

УДК 536.248

Теплоотдача в канале со сферическими интенсификаторами при циркуляции неазеотропной спирто-водяной смеси*

В.Е. Жуков, Н.Н. Мезенцева

Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск

E-mail: zhukov@itp.nsc.ru

Интенсификация теплоотдачи в трубах пассивным методом осуществляется за счет воздействия на поток вставными интенсификаторами или путем изменения формы поверхности теплообмена. В представленной работе исследуется процесс интенсификации с использованием сферических турбулизаторов, расположенных в горизонтальном канале из нержавеющей стали. Получены экспериментальные данные при циркуляции спирто-водяной смеси с концентрацией 30 % масс. при давлении в сосуде 0,03–0,04 МПа. Показано, что эффективность сферических интенсификаторов соразмерна с эффективностью спиральных интенсификаторов при существенно меньших перепадах давления.

Ключевые слова: неазеотропная смесь, спирто-водяная смесь, внутренние интенсификаторы, теплоотдача в канале, перепад давления.

Интенсификация теплоотдачи в трубах пассивным методом осуществляется за счет воздействия на поток вставными интенсификаторами или путем изменения формы поверхности теплообмена. Использование различных интенсификаторов ведет не только к увеличению теплоотдачи, но и к увеличению перепада давления. В работе [1] исследовался ленточный турбулизатор, который представляет собой две ленточные вставки, соединенные между собой перегородками. Результаты показали, что скрученные ленты, установленные с поперечными перегородками, обеспечивают более высокие коэффициенты теплопередачи и коэффициенты трения, чем ленты без перегородок. Это объясняется совместным действием вихревого потока, вызываемого вставками из скрученной ленты, и дополнительным перемешиванием потока, вызванным многократными поперечными перегородками. В работах [2–4] рассматривалась проволочная спиральная вставка. Она может быть выполнена в виде классической навивки [2], а может иметь другую симметричную структуру [3]. В работе [4] было представлено численное исследование проволочной спиральной вставки, используемой для интенсификации теплообмена в трубе при числах Рейнольдса от 1000 до 10000. В работе [5] изучалось влияние турбулизирующих вставок в виде винтов с различным количеством лопастей. В работе [6]

* Исследование выполнено в ИТ СО РАН в рамках Федеральной программы научных исследований Государственной академии наук (№ 121031800216-1).

исследовался конвективный теплообмен в трубных каналах с шаровым турбулизатором. Было показано, что расчетные и измеренные значения локального коэффициента теплоотдачи имеют схожий характер по всему сечению трубы. Кроме того, они показали удовлетворительное согласование с экспериментальными результатами в пределах погрешности. В публикации [7] была представлена обзорная статья по вставным интенсификаторам в трубах.

Настоящая работа посвящена изучению процесса интенсификации с использованием сферических турбулизаторов, расположенных в горизонтальном канале из нержавеющей стали.

Эксперименты проводились на циркуляционном стенде, подробное описание которого приводилось в работе [8]. Герметичный сосуд был заполнен на 1/3 спирто-водяной смесью массовой концентрации 30 %. Жидкость в сосуде находилась под давлением собственных паров. Плунжерный дозирующий насос с компенсирующей емкостью на выходе осуществлял циркуляцию смеси через рабочий участок с возвращением в сосуд. Тепло, выделенное на рабочем участке, транспортировалось потоком в сосуд, откуда эвакуировалось посредством теплообменника. Теплообменник охлаждался за счет циркуляции теплоносителя из криотермостата. Рабочий участок состоял из двух последовательно соединенных секций длиной 2 м каждая. Внутренний диаметр канала каждой секции равнялся 7,6 мм с толщиной стенки 0,2 мм. Канал был изготовлен из нержавеющей стали 12X18H10T. В секциях устанавливались тонкопленочные платиновые термометры сопротивления HEL-700 на верхней и нижней образующих канала. На входе в рабочий участок и сразу за ним размещались термометры T_{in} и T_{out} . На входе в рабочий участок, в месте соединения секций рабочего участка и на выходе из рабочего участка устанавливались датчики давления P_{in} , P_{middle} и P_{out} соответственно. Секции рабочего участка были изолированы пористой теплоизоляцией. Тепловыделение на рабочем участке осуществлялось через протекание постоянного электрического тока по стенке канала. Для визуализации наличия паровой фазы в потоке за рабочим участком устанавливался стеклянный канал с внутренним диаметром, равным 8 мм. В первой секции рабочего участка размещался сферический интенсификатор, состоящий из стеклянных сфер диаметром 4,1 мм, нанизанных на капроновую нить. В качестве разделителей использовалась фторопластовая трубка диаметром 2 мм и длиной 20 мм. Во второй секции был установлен спиральный интенсификатор с фторопластовым покрытием и соотношением внутреннего диаметра спирали к внутреннему диаметру канала (d/D), равным 0,76. Подробное описание данного интенсификатора приводилось в работе [8].

