

УДК 621.221

<https://doi.org/10.18503/1995-2732-2017-15-4-81-86>

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ДАВЛЕНИЕ, РАЗВИВАЕМОЕ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ ТУРБОМАШИНОЙ С КОАКСИАЛЬНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ РАБОЧИХ КОЛЕС

Подболотов С.В., Кольга А.Д.

Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова, Магнитогорск, Россия

Аннотация

Постановка задачи (актуальность работы): центробежные турбомашин на сегодняшний момент имеют достаточно широкое распространение во всех отраслях хозяйственной деятельности человека. Большая энергоёмкость турбомашин предъявляет высокие требования к их правильной эксплуатации и работе в оптимальном режиме, а также к их экономичности. Анализ работы существующих конструкций турбомашин по-прежнему выявляет недостатки, наличие которых в современных условиях производства является неприемлемым. Данные недостатки выражаются в виде узкого диапазона эффективной работы, пониженной энергоэффективности на нерасчетных режимах и низким значением гидравлического КПД. Существование данных недостатков во многом обусловлено конструктивным исполнением турбомашин, а именно наличием элементов с высокими значениями гидравлических потерь. Повышение энергоэффективности известных конструкций многоступенчатых центробежных турбомашин существующими методами возможно лишь в небольшом диапазоне. Расширение диапазона эффективной работы турбомашин становится возможным в результате разработки альтернативной схемы движения потока, текущего от ступени к ступени без применения систем переводных каналов. В качестве данной альтернативы может стать центробежная турбомашин с коаксиальным расположением рабочих колес. **Цель работы:** установление влияния режимных параметров на развиваемое турбомашинной давление. **Используемые методы:** математический анализ и экспериментальные исследования в лабораторных условиях. **Новизна:** к элементам новизны в данной работе относится предлагаемая конструкция центробежной турбомашин, а именно коаксиальное расположение рабочих колес, где движение потока, текущего от ступени к ступени, осуществляется напрямую, без применения систем переводных каналов и промежуточных направляющих устройств. **Результат:** проведенный математический анализ и экспериментальные исследования позволили получить качественную картину процесса энергообмена между лопатками рабочих колес и потоком текущего. **Практическая значимость:** установление рациональных режимных параметров работы центробежной турбомашин с коаксиальным расположением рабочих колес позволит осуществлять эксплуатацию с высокой долей энергоэффективности.

Ключевые слова: центробежная турбомашин, коаксиальное расположение, напорно-расходная характеристика, энергообмен, режим работы.

Введение

Центробежные турбомашин составляют значительную часть насосных, вентиляторных и компрессорных установок, используемых практически во всех отраслях хозяйственной деятельности человека. Обширная область использования зачастую продиктована их высокой надежностью, простотой конструкции и малой стоимостью.

Совершенствование современных конструкций центробежных турбомашин идет по пути дальнейшего увеличения удельной мощности при одновременном ужесточении требований по энергоэффективности, надежности и ресурсу.

Наряду с поисками путей усовершенствования форм исполнения этих машин, не прекращается поиск методов их расчета, прежде всего расчета характеристик, выражающих закономерности изменения параметров от конструктивного исполнения и режима работы [1].

Однако анализ работы существующих кон-

струкций турбомашин по-прежнему выявляет недостатки, наличие которых в современных условиях производства является неприемлемым. Данные недостатки выражаются в виде узкого диапазона эффективной работы, пониженной энергоэффективности на нерасчетных режимах и низким значением гидравлического КПД.

Существование данных недостатков во многом обусловлено конструктивным исполнением турбомашин, а именно наличием элементов с высокими значениями гидравлических потерь. К таким элементам относятся переводные каналы многоступенчатых конструкций центробежных турбомашин. Доля гидравлических потерь в данных элементах составляет порядка 50% [2,3].

