

## ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ КИПЕНИИ ХЛАДАГЕНТОВ В ТРУБАХ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ И ВЕРТИКАЛЬНЫХ ИСПАРИТЕЛЕЙ СУДОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

*В. Г. Букин, А. И. Андреев, А. В. Букин*

*Астраханский государственный технический университет,  
Астрахань, Российская Федерация*

Проведено сравнение потерь напора при движении кипящего хладагента в горизонтальных и вертикальных испарителях. Рассчитаны, сопоставлены и проанализированы значения всех составляющих гидросопротивления: потери на трение, местное сопротивление, на ускорение потока и нивелирный напор. Получены графические зависимости потери напора двухфазного потока от плотности смеси и высоты аппарата, а также влияния гидросопротивлений на изменение температуры кипения. Отмечено, что исследование эффективности вертикальных испарителей имеет две главные составляющие: определение теплоотдачи и гидросопротивлений при кипении рабочих тел в вертикальных трубах. Рассматривается вторая часть исследования. Вертикальные испарители имеют большую высоту, чем горизонтальные, что приводит к большим потерям при преодолении нивелирного напора большого столба двухфазного потока. Другие составляющие гидросопротивления в горизонтальном и вертикальном аппарате сопоставимы, хотя потери на трение и местные сопротивления в вертикальном могут быть и меньше. В вертикальном аппарате главные потери приходятся на преодоление нивелирного напора, остальные потери меньше, чем в горизонтальном, поэтому при конструировании вертикальных аппаратов нельзя пользоваться соотношением длины аппарата к его диаметру, которое рекомендуется для горизонтальных ( $L/d$  для горизонтального и вертикального равно 6). Соотношение для вертикальных аппаратов должно быть существенно меньше. Эксперименты, выполненные на водовоздушной модели, подтвердили, что  $L/d$  вертикальных испарителей должно быть в диапазоне  $1,0 \div 2$ . Более точные значения этого параметра могут быть установлены при проведении экспериментов с хладагентом R410A.

**Ключевые слова:** гидросопротивление, двухфазный поток, паросодержание, испаритель, хладагент.

**Для цитирования:** 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. № 2. С. 92–99. DOI: 10.24143/2073-1574-2020-2-92-99.

### **Введение**

Наиболее эффективный и часто применяемый в холодильной технике затопленный испаритель мало применяется в судовых холодильных установках, т. к. требует для заполнения большую массу дорогостоящего фреона; кроме того, в условиях качки при свободном уровне жидкого хладагента в испарителе возможно попадание жидкости во всасывающий тракт компрессора, что приводит к серьезным авариям. Еще одним недостатком этих испарителей является возможность замерзания хладоносителя в трубах при нарушении технологического режима, что приводит к разрыву труб и выходу установки из строя на долгое время.

Применяемые в настоящее время испарители с внутритрубным кипением хладагента выпускаются только в горизонтальном исполнении. Они лишены вышеперечисленных недостатков, но у них ниже коэффициент теплопередачи, поэтому они имеют большую теплообменную поверхность, что увеличивает их габариты и стоимость. В этих испарителях невозможно достичь равномерного распределения хладагента во все трубы пучка, поэтому в некоторых нижних трубах будет избыток хладагента, что может привести к гидроудару в компрессоре, а в верхних – недостаток, что уменьшит эффективное использование теплообменной поверхности.

Вертикальные испарители с внутритрубным кипением фреона лишены указанных недостатков и предполагают высокую эффективность. У них минимальное заполнение хладагентом, замерзание хладоносителя в трубах не возможно, нет свободного уровня жидкости и лучшее распределение хладагента по трубам. Все это характеризует вертикальные испарители с внутритрубным кипением как высокоэффективные и безопасные аппараты с меньшей стоимостью, удобные в эксплуатации и занимающие меньшую площадь, что особенно важно в судовых условиях.

Исследование эффективности вертикальных испарителей имеет две главные составляющие: определение теплоотдачи и гидросопротивлений при кипении рабочих тел в вертикальных трубах. В настоящей работе рассматривается вторая часть исследования.

Вертикальные испарители, конечно, имеют большую высоту, чем горизонтальные, что приводит к большим потерям при преодолении нивелирного напора большого столба двухфазного потока. Другие составляющие гидросопротивления в горизонтальном и вертикальном аппаратах сопоставимы, хотя потери на трение и местные сопротивления в вертикальном могут быть и меньше.

