

И. В. Автономова, С. В. Сиренко

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ С ЗАКРЫТЫМ КОНТУРОМ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В СИСТЕМАХ ОХЛАЖДЕНИЯ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

Приведен обзор методик расчета испарительных охладителей с закрытым контуром, а также предложен новый метод расчета, позволяющий выполнить математическое моделирование охладителя.

E-mail: aiv@bmstu.ru

Ключевые слова: охладитель, градирня, испарительное охлаждение, компрессорная станция.

Охлаждение компрессорных установок — одна из основных задач, возникающих при их эксплуатации. Более 80 % мощности приводного двигателя компрессорной установки отводится от сжимаемого газа в виде теплоты. Для машин большой мощности (более 100 кВт) применяется жидкостное охлаждение рубашки компрессора, промежуточных и концевых теплообменников. В современных компрессорных установках охлаждающая жидкость нагревается на 10...15 °С, максимальная допустимая температура охлаждающей жидкости на входе в установку составляет 35 °С. Низкий уровень нагрева и непостоянство работы компрессоров зачастую делает невозможным или экономически невыгодным использование отведенной теплоты в полезных целях, таких как отопление помещений или подогрев воды для горячего водоснабжения. Поэтому в настоящее время основным способом утилизации избыточной теплоты от компрессорных установок является сброс в атмосферу.

Одним из аппаратов для утилизации избыточной теплоты является испарительный охладитель с закрытым контуром (ИОЗК). Типичная схема подобного охладителя приведена на рис. 1.

В аппаратах данного типа охлаждаемая жидкость (при обозначении параметров, относящихся к ней, будем использовать нижний индекс f — fluent) течет по закрытому контуру в трубной решетке, которая сверху орошается водой (нижний индекс s — spray). Орошающая вода попадает в бассейн, откуда насосом перекачивается вверх и далее распыляется над трубной решеткой через форсунки. Снизу поступает охлаждающий воздух (нижний индекс a — air), вытягиваемый вентилятором, установленным наверху охладителя. В качестве жидкости, охлаждающей компрессорные установки, как правило, используют водный гликолевый раствор, имеющий температуру замерзания ниже минимальной возможной температуры в регионе, где эксплуатируется аппарат.

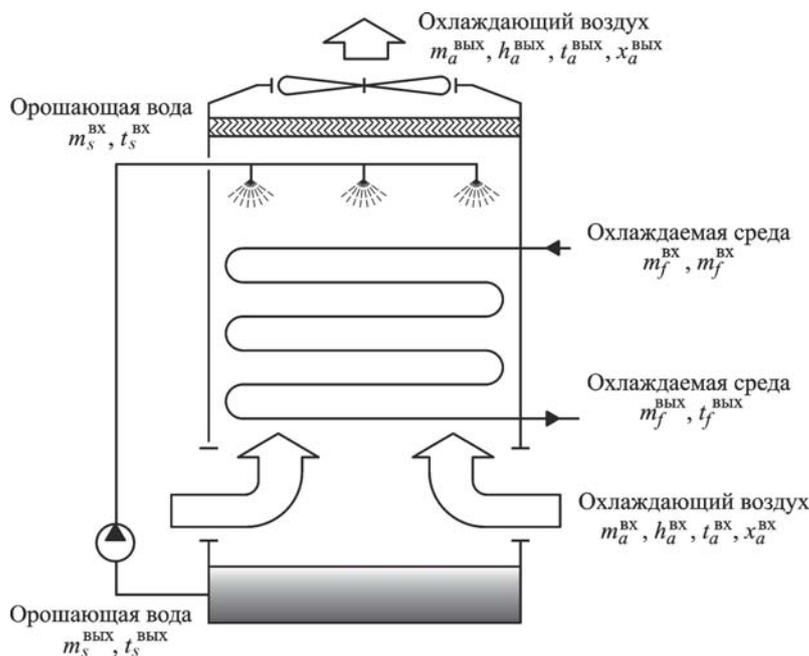


Рис. 1. Структурная схема ИОЗК

Данный тип охладителя имеет ряд достоинств по сравнению с другими аппаратами для охлаждения жидкости. В отличие от обычной испарительной градирни в данном типе аппаратов присутствует закрытый контур охлаждаемой жидкости, что исключает необходимость дополнительного промежуточного теплообменника и постоянного умягчения охлаждаемой воды. Кроме того, такие охладители могут работать на сухом режиме в холодное время года, что исключает риск обмерзания. Основное достоинство ИОЗК по сравнению с сухими градирнями — большая эффективность и, как следствие, меньшие габаритные размеры, масса и стоимость. Это является следствием того, что коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к пленке орошающей воды намного больше, чем к воздуху, а сама орошающая вода отдает теплоту воздуху как в процессе теплообмена, так и в намного более эффективном процессе — процессе массообмена (испарения).

