

УДК 536.24

ШРАЙБЕР А.А., ДУБРОВСКИЙ В.В., ПОДВЫСОЦКИЙ А.М.*Институт общей энергетики НАН Украины*

ОБОБЩЕНИЕ ОПЫТНЫХ ДАННЫХ ПО ТЕПЛООБМЕНУ ПЛЕНКИ ЖИДКОСТИ, СТЕКАЮЩЕЙ ПО ГЛАДКИМ И ПРОФИЛИРОВАННЫМ ПОВЕРХНОСТЯМ, С ВОЗДУХОМ

Проведено аналіз та узагальнення результатів експериментальних досліджень теплообміну плівки води, що стікає по гладкій поверхні і по поверхнях зі сферичними лунками, з оточуючим повітрям. Отримано емпіричні безрозмірні узагальнюючі залежності для визначення коефіцієнтів тепловіддачі.

Проведен анализ и обобщение результатов экспериментальных исследований теплообмена пленки воды, стекающей по гладкой поверхности и по поверхностям со сферическими лунками, с окружающим воздухом. Получены эмпирические безразмерные обобщающие зависимости для определения коэффициентов теплоотдачи.

We analyze and generalize the results of an experimental investigation into the heat transfer of a water film, flowing over a plane surface and surfaces with spherical indentations, with surrounding air. We have obtained empirical dimensionless generalizing relations for determining heat transfer coefficients.

b – капиллярная постоянная;

D – диаметр сферической лунки;

g – ускорение свободного падения;

G – расход воды по лотку;

h – глубина лунки;

l – ширина лотка;

L – длина потока по лотку;

$Nu = \alpha L / \lambda_{\text{возд}}$ – число Нуссельта;

$Re_{\text{пл}} = 4V_{\text{уд}} / \nu_{\text{в}}$ – число Рейнольдса для пленки воды;

$Re_{\text{отн}} = U_{\text{отн}} L / \nu_{\text{возд}}$ – относительное число Рейнольдса;

S – расстояние между центрами лунок;

$U_{\text{отн}}$ – относительная скорость на границе раздела вода-воздух;

$V_{\text{уд}}$ – удельный расход воды (объемная плотность орошения);

α – коэффициент теплоотдачи;

λ – коэффициент теплопроводности;

ν – коэффициент кинематической вязкости;

ρ – плотность;

σ – коэффициент поверхностного натяжения воды;

φ – угол наклона лотка.

Индексы:

v – вода;

возд – воздух.

Введение

Изучение теплообмена контактирующих фаз жидкость–газ представляет значительный интерес для смесительных теплообменников, где теплота от горячего теплоносителя передается к холодному при их непосредственном соприкосновении. Подобного рода аппаратами являются, в частности, распространенные в энергетике и промышленности пленочные градирни. К числу факторов, влияющих на теплообмен воды с воздухом, наряду с физическими

параметрами фаз и режимом течения, относятся и рельеф поверхности, по которой течет жидкость. Как показали исследования теплообмена потока газа или жидкости с твердой поверхностью [1–3], изменение ее рельефа существенно сказывается на теплообмене. Полученные авторами настоящей статьи экспериментальные данные [4, 5] по теплообмену потока жидкости не с твердой поверхностью (стенкой канала), а с окружающим воздухом также показали существенную интенсификацию теплообмена на

профилированных поверхностях с углублениями – сферическими лунками. Цель настоящей работы состояла в систематизации, анализе и обобщении полученных результатов по теплообмену воды с воздухом для гладких и профилированных поверхностей.

Условия проведения экспериментов

Опыты проводились на экспериментальном стенде, подробно описанном в [5]. Вода циркулировала по замкнутому контуру через электронагреватель, при этом система поддержки постоянной температуры жидкости обеспечивала термостабилизированный режим течения. В опытах пленка воды стекала по лоткам из оцинкованной стали шириной 180 и длиной 1800 мм. Специально изготовленный цифровой дифференциальный термометр позволял с высокой точностью измерять разницу температур текущей воды в начале и в конце лотка.

