

КРАТКИЕ СООБЩЕНИЯ И ОБМЕН ОПЫТОМ

УДК 536.244.45

Э.Н. САБУРОВ, С.В. КАРПОВ, Н.В. СМОЛИНА

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, Академии наук экологии и безопасности жизнедеятельности (МАНЭБ), 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.



Карпов Сергей Васильевич родился в 1945 г., окончил в 1967 г. Архангельский лесотехнический институт, кандидат технических наук, профессор кафедры теплотехники Архангельского государственного технического университета. Имеет более 100 научных трудов в области исследования теплофизических основ работы циклонных устройств различного технологического назначения.



Смолина Наталья Владимировна родилась в 1969 г., окончила в 1991 г. Архангельский лесотехнический институт, ассистент кафедры теплотехники Архангельского государственного технического университета. Имеет 7 научных трудов в области исследования теплофизических основ работы циклонных устройств различного технологического назначения.

ТЕПЛОТДАЧА НА БОКОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ РАБОЧЕГО ОБЪЕМА ЦИКЛОННЫХ КАМЕР С ДВУХСТОРОННИМ ТОРЦЕВЫМ ВЫВОДОМ ГАЗОВ

Рассмотрены особенности теплоотдачи на боковой поверхности циклонных устройств с двухсторонним торцевым выводом газов при варьировании всех их основных режимных и геометрических характеристик; разработаны обобщенные уравнения подобия для расчета локальных и средних коэффициентов теплоотдачи.

The peculiarities of heat exchange on the lateral surface of vortex devices with double acting frontal extraction of gases have been investigated under variation of their main mode and geometrical characteristics. The generalized equations of similarity are elaborated for calculating local and mean heat exchange coefficients.

Независимо от назначения циклонных камер, используемых в целлюлозно-бумажной и химической промышленности, важное значение для организации технологического процесса имеет интенсивность конвективного теплообмена на боковой поверхности их рабочего объема. Теплоотдача на боковой поверхности циклонных камер с односторонним выводом газов изучена достаточно полно [1, 4, 7–10]. Однако в литературе отсутствуют какие-либо данные по конвективному теплообмену в циклонных устройствах с двухсторонним отводом потока.

Цель настоящей работы – восполнить этот пробел, проанализировать влияние конструктивных параметров на интенсивность теплоотдачи боковой поверхности циклонов, получить расчетные уравнения для определения местных и средних коэффициентов теплообмена.

Исследование особенностей теплоотдачи циклонной камеры [5] с двухсторонним торцевым выводом газов выполнено на экспериментальном стенде, позволяющем варьировать в широком диапазоне ее относительные (по отношению к диаметру рабочего объема камеры $D_k = 160$ мм) размеры: длину $\bar{L}_k = L_k/D_k$, диаметр выходных торцевых отверстий $\bar{d}_{\text{вых}} = d_{\text{вых}}/D_k$, площадь входа потока $\bar{f}_{\text{вх}} = 4 f_{\text{вх}} / (\pi D_k^2)$. Теплоотдачу изучали методом изменения агрегатного состояния греющего агента – водяного пара [8,9]. Калориметр представлял из себя передвижную секцию. Его внутренний диаметр равен диаметру рабочего объема циклонной камеры. Рабочий (измерительный) участок калориметра имел длину 80 мм.

Исследованию теплоотдачи предшествовали опыты по изучению распределений скорости закрученного потока в пограничном слое на боковой поверхности рабочего объема рассматриваемой циклонной камеры. Для этих целей применяли специальную трехканальную плоскую микротрубку [8, 9].

