

АНАЛИЗ ГИДРОДИНАМИКИ ЗАКРУЧЕННЫХ ПОТОКОВ В ПРЯМОТОЧНЫХ ЦИКЛОНАХ

© В. С. Топталов*, Ю. Г. Чесноков**, О. М. Флисюк, Н. А. Марцулевич, И. Г. Лихачев

Санкт-Петербургский государственный технологический институт (технический университет),
190013, г. Санкт-Петербург, Московский пр., д. 24–26/49, литера А
E-mail: *ixumuk@mail.ru, **ygchesnokov@yandex.ru

Поступила в Редакцию 24 марта 2023 г.

После доработки 8 июня 2023 г.

Принята к публикации 3 июля 2023 г.

Представлена математическая модель, описывающая движение газа в прямоточном циклоне. Решены уравнения движения газовой фазы, на основании которых получены профили для тангенциальной и осевой составляющих скорости газа. Проведено сравнение полученных результатов с результатами численного моделирования. Последнее осуществлялось в программе FlowVision с использованием SST-модели турбулентности. С помощью численных расчетов определено изменение тангенциальной и осевой составляющих скорости газа на расстояниях 110, 150, 200 и 250 мм от пластинчатого турбулизатора, или завихрителя циклона.

Ключевые слова: модель движения газа; прямоточный циклон; закрученный поток; численное моделирование; профили скорости газа

DOI: 10.31857/S0044461823010139; EDN: HVVWFV

Циклоны представляют собой устройства, широко применяемые для очистки газов от твердых частиц в химической и перерабатывающей промышленности. Улавливаемая мелкодисперсная твердая фаза представляет собой отходы производства и благодаря выделению из сбрасываемого в атмосферу потока газа может быть утилизирована в этом же производстве. Таким образом, обеспечивается рециклинг, энергосбережение, а также защита окружающей среды от вредных выбросов в атмосферу.

Аналитический обзор. В настоящее время исследованиям гидродинамики циклонов для оценки рабочих параметров (т. е. эффективности улавливания, гидравлического сопротивления и др.) посвящено достаточно много работ. Классический взгляд на стационарный поток, который можно рассматривать как однофазный поток чистого газа, оказался доста-

точно успешным [1–4]. За прошедшие годы было разработано множество математических моделей и получено большое количество полуэмпирических формул; среди них модели для перепада давления, а также модели для определения эффективности улавливания, дающие наиболее точные результаты при совместном использовании с экспериментальными данными [5–9].

В работе [10] Грундсман и др. представили подробную информацию о потоке в циклоне, полученную с помощью численного моделирования. Хуанг и др. [11, 12] разработали новый циклон для предварительного разделения смеси газа и капель жидкости, содержащий направляющие лопасти, резервуар для жидкости и коленчатый патрубок; в этих работах с помощью численного моделирования проведены также исследования внутреннего поля течения циклона

и обширные расчеты с использованием различных структурных параметров. Михеев и др. [13] осуществили моделирование и экспериментальное исследование газожидкостного циклонного сепаратора, который применялся в условиях высокого давления (высокой плотности потока).

Авторы исследований [14, 15] провели имитационные исследования потока газа и твердых частиц в циклонном сепараторе с внутренним цилиндром, который упрощает схему течения пылесодержащего газа, повышает устойчивость поля скоростей и улучшает сепарацию. В работе [16] Ю. Г. и др. разработали новый тип двухступенчатого циклона; показано, что из-за двухступенчатого разделения и лучшей симметрии поля повысилась эффективность улавливания частиц. Другие исследователи — Ли с соотр. [17] — разработали двухступенчатый микроциклон с осевым потоком, способный улавливать достаточно мелкие капли из потока газ–жидкость; совокупная эффективность улавливания капель размером 1.5 мкм превысила 90%.

В работе [18] была описана математическая модель расчета гидродинамики закрученного турбулентного течения (тока), возникающего в воздушно-центробежном сепараторе; выявлены основные закономерности такого течения. Математическая модель, представленная в исследовании [19], позволила не только изучить сложную картину закрученного турбулентного течения, но и оптимизировать режимные и геометрические параметры существующих установок, что способствовало разработке новых перспективных способов пылеулавливания. Авторами работ [20–22] приведен ряд математических моделей и численных исследований движения закрученных потоков в динамических газопромывателях и циклонах; для решения поставленных задачи авторы исходили из осесимметричных уравнений Навье–Стокса с привлечением при формулировке граничных условий, которые строго соответствовали реальным центробежно-вихревым аппаратам как в геометрии области решения, так и в учете конструктивных особенностей. Нарасимха с соотр. [23] представили численные гидродинамические расчеты, сделанные с помощью программы ANSYS-14/CFX; эти вычисления при явной простоте аппроксимации расчетных областей позволили авторам подобрать требуемый гидродинамический режим и учесть особенности конструкции в самых различных условиях работы прямооточного циклона.

