

СУДОВОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

SHIP POWER EQUIPMENT

DOI: 10.37890/jwt.vi79.477
УДК 621.56

Исследование параметров кипящего потока в вертикальных испарителях судовых холодильных машин

В.Г. Букин¹
А.И. Андреев¹
ORCID: 0000-0003-4064-9835
Р.Р. Минофьев¹

¹*Астраханский государственный технический университет, г. Астрахань, Россия*

Аннотация: В данной работе предметом исследования являются гидродинамика и в частности, гидросопротивления кипящего двухфазного потока, движущегося в вертикальных и наклонных трубах испарителей судовых холодильных установок. Подобное движение характерно для различных видов промышленного теплообменного оборудования, в том числе для разработки перспективных видов испарителей, например, вертикальных аппаратов для судов, в которых происходит внутритрубное кипение жидкого хладагента. Проведены эксперименты по исследованию гидросопротивлений в вертикальных трубах с различными диаметрами канала и длинами. Представлены основные зависимости различных компонентов гидросопротивлений, возникающих при движении кипящего двухфазного потока. На основании полученных данных показана перспективность перехода судовых испарителей холодильных установок к вертикальному расположению теплообменных трубок. В применении к судовым холодильным машинам можно сказать, что переход к вертикальным аппаратам имеет свои достоинства, прежде всего по снижению потерь напора. Полученная совокупность данных позволяет рекомендовать конструкции вертикальных испарителей для вспомогательных судовых установок.

Ключевые слова: вертикальный испаритель, гидросопротивления, судовая холодильная установка, режимы движения потока, двухфазный поток, нивелирный напор, наклонные трубы, кипение внутри труб, парогенератор.

Research of boiling flow parameters in vertical evaporators of marine refrigeration machines

Vladimir G. Bukin¹
Alexander I. Andreev¹
ORCID: 0000-0003-4064-9835
Roman R. Minofyev¹

¹*Astrakhan State Technical University, Astrakhan, Russia*

Abstract: In this work, the subject of research is hydrodynamics, and in particular, the hydraulic resistance of a boiling two-phase flow moving in vertical and inclined pipes of evaporators of ship refrigeration units. Such movement is typical for various types of industrial heat exchange equipment, including the development of promising types of evaporators, for example, vertical devices for ships in which in-tube boiling of liquid refrigerant occurs. Experiments were carried out to study hydraulic resistance in vertical pipes with different channel diameters and lengths. The main dependencies of the various components of hydraulic resistance that arise during the movement of a boiling two-phase

flow are presented. Based on the data obtained, the prospects of transitioning ship evaporators of refrigeration units to a vertical arrangement of heat exchange tubes are shown. When applied to ship refrigeration machines, we can say that the transition to vertical units has its advantages, primarily in reducing pressure losses. The resulting set of data allows us to recommend the design of vertical evaporators for auxiliary ship installations.

Keywords: vertical evaporator, hydraulic resistance, ship refrigeration unit, flow modes, two-phase flow, leveling pressure, inclined pipes, boiling inside pipes, steam generator.

Введение

Кожухотрубные теплообменные аппараты – одни из самых часто применяемых теплообменников в судостроении. Такие аппараты применяются на судах ввиду того, что они просты в изготовлении, компактны и эффективны. Благодаря этому, а также тому, что они могут применяться в очень широком диапазоне давлений и легко очищаются и ремонтируются, кожухотрубные теплообменники нашли свое применение во многих отраслях промышленности. К большому разнообразию различных судовых кожухотрубных аппаратов относятся и испарители, исследованию процессов в которых и посвящена данная работа. В зависимости от конструкции, кипение в кожухотрубном испарителе может происходить внутри труб или в межтрубном пространстве [1].

На данный момент чаще применяются аппараты с внутритрубным кипением ввиду того, что в них отсутствует свободная поверхность жидкости, что улучшает работу аппарата при качке, ниже масса хладагента, наполняющего систему, а также исключена опасность разрушения аппарата в результате намерзания льда на поверхности теплообменных трубок. В общем и целом, все кожухотрубные теплообменные аппараты с внутритрубным кипением можно разделить на две группы: вертикальные и горизонтальные. Целью работы является исследование процессов, которые протекают в трубах вертикальных испарителей судовых холодильных машин.

Рассматривая процесс кипения в вертикальной трубе, необходимо указать на ряд особенностей в его гидродинамике по сравнению с кипением в горизонтальных аппаратах. Так, у восходящего вертикального потока на концевом участке трубы существует кольцевой режим, а у горизонтального часто встречается расслоенный [2 - 5].

В отличие от горизонтальной трубы, вертикальная полностью смачивается жидкостью, поэтому в ней можно наблюдать более высокие значения коэффициента теплоотдачи. Связано это с тем, что жидкость опускается вниз под действием гравитации, из-за чего в горизонтальной трубе при небольших скоростях движения среды формируется расслоенный режим, характерный тем, что паровая среда сосредотачивается в верхней части трубы, из-за чего верхняя стенка остается сухой. Теплоотдача от пара гораздо ниже теплоотдачи от жидкости, из-за чего высыхание стенки трубы негативно влияет на теплообмен. В вертикальной же трубе гравитация не способна оказать влияния на распределение жидкости, и вся поверхность трубы остается смоченной. При сравнении потерь напора двухфазного потока, видно, что в вертикальных преобладают потери на преодоление нивелирного напора, в то время как в горизонтальных на трение. [6-9]

В сравнении с горизонтальными трубами, где наблюдаются пузырьковый, снарядный, волновой, кольцевой и расслоенный режимы движения потока, в вертикальных трубах при восходящем течении можно заметить другие режимы движения парожидкостной смеси.

