

УДК 536.24.08 + 66.045.53

Экспериментальное исследование характеристик тепло- и массопереноса при испарительном охлаждении воды в градирне с пенокерамическим оросителем*

Ц.Ц. Конг¹, Д.Ю. Лю², П. Ван³, Д.К. Се⁴, Ц. У⁴, С.И. Чжао⁴

¹Технологический университет Чьянгу, Ченгджоу, Чьянгу, Китай

²Университет Хохай, Нанджинг, Чьянгу, Китай

³Университет Хохай, Нанджинг, Китай

⁴Университет Хохай, Ченгджоу, Чьянгу, Китай

E-mail: kqjde@126.com

Приводится описание экспериментального исследования совместного тепло- и массопереноса при испарительном охлаждении воды в градирне с новым пакетом оросителя, получившем название FCP-08. Пакет состоит из гофрированных листов пенокерамики, выполненных в форме синусоидальных волн с поверхностными канавками для улучшения растекания жидкости. Высота пакета оросителя составляет 1,0 м, площадь поперечного сечения рабочей области равна 0,68×0,68 м. Исследование направлено преимущественно на изучение влияния отношения расходов воды и воздуха на характеристики тепло- и массопереноса при разных температурах воды на входе. Полученные результаты показывают, что диапазон температур охлаждаемой воды R и охладительная эффективность градирни e уменьшаются с увеличением отношения расходов воды и воздуха L/G . В то же время коэффициент охлаждения $K\alpha V/L$ несколько уменьшается с увеличением отношения расходов, а вместе с тем его величина заметно превышает значения аналогичных величин для других, ранее исследованных оросителей. С помощью линейной подгонки было получено выражение для коэффициента охлаждения, связанного с отношением расходов и температурой воды на входе. Сравнение полученных результатов с данными, приведенными в публикациях для оросителей иных типов, показывает, что эффективность охлаждения градирни с пенокерамическим оросителем превосходит эффективность, получаемую при использовании прочих оросителей.

Ключевые слова: градирня, характеристики тепло- и массопереноса, пенокерамика, ороситель, отношение расходов, эффективность охлаждения.

Введение

Градирни с испарительным охлаждением воды широко применяются в энергетических установках, в химической промышленности, а также в других приложениях, связанных с переносом тепла. Они используются для охлаждения высокотемпературных сред (воды и других жидкостей) на выходе из охладительных конденсаторов и другого

* Работа выполнена при финансовой поддержке Национального научного фонда Китая (грант № 51509076) и Научного фонда провинции Джиангсу (грант № BK20150816).

технологического оборудования. Работают градирни следующим образом. Горячая вода нагнетается насосом в распределительное устройство и затем разбрызгивается по оросителю посредством форсунок. Одновременно снизу градирни подается воздух, отобранный из окружающей среды, который проходит через пакет оросителя, благодаря чему на поверхности оросителя осуществляется тепло- и массообмен между воздухом и нагретой водой. Во время переноса тепла и массы энтальпия воды уменьшается, в то время как энтальпия воздуха увеличивается [1]. Эффективность градирни тесно связана с характеристиками тепло- и массопереноса в ней.

Ороситель следует рассматривать как ключевой компонент охлаждающей башенной системы с циркуляцией потока, а материал для изготовления листов оросителя сильно влияет на эффективность такой системы, поскольку он должен обеспечивать большую площадь поверхности для тепло- и массопереноса от горячей воды к окружающему воздуху и продолжительное время контакта двух сред. Исходя из этого, с развитием материаловедения и промышленной технологии были разработаны различные типы оросителей. Было проведено множество исследований по оптимизации процессов переноса в таких теплообменных устройствах с целью улучшения их эффективности.

С начала сороковых годов авторы [2] изучали эффективность охлаждающих башен с принудительной вентиляцией, с оросителем, изготовленным из досок длиной 1,05 м. Они опубликовали данные для нескольких конструкций башен и для разных рабочих условий. Эти данные были позднее обработаны автором [3] в виде зависимости числа единиц переноса от отношения расходов воды и воздуха (L/G) для разных конструкций градирен. Гидравлические и термодинамические характеристики градирни с трехфазным орожденным слоем были изучены теоретически и экспериментально в работе [4]. В ней в качестве оросителя использовались губчатые резиновые шарики диаметром 12,7 мм и плотностью 375 кг/м^3 . Была проанализирована связь между характеристиками башни, температурой воды на ее входе, высотой пакета и отношением расходов воды и воздуха. В работе [5] изучалась эффективность противоточных градирен с принудительной вентиляцией, оснащенных пакетами оросителя тонкопленочного типа. Эффективность охлаждающей башни и температура водяного потока на выходе были выражены как функции отношения расходов L/G . Авторы предположили, что эффективность башни уменьшается с увеличением отношения L/G , но аналитически такой связи получено не было. В работе [1] проводились эксперименты в градирне с принудительной вентиляцией с вертикальными и горизонтальными гофрированными пакетами, изготовленными из усиленного ПВХ, и был сделан вывод, что отношение расходов воды и воздуха, тип оросителя и его конфигурация влияют на эффективность теплопереноса в градирне. В работе [6] изучалась эффективность различных ПВХ-оросителей и анализировались величины коэффициента массопереноса и потерь давления. Были проведены эксперименты в градирне и предложен новый метод сравнения оросителей на основе геометрических параметров. Авторы полагали, что коэффициент массопереноса волнистого пакета пропорционален потере давления на единицу высоты. В работе [7] также изучались характеристики массопереноса и потери давления для пакетов различных оросителей с гофрированной гладкой и шероховатой поверхностями в градирне с естественной циркуляцией. На основании экспериментальных данных были выведены выражения для характеристик тепло- и массопереноса и для величины потерь давления. В работе [8] были опубликованы результаты экспериментального исследования и представлен прогноз по характеристикам охлаждающей башни с искусственной тягой и оросителем, выполненным из керамической плитки. Автор использовал башню высотой 2 м с площадью поперечного сечения $0,64 \text{ м}^2$ и с пакетом оросителя высотой 0,8 м. Он указал, что факторами, влияющими на коэффициенты тепло- и массопереноса, являются отношение расходов воды и воздуха, входная температура воды и входная энтальпия воздуха. В работе [9] было экспериментально изучено влияние скоростей воздушного потока

