

Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.311.1, 621.515

doi: 10.18698/0536-1044-2021-2-26-33

Анализ методов снижения потерь мощности в компрессорной крыльчатке при балансировке ротора турбогенератора на рабочей частоте вращения

Д.А. Калашников¹, А.С. Пугачук², Е.О. Калашникова¹,
А.В. Чернышев²

¹ Объединенный институт высоких температур РАН

² МГТУ им. Н.Э. Баумана

Analysis of Methods for Reducing Power Losses in Compressor Impeller for Balancing a Turbogenerator's Rotor at Running Frequencies

D.A. Kalashnikov¹, A.S. Pugachuk², E.O. Kalashnikova¹, A.V. Chernyshev²

¹ Joint Institute for High Temperatures of the Russian Academy of Sciences

² Bauman Moscow State Technical University

Рассмотрены проблемы проведения натурных испытаний, в том числе балансировки ротора газотурбинного двигателя совместно с корпусными деталями. Так как при проведении балансировки необходимо максимально отдалить собственную частоту колебательной системы от частоты дисбаланса испытаний, балансировать рекомендуется на рабочих частотах ротора без статорных деталей, формирующих проточную часть компрессорных и турбинных ступеней. Следовательно, при проведении испытаний или балансировки потребуются большие мощности, расходуемые на совершенные работы вентилирования воздуха, а также работы против сил вязкого трения. Одной из основных проблем является необходимость обеспечения газодинамического или балансировочного стенда значительной приводной мощностью, что накладывает строгие требования и усложняет его конструкцию. Предложены методы снижения мощности для проведения балансировки ротора газотурбинного двигателя в сборе с корпусными деталями. Один из таких методов, а именно балансировка в кожухе, рассмотрен более подробно. Разработаны и исследованы несколько вариантов таких кожухов, для каждого из которых получены значения требуемых приводных мощностей. Исследования выполнены методом математического моделирования процессов течения газа в расчетной области, образованной рабочим колесом и внутренней поверхностью каждого варианта кожуха. На основании анализа расчетных данных выработаны рекомендации, позволяющие значительно ускорить балансировку ротора газотурбинного двигателя и снизить ее стоимость.

Ключевые слова: балансировка ротора, газотурбинный двигатель, потери мощности, натурные испытания

The article is dedicated to tests' problems, including balancing of the gasturbine engines rotors assembled with body parts. During balancing it is necessary to maximally distance the natural frequency of the oscillating system from the test imbalance frequency, it is recommended to balance at the operating frequencies of the rotor without stator parts that form the flow path of the compressor and turbine stages. Consequently, during testing or balancing, large powers is required to perform the work of air ventilation, as well as work against viscous friction forces. One of the most significant problem is the need to provide large drive power for a gas dynamic or balancing stand, which imposes strict requirements and complicates its design. This paper discusses methods of reducing power when balancing the rotor of a gas turbine unit with body parts. One of these methods is considered more detail, namely balancing in the process cover. In addition, several variants of such process covers are proposed and investigated, also the required drive power values are obtained for each of which. The studies were carried out by a mathematical model method of the gas flow processes in a computational domain, formed by the impeller and the inner surface of each specific covers. The recommendations, developed after the analysis of the calculated data, will significantly speed up and reduce the cost of balancing the rotor of a gas turbine installation.

Keywords: rotor balancing, gasturbine engine, power losses, natural tests

Одной из альтернатив централизованной энергетике является распределенная энергетика. В этом случае потребитель сам решает проблему энергоснабжения, а в идеале и продает излишки полученной им энергии в общую электросеть.

К способам, которыми потребитель может обеспечить себя энергией, относится использование ее возобновляемых источников или компактной электрогенерирующей установки. Один киловатт такой электроэнергии стоит дороже, чем купленный у государственной энергоснабжающей организации. Однако появляется возможность запитать потребителя, находящегося в недоступном для электросети месте, или снять зависимость от ее некачественного обслуживания [1].

Одним из перспективных способов снабжения потребителя является использование установки с турбогенератором. В этом случае становится актуальной задача создания компактного и эффективного газотурбинного двигателя (ГТД), способного работать в широком диапазоне мощностей [2, 3], а следовательно, и более совершенных рабочих колес (РК) компрессора и турбины [4].

