

ИНТЕНСИВНОСТЬ ТЕПЛОТДАЧИ В ИСПАРИТЕЛЬНЫХ КАНАЛАХ ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ

Докт. техн. наук, проф. **ТОБИЛЕВИЧ Н. Ю.**, инж. **ФИЛОНЕНКО В. Н.**,
канд. техн. наук **ПРЯДКО Н. А.**

Киевский ордена Трудового Красного Знамени технологический институт
пищевой промышленности

Широкое распространение в пищевой, химической, целлюлозно-бумажной промышленности получили выпарные аппараты с трубчатой поверхностью теплообмена, работающие при сниженных пьезометрических уровнях, составляющих при оптимальных условиях работы 25—50 % от длины кипящих труб. При этом процесс парообразования в кипящих трубах осуществляется в условиях развивающейся вдоль теплоотдающей поверхности структуры парожидкостного потока, в общем случае — от эмульсионной до дисперсно-кольцевой.

Имеющиеся в литературе [1, 2] зависимости для расчета коэффициентов теплоотдачи в испарительных поверхностях выпарных аппаратов предполагают доминирование в кипящих трубах либо механизма турбулентного переноса тепла при однофазном течении жидкости, характерного при высоких скоростях циркуляции [1], либо пузырькового кипения, идентичного кипению жидкости в большом объеме [1, 2].

В соответствии с этими положениями расчет коэффициента теплоотдачи в выпарных аппаратах и испарителях предлагается производить либо по уравнению конвективной теплоотдачи при вынужденном движении выпариваемой жидкости, либо по уравнениям, разработанным в рамках системы критериев подобия, характеризующих кипение жидкости в большом объеме. Следует отметить, что указанными зависимостями обобщаются коэффициенты теплоотдачи, полученные в короткотрубных ($L/d \leq 100$) испарителях, доминирующими режимами течения в которых являлись либо однофазное, либо эмульсионное и пробковое.

Известно, что доминирование того или иного режима течения парожидкостного потока в испарительном канале выпарного аппарата, а следовательно, того или иного механизма теплопереноса определяется соотношением скоростей паровой и жидкой фаз и непосредственно величиной отношения L/d канала.

Представляется целесообразным установление закономерностей теплоотдачи в длиннотрубных ($L/d=300-800$) испарительных каналах, являющихся элементами поверхности теплообмена разрабатываемых выпарных аппаратов большой ($F=4000-8000 \text{ м}^2$) единичной мощности, в которых доминирующими режимами парожидкостного течения будут кольцевая и дисперсно-кольцевая.

В основе имеющихся в литературе обобщений по теплоотдаче к парожидкостным потокам в трубах и каналах в области дисперсно-кольцевых течений В. М. Боришанского, Л. С. Стермана, Н. Г. Стюшина лежат опытные данные, полученные при кипении воды в области режимных параметров, характерной для условий работы парогенерирующих каналов энергетического оборудования: скоростях циркуляции 1—7 м/с, тепловых потоках 0,3—3,0 МВт/м², давлениях 1—16 МПа.

Расчетные значения коэффициентов теплоотдачи, полученные при экстраполяции указанных обобщений в область работы испарительных каналов выпарных аппаратов, характеризующую малыми скоростями циркуляции — 0,03—0,3 м/с, сравнительно низкими тепловыми потоками — 5—50 кВт/м² и значительной вязкостью выпариваемых растворов, существенно отличаются от опытных данных.

Для изучения закономерностей теплоотдачи и получения расчетных зависимостей для определения коэффициентов теплоотдачи при кипении воды и вязких растворов в вертикальных длиннотрубных каналах круглого и кольцевого сечений при низких давлениях и вакууме в следующем диапазоне режимных параметров: $\omega_0=0,01-0,3 \text{ м/с}$, $q=5-70 \text{ кВт/м}^2$, $\omega_0^* \leq 140 \text{ м/с}$, $Pr=1,7-40$, $d_0=0,011-0,03 \text{ м}$, $L/d_0=40-800$, $p=0,04-0,23 \text{ МПа}$, нами проведены экспериментальные исследования. Описание экспериментальных испарителей с парогенерирующими каналами высотой 8,8 м круглого ($L/d=300$) и кольцевого с одно- и двусторонним паровым обогревом ($L/d_0=800$) сечений приведено в [3, 4].

