

УДК 536.24

## **Теплообмен сферического элемента с водовоздушным потоком аэрозоля в цилиндрическом канале**

**А.Х. Абед<sup>1,2</sup>, С.Е. Щекленн<sup>1</sup>, В.М. Пахалуев<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>*Уральский федеральный университет им. первого Президента России  
Б.Н. Ельцина, Екатеринбург*

<sup>2</sup>*Технологический университет, Багдад, Ирак*

E-mail: akraam82@yahoo.com

Проведены экспериментальные исследования теплообмена одиночного шара в цилиндрическом канале с мелкодисперсным водовоздушным потоком (аэрозолью). В стационарных условиях нагрева получены значения коэффициентов теплоотдачи в зависимости от числа Рейнольдса и степени увлажнения потока. Предложена физическая модель теплообмена шаровой поверхности с водовоздушным потоком, позволяющая оценить процессы протекания отдельных стадий испарения капель в потоке вблизи нагретой поверхности и образования пленки воды на самой поверхности. Выполнена оценка относительной массы капельной влаги, оседающей на поверхности шара, в зависимости от плотности орошения и числа Рейнольдса потока. Получено критериальное уравнение, обобщающее экспериментальные данные в виде зависимости числа Нуссельта от режимных параметров Рейнольдса, Вебера и параметра фазового перехода воды в пар.

**Ключевые слова:** водовоздушный капельный поток, плотность орошения, коэффициент теплоотдачи, режимные параметры, испарение капельной влаги.

### **Введение**

Охлаждение различных элементов энергетических установок с высоким уровнем тепловыделения путем подачи на охлаждающую поверхность влажного воздуха и мелких капель воды, находящихся в воздухе, превосходит по эффективности не только воздушное охлаждение, но и часто водяное. В таком случае проблем, связанных с жидкостным охлаждением в виде неустойчивости потока, и возможных вибраций, вызванных вскипанием жидкости, можно избежать [1, 2].

Процесс теплоотдачи к нагретой поверхности в перенасыщенном воздушном потоке существенно отличается от теплоотдачи как в сухом, так и во влажном воздухе. Авторами [3] при исследовании теплообмена на клинообразном теле было зарегистрировано увеличение теплоотдачи в 10–30 раз по сравнению с однофазным газовым потоком. Механизм теплообмена с поверхностью в двухфазном газожидкостном потоке, содержащем мелкие капли воды (2–10 мкм), может осуществляться как при наличии, так и в отсутствие сплошной жидкой пленки на нагретой поверхности. В первом случае процесс реализуется при относительно низкой температуре стенки с пограничным слоем, состоящим из двух областей: внутреннего слоя жидкости на стенке и внешнего паровоздушного слоя.

Второй случай характеризуется отсутствием жидкой пленки на стенке и реализуется в условиях, когда жидкие капли испаряются до достижения ими поверхности или в момент их осаждения на стенке [4–7].

Большинство подобных исследований связано с изучением теплообмена в каналах с плоскими или цилиндрическими стенками, а также газотурбинными системами и теплообменными аппаратами различных конструкций [8–12]. Отсутствие надежных экспериментальных данных по теплообмену элементов различных конфигураций в каналах с водовоздушным потоком затрудняет понимание происходящих теплообменных процессов и не позволяет сформулировать надежные инженерные рекомендации для расчетов и проектирования подобных систем.

В настоящей работе приводятся результаты экспериментальных исследований теплообмена отдельного шарового элемента, находящегося внутри цилиндрического канала, с мелкодисперсным водовоздушным потоком (водяным туманом). Исследования представляют интерес для практических приложений, где необходимо использование систем охлаждения: для элементов энергетического оборудования, устройств химической технологии, в атомной энергетике.

### Особенность охлаждения тепловыделяющих элементов капельным водовоздушным потоком

При проведении анализа взаимодействия нагретой поверхности с перенасыщенным влагой потоком воздуха обычно рассматривают уравнение, записанное в виде суммы теплоты, уносимой увлажненным воздухом, и теплоты испаряющихся капель воды [13]:

$$Q = a_k S \cdot (T_n - T_n) + r j S \quad (1)$$

или

$$Q = a_k S [(T_n - T_n) + r n \beta / a_k (d_n - d_n)], \quad (2)$$

где  $a_k$  — конвективный коэффициент теплоотдачи влажного воздуха,  $S$  — поверхность теплообмена,  $T_n$  и  $T_n$  — температуры поверхности и воздуха при температуре насыщения,  $r$  — теплота парообразования,  $j$  — интенсивность орошения потока воздуха водой,  $d_n$  и  $d_n$  — влагосодержание насыщенного воздуха при температурах  $T_n$  и  $T_n$ ,  $\beta$  — коэффициент массоотдачи,  $n$  — доля орошаемой шаровой поверхности.

В соответствии с уравнением Льюиса

$$a_k / \beta = C_v = 1,005 + 1,8 \cdot d_n \cdot 10^{-3} \quad (3)$$

уравнение (2) можно представить в виде

$$Q = a_k S [(T_n - T_n) + r / C_v \cdot n \cdot (d_n - d_n)], \quad (4)$$

где  $C_v$  — теплоемкость воздуха. Из последнего выражения следует, что эффективность отвода теплоты возрастает за счет снижения температуры воздушного потока до психометрических значений, но основной вклад обеспечивается за счет испарения водяных капель, содержащихся в потоке.

