

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УПРАВЛЕНИЯ ЛОКАЛЬНОЙ ДИФFUЗОРНОСТЬЮ АДАПТИВНЫХ ШАХТНЫХ ТУРБОМАШИН

В. Н. Макаров¹, Н. В. Макаров¹, А. В. Угольников¹, Е. О. Чураков¹, М. В. Молчанов²

¹ Уральский государственный горный университет, Екатеринбург, Россия;

² ОАО «Уралмеханобр», Екатеринбург, Россия

Аннотация: Задачи повышения промышленной безопасности актуализируют проблему математического моделирования управления процессами преобразования энергии в рабочих колесах турбомашин, их адаптивностью для достижения требуемого уровня конкурентоспособности горно-металлургического комплекса РФ в условиях глобализации. В качестве доминанты управления адаптивностью турбомашин предложены гидродинамический аналог локальной диффузорности – изменение скорости потока на профиле лопатки. На базе метода конформных преобразований, особых точек С. А. Чаплыгина получена математическая модель управления локальной диффузорностью путем изменения скорости потока с помощью источников влияния на обтекание профилей лопаток. Доказано, что доминантой управления локальной диффузорностью является интенсивность распределенных источников по профилю лопаток рабочего колеса турбомашин, определяющих диффузорность потока и, как результат, изменение скорости вокруг профиля. С использованием предложенной гипотезы построена математическая модель в форме функционала, минимальное значение которого определяет оптимальные параметры источников управления обтеканием, обеспечивающих наибольший прирост энергоэффективности и области экономичной работы турбомашин. Экспериментально подтверждено, что применение профилей, построенных с использованием предложенной методики, снижает коэффициент профильного сопротивления лопаток рабочих колес турбомашин более чем в 3 раза, увеличивая область их экономичной работы не менее чем на 47%.

Ключевые слова: вентилятор, циркуляция, источник, аэродинамическая нагруженность, адаптивность, решетка профилей, конформное преобразование.

Для цитирования: Макаров В. Н., Макаров Н. В., Угольников А. В., Чураков Е. О., Молчанов М. В. Математическая модель управления локальной диффузорностью адаптивных шахтных турбомашин // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2021. – № 11-1. – С. 248–257. DOI: 10.25018/0236_1493_2021_111_0_248.

Mathematical model of local diffusion control in adaptable mine turbomachines

V. N. Makarov¹, N. V. Makarov¹, A. V. Ugolnikov¹, E. O. Churakov¹, M. V. Molchanov²

¹ Ural State Mining University, ul. Kuibysheva 30, Yekaterinburg, 620144 Russia

² Uralmexhanobr, Yekaterinburg, Russia

Abstract: It is highly topical for the industry safety to implement mathematical modeling of energy transformation control in impellers of turbomachines, as well as their adaptability in the

context of goal competitiveness of the Russian mining and metallurgy sector under conditions of globalization. The adaptability control dominator is proposed to be the hydrodynamic analog of local diffusion, namely, the change flow velocity on blade profile. Using conformal transformations and the Chaplygin points, the mathematical model of the local diffusion control by changing flow velocity through the agency of flow influence sources distributed on blade profiles. It is proven that the local diffusion control dominator is the power of the flow influence sources which govern the flow diffusion and, as a result, the change in the flow velocity around the blade profile. Using the proposed hypotheses, the mathematical model is created as a functional with its minimum to condition the optimal parameters of the flow influence sources, such that to ensure the highest increment in energy efficiency and cost-effective performance range of turbomachines.

It is experimentally proved that profiles designed using the proposed procedure allow reduction in the profile drag factor of blades of impellers in turbomachines more than by 3 times, while their cost-effective performance range is expanded not less than by 47%.

Key words: Fan, circulation, sources, aerodynamic load, adaptability, profiles in cascade, conformal transformation.

For citation: Makarov V. N., Makarov N. V., Ugolnikov A. V., Churakov E. O., Molchanov M. V. Mathematical model of local diffusion control in adaptable mine turbomachines. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2021;(11-1):248–257. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2021_111_0_248.

Введение

Особенности горного производства обусловлены значительными изменениями аэродинамических параметров технологической среды [1, 2]. Указанные факторы ухудшают адаптивность турбомашин, снижая конкурентоспособность предприятий [3]. Для повышения конкурентоспособности горных предприятий и промышленной безопасности необходимо разработать математические модели управления механизмом преобразования энергии в рабочих колесах турбомашин и формирования условий ее необратимых потерь.

