

ИССЛЕДОВАНИЕ УСЛОВИЙ ОБРАЗОВАНИЯ «СУХИХ» ЗОН И ЗОН С ЧАСТИЧНЫМ ИСПАРИЕНИЕМ КОНДЕНСАТА В КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРАХ (КТУ)

АННОТАЦИЯ

Разработана математическая модель для расчёта оребренных многоходовых конденсационных теплоутилизаторов (КТУ). Её адекватность доказана путём сопоставления результатов расчётов с экспериментальными данными А.А. Кудинова, полученными в промышленных условиях. В диапазонах режимных параметров теплоносителей исследовано влияние расходов теплоносителей на образование «сухих» зон и определены границы области их возникновения. Показана возможность существования режимов работы, сопровождающихся испарением стекающего конденсата на нижних трубках в КТУ.

1. ВВЕДЕНИЕ

Процессы тепло- и массообмена, протекающие в теплообменных аппаратах с конденсацией пара из парогазовой смеси, более сложны и менее изучены, чем процессы в обычных теплообменниках. Это приводит к недостаточной точности методов их расчёта. Если для теплообменных аппаратов без выпадения влаги погрешность определения поверхности теплообмена с помощью теоретических расчётов составляет $15 \div 20\%$, то для аппаратов с выпадением влаги это значение может достигать 50% и более.

Среди рекуперативных теплообменных аппаратов наиболее часто для глубокой утилизации теплоты влажных газов используются трубчатые оребренные теплообменные аппараты перекрёстного тока.

При повышении температуры поверхности выше температуры точки росы в теплообменниках могут возникать «сухие» зоны. Появление таких зон приводит к уменьшению среднего коэффициента теплопередачи, падению теплопроизводительности аппарата. Влияние режимных параметров теплообменников на образование «сухих» зон в настоящий момент не изучено.

2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

В предположении о выполнении аналогии между процессами тепло- и массообмена разработана математическая модель [1],[2] для расчёта оребренных многоходовых газожидкостных теплообменников – утилизаторов, в межтрубном пространстве которых происходит конденсация пара из парогазовой смеси.

При разработке модели сделаны следующие допущения: выполняется соотношение Льюиса:

$$\beta_d = \frac{\alpha}{C_p}; \text{ коэффициенты } \alpha, \beta_d \text{ и теплофизические свойства постоянны по поверхности теплообмена и равны их средним значениям; количество конденсирующегося пара незначительно по сравнению с расходом влажного газа; термическое сопротивление плёнки конденсата пренебрежимо мало; изменение тепло- и массообмена, связанное с уносом капель в поток не учитывается; Стефановский поток невелик; массовый поток пара на стенку не влияет на гидродинамику течения; физическая теплота водяного пара в парогазовой смеси мала по сравнению с физической теплотой газа и теплотой конденсации пара; коэффициент конвективной теплоотдачи от поверхности ребра к окружающей среде постоянен для всей поверхности; теплоотдача с торца ребра пренебрежимо мала; началом возникновения «сухой» зоны в КТУ является точка, в которой температура вершины ребра превышает температуру точки росы.$$

Сделанные допущения справедливы при невысоких (до $200 \frac{z}{\text{кг.с.в.}}$) значениях влагосодержания парогазовой смеси и небольших (до 40°C) температурах теплообменной поверхности.

Система конечно-разностных соотношений для определения теплоносителей:

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta F_1} = - \frac{\alpha_1 \cdot \eta_{op}}{G_1 \cdot C_{p1}} \cdot (t_1 - t_w) \quad (1)$$

$$\frac{\Delta d_1}{\Delta F_1} = - \frac{\alpha_1 \cdot \eta_{op}}{G_1 \cdot C_{p1}} \cdot (d_1 - d_w) \cdot A \quad (2)$$

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta F_1} = \pm \left(\frac{\alpha_1 \cdot \eta_{op}}{G_2 \cdot C_{p2}} \cdot (t_1 - t_w) + \frac{\alpha_1 \cdot \eta_{op}}{C_{p1}} \cdot \frac{r}{G_2 \cdot C_{p2}} \cdot \frac{d_1 - d_w}{1000} \cdot A \right) \quad (3)$$

$$t_w = \frac{B \cdot (t_1 + \frac{r}{C_{p1}} \cdot \frac{d_1 - d_w}{1000} \cdot A) + t_2}{1 + B} \quad (4)$$

$$B = \alpha_1 \cdot \eta_{op} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_2} + \sum \left(\frac{\delta}{\lambda} \right) \right) \cdot \varphi \quad (5)$$

