

Исследование термодинамической эффективности микроТЭЦ с газовой микротурбиной измененной очередности процессов

© Е.Г. Липихин, Д.В. Шевелев

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калужский филиал, Калуга, 248600, Россия

Рассмотрена когенерационная установка с газовой микротурбиной измененной очередности процессов. Описана тепловая схема установки, принцип ее работы и основные преимущества: высокий коэффициент использования теплоты топлива, горение топлива при атмосферном давлении, отсутствие собственной камеры сгорания и высокотемпературного газозвоздушного теплообменного аппарата микротурбины. Приведены результаты термодинамического расчета представленной схемы при работе на традиционную и низкотемпературную системы отопления. Анализ полученных результатов показал, что данная когенерационная установка реализуема и удовлетворяет потребностям в тепловой и электрической энергии при параметрах микротурбины, характерных для серийных турбокомпрессоров двигателей внутреннего сгорания. Сделано заключение о выборе оптимальной степени снижения давления в микротурбине $\pi_r = 1,6 \dots 1,8$, при которой достигается высокая тепловая мощность микроТЭЦ с приемлемыми параметрами микротурбины.

Ключевые слова: микроТЭЦ, обращенный цикл Брайтона, газовая микротурбина.

Введение. Одним из приоритетных направлений развития энергетики является создание высокоэффективных технологий когенерации [1, 2]. Координатором технологической платформы «Малая распределенная энергетика» (ЗАО «Агентство по прогнозированию балансов в электроэнергетике») обосновано соответствие данного направления требованиям государственной политики по повышению энергетической эффективности России, отмечены большие экономические перспективы автономных установок теплоэлектроснабжения малой мощности (микроТЭЦ) [3].

Наиболее востребованными на рынке являются энергетические установки малой мощности (электрическая — $N_{эл} = 1 \dots 50$ кВт, тепловая — $N_{тепл} = 50 \dots 500$ кВт). Такие установки автономного тепло- и энергоснабжения используются в индивидуальных жилых домах, малых производственных, торговых и складских помещениях, бассейнах, фитнес-центрах и т. п. [4]. В общем энергопотреблении большинства индивидуальных жилых домов, расположенных в центральных и северных регионах РФ, преобладает тепловая нагрузка. Так, для энергоснабжения относительно крупного частного жилого дома

площадью около 850 м^2 потребуется не менее 100 кВт тепловой энергии и около $3 \dots 4 \text{ кВт}$ электрической. В данном случае для микроТЭЦ основным видом вырабатываемой нагрузки будет тепловая, а произведенное электричество является вторичным продуктом, производимым по очень низкой себестоимости.

В качестве привода электрогенератора в микроТЭЦ обычно используются газопоршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС), двигатели Стирлинга и газовые микротурбины [5]. Представленные на рынке когенерационные установки на базе двигателей Стирлинга и поршневых ДВС имеют недостаточную тепловую мощность для энергоснабжения индивидуального жилого дома большой площади.

Для микроТЭЦ с газовыми микротурбинами отношение тепловой мощности к электрической достаточно большое (до $5 \dots 6$). Но при приемлемой тепловой нагрузке вырабатываемая электрическая мощность явно избыточна (порядка $15 \dots 30 \text{ кВт}$).

Возможно создание микроТЭЦ на основе газовых микротурбин измененной очередности процессов [6, 7]. По сравнению с микротурбинами, работающими по прямому циклу Брайтона, такие газотурбинные установки обладают следующими преимуществами:

- горение топлива при атмосферном давлении позволяет использовать топливный газ непосредственно из сетей газопотребления жилых домов, в которых давление газа не превышает $29,4 \cdot 10^{-4} \text{ МПа}$ [8];

- отсутствие собственной камеры сгорания микротурбины существенно упрощает и удешевляет конструкцию, так как создание малоразмерных камер сгорания с эффективным процессом горения достаточно затруднительно;

- по сравнению со схемами когенерационных установок с высокотемпературными газоздушными теплообменными аппаратами (регенераторы и воздухонагреватели) [9] теплонапряженное теплообменное оборудование не используется, следовательно, надежность установки выше, а стоимость ниже;

- меньшие относительные зазоры в элементах проточной части по сравнению с обычными микротурбинами вследствие больших объемных расходов рабочего тела позволяют повысить КПД компрессора и турбины.

Цель работы — исследование возможности создания микроТЭЦ с газовой микротурбиной измененной очередности процессов и выбор оптимальных удельных параметров цикла.

