

УДК 621.926

**В. С. Францкевич<sup>1</sup>, А. С. Дорогокупец<sup>2</sup>**<sup>1</sup>Белорусский государственный технологический университет<sup>2</sup>РУП «Белмедпрепараты»**ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТЯГОДУТЬЕВОЙ  
МАШИНЫ ПОМОЛЬНО-КЛАССИФИЦИРУЮЩЕГО АГРЕГАТА**

При всестороннем анализе работы помольно-классифицирующего комплекса, работающего на РУП «Белмедпрепараты», установлены причины снижения несущей способности газового потока, создаваемой радиальным вентилятором по мере засорения рукавного фильтра. Это повлекло снижение производительности установки и увеличение удельных энергозатрат. С целью уменьшения удельных энергозатрат и улучшения расходно-напорных характеристик установленного вентилятора произведена оптимизация геометрии его проточной части. В качестве инструмента для реализации поставленной задачи был выбран универсальный газодинамический программный комплекс ANSYS CFX, являющийся лидером в области газодинамического моделирования лопаточных машин. Модель радиального вентилятора была сформирована в CAD программе SolidWorks, затем сгенерирована в ANSYS. Лопаточная часть сформирована в ANSYS BladeModeler с параметризацией ее основных углов. Была получена расходно-напорная характеристика используемого вентилятора, показавшая диапазон с неустойчивым давлением при расходах от 1,1 до 1,2 кг/с. Далее была создана матрица эксперимента, где переменной величиной выступали углы наклона лопаток. Генерация матрицы осуществлялась в зависимости от выбранного диапазона вариаций в пределах существующих углов лопаток. Определены оптимальные значения геометрических параметров лопаток для достижения максимальных значений напора и расхода, реализация которых позволила увеличить напор вентилятора на 50%, при повышении потребляемой мощности на 29%.

**Ключевые слова:** компьютерное моделирование, аэродинамика, оптимизация проточной части радиального вентилятора, газодинамическое исследование, расходно-напорная характеристика, энергозатраты.

**V. S. Frantskevich<sup>1</sup>, A. S. Dorogokupets<sup>2</sup>**<sup>1</sup>Belarusian State Technological University<sup>2</sup>RUE “Belmedpreparaty”**OPTIMIZATION DESIGN ELEMENTS FORCED DRAFT  
MACHINE-GRINDING IS CLASSIFIED UNIT**

In a comprehensive analysis of the work the grinding-classifying complex operating on RUE “Belmedpreparaty” were established reasons for the decline of bearing capacity of the gas stream produced by the radial fan as clogging of the bag filter, resulting in reduced productivity and an increase in the installation of specific of energy costs. In order to reduce specific energy consumption and improve consumable-pressure characteristics of the installed fan is made to optimize the geometry of its running part. As a tool to accomplish the task, the universal gas-dynamic software package ANSYS CFX, a leader in the field of gas-dynamic modeling of turbomachinery has been selected. Radial fan model was formed in the CAD program SolidWorks, then generated in ANSYS. The blade portion is formed in the ANSYS BladeModeler with parameterization of its main angles. Consumables-pressure characteristics of the fan used, shows the range was obtained with unstable pressure at flow rates from 1.1 to 1.2 kg/s. Then it was formed the matrix of the experiment where a variable blade tilt angles were. Generation matrix is carried out depending on the variation range of angles within existing blades. The optimal values of the geometrical parameters of blades for maximum pressure and flow, the implementation of which will increase the fan pressure by 50%, with an increase in power consumption by 29%.

**Key words:** computer simulation, aerodynamics, optimizing the flow of the radial fan, gas-dynamic research, supplies the pressure-characteristic, energy costs.

**Введение.** Ежегодно во многих отраслях промышленности, в том числе и на фармацевтических предприятиях, одной из стадий получения готового продукта является процесс измельчения материала (при приготовлении таблеточ-

ных масс, измельчении субстанций и других продуктов технологических процессов). Помольное оборудование (мельницы) в основном используется в комплексе с сепарационными устройствами, что позволяет также произвести

классификацию продукта и доизмельчение. В таком оборудовании транспортировка материала из зоны измельчения в зону сепарирования и в дальнейшем в бункер готового продукта осуществляется посредством тягодутьевых машин (вентиляторов, газодувок) [1, 2].