В экспериментах использовались лоток с гладкой поверхностью и три профилированных лотка со сферическими лунками, расположенными в шахматном порядке (рис. 1). В табл. 1 приведены геометрические размеры сферических лунок профилированных лотков. При изготовлении лотков были выполнены условия геометрического подобия элементов рельефа – диаметров лунок, их глубин и расстояний меж-

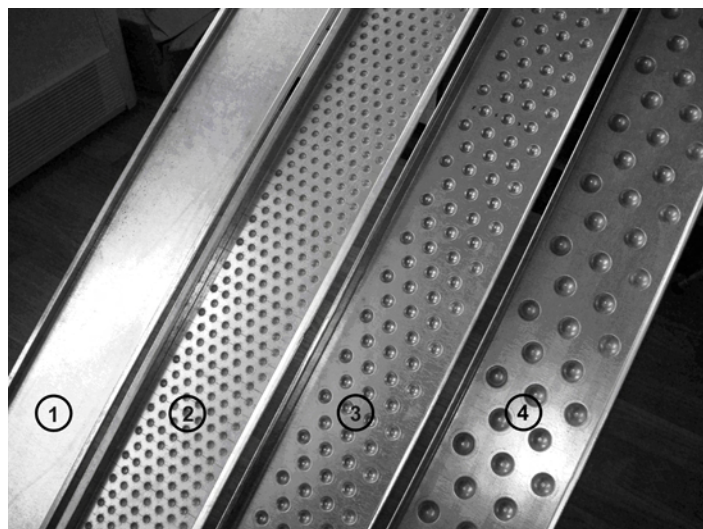


Рис. 1. Лотки: 1 – гладкий; 2, 3, 4 – профилированные.

ду центрами. При этом коэффициент подобия для последовательно меняющихся размеров лунок составлял $\sim 1,5$.

Эксперименты проводились при трех расходах воды: 0,068; 0,106 и 0,179 кг/с, трех длинах потока: 1,7; 1,1 и 0,6 м и трех углах наклона лотков: 15, 25 и 35 град. Приведенные величины расходов и длин потока были обусловлены техническими возможностями экспериментального стенда. Максимальный угол наклона лотков был ограничен образованием брызг во время течения воды по профилированным лоткам при $\varphi > 35^\circ$. В большинстве опытов термостабилизированная температура воды в начале стекания по лотку составляла 40 °С. Всего было выполнено 108 серий опытов по определению коэффициентов теплоотдачи, по 27 серий для каждого из 4 лотков. Методика проведения опытов подробно описана в [5].

Результаты экспериментальных исследований

В опытах изучалось влияние рельефа поверхности, по которой течет жидкость, длины потока, угла наклона лотка и расхода воды на коэффициент теплоотдачи. Осредненный по длине потока коэффициент α определялся из формулы Ньютона – Рихмана. В результате проведенных экспериментов было установлено, что профилирование поверхности (нанесение сферических лунок) в исследованном диапазоне режимов приводит к интенсификации теплообмена по сравнению с гладкой поверхностью в 1,35...2,87 раз. При этом степень интенсификации зависит не только от режимных параметров, но и от размера лунок. Эксперименты показали, что наибольшие значения коэффициента теплоотдачи достигались на лотке Л20/6. Вероятно, лунки такой геометрии лучше всего турбулизируют поток воды в лотке, что приводит к эффективному перемешиванию слоев пленки.

На рис. 2 в качестве примера показана зависимость коэффициента теплоотдачи α от угла φ . Лоток со сферическими лунками Л20/6 обеспечивает не только существенно большие значения коэффициента теплоотдачи, но и бо-

Табл. 1. Геометрические размеры сферических лунок

Лоток	D , мм	h , мм	S , мм	h/D
Л30/9	30	9	60	0,3
Л20/6	20	6	40	0,3
Л13/4	13	4	26	0,3

лее интенсивный рост α с изменением угла наклона.

На гладком лотке коэффициент теплоотдачи увеличивается с уменьшением длины потока, увеличением угла наклона лотка и расхода воды. На профилированных лотках α также увеличивался с уменьшением L и увеличением φ , но, в противоположность гладкому лотку, с уменьшением расхода стекающей жидкости (рис. 2).

