

УДК 536.24

Кипение в гладкой трубе раствора R600a/ минеральное масло ISO VG 15

Д-р техн. наук В. П. ЖЕЛЕЗНЫЙ¹, А. В. МЕЛЬНИК²

¹vzhelezny@mail.ru, ²melnik_odax@ukr.net

Одесская национальная академия пищевых технологий

Институт холода, криотехнологий и экоэнергетики

имени В. С. Мартыновского

65082, Украина, Одесса, ул. Дворянская, 1/3

Авторами приведены экспериментальные данные о кипении в трубе раствора хладагента R600a с минеральным нефтяным маслом ISO VG 15 в гладкой трубе малого диаметра (5.4 мм). Исследования проводились при давлении кипения $p_{\text{сис}}$ в диапазоне от 62.3 кПа до 82.2 кПа, тепловом потоке 2754–4105 Вт/м², массовой скорости 11.90–18.54 кг/(м²с) и концентрации масла на входе в испаритель 0.25–0.5%. В данной статье приведены результаты исследования локального коэффициента теплоотдачи при кипении растворов хладагент/масло в трубе. Показано, что существенное уменьшение коэффициента теплоотдачи наблюдалось при высоких концентрациях масла. Коэффициент теплоотдачи при кипении раствора хладагент/масло (РХМ) в нижней части трубы уменьшается с увеличением массовой скорости.

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

The boiling of the R600a/mineral oil ISO VG 15 solution in smooth tube

D. Sc. V. P. ZHELEZNY¹, A. V. MELNIK²

¹vzhelezny@mail.ru, ²melnik_odax@ukr.net

Odessa National Academy of Food Technologies

Institute of refrigeration, cryotechnology and ecoenergetics
named after V. S. Martynovsky

65082, Ukraine, Odessa, Dvoryanskaya st., 1/3

Experimental data for refrigerant R600a mixed with the compressor mineral naphthenic oil ISO VG 15 boiling in the smooth small-diameter (5,4 mm) tube are reported. The tests were conducted at the inlet pressure $p_{\text{сис}}$ in the range from 62,3 to 82,2 kPa, heat flux from 2754 to 4105 W/m², mass velocity varied between 11,90 to 18,54 kg/(m²·s) and oil concentrations at the inlet to the evaporator from 0,25 to 0,5% by mass. The results of the research of the local heat transfer coefficient at the boiling of the isobutane/compressor oil solution flow in the pipe are given in the paper. It is shown that the substantial reduction of heat transfer coefficient was observed at high concentrations of oil. In addition, during the boiling of the refrigerant/oil solution the heat transfer coefficient in the lower part of the pipe is decreasing with mass velocity increasing.

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

Введение

В процессе эксплуатации парокompрессионной холодильной машины определенное количество компрессорного масла всегда циркулирует по контуру компрессорной системы. Отсутствие маслоотделителей в малых холодильных установках приводит к неизбежной циркуляции небольшого количества масла

по контуру, что вместе с хладагентом образует раствор хладагент/масло (РХМ). Взаимная растворимость масла с хладагентом оказывает существенное влияние, как на теплообмен в аппаратах, так и в целом на работу холодильной машины. Для эффективного проектирования холодильного оборудования необходимо располагать информацией о влиянии примесей компрессорного масла в хладагенте на процессы кипения реального рабочего тела (РРТ) в испарителе.

Как показывают результаты исследований работ [1–4], присутствие даже незначительных примесей масла в хладагенте существенно влияет на интенсивность теплообмена и режимы течения кипящей жидкости в испарителе.

При высоких концентрациях масла в РРТ (около 5%) ухудшаются процессы кипения в трубе, в основном из-за высокой вязкости РХМ. С другой стороны, рядом исследователей наблюдалось, что некоторые масла улучшают процессы кипения в трубе при концентрациях масла в хладагенте ниже 3% [2, 5, 6]. Улучшение процессов кипения в трубе зависит от степени сухости, значения тепловых потоков, вида масла, материала трубки, а так же качества ее поверхности.

Из вышеизложенного следует, что учет влияния примесей масла в хладагенте на процессы кипения в потоке является комплексной теплофизической проблемой, которая требует дальнейших исследований.

