

УДК 532.11:532.612

М. М. Лук'янов, А. В. Мельник, В. П. Желєзний, О. Я. Хлієва, С. О. Мороз

Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, м. Одеса, 65039, Україна

ВПЛИВ ДОМІШОК КОМПРЕССОРНОГО МАСЛА/НАНОЧАСТИНОК TiO₂ У ХОЛОДОАГЕНТІ НА КОЕФІЦІЄНТ ТЕПЛОВІДДАЧИ ПРИ КИПІННІ В ГОРИЗОНТАЛЬНІЙ ТРУБІ

У роботі представлено результати комплексного експериментального і теоретичного дослідження впливу домішок масла і наночастинок TiO₂ в ізобутані на локальні коефіцієнти тепловіддачі при кипінні робочого тіла в трубі. Наведено опис методики приготування робочого тіла холодоагент R600a / мінеральне масло / наночастинок TiO₂ для системи з герметичним компресором Atlant СКН 150. Отримані експериментальні дані апроксимовані моделлю, яка дозволяє досліджувати вплив домішок масла і наночастинок в холодоагенті R600a на локальний коефіцієнт тепловіддачі при кипінні в трубі розчинів R600a / масло та R600a / масло / наночастинок TiO₂. Результати виконаного дослідження показують, що домішки наночастинок TiO₂ в робочому тілі при масовій концентрації від 0,0026 до 0,006% не оказують впливу на значення локальних коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні робочого тіла в трубі.

Ключові слова: Нанофлюїди - Розчини холодоагент/мастило – Тепловіддача при кипінні - Коефіцієнт тепловіддачі – Експеримент - Методи розрахунку

Н. Н. Лукьянов, А. В. Мельник, В. П. Железний, О. Я. Хлиева, А. С. Мороз

Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Канатная, 112, г. Одеса, 65039, Україна

ВЛИЯНИЕ ПРИМЕСЕЙ КОМПРЕССОРНОГО МАСЛА/НАНОЧАСТИЦ TiO₂ В ХЛАДАГЕНТЕ НА КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОТДАЧИ ПРИ КИПЕНИИ В ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ТРУБЕ

В работе представлены результаты комплексного экспериментального и теоретического исследования влияния примесей масла и наночастиц TiO₂ в изобутане на локальные коэффициенты теплоотдачи при кипении рабочего тела в трубе. В статье приведено описание методики приготовления рабочего тела R600a/минеральное масло /наночастицы TiO₂ для системы с герметичным компрессором Atlant СКН 150. Полученные экспериментальные данные аппроксимированы моделью, которая позволяет исследовать влияние примесей масла и наночастиц в хладагенте R600a на локальный коэффициент теплоотдачи при кипении в трубе растворов R600a/масло и R600a/масло/ наночастицы TiO₂. Результаты выполненного исследования показывают, что примеси наночастиц TiO₂ в рабочем теле при массовой концентрации от 0,0026 до 0,006 % не оказывают влияния на значения локальных коэффициентов теплоотдачи при кипении рабочего тела в трубе.

Ключевые слова: Нанофлюиды – Растворы хладагент/масло – Теплоотдача при кипении – Коэффициент теплоотдачи – Эксперимент - Методы расчета

DOI: <http://dx.doi.org/10.15673/0453-8307.5/2015.44790>



This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).
<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

I. ВВЕДЕНИЕ

В последние годы опубликовано несколько работ по исследованию влияния наночастиц на процессы кипения в горизонтальной трубе [1-5]. Из опубликованных работ следует, что наночастицы могут позитивно влиять на процессы теплообмена при кипении рабочих тел в трубе. Так, в работе [1] И. М. Махбул (I.M. Mahbul), С.А. Фадхилах (S.A. Fadhilah) для системы R134a/наночастицы Al₂O₃ отметили значительный рост (на 90 %) коэффициента теплоотдачи при кипении для концентрации наночастиц 1 об. %. В статье Кристен Бартелт (Kristen Bartelt), Янг-Жиль Парк (Young-Gil Park) [2] для системы

R134a/полиэфирное масло/ наночастицы CuO авторы отметили увеличение коэффициента теплоотдачи при кипении на 42 % - 82 % для концентрации наночастиц в рабочем теле 0,04 % масс. Авторы работы [3] Хао Пенг (Hao Peng), Гуолианг Динг (Guoliang Ding) и др. исследовали систему R113/ наночастицы CuO и отметили увеличение коэффициента теплоотдачи при кипении на 29 % для концентрации наночастиц 0,5 % масс. В работе [4] Кристен Хендерсон (Kristen Henderson), Янг-Жиль Парк (Young-Gil Park) и др. показали, что коэффициент теплоотдачи нанофлюида R134a/полиэфирное масло/ наночастицы CuO с концентрацией 0,04 и 0,08 % об. был на 100 % больше, чем без

добавления наночастиц. В статье М.А. Ахаван-Бехабади (М.А. Akhavan-Behabadi) [5] показано, что для растворов R600a/полиэфирное масло/наночастицы CuO увеличение коэффициента теплоотдачи при кипении составило 63 % для концентрации наночастиц до 1,5 % масс.

