

N.S. Gorbova, K.G. Bogolitsyn, D.S. Kosyakov

Development of the Potentiometric Method for Determining Ionization Constants of Model Lignin Compounds in Dimethyl Sulphoxide and its Mixtures with Water

The technique has been developed for potentiometric estimation of the ionization constants for model compounds of the lignin structural link in the mixed solution of dimethyl sulphoxide - water.

УДК 533.601

Э.Н. Сабуров, Ю.Л. Леухин, С.И. Осташев

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 тепломассообмена в аппаратах различного технологического назначения.



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.



СОПРОТИВЛЕНИЕ ОРЕБРЕННОГО ШИПАМИ КОЛЬЦЕВОГО КАНАЛА РЕКУПЕРАТИВНОГО УСТРОЙСТВА С ЦИКЛОННЫМ ГЕНЕРАТОРОМ ЗАКРУТКИ ПОТОКА

Проанализированы результаты экспериментального исследования аэродинамики и сопротивления оребренного полыми шипами кольцевого канала рекуператора с циклонным генератором закрутки потока. Предложены удобные для практического использования уравнения для расчета сопротивления циклонных рекуперативных устройств и теплообменников подобного типа.

Одним из основных способов повышения эффективности работы рекуперативных устройств на предприятиях целлюлозно-бумажной и деревообрабатывающей промышленности является организация закрученного движения теплоносителя в их кольцевых каналах [2, 4, 5]. Однако, улучшая

теплоотдачу на внешней поверхности кольцевого канала, закрутка теплоносителя может привести к ее уменьшению на внутренней, что значительно снижает возможный общий эффект интенсификации процесса рекуперации. Особенно в тех случаях, когда теплопередающей поверхностью рабочего кольцевого канала служит его внутренняя поверхность.

Известно, что, воздействуя определенным образом на течение в пристенном пограничном слое или на общую турбулентность потока, можно добиться значительного увеличения теплоотдачи и на внутренней поверхности кольцевого канала [1, 3]. При этом важно знать за счет каких дополнительных затрат достигается интенсификация теплопередачи и как при этом изменяется сопротивление устройства.

В статье приведены результаты исследования аэродинамики и сопротивления кольцевого канала с циклонным генератором закрутки, оребренного полыми шипами, которые установлены на его внутренней цилиндрической поверхности.

Исследования выполнены на модели рекуператора (рис. 1). Модель состоит из кольцевой цилиндрической камеры 2, соединенной с кольцевым рабочим каналом 7.

Канал образован наружным 4 и внутренним 5 цилиндрами. Камера – полый гладкостенный металлический цилиндр с внутренним диаметром 259 мм и длиной 126,5 мм, воздух в который может подаваться радиально через патрубок 3 или тангенциально через шлиц 1. В первом случае камера является ресивером, во втором – закручивателем (генератором закрутки) потока – плоской циклонной камерой с односторонним вводом потока. Внутренние размеры шлица и патрубка одинаковы и равны 35×70 мм (большой размер вдоль образующей цилиндра). Наружный диаметр кольцевого канала $d_2 = 184$ мм, внутренний $d_1 = 2r_1 = 152$ мм.

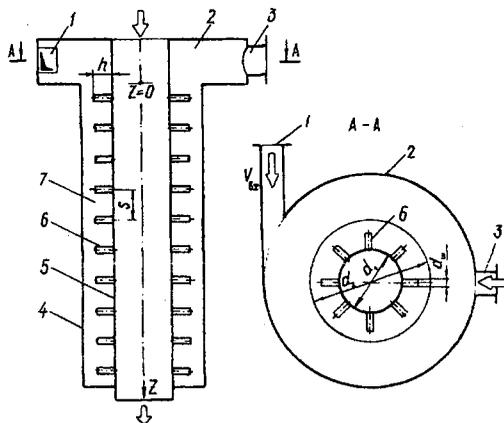


Рис. 1. Схематический чертеж модели рекуператора.

