

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. Аширов А. Ионнообменная очистка сточных вод, растворов и газов. - Л.: Химия, 1983. - 295 с. [2]. Емельянова Е.З. Химико-технический контроль гидролизных производств. - М.: Лесн. пром-сть, 1976. - 328 с. [3]. Иониты. Каталог / Сост. под рук. А. Б. Пашкова. - Черкассы: Отд. НИИТЭ-ХИМ. - 1975. - 37 с. [4]. Холькин Ю.И. Технология гидролизных производств. - М.: Лесн. пром-сть, 1989. - 496 с. [5]. Цитович И.К. Курс аналитической химии: Учеб. для с.-х. вузов. - 6-е изд., испр. и доп. - М.: Высш. шк., 1994 - 495 с. [6]. Шарков В.И. Технология гидролизных производств. - М.: Лесн пром-сть, 1973. - 408 с.

УДК 536.253:66.041

С.И. ОСТАШЕВ, Э.Н. САБУРОВ

Архангельский государственный технический университет



Осташев Сергей Иванович родился в 1947 г., окончил в 1971 г. Архангельский лесотехнический институт, кандидат технических наук, профессор кафедры теплотехники Архангельского государственного технического университета. Имеет более 70 печатных трудов в области исследования аэродинамики и конвективного теплообмена в циклонных устройствах различного технологического назначения.



Сабуров Эдуард Николаевич родился в 1939 г., окончил в 1961 г. Архангельский государственный лесотехнический институт, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теплотехники, проректор по научной работе Архангельского государственного технического университета, академик Российской и Международной инженерных академий, Российской академии естественных наук, заслуженный деятель науки и техники РФ. Имеет более 300 публикаций в области аэродинамики и конвективного теплообмена в сильно закрученных потоках, их использования для интенсификации процессов теплообмена в аппаратах различного технологического назначения.

ТЕПЛООТДАЧА В ЦИКЛОННОМ ТЕПЛООБМЕННОМ УСТРОЙСТВЕ

На основе экспериментального исследования и обобщения опытных данных получены рекомендации для расчета теплоотдачи на круглой цилиндрической теплопередающей поверхности циклонного теплообменного устройства.

Based on experimental investigation and generalization of experimental data the recommendations have been derived for calculating heat emission on round cylindrical heat-transmitting surface of cyclone heat exchanger.

Сложная структура потока в циклонных нагревательных и теплообменных устройствах, применяемых на деревообрабатывающих и целлюлозно-бумажных предприятиях [3], значительно затрудняет использование математических моделей в исследовании конвективного теплообмена. Поэтому основным направлением в решении как внешних, так и внутренних задач теплоотдачи в них все еще остаются экспериментальные методы [2].

Особенность рассматриваемой задачи теплообмена заключается в том, что в циклонном потоке возникают инерционные массовые силы, которые оказывают значительное влияние на условия теплоотдачи. В общем случае в циклонном устройстве наблюдается неоднородность распределения по радиусу не только центростремительного ускорения, но и плотности среды. В работе [4] разработана методика обобщения опытных данных, учитывающая отмеченные особенности циклонного потока. Влияние геометрических и режимных характеристик циклонной камеры на интенсивность теплоотдачи учитывалось косвенно через выбор в качестве характерных параметров потока максимальных значений тангенциальной скорости и центростремительного ускорения, а также радиусов, определяющих их положение. В то же время при проведении ряда расчетов, в том числе и связанных с энергоэкономической оптимизацией геометрических и режимных характеристик циклонных теплообменников, оказалось целесообразнее использовать уравнения теплоотдачи, формально построенные с использованием параметров, заданных в условиях однозначности задачи. Как известно, такие зависимости наглядны и включают непосредственно относительные геометрические характеристики поверхности теплоотдачи и потока.

В работе использованы как новые экспериментальные данные, так и полученные ранее для аналогичной задачи теплообмена [4].

Экспериментальные исследования выполнены на циклонных теплообменных устройствах с внутренним диаметром D_k рабочего объема, равным 0,201 и 0,310 м (рис. 1). Относительные геометрические характеристики теплообменных устройств варьировали в следующих

относительных диапазонах: длину $\bar{L}_k = L_k / D_k$ — от 0,54 до 1,58;