Повышение энергоэффективности известных конструкций многоступенчатых центробежных турбомашин существующими методами возможно лишь в небольшом диапазоне. Расширение диапазона эффективной работы турбомашин становится возможным в результате разработки альтернативной схемы движения потока, текущего от ступени к ступени без применения систем

переводных каналов [4].

В качестве данной альтернативы может стать центробежная турбомашина с коаксиальным расположением рабочих колес [5–7].

Под центробежной турбомашинной с коаксиальным расположением рабочих колес подразумевается такая конструкция, в которой одно рабочее колесо соосно располагается внутри другого (рис. 1).

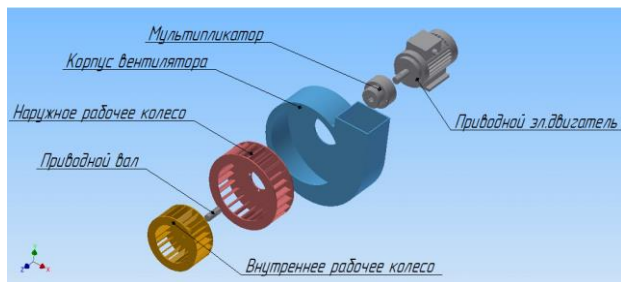


Рис. 1. Центробежная турбомашина с коаксиальным расположением рабочих колес

Движение потока осуществляется напрямую от одного колеса к другому, при этом процесс энергообмена осуществляется на каждом рабочем колесе.

Математические и экспериментальные исследования

Приращение энергии (энергообмен) движущегося потока, текущего на коаксиально расположенных рабочих колесах, становится возможным за счет изменения окружных составляющих абсолютных скоростей входа и выхода, т.е. при закручивании или раскручивании рабочим колесом проходящего через него потока.

Величина энергообмена между лопастями турбомашин и потоком текущего в этом случае выражается величиной теоретического давления (напора). Значение последнего находится из общеизвестного уравнения Эйлера [1]:

$$H = \frac{1}{g} (u_2 c_{u2} \pm u_1 c_{u1}), \quad (1)$$

где u – окружная скорость; c_u – тангенциальная составляющая абсолютной скорости.

Составляющие данного уравнения в свою очередь определяются геометрическими размерами рабочих колес (диаметр, ширина, выходной угол наклона лопаток) и режимными параметрами работы (направлением и скоростью вращения рабочих колес) [8].

Согласно уравнению (1) изменение значений одного из параметров приводит к пропорциональному изменению величины развиваемого давления (напора).

Использование основного уравнения Эйлера при анализе работы центробежных турбомашин подразумевает следующие допущения:

- осреднение по сечению всех параметров потока;
- движение в рабочих колесах принимается одномерным и осесимметричным;
- рабочие колеса имеют бесконечное число тонких лопастей;
- поток текущего не обладает вязкостью, влияние сил трения отсутствует;
- при изучении кинематики потока в коаксиально расположенных рабочих колесах влияние геометрических параметров не рассматривается.

На первом этапе исследований рассматривалось влияние режимных параметров (направления вращения рабочих колес и значения их окружных скоростей вращения).

При исследовании анализировались 2 варианта работы установки:

- вращение колес в одном направлении;
- вращение колес во встречном (противоположном) направлении.

При первом варианте работы турбомашин рабочие колеса вращаются в одну сторону, но с различной угловой скоростью. Построенные параллелограммы скоростей имеют следующий вид (рис. 2).