После проектирования и изготовления деталей ротора ГТД следует провести его сборку (рис. 1). К основным деталям ротора описываемого ГТД относятся втулка газодинамического подшипника 4, РК компрессора 1, РК турбины 5 и стержневая стержень 6.

Каждую из этих деталей после изготовления подвергают балансировке, при которой дисбаланс приводится к некоторому допустимому

значению [5, 6]. Однако при сборке ротора ГТД совокупный дисбаланс может оказаться больше допустимого значения. Это связано с суперпозицией частных дисбалансов деталей, а также с неточностями сборки, а именно с перекосами их положений относительно друг друга в местах посадок с натягом.

Так как рабочая частота вращения ротора лопаточной машины очень высока, даже незначительный дисбаланс может привести к недопустимому уровню его вибрации, что чрезвычайно негативно отразится на целостности подшипников машины [7, 8]. Поэтому возникает необходимость проведения балансировки ротора ГТД в собранном состоянии.

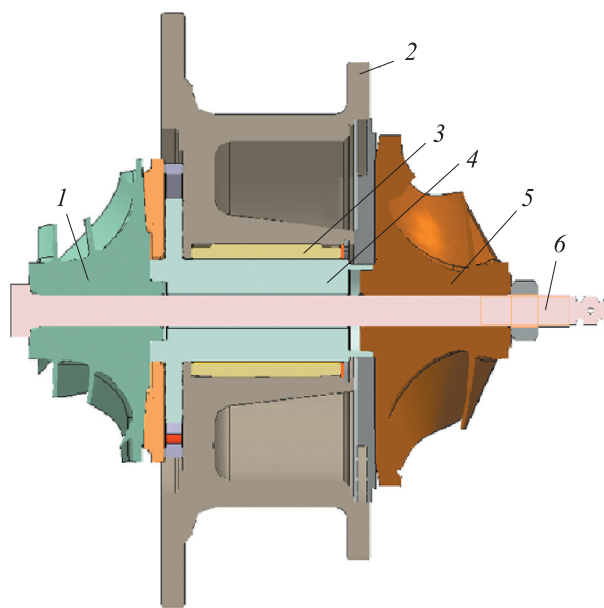


Рис. 1. Схема ротора ГТД в опорном корпусе

Следует отметить, что в рассматриваемой конструкции ГТД невозможен монтаж собранного ротора в опорный корпус 2. Его сборку проводят в несколько этапов [9]. Сначала в опорный корпус вставляют кассету газодинамического подшипника, который состоит из неподвижной обоймы 3, осевых и радиальных лепестковых пружин и подвижной втулки. Затем на эту втулку с натягом насаживают РК компрессора с одной стороны и РК турбины с другой. Далее роторную конструкцию стягивают стяжным стержнем.

В связи с этим балансировка собранного ротора без крепления на опорный корпус не имеет смысла, так как после нее встала бы необходимость разборки и повторной сборки ротора на опорном корпусе, что сводит на нет результаты предварительной балансировки.

Как уже указывалось, балансировать ротор ГТД необходимо в сборе с корпусными деталями. При этом возникают проблемы проведения его балансировки, которая подразумевает добавление или снятие материала. Для этого необходимо предусмотреть на роторе специальные поверхности. У ротора ГТД такими поверхностями являются торцы РК компрессора и РК турбины. Требуется учитывать возможность доступа к этим поверхностям, а также тот факт, что чем массивнее корпусные неподвижные детали, тем сложнее точно измерить уровень вибрации, так как они оказывают демпфирующий эффект.

Эти требования диктуют необходимость минимизации количества деталей сборки, ротор которой подвергают балансировке [10]. Это значит, что балансировку проводят без корпусных деталей, формирующих проточную часть компрессорной ступени или турбины.