В работах [24, 25] были проведены экспериментальные исследования гидродинамических характеристик аппаратов с целью определения эмпирических

констант и проверки гидродинамических моделей на адекватность. В исследовании Волка А. М. [26] осуществлено математическое моделирование гидродинамических характеристик дисперсной фазы, в результате которого получены новые выражения для расчета гидравлического сопротивления с учетом конструктивных параметров аппарата.

Из изложенного можно сделать вывод, что к настоящему времени разработан широкий спектр новых циклонных сепараторов для достижения более высокой производительности сепарации для различных видов условий и задач. В то же время приведенный выше краткий обзор достаточно большого числа работ, посвященных гидродинамике закрученных потоков в циклонах, показал, что интерес исследователей к данной проблеме до сих пор не прекращается. Очевидно, это связано с тем, что из-за сложной гидродинамики закрученных потоков внутри аппарата до сих пор не существует надежной методики их расчета.

Цель исследования — разработка математической модели гидродинамики потоков в прямооточном циклоне с использованием функции тока, поскольку аналогичный подход, использованный ранее в работе [27] при исследовании гидродинамики в гидроциклоне, дал обнадеживающие результаты. Кроме того, в задачу настоящего исследования входило и проведение численных расчетов с помощью программного пакета FlowVision для оценки сходимости полученных результатов.

Теоретический анализ

Математическая модель течения газа в прямооточном циклоне кольцевого поперечного сечения. Рассматриваемый циклон включает в себя соосно расположенные патрубки для входа и выхода газа. Во входном патрубке установлен лопастной пластинчатый турбулизатор (завихритель) с профилированными лопатками. Подробное описание конструкции прямооточного циклона и его схема приведены в работе [28].

Расчет процесса очистки газа от взвешенных твердых частиц основывается на информации о поле скорости газа в аппарате. В настоящее время благодаря быстрому развитию вычислительной техники оказывается возможным осуществить расчеты течения газа при помощи численного решения уравнений гидродинамики. Следует, однако, иметь в виду, что существует проблема выбора модели турбулентности, пригодной для расчета сильнозакрученных течений в циклонах. Результаты расчетов необходимо сопоставлять с экспериментальными данными.

В том случае, когда силы инерции (центробежные силы) в сильнозакрученном потоке преобладают над силами вязкого трения, движение газа в циклоне может рассматриваться как движение идеальной жидкости. Разумеется, такое допущение не может выполняться во всей области движения. Вблизи стенок формируются тонкие пограничные слои, где скорость потока резко изменяется и использование модели идеальной жидкости в этих областях становится неприемлемым. Непосредственно за завихрителем течение, строго говоря, не является осесимметричным в результате торможения газа у поверхности лопастей. Однако на некотором удалении от завихрителя можно считать, что скорость газа выравнивается и течение с неплохим приближением может рассматриваться как осесимметричное.

Введем в рассмотрение цилиндрическую систему координат (r, ϑ, z) , ось z которой совпадает с осью циклона и направлена по направлению движения. Проекция скорости газа на оси цилиндрической системы координат обозначим через v , w и u соответственно. Будем предполагать, что проекции скорости газа и давление от координаты ϑ не зависят, а течение является установившимся. Уравнения движения идеальной жидкости в этом случае имеют вид

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \frac{\partial(rv)}{\partial r} + \frac{\partial u}{\partial z} &= 0, \\ v \frac{\partial v}{\partial r} + u \frac{\partial v}{\partial z} - \frac{w^2}{r} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r}, \\ v \frac{\partial w}{\partial r} + u \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{vw}{r} &= 0, \\ v \frac{\partial u}{\partial r} + u \frac{\partial u}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z}, \end{aligned}$$

где ρ — плотность газа, p — давление.

При записи уравнений динамики предполагается, что сила тяжести мала по сравнению с центробежной силой и ею можно пренебречь. Если ввести в рассмотрение функцию тока ψ в меридианальной плоскости по формулам

$$u = \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r}, \quad v = -\frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial z},$$

то уравнение неразрывности будет выполняться автоматически. Как показано, например, в работе [29], уравнение для функции тока имеет вид

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} = r^2 \frac{dH}{d\psi} - \Gamma \frac{d\Gamma}{d\psi},$$

где $H = p + \frac{\rho}{2}(u^2 + v^2 + w^2)$, $\Gamma = rw$.

Как показано в [29], стандартные обозначения H и Γ зависят только от ψ :

$$H = H(\psi), \quad \Gamma = \Gamma(\psi).$$

Приведенное уравнение использовалось в работах [27–29] для построения моделей течения в конечных гидроциклонах. Будем предполагать, что до завихрителя величина H примерно постоянна по сечению, тогда $dH/d\psi = 0$. Такое же предположение использовалось в работах [29–32].