В основе идеи природоподобия применительно к турбодинамике лежит задача установить доминанту механизма взаимодействия лопаток рабочего колеса турбомашин с потоком, управление которым позволяет адекватно с минимальными потерями адаптироваться к изменяющимся параметрам технологического процесса.

Постановка задачи

Взаимодействие потока воздуха с лопатками рабочего колеса турбо-

машины осуществляется через устойчивую вихревую дорожку Кармана, формируемую системой присоединенных вихрей [4–6]. При изменении технологических параметров происходит деформация вихревой системы Кармана на профилях лопаток рабочих колес турбомашин [6, 7]. Локальная диффузорность, отрицательные градиенты скоростей на профиле лопаток приводят к росту потерь энергии на отрывное вихреобразование.

Обусловленное градиентом давления локальное замедление скорости тормозит поток до 0, формируя точку отрыва потока, то есть отрывное вихреобразование.

Таким образом, значительное локальное замедление потока на профиле лопатки обуславливает даже в условиях потенциального течения его отрыв при доминирующем значении локальной диффузорности. С учетом кинематических параметров на профиле локальную диффузорность и угол ее раскрытия получим в виде [7]:

$$D_{\text{л}} = 1 - \frac{dV}{V} = 1 - \frac{dQ}{V},$$

$$\alpha_n = -\arctg \frac{d\bar{V}}{dx} = -\text{arc Sin} \frac{d\bar{V}}{dS} = \arctg \frac{d\bar{y}}{dx}, \quad (1)$$

где \bar{V} – относительная скорость потока воздуха на профиле лопатки; $\bar{V} = V/u$; u – окружная скорость лопатки, м/с; dQ – снижение относительного расхода потока на профиле, обусловленное локальной диффузорностью; y – относительная координата точек профиля лопатки в решетке рабочего колеса турбомашин; $y = \underline{y} / b$; b – хорда лопатки, м; $x = \underline{x} / b$; S – относительная длина профиля лопатки в точке с координатами (x, y) ; $\bar{S} = S / b$; $\underline{x} = x / b$.

Для классических профилей лопаток рабочих колес турбомашин существует внутреннее противоречие между увеличением градиента скорости для роста циркуляции и максимально допустимым отрицательным ускорением потока, то есть локальной диффузорностью, при которой даже в условиях потенциального течения возникают возвратные течения потока до задней критической точки (ЗКТ) профиля лопаток рабочих колес.

Обладая высокой экономичностью и аэродинамической нагруженностью на номинальном режиме, шахтные турбомашин резко снижают эффективность при изменении внешних условий в связи с изменением кинематических параметров потока на входе в рабочее колесо, что приводит к большим отрицательным ускорениям потока и отрывному вихреобразованию.

В статье для моделирования управления локальной диффузорностью предложено принять ее в качестве критерия, определяющего соотношение между параметрами энергетического взаимодействия решетки профилей рабочего колеса с потоком и потерями

в нем энергии, связанными со сменой положения точки отрыва потока в связи с изменением диффузорности течения на профиле.

Таким образом, локальные диффузорность K_A и угол α_A являются доминантами управления положением точек отрыва потока и ЗКТ в решетке профиля.

Согласно гипотезе Жуковского-Чаплыгина-Кутта циркуляция вокруг профиля определяется положением ЗКТ. Как установлено выше, положение точки отрыва потока по отношению к ЗКТ определяет потери энергии. Следовательно, необходимо найти способ управления локальной диффузорностью, позволяющий совмещать точку отрыва потока с ЗКТ при изменении внешних условий.

Для устранения отрывного вихреобразования необходимо снижать локальную диффузорность потока на профиле аналогично тому, как меняется форма крыла птицы для обеспечения плавного обтекания при изменении траектории полета. Однако на практике сложно реализовать идею профиля лопаток рабочего колеса турбомашин изменяемой геометрии.

Методология исследований

Активные методы управления обтеканием лопаток рабочего колеса позволяют адекватно изменить геометрию профиля с помощью внешних источников и вихрей, формирующих «аэродинамический профиль» переменной формы путем трансформирования линии тока.

