

УДК 621.565

ББК 31.392.2:[31.312.6:31.368]

В. Г. Букин, О. В. Прошкин, Е. И. Меркулов, Т. С. Крайникова

**ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВХОДНОГО УЧАСТКА НА ТЕПЛООБМЕН
ПРИ ВНУТРИТРУБНОМ КИПЕНИИ ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТА
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЛЕНТОЧНЫХ ТУРБУЛИЗАТОРОВ**

V. G. Bukin, O. V. Proshkin, E. I. Merkulov, T. S. Krainikova

**THE INFLUENCE OF PARAMETERS OF THE INPUT SECTION
ON HEAT EXCHANGE UNDER INTRATUBAL BOILING
OF THE REFRIGERATING AGENT
WITH THE USE OF BELT TURBULATORS**

Представлена методика расчета равномерности распределения жидкой фазы по каналам турбулизатора и анализ обоснованности применения устройства «подъем» для направления части потока в верхние каналы турбулизатора. Показано, что правильно подобранный «подъем» позволяет сократить длину трубы, на которой произойдет полное испарение жидкости, в несколько раз, без изменения диаметра используемой теплообменной трубы.

Ключевые слова: интенсификация теплообмена, двухфазный поток, коэффициент теплоотдачи, четырехканальный ленточный турбулизатор, трамплин «подъем».

The article presents a method of calculating equitability of the liquid phase along the channels of the turbulator, and the analysis of the validity of the application of the device "lift" to direct a part of the flow into the upper channels of the turbulator. It is shown that the use of a well-chosen "lift" may enable to reduce the length of the pipe, where full evaporation of the liquid will happen, and it will be in several times larger, and without changing the diameter of the used heat exchange tubes.

Key words: heat exchange intensification, two-phase flow, heat-transfer coefficient, four-channel belt turbulator, springboard "lift".

В настоящее время известно большое количество методов интенсификации теплообменных процессов. Применительно к течению однофазных теплоносителей используются турбулизаторы потока на поверхности, шероховатые поверхности и поверхности, развитые за счет оребрения; применяется закрутка потока спиральными ребрами, шнековыми устройствами, завихрителями, установленными на входе в канал; находит применение подмешивание к потоку жидкости газовых пузырей, а к потоку газа – твердых частиц или капель жидкости, а также вращение или вибрация поверхности теплообмена, пульсации потока теплоносителя, воздействие на поток электростатических полей. Эффективность этих способов различна – в лучшем случае удастся увеличить теплоотдачу в 2–3 раза при существенно различных затратах энергии на прокачку теплоносителей.

Но распространять результаты, полученные для однофазных потоков, на двухфазные течения нерационально, т. к. процесс кипения в трубе существенно отличается от течения однофазных теплоносителей. Движение двухфазного потока имеет ряд особенностей. Эти особенности связаны прежде всего с гидромеханическим взаимодействием фаз между собой и с твердой стенкой и изменениями, вносимыми в гидродинамику потока фазовыми переходами.

Исследования на кафедре холодильных машин Астраханского государственного технического университета [1] показали, что наиболее эффективным способом увеличения интенсивности теплообмена в испарителях холодильных машин с течением двухфазного потока внутри горизонтальных труб является применение ленточного турбулизатора [2, 3], основной эффект от установки которого заключается в увеличении поверхности теплообмена, смоченной жидкостью. Дополнительно происходит турбулизация потока, способствующая росту конвективного теплообмена в трубе.

Однако ленточные турбулизаторы имеют недостаток. Полное смачивание внутренней поверхности теплообмена достигается после прохождения потоком входного участка, равного отношению шага закрутки лент к числу каналов, который для испарителей с малыми длинами труб может составлять значительную их часть, существенно влияя на общую картину теплооб-

мена в аппарате. При движении двухфазного потока внутри теплообменных труб наблюдается неравномерное распределение жидкости по каналам турбулизатора. В верхние каналы поступает меньшее количество жидкости, чем в нижние (при волновом режиме течения) или вообще не поступает (при коэффициенте истинного объемного парообразования больше 0,5 и ламинарном режиме течения). Это приводит к тому, что жидкость из верхних каналов испаряется на меньшей длине теплообменной трубки, чем жидкость из нижних. Учитывая то, что испаритель спроектирован из условия полного выкипания жидкости, величина эффективной работы аппарата может меняться в зависимости от распределения жидкости по каналам.

