

УДК 66.015.23

СОПРОТИВЛЕНИЕ ТАНГЕНЦИАЛЬНЫХ ЗАВИХРИТЕЛЕЙ С КОЛЬЦЕВЫМИ КАНАЛАМИ

© *Н.А. Войнов**, *А.В. Богаткова*, *Н.В. Дерягина*, *Д.А. Земцов*, *Н.Ю. Кожухова*

Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М.Ф. Решетнева, пр. им. газеты Красноярский рабочий, 31, Красноярск, 660037 (Россия), e-mail: n.a.voynov@mail.ru

Представлен обзор вихревых аппаратов и процессов, в которых в качестве интенсификации тепломассопереноса используется вращающийся газожидкостный поток.

Показано, что наибольшее применение в промышленной практике для создания вращения газа (пара) нашли завихрители тангенциального типа, которые просты в изготовлении и компактны.

Экспериментально установлено, что наименьшим гидравлическим сопротивлением обладают тангенциальные завихрители с кольцевыми стенками каналов, предназначенными для прохода газа.

Представлены данные гидравлического сопротивления тангенциальных завихрителей с кольцевыми каналами, скорости и давления, полученные экспериментальным и расчетным путем в широком интервале варьирования конструктивных параметров устройства.

Выявлены зависимости между гидравлическим сопротивлением завихрителя и его конструктивными параметрами.

Осуществлено численное моделирование параметров газового потока в каналах. Представлены эпюры распределения давления и скорости и дан их анализ, а также подтверждены экспериментальные данные по влиянию конструктивных параметров канала завихрителя, таких как ширина и длина, на его гидравлическое сопротивление.

Представлена для инженерных расчетов эмпирическая зависимость для определения коэффициента гидравлического сопротивления тангенциального завихрителя с кольцевыми каналами.

Ключевые слова: завихритель, гидравлическое сопротивление, моделирование, профиль скорости и давления, численное моделирование.

Работа выполнена в рамках государственного задания Минобрнауки России на выполнение коллективным научной лаборатории «Глубокой переработки растительного сырья» проекта «Технология и оборудование химической переработки биомассы растительного сырья» (Номер темы FEFE-2020-0016).

Введение

Вращающийся газожидкостный слой в промышленных технологиях переработки растительного сырья применяется для интенсификации многофазных реакций [1, 2], процессов абсорбции и десорбции [3–6], очистке газовых выбросов [7, 8], испарении и ректификации [9].

Завихрители – это устройства, предназначенные для создания газу (пару) вращательного движения, применяются в сепараторах для разделения газа от капель и дисперсных частиц [10], скрубберах для очистки газовых выбросов [11] в контактных ступенях ректификационных колонн [12, 13], испарителях и выпарных аппаратах [14]. А также устанавливаются в газовых турбинах и камерах сгорания [15], вращающихся печах, распылительных сушилках, центробежных контакторах [16], в системах охлаждения оборотной воды, градильнях [17].

Из многообразия конструкций завихрителей наибольшее применение нашли устройства тангенциального типа, обеспечивающие интенсивное вращение потока газа (пара) при простом конструктивном исполнении устройства. Тангенци-

Войнов Николай Александрович – доктор технических наук, профессор, e-mail: n.a.voynov@mail.ru

Богаткова Анастасия Викторовна – аспирант, e-mail: Sonchic-Sveta@yandex.ru

Дерягина Нина Владимировна – старший преподаватель, e-mail: gavgolenko@mail.ru

Земцов Денис Андреевич – кандидат технических наук, e-mail: denis_zemtsov.92@mail.ru

Кожухова Наталья Юльевна – кандидат технических наук, доцент, e-mail: sitkova72@mail.ru

* Автор, с которым следует вести переписку.

альные завихрители можно разделить на устройства с прямыми, профилированными и кольцевыми стенками каналов. Результаты исследования гидравлического сопротивления тангенциальных завихрителей с прямыми и профилированными стенками каналов изложены нами ранее в работах [18, 19]. Показано, что их сопротивление зависит от различных конструктивных параметров, а величина коэффициента сопротивления подчиняется зависимости

$$\xi = A \cdot \alpha^{-0.71} \cdot \text{Re}^{-0.28} \cdot l_{\text{chan}}^{-0.19} \cdot b^{0.6} \cdot h^{-0.13}, \quad (1)$$

где $A=10173$ – для прямых каналов; $A=751$ – профилированных каналов; α – угол наклона стенки канала, град; $\text{Re}=(u \cdot b \cdot \rho)/\mu$ – число Рейнольдса газа; l_{chan} – длина канала завихрителя, м; b – ширина канала, м; h – высота канала, м.

