

**РАЗДЕЛ 1****ХОЛОДИЛЬНАЯ ТЕХНИКА**

УДК 536.24

**В.П. Железный, А.В. Мельник**

Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Дворянская, 1/3, Одесса, 65082

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ КИПЕНИИ РАСТВОРОВ ХЛАДАГЕНТ/МАСЛО В ТРУБЕ**

*В статье приводится описание конструкции установки, предназначенной для исследования процессов кипения растворов хладагент/масло в трубе. Получена информация о значениях локального и усредненного по сечению трубы коэффициента теплоотдачи, а также концентрации масла Reniso WF 15A в хладагенте R-600a при различных степенях сухости рабочего тела в испарителе. Выполнен анализ полученных экспериментальных данных.*

**Ключевые слова:** Коэффициент теплоотдачи – Реальное рабочее тело – Кипение – Изобутан – Раствор хладагент/масла – Степень сухости – Концентрация.

**В.П. Железный, А.В. Мельник**

Одеська національна академія харчових технологій, вул. Дворянська, 1/3, Одеса, 65082

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООБМІНУ ПРИ КИПІННІ РОЗЧИНІВ ХОЛОДОАГЕНТ/МАСТИЛО В ТРУБІ**

*В статті приводиться опис конструкції установки, що призначена для дослідження процесів кипіння розчинів холодоагент/мастило в трубі. Отримана інформація про значення локального і середнього по перерізу труби коефіцієнта тепловіддачі, а також концентрації мастила Reniso WF 15A в холодоагенті R-600a при різних ступенях сухості робочого тіла в випарнику. Виконаний аналіз отриманих експериментальних даних.*

**Ключові слова:** Коефіцієнт тепловіддачі – Реальне робоче тіло – Кипіння – Изобутан – Розчин холодоагент/мастило – Ступінь сухості – Концентрація.

**V.P. Zhelezny, A.V. Melnik**

Odessa National Academy of Food Technologies, Dvoryanskaya st., 1/3, Odessa, 65082

**THE EXPERIMENTAL UNIT FOR INVESTIGATION OF HEAT EXCHANGE PROCESS FOR THE REFRIGERANT/OIL SOLUTION BOILING PROCESS IN TUBE**

*Description the experimental unit for investigation of boiling process for the refrigerant/oil solution in tube is presented in the paper. The information about heat transfer coefficient averaged over cross section of the tube, local heat transfer coefficient and oil concentrations in R-600a at the various void fraction of the working fluid in evaporator have been obtained. The experimental data obtained have been analyzed.*

**Keywords:** Heat transfer coefficient – Real work fluid – Boiling – Isobutan – Refrigerant/oil solution – Vapor quality – Concentration.

**I. ВВЕДЕНИЕ**

Для эффективного проектирования холодильного оборудования необходимо располагать информацией о количестве масла в хладагенте, которое циркулирует по контуру компрессорной системы, и его влиянии на процессы кипения реального рабочего тела (РРТ) в испарителе. Как показывают приведенные в работах [1-6] результаты исследований, присутствие даже незначительных примесей масла в хладагенте существенно влияет на интенсивность теплообмена и режимы течения кипящей жидкости в испарителе. Корректная ко-

личественная оценка этого влияния является сложной и не решенной до настоящего времени теплофизической задачей. Поэтому целью настоящего исследования является создание экспериментального стенда для комплексного изучения влияния примесей компрессорного масла на интенсивность теплоотдачи при кипении реальных рабочих тел в трубе. В качестве объекта экспериментального исследования было выбрано рабочее тело, состоящее из хладагента R-600a с примесями компрессорного масла RenisoWF 15A, которое нашло широкое применение в бытовой холодильной технике.

## II. ОПИСАНИЕ СХЕМЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

С целью исследования влияния примесей масла на характеристики процесса кипения изобутана в испарителе, была создана экспериментальная установка, принципиальная схема которой представлена на рисунке 1.

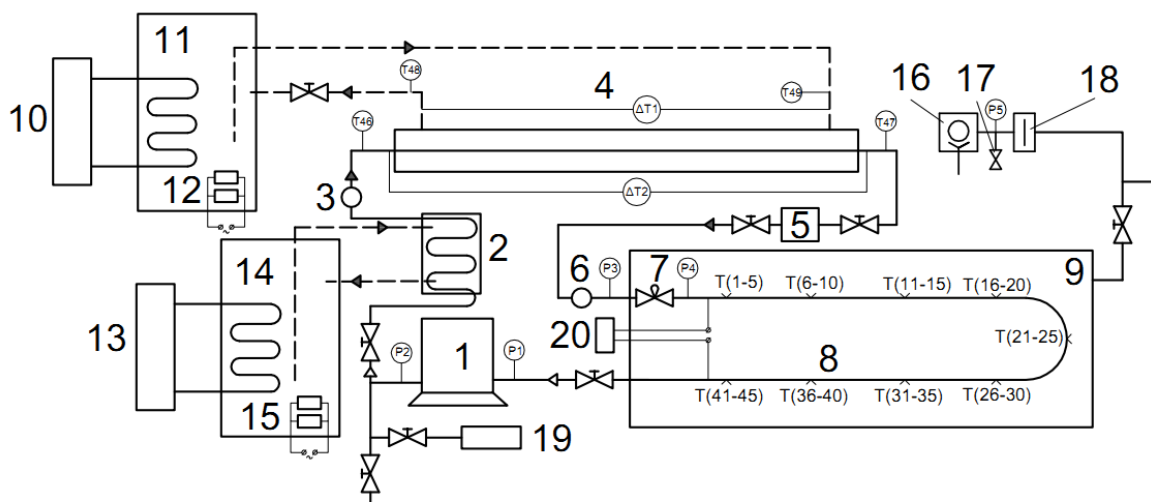
Пары холодильного агента вместе с мелкими каплями масла, которые образуются в процессе сжатия рабочего тела компрессором 1 (Atlant SKH 150), нагнетаются в конденсатор 2. После конденсации паров рабочего тела жидкий раствор хладагента с примесями масла (РХМ) поступает в калориметрический расходомер 4, 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.