Кроме того, были проведены специальные измерения осредненной относительной скорости $U_{\text{отн}}$ на границе раздела вода-воздух, который был неподвижен. Процесс течения жидкости по гладкому и профилированным лоткам на всех режимах фиксировался при помощи видеосъемки цифровым фотоаппаратом. Перед измерением скорости потока на экспериментальном стенде, в том месте, где устанавливались опытные лотки, вдоль течения воды были сделаны метки через 5 см. Фотокамера фиксировала перемещение тонкого пенопластового диска, который двигался практически со скоростью верхних слоев стекающей пленки. Скорость движения потока в лотках можно было изменять как за счет угла их наклона, так и за счет расхода жидкости. Эксперименты проводились при всех указанных выше значениях φ и G . Всего было проведено 36 серий измерений, каждая из которых включала несколько дублей съемки движения диска. Полученные видеоматериалы обрабатывались на компьютере при помощи специальных программ для монтажа видеосъемки. В результате обработки результатов измерений находилась осредненная скорость потока воды по лотку, которая в проведенных экспериментах принимала значения от 0,21 до 1,43 м/с.

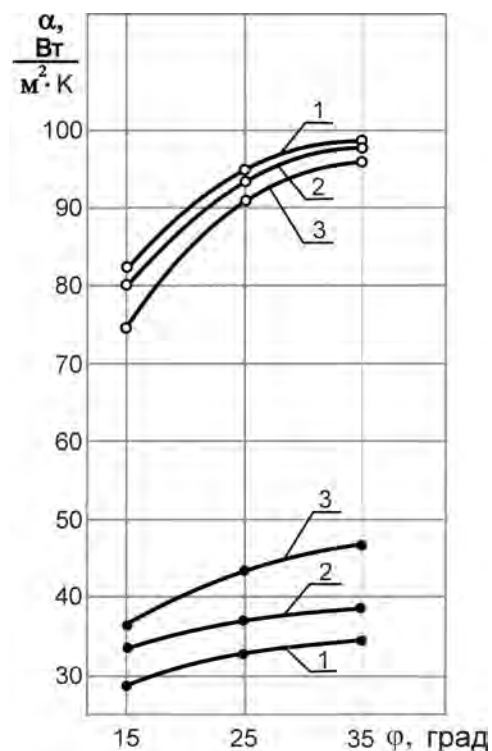


Рис. 2. Зависимость коэффициента теплоотдачи от угла наклона лотка, $L = 1,7$ м. Экспериментальные точки: ● – гладкий лоток; ○ – лоток с лунками Л20/6. Кривые 1 соответствуют расходу 0,068 кг/с, 2 – 0,106 кг/с, 3 – 0,179 кг/с.

Опыты показали, что рельеф поверхности лотков существенно влияет на скорость потока. Наличие сферических лунок заметно снижает среднюю скорость течения жидкости по сравнению с гладким лотком. Если на гладком лотке скорость меняется от 0,96 до 1,43 м/с, то на профилированных лотках при тех же режимах течения – только от 0,21 до 0,62 м/с. Это связано с особенностями течения воды по профилированной поверхности: наличие лунок изменяет профиль течения, турбулизирует его, приводит к образованию вихрей и пространственных бурнчиков в лунках и, таким образом, замедляет движение жидкости. Естественно, с увеличением угла наклона лотка скорость потока всегда возрастает. Увеличение расхода также приводит к росту скорости. Лотки с более крупными лунками замедляют скорость потока сильнее.

Методика обработки опытных данных

При обработке полученных опытных данных в качестве безразмерного коэффициента теплоотдачи использовалось число Нуссельта

$$Nu = \alpha L / \lambda_{\text{возд}}$$

Обобщение результатов исследований для числа Nu при течении пленки по лотку проводилось в виде

$$Nu = A Re_{\text{пл}}^m Re_{\text{отн}}^n \varphi^p \quad (1)$$

Общий вид формулы (1) напоминает безразмерную зависимость, которая используется для теплообмена при обтекании пластины потоком жидкости или газа [6, 7]. Однако, в отличие от [6, 7], в (1) не используется число Прандтля, так как охлаждающей средой в экспериментах был лишь воздух при комнатной температуре. Вместе с тем в формулу (1) дополнительно введены число $Re_{\text{пл}}$, которое характеризует режим течения пленки, и угол наклона лотка.

