

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОВЕДЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ И КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ С КОНДЕНСАЦИЕЙ ВЛАГИ ИЗ ПАРОГАЗОВОЙ СМЕСИ

АННОТАЦИЯ

В условиях выполнения аналогии между процессами тепло- и массообмена записана математическая модель для нахождения распределения температур, влагосодержаний и энтальпий по длине теплообменных аппаратов с конденсацией влаги из парогазовой смеси. Получены численные решения, анализ которых позволил объяснить поведение температурных и энтальпийных кривых. Показано, что распределение эффективного коэффициента теплопередачи в таких теплообменных аппаратах может носить нелинейный характер, а его значение существенно изменяется по поверхности теплообмена. Введены характерные точки на $H-d$ диаграмме влажного воздуха, позволяющие определить характер изменения эффективного коэффициента теплопередачи.

1. ВВЕДЕНИЕ

Исследование конденсации влаги из парогазовых смесей в теплообменных аппаратах (т.н. конденсационных теплоутилизаторах (КТУ)) представляет интерес для расчета и проектирования теплоутилизационных установок, а также для технических задач, связанных с осушкой газов.

Для обычных рекуперативных теплообменных аппаратов существует теоретическое описание происходящих в них процессов, позволяющее в предположении о постоянстве коэффициента теплопередачи определить распределение температуры и средние по поверхности теплообмена значения температурного напора при прямотоке, противотоке и простом перекрестном токе. Эти результаты лежат в основе широко используемых на практике инженерных методов расчета теплообменных аппаратов.

Применительно к КТУ характер распределения температур, энтальпий и влагосодержаний нельзя предсказать заранее (кроме простых частных случаев) [1]. Эффективный (рассчитанный как отношение суммарного передаваемого теплового потока к разности температур) коэффициент теплопередачи в теплообменниках с влаговыведением может в несколько раз превышать его значение в случае «сухого» теплообмена [2]. Характер его распределения по длине теплообменной поверхности на настоящий момент не исследован.

2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Значительная часть поверхностных и смесительных теплообменных аппаратов работает в областях, где концентрация пара в парогазовой смеси невели-

ка (не более 10—15 %). В таких случаях можно считать оправданным использование предположения об аналогии процессов тепло- и массообмена. При этом коэффициент массоотдачи может быть вычислен по соотношению Льюиса:

$$\beta_x = \frac{\alpha}{C_p} \quad (1)$$

Это позволяет записать массовый поток j , вызванный конденсацией пара как

$$j = \frac{\alpha}{C_p} (x_\infty - x_w) \quad (2)$$

Рассмотрев проточную часть прямоточного или противоточного КТУ и записав балансы тепла и массы пара для элементарного участка dF , разделяющего два соседних канала теплообменника, можно получить одномерную математическую модель, которая включает дифференциальные уравнения для энтальпии и влагосодержания горячего теплоносителя, температуры холодного теплоносителя, алгебраическое уравнение, описывающее баланс потоков теплоты на стенке, а также нелинейные уравнения, связывающие температуру, парциальное давление и влагосодержание жидкости в состоянии насыщения:

$$\frac{dH_1}{dF} = -\frac{\alpha_1}{G_1} (t_1 - t_w) - \frac{\alpha_1 r}{G_1 c_{p1}} (x_1 - x_w); \quad (3)$$

$$\frac{dt_2}{dF} = \pm \frac{\alpha_1}{W_2} \frac{(H_1 - H_w)}{c_{p1}}; \quad (4)$$

$$\frac{d(x_1)}{dF} = -\frac{\alpha_1}{W_1} (x_1 - x_w); \quad (5)$$

$$\alpha_1 (t_1 - t_w) + \frac{\alpha_1 (x_1 - x_w) r}{c_{p1}} = \alpha_2 (t_w - t_2); \quad (6)$$

$$x_w = 0,622 \cdot \frac{Ps}{P\delta - Ps}; \quad (7)$$

$$Ps = 133,3 \cdot \exp \left[2,3 \left(8,074 - \frac{1733,4}{t_w + 233,8} \right) \right]. \quad (8)$$

Знак «+» в уравнении для t_2 соответствует прямоточной схеме движения теплоносителей, знак «-» — противоточной. Граничными условиями являются значения энтальпии, температуры и влагосодержания газа на входе в теплообменник.

