

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩЕЙ НА РОТОР ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА С ОППОЗИТНЫМИ РАБОЧИМИ КОЛЕСАМИ

С. С. Евгеньев, В. А. Фуртин¹

¹Казанский национальный исследовательский технический университет имени А. Н. Туполева — КАИ, Россия, 420111, Республика Татарстан, г. Казань, ул. К. Маркса, 10

В статье рассмотрены основные факторы, влияющие на возникновение циркуляционной газодинамической силы в лабиринтном уплотнении двухсекционного центробежного компрессора высокого давления, действующей на ротор. Представлен метод расчета циркуляционной силы на примере реального центробежного компрессора.

Ключевые слова: центробежный компрессор, рабочее колесо, боковой зазор, лабиринтное уплотнение, циркуляционные силы.

Описание проблемы

В центробежных компрессорах (ЦК) высокого давления широко применяется многоступенчатая схема с оппозитным расположением рабочих колес (РК), позволяющая снизить суммарную осевую силу, действующую на ротор. Например, в 10-ступенчатой схеме с промежуточным охлаждением газа РК 5-й ступени (РК5) первой секции и РК 10-й ступени (РК10) второй секции располагаются оппозитно («спина к спине») и имеют лабиринтное уплотнение по валу в разделительной диафрагме (рис. 1). В процессе работы в это уплотнение входит поток высокой плотности с расходом $q = G/\rho_2 r_2^2 u_2$ (G — расход через лабиринтное уплотнение; ρ_2 — плотность газа за РК; r_2 — наружный радиус РК; u_2 — окружная скорость РК на r_2) и закруткой $\bar{C}_{ua} = C_{ua}/u_y$ (C_{ua} — окружная составляющая скорости потока; $u_y = \omega r_y$ — окружная скорость вала на радиусе уплотнения r_y ; ω — угловая скорость вращения ротора), которая зависит от q и может быть $\bar{C}_{ua} > 1$ (рис. 1). В силу эксцентрисности положения вала, прогиба H_s его оси в зоне лабиринта и прецессии с собственной угловой частотой Ω_1 , вал подвержен динамическому воздействию поступающего в уплотнение потока со скоростью $\Delta C_u = C_u - r_y \Omega_1$, или, после деления на $u_y = r_y \omega$, с $\bar{\Delta C}_u = \bar{C}_u - \frac{\Omega_1}{\omega}$. На входе в уплотнение закрутка

$\bar{C}_u = \bar{C}_{ua}$, а на выходе из-за трения она снижается до $\bar{C}_u = \bar{C}_{uz}$. В результате такого динамического давления кольцевого потока на вал в канале уплотнения возникает тангенциальная циркуляционная сила F_b , направленная в сторону вращения и являющаяся причиной лабиринтного возбуждения автоколебаний ротора (см. рис. 1). Известно достаточно много работ, направленных на исследование причин возникновения циркуляционной силы и поиски способов ее устранения [1–6].

Впервые подобные автоколебания ротора были замечены в паровых турбинах высокого давления, особенно в регулирующих ступенях, где сильно закрученный поток после соплового аппарата

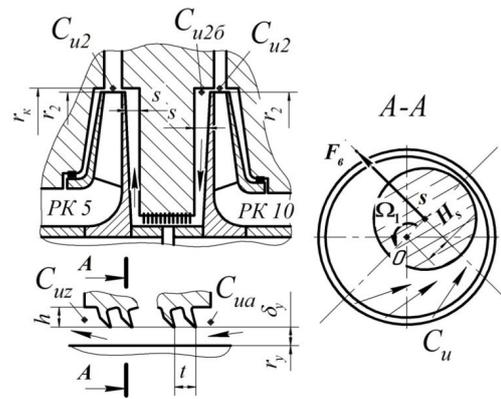


Рис. 1. Оппозитная схема расположения рабочих колес ЦК с разделительной диафрагмой
Fig. 1. Opposed arrangement of impellers of a centrifugal compressor with a diaphragm seal

с $\bar{C}_{ua} = 1,7 - 2,0$ поступал в бандажное лабиринтное уплотнение с двумя гребнями РК [7]. Аналогичные явления наблюдались в ЦК с оппозитным расположением РК и межсекционным лабиринтным уплотнением в процессе пуска/наладки: ЦК синтез-газа типа 433ГЦ2-143/25-324 [8], ЦК воздушный типа 2ВЦ-18/28-115 [9], ЦК в составе установки УКСП-16/500 для сайклинг-процесса [10]. Для снижения циркуляционных сил предложены меры, снижающие закрутку потока \bar{C}_{ua} на входе в уплотнение [9] и прецессию ротора [8, 10].

