

УДК 532.527

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПРОЦЕССА ГАЗООЧИСТКИ

© 2014 Р. Р. Усманова, В. С. Жернаков

ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный авиационный
технический университет»

Создана математическая модель, позволяющая проводить численные исследования влияния различных факторов на гидравлическое сопротивление центробежного газопромывателя. Разработаны теоретические положения и модель, объединяющая аэродинамику, режимные и конструктивные параметры аппарата. Предложен алгоритм расчёта гидравлического сопротивления, который использован при моделировании процесса очистки газовых выбросов.

Дисперсная система, математическая модель, расчётная сетка, гидравлическое сопротивление, орошение, газоочистка, завихритель.

Введение

При создании новых аппаратов для очистки газовых выбросов, когда подходящие модельные характеристики отсутствуют, спрогнозировать гидравлическое сопротивление и эффективность работы до изготовления в металле затруднительно. Спрогнозировать аэродинамические показатели процесса газоочистки возможно лишь по результатам расчёта картины течения газодисперсной среды внутри проточной части аппарата. Закрученный поток является сложной формой движения, целиком зависящей от конструктивных параметров закручивающих устройств, которые определяют аэродинамические особенности камеры и потока: степень крутки, гидравлическое сопротивление, структура и скоростная неравномерность, характеристики зон рециркуляции, инжекционная способность, интенсивность турбулентности.

Применяемые в настоящее время математические модели процессов газоочистки, как правило, сформированы на упрощённых 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 натурных испытаний.

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

Постановка 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 трёхмерных течений на сегодняшний день является проблематичным, данная задача сливается с известной проблемой характеристик закрученных течений и закручивающих устройств.

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 скоростей принимаются соизмеримыми друг с другом. Осевая скорость считается очень малой. Для исследуемого газопромывателя характерно наличие вращающегося сепаратора и связанное с этим постоянное изменение геометрии расчётной области, кроме того достаточно сложная геометрическая конфигурация расчётной области в целом. В настоящее время ис-

пользуется несколько подходов к расчёту таких течений. Неподвижная система координат используется для анализа цилиндрической части корпуса, а вращающаяся система координат – для описания геометрии сепаратора.

Численный анализ течения газа внутри динамического газопромывателя [3] сводится к решению системы осреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса. Для замыкания газодинамических уравнений Навье-Стокса использовалась стандартная ($k-\epsilon$)-модель турбулентности. Для нахождения скалярных параметров k и ϵ используются два дополнительных модельных уравнения, содержащих эмпирические константы [4-6]. Расчётная 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 расчётной области показан на рис. 1.

