

А.Н. ОРЕХОВ, Э.Н. САБУРОВ

Архангельский государственный технический университет

Орехов Алексей Николаевич родился в 1953 г., окончил в 1976 г. Архангельский лесотехнический институт, ассистент кафедры теплотехники Архангельского государственного технического университета. Имеет более 30 печатных трудов и изобретений.

Сабуров Эдуард Николаевич родился в 1939 г., окончил в 1961 г. Архангельский 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.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ НА БОКОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ РАБОЧЕГО ОБЪЕМА ЦИКЛОННЫХ КАМЕР С ТОРЦЕВЫМ ВЫВОДОМ ГАЗОВ

Получены уравнения, позволяющие рассчитывать локальные и средние значения коэффициентов теплоотдачи боковой поверхности рабочего объема циклонной камеры с торцевым выводом газов.

Циклонно-вихревые камеры нашли широкое промышленное применение (в том числе и на предприятиях химико-лесного комплекса) в качестве современных нагревательных и топочных устройств, сепараторов-теплоутилизаторов, энерготехнологических установок, теплообменных и газогорелочных устройств и т.д. [2, 5]. Определяется это, прежде всего, их высокими технико-экономическими характеристиками, конструктивной простотой, а также высокой интенсивностью конвективного теплообмена на боковой поверхности рабочего объема – в основной зоне организации рабочих процессов. Последний фактор определяет актуальность работ, посвященных экспериментальным и теоретическим исследованиям теплоотдачи на боковой поверхности рабочего объема циклонных камер [2, 3, 5, 6-9].

В обобщенном виде схема течения у боковой поверхности циклонной камеры, предложенная Э.Н. Сабуровым и нашедшая применение в ряде работ [2-5], изображена на рис. 1. Течение представлено в виде струйного потока, распространяющегося около криволинейной стенки с постоянным радиусом продольной кривизны R . Координата x направлена вдоль поверхности камеры по траектории движения потока, а y – нормально к ней. Начало координат совмещено со срезом входного шлица. Расчетному предшествует нерасчетный входной участок длиной $x_{вх}$. На этом участке в основном сосредоточено влияние на течение особенностей распределения скорости потока в шлице и взаимодействия входящей в камеру струи с уже вращающимися в ней газами.

В работе [1] установлено, что в пристенном пограничном слое на боковой поверхности циклонной камеры распределение полной скорости потока v может быть аппроксимировано формулой

$$\frac{v}{v_{\delta}} = \left(\frac{y}{\delta} \right)^{1/14}, \quad (1)$$

где v_{δ} – полная скорость потока на границе пристенного пограничного слоя;

δ – толщина пристенного пограничного слоя.

Установлено также, что коэффициент сопротивления трения на боковой поверхности рабочего объема циклонной камеры $c_f = 2\tau_w / \rho v_{\delta}^2$ (τ_w – касательное напряжение трения на боковой поверхности камеры, ρ – плотность потока) зависит от параметра $m_0 = v_0 / v_{\text{вх}}$ (v_0 – полная скорость на границе осесимметричного ядра потока, $v_{\text{вх}}$ – среднерасходная скорость потока во входных шлицах), являющегося аналогом известного параметра спутности или относительной скорости спутного потока, относительной площади входа потока в камеру $\bar{f}_{\text{вх}} = 4f_{\text{вх}} / \pi D_k^2$ (D_k – диаметр камеры) и числа Рейнольдса $\text{Re}_{\delta} = v_{\delta} \delta / \nu$ (ν – кинематическая вязкость потока):

при $m_0 \leq 1$

$$c_f = 0,018 \text{Re}_{\delta}^{-2/15} m_0^{-0,304}; \quad (2)$$

при $m_0 > 1$

$$c_f = 0,021 \text{Re}_{\delta}^{-2/15} m_0^{-1,91}. \quad (3)$$

В работе [1] получены также зависимости для определения \bar{v}_{δ} и $\bar{\delta}$ и $\bar{\delta}$, которые могут быть использованы для расчета теплоотдачи на боковой поверхности циклонных камер с торцевым выводом газов.