При записи математической модели использованы следующие допущения:

- рассматривается изменение температуры и концентрации пара только по длине канала, т.е. используется одномерное приближение;

- конвективный поток парогазовой смеси, направленный в сторону поверхности (Стефанов поток), невелик;

- возникающая на поверхности теплообмена пленка конденсата тонкая, и ее термическим сопротивлением можно пренебречь;

- коэффициенты теплоотдачи постоянны и равны их средним по длине поверхности теплообмена значениям;

- изменение теплофизических свойств парогазовой смеси, обусловленное изменением ее состава, невелико;

- расход парогазовой смеси примерно равен расходу сухого воздуха;

- составляющая, учитывающая физическую теплоту водяного пара мала по сравнению с другими составляющими, входящими в энтальпию парогазовой смеси, т.е. $H = tC_p + xr$.

Для упрощения выкладок также сделано допущение о малости термического сопротивления стенки теплообменника.

Аналогичную модель можно использовать не только для расчета поверхностных, но и контактных теплообменных аппаратов, в том числе градилен, при известном значении коэффициента теплоотдачи при «сухом» теплообмене.

3. РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

На основании представленной математической модели проведены численные исследования распределения температур, энтальпий и влагосодержаний теплоносителей для различных соотношений их расходов, начальных значений температур и влагосодержаний. Расчеты производились в диапазоне температур горячего теплоносителя 70...150 °С и его влагосодержаний от 0 до 0,2 (кг влаги)/(кг сухого воздуха). Коэффициенты теплоотдачи при «сухом» теплообмене, так же как расходы теплоносителей, являлись исходными данными для расчетов. Коэффициент теплоотдачи со стороны парогазовой смеси принимался равным 50 Вт/(м²·К), а со стороны холодного теплоносителя (воды) — 2000 Вт/(м²·К), что соответствует их характерным значениям в КТУ. Получаемая в расчетах температура стенки изменялась в пределах от 0 до 45 °С.

Решения позволили проанализировать поведение температурных и энтальпийных кривых в КТУ. Был подтвержден полученный в [3] на основе аналитических решений вывод о том, что характер изгиба кривых определяется соотношением водяного эквивалента холодного теплоносителя и эффективного водяного эквивалента парогазовой смеси, который

можно вычислить, как $W_2 \frac{C_{p1}}{\varphi(t_w)}$, где $\varphi(t_w)$ — про-

изводная энтальпии влажного насыщенного водяного пара по температуре, рассчитанная при текущем значении температуры теплообменной поверхности. Определяющим критерием является знак

выражения $m = \frac{1}{W_1} \pm \frac{1}{W_2} \frac{\varphi'(t_w)}{C_{p1}}$. Если для прямо-

тоточной схемы движения теплоносителей m всегда положительно, то при противотоке его значение может не только иметь разный знак, но и меняться вдоль поверхности теплообмена из-за изменения $\varphi'(t_w)$. Вид характерных кривых, полученных в результате численного решения системы (3)—(7) при различных значениях m , показан на рис. 1.

Особо следует подчеркнуть, что в том случае, если m меняет знак, то разность энтальпий горячего теплоносителя и стенки, определяющая величину суммарного теплового потока, может сначала возрастать, а затем убывать по длине, чего никогда не наблюдается в обычных теплообменниках. Это обусловлено нелинейным поведением разности влагосодержаний. Изменение разности температур всегда носит монотонный характер.