Тепловые нагрузки в испарителе обеспечиваются за счет выделения тепла при пропускании постоянного тока через тонкостенную нержавеющую трубку. Для этой цели использовался источник питания постоянного тока марки ВРР 30V/50A с точностью  $\pm 0.1$  А,  $\pm 0.1$  В.

Испаритель 8 находится в вакуумной камере 9, что позволяет проводить исследования процесса кипения РРТ практически при адиабатных услови-

ях. Алюминиевая фольга вокруг испарителя исключает теплопритоки излучением от стенок вакуумной камеры.

Одним из наиболее важных параметров процесса кипения в трубе, который необходим для интерпретации полученных экспериментальных данных, является массовый расход РРТ. Для определения расхода рабочего тела использовался калориметрический расходомер 4, изготовленный из двух коаксиальных труб. По внутренней трубе калориметра движется хладагент, а по кольцевому пространству – вода. Для интенсификации теплообмена между рабочим телом и трубкой на ее внутренней поверхности уложена медная проволока в виде спирали. На входе и выходе воды и рабочего тела установлены двухспайные медь-константановые дифференциальные термодпары для измерения температурных напоров. Кроме того, для корректного определения изобарной теплоемкости рабочего тела и воды [7, 8] в расходомере производились измерения абсолютных температур на входе в калориметр и выходе из него. ЭДС термодпар измеряется с помощью мультиметра марки Time Electronics 5065 с погрешностью  $\pm 0.0035$  мВ. Этот прибор позволяет измерять одновременно девять показаний ЭДС. Поскольку в процессе исследований измерялось 42 значения ЭДС, мультиметр был подключен к пакетному переключателю. С целью уменьшения влияния паразитных ЭДС все термоэлектроды и электрические провода были экранированы металлической оплеткой. Все экраны электрических проводов были заземлены.



**Рисунок 1** – Принципиальная схема экспериментальной установки для исследования теплообмена при кипении РРТ 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 – натекатель; 18 – вакуумная ловушка; 19 – заправочный балон; 20 – источник постоянного тока.

Расход РХМ рассчитывался из уравнения теплового баланса калориметрического расходомера

$$m_{r,o} = \Delta T_w \cdot m_w \cdot c_p^w / \Delta T_{r,o} \cdot c_p^{r,o}, \text{ кг/с} \quad (1)$$

где,  $\Delta T_w$  – температурный напор воды, К;  $\Delta T_{r,o}$  – температурный напор РХМ, К;  $m_w$  – расход воды, кг/с;  $c_p^w$ ,  $c_p^{r,o}$  – изобарная теплоемкость воды и РХМ, соответственно, Дж/(кг·К), [8].

Термостаты 11 и 14 обеспечивали постоянный расход воды в расходомере 4 и конденсаторе 2. Заданный уровень температур ( $7 \text{ }^\circ\text{C} \leq t \leq 12 \text{ }^\circ\text{C}$ ) термостатирующих жидкостей в термостатах 11 и 14 обеспечивался системой автоматического регулирования и работой холодильных машин 10 и 13 и нагревателей 12 и 15.

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.

Экспериментальная установка оснащена тремя датчиками избыточного давления фирмы Wika (класс точности 0.5), которые измеряли давление на входе рабочего тела в испаритель Р4, на входе рабочего тела в дроссельное устройство Р3 и давления в вакуумной камере Р5. Для контроля за безопасной эксплуатацией компрессора установлены два манометра на всасывающей Р1 и нагнетательной Р2 магистралях компрессорной системы.

Рабочий участок экспериментальной установки (испаритель), выполнен в виде гладкой U-образной трубки из нержавеющей стали (ГОСТ 9941-81) с внутренним диаметром  $d_{in}=5.4 \text{ мм} \pm 0.05 \text{ мм}$ , толщиной стенки  $t=0.3 \text{ мм} \pm 0.05 \text{ мм}$  и шероховатостью 0.5-0.8 мкм. Длина рабочего участка испарителя составляла  $L=1691 \text{ мм} \pm 2 \text{ мм}$ . Испаритель разделен на девять секций. На границах каждой секции установлены медь-константановые термопары для измерения температур кипения жидкого РРТ 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 установлениями в них термопарами. Термопара для измерения средней по сечению трубы абсолютной температуры 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.