В статье [11] показано, что для ГТД, расчетная мощность которого равнялась 60 кВт, а рабочая частота вращения ротора — $96\,000\text{ мин}^{-1}$,

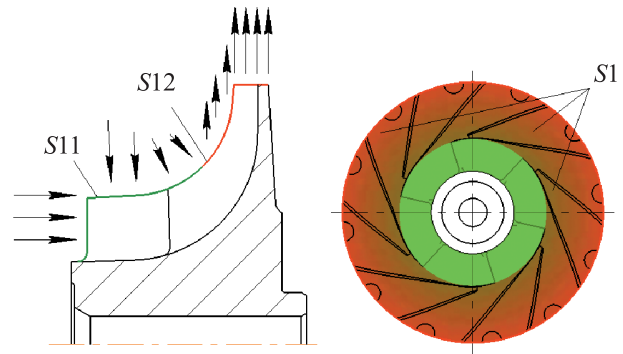


Рис. 2. Схематическое изображение воздушных потоков при их взаимодействии с РК компрессора

потери мощности, связанные с вязким трением и совершением работы на вентилирование газа на рабочей скорости вращения РК компрессора составили около 70 кВт. Для ротора ГТД (с учетом потерь на РК турбины) потери мощности значительно увеличатся, что создаст сложности при выборе приводного устройства. Поэтому проведение балансировки на рабочих частотах вращения без принятия дополнительных мер тяжело реализовать на практике.

Следует отметить, что при повышении частоты вращения ротора возрастают центробежные силы, воздействующие на его детали. Следовательно, при высокой частоте вращения такие роторные детали, как РК компрессора и РК турбины будут испытывать деформации [12, 13], которые могут привести к непредсказуемым дисбалансам. Отсюда возникает необходимость проведения балансировки ротора ГТД на рабочих частотах вращения.

Цель работы — исследование методов снижения потерь мощности на вязкое трение о воздушную среду и совершение работы по вентилированию газа для проведения балансировки на рабочих частотах вращения ротора турбогенератора ГТД.

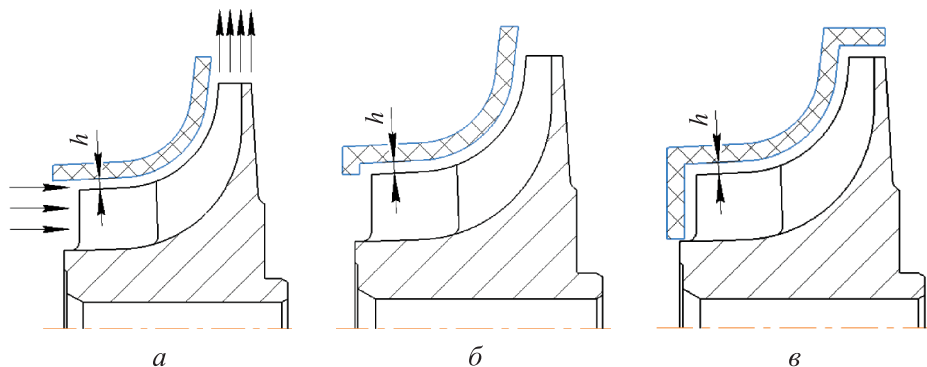


Рис. 3. Схемы открытого (а), полукрытого (б) и закрытого (в) кожухов

Приведенные далее подходы к снижению потерь мощности в целом применимы к РК лопаточных машин. В качестве примера такой машины рассмотрен центробежный компрессор.

Как показано в статье [11], высокий уровень потерь мощности связан с тем, что поверхность S1 имеет контакт с внешней средой (газ свободно взаимодействует с лопатками). Если условно разделить поверхность S1 на две поверхности,

то через поверхность S11 газ проникает в РК, а через поверхность S12 он выходит из РК [14]. При повышении частоты вращения РК поверхность S11 увеличивается, а S12 уменьшается. При этом скорость газа, выходящего с поверхности S12, растет (рис. 2).

Анализ приведенных фактов позволяет предложить два метода снижения потерь мощности при балансировке ротора.