Исследование касательного напряжения трения τ_w на поверхности выполнено по методу «трубка – выступ» [3], ранее использовавшемуся для аналогичных целей [8]. Число датчиков определяли из соображений надежности получаемых распределений $\tau_w(x)$ (x – координата, направленная вдоль поверхности по траектории движения потока вниз). Сечения замеров τ_w и скорости в пограничном слое совпадали. Опытами было установлено, что, как и в обычных циклонных камерах, в рассматриваемых распределение полной скорости v в пограничном слое может быть описано формулой

$$\bar{v} = \eta^k, \quad (1)$$

где \bar{V} – безразмерная полная скорость потока, $\bar{V} = v / v_\delta$;
 v_δ – полная скорость потока на границе пристенного пограничного слоя;
 η – безразмерная координата, нормальная к боковой поверхности камеры,
 $\eta = y / \delta$;
 y – безразмерная координата;
 δ – толщина пограничного слоя;
 k – показатель степени;

а также формулой

$$v^+ = A \ln(y^+) + B, \quad (2)$$

где v^+ – безразмерная отнесенная к динамической полная скорость потока,
 $v^+ = v / (\tau_w / \rho)^{0.5}$;
 A, B – постоянные;
 y^+ – безразмерная координата, $y^+ = (y / \nu)(\tau_w / \rho)^{0.5}$;
 ν – кинематический коэффициент вязкости воздуха;
 ρ – плотность воздуха.

Показатель степени в аппроксимации (1) в общем случае уменьшается по мере продвижения потока (периферийного обратного вихря) к среднему сечению камеры [9]. В сечениях, ближайших к месту ввода потока в камеру, его величина составляет 1/11, а в ближайших к среднему – 1/15. Эти результаты близки к ранее полученным в работах [7–9]. В совокупности с ними они свидетельствуют о сложной зависимости k от продольной координаты. Однако, на данном этапе исследований будем за определяющее принимать, как и в работах [7–9], среднее значение k для всей траектории. К аналогичному результату можно прийти, анализируя универсальные распределения v^+ .

Установлено, что в формуле (1) показатель $k = 1/13$. В формуле (2) в турбулентном ядре потока ($40 \leq y^+ \leq \delta^+$, где $\delta^+ = 600$) постоянные $A = 1,15$, $B = 11,20$, в области вязкого подслоя ($0 \leq y^+ \leq 5$) и промежуточного слоя ($5 \leq y^+ \leq \delta_{п.с}^+$, где $\delta_{п.с}^+ = (\delta_{п.с} / \nu)(\tau_w / \rho)^{0.5} = 40$ – безразмерная толщина промежуточного слоя) полученные распределения удовлетворительно соответствуют зависимостям, обычно наблюдаемым в этих областях на поверхности пластины и в трубах [9]. Заметим, что значения τ_w , использовавшиеся для построения универсальных распределений, вычисляли по полученной нами эмпирической формуле

$$C_{f\delta} = 0,03 \text{Re}_\delta^{-0,178}, \quad (3)$$

где $C_{f\delta}$ – коэффициент сопротивления трения, $C_{f\delta} = 2 \tau_w / (\rho v_\delta^2)$;

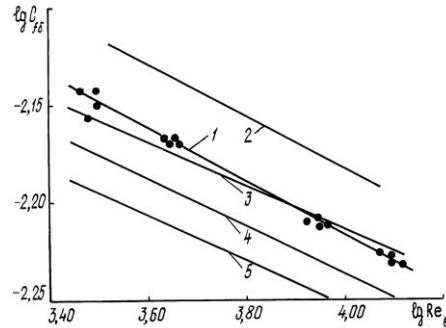
Re_δ – число Рейнольдса, $\text{Re}_\delta = v_\delta \delta / \nu$.

Отклонение большинства экспериментальных точек от обобщающей кривой построенной по формуле 3 (линия 1, рис. 1), не превышает $\pm 4\%$. На рис. 1 для сравнения приведены также данные для пластины 2, обтекаемой полуограниченной струей [10], коротких камер (3) с торцевым выводом газов ($\bar{L}_k = 1,65$) [5], длинных камер 4 с односторонним торцевым выводом газов ($\bar{L}_k = 2,63$) [8] и циклонных камер с периферийным выводом 5 газов ($\bar{L}_k = 1,57$) [7].