В вертикальной нагреваемой трубе (рисунок 1) с увеличением испарения структура изменяется от пузырьковой к снарядной, а затем до кольцевой. До тех пор, пока температура жидкости не достигнет температуры насыщения, наблюдается

кипение, при котором пузырьки образуются у стенки, а после конденсируются в объеме жидкости.

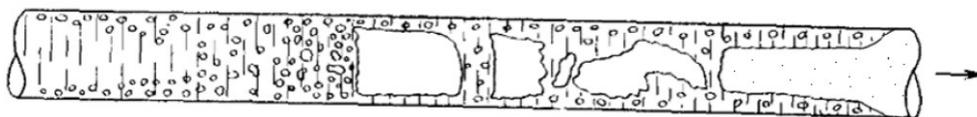


Рис. 1. Изменение структуры потока под влиянием фазового перехода восходящего потока в вертикальных трубах

При движении по трубе парожидкостной смеси возникают различные гидравлические сопротивления, которые способны оказать влияние на температуру кипения холодильного агента и на теплообмен в целом. Эти потери складываются из потерь на ускорение потока, на преодоление местных сопротивлений, на трение и на преодоление давления столба жидкости. Таким образом:

$$\Delta P = P_{\text{уск}} + P_{\text{мс}} + P_{\text{тр}} + P_{\text{нив}}, \quad (1)$$

где $P_{\text{уск}}$ – потери на ускорение потока, $P_{\text{мс}}$ – потери на преодоление местных сопротивлений, $P_{\text{тр}}$ – потери на трение, $P_{\text{нив}}$ – потери на преодоление нивелирного напора.

Для того, чтобы определить потери давления в трубах, необходимо определить значение массовой скорости:

$$\omega \rho = \frac{qf}{rS(1 - x_{\text{вых}})}, \quad (2)$$

где $x_{\text{вх}}$ – массовое паросодержание холодильного агента на входе в трубу испарителя, q – плотность теплового потока, кВт/м²; f – площадь поверхности трубы, м²; S – площадь поперечного сечения трубы, м²; r – удельная теплота парообразования, кДж/кг.

Из величины массовой скорости определяется скорость циркуляции холодильного агента по следующей формуле, м/с:

$$\omega_0 = \frac{\omega \rho}{\rho'} \quad (3)$$

Потери на ускорение определяется как разность количества движения между начальным и конечным сечениями канала. Для его определения вводится комплекс y , значение которого определяется с помощью следующей зависимости:

$$y = \frac{x^2}{\rho'' \bar{\varphi}} + \frac{(1-x)^2}{\rho'(1-\bar{\varphi})}, \quad (4)$$

где $\bar{\varphi}$ – истинное паросодержание; ρ', ρ'' – плотности жидкой и паровой фазы соответственно; x – массовое паросодержание.

Потери на ускорение потока:

$$\Delta p_{\text{уск}} = (\rho' \omega_0)^2 * (y_2 - y_1), \quad (5)$$

где y_1 и y_2 – значения комплекса для начального и конечного сечений соответственно.

Потери давления на преодоление местных сопротивлений определяется из выражения:

$$\Delta p_{mc} = \xi_{mc} \frac{\rho' \omega_0^2}{2} \left(1 + x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right), \quad (6)$$

где ξ_{mc} – коэффициент местных сопротивлений.

Потери на преодоление трения двухфазного потока можно определить по формуле:

$$\Delta p_{mp} = \xi \frac{\rho' \omega_0^2 l}{2d} \left(1 + \psi x \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right), \quad (7)$$

где ξ – коэффициент сопротивления потока, ψ – коэффициент, учитывающий влияние двухфазного потока, d – диаметр трубы, м; l – длина труб, м.

Давление столба жидкости или нивелирный напор можно определить из зависимости:

$$\Delta p_{нив} = \left[\bar{\varphi} \rho'' + (1 - \bar{\varphi}) \rho' \right] g l_h, \quad (8)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²; l_h – высота столба двухфазной смеси, м.

Как показали исследования [10 - 11], наибольшими из этих четырех составляющих в вертикальных трубах являются потери на преодоление трения и нивелирного напора.

Целью данной работы является исследование процессов, происходящих при кипении в вертикальных трубах. Для этого были поставлены следующие задачи:

- Изучить режимы движения парожидкостных смесей в трубах вертикальных испарителей
- Определить параметры, характеризующие движение в вертикальных трубах
- Выявить и построить зависимости потерь напора в трубах от конструктивных и режимных параметров
- Определить влияние гидродинамики и потерь напора в трубе на температуру кипения холодильных агентов

Экспериментальные стенды

Для визуальных наблюдений за реальным процессом кипения хладагентов в вертикальной трубе был собран стенд №1, представленный на рисунке 2.

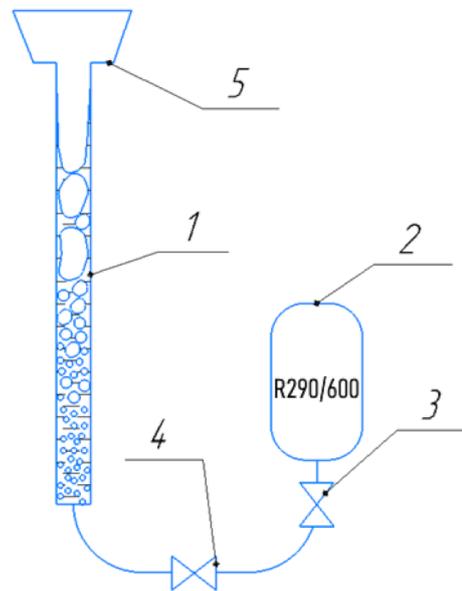


Рис 2. Стенд №1 для визуальных наблюдений за процессом кипения хладагента

Стенд состоит из стеклянной экспериментальной трубы 1 с установленной на ней воронкой 5, в которую снизу подаётся смесевой хладагент из баллона 2, проходя через запорный вентиль 3 и регулирующий вентиль 4. Эксперимент с данным стендом проводится на открытом воздухе с соблюдением правил работы с пожароопасными и взрывоопасными веществами.