Используем уравнение для функции тока для построения модели течения газа за завихрителем, представляющим собой цилиндрическую втулку, к которой крепятся изогнутые лопасти, сообщающие газу тангенциальную скорость. Чтобы предотвратить образование циркуляционных течений за завихрителем, втулка уходит вниз по длине циклона вплоть до патрубка отвода газа. Таким образом, движение происходит в кольцевой области циклона. Радиус втулки обозначим через R_1 , а радиус корпуса циклона — через R_2 . Расход газа Q (объемный) предполагается известным. На стенках втулки и корпуса должно выполняться условие не протекания газа через твердую поверхность:

$$v = 0 \text{ при } r = R_1 \text{ и } r = R_2.$$

Отметим, что потери давления на трение в рамках модели идеальной жидкости найдены быть не могут. Никакие условия на давление не выставляются. Условия прилипания жидкости к твердым стенкам в рамках модели идеальной жидкости также удовлетворены быть не могут. Вблизи твердых поверхностей формируется тонкий гидродинамический пограничный слой, в пределах которого скорость резко изменяется. Поэтому условия прилипания жидкости должны быть заменены на условия ее проскальзывания. Тангенциальная составляющая скорости задается на внешней границе пограничного слоя, а численные значения выбираются таким путем, чтобы модель согласовывалась либо с данными экспериментов, либо данными численных расчетов.

Построение решения. Уравнение для функции тока является, вообще говоря, нелинейным. Однако оно становится линейным, если зависимость $\Gamma(\psi)$ имеет специальный вид:

$$\Gamma(\psi) = \sqrt{\Gamma_0 \pm C^2 \psi^2},$$

где Γ_0 и C — константы, выбор которых позволяет согласовать результаты аналитических и численных расчетов.

О выборе знака в правой части речь пойдет ниже. Тогда $\Gamma \frac{d\Gamma}{d\psi} = C^2\psi$, и уравнение для функции тока принимает вид

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} \pm C^2 \psi = 0. \quad (1)$$

Это уравнение в другом контексте рассматривалось в работе [32]. Решение можно построить при помощи метода разделения переменных. Будем искать решение в виде

$$\psi = f(r)g(z).$$

Подстановка этого выражения в уравнение для функции тока дает

$$\frac{g_{zz}}{g} + \frac{1}{f} \left(f_{rr} - \frac{1}{r} f_r \right) \pm C^2 = 0.$$

Здесь подстрочные индексы z и r обозначают дифференцирование по соответствующей переменной. Уравнение может удовлетворяться, если

$$\frac{g_{zz}}{g} = m = \text{const.}$$

В зависимости от знака константы функция $g(z)$ будет выражаться либо через тригонометрические, либо гиперболические функции. В рассматриваемом случае при изменении координаты z поперечное сечение канала не изменяется и никаких условий, зависящих от этой координаты, не формулируется. Поэтому зависимость от осевой координаты должна отсутствовать, и естественно принять $m = 0$. Более того, при всех значениях осевой координаты радиальная скорость на твердых поверхностях должна обращаться в нуль. Это условие будет выполняться, если $\partial\psi/\partial z = 0$, т. е. $g = \text{const}$. Не уменьшая общности, можно считать $g = 1$.

Рассмотрим уравнение для функции $f(r)$:

$$f_{rr} - \frac{1}{r} f_r \pm C^2 f = 0.$$

Введем в рассмотрение новую независимую переменную $x = Cr$. Тогда получим

$$f_{xx} - \frac{1}{x} f_x \pm f = 0.$$

Если искать $f(x)$ в виде

$$f(x) = x\varphi(x),$$

где $\varphi(x)$ — новая неизвестная величина, уравнение для $\varphi(x)$ будет иметь вид

$$x^2\varphi_{xx} + x\varphi_x + (\pm x^2 - 1)\varphi = 0.$$

В том случае, когда в круглых скобках перед x^2 стоит знак «плюс», общее решение данного дифференциального уравнения будет представлять собой линейную комбинацию функций Бесселя J_1 и Вебера Y_1 первого порядка:

$$\varphi(x) = c_1 J_1(x) + c_2 Y_1(x).$$

В том случае, когда в круглых скобках перед x^2 стоит знак «минус», общее решение будет представлять собой линейную комбинацию модифицированной функции Бесселя I_1 первого порядка и функции Ганкеля K_1 первого порядка:

$$\varphi(x) = c_1 I_1(x) + c_2 K_1(x).$$

Наконец, при $C = 0$ $f(r) = \frac{c_1 r^2}{2} + c_2$.

В этих формулах c_1 и c_2 — постоянные интегрирования.