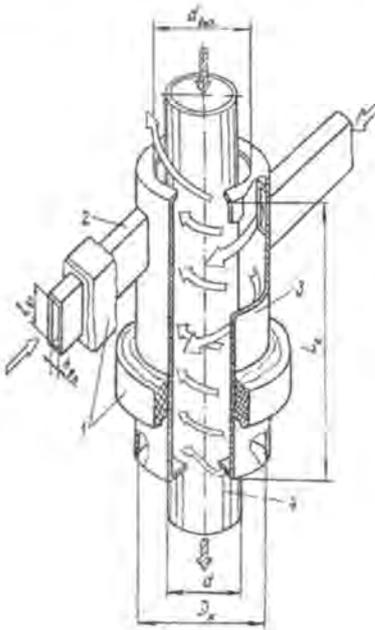


Рис. 1. Схема циклонного теплообменного устройства: 1 - изоляция; 2 - входной канал; 3 - корпус; 4 - теплопередающая труба

площадь каналов для ввода потока $f_{вх} = 8 h_{вх} l_{вх} / \pi D_k^2 = 4 f_{вх} / \pi D_k^2$ - от $0,5 \cdot 10^{-2}$ до $10,21 \cdot 10^{-2}$; диаметр выходного отверстия $\bar{d}_{вых} = d_{вых} / D_k$ - от 0,2 до 1,0; диаметр теплопередающей трубки $\bar{d} = d / D_k$ - от 0,145 до 0,503. Труба с $\bar{d} = 0,324$ имела три типоразмера

относительной высоты шероховатости рабочей поверхности $\bar{\Delta} = \Delta / D_k$: $0,020 \cdot 10^{-2}$, $0,216 \cdot 10^{-2}$ и $0,623 \cdot 10^{-2}$. В экспериментах длина рабочего участка трубы-калориметра равнялась длине рабочего объема камеры L_k . При проведении экспериментов нами выполнено около 500 опытов. Используемая в работе методика измерений [2] обеспечивала требуемую точность и хорошую воспроизводимость результатов. Относительная погрешность измерения расхода составляла 1,9 %, коэффициента теплоотдачи - 2,4 %.

В результате обобщения опытных данных получена следующая корреляционная зависимость:

$$Nu = 0,0139 Re^{0,8} Pr^{0,43} Ko_{Г\epsilon_{ш}} \epsilon_{т}, \quad (1)$$

где Nu - число Нуссельта, $Nu = \alpha d / \lambda_{вх}$;

α - средний для поверхности трубы коэффициент теплоотдачи;
 $\lambda_{вх}$ - коэффициент теплопроводности при температуре потока на входе в теплообменное устройство $T_{вх}$;

Re - число Рейнольдса, $Re = v_{вх} d / \nu_{вх}$;

$v_{вх}$ - скорость потока в каналах для ввода потока в циклонное устройство;

$\nu_{\text{вх}}$ – коэффициент кинематической вязкости при $T_{\text{вх}}$;

Pr – число Прандтля при $T_{\text{вх}}$;

Ko_r – безразмерный геометрический комплекс,

$$\text{Ko}_r = (\bar{f}_{\text{вх}} / \bar{f}_{\text{вх}}^{\text{нск}})^{0,49} \bar{d}^{0,2} (D_k / D_k^{\text{нск}})^{0,39} (\bar{d}_{\text{вых}} / b)^0;$$

$\bar{f}_{\text{вх}}^{\text{нск}}, D_k^{\text{нск}}$ – соответственно безразмерная площадь входа и диаметр камеры, при которых выполнен основной объем исследований, $\bar{f}_{\text{вх}}^{\text{нск}} = 0,0477, D_k^{\text{нск}} = 0,31$ м;

a, b – коэффициенты, зависящие от $\bar{d}_{\text{вых}}$ (при $\bar{d}_{\text{вых}} < 0,4$ имеем

$$a = -0,65, \quad b = 0,4; \quad \text{при } \bar{d}_{\text{вых}} = 0,4 \dots 0,6 \text{ имеем } a = 0;$$

$$\text{при } \bar{d}_{\text{вых}} > 0,6 \text{ имеем } a = -1,10, \quad b = 0,60);$$

$E_{\text{ш}}$ – поправочный множитель, отражающий влияние Δ на интенсивность теплоотдачи;

e_r – поправка на неизотермичность потока.

Формула (1) справедлива в диапазоне изменения Re от $1,07 \cdot 10^4$ до $4,68 \cdot 10^5$. Вероятное относительное среднеквадратическое отклонение опытных точек от расчетной зависимости (1) при значении коэффициента надежности $P = 0,95$ не превышает $\pm 13,3\%$.

Результаты обобщения опытных данных и их сопоставление с зависимостью (1) приведены на рис. 2.