Для проведения опытов по исследованию гидродинамики двухфазного потока в вертикальной трубе был разработан и собран стенд №2 [12], представленный на рисунке 3.

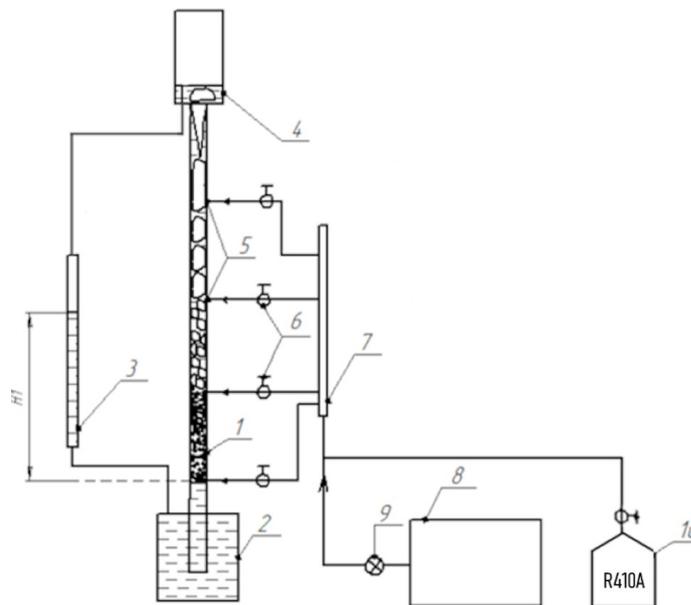


Рис. 3. Схема экспериментального водо-газового стенда №2

Стенд состоит из прозрачной экспериментальной трубы 1, расположенной вертикально и погруженной в ёмкость – подпорный бак 2. С этой ёмкостью соединена мерная труба 3, установленная вертикально. Сверху экспериментальной трубы установлена воронка 4. Для изменения конструктивных параметров стенда достаточно просто поменять экспериментальную трубу на таковую с требуемым диаметром или длиной.

Длина экспериментальной трубы варьируется от 0,6 до 2,25 метров, её диаметр – от 8 до 30 миллиметров, уровень в воронке над экспериментальной трубой – от 0 до 100 миллиметров, расход пара, подаваемого в стенд – от 0,02 до 0,35 литров в секунду.

Известно, что при кипении в вертикальной трубе, паросодержание постоянно возрастает по ходу движения потока, то есть, снизу вверх. Чтобы имитировать данный процесс, в стенде предусмотрено от одного до четырех вводов газа 5 с равномерной подачей. Через них пар хладагента R410A из баллона 10 подается в экспериментальную трубу, проходя через коллектор 7 и регулирующие вентили 6 для каждого ввода. После выявления влияния числа вводов на гидродинамику, опыты проводились и с одним вводом для газа в самом низу трубы.

Ввиду того, что для проведения опытов с хладагентами требуется затрачивать большие объемы дорогостоящего рабочего вещества, было предложено проводить опыты, заменив пары фреона на воздух. Известно, что плотности воды и жидкого фреона сопоставимы, разница между ними составляет примерно 25 % [13], чего нельзя сказать про соотношение плотностей их паров. Так, при нормальной температуре плотность воздуха в 25 раз меньше плотности паров фреона. Поэтому, чтобы определить влияние плотности паровой фазы на процесс кипения, опыты проводились с подачей фреона и воздуха в экспериментальную трубу при тех же режимных параметрах.

Для определения влияния качки судна на процессы, протекающие в вертикальном испарителе, был разработан стенд №3 с наклонными трубами. Схема стенда показана на рисунке 4.

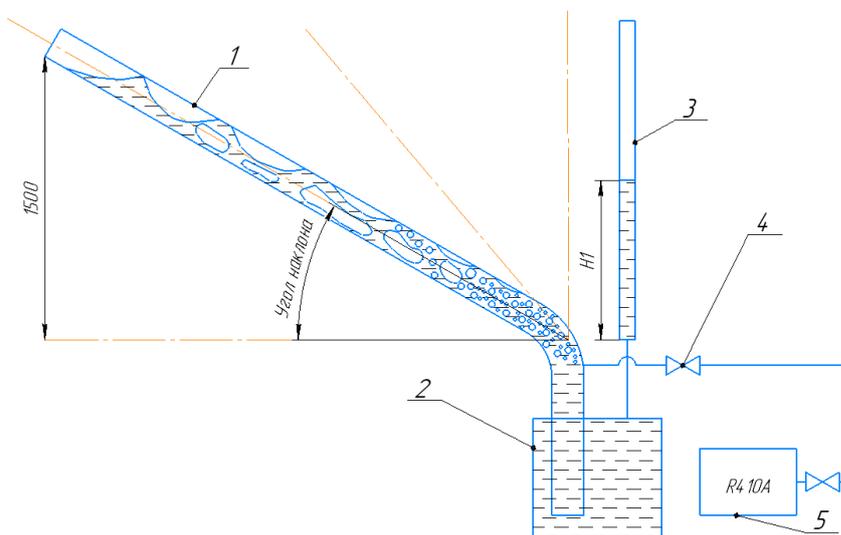


Рис. 4. Стенд с наклонными трубами №3

Стенд включает в себя наклонную экспериментальную трубу 1, погруженную в ёмкость – подпорный бак 2, соединенный с мерной трубкой 3. Хладагент из баллона 5 подается в нижнюю часть экспериментальной трубы, проходя через регулирующий вентиль 4. Диаметр трубы 14 миллиметров. Опыт проводится с отклонением 30, 45 и 90 градусов от горизонтали, при этом длина трубы меняется таким образом, чтобы верхний конец трубы всегда находился на расстоянии 1,5 метра от точки, в которую подается воздух. Таким образом, длина трубы с наклоном 30 градусов – 3,3 метра, с наклоном 45 градусов – 2,1 метра, 90 градусов – 1,5 метра.