Экспериментальная установка

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

Пары холодильного агента, вместе с мелкими каплями масла, образуемыми в процессе сжатия рабочего тела компрессором 1 марки СКН 150 (номинальная хо-

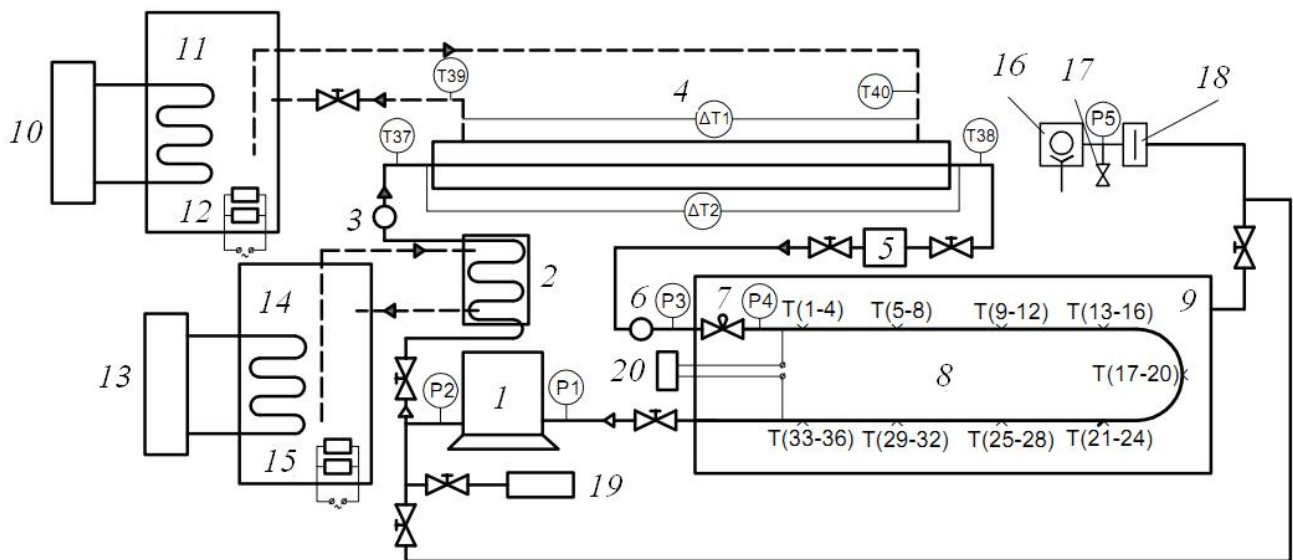


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки для исследования теплообмена при кипении РРТ в трубе:

1 — компрессор; 2 — конденсатор; 3, 6 — смотровое окно; 4 — калориметрический расходомер; 5 — фильтр-осушитель; 7 — дроссельное устройство; 8 — рабочий участок — тонкостенная нержавеющая трубка (испаритель); 9 — вакуумная камера; 10, 13 — холодильная машина; 11, 14 — термостат; 12, 15 — нагреватель; 16 — вакуумный насос; 17 — напекатель; 18 — вакуумная ловушка; 19 — запорочный баллон; 20 — источник постоянного тока

лодопроизводительность 167 Вт), 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, смотровое окно 6 и вентиль тонкой регулировки 7. 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 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 $\pm 0,1A$, $\pm 0,1V$. Испаритель 8 находится в вакуумной камере 9, что позволяет проводить исследования процесса кипения РРТ практически при адиабатных условиях. Алюминиевая фольга вокруг испарителя исключает теплопритоки излучением от стенок вакуумной камеры.

В качестве дроссельного устройства перед рабочим участком (испарителем) использовался вентиль 7, 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.

Экспериментальная установка оснащена тремя датчиками избыточного давления (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.

Рабочий участок экспериментальной установки (испаритель), выполнен в виде гладкой U-образной трубки из нержавеющей стали с внутренним диамет-

ром $d_{inner} = 5,4 \text{ мм} \pm 0,05 \text{ мм}$, толщиной стенки $\delta = 0,3 \text{ мм} \pm 0,05 \text{ мм}$ 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 установленными в них термопарами. Термопара для измерения средней по сечению трубы температуры стенки навита на смазанную терморастой 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 с девяти термопар одновременно измеряются с помощью мультиметра марки TE 5065 с погрешностью $\pm 0,0035 \text{ мВ}$.

