

УДК 536.242.08

ФИЗИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПЕРЕНОСА ТЕПЛА В ЗМЕЕВИКОВЫХ ТРУБАХ ПРИ СВЕРХКРИТИЧЕСКИХ ДАВЛЕНИЯХ УГЛЕВОДОРОДОВ**МАМЕДОВА С.Г.***Азербайджанский Архитектурно - Строительный Университет*

Физический процесс переноса тепла при сверхкритических давлениях толуола исследован экспериментально в вертикально и горизонтально расположенных змеевиковых трубах. Явление переноса тепла изучается при переходном режиме движения. На основе исследования выявлены особенности переноса тепла, которые зависят от расположения змеевиковых труб. Предложены эмпирические уравнения для расчета теплоотдачи.

Особенности течения жидкости в змеевиках и теплообмена ее со стенками, по сравнению с прямой трубой, обусловлены воздействием на поток инерционных массовых сил. Для таких потоков различают ламинарный, переходный и турбулентный режимы течения.

В настоящей работе приведены результаты экспериментального исследования теплоотдачи толуола при горизонтальном и вертикальном расположении трубы и сверхкритических давлениях толуола.

Экспериментальная установка представляет собой разомкнутый циркуляционный контур, состоящий из циркуляционного четырехплунжерного насоса, экспериментальной трубки, холодильника, мерного и напорного баков [1]. Узлы установки, контактирующие с теплоносителем, изготовлены из нержавеющей стали 1X18H10T. Рабочий участок представляет собой змеевиковую трубу (рис. 1 а, б) с внутренним диаметром 2-8 мм, длиной обогреваемой части 240-710 мм и средним диаметром змеевика 28-109мм. Рабочий участок обогревается электрическим током низкого напряжения, получаемым установленными в системе автотрансформатором и понижающим трансформатором. Температура жидкости на входе и выходе экспериментального участка и температура стенки трубы измеряются с помощью хромель-копелевых термопар из проволоки диаметром 0,2 мм. Показания термопар измеряются универсальным вольтметром В7-16 и КСП-4И. Горячие спаи термопар расположены в различных сечениях трубы, как по внутреннему, наружному, нижнему, верхнему периметрам змеевика, так и на прямых участках трубы.

На рис 2 а, б показано распределение температуры стенки по длине (горизонтального 2а и вертикального 2б) змеевика. Из рисунка видно, что при низких температурах изменение t_c по длине трубы такое же, как при нормальном режиме теплоотдачи. По мере увеличения теплового потока распределение температуры стенки по длине трубы несколько отличается от предыдущего случая. Это особенно заметно при приближении температуры стенки к t_m исследуемой жидкости. В этих опытах (при $t_c \approx t_m$) вследствие сильного изменения физических свойств теплоотдача интенсифицируется, и температура стенки несколько снижается в начальной части трубы змеевика. Соответственно, в пограничном слое жидкости температура уменьшается, становится меньше t_m ($t_m = 336^\circ\text{C}$), и теплообмен соответствует нормальному режиму теплоотдачи. В этих опытах на начальном прямом участке трубы температура стенки снижается (до места установления термопары 1, 2, $x \approx 160$ мм от входа), а в змеевиковой части увеличивается. В конечном прямом участке значение температуры стенки равно или на несколько градусов больше ее значения в начальном