Аэродинамику кольцевого канала исследовали при различных вариантах коридорного расположения шипов 6 с одинаковыми продольным и поперечным шагами S . Варьируемые параметры шипов: диаметр $d_{ш}$, шаг расположения, количество n по периметру, диаметр отверстия в шипе $d_{от}$ (табл. 1). При любых рассмотренных S и n шипы были расположены равно-

* На этапах работы, связанных с постановкой задачи и предварительными опытами (в 1986–1987 гг.), участие принимали сотрудники ДАООТ «Промгаз» проф., докт. техн. наук Е.В. Крейнин и инж. В.В. Козырьков.

Таблица 1

Геометрические характеристики шипов и канала

Вариант	$d_{ш}, мм$	$S, мм$	$d_{от}, мм$	$S/d_{ш}$	$F/F_{гр}$	$n, шт.$	Обозначения
1	0,0	0,0	0	0,00	1,000	0	○
2	6,0	59,7	4	9,95	1,095	8	⊖
3	8,0	59,7	6	7,46	1,133	8	⊕
4	10,0	59,7	8	5,97	1,170	8	⊙
5	12,5	59,7	10	4,78	1,213	8	⦿
6	17,0	59,7	14	3,51	1,293	8	⦿
7	25,0	59,7	21	2,39	1,435	8	⦿
8	31,0	59,7	27	1,93	1,549	8	⦿
9	10,0	159,2	8	15,9	1,027	3	△
10	10,0	79,6	8	7,96	1,100	6	▲
11	10,0	39,8	8	3,98	1,383	12	▲
12	10,0	59,7	0	5,97	1,095	8	+
13	10,0	59,7	2	5,97	1,114	8	×
14	10,0	59,7	4	5,97	1,133	8	×
15	10,0	59,7	6	5,97	1,151	8	◇

Примечание. $F_{гр}$ – площадь внутренней поверхности неоребреного кольцевого канала, F – общая площадь внутренней оребренной поверхности.

мерно по внешнему периметру поперечного сечения внутренней трубы кольцевого канала. Высота шипов была постоянной (10 мм). Опыты выполнены в каждом варианте геометрических характеристик канала при тангенциальной и радиальной подаче воздуха.

На рис. 2 представлены профили безразмерной тангенциальной составляющей скорости потока \bar{w}_φ ($\bar{w}_\varphi = w_\varphi / V_{ср}$, где w_φ – размерная тангенциальная скорость, $V_{ср}$ – средняя скорость потока в канале) в сечениях кольцевого канала, расположенных вблизи закручивателя (при значении безразмерной координаты $\bar{z} = z / d_3 = 1,09$, где $d_3 = d_2 - d_1$) и у выходного торца канала (при $\bar{z} = 25,28$).

Координата z (см. рис. 1) отсчитывается от центра входного сечения внутренней трубы кольцевого канала в сторону выходного торца. Установка шипов на внутренней поверхности кольцевого канала оказывает влияние на характеристики вращающегося потока теплоносителя как в закручивателе, так и в канале. С увеличением диаметра шипов (рис. 2, а) и их количества (рис. 2, б) возрастает стесненность поперечного сечения канала и его сопротивление, что в совокупности с дополнительной турбулизацией потока, связанной с вихреобразованиями при их обтекании, приводит к более интенсивной его раскрутке по длине, чем в гладкостенном канале.

Так, при $d_{ш} = 31$ мм максимальная тангенциальная скорость уже на входе в канал снижается в 2,08 раза, а на выходе из него поток трансформи-