Литературный обзор [1–3] свидетельствует, что с ростом паросодержания гидросопротивление существенно изменяется, при этом в двухфазном потоке оно значительно превышает сопротивление при движении жидкости с той же массовой скоростью. Определение потерь напора в испарителе является важным этапом для расчета аппарата, т. к. это влияет на температуру кипения фреона.

### Расчет гидросопротивления двухфазного потока

Общий перепад давления между двумя сечениями канала складывается из перепадов, необходимых для преодоления нивелирного напора  $\Delta p_{\text{нив}}$ , потерь на трение  $\Delta p_{\text{тр}}$ , местных сопротивлений  $\Delta p_{\text{мс}}$ , а также потерь на ускорение жидкой и паровой фазы  $\Delta p_{\text{ус}}$ :

$$\Delta p = \Delta p_{\text{нив}} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{мс}} + \Delta p_{\text{ус}}$$

Схемы для расчета гидравлических сопротивлений в трубе горизонтального и вертикального испарителя и характер движения двухфазного потока в них приведены на рис. 1.

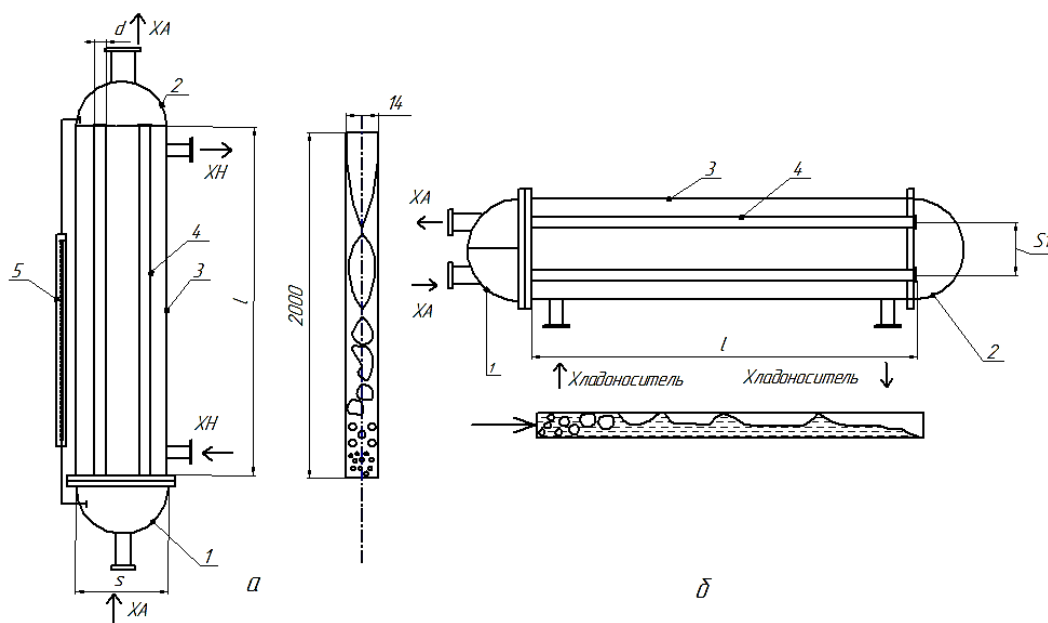


Рис. 1. Схемы для расчета вертикального и горизонтального испарителей:  
 а – вертикальный испаритель; б – горизонтальный испаритель; 1 – передняя крышка;  
 2 – задняя крышка; 3 – кожух; 4 – труба; 5 – уронемер

В испарители хладагент подается после регулирующего вентиля, где дросселируется и частично превращается в пар. В условиях расчета массовое паросодержание на входе в испаритель составляет  $x = 0,15$ , что соответствует снарядному режиму движения. В трубах горизонтального фреонового испарителя выявлены следующие режимы: снарядный, волновой и расслоенный. Кольцевой режим при тепловых нагрузках, соответствующих работе фреоновых испарителей, не отмечен [1, 4, 5].

В трубах вертикального фреонового испарителя при паросодержании на входе  $x = 0,15$  отмечается снарядный режим, который затем плавно переходит в кольцевой [4, 6, 7].

