

Р. Р. Усманова, В. С. Жернаков

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ЗАКРУЧЕННОГО ПОТОКА В ДИНАМИЧЕСКОМ ГАЗОПРОМЫВАТЕЛЕ

Проведено математическое моделирование и численное исследование движения закрученных потоков в динамическом газопромывателе. Для решения поставленной задачи следует исходить из осесимметричных уравнений Навье-Стокса с привлечением при формулировке граничных условий которые строго соответствуют реальным центробежно-вихревым аппаратам как в геометрии области решения, так и учете конструктивных особенностей. *Математическое моделирование; расчетная область; гидравлическое сопротивление; закрутка потока; газоочистка; завихритель; динамический газопромыватель*

ВВЕДЕНИЕ

Гидродинамика вихревых центробежных аппаратов состоит не из одного типа течений, как правило, закрученных. Распространены камеры, в которых на фоне закрученных реализуются встречные, смещенные, радиальные, осевые затопленные и т. д. течения. Часто выход потока из вихревых центробежных аппаратов организуется по принципу встречи струй. Такие приемы активизации гидродинамических режимов как закрутка потока, встреча струй, занимают важное место среди средств интенсификации технологических и энерготехнологических процессов.

Закрученный поток является сложной формой движения, целиком зависящей от конструктивных параметров закручивающих устройств, которые определяют аэродинамические особенности камеры и потока: степень крутки, гидравлическое сопротивление, структуру и скоростную неравномерность, характеристики зон рециркуляции, инжекционную способность, интенсивность турбулентности.

Применяемые в настоящее время математические модели процессов газоочистки, как правило, сформированы на упрощенных теоретических представлениях о движении потоков газозвеси. Они недостаточно учитывают режимные и конструктивные параметры аппаратов газоочистки, а также аэрогидродинамические свойства газодисперсных потоков. Эти модели не могут быть использованы для поиска оптимальных вариантов комплексных систем газоочистки, так как они показывают свойства объектов в узком диапазоне изменения параметров.

Необходимы более полные и адекватные математические модели, основанные на совместном исследовании аэродинамики потоков газозвеси и происходящих в них явлений.

Применение вычислительных технологий и пакетов программ позволяет рассчитывать с приемлемой для практики точностью гидродинамические характеристики вихревых течений на этапе разработки и проектирования промышленных устройств, в том числе газоочистных, позволяя избежать необходимости дорогостоящих натуральных испытаний.

Программный комплекс ANSYS-14/CFX-современное средство моделирования, основанное на численном решении уравнений гидрогазодинамики [1, 2]. Гидродинамический расчет дает возможность определить гидравлическое сопротивление аппарата и предсказать эффективность процесса сепарации на стадии проектирования.

1. ЗАДАЧИ МОДЕЛИРОВАНИЯ

Для постановки задачи моделирования и последующего исследования процессов, протекающих в вихревых центробежных аппаратах, необходимо определить связь между параметрами закручивающего устройства и формируемого им течения. Поскольку численное моделирование трехмерных течений на сегодняшний день является проблематичным, данная задача сливается с известной проблемой характеристик закрученных течений и закручивающих устройств.

Математическое моделирование всегда строится на какой-то физической гипотезе, которая упрощает рассматриваемые реальные объекты настолько, что на данном этапе развития математики становится возможным не только описать постулируемую физическую модель

в виде уравнений и дополнительных условий, но и разрешить. В исследованиях вихревых центробежных аппаратов прежде всего отходят от пространственности течения. Явно это проводится в моделях, основанных на гипотезе плоского вихря. Движение газа описывается уравнениями Навье-Стокса с введением пульсационных составляющих и замыканием по гипотезе пути смещения. Величины тангенциальной и радиальной скорости принимаются соизмеримыми друг с другом. Осевая скорость считается очень малой.

