

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ КИПЕНИИ ФРЕОНОМАСЛЯНОЙ СМЕСИ В ТРУБАХ ИСПАРИТЕЛЕЙ СУДОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

В. Г. Букин, А. В. Букин

*Астраханский государственный технический университет,
Астрахань, Российская Федерация*

Рассматриваются оросительные испарители малой емкости, улучшающие эксплуатационные показатели холодильной установки, поскольку в них исключается выброс жидкого фреона во всасывающий трубопровод компрессора при резком увеличении тепловой нагрузки или при качке на судне. Доказана актуальность исследования теплоотдачи при кипении фреонов в движущейся пленке. Представлены результаты и анализ опытных данных по средним коэффициентам теплоотдачи. На графике приведена зависимость средних коэффициентов теплоотдачи от плотности теплового потока при различных плотностях орошения. Приведены результаты специальных опытов для определения влияния плотности орошения на теплообмен. Отмечено, что влияние давления или температуры насыщения в режимах испарения и развитого кипения проявляется по-разному. При развитом кипении шаг пучка не оказывает значимого влияния на теплоотдачу. Эксперименты проводились на двух стендах: малорядном и многорядном. Обогрев труб производился с помощью внутреннего электронагревателя. Сделан вывод: теплообмен в пленке интенсивней, чем в объеме, поэтому в оросительных испарителях можно использовать гладкие стальные трубы вместо оребренных медных, которые применяются в затопленных аппаратах. Процесс кипения в пленке может быть описан уравнениями, справедливыми для большого объема, с учетом количественных различий. Приведены значения постоянного коэффициента и показателей степени у критериев, выведено уравнение подобия для режима развитого пузырькового кипения фреонов. Рассчитанные зависимости найдут применение при оценке работы оросительных испарителей судовых холодильных установок.

Ключевые слова: теплоотдача, фреон, орошение, кипение, температура, холодильная установка.

Для цитирования: Букин В. Г., Букин А. В. Исследование теплообмена при кипении фреономасляной смеси в трубах испарителей судовых холодильных установок // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2019. № 4. С. 82–88. DOI: 10.24143/2073-1574-2019-4-82-88.

Введение

Известно, что масса испарителя составляет 30–40 % массы всей холодильной машины, а для их изготовления используются дорогостоящие материалы, например медь. В связи с малой интенсивностью теплоотдачи применяют оребренные трубы, что также повышает стоимость аппарата. Существенную долю в эксплуатационные затраты вносит стоимость фреонов, требующихся для заполнения системы. Задача сокращения стоимости, металлоемкости, габаритов аппаратов и уменьшение массы рабочего вещества, необходимого для их заполнения, успешно решается в аппаратах оросительного типа [1]. Благодаря высокой эффективности и экономичности пленочные аппараты находят всё большее применение в химической и пищевой промышленности. Успешно эксплуатируются оросительные теплообменники (как генераторы, абсорберы, конденсаторы абсорбционных холодильных машин) в установках опреснения морской воды, а также в холодильной технике.

Материалы исследования

Теплоотдача при пленочном кипении жидкости отличается высокой интенсивностью. Орошение обеспечивает большую, чем при полном заполнении труб, скорость движения жидкости в аппарате, а волна на поверхности интенсифицирует теплоотдачу. При кипении малая толщина слоя жидкости повышает интенсивность процесса.

Малая емкость оросительных аппаратов значительно уменьшит расход дорогих фреонов на их первоначальное заполнение, при этом уменьшается емкость и других сосудов, например ресиверов, что позволит значительно снизить первоначальную заправку системы холодильным агентом.

Применение оросительных испарителей улучшит и эксплуатационные показатели холодильной установки, т. к. в них исключается выброс жидкого фреона во всасывающий трубопровод компрессора при резком возрастании тепловой нагрузки или при качке на судне, что позволяет избежать «влажного хода» компрессора, гидроударов и тем самым обезопасить работу установки.

Кроме того, в пленочных аппаратах отсутствует влияние столба жидкости на температуру кипения и нет падения давления при движении жидкости в аппарате, что немаловажно, особенно в низкотемпературных установках.