Рассмотрим общий случай теплообмена с начальным необогреваемым участком. Безразмерная длина необогреваемого участка в пределах расчетной зоны течения $\bar{x} = x_{н,y} / r_0$ где r_0 – радиус ядра потока. Как и раньше [3, 4], полагаем физические характеристики среды и ее температуру на границе пристенного пограничного слоя постоянными. Поскольку скорость потока умеренная, тепловыделением за счет трения пренебрегаем. При принятых предположениях интегральное соотношение энергии может быть записано следующим образом:

$$\frac{d}{dx} \int_0^{\delta} v(T_w - T) dy = \frac{q_w}{\rho c_p}, \quad (4)$$

где δ – толщина теплового пограничного слоя;

T_w – температура поверхности теплообмена (боковой поверхности камеры);

T – температура среды;

q_w – плотность теплового потока на стенке;

ρ, c_p – плотность и теплоемкость среды при постоянном давлении.

Предположим, что профиль избыточной температуры $\vartheta = T - T_w$ по аналогии с профилем скорости (1) в пределах расчетного участка описывается уравнением

$$\frac{\vartheta}{\vartheta_{\delta}} = \left(\frac{y}{\delta_T} \right)^{1/4}, \quad (5)$$

где $\vartheta_{\delta} = T_{\delta} - T_w$ – избыточная температура среды на границе теплового пограничного слоя.

Распределения касательного напряжения трения и плотности теплового потока в турбулентном пограничном слое определяем по общепринятым формулам [9], которые после соответствующих преобразований и подстановки степенных распределений (1) и (5) дадут уравнение

$$\frac{q}{\tau} = \frac{c_p}{Pr_{ТБ}} \frac{\vartheta_{\delta}}{v_{\delta}} \left(\frac{\delta_T}{\delta} \right)^{-1/4}, \quad (6)$$

где $Pr_{ТБ}$ – турбулентное число Прандтля.

Считаем, что в пределах тонкого, по сравнению с радиусом кривизны поверхности теплоотдачи, пограничного слоя $q \approx q_w$, $\tau \approx \tau_w$. Перейдя на безразмерные переменные, запишем уравнение (6) следующим образом:

$$St = \frac{c_f}{2Pr_{ТБ}} \left(\frac{\delta_T}{\delta} \right)^{-1/4}, \quad (7)$$

где St – число Стантона, $St = q_w / (\rho c_p \vartheta_{\delta} v_{\delta})$.

Подставим в уравнение (4) выражения для скорости (1), температуры (5) и, используя связь (7), проделаем указанные в нем операции:

$$\frac{15d\tilde{\delta}}{16d\bar{x}} + \frac{\tilde{\delta}}{Re_{\delta}} \frac{dRe_{\delta}}{d\bar{x}} = \frac{4}{7} c_f \frac{1}{Pr_{ТБ} \tilde{\delta}}, \quad (8)$$

где $\tilde{\delta} = (\delta_T / \delta)^{8/7}$, $\bar{x} = x / r_0$ – безразмерная продольная координата.

Для решения (8) воспользуемся полученными в работе [1] формулами для безразмерной толщины пристенного пограничного слоя, $\bar{\delta} = \delta / r_0$ коэффициента сопротивления трения c_f и относительной скорости на границе пристенного пограничного $\bar{v}_{\delta} = v_{\delta} / v_0$ слоя. После подстановки их в (8) и выполнения необходимых преобразований получим линейные дифференциальные уравнения:

при $m_0 \leq 1$

$$\frac{15d\tilde{\delta}}{16d\bar{x}} + \left(0,965 - \frac{0,83}{\bar{R}} \right) \frac{\tilde{\delta}}{\bar{x}} = 0,26m_0^{-0,126} \bar{R}^{-0,172} \bar{f}_{вх}^{-0,0081} \bar{x}^{-(0,923-0,5/\bar{R})} Pr_{ТБ}^{-1} Re_0^{-0,078} \quad (9)$$

