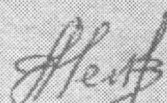


М 48 /  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

МЕЛЬНИК АНДРІЙ ВАСИЛЬОВИЧ



УДК 536.24+536.532+536.27:536.423.1

**ПРОЦЕСИ КИПІННЯ В ТРУБІ РОЗЧИНІВ ІЗОБУТАНУ З  
КОМПРЕСОРНИМ МАСТИЛОМ  
(Експеримент, моделювання)**

Спеціальність 05.14.06 – Технічна теплофізика і промислова теплоенергетика

**АВТОРЕФЕРАТ**

дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Одеса – 2014

Дисертація являється рукописом



Робота виконана в Одеській національній академії харчових технологій (ОНАХТ)  
Міністерства освіти і науки України

Науковий керівник:

доктор технічних наук, професор

**Железний Віталій Петрович,**

професор кафедри теплофізики та прикладної екології Одеської національної академії харчових технологій

доктор технічних наук, професор,

**Цейтлін Михайло Абрамович,**

професор кафедри хімічної техніки і промислової екології Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут" МОН України;

кандидат технічних наук, доцент

**Красновський Ігор Наумович,**

доцент кафедри холодильної і торгової техніки Донецького національного університету економіки і торгівлі імені М.Туган - Барановського МОН України, начальник дослідно-випробувального центру НДПКПобумаш, м. Донецьк.

Захист дисертації відбудеться "27" жовтня 2014 р. в 14:30 в ауд. 108 на засіданні спеціальної національної академії харчових технологій за адресою:

ОНАХТ за адресою: вул. Дворянська, 1/3,

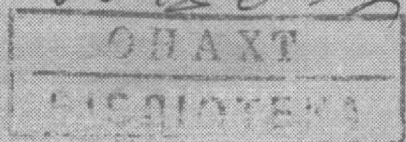
Мілованов В.І.

ОНАХТ Автореф  
Процеси кипіння в тр



v018632

v018632



## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** В процесі експлуатації парокомпресорних холодильних машин певна кількість компресорного мастила завжди присутня у випарнику і конденсаторі. Домішки мастила в холодоагенті створюють розчин холодоагент/мастило (РХМ), котрий циркулює по контуру компресорної системи. Взаємна розчинність мастила з холодоагентом суттєво впливає на теплофізичні властивості робочого тіла, теплообмін в апаратах холодильної машини, показники ефективності компресорної системи, і в цілому на роботу холодильної машини. Для ефективного проектування холодильного обладнання необхідно мати інформацію по кількості мастила в холодоагенті, яке циркулює по контуру компресорної системи і його впливу на процеси теплообміну у випарнику.

Як показує проведений в дисертації аналіз, присутність навіть незначних домішок мастила в холодоагенті суттєво впливає на інтенсивність процесів теплообміну і режими потоку реального робочого тіла (РРТ) у випарнику. Необхідно підкреслити, що термодинамічне моделювання процесів кипіння РХМ в трубі з використанням експериментальних даних по властивостям реального робочого тіла являється складною задачею, не вирішеною до теперішнього часу.

Серед вчених, котрі плідно працювали в рамках даного наукового напрямку, на публікації яких автор спирався при вирішенні розглянутих в дисертації задач, необхідно назвати такі імена як: Мельцер Л. З., Том Дж. Р. (Thome J. R.), Іванов О. П., Кандлікяр С. Ж. (Kandlikar S. G.), Гунгор К. Е. (Gungor K. E.), Гамбреус К. М. (Hambraeus K. M.), Шен Б. (Shen B.), Гролл Е. А. (Groll E. A.), Ченг Л. (Cheng L.), Кедзірський М. А. (Kedzierski M. A.), Смірнов Р. Ф., Данилова Р. Н. та ін.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота виконана в залежності від: Постанови Кабінету Міністрів України №256 від 04.03.2004 р., що затвердила програму призупинення виробництва і використання озоноруйнівних речовин на 2004-2030 рр. Дисертаційна робота являється також складовою частиною досліджень, проведених в рамках виконання науково-дослідних робіт МК 12/04, № дер. реєстр. 0112U000731, і МК 14/01, № дер. реєстр. 0114U000073, і науково-дослідної кафедральної теми «Комплексні дослідження теплофізичних властивостей речовин, перспективних для використання в промисловості».

**Метою і завданням** являються дослідження впливу домішок компресорного мастила на інтенсивність тепловіддачі при кипінні реальних робочих тіл в трубі; визначення режимів потоку киплячого реального робочого тіла у випарнику; розробка термодинамічної моделі процесів кипіння розчинів холодоагент/мастило в трубі з використанням експериментальних даних по властивостям реального робочого тіла; надання рекомендацій по проектуванню теплооб-

мінних апаратів холодильного обладнання.

Об'єктами досліджень являються розчини холодоагенту R600a (ізобутан) з компресорним мінеральним нафтовим мастилом Reniso WF 15A.

Предметом досліджень являються закономірності впливу теплового потоку, масової швидкості, концентрації мастила в холодоагенті, режимів потоку і процесів піноутворення на процеси кипіння реального робочого тіла в трубі.

Для досягнення поставленої цілі було необхідно вирішити наступні задачі:

- створити експериментальну установку по дослідженню впливу домішок компресорного мастила на інтенсивність тепловіддачі при кипінні реальних робочих тіл в трубі;
- виконати експериментально-розрахункове дослідження процесів кипіння розчинів ізобутан/компресорне мастило у випарнику, режимів протікання киплячої рідини, споживаної потужності компресора домашнього холодильника;
- розробити методику прогнозування локального і середнього коефіцієнту тепловіддачі при кипінні в трубі розчинів R600a/Reniso WF 15A використовуючи експериментальні дані по властивостям реального робочого тіла;
- сформувавши рекомендації по проектуванню теплообмінних апаратів холодильного обладнання.

**Методи дослідження:**

- експериментальні дослідження локального коефіцієнту тепловіддачі при кипінні в трубі розчину R600a/Reniso WF 15A; вимірювання масових витрат PPT і концентрації мастила в холодоагенті перед дросельним пристроєм; вимірювання споживаної потужності компресора холодильної установки;

- теоретичні дослідження, включаючи: вивчення впливу теплового потоку, масової швидкості, концентрації мастила в холодоагенті, режимів протікання і процесів піноутворення на процеси кипіння реального робочого тіла в трубі; розробка методики прогнозування локального і середнього коефіцієнту тепловіддачі при кипінні в трубі розчину R600a/Reniso WF 15A з використанням експериментальних даних по властивостям реального робочого тіла.

**Наукова новизна одержаних результатів:**

– вперше отримані експериментальні дані по локальним значенням коефіцієнта тепловіддачі при кипінні розчинів R600a/Reniso WF 15A;

– проведені дослідження показують, що в діапазоні масових витрат  $12 - 21 \text{ кг}/(\text{м}^2 \text{с})$  і теплових потоків  $2500 - 4100 \text{ Вт}/\text{м}^2$ , характерних для випарників побутових холодильних приладів, в трубі діаметром 5.4 мм реалізується розширений режим кипіння розчинів R600a/Reniso WF 15A;

- вперше вивчена залежність зміни концентрації киплячого розчину R600a/Reniso WF 15A від величини теплового потоку і масової швидкості у випарнику;

- встановлена функціональна залежність споживаної потужності компресора СКН-150 фірми Atlant від теплового потоку і масової витрати РРТ у випарнику;

– показано, що використання експериментальної інформації по теплофізичним властивостям РХМ в модифікованій моделі Тома і ін. (Thome J.R. et al.), підвищує якість прогнозування локального і середнього по перерізу коефіцієнта тепловіддачі при кипінні в трубі розчину R600a/Reniso WF 15A.

В рамках дисертаційної роботи можна сформулювати наступний загальний висновок:

**Навіть невеликі домішки компресорного мастила в холодоагенті суттєво впливають (від 0 до 27%) на інтенсивність теплообміну практично на всіх ділянках випарника. Відсутність обліку домішок компресорного мастила приводить до значних похибок у визначенні середнього по перерізу коефіцієнта тепловіддачі при низьких степенях сухості РРТ.**

**Обґрунтованість і достовірність положень, висновків і рекомендацій визначається:** коректною постановкою задач і виконаних досліджень, застосуванням нового експериментального стенда і сучасних приладів для вимірювання, проведенням тарувальних експериментів і детальним аналізом похибок отриманих експериментальних даних, використанням сучасних математичних методів і програмних засобів, адекватним описом отриманих експериментальних даних, а також висновками інших авторів.

**Практичне значення отриманих результатів роботи** заключається в тому, що отримані дані по локальним і середнім коефіцієнтам тепловіддачі при кипінні розчинів R600a/Reniso WF 15A можуть бути використані при проектуванні побутового холодильного обладнання. Інформація по режимам протікання реального робочого тіла в трубі та зміні локальної концентрації мастила у випарнику можуть застосовуватися в моделюванні процесів кипіння у випарнику і підвищенні показників ефективності компресорної системи за рахунок контролю за циркуляцією мастила по контуру компресорної системи.