Конструктивные особенности турбомашин позволяют встроить в лопатки рабочих колес источники и вихревые камеры (рис. 1).

Источники 2 управления обтеканием с интенсивностью Q_i , аэродинамически связанные с параметрами технологического процесса, за счет воздействия

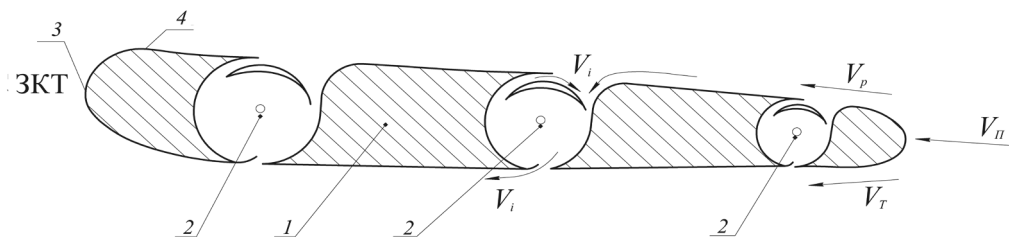


Рис. 1. Аэрогазодинамический профиль лопатки рабочего колеса турбомашин с устройством для устранения отрывного вихреобразования
 Fig. 1. Aerodynamic performance of turbomachine impeller blade profile with detached eddy eliminator

на вихревую дорожку кармана замедляют либо ускоряют скорость воздуха V_p , V_T на рабочей и тыльной поверхностях профиля лопатки 1, совмещая ЗКТ 3 и точку отрыва потока 4, изменяя его ускорение и, как результат, аэродинамическую характеристику турбомашин адаптивно внешним условиям. Таким образом, скорость V_n , энергетические параметры присоединенных вихрей, положение точки отрыва потока 4 и ЗКТ 3 в «аэрогазодинамических профилях» определяются характеристиками источников управления обтеканием, которые обеспечивают устранение отрывного вихреобразования.

Учет обратной связи источников с внешними факторами при формировании математической модели аэродинамики турбомашин до настоящего времени не применялся при проектировании и создании турбомашин. В «аэрогазодинамических профилях» силовое взаимодействие лопаток рабочего колеса и потока происходит через адаптивную систему вихрей, устраняющих отрывное вихреобразование, обеспечивающих эффективность турбомашин и их восприимчивость к изменениям внешней среды. Подобно тому, как крыло птицы, изменяя свою форму при взаимодействии с потоком воздуха, обеспечивает эффективное безотрывное течение, система присоединенных вихрей, создаваемых источ-

никами управления вихреобразованием «аэрогазодинамического профиля» лопаток рабочего колеса, управляя локальной диффузорностью, устраняет отрывное вихреобразование. Спроектированные на базе данного принципа турбомашин существенно расширяют диапазон изменения внешних условий, соответствующий энергоэффективным режимам их работы.

Вихревая дорожка Кармана характеризует одновременно степень энергетического взаимодействия решетки профилей с потоком и уровень потерь энергии в этом процессе [7–9].

Для разработки математической модели управления локальной диффузорностью в статье предложена научная гипотеза. Доминантой управления энергоэффективностью адаптивных турбомашин, аэродинамическим качеством решеток профилей их рабочих колес является локальная диффузорность потока на профиле лопаток рабочего колеса при заданной циркуляции скорости.

Для адаптивных турбомашин с «аэрогазодинамическими профилями» лопаток рабочих колес с учетом (1) локальную диффузорность получим в виде:

$$D_n^a = 1 - \frac{dQ - dQ_i}{V} = 1 - \frac{d\bar{Q}_i}{V}. \quad (2)$$

Математическое моделирование

Классическая теория круговых решеток профилей базируется на тео-

рии дискретных вихрей и использует теорию конформных преобразований, что не позволяет построить комплексный потенциал течения в решетке «аэрогазодинамических профилей» с встроенными источниками управления обтеканием, установить зависимость между аэродинамическими характеристиками локальной диффузорностью потока и энергетическими параметрами источников [10, 11].

Используя графическую модель, приведенную на рис. 2, получим потенциал течения на многолистной канонической римановой области, параметры которого являются функциями от параметров внешней сети, и построим математическую модель расчета локальной диффузорности [4, 7, 12, 13].