при $m_0 > 1$

$$\frac{15d\tilde{\delta}}{16d\bar{x}} + \left(0,89 - \frac{0,76}{\bar{R}} \right) \frac{\tilde{\delta}}{\bar{x}} = 0,22m_0^{-1,113} \bar{R}^{-0,152} \bar{f}_{вх}^{-0,014} \bar{x}^{-(0,843-0,454/\bar{R})} Pr_{ТБ}^{-1} Re_0^{-0,0735} \quad (10)$$

где $\bar{R} = R / r_0$ – радиус кривизны траектории движения потока;
 Re_0 – число Рейнольдса, $Re_0 = v_0 r_0 / \nu$

Решаем (9) и (10) относительно $\tilde{\delta}$:

при $m_0 \leq 1$

$$\tilde{\delta} = 0,277 m_0^{-0,126} \bar{R}^{-0,172} \left(106 - 0,385 / \bar{R}\right)^1 \bar{f}_{\text{ВХ}}^{-0,0081} \times \\ \times \bar{x}^{(0,077+0,5/\bar{R})} \left[1 - \left(\frac{x_{\text{н.у}}}{x}\right)^{(1,106-0,385/\bar{R})}\right] \text{Pr}_{\text{ТБ}}^{-1} \text{Re}_0^{-0,078} \quad , \quad (11)$$

при $m_0 > 1$

$$\tilde{\delta} = 0,241 m_0^{-1,113} \bar{R}^{-0,152} \left(11 - 0,36 / \bar{R}\right)^1 \bar{f}_{\text{ВХ}}^{-0,014} \times \\ \times \bar{x}^{(0,16+0,45/\bar{R})} \left[1 - \left(\frac{x_{\text{н.у}}}{x}\right)^{(1,11-0,36/\bar{R})}\right] \text{Pr}_{\text{ТБ}}^{-1} \text{Re}_0^{-0,0735} \quad . \quad (12)$$

Локальное число Нуссельта представим в виде

$$\text{Nu}_0 = \text{St Pr Re}_0 \bar{v}_\delta, \quad (13)$$

где Nu_0 – местное число Нуссельта, $\text{Nu}_0 = \alpha r_0 / \lambda$;

α – локальный коэффициент теплоотдачи на поверхности стенки;

λ – коэффициент теплопроводности;

Pr – число Прандтля.

Используя найденные значения $\tilde{\delta}$, уравнения (7) и (13), а также формул для \bar{v}_δ [1], получим расчетные зависимости для определения локального коэффициента теплоотдачи по траектории движения потока:

при $m_0 \leq 1$

$$\text{Nu}_0 = 0,0232 (1,106 - 0,385 / \bar{R})^{1/16} \bar{R}^{-0,3} m_0^{-0,551} \bar{f}_{\text{ВХ}}^{0,094} \bar{x}^{-(0,037-0,335/\bar{R})} \times \\ \times \left[1 - \left(\frac{x_{\text{н.у}}}{x}\right)^{(1,106-0,385/\bar{R})}\right]^{-1/16} \text{Pr Pr}_{\text{ТБ}}^{-0,0694} \text{Re}_0^{0,892} \quad ; \quad (14)$$

при $m_0 > 1$

$$\text{Nu}_0 = 0,0345 (1,11 - 0,36 / \bar{R})^{1/16} \bar{R}^{-0,385} m_0^{-1,906} \bar{f}_{\text{ВХ}}^{0,167} \bar{x}^{-(0,0345-0,338/\bar{R})} \times \\ \times \left[1 - \left(\frac{x_{\text{н.у}}}{x}\right)^{(1,11-0,36/\bar{R})}\right]^{-1/16} \text{Pr Pr}_{\text{ТБ}}^{-0,0694} \text{Re}_0^{0,887} * \quad . \quad (15)$$