Анализ полученных в настоящей работе данных по локальным значениям коэффициентов теплоотдачи и сопоставление их с опубликованными данными других авторов позволили установить общие закономерности и дать количественную оценку процессу теплоотдачи в испарительных каналах выпарных аппаратов применительно к характерным режимам парожидкостных течений. При невысоких скоростях жидкой и паровой фаз и достаточной для поддержания необходимого перегрева стенки плотности теплового потока, обеспечивающей возникновение пузырькового кипения, теплоотдача осуществляется в условиях эмульсионной структуры потока с характерной для условий пузырькового кипения жидкости в большом объеме зависимостью $\alpha \sim q^{0,7}$.

Совпадение численных значений коэффициентов теплоотдачи, полученных в этой области и рассчитанных по зависимостям для развитого пузырькового кипения жидкости в большом объеме, свидетельствует о едином механизме микропроцессов в пристенном слое жидкости в обоих рассматриваемых случаях.

В области дисперсно-кольцевых режимов течения в испарительных каналах выпарных аппаратов пузырьковое кипение отсутствует. Фактором, определяющим интенсивность теплообмена в этих условиях, является турбулентность пристенной пленки, обусловленная высокими касательными напряжениями на границе раздела фаз.

В области подавленного пузырькового кипения для коэффициента теплоотдачи при парообразовании установлено соотношение $\alpha \sim (\omega_0'')^{0,55}$ (рис. 1).

Границы предельных режимов теплоотдачи предлагается определять, учитывая различие в характере влияния физических свойств фаз парожидкостного потока на интен-

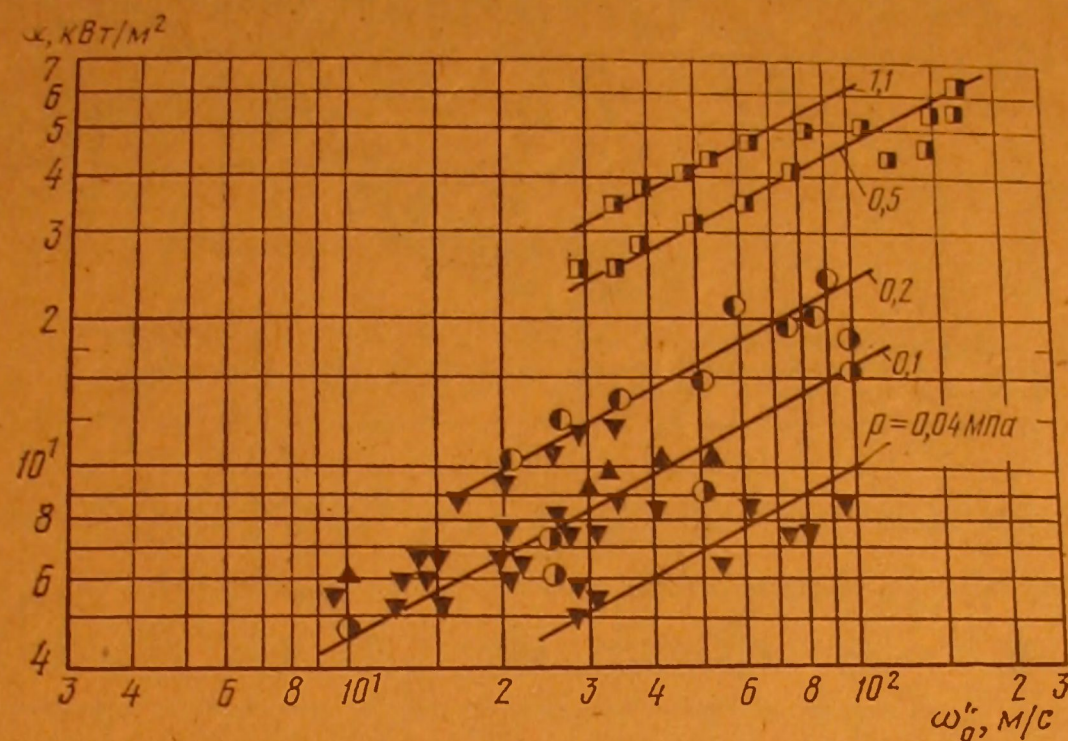


Рис. 1. Сопоставление коэффициентов теплоотдачи к дисперсно-кольцевым пароводяным потокам в трубах и кольцевых каналах: $d_0 = 0,006-0,03$ м; $\omega = 0,025-0,5$ м/с; $q = 5-350$ кВт/м².
Данные:

1 (□) — [5]; 2 (○) — [6]; 3 (▲) — [7]; 4 (◇) — [8]; 5 (▼) — авторов

сивность теплоотдачи в рассматриваемых режимах, по значению комплекса $\bar{K}_\omega = (\rho'' \omega_0'' r / q)^{0,7}$, характеризующего соотношение продольной составляющей массовой скорости парового потока $\rho'' \omega_0''$, являющейся мерой динамического воздействия потока на пристенную пленку, и радиальной ее составляющей q/r , являющейся мерой интенсивности пузырькового кипения.

