

Выбор оптимальных параметров термодинамического цикла когенерационных микроГТУ

© Д.В. Шевелев, С.А. Сомкин

КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия

Проведено исследование простого и регенеративного термодинамических циклов газотурбинной установки малой мощности (микроГТУ). Показано, что при проектировании энергетических установок на базе микроГТУ расчетную степень повышения давления целесообразно принимать в диапазоне значений 3,5...5, что обеспечивает высокий КПД элементов проточной части и высокий отпуск теплоты при работе в режиме когенерации. Созданная на базе данной микроГТУ регенеративная энергетическая установка характеризуется максимальным эффективным КПД, сравнимым с КПД газопоршневых энергетических установок.

Ключевые слова: микроГТУ, когенерация, простой цикл, регенеративный цикл.

Введение. Рынок энергетических установок относится к разряду консервативных. Большинство потребителей электрической энергии традиционно пользуется услугами оптовых генерирующих компаний. Тем не менее существует и постоянно увеличивается доля потребителей, для которых продукция крупных производителей электроэнергии либо недоступна, либо неприемлема по тем или иным причинам. К ним прежде всего относятся поселения и предприятия, расположенные в труднодоступных районах; спецтехника и оборудование, использующие электрическую энергию нестандартных параметров; системы резервного тепло- и электроснабжения. Для указанных категорий потребителей электрической энергии наиболее востребованный диапазон мощностей энергетического оборудования — от десятков до нескольких сотен киловатт. К числу основных требований, предъявляемых к подобным установкам, относятся надежность и простота эксплуатации, малые габаритные размеры и масса, низкие цена и эксплуатационные расходы [1].

До недавних пор основу рынка энергетического оборудования для распределенного производства энергии составляли газопоршневые установки и дизель-генераторы. К числу их основных достоинств следует отнести высокий электрический КПД (до 40 %), большой ресурс, высокую ремонтпригодность, к недостаткам — значительные размеры и массу, большой расход масла, недостаточно высокую надежность вследствие большого числа трущихся деталей, ограничение времени работы на неполной мощности. Указанных недостатков лишены газотурбинные установки малой мощности (микроГТУ). Компактность, простота конструкции, возможность длительной автономной работы,

низкий уровень выбросов, вибраций и шума, легкость и быстрота запуска делают микроГТУ основным конкурентом газопоршневым установкам и дизель-генераторам на рынке оборудования для распределенного производства энергии. Кроме того, микроГТУ позволяют параллельно с электрической производить в большом количестве тепловую энергию для работы систем горячего водоснабжения и отопления, осуществления разнообразных технологических процессов.

Основным недостатком микроГТУ является низкая топливная экономичность по сравнению с дизель-генераторами. Однако анализ областей применения микроГТУ [2] показывает, что высокий КПД не является главным требованием, предъявляемым к этим энергоустановкам. Кроме того, высокая температура выхлопных газов позволяет параллельно с электрической производить тепловую энергию в виде горячей воды или пара (осуществлять когенерацию).

Постановка задачи. Базовая конструкция микроГТУ типична — это одноступенчатый центробежный компрессор 1, кольцевая или индивидуальная камера сгорания 2 и центростремительная турбина 3 (рис. 1) [3]. Ротор турбины — одновальный, с безредукторным приводом высокооборотного электрогенератора 4, выдающего электрическую энергию в сеть через преобразователь частоты (см. рис. 1). Турбина двигателя, как правило, неохлаждаемая, так как малые размеры проточной части не позволяют использовать сложные системы охлаждения. Цикл — простой или регенеративный.

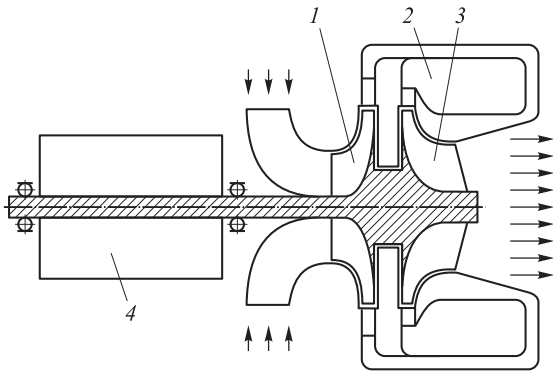


Рис. 1. Конструктивная схема микроГТУ:

1 — центробежный компрессор; 2 — кольцевая камера сгорания; 3 — центростремительная турбина; 4 — высокооборотный электрогенератор

Выбор оптимальных параметров микроГТУ на этапе термодинамического расчета базируется на анализе цикла Брайтона. Выбор степени повышения давления в компрессоре и соответствующей ей удельной работы двигателя определяет во многом эффективность всей энергетической установки, которая, основываясь на базовой проточной части, может реализовывать как простой, так и регенеративный циклы, цикл с утилизацией теплоты выхлопных газов.