В настоящее время на территории России эксплуатируются ИОЗК, которые имеют существенный недостаток: в зимний период для обеспечения потребной тепловой мощности они работают в оросительном режиме, что из-за непостоянства работы компрессоров приводит к их обледенению и преждевременному выходу из строя.

Таким образом, актуальной является проблема проектирования такого аппарата, который в летнее время работал бы на испарительном режиме, а с наступлением низких температур переходил на сухой режим работы. Данный тип ИОЗК имел бы ряд преимуществ как перед испарительными и сухими градирнями, так и перед подобного ти-

па охладителями иностранных производителей, эксплуатирующихся в настоящее время на территории Российской Федерации.

Для определения тепловой мощности ИОЗК необходимо провести его расчет. Несмотря на большую практическую ценность испарительных охладителей, их расчету посвящено сравнительно мало работ, большая часть которых — статьи в иностранных периодических изданиях.

Первыми работами, посвященными расчету испарительных охладителей, были [1–3]. Авторами этих работ были приняты основные допущения, используемые также в более поздних работах других авторов: параметры системы находятся в статическом состоянии; нет теплообмена с окружающей средой через стенки охладителя и трубопровода орошающей воды; теплообмен излучением пренебрежимо мал; поверхность труб полностью смочена водой; U-образные участки трубной решетки не участвуют в теплообмене; удельные теплоемкости охлаждаемой среды, воды, пара, сухого воздуха, а также коэффициенты тепло- и массопереноса постоянны; изменение массового расхода воздуха вследствие увеличения его влагосодержания пренебрежимо мало; термическое сопротивление пленки орошающей воды мало, вследствие чего температура границы раздела фаз вода–воздух равна температуре орошающей воды; влияние зоны распыления воды над трубной решеткой и зоны капельного падения воды под ней на параметры сред пренебрежимо мало.

Метод расчета, используемый как в уже упомянутых, так и в более поздних работах, основан на том соображении, что число горизонтальных рядов трубной решетки велико, поэтому при рассмотрении всего охладителя перекрестный ток в каждой отдельной трубе решетки (рис. 2) можно заменить противотоком в эквивалентной модели змеевика. Эта эквивалентная модель состоит из отдельных секций. В каждой секции охлаждаемая среда течет вертикально вниз, обмениваясь теплотой с орошающей водой через вертикальную плоскую стенку. Орошающая вода стекает вниз вдоль стенки, а охлаждающий воздух движется вертикально вверх. Длина L такой секции равна длине трубной решетки, ширина B — половине горизонтального шага трубной решетки, а высота Z определяется из равенства половины площади внутренней поверхности трубы одного змеевика и площади вертикальной плоской стенки. Каждая такая секция моделиру-

