

**АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ МЕТОДОВ  
ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОГО РАСЧЕТА КАМЕР ОРОШЕНИЯ**

*Тоштемуров Миржалол Эргаш угли, [tmirjalol@mail.ru](mailto:tmirjalol@mail.ru)*

*Баротов Кобулжон Низомжон угли, [barotovqobuljon@gmail.com](mailto:barotovqobuljon@gmail.com)*

*(Самаркандский государственный архитектурно-строительный университет им. Мирзо Улугбека ООО "Таъмирлойиха")*

*В статье приведены методики расчета контактных аппаратов при обработке воздуха с водой на основе с использованием коэффициентов эффективности охлаждения воздуха  $E$  и условных коэффициентов тепло - и влагообмена  $\alpha$  и  $\sigma$ .*

*Ключевые слова: энергоэффективность, контактное устройство, энергосбережение, коэффициентов тепло - и влагообмена.*

В практике кондиционирования воздуха применяются несколько методов получения расчетных соотношений для теплотехнического расчета камер орошения. Эти методы можно разбить на две основные группы, в зависимости от принятого в них подхода для решения задачи. К первой группе относятся методы расчета с использованием коэффициентов эффективности, ко второй - с использованием условных коэффициентов тепло - и влагообмена  $\alpha$  и  $\sigma$ . Частности, широко известен и вошел в ряд справочников и учебных пособий способ, разработанный в 1948 г. Б.В.Баркаловым.

Методы с применением коэффициентов эффективности основаны на графических построениях в I - d диаграмме. Их сущность заключается в сравнении реального процесса, протекающего в камере орошения, с идеальным процессом, происходящим при тех же условиях, когда состояние воздуха, выходящего из аппарата, характеризуется полным насыщением, а температура принимается равной расчетной температуре воды. Условно

идеальный процесс изображается в I- d диаграмме прямой линией, соединяющей точку начального состояния воздуха с точкой на кривой  $\varphi = 100\%$ , имеющей расчетную температуры воды.

В зависимости от выбора расчетной температуры воды возможны различные выражения для коэффициентов эффективности. В случае ориентирования идеального процесса на температуру воды  $t_{yg} = t_w$  и при отклонении реального процесса вправо от идеального

$$E_0 = \frac{t_{m2} - t_{wk}}{t_{m1} - t_{wh}} \quad (1)$$

Выражение (1) было предложено в 1940 г. А.А Гоголиным и используется в отечественной и американской практике [1].

По мнению Б.В.Баркалова идеальный и реальный процессы обработки воздуха могут быть представлены I- d диаграмме одной прямой, причем реальный процесс заканчивается при более высокой температуре воздуха, а параметры насыщенного воздуха определяется по конечной температуре воды.

Тогда эффективность охлаждения воздуха

$$E_A = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{wk}} = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_{wk}} \quad (2)$$

Для расчета процессов изоэнтальпийного увлажнения воздуха широко применяется [1] коэффициент эффективности вида

$$E_A = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{m1}} = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_w} \quad (3)$$

В Германии нашел применение коэффициент эффективности, полученный при ориентировании идеального процесса на начальную температуру воды

$$E = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_{WH}} \quad (4)$$

В последнее время в Германии эффективность увлажнения выражают коэффициентом вида

$$\Phi = \frac{d_1 - d_2}{d_H - d_1} \quad (5)$$

С помощью указанных коэффициентов эффективности в общем случае можно определить только один параметр конечного состояния воздуха - его температуру или теплосодержание. Между тем, для практических расчетов процессов тепло - массообмена в камерах орошения необходимо знать и второй параметр. Е.Е.Карписом было предложено использовать для этой цели так называемый универсальный коэффициент эффективности теплообмена

$$E' = 1 - \frac{t_2 - t_{M2}}{t_1 - t_{M1}} \quad (6)$$

Приведенные выше коэффициенты эффективности характеризуют отношение теплообмена в реальной камере орошения к максимально возможному теплообмену при различной ориентации идеальных процессов и не были получены в результате какого - либо математического вывода или анализа. Е.Е. Карписом [1] и А.Г. Аничхиным [2] была предпринята попытка теоретически обосновать формулу для коэффициентов эффективности.