В проведенных исследованиях в качестве рабочего тела использовался раствор изобутана (R600a) с компрессорным минеральным нефтяным маслом Reniso WF 15A. Информация о концентрации масла на входе в испаритель  $c_g$  получена при эксплуатационных испытаниях компрессоров бытовых холодильников производства ЗАО «Атлант» (г. Минск), работающих на рабочем теле R600a/Reniso WF 15A. Проведенные испытания показывают, что концентрация масла перед дроссельным устройством изменяется от 1 до 2% [9].

На разработанной авторами экспериментальной установке были проведены исследования локальных коэффициентов теплоотдачи при давлении кипения рабочего тела на входе в испаритель -  $p_o = 0.570 \text{ бар} \pm 0.007 \text{ бар}$ . Удельный тепловой поток -  $q$  варьировался от 2273 до 3000 Вт/м<sup>2</sup>. Масловая скорость РРТ  $G$  изменялась в диапазоне от 14.41 до 15.03 кг/(м<sup>2</sup>·с). Измерение параметров процесса кипения рабочего тела производилось только после достижения равновесных процессов в испарителе: постоянный расход рабочего тела, неизменные во времени показания манометров и ЭДС установленных на рабочем участке термопар и дифференциальных термопар.

### III. ОБРАБОТКА ПОЛУЧЕННЫХ ДАННЫХ

Проведенное исследование локальных значений коэффициента теплоотдачи при кипении РРТ в трубе имеет ряд особенностей по сравнению с ранее опубликованной в литературе информацией [1, 3, 4, 5, 6, 10]. Во-первых, при обработке полученных данных о коэффициенте теплоотдачи использовались не расчетные, а экспериментальные данные о теплофизических свойствах растворов R-600a/RenisoWF 15A [7]. Во-вторых, для определения степени сухости РРТ в испарителе была использована диаграмма  $lgP-h$  для реального рабочего тела [9]. Применение этой диаграммы позволяет осуществлять контроль над концентрацией РХМ циркулирующего по контуру компрессорной системы, учитывать влияние примесей масла на энергетические характеристики холодильного оборудования, определять необходимый уровень перегрева рабочего тела и т.д. Как показано в монографии [9], использование таких диаграмм позволяет выполнять теоретическое изучение таких вопросов, как: оценка влияния фиктивного перегрева рабочего тела в испарителе на количество неиспарившегося из РХМ хладагента при всасывании в компрессор; изменение концентрации масла в РХМ при различных степенях сухости рабочего тела в испарителе и т.д.

На рисунке 2 представлена диаграмма  $lgP-h$  для рабочего тела R-600a/RenisoWF 15A при концентрации масла перед дроссельным устройством  $c_g=2\%$ .

Для определения локальной степени сухости РРТ в испарителе  $x_{r,o}^{local}$  необходимо обладать информацией об его энтальпии на входе в испаритель -  $h_{r,o}^{inlet}$ . Эта энтальпия определялась из диаг-

раммы  $lgP-h$ , представленной на рисунке 2, с использованием экспериментальных данных о температуре кипения РХМ и давлении на входе в испаритель.

Локальная энтальпия РРТ на определенных участках испарителя рассчитывалась по формуле

$$h_{r,o}^{local} = h_{r,o}^{inlet} + Q \cdot z / (L \cdot m_{r,o}), \text{ Вм/м}^2, \quad (2)$$

где,  $Q$  – тепловая нагрузка на испаритель,  $\text{Вм}$ ;  $z$  – расстояние от начала испарителя до участка измерения,  $\text{м}$ ;  $L$  – длина испарителя,  $\text{м}$ ;  $m_{r,o}$  – расход РРТ,  $\text{кг/с}$ .