Из рис. 1 видно, что интенсивность поверхностного трения в циклонах с двухсторонним выводом газов, меньшая чем на пластине в плоскопараллельном потоке, в целом выше, чем в циклонных устройствах различной относительной длины с односторонней торцевой и периферийной системами отвода потока.

С помощью формул (2), (3) выполним анализ рассматриваемой задачи теплообмена. Для этой цели применим методику [7–9], ранее используемую для решений

Рис. 1. Коэффициент сопротивления трения на боковой поверхности циклонных камер с двухсторонним (1) и периферийным (5) выводом газов, пластины (2), короткой (3) и длинной (4) камер с торцевым выводом газов



аналогичных по постановке задач конвективного теплообмена и схеме движения струйного потока. Течение у боковой поверхности рабочего объема циклонной камеры с двухсторонним выводом газов представим в виде развитого турбулентного струйного потока, распространяющегося у криволинейной стенки с постоянным радиусом продольной кривизны R_w . Используя полученные в опытах распределения скорости (2), найдем распределения температуры в пограничном слое пристенного струйного потока:

при $0 \leq y^+ \leq 5$

$$v^+ = \text{Pr} y^+; \quad (4)$$

при $5 \leq y^+ \leq 40$

$$v^+ = 5 \text{Pr}_{\tau\delta} \ln [1 + \text{Pr} / \text{Pr}_{\tau\delta} (y^+ / 5 - 1)] + 5 \text{Pr}; \quad (5)$$

при $40 \leq y^+ \leq \delta^+$

$$v^+ = 5 \text{Pr}_{\tau\delta} \ln [(1 + 7 \text{Pr} / \text{Pr}_{\tau\delta}) + 0,23 \ln(y^+ / 40)] + 5 \text{Pr}, \quad (6)$$

где v^+ – безразмерная избыточная температура, $v^+ = (v \rho c_p / q_w)(\tau_w / \rho)^{0,5}$;

v – избыточная температура среды, $v = T - T_w$;

T – температура среды;

T_w – температура поверхности теплообмена (стенки);

c_p – теплоемкость среды при постоянном давлении;

q_w – плотность теплового потока на стенке;

Pr – физическое число Прандтля;

$\text{Pr}_{\tau\delta}$ – турбулентное число Прандтля.

Подставив в выражение (6) вместо y^+ значение δ^+ , определим безразмерный температурный напор в пристенном пограничном слое:

$$v_{\delta}^+ = 5 \text{Pr}_{\tau\delta} \ln [(1 + 7 \text{Pr} / \text{Pr}_{\tau\delta}) + 0,62] + 5 \text{Pr}, \quad (7)$$

где $v_{\delta}^+ = (v_{\delta} \rho c_p / q_w)(\tau_w / \rho)^{0,5}$;

v_{δ} – температура среды на границе теплового пограничного слоя;

T_{δ} – температура на границе пристенного пограничного слоя.

Известные q_w и v_{δ}^+ позволяют получить [8] расчетное уравнение теплоотдачи:

$$\text{Nu} = \frac{0,131 \text{Pr} \text{Re}_{\text{вх}}^{0,921} \bar{x}^{-0,49}}{\text{Pr}_{\tau\delta} [\ln(1 + 7 \text{Pr} / \text{Pr}_{\tau\delta}) + 0,62] + \text{Pr}}, \quad (8)$$

где Nu – число Нуссельта, $\text{Nu} = \alpha_k D_k / \lambda$;

α_k – локальный коэффициент теплоотдачи;

λ – теплопроводность греющих газов;

$Re_{вх}$ – число Рейнольдса, $Re_{вх} = v_{вх} D_k / \nu_{вх}$;

\bar{x} – безразмерная текущая координата, $\bar{x} = x / D_k$.

