

УДК 532.527

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТУРБУЛЕНТНОГО ТЕЧЕНИЯ В ИНЕРЦИОННЫХ АППАРАТАХ С АКТИВНОЙ ГИДРОДИНАМИКОЙ

Р. Р. Усманова¹, В. С. Жернаков²

¹ Usmanovarr@mail.ru, ² zhvs@mail.rb.ru

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

Поступила в редакцию 11.12.2016

Аннотация. Сформулирована краевая задача и установлены граничные условия для решения конечно-разностных уравнений движения газодисперсных закрученных потоков в динамическом газопромывателе. Обсуждена корректность решения краевой задачи для моделирования вихревого течения газодисперсной среды в рабочем объеме аппарата при изменяющейся закрутке потока. Установлено, что изменение параметров закрутки потока вызывает появление близ стенок газопромывателя зоны обратного тока. По результатам вычислений получены линии тока и профили скоростей в различных сечениях аппарата, позволяющие проводить исследование движения газа с дисперсными частицами в широком диапазоне изменения определяющих параметров и усовершенствовать конструкцию рассматриваемого газопромывателя.

Ключевые слова: краевая задача; инерционные аппараты; математическая модель; расчетная сетка; закрутка потока; линии тока

ВВЕДЕНИЕ

Разработка новых математических подходов к расчету турбулентных закрученных течений является важным шагом в создании адекватных методов расчета инерционных аппаратов с целью оптимизации их технологических и конструктивных параметров и исключения дорогостоящих экспериментальных исследований [1]. В настоящее время произошли существенные изменения в области математического моделирования, обусловленные применением вычислительных технологий и пакетов программ, что дает возможность прогнозировать интегральные характеристики аппаратов уже на стадии проектирования. В качестве характерных параметров допустимо предусмотреть такие конструктивные решения, моделирующие работу широкого класса инерционных аппаратов, которые позволят значительно повысить эффективность газоочистки.

Математические модели течения многофазных сред должны, с одной стороны, максимально точно прогнозировать показатели газоочистки при модифицировании какого-либо параметра, а с другой стороны, показывать возможные пути интенсификации процесса сепарации. Для этого модель должна обеспечивать характеристики всех важных аспектов течения (граничные условия, физические параметры много-

фазных сред, турбулентность и геометрические характеристики) с возможностью решения таких уравнений.

Моделирование течения дисперсной фазы в инерционных аппаратах осложняется детерминированно-стохастическим характером движения частиц в турбулентном закрученном потоке, который осложняется взаимодействием частиц друг с другом и со стенками аппарата, сложностью задания входных условий, модификацией частиц в результате дробления и коагуляции.

Расчеты турбулентных закрученных течений при создании адекватных математических моделей инерционных аппаратов должны обеспечивать достаточно точные результаты в широком диапазоне переменных, и сочетаться с простыми и недорогими лабораторными исследованиями по интегральным характеристикам дисперсных включений, результаты которых могут быть использованы в качестве входных данных.

ВЫБОР ПОДХОДА К ОПИСАНИЮ МНОГОФАЗНЫХ ТЕЧЕНИЙ

Аналитический подход большинства исследователей [2] к описанию гидродинамики инерционных аппаратов основывается на системе уравнений Навье–Стокса, дополненных уравне-

ниями неразрывности установившегося осесимметричного закрученного газодисперсного потока.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho v_i) + \frac{\partial}{\partial q_j}(\rho v_i v_j) = \\ & = -\frac{\partial}{\partial q_i} + \frac{\partial}{\partial q_j} \left[\mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial q} + \frac{\partial v_j}{\partial q_j} \right) \right] \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial q_j}(\rho v_i) = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

где v_i – компонента скорости по оси; P , ρ , μ – давление, плотность и турбулентная вязкость потока; t – время; q – направление координатной оси.

Решение системы уравнений Навье–Стокса математически затруднительно, что обуславливает необходимость принятия целого ряда не совсем корректных допущений, что снижает адекватность предлагаемых аналитических описаний реальной гидродинамической картине в инерционных аппаратах и, в конечном итоге, приводит к существенным расхождениям результатов вычислений с опытными данными.