**Особистий вклад автора.** Дисертація виконана при консультаціях наукового керівника. На окремих етапах в роботі брали участь співробітники лабораторії кафедри інженерної теплофізики ОНАХТ – співавтори публікацій. Особисто здобувачем створена і апробована експериментальна установка, виконаний основний об'єм експериментальних досліджень локального коефіцієнта тепловіддачі при кипінні розчинів R600a з компресорним мастилом Reniso WF 15A, вивчені режими протікання РРТ у випарнику, визначена споживана при різних режимах роботи компресорної системи потужність компресора, запропоновані методи подальшого розвитку моделі Тома та ін. (Thome J.R. et al.) для прогнозування коефіцієнта тепловіддачі при кипінні в трубі РХМ.

**Апробація результатів роботи.** Основні результати виконаних досліджень доповідались автором на 13 конференціях, в тому числі: Міжнародній конференції «Инновационные разработки в области техники и физики низких температур», Росія, м. Москва, грудень 2010 р.; Все-

українській науково-технічній конференції молодих учених і студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки та технології», м. Одеса, квітень 2011 р.; 7-ма міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології», м. Одеса, 2011 р.; VIII Міжнародній науково-технічній конференції, приурочена 90-річчю Одеської державної академії холоду «Сталий розвиток і штучний холод», м. Одеса, жовтень 2012 р.; Всеукраїнській науково-технічній конференції молодих вчених і студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки та технології», м. Одеса, квітень 2013 р.; 9-а міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології», м. Одеса, 2013 р.; I Міжнародній науково-технічній конференції «Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування і рефрижерації», м. Миколаїв, жовтень 2013 р.; VI Міжнародній науково-технічній конференції «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке», Росія, Санкт-Петербург, листопад 2013 р.; International symposium on Convective Heat and Mass Transfer, CONV-2014, Turkey, Kusadasi, червень 2014 р.; 11<sup>th</sup> IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, China, Hangzhou, серпень-вересень 2014 р.

**Публікації.** Основний зміст дисертації викладено в 7 статтях, із них 3 статті опубліковані в професійних періодичних журналах, один з яких входить в наукометричну базу РИНЦ, 4 друкованих праці, опублікованих в збірниках наукових праць міжнародних конференцій, і 8 роботах, опублікованих в формі тез в збірниках тез доповідей міжнародних конференцій.

**Структура і об'єм дисертації.** Дисертація складається з вступу, 5 розділів, висновків, списку використаної літератури і додатку. Основна частина дисертації представлена на 104 сторінках і містить 37 рисунків. Загальний об'єм роботи складає 140 сторінок, в тому числі додаток на 15 сторінках, 85 джерел, а також 1 рисунок і 3 таблиці, які повністю займають всю площу сторінки.

## **ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ**

У вступі обґрунтована актуальність теми дисертації, відображено її зв'язок з існуючими державними програмами і держбюджетною науковою тематикою ОНАХТ, сформульована ціль і визначені задачі досліджень. Приведена наукова новизна і практична цінність виконаних досліджень, вказаний особистий вклад здобувача, представлені відомості по апробації результатів дисертаційної роботи і публікації.

В першому розділі розглянуті режими протікання розчинів холодоагент/мастило при кипінні в трубі. Обговорюються фактори, що впливають на інтенсивність теплообміну реального робочого тіла у випарнику і причини можливого покращення процесів кипіння розчинів холодоагент/мастило в трубі. Показано, що для ефективного проектування холодильного обладнання необхідно мати інформацію по кількості мастила в холодоагенті, яке циркулює по контуру компресорної системи і його вплив на процеси теплообміну у випарнику.

В розділі приведений короткий огляд експериментальних робіт, присвячених дослідженню процесів кипіння РХМ в випарнику. Показано, що присутність мастила в двофазному потоці холодоагенту значно ускладнює аналіз режимів потоку робочого тіла в випарнику, при цьому необхідно враховувати зміни складу РХМ, в'язкості рідини, густини, поверхневого натягу і ін. в залежності від ступені сухості РРТ. Аналізуючи опубліковану інформацію можливо прийти до висновку, що коефіцієнт тепловіддачі при кипінні в потоці розчину холодоагент/мастило залежить від багатьох факторів, таких як концентрації домішок мастила в холодоагенті, теплових потоків, процесів піноутворення, масової швидкості і режимів протікання робочого тіла у випарнику. Коректна кількісна оцінка впливу домішок мастила в холодоагенті являється комплексною теплофізичною проблемою, котра потребує подальших досліджень.

Автором було відмічено, що відомо дуже мало робіт, присвячених дослідженню процесів кипіння в трубі розчинів ізобутану з компресорними мастилами при режимах роботи, характерних для побутових холодильних приладів. В основному, результати досліджень носять суперечливу інформацію і потребують ретельного аналізу.

**Другий розділ** присвячений експериментальним дослідженням впливу домішок компресорного мастила Reniso WF 15A на характеристики процесу кипіння ізобутану у випарнику.

Автором була створена експериментальна установка для комплексного дослідження процесів кипіння в трубі розчинів холодоагентів з компресорними мастилами (див. рис.1). Пари холодильного агента разом з дрібними каплями мастила, які утворюються в процесі стискання робочого тіла компресором марки СКН 150 (номінальна холодопродуктивність 167 Вт), нагнітаються в конденсатор. Після конденсації парів робочого тіла рідкий розчин холодоагенту з домішками мастила (РХМ) поступає в калориметричний витратомір, де проходить його подальше охолодження. На виході із витратоміра встановлений фільтр/осушувач марки ADK-052S, оглядове вікно і вентиль тонкого регулювання. Далі робоче тіло поступає в трубу (випарник), де більша частина холодоагенту випаровується, і перегрітий пар із залишками РХМ поступає на вхід компресора.

Робоча ділянка експериментальної установки (випарник), виконана в вигляді гладкої U-подібної трубки з нержавіючої сталі з внутрішнім діаметром  $d_{in}=5.4 \text{ мм} \pm 0.05 \text{ мм}$ , товщиною стінки  $t=0.3 \text{ мм} \pm 0.05 \text{ мм}$ . Довжина робочої ділянки випарника склала  $L=1691 \text{ мм} \pm 2 \text{ мм}$ . Випарник поділений на дев'ять секцій. На межах кожної секції встановлені мідь-константанові термопари для вимірювання температури кипіння рідкого РРТ і температури стінки випарника. На кожній секції випарника розміщені диференціальні термопари, які необхідні для вимірювання різниці температур між стінкою випарника і киплячим робочим тілом в верхній и нижній точках випарника. В дисертації приводиться докладний опис конструкції експериментальної установки, методики проведення експерименту і отримання експериментальних даних, а також результати тарувальних експериментів перетворювачів тиску.

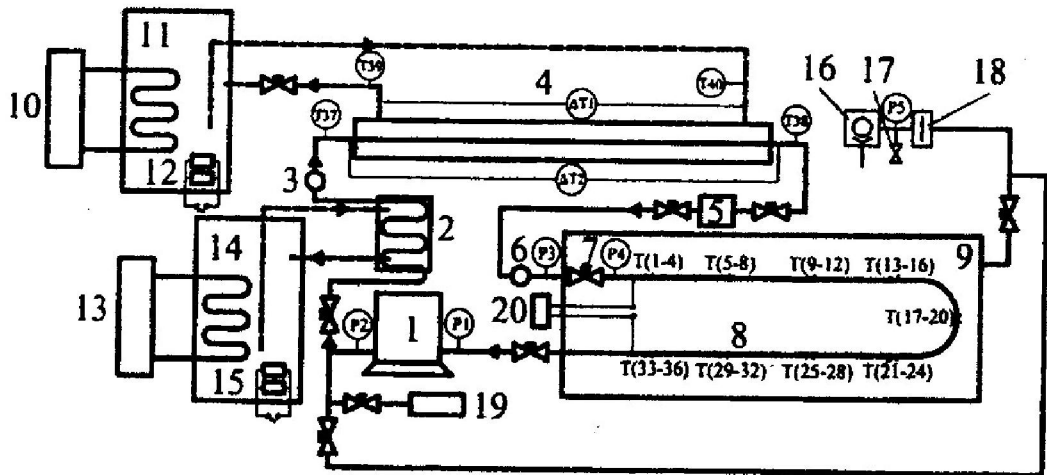


Рисунок 1 – Принципова схема експериментальної установки для дослідження теплообміну при кипінні РРТ в трубі

1 – компресор; 2 – конденсатор; 3,6 – оглядове вікно; 4 – калориметричний витратомір; 5 – фільтр-осушувач; 7 – дроселюючий пристрій; 8 – робоча ділянка – тонкостінна нержавіюча трубка (випарник); 9 – вакуумна камера; 10,13 – холодильні машини; 11,14 – термостати; 12,15 – нагрівачі; 16 – вакуумний насос; 17 – натікач; 18 – вакуумна пастка; 19 – заправочний балон; 20 – джерело постійної сили струму.

