

В.Н. Буз<sup>1</sup>, В.В. Горин<sup>2</sup>, Н.И. Гоголь<sup>3</sup>

Одесский национальный университет им. И.И.Мечникова, Украина (1)

Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», Украина (2)

Одесская государственная академия холода, Украина (3)

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОЛНОЙ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА ВНУТРИ ТРУБЫ

### АННОТАЦИЯ

Проведенный анализ показал различие в 3-4 раза между результатами расчета коэффициента теплоотдачи при конденсации в трубе по различным литературным зависимостям. Рассмотрены три расчетные модели — модель локального теплообмена при кольцевом течении пленки жидкости в трубе, модель полной конденсации пара при пренебрежимой роли сил тяжести и модель конденсации с учетом сил тяжести. В результате численного решения системы уравнений можно определить значения коэффициентов теплоотдачи при любом сочетании режимов течения пара и жидкой пленки. Представлены примеры результатов расчетов и их анализ

### 1. ВВЕДЕНИЕ

Несмотря на значительное количество публикаций, посвященных проблемам конденсации внутри труб, сегодня нет определенности в рекомендациях по расчетным зависимостям. Это связано в первую очередь с тем, что большинство зависимостей получены на основании обобщения экспериментальных результатов, содержат погрешности и применимы в узком диапазоне изменения параметров. Как следует из сравнительного анализа, проведенного в [3], расчетные рекомендации разных авторов могут отличаться в три и более раз. Причем, известные результаты исследований, как правило, относятся к области развитого турбулентного течения как пара, так и пленки жидкости на стенке трубы. Для области ламинарного течения расчетные зависимости вообще практически отсутствуют.

Для практических расчетов наиболее распространенными зависимостями являются формула Ананьева, Бойко и Кружилина [1] и формула Шаха [2]. Эти формулы для некоторых практически важных случаев неприменимы, поскольку на значительной части длины конденсатора течение жидкости либо пара может быть ламинарным (особенно в начале и в конце участка конденсации). В [4] предложена модель, позволяющая для заданных условий определять значение коэффициента теплоотдачи путем численного решения системы уравнений. Однако эта модель справедлива только для случая ламинарного течения пленки жидкости. В настоящей работе представлена модель, позволяющая рассчитывать теплоотдачу при любом сочетании режимов течения пара и пленки жидкости на стенках трубы.

### 2. ЛОКАЛЬНАЯ ТЕПЛОТДАЧА ПРИ КОЛЬЦЕВОМ ТЕЧЕНИИ ПЛЕНКИ ЖИДКОСТИ В ТРУБЕ

В основу модели положены следующие основные допущения: на границе раздела пара и пленки жидкости соблюдается равенство скоростей  $u$  и касательных напряжений  $\tau$  в паре и в жидкости, течение пара и жидкости в любом сечении является установившимся, деформация профилей скорости вследствие поперечного потока массы при конденсации пара пренебрежима, перенос тепла через пленку конденсата осуществляется теплопроводностью, влияние конвекции на теплоперенос пренебрежимо.

В общем случае касательные напряжения на границе раздела со стороны жидкости и пара определяются уравнениями:

$$(\tau_0)_l = -\frac{dp}{dx} \cdot \frac{d-2\delta}{4}; \quad (1)$$

$$(\tau_0)_v = \xi \frac{\rho_v (\bar{u}^2 - u_0^2)}{8}, \quad (2)$$

где коэффициент сопротивления  $\xi$  при движении пара в канале диаметром  $d-2\delta$  со средней скоростью  $\bar{u}_v - u_0$  определяется по традиционным зависимостям для ламинарного либо турбулентного течения,  $\bar{u}_v = \frac{4G_v}{\rho_v \pi (d-2\delta)^2}$ .