Численный анализ течения газа внутри динамического газопромывателя [3] сводится к решению системы осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса. Для замыкания газодинамических уравнений Навье-Стокса использовалась стандартная (k-ε)-модель турбулентности. Для нахождения скалярных параметров k и ε используются два дополнительных модельных уравнения, содержащих эмпирические константы [4–6]. Расчетная сетка была построена в сеточном генераторе ANSYS ICEM CFD. Сетка содержит 1247 542 гексаэдрических элементов.

Сетка строилась равномерной по радиусу и неравномерной по осевой координате, неравномерность задавалась законом геометрической прогрессии, убывающей к обрезу выхлопной трубы и возрастающей от обреза к дну аппарата. Знаменатели геометрических прогрессий подбирались таким образом, чтобы в области высоких градиентов скорости сетка была как можно гуще.

Общий вид расчетной области показан на рис. 1.

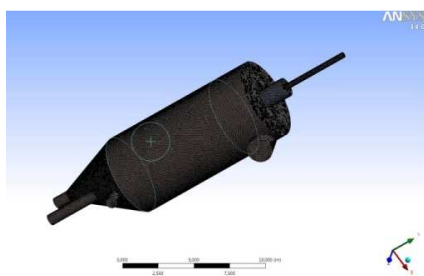


Рис. 1. Общий вид расчетной области

2. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ

Картина течения газопылевого потока в динамическом газопромывателе является достаточно сложной ввиду того, что в центральной части аппарата расположен лопастной завихритель. Анализ гидродинамики и распределения

осаждаемых частиц в динамическом газопромывателе показал, что из-за наличия турбулентной диффузии и других явлений частицы концентрируются у стенки аппарата не плотным слоем, а в виде разрыхленного концентрированного газопылевого слоя. При этом на стенке не образуется осыпаящийся слой, а пыль локализуется в кольцевом пристенном слое определенной толщины в виде спиральных пылевых скоплений в форме жгутов. Инициатором образования спиральных пылевых жгутов является лопастной завихритель. При прохождении пыли по межлопастному изогнутому каналу происходит концентрирование частиц на периферийной зоне канала. Таким образом, однородный поток после прохождения лопастного завихрителя разделяется на ряд параллельных потоков с чередующейся то обедненной, то обогащенной концентрацией пыли. Толщина и плотность пристенного слоя зависят от скорости газа, угла закрутки, характера ввода потока в динамический газопромыватель. Более высокие скорости способствуют уменьшению толщины пристенного слоя, несмотря на возрастающую при этом роль турбулентной диффузии.

Сокращение длины входного патрубка приводит к уменьшению эксцентриситета оси вращения газового потока от геометрической оси аппарата. Даже в этом случае, положение центра вращательного потока не совпадает полностью с геометрической осью аппарата, т. е. имеет место определенный незначительный эксцентриситет, величина которого не превышает 6–8 % от радиуса аппарата. Наличие подобного эксцентриситета закрученного потока отмечают также исследователями [7]. Учитывая, что величина эксцентриситета незначительна в исследуемом аппарате, а в его центральной части расположено оросительное устройство, будем рассматривать течение газового потока как симметричное относительно оси аппарата.

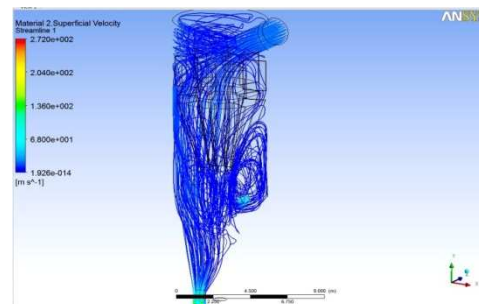


Рис. 2. Картина течения газопылевого потока в динамическом газопромывателе

3. ВЫВОД РАСЧЕТНЫХ ФОРМУЛ

Исследования аэродинамики аппарата проводились в интервале изменения критерия Рейнольдса от $3,5 \cdot 10^4$ до $15 \cdot 10^4$, что соответствовало среднерасходным скоростям от 5 до 25 м/с: степень закрутки потока была постоянной и равнялась $K = 1,5$.

