

РАСЧЕТ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССООБМЕНА В КАНАЛАХ ОРОСИТЕЛЕЙ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ ГРАДИРЕН ПРИ НАЛИЧИИ УЧАСТКА ВЛАЖНОГО НАСЫЩЕННОГО ВОЗДУХА

В.Я. Губарев, А.Г. Арзамасцев, А.Г. Ярцев, Ю.О. Морева

Липецкий государственный технический университет, г. Липецк, Россия

Течение воздуха в каналах оросителя вентиляторной градирни при определенных начальных условиях может характеризоваться наличием участка насыщенного влажного воздуха. В этом случае расчет массообмена по полученному из аналогии процессов теплообмена и массообмена критериальному уравнению массоотдачи дает завышенный результат значения массового потока. Для участка насыщенного воздуха интенсивность процесса массообмена рассчитывается с помощью функции изменения плотности насыщенного пара от температуры воздуха. В трудах, посвященных исследованию процессов охлаждения воды в каналах оросителей вентиляторных градирен, отсутствует оценка влияния наличия насыщенного воздуха на интенсивность охлаждения воды. Предложена методика расчета процессов теплообмена и массообмена в каналах градирни при наличии участка течения насыщенного воздуха, учитывающая особенности расчета массообмена между водой и насыщенным воздухом. Приведены значения расхождения конечной температуры воды при расчетах по предложенной методике и методике для ненасыщенного воздуха. Показано, что наличие участка насыщенного воздуха приводит к увеличению конечной температуры воды по сравнению с расчетами по формулам для ненасыщенного воздуха. Выявлено, что расхождение температур воды при расчете по разным методикам увеличивается с ростом длины канала, величины начальной относительной влажности воздуха и падает с увеличением начальной температуры воздуха. Предложенную методику и полученные результаты можно использовать при разработке режимных карт и на этапе проектирования вентиляторных градирен.

Ключевые слова: канал оросителя градирни, влажный воздух, коэффициент теплоотдачи, коэффициент массоотдачи, участок течения насыщенного влажного воздуха, методика расчета процессов теплообмена.

Актуальность темы исследования

В настоящее время на отечественных энергетических предприятиях широко распространено охлаждение воды оборотного цикла в вентиляторных градирнях. Достоинством данного вида градирен является возможность регулирования с помощью вентилятора температуры охлаждаемой в градирне оборотной воды. При нахождении градирен в районах с высокой влажностью или при наличии атмосферных осадков относительная влажность воздуха может быть близка к 100 %. В этих случаях даже при высокой температуре наружного воздуха в каналах оросителя будет участок насыщенного воздуха. Наличие данного участка еще больше уменьшает интенсивность испарения и приводит к повышению температуры воды на выходе из градирни. В этом случае для составления режимных карт действующих градирен и проектирования новых градирен необходимо иметь методику расчета, учитывающую особенности теплообмена на участке насыщенного воздуха.

Целью данной статьи является предложение методики расчета процессов теплообмена в блоках оросителей вентиляторных градирен при наличии участка течения насыщенного воздуха.

Обзор исследований по данной теме

Исследованию особенностей течения двухфазных кольцевых дисперсных потоков посвящен

ряд трудов зарубежных авторов [1–11]. В этих работах рассмотрены особенности течения и межфазного взаимодействия жидкой и газообразной сред, проанализировано влияние режимов течения жидкости и газа на интенсивность процессов теплообмена. Расчету процессов теплообмена в вентиляторных градирнях посвящены работы [12–17].

Однако недостаткам данных работ является то, что в них рассмотрены только случаи с течением в канале ненасыщенного влажного воздуха.

В работе [18] предложена методика определения области ненасыщенного влажного воздуха в канале оросителя на основании численного решения уравнений теплообмена. Показано, что величина области ненасыщенного воздуха зависит от начальных параметров воздуха (температуры и относительной влажности), а также от расходов воды и воздуха. Наличие участка насыщенного воздуха при начальной относительной влажности воздуха до 70 % практически не наблюдается в период температур воздуха от 25 °С и более.

Как показано в работе Бермана [19], после достижения воздухом 100 % относительной влажности, состояние насыщения воздуха будет поддерживаться при дальнейшем течении воздуха. При этом после достижения состояния насыщения при расчете интенсивности испарения с использованием критериального уравнения для коэффи-

циента массоотдачи будет испаряться большее количество воды, чем воздух может вместить.