Описание исследуемой схемы. Схема микроТЭЦ представлена на рис. 1. Атмосферный воздух подогревается в экономайзере 1 продуктами сгорания, выходящими из компрессора 6, и далее поступает в горелку 2, в которой топливо сжигается при атмосферном давлении.

нии. Продукты сгорания из горелки поступают в турбину 4, где расширяются до давления ниже атмосферного. Турбина передает крутящий момент установленным с ней на одном валу электрогенератору 3 и компрессору. Выходящие из турбины продукты сгорания поступают в газовойдяной теплообменный аппарат 5, в котором нагревают теплоноситель системы отопления. Далее продукты сгорания поступают в компрессор, где их давление повышается до атмосферного. Часть теплоты уходящих газов возвращается в цикл за счет нагрева свежего воздуха в экономайзере, после которого продукты сгорания выбрасываются в атмосферу.

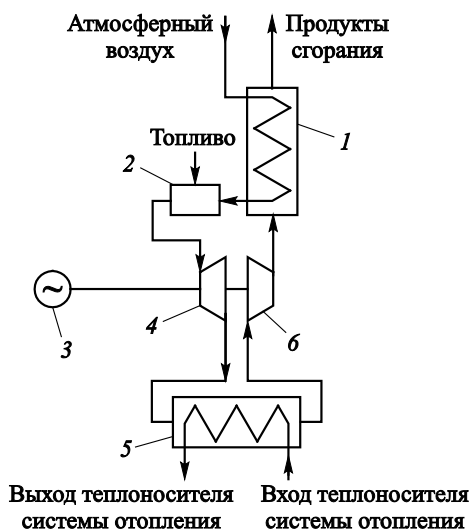


Рис. 1. Схема микроТЭЦ с микротурбиной измененной очередности процессов и экономайзером:

1 — воздушный экономайзер; 2 — атмосферная горелка; 3 — электрогенератор; 4 — турбина; 5 — газовойдяной теплообменник; 6 — компрессор

В качестве основных исходных данных для расчета приняты параметры, характерные для серийных автомобильных турбокомпрессоров (ТКР) [10]: температура газа на входе в турбину $T_r^* = 950$ К, адиабатный КПД турбины и компрессора $\eta_r^* = 0,74$ и $\eta_k^* = 0,75$ соответственно, мощность микротурбины $N_e = 3$ кВт.

Работа когенерационной установки может осуществляться на отопительную сеть двух вариантов [11]:

- вариант 1 — традиционная, с пристенными металлическими радиаторами отопления и температурой прямой/обратной воды 80/60 °С;
- вариант 2 — низкотемпературная, с системами отопления типа «теплый пол», «теплые стены» с температурой прямой/обратной воды 50/30 °С.

Суммарные потери полного давления в газозводдушном тракте составили порядка 3,5...4 кПа, что существенно превышает нормативное сопротивление водогрейных котлов [12]. Возможно, принятое значение потерь несколько завышено, но это позволяет в будущем пересмотреть полученные результаты с целью их улучшения. Используемое топливо — природный газ с удельной теплотой сгорания $Q_{\text{H}}^{\text{P}} = 47,45$ МДж/кг. В выполненных расчетах диапазон изменения степени снижения давления газа в турбине варьировали в интервале значений π_{T} от 1,3...2,5, что рекомендуется для газотурбинных двигателей измененной очередности процессов [6]. Значения температуры сетевой воды в газоводяном теплообменнике выбраны в соответствии со значениями, характерными для водогрейных котлов в системе отопления жилых домов 80/60 и 50/30 °С для вариантов работы микроТЭЦ 1 и 2 соответственно. Температура продуктов сгорания на входе в компрессор задана из условия минимального температурного напора $\Delta t = 10$ °С в газоводяном теплообменнике: 70 °С для варианта 1 и 60 °С для варианта 2. Для воздушного экономайзера задана степень регенерации $\sigma_{\text{p}} = 0,75$, исходя из предположения оптимального сочетания массогабаритных показателей и эффективности.

Для расчета характеристик использовали математическую модель микроТЭЦ, учитывающую изменение количества, состава и теплофизических свойств рабочего тела по тракту [13].

Результаты расчета. На рис. 2 представлена зависимость удельных параметров цикла газовой микротурбины от степени снижения давления газа в турбине π_{T} .