В зависимости от производственной мощности оборудования, его габаритных размеров, перерабатываемого материала мощность привода тягодутьевого оборудования (вентиляторов) может достигать до 50% общей мощности, затрачиваемой на процесс измельчения и сепарирования материала.

В этой связи рассмотрение вопросов оптимизации тягодутьевых машин с целью уменьшения удельных энергозатрат и повышения расходно-напорных характеристик является весьма важным.

До недавнего времени, чтобы убедиться в эффективности работы оборудования, требовалось создание опытного образца, для проверки параметров которого необходимо создавать испытательный стенд, по стоимости в разы превосходящий затраты на тестируемое изделие. Именно на этапе тестовых испытаний выявлялись основные недостатки конструкции модели. Для того чтобы опытный образец модели превратился в конечный продукт, необходимо протестировать десятки вариантов таких конструкций.

В XXI в. все больше современных компаний стараются сократить временные и финансовые затраты, которые они понесут при разра-

ботке новых моделей. Большинство физических процессов, протекающих в природе, можно описать системой дифференциальных или интегральных уравнений и получить «виртуальные» варианты разрабатываемого устройства. Таким образом, возможно уйти от изготовления в «железе» каждого опытного образца и вести оптимизацию последних на уровне «проектирование модели – моделирование ее работы» до тех пор, пока расчетные параметры не будут оптимальными для данного изделия, и только тогда реализовывать модель как физический объект [3].

**Основная часть.** В качестве тягодутьевого оборудования для оптимизации проточной части выбран радиальный вентилятор, который в настоящее время используется в помольно-сепарационном агрегате одной из производственных линий РУП «Белмедпрепараты» (рис. 1). Данный вентилятор по мере засорения фильтра не обеспечивает требуемые расход и напор воздуха, что влияет на скоростные характеристики воздушного потока внутри помольного агрегата, а это, в свою очередь, влияет на транспортирующие свойства потока. С учетом требуемых расходно-напорных характеристик (расход 2,3–4,4 тыс. м<sup>3</sup>/ч, давление 3500–4000 Па) для преодоления аэродинамических сопротивлений мельницы, сепарационной части и циклонного пылеуловителя с установленными внутри рукавными фильтрами необходим вентилятор, мощность двигателя которого составляет не менее 10 кВт.

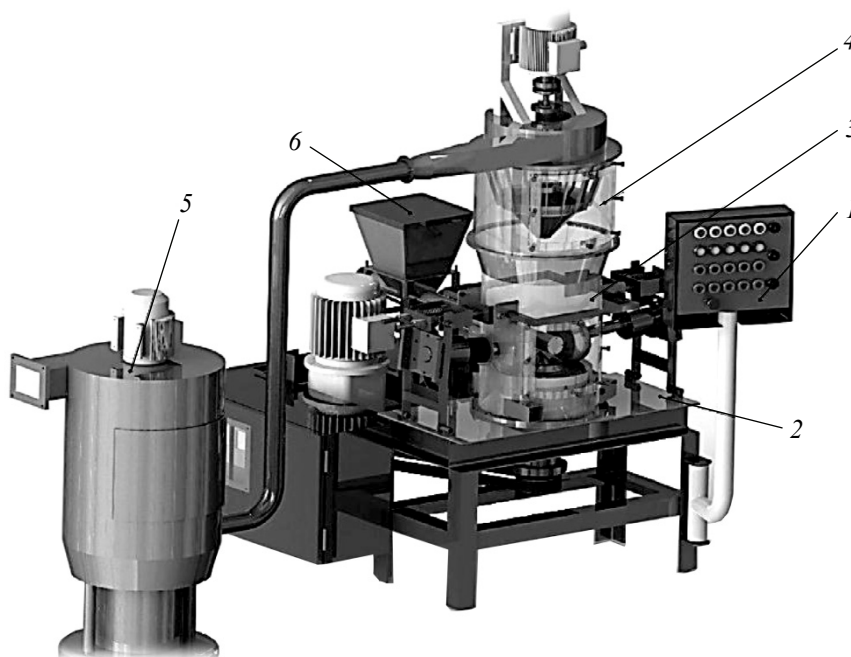


Рис. 1. Помольно-сепарационный агрегат:

1 – пульт управления; 2 – станина; 3 – мельница; 4 – сепаратор;  
5 – циклонный рукавный пылеуловитель; 6 – шнековый питатель

Суммарная мощность двигателей (мощности привода размольного стола мельницы, привода динамического сепаратора, привода питателя) помольного агрегата составляет 5 кВт. Таким образом, на транспортировку продукта затраты энергии в 2 раза больше, чем на процесс измельчения и сепарации материала. Среди зарубежных производителей существуют вентиляторы (фирма Elektro, HRD), которые позволяют обеспечить заданные условия работы при меньших удельных энергозатратах.

Газодинамические исследования течений в 3D-моделях различных устройств в настоящее время успешно проводятся в программных продуктах, использующих метод контрольного объема (например, ANSYS Fluent и ANSYS CFX). Поэтому в качестве инструмента для реализации поставленной задачи была выбрана последняя версия универсально газодинамического программного комплекса ANSYS CFX, поскольку в настоящее время он является лидером в области газодинамического моделирования лопаточных машин [3], а его препроцессор ANSYS CFX-Pre позволяет загружать несколько отдельных конечно-элементных зон из разных сеточных файлов. Также возможно использование и других аэродинамических решателей, таких как Fluent, фирменных программ USM3Dns, TRAF3D (NASA), ITSM3D (Siemens), Stage3D (Alstom), TLNS3D-MB (Renault), EULER3D (GeneralElectric), S3D.

Используются также решатели университетских разработок и отдельных специалистов, например, Cobalt [4]. Особо следует отметить отечественные разработки – программы FlowER – трехмерный аэродинамический «солвер» и FlowEROptimus – комплекс для решения задач оптимизации турбомашин [5].

Система уравнений для описания аэродинамики в проточных частях вентиляторов и вентиляционных сетях в декартовых координатах имеет вид

$$\rho \left( u \frac{du}{dx} + v \frac{du}{dy} + w \frac{du}{dz} \right) = -\frac{dP}{dx} + \mu_0 \left[ \frac{d^2u}{dx^2} + \frac{d^2u}{dy^2} + \frac{d^2u}{dz^2} \right];$$

$$\rho \left( u \frac{dv}{dx} + v \frac{dv}{dy} + w \frac{dv}{dz} \right) = -\frac{dP}{dy} + \mu_0 \left[ \frac{d^2v}{dx^2} + \frac{d^2v}{dy^2} + \frac{d^2v}{dz^2} \right];$$

$$\rho \left( u \frac{dw}{dx} + v \frac{dw}{dy} + w \frac{dw}{dz} \right) =$$

$$= -\frac{dP}{dz} + \mu_0 \left[ \frac{d^2w}{dx^2} + \frac{d^2w}{dy^2} + \frac{d^2w}{dz^2} \right];$$

$$\frac{du}{dx} + \frac{dv}{dy} + \frac{dw}{dz} = 0,$$

где уравнения движения и неразрывности записаны для условий вязкой несжимаемой среды в стационарной постановке. В этих уравнениях  $x, y, z$  – координаты;  $u, v, w$  – проекции скорости на оси прямоугольной системы координат;  $\rho$  – плотность;  $P$  – давление;  $\mu_0$  – коэффициент динамической вязкости.

При описании большинства реальных физических процессов, протекающих в природе (например, исследование сжимаемых течений), в систему уравнений дополнительно включают уравнения энергии и состояния. В данной работе рассматривается турбулентное течение несжимаемого воздуха в изотермической постановке. Так как плотность рабочей среды (воздуха) считается постоянной, а рассчитывать температурное поле нет необходимости, то уравнения состояния и энергии опускаются.