За базу расчета взят корпус горизонтального фреонового испарителя И-24 диаметром 350 мм, имеющего трубы длиной 2 м, диаметр трубы – 14 мм, среднее расстояние между трубами прямого и обратного хода хладагента  $s' = 160$  мм (символами ' и '' обозначаются параметры, относящиеся к жидкой и паровой фазе соответственно). Этот же корпус используется и в вертикальном аппарате, конструктивная разница аппаратов только в крышках.

Расчет выполнен для хладагента R410A при температуре кипения  $t_0 = -10$  °C и удельной тепловой нагрузке  $q = 5$  кВт/м<sup>2</sup>.

Определяющим фактором для расчета потери напора является массовая скорость  $\omega\rho$ , кг/(м<sup>2</sup>·с), которая при движении в трубе равна массе хладагента, подаваемой в единицу потока площади сечения трубы в секунду:

$$\omega\rho_{\text{гор}} = \frac{qf}{r(1-x_{\text{вх}})S} = \frac{5 \cdot 0,176}{238 \cdot (1-0,15) \cdot 0,00015} = 29 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с});$$

$$\omega\rho_{\text{верт}} = 14,5 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}),$$

где  $x_{\text{вх}}$  – массовое паросодержание на входе в испаритель после регулирующего вентиля, по диаграмме  $P - I$  (давление – энтальпия)  $x = 0,15$ ;  $f$  – площадь поверхности трубы, м<sup>2</sup>;  $S$  – площадь сечения трубы, м<sup>2</sup>;  $\omega$  – скорость, м/с;  $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $r$  – теплота, парообразование, Дж/кг (кДж/кг).

Важным параметром двухфазного потока является истинное паросодержание  $\bar{\varphi}$ , иллюстрирующее, какую часть сечения трубы занимает пар. В этих условиях по [2] среднее значение  $\bar{\varphi} = 0,87$  при значении среднего массового паросодержания  $\bar{x} = 0,57$ .

Тогда нивелирный напор:

$$\Delta p_{\text{нив}} = [\bar{\varphi}\rho'' + (1 - \bar{\varphi})\rho']gl_h,$$

где  $l_h$  – высота подъема двухфазного потока, м;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$$\Delta p_{\text{нив. гор}} = [0,87 \cdot 20 + (1 - 0,87) \cdot 1209] \cdot 9,81 \cdot 0,16 = 275 \text{ Па}; \quad \Delta p_{\text{нив. верт}} = 3441 \text{ Па}.$$

Согласно расчету  $\Delta p_{\text{нив. верт}}$  велико и значительно больше, чем  $\Delta p_{\text{нив. гор}}$ , и это подтверждает ранее высказанное предположение об определяющем влиянии высоты вертикального аппарата на потери в нем.

Потери давления на трения двухфазного потока [4]:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \xi \frac{\rho' \omega_0^2}{2} \frac{l}{d} [1 + \psi x (\frac{\rho'}{\rho''} - 1)],$$

где  $\xi$  – коэффициент сопротивления потока ( $\xi = 0,03$ );  $\psi$  – коэффициент, учитывающий влияние потока по [1] ( $\psi = 1,5$ );  $d$  – диаметр трубы, м;  $l$  – длина трубы, м;  $\omega_0$  – скорость циркуляции, м/с:

$$\omega_0 = \frac{\omega\rho}{\rho'}; \quad \omega_{0\text{ гор}} = 0,024; \quad \omega_{0\text{ верт}} = 0,012.$$

Тогда

$$\Delta p_{\text{тр}}^{\text{гор}} = 0,03 \frac{1209 \cdot (0,024)^2}{2} \cdot \frac{4}{0,014} [1 + 1,5 \cdot 0,57 \cdot (\frac{1209}{20} - 1)] = 150 \text{ Па}; \quad \Delta p_{\text{тр}}^{\text{верт}} = 19 \text{ Па}.$$

В работе [5] представлен другой вид формулы для расчета  $\Delta p_{\text{тр}}$ :

$$\Delta p_{\text{тр}} = \xi \frac{L (\omega\rho)^2}{d^2 \rho''} \psi_{\text{тр}},$$

где  $\psi_{\text{тр}}$  – коэффициент, учитывающий влияние потока ( $\psi_{\text{тр}} = 0,7$ ).