В настоящей работе рассмотрена модель, позволяющая с единых позиций рассчитывать весь диапазон возможных режимов течения жидкости и пара, включая турбулентное течение пленки жидкости. Для этого при турбулентном движении, используя универсальный логарифмический закон распределения скорости, получено:

$$\text{при } 5 < \frac{\rho_l u_* \delta}{\mu_l} < 30$$

$$u_0 = u_* \left[ 11.5 \lg \left( \frac{\rho_l u_* \delta}{5 \mu_l} \right) + 5 \right], \quad (3)$$

$$\left( \frac{du_l}{dy} \right)_0 = \frac{26.5 u_*}{\delta}; \quad (4)$$

$$\text{при } \frac{\rho_l u_* \delta}{\mu_l} > 30$$

$$u_0 = u_* \left[ 5.75 \lg \left( \frac{\rho_l u_* \delta}{\mu_l} \right) + 5.5 \right], \quad (5)$$

$$\left( \frac{du_l}{dy} \right)_0 = \frac{13.24 u_*}{\delta}, \quad (6)$$

$$\text{где } u_* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}, \quad \tau_w = \frac{d}{4} \cdot \frac{dp}{dz}.$$

При ламинарном течении жидкости в пленке из закона Хагена-Пуазейля и уравнения сплошности можно получить уравнения, описывающие изменение скорости и поперечного градиента скорости на границе раздела пара и жидкости:

$$(u_l)_0 = -\frac{\delta(d-\delta)}{4\mu_l} \frac{dp}{dz}, \quad (7)$$

$$\left( \frac{du_l}{dy} \right)_0 = -\frac{\delta}{2\mu_l} \frac{dp}{dz}, \quad (8)$$

а также уравнение для расхода жидкости в пленке конденсата:

$$G_l = -\frac{\pi \delta^2 \rho_l (d-\delta)^2}{8\mu_l} \frac{dp}{dz}. \quad (9)$$

Из условия равенства касательных напряжений на границе раздела с учетом (1) и (2) при заданном расходе жидкости и пара можно определить значения толщины пленки  $\delta$ , коэффициента теплоотдачи  $\alpha = \frac{2\lambda_l}{d \ln[d/(d-2\delta)]}$  и числа Нуссельта  $Nu = \alpha d / \lambda_l$ .

Примеры результатов совместного решения уравнений (1) – (9) представлены на рис. 1 (линия 10). Как видно, при не очень больших паросодержаниях результаты модели располагаются несколько ниже, чем основная масса результатов. Причина этого, во-первых, в том, что модель учитывает возможность ламинарного течения, что не учитывают расчетные зависимости других авторов. Во-вторых, модель не учитывает влияние силы тяжести, которая в случае малого паросодержания, а значит, большой толщины пленки жидкости, может приводить к стеканию и утоньшению пленки жидкости, а значит, повышению теплоотдачи.

На рис. 1 представлены результаты расчетов в виде зависимости комплекса  $K = Nu / \left\{ Pr^{0.43} [1 + x(\rho_l/\rho_v - 1)]^{0.5} \right\}$  от числа Рейнольдса  $Re_{\text{ц}} = 4(G_l + G_v) / (\pi d \mu_l)$ . Как видно, при  $Re_{\text{ц}} < 1000$  наблюдается существенное отличие результатов расчетов от зависимости Бойко и Кружилина (уравнение(1)), что вызвано ламинарным течением и не применимостью в этом случае уравнения (1). Кроме того, наблюдается расслоение по паросодержанию  $x = G_v / (G_l + G_v)$ . При больших числах Рейнольдса наблюдается хорошее согласование результатов представленной модели и уравнения (1).

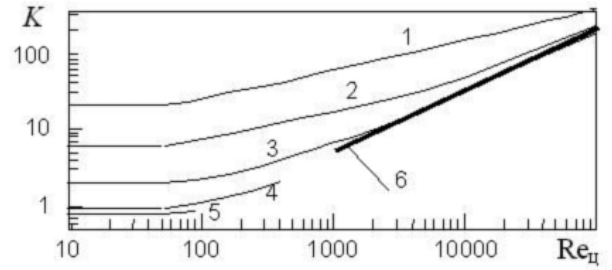


Рис. 1. Зависимости от числа Рейнольдса комплекса, характеризующего локальную теплоотдачу  $K = Nu / \left\{ Pr^{0.43} [1 + x(\rho_l/\rho_v - 1)]^{0.5} \right\}$  при различных значениях паросодержания  $x$ : 1 – 0.999; 2 – 0.99; 3 – 0.9; 4 – 0.5; 5 – 0.1. Линия 6 – расчет по [1]