Для визначення масової витрати РРТ був створений калориметричний витратомір. В дисертації приведені докладний опис конструкції витратоміра, результати тарувальних дослідів і апроксимаційне рівняння розрахунку масової витрати РРТ. Для визначення номінальної концентрації мастила в РРТ перед дроселюючим пристроєм проводились ряд експериментальних досліджень з відбором проб в діапазоні від  $2.5 \cdot 10^{-4}$  кг/с до  $5 \cdot 10^{-4}$  кг/с. На основі проведеного аналізу автор прийшов до висновку, що концентрація мастила перед дроселюючим пристроєм зворотно пропорційна масовій витраті РРТ і змінюється в діапазоні від 0.25% до 0.5% (див. рис.2). Відносна похибка отримання концентрації мастила перед дроселюючим пристроєм оцінювалась автором від 7% до 9%.

В розділі детально викладена методика обробки отриманих експериментальних даних. Для визначення локальної степені сухості РРТ у випарнику  $x^{RWF}_{local}$  необхідно володіти інформацією по ентальпії РРТ перед дросельним пристроєм  $h^{RWF}_{in}$  і локальною ентальпією мастила  $h^O_{local}$ , котрі розраховувалися з використанням експериментальних даних по теплофізичним властивостям, отриманим раніше на кафедрі інженерної теплофізики ОНАХТ.

Виконаний в роботі аналіз показав, що повна відносна похибка масової витрати складала  $\delta \dot{M}_{RWF} = 6.8 - 8.7 \%$ , масової швидкості  $\delta \dot{m}_{RWF} = 7.06 - 8.9 \%$ , концентрації мастила в РХМ на вході у випарник  $\delta w_{inlet} = 6.9 - 9 \%$ , подаюча електрична потужність на випарник  $\delta W = 2 - 2.5 \%$ , теплового потоку на випарник  $\delta \dot{q} = 2.6 - 3.1 \%$ , локального коефіцієнта тепловіддачі  $\delta \alpha_{local} = 4.5 - 17 \%$ .

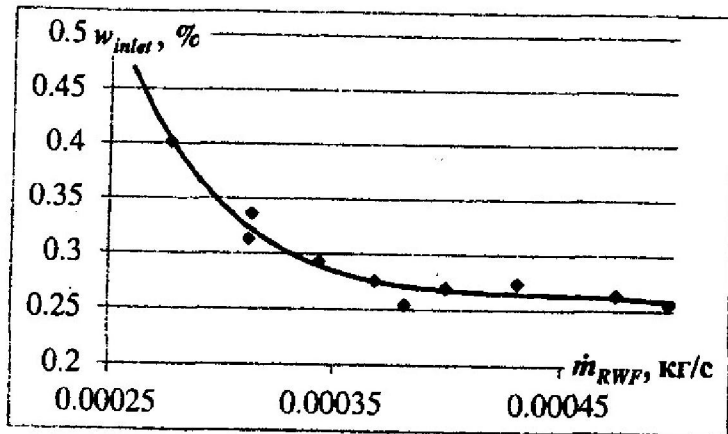
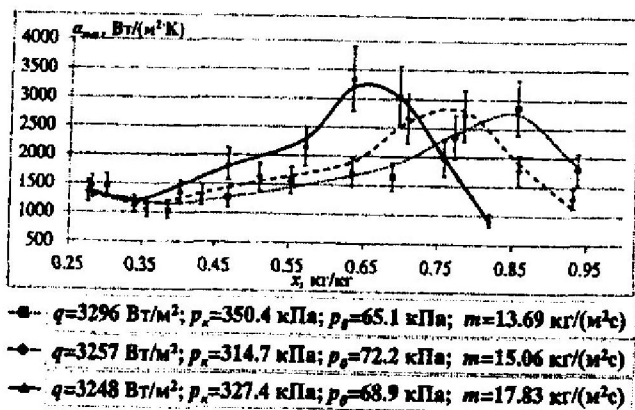


Рисунок 2 Залежність концентрації мастила перед дросельним пристроєм від витрати РРТ

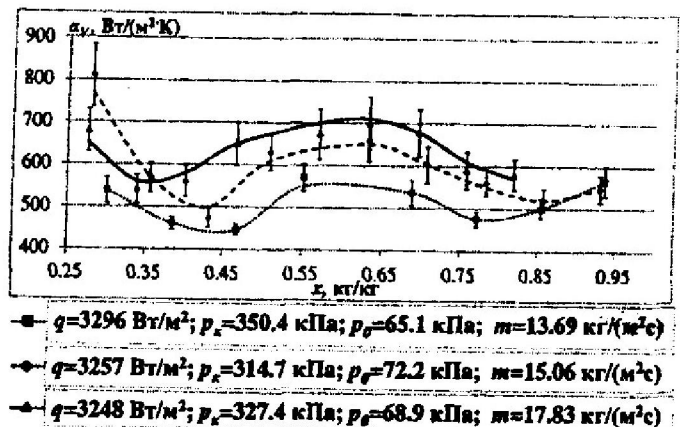
тік  $\dot{q}$  змінювався в діапазоні від 2400 до 4200 Вт/м<sup>2</sup>. Масова швидкість РРТ  $\dot{m}$  змінювалась в діапазоні від 11.2 до 24 кг/(м<sup>2</sup>с). Тиск кипіння робочого тіла у випарнику змінювався від 0.51 до 0.85 бар. На рисунках 3 – 6 приведені залежності локального коефіцієнта тепловіддачі в нижній частині труби, верхній частині труби, а також середній по перерізу температури стінки і температури киплячого РХМ в нижній частині труби в залежності від степені сухості РРТ у випарнику. В даному дослідженні процес кипіння у випарнику (на робочій ділянці) умовно поділене на три основних області: 1 – ділянка, де в механізмі тепловіддачі переважає конвективна складова процесу кипіння, 2 – ділянка, де в механізмі тепловіддачі переважає бульбашкове кипіння і конвективна складова процесу кипіння, 3 – ділянка монотонного погіршення коефіцієнту тепловіддачі. Проведені дослідження показують, що на робочій ділянці установки реалізується розшарований режим протікання РРТ.

В третьому розділі представлені результати виконаних експериментальних досліджень. На розробленій автором експериментальній установці були проведені дослідження локальних коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні робочого тіла у випарнику. В якості робочого тіла використовувався розчин ізобутану (R600a) з компресорним мінеральним нафтовим мастилом Reniso WF 15A. Питомий тепловий потік



—  $q=3296$  Вт/м<sup>2</sup>;  $p_s=350.4$  кПа;  $p_g=65.1$  кПа;  $m=13.69$  кг/(м<sup>2</sup>с)  
 —  $q=3257$  Вт/м<sup>2</sup>;  $p_s=314.7$  кПа;  $p_g=72.2$  кПа;  $m=15.06$  кг/(м<sup>2</sup>с)  
 —  $q=3248$  Вт/м<sup>2</sup>;  $p_s=327.4$  кПа;  $p_g=68.9$  кПа;  $m=17.83$  кг/(м<sup>2</sup>с)

Рисунок 3 – Залежність локального коефіцієнта тепловіддачі в нижній частині труби в залежності від степені сухості РРТ на робочій ділянці



—  $q=3296$  Вт/м<sup>2</sup>;  $p_s=350.4$  кПа;  $p_g=65.1$  кПа;  $m=13.69$  кг/(м<sup>2</sup>с)  
 —  $q=3257$  Вт/м<sup>2</sup>;  $p_s=314.7$  кПа;  $p_g=72.2$  кПа;  $m=15.06$  кг/(м<sup>2</sup>с)  
 —  $q=3248$  Вт/м<sup>2</sup>;  $p_s=327.4$  кПа;  $p_g=68.9$  кПа;  $m=17.83$  кг/(м<sup>2</sup>с)

Рисунок 4 – Залежність локального коефіцієнта тепловіддачі в верхній частині труби в залежності від степені сухості РРТ на робочій ділянці

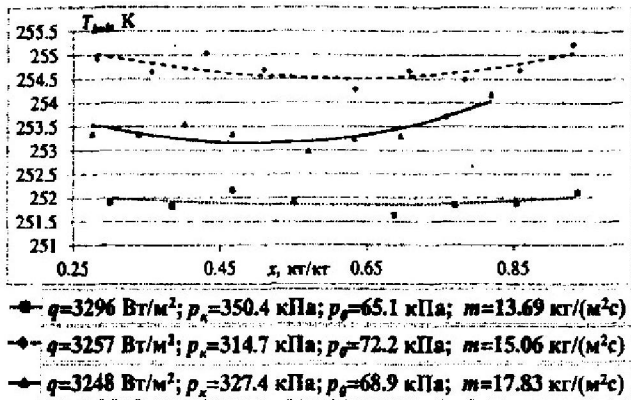


Рисунок 5 – Залежність температури киплячого РХМ в залежності від степені сухості РРТ у випарнику

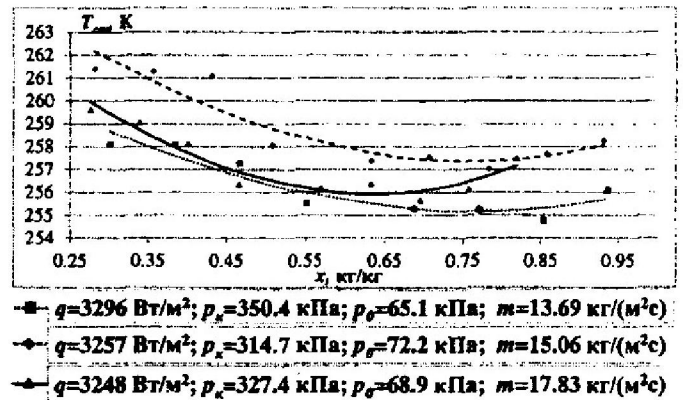


Рисунок 6 – Залежність середньої по перерізу температури стінки в залежності від степені сухості РРТ у випарнику

Детально викладена методика розрахунку електричного холодильного коефіцієнту компресорної системи (див. рис.7-8). Відмічено, що достатньо складно проводити облік одночасного впливу на електричний холодильний коефіцієнт  $\epsilon_{ел}$ , який характеризує енергетичну досконалість компресорної системи, двох факторів: зміна теплового потоку і кількість циркулюючого холодоагенту.