и потока охлаждаемой воды на коэффициент теплопередачи и общий коэффициент массопередачи, а также на скорость испарения воды при различных температурах на входе в градирню с принудительной вентиляцией и вертикальным решетчатым пакетом оросителя. Исследование показало, что общие коэффициенты тепло- и массопередачи, а также скорость испарения воды изменяются линейно с расходами воды и воздуха. Также проводились работы по разработке новых типов пенокерамических насадок для разделения смесей в дистилляционных колоннах. Авторы [10] изучали эффективность разделения и гидравлическое сопротивление насадки Меллапак (Mellapak) и керамической насадки из композитного материала SiC (карбида кремния). В работе [11] были опубликованы данные экспериментального исследования влияния характеристик структурированных насадок из вспененного SiC на их эффективность. В пилотном масштабе были разработаны и исследованы три типа новых насадок с различными размерами пор и углом гофрирования. Экспериментальные результаты показывают, что материал SFP-500YD3 с меньшим размером пор обеспечивает большее гидравлическое сопротивление на сухой и смоченной насадке, меньшие скорости начала “захлебывания” и большую эффективность массопереноса в сравнении с материалом SFP-500Y-D5.

Основная цель настоящей работы — экспериментальное исследование тепло- и массопереноса при испарительном охлаждении воды в градирне с пенокерамическим оросителем FCP-08. Этот пакет оросителя вначале был разработан и использовался как носитель для катализаторов, для реализации горения в пористых средах, в биофильтрах и подобных устройствах (см. [12, 13]) и не использовался в водяных системах охлаждения с непосредственным контактом водяного и воздушного потоков. В настоящей статье проводится анализ диапазона изменения температур охлаждаемой воды, эффективности охлаждения и величины коэффициента охлаждения при изменении температуры воды на входе, а также при изменении соотношения расходов воды и воздуха. Полученные данные могут служить в качестве эталонных при разработке и использовании охлаждающих башен с пенокерамическими оросителями.

1. Экспериментальные материалы и устройства

1.1. Материал оросителя и его структура

Эксперименты проводились с пакетами пенокерамического оросителя, полученным методом свободного спекания. Для их изготовления использован метод образования вспененного пластика из исходного сырья с последующим отверждением при комнатной температуре. Наполнитель пластика представляет собой порошок алюмосиликатных минералов с размером зерна, соответствующим 325 ячейкам сетки на один дюйм. Основным суспендирующим агентом являлся бентонит натрия. Вспомогательным суспендирующим агентом был карбоксиметил целлюлозы (КМЦ) с содержанием натрия Na 6,5–8,5 %. Поверхностно-активным веществом являлся маслянистый спирт полиоксиэтиленовый эфир (ПАВ), суперпластификатором — поликарбоксильный кислотный полимер, а носителем пенопласта — полиуретановая пена с апертурой 8 ppi (количество пор на дюйм или на длину в 25,4 мм); основные ингредиенты и физические свойства этой пены приведены в табл. 1. Поверхность пенокерамического пакета подвергалась предварительной обработке посредством равномерного нанесения водопоглощающего полимерного покрытия для улучшения гигроскопических свойств и равномерности распыления воды оросителем.

Гидродинамика и характеристики тепло- и массопереноса пакета оросителя тесно связаны с его структурой. Гофрированные листы пенокерамики в виде синусоидальных волн имеют трехмерную связанную пористую структуру. Длина волны равна 60 мм, высота — 35 мм, а угол наклона ребер составляет 50°. По аналогии с обычными структурированными насадками ороситель из пенокерамики FCP-08 собирается из гофрированных листов с взаимно пересекающимися наклонными каналами в соседних листах пакета.

Таблица 1

Основные составляющие (массовая фракция)
и физические свойства пенокерамики

Наполнитель	100
Бентонит натрия	3,5
КМЦ	0,5
ПАВ	0,5
Пластификатор	2,0
Связующее	25
Вода	20
Апертура (пор на дюйм)	8
Доля открытых пор, %	81~86
Диаметр скелета, мм	0,65~1,05
Кажущаяся плотность, г/м ³	0,26~0,31
Прочность на сжатие при нормальной температуре, МПа	0,75~1,05

Средний гидравлический диаметр наклонных каналов составлял 45 мм. Внешний вид собранного для проведения экспериментов пакета оросителя показан на рис. 1а. Его характерная пористая структура ясно видна на увеличенном изображении, приведенном на рис. 1б.

Структура пакета характеризуется удельной площадью поверхности и эффективной пористостью. Удельная площадь поверхности — площадь поверхности листов оросителя в единичном объеме, а эффективная пористость измеряется полным объемом пор в единице объема пакета оросителя. В проводимых экспериментах вышеприведенные параметры пенокерамического материала FCP-08 измерялись с помощью анализатора Autosorb-3В с применением метода БЭТ (BET method) для измерения количества адсорбированного поверхностью керамики газообразного азота. Величины основных структурных параметров приведены в табл. 2. Можно видеть, что величины удельной площади поверхности и пористости материала FCP-08 являются относительно большими. Это обусловлено тем, что пакет оросителя выполнен из гофрированных листов пенокерамики с взаимно перекрещивающимися каналами для прохода воздуха. Помимо наличия больших сквозных каналов, волнистые листы пенокерамики сами по себе обладают особой трехмерной связанной пористой структурой, это обстоятельство значительно увеличивает удельную площадь поверхности и пористость пакета.

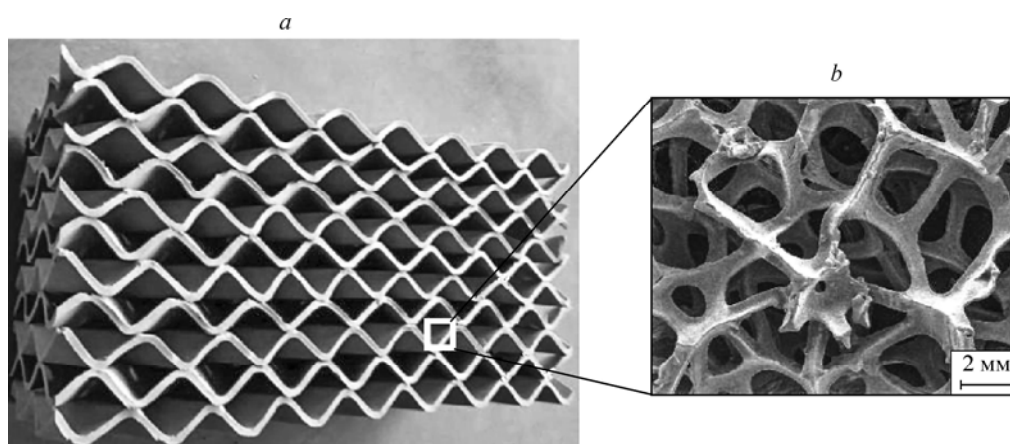


Рис. 1. Структура пакета FCP-08 (а)
и увеличенное изображение трехмерной пористой структуры (б).