Тогда

$$\Delta p_{\text{тр}}^{\text{гор}} = 0,03 \cdot \frac{4}{0,014} \cdot \frac{29^2}{2 \cdot 20} \cdot 0,7 = 0,03 \cdot 285 \cdot 20 \cdot 0,7 = 121 \text{ Па}; \quad \Delta p_{\text{тр}}^{\text{верт}} = 15 \text{ Па}.$$

Отношение результатов расчетов по [1, 4] составило примерно 20 %.

Потери напора на трение в горизонтальном аппарате больше, чем в вертикальном, вследствие большего значения массовой скорости в нем.

Потери напора на преодоление местных сопротивлений для двухфазного потока по [1, 5]:

$$\Delta p_{\text{мс}} = \xi_{\text{м}} \frac{\rho' \omega_0^2}{2} \left[ 1 + x \left( \frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right],$$

где  $x$  – массовое паросодержание в местном сопротивлении;  $\xi_{\text{м}}$  – коэффициент местного сопротивления (принимается по [6]);  $\xi_{\text{м}}$  для внезапного сужения из крышки в трубу равен 0,5;  $\xi_{\text{м}}$  для внезапного расширения из трубы в крышку равен 1;  $\xi_{\text{м}}$  для поворота на 180°:

$$\xi_{\text{м}} = 0,168 \frac{R}{D} = 0,168 \frac{0,15}{0,014} = 1,8,$$

где  $R$  – средний радиус поворота потока.

Последовательность местных сопротивлений при движении хладагента в горизонтальном испарителе: сужение из передней крышки в трубу, расширение из трубы в заднюю крышку, поворот на 180°, сужение из задней крышки в трубу, расширение из трубы в переднюю крышку. В вертикальном испарителе: сужение из нижней крышки в трубу, расширение из трубы в верхнюю крышку.

Тогда потеря напора в местных сопротивлениях

$$\Delta p_{\text{мс}}^{\text{гор}} = 2 + 13 + 6 + 20 + 22 = 63 \text{ Па}; \quad \Delta p_{\text{мс}}^{\text{верт}} = 1 + 5 = 6 \text{ Па}.$$

Потеря напора в местных сопротивлениях в вертикальных аппаратах меньше вследствие меньшего их числа в нем.

Потеря напора на ускорение рассчитывается как разность количества движения между рассматриваемыми сечениями канала. Потери напора на ускорение по [1]:

$$\Delta p_{\text{ус}} = (\rho' \omega_0)^2 (y_2 - y_1),$$

где  $y = \frac{x^2}{(\rho'' \varphi)} + \frac{(1-x)^2}{\rho'(1-\varphi)}$ ;  $y_1$  – сечение в начале трубы;  $y_2$  – сечение в конце трубы.

Тогда потери напора на ускорение

$$\Delta p_{\text{ус}}^{\text{гор}} = (\rho' \omega_0)^2 (y_2 - y_1) = (1209 \cdot 0,024)^2 \cdot (0,040 - 0,0037) = 31 \text{ Па}; \quad \Delta p_{\text{ус}}^{\text{верт}} = 8 \text{ Па}.$$

Общая потеря напора в горизонтальном испарителе длиной  $L = 2$  м и диаметром  $d = 0,35$  м:

$$\Delta p_{\text{гор}} = \Delta p_{\text{нив}} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{мс}} + \Delta p_{\text{ус}} = 275 + 121 + 63 + 31 = 490 \text{ Па}.$$

Общая потеря напора в вертикальном испарителе высотой  $L = 2$  м и диаметром  $d = 0,35$  м:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{нив}} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{мс}} + \Delta p_{\text{ус}} = 3441 + 15 + 6 + 8 = 3470 \text{ Па}.$$

Сравнение подтвердило, что главные потери в вертикальном испарителе – это потери на преодоление нивелирного напора, остальные потери незначительны, меньше, чем в горизонтальном аппарате. Естественно, что для вертикальных аппаратов нужно рекомендовать меньшие значения соотношения длины аппарата и его диаметра, чем те, что приняты в горизонтальных. Кроме того,  $\Delta p_{\text{нив. верт}}$  зависит от плотности двухфазного потока в трубе.

На рис. 2 приведены результаты расчета изменения потерь нивелирного напора в вертикальном аппарате от его высоты и плотности рабочего вещества  $\bar{\rho}_{\text{см}}$ .