Согласно исследованиям, представленным в работе [13], тангенциальный завихритель с кольцевыми каналами (рис. 1) имеет в 1.5 раза меньшее значение коэффициента сопротивления в сравнении с прямыми стенками каналов, что позволяет конструировать вихревые аппараты с низким гидравлическим сопротивлением и обеспечить снижение текущих затрат производства. Однако тангенциальный завихритель с кольцевыми каналами мало изучен и требует дополнительных исследований.

В этой связи целью исследования явилось проведение экспериментальных исследований и численного моделирования гидродинамических параметров тангенциального завихрителя с кольцевыми каналами и установление зависимости для расчета коэффициента гидравлического сопротивления.

Экспериментальная часть

Завихрители выполнялись по 3D-модели по технологии послойной печати (PLA пластик, диаметр сопла 0.3 мм) и продувались воздухом при температуре 25 °С. Схема установки, на которой проводились исследования, представлена ранее [19]. Перепады давления завихрителя определялись дифференциальными манометрами, а расход потока газа измерялся при помощи диафрагмы.

Для определения экспериментальной величины коэффициента сопротивления завихрителя использовалась зависимость:

$$\xi = 2 \cdot \Delta P / \rho \cdot u^2, \quad (2)$$

где ΔP – перепад давлений, Па; ρ – плотность газа, кг/м³; u – среднерасходная скорость газа в каналах завихрителя, м/с.

Среднерасходная скорость газа рассчитывалась по наименьшему сечению канала завихрителя.

Расчетный коэффициент сопротивления определялся согласно выражению (2) по полученному при численном моделировании расчетному перепаду давления.

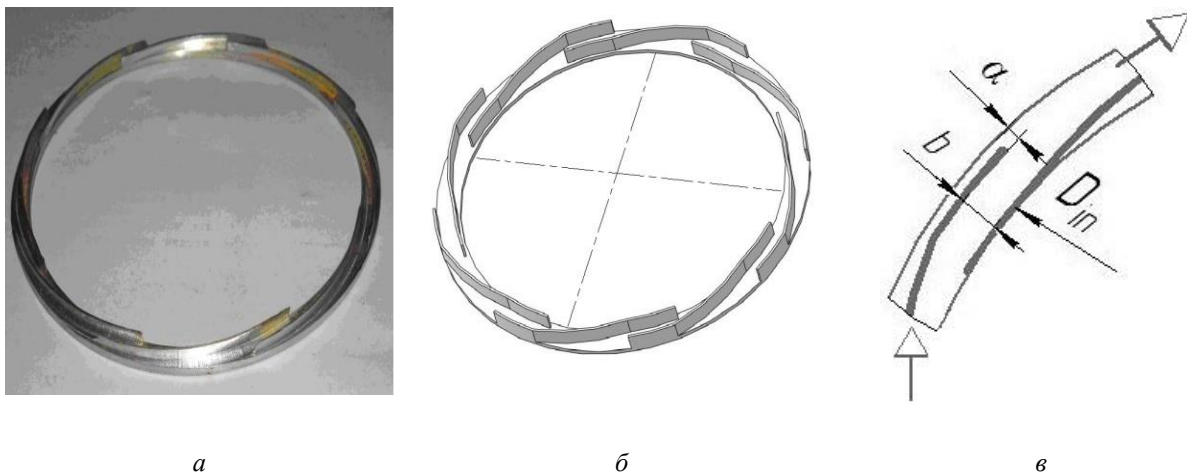


Рис. 1. Тангенциальный завихритель с кольцевыми стенками каналов: (а) общий вид; схема завихрителя (б) и канала (в), \rightarrow – газ

Число Рейнольдса определялось по зависимости:

$$Re=(u \cdot b \cdot \rho)/\mu, \quad (3)$$

где b – ширина канала, м; μ – коэффициент динамической вязкости, Па·с; Re – число Рейнольдса.

Численное моделирование

Для изучения гидродинамических характеристик завихрителя, расчета полей скоростей и перепадов давлений был применен метод численного моделирования в программе Comsol Multiphysics. Для подготовки завихрителя к гидродинамическому анализу создавалась твердотельная модель (рис. 2а) его внутреннего пространства, то есть его рабочая полость со всеми подробностями геометрии. Полученная модель импортировалась в программное обеспечение Comsol Multiphysics и была подвержена разбиению на элементы расчетной сетки, состоящей из элементов различной формы. Проведенный тест на сеточную сходимость выявил оптимальную расчетную сетку, состоящую из 1200000 элементов различной формы.

В качестве рабочей среды в модели задан воздух с физико-химическими свойствами, соответствующими натурным испытаниям. Искомыми величинами являлись давление и скорость газа. Определялась полная скорость u_p , а также ее составляющие по осям координат u_x , u_z , u_y . Полученное давление P в процессе обработки результатов численного эксперимента характеризует общие потери завихрителя ΔP .