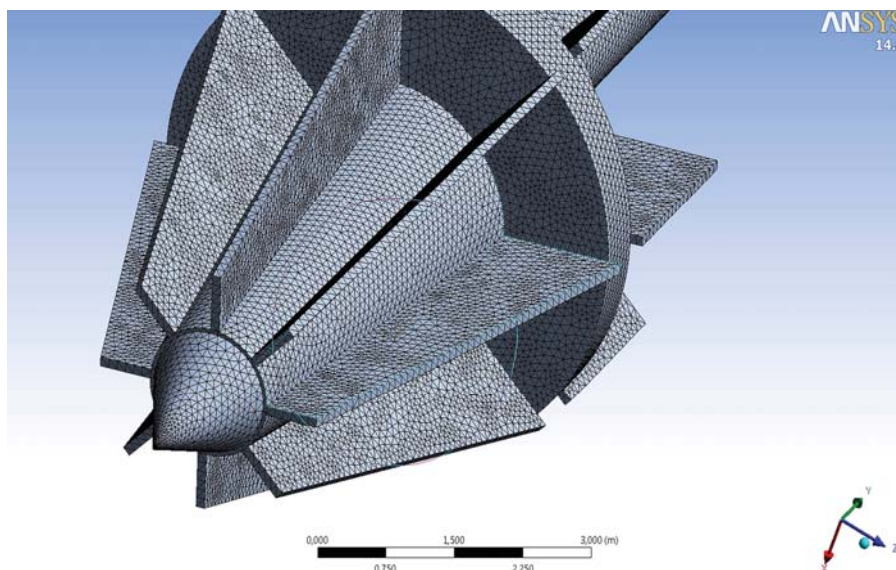


Рис. 1. Общий вид расчётной области

Анализ результатов

Картина течения газопылевого потока в динамическом газопромывателе является достаточно сложной ввиду того, что в центральной части аппарата расположен лопастной завихритель (рис.2). 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 разрыхлённого концентрированного газопылевого слоя. При этом на стенке не образуется осыпающийся слой, а пыль локализуется в кольцевом пристенном слое определённой 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 обеднённой, то

обогащённой 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 определённый незначительный эксцентриситет, величина которого не превышает 6-8% от радиуса аппарата. Наличие подобного эксцентриситета закрученного потока отмечается также в [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.

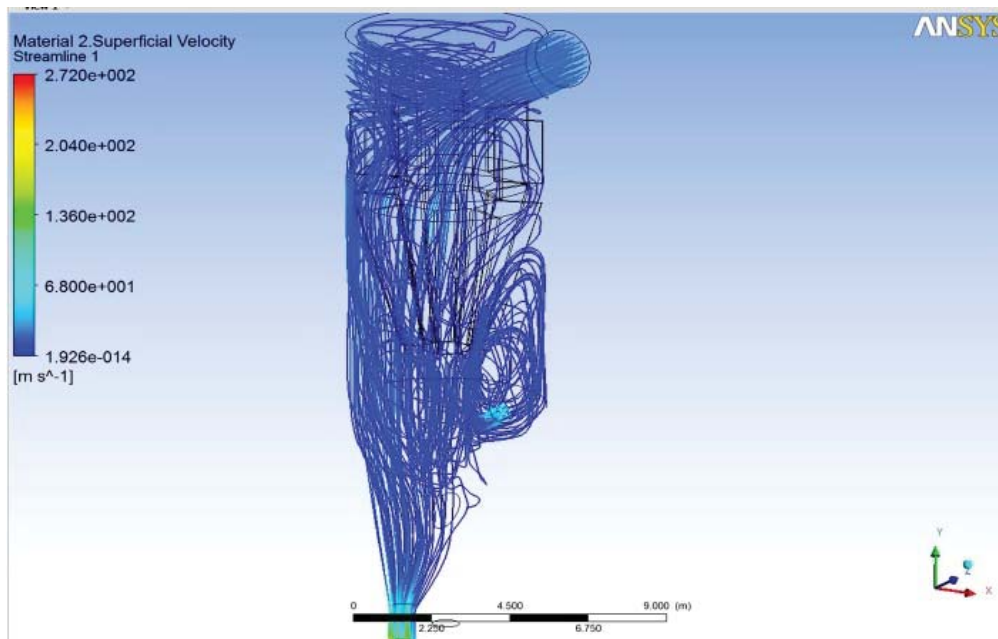


Рис.2. Картина течения газопылевого потока в динамическом газопромывателе

Вывод расчётных 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 ζ [7,8]. Сопротивление газопромывателя рассчитывается по перепаду полных давлений на входе в аппарат и на выходе из него. В рассматриваемом 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 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, отнесённый 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 представ-

ляют как функцию геометрических параметров и критерия Рейнольдса [9].

