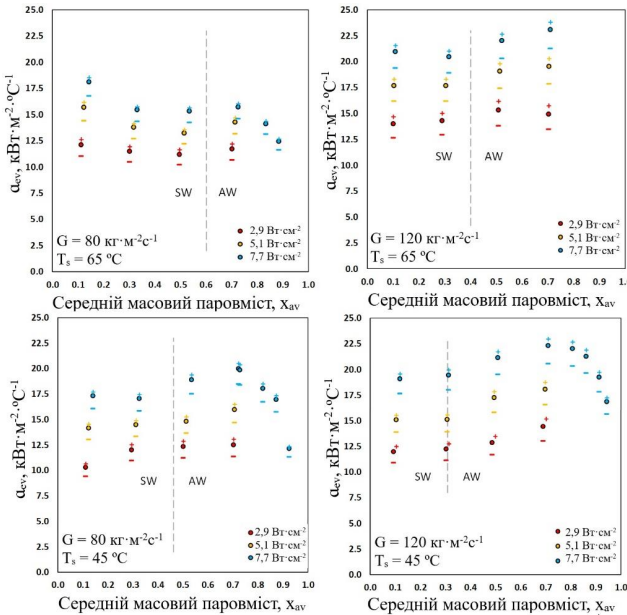


Рисунок 14 – Ідентифіковані коефіцієнти тепловіддачі при кипінні в трубі діаметром 11 мм при різних температурах насичення (45 °C, 65 °C) та масових швидкостях ($60 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1} \dots 120 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$)

режиму. І далі починає зростати, що вказує на домінуючу роль конвективної складової плівки рідини. При зниженні температури насичення, а отже, і потоку імпульсу парової фази при постійній масовій швидкості двофазного потоку ситуація змінюється і зниження коефіцієнта тепловіддачі спостерігається для високих щільностей теплових потоків. Однак, знову ж таки, перехід від стратифіковано-хвильового до кільцево-хвильового режиму приводить до зростання коефіцієнта тепловіддачі. Аналогічна картина спостерігається й при високих масових швидкостях. Слід зазначити, що основною причиною нижчих коефіцієнтів тепловіддачі при стратифіковано-хвильовому режимі, а також тенденції зниження інтенсивності тепловіддачі зі зростанням масового паровмісту є недостатнє змочування верхньої частини стінки, що обігрівается. Отримані результати добре ілюструють роль режимів течії в каналах при реалізації механізму тепловіддачі при кипінні.

При масовому паровмісті близько 0,7 спостерігається різке погіршення тепловіддачі (рис. 15), яке пов'язано з висиханням плівки рідини, що називається

внутрішньої стінки ідентифікувалася за допомогою CFD-моделювання. У другій частині наведено результати проведених експериментів. Отримані оцінки середніх коефіцієнтів тепловіддачі для горизонтального потоку подано на рис. 14 з відповідними діапазонами невизначеностей. Тут нанесено между очікуваного розділу фаз на основі адіабатної карти режимів, поданої у другому розділі. Як видно, при малій масовій швидкості та високій температурі насичення інтенсивність тепловіддачі знижується при збільшенні масового паровмісту аж до очікуваного кільцевого

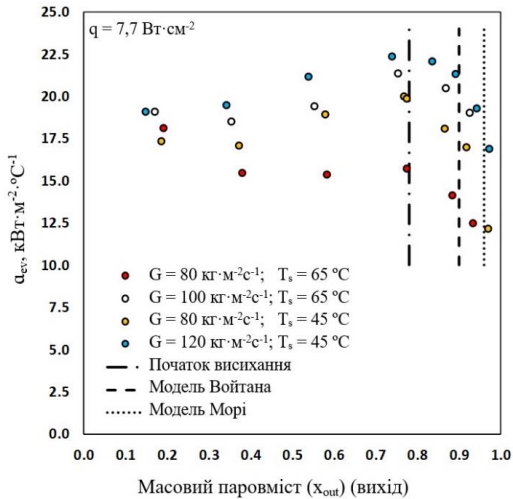


Рисунок 15 – Початок висихання в горизонтальному потоці

Зазвичай тепловіддача при вимушеному кипінні представляється як суперпозиція двох механізмів: бульбашкового кипіння у великому обсязі і конвективного теплообміну між плівкою рідини та стінки, що обігрівається. Тут співвідношення Каттана і Войтана з кореляцією Купера для бульбашкового кипіння є найбільш затребуваними. У свою чергу, при якісному аналізі нових даних по аміаку було запропоновано пов'язати коефіцієнт придушення бульбашкового механізму (0,8 у співвідношенні Войтана) на відношення відповідних оцінок бульбашкової та конвективної складових:

$$\alpha_{ev} = \left[\left(\left(\frac{\alpha_{cb}}{\alpha_{nb}} \right)^{0,17} \alpha_{nb} \right)^3 + \alpha_{cb}^3 \right]^{1/3}. \quad (7)$$

На рис. 16 показано порівняння розрахункових результатів, що виконані різними моделями з експериментальними даними відповідних теплофізичних процесів у випадку робочого тіла аміак. Як видно, співвідношення Войтана та (7) є найбільш кількісно адекватними. Причому співвідношення (7) якісно краще описує поведінку даних за винятком аномального випадку за найменшої масової швидкості та максимальної температури насичення.