Для расчета тангенциальной циркуляционной силы $F_b = B_n \cdot H_s$ применительно к паровым турбинам В. И. Олимпиев предложил формулу для расчета удельной силы B_n — характеризующей циркуляционную силу на единицу прогиба ротора H_s в зоне уплотнения в пределах n -го канала между двумя гребнями. В ЦК с оппозитным расположением РК применяются межсекционные лабиринтные уплотнения с количеством гребней, достигающим 10–15. Для расчета циркуляционной силы F_b В. Б. Шнепп предложил формулу расчета удельной силы B_z , учи-

тывающей снижении закрутки потока в лабиринтном уплотнении от \bar{C}_{ua} на входе до \bar{C}_{uz} на выходе.

Величина начальной закрутки \bar{C}_{ua} , входящая в формулы расчета удельной силы, зависит от радиуса уплотнения $\bar{r}_y = r_y/r_2$, формы бокового зазора между РК и корпусом перед уплотнением, расхода газа q , закрутки потока на выходе из РК \bar{C}_{u2} и параметров оппозитно расположенных РК.

Основная часть

Используя данные В. И. Олимпиева [7] для определения удельной силы B_n для n -го канала лабиринта, данные В. Б. Шнеппа [9] для определения величины изменения закрутки \bar{C}_u по длине лабиринтного уплотнения L и собственные данные [11] для определения величины закрутки потока на входе в лабиринтное уплотнение \bar{C}_{ua} , разработан метод расчета циркуляционной силы F_B и компьютерная программа по приведенному ниже алгоритму.

В блоке 1 вводятся исходные данные, которые содержат:

— геометрию: радиус лабиринтного уплотнения r_y (мм); зазор в лабиринтном уплотнении δ_y (мм); количество гребней уплотнения z ; угол наклона гребней уплотнения α_y ; шаг гребней t (мм); высота гребней h (мм); средний радиус гребней $r = r_y + h/2$ (мм); длина уплотнения $L = zt$ (мм); $H_s = \delta_y \cdot 10^{-3}$ (м); число каналов лабиринтного уплотнения $n = (z - 1)$;

— расположение гребней лабиринтного уплотнения: в статоре или в роторе;

— параметры: а) задаются для последнего РК, где течение к оси около основного диска (берутся из расчета осевых сил): p_2 (МПа), T_2 (К), ρ_2 (кг/м³), q , $\bar{C}_{uz} = C_{uz}/u_y$, $u_y = 2\pi r_y n_{pom}/60$ (м/с), u^2 (м/с); б) n_{pom} (об/мин), $\omega = \pi n_{pom}/30$ (1/с), $n_{кр1}$ (об/мин), $\Omega_1 = \pi n_{кр1}/30$ (1/с), $\bar{C}_{uz} = C_{uz}/u_y$ — задается, коэффициент трения ξ .

В блоке 2 рассчитываются дополнительные величины:

— относительный радиус лабиринтного уплотнения $\bar{r}_y = r_y/r_2$;

— относительная длина лабиринтного уплотнения $\bar{L} = L/r_y$;

— массовый расход через лабиринтное уплотнение $G = q \cdot \rho_2 \cdot r_2^2 u_2$ (кг/с).

В блоке 3 рассчитываются:

1. Коэффициент поверхности лабиринтного уплотнения χ :

— для гребней в статоре

$$\chi = \frac{r_c}{r_y} \left(1 + \frac{h}{t} \frac{(r_c + r_y)}{r_c} \right)^{0,5};$$

— для гребней в роторе

$$\chi = \frac{r_c}{r_y} \left(1 + \frac{h}{t} \frac{(r_c + r_y)}{r_y} \right)^{-0,5}.$$

2. Изменение закрутки потока \bar{C}_u по длине L лабиринтного уплотнения:

— при $\bar{C}_{ua} > 1$:

$$- \chi \frac{\bar{r}_y^3 \xi \pi}{q} \cdot \frac{L}{r_c} = \arctg \frac{(\chi^2 + 1) \bar{C}_{uz} - 1}{\chi} - \arctg \frac{(\chi^2 + 1) \bar{C}_{ua} - 1}{\chi}; \quad (1)$$