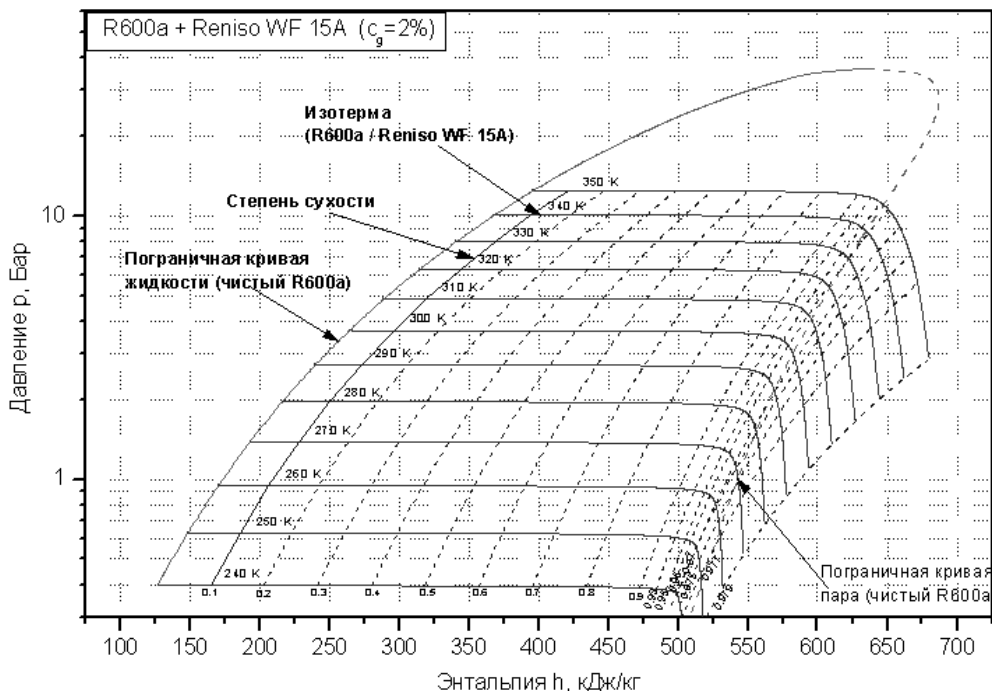


Рисунок 2 – Диаграмма  $lgP-h$  рабочего тела R-600a/Reniso WF 15A при  $c_g=2\%$ .

Значение удельного теплового потока рассчитывалось по формуле

$$q = Q / (\pi \cdot d_{in} \cdot L), \text{ Вм/м}^2, \quad (3)$$

где,  $d_{in}$  – внутренний диаметр трубки рабочего участка (испарителя),  $\text{м}$ .

Локальный коэффициент теплоотдачи при кипении РРТ в трубе рассчитывался по формуле

$$\alpha = q / (T_{wall} - T_{bub}), \text{ Вм/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (4)$$

где,  $T_{wall}$  – температура стенки у различных секций испарителя,  $\text{К}$ ;  $T_{bub}$  – температура кипения жидкого РХМ на различных участках испарителя,  $\text{К}$ .

Температурный напор ( $T_{wall} - T_{bub}$ ) в настоящем исследовании определялся двумя способами. Первый – усредненный по периметру трубки испарителя в определенном сечении. Это значение рассчитывалось как разность средней температуры стенки (горячий спай дифференциальной термопары закреплен через электроизолирующий материал в нижней части трубы, а термоэлектроды длиной порядка  $0.1 \text{ м}$  плотно навиты на рабочий участок) и температуры кипящего РХМ в нижней части трубы. Второй – локальный температурный напор (в определенной точке поверхности трубы). Значения температурных напоров в верхней и нижней частях трубы измерялись дифференциаль-

ными термопарами (разность температур стенки и кипящего потока в верхней и нижней частях трубы).

Локальные концентрации масла в хладагенте в различных секциях рабочего участка рассчитывались по формуле

$$w_{local} = c_g / (1 - x_{r,o}^{local}), \text{ кг/кг}, \quad (5)$$

где,  $c_g$  – концентрация масла на входе в испаритель,  $\%$ ;  $x_{r,o}^{local}$  – локальная степень сухости,  $\text{кг/кг}$ .

Значение локальной степени сухости  $x_{r,o}^{local}$  определялось по диаграмме  $lgP-h$  (см. рисунок 2) с использованием рассчитанных локальных энтальпий РРТ для определенных секций рабочего участка.

На рисунках 3-6 приведены экспериментальные данные о коэффициенте теплоотдачи при кипении рабочего тела R-600a/Reniso WF 15A в различных секциях рабочего участка при нескольких тепловых нагрузках и параметрах РРТ в испарителе.

Из приведенных рисунков следует, что с увеличением тепловой нагрузки на испаритель коэффициент теплоотдачи при кипении РРТ уменьшается. Этот эффект, по видимому, обусловлен формированием вблизи внутренней стенки испарителя обогащенного маслом малоподвижного, ввиду увеличения вязкости, пограничного слоя

РХМ. Этот слой обладает значительным термическим сопротивлением, что снижает интенсивность кипения РРТ в испарителе. Также следует отметить, что с увеличением массовой скорости РРТ, максимальное значение коэффициента теплоотдачи смещается к более низким значениям степени

сухости РРТ. Проведенные исследования показывают, что интенсивность теплообмена в нижней части трубы значительно выше чем в верхней, что указывает на расслоенный режим течения РРТ в испарителе.