В теории теплопередачи при расчете конечной температуры жидкостей в рекуперативных аппаратах для случая прямого тока дается вывод выражения

$$1 - \frac{t_{M2} - t_{WK}}{t_{M1} - t_{WH}} = 1 - e^{-KF} \left( \frac{1}{G \cdot c_p} + \frac{1}{G_w \cdot c_w} \right) \quad (6)$$

Этот вывод сделан в предположении, что коэффициент теплопередачи вдоль поверхности нагрева остается постоянным. Выражение (6) по форме

напоминает коэффициент эффективности  $E_0$ , разница только в том, что в выражении для  $E_0$  значения температур по сухому термометру  $t_1$  и  $t_2$  предположить, что поверхность контакта в камере орошения непрерывна, и ввести вместо коэффициента теплопередачи коэффициент полного теплообмена  $\alpha_{\Pi}$ , то можно получить следующее выражение [3]

$$E_0 = 1 - e^{-\frac{\alpha_{\Pi} \cdot F}{G \cdot m}} \left(1 + \frac{m}{B}\right) \quad (7)$$

где:  $m = \frac{I_1 - I_2}{t_{M1} - t_{M2}}$

Следовательно, согласно выводу Е.Е.Карписа, коэффициент эффективности  $E_0$  выражает экспоненциальный закон изменения температурного напора в камерах орошения.

Вывод выражения (7) возможен при условии  $m = const$ . Вместе с тем, как видно из приведенной ниже таблицы, значения коэффициента  $m$  зависят как от абсолютного значения температуры  $t_{M1}$ , так и от разности  $t_{M1} - t_{M2}$ . На непостоянство коэффициента  $m$  указано также в работах [45,68]

**Таблица 1. Значения коэффициента  $m$**

$t_{M1} - t_{M2}$	$t_{M1}$				
	22	19	16	13	10
3	0,828	0,733	0,651	0,585	0,527
6	0,782	0,693	0,619	0,556	0,480
9	0,738	0,657	0,588	0,530	0,480
12	0,699	0,625	0,561	0,506	-

В выводах А.Г.Аничихина и О.Я.Кокорина коэффициент  $m$  не используется, однако, как и в работе [3], считается что коэффициент теплообмена остается постоянным вдоль поверхности контакта, а движение сред принято противоточным. Вместе с тем, такие предположения применительно к камерам орошения неправомерны. Дискретная структура поверхности переноса в форсуночных камерах не позволяет выделить какое

- либо определенное фиксированное значение коэффициента теплообмена. Кроме того, анализ гидродинамических условий переноса показывает, что значение коэффициента теплоотдачи изменяется вдоль поверхности контакта в широких пределах. Как пример в таблице приведены значения критерия  $Nu$  для капли диаметром 0,5 мм при встречном направлении движения:

**Таблица 2. Значения критерия Нуссельта**

Время полёта, сек	0	0,013	0,033	0,069	0,161	0,298	0,490
Значение $Nu$	13,8	12,5	11,1	9,4	7,3	5,7	4,6

Таким образом, аналитические зависимости, полученные в работах [2] для коэффициентов эффективности, носят формальный характер и не имеют строгого физического смысла.

Подробно недостатки методов расчета камер орошения с использованием различных коэффициентов эффективности рассмотрены в работе Л.М.Зусмановича. Однако согласиться с выводом автора о нецелесообразности использования коэффициентов эффективности при инженерных расчетах нельзя, так как практически это означало бы невозможность расчета процессов обработки воздуха в камерах орошения. Опыт эксплуатации установок кондиционирования воздуха подтверждает правомерность данного метода расчета для определенного типа камер.

В то же время, как показано выше, выражения для коэффициентов эффективности не могут рассматриваться в качестве математических зависимостей между величинами, определяющими процессы тепло - и массопереноса в камерах орошения, поскольку сопряжения величин, входящих в выражения (4)-(6) произвольны и имеют лишь формальный смысл. Это исключает возможность исследования действительных физических связей между коэффициентами эффективности и величинами, определяющими процесс изменения состояния воздуха.