В работе [19] предложен подход к расчету процессов тепломассообмена, согласно которому массоотдача рассчитывается по известным критериальным зависимостям, а избыток испарившейся влаги обратно конденсируется на поверхности стекающей водяной пленки. Предложенный подход является условным, так как температура воды больше температуры воздуха и конденсация на поверхности пленки происходить не может. Полученные в данной работе аналитические результаты основаны на допущении о линейной зависимости давления насыщенного пара от температуры и могут давать существенные погрешности при определении конечной температуры воды, так как функция давления насыщенного пара от температуры является нелинейной. Задача определения с высокой точностью величины конечной температуры воды важна, так как от температуры оборотной воды на входе в конденсатор зависит вырабатываемая турбоагрегатом мощность.

Научная новизна статьи

В статье предложено для насыщенного воздуха интенсивность процесса массообмена рассчитывать с помощью функции изменения плотности насыщенного пара от температуры воздуха, так как расчет коэффициента массоотдачи по критериальному уравнению в этом случае даст завышенный результат массового потока испарением. На основании этого разработана уточняющая методика расчета процессов тепломассообмена при наличии участка течения насыщенного воздуха в каналах оросителя вентиляторной градирни, которая учитывает особенность массообмена между водой и влажным насыщенным воздухом. Предложен алгоритм расчета процессов тепломассообмена в канале оросителя вентиляторной градирни, учитывающий наличие или отсутствие участка течения насыщенного воздуха для данных начальных условий.

Методы исследования

В вентиляторной пленочной градирне охлаждаемая вода в виде тонкой пленки стекает по стенкам канала оросителя. Сам ороситель состоит из одного или нескольких расположенных друг над другом блоков. Охлаждение воды осуществляется при непосредственном контакте воды с нагнетаемым в канал вентилятором окружающим воздухом, при этом воздух движется по каналу снизу вверх. Интенсивность охлаждения воды определяется конвективным тепловым потоком от воды к воздуху и теплом, выделившимся при испарении воды с поверхности пленки.

Рассмотрим подробнее процессы тепломассообмена при течении влажного воздуха в канале оросителя.

Коэффициенты теплоотдачи и массоотдачи в пленочной градирне определялись по критериальным зависимостям [12]:

$$Nu = 0,158 \cdot Re_r^{0,85} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{\xi}{8}\right)^{0,429}; \quad (1)$$

$$Nu_D = 0,158 \cdot Re_r^{0,85} \cdot Sc^{0,43} \cdot \left(\frac{\xi}{8}\right)^{0,429}, \quad (2)$$

где Sc – критерий Шмидта; ξ – коэффициент межфазного трения на границе «вода – воздух».

Зависимости (1) и (2) можно применять для расчета процессов тепломассообмена в каналах различной геометрической формы. В качестве характерного размера используется эквивалентный диаметр.

Для расчета коэффициента межфазного трения в каналах оросителей применялась формула [20]

$$\xi = \frac{0,11 + 0,9 \cdot \left(\frac{u_{cp} \cdot \mu_{вод}}{\sigma}\right)^{2/3}}{Re_r^{0,16}}, \quad (3)$$

где u_{cp} – средняя по толщине пленки скорость воды, м/с; σ – коэффициент поверхностного натяжения на границе «вода – воздух», Н/м; $\mu_{вод}$ – коэффициент динамической вязкости воды, Па·с.

Расчет процессов теплообмена и массообмена в канале оросителя будет проводиться снизу вверх. При таком подходе рост вертикальной координаты сопровождается увеличением температур воздуха и воды и повышением плотности водяных паров в воздухе.

Температура воздуха изменяется за счет конвективного теплообмена между водяной пленкой и воздухом.

Изменение температуры воздуха описывается уравнением

$$\begin{aligned} & (G_{воз} \cdot c_{воз} + G_{п} \cdot c_{п}) \cdot dt_{воз} = \\ & = \alpha \cdot (t_{вод} - t_{воз}) \cdot P_{кан} \cdot dh, \end{aligned} \quad (4)$$

где $G_{воз}$, $G_{п}$ – массовые расходы сухого воздуха и водяных паров соответственно, кг/с; $t_{вод}$, $t_{воз}$ – температуры воды и влажного воздуха, °С; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); $P_{кан}$ – периметр канала, м; h – вертикальная координата, отсчитываемая от низа канала, м.

При течении ненасыщенного воздуха плотность массового потока пара определяется по формуле

$$j = \beta \cdot (\rho_{п.нас}(t_{вод}) - \rho_{п}), \quad (5)$$

где β – коэффициент массоотдачи, м/с; $\rho_{п.нас}(t_{вод})$, $\rho_{п}$ – плотность насыщенного пара при температуре воды и плотность пара в воздухе соответственно, кг/м³.