Большой интерес представляет разработка эффективных численных методов решения многомерных уравнений чисто гиперболического типа или параболических уравнений, содержащих гиперболическую часть. Такие математические модели описывают многие пространственно-нестационарные задачи механики многофазных течений [3]. Построение вычислительного алгоритма для указанного рода задач представляет сложную проблему, которая обычно решается поэтапно. Однако в настоящее время принципы рационального численного моделирования позволяют существенно продвинуться в области построения систем, имитирующих такие явления, что дает основу для прогресса в разработке методов моделирования и расчета движения многофазных сред.

Согласно алгоритму, предложенному в [2] и реализованному в Ansys CFX, численное решение уравнения (1) выполняется совместно в пределе одной глобальной итерации, что приводит к многократным увеличениям размеров матрицы СЛАУ, усложнению ее структуры и алгоритмов решения СЛАУ. Тем не менее, увеличение времени расчета на одной глобальной итерации, соответствующее такому подходу, оправдывает себя, так как скорость сходимости алгоритмов возрастает и для достижения сходимости требуется меньшее число глобальных итераций.

ПОСТАНОВКА ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ

При задании граничных условий указываются условия задачи на выходе и входе в проточную часть расчетного объема. В качестве граничных условий, задавалось: условие прилипания на стенках (скорость и градиент температуры на стенках равны нулю); распределение дисперсных частиц во входном сечении принималось равномерным; задавалось распределение всех компонент скорости во входном сечении; на входной поверхности задавался суммарный расход по массе, а на выходной поверхности ставилось условие по давлению [4].

Для области аппарата $R > r$ граничные условия должны удовлетворять уравнению переноса массы и быть записаны с учетом равенства потока частиц на радиусе r и равенства концентраций частиц на радиусе R . Центробежные силы принимают нулевое значение на стенках аппарата, а тангенциальные скорости уменьшаются и принимают нулевое значение вблизи ограничивающей поверхности. Турбулентные пульсации увлекают в движение частицы вблизи стенок аппарата и способствуют их отрыву, а центробежные силы вновь возвращают их к стенке. Таким образом, у неподвижной поверхности частицы находятся в динамическом равновесии, на границах «поток – твердая стенка», перенос частиц будет отсутствовать. Результирующий поток частиц от центробежных сил и диффузионного переноса будет равен нулю. В силу симметрии относительно оси газопромывателя, производная по радиусу от концентрации частиц также будет равна нулю.

В узлах расчетной сетки твердую стенку представляют границы $\Gamma_1, \Gamma_3, \Gamma_4, \Gamma_5$ (рис.1). Поскольку границы $\Gamma_1 - \Gamma_8$, и $\Gamma_3 - \Gamma_4$ являются линиями тока, то функция тока ψ на твердой стенке может принимать любое постоянное значение. Характерная для Γ_1, Γ_5 функция тока $\psi = 0$; а для Γ_3, Γ_3' функция тока, отвечающая характеру течения, $\psi = \psi_{max}$.

Границам Γ_4 и Γ_6 соответствует выходное сечение или проницаемая стенка. Если на $\Gamma_1, \Gamma_3, \Gamma_4, \Gamma_5$ осуществляется условие прилипания: $v_z = v_\varphi = v_r = 0$, то на Γ_4 и Γ_6 изменение скорости можно описать некоторой функцией $f(r)$:

$$\begin{aligned} v_z = v_z(r), \frac{\partial v_\varphi}{\partial \lambda} = 0, \\ \int_0^{\psi_{max}} D \, d\psi = \int_r \rho v \lambda(r) dr. \end{aligned} \quad (2)$$