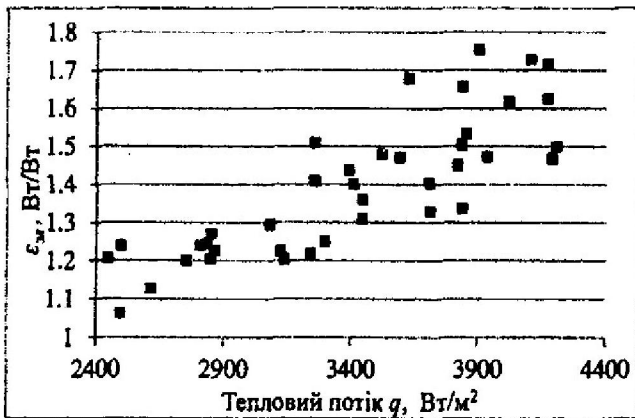


Рисунок 7 – Залежність електричного холодильного коефіцієнту від теплового потоку  $\dot{q}$  на робочій ділянці

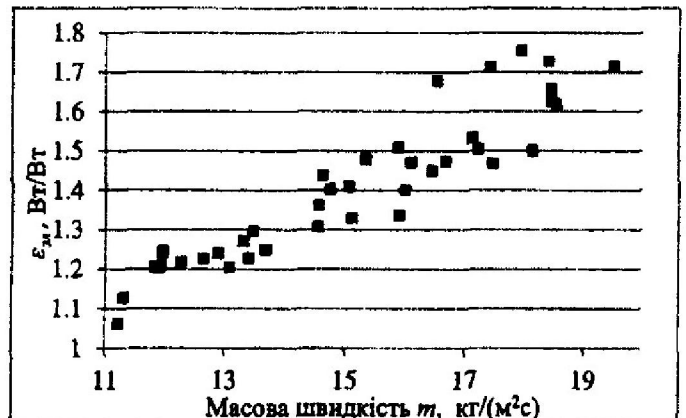


Рисунок 8 – Залежність електричного холодильного коефіцієнту від масової швидкості  $\dot{m}$  на робочій ділянці

На підставі проведеного аналізу автор прийшов до висновку, що електричний холодильний коефіцієнт компресорної системи, працюючий з розчином R600a/Reniso WF 15A в якості робочого тіла, монотонно збільшується як зі збільшенням теплового потоку, так і масової швидкості у всьому вимірюваному діапазоні тиску кипіння у випарнику.

Для оцінки енергетичної ефективності існуючої компресорної системи була створена апроксимаційна модель, яка враховує вплив на електричний холодильний коефіцієнт  $\epsilon_{ел}$  як масової швидкості РРТ, так і теплового потоку, що підводиться до робочої ділянки

$$\varepsilon_{e.l.} = 0.4158 - 8.3041 \cdot 10^{-0.5} \cdot q + 0.0834 \cdot m_{RWF}. \quad (1)$$

Довірчий інтервал випадкової похибки визначення електричного холодильного коефіцієнта по апроксимаційному рівнянню (1) не перевищує  $\pm 0.0223$ .

В четвертому розділі представлений огляд існуючих методів моделювання процесів кипіння в горизонтальній трубі розчинів холодоагентів з мастилом, які були кваліфіковані на три основних види: модель покращення, модель суперпозиції і асимптотична модель.

Напівемпірична модель покращення припускає, що механізм тепловіддачі при двофазному потоці робочого тіла подібний вимушеній конвекції однофазної рідини з урахуванням фактора покращення, який може бути корельований з допомогою безрозмірного параметру Мартінееллі  $X_g$ . Шах (Shah M. M.) і Кандліккар (Kandlikar S. G.) використовували дану модель в своїх кореляціях.

Модель суперпозиції (або доповнення) передбачає, що коефіцієнт тепловіддачі при двофазному потоці  $h_{fp}$  являється сумою бульбашкового кипіння  $h_{nb}$  і конвективної складової,  $h_{cb}$ . Том і ін. (Thome J. R. et al.), Чен (Chen J. C.), Гунгер і Вінтертон (Gungor K. E. Winterton R. H.) і Палм (Palm B.) використовували модель суперпозиції у своїх кореляціях.

Асимптотична модель об'єднує модель покращення і модель суперпозиції. Ця модель приймає форму кращого з двох методів, що подібно моделі покращення. Штейнер і Таборек (Steiner D., Taborek J.) використовували дану модель при розробці своїх кореляцій.

На основі моделі суперпозиції, проф. Том і його колеги (Thome J.R. et al.) [1] розвинули модель розрахунку коефіцієнта тепловіддачі, що залежить від режиму протікання холодоагенту у випарнику. Модель базується на двох основних складових – коефіцієнта тепловіддачі зі сторони парової фази і зі сторони змоченого периметру труби. В свою чергу, зі сторони змоченого периметру коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_{wet}$  розраховується через рівняння асимптотичної моделі, яка об'єднує бульбашкове кипіння  $\alpha_{nb}$  і конвективну складову тепловіддачі  $\alpha_{cb}$ . Модель Тома і ін. (Thome J.R. et al.) [1] забезпечує дуже хорошу точність розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при концентраціях мастила в холодоагенті перед дросельним пристроєм до 3% - 5%. Виконані дослідження показують, що ця модель виявилась більш точною, ніж використані моделі для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при кипінні в трубі для тепловіддачі чистого холодоагенту. На основі проведеного аналізу автор прийшов до висновку, що модель Тома (Thome J.R. et al.) [1] являється найбільш перспективною при виконанні розрахунків коефіцієнта тепловіддачі при кипінні реальних робочих тіл в гладких трубах.

П'ятий розділ присвячений моделюванню і аналізу локального і середнього по перерізу коефіцієнта тепловіддачі при кипінні в трубі розчинів ізобутану з компресорним мастилом Reniso WF 15A. В рамках даного дослідження в якості базового рівняння була прийнята мо-

дель, запропонована Томом і його колегами (Thome J.R. et al.) [1]. В відповідності з даною моделлю, конвективна складова кипіння в потоці являється функцією масової швидкості, і не залежить від теплового потоку. І навпроти, друга складова коефіцієнту тепловіддачі киплячої рідини - бульбашкове кипіння, являється функцією теплового потоку, і не залежить від масової швидкості. Виходячи з цього положення, можна зробити висновок про те, що ріст інтенсивності кипіння PPT у потоці обумовлений збільшенням ефекту бульбашкового або конвективного кипіння. Так як тепловіддача конвекцією в рідкій фазі PPT більш ефективна, чим в паровій фазі, коефіцієнт тепловіддачі чутливий до режиму протікання. На думку автора, ця модель являється багатообіцяючою в питаннях розуміння механізму кипіння у потоці розчинів холодоагенту з мастилом.

У даній дисертації середній по перерізу коефіцієнт тепловіддачі двофазного потоку розраховувався по моделі (2)

$$\alpha_{aver} = \frac{d_m \cdot \theta_{dry} \cdot \alpha_v + d_m \cdot (2\pi - \theta_{dry}) \cdot \alpha_{wet}}{2\pi \cdot d_m}, \quad (2)$$

де  $d_m$  – внутрішній діаметр робочої ділянки, м;  $\theta_{dry}$  – кут підсихання, рад;  $\alpha_v$  – коефіцієнт тепловіддачі зі сторони парової фази, Вт/м<sup>2</sup>К;  $\alpha_{wet}$  – коефіцієнт тепловіддачі зі сторони змоченої поверхні, Вт/м<sup>2</sup>К.

На рисунку 9 графічно зображені умовні характеристики потоку PPT в трубі у випадку розширеного і розшарованого хвильового режимів.