Число Рейнольдса $Re_{\text{пл}}$ для пленки определялось по формуле

$$Re_{\text{пл}} = 4V_{\text{уд}} / v_{\text{в}}$$

$$\text{где } V_{\text{уд}} = G / (l \rho_{\text{в}}).$$

Относительное число Рейнольдса $Re_{\text{отн}}$ рассчитывается как

$$Re_{\text{отн}} = U_{\text{отн}} L / v_{\text{возд}}$$

Для каждого из исследованных лотков был выполнен регрессионный анализ полученных данных методом наименьших квадратов при помощи алгоритмического языка TurboBasic.

Теплоотдача на гладкой поверхности

Обработка данных для гладкого лотка позволила найти эмпирическую формулу для числа Нуссельта $Nu_{\text{гл}}$

$$Nu_{\text{гл}} = 3,178 Re_{\text{пл}}^{0,177} Re_{\text{отн}}^{0,434} \varphi^{0,042} \quad (2)$$

в диапазоне $1510 \leq Re_{\text{пл}} \leq 3980$; $38400 \leq Re_{\text{отн}} \leq 162100$; $15^\circ \leq \varphi \leq 35^\circ$.

На рис. 3 приведено сопоставление опытных чисел Нуссельта $Nu_{\text{оп}}$ и рассчитанных $Nu_{\text{р}}$ по формуле (2). Максимальная погрешность для одного из измерений равна 6,38 %. Среднеквадратичное отклонение расчетных данных от опытных составляет 2,75 %.

При практическом использовании формулы (2) для определения коэффициента теплоотдачи необходимо задавать удельный расход жидкости, длину потока, угол наклона лотка, а также относительную скорость фаз. Обработка экспериментальных значений этой величины для лотка с гладкой поверхностью позволила получить обобщающую формулу

$$Re_{\text{отн}} = 21,479 Re_{\text{пл}}^{0,188} \varphi^{0,265} (L/b) \quad (3)$$

в диапазоне $1510 \leq Re_{\text{пл}} \leq 3980$; $15^\circ \leq \varphi \leq 35^\circ$; $220 \leq L/b \leq 625$. В качестве безразмерной длины потока в формуле (3) используется отношение L/b , где $b = (\sigma / (g(\rho_{\text{в}} - \rho_{\text{возд}})))^{0,5}$. Величина капиллярной постоянной для условий проведенных экспериментов равна 2,724 мм.

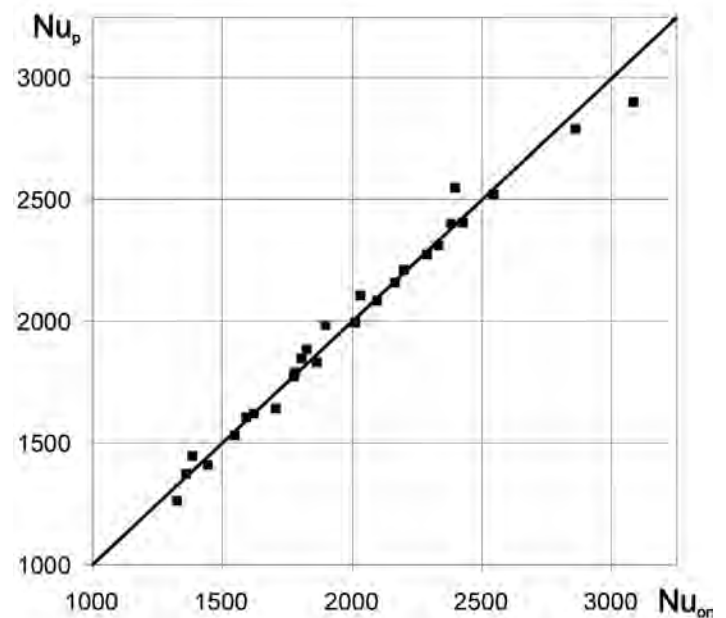


Рис. 3. Сопоставление опытных и расчетных значений числа Нуссельта для гладкого лотка.