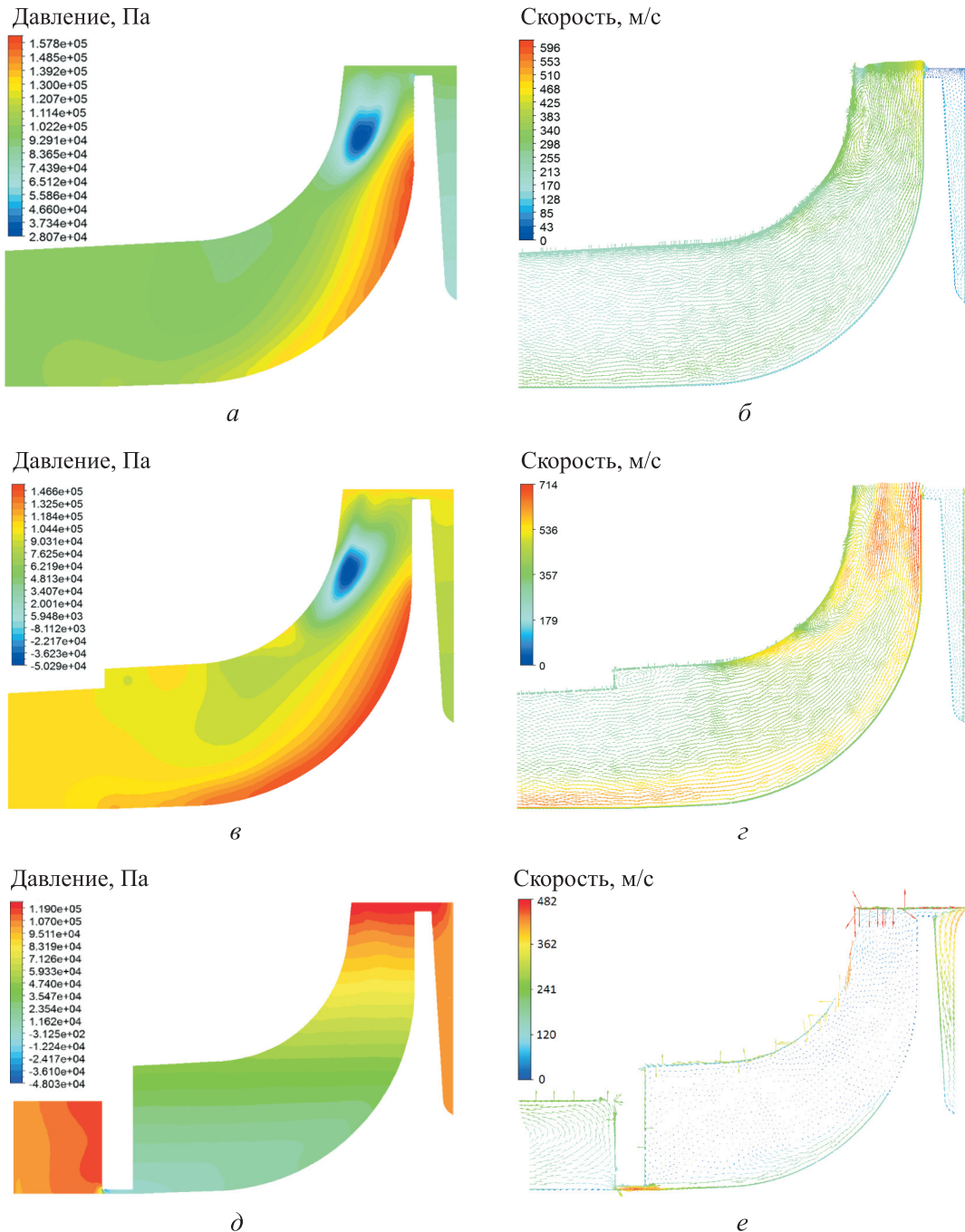


Рис. 4. Поля абсолютного давления (а, в, д) и скорости газа (б, г, е) в каждой точке расчетной сетки для кожухов разного типа: а, б — открытого; в, г — полукрытого; д, е — закрытого

Первый метод предполагает проведение балансировки в вакууме. Разреженная воздушная среда характеризуется низкой плотностью, вследствие чего будет иметь значительно меньший момент сопротивления вращению. Недостатком этого метода является необходимость применения дополнительного оборудования: специального стенда с системой вакуумной откачки и системой контроля параметров воздушной среды [15, 16].