Полученные результаты [1-5] указывают на позитивное влияние наночастиц на интенсификацию процессов теплообмена при кипении рабочих тел в трубе. Вместе с тем следует отметить несколько важных факторов, которые остаются недостаточно изученными при оценке перспектив применения нанотехнологий в теплообменном оборудовании. Во-первых, информация о локальных коэффициентах теплоотдачи растворов хладагент/масло/наночастицы в испарителе пароконденсационных холодильных систем в литературе отсутствует. Во-вторых, до сих пор остаются малоизученными вопросы изменения концентрации примесей масла и наночастиц в испарителе, что в значительной мере затрудняет интерпретацию полученных экспериментальных данных и разработку моделей прогнозирования локальных коэффициентов теплоотдачи при кипении растворов хладагент/масло – (РХМ) и хладагент/масло/наночастицы – наноРХМ.

Кроме того, следует заметить, что примеси наночастиц в масле способствуют увеличению вязкости рабочих тел пароконденсационных холодильных установок, что способствует увеличению термического сопротивления вблизи стенки испарителя при кипении растворов хладагент/масло/наночастицы при высоких степенях сухости рабочего тела.

С учетом изложенного, можно констатировать, что прямых экспериментальных доказательств целесообразности применения нанотехнологий в пароконденсационном оборудовании немного. Более того, в литературе отсутствуют комплексные исследования влияния наночастиц на теплофизические свойства рабочих тел, интенсивность теплообмена и показатели эффективности компрессорных систем.

Представленные в настоящей работе исследования посвящены изучению влияния примесей наночастиц TiO₂ в растворах изобутан (R600a) / минеральное масло на локальные коэффициенты теплоотдачи при кипении рабочего тела в трубе.

II. ОБЪЕКТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Компонентами объектов исследования являлись: хладагент R600a, компрессорное минеральное масло (вязкость при 40 °С 8 сСт) и наночастицы Al₂O₃ (CAS №1344-28-1) с размером не более 50 нм.

Для приготовления нанофлюидов была использована следующая методика. На первом этапе наночастицы с сурфактантом (олеиновой кислотой) подвергались перемешиванию в бисерной мельнице в среде гексана на протяжении 10 часов. Эта процедура необходима для

разрушения агломератов наночастиц, которые неизбежно образуются при хранении наночастиц в сухом виде. Затем проводилось смешивание приготовленного нанофлюида (гексан/наночастицы/сурфактант) с компрессорным маслом. Полученный нанофлюид (гексан/наночастицы/сурфактант/компрессорное масло) подвергалась ультразвуковому диспергированию 30 минут. На последнем этапе приготовления производилась отгонка гексана из нанофлюида. Определенное количество полученного наномасла (компрессорное масло/сурфактант/наночастицы), соответствующее требуемой концентрации РХМ, смешивалось с изобутаном (R600a).

III. СХЕМА И РАБОТА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Исследование влияния примесей наночастиц на интенсивность кипения рабочего тела в трубе выполнено на установке, схема которой приведена на рисунке 1.

Пары холодильного агента вместе с мелкими каплями масла, которые образуются в процессе сжатия рабочего тела компрессором 1 (Atlant СКН 150), нагнетаются в конденсатор 2. После конденсации паров рабочего тела жидкий раствор хладагента с примесями масла (РХМ) поступает в калориметрический расходомер 4, где происходит его дальнейшее охлаждение. На выходе из расходомера установлен фильтр/осушитель 5 марки ADK-052S фирмы Alco, смотровое окно 6 и вентиль тонкой регулировки 7 марки ВТ-5 фирмы «ЭНАЛ». Далее рабочее тело поступает в трубу (испаритель), где большая часть хладагента испаряется, и перегретый пар с остатками РХМ поступает на вход компрессора.

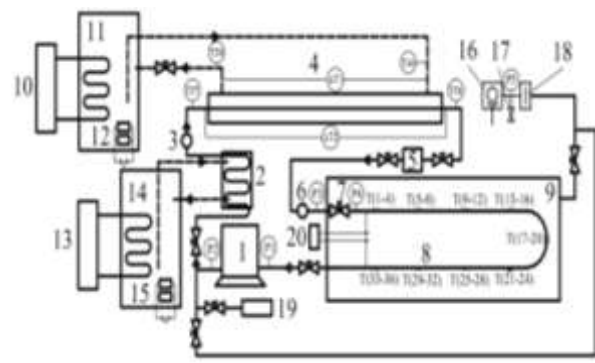


Рисунок 1 – Принципиальная схема экспериментальной установки для исследования теплообмена при кипении рабочего тела в трубе:

1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3, 6 – смотровые окна; 4 – калориметрический расходомер; 5 – фильтр-осушитель; 7 – дроссельное устройство; 8 – рабочий участок – тонкостенная нержавеющая трубка (испаритель); 9 – вакуумная камера; 10, 13 – холодильные машины; 11, 14 – термостаты; 12, 15 – нагреватели; 16 – вакуумный насос; 17 – натекагель; 18 – вакуумная ловушка; 19 – заправочный баллон; 20 – источник постоянного тока.

Тепловые нагрузки в испарителе обеспечивались за счет джоулевой теплоты при пропускании постоянного тока через тонкостенную нержавеющую трубку. Для этой цели использовался источник питания постоянного тока марки BVP 30V/50A с погрешностью определения параметров тока ± 0.1 А, ± 0.1 В. Испаритель 8 находится в вакуумной камере 9, что позволяет пренебречь влиянием теплопритоков из окружающей среды на результаты исследования процесса кипения рабочего тела. Алюминиевая фольга вокруг испарителя исключает теплопритоки излучением от стенок вакуумной камеры.