Модель радиального вентилятора была сформирована в CAD программе SolidWorks, затем сгенерирована в ANSYS. Лопаточная часть сформирована в ANSYS BladeModeler с параметризацией четырех углов  $\beta$  (рис. 2). Угол наклона лопаток  $\theta$  принимался равным нулю.

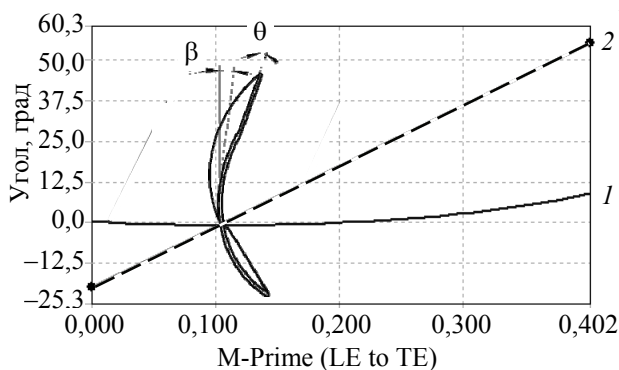


Рис. 2. Углы наклона лопаток по верхней кромке: 1 – кривая, характеризующая углы наклона лопаток  $\theta$ ; 2 – кривая, характеризующая углы наклона лопаток  $\beta$

Модель улитки вентилятора, ввиду жесткой привязки к конструкции крепления, оставили без наложения параметрических зависимостей с приведением ее к расчетному знаменателю в ANSYS Design Modeler. В качестве генератора расчетной сетки проточной части вентилятора использовали ANSYS TurboGrid (рис. 3, а), улитки – ANSYS ICFMCFD (рис. 3, б). Как было сказано выше, расчет производили в решателе ANSYS CFX.

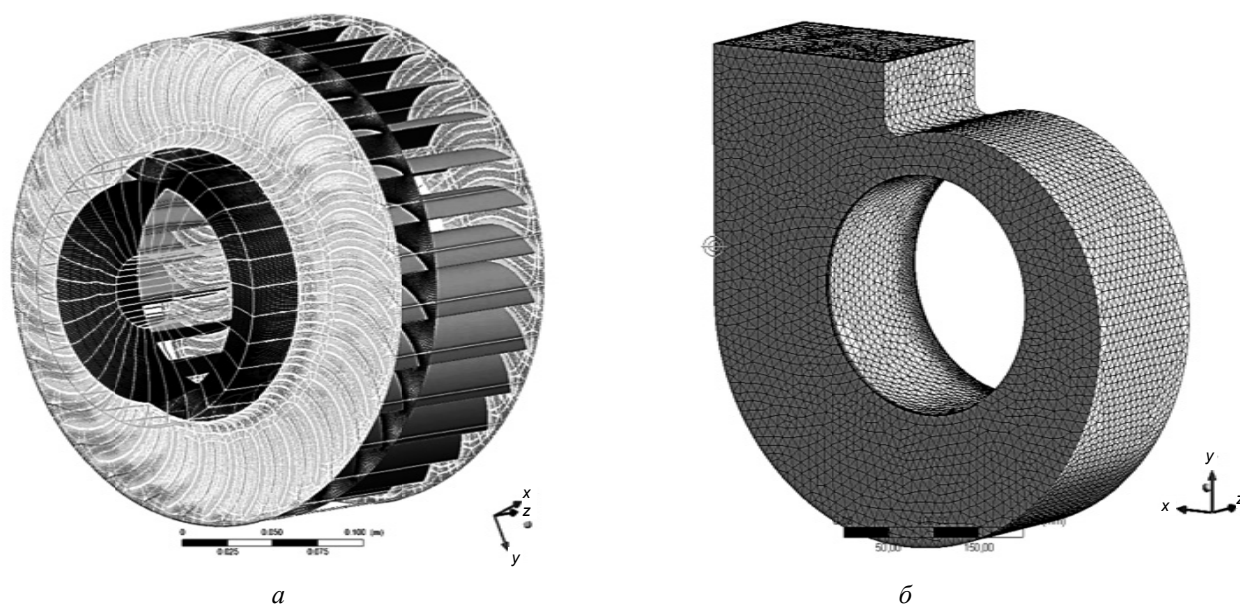


Рис. 3. Сгенерированная расчетная сетка проточной части:  
 а – вентилятора; б – улитки вентилятора