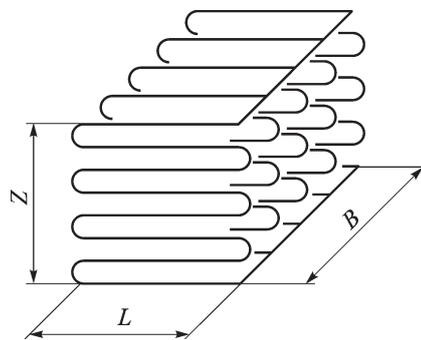


Рис. 2. Трубная решетка охладителя

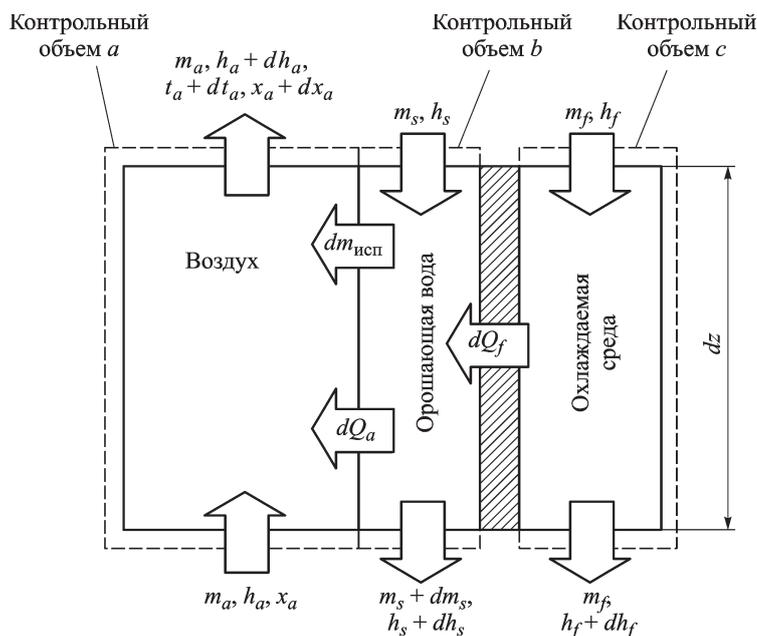


Рис. 3. Бесконечно малый объем высотой dz

ет половину вертикального ряда охладителя. Данная замена происходит с введением следующих допущений: на входе в ИОЗК параметры сред однородно распределены по плоскости, перпендикулярной направлению их течения; тепло- и массоперенос имеют место только в направлениях, нормальных к направлению потока.

Следствием этих допущений является однокоординатная модель охладителя, состоящего из одинаковых секций, взаимным влиянием которых можно пренебречь. Далее необходимо выделить в секции элементарный объем высотой dz (рис. 3). Наиболее детальный метод расчета содержится в работе [4], который основан на следующих зависимостях.

Основные уравнения тепло-массоотдачи. Теплота, переданная от орошающей воды воздуху через теплообмен Q_a , определяется по формуле

$$dQ_a = \alpha_a (t_s - t_a) dA_t, \quad (1)$$

где α_a — коэффициент теплоотдачи; t_s и t_a — температуры орошающей воды и воздуха; A_t — площадь поверхности теплообмена.

Количество испарившейся воды согласно данным работы [5],

$$dm_{\text{исп}} = \beta_x [x_{\text{н.в}}(t_s) - x_a] dA_m, \quad (2)$$

где β_x — коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности влагосодержаний; $x_{\text{н.в}}(t_s)$ — влагосодержание насыщенного воздуха при температуре пленки жидкости t_s ; x_a — влагосодержание воздуха в ядре потока; A_m — площадь поверхности массообмена.

Теплоту, отданную охлаждаемой жидкостью Q_f , запишем как

$$dQ_f = K(t_f - t_s) dA, \quad (3)$$

где t_f — температура охлаждаемой жидкости; K — коэффициент теплопередачи; A — площадь поверхности теплопередачи.

Законы сохранения энергии и массы. Закон сохранения энергии для объема, ограниченного контрольной поверхностью a , имеет вид

$$m_a dx_a = dm_{\text{исп}}, \quad (4)$$

где m_a — массовый расход воздуха; $m_{\text{исп}}$ — количество испарившейся воды.

Поскольку изменение массы орошающей воды происходит только в результате испарения, то имеет место равенство

$$dm_s = dm_{\text{исп}}, \quad (5)$$

где m_s — массовый расход орошающей воды.

Запишем уравнения энергетического баланса

$$m_a dh_a = h_{\text{в.п}} dm_{\text{исп}} + dQ_a \quad (6)$$

— для элементарного объема, ограниченного контрольной поверхностью b (h_a и $h_{\text{в.п}}$ — удельные энтальпии воздуха и водяного пара), и

$$m_f dh_f = dQ_f \quad (7)$$

— для элементарного объема, ограниченного контрольной поверхностью c (m_f и h_f — массовый расход и удельная энтальпия охлаждаемой среды).

Энергетический баланс для всего элементарного объема определяется по уравнению

$$dQ_f = m_a dh_a + m_s dh_s + h_s dm_s, \quad (8)$$

где h_s — удельная энтальпия орошающей воды.

Вспомогательные выражения. При определении энтальпий веществ принято, что энтальпии сухого воздуха, орошающей воды и охлаждаемой жидкости равны нулю при температуре 0°C . Удельная энтальпия влажного воздуха

$$h_a = c_{\text{с.в}} t_a + x h_{\text{в.п}}(t_a), \quad (9)$$

где $c_{\text{с.в}}$ — удельная изобарная теплоемкость сухого воздуха.