Определение массового расхода РХМ

Одним из наиболее важных параметров процесса кипения в трубе, который необходим для интерпретации полученных экспериментальных данных, является массовый расход РРТ на рабочем участке. Для определения расхода рабочего тела использовался калориметрический расходомер 4. На входе и выходе воды и рабочего тела установлены двухспайные медь-константановые дифференциальные термопары для измерения температурных напоров.

Массовый расход раствора хладагент/масло рассчитывался по аппроксимационному уравнению

$$\dot{M}_{ROS} = \dot{M}_W (1,6086 \cdot \Delta T_W / \Delta T_{ROS} - 0,1331), \quad (1)$$

где \dot{M}_W — массовый расход воды по контуру калориметрического расходомера, кг/с; ΔT_W — температурный напор по контуру воды расходомера, К; ΔT_{ROS} — температурный напор по контуру РХМ расходомера, К.

Определение концентрации масла перед дроссельным устройством

В компрессорной системе номинальная концентрация масла определяется как массовая доля масла в переохлажденной области жидкой фазы хладагента перед дроссельным устройством. Для бытовой холодильной техники, в которой используются поршневые компрессоры, концентрация масла перед дроссельным устройством обычно не превышает 2–3% [7]. С целью определения концентрации масла перед дроссельным устройством, был проведен ряд экспериментов с отборами проб РХМ по жидкой фазе перед дроссельным устройством. Процедура отбора проб происходила в следующей последовательности: достижение постоянства во времени параметров режима и записи всех необходимых показаний; отбор небольшого количества РХМ с помощью шприца через дюритовый шланг, размещенный на нагнетающей линии перед ДУ. Отбор проводится в предварительно отвакуумированный и взвешенный баллон. Далее баллон взвешивался, и определялась масса РХМ в пробе. В результате длительного (~1,5 ч) нагрева при температуре около 75 °С и вакуумирования из баллона удаляется весь холодильный агент и после очередного взвешивания определяется масса масла в пробе.

Зависимость концентрации масла перед дроссельным устройством от расхода РРТ показана на рис. 2. Полученные экспериментальные данные о концентрации масла перед ДУ были аппроксимированы уравнением

$$w_{no} = -9,5 - 70393,2 \dot{M}_{ROS} - 11268,6 \dot{M}_{ROS} \times \ln(\dot{M}_{ROS}) + 0,00106 / \dot{M}_{ROS}, \quad (2)$$

где \dot{M}_{ROS} — массовый расход РХМ по контуру компрессорной системы, кг/с.

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, 4, 8–10]. При обработке полученных данных о коэффициенте теплоотдачи использовались не расчетные, а экспериментальные данные о теплофизических свойствах растворов R600a/ISO VG 15 [11].

Значение удельного теплового потока рассчитывалось по формуле

$$q = P_{эл} / (\pi d_{inner} L), \quad (3)$$

где $P_{эл}$ — тепловая нагрузка на испаритель, Вт; d_{inner} — внутренний диаметр трубки рабочего участка (испарителя), м; L — длина рабочего участка, м.

Локальный коэффициент теплоотдачи при кипении РРТ в трубе рассчитывался по формуле

$$\alpha_{local} = q / (T_w - T_{bub}), \quad (4)$$

где T_w — температура стенки у различных секций испарителя, К; T_{bub} — температура кипения жидкого РХМ на различных участках испарителя, К.

Локальный температурный напор $(T_w - T_{bub})$ в настоящем исследовании определялся как разность температуры стенки (горячий спай дифференциальной термодпары закреплен через электроизолирующий материал на поверхности трубы) и температуры кипящего РХМ в определенной точке трубы).