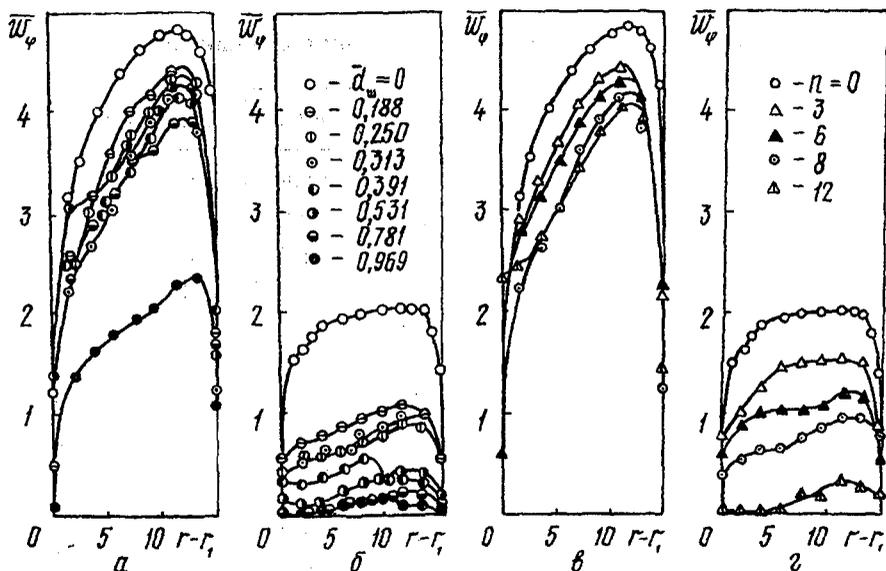


Рис. 2. Распределения тангенциальной скорости на входе и выходе из кольцевого канала при различных значениях $\bar{d}_{ш}$ (а, б) и n (в, г):
 а, в - $\bar{z} = 1,09$; б, г - $\bar{z} = 25,28$

руется в осевой. О снижении крутки вдоль канала можно судить по характеру изменения избыточного безразмерного статического давления $\bar{P}_{с.ст} = P_{с.ст} / \rho V_{ср}^2$ на внешней стенке (рис. 3).

С увеличением $d_{ш}$ возрастает $\bar{P}_{с.ст}$ на входе в канал как при осевом, так и при закрученном течении, а различие в значениях статического давления между ними с ростом \bar{z} уменьшается. При максимальных исследованных диаметрах шипов (25 и 31 мм) и $\bar{z} > 5 \dots 6$ они практически совпадают, что является следствием затухания там вращательного движения.

Общий коэффициент сопротивления рекуперативного устройства $\xi_{вх}$, пропорциональный перепаду полного давления ΔP_n ($\Delta P_n = P_{п.вх} - P_{п.вых}$ - разность пол-

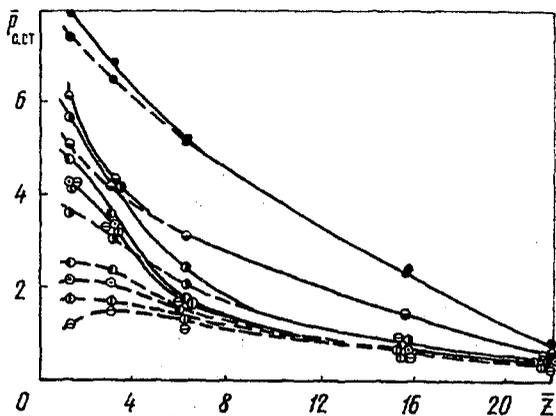


Рис. 3. Изменение безразмерного статического давления $\bar{P}_{с.ст}$ по длине \bar{z} внешней поверхности ошпорованного кольцевого канала (сплошные линии соответствуют закрученному течению, штриховые - осевому; обозначения приведены в табл. 1)

Таблица 2

Коэффициент сопротивления рекуперативного устройства и его составляющие при различных диаметре и числе шипов

Вариант	$\xi_{вх}$	$\xi_{вх}^3$	$\xi_{вх}^к$	$\xi_{вх}^{вых}$
1	2,937	1,308	1,152	0,477
2	2,952	1,565	1,234	0,153
3	2,956	1,638	1,174	0,144
4	3,047	1,659	1,201	0,187
5	3,148	1,746	1,244	0,158
6	3,255	1,885	1,228	0,142
7	3,220	2,060	1,018	0,142
8	3,414	2,302	0,925	0,187
9	3,013	1,463	1,186	0,364
10	3,074	1,509	1,343	0,222
11	3,174	1,720	1,343	0,111
12	3,131	1,676	1,254	0,201
13	3,134	1,655	1,282	0,197
14	3,024	1,613	1,219	0,192
15	3,052	1,614	1,244	0,194

ных давлений потока на входе и выходе из рекуператора) можно представить в виде суммы коэффициентов сопротивления закручивателя $\xi_{вх}^3$, кольцевого канала $\xi_{вх}^к$ и на выходе из него $\xi_{вх}^{вых}$. Их коэффициенты сопротивления определяли по формуле $\xi_{вх}^i = 2\Delta P_n^i / \rho V_{вх}^2$ (ΔP_n^i – перепад полного давления на участке, $V_{вх}$ – средняя скорость потока во входном шлице закручивателя).