Принимая для воздуха $Pr = 0,72$, $Pr_{гб} = 0,9$ (из условия наилучшего совпадения опытных и расчетных данных), преобразуем уравнение (8) к виду

$$Nu = 0,032 Re_{вх}^{0,92} \bar{x}^{-0,49}. \quad (9)$$

Таблица 1

**Геометрические и режимные характеристики камеры
и результаты опытов**

Номер вари- анта	$\bar{d}_{ввых}$	$\bar{f}_{вх}$	\bar{L}_k	\bar{z}	$Re_{вх} \cdot 10^{-5}$	$\alpha_{кз}$ Вт/(м ² ·К)	Nu	Приме- чание*
1	0,2	0,04	5,25	1,13	1,0...2,6	40,8...81,2	253...506	
2	0,4	0,02	5,25	1,13	2,0...6,0	48,4...90,5	304...570	
3	0,4	0,04	5,25	1,13	1,8...4,5	54,0...113,9	334...709	
4	0,4	0,06	5,25	1,13	0,9...3,6	31,3...91,1	196...575	
5	0,4	0,08	5,25	1,13	0,8...3,0	36,1...81,0	288...530	
6	0,6	0,04	5,25	1,13	1,3...5,0	46,8...119,7	291...746	
7	0,8	0,04	5,25	1,13	1,4...5,4	39,4...109,0	244...679	
8	0,2	0,04	5,25	0,88	1,0...2,6	39,5...69,5	249...433	
9	0,4	0,04	5,25	0,88	1,8...4,5	42,7...87,8	264...544	
10	0,6	0,04	5,25	0,88	1,3...5,0	40,0...101,7	250...635	
11	0,8	0,04	5,25	0,88	1,4...5,4	39,1...80,0	242...499	
12	0,2	0,04	5,25	0,63	1,0...2,6	38,7...75,8	242...476	
13	0,4	0,04	5,25	0,63	1,8...4,5	38,6...87,6	236...546	
14	0,6	0,04	5,25	0,63	1,3...5,0	36,7...86,1	224...536	
15	0,8	0,04	5,25	0,63	1,4...5,4	26,0...76,9	162...481	
16	0,2	0,04	5,25	0,38	1,0...2,6	32,6...63,2	200...389	
17	0,4	0,04	5,25	0,38	1,8...4,5	36,0...77,1	219...474	
18	0,6	0,04	5,25	0,38	1,3...5,0	28,7...74,3	178...462	
19	0,6	0,04	5,25	0,38	1,4...5,1	33,6...83,9	207...517	
20	0,6	0,04	5,25	0,38	1,8...5,0	30,4...84,9	188...526	
21	0,6	0,04	5,25	0,38	1,4...5,0	31,3...81,2	192...480	
22	0,6	0,04	5,25	0,38	1,5...5,2	29,3...83,3	178...512	
23	0,8	0,04	5,25	0,38	1,4...5,4	23,6...67,5	144...415	
24	0,8	0,04	5,25	0,38	1,5...5,5	20,3...83,1	155...511	
25	0,4	0,04	18,0	7,50	1,3...5,0	44,8...124,6	276...770	
26	0,4	0,04	12,5	4,80	1,3...5,0	43,5...123,4	266...760	
27	0,4	0,04	9,00	3,00	1,3...5,0	41,8...115,2	255...707	
28	0,4	0,04	18,0	0	1,3...5,0	19,5...44,0	120...270	
29	0,4	0,04	12,5	0,25	1,3...5,0	22,2...57,5	137...353	
30	0,4	0,04	9,00	0	1,3...5,0	26,5...67,9	163...400	

* Обозначения опытных данных для рис. 2.

Известные распределения $\alpha_k(\bar{x})$, $Nu(\bar{x})$ позволяют определить среднеинтегральные значения коэффициента теплоотдачи α_{cp} и числа Нуссельта $Nu_{cp} = \alpha_{cp} D_k / \lambda$ на полной безразмерной расчетной длине спиральной траектории движения потока $\bar{X} = X/h_{вх}$. Например, при отсутствии начального необогреваемого участка, используя формулу (9), найдем

$$Nu_{cp} = 0,063 Re_{вх}^{0,921} \bar{X}^{-0,49}. \quad (10)$$

Результаты опытов, представленные в табл. 1 и в виде зависимости Nu от $Re_{вх}$, приведены на рис. 2 ($\bar{z} = z / D_k$ – безразмерная осевая координата, совпадающая с осью камеры и отсчитываемая от ее среднего сечения).