Массовая скорость РХМ на рабочем участке установки рассчитывалась по формуле

$$G = 4 \dot{M}_{ROS} / (\pi d_{inner}^2). \quad (5)$$

Для определения локальной степени сухости РРТ в испарителе x_{local}^{ROS} необходимо обладать информацией об энтальпии перед дроссельным устройством — h_{in}^{ROS} . Это значение энтальпии определялось с использованием экспериментальных данных о теплофизических свойствах раствора R600a/ISO VG 15 и рассчитывалась по формуле [11]

$$\ln(h_{in}^{ROS}) = \ln(h_c^{ROS}) + h_0' \cdot \tau^{\beta \cdot F_h'(\tau)}, \quad (6)$$

где h_0, β — коэффициенты, определенные из экспериментальных данных работы [11]; h_c — значение энтальпии

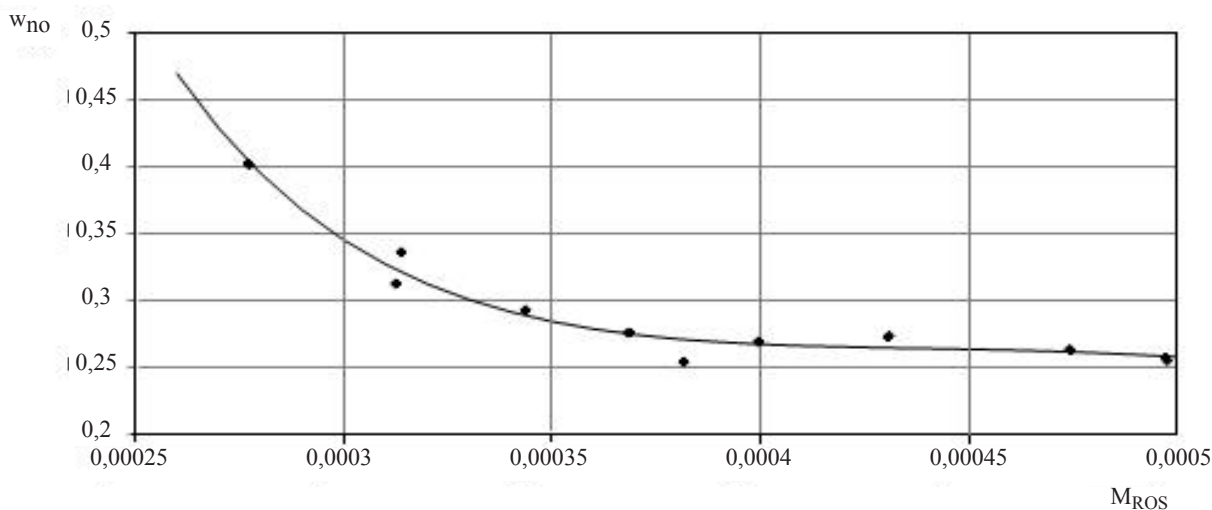


Рис. 2. Зависимость концентрации масла перед дроссельным устройством от расхода РРТ

в критической точке, кДж/кг; $\tau = \ln(T_c/T)$ — приведенная температура; $F_h'(\tau)$ — универсальная кроссоверная функция для неассоциированных веществ [11].

Локальная энтальпия РРТ на участках испарителя рассчитывалась по формуле

$$h_{local}^{ROS} = h_{in}^{ROS} + P_{эл} s / (LM_{ROS}), \quad (7)$$

где s — расстояние от начала испарителя до участка измерения, м;

Энтальпии масла ISO VG 15 h_{local}^O определялась из экспериментальных данных [11]. Информация по энтальпии хладагента R600a в жидкой $h_{local}^{R,l}$ и паровой $h_{local}^{R,g}$ фазах, была взята из базы данных [12].

Локальная степень сухости определялась по уравнению [11]

$$x_{local}^{ROS} = \frac{\dot{M}_{ROS} h_{local}^{ROS} - \dot{M}_O h_{local}^O - \dot{M}_R h_{local}^{R,l}}{\dot{M}_{ROS} (h_{local}^{R,g} - h_{local}^{R,l})}, \quad (8)$$

где \dot{M}_R — массовый расход хладагента, кг/с; \dot{M}_O — массовый расход масла, кг/с.

Локальные концентрации масла в хладагенте в различных секциях рабочего участка рассчитывались по формуле [4]

$$w_{local} = w_{no} / (1 - x_{local}^{ROS}). \quad (9)$$

Результаты

В проведенных исследованиях в качестве рабочего тела использовался раствор изобутана (R600a) с компрессорным минеральным нефтяным маслом ISO VG 15.