кризою теплообміну другого роду. Найчастіше для знаходження межі початку погіршення тепловіддачі використовують модель Морі та Войтана, які узагальнені головним чином для фреонів. Видно, що ці моделі значно недооцінюють граничний паровміст для аміаку, який консервативно можна вважати на рівні 0,7 в широкому діапазоні температур насичення і масових швидкостей. Це якісно не узгоджується із загальноприйнятими моделями і знижує їхню феноменологічну якість (тобто адекватність цих моделей для середовищ із властивостями, що значно відрізняються від традиційних теплоносіїв).

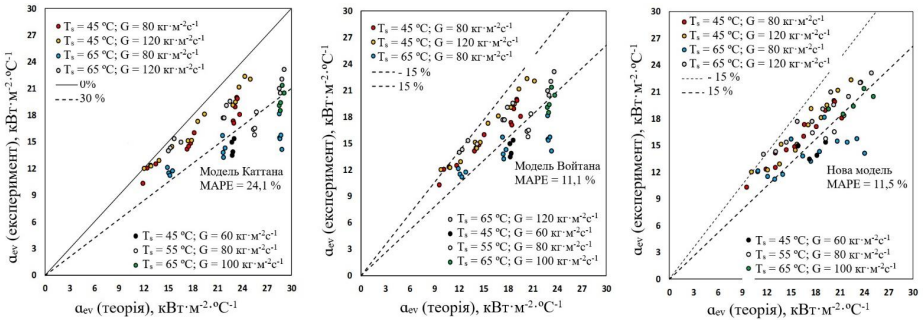


Рисунок 16 – Порівняння коефіцієнта тепловіддачі при кипінні аміаку в горизонтальній трубі діаметром 11 мм з оцінками найбільш відповідних кореляцій

На рис. 17 показано, що вимушене кипіння у висхідному потоці значно більше порівняно з горизонтальним. Це обумовлено більш надійним і рівномірним змочуванням стіни, що обігрівається, по всьому периметру. Також видно слабку залежність коефіцієнта тепловіддачі у висхідному потоці від середнього масового паровмісту. Це вказує на домінуючу роль бульбашкового механізму кипіння.

Зокрема, хороша узгодженість експериментальних даних з оцінками моделі Купера для бульбашкового кипіння у великому обсязі підтверджує цей висновок (рис. 18).

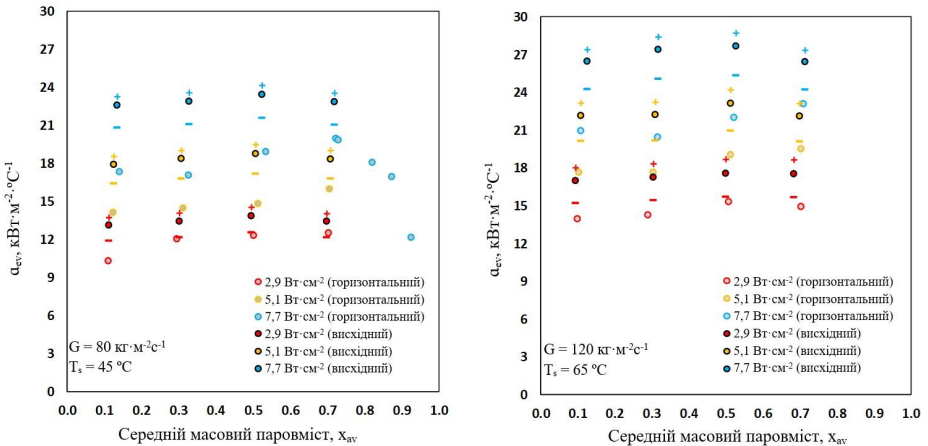


Рисунок 17 – Порівняння коефіцієнтів тепловіддачі в трубі діаметром 11 мм для горизонтального та висхідного випадків