Большинство исследований посвящено характеру испарения капель, оседающих на нагретой поверхности (см., например, [14]). Установлено, что температура, при которой капля оседает на поверхность и не растекается, относится к началу формирования сфероидального состояния. Начиная с температуры плиты (109 °С) и до температуры начала сфероидального состояния (141 °С) капля жидкости кипит на плите и не собирается в сфероиды, а растекается по поверхности. По достижении 141 °С пленка воды собирается в сфероиды, которые периодически контактируют с греющей стенкой. При более

высоких температурах скорость испарения жидкости уменьшается, а интенсивность теплоотдачи резко снижается и достигает минимума при температуре 270 °С (температура Ленденфроста).

Механизм взаимодействия очень мелких капель ( $d_k \leq 10$  мкм) в потоке воздуха с нагретой поверхностью может значительно отличаться от случая с более крупными каплями. Нагрев и испарение мелких капель происходит вблизи горячей поверхности — в области теплового пограничного слоя, где температура паровоздушной области меняется от максимальной на поверхности до температуры набегающего потока.

Если предположить, что режим испарения капли является квазистационарным, то продолжительность испарения можно оценить с учетом стефановского потока:

$$\tau_{\text{исп.}} = \frac{d_k^2 \cdot \rho_{\text{ж}} \cdot r}{8\lambda_{\text{ж}} \Delta T} \cdot \Phi^{-1}, \quad (5)$$

где  $\lambda_{\text{ж}}$  и  $\rho_{\text{ж}}$  — коэффициент теплопроводности и плотность воды,  $\Delta T$  — разность температур среды вблизи нагретой поверхности и самой капли. Поправка  $\Phi$ , учитывающая влияние испарения на теплообмен, практически не отличается от единицы для случая малости энтальпии пара по сравнению с теплотой парообразования [15]. Так, при разности температур среды вблизи поверхности  $T_{\text{п}}$  и капли  $T_{\text{к}}$  в пределах 10÷100 °С время испарения капель размером  $d_k = 2,7$  мкм составляет  $2,5 \cdot 10^{-4} \div 2,5 \cdot 10^{-6}$  сек.

При значительных скоростях основного потока аэрозольные капли могут частично оседать на поверхности без испарения в пограничном слое. С учетом нагрева оседающей влаги в виде отдельных капель или водяной пленки до температуры поверхности результирующий тепловой поток с охлаждаемой поверхности определяется как

$$q = a_{\text{к}}(T_{\text{п}} - T_{\text{ср}}) + j[r + C_{\text{ж}}(T_{\text{п}} - T_{\text{ср}})] \cdot n, \quad (6)$$

а соответствующий эффективный коэффициент теплоотдачи можно представить в виде

$$a = \frac{q}{(T_{\text{п}} - T_{\text{ср}})} = a_{\text{к}} + a_{\text{д}} \left[ 1 + \frac{C_{\text{ж}}(T_{\text{п}} - T_{\text{ср}})}{r} \right] \cdot n; \quad (7)$$

$$a_{\text{д}} = \frac{j \cdot r}{(T_{\text{п}} - T_{\text{ср}})}, \quad (8)$$

где  $a_{\text{к}}$  — конвективная составляющая коэффициента теплоотдачи паровоздушного потока,  $a_{\text{д}}$  — диффузионная составляющая коэффициента теплоотдачи испаряющихся капель или водяной пленки с нагретой поверхности,  $C_{\text{ж}}$  — теплоемкость воды,  $n$  — доля влаги, оседающей на поверхности теплообмена.

В дальнейшем предполагается, что капли находятся в термодинамическом равновесии с насыщенным влагой воздухом, т.е.  $T_{\text{к}} = T_{\text{ср}}$ , а средняя температура потока в пограничном слое составляет  $0,5(T_{\text{п}} + T_{\text{ср}})$ .

### Экспериментальные исследования теплообмена

Исследование закономерностей теплообмена при охлаждении шарового элемента (медный шар) осуществлялось в воздушном потоке водяного аэрозоля (водяного тумана). Медный шар диаметром 34 мм помещался в вертикальный цилиндрический канал с внутренним диаметром 50 мм и нагревался встроенным электронагревателем. Схема экспериментального стенда и внутреннее устройство шара с нагревателем приведены на рис. 1.

Водовоздушный поток создавался ультразвуковым излучателем с частотой  $f = 1,7$  МГц и смешивался с потоком воздуха от воздуходувки, работающей в режиме всасывания. Нагреваемый шар располагался на расстоянии 180 мм от места смешения потоков.