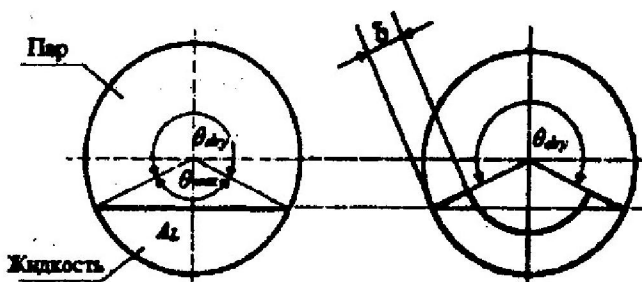


Рисунок 9 Графічне зображення умовних характеристик потоку PPT в трубі по моделі Тома і його колег (Thome J.R. et al.) [1]

У відповідності з даною моделлю,  $A_L$  – площа змоченого РХМ перерізу труби, м<sup>2</sup>,  $\delta$  – товщина плівки рідини, м, і  $\theta_{dry}$  – кут підсихання, рад.

Величина, характеризуюча тепловіддачу змоченої поверхні  $\alpha_{wet}$  розраховувалась по формулі (3)

$$\alpha_{wet} = (\alpha_{nb}^3 + \alpha_{cb}^3)^{1/3}. \quad (3)$$

В свою чергу  $\alpha_{wet}$  складається з двох складових – коефіцієнта тепловіддачі бульбашкового кипіння  $\alpha_{nb}$  і коефіцієнта тепловіддачі шляхом конвекції  $\alpha_{cb}$ .

В рамках базової моделі Тома і його колег (Thome J.R. et al.) [1] розрахунок коефіцієнта тепловіддачі при бульбашковому кипінні проводився по рівнянню Купера (Cooper M.G.). Оскільки компресорні мастила являються мультикомпонентними системами з різноманіт-

ними технологічними добавками експериментальне визначення цієї величини пов'язано зі значними труднощами. По цій причині в даній дисертації пропонується використовувати модель Іванова [2], яка добре себе зарекомендувала при розрахунку бульбашкового кипіння у вільному об'ємі розчину R12/мінеральне мастило при малих концентраціях мастила

$$\alpha_{nb} = \left\{ 10^{6.3(1-w_{REF})} + [0.22 - 26(1-w_{REF})^2] \cdot 1.0197 \cdot p_0 \right\} \cdot \dot{q}^{0.75-2(1-w_{REF})}, \quad (4)$$

де  $w_{REF}$  – масова доля холодоагенту, кг/кг;  $p_0$  – тиск кипіння, бар;  $\dot{q}$  – тепловий потік, Вт/м<sup>2</sup>.

Конвективна складова коефіцієнту тепловіддачі при кипінні РРТ в трубі визначалась по наступному рівнянню

$$\alpha_{cb} = A \cdot \left[ \frac{4 \cdot m(1-x)\delta}{(1-\varepsilon)\mu_{ROS}} \right]^n \left[ \frac{c_p^{ROS} \mu_{ROS}}{k_{ROS}} \right]^{0.4} \frac{k_{ROS}}{\delta}, \quad (5)$$

де  $A$  і  $n$  – емпіричні коефіцієнти;  $\mu_{ROS}$  – динамічна в'язкість РХМ, Н·с/м<sup>2</sup>;  $c_p^{ROS}$  – теплоємність РХМ, Дж/(кг·К);  $k_{ROS}$  – коефіцієнт теплопровідності РХМ, Н·с/м<sup>2</sup>;  $\delta$  – товщина плівки РХМ, м.

При обробці отриманих експериментальних даних було показано, що коефіцієнти  $A$  і  $n$  залежать від теплових потоків, масової швидкості РРТ в трубі і концентрації мастила в холодоагенті. В результаті виконаних апроксимацій були отримані залежності для розрахунку коефіцієнтів  $A$  і  $n$  для області кипіння 1, 2 і 3.

Значення коефіцієнта тепловіддачі зі сторони парової фази –  $\alpha_v$ , були апроксимовані рівнянням Дітаса, Боелтера (Dittus F.W., Boelter L.M.) [3]

$$\alpha_v = B \cdot \left[ \frac{m \cdot x \cdot d_m}{\varepsilon \cdot \mu_v} \right]^m \left[ \frac{c_{pv} \mu_v}{k_v} \right]^{0.4} \frac{k_v}{d_m}. \quad (6)$$

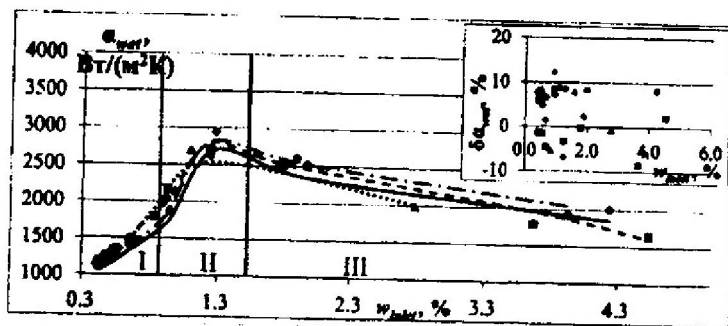
Проведенні дослідження показують, що значення апроксимаційних коефіцієнтів  $B$  і  $m$  в рівнянні (5) залежать від теплового потоку і масової швидкості РРТ у випарнику

$$B = 72.69 - 0.00991 \cdot \dot{q} + 4.1 \cdot m, \quad (7)$$

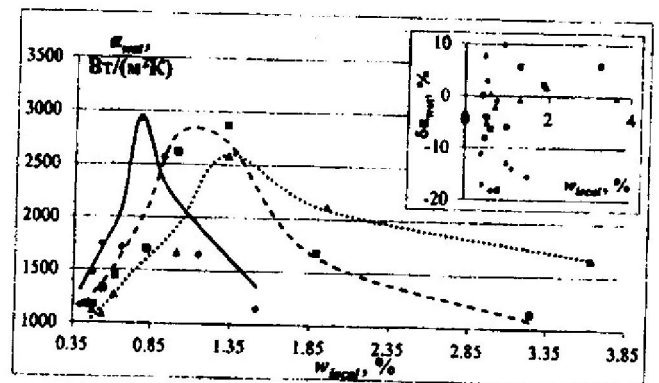
$$m = 0.0595 + 7.39 \cdot 10^{-6} \cdot \dot{q} + 1.95 \cdot 10^{-3} \cdot m. \quad (8)$$

В дисертації проведений докладний аналіз локального і середнього коефіцієнту тепловіддачі в залежності від локальної концентрації мастила в холодоагенті і степені сухості у випарнику при різних масових швидкостях РРТ, теплових потоках і тисках у випарнику (див. рис.10-17).

При обробці отриманих даних по коефіцієнту тепловіддачі використовувались не розрахункові, а експериментальні дані по теплофізичним властивостям розчинів R600a/ISOVG 15. Це має принципове значення, оскільки похибка розрахунку теплофізичних властивостей по методам ASHRAE велика, що впливає як на точність описання експериментальних даних по коефіцієнту тепловіддачі, а також ускладнює фізичну інтерпретацію отриманих в експерименті даних.



- $\dot{q}=3442 \text{ Вт/м}^2$ ;  $p_0=72.7 \text{ кПа}$ ;  $m=14.55 \text{ кг/(м}^2\text{с)}$
- ▲—  $\dot{q}=3520 \text{ Вт/м}^2$ ;  $p_0=83.5 \text{ кПа}$ ;  $m=15.34 \text{ кг/(м}^2\text{с)}$
- $\dot{q}=3393 \text{ Вт/м}^2$ ;  $p_0=57.2 \text{ кПа}$ ;  $m=14.63 \text{ кг/(м}^2\text{с)}$
- ◆—  $\dot{q}=3442 \text{ Вт/м}^2$ ;  $p_0=66.5 \text{ кПа}$ ;  $m=14.56 \text{ кг/(м}^2\text{с)}$



- ▲—  $\dot{q}=2754 \text{ Вт/м}^2$ ;  $p_0=318.2 \text{ кПа}$ ;  $p_1=65.7 \text{ кПа}$ ;  $m=11.90 \text{ кг/(м}^2\text{с)}$
- $\dot{q}=2849 \text{ Вт/м}^2$ ;  $p_0=309.2 \text{ кПа}$ ;  $p_1=63.2 \text{ кПа}$ ;  $m=13.74 \text{ кг/(м}^2\text{с)}$
- ◆—  $\dot{q}=2864 \text{ Вт/м}^2$ ;  $p_0=370.2 \text{ кПа}$ ;  $p_1=64.5 \text{ кПа}$ ;  $m=15.99 \text{ кг/(м}^2\text{с)}$

Рисунок 10 Залежність локального коефіцієнту тепловіддачі РРТ зі сторони змоченого периметру  $\alpha_{wet}$  труби від концентрації мастила  $w_{local}$  при  $m \approx 14.8 \text{ кг/(м}^2\text{с)}$ ,  $\dot{q} \approx 3400 \text{ Вт/м}^2$ , і змінному тиску у випарнику  $p_0 \approx 57.2-83.5 \text{ кПа}$

Рисунок 11 Залежність локального коефіцієнту тепловіддачі РРТ зі сторони змоченого периметру  $\alpha_{wet}$  труби від концентрації мастила  $w_{local}$  при  $\dot{q} \approx 2800 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$  и  $m \approx 12-16 \text{ кг/(м}^2\text{с)}$

Аналіз отриманих даних показав, що зміна тиску кипіння  $p_0$  у випарнику не робить впливу на інтенсивність процесів кипіння при заданих параметрах стану, що пов'язано з незначним впливом тиску на такі теплофізичні властивості РХМ як в'язкість і поверхневий натяг. Конвективна складова кипіння  $\alpha_{cb}$  являється функцією масової швидкості і практично не залежить від теплового потоку. Збільшення масової швидкості веде до збільшення локального коефіцієнту тепловіддачі як зі сторони змоченої поверхні труби в області кипіння I ( $w_{local} \approx 0.4 - 0.9\%$ ), так і зі сторони парової фази. Крім того, з ростом масової швидкості РРТ, максимальне значення коефіцієнту тепловіддачі зміщується в сторону більш низьких значень концентрацій мастила при кипінні РХМ. Високі значення коефіцієнту тепловіддачі при малих степенях сухості можуть бути пов'язані з ефектом піноутворення, що узгоджується з результатами інших авторів.

