

УДК 536.24

## **КРИЗИС ТЕПЛООБМЕНА ПРИ ОХЛАЖДЕНИИ ПОВЕРХНОСТИ ДИСПЕРГИРОВАННОЙ ЖИДКОСТЬЮ**

*Канд. техн. наук, доц. БРАТУГА Э. Г.*

*Харьковский ордена Ленина политехнический институт имени В. И. Ленина*

Несмотря на значительное число публикаций о кризисе теплообмена при кипении, основная их часть касается процесса парообразования в большом объеме и парогенерирующих каналах. Сведения о переходе от пузырькового к пленочному режиму в условиях орошения поверхности диспергированной средой крайне ограничены.

Вместе с тем на ряде объектов энергетики широкое распространение получило так называемое форсуночное охлаждение высокотемпературных поверхностей жидкостью,

имеющей температуру ниже температуры насыщения. При этом установлено [1], что основной гидродинамической характеристикой, определяющей интенсивность теплообмена, является плотность орошения  $g$ .

Известно, что в большинстве случаев о возникновении кризиса судят по различным признакам, таким, как пережог экспериментального участка трубы или пластины, скачкообразное изменение температуры поверхности, резкое изменение электропроводности обогреваемого элемента и т. д.

В нашей работе кризисное состояние определялось по максимальному значению плотности теплового потока при нестационарном процессе охлаждения поверхности диспергированной средой. Ранее было показано [1], что взаимосвязь между локальными (а не осредненными по некоторой большой поверхности) значениями плотности орошения и коэффициентами теплообмена  $\alpha$  оказывается свободной от влияния таких факторов, как расстояние распылителя от охлаждаемого объекта, тип форсунки и ориентация оси факела относительно нормали к поверхности.

В связи с этим конструкция тепломера для определения параметров, соответствующих кризису теплообмена [2], была выполнена применительно к проведению локальных измерений в области подфакельного пространства. Это позволило исключить влияние частных особенностей технической реализации эксперимента на его конечный результат. Измерительная схема включала электронный переключатель «опроса» термомпар, универсальный цифровой вольтметр Ш 68003, цифрорпечатающее устройство Ш 6800 К, имеющее выход к ЭВМ. Интервал времени «опроса» термомпар составлял 0,08 с, а максимальная скорость печати — не менее 30 строк в секунду.

Величины теплового потока и коэффициента теплоотдачи на рабочем торце тепломера определялись в результате решения обратной задачи теплопроводности (ОЗТ). Само решение выполнялось прямым методом с использованием численного способа. Применение прямого метода решения ОЗТ, когда экспериментально найденное изменение температуры во времени в отдельной точке стержня тепломера непосредственно используется в исходных уравнениях, требует проведения весьма тщательной обработки первичных данных для устранения случайных ошибок измерения и дешифровки. Поэтому сглаживание результатов измерений температуры проводилось методами наименьших квадратов и кусочно-полиномиальной аппроксимации.

Определение температурного поля стержня по измеренной температуре во внутренней точке выполнялось по явной и неявной конечно-разностной схемам. Установление теплового потока по известному температурному полю, вычисленному по той или иной разностной схеме, сводилось к получению производной от температуры по координате для точек, лежащих на рабочей поверхности стержня тепломера. Производная температуры по координате аппроксимировалась конечными разностями с погрешностью второго порядка [3]. Отличие производных, вычисленных по обеим схемам, не превышало 1 %.

Величины тепловых потоков и коэффициентов теплоотдачи на рабочей поверхности тепломера определялись по обычным соотношениям:

$$q^k = -\lambda(t)/(tk)'; \quad \alpha^k = q^k/(tk - t_c), \quad (1)$$

где  $tk$  — температура на рабочей поверхности в момент времени  $k$ ;

$t_c$  — температура охлаждающей воды;

$\lambda$  — коэффициент теплопроводности материала стержня тепломера.

На рис. 1 показаны зависимости плотности теплового потока  $q$  от температуры поверхности  $t_n$ . Цифры на кривых соответствуют величине плотности орошения  $g$ . Точками обозначены значения  $q$ , вычисленные решением ОЗТ, сплошные линии — результат сглаживания расчетных зависимостей  $q(t_n)$ . Как видно, общим для всех полученных зависимостей является то, что вся область изменения  $q(t_n)$  делится на до- и закризисную зоны при явно выраженном кризисе теплообмена, когда наблюдаются максимальные значения  $q_{кр}$ , соответствующие переходу от пленочного к пузырьковому режиму.

