

УДК 621.56

DOI: 10.15587/2312-8372.2019.167453

ПОВЫШЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ИСПАРИТЕЛЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ С ПОМОЩЬЮ НАНОЧАСТИЦ

Милованов В. И., Балашов Д. А.

1. Введение

Международные законодательные нормы относительно выведения из оборота веществ, разрушающих озоновый слой, побуждают к поиску новых экологически безопасных рабочих веществ и добавок к существующим хладагентам.

Использование нанофлюидов позволяет существенно повысить теплообменные характеристики хладагента, уменьшить температурные перепады на поверхностях конденсатора и испарителя и в результате снизить отношение давлений кипения и конденсации, а следовательно и потребляемую холодильной машиной электрическую мощность.

Из анализа опубликованной в прессе информации про влияние наноматериалов на работу малых холодильных машин делается вывод, что большинство работ посвящено исследованию теплопроводности веществ с растворенными в них наночастицами. Данные о влиянии нанодобавок на работу теплообменных аппаратов малой холодильной машины в литературе практически отсутствуют. Это затрудняет поиск технических решений, направленных на повышение эффективности малых холодильников.

Таким образом, становятся актуальными работы по дальнейшим исследованиям малых холодильных машин с нанофлюидами в качестве рабочего тела.

2. Объект исследования и его технологический аудит

Объектом исследования является испаритель холодильной машины, работающей в составе калориметрического стенда. Схема испытательного стенда представлена на рис. 1. Компрессор 1 нагнетает хладагент в водяной конденсатор 2, откуда жидкость стекает в ресивер 3. Постоянное давление кипения в испарителе 10, расположенном в калориметре 9, поддерживается с помощью ручного барорегулирующего вентиля (БРВ) 6. Нижняя часть калориметра заполнена вторичным холодильным агентом 7, в который погружен электрический нагреватель 8. В качестве вторичного холодильного агента используется хладагент R-134a (Китай). Образующийся при кипении пар конденсируется на внешней поверхности испарителя 10. При испытании мощность нагревателя регулируют так, чтобы давление вторичного холодильного агента оставалось постоянным, то есть, чтобы количество полученного холода было равно количеству подведенного тепла. В схему включены смотровое стекло 5, фильтр-осушитель 4. На схеме показаны места установки манометров и термометров. Давление хладагента измеряют образцовыми манометрами класса 0,2; температуру хладагента и воды – ртутными термометрами с ценой деления 0,1 °С; температура воздуха –

термометрами с ценой деления $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для более точной регулировки в БРВ используется винт с мелкой резьбой.