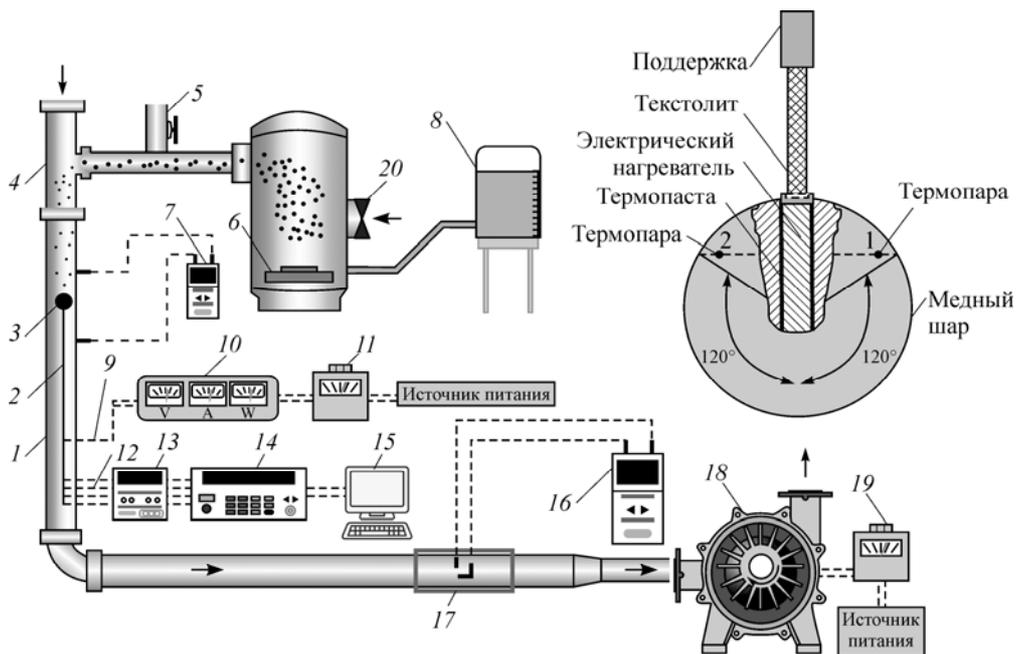


Рис. 1. Схема конструкции экспериментального стенда.

- 1 — трубка из оргстекла, 2 — поддержка, 3 — медный шар, 4 — смеситель, 5 — регулирующий клапан, 6 — ультразвуковой генератор тумана, 7, 16 — цифровой дифанометр типа ДТ-8890А, 8 — бак, 9 — ввод питания электрообогрева, 10 — электроизмерительный мультиметр, 11, 19 — регулятор напряжения, 12 — термопары, 13 — модуль ввода аналоговый типа МВ110-224,8А, 14 — преобразователь измерительный регистрирующий типа МСД-200, 15 — компьютер, 17 — трубка Пито, 18 — воздуходувка, 20 — вентилятор.

Средний размер капель воды в потоке составлял  $d_k = 2,7$  мкм и рассчитывался по формуле Ланга [16]:

$$d_k = 0,34 \left( \frac{8\pi\sigma}{\rho_{ж} \cdot f^2} \right)^{1/3}, \quad (9)$$

где  $\sigma$  — коэффициент поверхностного натяжения воды в капле,  $\rho_{ж}$  — плотность воды,  $f$  — частота пьезоизлучателя.

При проведении опытов выполнялись измерения подводимой электрической мощности к нагревателю  $P_{эл}$ , а также температуры поверхности шара двумя хромель-алюмелевыми термопарами и соответствующей данному режиму температуры набегающего водовоздушного потока. Масса распыляемой воды и соответствующая плотность орошения находилась по изменению уровня поверхности воды в баке-распылителе.

Коэффициент теплоотдачи и соответствующее число Нуссельта рассчитывались при постоянной плотности теплового потока на поверхности шара и разности средней температуры поверхности шара  $T_{п}$  и набегающего потока  $T_{ср}$  с учетом теплотерь  $Q_{п}$  в штанге крепления шара:

$$a = \frac{P_{эл} - Q_{п}}{F(T_{п} - T_{ср})}, \quad Nu = \frac{a \cdot d_{ш}}{\lambda_{ср}}. \quad (10)$$

Остальные расчетные параметры, определяющие режим теплообмена, включали следующие величины: число Рейнольдса потока

$$Re = u \cdot d_{ш} / \nu_{ср}, \quad (11)$$

число Вебера увлажнения потока

$$We = \frac{j^2 d_{ш}}{2\rho\sigma}, \quad (12)$$

фактор фазового перехода [2]

$$K = \frac{r}{C_{ж}(T_{п} - T_{ср})}, \quad (13)$$

число Прандтля для воздуха

$$Pr = \mu_{ср} \cdot C_{в} / \lambda_{ср}, \quad (14)$$

где  $u$ ,  $\nu_{ср}$  и  $\mu_{ср}$  — скорость, кинематическая и динамическая вязкости потока,  $d_{ш}$  — диаметр шара,  $j$  — плотность орошения в расчете на единицу площади поверхности шара,  $\lambda_{ср}$  — коэффициент теплопроводности среды (потока).

### Анализ результатов экспериментальных исследований

Для отработки методики и системы измерений в условиях значительного загромождения канала шаровым элементом осуществлялся его обдув потоком воздуха без увлажнения влагой. Как видно из рис. 2, полученные данные по теплообмену в целом совпадают с результатами других авторов [17–19], а некоторые отличия связаны с различными условиями проведения исследований, степенью загромождения канала  $d_{ш}/D$  и его формой.