Представленные на рис. 2 экспериментальные данные авторов, а также [5—8] удовлетворительно согласуются с рассмотренными выше положениями относительно закономерностей теплоотдачи в области характерных режимов парожидкостных течений.

В области режимных параметров, характеризуемой условием $K_\omega \geq 120$, расчет коэффициента теплоотдачи при кипении воды и вязких растворов в каналах круглого и кольцевого сечений производится по полученной нами зависимости

$$\frac{\alpha}{\lambda} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,026 \left[\frac{\rho'' \omega_0''}{\mu''} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}} \right]^{0,55} \left[\frac{\rho \omega_0}{\mu} \left(\frac{v^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}} \right]^{0,13} \left(\frac{v}{a} \right)^{0,2} \quad (1)$$

В области, определяемой соотношением $\bar{K}_\omega \leq 15$, в режимах, отвечающих закономерностям развитого пузырькового кипения, коэффициент теплоотдачи к парожидкостным потокам в трубах и каналах испарительных поверхностей выпарных аппаратов может быть рассчитан по уравнению М. А. Кичигина — Н. Ю. Тобилевича

$$\frac{\alpha}{\lambda} \delta_0 = (2450)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{q \delta_0}{r \rho'' a} \right)^{0,7} \left(\frac{\rho \delta_0}{\sigma} \right)^{0,7} \left(\frac{g \delta_0^3}{v^2} \right)^{0,05} \quad (2)$$

В диапазоне режимных параметров, характеризуемом условием $15 < K_\omega < 120$, — области взаимного влияния плотности теплового потока и скорости парового потока, при доминировании пробкового и вспененного режимов течения, коэффициент теплоотдачи может быть рассчитан по интерполяционной зависимости

$$\alpha/\alpha_q = \sqrt{1 + 10^{-3} \left(\frac{\rho'' \omega_0'' r}{q} \right)^{1,1}} \quad (3)$$

где α_q — коэффициент теплоотдачи при развитом пузырьковом кипении, рассчитывается по уравнению (2).