В качестве дроссельного устройства перед рабочим участком (испарителем) использовался вентиль 7 марки ВТ-5 фирмы «ЭНАЛ», который обеспечивал возможность дискретного изменения небольших расходов рабочего тела. Для обеспечения адиабатных условий процесса дросселирования рабочего тела вентиль 7 был установлен внутри в вакуумной камере. В установке предусмотрено дистанционное регулирование дроссельного устройства посредством электродвигателя с редуктором. Компрессор и вакуумный насос включены через пусковое реле, что обеспечивает их защиту от перепадов напряжения и безопасной работы. Также, компрессор оснащен защитным реле перепада давления фирмы Danfoss. С целью обеспечения постоянного расхода воды на калориметрический расходомер, её подача осуществляется через напорный бак, установленный на высоте 1,8 м над уровнем расходомера. Напорный бак теплоизолирован минеральной ватой. Экспериментальная установка оснащена тремя преобразователями давления фирмы Wika (класс точности 0,5), которые измеряли давление на входе рабочего тела в испаритель P4, на входе рабочего тела в дроссельное устройство P3 и давления в вакуумной камере P5. Для контроля за безопасной эксплуатацией компрессора установлены два манометра на всасывающей P1 и нагнетательной P2 магистралях компрессорной системы. Рабочий участок экспериментальной установки (испаритель), выполнен в виде гладкой U-образной трубки из нержавеющей стали (ГОСТ 9941-81) с внутренним диаметром $5,4 \text{ мм} \pm 0,05 \text{ мм}$, толщиной стенки $0,3 \text{ мм} \pm 0,05 \text{ мм}$ и шероховатостью 0,5-0,8 мкм. Длина рабочего участка испарителя составляла $1691 \text{ мм} \pm 2 \text{ мм}$. Испаритель разделен на девять секций. На границах каждой секции установлены медь-константановые термопары для измерения температур кипения жидкого рабочего тела и температуры стенки испарителя. Секции испарителя соединены между собой короткими дюритовыми шлангами (расстояние между секциями испарителя не более 5 мм), в которые вставлены иглы с установленными в них термопарами. Термопара для измерения средней по сечению трубы темпера- 48 туры стенки навита на смазанную термопастой поверхность трубы (несколько витков, для улучшения теплового

контакта). На каждой секции испарителя размещены дифференциальные термопары, которые необходимы для измерения разности температур между стенкой испарителя и кипящим рабочим телом в верхней и нижней точках испарителя. Значения ЭДС термопар измерялись с помощью мультиметра (Time Electronics 5065), позволяющий измерять ЭДС одновременно с 9 пар термоэлектродов. Поскольку на рабочем участке установки было размещено 42 термопары, предусмотрено дополнительное их переключение с помощью пакетного переключателя. Температура окружающей среды измерялась посредством ртутного лабораторного термометра с погрешностью $\pm 0,1$ К. Температура всасывающей линии компрессора, температура картера компрессора, и температура нагнетающей линии компрессора определялась медь-константановыми термопарами с погрешностью 0,1 К. Температура воды в термостатах измерялась посредством ртутных лабораторных термометров с погрешностью $\pm 0,1$ К. Расход воды, подаваемой на расходомер измерялась весовым методом. Потребляемая мощность компрессора измерялась ваттметром марки Д592 с классом точности 0,1.

IV. РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛООТДАЧИ

В компрессорной системе концентрация масла в рабочем теле определяется как массовая доля масла в переохлажденной жидкой фазе хладагента перед дроссельным устройством. Эта концентрация масла в хладагенте в зависимости от типа компрессора обычно изменяется от 0,5 до 5%.

С целью определения концентрации масла перед дроссельным устройством, был проведен ряд экспериментов с отборами проб рабочего тела. Процедура отбора проб реализовывала следующую методику: достижение постоянных во времени параметров работы компрессорной системы; отбор небольшого количества рабочего тела через пробоотборник, который размещен на нагнетающей линии перед дроссельным устройством. Отбор пробы рабочего тела проводился в предварительно отвакуумированный баллон известной массы. Далее баллон взвешивался и определялась масса отобранной пробы. В результате длительного (1,5 часа) нагрева при температуре около 75°C и вакуумирования из баллона удалялся весь холодильный агент. После очередного взвешивания баллончика определялась масса масла в пробе рабочего тела. Концентрация масла перед дроссельным устройством определялась по уравнению

$$W_{inlet} = M_O / M_{WF}, \quad (1)$$

где M_O – масса отобранного масла, которая осталась в баллоне, кг; M_{WF} – масса пробы рабочего тела в баллоне, кг.

Зависимость концентрации масла перед дроссельным устройством от расхода рабочего тела представлена на рисунке 2. Как следует из приведенного рисунка концентрация масла в рабочем теле зависит от его массового расхода.

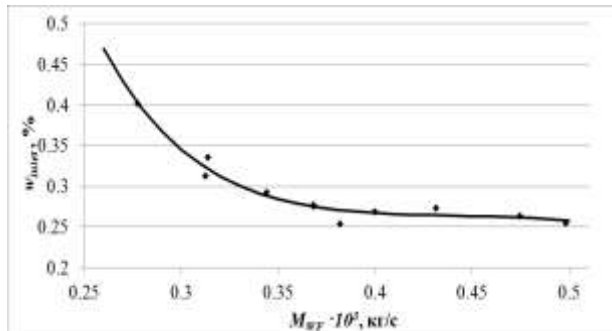


Рисунок 2 – Зависимость концентрации масла перед дроссельным устройством от расхода рабочего тела

Присутствующие в рабочем теле примеси наночастиц попадают из компрессора в испаритель за счет уноса мелких капелек раствора хладагент/ масло / наночастицы. Следовательно, чем больше концентрация масла в рабочем теле перед дроссельным устройством, тем большее количество примесей наночастиц попадает в испаритель.