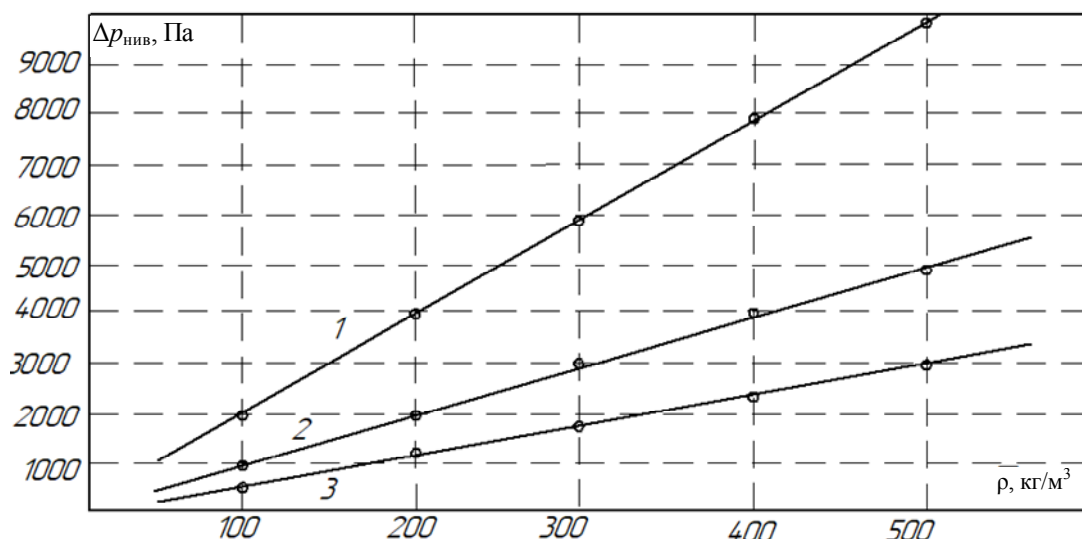


Рис. 2. Зависимость  $\Delta p_{\text{нивл}}$  от средней по длине трубы плотности хладагента при значениях  $L/d$ :  
1 –  $L/d = 6$ ; 2 –  $L/d = 2$ ; 3 –  $L/d = 1$

С уменьшением плотности смеси и высоты аппарата потери нивелирного напора в вертикальном аппарате значительно сокращаются, если учесть, что значения  $\rho$  смеси в первую очередь определяются плотностью теплового потока, то можно сделать вывод, что с увеличением тепловой нагрузки в вертикальном аппарате потери на преодоление нивелирного напора сокращаются, а поскольку это определяющая часть  $\Delta p$  аппарата, то и общие потери напора будут меньше (рис. 2).

С уменьшением высоты аппарата  $\Delta p_{\text{нивл}}$  заметно понижается. Линия 1 соответствует рекомендациям, принятым для горизонтальных аппаратов  $L/d = 6$ , что крайне не рационально. Если эту же теплообменную поверхность выполнить с длиной труб  $L = 0,6$  м, при диаметре аппарата 0,60 м, то потери нивелирного напора сократятся в 3–4 раза.

На рис. 3 проиллюстрировано изменение температуры кипения хладагента R410A от потери напора в испарителях.

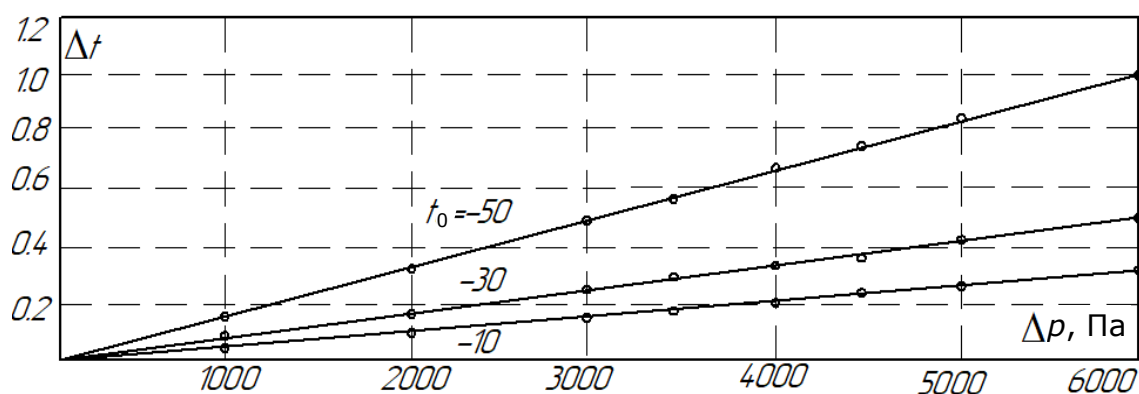


Рис. 3. Зависимость изменения температуры кипения от потери напора в аппарате при различных температурах