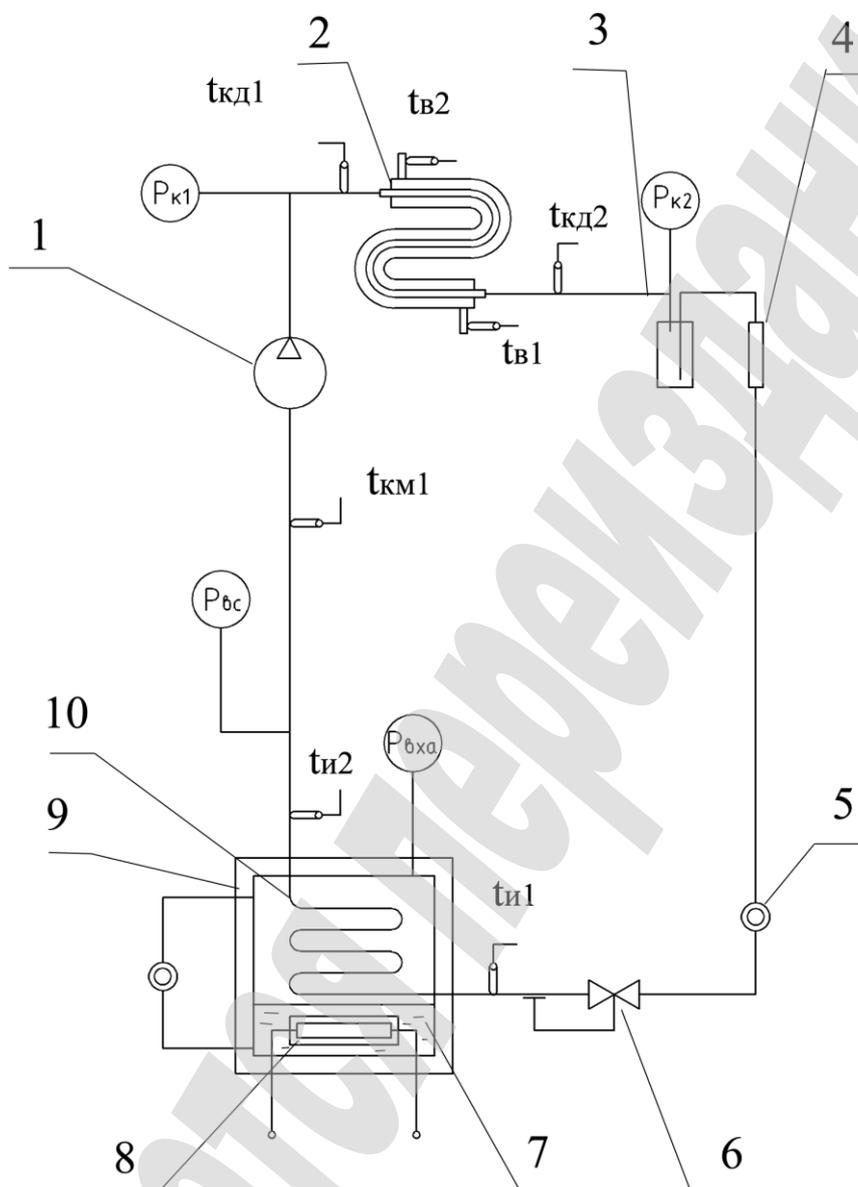


Рис. 1. Схема испытательного стенда: $t_{кд1}$, $t_{кд2}$ – термометры на входе и выходе из конденсатора; $t_{в1}$, $t_{в2}$ – термометры в водяной линии на входе и выходе из конденсатора; $t_{и1}$, $t_{и2}$ – термометры на входе и выходе из испарителя; $t_{км1}$ – термометр на входе в компрессор; $P_{к1}$, $P_{к2}$ – манометры на входе и выходе из конденсатора; $P_{вс}$ – манометр на входе в компрессор; $P_{вха}$ – манометр вторичного хладагента

Уникальными свойствами нанофлюидов являются увеличенная теплопроводность, вязкость и коэффициент теплопередачи. Известно, что теплопроводность металлов при комнатной температуре выше, чем у жидкостей. Следовательно, теплопроводность жидкости с частицами металла выше, чем у обычной жидкости. Предполагается, что числа Нуссельта для

нанофлюидов выше, чем у базовой жидкости при определенных параметрах потока (например, при равных числах Рейнольдса) [1]. Повышенные числа Нуссельта в сочетании с более высокой теплопроводностью дают лучшую конвективную теплопередачу по сравнению с базовым теплоносителем. Это позволит повысить тепломассообменные характеристики теплообменных аппаратов холодильной машины без внесения конструктивных изменений.

Одним из самых проблемных мест является использование образцовых манометров и термометров, которые требовали снятия данных вручную. Проблему можно устранить с помощью замены аналоговых приборов на цифровые с постоянным снятием параметров и автоматическим занесением и обработкой их компьютером. Также для установления режима требовалось много времени.

3. Цель и задачи исследования

Целью данной работы является исследование влияния добавок наночастиц на примере работы испарителя малой холодильной машины. В результате исследования планируется получить значения коэффициентов теплопередачи и теплоотдачи в теплообменном аппарате и провести сравнение их величин для чистого хладагента и хладагента с добавкой наноматериалов.

Для достижения поставленной цели необходимо выполнить следующие задания:

1. Выполнить расчетное исследование теплообменников холодильной машины при работе на R600a и с добавками разных концентраций наночастиц.
2. Провести экспериментальные исследования показателей малой холодильной машины на различных режимах работы на чистом R600a и с добавками разных концентраций наночастиц.
3. Выполнить сравнение термодинамических параметров теплообменника холодильной машины при работе на чистом рабочем теле и на рабочем теле с добавлением наночастиц.

4. Исследование существующих решений проблемы

Уменьшить потребление холодильной машиной электроэнергии возможно с помощью улучшения эффективности теплообменных систем. Новые теплоносители с улучшенными термодинамическими характеристиками являются одним из вариантов улучшения теплопередачи. Важным достижением в исследовании теплоносителей является применение коллоидной смеси основной жидкости хладагента и металлических частиц размером 1–100 нанометров. Первоначальные варианты коллоидных растворов, такие как микрофлюиды, приводили к образованию осадка, что вызывало эрозию поверхностей трения металлических деталей. Нанофлюиды являются несоединяющимися моночастицами, находящимися в базовой жидкости [2]. Их применение может увеличить теплопередачу больше, чем на 50 % в действительных теплообменных аппаратах холодильных установок даже, когда относительный объем наночастиц меньше, чем 0,3 % [3].