Изменение массового потока пара в воздухе описывается уравнением

$$dG_{п} = j \cdot P_{кан} \cdot dh. \quad (6)$$

Примем, что интенсивность массообмена будет определяться зависимостью плотности насы-

щенного водяного пара от температуры, а не по полученному из аналогии процессов теплообмена и массообмена критериальному уравнению массоотдачи. Аппроксимационная зависимость давления насыщенного пара от температуры взята из [21], плотность насыщенного пара определяется из уравнения состояния идеального газа.

Изменение массового расхода пара при течении насыщенного воздуха, при условии поддержания состояния насыщения, будет находиться из уравнения

$$dG_{п.макс} = G_{воз} \cdot \frac{\rho'_{п.нас}(t)}{\rho_{воз}} \cdot dt_{воз}. \quad (7)$$

Тогда максимальный массовый поток пара с поверхности пленки в насыщенный воздух с учетом (4) и (7) будет определяться:

$$j_{макс} = \frac{1}{P_{кан}} \cdot \frac{dG_{п.макс}}{dh} = \frac{\rho'_{п.нас}(t)}{\rho_{воз}} \cdot \frac{\alpha \cdot (t_{вод} - t_{воз})}{1 \cdot c_{п} + d \cdot c_{п}}, \quad (8)$$

где $c_{п}$ – теплоемкость пара, Дж/(кг·К); d – влаго-содержание насыщенного воздуха, кг/кг; $\rho_{воз}$ – плотность воздуха, кг/м³.

Текущая плотность пара в воздухе находится по формуле

$$\rho_{п.} = \rho_{п0} \cdot \frac{G_{п.}}{G_{п0}}, \quad (9)$$

где $G_{п.}$, $G_{п0}$ – текущий массовый расход пара и расход пара на входе в канал соответственно, кг/с; $\rho_{п0}$ – плотность пара при входе в канал, кг/м³.

Температура воды определяется как величиной теплообмена между водяной пленкой и воздухом, так и количеством тепла, выделившимся при испарении с поверхности пленки.

Изменение температуры воды описывается уравнением

$$G_{вод} \cdot c_{вод} \cdot dt_{вод} = \alpha \cdot (t_{вод} - t_{воз}) \cdot P_{кан} \cdot dh + r \cdot j \cdot P_{кан} \cdot dh, \quad (10)$$

где $G_{вод}$ – массовый расход охлаждаемой воды, кг/с; $c_{вод}$ – теплоемкость воды, Дж/(кг·К); r – теплота парообразования, Дж/кг.

Алгоритм расчета процессов теплообмена в канале градирни при наличии участка насыщенного воздуха

Задается температура воды в нижнем сечении канала.

Принимается шаг по высоте канала.

Значения температур воды, воздуха и массового потока пара до достижения воздухом состояния насыщения определяются из решения численными методами дифференциальных уравнений (4), (6), (10), при этом плотность массового потока пара определяется по уравнению (5), а коэффициент массоотдачи находится из критериального уравнения (2).

После достижения воздухом состояния насыщения расчет плотности массового потока пара проводится уже по формуле (8), учитывающей изменение плотности насыщенного пара от температуры воздуха.

Температуры воздуха и воды, массовый поток пара в этом случае также определяются из уравнений (4), (6), (10).

Рассчитанная температура воды на входе в канал должна отличаться от заданной начальной температуры воды не более чем на 0,1 °С.

Практическая значимость

Полученную уточняющую методику можно использовать для построения режимной карты работы вентиляторов действующих градирен. На основании проведенных по ней расчетов можно определить необходимую подачу воздуха для охлаждения заданного количества воды до требуемой конечной температуры при заданных начальных условиях. Полученная методика может также использоваться на этапе проектирования вентиляторной градирни для определения ее охлаждающей способности и выбора оборудования. Методика применима к расчету теплообмена в каналах оросителей различного размера и геометрической формы.

Сравнение результатов расчета по разным методикам

Проведем расчеты конечной температуры воды на выходе из каналов оросителей при наличии участка влажного насыщенного воздуха.

При расчетах используем следующие допущения:

- 1) так как толщина пленки составляет менее 0,5 мм, можно считать пленку как термически тонкое тело, принимая температуру поверхности равной среднemasсовой температуре;
- 2) небольшая высота блоков оросителя позволяет пренебречь потерями давления воздуха в канале;
- 3) так как доля испарившейся воды в канале оросителя составляет менее 3 %, расход воды в первом приближении можно принять постоянным;
- 4) скорость влажного воздуха считаем неизменной;
- 5) шаг по высоте канала принимаем равным 5 мм.

Расчеты проводились для следующих условий: сечение канала – круг диаметром 50 мм; начальная температура воды – 35 °С; удельный расход воздуха (отношение массового расхода воздуха к массовому расходу воды) принят равным 1 кг/кг, скорость воздуха в канале – 2 м/с; начальная температура воздуха принималась от 5 до 20 °С; длина канала оросителя вентиляторной градирни – от 1 до 2 м.