Согласно графикам потери напора в высокотемпературных испарителях мало сказываются на температуре кипения, но при низких температурах  $t_0$  ниже  $-30$  °C это влияние оказывается заметным, т. к. рекомендуемый температурный напор в этих аппаратах: 7–8 °C, повышение температуры кипения на 0,6–0,8 °C заметно снижает его, соответственно уменьшая производительность аппарата.

### Заключение

Потери давления в горизонтальном испарителе с кипением хладагента внутри труб невелики, все составные части  $\Delta p$  соизмеримы, и трудно выделить параметр, который бы дал существенное уменьшение  $\Delta p$  при изменении конструкции аппарата.

В вертикальном аппарате главные потери приходится на преодоление нивелирного напора, остальные потери меньше, чем в горизонтальном, поэтому при конструировании вертикальных аппаратов нельзя пользоваться соотношением длины аппарата к его диаметру, которые рекомендуются для горизонтальных. Так, в данном примере  $L/d$  для горизонтального и вертикального аппаратов равны 6. Это соотношения для вертикальных аппаратов должно быть существенно меньше.

Эксперименты, выполненные на водовоздушной модели, подтвердили, что  $L/d$  вертикальных испарителей должно быть в диапазоне  $1 \div 3$ , более точно значения этого параметра будут уточнены при проведении экспериментов с хладагентом R410A.

В вертикальных аппаратах с ростом тепловой нагрузки уменьшаются общие потери напора, что не приводит к значительному повышению температуры кипения и уменьшению температурного напора в аппарате.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Букин В. Г., Кузьмин А. Ю., Минеев Ю. В. Обобщение экспериментальных данных по гидродинамике и теплообмену при течении двухфазных потоков внутри труб // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. 2006. № 6 (35). С. 108–115.
2. Мальшиев А. А., Киссер К. В., Зайцев А. В. Истинные параметры кипящих хладагентов в трубках и каналах // Вестн. Междунар. академии холода. 2017. № 2. С. 53–56.
3. Ейдегос А. И., Никишин М. Ю., Кошелев С. В. Потери давления на трение при кипении хладагента в трубах // Вестн. Междунар. академии холода. 2014. № 1. С. 64–67.
4. Кутепов А. М., Стерман Л. С., Стюшин Н. Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. М.: Высш. шк., 1986. 447 с.
5. Данилова Г. Н., Богданов С. Н., Иванов О. П. и др. Теплообменные аппараты холодильных установок. Ленинград: Машиностроение, 1986. 303 с.
6. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Книга по Требованию, 2012. 466 с.
7. Bukin V. G., Kuzmin A. Yu., Mineev Yu. V. Generalization of experimental data on a heat transfer and a flow friction at boiling of mixture ozonefriendly refrigerating agent R407C in a horizontal pipe with twisted tabulators // Science and Technology: International Journal of Scientific Articles "Association of Universities of Pre-Caspian States". 2006. N. 4. P. 69–73.

Статья поступила в редакцию 27.03.2020

### ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

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

**Андреев Александр Иванович** – Россия, 414056, Астрахань; Астраханский государственный технический университет; магистрант кафедры теплоэнергетики и холодильных машин; agesut79@mail.ru.

**Букин Александр Владимирович** – Россия, 414056, Астрахань; Астраханский государственный технический университет; доцент кафедры теплоэнергетики и холодильных машин; bukin80@rambler.ru.