Определение постоянных интегрирования. Вид выражения для функции тока зависит от знака последнего слагаемого в уравнении для функции тока. При $C = 0$ выражение для функции тока содержит две константы:

$$\psi = \frac{c_1 r^2}{2} + c_2.$$

Функция тока определена с точностью до константы. Не уменьшая общности, можно считать, что $\psi = 0$ при $R_1 = 0$. Тогда

$$\psi = \frac{c_1}{2}(r^2 - R_1^2).$$

Поскольку расход газа Q через любое поперечное сечение циклона один и тот же, должно иметь место равенство

$$Q = 2\pi \int_{R_1}^{R_2} r u dr = 2\pi \int_{R_1}^{R_2} dr = 2\pi\psi(R_2).$$

В результате для константы c_1 получаем выражение

$$c_1 = \frac{Q}{\pi(R_2^2 - R_1^2)}.$$

В рассматриваемом случае выражение для тангенциальной скорости газа имеет вид

$$w = \frac{\sqrt{\Gamma_0}}{r}.$$

Осевая скорость постоянна по поперечному сечению циклона:

$$u = c_1 = \frac{Q}{\pi(R_2^2 - R_1^2)}.$$

Это решение даже при надлежащем выборе константы Γ_0 не очень хорошо согласуется с данными численных расчетов. Поэтому следует рассмотреть другое возможное решение, которое получается при $C \neq 0$.

Для единообразия записи формул при различном выборе знака перед последним слагаемым в уравнении для функции тока (1) введем следующие обозначения:

$$Z = \begin{cases} J_1 \\ I_1 \end{cases}, N = \begin{cases} Y_1 \\ K_1 \end{cases}.$$

Тогда выражение для функции тока можно записать так:

$$\psi = r[b_1 Z(Cr) = b_2 N(Cr)],$$

где b_1 и b_2 — постоянные.

Условие $\psi(R_1) = 0$ позволяет выразить b_2 через b_1 :

$$b_2 = -b_1 \frac{Z(CR_1)}{N(CR_1)}.$$

В результате выражение для функции тока будет содержать две постоянных — b_1 и C :

$$\psi = rb_1 \left[Z(Cr) - \frac{Z(CR_1)}{N(CR_1)} N(Cr) \right].$$

Соотношение, которое связывает между собой функцию тока и тангенциальную составляющую скорости газа, содержит постоянные Γ_0 и C . Поэтому необходимо иметь три соотношения для определения констант. Одно из них получается из условия

$$Q = 2\pi\psi(R_2).$$

Подстановка выражения для функции тока дает

$$Q = 2\pi R_2 \left[Z(CR_2) - \frac{Z(CR_1)}{N(CR_1)} N(CR_2) \right]. \quad (2)$$

Два других соотношения (условия) получим следующим образом. Будем предполагать известными значения тангенциальной составляющей скорости на внешних границах пограничных слоев у твердых стенок:

$$w = w_1 \text{ при } r = r_1 \text{ и } w = w_2 \text{ при } r = r_2.$$

Эти величины могут быть найдены путем численного решения задачи о движении газа. Отсюда вытекают два соотношения:

$$r_1^2 w_1^2 = \Gamma_0 \pm C^2 \psi_1^2, \quad (3)$$

$$r_2^2 w_2^2 = \Gamma_0 \pm C^2 \psi_2^2. \quad (4)$$

Здесь $\psi_1 = \psi|_{r=r_1}$, $\psi_2 = \psi|_{r=r_2}$. Следовательно,

$$\pm C^2 = \frac{r_2^2 w_2^2 - r_1^2 w_1^2}{\psi_2^2 - \psi_1^2}.$$

Из этого соотношения вытекает, что знак «плюс» перед последним слагаемым в уравнении (1) для функции тока следует выбирать в том случае, если $r_2 w_2 > r_1 w_1$. Если $r_2 w_2 < r_1 w_1$, то в этом уравнении нужно выбрать знак «минус».

Выражения для ψ_1 и ψ_2 содержат константу C . Поэтому система уравнений (2)–(4) является трансцендентной. Для нахождения констант можно использовать метод итераций. Для практических расчетов требуется пять итераций. Обозначим через w_0 осевую скорость потока газа до циклона. При развитом турбулентном режиме течения эта величина может предполагаться постоянной по сечению. Тогда в качестве начального первого приближения для метода итераций можно использовать следующие значения:

$$\psi_1 = w_0(r_1^2 - R_1^2)/2,$$

$$\psi_2 = w_0(r_2^2 - R_1^2)/2.$$

Такие значения получились бы, если бы осевая скорость не изменялась по сечению. Предложенная модель течения справедлива только при низких концентрациях (≤ 2 об%) твердой фазы в потоке.

Изучение гидродинамики циклона в программе FlowVision

Для проверки адекватности полученных решений было проведено численное моделирование течения газа в прямоточном циклоне, которое осуществлялось в программе FlowVision с использованием SST-модели турбулентности. При расчетах принимались следующие значения параметров w_0 (осевая скорость газа до циклона), R_1 (радиус втулки), R_2 (радиус циклона): $w_0 = 12 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$, $R_1 = 50 \text{ мм}$, $R_2 = 75.5 \text{ мм}$.