Второй метод заключается в уменьшении площади контакта поверхностей лопаток РК с окружающей воздушной средой, например, с помощью технологических кожухов, которые будут препятствовать появлению потоков газа, повышающих потери мощности. Для снижения влияния предложенных конструктивных элементов на измерение вибрации их изготавливают из легких синтетических материалов [17, 18].

Из двух методов выбран второй, так как его проще реализовать на практике, и он более экономичен. Существует несколько способов его реализации. Задачей исследования являлось определение влияния геометрии технологического кожуха (далее кожух) и зазора h от этого кожуха до РК на момент сопротивления потерь мощности в РК. В ходе исследования предложены три типа кожуха: открытый (рис. 3, а), полуоткрытый (рис. 3, б) и закрытый (рис. 3, в).

Исследование проводили путем математического моделирования процессов течения газа в проточной части, образованной РК и кожухом [19, 20]. Для решения системы уравнений с целью определения момента сопротивления потерь мощности использовали метод контрольных объемов. Для этого расчетную область разбивали на расчетную сетку — конечное число контрольных объемов.

Результатом решения системы уравнений математической модели являлись поля абсолютного давления и скорости газа в каждой точке расчетной сетки для кожухов разного типа (рис. 4, а–д).

После интегрирования векторной суммы давлений на поверхности лопаток получены результирующие силы, создающие момент сопротивления о рабочую среду. Результаты расчета момента сопротивления потерь мощности для различных кожухов приведены в табл. 1. Здесь также указано его значение, полученное при испытании без кожуха, пересчитанное для частоты вращения ротора $n = 96\,000$ мин⁻¹.

Таблица 1

Расчетные значения моментов сопротивления потерь мощности для различных кожухов

Тип кожуха	Момент сопротивления потерь мощности, Н·м, при зазоре, мм		
	1	2	3
Открытый	4,260	4,140	3,600
Полуоткрытый	3,210	3,000	2,700
Закрытый	0,546	0,540	0,539
Без кожуха	6,700		

Таблица 2

Расчетные значения потерь мощности для различных кожухов

Тип кожуха	Потери мощности, Вт, при зазоре, мм		
	1	2	3
Открытый	42 826	41 620	36 191
Полуоткрытый	32 170	30 159	27 143
Закрытый	5489	5428	5419
Без кожуха	67 356		

Для полученных значений моментов сопротивления M потерь мощности рассчитаны значения мощности потерь по формуле

$$N_n = \frac{2\pi M n}{60}, \text{ Вт.}$$

Расчетные значения потерь мощности для различных кожухов приведены в табл. 2.

Выводы

1. Анализ полученных данных выявил следующее:

- открытые кожухи демонстрируют наименьшую эффективность, так как ротор фактически функционирует с номинальным расходом, совершая работу по транспортировке газа; при использовании полуоткрытого кожуха даже небольшое ограничение входной поверхности ведет к значительному снижению необходимой приводной мощности;

- существует некоторое оптимальное значение зазора, соответствующее минимальному моменту сопротивления потерь мощности; если зазор меньше оптимального значения, то градиент скорости газа резко растет по высоте за-

зора, что приводит к значительным потерям вязкого трения между слоями газа; использование кожуха с зазором, превышающим оптимальное значение, ведет к увеличению количества газа, которому РК сообщает энергию, что также вызывает рост потерь мощности вплоть до значения, соответствующего испытанию ротора без кожуха;

- в случае применения закрытого кожуха потери мощности минимальны и практически не зависят от зазора; это свидетельствует о при-

ритетности его использования при проведении балансировки ротора ГТД.

2. Предложенный подход к балансировке ротора в сборе на штатном газодинамическом подшипнике позволяет значительно ускорить этот процесс и снизить его стоимость, так как в случае предварительной заводской балансировки составных деталей ротора его окончательная балансировка может быть проведена без использования балансировочного станка методом трех пробных пусков.