Повышенная теплопроводность является следствием равномерной дисперсии частиц. Хотя теплопроводность является функцией основных параметров

хладагента, таких как давление и температура, в турбулентном потоке эффективная теплопроводность из-за влияния турбулентных вихрей намного выше. Повышение турбулизации также является следствием наличия наночастиц [4].

В литературе излагается большой объем теоретических работ по эффективной теплопроводности двух- и более- компонентных материалов, например, подход Гамильтона и Кроссера и др. Был введен фактор влияния формы n , который определяется экспериментально для разных типов материалов [5]. Целью их исследования была разработка модели как функции формы частиц, состава и теплопроводности обеих фаз:

$$k_c = k_f \left[\frac{k_p + k_f(n-1) - (n-1)V_p(k_f - k_p)}{k_p + k_f(n-1) + V_p(k_f - k_p)} \right], \quad (1)$$

где k_f – коэффициент теплопроводности жидкости;

k_p – коэффициент теплопроводности частиц;

V_p – объемная доля частиц;

n – фактор влияния формы частиц, выведенный эмпирически (для сферических частиц $n=3$) и определяется как $n=3/\psi$. ψ – сферичность, определенная как отношение площади поверхности сферы с объемом, равным объему частицы к площади поверхности частицы. Модель Гамильтона-Кроссера сводится к модели Максвелла при $\psi=1$ и согласуется с экспериментальными данными для $V_p < 30\%$. Модель верна до тех пор, пока теплопроводность частиц больше теплопроводности жидкости, по крайней мере в 100 раз. Несмотря на то, что эксперименты показывают достаточную пригодность этих моделей в прогнозировании теплопроводности, они не учитывают влияние размера наночастиц.

Для успешного практического применения нанофлюидов необходимо полное понимание процессов вынужденной конвекции в ламинарном и турбулентном потоке. Нанофлюиды по существу являются многокомпонентными жидкостями. Следовательно, в литературе они рассматриваются либо как двухфазный гомогенный поток без скольжения между частицами и жидкостью, которые тоже находятся в состоянии температурного равновесия, либо со скольжением частиц относительно базовой жидкости с температурным равновесием.

Большинство потоков с вынужденной конвекцией зависят от чисел Рейнольдса и Прандтля, но в случае нанофлюидов включаются дополнительные параметры, учитывающие термические свойства всех составляющих. Коэффициент теплопроводности будет зависеть от теплопроводности и теплоемкости базовой жидкости и наноматериалов, картины потока, критериев Прандтля и Рейнольдса, температуры, объемной доли растворенных частиц, их размеров и формы.

Предложено следующее обобщение для числа Нуссельта [6]:

$$Nunf = f \left[\text{Re}, \text{Pr}, \frac{Kn (\rho c_p)_n}{Kf (\rho c_p)_f}, \varphi, \text{форма частицы, геометрия потока} \right], \quad (2)$$

где f и n обозначают жидкость и наноматериалы, соответственно; Re – число Рейнольдса; Pr – число Прандля; Kn – коэффициент теплопроводности частицы; K_f – коэффициент теплопроводности жидкости; ρ – плотность; c_p – теплоёмкость; φ – доля растворённых частиц. Другой возможный метод формулировки, предложенный теми же авторами состоит в предположении, что отношение коэффициентов теплопередачи наножидкости и базовой жидкости пропорционально отношению соответствующих теплопроводностей наножидкости и базовой жидкости, возведенных в степень m :

$$h_{nf} \approx h_f \left(\frac{K_{nf}}{K_f} \right)^m, \quad (3)$$

где h_{nf} – теплопроводность наножидкости; h_f – теплопроводность жидкости; показатель m зависит от режима течения и предположительно равен $2/3$ для турбулентного потока.

Методы, упомянутые выше, рассматривают наножидкость как однофазную жидкость, в отличие от реальности, где он является смесью жидкости и твердых частиц. Размер растворенных частиц приносит некоторые трудности для анализа взаимодействия жидкости и твердых частиц в процессе передачи тепла. Многие исследователи предполагают, что броуновское движение является одним из факторов улучшения теплопроводности. Это случайное движение сверхмалых частиц придает скорость твердым частицам относительно жидкости. Также предполагают включить малые возмущения температуры и скорости в последствия влияния броуновского движения.