Для определения постоянных математической модели использовалась описанная выше методика. При определении постоянных использовали следующие значения параметров: $Q = 0.1206 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$, $r_1 = 55.58 \text{ мм}$, $w_1 = 18.97 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$, $r_2 = 73.53 \text{ мм}$, $w_2 = 13.15 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$. При указанных значениях параметров выражение для функции тока имеет вид

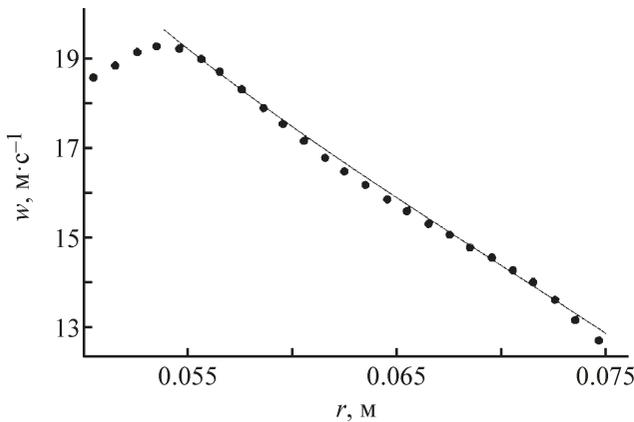


Рис. 1. Расчет тангенциальной составляющей скорости по модели (кривая) и на основе численного моделирования (точки).

Расчеты производились на расстоянии 110 мм от завихрителя. На оси абсцисс — радиальная координата.

$$\psi = rb_1 \left[I_1(Cr) - \frac{I_1(CR_1)}{K_1(CR_1)} K_1(Cr) \right].$$

Постоянные вычислялись при помощи метода итераций. В результате получены следующие значения:

$$\Gamma_0 = 1.118 \text{ м}^2 \cdot \text{с}^{-1}, b_1 = 0.2285 \text{ м}^2 \cdot \text{с}^{-1}, C = 24.86 \text{ м}^{-1}.$$

Показано, что на расстоянии 110 мм от завихрителя модель неплохо согласуется с результатами численных расчетов (рис. 1). Исключение составляет сравнительно тонкий слой у поверхности внутреннего цилиндра, вблизи которого газ затормаживается.

Расчет осевой составляющей скорости показывает, что уже на расстоянии 110 мм от завихрителя осевое движение газа затормаживается вблизи поверхности как внутреннего, так и внешнего цилиндров (рис. 2).

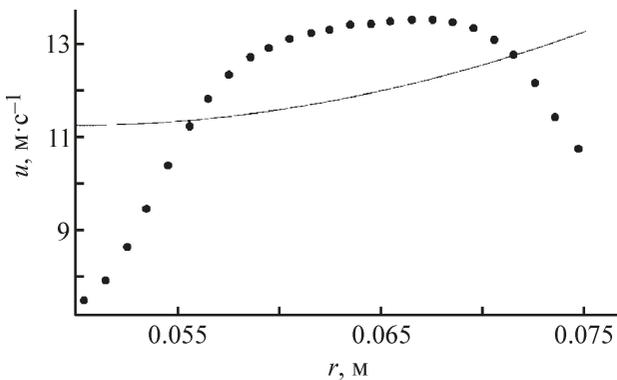


Рис. 2. Расчет осевой составляющей скорости по модели (кривая) и на основе численного моделирования (точки).

Расчеты производились на расстоянии 110 мм от завихрителя. На оси абсцисс — радиальная координата.

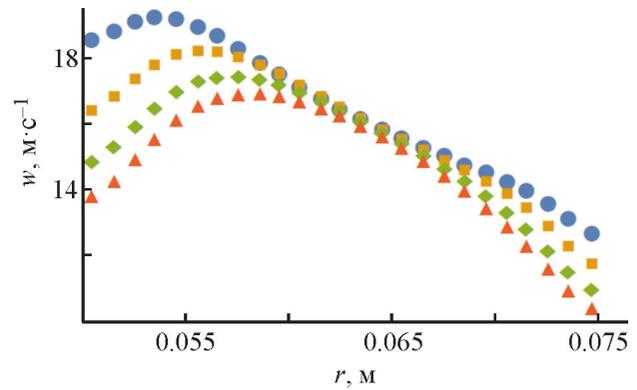


Рис. 3. Изменение тангенциальной составляющей скорости по длине прямоточного циклона.

Синие кружочки — 110 мм от завихрителя, желтые квадраты — 150 мм, зеленые ромбы — 200 мм, красные треугольники — 250 мм.

На оси абсцисс — радиальная координата.

Согласование модели и результатов численных расчетов заметно хуже.

В соответствии с результатами численных расчетов тангенциальная составляющая скорости заметно изменяется по длине циклона (рис. 3). Газ тормозится вблизи цилиндрических твердых поверхностей, в результате чего вращательное движение затухает. Лишь в центральной части кольцевого канала тангенциальная составляющая скорости изменяется весьма медленно.