Таким образом, поведение энтальпий и температур стенки и теплоносителей в КТУ определяется не только соотношением водяных эквивалентов, как в обычных теплообменных аппаратах, но и температурой поверхности теплообмена, которая определяет величину $\varphi'(t_w)$.

4. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Путем численного решения системы (3)—(7) также производился расчет распределения по длине теплообменной поверхности эффективного коэффициента теплопередачи между горячим и холодным теплоносителями. Решения показали, что его поведение сложно и нелинейно: он может как возрастать, так и убывать по длине теплообменной поверхности, а также иметь экстремум (рис. 2).

Анализ полученных решений и построение процесса изменения параметров парогазовой смеси в $H-d$ -диаграмме влажного воздуха позволили выяснить, что поведение коэффициента теплоотдачи, а также состояние горячего теплоносителя на выходе определяется соотношением начальных параметров горячего теплоносителя и параметров насыщенных паров на теплообменной поверхности на входе в аппарат и на выходе из него.

Уменьшение эффективного коэффициента теплопередачи связано с ростом температуры теплообменной поверхности вследствие нагревания холодного теплоносителя.

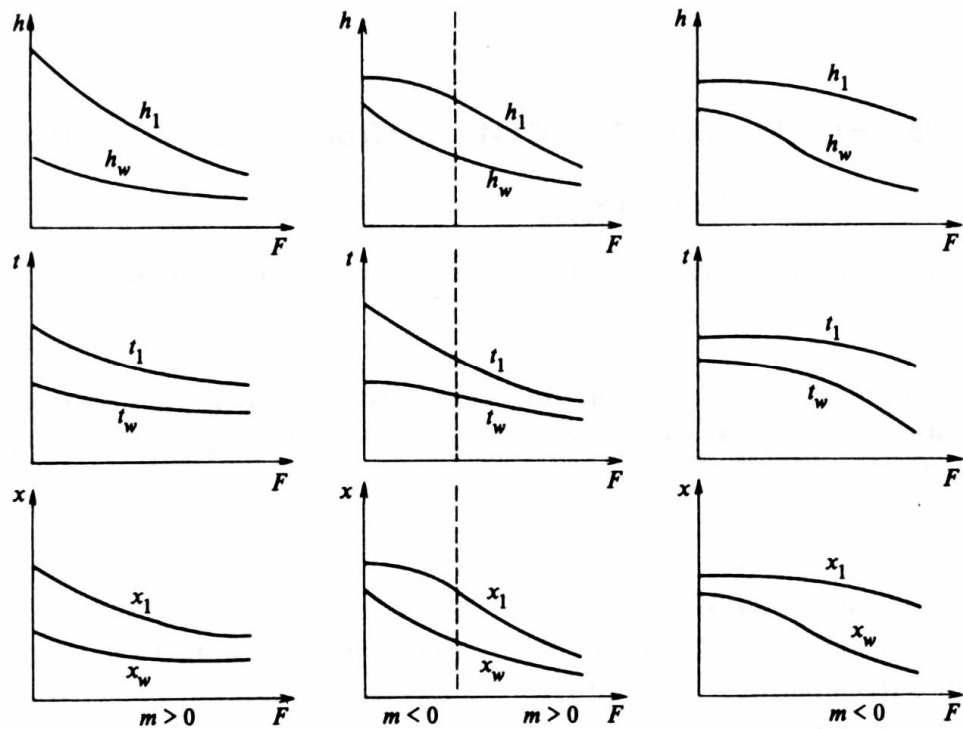


Рис. 1. Характерные распределения температур, энтальпий и влагосодержаний в КТУ

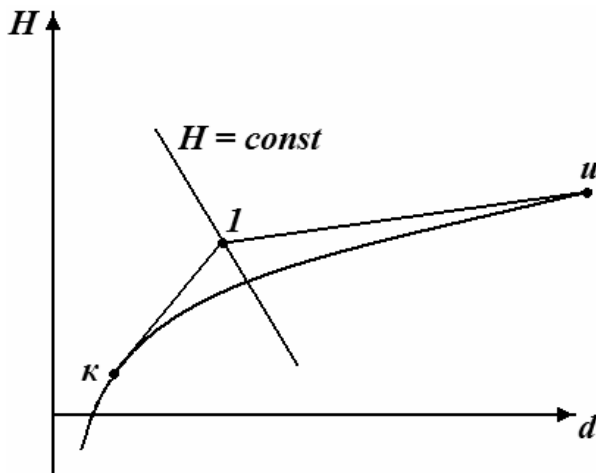


Рис. 2. Характерные точки на $H-d$ -диаграмме, определяющие поведение эффективного коэффициента теплопередачи

Введены характерные точки на $H-d$ -диаграмме влажного воздуха, положение которых для заданных параметров теплоносителя на входе и выходе определяет поведение эффективного коэффициента теплопередачи. Их положение можно найти, проведя касательные из точки, соответствующей состоянию влажного газа к линии $\phi = 100\%$ (точки K и I на рис. 2).