Большое внимание в исследованиях уделено определению сопротивления аппарата и изучению влияния геометрии динамического газопромывателя на энергетические характеристики ΔP и ξ [7, 8]. Сопротивление газопромывателя рассчитывается по перепаду полных давлений на входе в аппарат и на выходе из него. В нашем случае уравнение Бернулли запишем для несжимаемого газа в виде:

$$\rho \frac{\alpha_k W_1^2}{2} + P_1 + \rho_g g z_1 = \rho_g \frac{\alpha_k W_2^2}{2} + P_2 + \Delta P, \quad (1)$$

где z – расстояние между сечениями; $P_1 - P_2$ – перепад статических давлений, Па; W_1, W_2 – средние скорости потока в кольцевом зазоре и в выхлопном патрубке; α_k – коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность распределения скорости по сечению и равный отношению истинной кинетической энергии к кинетической энергии потока, вычисленной по средней скорости (для турбулентного режима движения принимаем $\alpha = 1,05 - 1,10$). Зная ΔP , можно рассчитать коэффициент гидравлического сопротивления, отнесенный к условной среднерасходной скорости в плане аппарата W_0 ,

$$\zeta_0 = \frac{2\Delta P}{\rho_g W_0^2}. \quad (2)$$

Гидравлическое сопротивление центробежных аппаратов обычно рассматривают как местное сопротивление. Коэффициент гидравлического сопротивления, потери давления в аппарате определяют в основном экспериментально и представляют как функцию геометрических параметров и критерия Рейнольдса [9].

В работах [10, 11] предложен подход к расчету гидравлического сопротивления как суммы сопротивлений отдельных частей тракта, позволивший уточнить физическую сущность процесса, оценить аэродинамическое совершенство различных конструкций завихрителей.

Гидравлическое сопротивление аппаратов центробежного типа представлено в виде суммы сопротивлений цилиндрической части аппарата, завихрителя и выхлопного патрубка. При этом сопротивление цилиндрической части рас-

считано теоретически для различных законов распределения тангенциальной скорости

В результате обработки обширного экспериментального материала предложено эмпирическое уравнение для расчета коэффициента гидравлического сопротивления аппаратов центробежного типа.

Установлено, что гидравлическое сопротивление «сухого» аппарата подчиняется квадратичной зависимости от скорости газа. С увеличением коэффициента закрутки ξ снижается, что связано с уменьшением уровня тангенциальной составляющей скорости газа в завихрителе.

При некотором значении K коэффициент гидравлического сопротивления практически не зависит от расхода орошающей жидкости, что объясняется воздействием двух факторов, связанных с подачей орошающей жидкости в динамический газопромыватель.

- с одной стороны – увеличение ξ связано с ростом потерь напора газового потока на транспорт жидкости;

- со второй стороны – снижение ξ из-за уменьшения тангенциальной скорости газа за счет тормозящего действия жидкости.

На этом основании была построена эмпирическая математическая модель расчета коэффициента гидравлического сопротивления, включающая формулу для расчета ξ «сухого» аппарата

$$\xi_{\text{сух}} = \frac{1}{n} \left((R_{an})^{2n} - 1 \right) + \frac{\alpha}{K^2} \cdot \left(\frac{\vartheta_{\text{вых}}}{\vartheta_{\text{вх}}} \right)^2, \quad (3)$$

эмпирическую зависимость для расчета потерь напора газа на транспорт жидкости

$$\xi_{\text{мп}} = 4 \cdot \left(\frac{Q}{G} \right)^{0,6} \cdot \sqrt{1 + \frac{1}{K^2}} \quad (4)$$