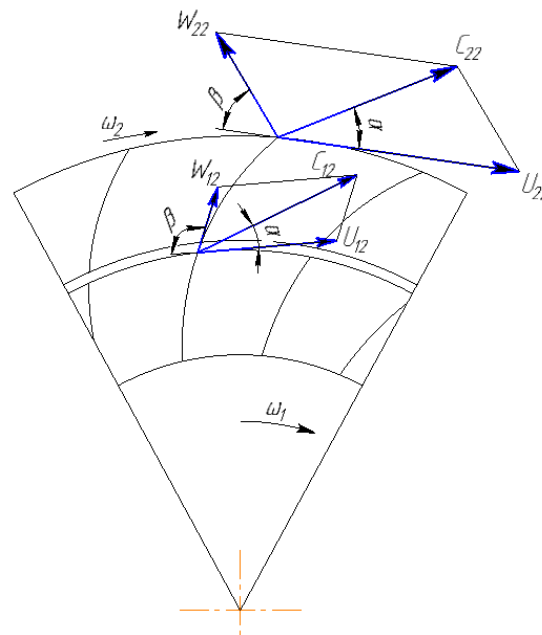


Рис. 2. Кинематика потока при вращении рабочих колес в одном направлении:

ω – угловая скорость; c – абсолютная скорость; w – относительная скорость; u – окружная скорость; α – угол, образованный абсолютной и окружной скоростями; β – угол, образованный окружной и относительной скоростями

Работа турбомашин может осуществляться в следующих режимах:

1 Режим: $\omega_2 > \omega_1$

Угловая скорость вращения ω_2 наружного колеса больше угловой скорости вращения ω_1 внутреннего колеса

$$H = \frac{1}{g}(u_{22}c_{22u} - u_{12}c_{12u}).$$

Увеличение значения угловой скорости наружного рабочего колеса сопровождается увеличением значения c_{22u} – проекции абсолютной скорости на окружную составляющую (закрутку потока), приводит к увеличению значения тангенциальной составляющей абсолютной скорости c_{2r} и расхода Q соответственно (теория подобия). Так как расход текущего через внутреннее рабочее колесо остается неизменным, тогда как на внешнем рабочем колесе он повышается, соответственно внутреннее рабочее колесо будет подтормаживать поток. Полученное несоответствие между расходами рабочих колес приведет в конечном счете к низкой эффективности работы наружного рабочего колеса. Величина развиваемого турбомашинной давления уменьшается.

2 Режим: $\omega_2 = \omega_1$

Угловая скорость вращения ω_2 наружного колеса равна угловой скорости вращения ω_1 внутреннего колеса

$$H = \frac{1}{g}(u_{22}c_{22u} - u_{11}c_{11u}).$$

При работе установки в данном режиме оба колеса работают как одно целое, не оказывая друг на друга воздействия. Величина полного развиваемого давления (напора) соответствует общим габаритным размерам рабочих колес.

3 Режим: $\omega_2 < \omega_1$

Угловая скорость вращения ω_2 наружного колеса меньше угловой скорости вращения ω_1 внутреннего колеса

$$H = \frac{1}{g}(u_{22}c_{22u} - u_{12}c_{12u}).$$

Данный режим является обратным первому режиму, наружное рабочее колесо вращается с меньшей угловой скоростью, чем внутреннее. Повышение значения полного давления достигается за счет увеличения давления, развиваемого внутренним рабочим колесом. Давление, развиваемое наружным колесом, уменьшается по причине увеличения окружной составляющей абсолютной скорости c_{21u} на входе в рабочее колесо [9].

При втором варианте работы установки (рис. 3), принимая вращение наружного рабочего

го колеса за положительное, окружную скорость внутреннего рабочего колеса следует учитывать с обратным знаком. Поэтому развиваемый турбомашинной теоретический напор должен быть выражен как

$$H = \frac{1}{g}(u_2c_{2u} - (-u_1c_{1u})) = \frac{1}{g}(u_2c_{2u} + u_1c_{1u}).$$

При работе рабочих колес в противоположных направлениях окружные скорости складываются. Величина теоретического напора возрастает пропорционально данному увеличению.

Главным условием работы данной схемы является выполнение условия безударного входа на лопатки внешнего рабочего колеса. Несоблюдение данного условия приведет к резкому увеличению значения гидравлических потерь в наружном рабочем колесе [10].