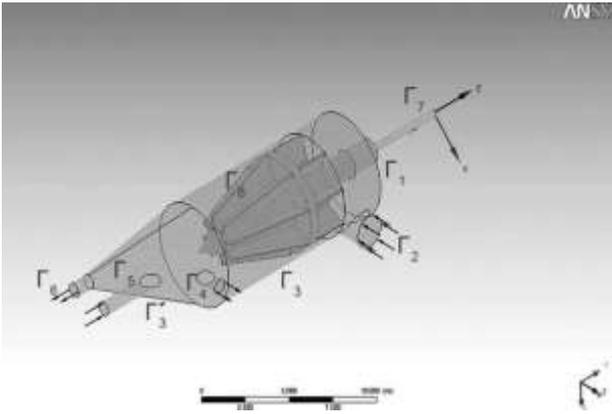


Рис. 1. Схема к расчету граничных условий

Для определения значений вихря на твердой стенке Γ_3 проанализируем вывод граничных условий первого порядка точности для вихря ω . В окрестностях точки разложим функцию ψ в ряд Тейлора:

$$\psi_{i,\ell+1} = \psi_{i,\ell} + \frac{\partial \psi}{\partial r} \Big|_p \Delta r + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} \Big|_p \Delta r^2 + \frac{1}{6} \frac{\partial^3 \psi}{\partial r^3} \Big|_p \Delta r^3 + 0(\Delta r^4) \quad (3)$$

$$\text{по } \left(\frac{\partial \psi}{\partial r} \right)_p = 0, \quad \omega_{i,\ell} = - \frac{\partial v_z}{\partial r} \Big|_p,$$

при $v_z = v_r = 0$

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} \Big|_p = \rho r \left(\frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \right) \Big|_p = \rho r \frac{\partial v_z}{\partial r} \Big|_p.$$

Задавая величину $\omega_{i,1}$, характеризующую осевое движение частиц по окружности (т.н. кольцевой вихрь), и решая (3) относительно $\omega_{i,1}$, с учетом $\psi_{i,1} = 0$, получим

$$\omega_{i,1} = - \frac{2}{\rho r} \frac{\psi_{i,\ell+1}}{\Delta r^2} + 0(\Delta r). \quad (4)$$

На границах твердой стенки, независимо от ее ориентации и значения функции ψ , можно записать:

$$\omega_{i,1} = - \frac{2(\psi_{i,1} + 1 - \psi_{i,1})}{\rho r \Delta n^2} + 0(\Delta n), \quad (5)$$

где Δn – расстояние до ближайшего узла по нормали к стенке.

Дифференцируя выражение, определяющее вихрь ω , получим условие второго порядка точности:

$$\frac{\partial \omega}{\partial r} \Big|_p = \frac{\partial^2 v_r}{\partial z \partial r} - \frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} = \frac{\partial}{\partial z} \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{1}{\rho} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial^3 \psi}{\partial r^3} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} + \frac{1}{r^3} \frac{\partial \psi}{\partial r} \right].$$

Граница Γ_7 характеризуется параметрами v_r , $v_\varphi = 0$ и представляет собой ось симметрии, для которой $(dv_r/dz) = 0$. Расходная скорость симметрична относительно оси $(dv_z/dz) = 0$, откуда $\omega_r = 0$.

Граничные условия на входе патрубки Γ_2 меняются в зависимости от физической картины течения в рассматриваемой области, поэтому их невозможно записать однозначно. Одним из подходов к постановке граничных условий на входе является определение значений функции ψ и ω . Например, для Γ_2 можно принять допущение о потенциальном характере течения при $\omega = 0$ и, зная величину расхода,

$$Q = 2\pi r l \left| v_r^{ex} \right| \quad (6)$$

определить средние значения радиальной скорости

$$\left| v_r^{cp} \right| = \left| v_r^{ex} \right|$$

и получить линейную зависимость от функции тока

$$\psi = \psi_{max} \cdot z / l, \quad (7)$$

где z, l – определяющие параметры ввода частиц (текущая координата и размеры входного патрубка).

Граничные условия на выходном патрубке Γ_4 задаются постановкой «мягких» граничных условий Неймана при полной определенности значений ψ, ω, v :

$$\frac{d\psi}{dz} = 0; \quad \frac{d\omega}{dz} = 0; \quad \psi_{\Gamma} = \psi_{\Gamma-1}; \quad \omega_{\Gamma} = \omega_{\Gamma-1}$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial z} = \frac{\partial v_r}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} = 0. \quad (8)$$

Для этих условий определен второй порядок точности.