### 3. ПОЛНАЯ КОНДЕНСАЦИЯ ПАРА В ТРУБЕ ПРИ ПРЕНЕБРЕЖИМОЙ РОЛИ СИЛ ТЯЖЕСТИ

При конденсации пара, движущегося в трубе, расход как пара, так и жидкости по длине трубы непрерывно изменяются. Если в каждом сечении рассчитывать локальную теплоотдачу и считать изменение расхода пара и жидкости по уравнению материального баланса, то после осреднения по всей длине участка конденсации можно определить средний коэффициент теплоотдачи. Для этого рассмотрим уравнения материального баланса парового потока и пленки жидкости в следующей форме:

$$r \frac{dG_v}{dz} = \frac{\pi(t_s - t_{\text{ср}})}{\frac{1}{2\lambda_l} \ln\left(\frac{d}{d-2\delta}\right) + \frac{1}{2\lambda_w} \ln\left(1 + \frac{2\delta_w}{d}\right) + \frac{1}{\alpha_{\text{ср}}(d+2\delta_w)}}, \quad (10)$$

$$\frac{dG_l}{dz} = -\frac{dG_v}{dz}. \quad (11)$$

Численно решая уравнения (10) и (11) от входного сечения, в котором  $G_l=0$ , до сечения, в котором значение расхода пара достигает нуля, при этом в каждом сечении вычисляя  $\delta$  и  $\alpha$  по модели, описанной в разд. 2 настоящей статьи, можно получить распределение основных характеристик вдоль канала. На рис. 2 представлены расчетные результаты изменения локального коэффициента теплоотдачи при конденсации паров аммиака в трубке внутренним диаметром 6 мм при общем тепловом потоке 400 Вт. Как видно, наблюдается существенное различие результатов расчетов по разным моделям. Это различие определяется разным изменением толщины пленки  $\delta$  вдоль участка конденсации (рис. 2). Изменение средней скорости жидкости в пленке вдоль трубы определяется двумя факторами – изменением расхода вследствие конденсации и изменением толщины пленки жидкости. Это определяет немонокотное изменение скорости жидкости, как это видно из рис. 2. Турбулентное течение пара и жидкости наблюдается лишь на коротком участке в средней части участка конденсации, как это следует из нижнего графика на рис. 2. Во всей остальной области, строго говоря, расчетные зависимости [1], [2], и

практически все другие, не применимы. Это и определяет существенное отличие значений среднего коэффициента теплоотдачи при малых тепловых нагрузках (рис. 3). Расчетные зависимости [1] и [2], полученные экспериментально в области развитого турбулентного течения, здесь дают нереально низкие значения.

Результаты расчета потерь давления, пример которых представлен на рис. 3, также показывают, что в области малых тепловых нагрузок традиционно применяемая модель гомогенного теплоносителя дает неоправданно низкие результаты.

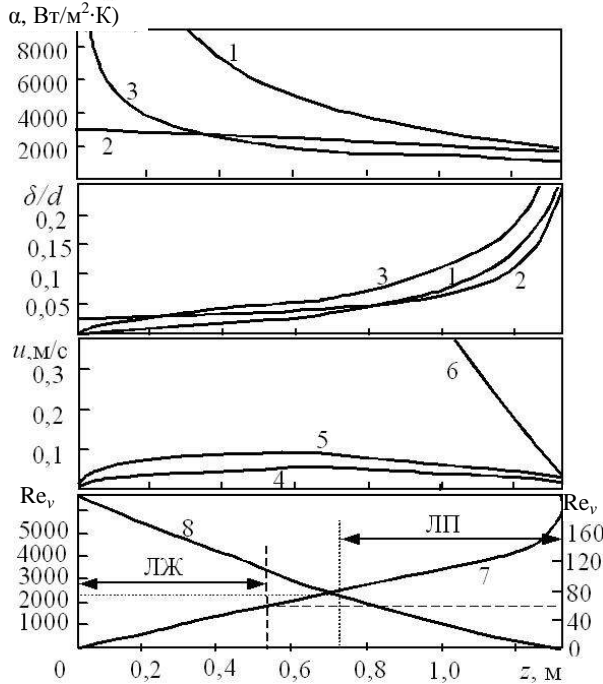


Рис.2. Изменение вдоль трубы локального коэффициента теплоотдачи  $\alpha$ , толщины пленки конденсата  $\delta$  (1 – [2], 2 – [1], 3 – предложенная модель), скорости жидкости (4), пара (5) и границы раздела вдоль трубы (6), числа Рейнольдса жидкости  $Re_l$  (7) и пара  $Re_v$  (8); ЛЖ – зона ламинарного течения жидкости, ЛП – зона ламинарного течения пара