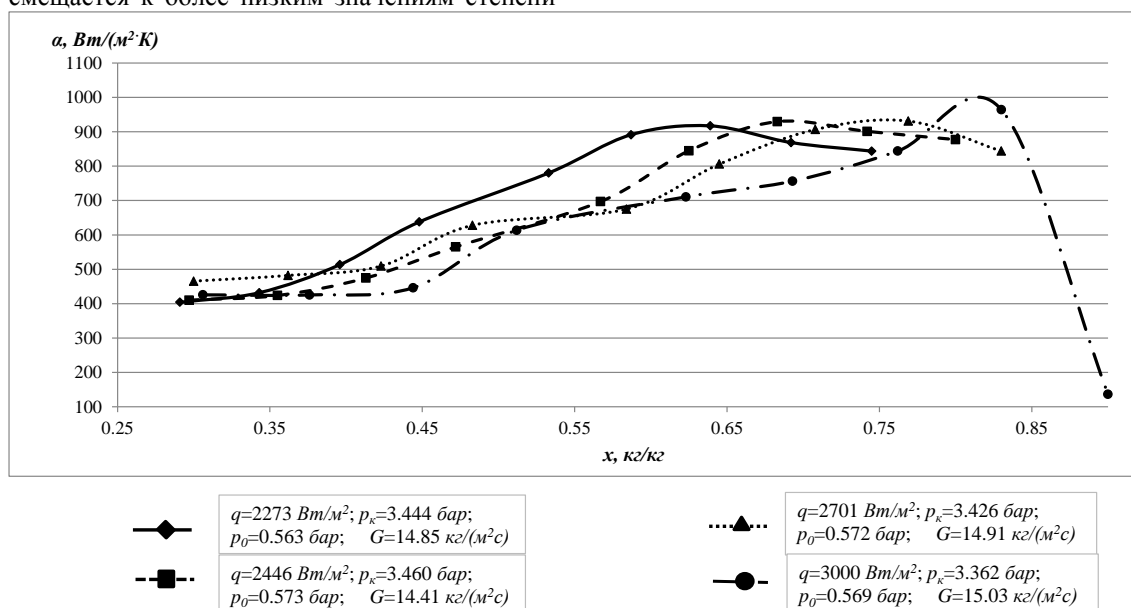


Рисунок 3 – Изменения локальных коэффициентов теплоотдачи (усредненных по периметру трубы) на различных участках испарителя

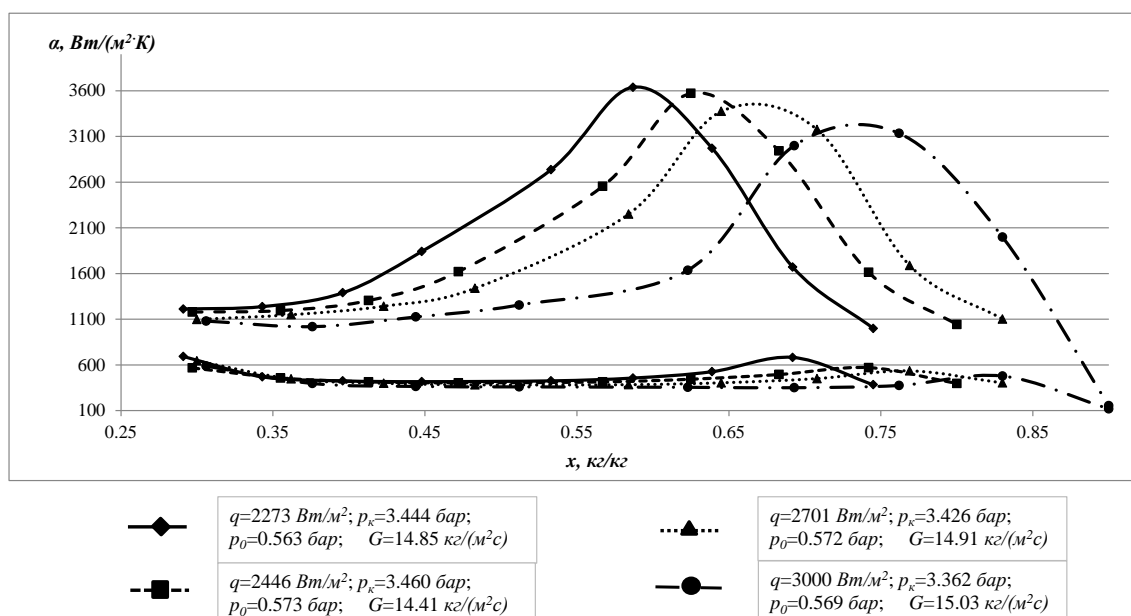


Рисунок 4 – Изменения локальных коэффициентов теплоотдачи в верхней и нижней частях испарителя

По мере увеличения степени сухости РРТ в испарителе концентрация масла в кипящем РРХ увеличивается, что приводит к возрастанию вязкости РХМ [12, 13]. При этом тонкий слой обогащенного маслом РХМ покрывает практически все внутреннюю поверхность трубы. Дополнительное термическое сопротивление этого слоя РХМ приводит к уменьшению коэффициента теплоотдачи.

Следует также отметить, что высокие тепловые потоки способствуют возрастанию температурных напоров, что так же приводят к образованию насыщенного маслом слоя примыкающего к поверхности испарителя. Все рассмотренные выше эффекты оказывают негативное влияние примесей масла в хладагенте на процессы кипения РРТ в испарителе.

Вместе с тем можно констатировать, что при изученных параметрах кипения РРТ в трубе небольшая концентрация масла в РХМ (от 3 до 5 %) может способствовать возрастанию коэффициента

теплоотдачи при низких степенях сухости РРТ. Однако, как отмечается в работе [14] этот эффект не наблюдается при высоких тепловых потоках.

