

Погрешность экспериментальных данных, как показала оценка, не превышает 0,01%.

Л и т е р а т у р а

1. Вукалович М.П., Ривкин С.Л., Александров А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. М., 1969.
2. Кириллин В.А., Шейндлин А.Е. Исследование термодинамических свойств веществ. Л. - М., 1963.
3. Поверка приборов для температурных и тепловых измерений. Сборник инструкций, методических указаний и государственных стандартов. М., 1965.
4. Тоцкий Е.Е. Опытное определение коэффициента линейного расширения металлов сплавов. - "Теплофизика высоких температур". Т.2, 1964, №2.
5. Заворский Р., Кинан И. Термодинамические свойства воды в области максимальной плотности. - Труды Американского общества инженеров механиков. Т. 34, сер. E, 1967, № 2.
6. Dorsey N.E. Properties of Ordinary Water Substance, New York, 1940.
7. Eckart C. Properties of Water - "Amer. Journal of Sci". P.2. Apr. 1958.
8. Kell G., Hallett E. The PVT properties of Water. - Philosophical transactions of the Royal Society". London, ser. A, 1965.

В.Ф. Степанчук, Е.Г. Мигуцкий

К РАСЧЕТУ МАКСИМАЛЬНОГО КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛООТДАЧИ В ДВУХФАЗНЫХ ВОДО-ВОЗДУШНЫХ ПОТОКАХ

Теплообмен в двухфазных водо-воздушных потоках имеет ряд специфических особенностей, в значительной мере отличающих его от теплообмена в однофазных потоках. Этот факт подтверждается как авторами работ [1,2], так и экспериментальными данными, полученными в настоящей работе.

Характерная зависимость $Nu = f(\Delta t)$ для калориметра диаметром $d = 12$ мм и числа $Re = 8,75 \cdot 10^3$ при различных действительных плотностях орошения N_D при поперечном

омывании приведены на рис. 1. Известно, что при вынужденном движении Nu_0 не зависит от Δt . В то же время из графиков видно, что аналогичная зависимость для двухфазного потока имеет четко выраженный максимум.

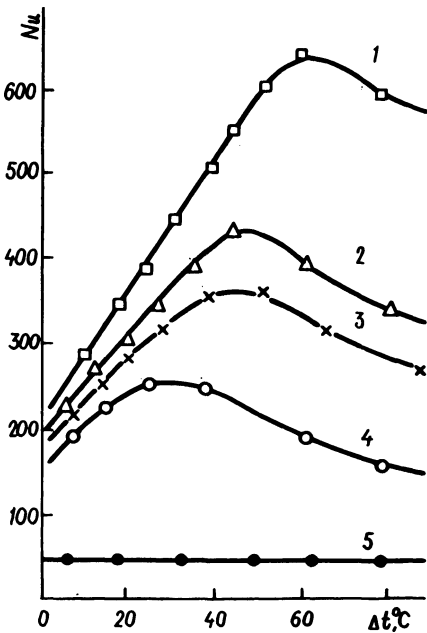


Рис. 1. Зависимость $Nu = f(\Delta t)$: 1 - $H_g = 0,182 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$; 2 - 0,099; 3 - 0,0832; 4 - 0,038; 5 - воздух.

Для выяснения природы появления максимумов теплоотдачи была поставлена серия экспериментов на установке, описанной в [3] по следующей методике: в установившемся режиме измерялась относительная влажность воздуха φ перед вентилятором; температура мокрого термометра после смесительной камеры; мощность, потребляемая нагревателем калориметра; распределение температуры по поверхности калориметра; часовой массовый расход воды и скорость двухфазного потока.

По известной температуре и относительной влажности воздуха перед вентилятором и температуре мокрого термометра двухфазной смеси по $I-d$ -диаграмме определялись влажностное содержание воздуха до и после камеры смешения d_1 и d_2 и количество воды, которое испаряется в 1 кг воды при смешении

$$\Delta d = d_2 - d_1 \quad (1)$$

По известной скорости потока определяем массовый расход воздуха

$$M_{\text{возд}} = WF_{\text{уч}} \rho, \quad (2)$$

а затем общее количество воды, которое испаряется в воздух

$$D = \Delta d \cdot M_{\text{возд}}. \quad (3)$$

Зная часовой массовый расход воды $M'_{\text{вод}}$ и количество испарившейся влаги (D), можно определить количество влаги, которое уносится двухфазным потоком в распыленном виде

$$M_{\text{вод}} = M'_{\text{вод}} - D. \quad (4)$$

С учетом коэффициента улавливания капель E находим количество влаги, улавливаемой калориметром,

$$m = EM'_{\text{вод}} \frac{F_{\text{кал}}}{F_{\text{уч}}}. \quad (5)$$

Количество тепла, которое необходимо для испарения m кг влаги, равно

$$q_1 = mr. \quad (6)$$

При $\Delta t = \Delta t_{\text{кр}}$ тепловой поток от калориметра отводится за счет конвективной теплоотдачи к чистому воздуху $q_{\text{возд}}$, испарения уловленной калориметром влаги $q_{\text{исп}}$ и лучистого теплообмена $q_{\text{луч}}$. Тогда уравнение теплового баланса калориметра запишется в виде

$$q = q_{\text{возд}} + q_{\text{исп}} + q_{\text{луч}} \quad (7)$$

или

$$q_{\text{исп}} = q - (q_{\text{возд}} + q_{\text{луч}}). \quad (8)$$

В уравнении (8) q определяется экспериментально, а $q_{\text{возд}}$ и $q_{\text{луч}}$ расчетным путем.

Проведенные эксперименты показали, что при максимальном значении коэффициента теплоотдачи для двухфазных потоков

$$q_1 = q_{\text{исп}}, \quad (9)$$

т.е. доля теплового потока, отводимого от калориметра за счет испарения уловленной влаги, равно количеству тепла, которое необходимо для испарения m кг влаги, улавливаемой калориметром.

Таким образом, величину максимального коэффициента теплоотдачи для двухфазных водо-воздушных потоков можно определить по уравнению

$$\bar{\alpha} k_{\max} = \bar{\alpha}_0 + \frac{N_{\text{Д}} - h}{N_{\text{Д}}^{0,5}} \quad (10)$$

Здесь $A = 33400 - 96 T_{\text{пот}}$,

$$h = \frac{(d_2 - d_1) M_{\text{возд}}}{F_{\text{уч}}}$$

Полученное уравнение (10) справедливо в интервале чисел Re от $5 \cdot 10^3$ до $4,12 \cdot 10^4$, действительных плотностей орошения $N_{\text{Д}}$ от $0,0269$ до $0,204$ кг/м²·с, температур двухфазного потока от 12 до 24°C и диаметров калориметров от 12 до 20 мм.

В ы в о д ы

На основании проведенных экспериментов выяснено, что величина максимального коэффициента теплоотдачи для двухфазных водо-воздушных потоков определяется только величиной действительной плотности орошения $N_{\text{Д}}$. Получены уравнения для определения максимального коэффициента теплоотдачи.

Л и т е р а т у р а

1. Колльер Дж. Обзор работ по теплообмену к двухфазным системам. М., 1962.
2. Рывкин С.А. Теплоотдача одностороннего цилиндра в двухфазном двухкомпонентном потоке. Канд. дис. Томск, 1969.
3. Мигуцкий Е.Г. Исследование теплоотдачи в водо-воздушных потоках. -- В сб.: Научные и прикладные проблемы энергетики, вып. 1. Минск, 1974.