Для того, чтобы уравнения (14) и (15) наилучшим образом описывали экспериментальные данные, скорректируем их, домножив на поправочные коэффициенты k и $k_{\text{ВЫХ}}$, учитывающие неучтенные при решении аэродинамической задачи [1] влияние параметров \bar{L}_k (\bar{L}_k – относительная длина циклонной камеры, $\bar{L}_k = L_k / D_k$), $\bar{f}_{\text{ВХ}}$ и $\bar{d}_{\text{ВЫХ}}$ ($\bar{d}_{\text{ВЫХ}}$ – относительный диаметр выходного отверстия камеры; $\bar{d}_{\text{ВЫХ}} = d_{\text{ВЫХ}} / D_k$), на особенности формирования потока в шлицах и на нерасчетном входном участке:

$$k = 1,08 + 4,29 \bar{f}_{\text{ВХ}} - 0,23 \bar{L}_k; \quad (16)$$

$$k_{\text{ВЫХ}} = -1,85 |\bar{d}_{\text{ВЫХ}} - 0,43|^{1,28} + 1,02. \quad (17)$$

Величина поправочных коэффициентов k и $k_{\text{ВЫХ}}$ для большинства имеющих практическое значение вариантов соотношений геометрических параметров циклонных камер составляет 0,88...1,15 и лишь при крайних из рассмотренных значений $\bar{d}_{\text{ВЫХ}} = 0,7$, $\bar{f}_{\text{ВХ}} = 0,0202$ и $0,1014$ превышает указанные пределы, достигая, соответственно, 0,82; 0,79 и 1,23.

Переходя к $\text{Nu} = \alpha D_{\text{к}} / \lambda$; критериям, $\text{Re}_{\text{ВХ}} = v_{\text{ВХ}} D_{\text{к}} / \nu$ и принимая $\bar{x} = x / h_{\text{ВХ}}$, $\bar{R} \approx 1 / r_0$ ($\bar{r} = r_0 / R_{\text{к}}$), для воздуха $\text{Pr} = 0,7$ и $\text{Pr}_{\text{ТБ}} = 0,95$, уравнения (14) и (15) можно представить:

при $m_0 \leq 1$

$$\text{Nu} = 0,0184(1,106 - 0,385\bar{r}_0)^{1/16} \bar{r}^{0,192} m_0^{1,341} \bar{f}_{\text{ВХ}}^{0,094} k k_{\text{ВЫХ}} \times \\ \times (2\bar{x}\bar{h}_{\text{ВХ}} / \bar{r}_0)^{(0,037-0,335\bar{r}_0)} \left[1 - \left(\frac{x_{\text{Н.У}}}{x} \right)^{(1,106-0,385\bar{r}_0)} \right]^{-1/16} \text{Re}_{\text{ВХ}}^{0,892}; \quad (18)$$

при $m_0 > 1$

$$\text{Nu} = 0,0274(1,11 - 0,36\bar{r}_0)^{1/16} \bar{r}^{0,272} m_0^{-1,019} \bar{f}_{\text{ВХ}}^{0,167} k k_{\text{ВЫХ}} \times \\ \times (2\bar{x}\bar{h}_{\text{ВХ}} / \bar{r}_0)^{(0,0345-0,335\bar{r}_0)} \left[1 - \left(\frac{x_{\text{Н.У}}}{x} \right)^{(1,11-0,36\bar{r}_0)} \right]^{-1/16} \text{Re}_{\text{ВХ}}^{0,887}. \quad (19)$$

Аналогичным образом можно получить уравнение для расчета локальных коэффициентов теплоотдачи, заменив в диапазоне $\bar{f}_{\text{ВХ}} = (1,42...10,14) \cdot 10^{-2}$ два уравнения для c_f одним

$$c_f = (0,025 - 0,123 \bar{f}_{\text{ВХ}}) \text{Re}_{\delta}^{-2/15}, \quad (20)$$