В табл. 2 представлены значения коэффициентов сопротивления всего устройства и отдельных его участков при различных $d_{ш}$, n и $d_{от}$. С увеличением количества шипов и их диаметра происходит пропорциональное увеличение общего сопротивления рекуперативного устройства. Так, при $d_{ш} = 10$ мм и $n = 8$ общее сопротивление увеличивается по сравнению с гладкостенным каналом на 4 %, а при $d_{ш} = 31$ мм и $n = 8$ – на 16 %.

Установлено, что диаметр отверстия в шипе (опыты выполнены при $d_{ш}$ и h , равных 10 мм) практически не оказывает влияния на аэродинамические характеристики потока и сопротивление рекуперативного устройства. Влияние геометрии шипов на сопротивление в связи с перестройкой и раскруткой потока можно проанализировать по изменению сопротивления отдельных его участков.

Сопротивление циклонного закручивателя увеличивается с ростом количества шипов и их диаметра, что, вероятно, объясняется ухудшением условий стока закрученного потока в кольцевой канал с более высоким статическим давлением в его входном участке (рис. 3). Для расчета сопротивления закручивателя на основе полученных опытных данных можно рекомендовать уравнение

$$\xi_{вх}^3 / \xi_{вх.гл}^3 = 1 + 0,236 \bar{d}_{ш}^{0,76} n^{0,61}, \quad (1)$$

где $\xi_{\text{вх.гл}}^3$ – коэффициент сопротивления циклонного закручивателя при гладкой внутренней поверхности канала [1, 4];

$$\bar{d}_{\text{ш}} = d_{\text{ш}}/d_3.$$

Сопротивление канала зависит от параметров шипов более сложно. Перестройка потока приводит к перераспределению статического давления по его длине. С ростом $d_{\text{ш}}$ и n увеличивается $\bar{P}_{\text{с.ст}}$ на входе в канал (рис. 3).

Коэффициент сопротивления канала сначала возрастает по сравнению с гладким при $\bar{d}_{\text{ш}} = 0,391 \dots 0,531$ (на 7 ... 8 %), а затем снижается и становится минимальным при $\bar{d}_{\text{ш}} = 0,967$ (на 20 % меньше гладкого). Увеличение количества шипов приводит к росту $\xi_{\text{вх}}^k$.

Сопротивление ошипованного кольцевого канала можно рассчитать по уравнению

$$\xi_{\text{вх}}^k / \xi_{\text{вх.гл}}^k = 1 + 0,0826n^{0,76} \bar{d}_{\text{ш}} (1 - 1,59 \bar{d}_{\text{ш}}), \quad (2)$$

где $\xi_{\text{вх.гл}}^k$ – коэффициент сопротивления канала без шипов [4].

Выходная составляющая сопротивления определяется интенсивностью крутки потока в выходном отверстии. Как следует из опытных данных, в выходном сечении рекуперативного устройства $\bar{P}_{\text{с.ст}}$ меньше, чем в гладком канале, и слабо зависит от диаметра шипов (опыты выполнены при $n = 8$). Коэффициент сопротивления $\xi_{\text{вх}}^{\text{вых}}$ снижается с увеличением n и при $n = 8$ практически не зависит от диаметра шипов, оставаясь на 61 ... 70 % ниже выходной составляющей для гладкого канала $\xi_{\text{вх.гл}}^{\text{вых}}$ [4].