В решении данной проблемы немаловажную роль играют также расположение входных кромок лент турбулизатора в начальном сечении трубы и значение истинного объемного паросодержания.

Для выбора способа установки турбулизаторов в трубе предложено проанализировать их с точки зрения равномерности распределения жидкой фазы по каналам с помощью коэффициента

$$A = S_{\min}/S_{\max}. \quad (1)$$

Проанализируем виды и способы установки турбулизаторов на равномерность распределения жидкости по каналам для каждого из отрезков, образованных соответствующими граничными значениями φ на примере 4-канального ленточного турбулизатора.

1. Дан 4-канальный турбулизатор с плюсообразным («+») расположением кромки ленты в начальном сечении трубы; φ_x – какое-то конкретное значение истинного объемного паросодержания.

1.1. Для случая $0 \leq \varphi_x \leq 0,5$ (рис. 1).

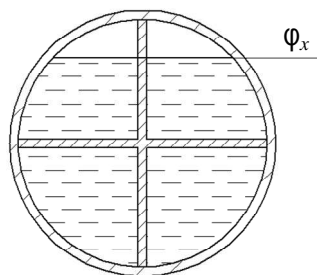


Рис. 1. Распределение жидкости в 4-канальном турбулизаторе «+» при $0 \leq \varphi_x \leq 0,5$

Максимально заполненным будем считать любой из нижних каналов. Площадь каналов одинакова и не зависит от значения истинного объемного паросодержания во всем рассматриваемом диапазоне, который равен четверти площади сечения канала:

$$S_{\max} = \pi d^2/16. \quad (2)$$

Площадь минимально заполненного канала – площадь любого из верхних каналов – зависит от количества пара в трубе:

$$S_{\min} = \pi d^2/16(1 - 2\varphi). \quad (3)$$

Подставим формулы (2) и (3) в (1), преобразуем и получим

$$A = 1 - 2\varphi.$$

1.2. Для случая $0,5 \leq \varphi_x \leq 1$ (рис. 2).

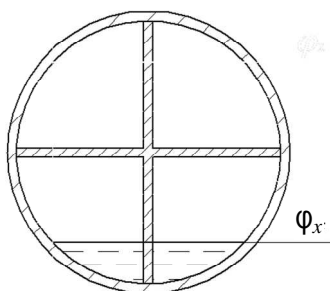


Рис. 2. Распределение жидкости в 4-канальном турбулизаторе «+» при $0,5 \leq \varphi_x \leq 1$

Максимальная площадь, представленная в виде функции зависимости $S_{\max} = f(\varphi, d)$,

$$S_{\max} = \pi d^2 / 16 (1 - \varphi). \quad (4)$$

Минимальная площадь равна площади верхних каналов и равна нулю:

$$S_{\min} = 0. \quad (5)$$

Подставим формулы (4) и (5) в (1), преобразуем и получим

$$A = 0.$$

2. Дан 4-канальный турбулизатор с крестообразным («X») расположением кромки ленты в начальном сечении трубы.

2.1. Для случая $0 \leq \varphi_x \leq 0,091$ (рис. 3).

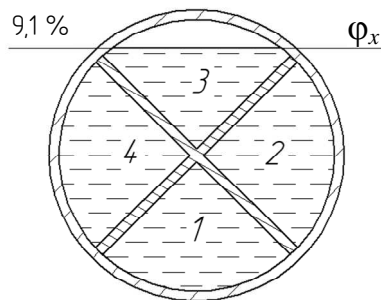


Рис. 3. Распределение жидкости в 4-канальном турбулизаторе «X» при $0 \leq \varphi_x \leq 0,091$: 1, 2, 3, 4 – каналы, образованные лентами турбулизатора

Максимально заполненным будет первый канал площадью

$$S_{\max} = \pi d^2 / 16. \quad (6)$$

Минимально будет заполнен третий канал площадью

$$S_{\min} = \pi d^2 / 16 (1 - 4\varphi). \quad (7)$$

Подставим формулы (6) и (7) в (1), преобразуем и получим

$$A = 1 - 4\varphi.$$

2.2. Для случая $0,091 \leq \varphi_x \leq 0,5$ (рис. 4).