и воспользовавшись формулами для $\bar{\delta}$ и \bar{v}_{δ} из работы [1]:

$$\text{Nu} = 0,0287(1 - 4,92\bar{f}_{\text{ВХ}})^{0,94} \bar{f}_{\text{ВХ}}^{0,346} \bar{h}_{\text{ВХ}}^{-0,561} k k_{\text{ВЫХ}} \bar{x}^{-0,264} \times \\ \times \left[1 - \left(\frac{x_{\text{Н.У}}}{x} \right)^{0,785} \right]^{-1/16} \text{Re}_{\text{ВХ}}^{0,879}, \quad (21)$$

где

$$k = 0,5 + 9,5 \bar{f}_{\text{ВХ}} - 0,16 \bar{L}_{\text{к}}. \quad (22)$$

Коэффициент k имеет примерно такую же величину, что и поправка (16).

Из уравнений (18), (19) можно получить расчетные зависимости для определения среднего коэффициента теплоотдачи на полной длине спиральной траектории движения струи $\bar{X} = X / h_{\text{ВХ}}$:

при $m_0 \leq 1$

$$\text{Nu} = k k_{\text{ВЫХ}} k_{\text{Т1}} \bar{X}^{k_1} \text{Re}_{\text{ВХ}}^{0,892}, \quad (23)$$

где $k_{\text{Т1}} = 0,0191(1,106 - 0,385\bar{r}_0)^{-15/16} \bar{r}_0^{0,192} m_0^{0,341} \bar{f}_{\text{ВХ}}^{0,094} (2\bar{h}_{\text{ВХ}} / \bar{r}_0)^{k_1}$;

$$k_1 = 0,037 - 0,335 \bar{r}_0;$$

при $m_0 > 1$

$$\text{Nu} = k k_{\text{ВЫХ}} k_{\text{Т2}} \bar{X}^{k_2} \text{Re}_{\text{ВХ}}^{0,887}, \quad (24)$$

где $k_{T2} = 0,0294(1,11 - 0,36\bar{r}_0)^{-15/16} \bar{r}_0^{0,272} m_0^{1,019} \bar{f}_{\text{BX}}^{0,167} (2\bar{h}_{\text{BX}} / \bar{r}_0)^{k_2}$;
 $k_2 = 0,0345 - 0,335 \bar{r}_0$;

Аналогичным образом из уравнения (21) для расчета среднего числа Нуссельта получена зависимость

$$\text{Nu} = k k_{\text{БВХ}} k_{T3} \bar{X}^k \text{Re}_{\text{BX}}^{0,879}, \quad (25)$$

где $k_{T3} = 0,039(1 - 4,92\bar{f}_{\text{BX}})^{0,94} \bar{f}_{\text{BX}}^{0,346} \bar{h}_{\text{BX}}^{-0,561}$;
 $k_3 = -0,264$.

Для вычисления полной длины траектории движения струи в уравнениях (23)-(25) можно использовать зависимость

$$\bar{X} = 0,413 \bar{f}_{\text{BX}}^{-1,135} \left[+ 4,685 \bar{f}_{\text{BX}}^{0,154} \left(\bar{z}_{\text{к}} - \bar{z}_{\text{BX}} \right) \right], \quad (26)$$

где \bar{z}_{BX} – относительное расстояние между осью входных шлицев и ближайшему к ним выходному торцу циклонной камеры,
 $\bar{z}_{\text{BX}} = z_{\text{BX}} / D_{\text{к}}$.

На рис. 2 выполнено сопоставление уравнений (23)-(25) с опытными данными [5]. (В табл. 1 приведены значения геометрических параметров циклонных камер, на которых выполнены экспериментальные исследования, и им обозначения опытных точек, соответствующих рис. 2, 4).

Из рис. 2 видно, что в рассмотренных диапазонах изменения режимных и геометрических параметров циклонных камер наблюдается вполне удовлетворительное совпадение расчетных зависимостей с экспериментальными данными. Отклонение между ними для большинства точек не превышает $\pm 12 \dots 14 \%$. Исключение, как и для поправочных коэффициентов (16), (17), составляют данные, относящиеся к крайним значениям геометрических параметров исследованных вариантов циклонных камер, а также опыты при малых значениях $\text{Re}_{\text{BX}} < 5 \cdot 10^4$.