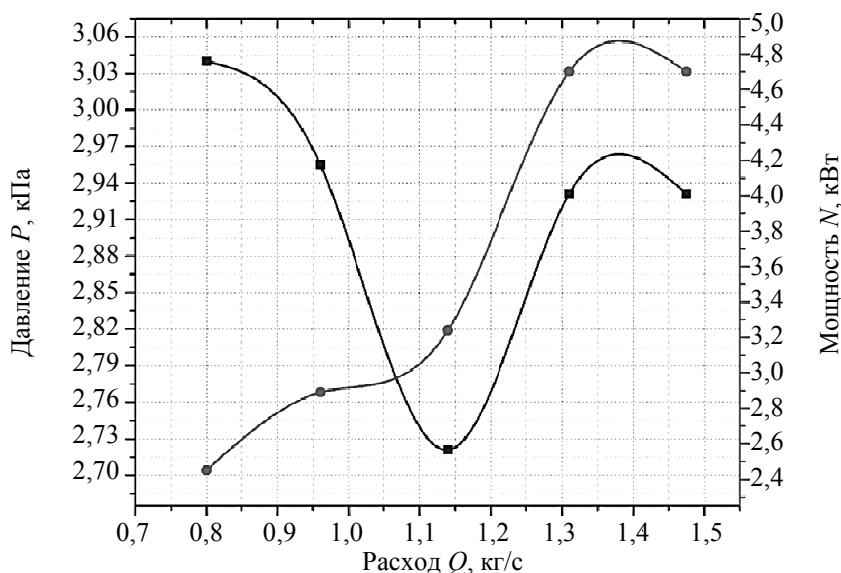


Рис. 4.  $Q$ - $P$ - $N$  характеристика существующего вентилятора

Исходными данными расчета являлись: частота вращения крыльчатки –  $3000 \text{ мин}^{-1}$ ; требуемый расход воздуха –  $2300\text{--}4400 \text{ м}^3/\text{ч}$ . В результате проведенных расчетов была получена расходно-напорная характеристика вентилятора, представленная на рис. 4.

Из  $Q$ - $P$ - $N$  характеристики видно, что рассматриваемый вентилятор обладает неустойчивым давлением в диапазоне расхода от 1,1 до 1,2 кг/с. Максимальное давление, равное 3000 Па, развивается при минимальном расходе воздуха. Использование вентилятора, обладающего такой характеристикой в системах пневмотранспорта с наличием устройств пылеочистки воздуха с изменяющейся степенью засоренности фильтров во

времени, является не эффективным. Для проведения оптимизационных расчетов в направлении повышения энергоэффективности вентилятора в DesignExploration была сформирована матрица эксперимента. Переменной величиной выступали углы наклона лопаток  $\beta$ . Углы верхней кромки лопаток варьировались в пределах от  $50^\circ$  до  $76^\circ$ , нижней кромки лопаток – от  $-55^\circ$  до  $-22^\circ$  (существующий вентилятор имеет углы наклона  $\beta$ : верхняя кромка –  $60^\circ$ ; нижняя кромка –  $(-30^\circ)$ ). Генерация матрицы осуществляется в зависимости от указанного диапазона вариаций в пределах существующих углов лопаток. Конструкция крыльчатки вентилятора представлена на рис. 5.