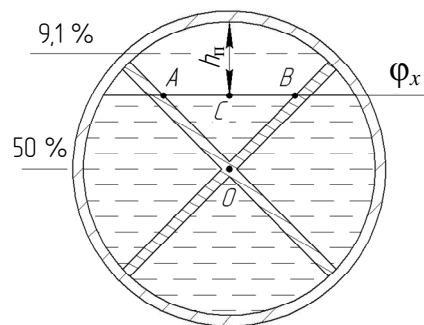


Рис. 4. Распределение жидкости в 4-канальном турбулизаторе «X» при $0,091 \leq \varphi_x \leq 0,5$

Площадь максимально заполненного первого канала:

$$S_{\max} = \pi d^2 / 16. \quad (8)$$

Для нахождения минимально заполненного канала найдем высоту сегмента, занимаемого паром h_n , по формуле

$$h_{\Pi} = \frac{-\frac{6}{4}\pi d^2 + 6 \cdot S_{\text{сег}} + 4 \cdot d^2 - \sqrt{\left(\frac{6}{4}\pi d^2 - 6 \cdot S_{\text{сег}} - 4d^2\right)^2 + 96 \cdot S_{\text{сег}} d^2}}{16 \cdot d}, \quad (9)$$

в которой $S_{\text{сег}}$ определяется по следующей формуле:

$$S_{\text{сег}} = \varphi S_{\text{окр}} = \pi \varphi d^2/4. \quad (10)$$

Тогда высоту OC равнобедренного треугольника ABO определим как

$$OC = d/2 - h_{\Pi}. \quad (11)$$

Подставим формулы (8), (9), (10) и (11) в (1), преобразуем и получим формулу для определения равномерности распределения жидкости по каналам:

$$A = \frac{4}{\pi} \left(\frac{3}{32}\pi - 0,25 + \sqrt{\left(\frac{3}{32}\pi - \frac{3}{32}\pi(\varphi - 0,25) + \frac{3}{32}\pi\right)^2} \right).$$

Учитывая, что площадь минимально заполненного верхнего канала в рассматриваемом диапазоне истинных объемных паросодержаний всегда равна нулю, а площадь максимально заполненного нижнего канала не равна нулю и определяется как высота сегмента, занимаемого жидкостью, коэффициент равномерности распределения жидкости по каналам равен нулю:

$$A = 0.$$

Остальные виды турбулизаторов рассчитываются по аналогичной методике. Однако и данное мероприятие проблемы полностью не решает, т. к. при коэффициенте истинного объемного парообразования больше 0,5 коэффициент равномерности распределения жидкости равен нулю.

Для решения этой проблемы предлагается применить специальное устройство «подъем» [4], выполненное в виде трамплина, соединенного с турбулизатором на начальном участке трубы, помогающее направить часть потока в верхние каналы турбулизатора (рис. 5).

Определяющим параметром, влияющим на равномерность заполнения каналов, является величина зазора z между устанавливаемым трамплином и нижней образующей теплообменной трубы. Определение оптимальной величины z является важной задачей, решить которую можно, зная истинное объемное паросодержание φ и диаметр теплообменной трубы d .

Предлагается рассмотреть продольный разрез трубы с установленным в нее турбулизатором и трамплином круглого профиля [5] (рис. 5).

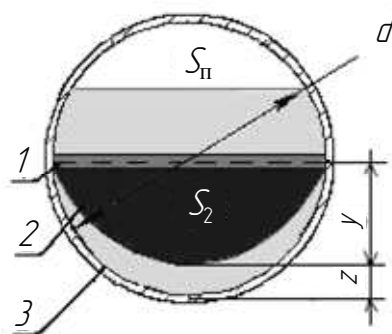


Рис. 5. Трамплин круглого профиля: 1 – двухканальный турбулизатор; 2 – подъем; 3 – теплообменная труба

Истинное объемное паросодержание определяется по формуле

$$\varphi = S_{\Pi}/S_{\text{тр}},$$

где S_{Π} – площадь трубы, занимаемая паром; $S_{\text{тр}} = \pi \cdot d^2/4$ – площадь трубы.