Согласно рис. 2, эффективный КПД имеет максимумы $\eta_{\text{e}} = 3,2$ % при $\pi_{\text{T}} = 2,3$ для традиционной системы отопления и $\eta_{\text{e}} = 5,1$ % при $\pi_{\text{T}} = 2,5$ для низкотемпературной. Видно, что КПД турбоустановки выше в случае низкотемпературной системы отопления, это обусловлено ее большей термодинамической эффективностью. Несмотря на довольно низкий КПД, определяющий эффективность выработки электрической энергии (2,5...5 %), общий КПД когенерационной установки высок — более 90 %.

Потребный расход газа G_{T} через проточную часть микротурбины для обеспечения заданной мощности $N_{\text{e}} = 3$ кВт приведен на рис. 3.

Потребный расход газа падает с увеличением степени снижения давления в турбине для обоих рассматриваемых вариантов. Следовательно, при высоких значениях π_{T} (2,1...2,5) микротурбина будет наиболее компактной, а близость оптимума по эффективному КПД π_{T} (2,1...2,3 для варианта 1) дает основания предполагать максимально возможную экономичность. Следует отметить, что расход рабоче-

го тела через проточную часть микротурбины во всем диапазоне изменения $\pi_T = 1,3 \dots 2,5$ соответствует расходам воздуха автомобильных ТКР [15].

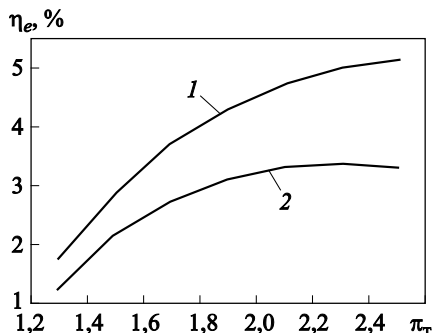


Рис. 2. Зависимость эффективного КПД η_e микротурбины от степени снижения давления газа в турбине π_T :
1, 2 — низкотемпературная (30/50 °С) и традиционная (60/80 °С) системы отопления

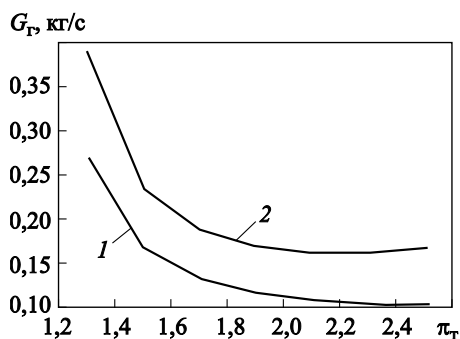


Рис. 3. Зависимость потребного расхода газа G_T через микротурбину от степени снижения давления в турбине π_T (1, 2 — см. рис. 1)

Эффективность когенерационной установки определяется не только КПД микротурбины, но и располагаемой тепловой мощностью. На рис. 4 приведена зависимость тепловой нагрузки микроТЭЦ от степени снижения давления газа π_T .

При оптимальных параметрах цикла микротурбины ($\pi_T = 2,1 \dots 2,3$) тепловая мощность микроТЭЦ достигает своих минимальных значений, что обусловлено малым расходом газа через газодводяной теплообменник и его низкой температурой вследствие большой степени расширения в турбине. При меньших, относительно оптимальных значениях π_T расход рабочего тела G_T будет больше, а его температура перед теплообменником выше. Располагаемая тепловая мощность микроТЭЦ увеличивается в соответствии с данными рис. 4.

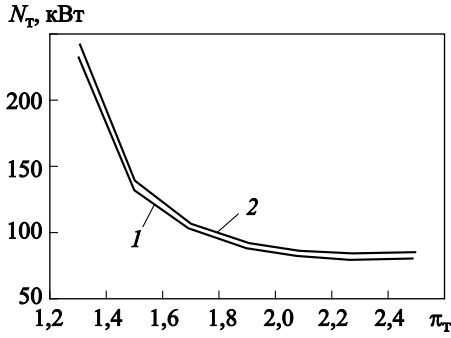


Рис. 4. Зависимость тепловой нагрузки N_T микроТЭЦ от степени снижения давления газа π_T (1, 2 — см. рис. 1)

Проведенный анализ показывает, что при проектировании микроТЭЦ с микротурбиной обращенной очередности процессов необходим поиск компромисса между высокой тепловой мощностью, эффективностью и размерами микротурбины.