По результатам, представленным на рис. 1, построены зависимости  $q_{кр}$  и  $t_{кр}$  в функции величины плотности орошения  $g$ . Как видно из рис. 2, изменение  $q_{кр}(g)$  и  $t_{кр}(g)$  носит линейный характер с максимальным разбросом точек относительно прямой не более 3 и 1 % соответственно. Последнее является определенным подтверждением достоверности представленных на рис. 1 данных, которые образуют единую закономерно взаимосвязанную совокупность результатов.

На основании корреляционного анализа были получены следующие соотношения:

$$q_{кр} = 2,6 \cdot 10^6 + 6,15 \cdot 10^4 g; \quad (2)$$

$$t_{кр} = 175,7 + 0,42 g. \quad (3)$$

Формулы (2) и (3) справедливы в диапазоне  $5 \leq g \leq 80$  мм<sup>3</sup>/(мм<sup>2</sup>·с); при перепаде давления жидкости на форсунке 0,05—0,15 МПа, температуре охлаждающей среды  $17 \leq t_c \leq 22$  °С. Проверка адекватности уравнений (2) и (3) экспериментальным результатам по критерию Фишера при уровне зависимости 0,01 дала удовлетворительные результаты. Величины  $q$  и  $t$  в приведенных уравнениях имеют размерность Вт/м<sup>2</sup> и °С.

Известно, что при высоких недогревах воды в трубах и каналах критические тепловые потоки существенно увеличиваются по мере возрастания скорости рабочей среды. Вместе с тем все результаты определения  $g_{кр}(g)$  в настоящей работе были получены таким образом, что при изменении плотности орошения в 16 раз (и соответствующем этому увеличению  $q_{кр}$  примерно в четыре раза) скорость натекания капель на поверх-

ность изменялась от 11 до 13 м/с, т. е. не более чем на 15 %. Таким образом исследование зависимости критического теплового потока от плотности орошения было практически свободно от влияния каких-либо других факторов, включая и дисперсный состав распыливаемой жидкости. Измерениями установлено, что при увеличении  $g$  от 5 до 80 мм<sup>3</sup>/(мм<sup>2</sup>·с) модальный диаметр функции распределения объемов капель по диаметрам изменялся не более чем на 20 % (от 0,80 до 0,95 мм).

Характер функций  $q(t_n)$ , представляющих зависимость, типичные для теплообмена при кипении, а также уровень критических тепловых потоков позволяют сделать предположение о том, что практически весь теплосъем с поверхности происходил путем испарительного охлаждения, а вклад отбора теплоты за счет нагрева неиспарившейся жидкости пренебрежимо мал.

В таком случае на основании теплового баланса расход испарившейся жидкости можно определить как

$$M_n = qf/[r + (t'' - t_0)C_p], \quad (4)$$

где  $f$  — площадь рабочего торца стержня тепломера;

$r$  — теплота парообразования;

$C_p$  — изобарная теплоемкость;

$t''$  и  $t_0$  — соответственно температуры насыщения и жидкости на выходе из форсунки.

Если общий массовый расход жидкости  $M_0$ , приходящийся на рабочую поверхность тепломера, равен  $g\rho f$ , а доля испарившейся жидкости  $x = M_n/M_0$ , то с учетом (4) получим, что

$$x = q/g\rho[r + C_p(t'' - t_0)], \quad (5)$$

где  $\rho$  — плотность жидкости.

Используя экспериментальную зависимость  $q_{кр}(g)$ , с помощью (5) можно обнаружить, что при увеличении  $g$  от 20 до 80 мм<sup>3</sup>/(мм<sup>2</sup>·с) величина  $x$  уменьшается от 7,3 до 3,7 %.

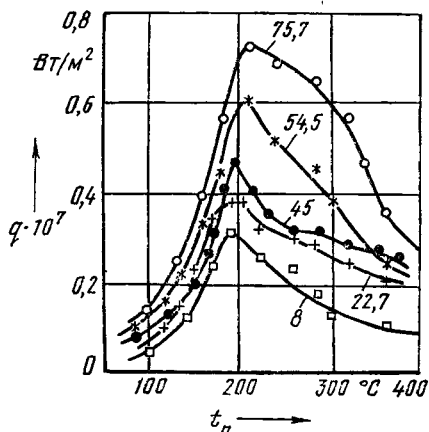


Рис. 1. Зависимость  $q(t_n, g)$

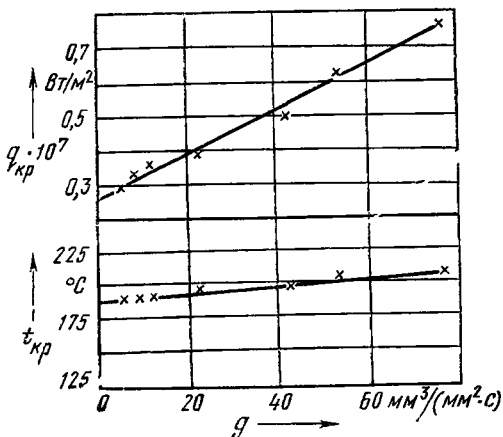


Рис. 2. Критические значения  $q_{кр}$  и  $t_{кр}$  в функции плотности орошения