Удельная энтальпия водяного пара

$$h_{\text{в.п}} = c_{\text{с.в}} t_{\text{в.п}} + r_0, \quad (10)$$

где $c_{\text{с.в}}$ — удельная изобарная теплоемкость водяного пара; r_0 — удельная теплота парообразования при температуре 0°C .

Удельные энтальпии орошающей воды и охлаждаемой жидкости определяем как

$$h_s = c_s t_s; \quad (11)$$

$$h_f = c_f t_f, \quad (12)$$

где c_s и c_f — удельные теплоемкости орошающей воды и охлаждаемой жидкости.

Удельная изобарная теплоемкость влажного воздуха c_a равна

$$c_a = c_{с.в} + x c_{в.п}. \quad (13)$$

Площади тепло- и массоотдачи от орошающей воды к воздуху выражаются через площадь теплоотдачи охлаждаемой воды в виде следующих соотношений:

$$dA_m = a_m dA; \quad (14)$$

$$dA_t = a_t dA, \quad (15)$$

где a_m и a_t — коэффициенты, определяемые в работе [6] как функции геометрических параметров трубной решетки и режима течения орошающей жидкости. Бесконечно малая площадь dA определяется из выражения

$$dA = B dz. \quad (16)$$

Расчетные зависимости. Уравнение (4) с использованием выражений (2) и (5) и с учетом формулы (14) может быть приведено к виду

$$\frac{dx}{dz} = \frac{\beta_x a_m B [x_{н.в}(t_s) - x]}{m_a}. \quad (17)$$

Подставляя в уравнение сохранения энергии (8) выражения для энтальпии водяного пара (10), количества испарившейся воды (2) и переданной теплоты (1), получаем

$$m_a dh_a = (c_{в.п} t_{в.п} + r_0) \beta_x [x_{н.в}(t_s) - x] dA_m + \alpha_a (t_s - t_a) dA_t. \quad (18)$$

Уравнение для энтальпии водяного пара (10) после дифференцирования и подстановки значения удельной теплоемкости сухого воздуха из выражения (13) примет вид

$$dh_a = c_a dt_a + (c_{в.п} t_a + r_0) dx. \quad (19)$$

Подставляя в выражение (18) уравнение (19) и преобразуя его с учетом уравнений (14), (15) и (16), получаем

$$\frac{dt_a}{dz} = \frac{B (t_s - t_a)}{m_a c_a} \{ \beta_x a_m c_{в.п} [x_{н.в}(t_s) - x] + a_t \alpha_a \}. \quad (20)$$

Подстановка уравнений (2), (3) и (11) в выражение (6) приводит к соотношению

$$K (t_f - t_s) dA = m_a dh_a - c_s t_s \beta_x [x_{н.в}(t_s) - x] dA_m. \quad (21)$$

Далее, используя выражения (14)–(17) и проведя преобразования уравнения (21), получаем

$$\frac{dt_s}{dz} = \frac{B}{m_s c_s} \left\{ \beta_x a_m [t_s (c_s - c_{в.п})] [x_{н.в} (t_s) - x] - \right. \\ \left. - \alpha_a a_t (t_s - t_a) + K (t_f - t_s) \right\}. \quad (22)$$

Подставляя выражения (3) и (16) в уравнение (7), имеем

$$\frac{dt_f}{dz} = \frac{BK (t_f - t_s)}{m_f c_f}. \quad (23)$$

Выражения (17), (20), (22) и (23) образуют систему нелинейных дифференциальных уравнений. Граничные условия для ее решения следующие: $t_f(0) = t_f^{вх}$; $t_a(Z) = t_a^{вх}$; $x_a(Z) = x_a^{вх}$ и $t_s(0) = t_s(Z)$. Последнее граничное условие является следствием допущений об отсутствии теплопотерь через трубопровод орошающей воды и о постоянстве массового расхода.

Результаты данного расчета были экспериментально проверены в работе [7] и показали хорошее соответствие с экспериментальными данными (при определении тепловой мощности ИОЗК относительная погрешность не превысила 6 %).

Однако для этой же расчетной схемы в большинстве работ ([2, 8–11] и др.) используются следующие допущения для упрощения расчетных зависимостей.

1. Площади теплообмена от орошающей воды к воздуху и теплообмена от охлаждаемой жидкости к орошающей воде равны: $a_t = a_m = 1$.

2. Изменение массового расхода орошающей воды вследствие испарения пренебрежимо мало.

3. Изменение энтальпии водяного пара с ростом температуры пренебрежимо мало; энтальпия водяного пара принимается постоянной и равной теплоте парообразования r .