Для определения $\xi_{\text{вх}}^{\text{вых}}$ можно рекомендовать уравнение

$$\xi_{\text{вх}}^{\text{вых}} / \xi_{\text{вх.гл}}^{\text{вых}} = 1 + 0,52 n^{0,71} \bar{d}_{\text{ш}} (1 - 0,22 \bar{d}_{\text{ш}} - 1,06 \bar{d}_{\text{ш}}^{-0,5}). \quad (3)$$

Установлено, что доля закручивателя в общем сопротивлении рекуперативного устройства является наибольшей и увеличивается с ростом диаметра шипов и их количества. Так, для гладкостенного канала она составляет 44,6 % от $\xi_{\text{вх}}$, а для ошипованного (при $\bar{d}_{\text{ш}} = 0,969$) канала – 67,4 %. Для этих же условий доля сопротивления канала уменьшается с 39,3 до 27,1 %, а выходной составляющей – с 16,2 до 5,5 %.

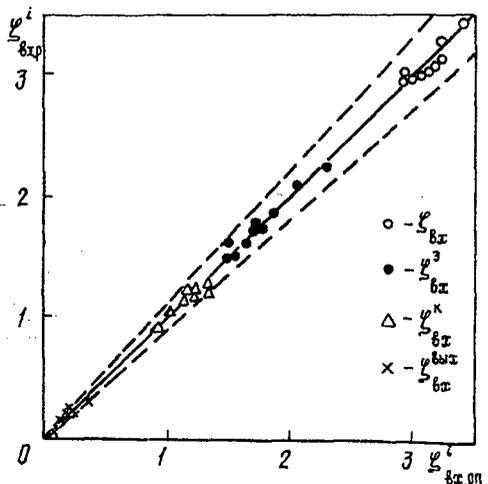


Рис. 4. Сопоставление экспериментальных и расчетных данных для суммарного коэффициента сопротивления и его составляющих

Для расчета общего сопротивления рекуперативного устройства может быть использована формула

$$\xi_{\text{вх}}/\xi_{\text{вх.гл}} = 1 + 0,022n \bar{d}_{\text{ш}}^{1,5}, \quad (4)$$

где $\xi_{\text{вх.гл}}$ – общий коэффициент сопротивления рекуперативного устройства без шипов [4].

Анализ опытных и расчетных данных (рис. 4) с учетом общего сопротивления (4) и его составляющих (1)–(3) показал их вполне удовлетворительное совпадение.

Выводы

1. Исследовано влияние оребрения полыми шипами внутренней поверхности кольцевого канала с циклонным генератором закрутки на его аэродинамику и сопротивление.

2. Установлено, что полученные уравнения могут быть использованы для расчета сопротивления циклонных рекуператоров и теплообменников циклонного типа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Движение газов в кольцевом канале с циклонным генератором закрутки / Ю.Л. Леухин, Э.Н. Сабуров, С.И. Осташев и др. // Энергетика. – 1990. – № 7. – С. 62–67. – (Изв. высш. учеб. заведений).

2. Лукьянов В.И. Исследование закономерностей течения и теплообмена закрученного потока воздуха в кольцевом канале // Вихревой эффект и его промышленное применение. – Куйбышев, 1981. – С. 62–67.

3. Конвективный теплообмен в кольцевом канале с циклонным генератором закрутки / Ю.Л. Леухин, Э.Н. Сабуров, С.И. Осташев и др. // Энергетика. – 1990. – № 9. – С. 86–90. – (Изв. высш. учеб. заведений).

4. Сабуров Э.Н. Циклонные нагревательные устройства с интенсифицированным конвективным теплообменом. – Архангельск: Сев.-Зап. кн. изд-во, 1995. – 341 с.

5. Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков. – Киев: Наук. думка, 1989. – 192 с.

Архангельский государственный технический университет

Поступила 10.02.98

E.N. Saburov, Yu.L. Leukhin, S.I. Ostashev

Resistance of Pin-finned Annular Channel of Recuperative Device with Cyclone Generator of Flow Swirling

The results of experimental research of aerodynamics and resistance of annular channel finned with hollow pins are analyzed for the recuperative heat exchanger with cyclone generator of flow swirling. The easy-to-use equations for calculating the resistance of cyclone recuperative devices and heat exchangers of the similar type are suggested.