В работах [10,11] предложен подход к расчёту 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 рассчитано теоретически для различных законов распределения тангенциальной скорости. В результате обработки обширного экспериментального материала предложено эмпирическое уравнение для расчёта 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 из-за роста потерь напора газового потока на транспорт жидкости;

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

С учётом этого построена эмпирическая математическая модель расчёта коэффициента гидравлического сопротивления, включающая формулу для расчёта ξ «сухого» аппарата:

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

эмпирическую зависимость для расчёта потерь напора газа на транспорт жидкости

$$\xi_{mp} = 4 \cdot \left(\frac{Q}{G} \right)^{0,7} \cdot \sqrt{1 + \frac{1}{K^2}} \quad (4)$$

и окончательную зависимость для расчёта ξ орошаемого аппарата

$$\xi_{op} = \frac{1}{n} \left((R_{an})^{2n} - 1 \right) + \alpha \frac{\varepsilon^2}{K^2} \cdot \left(1 + \frac{\rho_{ж}}{\rho_{г}} \right) \cdot \left(\frac{v_{\text{вых}}}{v_{\text{вх}}} \right)^2 + 4 \left(\frac{Q}{G} \right)^{0,7} \cdot \sqrt{1 + \frac{1}{K^2}}, \quad (5)$$

где ξ - коэффициент гидравлического сопротивления; R_{an} - радиус цилиндрической камеры, м; $\rho_{г}, \rho_{ж}$ - 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/м³; α - угол закрутки потока, °.

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

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°) и наименьшими центробежными силами. В связи с этим, с точки зрения повышения эффективности газоочистки, предпочтительнее отдать завихрителю с наибольшей закруткой потока.

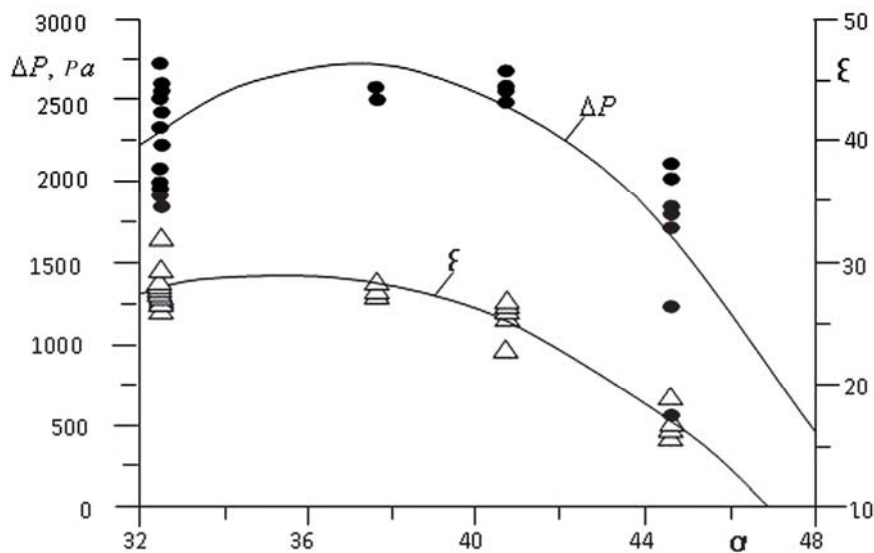


Рис.3. Влияние угла α на энергетические характеристики динамического газопромывателя

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.

Таким образом, гидродинамические расчёты с помощью программы ANSYS-14/CFX при явной простоте аппроксимации расчётных областей позволяют подобрать требуемый гидродинамический режим и учесть особенности конструкции в самых различных условиях работы газопромывателя.