Методика проведения эксперимента выбиралась таким образом, чтобы процессы, происходящие в течение этого эксперимента, были подобны таковым в трубах реального испарителя холодильной машины.

Методика проведения экспериментов

Работа с пропан-бутановым стендом №1 проходит следующим образом: баллон предварительно охлаждается, после чего на баллоне открывается запорный вентиль, затем медленно открывается регулирующий вентиль и смесь начинает поступать в экспериментальную трубу. На малом расходе пропана труба захлаживается, затем расход увеличивается так, чтобы пропан выкипал по всей длине трубы без выплеска в воронку при полном смачивании всей поверхности трубы. Благодаря тому, что труба прозрачная, в ней можно наблюдать и фиксировать процесс кипения по длине трубы во всех подробностях.

Работа с вертикальным водо-газовым стендом №2 проходит следующим образом: в стенд подается фреон с максимальным расходом, который выставляется при помощи регулирующих вентилях, после чего в воронку заливается вода до тех пор, пока в воронке не установится требуемый уровень жидкости. При этом в мерной трубе установится уровень жидкости, отличный от такового в экспериментальной трубе в меньшую сторону из-за того, что в мерной трубе находится чистая жидкость, а не водо-газовая смесь. Однако, по закону сообщающихся сосудов, гидростатический напор в экспериментальной и мерной трубах будет одинаковым, и его можно будет измерить. После проведения измерений расход воздуха уменьшается, доливается вода, и измерения проводятся повторно. Затем экспериментальная труба заменяется на другую трубу, с другим диаметром или длиной, и эксперименты проводятся уже для этой трубы. Аналогичным образом проводятся эксперименты и с воздухом.

Работа с наклонным водо-воздушным стендом №3 похожа на таковую с вертикальным стендом: труба наклоняется на нужный угол от горизонтали, после чего в нее подается максимальный расход воздуха и заливается вода до тех пор, чтобы вся поверхность трубы была смочена и не было выплеска, после чего по мерной трубе замеряется гидростатический напор. Расход воздуха уменьшается, доливается вода, и производится замер уровня в мерной трубе. После выбирается другой угол наклона и длина трубы меняются.

Результаты проведения экспериментов

Опыты, которые проводились на водо-газовом стенде, показали, что проведение экспериментов в вертикальной трубе путём равномерной подачи газа через равноудаленные друг от друга участки обеспечивает необходимую точность эксперимента.

Это подтверждается тем, что эксперименты с кипением пропан-бутановой смеси показали схожие с моделью результаты. Снизу трубы наблюдался пузырьковый режим, характеризующийся мелкими группами пузырей, движущихся с небольшой скоростью. В дальнейшем они сливались, образуя пробки, и в середине трубы наблюдался снарядный или пробковый режим движения, переходящий в кольцевой ближе к верхнему концу трубы.

Таким образом, соответствие режимов движения парожидкостной смеси таковым при реальном кипении хладагентов в трубах, а также примерно одинаковая их протяженность по длине позволяет считать приведенную в данной работе модель достаточно точной.

Экспериментальная проверка влияния количества вводов на гидродинамику потока при моделировании показала, что, сравнивая подачу газа только через нижнее сечение и через все сечения сразу, можно сказать, что в последнем случае потери напора выше. Это связано с тем, что в этом случае в отрезках трубы, между сечениями ввода газа, наблюдается более высокая плотность двухфазного потока, из-за большего содержания жидкости, т.к. в нижние сечения вводится меньший объем газа, что приводит к росту нивелирного напора в нижних сечениях и, как следствие, во всей трубе (рисунок 5). Полное сходство по сопротивлениям может быть видим только в самой верхней части трубы.

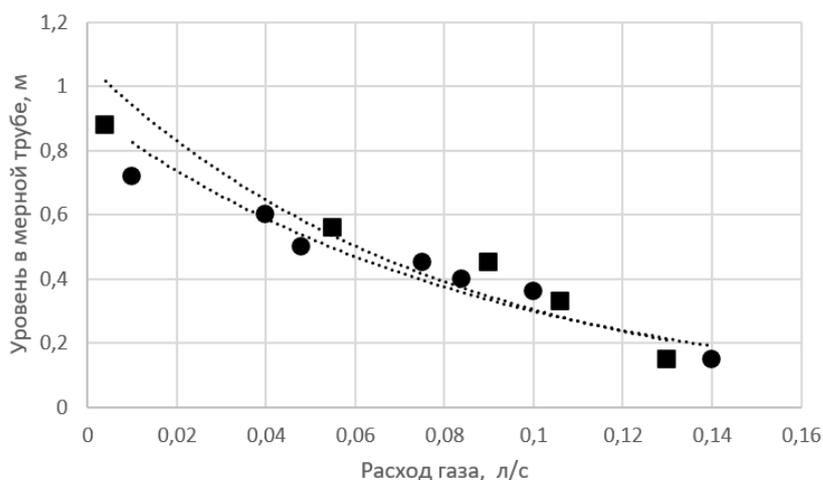


Рис. 5. Потери напора при подаче фреона: (○) - через нижнее сечение, (□) - через четыре сечения в трубе 1,5 м диаметром 14 мм

Данные, полученные в ходе эксперимента, согласуются с выводами, что с увеличением количества вводов моделирование приближается к реальному процессу, однако, как видно из эксперимента, расхождение невелико и лежит в пределах погрешности эксперимента.