Вершина угла выходного патрубка Γ_4 является конечной точкой твердой стенки, $v_z, v_r, v_\varphi = 0$, на ней выполняется условие прилипания. Для определения ω в этой точке воспользуемся зависимостью (9):

$$\omega_{\Gamma} = - \frac{2}{\rho r} \frac{\psi_a - \psi_{\Gamma}}{\Delta n^2},$$

$$\Delta n^2 = (\Delta r \cos \beta)^2 = \frac{\Delta z^2}{1 + \gamma^2}; \gamma = \frac{\Delta z}{\Delta r}, \quad (9)$$

где β – угол конусности газопромывателя.

Все пространство газопромывателя было покрыто конечно-разностной сеткой, в узлах которой отыскивались неизвестные значения скорости и давления. Интегрирование проводилось за один маршевый проход от входного к выходному сечению рабочего пространства аппарата (рис. 2).

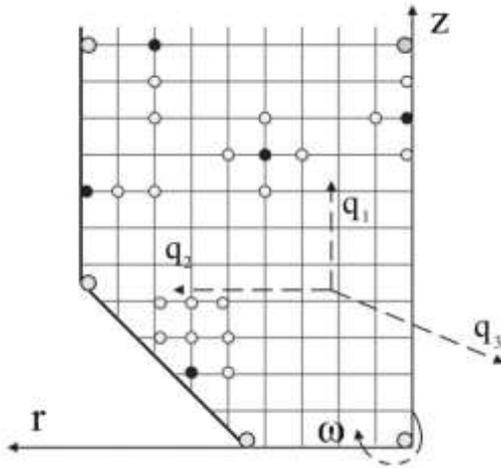


Рис. 2. Расчетная сетка

Каждый узел сетки характеризуется своим направлением проекции скорости потока: радиальным v_r , тангенциальным v_ϕ и осевым v_z . Переход между узлами выполняется скачкообразно посредством замены скоростей потока или путем нахождения промежуточного их значения между узлами с помощью интерполяции. Такая постановка краевой задачи позволила реализовать условие прилипания на каждом временном шаге и, аналогично условию для функций ψ и ω , устанавливать его на разных границах. Использование условий прилипания на одной и той же границе видоизменяет задачу моделирования, что может привести к снижению точности.

Для каждого узла сетки на границе расчетной области запишем:

$$\frac{d}{dr} \left(r \frac{d\phi}{dr} \right) + \frac{d}{dz} \left(r \frac{d\phi}{dz} \right) = 0. \quad (10)$$

Вычислим скалярное произведение и нормы функций, обращающихся в ноль на границах сетки:

$$(y, v) = \sum_{i,j=1}^N h_r h_z y_i v_{i,j}, \|y\| = \sqrt{(y, y)}.$$

Аппроксимацию уравнения (10) выполняем по шагу сетки h , производя замену производных соответствующих функций:

$$\begin{aligned} & \frac{i + \frac{1}{2}}{h_r} \cdot \phi_{i+Ij} + \frac{i \cdot h_r}{h_z^2} \cdot \phi_{i,j+I} - \\ & - \left(\frac{2 \cdot i}{h_r} + \frac{2 \cdot i \cdot h_r}{h_z^2} \right) \cdot \phi_{i,j} + \frac{i - \frac{1}{2}}{h_r} \cdot \phi_{i-Ij} + \\ & + \frac{i \cdot h_r}{h_z^2} \cdot \phi_{i,j-I} = 0. \end{aligned}$$

Вводим обозначение:

$$\begin{aligned} (Ay)_{ij} = & -\frac{i + \frac{1}{2}}{h_r} y_{i+Ij} - \frac{i \cdot h_r}{h_z^2} y_{i,j+I} + \\ & + \left(\frac{2i}{h_r} + \frac{2i \cdot h_r}{h_z^2} \right) \cdot y_{ij} - \frac{i - \frac{1}{2}}{h_r} y_{i-I,j} - \\ & - \frac{i \cdot h_r}{h_z^2} y_{ij-I}. \end{aligned}$$