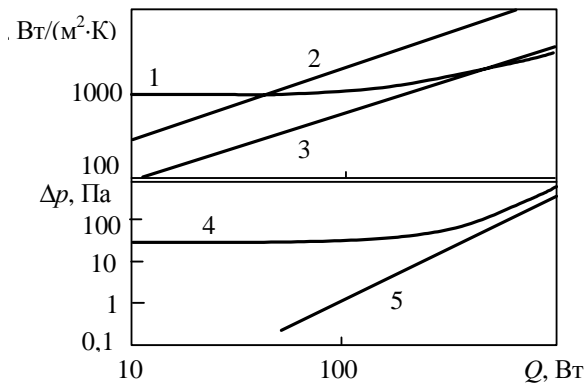


Рис. 3. Зависимости среднего на участке конденсации коэффициента теплоотдачи и потерь давления от тепловой нагрузки конденсатора: 1, 4 – предложенная модель; 2 – [2]; 3 – [1]; 5 – модель гомогенного теплоносителя

#### 4. ПОЛНАЯ КОНДЕНСАЦИЯ ПАРА В ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ТРУБЕ С УЧЕТОМ СИЛ ТЯЖЕСТИ

На входе в конденсатор скорость пара обычно велика, основным механизмом отвода жидкости с поверхности конденсации здесь является динамическое воздействие пара на пленку жидкости, а влияние сил тяжести пренебрежимо. Вдоль конденсатора скорость пара уменьшается, роль сил тяжести увеличивается и в конце участка конденсации становится основной, где скорость пара падает до нуля. Условно разобьем конденсатор на два участка: 1 – прилегающий ко входу участок с пренебрежимым влиянием сил тяжести, 2 – участок с пренебрежимой скоростью пара, где жидкость стекает по стенкам трубы под действием сил тяжести. В сечении сопряжения этих участков примем допущение о равенстве динамического напора  $\rho_v u_v^2 / 2$  и гидростатического напора  $\rho_l g d$ . Тогда расход пара в этом сечении равен:

$$G = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2 \rho_l \rho_v g d} \quad (12)$$

Решая численно уравнения (10) и (11) от входного сечения до сечения, в котором значение расхода пара  $G = G_2$ , можно определить средний коэффициент теплоотдачи на первом участке  $\alpha_1$  и длину этого участка  $l_1$ . Далее в соответствии с рекомендациями [5] определяем значение коэффициента теплоотдачи при конденсации в горизонтальной трубе неподвижного пара  $\alpha_2$  и длину второй зоны конденсации:

$$l_2 = \frac{G_v r}{\alpha_2 \pi d \Delta t} \quad (13)$$

Средний коэффициент теплоотдачи на всем участке конденсации равен:

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha_1 l_1 + \alpha_2 l_2}{l_1 + l_2} \quad (14)$$

Результаты расчетов конденсации аммиака в трубе диаметром 10 мм по моделям, описанным в разд. 3 и 4, а также некоторые литературные данные, представлены на рис. 4.

Как видно из графика, расчетная кривая для случая конденсации с учетом сил тяжести (линия б) имеет две асимптоты. Правая асимптота соответствует пренебрежимому влиянию сил тяжести (линия 5). Расчетная кривая б практически совпадает с ней при плотностях теплового потока  $q$  более  $20 \text{ кВт/м}^2$ . Левая асимптота соответствует условиям, когда конденсация определяется только силами тяжести (линия 1). Расчетная кривая б практически совпадает с ней при  $q < 2 \text{ кВт/м}^2$ .

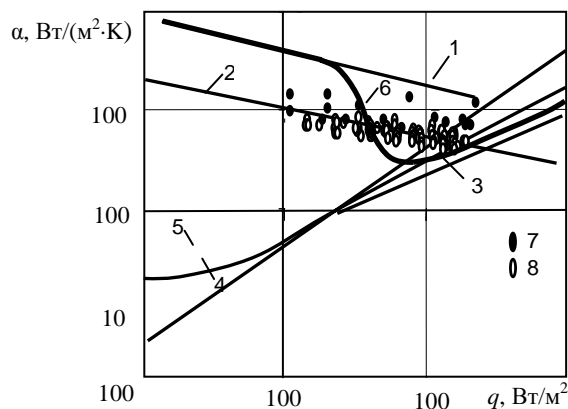


Рис. 4. Зависимости коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока по данным различных авторов: 1 – Л.Чейто[5]; 2 – Ю.Н.Ширяев [6]; 3 – С.А.Городинская [7]; 4 – Л.Д.Бойко и Г.Н. Кружилин [1], 5 и 6 – расчет по предложенной модели (5 – без учета сил тяжести, 6 – с учетом сил тяжести), 7 и 8 – экспериментальные данные Н.И. Гоголя [8] (7 –  $l/d = 75$ , 8 –  $l/d = 254$ )