Расчетное давление и скорость на входе в канал и его выходе при моделировании считывались по линиям L_{in} и L_{out} (рис. 2б), а при обработке полученных данных – согласно рисунку 2а.

Потери перепада давлений, обусловленные входом ΔP_{in} , определялись (рис. 2а) согласно

$$\Delta P_{in}=P-P_{tran}, \quad (4)$$

где P – общее расчетное давление в камере завихрителя, Па; P_{tran} – давление на входе в канал в его узком сечении.

При моделировании диаметр газового патрубка завихрителя принимался равным 0.12 м, высота канала – 0.008–0.08 м, ширина – 0.0015–0.009 м, количество каналов – 8 шт., длина каналов составила 0.005–0.022 м.

Характерные расчетные значения давления и коэффициентов сопротивления при моделировании параметров завихрителя с кольцевыми стенками каналов представлены в таблице 1.

Обсуждение результатов

Экспериментальные значения коэффициента гидравлического сопротивления завихрителя с кольцевыми каналами представлены на рисунке 3. Согласно полученным данным, при турбулентном режиме течения газа переход из турбулентного режима в автомодельный режим составил $Re=8000-10000$, а коэффициент сопротивления имеет зависимость $\xi \sim Re^{-0.396}$. Также установлено и показано (рис. 3), что для кольцевых каналов, так же как [13, 18, 19] и для прямых и профилированных каналов с увеличением их ширины происходит рост гидравлического сопротивления.



Рис. 2. Твердотельная модель и линии считывания эпюр давления (а) и скорости в канале при моделировании (б)

Таблица 1. Расчетные параметры завихрителей с кольцевыми стенками каналов

b, мм	h, мм	ΔP_{in} , Па	ΔP_{chan} , Па	ΔP_{out} , Па	ΔP_{tran} , Па	Re	u, м/с	ξ
1,5	8	46,02	296,74	6,97	303,71	2116,57	21,2	1,21
3	8	24,55	66,49	19,01	85,5	2116,57	10,59	1,53
3	8	1501,55	2845	950	3435	15874,29	79,48	1,29
6	8	19,51	32,08	3,65	35,72	2175,37	5,45	2,89
6	8	74,26	126,53	13,92	140,44	4350,73	10,89	2,81
9	8	51,11	96,34	10,75	107,09	6584,89	10,99	2,03
9	8	4,9	12,16	2,25	14,41	2187,13	3,65	2,25
3	80	24,09	93,94	4,68	98,62	2187,13	10,95	1,59

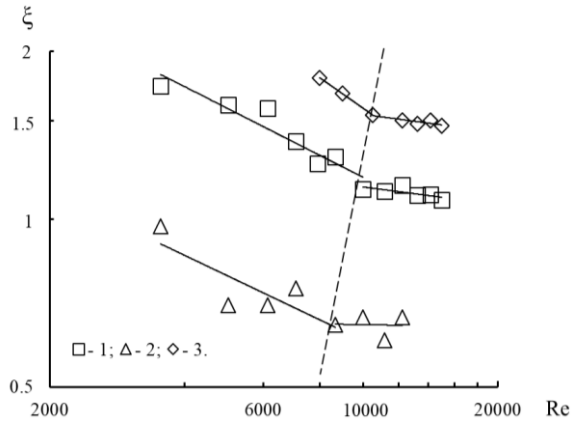


Рис. 3. Зависимость коэффициента сопротивления общего от числа Рейнольдса для завихрителей с кольцевыми каналами $D_{out}=0.130-0.250$ м, $h=0.008$ м, $l_{chan}=0.020-0.022$ м. Экспериментальные данные (1–3): 1 – $b=0.004$ м; 2 – $b=0.003$ м; 3 – $b=0.005$ м

В исследованном интервале значений ширины канала величина коэффициента сопротивления (рис. 4а) подчиняется зависимости $\xi \sim b^{0.6}$. При изменении длины канала от 0.005 до 0.022 м величина коэффициента сопротивления (рис. 4б) подчиняется зависимости $\xi = l_{chan}^{0.19}$.

Изменение высоты канала завихрителя от 0.008 до 0.080 м, как установлено при численном моделировании, не оказывает существенного влияния на величину коэффициента гидравлического сопротивления.

Эпюры полной скорости газа в канале завихрителя при разной их ширине канала представлены на рисунке 5.

Согласно полученным данным, при постоянном числе Рейнольдса с увеличением ширины канала снижается среднерасходная скорость газа и, следовательно, динамическая скорость на стенке, это приводит к росту толщины пограничного слоя [20, 21] и увеличению сопротивления [22].

