

Интернет-журнал «Наукоедение» ISSN 2223-5167 <http://naukovedenie.ru/>

Том 9, №4 (2017) <http://naukovedenie.ru/vol9-4.php>

URL статьи: <http://naukovedenie.ru/PDF/18TVN417.pdf>

Статья опубликована 11.07.2017

**Ссылка для цитирования этой статьи:**

Аксенов А.К. Кризис теплообмена в горизонтальных парогенерирующих трубах // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 9, №4 (2017) <http://naukovedenie.ru/PDF/18TVN417.pdf> (доступ свободный). Загл. с экрана. Яз. рус., англ.

**УДК 536.24**

**Аксенов Андрей Константинович<sup>1</sup>**

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет»  
Москва, Россия  
Кандидат технических наук, доцент  
E-mail: roverton@mail.ru

## **Кризис теплообмена в горизонтальных парогенерирующих трубах**

**Аннотация.** В работе на основе экспериментальных исследований и разработанной математической модели асимметричного дисперсно-кольцевого течения пароводяного потока в горизонтальных парогенерирующих трубах получена расчётная формула для определения границ зоны улучшенной теплоотдачи и критического значения плотности теплового потока. Предполагается новый теоретический подход к решению задачи о структуре течения двухфазного потока. Примененный метод диссинативных характеристик двухфазного потока в трубах и принцип минимума скорости возрастания энтропии в стабилизированных течениях позволило получить формулы, непосредственно отображающие влияние вязкостных характеристик газовой и жидкой сред на их распределение в потоке. Исследование показало существенное влияние гравитационных сил на характер распределения фаз в поперечном сечении парогенерирующих труб. При массовой скорости двухфазного потока  $\rho w < 700 \text{ кг/м}^2\text{с}$  объемное содержание жидкой фазы у верхней образующей трубы почти на порядок меньше чем нижней. Получена расчёта кризиса теплообмена в горизонтальных парогенерирующих трубах. Расчётная зависимость хорошо согласуется с опытными данными автора и ряда зарубежных исследователей. Формула обобщает опытные данные для труб диаметром 12-20 мм в диапазоне давлений 3-7 МПа.

**Ключевые слова:** кризис теплообмена; горизонтальные парогенерирующие трубы; скорость возрастания энтропии; вариационный принцип; асимметричное дисперсно-кольцевое течение пароводяного потока

Проектирование и расчёт теплообменных поверхностей с различной их ориентацией в пространстве, в том числе и горизонтальных, находит широкое применение в парогенераторах тепловых установок в различных отраслях промышленной теплоэнергетики.

Создание надёжных и экономичных аппаратов с кипящими теплоносителями представляет на сегодня одно из наиболее важных задач в теплоэнергетике, успешное

---

<sup>1</sup> 141077, г. Королев, проспект Королева, д. 20А, кв. 32

развитие которой во многом зависит от знания процессов гидродинамики и теплообмена в двухфазных рабочих средах, а также вопросов связанных с интенсификацией теплообмена и предупреждением наступления кризисных явлений.

На рис. 1 представлена модель горизонтального асимметричного кольцевого течения пароводяного потока, которая присутствует в зоне возникновения кризиса теплоотдачи.

В настоящей работе для упрощения анализа в качестве расчетной модели принята кольцевая структура двухфазного потока. В основу решения положен принцип минимума диссипации энергии в стабилизированном потоке, связанной с необратимыми потерями на внутреннее трение при движении реальных сред.

С термодинамической точки зрения в потоке вязкой жидкости происходит деградация-обесценивание энергии, как и при всех других протекающих в природе реальных процессов, характерной особенностью которых является прирост энтропии системы. Внутренние неравновесные процессы всегда действуют в направлении, вызывающем уменьшение величины скорости возрастания энтропии.

В термодинамике необратимых процессов этот закон формулируется так:

по мере перехода системы к стационарно-неравновесному состоянию величина ежесекундного прироста энтропии уменьшается, и когда стационарно-неравновесное состояние достигнуто, она принимает наименьшее значение, совместимое с внешними ограничителями.

Рассмотрим кольцевой режим стабилизации газожидкостного потока в трубе радиусом  $R_0$ . Указанный поток будет состоять из кольцевого слоя жидкости толщиной  $\delta$  и цилиндрического газового ядра радиусом  $R_c = R_0 - \delta$ . Массовые расходы жидкости  $G_{ж}$  и газа  $G_g$  и их физические параметры (плотность, вязкость)  $\rho_g, \rho_{ж}, \mu_g$  и  $\mu_{ж}$  предполагаются известными [1].