Вышесказанное позволит считать, что оросительные испарители со свободнотекающей пленкой перспективны, а изучение теплоотдачи при кипении фреонов в движущейся пленке является актуальной задачей холодильной техники.

Для проведения экспериментов были изготовлены два стенда: один – малорядный (с 4–7 трубами по вертикали), другой – многорядный (с 22–50 трубами). Экспериментальные гладкие трубы выполнены из стали ($d_n = 22$ мм; $l = 350$ мм; $R_z = 5–6$ мкм) и из меди МЗ ($d = 20$ мм; $l = 350$ мм; $R_z = 1$ мкм). Шаг трубного пучка S/d равен 1,1–2,2 мм. Обогрев труб производился внутренним электронагревателем.

В экспериментах исследовалось влияние на теплоотдачу следующих основных факторов: плотности орошения, плотности теплового потока, температуры, компоновки трубных пучков, свойств рабочих тел. Опыты проводились в диапазоне изменения: плотности теплового потока q , кВт/м², равной 1÷25, и плотности орошения Γ , м³/(м·с), равной $(0,1÷2,4) \cdot 10^{-4}$; температуры насыщения t_n , °С, равной 10÷–40; давления P_n , Па, равного $(1÷7) \cdot 10^5$; относительного шага трубного пучка S/d , равного 1,1; 1,3; 1,5; 2,2.

Результаты и анализ опытных данных по средним коэффициентам теплоотдачи

Результаты экспериментального исследования средних по поверхности теплообмена коэффициентов теплоотдачи при испарении и кипении фреона в пленке, стекающей по малорядным пучкам горизонтальных труб, для различных значений плотности орошения представлены на рис 1.

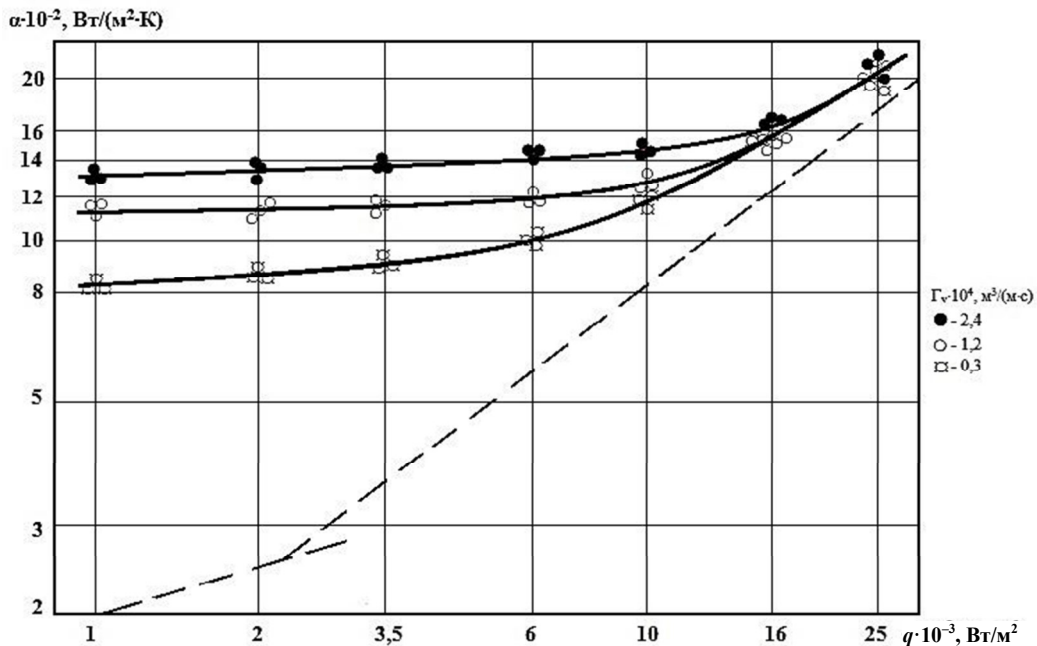


Рис. 1. Зависимость средних коэффициентов теплоотдачи от плотности теплового потока при различных плотностях орошения; $t_0 = -30$ °С, $S/d = 1,3$; --- — кипение в объеме [2]

Анализ опытных данных доказывает, что зависимость $\alpha = f(q)$ имеет три зоны с различной степенью влияния плотности теплового потока и орошения на коэффициенты теплоотдачи. Во всех экспериментах изменения теплоотдачи по рядам пучка не наблюдалось, поэтому представленные результаты относятся как к одиночной трубе, так и к пучкам труб. Температура жидкости, измеряемая после каждой трубы, оставалась неизменной по высоте пучка.