Результаты расчетов хорошо согласуются с результатами экспериментов при  $q > 5 \text{ кВт/м}^2$ . При более низких значениях  $q$  расчет дает завышенные значения теплоотдачи, что может быть связано, во-первых, с не учитываемым в расчетах затоплением нижней части трубы, во-вторых, с влиянием сил поверхностного натяжения.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложенная методика расчета конденсации пара в трубе применима при любом сочетании режимов течения жидкости и пара. Методика дает физически обоснованные результаты как для случая микрогравитации, так и для случая существенного влияния сил тяжести. Результаты расчетов хорошо согласуются с результатами экспериментов. При малых тепловых потоках методика дает завышенные значения коэффициента теплоотдачи, что связано с не учетом затопления нижней части трубы.

## СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

$d$  – диаметр трубы, м;  
 $G$  – массовый расход, кг/с;  
 $p$  – давление, Па;  
 $Q$  – тепловой поток, Вт;  
 $r$  – удельная теплота парообразования; Дж/кг;  
 $t$  – температура, °С;  
 $u$  – скорость, м/с;  
 $x$  – массовое расходное паросодержание;  
 $z$  – продольная координата, м;

$\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  
 $\delta$  – толщина пленки жидкости, м;  
 $\lambda$  – теплопроводность, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  
 $\mu$  – динамическая вязкость, Па·с;  
 $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;  
 $\tau$  – касательное напряжение, Па.

Индексы:

$c$  – критический;  
 $l$  – жидкость;  
 $ос$  – окружающая среда;  
 $s$  – насыщение;  
 $v$  – пар;  
 $w$  – стенка;  
 $0$  – граница раздела пара и жидкости;  
1 – зона конденсации с несущественным влиянием сил тяжести,  
2 – зона конденсации с определяющим влиянием сил тяжести.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ananiev E.P., Boyko L.D., Kruzhilin G.N.** Heat transfer in the presence of steam condensation in a horizontal tube // Intern. Developments in Heat Transfer. 1961. pt II. P. 290.
2. **Shah M.M.** A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes // Intern. J. Heat and Mass Transfer. Vol. 22. 1979. P. 127—137.
3. **Mishkinis D. and Ochterbeck J.M.** Analysis of Tubeside Condensation in Microgravity and Earth-Normal Gravity // Heat Pipe, Heat Pump, Refrigerations: 5<sup>th</sup> Minsk Intern. Seminar. Minsk, Belarus, 2003. P. 36—53.
4. **Буз В.Н., Гончаров К.А.** Гидродинамика и теплообмен при полной конденсации пара в каналах малых размеров // Физические основы экспериментального и математического моделирования процессов газодинамики и теплообмена в энергетических установках: XIII Школа-семинар под рук. акад. РАН А.И.Леонтьева, С-Петербург, май, 2001.Т.1. С. 381—384.
5. **Chato L.C.** Laminar condensation inside horizontal and inclined tubes//ASHRAE. 1962. Vol. 4. No 1. P. 52—60.
6. **Ширяев Ю. И.** Исследование теплоотдачи при конденсации холодильных агентов внутри горизонтальных труб: Автореф. дис.... канд. техн. наук. Л.: Ленингр. технолог. ин-т. холод.пром. Л., 1974. 24 с.
7. **Чернобыльский Н. И., Городинская С. А.** Исследование теплообмена при конденсации пара внутри горизонтальных труб // Известия Киевского политехнического института. 1964. Т. 13. С. 158—170.
8. **Гоголь Н.И., Лагутин А.Е., Чепурненко В.П.** Исследование процессов конденсации аммиака внутри труб // Холодильна техніка і технологія. 2004. № 6 (92). С. 7—14.