Таблица 2

Характеристики пакета с пенокерамическим оросителем FCP-08

Структурный параметр	Величина
Гидравлический диаметр каналов гофрированного листа, м	0,045
Удельная площадь поверхности с учетом пор, $\text{м}^2/\text{м}^3$	16871
Эффективная пористость, %	93
Размеры пакета в направлении воздушного потока (длина×ширина), м	0,68×0,68
Высота пакета (м)	1,0

1.2. Экспериментальная установка и порядок проведения опытов

Схема экспериментальной установки для исследования тепло- и массопереноса в пакете оросителя представлена на рис. 2. Для визуализации течения стенки установки были изготовлены из органического стекла (плексигласа). Внешние размеры корпуса установки составляли 0,7×0,7×2,5 м. Размер пакета оросителя FCP-08 внутри установки был равен 0,68×0,68×1,0 м. Пакет насадки орошался водой через распределитель, состоящий из пяти равномерно расположенных стальных труб из стали марки DN50. На нижней образующей каждой трубы с равным шагом были установлены форсунки с диаметром отверстий 7 мм.

Вода, нагретая в резервуаре 1, подается циркуляционным насосом с заданным расходом и температурой через распределитель жидкости на пакет оросителя. При протекании

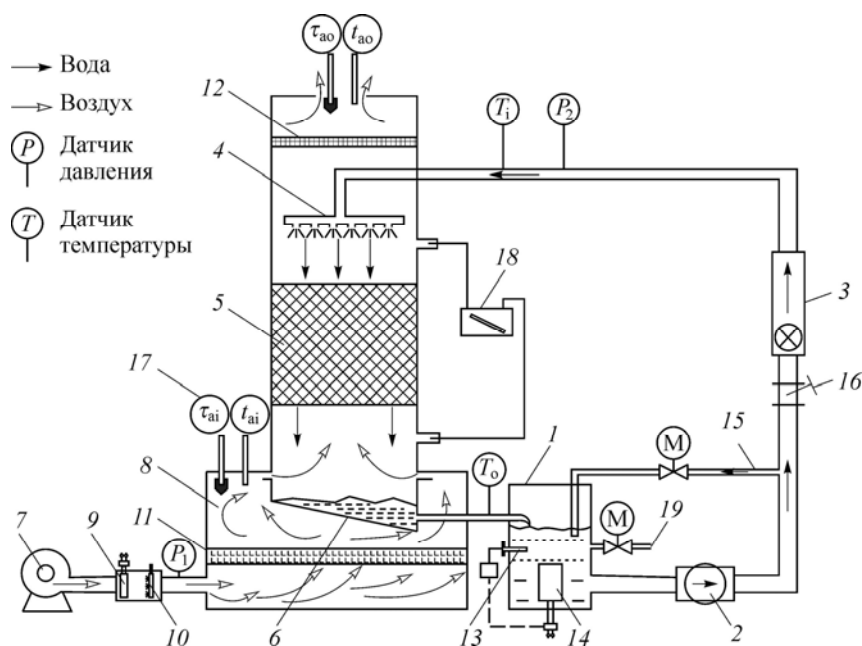


Рис. 2. Установка для экспериментального изучения тепло- и массопереноса в колонне с пакетом керамического оросителя.

- 1 — термостатированный резервуар с водой и электрическим нагревателем, 2 — насос для циркуляции воды, 3 — электромагнитный измеритель расхода воды, 4 — водораспределитель, 5 — колонна с пакетом оросителя FCP-08, 6 — водосборный бассейн, 7 — центробежный вентилятор, 8 — воздухоораспределительная камера, 9 — нагреватель воздуха на входе, 10 — увлажнитель воздуха, 11 — решетка для очистки воздуха на входе, 12 — каплеуловитель, 13 — термостат, 14 — электрический нагреватель, 15 — обводной трубопровод, 16 — фильтр, 17 — измеритель температуры, 18 — дифференциальный измеритель перепада давления (микроманометр с наклонной трубкой), 19 — патрубок для наполнения резервуара с водой.

через пакет оросителя горячая вода охлаждается за счет контакта с воздухом и стекает в водосборный бассейн, затем она поступает обратно в резервуар *I* для нагревания и последующей циркуляции. Вследствие испарения уровень воды в резервуаре постоянной температуры постепенно уменьшается и возникает необходимость добавления воды в резервуар через патрубок *19*. Воздушный поток от центробежного вентилятора через входной нагреватель и увлажнитель поступает в воздухораспределительную камеру с очистительной сеткой. Запись показаний сухого и влажного термометров (t_{ai} и τ_{ai}), установленных в воздухораспределительной камере, производится перед подачей воздуха в пакет оросителя. В результате тепло- и массопереноса между восходящим потоком воздуха и нисходящим потоком воды влажность воздуха на поверхности оросителя увеличивается. На выходе из установки воздух проходит через каплеуловитель с целью уменьшения уноса воды. Перед выпуском воздуха в атмосферу измеряются температуры сухого и влажного термометров (t_{ao} и τ_{ao}) в выходном воздушном потоке.

Как показано на рис. 2, температуры сухого и влажного термометров на входе в охлаждающую башню и на выходе из нее измерялись цифровым психрометром, а входная и выходная температуры воды измерялись платиновым резистивным датчиком температуры. Сенсоры были установлены во входном сечении кожуха модуля измерения температуры и в трубопроводе, соединяющем водосборный бассейн с резервуаром для воды постоянной температуры. Каждая температура измерялась сенсорами PT100 и усреднялась по результатам нескольких измерений. Расход распыленной воды измерялся электромагнитным расходомером. Спецификация различных измерительных устройств приведена в табл. 3. Было получено, что полная погрешность измерений, полученных по схеме, описанной в работе [14], не превосходит 4,5 %.