Связь температуры и влагосодержания на стенке описываются уравнениями (6),(7).

$$d_w = 622 \cdot \frac{P_s}{P_0 - P_s} \quad (6)$$

$$P_s = 133,3 \cdot \exp\left(2,3 \cdot \left(8,074 - \frac{1733,4}{t_w + 233,8}\right)\right) \quad (7)$$

Расчёт эффективности ребра, на котором происходит влаговываждение, производится с помощью местного значения коэффициента влаговываждения

$$\xi = 1 + \frac{r}{Cp_1} \cdot \frac{\Delta d_1}{\Delta t_1}, \text{ что приводит к формулам (8-10)}$$

для вычисления эффективности оребрённой поверхности:

$$\eta_{op} = 1 - \frac{\varphi - 1}{\varphi} \cdot (1 - \eta_p), \text{ где } \varphi = \frac{F_1}{F_2} \quad (8)$$

$$\eta_p = \frac{th(m \cdot h \cdot \sqrt[3]{d/d_0})}{m \cdot h \cdot \sqrt[3]{d/d_0}} \quad (9)$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_k}{\lambda \cdot \delta} \cdot \left(1 + \frac{r}{Cp_1} \cdot \frac{\Delta d_1}{\Delta t_1}\right)} \quad (10)$$

В приведённых уравнениях α_1 и α_2 рассчитываются по критериальным соотношениям для конвективного теплообмена без выпадения влаги.

В случае «сухой» зоны, расчёт может быть произведён по формулам, применяемым для расчётов обычных оребрённых теплообменников без влаговываждения. В этом случае безразмерный коэффициент A в уравнениях (2 - 4) равен нулю, в противном случае $A = 1$.

На базе математической модели разработан алгоритм расчёта оребрённых КТУ и создано программное обеспечение с помощью пакета «Turbo Pascal» для расчёта теплообменных аппаратов, в каналах которых происходит конденсация пара из парогазовой смеси.

3. ПРОВЕРКА АДЕКВАТНОСТИ МОДЕЛИ

Результаты расчёта по предложенной математической модели сравнены с экспериментальными данными в условиях работы реальных теплотехнических аппаратов.

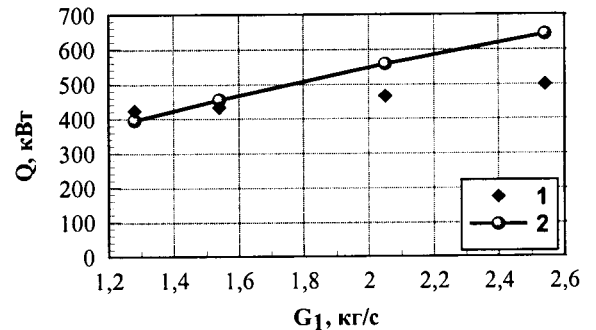
Сравнение проводилось с результатами натуральных испытаний, проведенных А.А. Кудиновым на теплоутилизационной установке, смонтированной на Ульяновской ТЭЦ-3 для утилизации теплоты продуктов сгорания после котла ДЕ-10-14МГ, работающего на природном газе. Установка выполнена на базе четырехрядного калорифера КСк - 4 - 11 - 02 Костромского калориферного завода с оребрёнными биметаллическими трубами. Площадь поверхности теплообмена калорифера - 114,5 м² [3].