Теплоотдача на поверхности с лунками

Для профилированных лотков найденные в результате обработки данных величины A , m , n , p в (1) приведены в табл. 2. Здесь диапазоны значений $Re_{пл}$ и ϕ те же, что и в (2), (3); $Re_{отн} = 10800...70300$ для лотка Л13/4, $Re_{отн} = 9600...63500$ для Л20/6, и $Re_{отн} = 8400...55500$ для Л30/9.

Полученные зависимости для гладкого и профилированных лотков отвечают одинаковым условиям эксперимента по расходам, длинам потока и углам наклона лотков, тем не менее диапазоны чисел $Re_{отн}$ различны. Это связано с тем, что наличие лунок, как отмечалось выше, замедляет течение воды, так что величина $Re_{отн}$ уменьшается.

Из табл. 2 видно, что значения A , m , n , p зависят от геометрии лотка. Именно размеры лунок, их диаметр и глубина существенно влияют на зарождение вихрей в углублениях, которые по сути являются турбулизаторами потока и интенсификаторами теплоотдачи.

Из рис. 4, который приведен в качестве примера, видно, что формула (1) с коэффициентами из табл. 2 хорошо описывает массив опытных точек. Максимальная погрешность не превышает 5,9 %, а среднеквадратичное отклонение равно 2,6 %.

Сравнение данных, приведенных на рис. 3 и 4, показывает, что значения числа Нуссельта для профилированного лотка Л20/6 более чем вдвое превышают соответствующие величины для гладкого лотка. Столь существенное увеличение интенсивности теплоотдачи объясняется лучшим перемешиванием слоев жидкости за

Табл. 2. Значения параметров A , m , n , p для лотков с лунками

Лоток	A	m	n	p
Л13/4	154,6	-0,554	0,703	0,086
Л20/6	116,2	-0,615	0,818	0,012
Л30/9	193,8	-0,571	0,74	-0,006

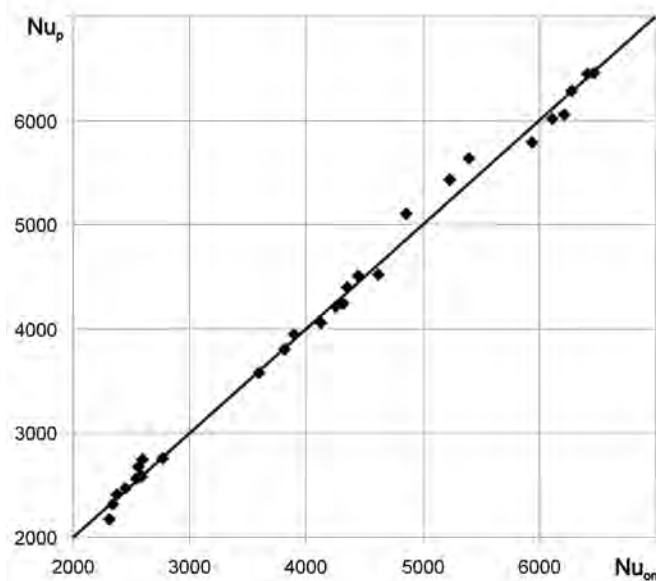


Рис. 4. Сопоставление опытных и расчетных значений числа Нуссельта для лотка с лунками Л20/6.

счет наличия лунок на поверхности.

Как отмечалось ранее, увеличение расхода стекающей по лотку воды (при неизменных угле его наклона и длине потока) приводит к увеличению числа Нуссельта на гладкой поверхности и, наоборот, к его уменьшению на профилированной (соответственно и показатели степени при $Re_{пл}$ в формуле (2) и табл. 2 имеют противоположные знаки). Можно предположить, что с изменением расхода совокупность факторов (толщина пленки жидкости, относительная скорость контактирующих фаз, степень перемешивания потока), в той или иной степени определяющих изменение коэффициента теплоотдачи, на гладкой и профилированной поверхности оказывает неодинаковое влияние. Сложный механизм течения пленки по сферическим лункам вносит свои коррективы. К тому же изменение расхода текущей воды вызывает изменение не только величины $Re_{пл}$, но одновременно и скорости течения, т.е. числа $Re_{отн}$. Степень влияния того или иного фактора на процесс теплообмена может отклонять величину коэффициента теплоотдачи в ту или иную

сторону.