Тогда уравнение (10) запишется в виде

$$Ay = f; (Ay, y) \geq 0; (Ay, v) = (y, Av).$$

В диапазоне размеров $0 \leq r_{\min} \leq r \leq r_{\max}$ границы параметра A лежат в пределах $\gamma_1 \leq A \leq \gamma_2$, образуя систему линейных уравнений к каждому узлу сетки

$$\begin{aligned} \gamma_1 &= 2 \cdot r_{\min} \left(\frac{4}{h_z^2} \sin^2 \frac{\pi \cdot h_r}{2l_r} + \frac{4}{h_z^2} \sin^2 \frac{\pi \cdot h_r}{2l_z} \right), \\ \gamma_2 &= 2 \cdot r_{\max} \left(\frac{4}{h_z^2} \cos^2 \frac{\pi \cdot h_r}{2l_r} + \frac{4}{h_z^2} \cos^2 \frac{\pi \cdot h_z}{2l_z} \right) \end{aligned}$$

при $r_{\min} = h_r$, $r_{\max} = l_r$, где l – длина расчетной области; h – шаг сетки.

Полученные результаты вычислительного эксперимента позволяют определить значение потенциала в узлах сетки в широком диапазоне изменения определяющих параметров и совершенствовать конструкцию газопромывателя.

ВИЗУАЛИЗАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА

По результатам вычислений были получены картины линий тока и профили скоростей в различных сечениях потока. Анализ гидродинамики и распределения осаждаемых частиц в динамическом газопромывателе показал, что из-за наличия турбулентной диффузии, частицы концентрируются у стенки аппарата не плотным слоем, а в виде разрыхленного концентрированного газопылевого слоя. При прохождении пыли через лопатки завихрителя происходит концентрирование частиц на периферийной зоне лопаток. Отметим, что профиль окружной скорости v_ϕ существенно изменяется по радиусу газопромывателя и по оси x , что означает наличие дифференциального вращения, вследствие чего вихревые линии начинают закручиваться по спирали, как показано в работе [2]. На рис. 3 представлены линии окружной скорости, а также распределение статического давления в виде заливки [5].

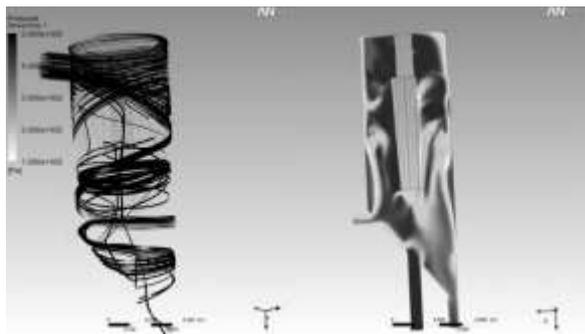


Рис. 3. Проекция окружной скорости и статическая составляющая давления в поперечном сечении газопромывателя

Установлено, что в отрывных зонах наблюдается значительное снижение давления как по сравнению с основным потоком, так и в зоне лопастей завихрителя. Неравномерность статических составляющих давлений в газопромывателе оказывает снижающее действие на эффективность очистки. При сопоставлении с опытными данными по степени очистки выявлено, что снижение эффективности сепарации не превышает 3 %, хотя по уровню неравномерности поля давлений разница более значительная. Это можно объяснить тем, что неравномерность давления компенсируется положительным влиянием отрывных зон, способствующих сепарации мелких примесей из основного течения в зону разрежения и выносу их по спиралевидной траектории из рабочего пространства, а далее по стенкам конической части аппарата в шламособорник.

Установлено, что при увеличении числа Рейнольдса структура течения изменяется от слоистого до усложненного развитыми вторичными вихрями. Качественно различаются три типа течения: слоистое течение, течение с приосевым вихрем, течение с приосевым и пристенным присоединенными вихрями. При значительной интенсивности процесса, $Re=6 \cdot 10^4$, у образующей возникают большие тангенциальные скорости, это приводит к значительным градиентам давления, вызывающим обратное течение вдоль оси, снижающее эффективность сепарации.