Расчетная модель. Для термодинамического расчета микроГТУ была принята математическая модель второго уровня [4], в основе которой лежат уравнения работы отдельных элементов двигателя, а также законы, определяющие физическую взаимосвязь между элементами двигателя, с учетом изменения теплоемкости и расхода рабочего тела и заданием коэффициентов, характеризующих потери в элементах двигателя.

Были рассмотрены схемы микроГТУ простого цикла, простого цикла с регенерацией теплоты, регенеративного цикла и регенеративного цикла с утилизацией теплоты (рис. 2).

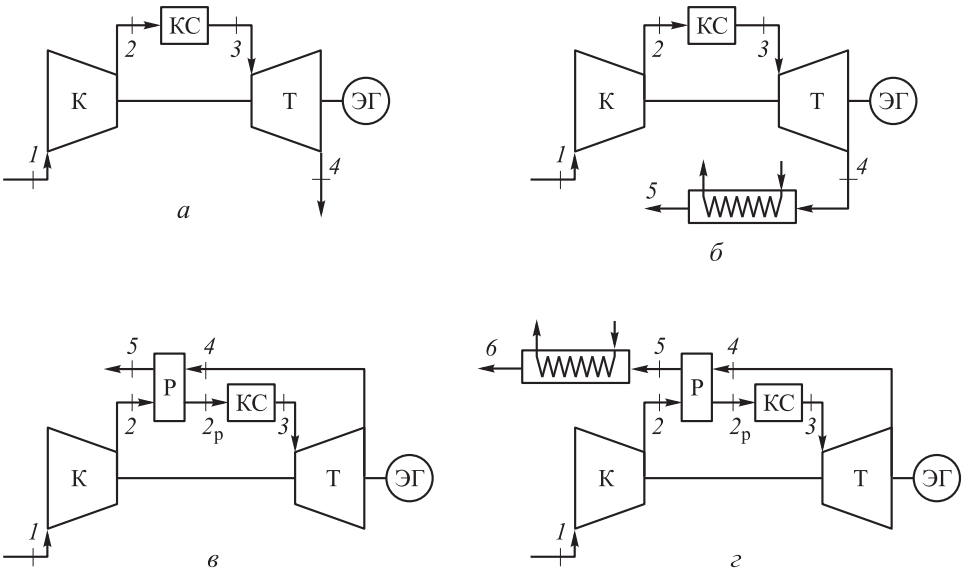


Рис. 2. Термодинамические схемы микроГТУ:

К — компрессор; КС — камера сгорания; Т — турбина; ЭГ — электрогенератор; Р — регенератор; 1 — вход воздуха в компрессор; 2 — выход воздуха из компрессора; 2_р — то же из регенератора; 3–6 — выход газа из камеры сгорания, турбины, регенератора и котла утилизатора соответственно

Исходные данные, характерные для термодинамического расчета современных микроГТУ, следующие [3]: политропный КПД компрессора $\eta_{п.к} = 0,8$; адиабатный КПД турбины $\eta_{а.т} = 0,89$; коэффициенты восстановления полного давления во входном устройстве $\sigma_{вх} = 0,99$, в камере сгорания $\sigma_{КС} = 0,96$, в системе газоудаления турбины $\sigma_{вых} = 0,99$; механический КПД $\eta_{мех} = 0,985$; коэффициенты восстановления полного давления по горячей и холодной стороне $\sigma_{гор} = \sigma_{хол} = 0,97$; температура газа на выходе из котла-утилизатора $T_5 = 393 \text{ K}$ ($120 \text{ }^\circ\text{C}$); топливо — метан.