Для подтверждения данных зависимостей была разработана и изготовлена модель двухступенчатого центробежного вентилятора с коаксиальным расположением рабочих колес.

Экспериментальные напорно-расходные характеристики вентилятора были получены по методике аэродинамических испытаний в соответствии с ГОСТ 10921-90. Стенд для аэродинамических испытаний вентиляторов представляет собой устройство (рис. 4), в котором техническими средствами производятся измерения расхода воздуха и давлений, развиваемых исследуемым вентилятором, а также потребляемой им мощности и частоты вращения рабочих колес.

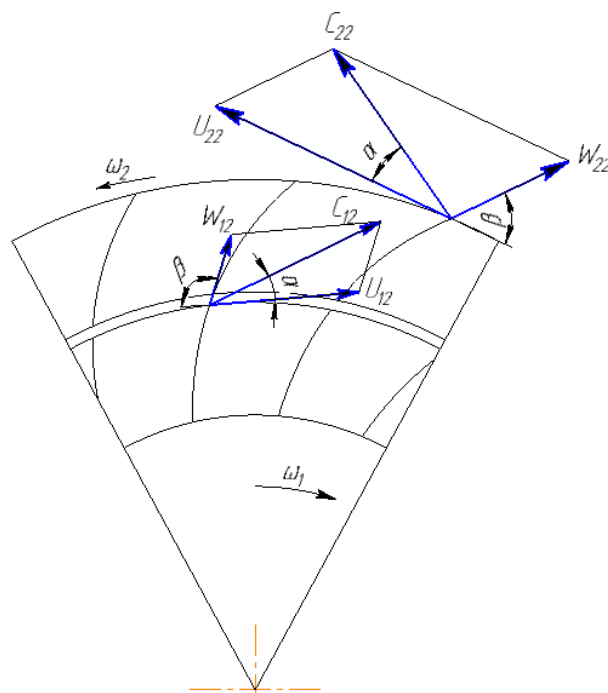


Рис. 3. Кинематика потока при встречном вращении рабочих колес

Режим работы вентилятора при испытании изменялся дросселирующим устройством с рассредоточенным сопротивлением. Встречное вращение обеспечивалось реверсом приводного двигателя внутреннего рабочего колеса.

Полученные напорно-расходные характеристики представлены на рис. 5.

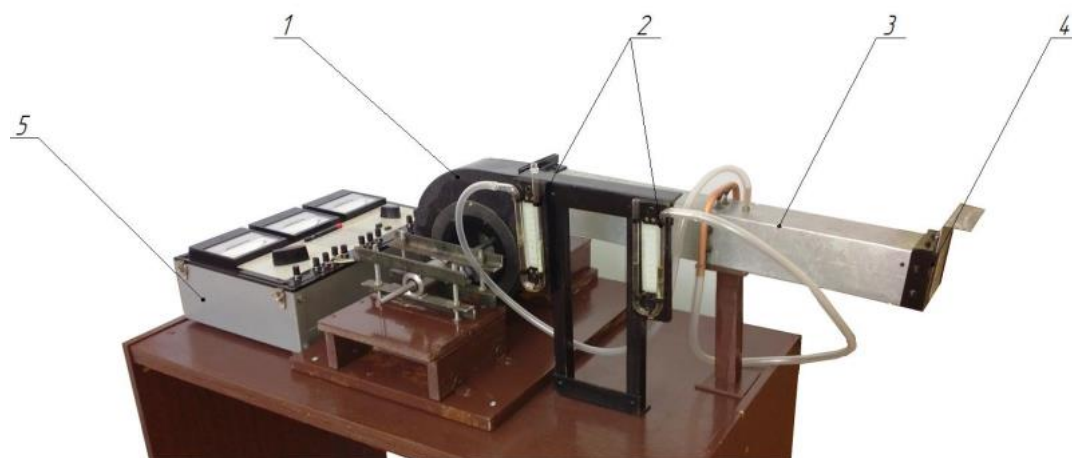


Рис. 4. Внешний вид экспериментальной установки:

1 – исследуемый вентилятор; 2 – *U*-образные манометры по измерению статического и динамического давлений; 3 – измерительный воздуховод; 4 – дросселирующее устройство; 5 – измерительный комплект K505

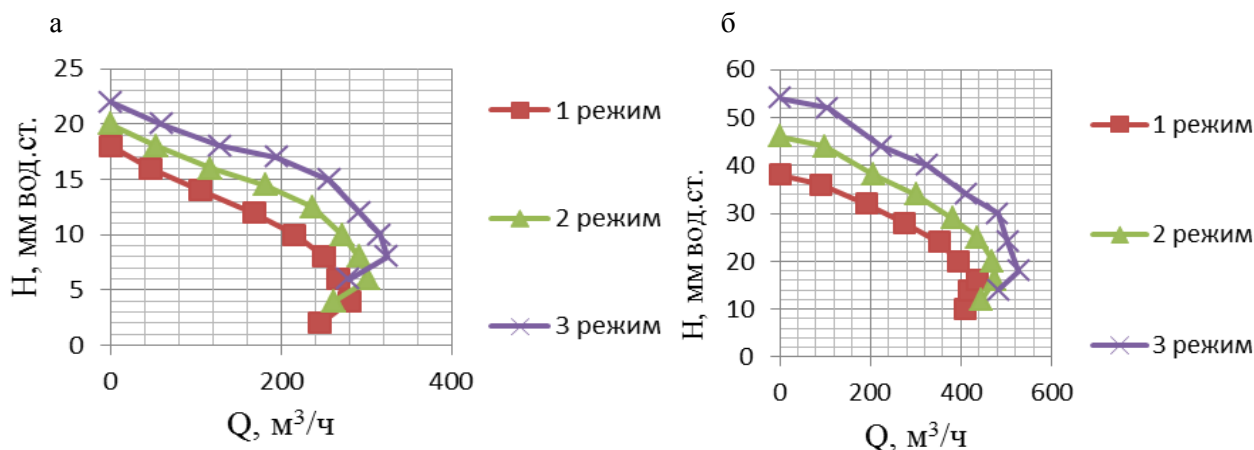


Рис. 5. Экспериментальные напорно-расходные характеристики при вращении рабочих колес в одном направлении (а) и при встречном вращении (б)

Полученные экспериментальные зависимости с достаточной долей сходимости согласуются с результатами проведенных теоретических исследований.

Заключение

Допущения, принятые при рассмотрении работы центробежной турбомашины на основании общеизвестного уравнения Эйлера, позволяют получить качественную картину процесса. Для получения количественной картины необходимо прибегнуть к рассмотрению процесса энергообмена с точки зрения вихревой теории, учитывающей циркуляционное движение потока текучего.

Список литературы

1. Лобанов И.Е. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в продольно омываемых пучках труб с поперечными кольцевыми канавками с применением композитной трехслойной модели турбулентного пограничного слоя // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2016. № 1. С. 109–115.
2. Жарковский А.А. Математическое моделирование рабочих процессов в центробежных насосах низкой и средней быстроходности для решения задач автоматизированного проектирования: дис.... д-ра техн. наук / СПбГПУ. СПб., 2003. 568 с.