— при $\bar{C}_{ua} \leq 1$:

$$- 2\chi \frac{\bar{r}_y^3 \xi \pi}{q} \cdot \frac{L}{r_c} = \ln \left[\frac{\bar{C}_{uz} - \frac{1}{(\chi + 1)}}{\bar{C}_{uz} + \frac{1}{(\chi - 1)}} \right] - \ln \left[\frac{\bar{C}_{ua} - \frac{1}{(\chi + 1)}}{\bar{C}_{ua} - \frac{1}{(\chi - 1)}} \right]. \quad (2)$$

Порядок счета по (1) и (2) следующий.

Если $\bar{C}_{ua} > 1$, то принять $\bar{C}_{uz} = 1$ и найти по (1) $\bar{L}' = \bar{L}'/r_y$ с режимом $\bar{C}_u \geq 1$.

Далее для течения на оставшемся участке, где $\bar{C}_u \leq 1$, найти $L - \bar{L}'$ по (2), задавая значение \bar{C}_{uz} по интуиции.

После этих расчетов построить по трем значениям \bar{C}_u (\bar{C}_{ua} при $L = 0$; $\bar{C}_{uz} = 1$ при \bar{L}' , $\bar{C}_{uz} < 1$ при $L - \bar{L}'$) график $\bar{C}_u = f(\bar{L})$ и найти из него \bar{C}_{uz} , соответствующее заданному в исходных данных значению \bar{L} .

3. Безразмерная геометрическая характеристика лабиринтного уплотнения:

$$A = \frac{t^2}{4\sqrt{2}(\alpha_y \delta_y)^2 \left[1 + \left(\frac{ht}{2r_y \cdot \alpha_y \delta_y} \right)^2 \right]}.$$

4. Коэффициент, характеризующий циркуляционную силу по всей длине лабиринтного уплотнения:

$$B_z = A \cdot G \omega \left[\left(\bar{C}_{ua} - \frac{\Omega_1}{\omega} + \frac{h}{\delta_y} \bar{\Delta C}_{uz} \right) \cdot z - \bar{\Delta C}_{uz} \sum_{n=1}^z n \right], \text{ Н/м,}$$

где $\bar{\Delta C}_{uz} = \frac{\bar{C}_{ua} - \bar{C}_{uz}}{z}$, $n = z - 1$ — число каналов

лабиринтного уплотнения.

5. Циркуляционная газодинамическая сила, действующая на ротор по длине лабиринтного уплотнения:

$$F_B = B_z \cdot H_s, \text{ Н.}$$

При необходимости произвести расчет значений F_B до значений q , при которых сила F_B становится

демпфирующей. Это условие $\bar{C}_{uz} \leq \frac{\Omega_1}{\omega}$!

6. Безразмерное значение

$$\bar{F}_B = \frac{F_B}{\rho_2 \cdot u_2^2 \cdot r_2^2}.$$

В блоке 4 выполняется печать результатов расчета:

— исходные данные (блок 1);

— F_B (Н), \bar{F}_B .

Таблица 1. Пример расчета воздушного ЦК типа 2ВЦ-18/28-115
Table 1. An example of calculating an air centrifugal compressor type 2AC-18/28-115

Наименование параметра	Величина параметра
ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ СТУПЕНИ	
Радиус колеса, м	0,1905
Радиус уплотнения, м	0,0716
Зазор в уплотнении, м	0,0006
Число гребней уплотнения, шт.	18
Коэффициент расхода уплотнения	1,3
Шаг гребней уплотнения, м	0,004
Высота гребня уплотнения, м	0,0032
Смещение ротора, м	0,0006
Глубина впадин уплотнения, м	0,0732
Число впадин уплотнения, шт.	17
Длина уплотнения, м	0,072
Место установки лабиринтного уплотнения	в статоре
ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ СТУПЕНИ	
Давление за рабочим колесом, МПа	11,2700005
Температура за рабочим колесом, К	427,24
Плотность за рабочим колесом, кг/м ³	91,87
Относительная утечка через уплотнение	0,003681
Относительная закрутка на входе в уплотнение	1,2
Окружная скорость на выходе из рабочего колеса, м/с	195,9
Рабочая частота вращения ротора, об/мин	9825,0
1 критическая частота вращения, об/мин	5100
Коэффициент трения	0,0046
Окружная скорость на радиусе уплотнения, м/с	73,667
Угловая скорость ротора, 1/с	1028,872
Угловая критическая скорость, 1/с	534,071
ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ДАННЫЕ	
Относительный радиус уплотнения	0,375853
Относительная длина уплотнения	1,0055867
Массовый расход утечки, кг/с	2,404
РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЁТА	
Коэффициент поверхности лабиринтного уплотнения	1,643
Закрутка на выходе из уплотнения	0,7404849
Безразмерная характеристика лабиринтного уплотнения А	4,5886993
Коэффициент, характеризующий циркуляционную силу по всей длине лабиринтного уплотнения B_z , Н/м	161964,42
Изменение закрутки на 1 зуб лабиринтного уплотнения	0,0255286
Циркуляционная газодинамическая сила, действующая на ротор F_b , Н	97,179
Безразмерная циркуляционная сила, действующая на ротор	0,0007595