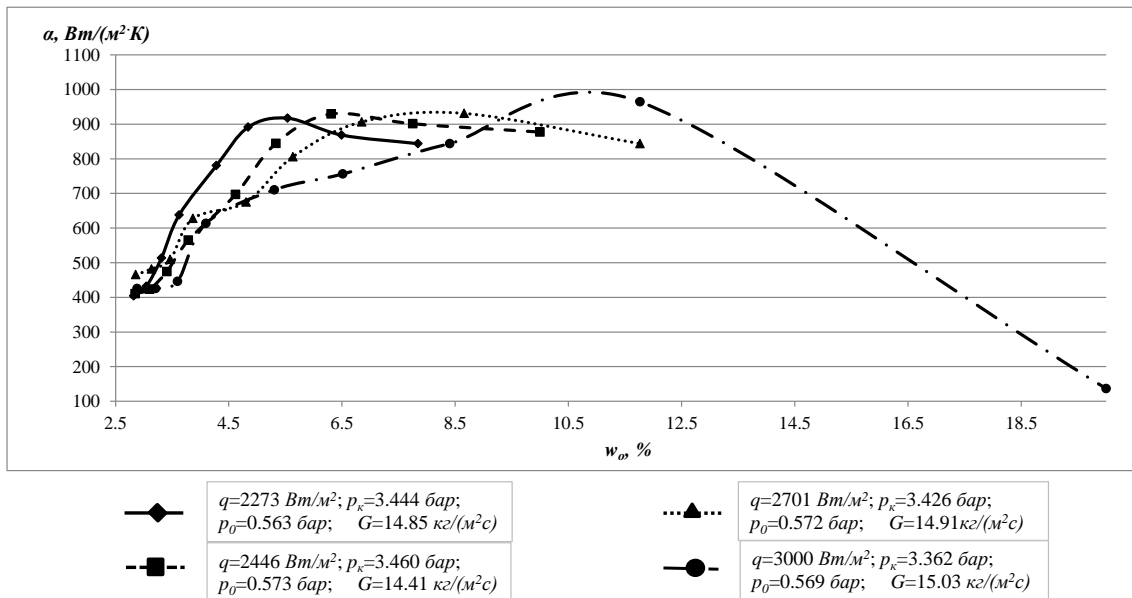


Рисунок 5 – Изменения усредненных по периметру трубы локальных коэффициентов теплоотдачи при кипении РРТ в испарителе в зависимости от концентрации масла в РХМ

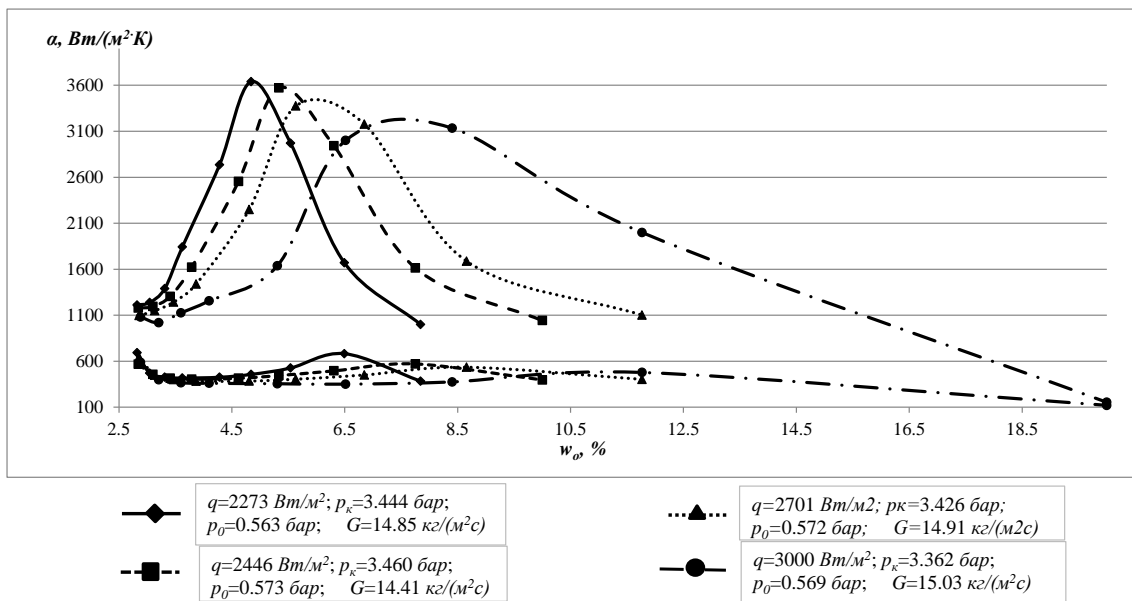


Рисунок 6 – Изменения локальных коэффициентов теплоотдачи в верхней и нижней частях испарителя в зависимости от концентрации масла в РХМ

На определенных степенях сухости РРТ наблюдался экстремальное значение коэффициента теплоотдачи при кипении в потоке, которое по мнению [13] связано с началом «осушения» верхней части поверхности трубы. Кроме того ряд авторов [15 – 19] связывают увеличение среднего по сечению коэффициента теплоотдачи при кипении РРТ в верхней части трубы с явлением пенообразования. Данный эффект приводит к увеличению

объема жидкости в трубе и обеспечивает улучшение смачиваемости поверхности теплообмена. Пенообразование обычно наблюдается при низких и средних степенях сухости [20] и интенсифицируется при увеличении тепловой нагрузки и концентрации масла. Вместе с тем ряд авторов [10], этот вывод считают не вполне корректным, так как эффект пенообразования в кипящем потоке может наблюдаться при высоких концентрациях масла и

высоких степенях сухости. Результаты проведенного исследования (см. рисунок б) подтверждают мнение этих авторов.