Литература

- [1] Hughes M. Challenges for gas turbine engine components in power generation. *Procedia structural integrity*, 2017, no. 7, pp. 33–35, doi: 10.1016/J.PROSTR.2017.11.057
- [2] Косой А.С., Попель О.С., Бесчастных В.Н., Зейгарник Ю.А., Синкевич М.В. Газотурбинные установки малой мощности в энергетике: пути повышения эффективности и масштабов внедрения. *Теплоэнергетика*, 2017, № 10, с. 25–32, doi: 10.1134/S004036361710006X
- [3] Косой А.С., Мониин С.В., Синкевич М.В. Современные подходы к исследовательским работам при создании микротурбинных энергетических комплексов. *Вестник Концерна ВКО Алмаз-Антей*, 2018, № 1, с. 72–79.
- [4] Batenin V.M., Alekseev V.B., Zalkind V.I., Zeigarnik Y.A., Kosoi A.S., Nizovskii V.L. Power increasing reserves in gas-turbine unit-based independent power units. *Doklady Physics*, 2015, vol. 60, no. 4, pp. 164–166, doi: 10.1134/S1028335815040084
- [5] Левит М.Е., Рыженков В.М. *Балансировка деталей и узлов*. Москва, Машиностроение, 1986. 248 с.
- [6] Foiles W.C., Allaire P.E., Gunter E.J. Rotor balancing. *Shock and Vibration*, 1998, vol. 5 (5–6), pp. 325–336.
- [7] DellaCorte C., Lukaszewicz V., Valco M. J., Radil K.C., Heshmat H. Performance and durability of high temperature foil air bearings for oil-free turbomachinery. *Tribology transactions*, 2000, vol. 43(4), pp. 774–780, doi: 10.1080/10402000008982407
- [8] Fréchette L.G., Jacobson S.A., Breuer K.S., Ehrich F.F., Ghodssi R., Khanna R., Epstein A.H. Demonstration of a microfabricated high-speed turbine supported on gas bearings. *Proc. of Solid-State Sensor and Actuator Workshop*, Hilton Head Island, 2000, pp. 43–47.
- [9] Boyce M.P. *Gas turbine engineering handbook*. Elsevier, Butterworth-Heinemann, 2011. 1000 p.
- [10] Smith R., Mobley R.K. *Industrial machinery repair: best maintenance practices pocket guide*. Butterworth-Heinemann, 2003. 560 p.
- [11] Kalashnikov D.A., Pugachuk A.S., Chudotvorova E.O., Chernyshev A.V. Determination of power loss in compressor stage of turbogenerator in dynamic experiments. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*, 2018, vol. 2, no. 3, pp. 21–25, doi: 10.25206/2588-0373-2018-2-3-21-25
- [12] Galerkin Y., Popov Y. Optimal primary design of industrial axial compressor flow path. *Institution of mechanical engineers — International Conference on Compressors and their Systems*, London, 07–09 September 2009, London City University, 2009, pp. 64–68.
- [13] Hagelstein D.H.K.V., Hillewaert K., Van den Braembussche R.A., Engeda A., Keiper R., Rautenberg M. Experimental and numerical investigation of the flow in a centrifugal compressor volute. *Journal of turbomachinery*, 2000, vol. 122(1), pp. 22–31, doi: 10.1115/1.555423
- [14] Moore J., Moore J.G., Timmis P.H. Performance evaluation of centrifugal compressor impellers using three-dimensional viscous flow calculations. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1984, vol. 106(2), pp. 475–481.
- [15] Косой А.А., Калашников Д.А., Синкевич Е.М., Романенко А.А. *Способ испытаний малоразмерных турбин и испытательный стенд для его реализации*. Патент РФ № RU2686234C1, 2019, бюл. № 12.