Распределение полной скорости u_p и ее составляющих по осям координат u_y и u_x представлены на рисунке 6а. Тангенциальная составляющая скорости u_y имеет наибольшее значение в сравнении со скоростью u_x и u_z , и вносит основной вклад в величину полной скорости. Числовое значение скорости u_z составило в среднем 0.039 м/с и поэтому на рисунке 6а не показано.

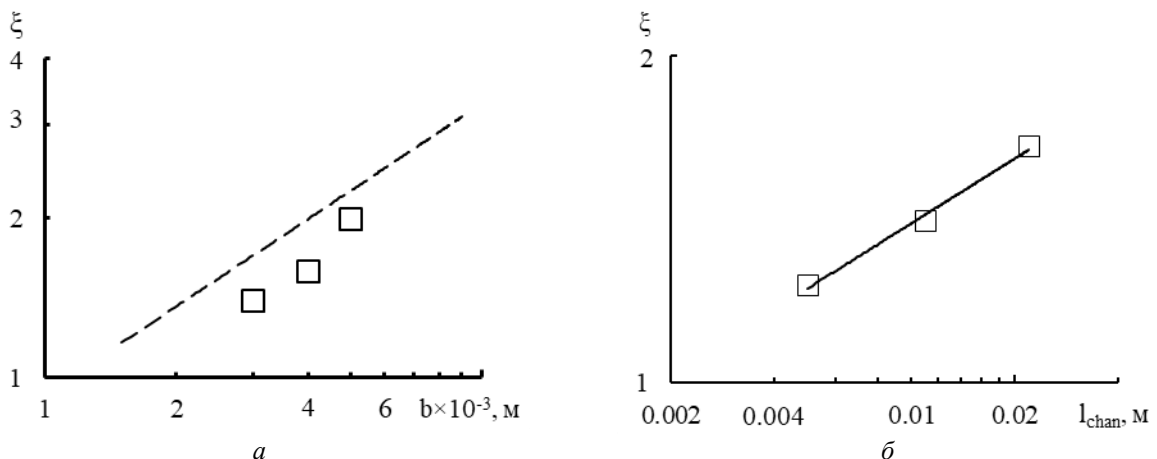


Рис. 4. Зависимость коэффициента сопротивления от ширины канала (а) и его длины (б) тангенциального завихрителя с кольцевыми каналами при $Re=5000$. Пунктирная линия – данные моделирования