#### IV. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведено экспериментальное исследование влияния примесей компрессорного масла Reniso WF 15A в изобутане на интенсивность теплоотдачи при кипении реального рабочего тела в трубе. Изложена методика определения локального и усредненного по периметру трубы коэффициента теплоотдачи в зависимости от степени сухости и концентрации масла.

Проведенные экспериментальные исследования показывают, что влияние примесей масла на процессы кипения РХМ в испарителе носят многофакторный характер. Коэффициент теплоотдачи при кипении РРТ зависит от концентрации примесей масла в хладагенте, тепловой нагрузки, процессов пенообразования, расхода и режима течения рабочего тела в испарителе.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. **Thome J. R.** Boiling of new refrigerants: A state-of-the-art review // International Journal of Refrigeration-*Revue Internationale du Froid*. – 1996. – v 19. – p. 435 – 457.
2. **Targanski W., Cieslinski J.T.** Evaporation of R 407C/oil mixtures inside corrugated and microfin tubes // Applied Thermal Engineering. — 2005. — v 27. — p. 2226–2232.
3. **Filho E.P., Cheng L., Thome J.R.** Flow boiling characteristics and flow pattern visualization of refrigerant/lubricant oil mixtures // International Journal of Refrigeration. — 2009. — v 32. — p. 185–202.
4. **Wen M.Y., Ho C.Y., Jang J.K.** Boiling heat transfer of refrigerant R600a/R290-oil mixtures in the serpentine small-diameter U-tubes // Applied Thermal Engineering. — 2007. — v 27. — p. 2353–2362.
5. **Hu H., Ding G., Huang X.** Measurement and correlation of flow-boiling heat transfer of a R410a/oil mixture inside a 4.18 mm straight smooth tube // HVAC&R Research. — 2009. — v 15. — p. 287–314.
6. **Wei W., Ding G., Hu H.** Influence of lubricant oil on heat transfer performance of refrigerant flow boiling inside small diameter tubes. Part 1: Experimental study. // Experimental Thermal and Fluid Science. — 2007. — v 32. — p. 67–76.
7. **Ниченко С. В.** Влияние компрессорных масел на термодинамические свойства рабочих тел холодильного оборудования (Эксперимент, методы прогнозирования): Дис. канд. техн. наук: Ниченко С. В. – О., 2008 – 236 с.
8. **McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P. G.** 2003, NIST Standard Reference Database 23, NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Database (REFPROP), Version 7.1 (Gaithersburg: National Institute of Standard and Technology).

9. Рабочие тела пароконденсаторных холодильных машин: свойства, анализ, применение: моногр. / В.П. Железный, Ю.В. Семенюк – Одесса: Феникс, 2012. – 420 с.

10. Critical literature review of lubricant influence on refrigerant heat transfer and pressure drop. Final report. / B. Shen, E. Groll – HVAC&R Research, 2003. – p. 199.

11. **Dawidowicz B., Cieslinski J.** Heat transfer and pressure drop during flow boiling of pure refrigerants and refrigerant/oil mixtures in tube with porous coating. // International Journal of Heat and Mass Transfer. — 2012. — v 55. — p. 2549–2558.

12. **Hambraeus K.** Heat transfer of oil-contaminated HFC134a in a horizontal evaporator. // International Journal of Refrigeration-*Revue Internationale du Froid*. — 1995. — v 18. — p. 87–99.

13. **Kattan N., Thome J.R., Favrat D.** Flow boiling in horizontal tubes: Part 1 – development of a diabatic two-phase flow pattern map // Journal of Heat Transfer-*Transactions of the ASME*. — 1998a. — v 120. — p. 140–147.

14. **Hambraeus K.** Heat transfer coefficient during two-phase flow boiling of HFC134a. // International Journal of Refrigeration-*Revue Internationale du Froid*. — 1991. — v 14. — p. 357–362.

15. **Ha, Bergles S.** Influence of oil on local evaporation heat transfer inside a horizontal microfin tube [Conference Paper] // ASHRAE. — 1993. — v 99. — p. 1244–1258.

16. **Manwell, Bergles S.** Gas-liquid flow patterns in refrigerant-oil mixtures. // ASHRAE. — 1994. — pt 2. — p. 456–464.

17. **Eckels, Doerr S., Pate T.M.,** In-tube heat transfer and pressure drop of R134a and ester lubricant mixtures in a smooth tube and a micro-fin tube: part 1 – evaporation. // ASHRAE. — 1994a. — v 100. — p. 265–282.