Комплексный потенциал течения на римановой области запишем в виде [6]:

$$\phi(\theta) = \sum_{i=1}^n \phi_{q_i}(\theta) + \phi_{\rho}(\theta_{3KT}). \quad (3)$$

Комплексный потенциал от источников с интенсивностью q_i получим в виде:

$$\phi_{q_i} = \frac{\delta_i}{\pi} [\ln(\theta - \theta_i) - \ln(\theta^2 - P) - \ln(\theta^2 - P^{-2})], \quad (4)$$

где P – формпараметр эквивалентной решетки профилей в виде логарифмических спиралей [7]; $q_i = q(\theta)$ – интенсивность источников, расположенных в точках профиля, определенных углами θ_i .

Комплексный потенциал от вихря в ЗКТ получим в виде:

$$\phi_{\rho_b} = \frac{\rho_b}{2\pi i} \ln \frac{\theta_{3KT} - \rho^{-1}}{\theta_{3KT} - P}, \quad (5)$$

где ρ_b – интенсивность вихря в ЗКТ на многолистной римановой области, определяющей смещение ЗКТ на величину $\Delta\theta_{3KT}$.

Скорость течения потока на римановой области с учетом (1–5) будет [3, 6]:

$$F_{\theta}(V) = \frac{d\phi}{d\theta} = \frac{q(\theta + P - \frac{1}{\theta - P})}{\pi n_n} + \frac{(q - n_n \sum_{i=1}^n q_i)}{2\pi n_n (\theta_i + P)} + \frac{(q - n_n \sum_{i=1}^n q_i)}{2\pi n_n (\theta_i + P^{-1})} +$$

$$+ \frac{in_n \rho + in_n \rho_{3KT} - n_n \sum_{i=1}^n q_i - q}{2\pi n_n (\theta_i + P)} - \frac{in_n \rho + in_n \rho_{3KT} + n_n \sum_{i=1}^n q_i + q}{2\pi n_n (\theta_i + P^{-1})} + \frac{\sum_{i=1}^n q_i}{\pi(\theta - \theta_i)}. \quad (6)$$

С учетом (1)–(5), [5–7] выражение для локальной диффузорности потока на «аэрогазодинамическом профиле» получим в виде:

$$F_{\theta}(D_n^a) = 1 - \frac{d^2 \phi}{d\theta^2} \frac{d\theta + q(\theta)}{\frac{d\phi}{d\theta}}. \quad (7)$$

Обсуждение результатов

Таким образом, совместное использование конформного преобразования, метода особых точек С. А. Чаплыгина, предложенной гипотезы о гидродинамической аналогии локальной диффузорности потока вокруг профилей и потерях энергии, обусловленными отрывным вихреобразованием потока при изменении внешних