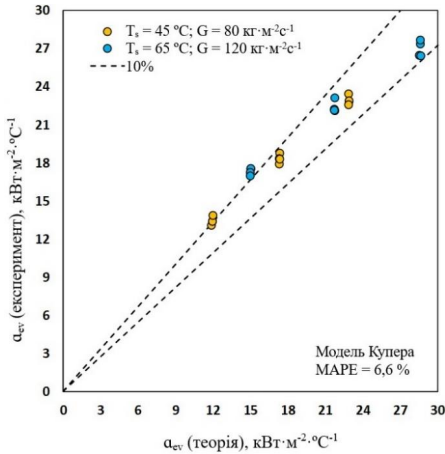


Рисунок 18 – коефіцієнт тепловіддачі при випаровуванні аміаку у висхідному потоці в трубі з внутрішнім діаметром 11 мм (кореляція Купера)

про профіль швидкості у початковому і кінцевому перерізах, де потік повністю розвинений. Отримання такої експериментальної інформації для труб малого діаметра є складним інженерним завданням, яке нині не вирішено. Зазвичай, в інженерних розрахунках використовують або середні втрати тиску, або параболический закон розподілу. Це визначає суттєву невизначеність, яка знижує якість оцінювання незворотних втрат тиску

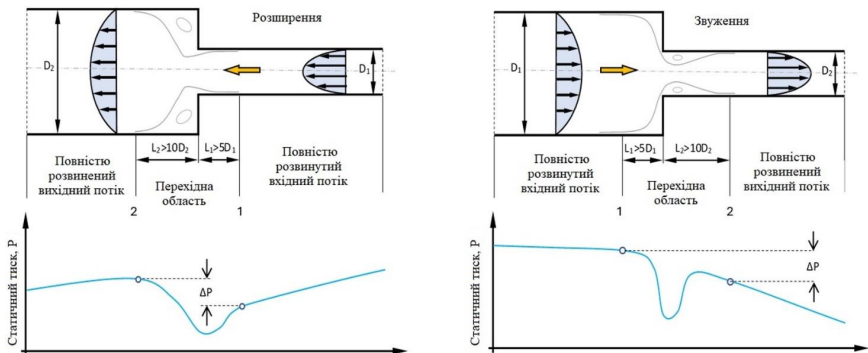


Рисунок 19 – Поведінка статичного тиску в каналі з раптовим розширенням та звуженням

П'ятий розділ присвячено проблемі оцінювання однофазних та двофазних місцевих втрат тиску в елементах контуру з різкою зміною площі прохідного перерізу.

У першій частині розділу наведено опис визначення однофазних та двофазних місцевих втрат тиску. Подано спрощену схему однофазної течії при розширенні та звуженні (рис. 19). Тут перепад статичного тиску (ΔP) містить як незворотні втрати тиску (повного, з відповідним ростом ентропії) що спричинені дією сил в'язкості, так і зворотні, внаслідок прискорення потоку. З точки зору експериментального дослідження незворотні втрати тиску можуть бути ідентифіковані за вимірним перепадом статичного тиску, виключивши з нього теоретичні оцінки зворотного перепаду. При цьому необхідно мати інформацію

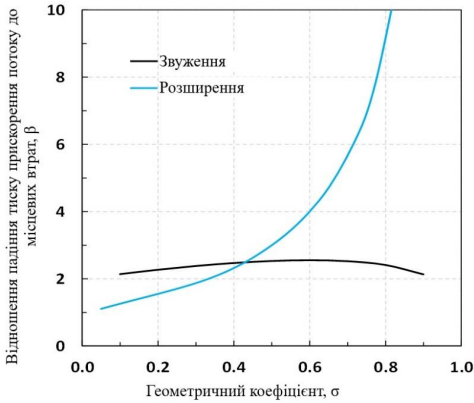


Рисунок 20 – Зв'язок між падінням тиску прискорення потоку та місцевими втратами тиску для звуження та розширення на основі кореляції Борда-Карно та Ідельчика (1986 р.)

Наприклад, на рис. 20 показано співвідношення загальноприйнятих теоретичних оцінок незворотних та зворотних перепадів при розширенні та звуженні з різним геометричним фактором. Як видно, залежно від геометрії зворотна складова значно перевершує очікувані незворотні втрати. Як наслідок, особливо при великих значеннях геометричного фактору невизначеність зворотного перепаду може стати сумірною із втратами тиску, що робить традиційний підхід до аналізу втрат механічної енергії малоефективним.