По разработанной компьютерной программе выполнены расчеты циркуляционных газодинамических сил в лабиринтном уплотнении разделительной диафрагмы первого корпуса ЦК синтез-газа типа 433ГЦ2-143/25-321 и дожимающего воздушного ЦК типа 2ВЦ-18/28-115, по которым были проблемы по вибрации роторов из-за появления циркуляционных газодинамических сил [9]. По таким же причинам при пусконаладке ЦК высокого давления с опозитными РК для сайклинг-процесса на Тимофеевском ГКМ [12] максимальные недопустимые виброперемещения ротора достигали 400 мкм (0,4 мм) на рабочей частоте $n_{ром} = 11\,300$ об/мин.

Эксплуатационные данные, полученные в процессе пусконаладки воздушного ЦК типа 2ВЦ-18/28-115 и подробно представленные в работе [9], подтверждают результаты наших расчетов по созданной компьютерной программе. Пример такого расчета показан в табл. 1.

Заключение

Из представленного расчета видно, что при большом зазоре в уплотнении $\delta_y = 0,6$ мм за счет задевания вала гребней (измерен при разборке компрессора после аварийной остановки), при расчетной высокой относительной утечке через лабиринтное уплотнение $q = 0,00368$ расчетная циркуляционная сила значительна $F_b = 97,18$ Н. Центробежная сила от дисбаланса ротора $M_\Sigma \cdot \varepsilon = 20$ г·см (по чертежу) равна $P = M_\Sigma \cdot \varepsilon \cdot \omega^2 = 20 \cdot 10^{-3} \cdot 10^{-2} \cdot 1028,872^2 = 211,71$ Н и соизмерима с $F_b = 97,18$ Н.

При этих условиях происходила аварийная остановка компрессора [9]. По предложению В. Б. Шнеппа циркуляционные силы и колебания ротора на данном ЦК удалось ликвидировать за счет подвода потока газа из диффузора РК 10 в лабиринтное уплотнение между РК 5 и РК 10 [9].

1. Kirk R. G., Gao R. Analysis of rotordynamic forces for high inlet pre-swirl rate labyrinth seals // 10th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, 11–13 September 2012, IMechE London, UK. 2012. P. 467–476. DOI: 10.1533/9780857094537.7.467.
2. Gao R. Computational fluid dynamic and rotordynamic study on the labyrinth seals. Ph.D. Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University. USA, Blacksburg, 2012. 123 p.
3. Li Z. G., Li J., Feng Z. P. Numerical comparison of rotordynamic characteristics for a fully partitioned pocket damper seal and a labyrinth seal with high positive and negative inlet preswirl // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2015. Vol. 138 (4). P. 042505-1–042505-13. DOI: 10.1115/1.4031545.
4. Rhode D. L., Hensel S. J., Guidry M. J. Three-Dimensional Computations of Rotordynamic Force Distributions in A Labyrinth Seal // Tribology Transactions. 1993. Vol. 36 (3). P. 461–469. DOI: 10.1080/10402009308983184.
5. Childs D. W., Scharrer J. K. Experimental Rotordynamic Coefficient Results for Teeth-on-Rotor And Teeth-on-Stator Labyrinth Gas Seals // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-transactions. ASME. 1986. Vol. 108 (4). P. 599–604. DOI: 10.1115/1.3239953.
6. Zhang W., Yang J., Li C. [et al.]. Research on characteristics of fluid-induced vibration for short labyrinth seals // Journal of Vibroengineering. 2016. Vol. 18, Issue 3. P. 1811–1823. DOI: 10.21595/jve.2016.16521.
7. Олимпиев В. И. Влияние конструкции бандажного уплотнения на газодинамические возбуждения низкочастотной вибрации ротора турбины // Теплоэнергетика. 1977. № 7. С. 24–28.
8. Билык Я. И., Кухарев Е. И., Марцинковский В. С. Модернизация турбокомпрессора синтез-газа производства аммиака // XVII Междунар. науч.-техн. конф. по компрессорной технике: материалы конф. Казань: Слово, 2017. С. 380–388.
9. Шнепп В. Б. Конструкция и расчёт центробежных компрессорных машин. Москва: Машиностроение, 1995. 240 с. ISBN 5-217-01196-3.
10. Марцинковский В. С., Юрко В. И. Совершенствование конструкции радиальных демпферных подшипников с вкладышами на гидростатическом подвесе // Проектирование и исследование компрессорных машин: сб. науч. тр. ЗАО НИ-

Итурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа. Казань, 2009. Вып. 6. С. 248–259.

11. Евгеньев С. С., Зубринкин А. В., Футин В. А., Шубкин И. М. Влияние точности методов расчета расходного течения в боковых зазорах между рабочим колесом и корпусом на эффективность центробежных компрессоров // XVI Междунар. науч.-техн. конф. по компрессоростроению, 23–25 сентября 2014 г., Санкт-Петербург: материалы конф. Санкт-Петербург: РЭП Холдинг, 2014. Т. 1. С. 249–265.

12. Марцинковский В. С., Юрко В. И. Совершенствование конструкции радиальных демпферных подшипников с вкладышами на гидростатическом подвесе // Производители и потребители компрессорной техники: матер. I Конф. Казань: Слово, 2010. С. 278–287.

ЕВГЕНЬЕВ Станислав Сергеевич, доктор технических наук, профессор, г. Москва.

SPIN-код: 2332-1385

AuthorID (РИНЦ): 316742

AuthorID (SCOPUS): 57202859220

Адрес для переписки: EvgenevSS@mail.ru

ФУТИН Виктор Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры теплотехники и энергетического машиностроения Института авиации, наземного транспорта и энергетики, КНИТУ-КАИ, г. Казань, Республика Татарстан.

SPIN-код: 3739-2123

AuthorID (РИНЦ): 713366

AuthorID (SCOPUS): 23027608200

Адрес для переписки: vic_net1@mail.ru

Для цитирования

Евгеньев С. С., Футин В. А. К определению циркуляционной газодинамической силы, действующей на ротор центробежного компрессора с оппозитными рабочими колесами // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 3. С. 9–13. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-3-9-13.

Статья поступила в редакцию 06.04.2021 г.

© С. С. Евгеньев, В. А. Футин

DETERMINATION OF CIRCULATING GAS-DYNAMIC FORCE ACTING THE ROTOR OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR WITH OPPOSED IMPELLERS

S. S. Evgenev, V. A. Futin¹

¹Kazan National Research Technical University named after A. N. Tupolev – KAI, Russia, Tatarstan, Kazan, K. Marx St., 10, 420111

This paper considers the main factors affecting the occurrence of a circulating gas-dynamic force in the labyrinth seal of a two-section high-pressure centrifugal compressor acting on the rotor. A method for calculating the circulating force is presented on the example of a real centrifugal compressor.

Keywords: centrifugal compressor, impeller, side clearance, labyrinth seal, circulating forces.