Из анализа результатов, представленных на рис. 4, следует, что осевая составляющая скорости по длине циклона изменяется слабо. Исключение составляет профиль скорости на расстоянии 110 мм от завихри-

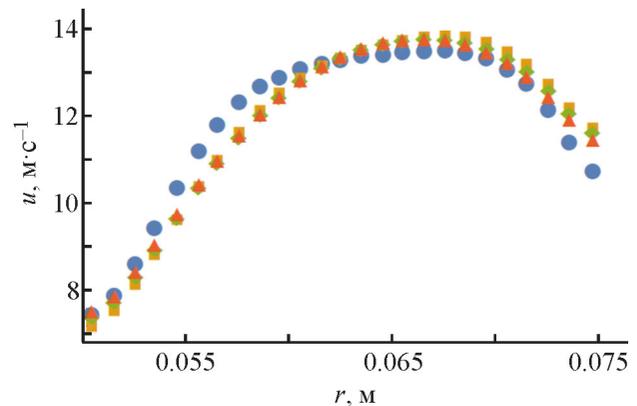


Рис. 4. Изменение осевой составляющей скорости по длине прямоточного циклона.

Синие кружочки — 110 мм от завихрителя, желтые квадраты — 150 мм, зеленые ромбы — 200 мм, красные треугольники — 250 мм.

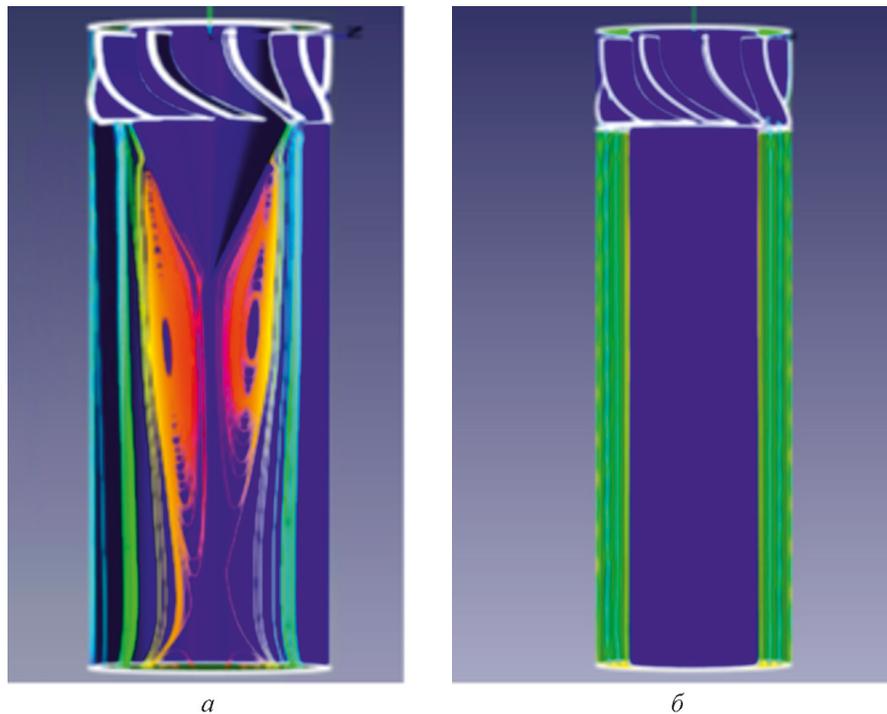


Рис. 5. Течение газа в разделительных камерах с различной геометрией стабилизатора: *а* — конический, *б* — цилиндрический.

теля. Остальные профили скорости располагаются близко друг к другу.

Поле скоростей в прямоточном циклоне. С помощью численных методов в программе FlowVision были построены поля скоростей в циклоне со стабилизатором двух различных форм. Стабилизатор — основной элемент внутренней геометрии разделительной камеры циклона, расположенный непосредственно за завихрителем. Его назначение состоит в максимальном демпфировании потока, устранении вихреобразований, вызванных срывом потока с лопастей, а также уменьшении турбулентного следа после завихрителя. В расчетах рассматривались стабилизаторы двух типов — конический и цилиндрический — длиной, равной высоте разделительной камеры (рис. 5). На рис. 5, *а*, *б* показаны проекции линий тока на плоскость, проходящую через ось циклона. Число Рейнольдса Re , рассчитанное по диаметру трубопровода, составило значение 110 000.

Рисунок дает достаточно полное представление о характере движения газа в разделительной камере с данной геометрией. В случае конического стабилизатора область течения делится на две зоны, в которых гидродинамическая картина совершенно различна. В периферийной зоне закрученный поток газа движется строго вдоль стенки камеры с высокими скоростями. В центральной зоне формируется турбулентный «след», в котором генерируются обшир-

ные продольные циркуляции газа. Экспериментально было подтверждено, что существование «следа» и циркуляционных течений являются факторами, существенно снижающими эффективность работы циклона и повышающими его гидравлическое сопротивление; другим таким фактором, препятствующим выводу частиц пыли из газового потока, служит их турбулентное перемешивание.