Определим площадь, занимаемую паром:

$$S_{\Pi} = \varphi \cdot S_{\text{тр}} = \varphi \cdot \pi \cdot d^2/4. \quad (12)$$

Из рис. 5 можно видеть, что проекция площади трамплина на плоскость разреза S_2 должна быть равна $\frac{1}{2} S_{\text{п}}$, т. е. той части жидкости (по площади в проходном сечении трубы), которую нужно перебросить с нижней части трубы в верхние каналы, чтобы обеспечить равномерность ее распределения.

$$S_2 = (\varphi \cdot \pi \cdot d^2/4)/2 = \varphi \cdot \pi \cdot d^2/8. \quad (13)$$

Определим величину проекции высоты трамплина на плоскость разреза y (рис. 5), для чего представим площадь S_2 в виде сегмента окружности неизвестного радиуса r , при этом $r \geq d/2$. Тогда, по приближенной формуле площади сегмента,

$$S_2 \approx 2/3d \cdot y,$$

откуда

$$y \approx 3 \cdot S_2/2d. \quad (14)$$

Подставляя (13) в (14) и учитывая, что $z = d/2 - y$, получим формулу для приближенного нахождения величины зазора z :

$$z = d/2 - 3 \cdot \varphi \cdot \pi \cdot d/16.$$

Предложенная формула справедлива для случая $\varphi \leq 0,5$.

Когда необходимая величина зазора, обеспечивающая равномерное распределение жидкости по каналам, не может быть получена, либо ее расчет слишком сложный и требует большого количества времени, трамплин круглого профиля может быть заменен на трамплин, величина зазора которого может быть получена в общем виде, а значит, расчет будет являться автоматизированным. Примером может служить трамплин прямоугольного профиля (рис. 6, 7).

Найдем величину зазора в виде функции $z = f(d, \varphi)$. Для решения этой задачи необходимо рассмотреть отдельно случай с количеством пара, занимающим объем меньше половины площади сечения трубы, а также случай с количеством пара больше половины.

При $\varphi \leq 0,5$ (рис. 6).

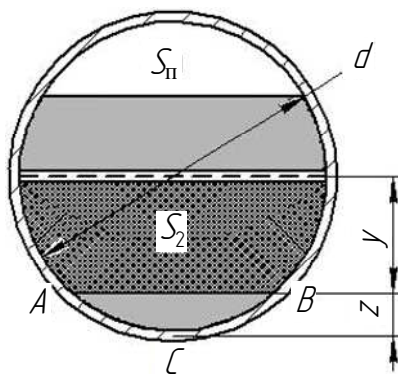


Рис. 6. Трамплин прямоугольного профиля при $\varphi \leq 0,5$

Условие равномерного распределения жидкости по каналам будет иметь вид

$$S_{\text{тр}} = S_{\text{п}}/2,$$

где $S_{\text{тр}} = S_2$ – площадь проекции трамплина на плоскость, перпендикулярную оси трубы; $S_{\text{п}}$ – площадь паровой фазы.

Площадь паровой фазы можно найти по уравнению (12).

Площадь сегмента ABC – проекция площади жидкости под трамплином на плоскость, перпендикулярную оси трубы, определяется следующим образом:

$$S_{\text{сег}ABC} = S_{\text{тр}}/2 - S_{\text{тр}} \cdot \varphi/2 = \pi \cdot d^2 (1 - \varphi)/8.$$

Высота этого сегмента определяется по следующей формуле:

$$h = \frac{-\frac{6}{4}\pi d^2 + 6 \cdot S_{\text{сер}} + 4 \cdot d^2 - \sqrt{\left(\frac{6}{4}\pi d^2 - 6 \cdot S_{\text{сер}} - 4d^2\right)^2 + 96 \cdot S_{\text{сер}} d^2}}{16 \cdot d}. \quad (15)$$

После преобразования зависимость примет вид

$$z = d \left(\frac{1}{4} - \frac{3}{64} \pi (1 + \varphi) + \sqrt{\left(\frac{3}{64} \pi (1 + \varphi) - \frac{1}{4}\right)^2 + \frac{3}{64} \pi (1 - \varphi)} \right). \quad (16)$$

При $\varphi \geq 0,5$ (рис. 7).