Сопоставление результатов расчётов с использованием разработанной методики с экспериментальными данными проведено в следующих диапазонах режимных параметров: $G_1 = 0,79 \div 2,54$

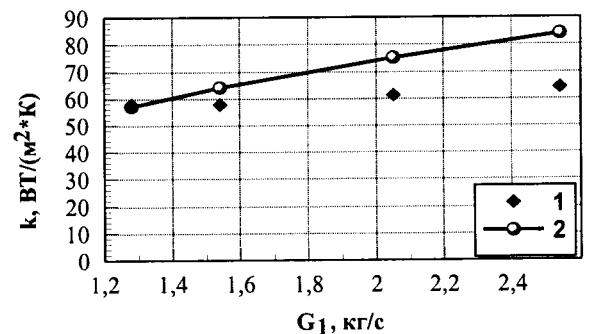
$$\frac{KZ}{c}, G_2 = 7,21 \div 8,88 \frac{KZ}{c}, t_{10} = 134 \text{ } ^\circ\text{C}, d_{10} = 120$$

$\frac{z}{KZ.C.B.}, t_{20} = 9 \div 6 \text{ } ^\circ\text{C}$. На рис. 1 показано срав-

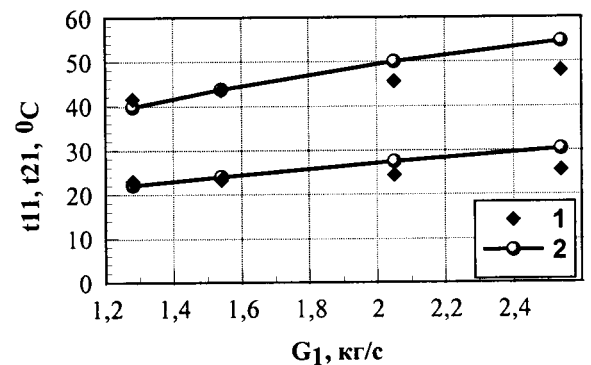
нение результатов, полученных с помощью предложенной методики расчёта конденсационных теплоутилизаторов с экспериментальными данными при паропроизводительности котла 10 т/ч.



(а)



(б)



(в)

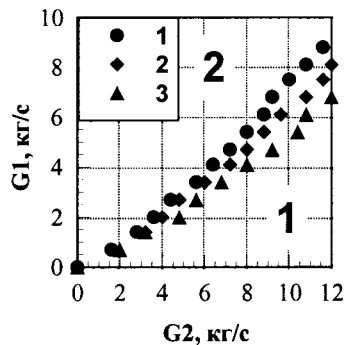
Рис. 1. Сравнение результатов расчетов и натуральных испытаний КТУ: а) суммарный тепловой поток; б) коэффициент теплопередачи; в) температуры теплоносителей; 1 – натурные испытания А.А. Кудинова; 2 – расчет по предлагаемой модели.

Наблюдается удовлетворительное совпадение результатов расчётов с экспериментальными данными. Максимальные различия составляют: $\Delta Q = 29\%$; $\Delta t_{11} = 26\%$; $\Delta t_{21} = 19\%$; $\Delta d_{11} = 29\%$; $\Delta k = 34\%$, при этом средние значения отклонений равны: $\Delta Q = 13,5\%$; $\Delta t_{11} = 11,75\%$; $\Delta t_{21} = 8,5\%$; $\Delta d_{11} = 14,4\%$; $\Delta k = 15,9\%$. Главной возможной причиной возникновения погрешности является пренебрежение в модели физической теплотой

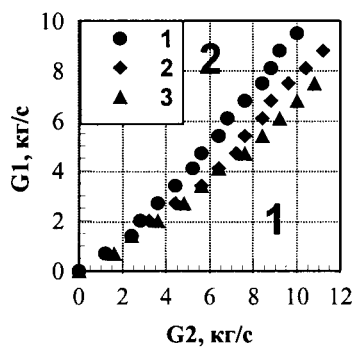
конденсата, уходящего из КТУ, что приводит к завышению расчетных значений теплопроизводительности и коэффициента теплопередачи.

4. РЕЖИМЫ РАБОТЫ КТУ, СОПРОВОЖДАЮЩИЕСЯ ОБРАЗОВАНИЕМ «СУХИХ» ЗОН

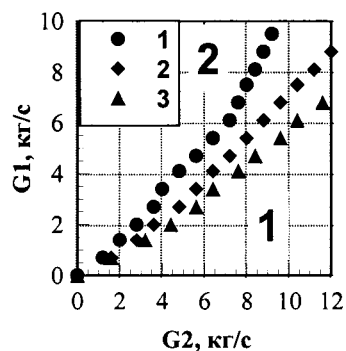
С практической точки зрения представляется важным определить границы режимов, при которых возникают «сухие» зоны в КТУ.