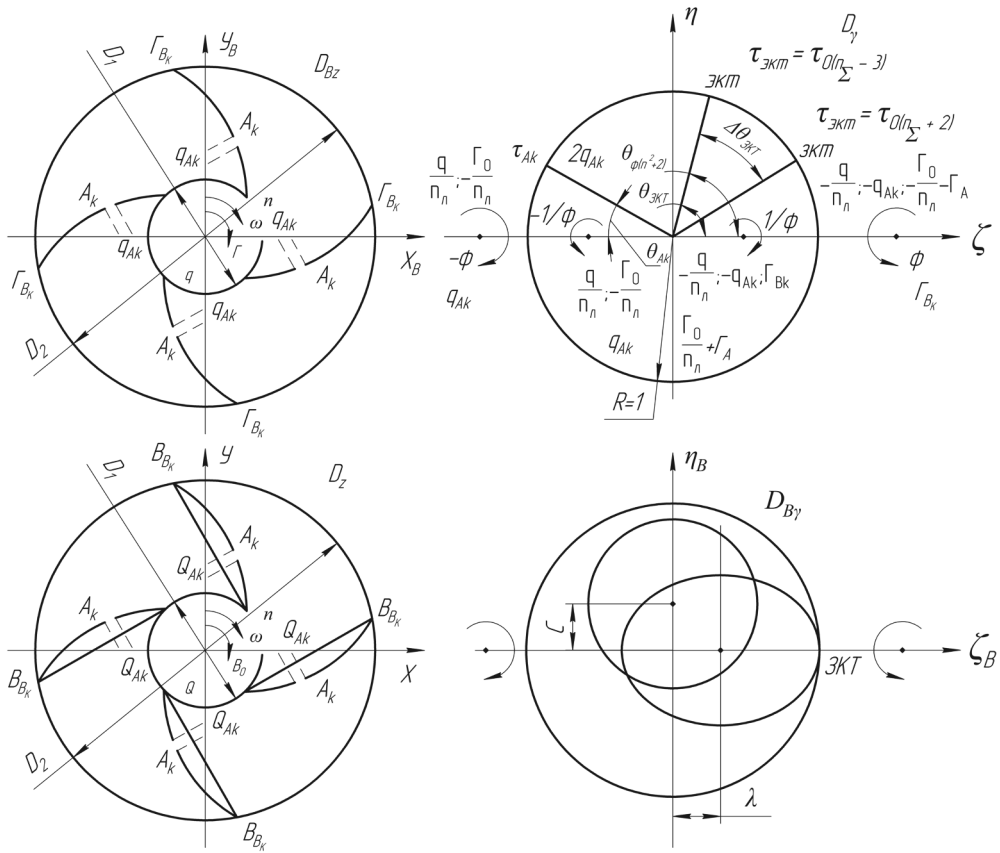


Рис. 2. Конформные преобразования решетки профилей с отображением их критических точек

Fig. 2. Conformal transformations and critical points in cascade of profiles

факторов, позволяет получить математическую модель управления энергоэффективностью адаптивных турбомашин. Доминантой управления является интенсивность распределения по профилям источников q_i , которая определяется из условия обеспечения минимальных значений диффузорности.

Предложенная гипотеза позволяет свести задачу проектирования решетки профилей рабочего колеса турбомашин с максимальной энергоэффективностью к классической задаче «минимакса» в условиях потенциального течения, то есть определения оптимального значения пара-

метров $P(q, q(\theta)) = f(q)$ из условия минимального значения функционала (7) при фиксированном положении ЗКТ.

Для подтверждения достоверности предложенной математической модели проведены испытания решетки классических и «аэрогазодинамических профилей». В качестве доминанты управления локальной диффузорностью потока принят коэффициент профильного сопротивления решетки лопаток рабочих колес, поскольку он является гидродинамическим аналогом:

$$C_x = K(P)qb \cos \beta_1 D_n^a, \quad (8)$$

где C_x — коэффициент профильного сопротивления решетки профилей лопаток рабочего колеса турбомашины; $K(P)$ — коэффициент пропорциональности, определяемый формпараметром P решетки профилей [4, 6, 7].

Из анализа приведенных на рис. 3 результатов испытаний решетки профилей видно, что наибольшей эффективностью управления потерями энергии, обусловленными отрывным вихреобразованием при минимальном усложнении конструкции рабочего колеса,

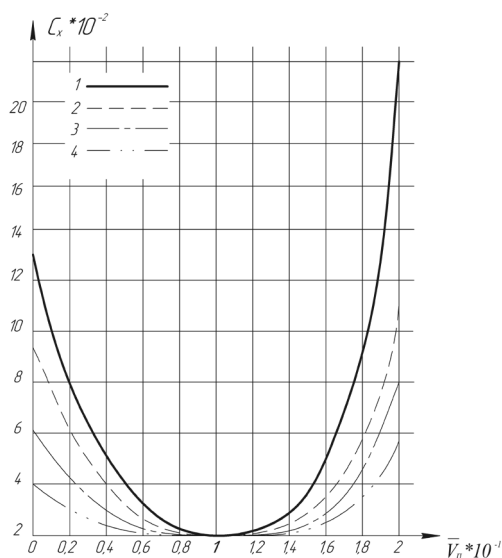


Рис. 3. Зависимость коэффициента профильного сопротивления — гидродинамического аналога локальной диффузорности циркуляции потока на рабочем колесе ускорения вокруг профилей лопаток турбомашин — от скорости потока V_n : 1 — без источников; 2 — источник в ЗКТ; 3 — источник в точке $y = \max$; 4 — источники на профиле в области $y(y_{ж}; y_{ЗКТ})$

Fig. 3. Profile drag factor — hydrodynamic analogue of the local diffusion of flow circulation acceleration impeller around profiles of turbomachine blades — versus flow velocity V_f : 1 — without sources; 2 — source at the rear critical point; 3 — source at the point $y = \max$; 4 — sources on profile in the area $y(y_{ж}; y_{ЗКТ})$

достигается применением источника управления обтеканием в области за максимальной толщиной профиля до его ЗКТ. Увеличение области экономичной работы составило не менее 47% за счет снижения профильного сопротивления на границе области более чем в 3 раза.

