

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ В КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ ТУРБОГЕНЕРАТОРА ПРИ ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЯХ

Д. А. Калашников^{1,2}, А. С. Пугачук^{1,2}, Е. О. Чудотворова³, А. В. Чернышев²

¹Объединенный институт высоких температур РАН,
Россия, 125412, г. Москва, ул. Ижорская, 13, стр. 2

²Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана,
(национальный исследовательский университет),

Россия, 105005, г. Москва, ул. 2-я Бауманская, 5, стр. 1

³АО «НПО "Лиаозовский электромеханический завод"»,
Россия, 127411, г. Москва, Дмитровское шоссе, 110

Разработана математическая модель взаимодействия газовой среды с поверхностями крыльчатки компрессора турбогенератора. Приведено описание характеристики потерь мощности при различных скоростях вращения ротора. Даны рекомендации по тестированию импеллера компрессора турбогенератора.

Ключевые слова: турбогенераторная установка, ступень компрессора, рабочее колесо компрессора, потери мощности, балансировка ротора, проточный канал крыльчатки, газодинамические расчеты, вычислительная область математической модели.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации по Соглашению о субсидии № 14.607.21.0157 (уникальный идентификатор проекта RFMEF160716X0157).

Введение

В России, как и в других мировых странах, наблюдается тенденция постепенного перехода от преимущественно централизованной энергетики в виде мощных тепловых или атомных электростанций к выработке энергии за счет использования возобновляемых источников, а также распределенной энергетике. Это связано не только с повышением требований к экологичности производства, но и зачастую с отсутствием возможности потребителя подключиться к электросети. В некоторых случаях потребитель может находиться в недоступном для электроснабжения месте или же быть не согласен с условиями сетевой организации для подключения.

В таком случае решением энергетического снабжения может быть использование возобновляемых источников энергии или компактная электрогенерирующая установка. Одним из перспективных способов снабжения потребителя является использование установки с турбогенератором [1].

Эффективность турбогенератора определяется эффективностью его тепловой части, поскольку КПД электрического генератора установки близок к 98 %. Одним из способов повышения эффективности турбогенератора является создание более совершенной компрессорной ступени [2]. Разработка новой компрессорной ступени — это длительный и дорогостоящий процесс. После проектирования и изготовления опытного образца необходимо проведение натурного испытания для подтверждения рабочих характеристик, закладываемых при проектировании. Для этого требуется специальный испытательный стенд и достаточно мощное приводное устройство в составе этого стенда. Параметрами, по которым выбирается приводное устройство,

являются пусковой момент и требуемая мощность приводного устройства в широком диапазоне скоростей вращения. Пусковой момент определяется моментом сухого трения в подшипниках опор. В высокооборотных турбогенераторах используют газовые подшипники. При достижении номинальной скорости вращения вала момент сопротивления в таких подшипниках значительно снижается и стабилизируется [3, 4]. Величина момента сопротивления в этом случае определяется величиной газодинамического трения. Таким образом, момент сопротивления, создаваемый подшипниковой опорой, перестает вносить значимый вклад в потери мощности вращения ротора. Для рабочих колес компрессоров и турбин проводится также балансировка ротора [5]. При этом ротор вращается внутри испытательного стенда без корпусных деталей, формирующих проточную часть рабочего колеса. В этом случае с повышением скорости вращения ротора увеличиваются потери мощности, связанные с вязким трением об окружающую воздушную среду, а также совершение работы на вентилирование газа. Учитывая вышесказанное, можно говорить о необходимости учета потерь мощности при динамических испытаниях. Поэтому целью данной работы является определение характеристики потерь мощности компрессорной ступени о воздушную среду при различных скоростях вращения ротора.