и окончательную зависимость для расчета ξ орошаемого аппарата

$$\xi_{\text{оп}} = \frac{1}{n} \left((R_{an})^{2n} - 1 \right) + \alpha \frac{\varepsilon^2}{K^2} \left(1 + \frac{\rho_{\text{жс}}}{\rho_g} \right) \left(\frac{\vartheta_{\text{вых}}}{\vartheta_{\text{вх}}} \right)^2 + 4 \left(\frac{Q}{G} \right)^{0,6} \cdot \sqrt{1 + \frac{1}{K^2}}, \quad (5)$$

где ξ – коэффициент гидравлического сопротивления; R_{an} – радиус цилиндрической камеры, м; $\rho_g, \rho_{\text{жс}}$ – плотность газа и жидкости, кг/м³; $v_{\text{вх}}, v_{\text{вых}}$ – скорость газа на входе и выходе из аппарата, м/с; n, ε – показатели вихревого движения; K – коэффициент закрутки завихрителя; $Q,$

G – расход жидкости и газа кг/м^3 ; α – угол закрутки потока, $^\circ$.

Полученная формула учитывает наличие дисперсной фазы и частичную потерю закрутки потока. Учет потерь на транспорт жидкости выполнен путем формального применения принципа аддитивности ξ .

4. ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ

Из рис. 3 видно, что завихритель с углом наклона лопастей $\alpha = 45^\circ$ имеет наименьшие энергетические характеристики, однако эффективность газоочистки в аппарате с таким завихрителем снижается на 6–8 % по сравнению с аппаратом, где лопасти наклонены на угол $\alpha = 30^\circ$. Это можно объяснить уменьшением закрутки потока, которая характеризуется относительным углом закручивания ($90-45^\circ$), и наименьшими центробежными силами. В связи с этим, с точки зрения повышения эффективности газоочистки, предпочтение следует отдать завихрителю с наибольшей закруткой потока.

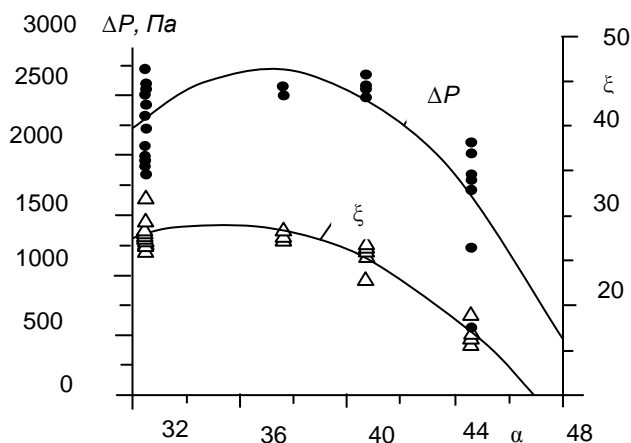


Рис. 3. Влияние угла α на энергетические характеристики динамического газопромывателя

Исследования гидроаэродинамических характеристик газопромывателя показали, что коэффициент гидравлического сопротивления существенно зависит от угла установки лопастей завихрителя α , а также от режима движения газодисперсной среды, определяемого числом Рейнольдса $Re = \rho Dv/\mu$. Как видно из рис. 4, при увеличении критерия Рейнольдса от $8 \cdot 10^4$ наступает автомодельность ξ . Исключением является завихритель с углом наклона лопастей $35,5^\circ$, при установке которого продолжается рост гидравлического сопротивления.

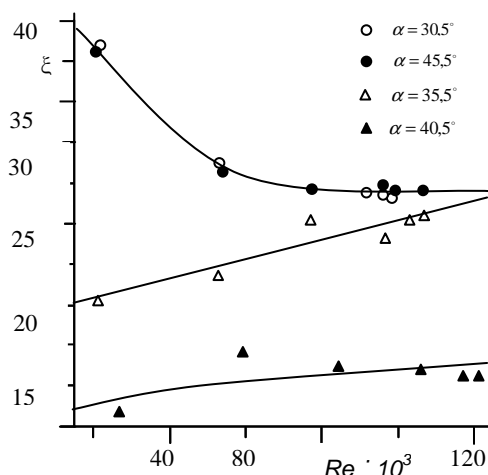


Рис. 4. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления от критерия Рейнольдса и угла установки лопаток завихрителя.