Так, по мнению авторов работы [7] существенное изменение теплопроводности Al_2O_3 или CuO наножидкостей наблюдается в малом температурном диапазоне от 20 до 50°C . Еще более сильное влияние температуры обнаружено в зависимости теплопроводности наножидкости из Al_2O_3 от размера частиц в исследовании [8].

Авторы работы [9] также показали зависимость теплопроводности от размера. Однако, проблема такого подхода состоит в том, что исследования дают, как правило, только первичный размер наночастиц. При этом хорошо известно, что частицы склонны к агломерации и этот процесс влияет на тепловую проводимость жидкости.

В работе [10] отмечено, что эффекты влияния температуры и размера частиц настолько выражены, что могут быть приняты в качестве критериев для классификации суспензий в качестве наножидкостей.

Тем не менее, сведения о свойствах наножидкостей в научной литературе зачастую противоречивы. Например, в работе [11] на основе анализа

экспериментальных зависимостей теплопроводности от температуры для наножидкостей из трех типов металлооксидных наночастиц сделан вывод, что они являются слабыми. И что не соответствующие этому утверждению данные для наножидкости $\text{CuO}+\text{H}_2\text{O}$ являются не специфической особенностью наножидкостей, а случайным исключением.

5. Методы исследований

Критерии, по которым проводился расчет, определялись как:

$$\text{Pr} = \frac{\mu_{eff} c_{p,eff}}{K_{eff}}; \quad (4)$$

$$\text{Re} = \frac{\rho_{eff} u d}{\mu_{eff}}; \quad (5)$$

$$\text{Nu} = \frac{h d}{K_{eff}}. \quad (6)$$

где μ_{eff} – эффективная вязкость; $c_{p,eff}$ – эффективная теплоёмкость; K_{eff} – эффективный коэффициент теплопередачи; ρ_{eff} – эффективная плотность; u – скорость потока; d – диаметр трубы; Nu – число Нуссельта.

Например, для полностью развитого ламинарного потока при граничных условиях постоянной температуры стенки:

$$\text{Nu}_T = \frac{h d}{K_{eff}} = 3,657. \quad (7)$$

Для турбулентного потока существует поправка Петухова-Кириллова:

$$\text{Nu} = \frac{h d}{K_{eff}} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \text{Re} \cdot \text{Pr}}{1,07 + 12,7 \sqrt{\left(\frac{f}{8}\right) \text{Pr}^{2/3} - 1}} \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^n, \quad (8)$$

где $n=0,11$ для $T_{стенки} > T_{жидкости}$, $n=0,25$ для $T_{стенки} < T_{жидкости}$; μ_b – вязкость наножидкости; μ_w – вязкость чистой жидкости.

$$f = (1,82 \lg \text{Re} - 1,64)^{-2}. \quad (9)$$

Поправка может использоваться для расчета коэффициентов теплопередачи при течении в канале для ламинарного и турбулентного потоков, соответственно, с использованием подходящих свойств наножидкостей. Результаты могут быть сравнимы с экспериментальными при тех же условиях.

Классическое решение Граца для уравнения при идеальном потоке, $u=const$, для граничных условий постоянной температуры стенки [12].

$$Nu_x = \frac{h_x d}{K} = \frac{\sum_{m=1}^{\infty} e^{-4\lambda_m^2(x/d)/Pe}}{\sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{\lambda_m^2} e^{-4\lambda_m^2(x/d)/Pe}}; \quad (10)$$

$$Pe = \frac{U_m d}{\alpha_{eff}}. \quad (11)$$

где x – длина расчетного участка; Pe – число Пекле; α – коэффициент температуропроводности.

Классическое уравнение Граца может быть расширено для граничных условий постоянного теплового потока, постоянной температуры стенки и линейной температуры стенки с параболическим профилем скоростей. Используя параболический профиль скоростей, получаются локальные числа Нуссельта:

– постоянная температура стенки:

$$Nu_x = \frac{h_x d}{K_{eff}} = \frac{\sum_{n=1}^{\infty} A_n e^{-\lambda_n^2 \zeta}}{\sum_{n=1}^{\infty} \frac{A_n}{\lambda_n^2} e^{-\lambda_n^2 \zeta}}; \quad (12)$$

где A – поправка на профиль потока.

– постоянный тепловой поток:

$$Nu_x = \frac{h_x d}{K_{eff}} = \left[\frac{11}{48} - \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{e^{-\beta_n^2 \zeta}}{A_n \beta_n^4} \right]^{-1}; \quad (13)$$

где β – коэффициент линейного расширения.