Разработка математической модели, связанной с соединением газовой жидкости с поверхностями компрессора импеллера

Для достижения поставленной цели требуется решить ряд задач. Прежде всего, необходимо разработать математическую модель, позволяющую определить давление рабочей среды (воздуха) на

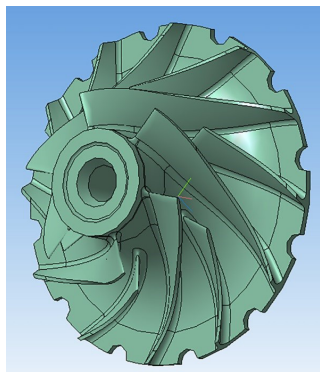


Рис. 1. Модель рабочего колеса компрессорной ступени турбогенератора
Fig. 1. Model of turbogenerator compressor stage impeller

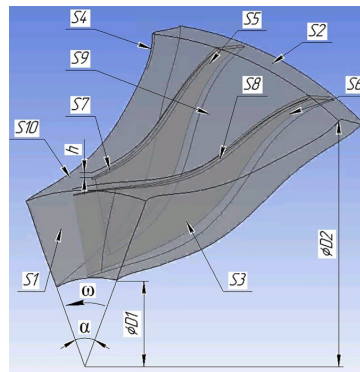


Рис. 2. Расчетная область компрессорной ступени турбогенератора
Fig. 2. Model of compressor stage computational domain of turbogenerator

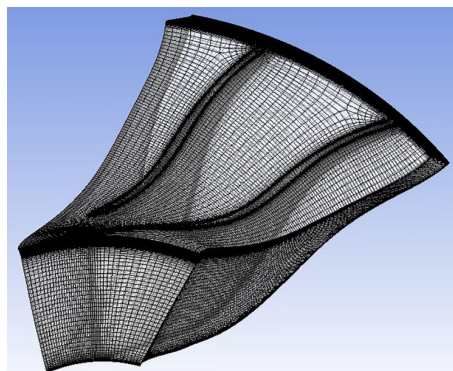


Рис. 3. Сетка расчетной области
Fig. 3. Grid of a computation domain

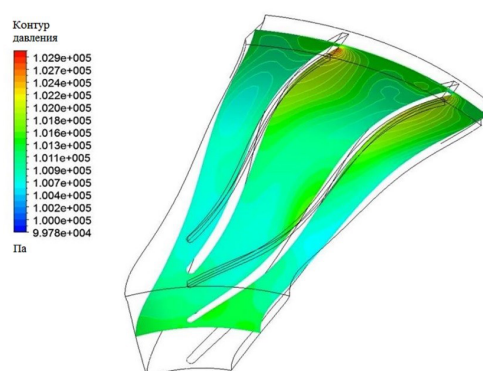


Рис. 4. Распределение давлений (а) и скоростей (б) в среднем сечении расчетной области, эквидистантном поверхности основания лопаток
Fig. 4. Distribution of pressures and velocities in midsection of computation domain

поверхности компрессорного колеса при вращении, т. к. оно создает момент сопротивления.

В качестве исследуемого объекта принимается центробежная компрессорная ступень, рабочее колесо которой имеет два типа лопаток (рис. 1). Исходя из расположения лопаток, разделим рабочее колесо на несколько одинаковых секторов. Поэтому расчетной областью математической модели является сектор газовой области, расположенный в межлопаточном пространстве лопаток одного типа (рис. 2).

Поверхности входа $S1$, выхода из колеса $S2$ и поверхность над лопатками $S10$ являются свободными, поскольку допускают массообмен в обоих направлениях. Поверхности $S3$ и $S4$ замыкаются, таким образом, значения параметров в узлах сетки поверхности $S4$ передаются в узлы сетки поверхности $S3$, так как являются границами повторяющихся секторов. Поверхности $S5, S6$ (поверхности лопаток), $S7, S8$ (верхние кромки лопаток), $S9$ (стенка обвода) — поверхности-стенки, исключаяющие массообмен. Следует отметить, что поверхность $S10$ на высоту h выше поверхностей $S7$ и $S8$ (эквидистантна). Это требование отражает тот факт, что рабочая среда имеет повышенное давление при сходе с лопатки, а при удалении от лопатки оно будет стремиться к атмосферному.