В горизонтальных и слабонаклонных трубах на паровое ядро оказывает существенное действие подъемная (Архимедова) сила, равная:

$$P_A = \pi R_r^2 (\rho' - \rho'') g \Delta l \quad (1)$$

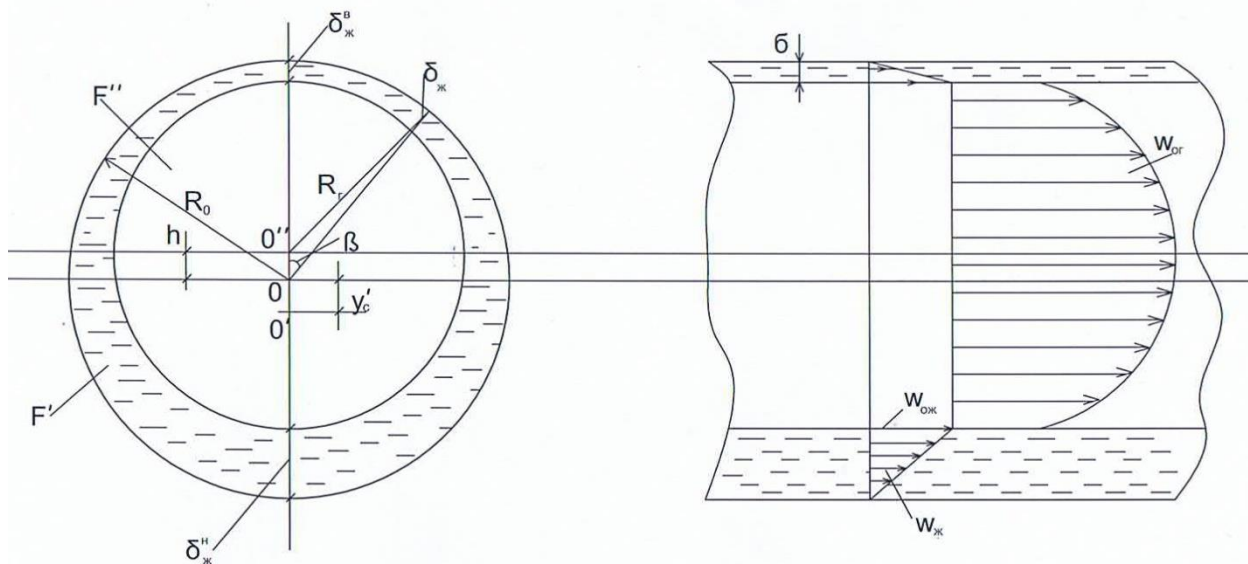
где:  $R_r$  – радиус парового ядра, м;

$\rho'$  и  $\rho''$  – плотности жидкости и пара, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – проекция ускорения свободного падения на плоскость поперечного сечения трубы, м/с<sup>2</sup>;

$\Delta l$  – длина рассматриваемого элемента трубы, м.

Под действием этой силы соосность парового ядра и кольцевого слоя жидкости нарушается. Толщина жидкостного слоя  $\delta$  становится не равномерной по периметру (рис. 1). В верхней части трубы жидкостный слой становится тоньше, а в нижней утолщается.



**Рисунок 1.** Модель горизонтального асимметричного кольцевого течения пароводяного потока (составлено автором)

Вертикальное смещение ядра потока будет при этом сопровождаться ростом интенсивности диссипации энергии, связанной с ростом потерь на трение.

Очевидно, что стабилизированному течению будет соответствовать определенная величина смещения парового ядра  $h$ , отвечающая минимуму секундного изменения энергии системы при заданных краевых условиях.

Будем исходить из предположения о том, что суммарная удельная работа в каждом сечении стабилизированного парожидкостного потока имеет минимум: [2]

$$\sum e_i(h) = \min \quad (2)$$

где:  $e_i = \frac{E}{V}$ ;

$E$  – секундная работа сил внутреннего трения, Вт;

$V$  – рассматриваемый объем участка трубы  $\Delta l$ .

Потоки энергии, независимые от величины  $h$  здесь в рассмотрение не вводим.