Рассчитываем для каждого набора значений температур воздуха и длины канала минимальную

величину начальной относительной влажности, при которой воздух достигнет насыщения на выходе из канала. При значениях относительной влажности, превышающих минимальную величину для данных начальных условий, в канале оросителя будет иметься участок насыщенного воздуха. Стоит отметить, что для низких значений температур наружного воздуха даже при начальной относительной влажности 0 % может иметься участок насыщенного воздуха.

Расчет конечной температуры воды при значениях относительной влажности от 0 % до минимального значения проводим по методике для ненасыщенного воздуха. При значениях относительной влажности от полученного минимального значения до 100 % ведем по двум методикам: по методике для ненасыщенного воздуха и уточняющей

методике, учитывающей особенности массообмена на участке насыщенного воздуха.

Сравним значения конечной температуры воды, полученные при расчете по предложенной уточняющей методике, учитывающей особенности массообмена при достижении воздухом состояния насыщения, с результатами расчета по стандартной методике для ненасыщенного воздуха.

На рис. 1, 2 приведены графики изменения конечной температуры воды от начальной относительной влажности воздуха при расчетах по методике для ненасыщенного воздуха и уточняющей методике.

На основании приведенных расчетов можно сделать вывод, что с ростом температуры воздуха при прочих равных условиях уменьшается расхождение в величине конечных температур воды при

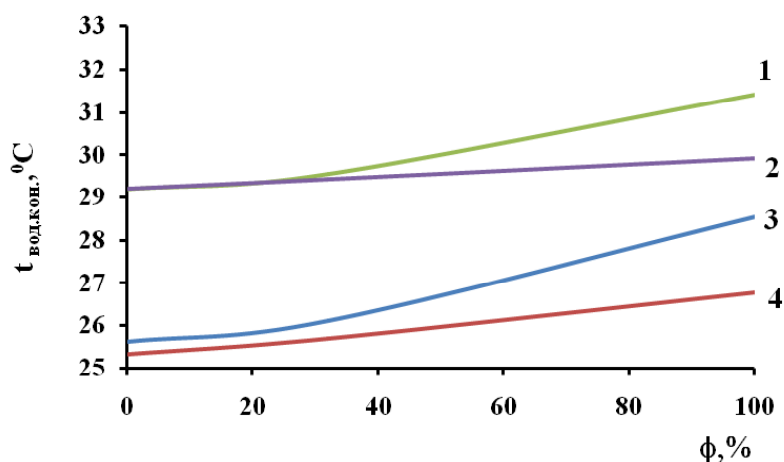


Рис. 1. Зависимость конечной температуры воды от начальной относительной влажности воздуха при начальной температуре воздуха 5 °C: 1 – расчет по уточняющей методике при длине канала 1 м; 2 – расчет по методике для ненасыщенного воздуха при длине канала 1 м; 3 – расчет по уточняющей методике при длине канала 2 м; 4 – расчет по методике для ненасыщенного воздуха при длине канала 2 м

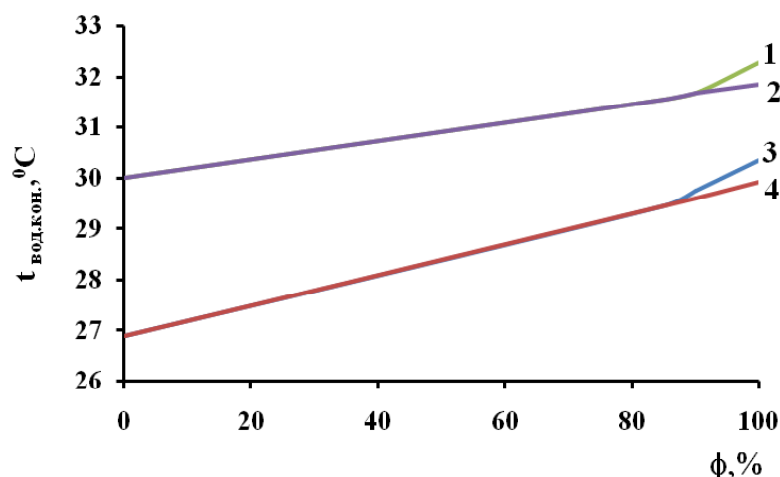


Рис. 2. Зависимость конечной температуры воды от начальной относительной влажности воздуха при начальной температуре воздуха 20 °C: 1 – расчет по уточняющей методике при длине канала 1 м; 2 – расчет по методике для ненасыщенного воздуха при длине канала 1 м; 3 – расчет по уточняющей методике при длине канала 2 м; 4 – расчет по методике для ненасыщенного воздуха при длине канала 2 м

расчете по разным методикам. Это объясняется тем, что при наличии ненасыщенного воздуха на входе в канал с ростом температуры воздуха уменьшается доля участка течения насыщенного воздуха от общей длины канала. При наличии насыщенного воздуха на входе в канал рост температуры воздуха сближает величины температур воздуха и воды, что приводит к меньшему расхождению при расчете плотности массового потока пара по формулам (5) и (8).