Схождение результатов эксперимента при подаче газа через одни и через четыре сечения, при высоких расходах газа объясняется тем, что в самой верхней части трубы находится самое меньшее количество жидкости, и нивелирный напор меньше. Данный эксперимент позволяет говорить о возможности использования результатов моделирования при пропуске газа через одно сечение, зная влияние количества вводов.

Зависимость потерь давления в трубе от расхода воздуха для разных диаметров представлена на рисунке 6.

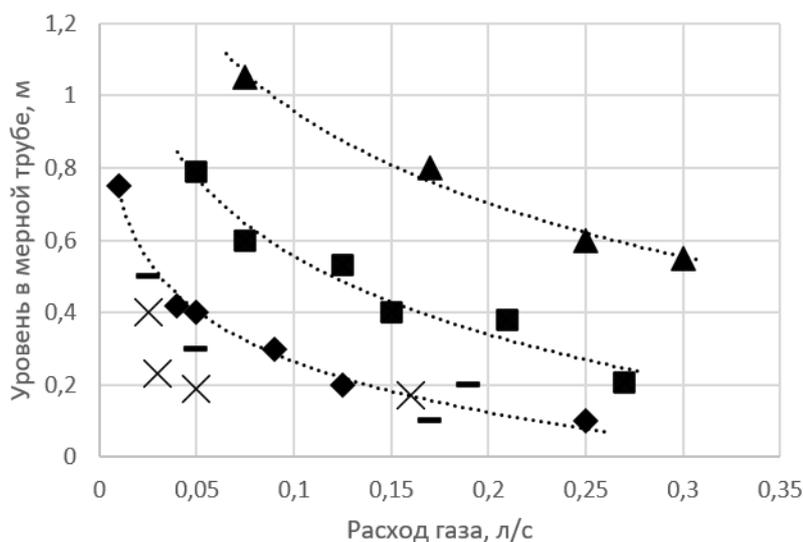


Рис. 6. Зависимость потерь напора от расхода воздуха, подаваемого в трубы различного диаметра. ▲ – 30мм, ■ – 25мм, ◆ - 14мм, — - 10мм, × - 8мм

Результаты опытов показали, что с увеличением расхода воздуха уменьшаются потери давления в трубах любого диаметра. Это можно объяснить тем, что с увеличением количества подаваемого воздуха средняя плотность смеси снижается, а с ней уменьшаются и потери на преодоление нивелирного напора, которые в вертикальной трубе вносят самый большой вклад в общие потери давления. При этом, для труб большего диаметра при том же расходе воздуха потери напора всегда выше, чем в трубах меньшего диаметра. Это можно объяснить тем, что в трубе большего диаметра имеется больший объем жидкости по отношению к объему пара, появляющегося при кипении, отчего средняя плотность смеси всегда выше, чем в трубах меньшего диаметра при той же плотности теплового потока.

Подытоживая результаты данного эксперимента, можно сделать вывод, что с уменьшением диаметра труб теплообменников снижаются потери давления в них. Это подтверждается сегодняшними тенденциями, связанными с переходом к теплообменникам с меньшим диаметром труб, что позволяет понизить температуру кипения и увеличить площадь теплообменной поверхности при том же объеме аппарата.

На рисунке 7 показаны зависимости потерь напора в трубах от расхода воздуха при различном их наклоне.

По результатам видно, что с уменьшением наклона от горизонтали возрастают потери давления. Происходит это за счет увеличения длины, и, таким образом, увеличения потерь на трение в трубе. Кроме того, визуальнo в наклонных трубах можно было наблюдать расслоенный режим движения, который не так эффективен с точки зрения теплообмена, как кольцевой режим движения на конце вертикальной трубы.

При этом разница между потерями напора в вертикальной и наклонной трубах – это потери на трение, так как высота у обеих труб равная. Заметно, что потери возрастают пропорционально длине трубы при том же расходе подаваемого в нее воздуха.

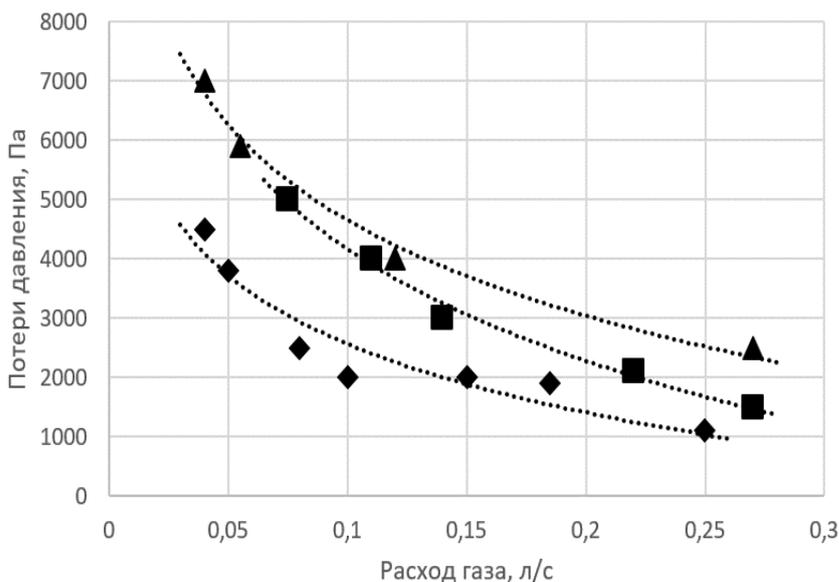


Рис. 7. Зависимость потерь напора в трубе от расхода воздуха в ней при различных наклонах.
▲ – 30°, ■ – 40°, ♦ - вертикальная

На рисунке 8 представлена зависимость потерь давления в вертикальных трубах от расхода воздуха для разных длин труб диаметром 14 мм:

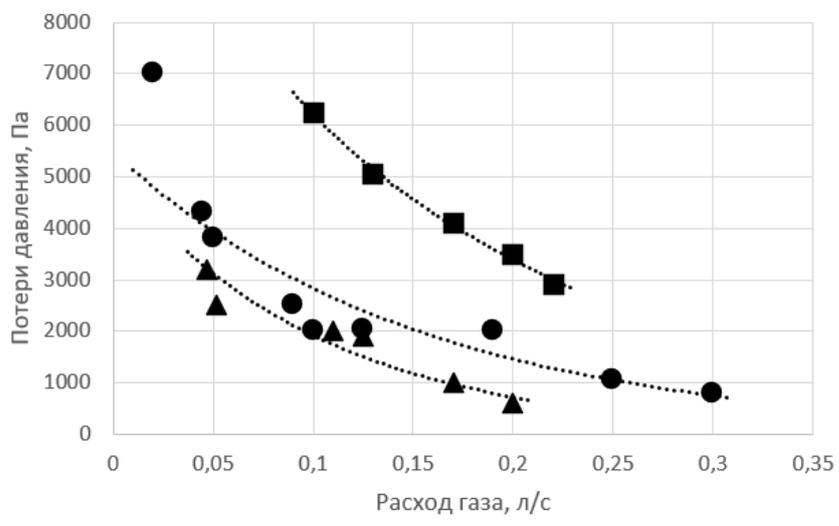


Рис. 8. Зависимость потерь напора в вертикальных трубах разной длины и диаметром 14 мм от расхода воздуха в них. ▲ - 0,75 м.; ● - 1,5 м.; ■ – 2,25 м

Анализ графика показывает, что потери напора в вертикальном канале пропорциональны его длине. Это еще раз подтверждает, что наибольший вклад в общие потери давления в вертикальной трубе вносят потери на преодоление нивелирного напора и на трение, так как именно эти две составляющие потерь зависят от длины (7).

При эксплуатации вертикальных испарителей, для обеспечения полного смачивания всех труб, в верхней крышке необходимо поддерживать некоторый уровень жидкости. Для оценки влияния уровня затопления на гидродинамику потока

были проведены опыты на стенде №2. На рисунке 9 представлена зависимость потерь давления от расхода воздуха при разном уровне жидкости в воронке над трубой.

Из приведённых данных видно, потери напора в трубе возрастают быстрее уровня затопления. При увеличении залива над ней, в самой трубе увеличивается масса жидкости, что объясняет более высокие потери напора по сравнению с трубой без залива.

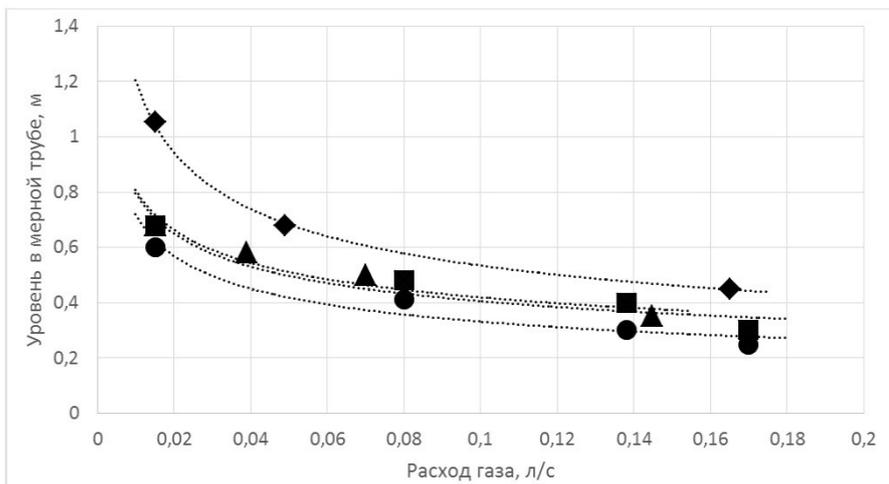


Рис. 9. Сравнение зависимостей потерь напора от расхода воздуха на трубе $L=1,5$ м, $d=14$ мм: ● – без затопления, ▲ - при затоплении 2 см, ■ - при затоплении 4 см, ◆ – при затоплении 9 см

За все проведенные эксперименты наблюдались потери давления в трубах в диапазоне от 300 до 6500 Па. Зависимость температуры кипения от давления определялась исходя из свойства конкретных холодильных агентов, в данном случае R600a и смеси R410a. Изменение температуры кипения для R410a и R600a, вследствие возрастания давления внизу трубы показано на рисунке 10.

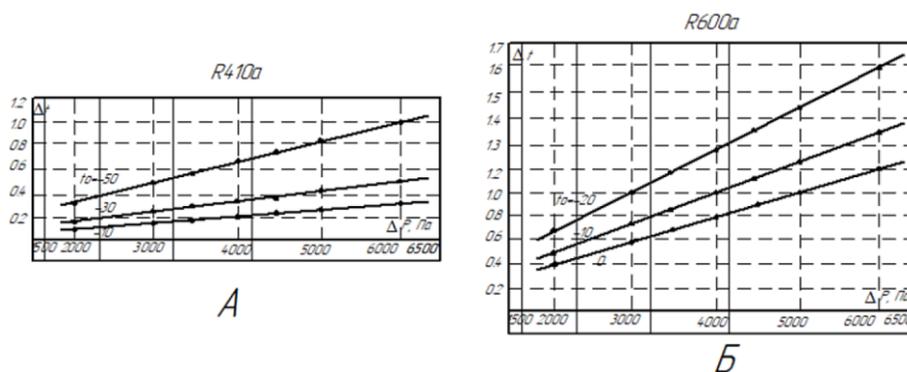


Рис. 10. Зависимость изменения температуры кипения от потери напора в аппарате, при параметрах трубы $l=1,5$ м, $d=14$ мм [4]: А –R410a Б –R600a

Из рисунка видно, что рост давления в показанном диапазоне изменяет температуру кипения от 1 градус для R410a и до 1,6 градусов для R600a. Такое изменение необходимо будет компенсировать понижением температуры кипения хладагента, что, снижает холодопроизводительность машины примерно на 4 процента за каждый градус [14-15]. Тем не менее такое повышение температуры кипения будет

наблюдаться только в самой нижней части трубы и будет снижаться по мере приближения к её верхней части.