– линейная температура стенки:

$$Nu_x = \frac{h_x d}{K_{eff}} = \frac{\frac{1}{2} + 4 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{C_n}{2} \cdot \frac{R'_n(1)}{\lambda_n^4} e^{-\lambda_n^2 \zeta}}{\frac{11}{96} + 8 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{C_n}{2} \cdot \frac{R'_n(1)}{\lambda_n^4} e^{-\lambda_n^2 \zeta}}, \quad (14)$$

где $\zeta = \frac{x/r_0}{Pe}$, $Pe = \frac{u_m d}{\alpha_{eff}}$.

Для проведения теоретического расчета был взят испаритель малой холодильной машины, работающей на изобутане в составе калориметрического

стенда. Испаритель представляет собой медную трубу диаметром 10 мм, размещенную в герметичной теплоизолированной ёмкости, в которой находится вторичный хладагент, отдающий теплоту, выделяющуюся электронагревателем, имитирующим тепловую нагрузку. Расчеты проводились при режимах с температурами кипения -20 , -10 , -5 , 0 °С и температурой конденсации 40 °С. В качестве добавок были взяты наночастицы оксида титана в массовой концентрации $2,54$ %.

Для проведения эксперимента было выбрано масло Reniso ONF46 (Германия) с добавлением $2,54$ % наночастиц TiO_2 . Для разрушения кластеров наночастиц образец гомогенизировали с использованием ультразвукового диспергатора при комнатной температуре в течение 30 минут. Для выделения осадка кластеров наночастиц образец центрифугировали в течение 45 минут.

Из компрессора, предназначенного для испытаний была удалена заводская заправка масла в количестве 350 мл и заменена на чистое масло Reniso ONF46, после чего были проведены эксперименты по определению параметров холодильной установки в разных режимах. После завершения экспериментов чистое масло было удалено из системы и заменено наномаслом с массовой концентрацией частиц TiO_2 $2,54$ %, после чего опыты по определению параметров были повторены на тех же режимах.

Тепловая нагрузка испарителя:

$$Q_u = Q_{нагр} - Q_n = U \cdot I - Q_n, \quad (15)$$

где Q_u – тепло, отведенное испарителем; $Q_{нагр}$ – тепло, отданное нагревателем; Q_n – тепловые потери через изоляцию; U – напряжение; I – сила тока.

6. Результаты исследований

В ходе проведения эксперимента было замечено снижение разности температур в испарителе при всех режимах, что дало основание сделать вывод о влиянии нанодобавок на теплообменные характеристики аппарата.

На рис. 2 показаны температуры вторичного холодильного агента в калориметре-испарителе. При известных значениях отданной теплоты через электронагреватель Q (определено по показаниям ваттметра), известной площади поверхности теплообменного аппарата F и известном температурном напоре ΔT из основного уравнения теплопередачи $Q = kF\Delta T$ можно определить значение коэффициента теплопередачи k .