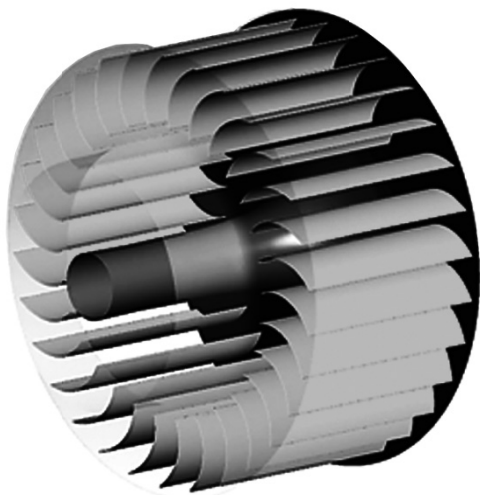


Рис. 5. Конструкция крыльчатки существующего вентилятора

В результате проведенных расчетов по оптимизации в указанных пределах проточной части вентилятора были получены все интересующие данные. После их анализа были определены оптимальные значения геометрических параметров лопаток для достижения максимальных значений напора и расхода при заданной частоте вращения ротора.

Из  $Q$ - $P$ - $N$  характеристики (рис. 6) оптимизированного вентилятора видно, что максимальное давление, преодолеваемое вентилятором, составляет порядка 4400 Па при максимальном расходе 1,4 кг/с (4400 м<sup>3</sup>/ч), что на 49% больше расхода эксплуатируемого вентилятора при прочих равных условиях. При этом потребляемая мощность при указанных характеристиках увеличится всего на 29% (6,3 кВт против 4,9 кВт). Конструкция крыльчатки оптимизированного вентилятора представлена на рис. 7.

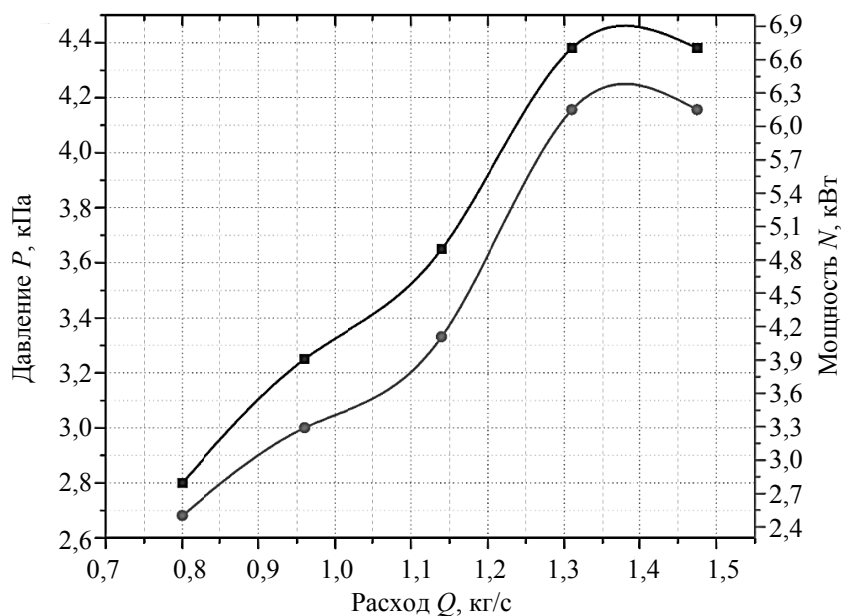


Рис. 6.  $Q$ - $P$ - $N$  характеристика вентилятора после проведения оптимизации

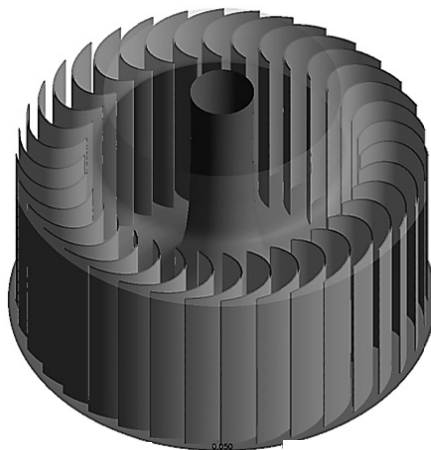


Рис. 7. Конструкция крыльчатки оптимизированного вентилятора

Таким образом, в результате проведенной оптимизации геометрии проточной части радиального вентилятора в среде ANSYS можно увеличить напор на 50% при повышении затрат мощности всего на 29%.