(а)



(б)



(в)

Рис. 2. Расчёт влияния режимных параметров теплоносителей на образование «сухих» зон. 1 – область рекомендуемых рабочих режимов; 2 – область с частично «сухими» зонами

(а) 1 - $t_{20} = 5^{\circ}\text{C}$; 2 - $t_{20} = 15^{\circ}\text{C}$; 3 - $t_{20} = 25^{\circ}\text{C}$;

(б) 1 - $t_{10} = 80^{\circ}\text{C}$; 2 - $t_{10} = 110^{\circ}\text{C}$; 3 - $t_{10} = 140^{\circ}\text{C}$;

(в) 1 - $d_{10} = 80 \frac{\text{г}}{\text{кг.с.в.}}$; 2 - $d_{10} = 120 \frac{\text{г}}{\text{кг.с.в.}}$; 3 -

$d_{10} = 160 \frac{\text{г}}{\text{кг.с.в.}}$.

Исследования проводились в диапазонах начальных температур газа ($80 \div 140$) $^{\circ}\text{C}$, влагосодержаний газа ($80 \div 160$) $\frac{\text{г}}{\text{кг.с.в.}}$ и температур охлаждающей воды ($5 \div 25$) $^{\circ}\text{C}$. На рис. 2 показан результат влияния расходов теплоносителей, начальных температур и влагосодержания на образование «сухих» зон. Область работы КТУ с «сухими» зонами расположена над каждой расчётной кривой. Область рекомендуемых режимов работы, при которой влага выпадает на всей поверхности аппарата, располагается ниже расчётных кривых, каждая из которых соответствует своему режиму работы. Численные расчёты показали, что рост начальных температур теплоносителей и влагосодержания газа увеличивает риск возникновения «сухих» зон. Наиболее сильное влияние на этот процесс оказывает влагосодержание горячего теплоносителя. Его рост приводит к росту массового потока на стенку, к росту температуры поверхности и, следовательно, к расширению области, в которой возникают «сухие» зоны. При наличии оребренных поверхностей в КТУ вероятность возникновения «сухих» зон существенно возрастает, поскольку температура вершин рёбер на несколько градусов выше температуры стенки трубы.

5. РЕЖИМЫ РАБОТЫ КТУ, СОПРОВОЖДАЮЩИЕСЯ ЧАСТИЧНЫМ ИСПАРЕНИЕМ КОНДЕНСАТА

Численные расчёты показали принципиальную возможность существования таких режимов работы КТУ, при которых одновременно с конденсацией происходит частичное испарение конденсата. Действительно, холодный теплоноситель нагревается по ходу движения и при определенных условиях может наступить момент, когда температура поверхности превысит температуру точки росы.

В этом случае конденсации на части поверхности труб не происходит. Если же с верхних рядов труб происходит стекание пленки конденсата, то вместо конденсации на этой части поверхности труб становится возможным испарение. При этом происходит заметное уменьшение коэффициента теплопередачи по сравнению со случаем, когда испарения нет.

Изменение местных значений коэффициента теплопередачи k по длине труб теплообменного аппарата для режима, когда конденсация протекает на всей поверхности теплообмена (I), для режима с частичным испарением жидкости с поверхности (II), а также, когда возникает «сухая» зона (III), представлено на рис. 3. На этом же рисунке пунктиром показано значение коэффициента теплопередачи, когда горячий теплоноситель не содержит влаги.

Среднее значение k по поверхности теплообмена КТУ в режиме (I) превышает в 2,8 раза его значение в случае без выпадения влаги. В режимах

(II) и (III) рост среднего по поверхности k существенно меньше, чем в режиме (I) и составляет соответственно 1,8 и 1,9 раза.