В зоне испарения α определяется в основном плотностью орошения и слабо зависит от температуры и плотности теплового потока, т. е. в данном режиме теплоотдача определяется гидродинамическими характеристиками пленки.

Для определения влияния плотности орошения на теплообмен были поставлены специальные опыты. На зависимости $\alpha = f(\Gamma)$ имеется три участка, соответствующие различным режимам движения: Л – ламинарному; П – переходному; Т – турбулентному. Результаты опытов приведены на рис. 2.

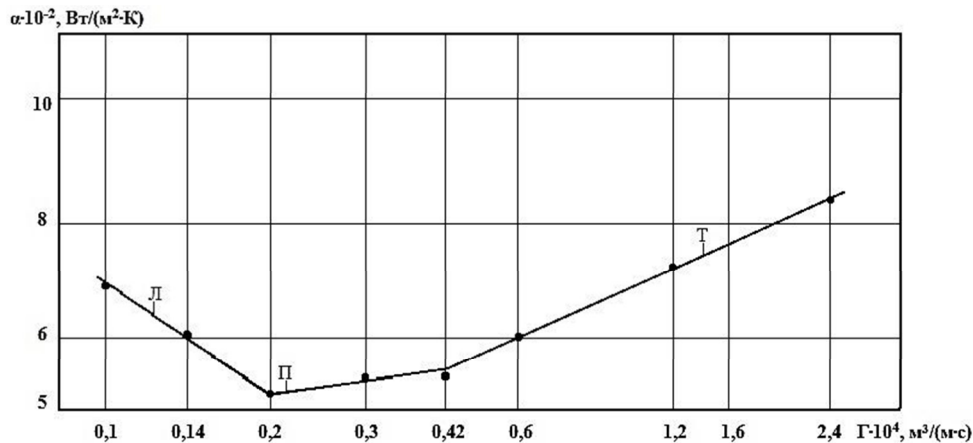


Рис. 2. Влияние плотности орошения на средние коэффициенты теплоотдачи при $P = 10^5$ Па; $S/d = 1,1$; $q = 1$ кВт/м²

В ламинарном режиме с повышением Γ увеличивается толщина пленки, что приводит к возрастанию термического сопротивления и ухудшению теплоотдачи. В переходной области с повышением Γ увеличивается как толщина пленки, так и интенсивность турбулентных пульсаций, поэтому α слабо зависит от плотности орошения. При турбулентном движении потока с повышением Γ теплоотдача возрастает. С ростом q степень влияния Γ на α несколько уменьшается даже в режиме испарения, а при развитом кипении это влияние практически отсутствует.

При увеличении относительного шага S/d растёт кинетическая энергия падающего потока, что приводит к большей турбулентности испарения, при этом граница турбулентной области смещается в сторону меньших значений Γ , а степень влияния плотности орошения на α несколько снижается. При развитом кипении шаг пучка практически не влияет на теплоотдачу.

Влияние давления или температуры насыщения в режимах испарения и развитого кипения проявляется по-разному. При кипении с ростом P уменьшается критический радиус парового зародыша и увеличивается число действующих центров парообразования, это приводит к росту α . Влияние давления на α можно оценить зависимостью $\alpha \sim P^{0,27}$, это соответствует кипению в большом объёме. При испарении P мало влияет на теплообмен в исследованном диапазоне его изменения, что аналогично теплоотдаче некипящего фреона при движении в трубах. В переходной зоне на коэффициент теплоотдачи оказывают влияние факторы, определяющие α как при испарении, так и при кипении.