Основные результаты исследований теплообмена одиночного шара в потоке пересыщенного влагой воздуха (водяного тумана) получены в виде зависимостей средней температуры поверхности и соответствующих значений коэффициента теплоотдачи от числа  $Re$  (скорости потока) и плотности орошения потока водой при фиксированных значениях теплового потока (7800, 10155 и 12830 Вт/м<sup>2</sup>).

На рис. 3 приведены данные изменения коэффициента теплоотдачи для трех значений теплового потока и степени его увлажнения  $j = 111,68 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1}$ , характеризующие основные закономерности теплообмена шара в канале. На этом и последующих рисунках данные экспериментов изображены символами, а аппроксимация их сплайнами в программе Origin Pro 2018 — сплошными линиями.

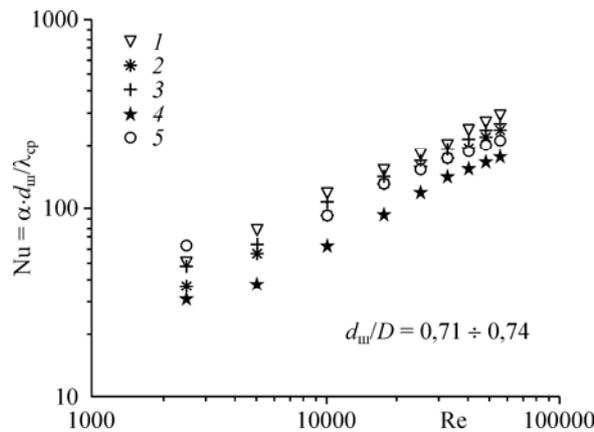


Рис. 2. Данные по теплообмену одиночного шарового элемента в потоке воздуха.

Данные работ [17] (1), [18] (2), [19] (3), [20] (4) и настоящего исследования (5).

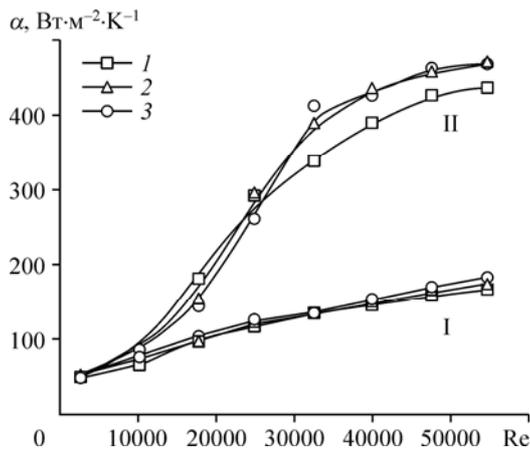


Рис. 3. Изменение коэффициента теплоотдачи при охлаждении шара в воздушном (I) и водовоздушном (II) потоках при  $j = 111,68 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{ч}^{-1}$  для трех значений теплового потока.  $q = 7800$  (1),  $10155$  (2),  $12831$  (3)  $\text{Вт}/\text{м}^2$ .

Влияние теплового потока  $q$  на теплообмен проявляется, как это видно из рис. 3, лишь при  $Re \geq 2,5 \cdot 10^4$  и связано с температурой охлаждаемой поверхности шара  $T_{\text{п}}$ , при которой возможно испарение капель как на поверхности, так и вблизи нее в пограничном слое. В то же время значения коэффициента теплоотдачи шара в канале с воздушным потоком не зависят от подводимой к шару тепловой мощности и определяются режимными параметрами самого потока.

На рис. 4 приведены данные изменения коэффициента теплоотдачи, характеризующие основные закономерности теплообмена шара в канале в зависимости от параметров водовоздушного капельного потока. Наиболее сильное влияние на теплообмен оказывает число  $Re$  (скорость потока), причем это влияние резко возрастает с увеличением плотности орошения. Следует отметить, что при минимальном содержании влаги в потоке ( $j = 23,39 \text{ кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{ч}^{-1}$ ) значение коэффициента теплоотдачи практически не отличается от коэффициента теплоотдачи с воздушным потоком и только при  $Re \geq 4 \cdot 10^4$  становится