3. Радиальные и осерадиальные рабочие колеса центробежных компрессоров – преимущества, недостатки, область применения / Ю.Б. Галеркин, А.Ф. Рекстин, К.В. Солдатов и др. // Компрессорная техника и пневматика. 2015. №7. С. 23–32.
4. Подболотов С.В., Кольга А.Д. Центробежный насос со ступенчатым расположением рабочих колес // Актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горно-шахтного и нефтепромыслового оборудования: материалы II Междунар. науч.-практ. конф. Горная электромеханика, 2015. Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2015. Т.1. С. 57–62.
5. Жумахов И.М. Насосы, вентиляторы и компрессоры. М.: Углетехиздат, 1958. 619 с.
6. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. Л.: Машиностроение, 1966. 365 с.
7. Ковалевская В.И., Бабак Г.А. Пак В.В. Шахтные центробежные вентиляторы. М.: Недра, 1976. 320 с.
8. Englar R. J. Overview of circulation control pneumatic aerodynamics. In: Applications of circulation control technology // Progress in astronautics and aeronautics. Vol. 214, AIAA, 2006, pp. 23–68.
9. Макаров В.Н., Горбунов С.А., Корнилова Т.А. Перспективное направление повышения эффективности вентиляторов местного проветривания // Изв. вузов. Горный журнал. 2013. № 6. С. 124–129.
10. Подболотов С.В., Кольга А.Д. Гидравлические потери в элементах турбомашин // Добыча, обработка и применение природного камня: сб. науч. тр. / под ред. Г.Д. Першина. № 16. Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И. Носова, 2016. С. 134–138.

Поступила 04.10.17.

Принята в печать 10.11.17.

INFORMATION ABOUT THE PAPER IN ENGLISH

<https://doi.org/10.18503/1995-2732-2017-15-4-81-86>

HOW OPERATING CONDITIONS CHANGE THE PRESSURE GENERATED BY A RADIAL TURBINE WITH COAXIAL IMPELLERS

Sergey V. Podbolotov – Postgraduate Student

Nosov Magnitogorsk State Technical University, Magnitogorsk, Russia. E-mail: Podbolotov_Sergey@mail.ru. ORCID: 0000-0002-7870-7183

Anatoly D. Kolga – D.Sc. (Eng), Professor

Nosov Magnitogorsk State Technical University, Magnitogorsk, Russia. E-mail: kad-55@magtu.ru. ORCID: 0000-0002-3194-2274

Abstract

Problem Statement (Relevance): Today, centrifugal turbines are quite commonly used in all business areas. Because of the high power consumption of turbomachinery, it is extremely important to properly operate such machines and choose the most efficient operating modes, as well as the machines offering most energy efficiency. The analysis of the design of existing turbines shows that they still have their shortcomings, which can hardly be acceptable in today's production environments. Such shortcomings include a narrow range of efficient operation, reduced energy efficiency when running in off-design modes and a low hydraulic efficiency. These shortcomings are largely due to the design of the machines, since they have components that are subject to high hydraulic losses. The available methods are not capable to provide any major increase in energy efficiency for the existing makes of a multi-stage centrifugal turbine. It can only be possible to expand the efficiency spectrum of a turbine if an alternative scheme is developed for the fluid flowing from one stage to another, without the use of transfer channels. One of the alternatives includes a centrifugal turbine with coaxial impellers. **Objectives:** The objective of this research is to determine how the operating conditions can impact

the pressure generated by a turbine. **Methods Applied:** A mathematical analysis and an experimental study conducted in the laboratory environment. **Originality:** The originality of this research is in the proposed design of a centrifugal turbine, i.e. the coaxial arrangement of the impellers when the fluid flows directly from one stage to the next one, without transfer channels or intermediate guides. **Findings:** With the help of the mathematical analysis and the experimental study conducted, the authors were able to obtain a clear picture of how the energy exchange takes place between the impeller vanes and the fluid flow. **Practical Relevance:** Due to optimum operating conditions identified for the centrifugal turbine with coaxial impellers, the machine can be operated with a high degree of energy efficiency.

Keywords: Radial turbine, coaxial arrangement, head and rate, energy exchange, operating mode.