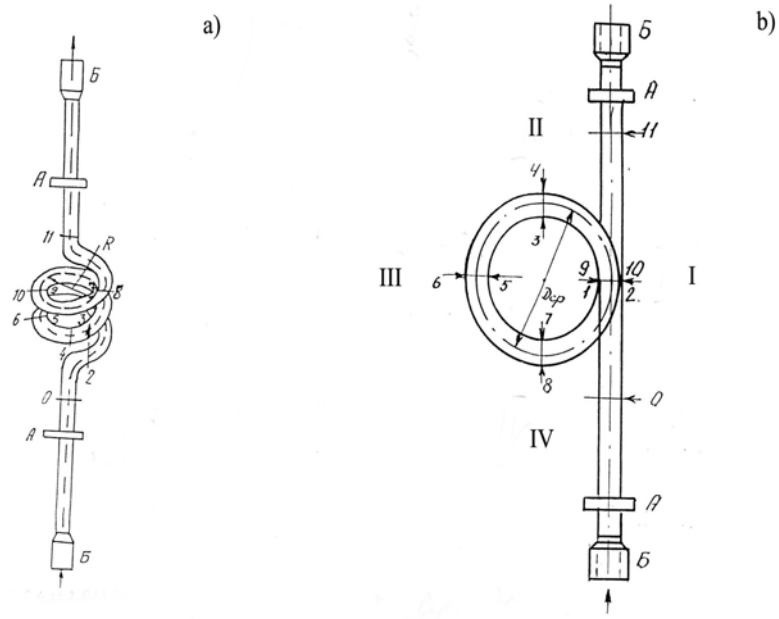


Рис. 1. Схема а) горизонтального б) вертикального экспериментального участка
 А – токоподводы; Б – смесительные камеры; 0, 11 – термопары, расположенные на прямой части обогреваемого участка; 1, 3, 5, 7, 9 – термопары, расположенные на нижнем и внутреннем периметрах змеевика; 2, 4, 6, 8, 10 – термопары, расположенные на верхнем и наружном периметрах змеевика;

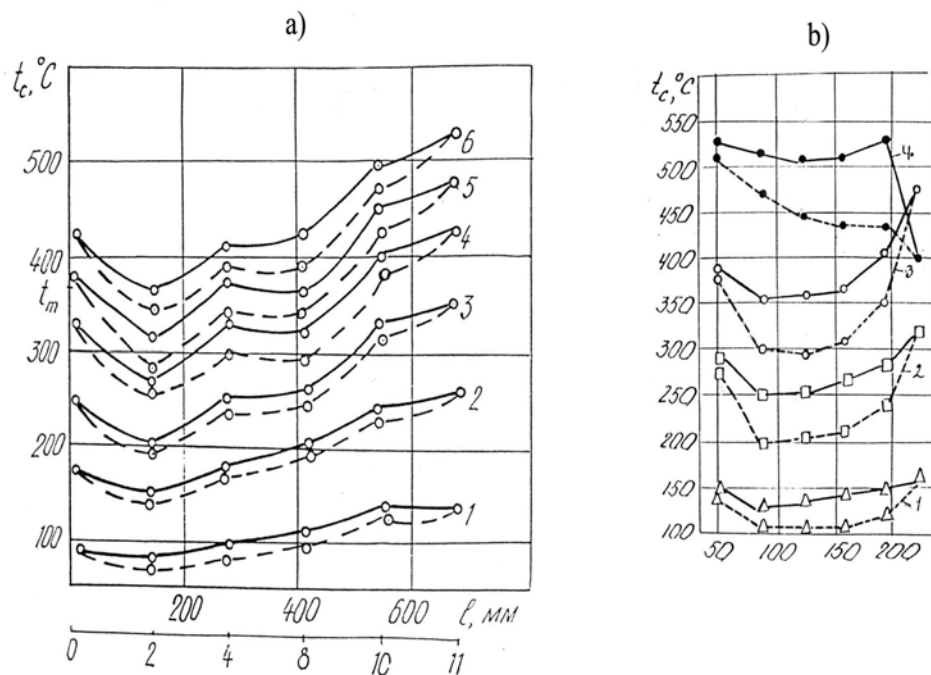


Рис. 2. Распределение температуры стенки по длине змеевика $t_c = f(\ell)$

а) для нижнего периметра (пунктирная линия) и для верхнего периметра (сплошная линия) образующей при $P = 5,0$ МПа, $\rho_{и} = 240$ кг/м²·с, $d_B = 4$ мм, $d_H = 6$ мм, $D_r = 109$ мм. $q \cdot 10^{-5}$ Вт/м²: 1 – 0,46; 2 – 0,75; 3 – 1,5; 4 – 2,0; 5 – 2,5; 6 – 2,8.