Проведені дослідження показують, що інтенсивність теплообміну в нижній частині труби значно вище, чим у верхній, що вказує на розшарований або розшарований-хвильовий режими протікання РРТ у випарнику.

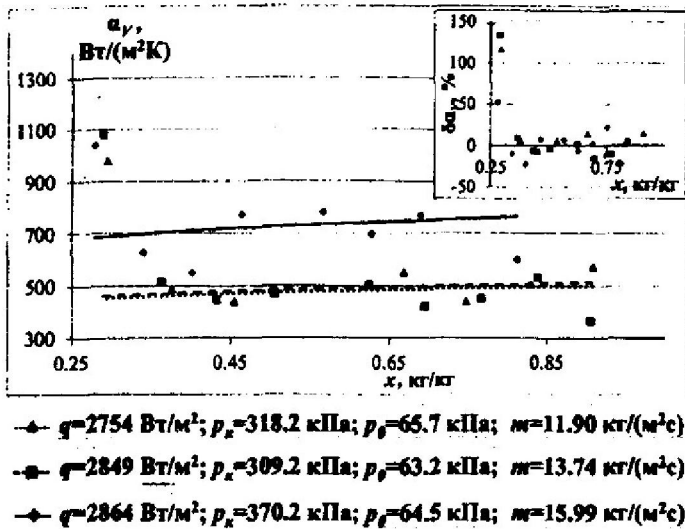


Рисунок 12 Залежність локального коефіцієнту тепловіддачі РРТ зі сторони парової фази  $\alpha_v$  від степені сухості  $x$  при  $q \approx 2800 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$  і  $m \approx 12-16 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$

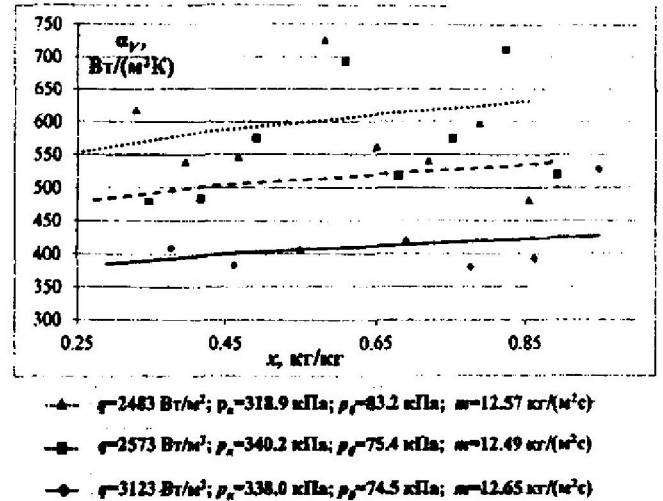


Рисунок 13 Залежність локального коефіцієнту тепловіддачі РРТ зі сторони парової фази  $\alpha_v$  від степені сухості  $x$  при  $m \approx 12.5 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$  і  $q \approx 2500-3200 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$

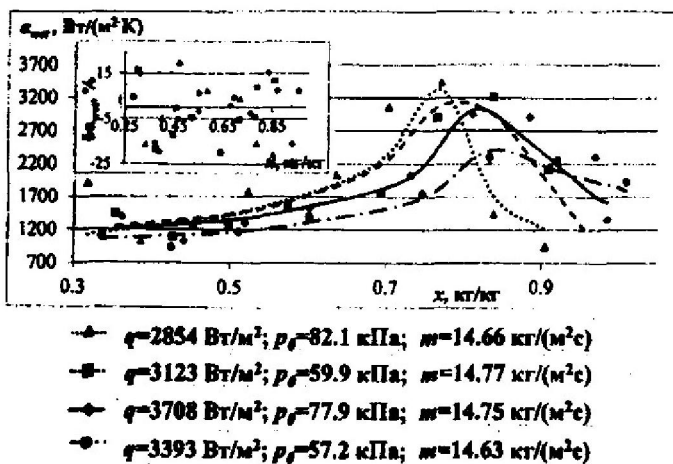


Рисунок 14 Залежність локального коефіцієнту тепловіддачі РРТ зі сторони змоченого периметру  $\alpha_{wet}$  від степені сухості  $x$  при  $m \approx 14.6 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$  і  $q \approx 2800-3700 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$

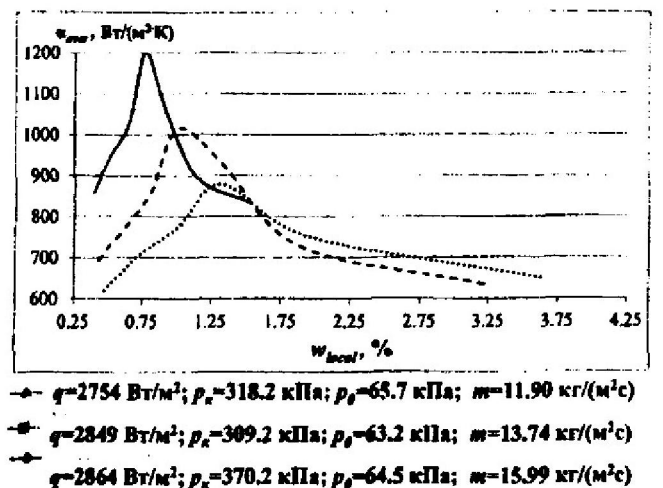


Рисунок 15 Залежність середнього по перерізу труби коефіцієнту тепловіддачі РРТ  $\alpha_{avg}$  від концентрації мастила  $w_{local}$  при  $q \approx 2800 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$  і  $m \approx 12-16 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$

Автором було відмічено, що коефіцієнт тепловіддачі стрімко зменшується при високих концентраціях мастила (1.5% і вище). Даний ефект, судячи з усього, обумовлений формуванням поблизу внутрішньої стінки випарника збагаченого мастилом пограничного шару РХМ суттєво погіршуючи тепловіддачу конвекцією при високих концентраціях мастила.

По мірі кипіння РХМ концентрація мастила у випарнику збільшується, що приводить до зростання в'язкості РХМ.

Інша складова кипіння в потоці – бульбашкове кипіння  $\alpha_{nb}$ , являється функцією теплового потоку і практично не залежить від масової швидкості. Необхідно відмітити, що збільшення теплового потоку в діапазоні  $q=2400 - 3200 \text{ Вт/м}^2$  веде до збільшення локального коефіцієнту тепловіддачі при середніх степенях сухості у випарнику. При подальшому збільшенні теплового потоку спостерігається невелике пониження локального коефіцієнту тепловіддачі зі сторони змоченої поверхні. Зі сторони парової фази збільшення теплового потоку веде до погіршення коефіцієнту тепловіддачі РРТ у випарнику. Така поведінка локального коефіцієнту тепловіддачі пояснюється наявністю тонкого шару, збагаченого мастилом РХМ, який покриває практично всю внутрішню поверхню труби.