Естественно возникает вопрос, почему при столь малой доле общего расхода, обеспечивающего весь теплосъем, увеличение плотности орошения приводит к росту интенсивности теплообмена.

Известно, что высокие плотности теплового потока в процессе теплообмена при кипении обусловлены интенсивным турбулизирующим воздействием движения пузырьков паровой фазы на пограничный микрослой перегретой жидкости. При практически одинаковых для всех значений  $g$  величинах скорости натекания капель, их дисперсного состава и степени недогрева жидкости увеличение критической плотности теплового потока за счет роста плотности орошения должно быть связано лишь с особенностями взаимодействия диспергированной жидкости с охлаждаемой поверхностью.

Проведенные выше расчеты и качественные сопоставления позволяют считать, что в процессе охлаждения поверхности распыленной жидкостью турбулизирующее влияние ударов капель и дискретных струй оказывается соизмеримым с воздействием пузырьков пара. При этом очевидно, что при прочих равных условиях интенсивность турбулентных возмущений пристенного слоя жидкости должна быть пропорциональна количеству ударов капель в единицу времени, приходящихся на единицу поверхности, т. е., в конечном счете, пропорциональна плотности орошения.

С такой позиции более правильным представляется и объяснение того, почему после некоторого граничного уровня  $g_{гр}$  (составляющего по различным источникам от 50 до 200 мм<sup>3</sup>/(мм<sup>2</sup>·с)) дальнейшее увеличение плотности орошения не приводит к увеличению плотности теплового потока.

Распространенная точка зрения, что при  $g > g_{гр}$  дополнительный удельный расход воды становится балластным и не участвует в теплообмене представляется не вполне

объективной. Действительно, если весь теплосъем, измеренный в наших опытах, обеспечивается количеством воды, составляющим порядка  $(0,04-0,07)M_0$ , то и  $g_{гр}$  должно составлять не более  $2-8 \text{ мм}^3/(\text{мм}^2 \cdot \text{с})$ , что ни в одном из известных в литературе исследований не наблюдалось.

Как показали выполненные по методике, предложенной в [4], опыты, увеличение плотности орошения приводит к утолщению пленки недогретой жидкости, растекающейся над парогенерирующим пограничным микрослоем. В связи с этим можно считать, что наличие определенного уровня  $g_{гр}$  обусловлено усилением экранирующего влияния пленки жидкости, ослабляющей турбулизирующее воздействие ударов капель.

С этой точки зрения интенсивный теплосъем при минимальных удельных расходах воды должен иметь место при взаимодействии поверхности с тонкодиспергированным потоком охладителя, когда высокая частота ударов капель сочетается с минимальной толщиной экранирующей пленки недогретой воды. Хорошее подтверждение этому — результаты [5].

Полученные корреляционные соотношения могут быть использованы для обеспечения заданной интенсивности форсуночного охлаждения элементов энергетического оборудования.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Охлаждение высокотемпературных поверхностей вскипающей водой / Э. Г. Братута, А. Ю. Ивановский, А. Р. Переселков и др. — Изв. вузов СССР — Энергетика, 1982, № 8, с. 119—121.
2. Братута Э. Г., Кравцов С. Ф., Тарасенко Н. А. Термозонд для исследования нестационарного процесса теплообмена при спрейерном охлаждении. — Энергетическое машиностроение. — Харьков: Вища школа, 1981, № 32, с. 91—95.
3. Ильченко О. Т. Расчеты теплового состояния конструкций. — Харьков: Вища школа, 1979. — 162 с.
4. Братута Э. Г., Заночкин Л. А., Павленко Н. С. Метод исследования гидродинамики пленки жидкости при спрейерном охлаждении листа. — Изв. вузов СССР — Черная металлургия, 1982, № 4, с. 126—129.
5. Боначина, Дель Джудиге, Комини. Капельное испарение. Теплопередача. Сер. С. — М.: Мир, 1979, т. 101, № 3, с. 69—79.

Представлена кафедрой  
общей теплотехники