Обобщение опытных данных по теплоотдаче при испарении фреонов в движущейся пленке

Теоретическое решение системы дифференциальных уравнений для ламинарного движения пленки выполнено В. Нуссельтом [3]. Для горизонтальной трубы при $q = \text{const}$ получено следующее уравнение подобия:

$$Nu_{пл} = 1,07Re_{пл}^{-1/3}. \quad (1)$$

В качестве определяющего размера принимается величина, пропорциональная толщине пленки $l_0 = (v^2/g)^{1/3}$.

Ввиду малой длины пробега пленки по поверхности горизонтальной трубы, соизмеримой с длиной участка гидродинамической стабилизации, течение пленки при отсутствии ударного воздействия падающего потока можно считать ламинарным во всем выбранном диапазоне изменения Γ .

Для учёта влияния удара набегающего потока в уравнение (1) вводится поправочный коэффициент C , определяемый экспериментально, тогда

$$Nu_{пл} = C1,07Re_{пл}^{-1/3}.$$

В соответствии с физическим представлением и результатами эксперимента турбулизирующее воздействие падающего потока зависит от плотности орошения, свойств жидкости и шага трубного пучка.

Влияние теплового потока в режиме испарения мало и оценивается критерием Рейнольдса, кипения $Re_{*пл}$:

$$C = f(Re_{пл}, Pr, S/d, Re_{*пл}),$$

где $Re_{пл} = 4, \Gamma / \nu$ – критерий Рейнольдса (пленочный); $Pr = \nu / a$ – критерий Прандтля.

Компьютерная обработка экспериментальных данных во всём диапазоне изменения режимных и конструктивных параметров позволила получить значение параметра C :

$$C = 0,031Re_{пл}^{0,55}Pr^{0,32}(S/d)^{0,4}Re_{*пл}^{0,04}.$$

Таким образом, уравнение подобия для движущейся пленки с учётом турбулентного воздействия набегающего потока имеет вид:

$$Nu_{пл} = 0,033Re^{0,22}Pr^{0,32}(S/d)^{0,48}Re_{*пл}^{0,04}. \quad (2)$$

Так как степень влияния плотности теплового потока невелика, то значение критерия $Re_{*пл}$ во всём диапазоне изменения q изменяется от 0,85 до 0,95, взяв среднее значение можно упростить выражение (2):

$$Nu_{пл} = 0,03Re_{пл}^{0,22}Pr^{0,32}(S/d)^{0,48}, \quad (3)$$

где $Nu_{пл} = \alpha/\lambda(v^2/g)^{1/3}$ – критерий Нуссельта (пленочный). Уравнение справедливо при $Re_{пл}$, равном 250–5 000; Pr , равном 3–7,5; S/d , равном 1,1–2,5. Максимальное расхождение опытных и расчётных значений по уравнению (3) не превышает 15 %.

Обобщение опытных данных по теплоотдаче при кипении фреонов в пленке

Процесс кипения в пленке аналогичен подобному процессу в большом объёме и может быть описан уравнениями, справедливыми для большого объёма, с учётом количественных различий.

В работе [4] С. С. Кутателадзе приводит систему дифференциальных уравнений, описывающую процесс кипения. С учётом анализа этих уравнений получена система критериев, характеризующих процесс:

$$Nu_* = f(Re_*, Pr, Kp, Re).$$

В режиме развитого кипения, когда интенсифицирующее влияние паровых пузырей на теплоотдачу является определяющим, теплообмен практически не зависит от скорости движения жидкости, определяющей значение критерия Re . В этом случае система критериев примет вид [4]:

$$Nu_* = f(Re_*, Pr, Kp),$$

где в качестве определяющего размера в критериях взята величина $l_0 = \left[\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')} \right]^{0,5}$, пропорциональная отрывному диаметру пузыря.