На разработанной авторами экспериментальной установке были проведены исследования локальных коэффициентов теплоотдачи при кипении рабочего тела в испарителе. Удельный тепловой поток q изменялся в диапазоне от 2754 до 4105 Вт/м². Массовая скорость РРТ G изменялась в диапазоне от 11,90 до 18,54 кг/(м²·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 термомпар.

Термодинамические параметры работающей компрессорной системы приведены в табл. 1.

Процесс кипения в испарителе можно условно поделить на три основных области: 1 — участок, где в механизме теплоотдачи преобладает пузырьковое кипение;

2 — участок, где в механизме теплоотдачи преобладает конвективное испарение; 3 — участок монотонного ухудшения коэффициента теплоотдачи.

Для описания экспериментальных данных в области кипения I и II использовалось следующее аппроксимационное уравнение

$$\alpha_{local}^{I,II} = A + B \cdot G + C \cdot q, \quad (10)$$

где A, B, C — коэффициенты аппроксимационного уравнения, которые зависят от локальной концентрации масла;

$$A = \exp(-34,9 + 285 w_{local} \ln(w_{local}) - 251,9 / \ln(w_{local})), \quad (11)$$

$$B = -3721 + 1,96 \cdot 10^4 \cdot w_{local} - 738,6 \ln(w_{local}), \quad (12)$$

$$C = 6,1 + 183,8 w_{local}^2 \cdot \ln(w_{local}) - 0,5 / w_{local}^{0,5}. \quad (13)$$

Коэффициент теплоотдачи РХМ в области кипения II определялся по следующему аппроксимационному уравнению

$$\alpha_{local}^{II} = D + E / G + Fq + H / G^2 + Jq^2 + Kq / G, \quad (14)$$

где D, E, F, H, J, K — коэффициенты аппроксимационного уравнения, которые зависят от локальной концентрации масла

$$D = -4,1 \cdot 10^5 + 2,53 \cdot 10^{10} w_{local}^3 + 2,89 \cdot 10^3 / w_{local}, \quad (15)$$

$$E = 6,29 \cdot 10^6 - 4,76 \cdot 10^{11} \cdot w_{local}^3 + 8,89 \cdot 10^3 \cdot \ln(w_{local}) / w_{local}, \quad (16)$$

$$F = 227,57 - 9,46 \cdot 10^6 \cdot w_{local}^3 - 9,05 \cdot (\ln(w_{local}))^2, \quad (17)$$

$$H = -2,32 \cdot 10^7 + 1,94 \cdot 10^{12} \cdot w_{local}^3 + 1,38 \cdot 10^4 / w_{local}^{1,5}, \quad (18)$$

$$J = 9,96 \cdot 10^{-3} + 861 \cdot w_{local}^3 - 0,13 \cdot w_{local}^{0,5}, \quad (19)$$

$$K = -1,71 \cdot 10^3 + 8,51 \cdot 10^7 \cdot w_{local}^3 + 138,65 / w_{local}^{0,5}. \quad (20)$$

На рис. 3, 4 показаны графики отклонений расчетных значений коэффициента теплоотдачи от экспериментальных значений.

На рис. 5, 6 приведены экспериментальные данные о коэффициенте теплоотдачи при кипении рабочего тела R600a/ISO VG 15 в нижней части трубы на различных участках испарителя.

В процессе выполненных исследований обнаружено, что коэффициент теплоотдачи стремительно уменьшается при высоких концентрациях масла. Присутствие масла может приостановить это осушение, что является позитивным фактором [13]. Следует так же отметить, что формирование, вблизи внутренней стенки испарителя, обогащенного маслом пограничного слоя РХМ меняет турбулентный поток на ламинарный и существенно ухудшает теплоотдачу конвекцией при высоких концентрациях масла. По мере кипения РХМ концентрация масла в испарителе увеличивается, что приводит к возрастанию вязкости РХМ [13, 14]. При этом тонкий слой обогащенного маслом РХМ покрывает практически все внутреннюю поверхность трубы. Дополнительное термическое сопротивление этого слоя РХМ приводит к уменьшению интенсивности кипения РРТ в испарителе.