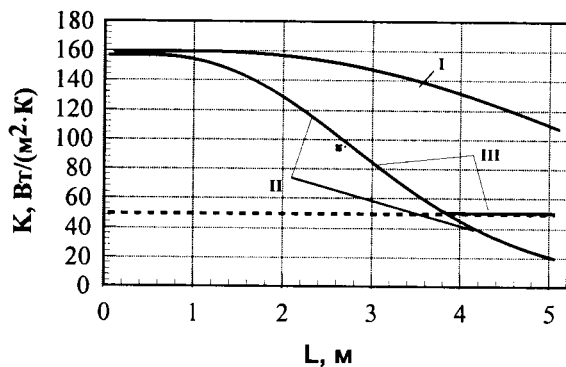


Рис. 3. Распределение коэффициента теплоотдачи по длине КТУ при различных расходах воды: I - конденсация на всей поверхности теплообмена; $G_2=1100$ кг/ч; II - режим с частичным испарением влаги с поверхности теплообмена; $G_2=550$ кг/ч; III - режим с образованием «сухой» зоны $G_2=550$ кг/ч.

Таким образом, существуют такие условия, при которых часть поверхности теплообменных аппаратов работает неэффективно.

6. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В предположении об аналогии переноса тепла и массы разработана математическая модель процессов тепло- и массообмена при течении парогазовых смесей в трубчатых гладкотрубных и оребренных конденсационных теплоутилизаторах. Модель позволяет рассчитывать КТУ при сложных схемах течения теплоносителей и даёт возможность выявить в них образование «сухих» зон.

Адекватность предложенной математической модели доказана путём сопоставления результатов расчётов с экспериментальными данными А.А. Кудинова, полученными в промышленных условиях.

В диапазонах начальных температур ($80 \div 140$) $^{\circ}\text{C}$, влагосодержаний газа ($80 \div 160$) $\frac{\text{г}}{\text{кг.с.в.}}$ и тем-

ператур охлаждающей воды ($5 \div 25$) $^{\circ}\text{C}$ исследовано влияние расходов теплоносителей на образование «сухих» зон и определены границы области их возникновения. Рост начальной температуры воды, влагосодержания и расхода газа увеличивает вероятность возникновения «сухих» зон. При использовании оребрения становится возможным образование «сухих» зон на конце рёбер.

На основе численного эксперимента, проведённого в диапазоне режимных параметров, характерных для эксплуатации КТУ при утилизации тепла продуктов сгорания, показана возможность существования режимов работы, сопровождающихся испарением стекающего конденсата на нижних трубках и существенным уменьшением коэффициента теплоотдачи и теплопроизводительности КТУ.

Работа выполнялась при поддержке Министерства образования и науки РФ по гранту Президента РФ для государственной поддержки молодых российских учёных – кандидатов наук и их научных руководителей МК-3285.2005.8.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

КТУ — конденсационный теплоутилизатор;

Q - полный тепловой поток, кВт;

F - площадь поверхности теплообмена, м^2 ;

k - коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

α - коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

t - температура, К;

d - влагосодержание теплоносителя, г/кг.с.в.;

H - энтальпия, Дж/кг;

G - массовый расход, кг/с;

η - эффективность КТУ, %;

η_p - коэффициент эффективности ребра;

η_{op} - коэффициент эффективности оребренной поверхности;

C_p - удельная теплоёмкость газов, Дж/(кг К);

λ - коэффициент теплопроводности, $\text{Вт}/(\text{м К})$;

r - теплота парообразования, Дж/кг;

P_s - давление насыщенного водяного пара, Па;

P_0 - барометрическое давление, Па;

d_0 - диаметр у основания ребра, м;

d - диаметр по вершине ребра, м;

h - высота ребра, м;

δ - толщина стенки, м.

Индексы:

10, 20 - горячий и холодный теплоносители на входе в КТУ;

11, 21 - горячий и холодный теплоносители на выходе из КТУ;

w - значение параметра на стенке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Горяев А.Б., Цепляева Е.В. Расчёт утилизации теплоты влажных газов в теплообменных аппаратах перекрёстного тока // Вестник МЭИ. 2003. № 5. С. 82-85.
2. Горяев А.Б., Цепляева Е.В. Расчёт процесса выпадения влаги из парогазовой смеси в оребренном теплообменнике // Радиоэлектроника, электротехника и энергетика. Тез. докл. X Междунар. науч.-техн. конф. студентов и аспирантов: В 3-х т. М.: МЭИ, 2004. Т. 2. С. 359-360.
3. Кудинов А.А. Глубокое охлаждение продуктов сгорания в конденсационных теплоутилизаторах // Энергосбережение в теплоэнергетике и теплоснабжении. 1999. № 4. С. 31-34.