Увеличение длины канала повышает долю участка насыщенного воздуха от общей длины канала, что приводит к росту расхождения рассчитанных по разным методикам конечных температур воды.

Наибольшее расхождение конечных температур воды при расчетах по разным методикам достигается при 100 % начальной относительной влажности воздуха на входе в канал, уменьшаясь со снижением величины относительной влажности при прочих равных условиях. При определенной относительной влажности расхождение температур воды может становиться равным нулю, так как исчезает участок насыщенного воздуха. В этом случае для более низких значений относительной влажности расчет теплообмена будет вестись по методике для ненасыщенного воздуха. При начальной температуре воздуха (5 °С) максимальное расхождение конечных температур воды при расчете по разным методикам достигает 1,8 °С. Для канала длиной 2 м при начальной температуре воздуха 5 °С даже при входе в канал абсолютно сухого воздуха наблюдается расхождение конечных температур воды, которое доходит до 0,3 °С. При высоких начальных температурах воздуха (20 °С) разница конечных температур воды появляется только при относительно высокой начальной влажности (свыше 85 %) и достигает 0,5 °С.

Во всех рассмотренных случаях наличие участка насыщенного воздуха приводило к увеличению конечной температуры воды по сравнению с расчетами по методике для ненасыщенного воздуха. Данное неблагоприятное влияние насыщенного воздуха объясняется уменьшением массового по-

тока пара при его насыщении, что ухудшает охлаждение воды. Для увеличения глубины охлаждения воды при наличии участка насыщенного воздуха в градирне необходимо увеличить расход воздуха, что позволит повысить коэффициент теплоотдачи на всей длине канала и коэффициент массоотдачи на участке ненасыщенного воздуха.

Выводы

Предложена методика расчета процессов теплообмена и массообмена в блоке оросителя вентиляторной градирни при наличии участка насыщенного воздуха. Особенность данной методики заключается в том, что после достижения воздухом состояния насыщения расчет массового потока пара проводится с учетом изменения плотности насыщенного пара от температуры воздуха, а не по критериальному уравнению массоотдачи.

Приведены расчеты конечной температуры воды по предложенной методике и методике, использующей зависимость для ненасыщенного воздуха. Показано, что при наличии участка насыщенного воздуха расчет по уточняющей методике приводит к повышению конечной температуры воды по сравнению с расчетами по зависимостям для ненасыщенного воздуха. Расхождение конечных температур воды при расчете по разным методикам возрастает с увеличением длины канала и ростом величины начальной относительной влажности воздуха. Рост начальной температуры воздуха приводит к уменьшению разницы конечных температур воды при расчетах по разным методикам. При начальной температуре наружного воздуха 5 °С максимальное расхождение температур воды может доходить до 1,8 °С, в то время как при начальной температуре наружного воздуха 20 °С максимальное расхождение температур воды не превысило 0,5 °С.

Предложенную уточняющую методику расчета процессов охлаждения воды при наличии участка насыщенного воздуха можно использовать при проектировании новых градирен и составлении режимных карт работы вентиляторов для действующих градирен.

Литература

1. Cioncolini, A. Pressure drop prediction in annular two-phase flow in macroscale tubes and channels / A. Cioncolini, J.R. Thome // *International Journal of Multiphase Flow*. – 2017. – No. 89. – P. 321–330. DOI: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2016.11.003
2. Interfacial friction in upward annular gas-liquid two-phase flow in pipes / A.M. Aliyu, Y.D. Baba, L. Lao et al. // *Experimental Thermal and Fluid Science*. – 2017. – No. 84. – P. 90–109. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2017.02.006
3. Film thickness of vertical upward co-current adiabatic flow in pipes / P. Ju, C.S. Brooks, M. Ishii et al. // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2015. – No. 89. – P. 985–995. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.06.002
4. Prediction of interfacial shear stress of vertical upward adiabatic annular flow in pipes / P. Ju, Y. Liu, C.S. Brooks, M. Ishii // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2019. – No. 133. – P. 500–509. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.12.057