Расчет камер орошения по коэффициентам тепло - и массопереноса  $\alpha$  и  $\sigma$  (последний численно совпадает с коэффициентом полного теплообмена, отнесенным к разности энтальпий) основывается на исследованиях Льюиса и Ф. Меркеля. Оба коэффициента можно определить из уравнения,

$$\alpha = \frac{Q_{\text{я}}}{F \cdot \Delta t} \quad (8)$$

которые целесообразно преобразовать к виду:

$$\alpha = \frac{G(t_1 - t_2) \cdot c_p}{F \cdot \Delta t} \quad (9)$$

$$\sigma = \frac{G(I_1 - I_2)}{F \cdot \Delta t} \quad (10)$$

Кроме этого, величины  $\alpha$  и  $\sigma$  зависят от начальных параметров воздуха и воды. В работе О.Я.Кокорин и В.А.Гоголина влияние начальных условий предлагалось учитывать с помощью параметра

$$\bar{p} = \frac{p_{\text{н1}} - p_{\text{п1}}}{p_{\text{н1}} - p_{\text{вн}}} \quad (11)$$

где  $p_{\text{н1}}$  - давление насыщения водяных паров при начальной температуре воздуха, мм.рт.ст.;  $p_{\text{п1}}$  - начальное парциальное давление водяных паров в воздухе;  $p_{\text{вн}}$  - давление насыщения водяных паров при начальной температуре воды.

Е.Е.Карпис предложил для учета начальных параметров взаимодействующих сред безразмерный температурный параметр

$$\bar{T} = \frac{t_1 - p_{\text{в1}}}{p_{\text{н1}} - p_{\text{вн}}} \quad (12)$$

Введение комплексов  $\bar{T}$  и  $\bar{p}$  позволило расширить область применения получаемых экспериментально зависимостей для  $\alpha$  и  $\sigma$ , хотя эти комплексы неприемлемы для описания процессов охлаждения и осушки насыщенного влажного воздуха.

Основные недостатки метода расчета камер орошения по коэффициентам тепло - массопереноса связаны с незнанием действительной поверхности взаимодействия воздуха и воды. При обработке экспериментальных данных по формулам (9) и (10) условная поверхность контакта для данной камеры равна поперечному сечению и является постоянной величиной. В действительности же величина поверхности переноса зависит от многих конструктивных факторов (типа распылителей, диаметра сопла и плотности расположения форсунок, числа их рядов и т.д.), от давления воды перед форсунками и изменяется в широких пределах. Вследствие этого и коэффициенты  $\alpha$  и  $\sigma$  оказываются зависящими от очень большого числа факторов. Кроме того, экспериментальные выражения для  $\alpha$  и  $\sigma$ , полученные на камере с определенным поперечным - сечением, строго говоря, не могут быть применены для расчета камер с другим сечением.

В инженерной практике получил распространение метод, разработанный Л.М.Зусмановичем. По данному способу расчет ведется на основе зависимости коэффициента орошения воздуха водой от следующих параметров:

- заданного критерия относительного изменения теплосодержания воздуха

$$\bar{\Delta I} = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_{p1}} = \frac{I_1 - I_2}{0,24 (t_1 - t_{p1})} \quad (13)$$

- критерия относительного изменения температуры воздуха

$$\bar{\Delta T} = \frac{t_{p1} - t_{wh}}{t_1 - t_{p1}} \quad (14)$$

- температурная критерия

$$M_1 = \frac{t_{p1} - t_{wH}}{t_1 - t_{p1}} \quad (15)$$

• критерия, учитывающего влияние движущей силы влагообмена на теплообмен

$$R = 1 + \alpha \frac{\beta p}{\alpha} \approx 1 + 2,3\alpha \quad (16)$$

где  $t_{p1}, I_{p1}$  - температура точки росы воздуха, поступающего пара в камеру орошения, и соответствующее ей теплосодержание;  $\alpha = \frac{p_H - p_{wH}}{t_p - t_{wH}}$  коэффициент пропорциональности;  $p_H - p_{wH}$  - парциальные давления водяного пара в состоянии насыщения соответственно при температурах  $t_p$  и  $p_{wH}$ .