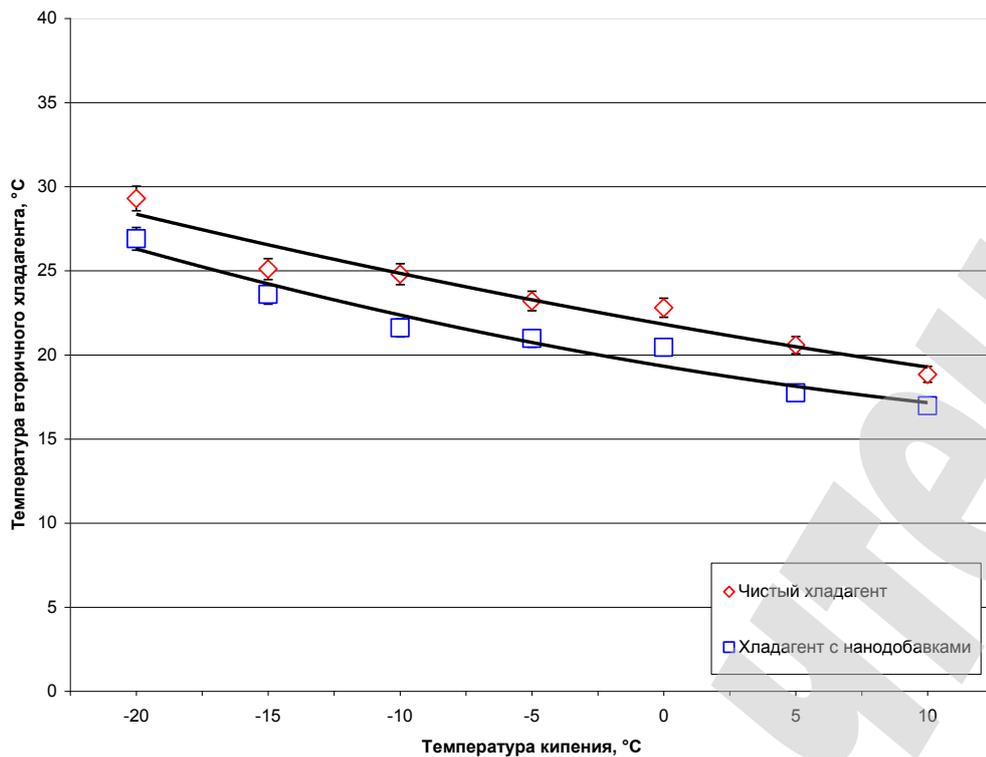


Рис. 2. Температуры в испарителе

На рис. 3 представлены коэффициенты теплопередачи в испарителе, определенные экспериментально. Наблюдается увеличение коэффициента теплопередачи при использовании нанохладагента.

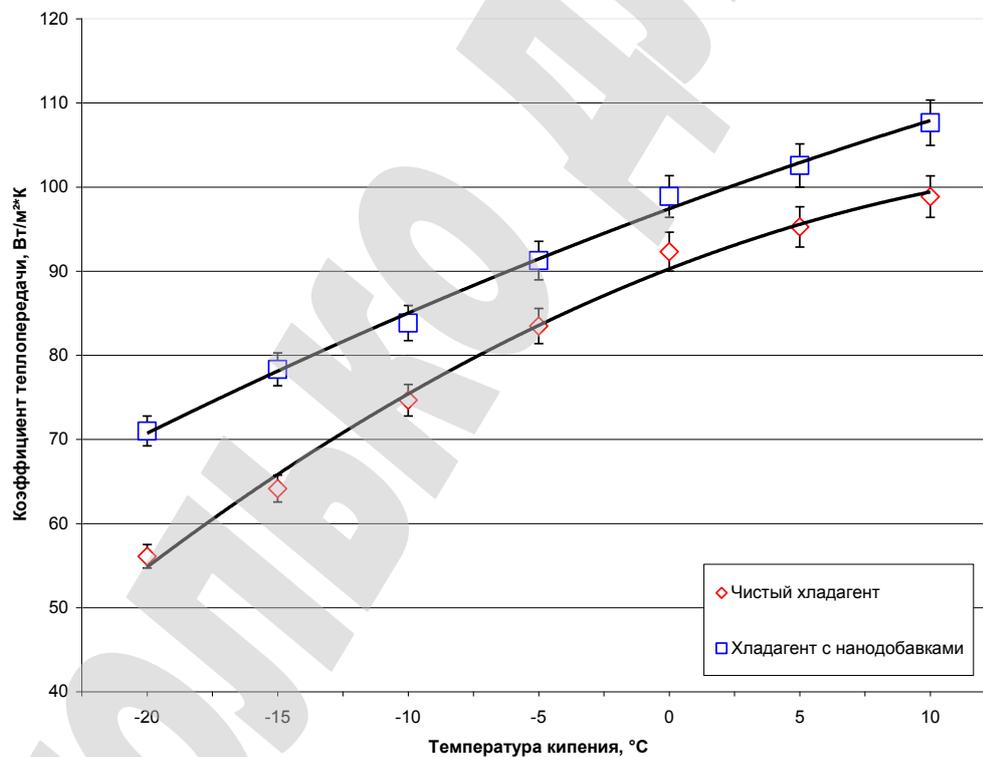


Рис. 3. Коэффициенты теплопередачи в испарителе

При равной тепловой нагрузке и неизменных конструктивных параметрах испарителя из этого можно сделать вывод, что при применении нанохладагента происходит увеличение коэффициента теплопередачи. Повышение коэффициента теплопередачи испарителя дает возможность передавать большее количество теплоты через ту же площадь поверхности. Отклонение результатов эксперимента от теоретического расчета не превышает 5 %, что показывает достаточную точность расчета. Из формулы расчета коэффициента теплопередачи можно определить значение коэффициента теплоотдачи α_1 :

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} \right)^{-1}, \quad (16)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи со стороны хладагента; α_2 – коэффициент теплоотдачи со стороны вторичного хладагента; d_1 – диаметр внутренней стенки трубы; d_2 – диаметр внешней стенки трубы.