Как установлено, интенсивность теплоотдачи на боковой поверхности рабочего объема камер снижается с ростом координаты \bar{x} (табл. 2), что подтверждено сопоставлением опытных данных с зависимостью (9) и с рекомендациями для камер с односторонним торцевым [8] и периферийным [7] выводом газов.

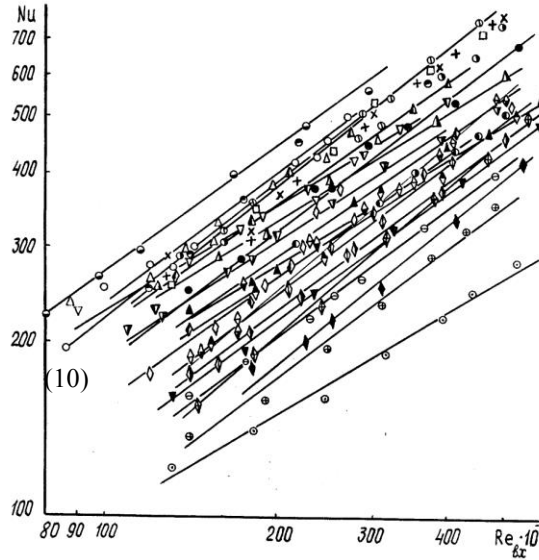


Рис. 2. Локальная теплоотдача на боковой поверхности циклонных камер с двухсторонним выводом газов (обозначения приведены в табл. 1)

Таблица 2

Изменение числа Nu вдоль траектории движения потока ($Re_{вх} = 4,2 \cdot 10^5$)

Безразмерная координата \bar{x}	Опытные данные	Расчетные данные (9)	Полученные ранее данные	
			[8]	[7]
46,8	710	702	640	880
72,4	613	591	496	693
91,2	548	514	424	601
106,6	477	488	392	567

Таблица 3

Изменение показателя степени n вдоль траектории движения потока

Безразмерная координата \bar{x}	Численные значения n при различных $\bar{d}_{вх}$			
	0,2	0,4	0,6	0,8
46,8	0,78	0,79	0,77	0,75
72,4	0,77	0,78	0,75	0,71
91,2	0,77	0,78	0,78	0,75
106,6	0,81	0,79	0,81	0,82

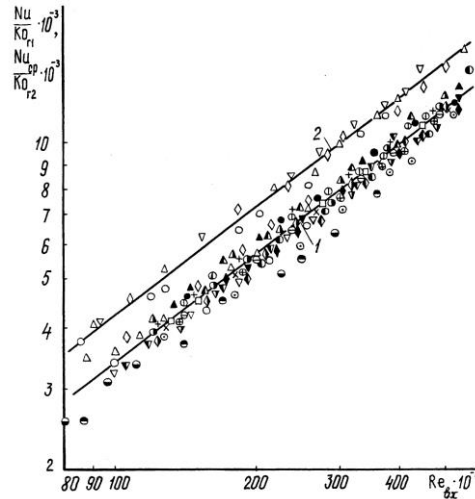


Рис. 3. Сопоставление экспериментальных данных с рассчитанными по формулам (12) – кривая 1 и (13) – кривая 2

верхности, находящейся рядом с закручивателем ($\bar{x} = 46,8 \dots 91,2$). В средних сечениях камеры ($0 \leq \bar{z} \leq 0,25$) наблюдали уменьшение ее в 2 раза при изменении \bar{L}_k от 5,25 до 18,00.