Ситуація суттєво погіршується для двофазних потоків, де крім профілю швидкості фаз необхідно також отримувати оцінки об'ємного

паровмісту у вхідному та вихідному перерізах. Зазвичай дослідники займаються аналізом зміни статичного тиску в двофазному потоці при звуженні та розширенні, вводючи так звані моделі відновлення тиску, які не дають будь-якої корисної інформації щодо незворотної складової. Деякі роботи присвячено незворотним втратам тиску, в яких автори використовують середні витратні швидкості та теоретичні оцінки об'ємного паровмісту, ігноруючи аналіз невизначеності, що суттєво знижує феноменологічну якість їх моделей при використанні для середовищ та граничних умов, які відрізняються від фактично досліджених. В інженерних оцінках широко використовуються дві основні моделі, гомогенна:

$$\Delta P_{\text{loc}} = K_{\text{loc}} \frac{G_1^2}{2\rho_1} (\Phi_{10})_{\text{hom}} = K_{\text{loc}} \frac{G_1^2}{2\rho_1} \left[1 + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right]. \quad (8)$$

де K_{loc} – коефіцієнт місцевих втрат тиску, та гетерогенна:

$$\Delta P_{\text{loc}} = K_{\text{loc}} \frac{G_1^2}{2\rho_1} (\Phi_{10})_{\text{ch}} = K_{\text{loc}} \frac{G_1^2}{2\rho_1} \left(1 + \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) [(Bx(1-x) + x^2)] \right). \quad (9)$$

де B — емпіричний коефіцієнт, який визначає геометричний аспект джерела місцевих втрат. За рекомендацією Чизхольма для пароводяного середовища: $B = 0,5$ для розширення, $B = 1,0$ для звуження.

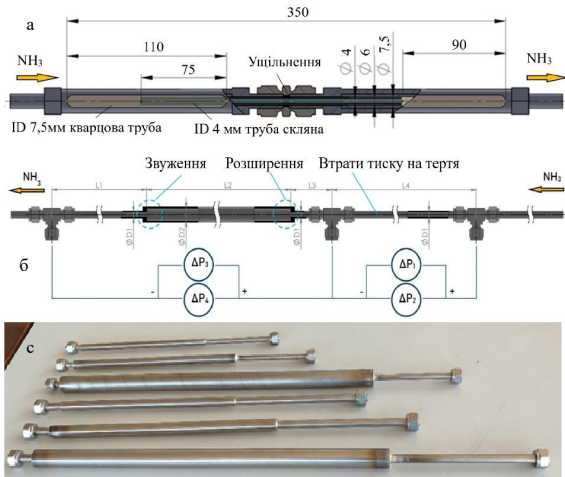


Рисунок 21 – Випробувальні зразки

звуження і розширення. Оцінювання якості моделі у відкритих джерелах відсутнє, що робить використання цієї моделі, наприклад для оцінювання дисипації механічної енергії в аміачних контурах, необґрунтованим і невизначеним.

Враховуючи проблему адекватного оцінювання зворотних перепадів тиску в однофазному та двофазному потоках, було запропоновано комбіновану схему експериментального дослідження, де розширення та звуження розглядається в єдиному сегменті. Це дає змогу виключити необхідність оцінювання зворотних перепадів тиску, вважаючи, що вимірний перепад статичного тиску включає лише незворотні втрати тиску. Враховуючи, що втрати тиску за довжиною досить добре вивчені, загальні місцеві втрати тиску на звуженні та розширенні можуть бути легко оцінені як для однофазного, так і двофазного потоків з відповідною невизначеністю.

Схему робочої ділянки, яка інтегрується в універсальний стенд, який описано раніше, подано на рис. 21. Тут передбачено ділянку для безпосереднього вимірювання втрат тиску за довжиною. Довжини ділянок були вибрані близько 10 калібрів перед і 30 калібрів після місцевого опору, які гарантують, що однофазний і двофазний потоки у точках вимірювання тиску є повністю розвиненими. Дослідження проводились з шістьма сегментами з різними геометричними факторами.

Отримані оцінки однофазних коефіцієнтів місцевих втрат порівняно з оцінками, які отримано за існуючими моделями, подано на рис. 22. Як видно, залежно від діаметра вхідної та вихідної ділянок теоретичні моделі ведуть себе кількісно по-різному – перебільшуючи втрати для труби діаметром 4 мм і применшуючи – для 6 мм. Це пов'язано з різним профілем швидкості у початковій ділянці, що впливає на загальні втрати. Наприклад, модель Ідельчика для параболічного профілю добре узгоджується з даними для труби з діаметром 6 мм.