Допущениями описываемой математической модели являются: газ считается идеальным, рабочее колесо работает в стационарном режиме, режим

течения газа — турбулентный. Для моделирования турбулентного режима течения применяется модель турбулентности Ментера (SST), поскольку для описания процессов данных проточных частей она является наиболее часто используемой и эффективной.

Приведем основные уравнения для описания математической модели:

Уравнение движения газа Навье — Стокса с учетом сжимаемости среды [6]:

$$\frac{\partial(\rho \bar{u})}{\partial t} + \Delta(\rho \bar{u} \bar{u}) = -\Delta p + \Delta \cdot \tau + \rho \bar{g},$$

где $\tau = \mu(\Delta \bar{u} + \Delta \bar{u}^T)$ — тензор вязких напряжений, μ — динамическая вязкость среды, ρ — плотность среды, p — давление среды, \bar{g} — вектор ускорения свободного падения, \bar{u} — скорость рабочей среды.

Уравнение неразрывности потока рабочей среды:

$$\Delta \cdot \bar{u} = 0.$$

Уравнение Клайперона — Менделеева:

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T}.$$

Уравнения модели турбулентности Ментера (SST) представлены в [7].

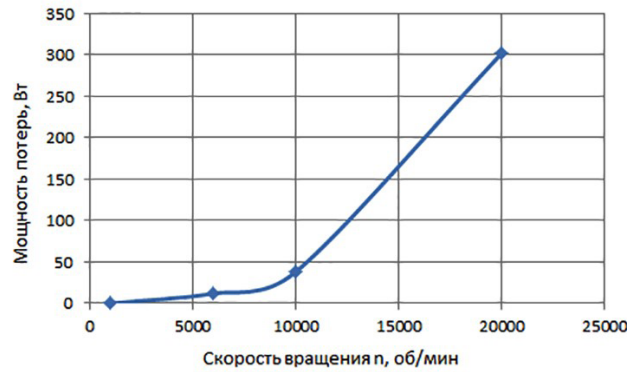


Рис. 5. Зависимость потерь мощности в воздушной среде N_{π} от частоты вращения ротора n
 Fig. 5. Power loss (N_{π}) — rotary speed (n) curve

Таблица 1. Зависимость момента сопротивления (для расчетной области и рабочего колеса) и мощности потерь от частоты вращения
 Table 1. Dependence of resistance moment and power loss on the rotation speed (for the computational area and the impeller)

n , об/мин	1000	6000	10000	20000	100000
M , Н·м (1 сектор)	$2,7 \cdot 10^{-5}$	0,002	0,004	0,016	0,75
M , Н·м (раб. колесо)	$2,43 \cdot 10^{-4}$	0,018	0,036	0,144	6,75
$N_{\pi} = \frac{2\pi Mn}{60}$, Вт	0,025	12	38	302	70686

Граничные условия математической модели:

$$p(S1) = p(S2) = p(S10) = p_{амм};$$

$$u(S5) = u(S6) = u(S7) = u(S8) = u(S9) = 0.$$

Полученная система уравнений решается методом контрольных объемов. Для этого расчетная область разбивается на расчетную сетку — конечное число контрольных объемов. Сетка расчетной области имеет приемлемую по точности плотность разбиения, представлена на рис. 3. Элементарный объем представляет собой гексаэдр.

Результатом решения системы уравнений математической модели с учетом допущений и граничных условий является поле распределения давлений (рис. 4) и скоростей в каждой точке расчетной сетки. Проинтегрировав векторную сумму давлений на поверхности лопаток, получаем результирующие силы, создающие момент сопротивления о рабочую среду. Полученное значение необходимо умножить на количество секторов, т.к. момент сопротивления был рассчитан для одного сектора газовой среды вокруг колеса.

Оценка особенностей энергопотерь с учетом различных значений вращения

Разработанная математическая модель применена для расчета моментов сопротивления M при различных частотах вращения n ротора турбокомпрессора (табл. 1). Определены соответствующие потери мощности N_{π} .

Далее на рис. 5 приводится график зависимости потерь мощности от частоты вращения ротора (расчетная точка для $n = 100000$ об/мин не показана).