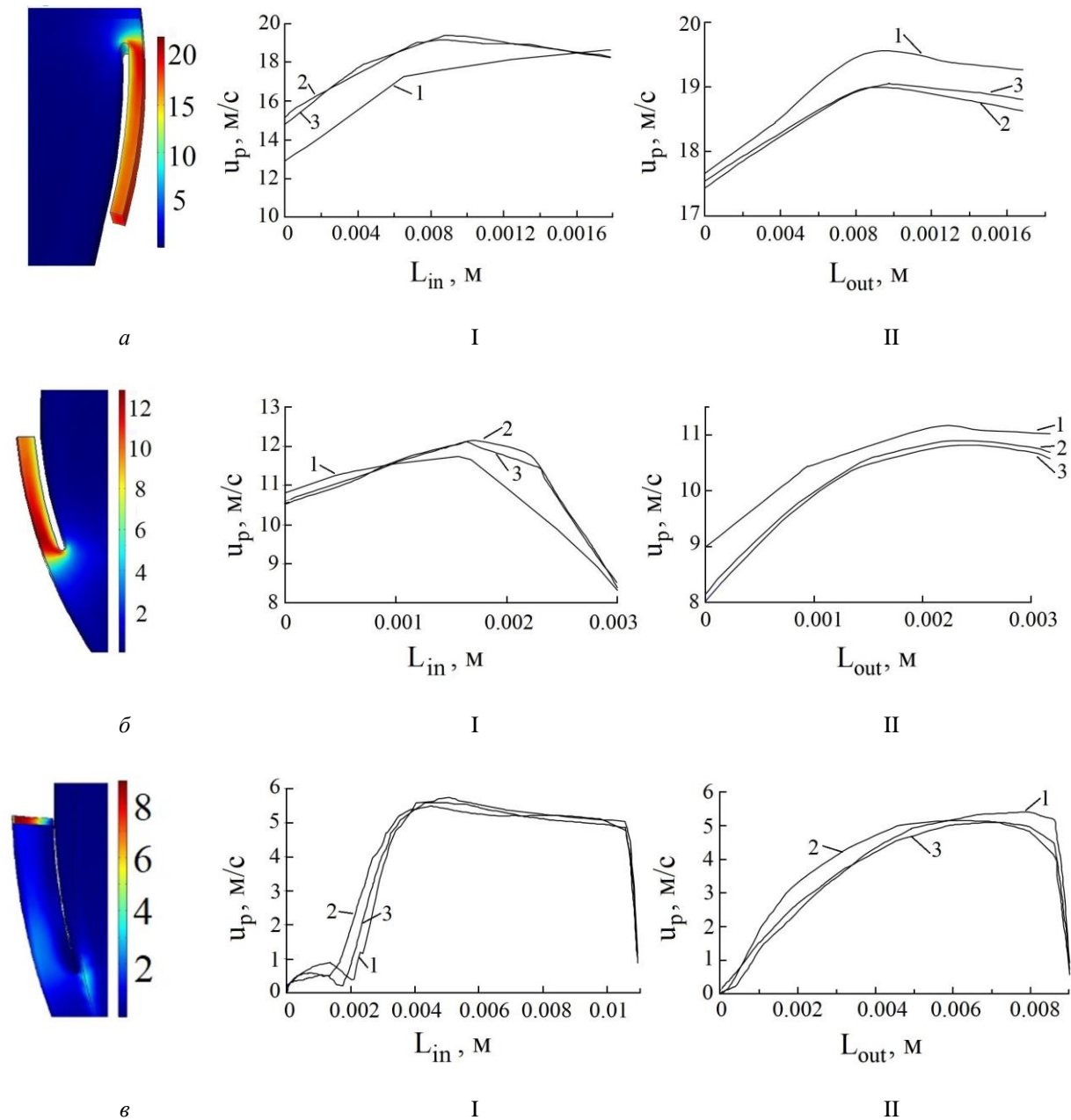


Рис. 5. Эпюры полной скорости на входе (I) и на выходе (II) и разной ширине канала при $Re=2200$:
 а) $b=0.0015$ м; б) $b=0.003$ м; в) $b=0.006$ м. Линии (1–3) место считывания результата решения: 1 –
 середина канала; 2 – низ; 3 – верх

Согласно данным (рис. 6б), наибольшая тангенциальная скорость в канале достигается при длине кольцевого канала 0.007 м (линия 2, рис. 6б). В этой связи дальнейшее увеличение длины канала завихрителя при конструировании принимать нецелесообразно.

На основании обработки экспериментальных данных и результатов моделирования получена зависимость для расчета величины коэффициента гидравлического сопротивления тангенциального завихрителя с кольцевыми каналами в виде

$$\xi = 1571 \cdot Re^{-0.396} \cdot l_{chan}^{-0.19} \cdot b^{0.6}, \quad (5)$$

где l_{chan} – длина канала завихрителя, м; b – ширина канала, м.

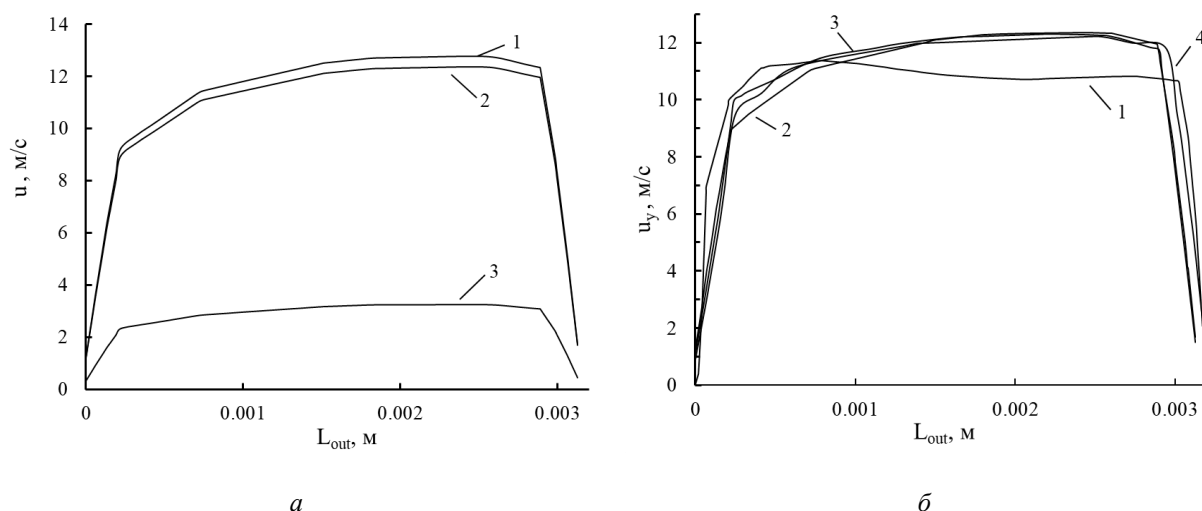


Рис. 6. Эпюры скоростей u_x , u_y , u_z (а) и эпюры тангенциальной скорости u_y (б) при разной длине канала. Расчетные линии (а) для скорости при $l_{chan}=0.007$ м (1-3): 1 – полная скорость u_x ; 2 – u_y ; 3 – u_z . Расчетные линии (б), считанные на разной длине канала (1-4): 1 – $l_{chan}=0$ (вход), 2 – $l_{chan}=0.007$ м, 3 – $l_{chan}=0.014$ м; 4 – $l_{chan}=0.021$ м