Тут традиційно використовується параметр двофазності (Φ_{10}), який залежить від масового паровмісту і співвідношення щільностей фаз. Попри використання, аналіз адекватності цих моделей з урахуванням невизначеності основних складових у літературі відсутній. Наприклад, гетерогенна модель Чизхолма була узагальнена на основі даних пароводяного середовища для одиначної геометрії. Точність моделі авторами не зазначається, причому емпіричний коефіцієнт набуває суттєво різних значень для

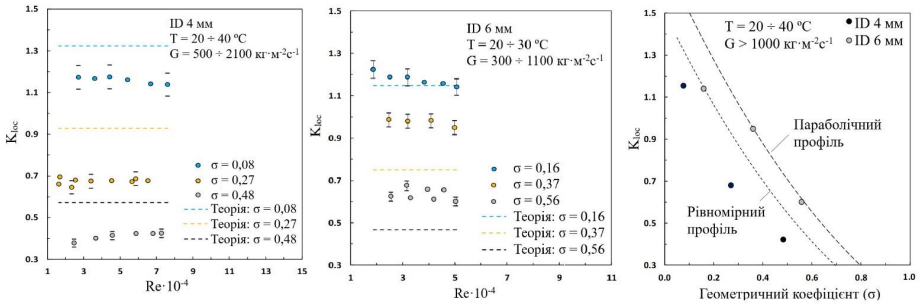


Рисунок 22 – Ідентифіковані однофазні коефіцієнти місцевих втрат тиску

На рис. 23 показано оцінки ідентифікованого параметра двофазності залежно від геометричного фактору, діаметру вхідної ділянки, масової швидкості, температури насичення та масового паровмісту. Як видно, гомогенна модель добре працює при високих масових швидкостях (понад 400 $\text{кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{с}^{-1}$). Побічно це показує, що при таких швидкостях двофазний потік в області основних дисипацій механічної енергії можна розглядати як гомогенний, тобто швидкості фаз однакові.

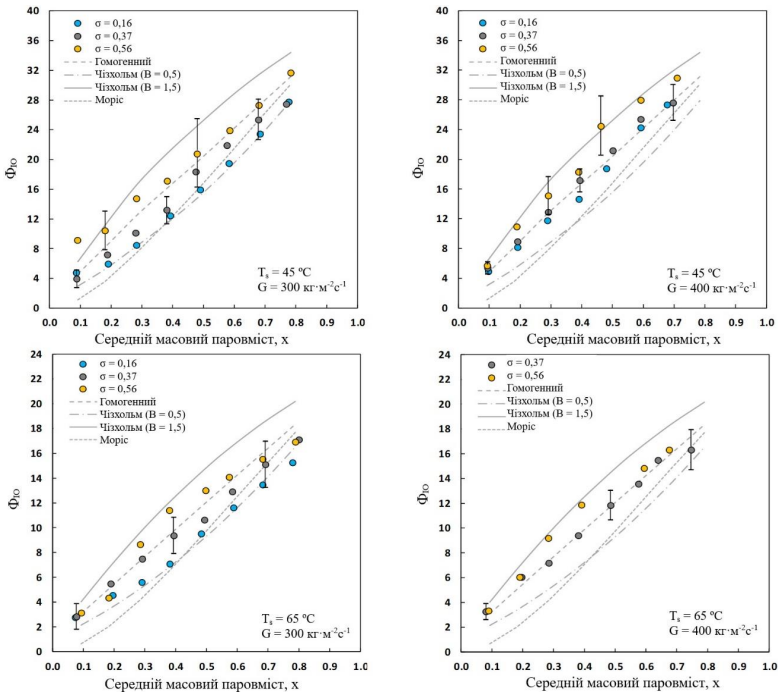


Рисунок 23 – Ідентифіковані коефіцієнти двофазності для труб діаметром 6 мм

На рис. 24 показано гетерогенну модель з емпіричним коефіцієнтом $B = 0,5$, запропонованим Чизхольмом для розширення, яка краще відповідає даним при малих масових швидкостях. У цілому рекомендації Чизхольма при $B = 0,5$ і $B = 1,5$ можуть розглядатися як відповідні консервативні максимальні та мінімальні оцінки параметра двофазності для аміаку. На рис. 25 показано, що для всього обсягу отриманої експериментальної інформації гомогенна модель може бути використана для аміачних додатків з очікуваною точністю $\pm 20\%$.

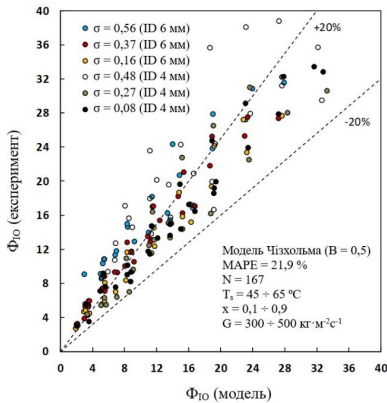


Рисунок 24 – Порівняння моделі Чизхольма з ідентифікованими коефіцієнтами двофазності