Выводы и заключение

В работе проведено математическое моделирование процесса течения газа в рабочем колесе открытого типа компрессорной ступени турбогенератора в воздушной среде с целью определения потерь мощности при различных частотах вращения ротора. Анализ полученных данных позволяет оценить динамику роста потерь мощности в компрессорной ступени турбогенератора при натурных испытаниях и испытаниях на балансировочном стенде. С повышением частоты вращения потери мощности значительно увеличиваются, что препятствует проведению испытаний на рабочих числах оборотов ротора. Для проведения балансировки ротора с исследованным рабочим колесом компрессора рекомендуются частоты вращения от 4000 об/мин до 12000 об/мин. Это связано с тем, что для большинства газодинамических подшипников скорость вращения отрыва порядка 3000–3500 об/мин, а частота вращения ротора выше 12000 об/мин вызывает чрезмерно высокие потери мощности в воздушной среде.

Список источников

- Hughes M. Challenges for gas turbine engine components in power generation // Procedia structural integrity. 2017. Vol. 7. P. 33–35.
- Zhang J., Zhou Z., Cao H. [et al.]. Aerodynamic design of a multi-stage industrial axial compressor // Advanced in engineering software. 2018. Vol. 116. P. 9–22.
- DellaCorte C., Radil K. C., Bruckner R. J. [et al.]. Design, fabrication and performance of open source generation I and II compliant hydrodynamic gas foil bearings // NASA/TM. 2007. 214691. P. 219–221. DOI: 10.1115/1JTC2007-44085.

4. DellaCorte C., Lukaszewicz V., Valco M. J. [et al.]. Performance and durability of high temperature foil air bearings for oil-free turbomachinery // NASA/TM. 2000. 209187/Rev1. P. 1–14.

5. Smith R., Mobley R. K. Industrial machinery repair: rotor balancing. Butterworth Heinemann. 2003. 544 p.

6. Galerkin Y., Popov Y. Optimal primary design of industrial axial compressor flow path // Institution of mechanical engineers. London City University. 2009. P. 64–68.

7. Гарбарук А. В., Стрелец М. Х., Шур М. Л. Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. 2012. 88 с.

КАЛАШНИКОВ Дмитрий Алексеевич, инженер отдела № 2.1.1. проблем теплоэнергетики Объединенного института высоких температур РАН (ОИВТ РАН), г. Москва; старший преподаватель кафедры «Динамика и управление полетом ракет и космических аппаратов» (СМ-3) Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана. SPIN-код: 7731-9059

AuthorID (РИНЦ): 952295

ПУГАЧУК Александр Сергеевич, кандидат технических наук, младший научный сотрудник отдела № 2.1.1. проблем теплоэнергетики ОИВТ РАН; ассистент кафедры «Вакуумная и компрессорная техника» (Э-5) Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана.

SPIN-код: 8743-8198

AuthorID (РИНЦ): 778164

ЧУДОТВОРОВА Елизавета Олеговна, инженер-конструктор АО НПО Лианозовского электромеханического завода.

ЧЕРНЫШЕВ Андрей Владимирович, доктор технических наук, профессор кафедры «Вакуумная и компрессорная техника» (Э-5) Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана.

SPIN-код: 8978-8666

AuthorID (РИНЦ): 161131

Адрес для переписки: kalashnikovniten@mail.ru

Для цитирования

Калашников Д. А., Пугачук А. С., Чудотворова Е. О., Чернышев А. В. Определение потерь мощности в компрессорной ступени турбогенератора при динамических испытаниях // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2018. Т. 2, № 3. С. 21–25. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-3-21-25.

Статья поступила в редакцию 26.03.2018 г.