Эффективность когенерационной установки в целом характеризуется коэффициентом использования теплоты сжигаемого топлива [14]:

$$\eta_{г.т} = \frac{N_e + N_T}{G_{\text{топ}} Q_H^p},$$

где $G_{\text{топ}}$ — расход топлива, кг/с.

На рис. 5 представлена расчетная зависимость коэффициента использования теплоты сжигаемого топлива $\eta_{г.т}^{и.т}$ микроТЭЦ от степени снижения π_T давления газа в турбине. С уменьшением π_T коэффициент использования теплоты сжигаемого топлива увеличивается,

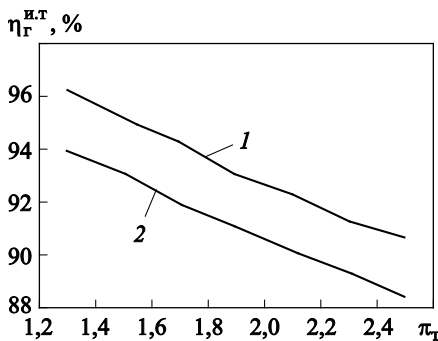


Рис. 5. Зависимость коэффициента использования теплоты топлива $\eta_{г.т}^{и.т}$ микроТЭЦ от степени снижения давления газа в турбине π_T (1, 2 — см. рис. 1)

т. е. определяющей для микроТЭЦ представленной схемы является тепловая нагрузка. Учитывая это, целесообразно принимать значения π_T в диапазоне 1,6...1,8. Так, при $\pi_T = 1,7$ по сравнению с $\pi_T = 2,1$ тепловая мощность микроТЭЦ повышается на 28 % (с 76 до 106 кВт), расход газа возрастает на 18 % (с 0,16 до 0,196 кг/с), оставаясь в размерности серийных ТКР, КПД микротурбины снижается с 3,2 % до 2,7 %, но, как показано на рис. 5, этот параметр не является определяющим: $\eta_{г.Т}^{н.Т}$ увеличивается с 89 % до 92 %. Кроме того, снижение π_T позволит упростить конструкцию микротурбины, уменьшить шум и число оборотов ротора, повысить КПД элементов проточной части и надежность установки.

Заключение. На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

1. Возможно создание когенерационной установки с микротурбиной измененной очередности процессов для нужд распределенной энергетики.
2. Расход рабочего тела микротурбины мощностью $N_e = 3$ кВт на выбранных параметрах соответствует расходу воздуха стандартных автомобильных ТКР. Это позволяет при разработке воспользоваться отработанными технологиями.
3. Тепловая мощность когенерационной установки с микротурбиной измененной очередности процессов $N_e = 3$ кВт составляет порядка 90...120 кВт, что обуславливает широкий круг возможных областей применения микроТЭЦ.
4. Оптимальная степень снижения давления в турбине находится в диапазоне значений 1,6...1,8, так как при этом достигается высокая тепловая мощность микроТЭЦ с приемлемыми параметрами микротурбины.
5. Работа предложенной схемы на низкотемпературную систему отопления наиболее эффективна поскольку КПД микроТЭЦ низкотемпературной системы отопления на 2 % выше КПД микроТЭЦ традиционной системы отопления.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Аметистов Е.В., Клименко А.В., Леонтьев А.И., Мильман О.О., Фаворский О.Н., Федоров В.А. и др. Приоритетные направления перехода муниципальных образований на самообеспечение тепловой и электрической энергией. *Известия РАН. Энергетика*, 2003, № 1, с. 107–117.
- [2] Фаворский О.Н., Леонтьев А.И., Федоров В.А., Мильман О.О. Эффективные технологии производства электрической и тепловой энергии с использованием органического топлива. *Теплоэнергетика*, 2003, № 9, с. 19–21.
- [3] *Инновации в России. Технологическая платформа «Малая распределенная энергетика»*. URL: <http://innovation.gov.ru/node/3459> (дата обращения 16.03.16).