Полученные данные о количестве примесей масла в рабочем теле перед дроссельным устройством, а также данные о теплофизических свойствах растворов R600a/минеральное масло/ наночастицы TiO_2 (полученные на кафедре инженерной теплофизики и прикладной экологии ОНАПТ) позволяют исследовать динамику изменения концентрации примесей масла и наночастиц от степени сухости рабочего тела в испарителе (см. рисунки 3, 4).

Проведенные исследования показывают, что концентрация примесей масла и наночастиц в испарителе при кипении раствора R600a/минеральное масло/ наночастицы TiO_2 непрерывно возрастает с увеличением степени сухости рабочего тела. Кроме того, концентрации примесей масла и наночастиц при одинаковых степенях сухости рабочего тела зависят от массовой скорости и тепловой нагрузки.

Таким образом, при интерпретации данных о влиянии наночастиц на процесс кипения рабочего тела нужно руководствоваться не данными о концентрации наночастиц заправленных в компрессор (в данном исследовании 0,66 масс. %), а информацией о концентрации наночастиц в рабочем теле перед дроссельным устройством (0,0027-0,0035 масс. %). Детальный анализ влияния наночастиц на значение локальных коэффициентов теплоотдачи возможен только с использованием моделей теплообмена, в которых используется информация о теплофизических свойствах реального рабочего тела - R600a/минеральное масло/ наночастицы TiO_2 .

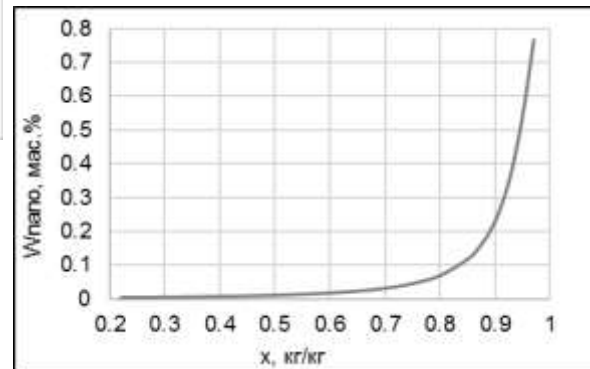
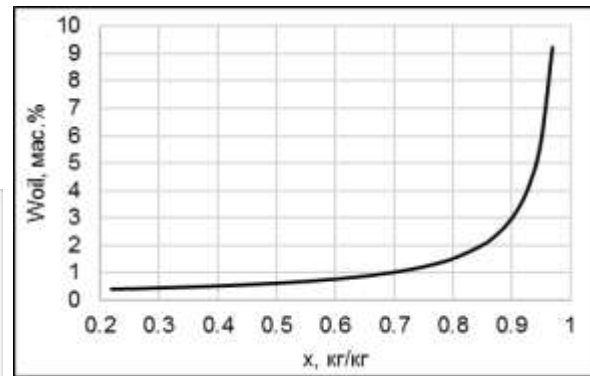


Рисунок 3 - Зависимость концентрации примесей масла - W_{oil} и наночастиц TiO_2 - W_{nano} в растворе R600a/минеральное масло от степени сухости рабочего тела в испарителе при массовой скорости $m \approx 14,3 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ и тепловом потоке $q \approx 3550 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

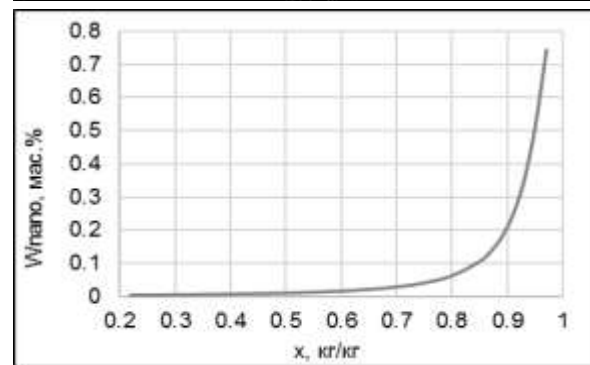
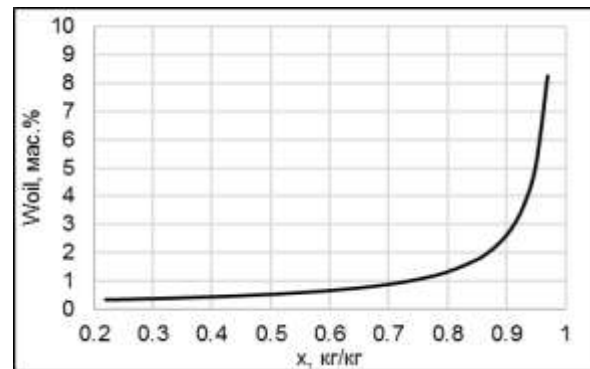


Рисунок 4 - Зависимость концентрации примесей масла - W_{oil} и наночастиц TiO_2 - W_{nano} в растворе R600a/минеральное масло от степени сухости рабочего тела в испарителе при массовой скорости $m \approx 17,1 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ и тепловом потоке $q \approx 4930 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Исследования локальных коэффициентов теплоотдачи при кипении рабочего тела R600a/минеральное масло/ наночастицы TiO_2 в трубе проведены при температуре в испарителе 256,15 К, в диапазоне массовых скоростей рабочего тела G от 10,5 до 18,3 кг/(м²·с), и диапазоне тепловых нагрузок q от 2804,4 до 4930,7 Вт/м². Термодинамические параметры процесса кипения рабочего тела в трубе и массовой концентрации масла - w_{inlet} и наночастиц TiO_2 - w_{inlet}^{nano} на входе в испаритель приведены в таблице 1.