В уравнениях (18), (23) выражение $(1,106 - 0,385\bar{r}_0)^{1/16} \bar{r}_0^{0,192} (2 / \bar{r}_0)^{(0,037 - 0,335 \bar{r}_0)}$ в интервале изменения $\bar{r}_0 = 0,747 \dots 0,830$, имевших место в опытах при $m_0 \leq 1$ ($\bar{f}_{\text{BX}} = 0,0404$ и $0,0202$) с точностью $\pm 0,8 \%$, можно заменить постоянным множителем $0,763$. Приняв согласно [1] $m_0 = 4,768 \bar{f}_{\text{BX}}^{0,509}$ и из конструктивных особенностей экспериментальной установки $\bar{h}_{\text{BX}} = 1,97 \bar{f}_{\text{BX}}$, выражение $m_0^{0,341} \bar{f}_{\text{BX}}^{0,094} \bar{h}_{\text{BX}}^{(0,037 - 0,335\bar{r}_0)}$ = $1,414 (1,97 \bar{f}_{\text{BX}})^{(0,305 - 0,335 \bar{r}_0)}$ в интервале $\bar{f}_{\text{BX}} = (2,02 \dots 4,04) \cdot 10^{-2}$ с точностью $\pm 2,6 \%$ можно заменить числом $1,265$. В указанных диапазонах изменения геометрических характеристик циклонной камеры коэффициент $k = 0,88 \pm 0,097$. С учетом отмеченного выше, при отсутствии необогреваемого участка уравнения (18), (19), (21) для расчета локальных коэффициентов теплоотдачи и (23) - (25) для средних примут следующий вид:

$$\text{Nu} = A k_{\text{БВХ}} \bar{x}^{k_i} \text{Re}_{\text{BX}}^n, \quad (27)$$

$$\text{Nu} = \frac{A}{k_i + 1} k_{\text{БВХ}} \bar{X}^{k_i} \text{Re}_{\text{BX}}^n, \quad (28)$$

где A , k_i и n – постоянные, значения которых приведены в табл. 2.

На рис. 3 приведены результаты обобщения опытных данных, отражающих влияние на показатель степени n параметра m_0 и продольной координаты $\bar{z} = z / D_k$ в зависимости $Nu(Re_{вх}^n)$. Показатель степени n определяли методом наименьших квадратов. Видно, что на расчетном участке движения струйного потока n зависит от относительной входной площади камеры или параметра m_0 и удаленности рассматриваемого сечения от входных шлицев. С учетом данного обстоятельства и влияния неавтономности течения на теплоотдачу [5] уравнению (28) можно придать вид, еще более приближенный к экспериментальным данным за счет коррекции по ним показателя n . В этом случае численные значения коэффициентов A , k_i , n , диапазон чисел Рейнольдса, в котором справедливо скорректированное уравнение (28), в зависимости от относительной скорости спутного потока следует выбирать из табл. 3.

На рис. 4 выполнено сопоставление уравнения (28) без коррекции (сплошные линии) и с коррекцией (штриховые) показателя n с опытными данными [5]. Получено вполне удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных данных. Интересно отметить, что значения средних коэффициентов теплоотдачи, вычисленных по уравнению (28) и по ранее полученному для этой же задачи при другом способе определения n , и формуле для c_f , приведенной в работе [5], близки.

Выводы:

1. На основе струйной модели течения проанализированы особенности теплоотдачи на боковой поверхности циклонных камер с торцевым выводом газов.

2. Получены расчетные уравнения для локальных и средних чисел Нуссельта. Сопоставление их с опытными данными показало вполне удовлетворительное совпадение.