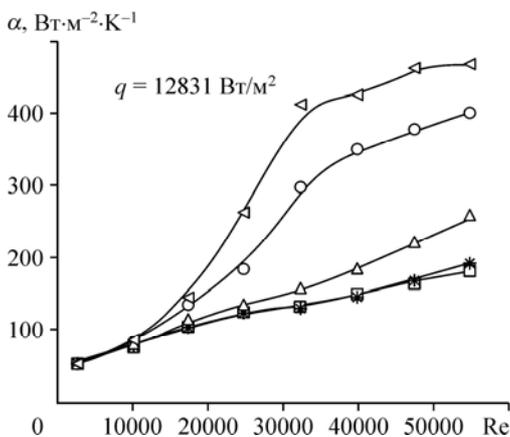
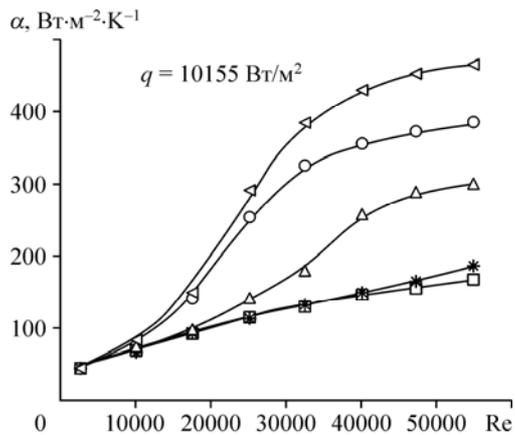
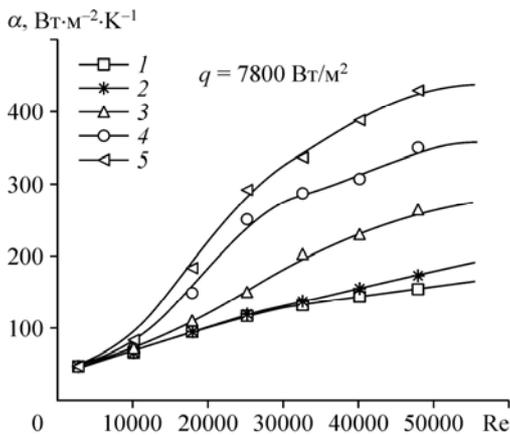
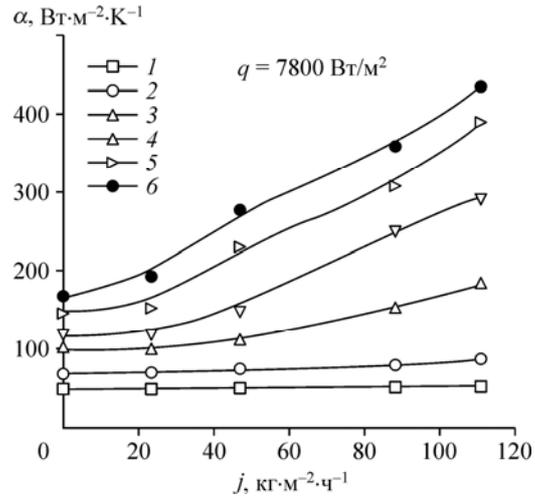


Рис. 4. Зависимость коэффициента теплоотдачи шара от числа Рейнольдса ( $Re$ ) и степени увлажнения потока ( $j$ ) в канале при фиксированных значениях мощности электронагревателей шаров.  $j = 0$  (воздух) (1),  $23,39$  (2),  $46,79$  (3),  $88,31$  (4),  $111,68$  (5)  $\text{кг}\cdot\text{м}^{-2}\cdot\text{ч}^{-1}$ .

Рис. 5. Зависимость коэффициента теплоотдачи шара от интенсивности орошения при фиксированных значениях числа Re потока.

Re = 2500 (1), 10000 (2), 17500 (3), 25000 (4), 40000 (5), 55000 (6).



больше ввиду начала осаждения неиспарившихся капель на поверхность шара.

Влияние количества капельной влаги на теплообмен и характер зависимости коэффициента теплоотдачи от числа Re потока хорошо прослеживается на рис. 5. На основании полученных экспериментальных данных можно сделать вывод о том, что основным фактором, определяющим теплообмен шара в стесненных условиях обдува его поверхности водовоздушным потоком, является количество влаги, оседающей в виде капель и испаряющейся с нагретой поверхности, либо вблизи нее, причем процесс испарения и осаждения в свою очередь определяется скоростью самого потока.

#### Анализ механизма теплообмена шара в водовоздушном капельном потоке

Как показали экспериментальные данные, теплообмен нагретого шара в водовоздушном капельном потоке определяется интенсивностью осаждения капель на поверхность теплообмена и их испарением с образованием паровоздушной среды вблизи поверхности шара. Область начала испарения капель, движущихся со скоростью потока, располагается на некотором расстоянии от поверхности шара. Размер области можно оценить как толщину теплового пограничного слоя (ТПС)  $\delta_t = \lambda_{cp} / \alpha$ .

На рис. 6 рассмотрены возможные механизмы теплообмена в потоке с мелкодисперсными водяными каплями: при испарении капель внутри теплового пограничного

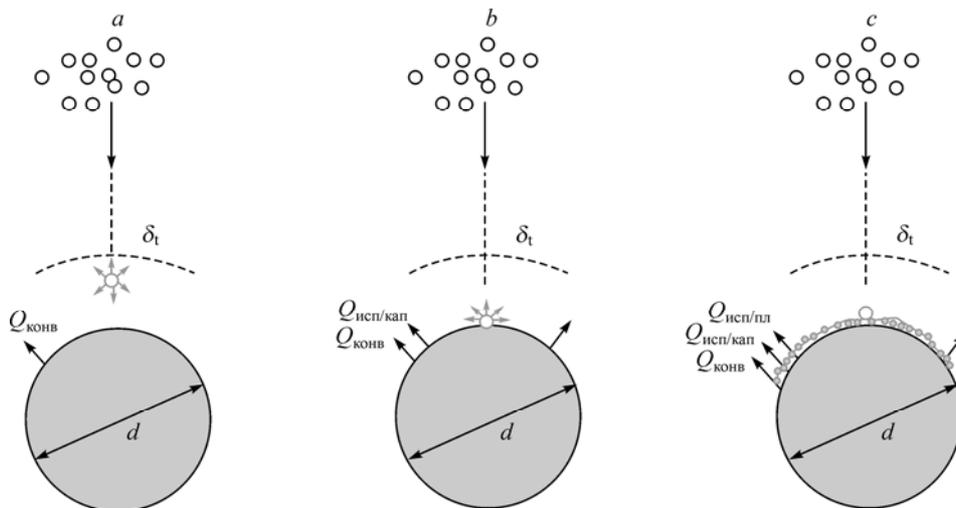


Рис. 6. Механизмы теплообмена шара с водовоздушным потоком.