Расход воздуха изменялся регулированием частоты вращения вентилятора. Скорость потока воздуха в измерительных точках в поперечном сечении выходной трубы установки измерялась при помощи термоанемометра с использованием метода гомолографического позиционирования [15]. Посредством вычисления арифметического среднего от величин скорости воздушного потока, измеренной в каждой измерительной точке, определяется средняя скорость воздушного потока. Полный расход воздуха G через пакет оросителя может быть вычислен по формуле

$$G = A\rho_a v_o. \quad (1)$$

Для того, чтобы обеспечить воспроизводимость и возможность сравнения результатов экспериментов, температуры сухого и смоченного термометров воздуха на входе в башню должны быть постоянными. В эксперименте отношение расходов воды и воздуха, а также температура воды на входе в башню являются независимыми переменными. Что касается отношения расходов воды и воздуха, то с учетом удобства настройки этого параметра его изменение в основном достигалось за счет изменения расхода распыляемой воды при постоянстве расхода воздуха. В практических инженерных приложениях обычно полагают, что температура воды на входе является зависимой величиной и изменяется под действием других переменных величин, таких как тепловая нагрузка конденсатора или расход охлаждаемой воды. Однако в проведенных экспериментах тепловая нагрузка

Таблица 3

Спецификация измерительных устройств

Среда	Устройство	Тип	Диапазон	Точность
Вода	Электромагнитный расходомер	PC-LDY	0,3÷6,0 м ³ /час	1 % измеренного расхода воды
Воздух	Психрометр с инфракрасным термометром	DT-8896	0÷60 °C	0,3 °C
Вода	Датчик температуры PT100	WZP-230	0÷100 °C	0,3 °C
Воздух	Термоанемометр	TSI9565	0÷25 м/с	3 % измеренного расхода воздуха

была независимой величиной, а массовый расход воды оставался неизменным при одних и тех же рабочих условиях, поэтому в качестве независимой переменной могла быть принята температура воды на входе. Данное исследование включало 21 эксперимент с варьированием расхода воды на семи уровнях со значениями 7,0, 8,0, 9,0, 10,0, 11,0, 12,0, и 13,0 м³/час и температуры воды на входе в башню на трех уровнях со значениями 32, 35 и 38 °С.

2. Явления тепло- и массопереноса в охлаждающей башне

2.1. Коэффициент охлаждения

В пакете оросителя градирни течение воды, как правило, происходит под действием силы тяжести, а течение воздуха определяется естественной конвекцией: в то время как между потоками воздуха и воды происходит конвективный перенос тепла, испарительное охлаждение осуществляется при переносе скрытой теплоты парообразования в процессе испарения воды. Метод учета разности энтальпий, предложенный Меркелем [16], объединяет формулу теплопереноса с разностью температур и парциальных давлений водяного пара, рассматриваемых в качестве движущей силы процесса. Меркель ввел в уравнение соотношение Льюиса ($Le = 1$) и преобразовал диссипацию тепла и массы в энтальпии. Таким образом, он получил уравнение, которое содержит в качестве движущей силы процесса разность энтальпий:

$$dQ_w = Ka(h_{sw} - h_a) dV. \quad (2)$$

Диссипация тепла в воде может быть также выражена через разность температур воды на входе и выходе посредством модификации уравнения Меркеля с использованием уравнения Бермана [17] и введения коэффициента k в уравнение для расчета потери влаги испарением. Диссипация тепла в воде тогда запишется в виде уравнения

$$dQ_w = C_{pw} L dt / k. \quad (3)$$

Согласно работе [17], коэффициент k , учитывающий испарение воды, может быть вычислен по эмпирической формуле

$$k = 1 - C_{pw} T_o / \bar{r}, \quad (4)$$

$$\bar{r} = 2500,8 - 2,343488(T_i + T_o/2). \quad (5)$$

Количество тепла, отдаваемого водой, равно количеству тепла, передаваемого потоку воздуха в пакете оросителя. Комбинируя уравнения (2) и (3), получим следующее уравнение баланса тепла:

$$\frac{1}{k} C_{pw} L = Ka(h_{sw} - h_a) dV. \quad (6)$$

Интегрирование обеих частей уравнения приводит его к виду

$$\frac{KaV}{L} = \frac{1}{k} \int_{T_o}^{T_i} \frac{C_{pw} dt}{h_{sw} - h_a}. \quad (7)$$

В соответствии с методом Меркеля [16], величина KaV/L является коэффициентом охлаждения. Интегрирование уравнения (7) выполняется для того, чтобы получить величину коэффициента охлаждения (KaV/L), отнесенного к объему оросителя, при различных режимах водяного и воздушного потоков. Поскольку температура воды не является прямой функцией энтальпии воздуха, то провести прямое интегрирование сложно. В данном случае для решения задачи используются метод интегрирования Чебышева,

рекомендованный Американским институтом технологий охлаждения, и формула для коэффициента охлаждения (как было рассмотрено выше [18]):

$$\frac{KaV}{L} = \int_{T_o}^{T_i} \frac{C_{pw} dt}{h_{sw} - h_a} = \frac{C_{pw} R}{4} \left(\frac{1}{\Delta h_1} + \frac{1}{\Delta h_2} + \frac{1}{\Delta h_3} + \frac{1}{\Delta h_4} \right), \quad (8)$$

$$R = T_i - T_o, \quad (9)$$

здесь R — разность температур воды на входе и выходе, называемая также перепадом температур охлаждаемой воды, и

$$\Delta h_1 = \text{значение} \left[h_{sw} \text{ при } \{T_i + 0,1(T_o - T_i)\} - \{h_{a,1} + 0,1(h_{a,2} - h_{a,1})\} \right],$$

$$\Delta h_2 = \text{значение} \left[h_{sw} \text{ при } \{T_i + 0,4(T_o - T_i)\} - \{h_{a,1} + 0,4(h_{a,2} - h_{a,1})\} \right],$$

$$\Delta h_3 = \text{значение} \left[h_{sw} \text{ при } \{T_i + 0,4(T_o - T_i)\} - \{h_{a,1} + 0,4(h_{a,2} - h_{a,1})\} \right],$$

$$\Delta h_4 = \text{значение} \left[h_{sw} \text{ при } \{T_i + 0,1(T_o - T_i)\} - \{h_{a,1} + 0,1(h_{a,2} - h_{a,1})\} \right].$$

2.2. Эффективность охладительной башни

Эффективность охлаждения воды в градирне оценивается по вкладу испарительного охлаждения. Эффективность теплообмена e определяется как отношение реального перепада температур воды к максимальному значению этой величины:

$$e = \frac{R}{T_i - \tau_{ai}} \cdot 100 \%. \quad (10)$$

В формуле (10) температура распыленной воды T_i и температура воздуха на входе в башню τ_{ai} , определенная влажным термометром, являются основными факторами, влияющими на охладительную эффективность башни.