Первоначально полученные в работе данные были обработаны при среднем статистическом значении показателя $n = 0,78$ в виде зависимости локального и среднего чисел Нуссельта от Re_{vx} и безразмерных геометрических параметров камеры. Для расчета коэффициентов теплоотдачи предложены следующие уравнения: для локальных

$$Nu = 0,45 Re_{vx}^{0,78} Ko_{r1}, \quad (12)$$

для средних

$$Nu_{cp} = 0,75 Re_{vx}^{0,78} Ko_{r2}. \quad (13)$$

Здесь $Ko_{r1} = \bar{f}_{vx}^{0,44} / (\bar{d}_{vbx}^{0,25} \bar{L}_k^{0,018} \bar{x}^{0,4})$, $Ko_{r2} = \bar{f}_{vx}^{0,44} / (\bar{d}_{vbx}^{0,25} \bar{L}_k^{0,018} \bar{x}^{0,4})$ – геометрические безразмерные комплексы.

Отклонение опытных точек (рис. 3) от расчетной кривой (12) не превышает $\pm 12\%$, а от кривой (13) – $\pm 5\%$.

Если принять $n = 0,8$, то формулы (12), (13) примут следующий вид:

$$Nu = 0,33 Re_{vx}^{0,78} Ko_{r1}; \quad (14)$$

$$Nu_{cp} = 0,55 Re_{vx}^{0,78} Ko_{r2}. \quad (15)$$

Из формул (12)–(15) видно, что на боковой поверхности камер с двухсторонним выводом газов коэффициент теплоотдачи увеличивается (при прочих равных условиях) с ростом площади входа потока и высоты входных шлицев ($\alpha_k \sim \bar{f}_{vx}^{0,44}$ и $\alpha_k \sim h_{vx}^{0,4}$) и уменьшается с ростом диаметра выходного отверстия ($\alpha_k \sim \bar{d}_{vbx}^{-0,25}$). Увеличение длины камеры и продольной координаты приводит к снижению интенсивности теплоотдачи (соответственно $\alpha_k \sim \bar{L}_k^{-0,018}$ и $\alpha_k \sim \bar{x}^{-0,4}$). Интенсивность теплоотдачи также снижается с увеличением диаметра камеры: при $n = 0,78$ – пропорционально $D_k^{-0,832}$, а при $n = 0,8$ – пропорционально $D_k^{-0,812}$.

В экспериментальной зависимости

$$Nu = A Re_{vx}^n \quad (11)$$

показатель степени n оказывается неоднозначно зависящим от продольной координаты \bar{x} (табл. 3).

На интенсивность теплоотдачи оказывают влияние все геометрические характеристики камеры. Так, с увеличением \bar{d}_{vbx} от 0,2 до 0,8 интенсивность конвективного теплообмена на боковой поверхности рабочего объема снижается на 20%, а при уменьшении \bar{f}_{vx} от 0,08 до 0,02 – на 45%. Показатель степени n в этом случае изменяется от 0,70 до 0,66 и имеет максимальное значение равное 0,82 при $\bar{f}_{vx} = 0,04$. Безразмерная длина камеры слабо влияет на теплоотдачу на части боковой по-

Полученные в работе данные позволяют для расчета использовать и схему решения [1, 9], следуя которой имеем

$$Nu_x = 0,046 Re_x^+, \quad (16)$$

где Nu_x – число Нуссельта, $Nu_x = \alpha_k x / \lambda$;
 Re_x^+ – число Рейнольдса, $Re_x^+ = (\tau_w / \rho)^{0,5} x / \nu$.

Расчет средних коэффициентов теплоотдачи проведен аналогично

$$Nu_{cp} = 0,046 Re^+, \quad (17)$$

где Nu_{cp} – число Нуссельта, $Nu_{cp} = \alpha_k D_k / \lambda$;
 Re^+ – число Рейнольдса, $Re^+ = (\tau_w / \rho)^{0,5} D_k / \nu$.