Была также предпринята попытка обобщить результаты исследований для всех трех профилированных лотков вместе. Поскольку интенсификация теплообмена зависит от геометрии поверхности (напомним, что все лотки с лунками геометрически подобны), был введен безразмерный параметр h/b , характеризующий размеры лунок, указанные в табл. 1. Были найдены зависимости для коэффициента A и показателей степени m , n , p , приведенные в табл. 2, от отношения h/b . Полученные кривые были описаны параболическими зависимостями. В результате обработки всего массива экспериментальных данных получено обобщение для профилированных лотков в виде (1), где

$$\begin{aligned} A &= 67,3 (h/b)^2 - 299,7 (h/b) + 449,7; \\ m &= 0,068 (h/b)^2 - 0,331 (h/b) - 0,213; \\ n &= -0,125 (h/b)^2 + 0,616 (h/b) + 0,068; \\ p &= 0,047 (h/b)^2 - 0,272 (h/b) + 0,385 \end{aligned} \quad (4)$$

при $1,47 \leq h/b \leq 3,3$ (диапазоны значений $Re_{пл}$, $Re_{отн}$ и φ те же, что и ранее).

Рис. 5 иллюстрирует сопоставление опытных и рассчитанных по формулам (1), (4) чисел Нуссельта для профилированных лотков. Среднеквадратичное отклонение $Nu_{оп}$ от Nu_p составляет 2,87 %, максимальная погрешность – 8,92 %.

Для профилированных лотков в целях практического использования формул (1), (4) была найдена зависимость величины относительной скорости от влияющих факторов:

$$Re_{отн} = 0,203 Re_{пл}^{0,679} \varphi^{0,225} (L/b) (h/b)^{-0,294}.$$

На основании полученных экспериментальных данных был проведен анализ степени интенсификации теплоотдачи при использовании лотков со сферическими лунками по сравнению с гладким лотком. Интенсификация теплообмена оценивалась отношением $\alpha/\alpha_{гл}$, где α и $\alpha_{гл}$ – коэффициенты теплоотдачи для профилированных и гладкой поверхностей соответственно.

Как и ранее, для обобщения результатов об-

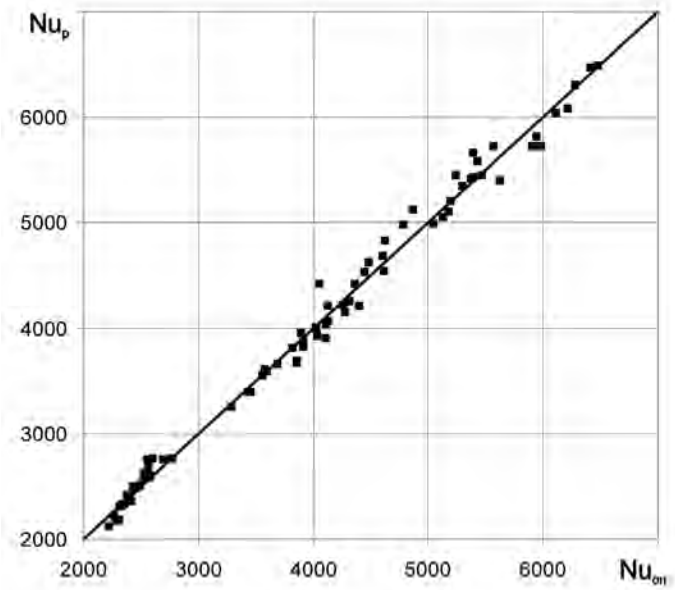


Рис. 5. Сопоставление опытных и расчетных значений числа Нуссельта для профилированных лотков.