18. **Cho, Tae K.** Condensation heat transfer for R22 and R407C refrigerant-oil mixtures in a microfin tube with a U-bend // International Journal of Heat and Mass Transfer. — 2001. — v 44. — p. 2043–2051.

19. **Zurcher O., Thome J.R.** In-tube flow boiling of R407C and R407C/oil mixtures. Part 2: plain tube results and predictions. // ASHRAE Transactions. — 1999b. — v 105. — p. 339.

20. **Yoshida, Suguru.** Experimental investigation of oil influence on heat transfer to a refrigerant inside horizontal evaporator tubes. // Heat Transfer – Japanese Research. — 1991. — v 20. — p. 113–129

#### REFERENCES

1. **Thome J. R.** Boiling of new refrigerants: A state-of-the-art review // International Journal of Refrigeration-*Revue Internationale du Froid*. – 1996. – v 19. – p. 435 – 457.
2. **Targanski W., Cieslinski J.T.** Evaporation of R 407C/oil mixtures inside corrugated and microfin tubes // Applied Thermal Engineering. — 2005. — v 27. — p. 2226–2232.

3. **Filho E.P., Cheng L., Thome J.R.** Flow boiling characteristics and flow pattern visualization of refrigerant/lubricant oil mixtures // *International Journal of Refrigeration*. — 2009. — v 32. — p. 185–202.
4. **Wen M.Y., Ho C.Y., Jang J.K.** Boiling heat transfer of refrigerant R600a/R290-oil mixtures in the serpentine small-diameter U-tubes // *Applied Thermal Engineering*. — 2007. — v 27. — p. 2353–2362.
5. **Hu H., Ding G., Huang X.** Measurement and correlation of flow-boiling heat transfer of a R410a/oil mixture inside a 4.18 mm straight smooth tube // *HVAC&R Research*. — 2009. — v 15. — p. 287–314.
6. **Wei W., Ding G., Hu H.** Influence of lubricant oil on heat transfer performance of refrigerant flow boiling inside small diameter tubes. Part 1: Experimental study. // *Experimental Thermal and Fluid Science*. — 2007. — v 32. — p. 67–76.
7. **Nichenko S.V.** Vliyanie kompressornih masel na termodinamicheskie svoystva rabochih tel holodilnogo oborudovaniya (Eksperiment, metodi prognozirovaniya): Dis. kand. tehn. nauk: Nichenko S.V. — O. ,2008 — 236 s.
8. **McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P. G.** 2003, NIST Standard Reference Database 23, NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerants Mixtures Database (REFPROP), Version 7.1 (Gaithersburg: National Institute of Standard and Technology).
9. Rabochie tela parokompressornih holodilnih mashin: svoystva, analiz, primeneniye: monogr. / V.P. Zhelezny, Y.V. Semenyuk — Odessa: Fenics, 2012. — 420 s.
10. Critical literature review of lubricant influence on refrigerant heat transfer and pressure drop. Final report. / B. Shen, E. Groll — HVAC&R Research, 2003. — p. 199.
11. **Dawidowicz B., Cieslinski J.** Heat transfer and pressure drop during flow boiling of pure refrigerants and refrigerant/oil mixtures in tube with porous coating. // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. — 2012. — v 55. — p. 2549–2558.
12. **Hambraeus K.** Heat transfer of oil-contaminated HFC134a in a horizontal evaporator. // *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale du Froid*. — 1995. — v 18. — p. 87–99.
13. **Kattan N., Thome J.R., Favrat D.** Flow boiling in horizontal tubes: Part 1 – development of a diabatic two-phase flow pattern map // *Journal of Heat Transfer-Transactions of the ASME*. — 1998a. — v 120. — p. 140–147.
14. **Hambraeus K.** Heat transfer coefficient during two-phase flow boiling of HFC134a. // *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale du Froid*. — 1991. — v 14. — p. 357–362.
15. **Ha, Bergles S.** Influence of oil on local evaporation heat transfer inside a horizontal microfin tube [Conference Paper] // *ASHRAE*. — 1993. — v 99. — p. 1244–1258.
16. **Manwell, Bergles S.** Gas-liquid flow patterns in refrigerant-oil mixtures. // *ASHRAE*. — 1994. — pt 2. — p. 456–464.
17. **Eckels, Doerr S., Pate T.M.,** In-tube heat transfer and pressure drop of R134a and ester lubricant mixtures in a smooth tube and a micro-fin tube: part 1 – evaporation. // *ASHRAE*. — 1994a. — v 100. — p. 265–282.
18. **Cho, Tae K.** Condensation heat transfer for R22 and R407C refrigerant-oil mixtures in a microfin tube with a U-bend // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. — 2001. — v 44. — p. 2043–2051.
19. **Zurcher O., Thome J.R.** In-tube flow boiling of R407C and R407C/oil mixtures. Part 2: plain tube results and predictions. // *ASHRAE Transactions*. — 1999b. — v 105. — p. 339.
20. **Yoshida, Suguru.** Experimental investigation of oil influence on heat transfer to a refrigerant inside horizontal evaporator tubes. // *Heat Transfer – Japanese Research*. — 1991. — v 20. — p. 113–129.