$l^* < \delta_t$  (a),  $l^* = \delta_t$  (b),  $l^* > \delta_t$  (c);  $Q_{конв}$ ,  $Q_{исп/кап}$  и  $Q_{исп/пл}$  — конвективная, капельная и пленочная составляющие теплового потока с поверхности шара.

слоя (рис. 6а), при испарении на нагретой поверхности отдельных капель (рис. 6б) и при наличии водяной пленки, образующейся в случае большого количества оседающих капель при малой скорости их испарения (рис. 6с). Все три механизма теплообмена проявляются в различной комбинации в зависимости от числа Re и плотности орошения  $j$ .

Принятые допущения в модели теплообмена позволяют записать условия взаимодействия капельного водовоздушного потока с нагретой поверхностью, используя толщину теплового пограничного слоя  $\delta_t$  и длину пробега капли со скоростью потока до момента ее испарения. Границы механизма теплообмена согласно принятой модели определяются возможной длиной пробега капель со скоростью потока до момента их испарения  $l^* = u \cdot \tau_{исп.}$  по отношению к поперечному размеру ТПС. Условие осаждения капель с учетом соотношения (5) можно представить как

$$l^* / \delta_t = U \frac{a}{\lambda_{ср}} \cdot \frac{d_k^2 \cdot \rho_{ж} \cdot r}{4 \lambda_{ж} (T_{п} - T_{к})} \cdot \Phi^{-1}, \quad (15)$$

Глубина проникновения капель внутри ТПС характеризуется отношением  $l^* / \delta_t$  и зависит как от скорости потока (числа Re) и плотности орошения, так и от температуры поверхности шара (рис. 7). Можно предположить, что при  $l^* / \delta_t < 1$  капли, пересекающие границу ТПС, испаряются, не достигая нагретой поверхности. В этом случае интенсивность теплоотдачи потока с испарившейся влагой (паровоздушного потока) к поверхности шара незначительно отличается от взаимодействия с воздушным потоком, что видно из сравнения экспериментальных данных на рис. 4. С увеличением скорости потока (при  $Re \geq 2 \cdot 10^4$ ) отношение  $l^* / \delta_t \geq 1$ , что можно считать началом осаждения и испарения капель непосредственно с поверхности шара и причиной резкого увеличения коэффициента теплоотдачи. Визуально можно было наблюдать образование участков водяной пленки на лобовой поверхности шара при  $Re \geq 4 \cdot 10^4$  и плотности орошения потока  $j > 46,79 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1}$ .

Полученные экспериментальные данные позволяют оценить относительную массу капель, достигающих поверхности шара, прежде чем они испарятся в пограничном слое,

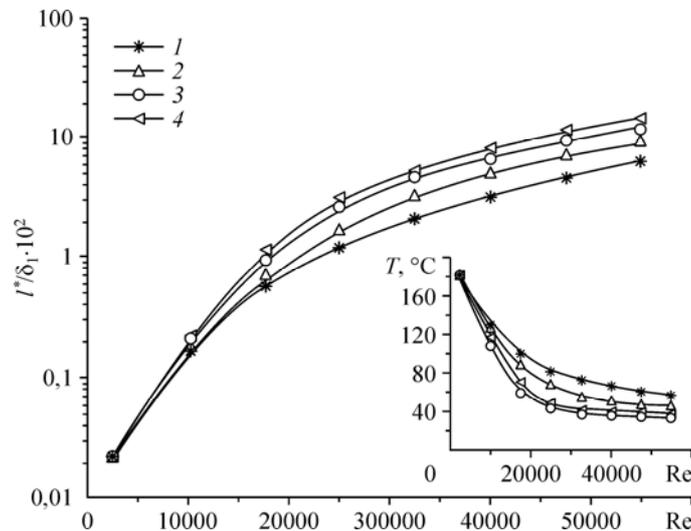


Рис. 7. Относительная глубина проникновения капель аэрозоля внутрь ТПС и соответствующие температуры поверхности шара в зависимости от параметров водовоздушного потока.

$$j = 23,39 (1), 46,79 (2), 88,31 (3), 111,68 (4) \text{ кг/м}^{-2} \text{ ч}^{-1}.$$

Рис. 8. Относительная масса капель, оседающих на поверхность шара в зависимости от числа Re водовоздушного потока и плотности его орошения.

$$j = 23,39 (1), 46,79 (2), 88,31 (3), 111,68 (4) \text{ кг/м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1}.$$

причем предполагается, что теплота от нагретой поверхности затрачивается не только на испарение капель, но и на их нагрев до температуры поверхности:

$$n = \frac{q - \alpha_k (T_{\text{п}} - T_{\text{ср}})}{j \cdot r \left[ 1 + \frac{C_{\text{ж}} (T_{\text{п}} - T_{\text{ср}})}{r} \right]}, \quad (16)$$

где  $n$  (см. (7)) определяет долю поверхности, занятую водяными каплями, или массу влаги оседающей на теплообменной поверхности, по отношению к ее массе, содержащейся в набегающем водовоздушном потоке.