Определение коэффициентов орошения для политропических процессов ведется по формулам

$$B_1 = \left[ \frac{R^m \cdot \Delta I}{A(1 + M_1 R)} \right]^n \quad (17)$$

$$B_2 = \left[ \frac{\Delta T}{C + DM_1} \right]^K \quad (18)$$

При расчете необходимо задаваться начальной температурой воды с тем, чтобы в итоге коэффициенты  $B_1$  и  $B_2$  оказались бы равны между собой. При выводе расчетных зависимостей Л.М.Зусманович принял ряд допущений, которые, строго говоря, не отражают физической сущности процессов, протекающих в камерах орошения. Так, автор считает, что при совместно протекающих процессах теплообмена и влагообмена движущую силу теплообмена следует представить в виде суммы двух величин - гигрометрической разности температур воздуха и температурного аналога движущей силы влагообмена.

$$t_c - t_{wH} = (t_c - t_p) + (t_c - t_{wH}) \quad (19)$$

Однако зависимость (17) имеет чисто формальный характер. Это особенно отчетливо видно при рассмотрении основного уравнения тепло - влагообмена, преобразованного с учетом выражения (17) к виду

$$GdI = [\alpha(t_1 - t_p) + \alpha(t_p - t_{wH}) + r\beta_p\alpha(t_p - t_{wH})] dF \quad (20)$$

Нетрудно заметить, что первое слагаемое в квадратных скобках не имеет физического смысла, поскольку в нем просто не температуры воды. В дальнейших выводах предполагается равенство коэффициента  $\alpha$  для первого и второго слагаемых, тогда как коэффициент теплоотдачи зависит от температуры. Кстати, это замечание Л.М.Зусманович считает одним из основных при выводе математических выражений для коэффициентов эффективности. Из уравнения теплового баланса следует, что при  $t_p - t_{wH}$  массообмен отсутствует, а полный теплообмен равен явному. Однако все экспериментальные исследования показывают, что действительный процесс в камерах орошения протекает при температурах выше, чем даже конечная температура воды.

В последнее время Е.В.Стефановым предложен новый метод оценки эффективности форсуночных камер при обработке экспериментальных данных с помощью чисел единиц переноса явного  $NTU_{\text{я}}$  и полного NTU тепла. Эти показатели довольно широко применяются в американской практике [4] для расчетов процессов и аппаратов химической технологии. Преимуществом этого метода является возможность оценивать действительную эффективность процессов, происходящих в теплообменных аппаратах, объективно сравнивать разные по конструкции аппараты и производить их расчет при неизвестной истинной поверхности тепло- и массообмена.

Можно показать, что  $NTU_{\text{я}}$  и NTU выражаются через величины, легко получаемые из эксперимента, если зависимости для элементарных количеств тепла, отдаваемого воздухом и воспринимаемого водой, представить в виде:

$$dQ_{\text{я}} = -G_{\text{в}} \cdot c_p \cdot dt \quad (21)$$

$$dQ_{\text{я}} = -G_{\text{в}} \cdot dI \quad (22)$$

С другой стороны, элементарные балансы тепла можно выразить через действительные коэффициенты тепло- и массообмена.

$$dQ_{\text{я}} = \alpha (t_{\text{п}} - t_{\text{в}}) dF \quad (23)$$

$$dQ_{\text{п}} = \sigma (I_{\text{п}} - I_{\text{в}}) dF \quad (24)$$

где  $t_{\text{в}}$  - температура поверхности воды ;  $I_{\text{в}}$ - энтальпия воздуха на границе воздух- вода; F- истинная поверхность тепло - и. массообмена.

После решения уравнений (23) и (24) совместно с (21) и (22) получим

$$\frac{\alpha \cdot dF}{G_{\text{в}} \cdot c_{\text{п}}} = - \frac{dt}{t - t_{\text{в}}} \quad (25)$$

$$\frac{\sigma \cdot dF}{G_{\text{в}}} = - \frac{dI}{I - I_{\text{в}}} \quad (26)$$

Интегрируя (25) и (26) по всей поверхности тепло- и массообмена от начального состояния 1 до конечного состояния 2, имеем:

$$\frac{\alpha \cdot dF}{G_{\text{в}} \cdot c_{\text{п}'}} = - \frac{t_1 - t_2}{\Delta t_{\text{п}}} = NTU_{\text{я}} \quad (27)$$

$$\frac{\sigma \cdot dF}{G_{\text{в}}} = - \frac{I_1 - I_2}{\Delta I_{\text{п}}} = NTU \quad (28)$$

Обработка результатов опытов сводится к установлению функциональных связей между числами единиц переноса и факторами, определяющими протекание процессов тепло - и массообмена. Для оценки величины отклонения реального процесса от идеального Е.В.Стефановым предложен так называемый критерий совершенства процесса

$$\zeta = \frac{NTU_{\text{я}}}{NTU} = \frac{\alpha}{\sigma \cdot c_{\text{п}}} \quad (29)$$