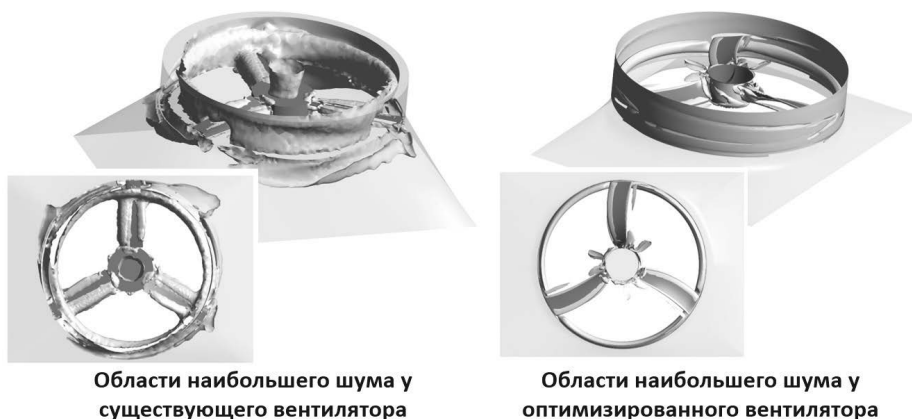
В результате увеличения равномерности полей давления до и после вентилятора получено снижение завихрения потока и, как следствие, уменьшение уровня шума. Количественно уровень вихреобразования снижен на 41%, а прогнозируемый уровень шума на 13%. На рис. 4 продемонстрированы области вихреобразования в исходном и оптимизированном варианте. Расчет выполнен с применением специализированного программного обеспечения Ansys.

В результате исследования установлено, что применение методов оптимизации для лопаточного аппарата позволяет увеличить не только степень повышения давления, но и эффективность работы вентилятора. Современные способы проектирования и профилирования лопаточных аппаратов позволяют иметь экономически наиболее целесообразную конструкцию, которая не только не уступает предшествующим аналогам, но и превосходит их по критериям прочности и вибрации.

При профильном сопротивлении $C_x \leq 0,04$, что соответствует КПД турбомашин $\eta \geq 0,8$, область экономичной работы увеличивается на 47%, а удельное энергопотребление снижается на 15%.

Выводы

1. Экспериментально доказана гипотеза о доминирующем влиянии локальной диффузорности потока, обтекающего профиль лопаток рабо-



Области наибольшего шума у существующего вентилятора

Области наибольшего шума у оптимизированного вентилятора

Рис. 4. Области вихреобразования на исходном и оптимизированном варианте
 Fig. 4. Eddy formation areas in initial and optimized versions

чего колеса, на энергоэффективность и область экономичной работы турбомашин.

2. С использованием предложенной гипотезы построена математическая модель в форме функционала, минимальное значение которого определяет оптимальные параметры источников управления обтеканием, обеспечива-

ющих наибольший прирост энергоэффективности и области экономичной работы турбомашин.

3. Распределённые источники управления обтеканием на выходном участке профиля лопаток рабочего колеса на 47% расширяют область экономичной работы турбомашин и снижают энергопотребление на 15%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Makarov V. N., Davydov D. Ya. Theoretical basis for increasing ventilation efficiency in technological processes at industrial enterprises // Refractories and Industrial Ceramics. – 2015. – Vol. 56, iss 1. – P. 103–106. DOI: 10.1007/s11148–015–9791–7.
2. Zangeneh M., Amarel N., Daneshkhah K. and Krain H. Optimization of 6.2: 1 Pressure Ratio Centrifugal Compressor Impeller by 3D Inverse Design. ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition, Vancouver, British Columbia, Canada, 6–10 June 2011, 2167–2177 (2011).
3. Wang H. L., Xi G., Li J. Y. and Yuan M. J. Effect of the Tip Clearance Variation on the Performance of a Centrifugal Compressor with Considering Impeller Deformation. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A-Journal of Power And Energy, 225, 1143–1155 (2011).
4. Makarov N. V., Makarov V. N., Franyuk E. E. Разработка математической модели круговой решетки кусочно-гладких профилей и создание на ее основе газоотсасывающих вентиляторов. Development of mathematical model of circular grill of piece-smooth profiles and creation on its basis of gas-sucking fans. N. V. Makarov et al 2019 IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 272 032075.
5. Wang P. Multi-objective design of a transonic turbocharger compressor with reduced noise and increased efficiency. Ph. D. Thesis. UCL University, London, 2017, 213 p.
6. Bautin S. P., Deryabin S. L., Mezentsev A. V. Construction of stationary rising swirling flows in the neighborhood of the conical contact discontinuity. В сборнике: CUER