В случае цилиндрического стабилизатора наблюдается другая картина течения. Генерация турбулентности происходит только в пристеночных областях за счет больших градиентов средней скорости газа.

Выводы

В работе показано, что математическая модель течения газа в прямоточном циклоне, основанная на предположении о том, что главную роль играют центробежные силы и силы давления, в целом неплохо согласуется с результатами численного моделирования.

Главное различие результатов численного моделирования и расчетов по модели заключается в том, что в рамках данной модели не может быть учтено затухание тангенциальной и осевой составляющих скорости вблизи стенок по направлению течения.

Разработанную модель течения в силу относительной ее простоты можно положить в основу разработ-

ки методики расчета процесса очистки газа от пыли в циклонах рассматриваемой конструкции.

Финансирование работы

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда (проект 21-79-30029).

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов, требующего раскрытия в данной статье.

Информация о вкладе авторов

Концептуализация: О. М. Флисюк и В. С. Топталов; методология: Ю. Г. Чесноков; проверка: И. Г. Лихачев и Н. А. Марцулевич; формальный анализ: О. М. Флисюк; исследования: В. С. Топталов; написание — первоначальная черновая подготовка: Ю. Г. Чесноков; написание — рецензирование и редактирование: Н. А. Марцулевич; надзор: И. Г. Лихачев.

Информация об авторах

Топталов Валерий Сергеевич,
SCIENCE INDEX: AuthorID: 1180390
Чесноков Юрий Георгиевич, д.ф.-м.н., проф.
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7259-4790>
Флисюк Олег Михайлович, д.т.н., проф.
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0527-8725>
Марцулевич Николай Александрович, д.т.н., проф.
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9206-5976>
Лихачев Илья Григорьевич, к.т.н., доцент
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7180-0270>

Список литературы

- [1] *Cristobal C., Gil A.* Modeling the gas and particle flow inside cyclone separators // *Progress Energy Combust.* 2007. V. 33 N 5. P. 409–452. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2007.02.001>
- [2] *Peng W., Hoffmann A. C., Dries H. W.-A., Regelink M. A., Stein L. E.* Experimental study of the vortex-end in centrifugal separators: The Nature of the vortex end // *Chem. Eng. Sci.* 2005. V. 60. P. 6919–692828. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2005.06.009>
- [3] *Biegger C., Sotgiu C., Weigand B.* Numerical investigation of flow and heat transfer in a swirl tube // *Int. J. Therm. Sci.* 2015. V. 96. P. 319–330. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2014.12.001>
- [4] *Seibold F., Weigand B.* Numerical analysis of the flow pattern in convergent vortex tubes for cyclone cooling applications // *Int. J. Heat Fluid Flow.* 2021. V. 90. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2021.108806>
- [5] *Bruschewski M., Grundmann S., Schiffer H.-P.* Considerations for the design of swirl chambers for the cyclone cooling of turbine blades and for other applications with high swirl intensity // *Int. J. Heat Fluid Flow.* 2020. V. 86. ID 108670. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2020.108670>
- [6] *Novotny P., Weigand B., Marsik F., Biegger C., Tomas M.* Flow structures in a swirl flow — vortex breakdown condition // *J. Phys.* 2018. Ser. 1045. ID 012031. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1045/1/012031>
- [7] *Tianxing Z., Alshehhi M., Khezzar L., Xia Y., Kharoua N.* Experimental investigation of confined swirling flow and its interaction with a bluff body // *J. Fluids Eng.* 2019. V. 142. N 1. ID 011102.
- [8] *Шуляев М. И., Шуляев А. М.* Моделирование процесса пылеулавливания в прямооточном циклоне. 1. Аэродинамика и коэффициент диффузии частиц в циклонной камере // *Теплофизика и аэромеханика.* 2003. Т. 10. № 2. С. 157–170.
- [9] *Тарасова Л. А., Терехов М. А., Трошкин О. А.* Расчет гидравлического сопротивления вихревого аппарата // *Хим. и нефтегаз. машиностроение.* 2004. № 2. С. 11–12.
- [10] *Grundmann S., Wassermann F., Lorenz R., Jung B., Tropea C.* Experimental investigation of helical structures in swirling flows // *Int. J. Heat Fluid Flow.* 2012. V. 37. P. 51–63. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2012.05.003>
- [11] *Huang L., Deng S., Chen Z., Guan J., Chen M.* Numerical analysis of a novel gas-liquid pre-separation cyclone // *Sep. Purif. Technol.* 2018. V. 194. P. 470–479. <https://doi.org/10.1016/j.seppur.2017.11.066>
- [12] *Bruschewski M., Scherhag C., Schiffer H.-P., Grundmann S.* Influence of channel geometry and flow variables on cyclone cooling of turbine blades // *J. Turbomach.* 2016. V. 138. N 6. ID 061005. <https://doi.org/10.1115/1.4032363>
- [13] *Mikheev N., Saushin I., Paereliy A., Kratirov D., Levin K.* Cyclone separator for gas-liquid mixture with high flux density // *Powder Technol.* 2018. V. 339. P. 326–333. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2018.08.040>
- [14] *Турубаяев П. П., Шваб А. В.* Численное исследование аэродинамики закрученного потока в вихревой камере комбинированного пневматического аппарата // *Вестн. Том. гос. ун-та. Математика и механика.* 2017. № 47. С. 87–98. <https://doi.org/10.17223/19988621/47/9>
- [15] *Николаев А. Н., Харьков В. В.* Описание профилей окружной и осевой компонент скорости в полном вихревом аппарате // *Вестн. Казан. технол. ун-та.* 2016. № 17. С. 71–74.