**Заключение.** При создании промышленного образца предшествующей стадией изготовления должно быть компьютерное моделирование с проведением оптимизации, что позволяет на этапе проектирования сэкономить значительные финансовые ресурсы организации. На конкретном про-

изводственном примере показана возможность повышения эффективности работы промышленного оборудования путем оптимизации его конструктивных и технологических параметров с использованием современных средств компьютерного моделирования. Таким образом, внедрение методов компьютерного анализа на отечественных предприятиях является весьма актуальным вопросом, что позволит впоследствии проводить программы импортозамещения действительно качественной и конкурентоспособной продукцией.

### Литература

1. Ушаков С. Г., Зверев Н. И. Инерционная сепарация пыли. М.: Энергия, 1974. 168 с.
2. Барский М. Д. Фракционирование порошков. М.: Недра, 1980. 327 с.
3. Гурина Е. И. Математическое моделирование турбулентных течений в проточных частях шахтных осевых вентиляторов и элементах вентиляционных сетей: автореф. дис. ... канд. физ.-мат. наук / Томский государственный университет. Томск, 2011. 24 с.
4. Strang W. Z., Tomaro R. F., Grismer M. J. The Defining Methods of Cobalt 60: A Parallel, Implicit, Unstructured Euler/Navier-Stokes Flow Solver // AIAA. 1999. P. 16635.
5. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин / А. В. Бойко [и др.]. Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. 356 с.

### References

1. Ushakov S. G., Zverev N. I. *Inertsionnaya separatsiya pyli* [Inertial separation of dust]. Moscow, Energiya Publ., 1974. 168 p.
2. Barskiy M. D. *Fraktsionirovaniye poroshkov* [Fractionation powders]. Moscow, Nedra Publ., 1980. 327 p.
3. Gurina E. I. *Matematicheskoye modelirovaniye turbulentnykh techeniy v protochnykh chastyakh shakhtnykh osevykh ventilyatorov i elementakh ventilyatsionnykh setey. Avtoref. dis. kand. fiz.-mat. nauk* [Mathematical modeling of turbulent flows in the setting of mine axial fans and elements of ventilation networks. Abstract of thesis cand. of phys-mat. sci.]. Tomsk, 2011. 24 p.
4. Strang W. Z., Tomaro R. F., Grismer M. J. The Defining Methods of Cobalt60: A Parallel, Implicit, Unstructured Euler/Navier-Stokes Flow Solver. *AIAA*. 1999, p. 16635.
5. Boyko A.V., Govorushchenko Yu. N., Ershov S. V., Rusanov A. V., Severin S. D. *Aerodinamicheskiy raschet i optimal'noye proektirovaniye protochnoy chasti turbomashin* [Aerodynamic calculation and optimal design of a flowing part of turbomachinery]. Kharkov, NTU "KPI" Publ., 2002. 356 p.

### Информация об авторах

**Францкевич Виталий Станиславович** – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры машин и аппаратов химических и силикатных производств. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: fvs2@tut.by

**Дорогокупец Алексей Сергеевич** – магистр технических наук, заместитель главного механика РУП «Белмедпрепараты» (220007, г. Минск, ул. Фабрициуса, 30, Республика Беларусь). E-mail: Doralex1985@gmail.com

### Information about the authors

**Frantskevich Vitaliy Stanislavovich** – PhD (Engineering), Associate Professor, Assistant Professor, the Department of Machines and Apparatus for Chemical and Silicate Production. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: fvs2@tut.by

**Dorogokupets Alexey Sergeevich** – Master of Engineering, deputy chief engineer of RUE "Belmedpreparaty" (30, Fabritsiusa str., 220007, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: Doralex1985@gmail.com

Поступила 15.11.2016