Workshop Proceedings 3. Сер. «ММТ 2016 – Proceedings of 3rd Russian Conference «Mathematical Modeling and Information Technologies»» 2016. С. 129–141.

7. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. Учебник для вузов. – 7-е изд., испр. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.

8. Torshizi S. A. M., Benisi A. H., Durali M. Numerical optimization and manufacturing of the impeller of a centrifugal compressor by variation of splitter blades / ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Seoul, 13 – 17 June 2016, pp. 1 – 7.

9. Mao Y. F. Numerical Study of Correlation between the Surge of Centrifugal Compressor and the Piping System. PhD Thesis, Xi'an Jiaotong University, Xi'an. 2016. (In Chinese).

10. Torshizi S. A. M., Benisi A. H., Durali M. Multilevel optimization of the splitter blade profile in the impeller of a centrifugal compressor // Scientia Iranica, 2017, No 24, pp. 707 – 714.

11. Davydov, S. Y., Valiev, N. G., Tauger, V. M. Effect of the Flow of Transported Bulk Material on Design Features of a Belt Conveyor (2019) Refractories and Industrial Ceramics, 60 (1), pp.10–13. <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85071196696&doi=10.1007%2fs11148-019-00301-&partnerID=40&md5=1628d11c54fc-048602f2709e0e501b3d>. DOI: 10.1007/s11148-019-00301-5.

12. Simisinov, D. I., Afanas'ev, A. I., Potapov, V. Y. Strengthening the Blades of a High-Speed Mixer on the Basis of Wear Curves (2016) Refractories and Industrial Ceramics, 56 (5), pp. 453 – 455. <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-84958749055&doi=10.1007%2fs11148-016-9867-z&partnerID=40&md5=e0bfc5d28d708e023edab352833601b1>. DOI: 10.1007/s11148-016-9867-z.

13. Ugolnikov, A. V., Makarov, N. V. Application of automation systems for monitoring and energy efficiency accounting indicators of mining enterprises compressor facility operation (2019) Journal of Mining Institute, 236, pp. 245 – 248. <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85067624212&doi=10.31897%2fPMI.2019.2.245&partnerID=40&md5=42a00bbf9dc962da09139e9000a9f627>. DOI: 10.31897/PMI.2019.2.245. **ПИАБ**

REFERENCES

1. Makarov V. N., Davydov D. Ya. Theoretical basis for increasing ventilation efficiency in technological processes at industrial enterprises. Refractories and Industrial Ceramics. 2015. Vol. 56, iss 1. pp. 103–106. DOI: 10.1007 / s11148-015-9791-7.

2. Zangeneh M., Amarel N., Daneshkhah K. and Krain H. Optimization of 6.2: 1 Pressure Ratio Centrifugal Compressor Impeller by 3D Inverse Design. ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition, Vancouver, British Columbia, Canada, 6–10 June 2011, 2167–2177 (2011).

3. Wang H. L., Xi G., Li J. Y. and Yuan M. J.. Effect of the Tip Clearance Variation on the Performance of a Centrifugal Compressor with Considering Impeller Deformation. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A-Journal of Power And Energy, 225, 1143–1155 (2011).

4. Makarov N. V., Franyuk E. E. Development of a mathematical model of a circular lattice of piecewise-smooth profiles and the creation of gas suction fans on its basis. Development of mathematical model of circular grill of piece-smooth profiles and creation on its basis of gas-sucting fans. N. V. Makarov et al 2019 IOP Conf. Ser. : Earth Environ. Sci. 272 032075.