3. Экспериментальные результаты и их анализ

3.1. Перепад температур воды и охладительная эффективность башни

На рис. 3 показано изменение перепада температур охлаждаемой воды R с увеличением отношения расхода воды и воздуха L/G для значений входной температуры воды 32, 35 и 38 °С. Из рисунка видно, что диапазон температур охладителя постепенно становится более узким с увеличением отношения L/G для всех значений температуры воды на входе в градирню. Такое поведение может объясняться возрастанием отношения L/G , которое позволяет контактировать единице массы потока воздуха на входе в градирню с большим объемом распыленной воды внутри градирни, а также увеличением сопротивления теплопереносу со стороны воды, которое ослабляет эффекты контактного и

испарительного теплопереноса одновременно. Также из рисунков видно, что перепад температур охлаждаемой воды становится больше с возрастанием температуры воды на входе в градирню

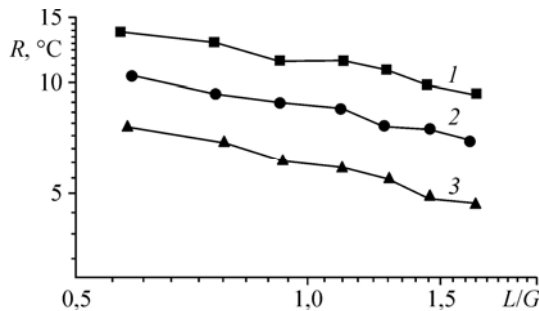
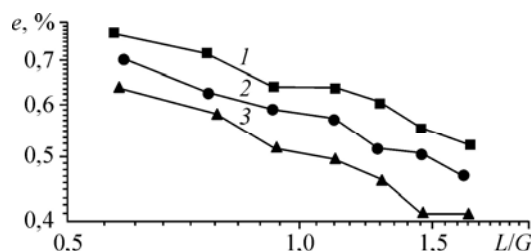


Рис. 3. Изменение разности температур охлаждаемой воды с увеличением отношения расходов воды и воздуха.

Температура воды на входе:
38 (1), 35 (2), 32 (3) °С.

Рис. 4. Изменение эффективности охлаждения с увеличением отношения расходов воды и воздуха.
Обозначения см. на рис. 3.

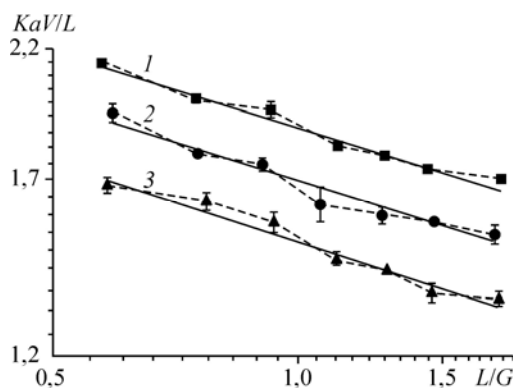


при одинаковом отношении массовых скоростей водяного и воздушного потоков, а уменьшение перепада становится более явным при более низких значениях температуры воды на входе нежели чем при бóльших значениях этой температуры. Этот результат можно объяснить и возрастанием температуры воды, и возрастанием давления насыщенных паров. При этом скорость испарения воды увеличивается, теплообмен между водой и воздухом становится более интенсивным. Когда значения отношения L/G являются достаточно большими, расход распыленной воды получается значительным, а толщина пленки воды на наклонной пористой поверхности слишком велика. Вследствие этого часть воды стекает в водосборный бассейн, не проникая глубоко в поры листов оросителя. В результате время охлаждения и поверхность теплообмена уменьшаются.

На рис. 4 показано изменение эффективности охлаждения градирни e с увеличением отношения расходов воды и воздуха L/G для значений температуры воды на входе 32, 35 и 38°C. Видно, что эффективность охлаждения уменьшается с ростом отношения расходов для всех температур воды на входе в башню. Самая высокая эффективность достигается при самых низких значениях отношения L/G , что фактически соответствует наилучшему охлаждению циркулирующей воды. Также более высокие значения эффективности при одних и тех же условиях в окружающем воздухе и режимных параметрах установки были достигнуты для того же отношения расходов при более высоких значениях температуры воды на входе в башню. Такую эволюцию при заданных температуре воды на входе в башню и температуре влажного термометра воздуха на входе можно объяснить формулой для эффективности охлаждения (10), из которой видно, что меньшим температурам на выходе соответствуют бóльшие значения эффективности охлаждения. Другими словами, можно утверждать, что для одинаковых условий на входе в градирню бóльшему перепаду температур воды R соответствует более высокая эффективность градирни. Согласно приведенному ранее анализу правил изменения перепада температур охладителя, этот перепад становится меньше при возрастании отношений расходов, также уменьшается и эффективность охлаждения.

3.2. Коэффициент охлаждения

На рис. 5 показана зависимость коэффициента охлаждения KaV/L от отношения расходов воды и воздуха L/G для температур воды 32, 35 и 38 °C на входе в башню. Видно, что коэффициент охлаждения уменьшается с ростом отношения L/G и возрастает с увеличением температуры воды на входе в башню. Это уменьшение становится менее выраженным по мере увеличения отношения L/G . Автор работы [4] объяснил эту закономерность



но, что коэффициент охлаждения уменьшается с ростом отношения L/G и возрастает с увеличением температуры воды на входе в башню. Это уменьшение становится менее выраженным по мере увеличения отношения L/G . Автор работы [4] объяснил эту закономерность

Рис. 5. Изменение величины коэффициента охлаждения с увеличением отношения расходов воды и воздуха.
Обозначения см. на рис. 3.

уменьшением количества испаренной воды, приведенного к единице ее массы на входе в башню. Объем воздуха, охлаждающего единицу массы воды, уменьшается с увеличением расхода распыленной воды. С одной стороны, толщина пленки воды на поверхности наклонного канала в пакете оросителя увеличивается, в результате уменьшения проходного сечения сопротивление потоку воздуха через канал растет и теплоперенос в пакете оросителя становится неравномерным. С другой стороны, скорость фильтрации жидкости в порах листов оросителя возрастает, и время контакта становится меньше. Комбинация этих двух факторов приводит к уменьшению скорости испарения, при этом интенсивность теплопереноса ослабевает и коэффициент охлаждения уменьшается.