Обработка экспериментальных данных позволила найти значения постоянного коэффициента и показателей степени у критериев и получить уравнение подобия для режима развитого пузырькового кипения фреонов:

$$Nu_* = 1,32 \cdot 10^{-3} Re_*^{0,63} Kp^{0,75} Pr^{0,4}, \quad (4)$$

где $Nu_* = \frac{\alpha}{\lambda} \left[\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')} \right]^{0,5}$ – критерий Нуссельта (кипения); $Kp = \frac{P}{\sigma} \left[\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')} \right]^{0,5}$ – критерий

давления; $Re_* = \frac{q}{r\rho''v} \left[\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')} \right]^{0,5}$ – критерий Рейнольдса (кипения). Уравнение справедливо

при Re_* , равном $5 \div 100$; Kp , равном $(0,6 \div 6) \cdot 10^4$; Pr , равном $3 \div 7,4$. Максимальное отклонение опытных точек от линии, соответствующей уравнению (4), не превышает 15 %.

Обобщение опытных данных по теплоотдаче в зоне неразвитого кипения

Анализ экспериментальных данных доказывает, что в зоне неразвитого кипения на теплоотдачу оказывают влияние факторы, определяющие теплообмен как при испарении, так и при кипении. Ввиду сложности оценки влияния этих факторов на α был принят простой и достаточно эффективный метод учёта их совместного влияния на теплоотдачу, не связанный с рассмотрением сложных критериальных систем [4]. Суть метода в том, что соотношение влияния этих факторов оценивается соотношением соответствующих предельных значений коэффициентов теплоотдачи. На основании экспериментальных данных для зоны неразвитого кипения получено соотношение

$$\frac{\alpha_{н.к.}}{\alpha_w} = 0,75 \sqrt{1 + \left(\frac{\alpha_q}{\alpha_w} \right)^2}, \quad (5)$$

где $\alpha_{н.к.}$ – коэффициент теплоотдачи в зоне неразвитого кипения; α_w – коэффициент теплоотдачи, подсчитанный по уравнению (3) для зоны испарения; α_q – коэффициент теплоотдачи, подсчитанный по уравнению (4) для зоны развитого кипения. Максимальное отклонение опытных точек от расчётных, полученных по уравнению (5), не превышает 15 %.

На основании визуальных наблюдений определены границы зон теплоотдачи, которые определяются режимными параметрами q , Γ и P . Получена зависимость плотности теплового потока, соответствующая началу кипения $q_{н.к.}$:

$$q_{н.к.} = 16 \cdot 10^6 \Gamma^{0,35} P^{-0,43} (S/d)^{0,76}.$$

Таким образом, диапазон зоны испарения – от $q = 0$ до $q_{н.к.}$. Протяженность зоны испарения возрастает с ростом плотности орошения и шага пучка и уменьшается при повышении давления.

Визуальные наблюдения и анализ опытных данных подтвердили, что окончание зоны неразвитого кипения и начало развитого можно определить по величине плотности теплового потока q_k :

$$q_k = 3q_{н.к.}$$

Следовательно, режим неразвитого кипения реализуется в диапазоне $q_{н.к.} \leq q \leq q_k$.

Заключение

На теплоотдачу фреонов в оросительных испарителях влияют следующие основные факторы: плотность теплового потока, плотность орошения, давление, свойства жидкости и компоновка труб. При испарении, неразвитом и развитом кипении степень влияния этих факторов на теплоотдачу различна.

Теплообмен в пленке значительно интенсивней, чем в объёме, поэтому в оросительных испарителях можно использовать гладкие стальные трубы вместо оребренных медных, применяемых в затопленных аппаратах.

Полученные обобщенные зависимости позволяют определить коэффициенты теплоотдачи фреонов во всех зонах теплообмена, находить границы между ними и могут быть использованы для расчёта и оценки работы оросительных испарителей судовых холодильных машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гоголин А. А. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин. М.: Лёг. и пищ. пром-сть, 1992. 223 с.
2. Букин А. В., Кузьмин А. Ю., Глазунов А. В. Использование эксергетического метода для анализа ретрофита судовых холодильных машин // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер.: Морская техника и технология. 2009. № 1. С. 169–171.
3. Букин В. Г., Ребров П. Н. Исследование теплоотдачи фреона R22 в затопленных испарителях крупных фреоновых турбокомпрессорных холодильных установок // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. 2017. № 1. С. 45–49.
4. Кутателадзе С. С. Основы теории теплообмена. М.: Машгиз, 1970. 456 с.