- [16] Yu G., Dong S., Yang L., Yan, D., Dong K., Wei Y., Wang B. Experimental and numerical studies on a new double-stage tandem-nesting cyclone // Chem. Eng. Sci. 2021. V. 236. ID 116537. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2021.116537>
- [17] Li L., Du C., Chen X., Wang J., Fan X. Numerical study on flow and heat transfer behavior of vortex and film composite cooling // J. Mech. Sci. Technol. 2018. V. 32. N 6. P. 2905–2917. <https://doi.org/10.1007/s12206-018-0547-4>
- [18] Yang C., Jeng D., Yang Y.-J., Chen H.-R., Gau C. Experimental study of pre-swirl flow effect on the heat transfer process in the entry region of a convergent pipe // Exp. Therm. Fluid Sci. 2011. V. 35. N 1. P. 73–81. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2010.08.008>
- [19] You Y., Seibold F., Wang S., Weigand B., Gross U. URANS of turbulent flow and heat transfer in divergent swirl tubes using the k- Ω SST turbulence model with curvature correction // Int. J. Heat Mass Transf. 2020 V. 159. ID 120088. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120088>
- [20] Платонов Д. В., Минаков А. В., Дектерев А. А., Сентябов А. В. Численное моделирование пространственных течений с закруткой потока // Компьютер. исслед. и моделирование. 2013. Т. 5. № 4. С. 635–648. <https://doi.org/10.20537/2076-7633-2013-5-4-635-648>
- [21] Маликов З. М., Мадалиев М. Э. Математическое моделирование турбулентного течения в центробежном сепараторе // Вестн. Том. гос. ун-та. 2021. № 71. С. 121–138. <https://doi.org/10.17223/19988621/71/10>
- [22] Усманова Р. Р., Жернаков В. С. Моделирование движения закрученного потока в динамическом газопромывателе // Вестн. УГАТУ. 2013. Т. 17. № 1 (54). С. 63–67.
- [23] Narasimha M., Brennan M. S., Holtham P. N., Napier-Munn T. J. A comprehensive CFD model of dense medium cyclone performance // Miner Eng. 2007. V. 20. N 4. P. 414–426. <https://doi.org/10.1016/j.mineng.2006.10.004>
- [24] Mousavi S. M., Ghadimi B., Kowsary F. Numerical study on the effects of multiple inlet slot configurations on swirl cooling of a gas turbine blade leading edge // Int. Commun. Heat Mass Transf. 2018. V. 90. P. 34–43. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2017.10.012>
- [25] Biegger C., Rao Y., Weigand B. Flow and heat transfer measurements inswirl tubes with one and multiple tangential inlet jets for internal gas turbine blade cooling // Int. J. Heat Fluid Flow. 2018. V. 73. P. 174–187. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2018.07.011>
- [26] Волк А. М. Движение твердых частиц в закрученном потоке // Энергетика. Изв. вузов и энергетических объединений СНГ. 2009. № 3. С. 77–81.
- [27] Чесноков Ю. Г., Бауман А. В., Флисюк О. М. Расчет поля скоростей жидкости в гидроциклоне // ЖПХ. 2006. Т. 79. № 5. С. 783–786.
- [28] Flisiyk O. M., Martsulevich N. A., Topalov V. S. Theoretical and experimental analysis of dependence of efficiency of direct-flow cyclone on geometry of separating chamber // ChemChemTech. 2021. V. 64. N 8. С. 99–106. <https://doi.org/10.6060/ivkkt.20216408.6419>
- [29] Bloor M. I. G., Ingham D. B. The flow in industrial cyclone // J. Fluid Mech. 1987. V. 178. P. 507–519.
- [30] Гольдштук М. А. Вихревые потоки. Новосибирск: Наука, 1981. 366 с.
- [31] Barber T. A. On the Beltramian motion of the bidirectional vortex in a conical cyclone // J. Fluid Mech. 2017. V. 828. P. 708–732. <https://doi.org/10.1017/jfm.2017.494>
- [32] Majdalani J. Helical solutions of the bidirectional vortex in a cylindrical cyclone: Beltramian and Trkalian motions // Fluid Dyn. Res. 2012. V. 44. ID 065506. <https://doi.org/10.1088/0169-5983/44/6/065506>