Как упоминалось выше, коэффициент охлаждения KaV/L зависит от скоростей воздушного и водяного потоков. Поэтому для вывода уравнения, характеризующего перенос тепла через пакет оросителя FCP-08, соотношение между коэффициентом охлаждения и отношением расходов воды и воздуха было аппроксимировано степенной функцией для каждого значения температуры воды на входе в башню (T_i):

$$KaV/L = c (L/G)^n. \quad (11)$$

Для $T_i = 32 \text{ }^\circ\text{C}$: $KaV/L = 1,8898(L/G)^{-0,2129}$, в пределах стандартного отклонения 0,84 %;
 для $T_i = 35 \text{ }^\circ\text{C}$: $KaV/L = 1,6940(L/G)^{-0,2316}$, в пределах стандартного отклонения 1,21 %;
 для $T_i = 38 \text{ }^\circ\text{C}$: $KaV/L = 1,5083(L/G)^{-0,2269}$, в пределах стандартного отклонения 1,04 %.
 Полученные результаты были сопоставлены с литературными данными, полученными для других типов оросителей. Эти корреляции и диапазон изменения отношения L/G приведены в табл. 4.

Результаты сравнения экспериментальных данных, полученных в настоящей работе при температуре воды на входе в башню 32, 35 и 38 $^\circ\text{C}$, с экспериментальными данными других исследователей показаны на рис. 6–8. Видно, что величина коэффициента охлаждения в проводимом исследовании превосходит величину, полученную для оросителей с горизонтальными и вертикальными волнами; в то же время, она остается меньше чем величина, приведенная в руководстве [19]. На рисунке 7 видно, что коэффициент охлаждения показывает лучший результат, чем для пленочного режима течения и для пузырьково-дисперсного режима [20]. Сравнивая представленные результаты с данными исследования [21], можно увидеть, что в случае, когда отношение расходов воды и воздуха превышает единицу, величина коэффициента охлаждения, полученная в настоящей работе, начинает превышать величину, полученную в работе [21]. На рис. 8 показано,

Таблица 4

Корреляции других исследователей для промышленных оросителей

Данные публикаций	Тип оросителя	Корреляции	
		KaV/L	L/G
Работа [19]	—	$1,700 (L/G)^{-0,15}$	$0,35 \div 2,5$
Работа [22]	Диаметр частиц 19,05 мм	$1,118 (L/G)^{-0,514}$	$0,7 \div 3$
	Диаметр частиц 38,10 мм	$1,147 (L/G)^{-0,430}$	
Работа [21]	—	$0,07 + 1,62 (L/G)^{-0,62}$	$0,6 \div 3,5$
Работа [20], $T_i = 35 \text{ }^\circ\text{C}$	Пленочный режим	$0,79 (L/G)^{-0,51}$	$0,2 \div 5,3$
	Пузырьковый и дисперсный режим	$2,22 (L/G)^{-0,89}$	
Работа [1]	Ороситель с вертикальными гофрами	$0,342 (L/G)^{-0,253}$	$0,2 \div 4$
	Ороситель с горизонтальными гофрами	$0,224 (L/G)^{-0,295}$	
Промышленный ПВХ-ороситель	S-образная волна	$0,904 (L/G)^{-0,357}$	$0,5 \div 3,5$

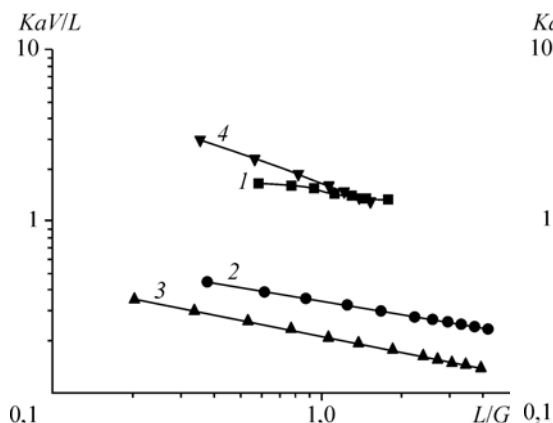


Рис. 6. Сопоставление коэффициентов охлаждения, полученных в разных исследованиях при температуре воды на входе 32 °С.

Данные настоящей работы (1), данные работы [1] для оросителей с горизонтальными (2) и вертикальными (3) волнами, величина из руководства [19] (4).

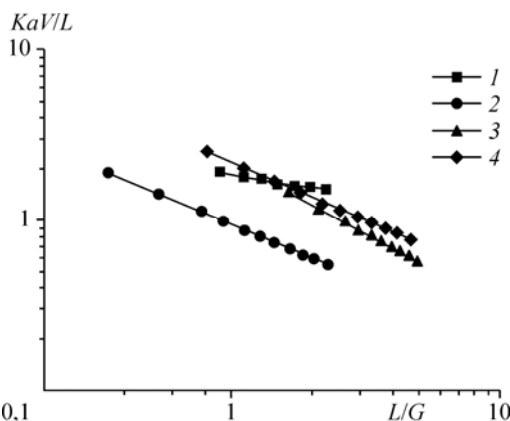


Рис. 7. Сопоставление коэффициентов охлаждения, полученных в разных исследованиях при температуре воды на входе 35 °С.

Данные настоящей работы (1), данные для пленочного (2) и пузырьково-дисперсного (3) режимов из работы [20], данные работы [21] (4).

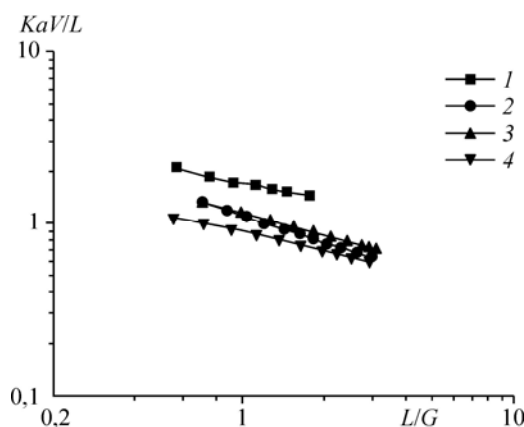
что охлаждающая характеристика, измеренная в рассматриваемых экспериментах, имеет лучшее значение по сравнению с полученной в работе [22], а также лучше охлаждающей характеристики промышленного ПВХ-оросителя, имеющего S-образную форму волны. Различие между охлаждающими характеристиками возрастает с увеличением отношения массовых скоростей водяного и воздушного потоков. Помимо различия в структурах пакетов оросителя, к факторам, обуславливающим разницу коэффициентов охлаждения, относятся также высота пакета в эксперименте, температура воды на входе в башню и погодные условия.