5. Wang P. Multi-objective design of a transonic turbocharger compressor with reduced noise and increased efficiency. Ph. D. Thesis. UCL University, London, 2017, 213 p.

6. Bautin S. P., Deryabin S. L., Mezentsev A. V. Construction of stationary rising swirling flows in the neighborhood of the conical contact discontinuity. В сборнике: CUER

Workshop Proceedings 3. Сеп. «MMIT 2016 Proceedings of 3rd Russian Conference «Mathematical Modeling and Information Technologies»» 2016, pp. 129 – 141.

7. Loytsyanskiy LG Mechanics of liquid and gas. Textbook for universities. 7th ed., Rev. Moscow: Bustard, 2003. 840 p.

8. Torshizi S. A. M., Benisi A. H., Durali M. Numerical optimization and manufacturing of the impeller of a centrifugal compressor by variation of splitter blades. ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Seoul, 13 17 June 2016, pp. 1 7.

9. Mao Y. F. Numerical Study of Correlation between the Surge of Centrifugal Compressor and the Piping System. PhD Thesis, Xi'an Jiaotong University, Xi'an. 2016. (In Chinese).

10. Torshizi S. A. M., Benisi A. H., Durali M. Multilevel optimization of the splitter blade profile in the impeller of a centrifugal compressor. Scientia Iranica, 2017, no. 24, pp. 707 – 714.

11. Davydov, S. Y., Valiev, N. G., Tauger, V. M. Effect of the Flow of Transported Bulk Material on Design Features of a Belt Conveyor (2019) Refractories and Industrial Ceramics, 60 (1), pp.10 – 13. <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85071196696&doi=10.1007%2fs11148-019-00301-&partnerID=40&md5=1628d11c54fc048602f2709e0e501b3d>. DOI: 10.1007 / s11148-019-00301-5.

12. Simisinov, D. I., Afanas'ev, A. I., Potapov, V. Y. Strengthening the Blades of a High-Speed Mixer on the Basis of Wear Curves (2016) Refractories and Industrial Ceramics, 56 (5), pp. 453 – 455. <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-84958749055&doi=10.1007%2fs11148-016-9867-z&partnerID=40&md5=e0bfc5d28d708e023edab352833601b1>. DOI: 10.1007 / s11148-016-9867-z.

13. Ugolnikov, A. V., Makarov, N. V. Application of automation systems for monitoring and energy efficiency accounting indicators of mining enterprises compressor facility operation (2019) Journal of Mining Institute, 236, pp. 245 – 248. <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85067624212&doi=10.31897%2fPMI.2019.2.245&partnerID=40&md5=42a00bbf9dc962da09139e9000a9f627>. DOI: 10.31897/PMI.2019.2.245.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

*Макаров Владимир Николаевич*¹ – докт. техн. наук, профессор кафедры горной механики;
*Макаров Николай Владимирович*¹ – канд. техн. наук, доцент, зав. кафедрой горной механики;
*Угольников Александр Владимирович*¹ – канд. техн. наук, доцент, зав. кафедрой электротехники;

*Чураков Евгений Олегович*¹ – аспирант кафедры горной механики;

*Молчанов Максим Владимирович*² – руководитель стратегического проекта горного направления.

¹ Уральский государственный горный университет, 620144, ул. Куйбышева, 30, Екатеринбург, Россия;

² ОАО «Уралмеханобр», Екатеринбург, Россия;

Для контактов: Макаров Н. В., e-mail: mnikolay84@mail.ru.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

*Makarov V. N.*¹, Dr. Sci. (Eng.), Professor at the Mining Mechanics Department;

*Makarov N. V.*¹, Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Head of the Mining Mechanics Department;

*Ugolnikov A. V.*¹, Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Head of the Electrical Engineering Department;

*Churakov E. O.*¹, Post-Graduate Student at the Mining Mechanics Department;

*Molchanov M. V.*², Strategic Mining Project Manager;

¹ Ural State Mining University, ul. Kuibysheva 30, Yekaterinburg, 620144 Russia;

² Uralmexhanobr, Yekaterinburg, Russia

Получена редакцией 25.05.2021; получена после рецензии 24.06.2021; принята к печати 10.10.2021.

Received by the editors 25.05.2021; received after the review 24.06.2021; accepted for printing 10.10.2021.