Корреляционная взаимосвязь (1) между уровнем теплоотдачи и геометрическими параметрами теплообменника с технически гладкой поверхностью рабочего канала свидетельствует об увеличении интенсивности теплоотдачи с ростом площади входа ($\alpha \sim \bar{f}_{\text{вх}}^{0,49}$) и ее снижении с увеличением диаметра теплопередающей трубы ($\alpha \sim \bar{d}^{0,4}$). Влияние диаметра выходного отверстия на α не монотонно: при $\bar{d}_{\text{вых}} = 0,4 \dots 0,6$ оно практически не проявляется, а в области меньших и больших значений $\bar{d}_{\text{вых}}$ коэффициент α уменьшается с ростом $\bar{d}_{\text{вых}}$ (соответственно $\alpha \sim \bar{d}_{\text{вых}}^{0,65}$ и $\alpha \sim \bar{d}_{\text{вых}}^{-1,1}$). Более сложный характер имеет зависимость α от внутреннего диаметра рабочего объема теплообменного устройства. Увеличение D_k приводит к уменьшению интенсивности теплоотдачи при $\bar{d}_{\text{вых}} = 0,4 \dots 0,6$ ($\alpha \sim D_k^{-0,4}$) и к ее увеличению при $\bar{d}_{\text{вых}} < 0,4$ и $\bar{d}_{\text{вых}} > 0,6$ ($\alpha \sim D_k^{0,25}$ и $D_k^{0,70}$ соответственно). Коэффициент теплоотдачи практически не зависит от безразмерной длины циклонной камеры в рассмотренном диапазоне ее изменения. Общие закономерности теплоотдачи, установленные применительно к технически гладким теплопередающим трубам, сохраняются и для шероховатых. Уровень

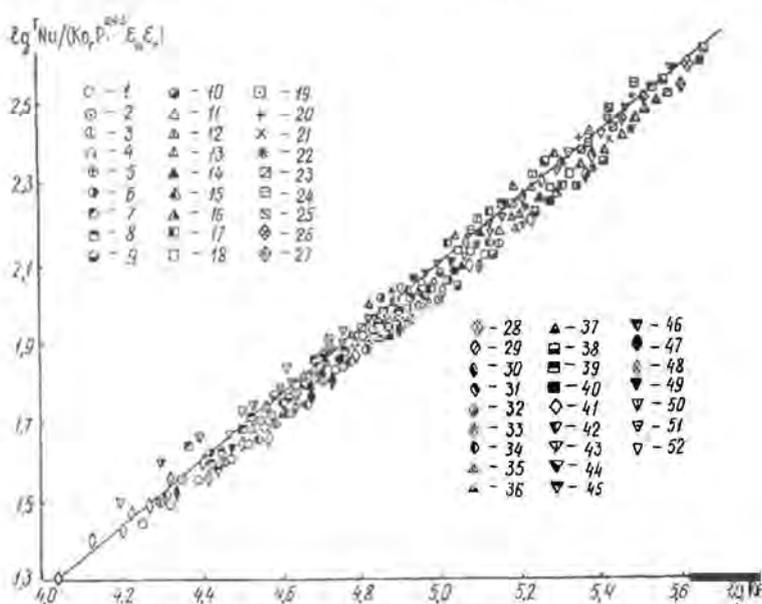


Рис. 2. Обобщение экспериментальных данных по теплоотдаче на поверхности теплопередающей трубы циклонного теплообменного устройства: $l - 40 - D_k = 0,310$ м; $4l - 52 - 201$; $l - 5 - \bar{d} = 0,145$; $6 - 10 - 0,177$; $47 - 49 - 0,200$; $11 - 14 - 0,242$; $17 - 40 - 0,342$; $41 - 46 - 0,370$; $50 - 53 - 0,500$; $23 - \bar{f}_{\text{вх}} \cdot 10^2 = 0,5$; $24 - 2,39$; $41 - 43, 47 - 52 - 4,00$; $1 - 22, 26 - 40 - 4,77$; $25 - 9,54$; $44 - 46 - 10,20$; $1 - 34, 41 - 52 - \bar{\Delta} \cdot 10^2 = 0,02$; $35 - 37 - 0,213$; $38 - 40 - 0,623$; $26, 30, 34 - L_k = 0,5$; $27, 31 - 0,73$; $28, 32 - 0,87$; $33 - 1,01$; $1 - 25, 35 - 40 - 1,12$; $41 - 52 - 1,57$; $1, 6 - \bar{d}_{\text{вых}} = 0,2$; $49 - 0,25$; $2, 7, 11 - 0,3$; $3, 8, 12, 17, 23 - 29, 35, 38, 43 - 0,4$; $48 - 0,45$; $4, 9, 13, 15, 18, 34, 36, 39, 42 - 0,5$; $52 - 0,55$; $5, 10, 14, 16, 19, 37, 40, 41, 47, 51 - 0,6$; $20, 50, - 0,70$; $21 - 0,85$; $22 - 1,00$