При расчетах параметра  $n$  использовались опытные значения коэффициента теплоотдачи шара с воздушным потоком  $\alpha_k$ , соответствующие критериальной зависимости

$$\text{Nu} = 0,47 \text{ Re}^{0,58} \text{ Pr}^{0,33} \quad (17)$$

с погрешностью, не превышающей 4 %, которая будет приведена далее на рис. 9.

Из рис. 8 следует, что при малой плотности орошения  $j = 23,39 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1}$  доля оседающих капель составляет менее 10 %, а соответствующие значения коэффициента теплоотдачи потока в результате испарения капель в пограничном слое мало отличаются, как это видно из рис. 4, от соответствующих значений для потока без влаги.

Значения  $l^*/\delta_t = 1$  и  $n = 10^{-1}$  соответственно рис. 7 и 8 можно считать граничными параметрами начала осаждения капель и образования водяных пятен на теплообменной поверхности шара. Образование пленки воды способствует снижению температуры поверхности шара до 40–60 °С, что заметно замедляет скорость испарения влаги и уменьшает диффузионную составляющую коэффициента теплоотдачи.

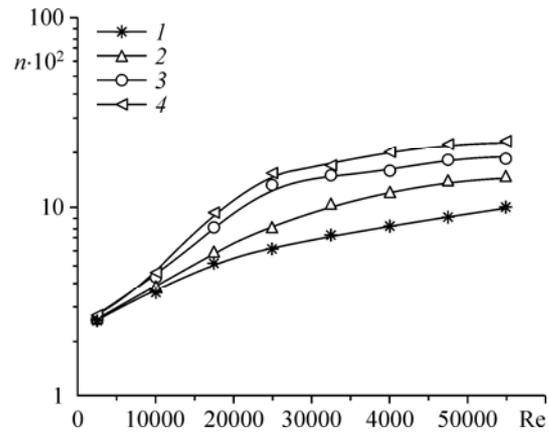
#### Аппроксимация экспериментальных данных по теплообмену шара

Критериальная обработка полученных экспериментальных результатов осуществлялась с привлечением расчетных параметров (10), (13), определяющих режим теплообмена шара с водовоздушным капельным потоком. Аппроксимация экспериментальных данных методом наименьших квадратов позволила получить обобщающую зависимость между критериями Нуссельта и режимными параметрами Рейнольдса, Вебера и параметром фазового перехода воды в пар в виде

$$\text{Nu} = 2,59 \cdot \text{Re}^{0,66} \cdot \text{We}^{0,14} \cdot K^{0,152} \quad (18)$$

с погрешностью, не превышающей 10 % в диапазоне  $10^4 \leq \text{Re} < 5,5 \cdot 10^4$  и  $23,39 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1} \leq j \leq 111,68 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{ч}^{-1}$ .

Результаты критериальной обработки полученных данных можно видеть на рис. 9. Здесь же на фрагменте рисунка, расположенном в левом верхнем углу, приведено уравнение теплообмена шара в воздушном потоке при аналогичных условиях обдува. Основной вклад в погрешность обработки данных вносят различия в механизме теплообмена,



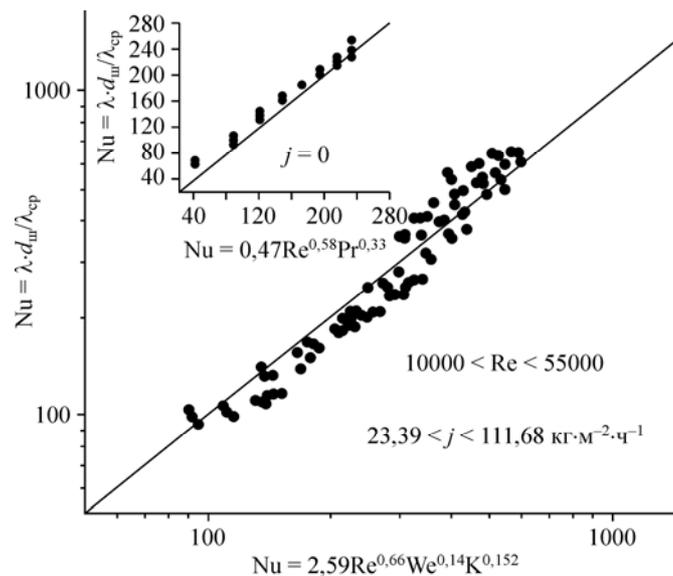


Рис. 9. Аппроксимация экспериментальных данных по теплообмену шара критериальным уравнением в зависимости от параметров системы водовоздушного охлаждения.

связанные с процессами испарения капель в области ТПС или с испарением отдельных капель и водяной пленки с поверхности шара. Тем не менее, уравнение (18) позволяет производить инженерные расчеты систем с водовоздушным капельным охлаждением тепловыделяющих шаровых элементов в каналах цилиндрической конфигурации.