Рассмотрим с указанных позиций задачу о нахождении величины смещения парового ядра, а также о минимальной толщине жидкостной пленки  $\delta_{гр}^b$  и соответствующей граничной плотности теплового потока  $q_{гр}$  (Вт/м<sup>2</sup>), при которой наблюдается резкое ухудшение теплоотдачи в области верхней образующей парогенерирующей трубы [3].

При этом секундные потери энергии на трение в жидкостном слое  $V_{жс} = F' \Delta l$  могут быть выражены следующим интегралом:

$$E_{\tau} = \int_{w_{жс}} \tau_{жс} dF \frac{dw_{жс}}{dR} \cdot dR, \quad (3)$$

где:  $\tau_{жс} = \mu_{жс} \cdot \frac{dw_{жс}}{dR}$  напряжение трения в жидкостном слое, Н/м<sup>2</sup>;

$F'$  – площадь сечения, занимаемая жидкостью;

$w_{жс}$  – местная скорость жидкости в рассматриваемом сечении, м/с.

$$dF = \Delta l R d\beta$$

Принимая закон распределения скорости  $w_{жс}(R)$  в жидкостном слое линейном, можем переписать интеграл (2) в следующем в виде:

$$E_{\tau} = 2\Delta l \int_0^{\pi} d\beta \int_{R_r}^{R_r+\delta} \mu_{жс} \frac{w_{жс}^2}{\delta^2} R \cdot dR, \quad (4)$$

где  $\delta$  – толщина жидкостного слоя.

Произведя интегрирование по переменной R, будем иметь:

$$E_{\tau} = \Delta l \int_0^{\pi} \frac{\mu_{жс} w_{жс}^2}{\delta} (2R_r + \delta) d\beta, \quad (5)$$

Учитывая, что:  $R_r = \sqrt{\varphi} \cdot R_0$ ;

$\varphi$  – истинное объемное паросодержание  $\varphi = \frac{F''}{F}$ ;

$\mu_{жс}$  – динамическая вязкость жидкости, кг/(м·с)

$F''$  – сечение занимаемые паровой фазой, м<sup>2</sup>;

$F$  – сечение канала, м<sup>2</sup>.

Для выделенного элемента длиной  $\Delta l$  ежесекундный поперечный перенос массы M будет иметь следующий вид [4]:

$$M = \Delta D + C(\rho w)(1-x) \cdot 2\pi R_0 \Delta l = 2\pi R_0 \Delta l \left[ \frac{Cq}{r} + C_2(\rho w)(1-x) \right], \quad (6)$$

$\Delta D$  – масса жидкости, переходящей в паробразное состояние

$$\Delta D = \frac{2\pi R_0 \Delta l q}{r}, \quad (7)$$

где: q – плотность теплового потока, Вт/м<sup>2</sup>;

r – теплота парообразования, Дж/кг.

Коэффициент  $C_2$  является функцией числа Вебера We [5]

$$C_2 = C \cdot We = C \frac{\rho'' (\overline{w''} - \overline{w'})^2 2R_0}{\sigma} = C \frac{2R_0 \rho'' (\rho w)^2}{\sigma} \left[ \frac{x}{\varphi - \rho''} - \frac{1-x}{1-\varphi\rho'} \right]^2 \quad (8)$$

Удельная работа против гравитационных сил равна

$$e_n = \frac{E_n}{V} = -\frac{2Cgh}{R_0 \cdot (1-\varphi)} \left[ \frac{q}{r} + C_3(\rho w)(1-x) \right], \quad (9)$$

$$C_3 = \frac{c_2}{c}.$$

Удельная работа сил внутреннего трения равна

$$e_\tau = \frac{E_\tau}{V} - \frac{\mu w_0^2}{R_0^2} \left( 1 + \frac{2\sqrt{\varphi} R_0 \alpha}{a^2 - h^2} \right) \quad (10)$$

Найдена величина  $h$  из условия перехода системы к стационарному состоянию. Причем, последнее будет достигнуто тогда, когда  $\sum e(h) = \min$  т.е. [6]

$$\frac{\partial}{\partial h} (e_\tau + e_n) = 0 \quad (11)$$

После дифференцирования получим:

$$\frac{2 \cdot \mu w_0^2 \sqrt{\varphi} \alpha h}{(a^2 - h^2)^2} - \frac{Cg}{1 - \varphi} \left[ \frac{q}{r} + C_3 (\rho w) - (1 - x) \right] = 0 \quad (12)$$
$$a = R_o - R_z = R_o (1 - \sqrt{\varphi})$$