Результаты, приведенные на рисунках, показывают, что коэффициенты тепло- и массопереноса, полученные в настоящей работе, превышают соответствующие коэффициенты для других типов оросителей. Пакет FCP-08 обладает лучшей производительностью при охлаждении воды. Причиной, по-видимому, является наличие трехмерной связанной пористой структуры, которая способствует просачиванию жидкости через поверхность волнистых листов, интенсифицирует горизонтальное перемешивание и благоприятствует равномерному распределению жидкой фазы в пакете оросителя. Вследствие этого охлаждающая производительность пакета увеличивается. Таким образом, можно утверждать, что градирня с пакетом оросителя типа FCP-08 обладает лучшими характеристиками тепло- и массопереноса, а также то, что с ее помощью может быть достигнута значительная экономия энергии.

Из рис. 5 видно, что связь между коэффициентом охлаждения и отношением

Рис. 8. Сопоставление коэффициентов охлаждения, полученных в разных исследованиях при температуре воды на входе 38 °С.

Данные настоящей работы (1), данные работы [22] при $d = 38,1$ (2), $19,05$ (3) мм, данные промышленного ПВХ-оросителя с S-образной формой волны (4).



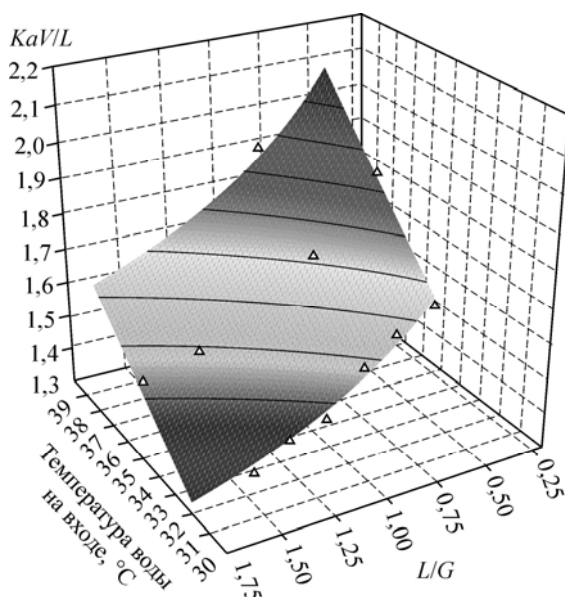


Рис. 9. Графическое представление корреляционной зависимости для коэффициента охлаждения.

Ось x — отношение расходов воды и воздуха;
ось y — температура воды на входе;
ось z — коэффициент охлаждения.

массовых скоростей водяного и воздушного потоков не может быть представлена одной линией в соответствии с уравнением (11), но она представляет собой комбинацию параллельных линий для различных температур воды. В работе [23] было обнаружено, что коэффициент тепло- и массопереноса (Ka) связан с температурой воды на входе в башню (T_i). Зависимость коэффициента охлаждения от температуры воды на входе может быть выражена формулой

$$KaV/L = 0,0159(L/G)^{1,3129} T_i^{-0,2224}. \quad (12)$$

Степень корреляции линейной регрессии $r = 0,983$, а коэффициент $r^2 = 0,966$. Рисунок 9 и табл. 5 показывают соответственно кривую корреляции и исходные данные для ее определения. Максимальная ошибка в определении коэффициента охлаждения между найденным из корреляции значением KaV/L и его экспериментальным значением равна 0,055, а максимальная относительная погрешность — 3,40 %.

Таблица 5

Погрешность обобщения экспериментальных данных

№	T_i , °C	L/G	KaV/L , эксперимент	KaV/L , расчет по формуле (12)	Погрешность, %
1	32,0	0,5837	1,6810	1,6992	1,08
2	32,0	0,7725	1,6277	1,5965	1,91
3	31,9	0,9335	1,5630	1,5307	2,07
4	32,1	1,1136	1,4501	1,4718	1,50
5	32,1	1,2871	1,4196	1,4252	0,39
6	32,1	1,4584	1,3583	1,3861	2,05
7	32,0	1,7631	1,3428	1,3289	1,04
8	35,0	0,5915	1,9402	1,9057	1,78
9	35,1	0,7532	1,7913	1,806	0,82
10	35,1	0,9057	1,7517	1,7334	1,04
11	34,8	1,0636	1,6176	1,6726	3,40
12	34,9	1,2658	1,5829	1,6091	1,65
13	35,0	1,4684	1,5641	1,5568	0,46
14	35,0	1,7384	1,5223	1,4995	1,50
15	38,0	0,5721	2,1402	2,1388	0,07
16	38,1	0,7493	1,9913	2,0143	1,15
17	38,1	0,9257	1,9517	1,9217	1,54
18	38,0	1,1190	1,8176	1,8424	1,36
19	38,1	1,2764	1,7829	1,7892	0,35
20	38,0	1,4414	1,7341	1,7415	0,43
21	37,9	1,7717	1,7023	1,6634	2,29

Выводы

В проведенном исследовании были изучены характеристики тепло- и массопереноса при противоточном течении воды и воздуха в градирне, заполненной пакетом пенокерамического оросителя FCP-08, для широкого диапазона изменения расходов воды и воздуха при трех разных температурах воды на входе. По результатам исследования сделаны следующие выводы.

1. Разность температур охлаждаемой воды R и эффективность охлаждения e уменьшаются с увеличением отношения расходов L/G и возрастают с увеличением температуры воды на входе в колонну. Более высокие значения R и e получаются при меньших значениях отношения L/G . Действительно, лучшее охлаждение воды было получено при высокой температуре входного водяного потока, меньшей массовой скорости этого потока и более высоком расходе воздуха.

2. В статье анализируется процесс массопереноса при испарительном охлаждении воды. Анализ основан на теории Меркеля и метода расчета, предложенного Берманом. Коэффициент охлаждения KaV/L уменьшается с увеличением расходов воды и воздуха L/G и увеличивается с возрастанием температуры воды на входе в колонну. В то же время тенденция к уменьшению становится менее выраженной при увеличении отношения L/G , при этом величина KaV/L определенно превышает значения, полученные для ранее исследовавшихся пакетов оросителей.