Эксперименты проводились при давлении в сосуде 0,03 – 0,04 МПа. Обогревалась первая секция рабочего участка со сферическими интенсификаторами. На диаграмме (см. рисунок) представлены результаты измерения температуры стенки канала при шести значениях массовой скорости циркуляции хладагента. Термометры размещались на внешней стенке канала (на нижней образующей круглого канала) в координатах $X = 0, 0,33, 0,66, 1,0, 1,33, 1,66, 2,33, 2,66, 3,0, 3,33, 3,66$ и 4 м. Кроме этих термометров, в координатах $X = 1,66, 2,66$ и 3,66 были установлены термометры на верхней образующей круглого канала. В данной серии экспериментов обогревалась первая секция канала ($0 < X < 2$ м), оборудованная сферическими интенсификаторами. Термометры, установленные вне указанного диапазона, регистрировали температуру стенки канала, практически равную температуре протекающего по каналу потока.

На диаграмме приведены следующие расчетные линии: линии прогрева однофазного потока T_{calc} (штриховые линии) и линии температуры равновесия T_s (сплошные линии).

Линии T_{calc} рассчитывались исходя из предположения, что все тепло, выделенное на обогреваемом участке канала, идет на равномерный прогрев однофазного потока без фазового перехода. Линии T_s рассчитывались для спирто-водяной смеси с концентрацией легколетучей компоненты 30 масс. % по данным датчиков давления P_{in} , P_{middle} и P_{out} . По длине канала применялась линейная аппроксимация давления.

Как видно из диаграмм, для массовых скоростей потока $M = 450$ и 260 кг/(м²с) и плотности теплового потока 16000 Вт/м² температура стенки обогреваемого участка канала превышает соответственно на 2–5 и 5–7 К расчетную температуру однофазного потока T_{calc} , но не достигает соответствующей режиму линии равновесной температуры. Термометры на необогреваемой части канала показывают температуру, близкую к расчетной T_{calc} . Оба рассмотренных режима относятся к режимам однофазного теплообмена. Достаточно высокие числа Рейнольдса (3700) обуславливают равенство температур на верхней и нижней образующих в координате $X = 1,66$ м ввиду доминирования вынужденной конвекции над свободной.

Для массовой скорости потока $M = 146$ кг/(м²с) на координате $X = 1,66$ м температура стенки на нижней образующей незначительно превышает значения равновесной температуры в данном сечении канала. Тем не менее температура на выходе из обогреваемой части рабочего участка существенно ниже (порядка 5 К) расчетной температуры T_{calc} , что свидетельствует о потере части тепла, подведенного на процесс фазового перехода. Этот эффект объясняется неравновесностью испарения легколетучего компонента в условиях завихрений, созданных сферическими турбулизаторами. В необогреваемой части канала ($X > 2$ м) температура является практически постоянной до координаты $X = 3,33$ м, где она достигает температуры равновесия в данном сечении. При дальнейшем движении потока по каналу его температура снижается в соответствии с температурой равновесия. Это связано с понижением давления по длине канала и перегревом жидкости относительно температуры равновесия. Описанный процесс сопровождается интенсивным парообразованием, что наблюдается в оптическом участке за каналом.

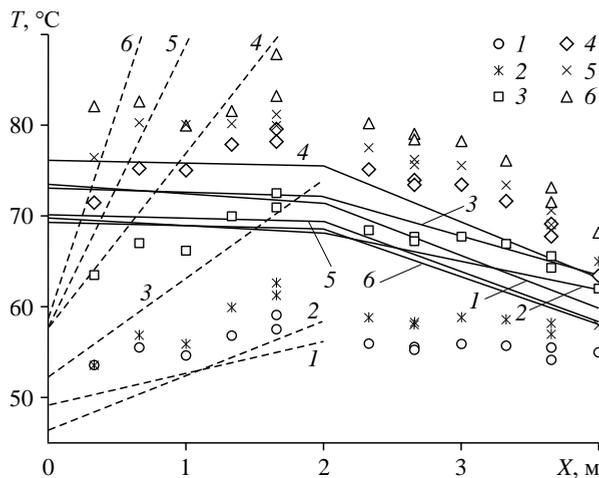


Рисунок. Распределение температуры стенки по длине канала.

Штриховые линии — T_{calc} , сплошные линии — T_s ;
массовая скорость потока:

1 — 450, 2 — 260, 3 — 146, 4 — 81, 5 — 53, 6 — 36 кг/(м²с).