б) для наружного периметра (пунктирная линия) и для внутреннего периметра (сплошная линия). $P = 5,6$ МПа, $\rho_{и} = 700$ кг/м²·с, $D_r = 46,2$ мм; 1 – $q = 2 \cdot 10^5$ Вт/м²; 2 – $4 \cdot 10^5$; 3 – $6 \cdot 10^5$; 4 – $8 \cdot 10^5$.

участке змеевика. Наибольшее значение температуры стенки имеет место в прямых участках горизонтального и вертикального змеевика [2-4]. Анализ показывает, что температура стенки на верхней образующей горизонтального змеевика (сплошная линия рис.2а) выше, чем на нижней (пунктирная линия рис.2а) образующей, а на вертикальном змеевике температура стенки по внутреннему периметру (рис. 2b – сплошная линия) больше, чем по наружному (рис.2b – пунктирная линия).

Эта закономерность имеет место до и после псевдокритической температуры жидкости и объясняется влиянием свободной конвекции на теплоотдачу.

Таким образом, влияние свободной конвекции значительно осложняет протекание процесса теплоотдачи. Результаты показывают, что расчет теплоотдачи для верхнего и нижнего периметров горизонтального и для внутреннего и наружного периметров вертикального змеевика нужно провести отдельно.

Анализ показывает, что при $t_c < 200^{\circ}\text{C}$ экспериментальные данные по теплоотдаче для нижнего и верхнего горизонтального змеевика и для внутреннего и наружного периметров вертикального змеевика при переходном режиме и сверхкритических давлениях ароматических углеводородов обобщаются уравнением:

$$Nu_{ж} = A \varepsilon Re_{ж}^{0,70} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{\mu_{ж}}{\mu_e} \right)^{0,20}, \quad (1)$$

где $A = 0,064$; $\varepsilon = 1 + 3,54d_b / D_{cp}$,

а для внутреннего периметра

$$A = 0,050; \quad \varepsilon = 1 + 2,36d_b / D_{cp}.$$

Анализ экспериментальных данных показывает, что на теплоотдачу при переходном режиме и сверхкритических давлениях и больших разностях температур между стенкой и жидкостью в изогнутых трубах сильное влияние оказывает свободная конвекция.

Однако влияние свободной конвекции на теплоотдачу в изогнутой трубе зависит от многих факторов, в том числе от направления течения жидкости в трубе по отношению к гравитационной силе и расположения поперечного сечения трубы в пространстве. При $t_c > 200^{\circ}\text{C}$, $G_r > 3 \cdot 10^5$ экспериментальные данные по теплоотдаче обобщаются следующими уравнениями [2].

Для верхнего периметра горизонтального змеевика

$$Nu_{ж} = 0,057 Re_{ж}^{0,70} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{\mu_{ж}}{\mu_e} \right)^{0,20} \varepsilon_1 G_r^{-0,20} \dots \quad (2)$$

Для нижнего периметра горизонтального змеевика

$$Nu_{ж} = 0,00065 Re_{ж}^{0,70} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{\mu_{ж}}{\mu_e} \right)^{0,2} \varepsilon_1 G_r^{0,25} \dots, \quad (3)$$

где $\varepsilon = 1 + 3,54d_g / D_{cp}$ - поправка, учитывающая кривизну канала [5].

В вертикальном змеевике при $t_c \geq 200^{\circ}\text{C}$ на разных участках изогнутой трубы влияние свободной конвекции оказывается различным. С этой целью изогнутую трубу можно разделить на четыре участка (рис. 1b).

При $t_c \geq 200^{\circ}\text{C}$ и $G_r \geq 10^5$ свободная конвекция влияет на теплоотдачу во втором и третьем участках трубы отрицательно, а при переходе в четвертый участок трубы – положительно.