References

1. Kirk R. G., Gao R. Analysis of rotordynamic forces for high inlet pre-swirl labyrinth seals // 10th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, 11–13 September 2012, IMechE London, UK. 2012. P. 467–476. DOI: 10.1533/9780857094537.7.467. (In Engl.).
2. Gao R. Computational fluid dynamic and rotordynamic study on the labyrinth seals. Ph.D. Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University. USA, Blacksburg, 2012. 123 p. (In Engl.).
3. Li Z. G., Li J., Feng Z. P. Numerical comparison of rotordynamic characteristics for a fully partitioned pocket damper seal and a labyrinth seal with high positive and negative inlet preswirl // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2015. Vol. 138 (4). P. 042505-1–042505-13. DOI: 10.1115/1.4031545. (In Engl.).
4. Rhode D. L., Hensel S. J., Guidry M. J. Three-Dimensional Computations of Rotordynamic Force Distributions in A Labyrinth Seal // Tribology Transactions. 1993. Vol. 36 (3). P. 461–469. DOI: 10.1080/10402009308983184. (In Engl.).
5. Childs D. W., Scharrer J. K. Experimental Rotordynamic Coefficient Results for Teeth-on-Rotor And Teeth-on-Stator Labyrinth Gas Seals // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-transactions. ASME. 1986. Vol. 108 (4). P. 599–604. DOI: 10.1115/1.3239953. (In Engl.).
6. Zhang W., Yang J., Li C. [et al.]. Research on characteristics of fluid-induced vibration for short labyrinth seals // Journal of Vibroengineering. 2016. Vol. 18, Issue 3. P. 1811–1823. DOI: 10.21595/jve.2016.16521. (In Engl.).
7. Olimpiyev V. I. Vliyaniye konstruksii bandazhnogo uplotneniya na gazodinamicheskiye vzbuzhdeniya nizkochtotoyn vibratsii rotora turbiny [Influence of the design of the shroud seal on the gas-dynamic excitation of low-frequency vibration of the turbine rotor] // Teploenergetika. *Teploenergetika*. 1977. No. 7. P. 24–28. (In Russ.).
8. Bilyk Ya. I., Kukharev E. I., Martsinkovskiy V. S. Modernizatsiya turbokompressora sintez-gaza proizvodstva ammiaka [Modernization of the turbocompressor of synthesis gas for ammonia production] // XVII Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. po kompressornoy tekhnike. *XVII Mezhdunar. Nauch.-tekhn. Konf. po Kompressornoy Tekhnike*. Kazan, 2017. P. 380–388. (In Russ.).
9. Shnepp V. B. Konstruksiya i raschat tsentrobezhnykh kompressornykh mashin [Design and calculation of centrifugal compressor machines]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 1995. 240 p. ISBN 5-217-01196-3. (In Russ.).
10. Martsinkovskiy V. S., Yurko V. I. Sovershenstvovaniye konstruksii radial'nykh dempfernykh podshipnikov s vkladyskami na gidrostaticheskom podvese [Improvement of the design of radial damper bearings with liners on a hydrostatic suspension] // *Proyektirovaniye i issledovaniye kompressornykh mashin*. *Proyektirovaniye i issledovaniye kompressornykh mashin*. Kazan, 2009. Issue 6. P. 248–259. (In Russ.).
11. Evgenev S. S., Zubrinkin A. V., Futin V. A., Shubkin I. M. Vliyaniye tochnosti metodov rascheta raskhodnogo techeniya v bokovykh zazorakh mezhdru rabochim kolesom i korpusom na effektivnost' tsentrobezhnykh kompressorov [Influence of the accuracy of methods for calculating the flow rate in the side gaps between the impeller and the casing on the efficiency of centrifugal compressors] // XVI Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. po kompressorostroyeniyu. *XVI International Scientific and Technical Conference on Compressor Engineering*. St. Petersburg, 2014. Vol. 1. P. 249–265. (In Russ.).
12. Martsinkovskiy V. S., Yurko V. I. Sovershenstvovaniye konstruksii radial'nykh dempfernykh podshipnikov s vkladyskami na gidrostaticheskom podvese [Improving the design of radial damper bearings with liners on a hydrostatic suspension] // *Proizvoditeli i potrebiteli kompressornoy tekhniki. Manufacturers and Consumers of Compressor Equipment*. Kazan, 2010. P. 278–287. (In Russ.).

EVGENEV Stanislav Sergeyeovich, Doctor of Technical Sciences, Professor.

SPIN-code: 2332-1385

AuthorID (RSCI): 316742

AuthorID (SCOPUS): 57202859220

Correspondence address: EvgenevSS@mail.ru

FUTIN Viktor Aleksandrovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Heat and Power Engineering Department, Institute for Aviation, Land Transportation and Power Engineering, KNRTU-KAI, Kazan, Tatarstan.

SPIN-code: 3739-2123; AuthorID (RSCI): 713366

AuthorID (SCOPUS): 23027608200

Correspondence address: vic_net1@mail.ru

For citations

Evgenev S. S., Futin V. A. Determination of circulating gas-dynamic force acting the rotor of centrifugal compressor with opposed impellers // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2021. Vol. 5, no. 3. P. 9–13. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-3-9-13.

Received April 6, 2021.

© S. S. Evgenev, V. A. Futin