Заключение

Получены новые экспериментальные данные по гидравлическому сопротивлению тангенциальных завихрителей с кольцевыми каналами.

Осуществлено численное моделирование параметров газового потока в кольцевых каналах завихрителя. Проанализированы эпюры распределения давления и скорости и подтверждены экспериментальные данные по влиянию конструктивных параметров завихрителя на его гидравлическое сопротивление.

Представлена зависимость для расчета коэффициента гидравлического сопротивления тангенциальных завихрителей с кольцевыми каналами, которую рекомендуется использовать для проведения инженерных расчетов при конструировании вихревых аппаратов, применяемых в технологиях переработки растительного сырья.

Список литературы

1. Wang Z., Yang T., Liu Z., Wang S., Gao Y., Wu M. Mass Transfer in a Rotating Packed Bed: A Critical Review // Chemical Engineering and Processing – Process Intensification. 2019. Vol. 139. Pp. 78–94. DOI: 10.1016/j.cep.2019.03.020.
2. Chen Y.S., Lin C.C., Liu H.S. Mass Transfer in a Rotating Packed Bed with Various Radii of the Bed // Industrial & Engineering Chemistry Research. 2005. Vol. 44 (20). Pp. 7868–7875. DOI: 10.1021/ie048962s.
3. Sun B., Zou H., Chu G., Shao L., Zeng Z., Chen J. Determination of Mass-Transfer Coefficient of CO₂ in NH₃ and CO₂ Absorption by Materials Balance in a Rotating Packed Bed // Industrial & Engineering Chemistry Research. 2012. Vol. 51 (33). Pp. 10949–10954. DOI: 10.1021/ie202983x.
4. Qian Z., Xu L., Cao H., Guo K. Modeling Study on Absorption of CO₂ by Aqueous Solutions of N-Methyldiethanolamine in Rotating Packed Bed // Industrial & Engineering Chemistry Research. 2009. Vol. 48 (20). Pp. 9261–9267. DOI: 10.1021/ie900894a.
5. Chen Q.Y., Chu G.W., Luo Y., Sang L., Zhang L.L., Zou H.K., Chen J.F. Polytetrafluoroethylene Wire Mesh Packing in a Rotating Packed Bed: Mass-Transfer Studies // Industrial & Engineering Chemistry Research. 2016. Vol. 55 (44). Pp. 11606–11613. DOI: 10.1021/acs.iecr.5b03862.
6. Sun B.C., Wang X.M., Chen J.M., Chu G.W., Chen J.F., Shao L. Simultaneous Absorption of CO₂ and NH₃ into Water in a Rotating Packed Bed // Industrial & Engineering Chemistry Research. 2009. Vol. 48 (24). Pp. 11175–11180. DOI: 10.1021/ie9001316.
7. Qian Z., Li Z.H., Guo K. Industrial Applied and Modeling Research on Selective H₂S Removal Using a Rotating Packed Bed // Industrial & Engineering Chemistry Research. 2012. Vol. 51 (23). Pp. 8108–8116. DOI: 10.1021/ie2027266.
8. Guo K., Wen J., Zhao Y., Wang Y., Zhang Z., Li Z., Qian Z. Optimal Packing of a Rotating Packed Bed for H₂S Removal // Environmental Science & Technology. 2014. Vol. 48 (12). Pp. 6844–6849. DOI: 10.1021/es404913e.