Статья поступила в редакцию 09.04.2019

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Букин Владимир Григорьевич – Россия, 414056, Астрахань; Астраханский государственный технический университет; д-р техн. наук, профессор; профессор кафедры теплоэнергетики и холодильных машин; bukinvg@mail.ru.

Букин Александр Владимирович – Россия, 414056, Астрахань; Астраханский государственный технический университет; доцент кафедры теплоэнергетики и холодильных машин; bukinvg@mail.ru.



STUDYING HEAT TRANSFER IN FREON-OIL MIXTURE BOILING IN EVAPORATOR TUBES IN SHIP REFRIGERATING UNITS

V. G. Bukin, A. V. Bukin

*Astrakhan State Technical University,
Astrakhan, Russian Federation*

Abstract. The paper describes small-capacity irrigation evaporators that improve the performance of a refrigeration unit, as they exclude the release of liquid freon into the compressor suction pipe under sharp increasing of heat load or during ship rolling. The relevance of studying heat transfer at freons boiling in a moving film has been proved. The results and analysis of experimental data on average heat transfer coefficients are presented. The graph shows the dependence of the average heat transfer coefficients on the heat flux density at various irrigation densities. There are presented the results of special experiments determining the effect of irrigation density on heat transfer. It has been stated that the effect of pressure or saturation temperature in the modes of evaporation and developed boiling manifests itself in different ways. With developed boiling, the beam pitch does not have a significant effect on heat transfer. The experiments were carried out on two stands: small-row and multi-row. The pipes were heated with an internal electric heater. It has been inferred that heat transfer in the film is more intense than in volume, therefore, smooth steel pipes can be used in irrigation evaporators instead of finned copper tubes, which are used in flood-fed devices. The boiling process in a film can be described by equations valid for a large volume,

taking into account quantitative differences. The values of a constant coefficient and the criteria exponents are given; the similarity equation for the regime of developed bubble boiling of freons is derived. The calculated dependencies can be applied in evaluating the operation of irrigation evaporators of ship refrigeration units.

Key words: heat transfer, freon, irrigation, boiling, temperature, refrigerating unit.

For citation: Bukin V. G., Bukin A. V. Studying heat transfer in freon-oil mixture boiling in evaporator tubes in ship refrigerating units. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies*. 2019;4:82-88. (In Russ.) DOI: 10.24143/2073-1574-2019-4-82-88.

REFERENCES

1. Gogolin A. A. *Intensifikatsiya teploobmena v isparitel'nykh mashin* [Heat exchange intensification in evaporators of refrigerating machines]. Moscow, Lyogkaya i pishchevaya promyshlennost' Publ., 1992. 223 p.
2. Bukin A. V., Kuz'min A. Yu., Glazunov A. V. Ispol'zovanie eksergeticheskogo metoda dlya analiza retrofita sudovykh holodil'nykh mashin [Using exergetic method for analyzing retrofit of ship refrigerating plants]. *Vestnik Astrahanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2009, no. 1, pp. 169-171.
3. Bukin V. G., Rebrov P. N. Issledovanie teplootdachi freona R22 v zatoplennykh isparitel'nykh krupnykh freonovykh turbokompressornykh holodil'nykh ustanovok [Studying freon R22 heat transfer in flooded evaporators of large freon turbocompressor refrigeration units]. *Vestnik Astrahanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2017, no. 1, pp. 45-49.
4. Kutateladze S. S. *Osnovy teorii teploobmena* [Fundamentals of heat transfer theory]. Moscow, Mashgiz Publ., 1970. 456 p.

The article submitted to the editors 09.04.2019

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Bukin Vladimir Grigorevich – Russia, 414056, Astrakhan; Astrakhan State Technical University; Doctor of Technical Sciences, Professor; Professor of the Department of Heat-Power Engineering and Refrigerating machines; bukinvg@mail.ru.

Bukin Aleksandr Vladimirovich – Russia, 414056, Astrakhan; Astrakhan State Technical University; Assistant Professor of the Department of Heat-Power Engineering and Refrigerating Machines; bukinvg@mail.ru.