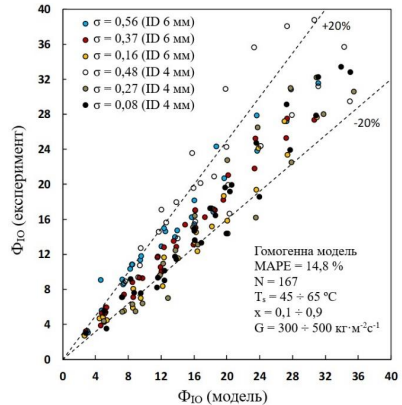


Рисунок 25 – Порівняння гомогенної моделі з ідентифікованими коефіцієнтами двофазності

ВИСНОВКИ

Відповідно до поставленої мети досліджень вирішено важливе науково-прикладне завдання в експериментальному дослідженні механізмів та явищ, що супроводжують процеси тепломасообміну в каналах з однофазним та двофазним потоками у різних системах перспективних аміачних енерготехнологічних установок та систем терморегулювання.

При вирішенні завдань отримано такі наукові результати:

1. Запропоновано узагальнити режими адіабатичної двофазної течії аміаку в горизонтальних і вертикальних трубах при тиску насичення від 7,3 бар до 29,5 бар у вигляді карти двофазних режимів, котра відрізняється від існуючих карт визначною роллю імпульсу потоку парової фази та може адекватно використовуватись для розпізнавання режимів течії в каналах аміачних паросилових енерготехнологічних установок і систем.

2. Для вертикального висхідного потоку показано низьку кількісну адекватність існуючих моделей щодо двофазного режиму течії. Разом з тим діапазон імпульсу потоку пари, при якому починається формування кільцево-хвильового режиму у вертикальному висхідному потоці, добре узгоджується з отриманими оцінками для горизонтального потоку.

3. Отримані дані для вертикального низхідного потоку показують, що на відміну від горизонтальної течії з'являється гладкий стратифікований режим, який зі збільшенням нахилу до 45 градусів існує при більш високих значеннях імпульсу парової фази, що опосередковано підтверджується висновками інших авторів.

4. Запропоновано узагальнити отримані експериментальні оцінки коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації аміаку в горизонтальних каналах при масовій швидкості від $20 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ до $120 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ і температурі насичення від 35°C до 65°C у вигляді нового співвідношення на основі кореляції Нуссельта з модифікацією Джастера – Коски. Це дало змогу показати, що при масових швидкостях від $40 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ до $160 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ коефіцієнт тепловіддачі при конденсації не залежить ні від теплового потоку, ні від масової швидкості, що не відповідає загальноприйнятим співвідношенням, котрі описують конвективний та плівковий механізми конденсації.

5. Показано, що існуючі кореляції Кавалліні та Шаха досить добре описують конденсацію при кільцевому режиму течії, при якому основну роль відіграє вимушена конвекція між стінкою і плівкою рідини.

6. Запропоновано нову феноменологічну рекомендацію для фактору придушення бульбашкового механізму кипіння ($0,8$ у моделі Войтана), яка є відношенням відповідних оцінок бульбашкової та конвективної складових і демонструє кращу кількісну та якісну адекватність отриманим даним.

7. Показано, що граничний масовий паровміст, при якому настає погіршення теплообміну при кипінні аміаку в горизонтальних і вертикальних каналах, пов'язане з висиханням плівки рідини, не залежить від масової швидкості і може бути прийнято на рівні $0,7$ у широкому діапазоні граничних умов, що є більш консервативною оцінкою для проектування каналних випарників, ніж ті, що дають загальноприйняті моделі.

8. Обґрунтовано що для потоку аміаку у вертикальних каналах з масовими швидкостями від $60 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ до $120 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$ коефіцієнт тепловіддачі при кипінні аміаку може визначатись кореляціями для бульбашкового кипіння у великому об'ємі.

9. Обґрунтовано, що для визначення місцевих втрат тиску при раптовому розширенні та звуженні при використанні аміаку у випадках з низьким геометричним коефіцієнтом ($\sigma < 0,2$) та високими масовими швидкостями ($G > 400 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$) використовувати гомогенний підхід Баттерворта та Х'юїта, відповідність якого не перевищує похибку $\pm 20 \%$.

10. Обґрунтовано, що при малих масових швидкостях при розширенні використовувати модель Чізхольма з емпіричним коефіцієнтом $B = 0,5$, а для консервативних оцінок максимальних та мінімальних двофазних місцевих втрат тиску при звуженні та розширенні використовувати емпіричні коефіцієнти $B = 0,5$ і $B = 1,5$.

СПИСОК ПРАЦЬ, ОПУБЛІКОВАНИХ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Ruzaikin, V. Ammonia two-phase flow patterns and condensation in the inclined smooth tubes / V. Ruzaikin, I. Lukashov, A. Breus // International Journal of Thermal Sciences, 2024, vol. 206. P. 109344. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2024.109344.