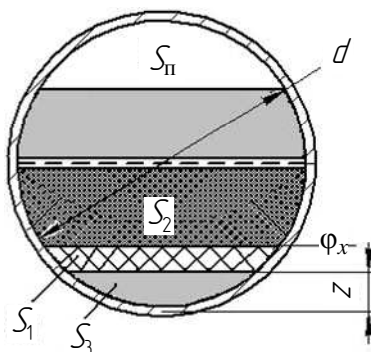


Рис. 7. Трамплин прямоугольного профиля при $\varphi \geq 0,5$

Площадь, занимаемая всей жидкостью в сечении трубы

$$S_1 + S_3 = S_{\text{тр}} (1 - \varphi).$$

Условие равномерного распределения жидкости по каналам соблюдается при равенстве площади трамплина, затопленного жидкостью, и площади жидкости под трамплином:

$$S_1 = S_3 = \pi \cdot d^2 (1 - \varphi)/8.$$

Для нахождения величины зазора воспользуемся формулой (15).

Отметим, что площадь сегмента в данном случае численно равна площади сегмента при $\varphi \leq 0,5$, следовательно, формула (16) может быть использована и для случая $\varphi \geq 0,5$.

Использование правильно подобранного трамплина позволяет сократить длину трубы, на которой произойдет полное испарение жидкости для случая с 2- и 4-канальным турбулизатором в $2/(1 - A)$ -раз в случае течения парожидкостного потока с $\varphi \leq 0,5$, а для случая $\varphi \geq 0,5$ – вдвое. Для 6-канальных турбулизаторов использование трамплина также позволит значительно уменьшить длину аппарата без изменения диаметра используемой теплообменной трубы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Букин В. Г., Кузьмин А. Ю., Минеев Ю. В. Применение ленточных турбулизаторов в теплообменном оборудовании // Теплообменное машиностроение. – 2008. – № 2. – С. 37–41.
2. Букин В. Г., Прошкин О. В., Меркулов Е. И. Интенсификация процесса кипения в воздухоохладителях судовых холодильных установок с использованием четырехканального ленточного турбулизатора // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер.: Морская техника и технология. – 2011. – № 1. – С. 165–167.
3. Букин В. Г., Прошкин О. В., Меркулов Е. И. Использование ленточного турбулизатора для интенсификации процесса кипения холодильного агента внутри горизонтальной трубы // Вестн. Астрахан. гос. техн. ун-та. Сер.: Морская техника и технология. – 2011. – № 3. – С. 68–71.
4. Пат. РФ № 94683. Входной участок теплообменной трубки. 27.05.2010.
5. Крайникова Т. С., Прошкин О. В. Гидродинамика при вынужденном движении двухфазного потока внутри горизонтальной трубы в присутствии четырехканального ленточного турбулизатора // Тез. докл. Междунар. конф. с элементами науч. школы для молодежи «Инновационные разработки в области техники низких температур». – М.: МГУЭИ, 2010. – С. 151–153.

Статья поступила в редакцию 19.01.2012

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Букин Владимир Григорьевич – Астраханский государственный технический университет; д-р техн. наук, профессор; зав. кафедрой «Холодильные машины»; kxm@astu.org.

Bukin Vladimir Grigorievich – Astrakhan State Technical University; Doctor of Technical Science, Professor; Head of the Department "Refrigerating Machines"; kxm@astu.org.

Прошкин Олег Владимирович – Астраханский государственный технический университет; аспирант кафедры «Холодильные машины»; kxm@astu.org.

Proshkin Oleg Vladimirovich – Astrakhan State Technical University; Postgraduate Student of the Department "Refrigerating Machines"; kxm@astu.org.

Меркулов Евгений Игоревич – Астраханский государственный технический университет; магистрант кафедры «Холодильные машины»; uzmo@mail.ru.

Merkulov Evgeniy Igorevich – Astrakhan State Technical University; Undergraduate of the Department "Refrigerating Machines"; uzmo@mail.ru.

Крайникова Татьяна Сергеевна – Астраханский государственный технический университет; магистрант кафедры «Холодильные машины»; uzmo@mail.ru.

Krainikova Tatiana Sergeevna – Astrakhan State Technical University; Undergraduate of the Department "Refrigerating Machines"; uzmo@mail.ru.