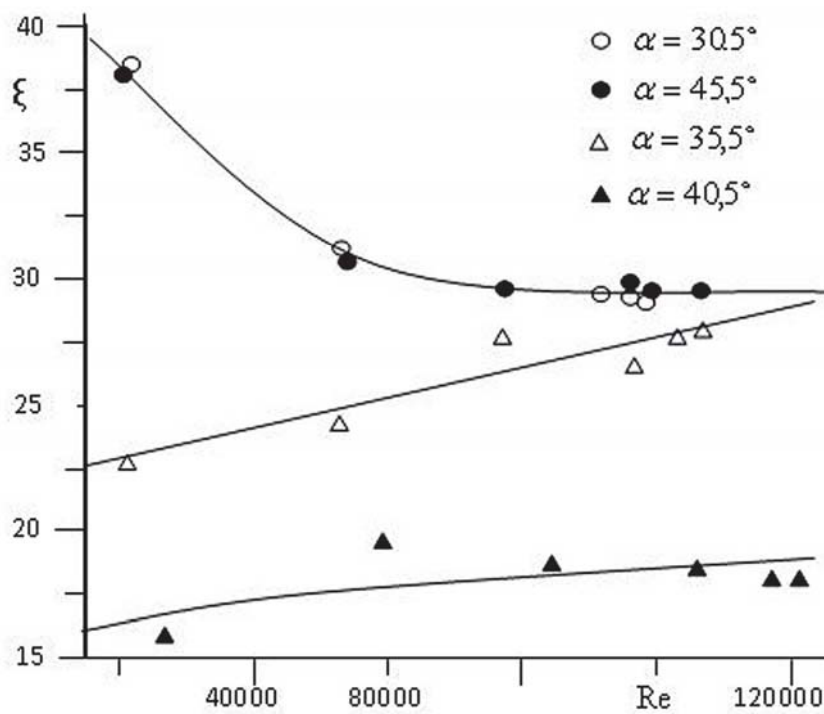


Рис.4. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления от критерия Рейнольдса и угла установки лопаток завихрителя

Библиографический список

1. Каплун А.Б., Морозов Е.М., Олферьева М.А. ANSYS в руках инженера: Практическое руководство. М.: Едиториал УРСС, 2003. 272 с.
2. Басов К.А. ANSYS и LMS Virtual Lab. Геометрическое моделирование. М.: ДМК пресс, 2006. 240 с.
3. Пат. 2339435 РФ, МПК, кл. В01 Д47/06. Динамический газопромыватель Р.Р. Усманова. Опубл. 27.11.2008. Бюл. №33.
4. Булгаков В.К., Потапов И.И. Конечно-элементные схемы высокого порядка для задачи Навье-Стокса. Модифицированный SUPG-метод // Математические методы в технике и технологиях: сб. тр. 16-й междунар. конф. Т. 1. СПб.: Изд-во Санкт-Петербургского гос. техн. ун-та, 2003. С. 129-132.
5. Гончаров А.Л., Фрязинов И.В. О построении монотонных разностных схем для уравнений Навье-Стокса на девяти-

чечных шаблонах. М.: Ин-т прикладной математики им. М.В. Келдыша РАН, 1986. № 93. С.14-16.

6. Гончаров А.Л., Фрязинов И.В. Разностные схемы на девятиточечных шаблонах «крест» для уравнений Навье-Стокса в переменных скорость-давление. М.: Препринт Ин-та прикладной математики им. М.В. Келдыша РАН, 1986. №53. С.17.

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

8. Панов А.К., Усманова Р.Р., 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., Л.: Госэнергоиздат, 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. М.: НИИОГАЗ, 1974. С. 135-159.

Информация об авторах

Усманова Регина Равилевна, кандидат технических наук, доцент кафедры сопротивления материалов, Уфимский государственный авиационный технический университет. E-mail: Usmanovarr@mail.ru. Область научных интересов: исследования в области гидрогазодинамики в центробежных аппаратах.

Жернаков Владимир Сергеевич, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой сопротивления материалов, Уфимский государственный авиационный технический университет. E-mail: Sm.ugatu@mail.ru. Область научных интересов: исследования в области механики деформируемого твердого тела.