4. Отношение Льюиса Le_f для системы воздух–вода в температурном диапазоне работы ИОЗК равно единице (более подробно о справедливости данного допущения см. [12]).

Допущение 2 позволяет привести выражение (8) к виду

$$dQ_f = m_a dh_a + m_s dh_s. \quad (24)$$

После применения допущений 1 и 3 выражение (18) можно записать как

$$m_a dh_a = r \beta_x [x_{н.в} (t_s) - x_a] dA + \alpha_a (t_s - t_a) dA.$$

Выразив температуру воздуха через его энтальпию из уравнения (9) и подставив его предыдущее выражение, получим уравнение

$$m_a dh_a = \left\{ r\beta_x [x_{\text{н.в}}(t_s) - x_a] + \frac{\alpha_a}{c_a} [h_{\text{н.в}}(t_s) - rx_{\text{н.в}}(t_s) - h_a + rx_a] \right\} dA,$$

которое после преобразования, будет иметь вид

$$m_a dh_a = \left\{ \frac{\alpha_a}{c_a} [h_{\text{н.в}}(t_s) - h_a] + r\beta_x \left(1 - \frac{\alpha_a}{\beta_x c_a} \right) [x_{\text{н.в}}(t_s) - x_a] \right\} dA.$$

Выражение $\alpha_a/\beta_x c_a$ называется отношением Льюиса. Приравняв его единице (допущение 4), получим

$$m_a dh_a = \beta_h [h_{\text{н.в}}(t_s) - h_a] dA. \quad (25)$$

Выражение (25) называется уравнением Меркеля. Поскольку коэффициент массоотдачи в ряде работ определяется из эмпирических выражений для расчетов, в основе которых лежит данное уравнение, то он обозначается β_h .

Уравнения (25), (3), (23) и (24) после незначительных преобразований можно объединить в систему нелинейных дифференциальных уравнений следующим образом:

$$\begin{cases} \frac{dt_f}{dz} = \frac{KB}{m_f c_f} (t_f - t_s); \\ \frac{dh_a}{dz} = \frac{\beta_h B}{m_a} [h_{\text{н.в}}(t_s) - h_a]; \\ \frac{dt_s}{dz} = \frac{m_a}{m_s c_s} \frac{dh_a}{dz} - \frac{m_f c_f}{m_s c_s} \frac{dt_f}{dz}. \end{cases} \quad (26)$$

Граничные условия для этой системы подобны предыдущим: $t_f(0) = t_f^{\text{вх}}$, $h_a(Z) = h_a^{\text{вх}}$ и $t_s(0) = t_s(Z)$.

Несмотря на большее число допущений, чем в работе [6], расчетные данные, полученные на основе системы (26), показали хорошее совпадение с экспериментальными результатами, что позволяет ее использовать при расчете ИОЗК компрессорных станций.

Расчет, основанный на одной из двух полученных ранее систем уравнений, будет верен в том случае, если орошающая вода и воздух двигаются в противотоке, а охлаждаемая среда стекает вниз по змеевику. Если же орошающая вода и воздух будут двигаться поперек, или движение охлаждаемой жидкости по змеевику будет происходить в другом направлении, то данные зависимости не будут являться верными.

Для устранения данного недостатка в работах [13, 14] приведена другая схема расчета ИОЗК, основанная на малом объеме трубной решетки вокруг трубы змеевика (рис. 4). Для каждого такого объема составляют и решают систему уравнений (26). Проходя по всей трубе змеевика по направлению течения охлаждаемой жидкости можно

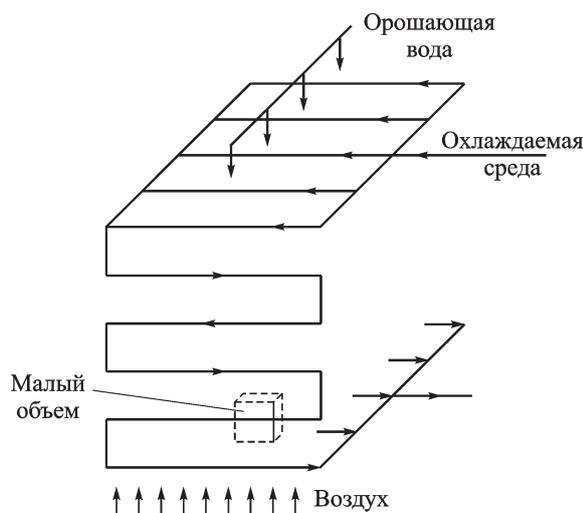


Рис. 4. Малый объем вокруг трубы решетки

рассчитать охладители с более сложной конфигурацией потоков. К недостаткам данного метода расчета следует отнести необходимость поиска решения в нескольких итерационных циклах, поскольку не все параметры для решения системы уравнений известны сразу.