Лопастной завихритель, расположенный в центральной части аппарата, значительно усложняет картину течения газопылевого потока в динамическом газопромывателе. Установлено, что в результате турбулентной диффузии, частицы пыли будут концентрироваться у стенок аппарата не плотным слоем, а в форме разрыхленного концентрированного газопылевого кольца. На стенках аппарата не образуется осыпающийся слой пыли, пылевые скопления локализуются в кольцевом пристенном слое определенной толщины в виде жгутов. Способствует образованию спиральных пылевых жгутов лопастной завихритель, при прохождении пыли через лопатки которого происходит концентрация частиц на периферийной области лопаток. Лопастной завихритель разделяет однородный поток на ряд параллельных потоков с чередованием обедненной и обогащенной концентраций пыли.

По результатам вычислений были получены профили осевой и окружной компонент скорости (рис. 4).

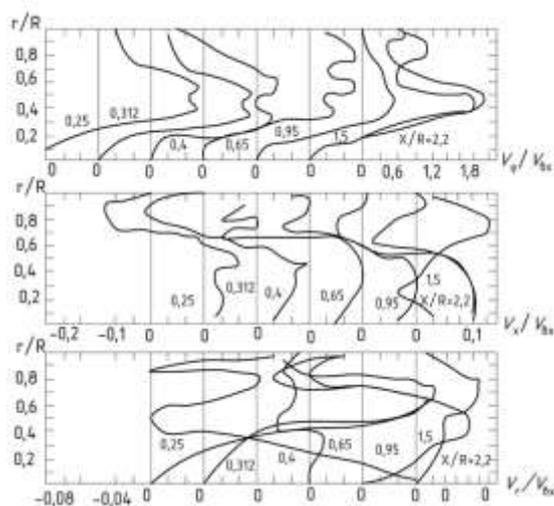


Рис. 4. Проекция тангенциальных, осевых и радиальных скоростей вдоль аппарата в сечениях $x/R = 0,25; 0,312; 0,4; 0,65; 0,95; 1,5; 2,2$ при значениях параметров: $V_r/V_{Bx} = 0,01; V_\phi/V_{Bx} = 1,8; Re = 5 \cdot 10^4$

Влияние на толщину и плотность пристенного слоя оказывают: скорость газа, угол закрутки, характер ввода потока в газопромыватель. Уменьшению толщины пристенного слоя соответствуют более высокие скорости потока, независимо от возрастающей при этом роли турбулентной диффузии.

Изменяющаяся закрутка потока способствует появлению вблизи стенок газопромывателя зоны обратного тока, снижающей эффективность очистки пыли тонких фракций. Снизить влияние возвратного течения позволяет оптимизация соотношения высоты и ширины тангенциального ввода. Конический завихритель способствует трансформации профиля скоростей газодисперсного потока и оказывает на него демпфирующее воздействие.

Установлено, что условием, необходимым для возникновения обратных токов, является не сама закрутка, а падение крутки. Интенсивность и характер падения крутки оказывает влияние на характер и интенсивность обратных токов. Этот вывод необходимо учитывать в практике и соответствующим образом организовывать гидродинамику потоков в аппарате.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Был разработан алгоритм моделирования процесса сепарации дисперсной фазы в газовом потоке. Проведенные расчеты позволяют определять потенциальные возможности динамического газопромывателя при использовании его в качестве аппарата для очистки газовых выбросов. Верификация полученных расчетом данных проводилась путем моделирования процесса течения газожидкостного потока в пакете вычислительной гидродинамики *Ansys CFX*.

Расчеты течений, определяемые краевой задачей, проводились для значений чисел Рейнольдса от $1 \cdot 10^2$ до $6 \cdot 10^4$. По результатам вычислений строились картины линий тока и профили скорости в различных сечениях газопромывателя. Анализ полученных профилей скорости позволяет выявить три характерные области по оси аппарата: область формирования газового потока, область стабильного потока и область демпфирования.