Для массовых скоростей потока $M = 81, 53$ и $36 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$ температура стенки превышает температуру равновесия уже при координате $X = 1,33 \text{ м}$, а при $M = 53$ и $36 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$ — при координате $X = 0,33 \text{ м}$. Рост температуры при достижении значения, на $10\text{--}12 \text{ К}$ превышающего значение температуры равновесия, прекращается, и температурный напор остается примерно постоянным до конца обогреваемого участка канала. Это свидетельствует о наличии интенсивного фазового перехода жидкость – пар, при котором все выделяемое тепло расходуется на парообразование. В области необогреваемой части канала ($X > 2 \text{ м}$) температура стенки превышает линию равновесия $T_s(X)$ для смеси 30% масс. Причем это превышение тем больше, чем меньше массовая скорость, а следовательно, выше паросодержание двухфазного потока. Для неазетропных смесей характерно более высокое содержание легколетучей компоненты в паровой фазе и обеднение жидкой фазы. В результате по длине канала происходит обеднение жидкой фазы и, соответственно, рост равновесной температуры, что и наблюдается в показаниях термометров на необогреваемом участке канала.

Средний по длине канала коэффициент теплоотдачи в области однофазного потока, определяемый по температурному напору относительно расчетной температуры жидкости T_{calc} , равен $5570, 3150$ и $2160 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ для массовой скорости $450, 260$ и $146 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$ соответственно. Коэффициент теплоотдачи на участке канала, где реализуется режим кипения, определялся по температурному напору относительно равновесной температуры в соответствующем сечении канала. Средний коэффициент теплоотдачи здесь равен $5780, 3990$ и $2370 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ для массовой скорости $81, 53$ и $36 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$ соответственно. При интенсивном образовании паровой фазы в данных режимах происходит существенное обеднение концентрации легколетучей компоненты в жидкой фазе по длине канала. Поэтому реальная температура равновесия по длине канала будет больше расчетной для смеси 30% масс., что приведет к уменьшению температурного напора и, следовательно, к увеличению коэффициента теплоотдачи.

Экспериментальные данные [8], полученные на водно-спиртовой смеси 20% масс. в канале диаметром $7,6 \text{ мм}$ с внутренним спиральным интенсификатором показывают величину коэффициента теплоотдачи по длине канала от 3000 до $6500 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ для однофазного потока при массовой скорости $316 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$ и плотности теплового потока $9047 \text{ Вт}/\text{м}^2$. Для двухфазного потока при той же массовой скорости и плотности теплового потока $15210 \text{ Вт}/\text{м}^2$ коэффициент теплоотдачи по длине канала находится в пределах $5000\text{--}9000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

Проведенные исследования показали, что степени влияния спирального и сферического интенсификаторов на интенсификацию теплообмена близки. Однако перепад давления на сферическом интенсификаторе во много раз ($4\text{--}9$, в зависимости от режима) меньше, чем на спиральном интенсификаторе. Это утверждение относится к конкретным конструкциям интенсификаторов, которые использовались в представленной работе и в работе [8].

Список литературы

1. Samruaisin P., Kunarak K., Chuwattanakul V., Eiamsa-Ard S. Effect of sparsely placed twisted tapes installed with multipletransverse twisted-baffles on heat transfer enhancement // J. Therm. Anal. Calorim. 2020. Vol. 140. P. 1159–1175.
2. Chompookham T., Chingtuaythong W., Chokphoemphun S. Influence of a novel serrated wire coil insert on thermal characteristics and air flow behavior in a tubular heat exchanger // Intern. J. Therm. Sci. 2022. Vol. 171. P. 107184–1–107184–15.

3. **Dang W., Wang L.B.** Convective heat transfer enhancement mechanisms in circular tube inserted with a type of twined coil // Intern. J. Heat and Mass Transfer. 2021. Vol. 169. P. 120960-1–120960-14.
4. **Volodin V.V., Laskin I.N., Golub V.V., Kasharailo G.V., Golovachev V.L.** Mathematical modeling of a wire-coil insert for heat-exchange enhancement in a tube passing a transitional flow // Chem. Eng. Process. Process Intensif. 2012. Vol. 48, No. 1. P. 97–102.
5. **Liu P., Zheng N., Shan F., Liu Z., Liu W.** Heat transfer enhancement for laminar flow in a tube using bidirectional conical strip inserts // Intern. J. Heat Mass Transf. 2018. Vol. 127. P. 1064–1076.
6. **Badur J., Charun H.** Selected problems of heat exchange modelling in pipe channels with ball turbulisers // Archives of Thermodynamics. 2007. Vol. 28. P. 65–87.
7. **Mousavi Ajarostaghi S.S., Zaboli M., Javadi H., Badenes B., Urchueguia J.F.** A review of recent passive heat transfer enhancement methods // Energies. 2022. Vol. 15, No. 3. P. 986-1–986-60.
8. **Zhukov V., Mezentseva N.** Heat transfer in circular channel with spiral intensifiers during circulation of non-azeotropic alcohol-water mixture // J. Eng. Thermophys. 2023. Vol. 32, No. 4. P. 714–727.

*Статья поступила в редакцию 11 июля 2023 г.,
после доработки — 19 июля 2023 г.,
принята к публикации 8 ноября 2024 г.*