© Д. А. Калашников, А. С. Пугачук, Е. О. Чудотворова, А. В. Чернышев

DETERMINATION OF POWER LOSS IN COMPRESSOR STAGE OF TURBOGENERATOR IN DYNAMIC EXPERIMENTS

D. A. Kalashnikov^{1,2}, A. S. Pugachuk^{1,2}, E. O. Chudotvorova³, A. V. Chernyshev²

¹Joint Institute for High Temperatures, Russian Academy of Sciences,
Russia, Moscow, Izhorskaya St., 13/2, 125412

²Bauman Moscow State Technical University,
Russia, Moscow, 2nd Baumanskaya St., 5/1, 105005

³Research and Production Corporation «Lianozovo Electromechanical Plant»,
Russia, Moscow, Dmitrovskoe shosse, 110, 127411

A mathematical model for the interaction of a gas environment with the surfaces of the impeller of turbogenerator compressor is developed. The study of the characteristic of power losses at various rotational speeds of the rotor is provided. Recommendations for testing the impeller of turbogenerator compressor is given.

Keywords: turbogenerator plant, compressor stage, compressor impeller, power loss, balancing of the rotor, flow channel of the impeller, gasdynamic calculations, computation domain of a mathematical model.

References

1. Hughes M. Challenges for gas turbine engine components in power generation // *Procedia Structural Integrity*. 2017. Vol. 7. P. 33–35. (In Engl.).
2. Zhang J., Zhou Z., Cao H. [et al.]. Aerodynamic design of a multi-stage industrial axial compressor // *Advanced in Engineering Software*. 2018. Vol. 116. P. 9–22. (In Engl.).
3. DellaCorte C., Radil K. C., Bruckner R. J. [et al.]. Design, fabrication and performance of open source generation I and II compliant hydrodynamic gas foil bearings // *NASA/TM*. 2007. 214691. P. 219–221. DOI: 10.1115/IJTC2007-44085. (In Engl.).
4. DellaCorte C., Lukaszewicz V., Valco M. J. [et al.]. Performance and durability of high temperature foil air bearings for oil-free turbomachinery // *NASA/TM*. 2000. 209187/Rev1. P. 1–14. (In Engl.).
5. Smith R., Mobley R. K. *Industrial machinery repair: rotor balancing*. Butterworth Heinemann. 2003. 544 p. (In Engl.).
6. Galerkin Y., Popov Y. *Optimal primary design of industrial axial compressor flow path* // *Institution of mechanical engineers*. London City University. 2009. P. 64–68. (In Engl.).
7. Garbaruk A. V., Strelets M. Kh., Shur M. L. *Modelirovaniye turbulentnosti v raschetakh slozhnykh techeniy* [Modeling of turbulence in analysis of complex flow]. St. Petersburg: SPbPU Publ. 2012. 88 p. (In Russ.).

KALASHNIKOV Dmitry Alekseevich, Engineer of Problems of Heat Power Engineering Department No. 2.1.1., Joint Institute for High Temperatures, Russian Academy of Sciences (OIVT RAS), Moscow; Senior Lecturer of Dynamics and Flight Control of Rockets and Spacecrafts (SM-3) Department, Bauman Moscow State Technical University.

SPIN-code: 7731-9059

AuthorID (RSCI): 952295

PUGACHUK Aleksandr Sergeevich, Candidate of Technical Sciences, Junior Researcher of Problems of Heat Power Engineering Department No. 2.1.1. OIVT RAS, Moscow; Teaching Assistant of Vacuum and compressor equipment (E-5) Department, Bauman Moscow State Technical University.

SPIN-code: 8743-8198

AuthorID (RSCI): 778164

CHUDOTVOROVA Elizaveta Olegovna, Designer Engineer, Research and Production Corporation «Lianozovo Electromechanical Plant».

CHERNYSHEV Andrey Vladimirovich, Doctor of Technical Sciences, Professor of Vacuum and compressor equipment (E-5) Department, Bauman Moscow State Technical University.

SPIN-code: 8978-8666

AuthorID (RSCI): 161131

Address for correspondence: Kalashnikovniten@mail.ru

For citations

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. P. 21–25. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-3-21-25.

Received 26 March 2018.

© D. A. Kalashnikov, A. S. Pugachuk, E. O. Chudotvorova, A. V. Chernyshev