Выводы

Проведённые эксперименты показали, что потери давления в трубе судового парогенератора прямо пропорциональны её длине и диаметру и обратно пропорциональны расходу воздуха, подаваемого в неё. Самый большой вклад в общие потери давления в вертикальных трубах оказывают потери на преодоление нивелирного напора. Исходя из этого, можно сказать, что при проектировании вертикальных судовых испарителей будет разумно использовать меньшее отношение длины аппарата к его диаметру, с целью уменьшения главной составляющей потерь давления в аппарате, а именно нивелирного напора.

Исследование потерь напора показало, что их значения в трубе высотой 1,5 метра соответствуют изменению температуры кипения холодильного агента в судовых холодильных установках на 1 °С при температуре испарения -10 °С, для различных веществ с низкой температурой кипения. Тем не менее, из результатов визуальных наблюдений можно сделать вывод, что в отличие от применяемых на сегодняшний день горизонтальных парогенераторов, в вертикальных аппаратах с внутритрубным кипением будет обеспечено полное смачивание всей теплообменной поверхности труб, что повысит коэффициент теплоотдачи при той же площади теплообмена, а, следовательно, позволит уменьшить габариты аппарата, что важно для судовых холодильных установок. Кроме того, сама конструкция вертикального испарителя позволит ему занимать куда меньшую площадь на полу, нежели горизонтальные аппараты, сохраняя все их достоинства, такие как малая масса холодильного агента, невозможность замерзания жидкости внутри труб и прочие, что говорит о перспективности использования вертикальных парогенераторов в судовых энергетических установках.

Список литературы

1. Данилова Г.Н., Богданов С.Н., Иванов О.П. и др. Теплообменные аппараты холодильных установок. Ленинград: Машиностроение, 1986. 303 с.
2. Кутепов А.М., Стерман Л.С., Стюшин Н.Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании, Москва «Высшая школа», 1986 г.;
3. Wang C. C. et al. An experimental study of convective boiling of refrigerants R-22 and R-410A/Discussion //ASHRAE Transactions. – 1998. – Т. 104. – P. 1144.
4. Huo X. et al. Flow boiling and flow regimes in small diameter tubes //Applied Thermal Engineering. – 2004. – Т. 24. – №. 8-9. – P. 1225-1239.
5. Murata, K., and K. Hashizume. "Forced convective boiling of nonazeotropic refrigerant mixtures inside tubes." (1993): P. 680-689.
6. Малышев А. А., Киссер К. В., Зайцев А. В. Истинные параметры кипящих хладагентов в трубах и каналах //Вестник Международной академии холода. – 2017. – №. 2. – С. 53-56.
7. Oudah M. H., Mejbel M. K., Allawi M. K. R134a flow boiling heat transfer (FBHT) characteristics in a refrigeration system //J. Mech. Eng. Res. Dev. – 2021. – Т. 44. – №. 4. – P. 69-83.
8. Saitoh S., Daiguji H., Hihara E. Effect of tube diameter on boiling heat transfer of R-134a in horizontal small-diameter tubes //International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2005. – Т. 48. – №. 23-24. – С. 4973-4984.
9. Bandarra Filho E. P., Jabardo J. M. S., Barbieri P. E. L. Convective boiling pressure drop of refrigerant R-134a in horizontal smooth and microfin tubes //International journal of refrigeration. – 2004. – Т. 27. – №. 8. – С. 895-903.
10. Bandarra 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. – Т. 32. – №. 2. – С. 185-202.

11. Agostini B., Bontemps A. Vertical flow boiling of refrigerant R134a in small channels //International journal of heat and fluid flow. – 2005. – Т. 26. – №. 2. – P. 296-306.
12. Патент № 2752716 С1 Российская Федерация, МПК G01M 10/00. Гидродинамический экспериментальный стенд : № 2020136793 : заявл. 10.11.2020 : опубл. 30.07.2021 / В. Г. Букин, А. В. Букин, А. И. Андреев ; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования Астраханский государственный технический университет.
13. Д.В. Изюмченко, И.В. Стоноженко, К.Н. Гужов, В.А. Сулейманов, О.В. Бузинова, О.В. Николаев, Сравнительный анализ результатов экспериментальных исследований вертикальных газожидкостных потоков и расчетов по программе OLGA, Научно-технический сборник - Вести газовой науки № 2 (26) / 2016
14. Букин В. Г., Андреев А. И., Букин А. В. Гидравлическое сопротивление при кипении хладагентов в трубах горизонтальных и вертикальных испарителей судовых холодильных машин // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2020. No 2. С. 92–99. DOI: 10.24143/2073-1574-2020-2-92-99.
15. Bukin, V. G. Pressure losses investigation at boiling two-phase flow movement in inclined pipes of a marine refrigeration machine evaporator / V. G. Bukin, A. I. Andreev, R. R. Minofyev // Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies. – 2023. – No. 4. – P. 40-45. – DOI 10.24143/2073-1574-2023-4-40-45.