- [16] Шаблий Л.С. *Метод и средства газодинамического проектирования и доводки выходных устройств центробежных микротурбинных приводов*. Дис. ... д-ра техн. наук. Самара, Самарский ун-т, 2012.
- [17] Матвеев В.Н., Шаблий Л.С., Кривцов А.В. Опыт применения стереолитографических моделей при газодинамических исследованиях. *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета*, 2015, № 14, с. 296–304, doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-296-304
- [18] Michaud M., Milan Jr P., Vo H.D. Low-cost rotating experimentation in compressor aerodynamics using rapid prototyping. *International Journal of Rotating Machinery*, 2016, vol. 2016, ID 8518904, doi: <https://doi.org/10.1155/2016/8518904>
- [19] Белов И.А., Исаев С.А. *Моделирование турбулентных течений*. Санкт-Петербург, Балт. гос. техн. ун-т, 2001. 108 с.
- [20] Гарбарук А.В., Стрелец М.Х., Шур М.Л. *Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений*. Санкт-Петербург, Из-во Политехнического университета, 2012. 88 с.

References

- [1] Hughes M. Challenges for gas turbine engine components in power generation. *Procedia structural integrity*, 2017, no. 7, pp. 33–35, doi: 10.1016/J.PROSTR.2017.11.057
- [2] Kosoi A.S., Popel' O.S., Zeigarnik Y.A., Sinkevich M.V., Beschastnykh V.N. Small gas-turbine units for the power industry: ways for improving the efficiency and the scale of implementation. *Thermal Engineering*, 2017, vol. 64, no. 10, pp. 723–728, doi: 10.1134/S0040601517100068
- [3] Kosoy A.S., Monin S.V., Sinkevich M.V. Contemporary approaches to research supporting the development of microturbine power generation systems. *Journal of "Almaz-Antey" Air and Space Defence Corporation*, 2018, no. 1, pp. 72–79 (in Russ.).
- [4] Batenin V.M., Alekseev V.B., Zalkind V.I., Zeigarnik Y.A., Kosoi A.S., Nizovskii V.L. Power increasing reserves in gas-turbine unit-based independent power units. *Doklady Physics*, 2015, vol. 60, no. 4, pp. 164–166, doi: 10.1134/S1028335815040084
- [5] Levit M.E., Ryzhenkov V.M. *Balansirovka detaley i uzlov* [Balancing parts and assemblies]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 1986. 248 p.
- [6] Foiles W.C., Allaire P.E., Gunter E.J. Rotor balancing. *Shock and Vibration*, 1998, vol. 5 (5–6), pp. 325–336.
- [7] DellaCorte C., Lukaszewicz V., Valco M. J., Radil K.C., Heshmat H. Performance and durability of high temperature foil air bearings for oil-free turbomachinery. *Tribology transactions*, 2000, vol. 43(4), pp. 774–780, doi: 10.1080/10402000008982407
- [8] Fréchette L.G., Jacobson S.A., Breuer K.S., Ehrich F.F., Ghodssi R., Khanna R., Epstein A.H. Demonstration of a microfabricated high-speed turbine supported on gas bearings. *Proc. of Solid-State Sensor and Actuator Workshop*, Hilton Head Island, 2000, pp. 43–47.
- [9] Boyce M.P. *Gas turbine engineering handbook*. Elsevier, Butterworth-Heinemann, 2011. 1000 p.
- [10] Smith R., Mobley R. *Industrial machinery repair: best maintenance practices pocket guide*. Butterworth-Heinemann, 2003. 560 p.
- [11] Kalashnikov D.A., Pugachuk A.S., Chudotvorova E.O., Chernyshev A.V. Determination of power loss in compressor stage of turbogenerator in dynamic experiments. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*, 2018, vol. 2, no. 3, pp. 21–25, doi: 10.25206/2588-0373-2018-2-3-21-25
- [12] Galerkin Y., Popov Y. Optimal primary design of industrial axial compressor flow path. *Institution of mechanical engineers — International Conference on Compressors and their Systems*, London, 07–09 September 2009, London City University, 2009, pp. 64–68.
- [13] Hagelstein D.H.K.V., Hillewaert K., Van den Braembussche R.A., Engeda A., Keiper R., Rautenberg M. Experimental and numerical investigation of the flow in a centrifugal compressor volute. *Journal of turbomachinery*, 2000, vol. 122(1), pp. 22–31, doi: 10.1115/1.555423
- [14] Moore J., Moore J.G., Timmis P.H. Performance evaluation of centrifugal compressor impellers using three-dimensional viscous flow calculations. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1984, vol. 106(2), pp. 475–481.