Таблиця 1 – Термодинамические параметры рабочего тела R600a/минеральное масло/ наночастицы TiO_2 при кипении в трубе

Ре-жим	p_{suc} кПа	p_{dis} кПа	q Вт/м ²	$M_{WF} \cdot 10^3$ кг/с	G кг/м ² ·с	w_{inlet} %	w_{inlet}^{nano} %
R600a/минеральное масло							
1	74,6	380,7	3854	0,324	14,13	0,30	0,003
2	75,1	381,2	4642	0,322	14,06	0,30	0,003
3	75,5	399,1	4425	0,418	18,26	0,26	0,0026
R600a/минеральное масло/ наночастицы TiO_2							
1	75,1	376,3	3801	0,297	12,98	0,35	0,0035
2	74,9	380,9	4098	0,343	15,02	0,29	0,0029
3	74,1	380,4	4930	0,392	17,11	0,27	0,0027

В рамках данного исследования для описания экспериментальных данных о локальных коэффициентах теплоотдачи была использована модель, предложенная в работе [6]

В соответствии с этой моделью коэффициент теплоотдачи двухфазного потока рассчитывался по уравнению (2) [6, 7]:

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

где d_{in} – внутренний диаметр рабочего участка, м; θ_{dry} – угол осушения, рад; α_v – коэффициент теплоотдачи со стороны паровой фазы, Вт/(м²·К); α_{wet} – коэффициент теплоотдачи со стороны смоченной поверхности, Вт/(м²·К). В свою очередь α_{wet} определяется двумя составляющими: коэффициентом теплоотдачи при пузырьковом кипении в свободном объеме α_{nb} и коэффициентом теплоотдачи при вынужденной конвекции α_{cb} . Величина, характеризующая теплоотдачу со смоченной поверхности α_{wet} , рассчитывалась по формуле (3) [6]:

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

Расчет коэффициента теплоотдачи при пузырьковом кипении α_{nb} проводился по уравнению (4) [8]:

$$\alpha_{nb} = \left\{ 10^{6,3(1-w_R)} + \left[0,22 - 26(1-w_R)^2 \right] \times \left\{ q^{0,75-2(1-w_R)} \right\} \times 1,0197 \cdot p_{suc} \right\} \quad (4)$$

где w_{REF} – массовая доля хладагента, кг/кг; p_0 – давление кипения, бар; q – плотность теплового потока, Вт/м².

Конвективная составляющая коэффициента теплоотдачи при кипении рабочего тела в трубе определялась по следующему уравнению [6]:

$$\alpha_{cb} = A \cdot \left[\frac{4 \cdot \dot{m} (1-x) \delta}{(1-\varepsilon) \mu_{ROS}} \right]^n \left[\frac{c_p^{ROS} \mu_{ROS}}{\lambda_{ROS}} \right]^{0,4} \frac{\lambda_{ROS}}{\delta}, \quad (5)$$

где A и n – эмпирические коэффициенты; μ_{ROS} – динамическая вязкость РХМ (наноРХМ), Па·с; c_p^{ROS} – теплоемкость РХМ (наноРХМ), Дж/(кг·К); λ_{ROS} – коэффициент теплопроводности РХМ (наноРХМ), Вт/(м·К); δ – толщина пленки РХМ (наноРХМ), м.

Объемное паросодержание определяется из уравнения (6), приведенного в работе [6]:

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_v} \left\{ \left[1 + 0,12 \cdot (1-x) \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_{ROS}} \right) + \frac{1,18}{\dot{m}} \left[\frac{g\sigma(\rho_{ROS} - \rho_v)}{\rho_{ROS}^2} \right]^{0,25} \right] \cdot (1-x) \right\}^{-1}, \quad (6)$$

где x – степень сухости, кг/кг; ρ_v – плотность паровой фазы, кг/м³; ρ_{ROS} – плотность РХМ (наноРХМ), кг/м³; \dot{m} – массовая скорость рабочего тела, кг/(м²·с); σ – поверхностное натяжение РХМ (наноРХМ), Н/м.

При обработке полученных экспериментальных данных показано, что коэффициенты A и n уравнения (5) зависят от тепловой нагрузки и массовой скорости рабочего тела в трубе. Выполненный анализ полученных экспериментальных данных позволяет условно разделить процесс кипения рабочего тела в испарителе на три основные области с разными концентрациями масла - w_{local} : I – участок, где теплоотдача осуществляется преимущественно вследствие конвекции ($w_{local} \approx 0,4 - 0,8\%$), II – участок, где в механизм теплоотдачи существенный вклад одновременно вносят как конвективная составляющая коэффициента теплоотдачи, так и составляющая, определяемая кипением РХМ ($w_{local} \approx 0,8 - 9\%$), III – участок уменьшения вклада конвективной составляющей α_{nb} в коэффициент теплоотдачи со стороны смоченного периметра трубы α_{wet} ($w_{local} \geq 9\%$).