ВЫВОДЫ

Гидродинамические расчеты с помощью программы ANSYS-14/CFX при явной простоте аппроксимации расчетных областей позволяют подобрать требуемый гидродинамический режим и учесть особенности конструкции в самых различных условиях работы газопромывателя.

Проведены экспериментальные исследования гидродинамических характеристик аппарата с целью определения эмпирических констант и проверки на адекватность гидродинамической модели

Осуществлено математическое моделирование гидродинамических характеристик дисперсной фазы, в результате которого получены новые выражения для расчета гидравлического сопротивления с учетом конструктивных параметров аппарата.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Каплун А. Б., Морозов Е. М., Олферьева М. А. ANSYS в руках инженера. Практическое руководство. М.: ВНИИМП, 2003. 272 с.
2. Басов К. А. ANSYS и LMS Virtual Lab // Геометрическое моделирование. М.: ДМК пресс, 2005. 640 с.
3. Усманова Р. Р. Патент 2339435 РФ, МПК, кл. В01 Д47/06 Динамический газопромыватель. Оpubл.27.11.2008. Бюл. № 33.
4. Булгаков В. К., Потапов И. И. Конечные элементные схемы высокого порядка для задачи Навье-Стокса. Модифицированный SUPG-метод // Математические методы в технике и технологии: сб. тр. 16-й международн. конф. Т. 1. СПб., 2003. С. 129-132.

5. **Гончаров А. Л., Фрязинов И. В.** О построении монотонных разностных схем для уравнений Навье-Стокса на девятиточечных шаблонах. М., 1986. № 93. С. 14–16.

6. **Гончаров А. Л., Фрязинов И. В.** Разностные схемы на девятиточечных шаблонах «крест» для уравнений Навье-Стокса в переменных скорости-давление // Препр. ин-та Прикладной математики им. М.В. Келдыша РАН. М., 1986. № 53. С. 17.

7. **Сажин Б. С., Акулич А. В.** Математическое моделирование движения газа в сепарационной зоне прямооточного вихревого аппарата на основе модели турбулентности // Теоретические основы химической технологии. 2001. Т. 35, № 5. С. 472–478.

8. **Усманова Р. Р., Панов А. К., Минскер К. С.** Повышение эффективности процесса очистки дымовых газов печей обжига // Химическая промышленность сегодня. 2003. № 9. С. 43–46.

9. **Идельчик И. Е.** Гидравлические сопротивления (физико-механические основы). М., 1954. 316 с.

10. **Тарасова Л. А., Терехов М. А., Трошкин О. А.** Расчет гидравлического сопротивления вихревого аппарата // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2004. № 2. С. 11–12.

11. **Идельчик И. Е.** Гидравлическое сопротивление циклонов, его определение, величина и пути снижения // Механическая очистка промышленных газов: НИИОГАЗ. М., 1974. С. 135–159.

ОБ АВТОРАХ

Усманова Регина Равилевна, доц. каф. сопротивления материалов. Дипл. инженер-механик (УГНТУ, 2000). Канд. техн. наук по МАХП (УГНТУ, 2004), (2009) Иссл. в обл. гидрогазодинамики в центробежных аппаратах.

Жернаков Владимир Сергеевич, проф., зав. той же каф. Дипл. инженер-механик (УАИ, 1967). Д-р техн. наук по тепл. двигателям летательн. аппаратов (УГАТУ, 1992). Засл. деятель науки РФ, член-корр. АН РБ. Иссл. в обл. механики деформируемого твердого тела.