5. Fossa, M. A simple model to evaluate direct contact heat transfer and flow characteristics in annular two-phase flow / M. Fossa // *International Journal of Heat and Fluid Flow*. – 1995. – No. 16 (4). – P. 272–279. DOI: 10.1016/0142-727x(95)00027-n
6. Suzuki, K. Heat transfer and flow characteristics of two-phase two-component annular flow / K. Suzuki, Y. Hagiwara, T. Sato // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1983. – No. 26 (4). – P. 597–605. DOI: 10.1016/0017-9310(83)90010-8
7. Measurement of liquid film thickness in micro tube annular flow / Y. Han, H. Kanno, Y.-J. Ahn, N. Shikazono // *International Journal of Multiphase Flow*. – 2015. – No. 73. – P. 264–274. DOI: 10.1115/ijhtc14-23176
8. Batchelor, G.K. The stress system in a suspension of force-free particles / G.K. Batchelor // *Journal of Fluid Mechanics*. – 1970. – No. 41 (3). – P. 545–570. DOI: 10.1017/s0022112070000745
9. Fucano, T. Prediction of the effect of liquid viscosity on interfacial shear stress and frictional pressure drop in vertical upward gas-liquid annular flow / T. Fucano, T. Furucawa // *Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*. – 1997. – Vol. 2. – P. 1161–1168. DOI: 10.1016/s0301-9322(97)00070-0
10. Owen, D.G. An improved annular two-phase flow model / D.G. Owen, G.F. Hewitt // *3rd International Conference on Multi-Phase Flow*. – 1987. – P. 73–84.
11. Hanratty, T.J. Physical issues in analyzing gas-liquid annular flow / T.J. Hanratty, I.A. Dykhno // *Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*. – 1997. – Vol. 2. – P. 1127–1136.
12. Лаптева, Е.А. Ячеечная модель тепломассопереноса в пленочных блоках оросителей градирни / Е.А. Лаптева, А.Г. Лаптев // *Вестник технологического университета*. – 2015. – Т. 18, № 11. – С. 181–185.
13. Лаптева, Е.А. Численное определение эффективности тепломассообмена в пленочной градирне с учетом неравномерности распределения воздуха / Е.А. Лаптева, Е.Ю. Столярова, А.Г. Лаптев // *Теплоэнергетика*. – 2020. – № 4. – С. 52–59.
14. Лаптева, Е.А. Определение эффективности пленочной градирни с учетом неравномерности движения фаз / Е.А. Лаптева, Е.Ю. Столярова, А.Г. Лаптев // *Сборник материалов IV Всероссийской научно-практической конференции «Энергетика и энергосбережение: Теория и практика»*. – 2018. – С. 1481–1485.
15. Лаптева, Е.А. Модель структуры потока и эффективность пленочной градирни с учетом неравномерности распределения фаз / Е.А. Лаптева, Е.Ю. Столярова, А.Г. Лаптев // *Фундаментальные исследования*. – 2018. – № 11-2. – С. 150–154.
16. Лаптев, А.Г. Определение тепловой эффективности и высоты блоков оросителей противоточных градирен / А.Г. Лаптев, Е.А. Лаптева // *Инженерно-физический журнал*. – 2020. – Т. 93, № 3. – С. 715–721.
17. Федяев, В.Л. Эффективность оросительных градирен / В.Л. Федяев, Е.М. Власов, Р.Ф. Гайнуллин // *Вестник Международной академии холода*. – 2012. – № 4. – С. 35–39.
18. Методика расчета длины участка течения ненасыщенного влажного воздуха в канале оросителя вентиляторной градирни / В.Я. Губарев, А.Г. Арзамасцев, А.И. Шарапов, Ю.О. Морева // *Вестник Московского энергетического института. Вестник МЭИ*. – 2021. – № 4. – С. 37–43. DOI: 10.24160/1993-6982-2021-4-37-43
19. Берман, Л.Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды / Л.Д. Берман. – М.; Л.: Госэнергоиздат, 1957. – 320 с.
20. Комиссаров, Ю.А. Процессы и аппараты химической технологии / Ю.А. Комиссаров, Л.С. Гордеев, Д.П. Вент. – М.: Юрайт, 2011. – 1230 с.
21. Математическая модель охлаждения оборотной воды в градирне с механической тягой / В.К. Битюков, С.Г. Тихомиров, Д.В. Арапов, С.С. Саввин // *Вестник Воронежского государственного университета инженерных технологий*. – 2014. – № 1. – С. 51–55.

Губарев Василий Яковлевич, канд. техн. наук, профессор, заведующий кафедрой промышленной теплоэнергетики, Липецкий государственный технический университет, г. Липецк; gv_lipetsk@rambler.ru.