3. Исследование показало, что колонна с пакетом оросителя FCP-08 обеспечивает лучшие характеристики тепло- и массопереноса в сравнении с другими охлаждающими системами и, следовательно, гарантирует большую производительность охлаждения. Полученная посредством линейной аппроксимации новая формула, связывающая коэффициент охлаждения с отношением расходов воды и воздуха на входе в башню, может оказаться полезной при разработке и эксплуатации градирен.

Обозначения

T — температура воды, °C,	k — тепловой коэффициент водяного испарения,
t_a — температура сухого термометра в воздухе, °C,	K — коэффициент массообмена, рассчитанный из движущей силы влажности, кг/(м ² ·с),
t_a — температура влажного термометра в воздухе, °C,	h — удельная энтальпия, кДж/кг,
G — расход воздуха, кг/час,	C_p — удельная теплоемкость при постоянном давлении, кДж/(кг·K),
L — расход воды, кг/час,	$\bar{r}$ — средняя скрытая теплота парообразования, кДж/кг,
L/G — отношение расходов воды и воздуха,	R — разность температур воды на входе в градирню и выходе из нее, °C,
A — площадь сечения выходного отверстия для воздушного потока, м ² ,	r — коэффициент корреляции,
v_0 — средняя по сечению скорость воздушного потока, м/с,	e — эффективность теплообмена, %,
V — объем пакета оросителя, м ³ ,	Le — число Льюиса (безразмерное),
a — площадь поверхности тепло- и массообмена, м ² /м ³ ,	Q_w — тепловая мощность, кВт,
	KaV/L — коэффициент охлаждения.

Греческие символы

ρ — плотность, кг/м³.

Подстрочные индексы

a — воздух,	o — выход,
w — вода,	sw — насыщенный воздух при температуре объема воды.
i — вход,	

Список литературы

1. Gharagheizi F., Hayati R., Fatemi S. Experimental study on the performance of mechanical cooling tower with two types of film packing // *Energy Conversion & Management*. 2007. Vol. 48. P. 277–280.
2. Simpson W.M., Sherwood T.K. Performance of small mechanical draft cooling towers // *American Society Refrigerating Engineers*. 1946. Vol. 52. P. 535–543.
3. Braun J.E. Methodologies for the design and control of central cooling plants // PhD thesis, Mechanical engineering. University of Wisconsin–Madison, Madison, 1988. 450 p.
4. EL-Dessouky H. Thermal and hydraulic performance of a three-phase fluidized bed cooling tower // *Experimental Thermal and Fluid Sci.* 1993. Vol. 6. P. 417–426.
5. Bedekar S.V., Nithiarasu P., Seetharamu K.N. Experimental investigation of the performance of a counter flow packed-bed mechanical cooling tower // *Energy*. 1998. Vol. 23, No. 11. P. 943–947.
6. Goshayshi H.R., Missenden J.F., Tozer R. Cooling towers — an energy conservation resource // *Applied Thermal Engng.* 1999. Vol. 19. P. 1223–1235.
7. Goshayshi H.R., Missenden J.F. The investigation of cooling tower packing in various arrangements // *Applied Thermal Engng.* 2000. Vol. 21. P. 69–80.
8. Elsarrag E. Experimental study and predictions of an inclined draft ceramic tile packing cooling tower // *Energy Conversion & Management*. 2006. Vol. 47. P. 2034–2043.
9. Lemouari M., Boumaza M., Kaabi A. Experimental analysis of heat and mass transfer phenomena in a direct contact evaporative cooling tower // *Energy Conversion & Management*. 2009. Vol. 50. P. 1610–1617.
10. Pavlenko A.N., Zeng J., Pecherkin N.I., Zhukov V.E., Volodin O.A. Separation efficiency and pressure drop of SiC ceramic and Mellapak structured packings // *J. Engng Thermophysics*. 2016. Vol. 25, No. 1. P. 1–14.
11. Li X., Shi Q., Li H., Yao Y., Pavlenko A.N., Gao X. Experimental characterization of novel SiC foam corrugated structured packing with varied pore size and corrugation angle // *J. Engng Thermophysics*. 2017. Vol. 26, No. 4. P. 452–465.
12. Buciuman F.C., Kraushaar-Czarnetzki B. Ceramic foam monoliths as catalyst carriers. P. 1. Adjustment and description of the morphology // *Industrial & Engng Chemistry Research*. 2003. Vol. 42. P. 1863–1869.
13. Seongyup K., Deshusses M.A. Determination of mass transfer coefficients for packing materials used in biofilters and biotrickling filters for air pollution control. P. 2. Development of mass transfer coefficients correlations // *Chemical Engng Sci.* 2008. Vol. 63. P. 856–861.
14. Uncertainty of measurement. P. 3. Guide to the expression of uncertainty in measurement. 1995. ISO/IEC Guide 98–3, GUM.
15. Lichtenstein J. Performance and selection of mechanical draft cooling towers // *ASME Transfer*. 1943. Vol. 65. P. 779–787.
16. Merkel V.F. Verdunstungskühlung // *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure (VDI)* 1925. Vol. 70. P. 123–128.
17. Берман Л.Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды. М.: Госэнергоиздат, 1949. 440 с.
18. Perry R.H., Green D.W., Maloney J.O. Perry's chemical engineers' handbook. 7th ed. N.Y. etc.: McGraw-Hill, 1997. 2641 p.
19. Armfield Ltd. BASIC water cooling tower: engineering teaching and research equipment (instruction manual). 1993. 2641 p.
20. Lemouari M., Boumaza M., Mujtaba I.M. Thermal performances investigation of a wet cooling tower // *Applied Thermal Engng.* 2007. Vol. 27. P. 902–909.
21. Kelly N.W., Swenson L.K. Comparative performance of cooling tower packing arrangements // *Chemical Engineering Progress*. 1986. Vol. 52. P. 263–268.
22. Barile, R.G., Dengler, J.L., Hertwig, T.A. Performance and design of a turbulent bed cooling tower // *AIChE Symposium Series*. 1974. Vol. 70, No. 138. P. 154–162.
23. Kloppers J.C., Kröger D.G. Loss coefficient correlation for wet cooling tower fills // *Applied Thermal Engng.* 2003. Vol. 23. P. 2201–2011.

*Статья поступила в редакцию 25 декабря 2017 г.,
после доработки — 20 марта 2018 г.,
принята к публикации 23 мая 2018 г.*