Для полноты обзора методов расчета испарительных охладителей следует отметить методы, использующие современные программы вычислительной гидро- и газодинамики. Обзор таких методов приведен в работе [15].

Таким образом, существующие в настоящее время методы расчета не позволяют проводить детальное математическое моделирование ИОЗК, необходимое для более полного исследования охладителя и получения его динамических характеристик. Далее предложен метод расчета, на основе которого можно более детально исследовать работу ИОЗК и составить математическую модель.

В расчете принимаются как основные допущения, так и дополнительные допущения 1–4. Вокруг трубы змеевика выделим бесконечно малый объем размером $s_1 \times s_2 \times dl$ (s_1 и s_2 — вертикальный и горизонтальный шаги трубной решетки) (рис. 5). Параметрам на входе в объем будет соответствовать верхний индекс 1, параметрам на выходе — индекс 2.

Расчетные зависимости. В таком объеме изменение параметров веществ по сравнению с градиентами мало, поэтому уравнение (25) можно проинтегрировать, подставив в него выражения для расхода воздуха и площади поверхности:

$$dm_a (h_a^2 - h_a^1) = \beta_h [h_{н.в}(\bar{t}_s) - \bar{h}_a] dA, \quad (27)$$

где \bar{t}_s и \bar{h}_a — средние значения температуры орошающей воды и энтальпии воздуха соответственно.

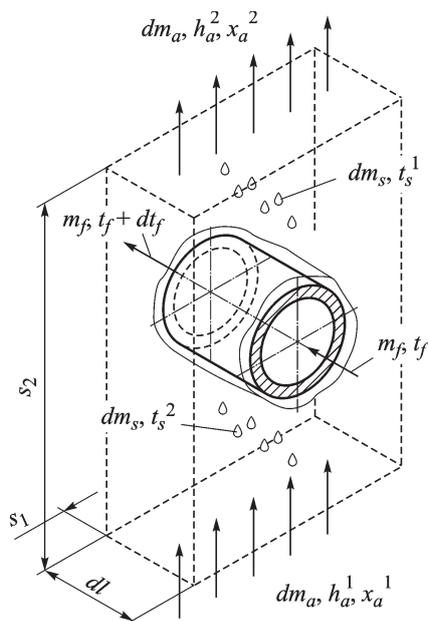


Рис. 5. Бесконечно малый объем размером $s_1 \times s_2 \times dl$

Объединив выражения (3) и (7) для элементарного объема, получим

$$m_f c_f dt_f = K (t_f - \bar{t}_s) dA. \quad (28)$$

Энергетический баланс для всего элементарного объема запишем как

$$m_f c_f dt_f = dm_a (h_a^2 - h_a^1) + dm_s c_s (t_s^2 - t_s^1). \quad (29)$$

Вспомогательные уравнения. Массовый расход воздуха элементарного объема выражается через скорость в минимальном сечении трубной решетки:

$$dm_a = v_a \rho_a s_{\min} dl, \quad (30)$$

где v_a — скорость в минимальном сечении; ρ_a — плотность воздуха; s_{\min} — минимальное расстояние между трубами в решетке.

Массовый расход орошающей воды определяется через плотность орошения Γ :

$$dm_s = \Gamma dl. \quad (31)$$

Бесконечно малая площадь определяется из выражения

$$dA = \pi d_2 dl, \quad (32)$$

где d_2 — наружный диаметр трубы.

За средние значения параметров веществ принимаем средние арифметические значения:

$$\bar{t}_s = \frac{t_s^2 + t_s^1}{2}; \quad (33)$$

$$\bar{h}_a = \frac{h_a^2 + h_a^1}{2}. \quad (34)$$

Расчетные зависимости. Преобразовав и объединив уравнения (27)–(29) и подставив в них значения из уравнений (30)–(32), получаем следующую систему дифференциально-алгебраических уравнений:

$$\begin{aligned} 0 &= \beta_h [h_{н.в}(\bar{t}_s) - \bar{h}_a] \frac{\pi d_2}{v_a \rho_a s_{\min}} - (h_a^2 - h_a^1); \\ \frac{dt_f}{dl} &= K (t_f - \bar{t}_s) \frac{\pi d_2}{m_f c_f}; \\ \frac{dt_f}{dl} &= \frac{v_a \rho_a s_{\min}}{m_f c_f} (h_a^2 - h_a^1) + \frac{\Gamma c_s}{m_f c_f} (t_s^2 - t_s^1). \end{aligned} \quad (35)$$