Таблица 1

Термодинамические параметры работающей компрессорной системы

| № mode | P_{suc} , кПа | P_{dis} , кПа | q , Вт/м ² | $\dot{M} \cdot 10^3$, кг/с | G , кг/(м ² ·с) | w_{no} , % |
|--------|-----------------|-----------------|-------------------------|-----------------------------|------------------------------|--------------|
| 1 | 0,623 | 3,264 | 3836 | 0,422 | 18,46 | 0,27 |
| 2 | 0,822 | 3,349 | 4019 | 0,424 | 18,54 | 0,27 |
| 3 | 0,768 | 3,450 | 4105 | 0,421 | 18,41 | 0,27 |
| 4 | 0,657 | 3,182 | 2754 | 0,272 | 11,90 | 0,33 |
| 5 | 0,632 | 3,092 | 2849 | 0,314 | 13,74 | 0,31 |
| 6 | 0,664 | 3,420 | 2849 | 0,331 | 14,48 | 0,30 |

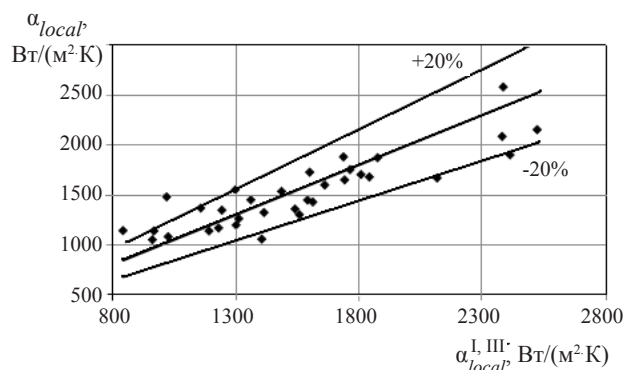


Рис. 3. График отклонений расчетных значений коэффициента теплоотдачи от экспериментальных для I и III области кипения

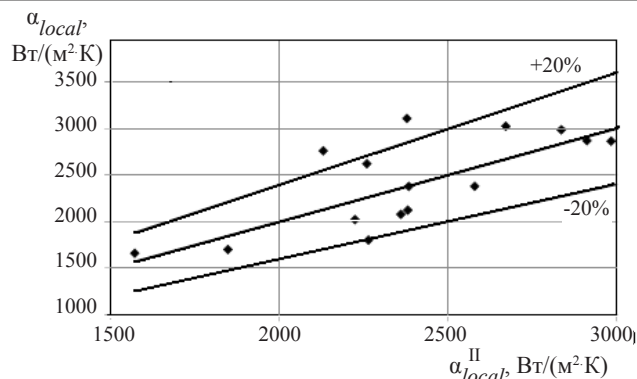


Рис. 4. График отклонений расчетных значений коэффициента теплоотдачи от экспериментальных для II области кипения

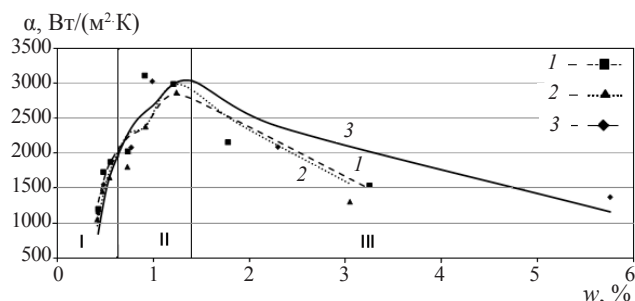


Рис. 5. Зависимость локального коэффициента теплоотдачи от концентрации масла при кипении в трубе при $G = const$:

- 1 — $q = 3836 \text{ Вт/м}^2$; $p_c = 3,264 \text{ бар}$;
 $p_0 = 0,623 \text{ бар}$; $G = 18,46 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$;
- 2 — $q = 4019 \text{ Вт/м}^2$; $p_c = 3,349 \text{ бар}$;
 $p_0 = 0,822 \text{ бар}$; $G = 18,54 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$;
- 3 — $q = 4105 \text{ Вт/м}^2$; $p_c = 3,450 \text{ бар}$;
 $p_0 = 0,768 \text{ бар}$; $G = 18,41 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$