Арзамасцев Алексей Геннадьевич, канд. физ.-мат. наук, доцент кафедры промышленной теплоэнергетики, Липецкий государственный технический университет, г. Липецк; arzamastcev-ag@mail.ru.

Ярцев Алексей Геннадьевич, канд. техн. наук, старший преподаватель кафедры промышленной теплоэнергетики, Липецкий государственный технический университет, г. Липецк; yartsev.ag@yandex.ru.

Морева Юлия Олеговна, аспирант кафедры промышленной теплоэнергетики, Липецкий государственный технический университет, г. Липецк; julialipetsk@mail.ru.

Поступила в редакцию 17 октября 2021 г.

THE CALCULATION OF HEAT AND MASS TRANSFERRING PROCESSES IN THE FAN COOLING TOWER SPRINKLER CHANNELS IN CASE OF A SECTION OF SATURATED HUMID AIR

V.Ya. Gubarev, gv_lipetsk@rambler.ru,
A.G. Arzamastsev, arzamastsev-ag@mail.ru,
A.G. Yartsev, yartsev.ag@yandex.ru,
Yu.O. Moreva, julialipetsk@mail.ru

Lipetsk State Technical University, Lipetsk, Russian Federation

The flow of air in the fan cooling tower sprinkler channels in certain initial conditions may be characterized by the presence of a section of saturated humid air. In this case, the calculation of mass transfer according to the criterion equation of mass transfer, obtained from the analogy of the processes of heat and mass transfer, gives an overestimated result of the mass flow value. For the section of saturated air, the intensity of the mass transfer process is calculated using the function of changing the density of saturated steam from the air temperature. The works studying water cooling processes in the fan cooling tower sprinkler channels contain no assessment of the influence the saturated air presence has on the intensity of water cooling. The paper proposes a method for calculating the processes of heat and mass transfer in the cooling tower channels in the presence of a section of saturated air flow, taking into account the peculiarities of calculating mass transfer between water and saturated air. The values of the discrepancy between the final water temperature in calculations according to the proposed method and the method for unsaturated air are given. It is shown that the presence of a saturated air zone leads to an increase in the final temperature of the water compared to the calculations using formulas for unsaturated air. It is revealed that the discrepancy of water temperature calculated by different methods increases with the length of the channel, the value of the initial relative humidity of the air decreases with the growth in the initial air temperature. The offered methodology and obtained results can be used in the development of regime maps and at the design stage of fan cooling towers.

Keywords: cooling tower sprinkler channel, humid air, heat transfer coefficient, mass transfer coefficient, unsaturated moist air flow section, section of saturated moist air flow, a method for calculating heat and mass transfer processes.

References

1. Cioncolini A., Thome J.R. Pressure Drop Prediction in Annular Two-Phase Flow in Macroscale Tubes and Channels. *International Journal of Multiphase Flow*, 2017, no. 89, pp. 321–330. DOI: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2016.11.003
2. Aliyu A.M., Baba Y.D., Lao L., Yeung H., Kim K.C. Interfacial Friction in Upward Annular Gas–Liquid Two-Phase Flow in Pipes. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2017, no. 84, pp. 90–109. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2017.02.006
3. Ju P., Brooks C.S., Ishii M., Liu Y., Hibiki T. Film Thickness of Vertical Upward Co-Current Adiabatic Flow in Pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, no. 89, pp. 985–995. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.06.002
4. Ju P., Liu Y., Brooks C.S., Ishii M. Prediction of Interfacial Shear Stress of Vertical Upward Adiabatic Annular Flow in Pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, no. 133, pp. 500–509. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.12.057
5. Fossa M. A Simple Model to Evaluate Direct Contact Heat Transfer and Flow Characteristics in Annular Two-Phase Flow. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 1995, vol.6, no. 4, pp. 272–279. DOI: 10.1016/0142-727x(95)00027-n
6. Suzuki K., Hagiwara Y., Sato T. Heat Transfer and Flow Characteristics of Two-Phase Two-Component Annular Flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1983, vol.26, no. 4, pp. 597–605. DOI: 10.1016/0017-9310(83)90010-8
7. Han Y., Kanno H., Ahn Y.-J., Shikazono N. Measurement of Liquid Film Thickness in Micro Tube Annular Flow. *International Journal of Multiphase Flow*, 2015, no. 73, pp. 264–274. DOI: 10.1115/ihtc14-23176
8. Batchelor G.K. The Stress System in a Suspension of Force-Free Particles. *Journal of Fluid Mechanics*, 1970, vol. 41, part 3, pp. 545–570. DOI: 10.1017/s0022112070000745
9. Fucano T., Furucawa T. Prediction of the Effect of Liquid Viscosity on Interfacial Shear Stress and Frictional Pressure Drop in Vertical Upward Gas-Liquid Annular Flow. *Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, 1997, vol. 2, pp. 1161–1168. DOI: 10.1016/s0301-9322(97)00070-0