9. Николаев Н.А. Эффективность процессов ректификации и абсорбции в многоступенчатых аппаратах с прямоточно-вихревыми контактными устройствами. Казань, 2011. 116 с.
10. Овчинников А.А. Динамика двухфазных закрученных турбулентных течений в вихревых сепараторах. Казань, 2005. 285 с.
11. Николаев А.Н., Овчинников А.А., Николаев Н.А. Высокоэффективные вихревые аппараты для комплексной очистки больших объемов промышленных газовых выбросов // Химическая промышленность. 1992. №9. С. 36–38.
12. Voinov N.A., Zhukova O.P., Voinov A.N., Zemtsov D.A. Efficiency of a vortex contact stage in thermal distillation // *Theor. Found. Chem. Eng.* 2016. Vol. 50. N5. Pp. 705–710. DOI: 10.1134/S0040579516050390.
13. Войнов Н.А., Фролов А.С., Земцов Д.А., Жукова О.П., Богаткова А.В. Гидродинамика и массообмен на вихревой ступени при барботаже // Теоретические основы химической технологии. 2019. Т. 53. №6. С. 622–633. DOI: 10.1134/S0040357119060149.
14. Войнов Н.А., Николаев А.Н., Жукова О.П., Кожухова Н.Ю. Пленочная вакуум-охладительная установка // Химическая промышленность. 2012. Т. 89. №1. С. 48–52.
15. Eldrainy Y.A., Ahmad M.F., Jaafar M.N.M. Investigation of Radial Swirler Effect on Flow Pattern inside a Gas Turbine Combustor // *Modern Applied Science*. 2009. Vol. 3. N5. Pp. 21–30.
16. Sandilya P., Rao D.P., Sharma A., Biswas G. Gas-Phase Mass Transfer in a Centrifugal Contactor // *Industrial & Engineering Chemistry Research*. 2001. Vol. 40 (1). Pp. 384–392. DOI: 10.1021/ie0000818.
17. Dmitrieva O.S., Dmitriev A.V., Nikolaev A.N. Distribution of circulating water in the work area of a vortex chamber with disk atomizer for the purpose of increasing the efficiency of the cooling process // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2014. Vol. 50. Pp. 169–175. DOI: 10.1007/s10556-014-9874-1.
18. Deryagina N.V., Voinov N.A., Zemtsov D.A., Bogatkova A.V. Hydrodynamics of the vortex contact stage // *Thermal Science and Engineering Progress*. 2020. Vol. 18. 100524. DOI: 10.1016/j.tsep.2020.100524.
19. Войнов Н.А., Земцов Д.А., Жукова О.П., Богаткова А.В. Гидравлическое сопротивление тангенциальных завихрителей // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2019. №1. С. 31–33.
20. Шлитинг Г. Теория пограничного слоя. М., 1974. 711 с.
21. Хьюитт Дж., Холл-Тейлор Н. Кольцевые двухфазные течения. М., 1974. 408 с.
22. Лаптев А.Г. Модели пограничного слоя и расчет тепломассообменных процессов. Казань, 2007. 500 с.

Поступила в редакцию 10 января 2022 г.

Принята к публикации 17 февраля 2022 г.

Для цитирования: Войнов Н.А., Богаткова А.В., Дерягина Н.В., Земцов Д.А., Кожухова Н.Ю. Сопротивление тангенциальных завихрителей с кольцевыми каналами // *Химия растительного сырья*. 2022. №1. С. 335–342. DOI: 10.14258/jcprm.2022019670.

*Voinov N.A.**, *Bogatkova A.V.*, *Deryagina N.V.*, *Zemtsov D.A.*, *Kozhukhova N.Y.* RESISTANCE OF TANGENTIAL SWIRLERS WITH ANNULAR CHANNELS

Reshetnev Siberian State University of Science and Technology, pr. Krasnoyarsky Rabochy, 31, Krasnoyarsk, 660037 (Russia), e-mail: n.a.voinov@mail.ru

A review of vortex apparatuses and processes in which a rotating gas-liquid flow is used as an intensification of heat and mass transfer is presented.

It is shown that tangential swirlers, which are easy to manufacture and compact, have found the greatest application in industrial practice for creating gas (steam) rotation.

* Corresponding author.

It is experimentally established that tangential swirlers with annular walls of channels intended for gas passage have the lowest hydraulic resistance.

The data on the hydraulic resistance of tangential swirlers with annular channels, velocity and pressure obtained experimentally and by calculation in a wide range of variation of the design parameters of the device are presented.

The dependences between the hydraulic resistance of the swirler and its design parameters are revealed.

Numerical simulation of the parameters of the gas flow in the channels is carried out. Diagrams of the pressure and velocity distribution are presented and analyzed, and experimental data on the influence of the design parameters of the swirler channel, such as width and length, on its hydraulic resistance are confirmed.

An empirical dependence for determining the hydraulic resistance coefficient of a tangential swirler with annular channels is presented for engineering calculations.

Keywords: swirler, hydraulic resistance, simulation, velocity and pressure profile, numerical simulation.