Количество переданного тепла и коэффициент теплоотдачи α_2 со стороны вторичного хладагента известны. Термическое сопротивление стенки трубы не изменялось. Результаты расчета коэффициента теплоотдачи представлены на рис. 4.

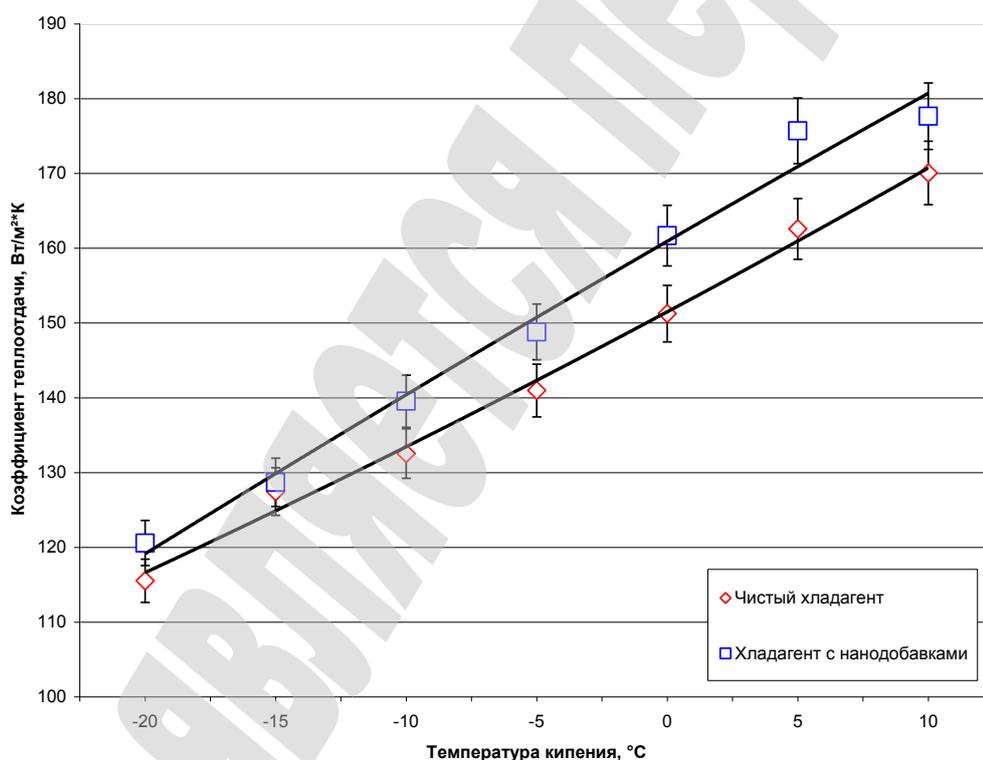


Рис. 4. Коэффициенты теплоотдачи в испарителе

В табл. 1 представлены коэффициенты теплоотдачи со стороны хладагента при чистом хладагенте и с нанодобавками.

Таблица 1

Изменение коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи в испарителе

Параметр	Температура кипения, °С						
	-20	-15	-10	-5	0	5	10
Изменение коэффициента теплоотдачи, %	4,2	1	5	5,3	6,4	7,5	4,3
Изменение коэффициента теплопередачи, %	21	18,1	8,4	8,5	6,9	7,1	8,2

Повышение коэффициента теплоотдачи происходит равномерно во всех режимах. Из этого можно сделать вывод, что применение добавок наночастиц может повысить теплообменные характеристики аппаратов холодильных машин, при этом не требуя конструкционных изменений.

7. SWOT-анализ результатов исследований

Strengths. Использование нанофлюидов позволяет существенно повысить тепломассообменные характеристики хладагента, уменьшить температурные перепады на поверхностях конденсатора и испарителя. И в результате снизить отношение давлений кипения и конденсации, а следовательно и потребляемую холодильной машиной электрическую мощность.

Weaknesses. Дисперсия наночастиц в жидкости приводит к повышенной вязкости, на что влияет средний диаметр частицы, концентрация и температура. Повышенная вязкость уменьшает число Рейнольдса в сравнении с базовой жидкостью при той же скорости. Эти факторы должны быть взвешены при оценке применимости нанофлюидов как хладагента.

Opportunities. Применение нанодобавок перспективно также в домашних холодильниках, торговом и промышленном оборудовании. Перспективы применения нанофлюидов в качестве добавок в хладагенты современных холодильных машин очевидны, однако эта проблема требует дальнейшего изучения, анализа, теоретических и экспериментальных исследований, особенно в области высоких температур кипения.