Учитывая влияние свободной конвекции на процесс теплоотдачи, экспериментальные данные при $G_r > 10^5$ и $t_c > 200^{\circ}\text{C}$ в переходном режиме движения ароматических углеводородов в изогнутой трубе для второго и третьего участков змеевика обобщаются [4] критериальными уравнениями:

для внутреннего периметра вертикального змеевика

$$Nu_u = 0,195 \cdot \varepsilon \cdot Re_j^{0,70} \cdot Pr_j^{0,43} \cdot Gr^{-0,10}, \quad (4)$$

для наружного периметра вертикального змеевика

$$Nu_{ж} = 0,240 \cdot \varepsilon_1 \cdot Re_{ж}^{0,70} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \cdot Gr^{-0,10}, \quad (5)$$

на четвертом участке

для внутреннего периметра змеевика

$$Nu_{ж} = 0,016 \cdot \varepsilon_1 \cdot Re_{ж}^{0,70} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \cdot Gr^{0,10}, \quad (6)$$

для наружного периметра змеевика

$$Nu_{ж} = 0,020 \cdot \varepsilon_1 \cdot Re_{ж}^{0,43} \cdot Gr^{0,10}. \quad (7)$$

Уравнения (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7) получены на основании экспериментальных данных по теплоотдаче ароматических углеводородов в горизонтально и вертикально расположенных змеевиках при $P > P_{кр}$, $Re_{ж} = 2000-11000$

$$C_r \geq 10^5 \quad d_b = 2-8 \text{ мм}, \quad D_{ср} = 28-110 \text{ мм}.$$

Выводы

1. Выявлено, что особенности теплоотдачи в горизонтальном и вертикальном змеевиках различны.
2. Установлено сильное влияние свободной конвекции на теплоотдачу.
3. Предложены критериальные уравнения для расчета теплоотдачи на горизонтальном и вертикальном змеевике, без учета и с учетом влияния свободной конвекции.

-
1. *Ф.И.Калбалиев, С.Г.Мамедова* Исследование теплоотдачи ароматических углеводородов в горизонтальном змеевике при сверхкритических давлениях. Изв.вузов Нефть и газ.-1995 г.
 2. *С.Г.Мамедова* Теплоотдача при движении жидкости в змеевиковых трубах: Technical and Physical Problems in Power Engineering, 23-25 April, 2002, s.264-267.
 3. *С.Г.Мамедова* Исследование температурного режима стенки горизонтального змеевика при сверхкритических давлениях толуола//Проблемы энергетики. - 2001.- №1.- с.55-57.
 4. *Ф.И.Калбалиев, Д.П.Мамедова, И.В.Мусаев* Теплоотдача в змеевиковых трубах при переходном режиме движения и СКД толуола//Нефть и газ.-1992.-№9-10.- с.51-53.
 5. *М.А.Мухеев, И.М.Мухеева* Основы теплопередачи. -Москва, «Энергия», 177, с.343.

KRITIKDƏN YÜKSƏK TƏZYİQLƏRDƏ KARBOHİDROGENLƏRİN İLANVARI BORULARDA İSTİLİKVERMƏSİNİN FİZİKİ MODELİ

MƏMMƏDOVA S.Q.

Kritikdən yüksək təzyiqlərdə üfüqi və şaquli ilanvari borularda təcrübi yolla toluolun istilikverməsi zamanı fiziki proseslər tədqiq edilmişdir. İstilikvermə prosesi keçid rejimində öyrənilmişdir. Tədqiqat nəticəsində aydın olmuşdur ki, istilikvermənin xüsusiyyətləri ilanvari borunun yerləşməsindən asılıdır. İstilikverməni hesablamaq üçün empirik tənliklər təklif edilmişdir.

PHYSICAL MODEL OF CARRY OF HEAT IN HEAT-EXCHANGER COIL PIPES AT SUPERCRITICAL PRESSURE CARBOHYDRATES

MAMEDOVA S.G.

The physical process of carry of heat at supercritical pressure toluolis investigated experimentally in vertically and is horizontal located heat-exchanger coil pipes. The phenomenon of carry is warmly is studied at a transitive mode movement. On a basis research the features of carry of heat, which are revealed, depends on an arrangement heat-exchanger coil of pipes. The empirical equations for account heat emission are offered.