2. Ruzaikin, V. Ammonia condensation in the horizontal and vertical smooth tubes / V. Ruzaikin, I. Lukashov, A. Breus // International Journal of Refrigeration, 2024, vol. 164. P. 1-11. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2024.03.003.
3. Ruzaikin, V. Ammonia single-phase and two-phase local pressure losses on sudden expansion and contraction / V. Ruzaikin, I. Lukashov, A. Breus // International Communications in Heat and Mass Transfer, 2025, vol. 162. P. 108639. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2025.108639.
4. Ruzaikin, V. Ammonia void fraction in smooth tubes at different gravity orientation / V. Ruzaikin, I. Lukashov, A. Breus, T. Fedorenko // International Journal of Refrigeration, 2023, vol. 150. P. 89-99. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2023.02.006
5. Ruzaikin, V. Ammonia adiabatic two-phase flow patterns in the horizontal tube / V. Ruzaikin, I. Lukashov, A. Breus, O. Shypul // International Journal of Heat and Mass Transfer, 2024, vol. 234. p. 126133. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2024.126133.
6. Ruzaikin, V. Ammonia flow boiling in the smooth, annuli and inner-finned tube at different gravity orientation / V. Ruzaikin, I. Lukashov, A. Breus // International Journal of Heat and Mass Transfer, 2024, vol. 228. P. 125696. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2024.125696.
7. Ruzaikin, V. Ammonia two-phase mechanically pumped loop for geostationary application: Non-condensable gases factor / V. Ruzaikin, I. Lukashov, T. Fedorenko // Colloid and Interface Science Communications, 2023, vol. 52. P. 100692. DOI: 10.1016/j.colcom.2022.100692.
8. Лукашов І., Довжина збурення в двофазному потоці амміаку для горизонтального та висхідного потоку після дросельного отвору, Відкриті інформаційні та комп'ютерні інтегровані технології, № 102, 2024, - С. 180-189. DOI: 10.32620/oikit.2024.102.12.
9. Ruzaikin V., Lukashov I. Pump Assistant Ground-Source Two-Phase Thermosiphon for the Heating and Cooling of Households: conference materials Integrated Computer Technologies In Mechanical Engineering. 2022 // Lecture Notes in Networks and Systems, 2023. – pp. 665-676. DOI: 10.1007/978-3-031-36201-9_55.
10. Two-Phase Immersion Cooling Technology Perspectives in Electronics / V. Ruzaikin, I. Lukashov, Ye. Tsegelnyk, S. Plankovskyy // Smart Technologies in Urban Engineering: Lecture Notes in Networks and Systems, 2023. – pp. 307-318: 10.1007/978-3-031-46877-3_27.

АНОТАЦІЯ

Лукашов І.М. Експериментальне та теоретичне дослідження процесів тепломасообміну в елементах перспективних аміачних енерготехнологічних установок. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика (G4 - Теплоенергетика). – Інститут енергетичних машин і систем ім. А. М. Підгорного Національної академії наук України, Харків, 2025.

Дисертацію присвячено дослідженню однофазної та двофазної течії аміаку в гладких каналах теплообмінного обладнання контурів перспективних аміачних енерготехнологічних установок.

В роботі досліджено режими адіабатичної течії аміаку в трубі при різних орієнтації. Візуальні спостереження режимів течії в кварцовій трубці з внутрішнім діаметром 7,5 мм у широкому діапазоні тиску, масових швидкостей та масового паровмісту дали змогу узагальнити режими адіабатичної двофазної течії в трубі у вигляді спрощеної моделі в координатах умовного імпульсу фаз, яка використовується в подальшому аналізі механізмів конденсації, кипіння та втрат механічної енергії в трубах.

Проведено експериментальне та теоретичне дослідження конденсації аміаку в гладких трубах при різних орієнтації у просторі для середніх та високих тисків. У результаті аналізу даних експериментів було отримано оцінки коефіцієнта тепловіддачі для горизонтального, висхідного та низхідного потоків при різних масовій швидкості та масовому паровмісті для труб із внутрішніми діаметрами 8 мм і 11 мм. Дані для горизонтального потоку були узагальнені у вигляді нової простої кореляцію, котра показує хорошу якісну та кількісну адекватність отриманих оцінок коефіцієнтів тепловіддачі для труб різного діаметра при масовій швидкості до $120 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$.