- [4] Pehnt M., Cames M., Fisher C., etc. *MicroCogeneration. Towards Decentralized Energy System*. Berlin Heidelberg, Springer-Verlag, 2006, 346 p.
- [5] Beith R. *Small and micro combined heat and power (CHP) systems. Advanced design, performance, materials and applications*. Woodhead Publishing limited, 2011, 528 p.
- [6] Тумашев Р.З., Бодров Н.Г. Когенерационная установка на попутных нефтяных газах с высоким содержанием тяжелых углеводородов. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2012, вып 10.
DOI: 10.18698/2308-6033-2012-10-401
- [7] Vermes G., Beér J.M. Пат. US 6298654 B1, 9.10.2001. *Ambient Pressure Gas Turbine System*.
- [8] ГОСТ 54961–2012. *Системы газораспределительные. Сети газопотребления. Общие требования к эксплуатации. Эксплуатационная документация*. Москва, Стандартинформ, 2013, 53 с.
- [9] Липихин Е.Г., Шевелев Д.В. Когенерационная установка с газовой микротурбиной на базе водогрейного котла. *Электронный журнал: наука, техника и образование*, 2015, № 3.
URL: <http://nto-journal.ru/uploads/articles/ff61bf9b2c5843c36aefcf235352660.pdf>
- [10] ГОСТ Р 53637–2009. *Турбокомпрессоры автотракторные. Общие технические требования и методы испытаний*. Москва, Стандартинформ, 2010, 12 с.
- [11] *Проектная документация для конденсационных котлов Buderus Logano Plus*. URL: <http://www.buderus.ru>
- [12] ГОСТ 30735–2001. *Котлы отопительные водогрейные с теплопроизводительностью от 100 кВт до 4 МВт. Общие технические условия*. Введен 2003-01-01. Москва, Изд-во стандартов, 2002.
- [13] *GateCycle, General Electric*.
URL: <https://getotalplant.com/GateCycle/docs/GateCycle/index.html> (дата обращения 04.03.16).
- [14] Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. *Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций*. Москва, Изд-во МЭИ, 2009, 584 с.
- [15] Липихин Е.Г., Шевелев Д.В. Влияние степени понижения давления газа на облик проточной части микротурбины когенерационной установки. Тр. регион. научн.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых «*Научные технологии в приборостроении и машиностроении и развитие инновационной деятельности в вузе*». 19–21 апреля 2016 г., т. 1. Калуга, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016, с. 124–129.

Статья поступила в редакцию 05.05.2016

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Липихин Е.Г., Шевелев Д.В. Исследование термодинамической эффективности микроТЭЦ с газовой микротурбиной измененной очередности процессов. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2016, вып. 10.

<http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2016-10-1547>

Липихин Евгений Геннадьевич родился в 1993 г. Студент направления подготовки «Энергетическое машиностроение» кафедры «Тепловые двигатели и теплофизика» Калужского филиала МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов: газовые турбины, когенерационные установки, математическое моделирование.
e-mail: Evgeny.Lipihin@yandex.ru

Шевелев Денис Владимирович родился в 1978 г. Канд. техн. наук, доцент кафедры «Тепловые двигатели и теплофизика» Калужского филиала МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов: турбиностроение, теплотехника, механика жидкостей и газов, математическое моделирование.
e-mail: denis.v.shevelev@gmail.com

Thermodynamic efficiency investigation for a micro-CHP system featuring a gas microturbine with an altered process sequence

© E.G. Lipikhin, D.V. Shevelev

Bauman Moscow State Technical University, Kaluga branch,
Kaluga, 248600, Russia

We consider a cogeneration plant featuring a gas microturbine with an altered process sequence. We describe the flow diagram of our plant, its principle of operation and primary advantages: high heat energy conversion efficiency, fuel combustion at atmospheric pressure, absence of either a combustion chamber proper or a high-temperature microturbine gas-to-air heat exchanger. We supply thermodynamic parameter calculation results for our diagram operating in both traditional and low-temperature heating systems. Analysis of the results obtained shows that this cogeneration plant is feasible and is able to satisfy heating and electricity demands with microturbine parameters being characteristic of commercial centrifugal compressors used in conjunction with internal combustion engines. As a conclusion, we select the optimum microturbine pressure ratio to be $\pi_r = 1.6 \dots 1.8$, since it achieves a high micro-CHP thermal output with acceptable microturbine parameters.

Keywords: micro-CHP, reverse Brayton cycle, gas microturbine.