теплоотдачи повышается с увеличением относительной шероховатости их поверхности. Влияние $\bar{\Delta}$ на конвективный теплообмен может быть учтено поправочными коэффициентами:

при $d_{\text{вых}} = 0,4$

$$\epsilon_{\text{ш}} = \exp[-615(\bar{\Delta} - 0,0002)] \text{Re}^{59(\bar{\Delta} - 0,0002)}; \quad (2)$$

при $d_{\text{вых}} = 0,5 \dots 0,6$

$$\epsilon_{\text{ш}} = \exp[-210(\bar{\Delta} - 0,0002)] \text{Re}^{20(\bar{\Delta} - 0,0002)}. \quad (3)$$

Для газообразных теплоносителей влияние на теплообмен изменения их физических свойств от температуры можно учесть, как это обычно делается, введением в уравнение подобия дополнительного со-

множителя ε_T , называемого температурным фактором. Он представляет отношение температуры наружной поверхности трубы T_w к характерной температуре для потока T_0 , взятое в некоторой степени. Отличительная особенность рассматриваемой задачи (как уже отмечалось) состоит в том, что при вращении теплоносителя в потоке возникают центробежные силы. Они влияют на формирование пограничного слоя на поверхности трубы и, следовательно, на теплоотдачу. Влияние неизотермичности на теплообмен в этих условиях проявляется дополнительно через изменение плотности теплоносителя в пограничном слое. Анализ поправки, учитывающий влияние изменения плотности потока на распределение центростремительного ускорения и его величину, показал, что фактически она является тем же температурным фактором. Поправка на изменение центробежных сил в связи с изменением плотности потока у поверхности теплоотдачи $(1 \pm \beta \Delta T) = T_w / T_0$ (где $\beta = 1 / T_0$; ΔT – температурный напор, при нагреве среды $\Delta T = T_w - T_0$, при охлаждении $\Delta T = T_0 - T_w$) [2].

Таким образом, для рассматриваемой задачи результирующий показатель степени отношения T_w / T_0 должен определяться как с учетом общих рекомендаций, связанных с влиянием неизотермичности на теплофизические характеристики среды в пограничном слое (например [1]), так и требований, связанных с ее влиянием на центробежные силы [2]. В первом приближении (до проведения специальных опытов) можно предположить, что он может быть определен сложением значений показателей степени при температурном факторе по имеющимся рекомендациям для каждой из рассмотренных составляющих общего влияния неизотермичности на течение в пограничном слое на поверхности трубы.

Для учета влияния физических особенностей газового потока на коэффициент теплоотдачи в уравнение (1) в соответствии с общепринятым подходом введено число Прандтля.

Разработанные расчетные рекомендации позволяют сравнивать интенсивность теплоотдачи на поверхности теплопередающей трубы циклонного теплообменного устройства и на внешней поверхности внутренней трубы кольцевого канала при их одинаковых геометрических параметрах и расходных характеристиках. Сопоставление показало, что в циклонном теплообменнике с $D_k = 201$ мм, $d = 41 \dots 101$ мм,

$\bar{f}_{вх} = 0,04$, $\bar{d}_{вых} = 0,6$ при $Re = 1 \cdot 10^5$ интенсивность теплоотдачи в 3,90 ... 4,85 раза выше, чем в кольцевом канале.

Выводы

1. В результате экспериментального исследования конвективно-го теплообмена в кольцевом циклонном теплообменном устройстве получено обобщающее уравнение, позволяющее рассчитать коэффициент теплоотдачи на поверхности внутренней теплопередающей круглой цилиндрической трубы. Уравнение справедливо в широком диапазоне основных геометрических и режимных характеристик циклонных теплообменных устройств.

2. Теплоотдача на поверхности теплопередающей трубы в циклонном теплообменном устройстве отличается высокой интенсивностью и значительно превышает ее уровень на поверхности внутренней трубы в кольцевых каналах аналогичной геометрии при аксиальном движении теплоносителя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И. Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое. - 2-е изд., перераб. - М.: Энергоатомиздат, 1985. - 320 с.
 2. Сабуров Э.Н. Аэродинамика и конвективный теплообмен в циклонных нагревательных устройствах. - Л.: Изд-во ЛГУ, 1982. - 240 с.
 3. Сабуров Э.Н., Карпов С.В. Циклонные устройства в деревообрабатывающем и целлюлозно-бумажном производстве. - М.: Экология, 1993. - 368 с.
 4. Сабуров Э.Н., Осташев С.И. Исследование теплоотдачи цилиндрической вставки, соосной с рабочим объемом циклонной камеры // Энергетика, - 1979. - № 6. - С. 66-72. - (Изв. высш. учеб. заведений).
-