Для расчета ИОЗК необходимо решить систему (35) последовательно для каждого ряда трубной решетки. Предпочтительно расчет начинать с верхнего ряда, так как при этом будет моделироваться работа охладителя. Поскольку энтальпия воздуха на выходе из аппарата и температура орошающей воды на входе и выходе из него заранее не известны, то расчет следует вести методом последовательных приближений. На рис. 6 приведена схема подобного расчета. Поиск решения ведут в двух итерационных циклах. В первом цикле задается энтальпия воздуха на выходе, далее это значение корректируется до тех пор, пока расчетное значение энтальпии воздуха на входе не совпадет с действительным. Во втором цикле достигается условие равенства температур орошающей воды на входе и выходе из аппарата.

Для решения системы уравнений (35) в системе Matlab она должна быть приведена к виду

$$MY' = F(l, Y),$$

где M — матрица масс; Y — неизвестная вектор-функция; l — аргумент вектор-функции.

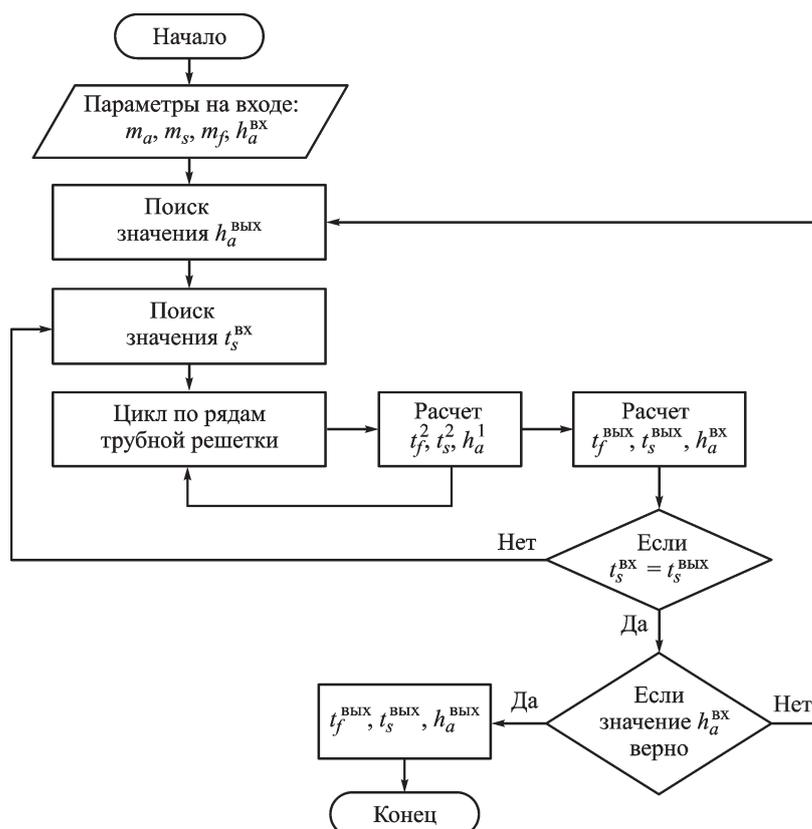


Рис. 6. Блок-схема расчета ИОЗК

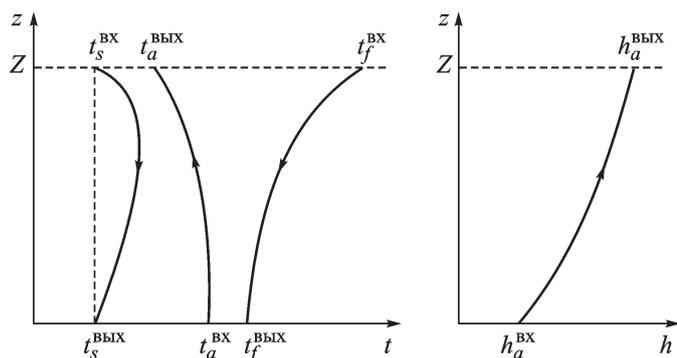


Рис. 7. Распределение параметров веществ по высоте ИОЗК

Компоненты вектор-функции следующие:

$$\begin{aligned}
 y_1 &= t_f(l); \\
 y_2 &= h_a(l); \\
 y_3 &= t_s(l).
 \end{aligned}$$

Тогда матрица масс будет иметь вид

$$M = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \end{pmatrix}.$$

Предложенный метод расчета имеет следующие преимущества.