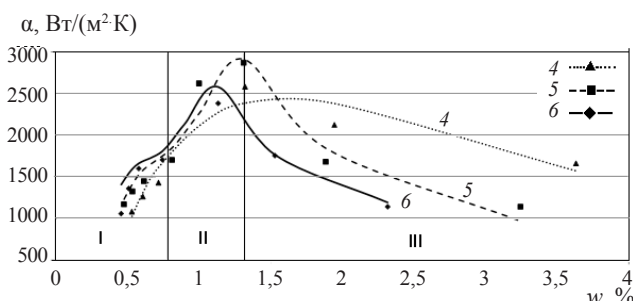


Рис. 6. Зависимость локального коэффициента теплоотдачи от концентрации масла при кипении в трубе при $q = const$:

- 4 — $q = 2754 \text{ Вт/м}^2$; $p_c = 3,182 \text{ бар}$;
 $p_0 = 0,657 \text{ бар}$; $G = 11,90 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$;
- 5 — $q = 2849 \text{ Вт/м}^2$; $p_c = 3,092 \text{ бар}$;
 $p_0 = 0,632 \text{ бар}$; $G = 13,74 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$;
- 6 — $q = 2849 \text{ Вт/м}^2$; $p_c = 3,420 \text{ бар}$;
 $p_0 = 0,664 \text{ бар}$; $G = 14,48 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$

Из приведенных графиков следует, что с увеличением массовой скорости коэффициент теплоотдачи при кипении РРТ уменьшается. Это, по-видимому, связано с уменьшением пузырьковой составляющей кипения. Автор работы [15] указал, что в гладкой трубе масло имеет положительное влияние при малых массовых скоростях. Также следует отметить, что с ростом массовой скорости РРТ, максимальное значение коэффициента теплоотдачи смещается в сторону более низких значений концентраций масла при кипении РХМ.

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

Все рассмотренные выше эффекты оказывают негативное влияние примесей масла в хладагенте на процессы кипения РРТ в испарителе.

Заключение

Проведено экспериментальное исследование влияния примесей компрессорного масла ISO VG 15 в изобутане на интенсивность теплоотдачи при кипении реального рабочего тела в трубе. Изложена методика определения локального коэффициента теплоотдачи в зависимости от степени сухости и концентрации масла. Аппроксимационное уравнение прогнозирует экспериментальные

данные о локальном коэффициенте теплоотдачи в трубе при различных тепловых потоках и массовых скоростях с точностью 20%.

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.

Следующим этапом обработки полученных экспериментальных данных является термодинамическое моделирование процессов кипения РХМ в трубе с использованием экспериментальных данных о свойствах реального рабочего тела [11].

Список литературы (References)

1. Thome J. R. Boiling of new refrigerants: A state-of-the-art review // Int. J. of Ref.-Revue Int. du Froid. 1996. Vol. 19. pp. 435–457.
2. Filho E. P., Cheng L., Thome J. R. Flow boiling characteristics and flow pattern visualization of refrigerant/lubricant oil mixtures // Int. J. of Ref. 2009. Vol. 32. pp. 185–202.
3. 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. Vol. 15. pp. 287–314.