10. Owen D.G., Hewitt G.F. An Improved Annular Two-Phase Flow Model. *3rd International Conference on Multi-Phase Flow*, 1987, pp. 73–84.
11. Hanratty T.J., Dykhno I.A. Physical Issues in Analyzing Gas-Liquid Annular Flow. *Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, 1997, vol. 2, pp. 1127–1136.
12. Lapteva E.A., Laptev A.G. [Cell Model of Heat and Mass Transfer in Film Blocks of Cooling Tower Sprinklers]. *Vestnik Tekhnologicheskogo universiteta* [Bulletin of the Technological University], 2015, vol. 18, no. 11, pp. 181–185. (in Russ.)
13. Lapteva E.A., Stolyarova E.Yu., Laptev A.G. [Numerical Estimation of the Heat and Mass Transfer Efficiency Considering Nonuniformity in Water and Air Distribution]. *Teploenergetika* [Thermal Engineering], 2020, no. 4, pp. 52–59. (in Russ.)
14. Lapteva E.A., Stolyarova E.Yu., Laptev A.G. [Determination of the Efficiency of a Film Cooling Tower Taking into Account the Uneven Movement of the Phases]. *Sbornik materialov IV Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii "Energetika i energosberezhenie: Teoriya i praktika"* [Collection of Materials of the IV All-Russian Scientific and Practical Conference "Energy and Energy Saving: Theory and Practice"], 2018, pp. 1481–1485. (in Russ.)
15. Lapteva E.A., Stolyarova E.Yu., Laptev A.G. [Model of the Flow Structure and Efficiency of the Film-Type Cooling Tower with Account for Nonuniform Distribution of Phases]. *Fundamental'nye issledovaniya* [Fundamental research], 2018, no. 11-2, pp. 150–154. (in Russ.)
16. Laptev A.G., Lapteva E.A. Determination of the Thermal Efficiency and Height of the Blocks of Counter-current Cooling Tower Sprinklers. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2020, vol. 93, no. 3, pp. 693–699. DOI: 10.1007/s10891-020-02168-7
17. Fedyaev V.L., Vlasov E.M., Gaynullin R.F. [Efficiency of Irrigation Cooling Towers]. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda* [Bulletin of the International Academy of Cold], 2012, no. 4, pp. 35–39. (in Russ.)
18. Gubarev V.Ya., Arzamastsev A.G., Sharapov A.I., Moreva Yu.O. [A Method for Calculating the Unsaturated Humid Air Flow Section Length in the Mechanical Draft Cooling Tower Sprinkler Channel]. *Vestnik Moskovskogo energeticheskogo instituta. Vestnik MEI* [Bulletin of the Moscow Energy Institute. Bulletin of MEI], 2021, no. 4, pp. 34–43. (in Russ.) DOI: 10.24160/1993-6982-2021-4-37-43
19. Berman L.D. *Isparitel'noe okhlazhdenie tsirkulyatsionnoy vody* [Evaporative Cooling of Circulating Water]. Moscow, Leningrad, Gosenergoizdat Publ., 1957. 320 p.
20. Komissarov Yu.A., Gordeev L.S., Vent D.P. *Protsessy i apparaty khimicheskoy tekhnologii* [Processes and Devices of Chemical Technology]. Moscow, Yurayt Publ., 2011. 1230 p.
21. Bityukov V.K., Tikhomirov S.G., Arapov D.V., Savvin S.S. [The Mathematical Model of Cooling Recycled Water in a Cooling Tower with Mechanical Traction]. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo universiteta inzhenernykh tekhnologiy* [Bulletin of Voronezh State University of Engineering Technologies], 2014, no. 1, pp. 51–55. (in Russ.)

Received 17 October 2021

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Расчет процессов тепломассообмена в каналах оросителей вентиляторных градирен при наличии участка влажного насыщенного воздуха / В.Я. Губарев, А.Г. Арзамасцев, А.Г. Ярцев, Ю.О. Морева // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». – 2021. – Т. 21, № 4. – С. 21–28. DOI: 10.14529/power210403

FOR CITATION

Gubarev V.Ya., Arzamastsev A.G., Yartsev A.G., Moreva Yu.O. The Calculation of Heat and Mass Transferring Processes in the Fan Cooling Tower Sprinkler Channels in Case of a Section of Saturated Humid Air. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Power Engineering*, 2021, vol. 21, no. 4, pp. 21–28. (in Russ.) DOI: 10.14529/power210403