Эти точки характеризуют температуры теплообменной поверхности (что при больших коэффициентах теплоотдачи соответствует температуре холодного теплоносителя), при которых наблюдается наиболее эффективная конденсация или испарение

для влажного газа с параметрами точки 1. Точки наилучшей конденсации K и наилучшего испарения I показывают температуру поверхности теплообмена, при которой достигается наибольшая тепловая производительность аппарата (конденсатора или испарителя). Если температура поверхности ниже температуры наилучшей конденсации, то влажный газ на выходе из аппарата может находиться в насыщенном состоянии.

Для противоточных конденсационных теплоутилизаторов возможны три характерных случая поведения коэффициентов теплопередачи:

1) начальная температура поверхности теплообмена выше точки наилучшей конденсации на линии $\phi = 100\%$ на диаграмме влажного газа. В этом случае коэффициент теплопередачи монотонно возрастает по ходу движения влажного газа (рис. 3, а);

2) начальная температура поверхности теплообмена ниже, а конечная выше точки наилучшей конденсации на линии $\phi = 100\%$ на диаграмме влажного газа. В этом случае коэффициент теплопередачи ведет себя немонотонно. По ходу движения влажного газа он сначала возрастает, достигает максимума в районе точки наилучшей конденсации, а затем убывает (рис. 3, б);

3) начальная и конечная температуры поверхности теплообмена ниже точки наилучшей конденсации на линии $\phi = 100\%$ на диаграмме влажного газа. В этом случае коэффициент теплопередачи монотонно убывает по длине поверхности теплообмена (рис. 3, в).