В результате проведенной обработки экспериментальных данных по локальному коэффициенту теплоотдачи растворов R600a/минеральное масло были получены следующие зависимости для расчета коэффициентов A и n в уравнении (5) для области кипения I:

$$A^1 = a_A^1 + b_A^1 \cdot \dot{q} + c_A^1 \cdot \dot{m}; \quad (7)$$

$$n^1 = (a_n^1 + b_n^1 \cdot \dot{q} + c_n^1 \cdot \dot{m}) \cdot S, \quad (8)$$

где a_A^1 , b_A^1 , c_A^1 , a_n^1 , b_n^1 , c_n^1 – коэффициенты, которые зависят от локальной концентрации масла в РХМ, S – коэффициент, зависящий от типа раствора. Для раствора хладагент/масло коэффициент S равен 1.

$$a_A^I = -41,846 + 2000,455 \cdot w_{local} + 1,151 \cdot (\ln(w_{local}))^2; \quad (9)$$

$$b_A^I = -2,229 \cdot 10^{-5} + 0,026 \cdot w_{local} - 489,997 \cdot w_{local}^3; \quad (10)$$

$$c_A^I = 0,613 - 49,141 \cdot w_{local} - 1,858 \cdot 10^{-3} / w_{local}; \quad (11)$$

$$a_n^I = 12,747 - 682,716 \cdot w_{local} + 0,016 \cdot \ln(w_{local}) / w_{local} - 3,746 \cdot 10^{-5} \cdot \ln(w_{local}) / w_{local}^2; \quad (12)$$

$$b_n^I = 3,081 \cdot 10^{-4} + 0,006 \cdot w_{local} \cdot \ln(w_{local}) - 7,082 \cdot 10^{-7} / w_{local}; \quad (13)$$

$$c_n^I = 1,117 + 441,519 \cdot w_{local} + 118,736 \cdot w_{local} \cdot \ln(w_{local}) + 8,203 \cdot 10^{-7} \cdot \ln(w_{local}) / w_{local}^2. \quad (14)$$

Коэффициенты A и n для областей кипения II и III рабочего тела в трубе составляют соответственно $A^{II} = 0,0293$, $n^{II} = 0,75$ и $A^{III} = 0,0093$, $n^{III} = 1,05$.

Локальный коэффициент теплоотдачи для растворов R600a/минеральное масло/TiO₂ рассчитывался с учетом следующей поправки к уравнению (8): коэффициент S принимался равным 0,9.

Значения коэффициента теплоотдачи со стороны паровой фазы – α_V были аппроксимированы уравнением, предложенным Диттус и Боелтер (Dittus and Boelter) [9]:

$$\alpha_V = B \cdot \left[\frac{\dot{m} \cdot x \cdot d_{in}}{\varepsilon \cdot \mu_V} \right]^f \left[\frac{c_{pV} \mu_V}{\lambda_V} \right]^{0.4} \frac{\lambda_V}{d_{in}}, \quad (15)$$

где B и f – значения аппроксимационных коэффициентов; \dot{m} – массовая скорость рабочего тела, кг/(м²·с); x – степень сухости, кг/кг; d_{in} – внутренний диаметр трубы, м; ε – объемное паросодержание; μ_V – динамическая вязкость пара, Па·с; c_{pV} – теплоемкость пара, Дж/(кг·К); λ_V – коэффициент теплопроводности пара, Вт/(м·К).

Выполненные исследования показывают, что значения аппроксимационных коэффициентов B и f в уравнении (15) зависят от тепловой нагрузки и массовой скорости рабочего тела в трубе. В результате проведенной обработки экспериментальных данных были получены следующие зависимости:

$$B = 72,69 - 0,00991 \cdot \dot{q} + 4,1 \cdot \dot{m}; \quad (16)$$

$$f = 0,0595 + 7,39 \cdot 10^{-6} \cdot \dot{q} + 1,95 \cdot 10^{-3} \cdot \dot{m}. \quad (17)$$

При обработке полученных данных о локальном коэффициенте теплоотдачи при кипении РХМ и наноРХМ в трубе использовались не расчетные, а экспериментальные данные о

теплофизических свойствах растворов R600a/минеральное масло и нанофлюидов R600a/минеральное масло/TiO₂. Выполненный анализ показывает, что погрешность определения локальных коэффициентов теплоотдачи по данной методике не превышает 17 %.

Влияние примесей наночастиц на интенсивность процессов кипения рабочего тела демонстрируют рисунки 5, 6.

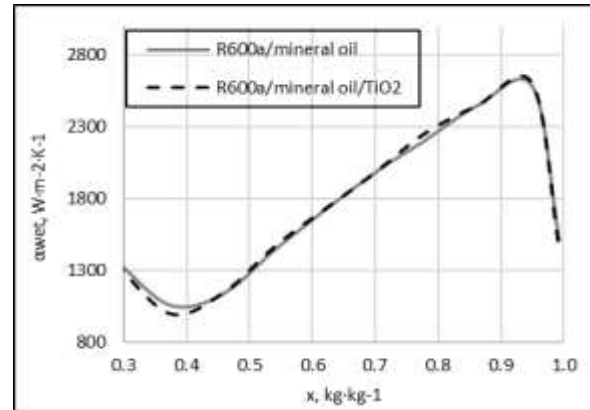


Рисунок 5 – Зависимость локального коэффициента теплоотдачи рабочих тел со стороны смоченной поверхности трубы α_{wet} от степени сухости x на различных участках испарителя при массовой скорости $\dot{m} \approx 14,3$ кг м⁻² с⁻¹ и тепловом потоке $q \approx 3550$ Вт/м².