- [15] Kosoy A.A., Kalashnikov D.A., Sinkevich E.M., Romanenko A.A. *Sposob ispytaniy malorazmernykh turbin i ispytatel'nyy stend dlya ego realizatsii* [Method for testing small-sized turbines and a test stand for its implementation]. Patent no. RU2686234S1 RF, 2019.
- [16] Shabliy L.S. *Metod i sredstva gazodinamicheskogo proyektirovaniya i dovodki vykhodnykh ustroystv tsentrostremitel'nykh mikroturbinnykh privodov*. Dokt. Diss. [Method and means of gas-dynamic design and fine-tuning of output devices of centrifugal microturbine drives. Doct. Diss.]. Samara, 2012.
- [17] Matveyev V.N., Shabliy L.S., Krivtsov A.V. Application of stereolithography prototypes for gas dynamic tests. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta*, 2015, no. 14, pp. 296–304 (in Russ.), doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-296-304
- [18] Michaud M., Milan Jr P., Vo H.D. Low-cost rotating experimentation in compressor aerodynamics using rapid prototyping. *International Journal of Rotating Machinery*, 2016, vol. 2016, ID 8518904, doi: <https://doi.org/10.1155/2016/8518904>
- [19] Belov I.A., Isayev S.A. *Modelirovaniye turbulentnykh techeniy* [Modeling of turbulent flows]. St. Petersburg, Voenmeh publ., 2001. 108 p.
- [20] Garbaruk A.V., Strelets M.Kh., Shur M.L. *Modelirovaniye turbulentsnosti v raschetakh slozhnykh techeniy* [Turbulence modeling in complex flow calculations]. St. Petersburg, SPBSTU publ., 2012. 88 p.

Статья поступила в редакцию 15.09.2020

Информация об авторах

КАЛАШНИКОВ Дмитрий Алексеевич — аспирант, инженер. Объединенный институт высоких температур РАН (125412, Москва, Российская Федерация, Ижорская ул., д. 13, стр. 2, e-mail: kalashnikovniten@mail.ru).

ПУГАЧУК Александр Сергеевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Вакуумная и компрессорная техника». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: pugachukalexandr@mail.ru).

КАЛАШНИКОВА Елизавета Олеговна — аспирант, инженер. Объединенный институт высоких температур РАН (125412, Москва, Российская Федерация, Ижорская ул., д. 13, стр. 2, e-mail: e.kalashnikova@yandex.ru).

ЧЕРНЫШЕВ Андрей Владимирович — доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Вакуумная и компрессорная техника». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: av-chernyshev@yandex.ru).

Information about the authors

KALASHNIKOV Dmitriy Alekseevich — Postgraduate, Engineer. Joint Institute for High Temperatures of the Russian Academy of Sciences (125412, Moscow, Russian Federation, Izhorskaya St., Bldg. 5, Block 2, e-mail: kalashnikovniten@mail.ru).

PUGACHUK Alexandr Sergeevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Vacuum and Compressor Equipment. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: pugachukalexandr@mail.ru).

KALASHNIKOVA Elizaveta Olegovna — Postgraduate, Engineer. Joint Institute for High Temperatures of the Russian Academy of Sciences (125412, Moscow, Russian Federation, Izhorskaya St., Bldg. 5, Block 2, e-mail: e.kalashnikova@yandex.ru).

CHERNYSHEV Andrei Vladimirovich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Vacuum and Compressor Equipment Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: av-chernyshev@yandex.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Калашников Д.А., Пугачук А.С., Калашникова Е.О., Чернышев А.В. Анализ методов снижения потерь мощности в компрессорной крыльчатке при балансировке ротора турбогенератора на рабочей частоте вращения. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2021, № 2, с. 26–33, doi: 10.18698/0536-1044-2021-2-26-33

Please cite this article in English as:

Kalashnikov D.A., Pugachuk A.S., Kalashnikova E.O., Chernyshev A.V. Analysis of Methods for Reducing Power Losses in Compressor Impeller for Balancing a Turbogenerator's Rotor at Running Frequencies. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2021, no. 2, pp. 26–33, doi: 10.18698/0536-1044-2021-2-26-33