References

1. Wang Z., Yang T., Liu Z., Wang S., Gao Y., Wu M. *Chemical Engineering and Processing – Process Intensification*, 2019, vol. 139, pp. 78–94. DOI: 10.1016/j.cep.2019.03.020.
2. Chen Y.S., Lin C.C., Liu H.S. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 2005, vol. 44 (20), pp. 7868–7875. DOI: 10.1021/ie048962s.
3. Sun B., Zou H., Chu G., Shao L., Zeng Z., Chen J. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 2012, vol. 51 (33), pp. 10949–10954. DOI: 10.1021/ie202983x.
4. Qian Z., Xu L., Cao H., Guo K. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 2009, vol. 48 (20), pp. 9261–9267. DOI: 10.1021/ie900894a.
5. Chen Q.Y., Chu G.W., Luo Y., Sang L., Zhang L.L., Zou H.K., Chen J.F. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 2016, vol. 55 (44), pp. 11606–11613. DOI: 10.1021/acs.iecr.5b03862.
6. Sun B.C., Wang X.M., Chen J.M., Chu G.W., Chen J.F., Shao L. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 2009, vol. 48 (24), pp. 11175–11180. DOI: 10.1021/ie9001316.
7. Qian Z., Li Z.H., Guo K. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 2012, vol. 51 (23), pp. 8108–8116. DOI: 10.1021/ie2027266.
8. Guo K., Wen J., Zhao Y., Wang Y., Zhang Z., Li Z., Qian Z. *Environmental Science & Technology*, 2014, vol. 48 (12), pp. 6844–6849. DOI: 10.1021/es404913e.
9. Nikolayev N.A. *Effektivnost' protsessov rektifikatsii i absorptsii v mnogostupenchatyykh apparatakh s pryamotokhno-vikhrevyymi kontaktnymi ustroystvami*. [Efficiency of rectification and absorption processes in multi-stage apparatuses with direct current-vortex contact devices]. Kazan', 2011, 116 p. (in Russ.).
10. Ovchinnikov A.A. *Dinamika dvukhfaznykh zakruchennykh turbulentnykh techeniy v vikhrevykh separatorakh*. [Dynamics of two-phase swirling turbulent flows in vortex separators]. Kazan', 2005, 285 p. (in Russ.).
11. Nikolayev A.N., Ovchinnikov A.A., Nikolayev N.A. *Khimicheskaya promyshlennost'*, 1992, no. 9, pp. 36–38. (in Russ.).
12. Voinov N.A., Zhukova O.P., Voinov A.N., Zemtsov D.A. *Theor. Found. Chem. Eng.*, 2016, vol. 50, no. 5, pp. 705–710. DOI: 10.1134/S0040579516050390.
13. Voinov N.A., Frolov A.S., Zemtsov D.A., Zhukova O.P., Bogatkova A.V. *Teoreticheskiye osnovy khimicheskoy tekhnologii*, 2019, vol. 53, no. 6, pp. 622–633. DOI: 10.1134/S0040357119060149. (in Russ.).
14. Voinov N.A., Nikolayev A.N., Zhukova O.P., Kozhukhova N.Yu. *Khimicheskaya promyshlennost'*, 2012, vol. 89, no. 1, pp. 48–52. (in Russ.).
15. Eldrainy Y.A., Ahmad M.F., Jaafar M.N.M. *Modern Applied Science*, 2009, vol. 3, no. 5, pp. 21–30.
16. Sandilya P., Rao D.P., Sharma A., Biswas G. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 2001, vol. 40 (1), pp. 384–392. DOI: 10.1021/ie0000818.
17. Dmitrieva O.S., Dmitriev A.V., Nikolaev A.N. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2014, vol. 50, pp. 169–175. DOI: 10.1007/s10556-014-9874-1.
18. Deryagina N.V., Voinov N.A., Zemtsov D.A., Bogatkova A.V. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2020, vol. 18, 100524. DOI: 10.1016/j.tsep.2020.100524.
19. Voinov N.A., Zemtsov D.A., Zhukova O.P., Bogatkova A.V. *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye*, 2019, no. 1, pp. 31–33. (in Russ.).
20. Shliting G. *Teoriya pogranchnogo sloya*. [Theory of the boundary layer]. Moscow, 1974, 711 p. (in Russ.).
21. Kh'yuit Dzh., Kholl-Teylor N. *Kol'tsevyye dvukhfaznyye techeniya*. [Annular two-phase currents]. Moscow, 1974, 408 p. (in Russ.).
22. Laptev A.G. *Modeli pogranchnogo sloya i raschet teplomassoobmennykh protsessov*. [Boundary layer models and calculation of heat and mass transfer processes]. Kazan, 2007, 500 p. (in Russ.).

Received January 10, 2022

Accepted February 17, 2022

For citing: Voinov N.A., Bogatkova A.V., Deryagina N.V., Zemtsov D.A., Kozhukhova N.Y. *Khimiya Rastitel'nogo Syr'ya*, 2022, no. 1, pp. 335–342. (in Russ.). DOI: 10.14258/jcprm.2022019670.