References

1. Danilova G.N., Bogdanov S.N., Ivanov O.P. i dr. «Teploobmennye apparaty holodil'nyh ustanovok. Leningrad: Mashinostroenie» (Heat exchangers of refrigeration units), 1986. 303 p.
2. Kutepov A.M., Sterman L.S., Styushin N.G. Gidrodinamika i teploobmen pri paroobrazovanii, Moskva «Vysshaya shkola», 1986 g.;3. Wang C. C. et al. «An experimental study of convective boiling of refrigerants R-22 and R-410A» (Hydrodynamics and heat transfer during vaporization)/Discussion //ASHRAE Transactions. – 1998. – Т. 104. – P. 1144.
3. Wang C. C. et al. An experimental study of convective boiling of refrigerants R-22 and R-410A/Discussion //ASHRAE Transactions. – 1998. – Т. 104. – P. 1144.
4. Huo X. et al. Flow boiling and flow regimes in small diameter tubes //Applied Thermal Engineering. – 2004. – Т. 24. – №. 8-9. – P. 1225-1239.
5. Murata, K., and K. Hashizume. "Forced convective boiling of nonazeotropic refrigerant mixtures inside tubes." (1993): P. 680-689.
6. Malyshev A. A., Kisser K. V., Zajcev A. V. «Istinnye parametry kipyashchih hladagentov v trubah i kanalah //Vestnik Mezhdunarodnoj akademii holoda» (True parameters of boiling refrigerants in pipes and channels). – 2017. – №. 2. – P. 53-56.
7. Oudah M. H., Mejbel M. K., Allawi M. K. R134a flow boiling heat transfer (FBHT) characteristics in a refrigeration system //J. Mech. Eng. Res. Dev. – 2021. – Т. 44. – №. 4. – P. 69-83.
8. Saitoh S., Daiguji H., Hihara E. Effect of tube diameter on boiling heat transfer of R-134a in horizontal small-diameter tubes //International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2005. – Т. 48. – №. 23-24. – С. 4973-4984.
9. Bandarra Filho E. P., Jabardo J. M. S., Barbieri P. E. L. Convective boiling pressure drop of refrigerant R-134a in horizontal smooth and microfin tubes //International journal of refrigeration. – 2004. – Т. 27. – №. 8. – С. 895-903.
10. Bandarra 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. – Т. 32. – №. 2. – С. 185-202.
11. Agostini B., Bontemps A. Vertical flow boiling of refrigerant R134a in small channels //International journal of heat and fluid flow. – 2005. – Т. 26. – №. 2. – P. 296-306.
12. Patent № 2752716 С1 Rossijskaya Federaciya, МПК G01M 10/00. Gidrodinamicheskij eksperimental'nyj stend : № 2020136793 : zayavl. 10.11.2020 : opubl. 30.07.2021 / V. G. Bukin, A. V. Bukin, A. I. Andreev ; zayavitel' Federal'noe gosudarstvennoe byudzhetnoe obrazovatel'noe uchrezhdenie vysshego obrazovaniya Astrahanskij gosudarstvennyj tekhnicheskij universitet.

13. D.V. Izyumchenko, I.V. Stonozhenko, K.N. Guzhov, V.A. Sulejmanov, O.V. Buzinova, O.V. Nikolaev, «Srvnitel'nyj analiz rezul'tatov eksperimental'nyh issledovanij vertikal'nyh gazozhidkostnyh potokov i raschetov po programme OLGA» (Comparative analysis of the results of experimental studies of vertical gas-liquid flows and calculations using the OLGA program), Nauchno-tehnicheskij sbornik - Vesti gazovoj nauki № 2 (26) / 2016
14. Bukin V. G., Andreev A. I., Bukin A. V. «Gidravlichesкое soprotivlenie pri kipenii hladagentov v trubah gorizontaľnyh i vertikal'nyh isparitelej sudovyh holodil'nyh mashin // Vestnik Astrahanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta» (Hydraulic resistance during boiling of refrigerants in pipes of horizontal and vertical evaporators of ship refrigeration machines). Seriya: Morskaya tekhnika i tekhnologiya. 2020. No 2. P. 92–99. DOI: 10.24143/2073-1574-2020-2-92-99.
15. Bukin, V. G. Pressure losses investigation at boiling two-phase flow movement in inclined pipes of a marine refrigeration machine evaporator / V. G. Bukin, A. I. Andreev, R. R. Minofyev // Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies. – 2023. – No. 4. – P. 40-45. – DOI 10.24143/2073-1574-2023-4-40-45.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Букин Владимир Григорьевич, д.т.н., профессор, профессор кафедры теплоэнергетики и холодильных машин, Астраханский государственный технический университет (ФГБОУ ВО «АГТУ»), 414056, г. Астрахань, ул. Татищева 16, e-mail: bukinvg@mail.ru

Андреев Александр Иванович, ассистент кафедры теплоэнергетики и холодильных машин, Астраханский государственный технический университет (ФГБОУ ВО «АГТУ»), 414056, г. Астрахань, ул. Татищева 16 e-mail: aresut79@mail.ru

Минофьев Роман Романович, магистрант кафедры теплоэнергетики и холодильных машин, Астраханский государственный технический университет (ФГБОУ ВО «АГТУ»), 414056, г. Астрахань, ул. Татищева 16, e-mail: minofevrr@outlook.com

Vladimir G. Bukin, doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Heat Power Engineering and Refrigeration Machines, Astrakhan State Technical University (FSBEI HE "AGTU"), 414056, Astrakhan, st. Tatishcheva 16, e-mail: bukinvg@mail.ru

Alexander I. Andreev, assistant of the department of heat power engineering and refrigeration machines, Astrakhan State Technical University (FSBEI HE "AGTU"), 414056, Astrakhan, st. Tatishcheva 16 e-mail: aresut79@mail.ru

Roman R. Minofyev, master's student of the Department of Heat Power Engineering and Refrigeration Machines, Astrakhan State Technical University (FSBEI HE "AGTU"), 414056, Astrakhan, st. Tatishcheva 16, e-mail: minofevrr@outlook.com

Статья поступила в редакцию 13.04.2024; опубликована онлайн 20.06.2024.
Received 13.04.2024; published online 20.06.2024.