Приведенная толщина жидкостной пленки у верхней образующей трубы на границе зоны ухудшенной теплоотдачи [7].

$$\delta_{sp}^s = \sqrt{\frac{k(\rho\omega)\mu}{g(\rho - \rho^*)\rho^*}}; \quad (13)$$
$$k = 1,1.$$

Подставляя найденные из опытов значения числовых коэффициентов, получим окончательно критическую плотность теплового потока:

$$q_{sp} = r \left[ \frac{T}{B} - W_e(\rho w)(1 - x) \cdot 10^{-3} \right] \cdot 1.6 \cdot 10^{-4} \quad (14)$$

где

$$T = \frac{1 - \delta_{гр}^B / \alpha}{[1 - (1 - \delta_{гр}^B / a)^2]^2}; \quad B = \frac{gR_0^2(1 - \sqrt{\varphi})^3(1 + \sqrt{\varphi})\rho^2}{8\mu \cdot (1 - x)^2 \cdot (\rho w)^2 \sqrt{\varphi}}$$

Формула обобщает опытные данные, полученные на парогенерирующих трубах с внутренним диаметром  $d_o = 0,012 \div 0,019$  м в диапазоне давлений  $3 \div 7$  МПа в интервале массовых скоростей потока  $300 \div 1400$  кг/м<sup>2</sup>·с для относительных энтальпий потока  $x > 0,2$  [8].

В диапазоне относительных энтальпий  $0,2 < x < 0,3$  в экспериментальных значениях  $q_{гр}$  наблюдается существенный разброс, а в районе  $x = 0,2$  влияние теплового потока на границу зоны ухудшенного теплообмена практически вырождается. Характер зависимости  $q_{гр} = f(x)$  здесь аналогичен кризису второго рода в вертикальных трубах (опытные значения, полученные в этих условиях в координатах  $q, x$  группируются около почти вертикальных

прямых) [9]. И в нормативном методе за границу зоны ухудшенной теплоотдачи в диапазоне средних давлений для горизонтальных парогенерирующих труб предлагается принимать  $x=0,2$  для  $P > 0,5$  МПа и  $x = 0,3$  для  $P < 5,0$  МПа при любых  $q$ .

В этой области дисперсно-кольцевой режим течения только формируется и обладает существенной гидродинамической неустойчивостью. Здесь при небольших массовых скоростях  $\rho w < 700$  кг/м<sup>2</sup>·с паровые скопления, двигаясь вдоль верхней образующей, периодически вызывают «сухие пятна» на стенке канала, что в свою очередь проявляется в термических пульсациях стенки вблизи верхней образующей трубы.

С уменьшением  $q$  до некоторого значения  $q_{\min}$  зависимость  $q_{\text{гр}} = f(x)$  резко отклоняется вправо и с увеличением граничная плотность теплового потока  $q_{\text{гр}}$  даже несколько возрастает. Это объясняется тем, что с ростом расходного паросодержания увеличивается скорость пароводяного потока, что в свою очередь, по известным причинам уменьшает асимметрию течения и увеличивает скорость витания капель жидкости в ядре потока (т.е. улучшается условия орошения стенки канала) [10].

В диапазоне относительных энтальпий  $0,2 < x < 0,3$  граничная плотность теплового потока  $q_{\text{гр}}$ , вычисленная по формуле (14) соответствует минимальным экспериментальным значениям  $q$ , при которых наблюдались термопульсации стенки на верхней образующей горизонтальной парогенерирующей трубы.

Дальнейшее увеличение  $x$  больше 0,4 однозначно связано с уменьшением толщины пристенной жидкой пленки по всему периметру канала; одновременно уменьшаются размеры капель жидкости в ядре потока, что заметно снижает интенсивность орошения стенки канала.

Все это приводит к монотонному уменьшению  $q_{\text{гр}}$ .

В отдельных режимах по длине канала можно было одновременно наблюдать две отдельные зоны термопульсаций одну в области небольших значений  $x$  порядка 0,2 и вторую вблизи выходного сечения трубы. Аналогичное явление также отмечалось в работе [6]. Наличие двух отдельных зон термопульсаций на верхней образующей горизонтальной трубы можно объяснить на основе совместного влияния многих факторов на характер зависимости  $q_{\text{гр}} = f(x)$ , что вполне согласуется с приведенной выше физической моделью горизонтального пароводяного потока.