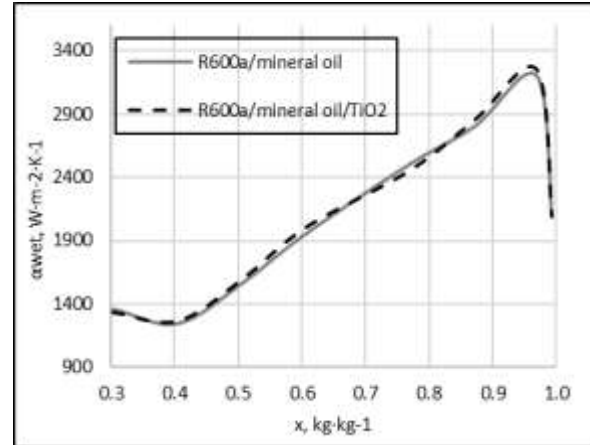


Рисунок 6 – Зависимость локального коэффициента теплоотдачи рабочих тел со стороны смоченной поверхности трубы α_{wet} от степени сухости x на различных участках испарителя при массовой скорости $\dot{m} \approx 17,1$ кг м⁻² с⁻¹ и тепловом потоке $q \approx 4930$ Вт/м².

Отклонения экспериментальных данных от предложенной в статье модели демонстрирует рисунок 7. Анализируя приведенную на этом рисунке информацию можно констатировать, предложенная модель адекватно описывает экспериментальные данные со среднеквадратической погрешностью, примерно 13%.

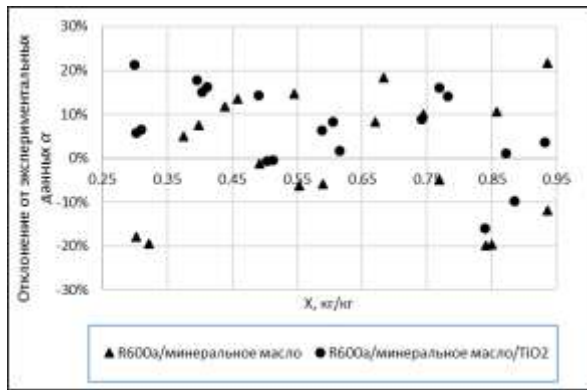


Рисунок 7 – Относительные отклонения экспериментальных данных a_{aver} от рассчитанных по уравнению (2).

ВЫВОДЫ

В представленной статье сделана попытка учета влияния примесей наночастиц на локальные коэффициенты теплоотдачи при кипении растворов R600a/ минеральное масло / наночастицы TiO₂. Анализируя полученные результаты можно сформулировать несколько выводов. Во-первых, концентрация примесей наночастиц в рабочем теле в испарителе очень мала в связи с небольшим уносом масла из компрессора Atlant SKH 150. Такая концентрация наночастиц TiO₂ очень незначительно влияет на показатели эффективности компрессорной системы [10] и практически не влияет на интенсивность процессов кипения рабочего тела в трубе (рисунки 5 и 6).

В статье показано, что предложенная в работах [6, 7] модель расчета коэффициента теплоотдачи позволяет адекватно описывать процессы кипения наноРХМ со среднеквадратической погрешностью не выше 13% при корректном учете влияния наночастиц на теплофизические свойства рабочего тела. Полученный результат указывает на перспективность применения данной модели при прогнозировании коэффициента теплоотдачи при кипении сложных по составу рабочих тел.

Проведенные исследования указывают, что проблема внедрения нанотехнологий в холодильном оборудовании вплоть до настоящего времени остается недостаточно изученной. Основная причина сложившейся ситуации заключается в сложности учета многочисленных и позитивных и негативных факторов влияния добавок наночастиц на показатели эффективности компрессорных систем [11]. Проблема внедрения нанотехнологий в холодильную промышленность может быть решена только в рамках комплексных исследований агрегативной устойчивости перспективных для использования в холодильной технике наножидков, их теплофизических свойств, показателей эффективности компрессорных систем при работе на рассматриваемых наноРХМ, а также процессов теплообмена при кипении наноРХМ в испарителе при более высоких концентрациях наночастиц различного химического состава.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Mahbubul, I. M.** Thermophysical properties and heat transfer performance of Al₂O₃/R134a nanorefrigerants [Text] / I. M. Mahbubul, S. A. Fadhilah, R. Saidur, K. Y. Leong, M. A. Amalina // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2013. – Vol. 57, Issue 1. – P. 100-108.
2. **Bartelt, K.** Flow-Boiling of R-134a/POE/CuO Nanofluids in a Horizontal Tube [Text] / K. Bartelt, Y. Park, L. Liu, A. Jacobi // International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University. 2008. Paper 928. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/928>
3. **Peng, H.** Heat transfer characteristics of refrigerant-based nanofluid flow boiling inside a horizontal smooth tube [Text] / H. Peng, D. Ding, W. Jiang, H. Hu, Y. Gao // International Journal of Refrigeration. – 2009. – Vol. 32, Issue 6. – P. 1259-1270.
4. **Henderson, K.** Flow boiling heat transfer of R-134a-based nanofluids in a horizontal tube [Text] / K. Henderson, Y. Park, L. Liu, A. M. Jacobi // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2010. – Vol. 53, Issue 5-6. – P. 944-951.
5. **Akhavan-Behabadi, M. A.** Experimental investigation of flow boiling heat transfer of R-600a/oil/CuO in a plain horizontal tube [Text] / M. A. Akhavan-Behabadi, M. Nasr, S. Baqeri // Experimental Thermal and Fluid Science. . – 2014. – Vol. 58– P. 105-111.
6. **Kattan, N.** Flow boiling in horizontal tubes: part 3 – development of a new heat transfer model based on flow pattern [Text] / N. Kattan, J. R. Thome, D. Favrat // Journal of Heat Transfer. – 1998. – Vol. 120, Issue 1. – P. 156-165.
7. **Zhelezny, V. P.** Experimental and theoretical investigation of heat transfer coefficient for boiling of the isobutene/compressor oil solution flow in the pipe [Text] / V.P. Zhelezny, G.M. Chen, K.O. Shestopalov, A.V. Melnyk // Proc. 11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, IIR Hangzhou. – China, 2014.
8. **Иванов, О. П.** Экспериментальное исследование теплообмена при кипении маслофреоновых растворов [Текст] / О.П. Иванов // Холодильная техника. – 1965. - №3. – С. 32-35.
9. **Dittus, F. W.** Heat transfer in automobile radiators of the tubular type [Text] / F.W. Dittus, L.M.K. Boelter // International Communications in Heat and Mass Transfer. – 1985. – Vol. 12, Issue 1. – P. 3 – 22.
10. **Лукьянов, Н. Н.** Исследование перспектив применения нанохладагентов с целью повышения эколого-энергетической эффективности оборудования [Текст] / Н. Н. Лукьянов, О. Я. Хлиева, В. П. Железный, Ю. В. Семенюк // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2015. – Т. 3, № 5 (75). – С. 32-40.
11. **Zhelezny, V. P.** An application of nanotechnologies in refrigeration – perspectives and challenges [Text] / V. P. Zhelezny // Proc. 11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, IIR Hangzhou. – China, 2014.