## HYDRAULIC RESISTANCE OF PIPES UNDER REFRIGERANT BOILING IN HORIZONTAL AND VERTICAL EVAPORATORS IN SHIP REFRIGERATING MACHINES

**V. G. Bukin, A. I. Andreev, A. V. Bukin**

*Astrakhan State Technical University,  
Astrakhan, Russian Federation*

**Abstract.** The article presents the comparison of the head losses under the boiling refrigerant flow in horizontal and vertical evaporators. The values of all the components of the hydraulic resistance, such as the friction losses, local resistance, flow acceleration and leveling head have been calculated, compared and analyzed. Graphic dependences of the pressure loss of the two-phase flow on the mixture density and the apparatus height, as well as the effect of hydraulic resistances on the changes in boiling temperature have been obtained. It has been stated that studying the effectiveness of vertical evaporators comprises two main components: defining heat transfer and hydraulic resistance in the course of working fluids boiling in the vertical pipes. The second part of the study is under consideration. Vertical evaporators are higher than horizontal ones, which leads to greater losses when overcoming the leveling head of a larger column of a two-phase flow. Other components of the hydraulic resistance in the horizontal and vertical apparatus are comparable, although the friction losses and local resistance losses in the vertical evaporators may be less. In a vertical apparatus the main losses appear due to overcoming the leveling head, the remaining losses are smaller than in the horizontal apparatus. Therefore, when designing vertical apparatuses, one must not use the ratio of the apparatus length to its diameter, which is recommended for the horizontal apparatuses ( $L/d$  ratio for horizontal and vertical is 6). The ratio for the vertical apparatus should be significantly less. The experiments performed on the air-water model proved that  $L/d$  ratio of vertical evaporators should be within  $1.0 \div 2$ . More precise values of this parameter can be found after testing R410A refrigerant.

**Key words:** hydraulic resistance, two-phase flow, vapor content, vaporizer, refrigerant.

**For citation:** Bukin V. G., Andreev A. I., Bukin A. V. Hydraulic resistance of pipes under refrigerant boiling in horizontal and vertical evaporators in ship refrigerating machines. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies*. 2020;2:92-99. (In Russ.) DOI: 10.24143/2073-1574-2020-2-92-99.

### REFERENCES

1. Bukin V. G., Kuz'min A. Yu., Mineev Yu. V. Obobshchenie eksperimental'nyh dannyh po gidrodinamike i teploobmenu pri techenii dvuhfaznyh potokov vnutri trub [Generalization of experimental data on hydrodynamics and heat transfer during two-phase flows in pipes]. *Vestnik Astrahanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2006, no. 6 (35), pp. 108-115.
2. Malyshev A. A., Kisser K. V., Zajcev A. V. Istinnye parametry kipyashchih hladagentov v trubkah i kanalah [True parameters of boiling refrigerants in pipes and channels]. *Vestnik Mezhdunarodnoj akademii holoda*, 2017, no. 2, pp. 53-56.
3. Ejdeyus A. I., Nikishin M. Yu., Koshelev S. V. Poteri davleniya na trenie pri kipenii hladagenta v trubah [Friction pressure loss during refrigerant boiling in pipes]. *Vestnik Mezhdunarodnoj akademii holoda*, 2014, no. 1, pp. 64-67.
4. Kutepov A. M., Sterman L. S., Styushin N. G. *Gidrodinamika i teploobmen pri paroobrazovanii* [Hydrodynamics and heat transfer during vaporization]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1986. 447 p.
5. Danilova G. N., Bogdanov S. N., Ivanov O. P. i dr. *Teploobmennye apparaty holodil'nyh ustanovok* [Heat exchangers of refrigeration units]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1986. 303 p.
6. Idel'chik I. E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* [Reference book on hydraulic resistance]. Moscow, Kniga po Trebovaniyu Publ., 2012. 466 p.
7. Bukin V. G., Kuz'min A. Yu., Mineev Yu. V. Generalization of experimental data on a heat transfer and a flow friction at boiling of mixture ozonefriendly refrigerating agent R407C in a horizontal pipe with twisted tabulators. *Science and Technology: International Journal of Scientific Articles "Association of Universities of Pre-Caspian States"*, 2006, no. 4, pp. 69-73.

The article submitted to the editors 27.03.2020

***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.

***Andreev Aleksander Ivanovich*** – Russia, 414056, Astrakhan; Astrakhan State Technical University; Master's Course Student of the Department of Heat-Power Engineering and Refrigerating machines aresut79@mail.ru.

***Bukin Aleksandr Vladimirovich*** – Russia, 414056, Astrakhan; Astrakhan State Technical University; Assistant Professor of the Department of Heat-Power Engineering and Refrigerating Machines; bukin80@rambler.ru.