REFERENCES

- [1] Ametistov E.V., Klimenko A.V., Leontev A.I., Milman O.O., Favorskiy O.N., Fedorov V.A. et al. *Izvestiya RAN. Energetika — Proceedings of the Russian Academy of Sciences. Power Engineering Journal*, 2003, no. 1, pp. 107–117.
- [2] Favorskiy O.N., Leontev A.I., Fedorov V.A., Milman O.O. *Teploenergetika — Thermal Engineering*, 2003, no. 9, pp. 19–21.
- [3] *Innovatsii v Rossii. Tekhnologicheskaya platforma "Malaya raspredelennaya energetika"* [Innovations in Russia. The "Small-scale distributed power generation" technology platform]. Available at: <http://innovation.gov.ru/node/3459> (accessed 16 March, 2016).
- [4] Pehnt M., Cames M., Fisher C. et al. *Micro Cogeneration. Towards Decentralized Energy System*. Berlin; Heidelberg, Springer-Verlag, 2006, 346 p.
- [5] Beith R. *Small and micro combined heat and power (CHP) systems. Advanced design, performance, materials and applications*. Woodhead Publishing, Ltd., 2011, 528 p.
- [6] Tumashev R.Z., Bodrov N.G. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii — Engineering Journal: Science and Innovation*, 2012, iss. 10. DOI: 10.18698/2308-6033-2012-10-401
- [7] Vermes G., Beér J.M. *Ambient Pressure Gas Turbine System*. US Patent, no. 6298654 B1, 2001.
- [8] *GOST 54961–2012. Sistemy gazoraspredeletelnye. Seti gazopotrebleniya. Obshchie trebovaniya k ekspluatatsii. Ekspluatatsionnaya dokumentatsiya* [State Standard 54961–2012. Gas distribution systems. Gas networks. General requirements for usage]. Moscow, Standartinform Publ., 2013, 53 p.

- [9] Lipikhin E.G., Shevelev D.V. *Elektronnyy zhurnal: nauka, tekhnika i obrazovanie — Electronic journal: science, technology and education*, 2015, no. 3. Available at: <http://nto-journal.ru/uploads/articles/ff61bf9b2c5843c36aecfef235352660.pdf>
- [10] *GOST R 53637–2009. Turbokompressory avtotraktornye. Obshchie tekhnicheskie trebovaniya i metody ispytaniy* [State Standard R 53637–2009. Motor and tractor centrifugal compressors. General technical requirements and test methods]. Moscow, Standartinform Publ., 2010, 12 p.
- [11] *Proektnaya dokumentatsiya dlya kondensatsionnykh kotlov BuderusLoganoPlus* [Project documentation for Buderus Logano Plus condensing boilers]. Available at: <http://www.buderus.ru>
- [12] *GOST 30735–2001. Kotly otopitelnye vodogreynye s teploproduktivnostyu ot 100 kVt do 4 MVt. Obshchie tekhnicheskie usloviya* [State Standard 30735–2001. Heating water boilers with heating capacities between 100 kWt and 4 MWt. General technological conditions]. Introduced Jan 01 2003. Moscow, Standartinform Publ., 2002.
- [13] *GateCycle, General Electric*. Available at: <https://getotalplant.com/GateCycle/docs/GateCycle/index.html> (accessed 04 March, 2016).
- [14] Tsanev S.V., Burov V.D., Remezov A.N. *Gazoturbinnye i parogazovye ustanovki teplovykh elektrostantsiy* [Gas turbine and combined cycle plants of thermal power stations]. Moscow, Moscow Power Engineering Institute Publ., 2009, 584 p.
- [15] Lipikhin E.G., Shevelev D.V. Vliyanie stepeni ponizheniya davleniya gaza na oblik protochnoy chasti mikroturbiny kogeneratsionnoy ustanovki [Effect of pressure ratio degree on the wheelspace layout of a cogeneration plant microturbine]. *Tr. Region. Nauchno-tekhn. konf. Studentov, aspirantov i molodykh uchenykh “Naukoemkie tekhnologii v priboro- i mashinostroenii i razvitie innovatsionnoy deyatelnosti v vuze”* [Proc. of the “Knowledge-intensive technologies in instrumentation and mechanical engineering and innovative activity development in higher education institutions: Regional Scientific and Technological Conference of students, postgraduates and young scientists]. April 19th–21st, 2016, vol. 1. Kaluga, Bauman Moscow State Technical University, 2016, pp. 124–129.

Lipikhin E.G. (b. 1993), student of power systems engineering, Department of Heat Engines and Thermal Physics, Kaluga branch, Bauman Moscow State Technical University. Specialises in gas turbines, cogeneration plants, mathematical modeling. e-mail: Evgeny.Lipihin@yandex.ru

Shevelev D.V. (b. 1978), Cand. Sci. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Heat Engines and Thermal Physics, Kaluga branch, Bauman Moscow State Technical University. Specialises in turbine manufacturing, thermal engineering, gas and fluid dynamics, mathematical modeling. e-mail: denis.v.shevelev@gmail.com