

Если  $A = 0$ , то  $B = 1$ , т.е. клапан одинаково пропускает в обе стороны даже при  $\zeta_{\text{пр}} > \zeta_{\text{обр}}$ . При  $A = 1$   $B \rightarrow \infty$ , т.е. должно быть  $\zeta_{\text{пр}} = 0$  или  $\zeta_{\text{обр}} = \infty$  (случай, приближающийся к МК).

Резюме. Аэродинамику КПП формирует воздушная клапанная система, вентильный эффект которой зависит от свойств клапана и потока.

УДК 536.246

В.Ф. Степанчук, докт. техн. наук,  
Е.Г. Мигуцкий, канд. техн. наук

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В ДВУХФАЗНЫХ ВОДО-ВОЗДУШНЫХ ПОТОКАХ

В качестве одного из методов интенсификации теплообмена в однофазных воздушных потоках можно предложить впрыск воды в воздушный поток и использование таким образом двухфазного водо-воздушного потока. В связи с этим возникла необходимость детального исследования процесса теплообмена в двухфазных водо-воздушных потоках, которое позволило бы получить критериальные зависимости для расчета коэффициента теплоотдачи в двухфазных водо-воздушных потоках.

Эксперименты проводились [1] в интервале изменения числа  $Re$  от  $5,1 \cdot 10^3$  до  $4,12 \cdot 10^4$ , действительной плотности орошения  $N$  от 0 до  $0,204 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  и среднего температурного напора  $\Delta \bar{T}$  от 5 до 105 К для калориметров диаметром 12, 14, 18 и 20 мм при среднем диаметре капель в двухфазном потоке  $d_k = 1,25 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ . Температура двухфазного потока изменялась от 283,7 до 299,3 К. Значения критериев Рейнольдса и Нуссельта определялись по диаметру трубки и теплофизическим свойствам жидкости.

Так как с ростом среднего температурного напора  $\Delta \bar{T}$  в двухфазных потоках коэффициент теплоотдачи сначала возрастает, затем при  $\Delta \bar{T} = \Delta \bar{T}_{\text{кр}}$  имеет максимальное значение и, наконец, с дальнейшим ростом  $\Delta \bar{T}$  уменьшается, полученные экспериментальные данные обрабатывались отдельно для областей  $\Delta \bar{T} < \Delta \bar{T}_{\text{кр}}$  и  $\Delta \bar{T} > \Delta \bar{T}_{\text{кр}}$ .

В результате обработки экспериментальных данных для области  $\Delta \bar{T} < \Delta \bar{T}_{\text{кр}}$  получено, что при  $0 \leq N_g \leq 0,045 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

$$\overline{Nu} = \overline{Nu}_0 + 136 Re^{0,25} \left( \frac{\overline{T}_{ст}}{T_{пот}} \right)^5 \left( \frac{H_g}{H_{g\max}} \right)^{1,3}; \quad (1)$$

при  $0,045 \leq H_g \leq 0,204 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

$$\overline{Nu} = \overline{Nu}_0 + 28,4 Re^{0,25} \left( \frac{\overline{T}_{ст}}{T_{пот}} \right)^5 \left( \frac{H_g}{H_{g'\max}} \right)^{0,35} \quad (2)$$

и для области  $\Delta \overline{T} > \Delta \overline{T}_{кр}$  при  $0 \leq H_g \leq 0,204 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

$$\overline{Nu} = \overline{Nu}_0 + 398 Re^{0,15} \left( \frac{\overline{T}_{ст}}{T_{пот}} \right)^{-4} \left( \frac{H_g}{H_{g\max}} \right), \quad (3)$$

где  $H_{g\max} = 0,204 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ .

Число Нуссельта для однофазного потока определяется по уравнению [2]

$$\overline{Nu}_0 = 0,25 Re^{0,6} Pr_{ж}^{0,33} \quad (4)$$

Для определения области применимости уравнений (1) - (3) необходимо знать величину среднего критического температурного напора  $\Delta \overline{T}_{кр}$ . Для получения уравнения, позволяющего определять величину  $\Delta \overline{T}_{кр}$ , экспериментальные данные для максимальных значений среднего коэффициента теплоотдачи и соответствующих им значений  $\Delta \overline{T}_{кр}$  обрабатывались в виде зависимости

$$K = f \left( \frac{H_g}{H_{g\max}} \right)^n, \quad (5)$$

где  $K = \frac{r}{c_p \Delta \overline{T}_{кр}}$  - число Кутателадзе;  $c_p$  - изобарная теплоемкость.

В результате обработки получено уравнение для определения среднего критического температурного напора

$$\Delta \overline{T}_{кр} = C \left( \frac{H_g}{H_{g\max}} \right)^{0,5}, \quad (6)$$

где  $C$  - коэффициент, зависящий от температуры набегающего двухфазного потока, определяется по уравнению

$$C = 351 - 1,05 T_{пот} \quad (7)$$

Резюме. Получены критериальные уравнения для расчета коэффициента теплоотдачи в теплообменниках с двухфазными водо-

воздушными потоками для областей  $\Delta \bar{T} < \Delta \bar{T}_{кр}$  и  $\Delta \bar{T} > \Delta \bar{T}_{кр}$  и уравнения для определения  $\Delta \bar{T}_{кр}$ .

### Л и т е р а т у р а

1. Мигуцкий Е.Г. Исследование теплоотдачи в водо-воздушных потоках. – В сб.: Научные и прикладные проблемы энергетики, вып. 1. Минск, 1974. 2. Исаченко В.П. и др. Теплопередача. М., 1975.

УДК 621.1.016.4

В.Ф. Степанчук, докт. техн. наук, М.Л. Гурис

### К ТЕОРИИ КИПЕНИЯ

Основные современные представления о физической природе процесса кипения основываются на теории фазовых переходов Я.И. Френкеля [1].

Основное уравнение теории кипения в [1] выводится на базе анализа процесса конденсации.

Для случая конденсации пара полный термодинамический потенциал системы пар (А) – жидкая копия (В) записывается в виде

$$\Phi = N_A \varphi_A + N_B \varphi_B + 4\pi R^2 \sigma, \quad (1)$$

где  $N_A$  и  $N_B$  – числа частиц в фазах А и В;  $\varphi_A$  и  $\varphi_B$  – потенциалы, отнесенные к одной частице соответствующей фазы (без учета поверхностных эффектов, т.е. при  $R \rightarrow \infty$ ) при заданной температуре  $T$  и внешнем давлении, равном давлению пара.

Термодинамическое равновесие рассматриваемой системы определяется условием  $d\Phi = 0$  при  $N_A + N_B = \text{const}$ , что приводит к уравнению

$$\varphi_B - \varphi_A + 4\pi \sigma \frac{dR^2}{dN_B} = 0. \quad (2)$$

Обозначая объем, приходящийся на одну молекулу жидкости, через  $v_B$  и, полагая,  $N_B = \frac{4\pi}{3} \frac{R^3}{v_B}$ , получаем

$$\varphi_B - \varphi_A + \frac{2\sigma}{R} v_B = 0. \quad (1a) \quad [\text{Френкель Я.И., с.337}]$$

Далее выполняется переход к вскипанию, рассматривается система – сферический зародыш пара в объеме жидкости. "Для то-