На рис. 4 приведено сопоставление опытных данных с результатами расчета по уравнению (17) и с зависимостями, рекомендуемыми в работах [1, 9]. Расхождение значений Nu , определяемых по кривым 1, 2, вероятно, связано главным образом с погрешностью эксперимента. Снижение Nu (при $Re^+ = const$) для обтекания выпуклой поверхности [9] (круглый цилиндр, соосный с рабочим объемом камеры) в большей степени определяется стабилизирующим влиянием центробежных сил, особенно для условий сконцентрированного (сосредоточенного) у цилиндрической поверхности потока (кривая 4).

Таким образом, в результате выполненного исследования установлено следующее.

1. Теплоотдача на боковой поверхности циклонных устройств с двухсторонним выводом газов отличается высокой интенсивностью.

2. В результате обобщения опытных данных, полученных при варьировании всех основных режимных и геометрических характеристик, разработаны обобщенные уравнения подобия для расчета локальных и средних коэффициентов теплоотдачи на боковой поверхности циклонных камер с двухсторонним выводом газов.

3. Полученное в работе хорошее совпадение расчетных и опытных данных по теплоотдаче на боковой поверхности циклонных камер свидетельствует о надежности результатов и позволяет рекомендовать их для практического использования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. Бухман М.А., Устименко Б.П. К расчету конвективного теплообмена в циклонной камере // Проблемы теплоэнергетики и прикладной теплофизики. - Алма-Ата, 1971. - Вып.7. - С.213-219. [2]. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчетам: (Ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). / Под общ. ред. П.Л. Кириллова. - М.: Энергоатомиздат, 1984. - 192 с. [3]. Репик Е.У., Кузенков В.К. Исследование нового метода опытного определения поверхностного трения в турбулентном погра-

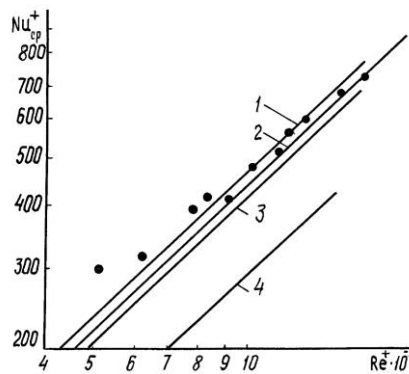


Рис. 4. Сопоставление экспериментальных данных с рассчитанными по формуле (17) (кривая 1) и полученными другими исследователями: 2 – [1], 3, 4 – [9]

ничном слое // Инж.-физ. журн.- 1980.- Т.38, № 2.- С.197-200. [4]. Сабуров Э.Н., Карпов С.В., Осташев С.И. Теплообмен и аэродинамика закрученного потока в циклонных устройствах / Под ред. Э.Н. Сабурова.- Л.: Изд-во ЛГУ, 1989.- 276 с. [5]. Сабуров Э.Н., Карпов С.В., Смолина Н.В. Аэродинамика циклонного устройства с симметричным вводом и двухсторонним торцевым выводом газов // Лесн. журн.- 1998.- № 1.- С. 127-136. – (Изв. высш. учеб. заведений). [6]. Сабуров Э.Н., Карпов С.В. Циклонные устройства в деревообрабатывающем и целлюлозно-бумажном производстве / Под ред. Э.Н. Сабурова.- М.: Экология, 1993.- 368 с. [7]. Сабуров Э.Н., Леухин Ю.Л. Аэродинамика и теплообмен закрученного потока в цилиндрической камере // Инж.-физ. журн. - Т.48, № 3.- С.369-375. [8]. 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). [9]. Сабуров Э.Н. Циклонные нагревательные устройства с интенсифицированным конвективным теплообменом. - Архангельск: Сев.-Зап. кн. изд-во, 1995.- 344 с. [10]. Сакипов З.Б. Теория и методы расчета полуограниченных струй и настильных факелов.- Алма-Ата: Наука КазССР, 1978.- 204 с. [11]. Справочник по теплообменникам / Пер. с англ. под ред. О.Г. Мартыненко и др.- М.: Энергоатомиздат, 1987.- Т.2.- 352 с.

Поступила 24 марта 1998 г.