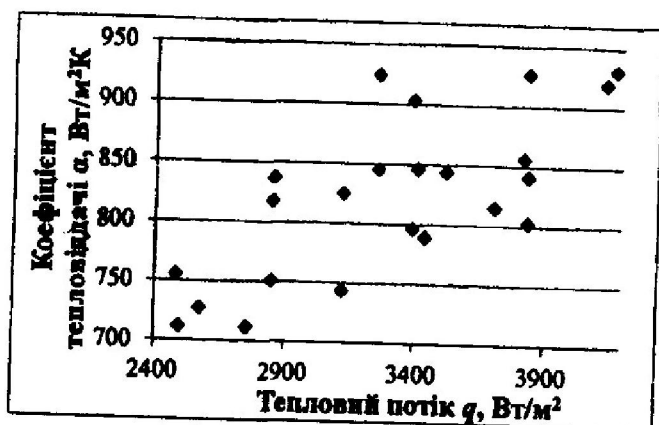


Рисунок 16 – Залежність середнього по довжині коефіцієнту тепловіддачі в залежності від теплового потоку  $q$  у випарнику

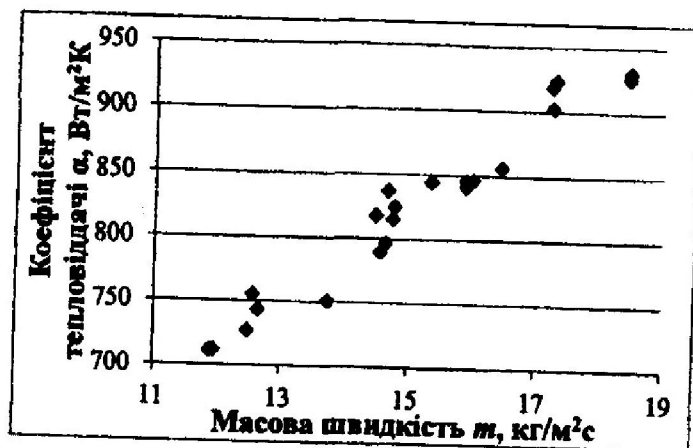


Рисунок 17 – Залежність середнього по довжині коефіцієнту тепловіддачі в залежності від масової швидкості  $m$  у випарнику

Актуальність проведеного дослідження процесів кипіння розчинів R600a/Reniso WF 15A у випарнику демонструє рис.18, на якому приведені результати розрахунку коефіцієнта тепловіддачі по різним моделям. Із приведеного рисунка випливає, що навіть невеликі домішки компресорного мастила в холодоагенті суттєво впливають на інтенсивність теплообміну практично на всіх ділянках випарника. Відсутність урахування домішок компресорного мастила приводить до суттєвих похибок у визначенні середнього по перерізу коефіцієнта тепловіддачі, особливо при низьких степенях сухості РРТ. Ці похибки зменшуються при підвищенні степені сухості РРТ, оскільки вклад бульбашкового кипіння РХМ зменшується і середній по перерізу коефіцієнт тепловіддачі визначається в більшій мірі тепловіддачею зі сторони парової фази.

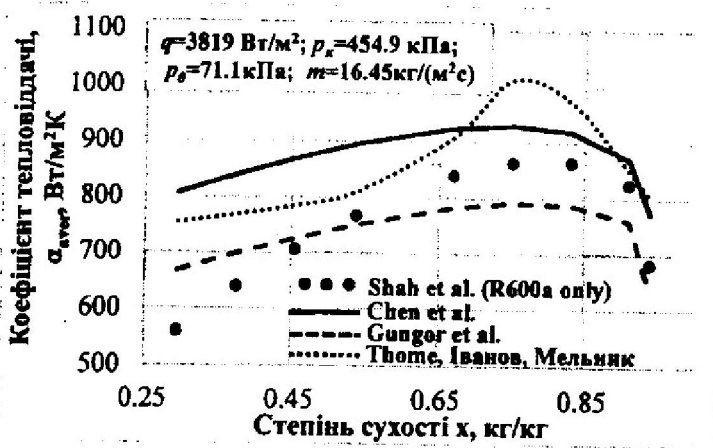


Рисунок 18 Порівняння середнього по перерізу випарника коефіцієнта тепловіддачі PPT, розрахованого по різним моделям

експериментальні дані по властивостям реального робочого тіла. По результатам проведеного дослідження можна сформулювати наступні висновки:

1. Інтенсивність теплообміну в нижній частині труби (в розчині холодоагент/мастило) значно вище, чим у верхній, що вказує на розшарований або розшарований-хвильовий режими протікання PPT у випарнику;
2. Зміна тиску кипіння  $p_0$  у випарнику в діапазоні від 57.2 до 83.5 кПа не чинить впливу на інтенсивність процесів кипіння при заданих параметрах стану, що пов'язано з незначним впливом тиску на такі теплофізичні властивості РХМ як в'язкість і поверхневий натяг;
3. Збільшення масової швидкості PPT веде до росту локального і середнього по довжині випарника коефіцієнта тепловіддачі, що пов'язано зі збільшенням конвективної складової процесу кипіння;
4. З ростом теплового потоку проходить збільшення коефіцієнту тепловіддачі як зі сторони змоченої поверхні труби так і середнього по довжині випарника. Необхідно відмітити, що зі сторони парової фази проходить пониження коефіцієнту тепловіддачі PPT що, мабуть, пов'язано з наявністю тонкого шару збагаченого мастилом РХМ, який покриває практично всю внутрішню поверхню труби;
5. Навіть невеликі домішки компресорного мастила в холодоагенті суттєво впливають на інтенсивність теплообміну практично на всіх ділянках випарника. Відсутність урахування домішок компресорного мастила приводить до суттєвих похибок по визначенню середнього по перерізу коефіцієнта тепловіддачі, особливо при низьких степенях сухості PPT. Ці похибки зменшуються при підвищенні степені сухості PPT, оскільки вклад бульбашкового кипіння РХМ зменшується і середній по перерізу коефіцієнт тепловіддачі визначається в більшій мірі тепловіддачею зі сторони парової фази.

## ВИСНОВКИ І РЕЗУЛЬТАТИ

В дисертації вперше приведені експериментальні дані по локальним, середнім по перерізу труби і її довжині значень коефіцієнта тепловіддачі при кипінні розчинів R600a/Reniso WF 15A. В роботі отримала подальший розвиток, раніше запропонована Томом і ін. (Thome J.R. et al.) [1], модель опису локального і середнього коефіцієнту тепловіддачі, в якій використовуються ек-

6. Електричний холодильний коефіцієнт збільшується з ростом масової швидкості РРТ і теплового потоку у випарнику. Цей ефект необхідно враховувати при проектуванні побутових холодильних пристроїв;

7. Складні процеси на початкових ділянках випарника потребують розробки більш досконалої моделі для опису експериментальних даних, яка повинна враховувати такі процеси як піноутворення, переохолодження РРТ після дросельного пристрою, зміна режимів кипіння і т.д.

### УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ І ІНДЕКСИ

$w_{inlet}$  – концентрація мастила в РРТ перед дросельним пристроєм;  $\dot{m}$  – масова швидкість РРТ, кг/(м<sup>2</sup>с);  $\dot{q}$  – тепловий потік, Вт/м<sup>2</sup>;  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, Дж/(кгК);  $p$  – тиск, Па;  $\theta_{dry}$  – кут підсихання, рад;  $T$  – абсолютна температура, К;  $\varepsilon_{en}$  – електричний холодильний коефіцієнт;  $A, n$  – емпіричні коефіцієнти рівняння (5);  $B, m$  – емпіричні коефіцієнти рівняння (6);  $W$  – споживана потужність компресора, Вт;  $A_L$  – площа змоченої рідиною поверхні труби, м<sup>2</sup>;  $\delta$  – товщина плівки рідини, мм;

**Верхні індекси**  $wet$  – індекс відношення до рідкої фази;  $V$  – індекс відношення до парової фази,  $O$  – мастило;

**Нижні індекси**  $in$  – індекс відношення до внутрішнього параметру;  $inlet$  – індекс відношення до параметру на вході;  $local$  – індекс відношення до локального параметру;  $RWF$  – реальне робоче тіло;  $REF$  – холодильний агент;  $[ ]$  – джерело інформації;  $dry$  – індекс відношення до підсихаючої області;  $nb$  – бульбашкове кипіння;  $cb$  – конвективне кипіння;  $bub$  – індекс точки кипіння;  $cm$  – стінка.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Thome, J. R. Flow boiling in horizontal tubes: part 3—development of a new heat transfer model based on flow pattern [Text] / J. R. Thome, N. Kattan, D. Favrat // Journal of Heat Transfer. – 1998. – Vol. 120. – №. 1. – P. 156-165.
2. Иванов, О. П. Экспериментальное исследование теплообмена при кипении маслофреоновых растворов [Текст] / О. П. Иванов // Холодильная техника. – 1965. – № 3. – С. 32 – 35.
3. Dittus, F.W. University in California. Publications in Engineering [Text] / F.W. Dittus, L.M. Boelter // University in California. Publications in Engineering. – 1930. – Vol. 2. – С. 371.

### ОСНОВНІ ПУБЛІКАЦІЇ ПО ТЕМІ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Експериментальне дослідження тепловіддачі у процесі кипіння у вільному об'ємі холодоагентів та їхніх розчинів із компресорними мастилами [Текст]: сб. науч. тр. / Обладнання та технології харчових виробництв – Донецьк: ДонНУЕТ, 2012. – Вып. 29. – 335 с.

*Особистий внесок: участь у експериментальних дослідженнях.*

2. Экспериментальное исследование процессов кипения растворов хладагент/масло [Текст]: материалы науч. конф. / Сталій розвиток і штучний холод / – Херсон: Гринь Д.С., 2012. – 638 с.

*Особистий внесок: виконання експериментальних досліджень, обробка експериментальних даних, підготовка матеріалів публікації.*

3. Мельник, А.В. Экспериментальная установка для исследования теплообмена при кипении растворов хладагент/масло в трубе [Текст] / А.В. Мельник, В.П. Железный // Холодильная техника и технология. – 2013. – № 4. – С. 4-11.