Изменяющаяся закрутка потока может вызвать появление вблизи стенок газопромывателя зон обратного тока, снижающих эффективность сепарации тонких фракций пыли.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Варакин А. Ю. Турбулентные течения газа с твердыми частицами. // М.: Машиностроение, 2013. 192 с. [A. J. Varkasin "Turbulent Flows of Gas with Firm Corpuscles" (in Russian). Moscow: Engineering, 2013.]
2. Кочевский А. Н., Неня В. Г. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах // Вестник СумГУ. 2003. Т.13, № 2 (59). С. 195–210. [A.N. Kochevskiy, V. G. Njenja, "Modern the approach to modelling and calculation of currents of a liquid in bladed hydromachines," (in Russian), in *Vestnik SumGU*, vol. 13, no. 2 (59), pp. 195–210. 2003.]
3. Xia J. L., Yadigaroglu G., Liu Y.S., Schmidli J., Smith B. L. Numerical and experimental study of swirling flow in a model combustor // *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008. Vol. 41. №11. P. 1485–1497. [J.L. Xia, G. Yadigaroglu, Y.S. Liu, J. Schmidli, B.L. Smith "Numerical and experimental study of swirling flow in a model combustor" (in USA), in *Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 41. no.11. pp. 1485–1497, 2008.]
4. Усманова Р. Р., Заиков Г. Е. Выбор граничных условий к расчету параметров вихревого течения газодисперсных потоков // Энциклопедия инженера-химика. 2015. №3. С. 36–42. [R. R. Usmanova, G. E. Zaikov "Choice of boundary conditions to calculating parameters movement of gas-dispersion streams" (in Russian), in *Enciklopedia ingenera-chimika*, no. 3 (37), pp. 36–42, 2015.]
5. Усманова Р. Р., Жернаков В. С. Имитационное моделирование и исследование факторов, влияющих на аэродинамические показатели процесса газоочистки // Вестник СГАУ. 2014. №1(43). С. 173–180. [R. R. Usmanova, V. S. Zhernakov "Simulation and research of factors affecting aerodynamic indices of the gas purification process" (in Russian), in *Vestnik SGAU*, no. 1 (43), pp. 173–180, 2014.]

ОБ АВТОРАХ

УСМАНОВА Регина Равиловна, дипл. инж.-механик (УГНТУ, 2000). Канд. техн. наук по МАХП (УГНТУ, 2004), доцент каф. сопротивления материалов (2009) Иссл. в обл. гидрогазодинамики в центробежных аппаратах.

ЖЕРНАКОВ Владимир Сергеевич, заслуженный деятель науки РФ, член-корр. АН РБ, проф., зав. каф. сопротивления материалов. Дипл. инж.-мех. (УАИ, 1967). Д-р техн. наук по тепловым двигателям ЛА (УГАТУ, 1992). Иссл. в обл. механики деформируемого твердого тела.

METADATA

Title: Research of hydrodynamic characteristics and sampling in inertial devices with active hydrodynamics

Authors: R. R. Usmanova¹, V. S. Zhernakov

Affiliation:

¹ Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

Email: ¹Usmanovarr@mail.ru.

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 21, no. 1 (75), pp. 56-62, 2017. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: Formulated boundary problem and set the boundary conditions for finite-difference equations of motion of gas-dispersion swirling flows in a dynamic scrubber. Debated correct solution of the boundary problem for the simulation of vortex flow gas-dispersed medium in the working volume of the machine when changing twist flow. It was found that a change in the parameters of the flow causes the spin near the wall scrubber reverse current zone. According to the results of calculations obtained streamlines and velocity profiles in various sections of the machine, allowing to carry out a study with the motion of the gas particles dispersed in a wide range of determining parameters and improve the design under consideration scrubber.

Key words: boundary problem; inertial devices; mathematical model; computational grid; twist flow; streamlines

About authors:

USMANOVA Regina Ravilevna, Candidate of Science (Engineering) (UGNTU, 2000), Cand. of Tech. Sci. (UGNTU, 2004) Associate Professor, Department of Strength of Materials (2009). Area of research: hydraulic gas dynamics in centrifugal machines.

ZHERNAKOV Vladimir Sergeevich, Prof., Dept. of Automated Systems. Dipl. Engineering (UGATU, 1967). Cand. of Tech. Sci. (UGATU, 1978), Dr. of Tech. Sci. (UGATU, 1992). Area of research: mechanics of deformable solids.