1. Возможность составления математической модели ИОЗК.
2. Возможность выполнять расчет охладителей с перекрестным током течения орошающей воды и воздуха и более сложной геометрией течения охлаждаемой жидкости по трубной решетке.
3. Меньшая требовательность к ресурсам ЭВМ, поскольку для одной трубы решают одно дифференциальное уравнение, а не несколько для каждого элемента, как в работах [13, 14] (что полезно при решении задач оптимизации).

Данные, полученные из расчета, позволяют узнать распределение температур веществ, а также энтальпии воздуха по высоте охладителя. Типичный вид такого распределения приведен на рис. 7. В верхних рядах температура орошающей воды повышается вследствие высокой температуры охлаждаемой среды и высокой энтальпии воздуха. В нижних рядах энтальпия воздуха мала и орошающая вода отдает теплоту, что приводит к понижению ее температуры. Температура охлаждающего воздуха может как уменьшаться, так и увеличиваться, однако его энтальпия непрерывно растет из-за увеличения влагосодержания.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Parker R. O. and Treybal R. E. The heat and mass transfer characteristics of evaporative coolers // *Chemical Engineering Progress Symposium*. – 1961. – Vol. 57 (31).
2. Mizushima R. I. T. and Miyashita H. Experimental study of an evaporative cooler // *International Chemical Engineering*. – 1967. – Vol. 7 (4). – P. 727–732.
3. Mizushima R. I. T. and Miyashita H. Characteristics and methods of thermal design of evaporative coolers // *International Chemical Engineering*. – 1968. – Vol. 8 (3). – P. 532–538.
4. Zalewski W. and Gryglaszewski P. A. Mathematical model of heat and mass transfer processes in evaporative fluid coolers // *Chemical Engineering and Processing*. – 1997. – Vol. 36 (4). – P. 271–280.
5. Берман Л. Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды. – М.: Государственное энергетическое изд-во, 1949.
6. Zalewski W. Mathematical model of heat and mass transfer processes in evaporative condensers // *International Journal of Refrigeration*. – 1993. – Vol. 16 (1). – P. 23–30.
7. Predrag O. Raskovic, Goran D. Vukovic and Mica V. Vukic. Improving eco-sustainable characteristics and energy efficiency of evaporative fluid cooler via experimental and numerical study // *Thermal science*. – 2008. – Vol. 12 (4). – P. 89–103.
8. Niitsu Y., Naito K. and Anzai T. Studies on characteristics and design procedure of evaporative coolers // *Journal of SHASE*. – 1967. – Vol. 41 (12).
9. Finlay I. C. and Harris D. Evaporative cooling of tube banks // *International Journal of Refrigeration*. – 1984. – Vol. 7 (4). – P. 214–224.
10. Bilal A. Qureshi and Syed M. Zubair. A comprehensive design and rating study of evaporative coolers and condensers. Part I. Performance evaluation // *International Journal of Refrigeration*. – 2006. – Vol. 29. – P. 645–658.
11. Heyns J. A. and Kroger D. G. Experimental investigation into the thermal-flow performance characteristics of an evaporative cooler // *Applied Thermal Engineering*. – 2010. – Vol. 30 (5). – P. 492–498.
12. Johannes C. Kloppers and Detlev G. Kroger. The Lewis factor and its influence on the performance prediction of wet-cooling towers // *International Journal of Thermal Sciences*. – 2005. – Vol. 44 (9). – P. 879–884.
13. Erens P. J. A procedure for the design or rating of counterflow evaporative cooler cores // *R&D journal*. – 1987.
14. Alahasan and Kaisiren. Theoretical and computational analysis of closed wet cooling towers and its applications in cooling of buildings // *Energy and Buildings*. – 2002. – Vol. 34 (5). – P. 477–486.
15. Сиренко С. В., Автономов И. В. Современные методы расчета испарительных градирен с закрытым конутром // *Вакуумная, компрессорная техника и пневмоагрегаты: Сб. трудов II Всерос. студ. науч.-практич. конф.*, 2009.

Статья поступила в редакцию 15.06.2011