Отримана в редакції 07.08.2015, прийнята до друку 03.09.2015

N.N. Lukianov, A.V. Melnyk, V.P.Zhelezny, O.Ya. Khliyeva, A.S. Moroz
Odessa National Academy of Food Technologies, 112, Kanatnaya str., Odessa, 65039, Ukraine

INFLUENCE OF COMPRESSOR OIL AND TiO₂ NANOPARTICLE ADDITIVES ON THE REFRIGERANT FLOW BOILING HEAT TRANSFER COEFFICIENT INSIDE HORIZONTAL TUBES

The results of a comprehensive experimental and theoretical study of the effect of compressor oil and TiO₂ nanoparticle additives in isobutane on the local flow boiling heat transfer coefficients in the tube have been presented in the paper. The preparation of the working fluid (R600a / mineral oil / TiO₂ nanoparticles) for systems with hermetic compressor Atlant CKH 150 has been described. The experimental data were approximated by the model that take into consideration the effect of oil and nanoparticle additives in the refrigerant on the local flow boiling heat transfer coefficient in the tube for solutions R600a/oil and R600a/oil/nanoparticle TiO₂. It was shown that the TiO₂ nanoparticle additives at concentration 0.0026 - 0.006 % wt. in the working fluid R600a / mineral oil does not influence on the values of the local flow boiling heat transfer coefficient in the tube.

Keywords: Nanofluids – Refrigerant / oil solutions – Boiling heat transfer – Heat transfer coefficient – Experiment – Calculation methods

REFERENCES

1. Mahbul, I. M., Fadhilah, S. A., Saidur, R., Leong, K. Y., Amalina, M. A. (2013). Thermophysical properties and heat transfer performance of Al₂O₃/R134a nanorefrigerants. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 57(1), 100-108. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.10.007
2. Bartelt, K. Park, Y., Liu, L., Jacobi, A. (2008). Flow-Boiling of R-134a/POE/CuO Nanofluids in a Horizontal Tube. Proc. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue University.
3. Peng, H., Ding, D., Jiang, W., Hu, H., Gao, Y. (2009). Heat transfer characteristics of refrigerant-based nanofluid flow boiling inside a horizontal smooth tube. *International Journal of Refrigeration*, 32(6), 1259-1270. doi:10.1016/j.ijrefrig.2009.01.025
4. Henderson, K., Park, Y., Liu, L., Jacobi, A. M. (2010). Flow boiling heat transfer of R-134a-based nanofluids in a horizontal tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(5-6), 944-951. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.11.026
5. Akhavan-Behabadi, M. A., Nasr, M., Baqeri, S. (2014). Experimental investigation of flow boiling heat transfer of R-600a/oil/CuO in a plain horizontal tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 58, 105-111. doi:10.1016/j.expthermflusci.2014.06.013
6. Kattan, N., Thome, J. R., Favrat, D. (1998). Flow boiling in horizontal tubes: part 3 – development of a new heat transfer model based on flow pattern. *Journal of Heat Transfer*, 120(1), 156-165. doi:10.1115/1.2830039
7. Zhelezny, V. P., Chen, G. M., Shestopalov, K. O., Melnyk, A. V. (2014). Experimental and theoretical investigation of heat transfer coefficient for boiling of the isobutene/compressor oil solution flow in the pipe. Proc. 11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, IIR Hangzhou. China.
8. Ivanov, O.P. (1965). Experimental investigation the heat transfer of the refrigerant/oil solution at the boiling process. *Holodilnaya tehnika*, 3, 32–35. (in Russian).
9. Dittus, F.W., Boelter, L.M.K. (1985). Heat transfer if automobile radiators of the tubular type. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 12(1), 3–22. doi:10.1016/0735-1933(85)90003-X
10. Lukianov, M., Khliyeva, O., Zhelezny, V., Semenyuk, Yu. (2015). Nanorefrigerants application possibilities study to increase the equipment ecological-energy efficiency. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3/5 (75). 32–40. (in Russian). DOI: 10.15587/1729-4061.2015.42565
11. Zhelezny, V. P. (2014). An application of nanotechnologies in refrigeration – perspectives and challenges. Proc. 11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, IIR Hangzhou. China.

Received 07 August 2015

Approved 03 September 2015

Available in Internet 26.10.2015