4. *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 // *Exp. Thermal and Fluid Sci.* 2007. Vol. 32. pp. 67–76.
5. *Eckels S. J., Doerr T. M., Pate M. B.* In-tube heat transfer and pressure drop of R-134a and ester lubricant mixtures in a smooth tube and a micro-fin tube: part I — evaporation // *ASHRAE Trans.* 1994. Vol. 100. No. 2. pp. 265–282.
6. *Schlager L. M., Pate M. B., Bergles A. E.* Performance predictions of refrigerant — oil mixtures in smooth and internally finned tubes, part I: literature review // *ASHRAE Trans.* 1990. Vol. 96. No. 2. pp. 160–169.
7. Рабочие тела пароконденсаторных холодильных машин: свойства, анализ, применение: моногр./В. П. Железный, Ю. В. Семенюк. — Одесса: Феникс, 2012. 420 с.
8. *Wen M., Ho C. Y., Jang J. K.* Boiling heat transfer of refrigerant R600a/R290-oil mixtures in the serpentine small-diameter U-tubes. // *Appl. Therm. Eng.*, 2007b. Vol. 27. pp. 2353–2362.
9. *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.* 2008. Vol. 15. pp. 287–314.
10. *Shen B., Groll E.* Critical literature review of lubricant influence on refrigerant heat transfer and pressure drop. Final report // *HVAC&R Research.* 2003. p. 199.
11. *Zhelezny V. P., Nichenko S. V., Semenyuk Yu. V., Skripov P. V.* Experimental investigation of the enthalpy of isobutane–compressor oil solutions // *J. Chem. Eng. Data.* 2010. Vol. 55. No. 3. pp. 1322–1326.
12. *McLinden M. O., Klein S. A., Lemmon, E. W.* NIST Standard Reference Database 23, NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerants Mixtures Database (REFPROP), 2003, Version 7.1, Gaithersburg: National Institute of Standard and Technology.
13. *Kattan N., Thome J. R., Favrat D.* Flow boiling in horizontal tubes: Part 1 — development of a diabatic two-phase flow pattern map // *J. of heat transfer-Trans. of the ASME.* 1998a. Vol. 120. pp. 140–147.
14. *Hambraeus K.* Heat transfer of oil-contaminated HFC134a in a horizontal evaporator // *Int. J. of Refr.-Revue Int. du Froid.* 1995. Vol. 18. pp. 87–99.
15. *Cho, Tae K.* Condensation heat transfer for R22 and R407C refrigerant-oil mixtures in a microfin tube with a U-bend // *Int. J. of Heat and Mass Transfer.* 2001. Vol. 44. pp. 2043–2051.

Требования к рукописям, представляемым в журнал «Вестник МАХ»

- В начале статьи, слева – УДК;
- после названия статьи – авторы с указанием места работы и контактной информации (e-mail);
- отдельно указываются ключевые слова на русском и английском (не более десяти);
- одновременно со статьей представляется аннотация (References) на русском и английском языках. Аннотация должна содержать от 100 до 250 слов (приблизительно 700 печатных знаков). Аннотация должна быть полноценной и информативной, не содержать общих слов, отражать содержание статьи и результаты исследований, строго следовать структуре статьи. В тексте следует применять значимые слова из статьи, употреблять синтаксические конструкции, свойственные языку научных и технических документов, избегать сложных грамматических конструкций.
- статьи представляются набранными на компьютере в текстовом редакторе Word 97-2007 на одной стороне листа через 1,5 интервала, размер шрифта 14.
- объем статьи не более 12 страниц (формат А4, вертикальный, 210x297 мм; поля: левое - 2 см, правое - 2 см, верхнее - 2 см, нижнее - 2 см);
- иллюстрации представляются на магнитном носителе в следующем формате: растровые - TIFF-СМУК-300 dpi, TIFF-ВМ-800 dpi, векторные - EPS-СМУК4
- формулы и отдельные символы набираются с использованием редактора формул MathType (Microsoft Equation). (не вставлять формулы из пакетов MathCad и MathLab).
- в статьях необходимо использовать Международную систему единиц (СИ);
- Список использованных литературных источников должен быть оформлен по ГОСТу и содержать ссылки только на опубликованные работы. Номера ссылок в тексте должны идти строго по порядку их цитирования и заключаться в квадратные скобки. Количество приставочных ссылок не менее 10-15

Статьи, оформленные с нарушением правил, редакцией не принимаются и возвращаются авторам без рассмотрения по существу. Автор гарантирует отсутствие плагиата и иных форм неправомерного заимствования результатов других произведений.

Данные об аффилировании авторов (author affiliation).

На отдельной странице и отдельным файлом: – сведения об авторах на русском и английском языках: фамилия, имя, отчество полностью, ученая степень, звания (звания в негосударственных академиях наук и почетные звания не указывать), должности основного места работы (учебы); наименование и почтовые адреса учреждений, в которых работают авторы, e-mail.

Статьи принимаются на магнитном носителе и в печатном экземпляре или высылаются на электронный адрес редакции vestnikmax@rambler.ru

С аспирантов и студентов плата за публикации не взимается