*Особистий внесок: виконання експериментальних досліджень, обробка експериментальних даних, підготовка матеріалів публікації.*

4. Коэффициент теплоотдачи при кипении раствора изобутана с компрессорным маслом Reniso WF 15A при низких массовых скоростях в трубе [Текст]: сб. науч. тр. / Холод в енергетиці і на транспорті: Сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації – Николаев: НУК, 2013. – 320 с.

*Особистий внесок: виконання експериментальних досліджень, обробка експериментальних даних, підготовка матеріалів публікації і презентації.*

5. Экспериментальное исследование коэффициента теплоотдачи при кипении раствора изобутан – компрессорное масло в трубе [Текст]: материалы науч. конф. / Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке – Санкт-Петербург: НИУ ИТМО, 2013. – 818 с.

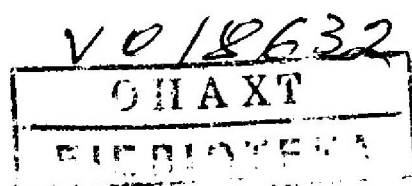
*Особистий внесок: виконання експериментальних досліджень, обробка експериментальних даних, підготовка матеріалів публікації і презентації.*

6. Zhelezny, V.P. The local heat transfer coefficient at the boiling of the isobutane/mineral oil solution flow in the pipe [Text] / V.P., Zhelezny, A.V., Melnyk // Холодильная техника и технология. – 2014. – № 2. – С. 4-10.

*Особистий внесок: виконання експериментальних досліджень, обробка експериментальних даних, участь в розробках методів прогнозування коефіцієнтів тепловіддачі, підготовка матеріалів публікації.*

7. Мельник, А.В. Кипение в гладкой трубе раствора R600a/минеральное масло ISO VG 15 [Текст] / А.В. Мельник, В.П. Железный // Вестник МАХ. – 2014. – № 2. – С. 13-18.

*Особистий внесок: виконання експериментальних досліджень, обробка експериментальних даних, участь в розробках методів прогнозування коефіцієнтів тепловіддачі, підготовка матеріалів публікації.*



## АННОТАЦИЯ

Мельник А.В. Процессы кипения в трубе растворов изобутана с компрессорным маслом (Эксперимент, моделирование). – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.14.06 – Техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика. – Одесская национальная академия пищевых технологий, Одесса, 2014 г.

Диссертация посвящена комплексному экспериментально-расчетному исследованию влияния примесей компрессорного масла на интенсивность теплоотдачи при кипении реальных рабочих тел в трубе, определению режимов течения кипящего реального рабочего тела в испарителе, разработке термодинамической модели процессов кипения раствора хладагент/масло в трубе с использованием экспериментальных данных о свойствах реального рабочего тела, а так же предоставление рекомендаций по проектированию теплообменных аппаратов холодильного оборудования.

Для осуществления поставленных в диссертации задач была создана экспериментальная установка для проведения комплексных исследований влияния примесей компрессорного масла на интенсивность теплоотдачи при кипении реальных рабочих тел в трубе. Рабочий участок экспериментальной установки (испаритель), выполнен в виде гладкой U-образной трубки из нержавеющей стали с внутренним диаметром  $5.4 \pm 0.05$  мм и толщиной стенки  $0.3 \pm 0.05$  мм. Длина рабочего участка испарителя составила  $1691 \pm 1$  мм.

В проведенных исследованиях в качестве рабочего тела использовался раствор изобутана (R600a) с компрессорным минеральным нефтяным маслом ISO VG 15. Исследования проводились при давлении кипения в диапазоне от 62.3 кПа до 82.2 кПа, тепловом потоке  $2754 - 4105$  Вт/м<sup>2</sup>, массовой скорости  $11.90 - 18.54$  кг/(м<sup>2</sup>с) и концентрации масла на входе в испаритель  $0.25 - 0.5\%$ .

В рамках диссертационной работы предложена модель для расчета локального и среднего по сечению коэффициента теплоотдачи при кипении раствора R600a/масло в трубе, в основу которой положены принципы моделирования, сформулированные Томом и его коллегами (Thome J.R. et al.).

По результатам проведенных исследований установлено, что примеси компрессорного масла при расслоенном режиме течения рабочего тела в трубе, в диапазоне исследованных параметров способствуют интенсификации теплообмена при кипении. С ростом массовой скорости РРТ наблюдается увеличение локального и среднего по длине коэффициента теплоотдачи. Кроме того, с ростом массовой скорости РРТ, максимальное значение коэффициента теплоотдачи смещается в сторону более низких значений концентраций масла при кипении РХМ.

Необходимо отметить, что увеличение теплового потока в диапазоне  $\dot{q}=2400 - 3200$  Вт/м<sup>2</sup> ведет к увеличению локального и среднего по длине коэффициента теплоотдачи в

испарителе. Вместе с тем, со стороны паровой фазы увеличение теплового потока ведет к ухудшению коэффициента теплоотдачи РРТ в испарителе.

Результаты проведенного исследования показателей эффективности работы компрессорной системы позволили установить зависимость потребляемой мощности компрессора СКН-150 фирмы Atlant от тепловой нагрузки и массового расхода РРТ в испарителе, которая может быть использована при проектировании бытовых холодильных приборов.

**Ключевые слова:** раствор хладагент/масло, реальное рабочее тело, коэффициент теплоотдачи, кипение в горизонтальной трубе, изобутан, концентрация.

### АНОТАЦІЯ

Мельник А.В. Процеси кипіння в трубі розчинів ізобутану з компресорним мастилом (Експеримент, моделювання). – Рукопис.

Дисертація на здобуття вченого звання кандидата технічних наук по спеціальності 05.14.06 – Технічна теплофізика і промислова теплоенергетика. – Одеська національна академія харчових технологій, Одеса, 2014 р.

Для досягнення поставлених в дисертації задач була створена експериментальна установка для проведення комплексних досліджень впливу домішок компресорного мастила на інтенсивність тепловіддачі при кипінні реальних робочих тіл в трубі. В рамках дисертаційної роботи запропонована модель для розрахунку локального і середнього по перерізу коефіцієнту тепловіддачі при кипінні розчину R600a/мастило в трубі, в якому використані експериментальні дані по теплофізичним властивостям розчинів холодоагент/мастило. Проведені дослідження процесів кипіння у випарнику показали, що в діапазоні масових витрат  $12 - 21 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$  і теплових потоків  $2500 - 4100 \text{ Вт}/\text{м}^2$ , характерних для домашніх холодильних приладів, реалізовувались розшарований або розшарований-хвильовий режим кипіння розчинів R600a/Reniso WF 15A.

Аналіз отриманих експериментальних даних дозволив прийти до висновку, що вплив домішок мастила на процеси кипіння РХМ у випарнику несуть багатофакторний характер і залежать від теплового потоку, масової швидкості, концентрації мастила в холодоагенті і режимів потоку РРТ у випарнику.

По результатам проведених досліджень встановлено, що відсутність врахування домішок компресорного мастила приводить до значних відхилень середнього по перерізу коефіцієнта тепловіддачі, особливо при низьких ступенях сухості.

Результати проведеного дослідження показників ефективності роботи компресорної системи дозволили встановити залежність споживаної потужності компресора СКН-150 від теплового потоку і масової витрати РРТ у випарнику, яка може бути використана при проектуванні домашніх холодильних приладів.

**Ключові слова:** розчин холодоагент/мастило, реальне робоче тіло, коефіцієнт тепловід-

дачі, кипіння в горизонтальній трубі, ізобутан, концентрація.

### ABSTRACT

Melnyk A.V. **The flow boiling of the isobutane/compressor oil solutions (Experiment, correlation).** – Manuscript.

Thesis for candidate of science (Engineering) degree by specialty 05.14.06 - «Technical Thermophysics and Industrial Thermal Engineering». – Odessa National Academy of Food Technology, Odessa, 2014.

In order to complex investigation of the influence of oil impurities on the heat transfer coefficient for the flow boiling of real working fluids in tube an experimental setup has been designed. In the process of the executed researches it was revealed that at mass velocity of working fluid from 11.90 to 21 kg/(m<sup>2</sup>s) and heat flux from 2500 to 3200 W/m<sup>2</sup>, typical for the domestic refrigeration appliances, the stratified or wavy stratified flow pattern was implemented.

Analysis of the obtained experimental data allowed to conclude that impact of the compressor oil admixtures on the processes of the ROS boiling in the evaporator has multiple-factor nature. Heat transfer coefficient at the RWF boiling depends on the concentration of oil in the refrigerant, heat flux, foaming process, flow rate and flow regime of the working fluid in the evaporator.

In the process of the executed researches it was revealed that the lack of consideration of compressor oil admixtures leads to a significant deviation of the average over the cross section heat transfer coefficient, especially at low vapor quality.

The results of the executed researches of electrical efficiency of the compressor system allowed to identify the dependence of power consumption of the compressor SKN-150 from the heat load and the mass flow rate of RWF in the evaporator, which can be used in the design of the domestic refrigeration appliances.

**Keywords:** refrigerant/oil solution, real working fluid, heat transfer coefficient, flow boiling, isobutan, concentration.