Следует отметить, что неравномерность локального теплообмена, связанная с влиянием ускорения потока в кольцевом зазоре между шаром и цилиндрическим каналом и эффектами вихреобразования, не рассматривалась в представленной работе, поскольку данная проблема требует проведения отдельных исследований.

### Выводы

Применение мелкодисперсного водовоздушного потока для охлаждения шарового элемента в цилиндрическом канале позволяет в 2-3 раза увеличить теплоотдачу по сравнению с его охлаждением воздушным потоком. Интенсивность теплообмена шара определяется как скоростью набегающего на шар потока, так и количеством влаги в потоке, причем с ростом числа Рейнольдса влияние орошения потока на теплообмен значительно возрастает. Предложенная физическая модель теплообмена позволяет оценить отдельные стадии процессов испарения капель и образования пленки воды на шаровой поверхности. Полученное критериальное уравнение можно использовать в инженерных расчетах для оценки систем с водовоздушным капельным охлаждением тепловыделяющих шаровых элементов в каналах цилиндрической конфигурации.

### Список литературы

1. Бувеч Ю.А., Манкевич В.Н., Полоцкий М.И. К теории падения капель на перегретую поверхность // Теплофизика высоких температур. 1986. Т. 24, № 4. С. 743–752.
2. Исаченко В.П., Куштров В.И. Струйное охлаждение. М.: Энергоатомиздат, 1984. 216 с.
3. Aihara T., Taka M., Haraguchi T. Heat transfer from a uniform heat flux wedge in air-water mist flow // Intern. J. Heat Mass Transfer. 1979. Vol. 22, No. 1. P. 51–60
4. Хишида К., Маэда М., Икаи С. Теплоотдача от плоской пластины в двухкомпонентный туманообразный поток // Теплопередача. 1980. Т. 102, № 2. С. 197–202.

5. Kumari N., Bahadur V., Hodes M., Salamon T., Kolodner P., Lyons A., Garimella S. Analysis of evaporating mist flow for enhanced convective heat // Int. J. Heat Mass Transfer. 2010. Vol. 53, No. 15–16. P. 3346–3356.
6. Heyt J.W., Larsen P.S. Heat transfer to binary mist flow // Int. J. Heat Mass Transfer. 1971. Vol. 14, No. 9. P. 1395–1405
7. Allais I., Alvarez G. Analysis of heat transfer during mist chilling of a packed bed of spheres simulating foodstuffs // J. of Food Engng. 2001. Vol. 49, No. 1. P. 37–47.
8. Jiang G., Shi X., Chen G., Gao J. Study on flow and heat transfer characteristics of the mist/steam two-phase flow in rectangular channels with 60 deg. ribs // Int. J. Heat Mass Transfer. 2018. Vol. 120. P. 1101–1117.
9. Terekhov V., Pakhomov M. Numerical study of heat transfer in a laminar mist flow over a isothermal flat plate // Int. J. Heat and Mass Transfer. 2002. Vol.45, No. 10. P. 2077–2085.
10. Zhao L., Wang T. Experimental study of mist/air film cooling on a flat plate with application to gas turbine airfoils. Part I // Heat Transfer J. Turbomach. 2014. Vol. 136, No. 7. P. 071007-1–071007-9.
11. Wang T., Dhanasekaran T. Calibration of a computational model to predict mist/steam impinging jets cooling with an application to gas turbine blades // J. Heat Transfer. 2010. Vol. 132, No. 12. P. 122201-1–122201-11.
12. Чичидаев А.В. Исследование теплоотдачи к низкотемпературному потоку водного аэрозоля: автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05.14.05, НГТУ. Новосибирск, 1998. 20 с.
13. Емельянов А.Л. Теплоотдача в воздушно-капельном потоке в системах охлаждения приборов // Изв. вузов. Приборостроение. 2011. Т. 54, вып. 3. С. 65–68.
14. Анохина Е.В. Исследование процессов испарения и кипения жидкостей // Журн. техн. физики. 2010. Т. 80, вып. 8. С. 32–37.
15. Лобасова М.С., Финников К.А., Миловидова Т.А., Дектерев А.А., Серебренников Д.С., Минаков А. В., Кузоватов И. А., Васильев В. В. Тепломассообмен. Красноярск: ИПК СФУ, 2009. 295 с.
16. Lang R.J. Ultrasonic atomization of liquid // J. Acoust. Soc. of America. 1962. Vol. 34. P. 6–8.
17. Achenbach E. Heat transfer from spheres up to  $Re = 6 \times 10^6$  // Proc. of the 6th Int. Heat Transfer Conf. Vol. 5. Washington, DC: Hemisphere. 1978. P. 341–346.
18. Romkes S., Dautzenberg F., van den Bleek C., Calis H. CFD modelling and experimental validation of particle-to-fluid mass and heat transfer in a packed bed at very low channel to particle diameter ratio // Chemical Engng J. 2003. Vol. 96, No. 1–3. P. 3–13.
19. Whitaker S. Forced convection heat transfer correlations for flow in pipes, past flat plates, single cylinders, single spheres, and for flow in packed beds and tube bundles // AIChE J. 1972. Vol. 18. P. 361–371.

*Статья поступила в редакцию 27 февраля 2019 г.,  
после доработки — 3 апреля 2019 г.,  
принята к публикации 4 июня 2019 г.*