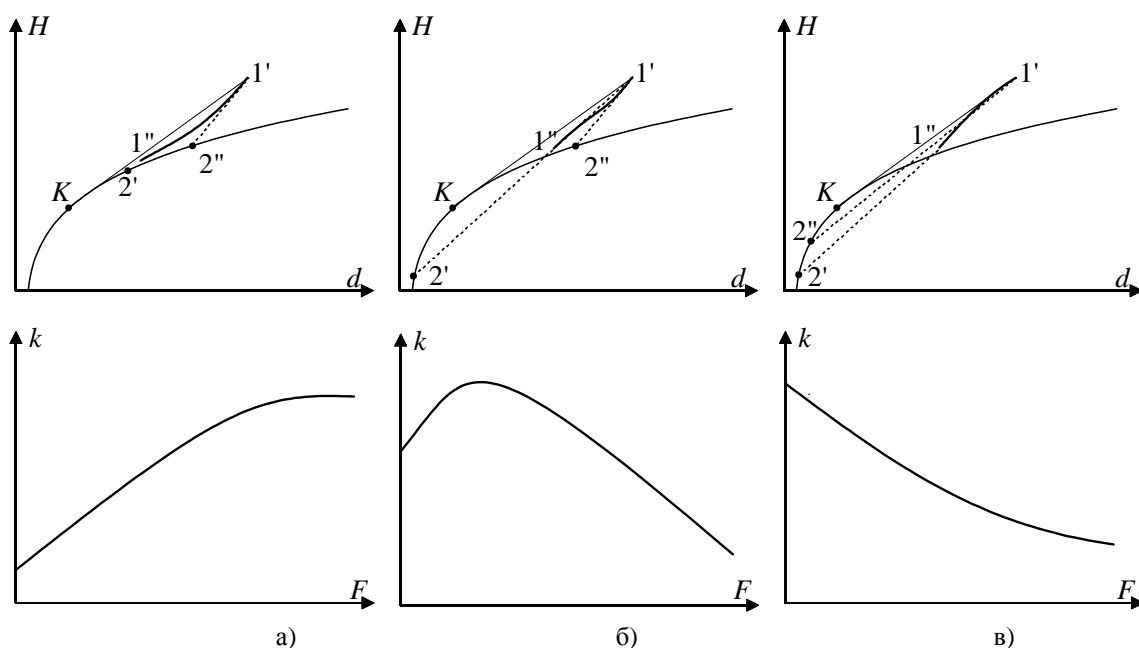


Рис. 3. Различные случаи распределения коэффициентов теплопередачи в КТУ

Для достижения наивысшего коэффициента теплоотдачи наилучшим выбором начальных параметров теплоносителей будет случай, когда водяной эквивалент холодного теплоносителя велик по сравнению с водяным эквивалентом горячего теплоносителя и температура холодного теплоносителя, а также температура поверхности теплообмена слабо меняются. При этом последняя должна быть равна температуре наилучшей конденсации. Сам влажный газ должен быть как можно ближе к насыщенному состоянию, т.е. иметь максимальную относительную влажность.

ВЫВОДЫ

Разработана математическая модель для описания процессов тепло- и массообмена в проточных частях прямоточных и противоточных КТУ.

Получены численные решения, позволяющие в условиях выполнения аналогии между процессами тепло- и массообмена, найти распределения температур, влагосодержаний и энтальпий теплоносителей по поверхности прямоточных и противоточных КТУ. Объяснено поведение температурных и энтальпийных кривых.

Показано, что распределение эффективного коэффициента теплопередачи в КТУ может носить нелинейный характер, а его значение может существенно (в разы) изменяться по поверхности теплообмена. Введены характерные точки на диаграмме влажного воздуха, позволяющие определить характер изменения эффективного коэффициента теплопередачи.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

- G — массовый расход теплоносителя, кг/с;
 x — влагосодержание газа (кг / кг сухого воздуха);
 t — температура, °С;
 K — эффективный коэффициент теплопередачи;
 α — коэффициент теплоотдачи при «сухом» теплообмене, Вт/(м²·К);
 β — коэффициент массоотдачи, отнесенный к влагосодержанию газа, кг/(м²·с);
 C_p — изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К);
 j — удельный массовый поток, кг/(м²·с)
 H — энтальпия влажного газа Дж/(кг сухого газа);
 W — водяной эквивалент, Вт/К;
 r — удельная теплота парообразования, Дж/кг;
 P_s — давление насыщенного пара, Па;
 P_0 — барометрическое давление Па.
- Индексы:
 w — значение параметра на стенке;
 1 — параметры горячего теплоносителя;
 2 — параметры холодного теплоносителя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Кокорин О.Я.** Установки кондиционирования воздуха. Основы расчета и проектирования. М.: Машиностроение. 1978. 264 с.
2. **Кудинов А.А., Антонов В.А., Алексеев Ю.Н.** Анализ эффективности применения конденсационного теплоутилизатора за паровым котлом ДЕ-10-14 ГМ // Промышленная энергетика. 1997. № 8. С. 8—10.
3. **Гаряев А.Б.** Исследование распределения температур и энтальпий теплоносителей в поверхностных конденсационных теплоутилизаторах // Теплоэнергетика. № 7. 2005. С. 55—59.