3. Уравнения могут быть рекомендованы для инженерных расчетов теплоотдачи на боковой поверхности рабочего объема циклонных камер с торцевым выводом газов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. Сабуров Э.Н., Загоскина Т.Г. Исследование потока в периферийной области циклонных камер // Лесн. журн.-1994.- №5-6. - С. 171-182. - (Изв. высш. учеб. заведений). [2]. Сабуров Э.Н., Карпов С.В. Циклонные устройства в деревообрабатывающем и целлюлозно-бумажном производстве / Под ред. Э.Н. Сабурова. -М.: Экология, 1993. - 368 с. [3]. Сабуров Э.Н., Леухин Ю.Л. Аэродинамика и теплообмен закрученного потока в цилиндрической камере // Инж.-физ. журнал. -1985.- Т.48, № 3.- С. 369 - 375. [4]. Сабуров Э.Н., Орехов А.Н. Исследование теплоотдачи в циклонных камерах большой относительной длины // Лесн. журн. - 1994. -№ 2. -С. 124 - 135. -(Изв. высш. учеб. заведений). [5]. Сабуров Э.Н. Циклонные нагревательные устройства с интенсифицированным конвективным теплообменом. - Архангельск: Сев.-Зап. кн. изд-во, 1995.- 341 с. [6]. Стерлигов В.В. Исследование на модели конвективного теплообмена в секционных печах: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - Новокузнецк, 1972. - 20 с. [7]. Сухович Е.П. Аэродинамика и конвективный теплообмен в вихревой камере: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - Рига, 1970. - 25 с. [8]. Тонконогий А.В., Вышенский В.В. Исследование конвективного теплообмена на моделях циклонных камер // Пробл. теплоэнергетики и прикладной теплофизики. - Алма-Ата: Наука КазССР, 1964. - Вып.1. - С.189-205. [9].

Поступила 13 марта 1997 г.

Таблица 1

Геометрические характеристики циклонной камеры и
 обозначения соответствующих им опытных данных

Ва- ри- ант	$\bar{f}_{ex} \cdot 10^2$	$\bar{h}_{ex} \cdot 10^2$	$\bar{d}_{вых}$	\bar{L}_k	Обоз- наче- ние
1	2,02	3,98	0,4	1,65	
2	2,02	3,98	0,4	1,25	
3	2,02	3,98	0,4	0,80	
4	4,04	7,96	0,4	1,65	
5	6,30	12,44	0,3	1,65	
6	6,30	12,44	0,4	1,65	
7	6,30	12,44	0,6	1,65	
8	6,30	12,44	0,7	1,65	
9	6,30	12,44	0,4	1,25	
10	6,30	12,44	0,4	0,80	
11	8,20	16,17	0,4	1,65	
12	10,14	19,95	0,4	1,65	
13	10,14	19,95	0,4	1,25	
14	10,14	19,95	0,4	0,80	

Таблица 2

Значения параметров, входящих в уравнения (27) и (28)

m_o	Re_{ex}	A	k_i	n
≤ 1	$1,0 \cdot 10^5 \dots 6,3 \cdot 10^5$	0,0157	k_1	0,892
> 1	$2,5 \cdot 10^4 \dots 6,3 \cdot 10^5$	0,0166	k_2	0,887
0,62...1,33	$2,5 \cdot 10^4 \dots 6,3 \cdot 10^5$	0,0198	k_3	0,879

Таблица 3

Значения параметров, входящих в скорректированное
 по опытным данным уравнение (28)

m_o	Re_{ex}	A	k_i	n
≤ 1	$1,0 \cdot 10^5 \dots 6,3 \cdot 10^5$	0,0479	k_1	0,80
	$1,1 \cdot 10^5 \dots 6,3 \cdot 10^5$	0,1324	k_2	0,72
	$2,5 \cdot 10^4 \dots 1,1 \cdot 10^5$	0,7579	k_2	0,57

0,62...1,33	$1,1 \cdot 10^5 \dots 6,3 \cdot 10^5$	0,1133	k_3	0,74
	$2,5 \cdot 10^4 \dots 1,1 \cdot 10^5$	0,8177	k_3	0,57