Следует отметить, что полученная зависимость обладает инверсией. Увеличение  $\rho w$  до  $1000 \div 1500$  кг/м<sup>2</sup>·с приводит к росту  $q_{\text{гр}}$ . В диапазоне же  $\rho w > 1000 \div 1500$  кг/м<sup>2</sup>·с увеличение массовой скорости значения  $q_{\text{гр}}$  снижается. Причем, при больших паросодержаниях потока точка инверсии соответствует меньшим массовым скоростям. Наблюдаемое явление подтверждает высказанное ранее положение, что при больших скоростях гидродинамические процессы в горизонтальных и вертикальных трубах подобны.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Пригожин И.Р. Введение в термодинамику необратимых процессов. [Текст] / И.Р. Пригожин. Ижевск НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика» 2001. – 160 с.
2. Аксенов А.К. Вариационный принцип в задаче о конвекторном теплообмене около вертикальной плоскости в условиях свободного движения жидкости. [Текст] / А.К. Аксенов Сборник докладов между народной научно-технической конференции «Теоретические основы теплогазоснабжения и вентиляции». МГСУ 20.11.2013 г.
3. Аксенов А.К. Температурный режим горизонтальных труб при течении в них пароводяного потока [Текст] / А.К. Аксенов, В.А. Брянцев, А.С. Селиванов. ВИНТИ ДР. 1982 рег. №1725, С. 79.
4. Нигматулин Б.И. Исследование интенсивности уноса влаги с поверхности жидкой пленки при восходящем течении пароводяной смеси. [Текст] / Б.И. Нигматулин, В.И. Рачков, Ю.З. Шугаев Теплоэнергетика. – 1981. – № 4. – С. 33-36.
5. Каменецкий Б.Я. Кризис теплообмена в горизонтальных трубах панели топочного экрана. [Текст] / Б.Я. Каменецкий // Теплоэнергетика. – 2009. – №8. – С. 58-61.
6. Пригожин И.Р. Современная термодинамика. От тепловых двигателей до диссипативных структур. Пер. с англ. Ю.А. Данилова и В.В. Белого. [Текст] / И.Р. Пригожин, Д. Кондепуди – М. Мир 2002 г. – 44 с.
7. Болтенко Э.А. Методика расчета расходов жидкости в пристенной пленке и кризиса теплоотдачи в трубах [Текст] / Э.А. Болтенко // Теплоэнергетика. – 2009. – №3. – с. 38-45.
8. Robertson J.M. Dry out in horizontal hairpin waster-heat boiler tubes Am. [Текст] / J.M. Robertson. Inst. Chem. Engng. 1973. Sump. Ser 69(131). p. 55-62.
9. Келбалиев Р.Ф. Исследование особенностей кризиса теплоотдачи при кипении недогретых углеводородов в области давлений близких к критическому. [Текст] / Р.Ф. Келбалиев, М.З. Искендеров // Теплофизика высоких температур. – 2005. – Т.43 №3, с. 456-465.
10. Ивашкевич А.А. Упрощенная пленочная модель кризиса теплоотдачи в трубах. [Текст] / А.А. Ивашкевич // Теплофизика высоких температур. – 2012. – Т.50 №1, с. 112-117.

**Aksenov Andrey Konstantinovich**

National research Moscow State university of civil engineering, Moscow, Russia

E-mail: [roverton@mail.ru](mailto:roverton@mail.ru)

## **The crisis of heat exchange in horizontal steam generating pipes**

**Abstract.** This work was based on experimental studies and the developed mathematical model of asymmetric dispersed-annular flow of a steam-water flow of horizontal steam-generating pipes. Here was derived the formula for determining the boundaries of the zone of improved heat transfer and for calculating the critical value of the heat flux density. Also, here is a new theoretical approach to the solution of the problem of two-phase flow structure. The method of dissipative characteristics of a two-phase flow in pipes and the principle of minimum rate of entropy increase in stabilized flows allowed obtaining formulas that directly reflect the influence of the viscous characteristics of the gas and liquid media on their flow distribution. This study showed a significant effect of gravitational forces on the nature of character of phase distribution in the cross-section of steam generating pipes, when the two-phase mass flow rate velocity is 700 kg/m with the volume content of the liquid phase in upper forming tube is almost lower than the content in lower tube.

**Keywords:** heat exchange crisis; horizontal steam generating pipes; the rate of entropy increase; variational principle; asymmetric dispersed-annular flow of steam-water flow