работка проводилась с использованием чисел $Re_{пл}$ и $Re_{отн}$, угла φ и отношения h/b . Была получена эмпирическая зависимость

$$\alpha/\alpha_{гл} = 5,265 (h/b)^{0,115} Re_{пл}^{-0,55} Re_{отн}^{0,324} \varphi^{-0,028} \quad (5)$$

в диапазоне $1,47 \leq h/b \leq 3,3$, $1510 \leq Re_{пл} \leq 3980$, $8400 \leq Re_{отн} \leq 70300$, $15^\circ \leq \varphi \leq 35^\circ$. Максимальная погрешность аппроксимации составляла 13,3 %, среднеквадратичное отклонение – 5,18 %. Формулу (5) целесообразно использовать для оценочных расчетов эффективности теплообмена.

С целью повышения точности аппроксимации опытных данных был проведен более детальный анализ влияния разных факторов на процесс теплообмена. В результате был принят другой общий вид эмпирической зависимости

$$\alpha/\alpha_{гл} = A Re_{пл}^m Re_{отн}^n.$$

Оказалось, что величины A , m и n зависят от φ и h/b . Регрессионный анализ данных позволил получить обобщающие формулы для этих величин:

$$\begin{aligned}
 A &= a_1 (h/b)^2 - a_2 (h/b) + a_3, \\
 a_1 &= 0,043\varphi^2 - 0,128\varphi + 3,43, \\
 a_2 &= 0,0285\varphi^2 - 1,009\varphi + 21,39, \\
 a_3 &= 0,0412\varphi^2 - 1,426\varphi + 30,48, \\
 m &= b_1 (h/b)^2 - b_2 (h/b) + b_3, \\
 b_1 &= -0,00031\varphi^2 + 0,016\varphi - 0,117, \\
 b_2 &= -0,00162\varphi^2 + 0,0821\varphi + 0,598, \\
 b_3 &= 0,00162\varphi^2 - 0,0769\varphi + 0,978, \\
 n &= c_1 (h/b)^2 + c_2 (h/b) - c_3, \\
 c_1 &= 0,000155\varphi^2 - 0,0075\varphi - 0,0454, \\
 c_2 &= -0,00072\varphi^2 + 0,033\varphi + 0,293, \\
 c_3 &= -0,00057\varphi^2 + 0,024\varphi + 0,164.
 \end{aligned}$$

Максимальное отклонение расчетных данных от опытных составляет 7,3 %, среднеквадратичное отклонение – 3 %.

Выводы

1. В результате проведенных исследований установлено, что интенсивность теплообмена стекающей пленки воды с окружающим воздухом можно существенно повысить за счет изменения рельефа поверхности, по которой течет жидкость.

2. Получены обобщающие, пригодные для практического использования безразмерные зависимости для определения коэффициента теплоотдачи при контакте текущей жидкости с окружающим воздухом.

3. Обобщения эмпирических данных для конвективного теплообмена воды с воздухом получены как для гладкой поверхности, по которой течет жидкость, так и для поверхностей со сферическими лунками разного размера.

ЛИТЕРАТУРА

1. Леонтьев А.И., Олимпиев В.В., Дилевская Е.В., Исаев С.А. Существо механизма интенсификации теплообмена на поверхности со сферическими выемками // Изв. Росс. акад. наук, Энергетика. – 2002. – № 2. – С. 117 – 135.

2. Исаев С.А., Леонтьев А.И., Баранов П.А. Моделирование смерчевой интенсификации теплообмена при низкоскоростном движении воздуха в прямоугольном канале с лунками // Теплоэнергетика. – 2007. – № 3. – С. 22 – 28.

3. Халатов А.А., Борисов И.И., Шевцов С.В. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. Т. 5: Тепломассообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков. – Киев: Институт технической теплофизики НАН Украины, 2005. – 500 с.

4. Дубровский В.В., Подвысоцкий А.М., Шрайбер А.А. Теплообмен с воздухом пленки жидкости, стекающей по плоской поверхности со сферическими углублениями // Проблемы загальної енергетики. – 2008. – № 18. – С. 32 – 33.

5. Дубровский В.В., Подвысоцкий А.М., Шрайбер А.А. Экспериментальное исследование теплообмена пленки жидкости, стекающей по профилированной поверхности, с воздухом // Проблемы загальної енергетики. – 2009. – № 19. – С.

6. Лыков А.В. Тепломассообмен. – М.: Энергия, 1972. – 560 с.

7. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергия, 1969. – 440 с.

Получено 09.02.2010 г.