References

1. Lobanov I.E. Mathematical modeling of intensified heat transfer taking place in the turbulent flow travelling through longitudinally washed bundles of pipes with transverse annular grooves based on a compound three-layer model of a turbulent boundary layer. *Vestnik Magnitogorskogo gos-*

- darstvennogo tekhnicheskogo universiteta im.G.I. Nosova. [Vestnik of Nosov Magnitogorsk State Technical University]. 2016, no. 1, pp. 109–115. (In Russ.)
2. Zharkovskiy A.A. *Matemeticheskoe modelirovaniye rabochikh protsessov v tsentrobezhnykh nasosakh nizkoy i sredney bystrokhodnosti dlya resheniya zadach avtomatizirovannogo proektirovaniya: dis. ... d-ra tekhn. nauk* [Mathematical modeling of the processes taking place in low and medium speed centrifugal pumps for solving computer-aided design problems. Doctoral dissertation]. Saint Petersburg, 2003, 568 p.
3. Galerkin Yu.B., Rekstin A.F., Soldatova K.V. et al. Radial and mixed flow impellers of centrifugal compressors: Advantages, disadvantages, application. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressor engineering and pneumatics]. 2015, no. 7, pp. 23–32. (In Russ.)
4. Podbolotov S.V., Kolga A.D. Multi-stage centrifugal pump. *Aktual'nyye problemy povysheniya effektivnosti i bezopasnosti ekspluatatsii gorno-shakhtnogo i neftepromyslovogo oborudovaniya: materialy II Mezhdunarodnoy. nauch.-prak. konf. Gornaya elektromekhanika* [Current problems of enhancing the efficiency and safety of mine machinery and oil-field equipment: Proceedings of the II International Conference. Mining Electromechanics]. Perm: Publishing House of Perm National Research Polytechnic University, 2015, vol. 1, pp.57–62. (In Russ.)
5. Zhumakhov I.M. *Nasosy, ventilyatory i kompressory* [Pumps, fans and compressors]. Moscow: Ugletekhnizdat, 1958, 619 p. (In Russ.)
6. Lomakin A.A. *Tsentrobezhnyye i osevye nasosy* [Centrifugal and axial pumps]. Leningrad: Mashinostroenie, 1966, 365 p. (In Russ.)
7. Kovalevskaya V.I., Babak G.A., Pak V.V. *Shakhtnyye tsentrobezhnyye ventilyatory* [Centrifugal mine fans]. Moscow: Nedra, 1976, 320 p. (In Russ.)
8. Englar R. J. Overview of circulation control pneumatic aerodynamics. In: Applications of circulation control technology. Progress in astronautics and aeronautics. Vol. 214, AIAA, 2006, pp. 23–68.
9. Makarov V.N., Gorbunov S.A., Kornilova T.A. The perspective task of increasing the efficiency of booster fans. *Izv. vuzov. Gornyy zhurnal* [Proceedings of the Russian universities. Mining Journal]. 2013, no. 6, pp. 124–129. (In Russ.)
10. Podbolotov S.V., Kolga A.D. Hydraulic losses in turbines. *Dobycha, obrabotka i primeneniye prirodnogo kamnya: sb. nauch. tr.* [Extraction, processing and application of natural stone: Research papers]. Magnitogorsk: Publishing House of Nosov Magnitogorsk State Technical University, 2016, pp. 134–138. (In Russ.)

Received 04/10/17
Accepted 10/11/17

Образец для цитирования

Подболотов С.В., Кольга А.Д. Влияние режимных параметров, на давление развиваемое центробежной турбомашинной с коаксиальным расположением рабочих колес // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2017. Т.15. №4. С. 81–86. <https://doi.org/10.18503/1995-2732-2017-15-4-81-86>

For citation

Podbolotov S.V., Kolga A.D. How operating conditions change the pressure generated by a radial turbine with coaxial impellers. *Vestnik Magnitogorskogo Gosudarstvennogo Tekhnicheskogo Universiteta im. G.I. Nosova* [Vestnik of Nosov Magnitogorsk State Technical University]. 2017, vol. 15, no. 4, pp. 81–86. <https://doi.org/10.18503/1995-2732-2017-15-4-81-86>