В дисертаційній роботі проведено аналіз вимушеного кипіння аміаку в гладкій трубі діаметром 11 мм при різних орієнтації в просторі. Було отримано оцінки середніх коефіцієнтів тепловіддачі для горизонтального потоку, для яких було запропоновано нову кореляцію, де коефіцієнт придушення бульбашкового механізму (0,8 у моделі Войтана) замінено на відношення відповідних оцінок бульбашкової та конвективної складових. При дослідженні було виявлено, що у широкому діапазоні режимних параметрів при масовому паровмісті близько 0,7 спостерігається різке погіршення тепловіддачі, що пов'язано з висиханням плівки рідини. Також показано, що коефіцієнт тепловіддачі при вимушеному кипінні у висхідному потоці значно більший порівняно з горизонтальним і добре описуються простими моделями для бульбашкового механізму кипіння.

В роботі вирішувалась проблема оцінювання однофазних та двофазних місцевих втрат тиску в елементах контуру з різкою зміною площі прохідного перерізу. Було випробувано шість сегментів з різними геометричними факторами звуження і розширення та отримано оцінки параметрів двофазності в моделях місцевих втрат. Показано, що гомогенна модель добре працює при високих масових швидкостях (понад $400 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{с}^{-1}$). Гетерогенна модель з емпіричним коефіцієнтом $B = 0,5$, запропонованим Чізхольмом для розширення, краще відповідає даним при малих масових швидкостях. Також показано, що для всього обсягу отриманої експериментальної інформації гомогенна модель може бути використана для аміачних додатків з очікуваною точністю $\pm 20 \%$.

Ключові слова: режими течії, двофазна течія, аміак, місцеві втрати тиску, конденсація, кипіння, імпульс потоку парової фази.

SUMMARY

Lukashov, I.M. Experimental and theoretical study of heat and mass exchange processes in the components of promising ammonia energy systems. – Manuscript.

The thesis submitted for the degree of Candidate of technical sciences on the primary subject of 05.14.06 – Technical thermophysics and industrial thermal power engineering (G4 – Heat power engineering). – Anatolii Pidgorny Institute of Power Machines and Systems of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkiv, 2025.

The thesis is dedicated to the investigation of ammonia single and two-phase flows in smooth channels of heat exchangers in the promising ammonia energy systems.

The adiabatic two-phase flow patterns of ammonia in a smooth tube at various orientations in a gravitational field were studied. The visualisations of the two-phase flow in the transparent tube with an internal diameter of 7,5 mm were provided over a broad range of pressure, mass velocity, and vapour quality, allowing for generalisation of the corresponding two-phase pattern map in the superficial phase momentum flux coordinates. The obtained map was used to gain insight into the condensation and boiling mechanisms, as well as mechanical energy dissipation in the tube.

The ammonia condensation in horizontal and inclined smooth tubes was experimentally and theoretically studied for medium- to high-pressure cases. The corresponding estimates of the heat transfer coefficients were obtained for tubes with internal diameters of 8 and 11 mm. A new, straightforward correlation has been generalised, which accurately predicts the condensation heat transfer coefficients for cases with mass velocities below $120 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$.

The flow boiling of ammonia in a horizontal and inclined smooth tube with an inner diameter of 11 mm was investigated. The average heat transfer coefficients in the horizontal flow were obtained, which enabled the modification of the existing Wojtan et al. model to exhibit the depression coefficient as the ratio of pool boiling and convective factors. It has been revealed that a dry-out heat transfer condition occurs at a vapour quality of 0,7 across a broad range of operating conditions. Moreover, the higher heat transfer coefficients in the upward flow were noted compared to the horizontal cases, which the straightforward pool boiling models accurately describe.

The single-phase and two-phase local pressure losses due to sudden expansion and contraction were characterised for ammonia flow. Six segments with various geometrical factors of expansion and contraction have been tested, and the corresponding estimates of two-phase factors in the local loss model were derived. In particular, the homogeneous model provides accurate predictions for high mass velocity cases (above $400 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$), while the heterogeneous Chisholm model with the empirical coefficient of $B = 0,5$ is more appropriate for ammonia flow with low mass velocities. Overall, the entire set of test points suggests that a homogeneous model can be effectively exploited for ammonia applications with an accuracy of $\pm 20\%$.

Keywords: flow pattern, two-phase flow, ammonia, condensation, boiling, local losses, superficial vapour momentum flux.

Підписано до друку 04.08.2025. Формат 60×84 1/16. Папір офсетний
Умовн. друк. арк. 1,63. Обл. вид. арк. 1,27. Зам. № 10422.
Наклад 50 прим.

Віддруковано на базі поліграфічно-видавничого центру «Кавун»
49018, Дніпро, 18, а/с 1212
тел. (066)-55-312-55, (056)-798-22-47
E-mail: arbuz.in.ua@gmail.com
www.arbuz.in.ua