Threats. В настоящее время проводится большое число исследований, посвященных применению наноматериалов в холодильной и компрессорной технике. Использование таких наночастиц, как фуллерены или углеродные нанотрубки способно еще больше повысить теплофизические характеристики хладагентов, а также снизить мощность трения в компрессоре, чего не способны сделать наночастицы оксида титана, эффект которых рассмотрен в данной работе.

8. Выводы

1. Выполнено расчетное исследование испарителя холодильной машины. Результаты показали, что при использовании нанофлюидов в качестве рабочего тела возможно повышение коэффициента теплопередачи 21 % при режиме с температурой кипения $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ и температурой конденсации $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. А также на 18,1 % при режиме с температурой кипения $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

2. Применение нанохладагента в качестве рабочего тела позволяет повысить теплообменные характеристики аппаратов холодильной машины без их конструктивного изменения. Экспериментальные исследования показали, что применение хладагента с массовой концентрацией наночастиц 2,54 % позволяет повысить коэффициент теплопередачи в испарителе до 21 %, а коэффициент теплоотдачи до 7,5 %.

3. Сравнение термодинамических параметров теплообменника холодильной машины при работе на чистом рабочем теле и на рабочем теле с добавлением наночастиц показало, что расхождение результатов теоретического и экспериментального исследования составляет не более 5 %. Это свидетельствует о правильности выбранной методики расчета и возможности дальнейшего прогнозирования параметров с ее помощью.

Литература

1. Saidur R., Leong K. Y., Mohammad H. A. A review on applications and challenges of nanofluids // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2011. Vol. 15, Issue 3. P. 1646–1668. doi:[10.1016/j.rser.2010.11.035](https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.11.035)

2. Choi S. U. S., Eastman J. A. Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles // *Conference: 1995 International mechanical engineering congress and exhibition, San Francisco, CA (United States), 12–17 Nov 1995*. URL: <http://www.osti.gov/scitech/servlets/purl/196525>

3. Strandberg R., Das D. K. Finned tube performance evaluation with nanofluids and conventional heat transfer fluids // *International Journal of Thermal Sciences*. 2010. Vol. 49, Issue 3. P. 580–588. doi:[10.1016/j.ijthermalsci.2009.08.008](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2009.08.008)

4. Xuan Y., Li Q. Investigation on Convective Heat Transfer and Flow Features of Nanofluids // *Journal of Heat Transfer*. 2003. Vol. 125, Issue 1. P. 151–155. doi:[10.1115/1.1532008](https://doi.org/10.1115/1.1532008)

5. Hamilton R. L., Crosser O. K. Thermal Conductivity of Heterogeneous Two-Component Systems // *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*. 1962. Vol. 1, Issue 3. P. 187–191. doi:[10.1021/i160003a005](https://doi.org/10.1021/i160003a005)

6. Xuan Y., Roetzel W. Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2000. Vol. 43, Issue 19. P. 3701–3707. doi:[10.1016/s0017-9310\(99\)00369-5](https://doi.org/10.1016/s0017-9310(99)00369-5)

7. Li C. H., Peterson G. P. Experimental investigation of temperature and volume fraction variations on the effective thermal conductivity of nanoparticle suspensions (nanofluids) // *J. of Appl. Phys.* 2006. Vol. 99. P. 084314.

8. Li C.H., Peterson G.P. Mixing effect on the enhancement of the effective thermal conductivity of nanoparticle suspensions (nanofluids) // *Inter. J. of Heat and Mass Transfer*. 2007. Vol. 50. P. 4668–4677.

9. Chon C. H., Kihm K. D. Thermal conductivity enhancement of nanofluids by Brownian motion // *ASME J. Heat Transfer*. 2005. Vol. 127. P. 810.

10. Das S. K., Choi S. U. S., Patel H. Heat transfer in nanofluids. A Review // *Heat Transfer Engng*. 2006. Vol. 20, Issue 10. P. 3–19.

11. Kim S. H., Choi S. R., Kim D. Thermal conductivity of metal — oxide nanofluids: particle size dependence and effect of laser irradiation // ASME J. Heat Transfer. 2007. Vol. 129. P. 298–307.

12. Lee S., Choi S., Li S., Eastman J. Measuring thermal conductivity of fluids containing oxide nanoparticles // J. of Heat Transfer. 1999. Vol. 121. P. 280–289.

ТОЛЬКО ДЛЯ ЧТЕНИЯ