Как видно из выражений (27) и (38), число единиц переноса тепла является безразмерной характеристикой теплообменника с точки зрения возможностей теплопередачи. В работе Е.В.Стефанова указано на преимущества расчета с использованием NTU рекуперативных теплообменных аппаратов [5]. Эти преимущества состоят в уменьшении числа зависимых переменных, сокращении трудоемкости расчетов и в упрощении техники вычислений. Применительно к расчетам тепло-и массообмена в камерах орошения указанные преимущества оказываются

еще более значительными, так как в этом случае неизвестными величинами являются и поверхность переноса, и коэффициент теплообмена. Поэтому сгруппированные данных величин в один безразмерный параметр представляется  $NTU_{\text{д}}$  и  $NTU$  легко определяются из опытов. Достоинства методики расчета с помощью чисел единиц переноса явного и полного тепла позволяют использовать эту методику как для теоретического анализа, так и при обработке экспериментальных данных.

**Вывод:** Основные недостатки метода расчета камер орошения по коэффициентам тепло - массопереноса связаны с незнанием действительной поверхности взаимодействия воздуха и воды. Условная поверхность контакта для камеры орошения равна поперечному сечению и является постоянной величиной. В действительности же величина поверхности переноса зависит от многих конструктивных факторов (типа распылителей, диаметра сопла и плотности расположения форсунок, числа их рядов и т.д.), от давления воды перед форсунками и изменяется в широких пределах. Вследствие этого и коэффициенты  $\alpha$  и  $\sigma$  оказываются зависящими от очень большого числа факторов. Кроме того, экспериментальные выражения для  $\alpha$  и  $\sigma$ , полученные на камере с определенным поперечным сечением, не могут быть применены для расчета камер с другим сечением.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Карпис Е.Е. Зарубежный конструкции и методы расчета горизонтальных форсуночных камер кондиционеров. М., Промстойиздат, 1957, 62 с.
2. Аничхин А.Г. Универсальный коэффициент эффективности теплообмена в оросительных камерах и его связь с коэффициентом теплоотдаче. Водоснабжение и санитарная техника, 1966 г. № 10. стр 8-11.
3. Карпис Е.Е, Расчет форсуночных камер кондиционеров с помощью двух коэффициентов эффективности теплообмена. Водоснабжение и санитарная техника, 1963 г. № 4. стр 25-29.
4. Кейс В.И. Компактные теплообменники. Перевод с англ. /В.И.Кейс,

А.Л.Лондон. М.: Энергия, 1967 г. 233 с.

5. Е.В.Стефанов. Инженерные системы зданий. - Вентиляция и кондиционирование воздуха. Санкт-Петербург, Авок северо-запад, 2005 г. 402 с.

6. Бобоев, С. М., Эшматов, М. М., Тоштемиров, М. Э., & Узбоев, М. Д. (2018). ТЕПЛОУТИЛИЗАТОР НА ТЕПЛОВЫХ ТРУБАХ ПОГРУЖЕННЫХ В ПСЕВДООЖИЖЕННЫЙ СЛОЙ. In Качество внутреннего воздуха и окружающей среды (pp. 246-249).

7. Бобоев С.М. Научно-технические основы создания систем микроклимата в животноводческих помещениях в условиях сухого и жаркого климата : диссертация доктора технических наук : 05.23.03 / Таш. арх.-строит. ин-т им. - Ташкент, 2000. - 299 с.

8. Бобоев, С. М., М. Э. Тоштемиров, and А. И. Исмоилов. "АККУМУЛЯТОРЫ ТЕПЛОТЫ ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДА В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА." *Vestnik Volgogradskogo Gosudarstvennogo Arhitekturno-Stroitel'nogo Universiteta. Seriya: Stroitelstvo i Arhitektura* 88 (2022).

9. Toshtemirov, M. (2024). SUVPURKAGICH (APPARAT) QURILMALARIDA HAVONI NAMLASH VA SOVUTISHNI TAHLIL QILISH. *Interpretation and Researches*. извлечено от <https://interpretationandresearches.uz/index.php/iar/article/view/2609>