SIMULATION AND RESEARCH OF FACTORS AFFECTING AERODYNAMIC INDICES OF THE GAS PURIFICATION PROCESS

© 2014 R. R. Usmanova, V. S. Zhernakov

Ufa State Technical University of Aviation, Ufa, Russian Federation

A mathematical model is developed that makes it possible to conduct numerical research of the influence of various factors on the hydraulic resistance of a centrifugal gas washer. Theoretical assumptions and a model combining aerodynamics, operating and design parameters of the apparatus are developed. An algorithm of calculating hydraulic resistance is proposed which is used in simulating the process of purification of gas emissions.

Disperse system; mathematical model; computational grid; hydraulic resistance; irrigation; gas purification; vortex generator.

References

1. Kaplun A.B., Morozov E.M., Olfereva M.A. ANSYS v rukah inzhenera. Prakticheskoe rukovodstvo [ANSYS in the hands of an engineer. Practical Guide]. Moscow: Editorial URSS Publ., 2003. 272 p.
2. Bass K.A. ANSYS i LMS Virtual Lab. Geometricheskoe modelirovanie [ANSYS and LMS Virtual Lab. Geometrical modeling]. Moscow: DMK press Publ., 2005. 640 p.
3. Usmanova R.R. Dinamicheskiy gazopromyvatel [Dynamic spray scrubber] Patent RF, no. 2339435, 2008. (Published 27.11.2008, bulletin no. 33).
4. Bulgakov V. K., Potapov I.I. Findelement high order schemes for the Navier-Stokes problem. Modified SUPG-method // Sbornik trudov 16-y mezhdunarodnoy konferentsii «Matematicheskie metody v tekhnike i tekhnologii» [Collection of papers of the 16th International Conference «Mathematical methods in engineering and technologies»]. V. 1. SPb.: St.-Petersburg GTU, 2003. P.129-132. (In Russ.).
5. Goncharov A.L., Frjazinov I.V. Construction of monotonous difference circuit designs for Navier-Stokes equations on nine-dot templates. M: Institute of Applied Mathematics named after M.V. Keldysh of the Russian Academy of Sciences, 1986. N 93. P.14-16. (In Russ.).
6. Goncharov A.L., Frjazinov I.V. Difference circuit designs on nine-dot cross templates for Navier-Stokes equations in variables speed - pressure. M: M.V. Keldysh Institute of Applied Mathematics of the Russian Academy of Sciences, 1986. No 53. P. 17. (In Russ.).
7. Sazhin B.S., Sazhin V.B., Akulich A.V. Mathematical modelling of gas flow in the separation zone of a concurrent vortex apparatus in terms of the $k_T - \varepsilon$ turbulence model // Theoretical foundations of chemical engineering. 2001. V. 35, no 5. P. 447-452.
8. Panov A.K., Usmanova R.R., Minsker K.S. Increasing the efficiency of the process of clearing smoke fumes of re-fire kilns // Khimicheskaya promyshlennost' segodnya. 2003. No 9. P. 43-46. (In Russ.).
9. Idelchik I.E. Gidravlicheskie soprotivleniya (fiziko-mekhanicheskie osnovy) [Hydraulic resistances (physic mechanical bases)]. Moscow, 1954. 316 p.
10. Tarasova L.A., Terekhov M.A., Troshkin O.A. Calculation of hydraulic resistance for vortex apparatus // Chemical and Petroleum Engineering. 2004. No 2. P.11-12.
11. Idelchik I.E. Hydraulic resistance of cyclone separators, its definition, magnitude and ways of reducing // Mekhanicheskaya ochistka promyshlennykh gazov. Moscow: Chem. Eng. Sci. Publ., 1974. P. 135-159. (In Russ.).

About the authors

Usmanova Regina Ravilevna, Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Department of Strength of Materials, Ufa State Technical University of Aviation. E-mail: Usmanovarr@mail.ru. Area of research: hydraulic gas dynamics in centrifugal machines.

Zhernakov Vladimir Sergeyevich, Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Department of Strength of Materials, Ufa State Technical University of Aviation. E-mail: Sm.ugatu@mail.ru. Area of research: mechanics of deformable solids.