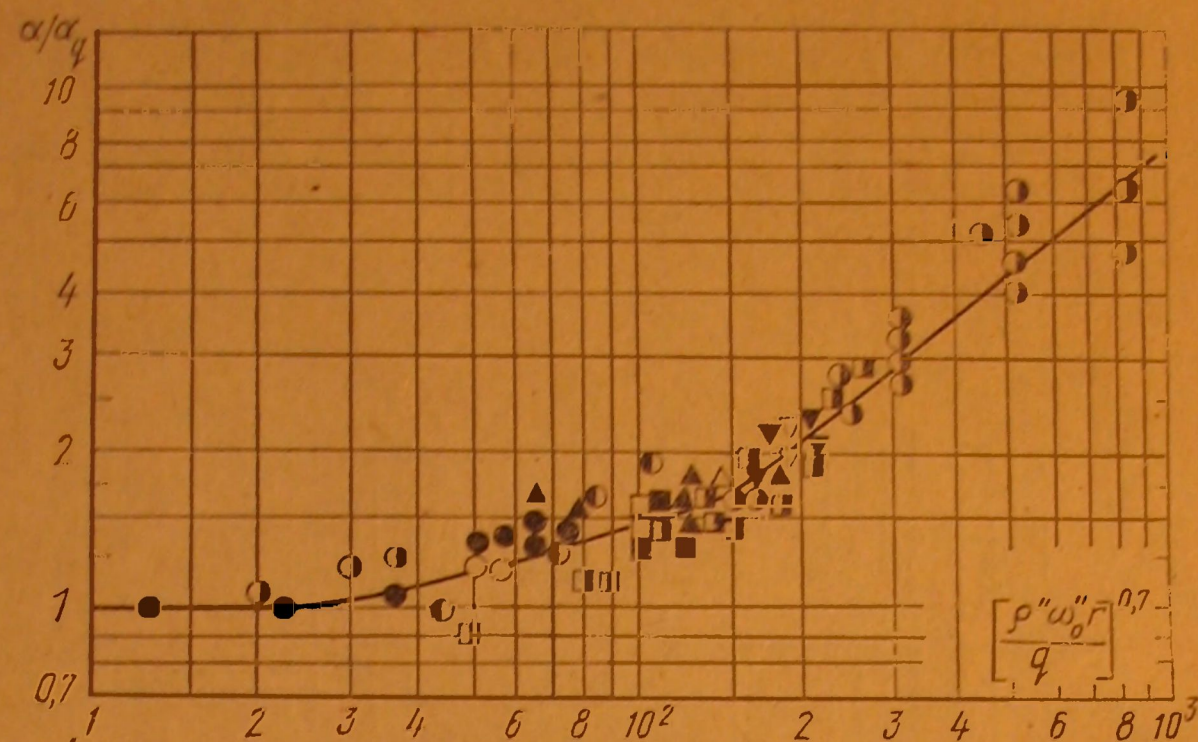


Рис. 2. Обобщение данных по теплоотдаче в испарительных каналах выпарных аппаратов

Позиция	1 — ■	2 — ●	3 — ▲	4 — △	5 — ●	6 — ○	7 — ▼	8 — ▽	9 — ■	10 — □	11 — ●
Данные	[5]	[6]	[7]	[7]	[9]	[9]	авторов				[8]
L/d_3	45 — 100	40	40	500	40	160	40	800	15	300	60

Приведенными зависимостями удовлетворительно обобщаются также средние по длине коэффициенты теплоотдачи в испарительных каналах с $L/d=60-800$ при подстановке в соответствующие формулы средних по длине значений параметров теплоотдачи и данных по физическим свойствам фаз.

ВЫВОДЫ

1. Установлены границы характерных режимов теплоотдачи в испарительных каналах выпарных аппаратов с естественной циркуляцией.
2. Для выявленных режимов предложены расчетные зависимости, определяющие коэффициенты теплоотдачи при парообразовании, позволяющие прогнозировать коэффициенты теплоотдачи в испарительных каналах выпарных аппаратов различной формы и геометрических размеров.
3. Приведенные зависимости могут быть использованы при проектировании выпарных аппаратов и испарителей большой единичной мощности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кутепов А. М., Стерман Л. С., Стюшии Н. Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. — М.: Высшая школа, 1977. — 350 с.
2. Толубинский В. И. Определение коэффициентов теплоотдачи от стенки к жидкости в горизонтальных и вертикальных испарителях. — В кн.: Тр. Ин-та теплоэнергетики АН УССР, 1952, № 5, с. 71—82.
3. Филопенко В. Н., Тобилевич Н. Ю., Прядко Н. А. Закономерности теплоотдачи при кипении жидкостей в вертикальных длинотрубных каналах кольцевого сечения. — Киев, 1981. — 17 с. Рукопись деп. в УкрНИИТИ, № 2630—81.
4. Масликов М. А., Прядко Н. А., Тобилевич Н. Ю. Кризис теплоотдачи при кипении воды и вязких растворов в вертикальных трубах. — В кн.: Кипение и конденсация, Рига, 1980. Вып. 4, с. 57—63.

5. Андреевский А. А., Боришанский В. М., Фромзель В. А. Охлаждение поверхности нагрева двухфазным пароводяным потоком.— В кн.: Тр. ЦКТИ, 1968. Вып. 86, с. 3—25.
6. Шаповал В. И., Тобилевич А. Н. Исследование теплообмена при движении пароводяных потоков в вертикальной трубе.— В кн.: Пищевая промышленность.— Киев: Техніка, 1975. Вып. 21, с. 17—22.
7. Теплообмен при кипении воды в вертикальных кольцевых каналах / И. И. Сагань, Н. Ю. Тобилевич, С. И. Ткаченко и др.— Изв. вузов СССР — Пищевая технология, 1971, № 1, с. 127—131.
8. Тонг Л. Теплоотдача при кипении и двухфазное течение.— М.: Мир, 1969.— 342 с.
9. Тобилевич Н. Ю., Еременко Б. А. Исследование особенностей теплоотдачи при кипении в трубах.— В кн.: Гидродинамика и теплообмен при кипении в котлах высокого давления.— М.: АН СССР, 1955, с. 186—205.

Представлена кафедрой
промышленной теплоэнергетики

[22.3.1982]