Полученные результаты. На рис. 3 приведены результаты расчета термодинамического цикла микроГТУ простой схемы. С ростом начальной температуры газов T_3 , растет эффективный КПД цикла и удельная работа, оптимальная степень повышения давления смещается в сторону более высоких значений π_k .

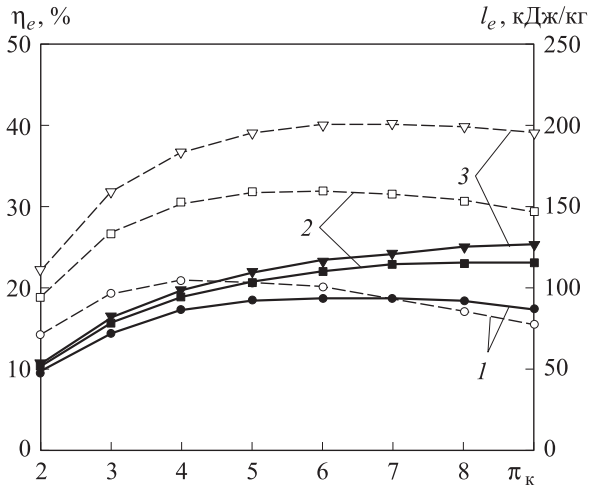


Рис. 3. Зависимости эффективного КПД цикла η_e (сплошные линии) и удельной работы l_e (штриховые линии) микроГТУ от степени π_k повышения давления в цикле при $T_3 = 1000$ (1), 1150 (2) и 1250 К (3)

Выбор максимальной температуры газов T_3 перед турбиной и степени π_k в отличие от ГТУ большой и средней мощности здесь обусловлен конструктивными особенностями микроГТУ. Увеличение указанных параметров ведет к повышению удельной работы и снижению потребного расхода воздуха для обеспечения заданной мощности. Для микроГТУ это приводит к крайне малым высотам элементов проточной части двигателя (рис. 4).

Уменьшение минимальной высоты проточной части ниже 4 мм приводит к резкому снижению КПД ключевых элементов двигателя — компрессора и турбины. Поэтому целесообразным является уменьшение расчетной степени повышения давления с 8...9 до 4...5 и получение приемлемых высот проточной части.

Снижение π_k относительно оптимального значения по эффективному КПД термодинамического цикла может быть также оправдано, если планируется создание когенерационной энергетической установки. При фиксированной начальной температуре газа это приводит к росту температуры T_4 выхлопных газов, что позволяет получить больше тепловой энергии в котле-утилизаторе.

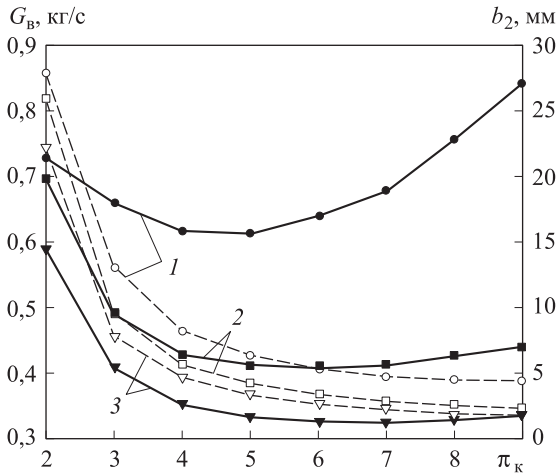


Рис. 4. Зависимости расхода воздуха G_B (сплошные линии) и высоты лопатки b_2 (штриховые линии) на выходе из рабочего колеса центробежного компрессора, рассчитанной по методике [5], от степени π_k повышения давления в цикле при $T_3 = 1000$ (1), 1150 (2) и 1250 К (3)

Уменьшение степени повышения давления π_k приводит к увеличению тепловой нагрузки при фиксированной электрической, при этом возрастает отношение $N_{\text{тепл}}/N_{\text{эл}}$ (рис. 5).

Эффективность когенерационной установки оценивают с помощью коэффициента использования топлива $\eta_{\text{и.т}}$, представляющего собой отношение суммы тепловой $N_{\text{тепл}}$ и электрической $N_{\text{эл}}$ нагрузок к количеству теплоты Q_1 , подведенной в цикле. Как видно на рис. 6, с уменьшением π_k коэффициент использования топлива возрастает.

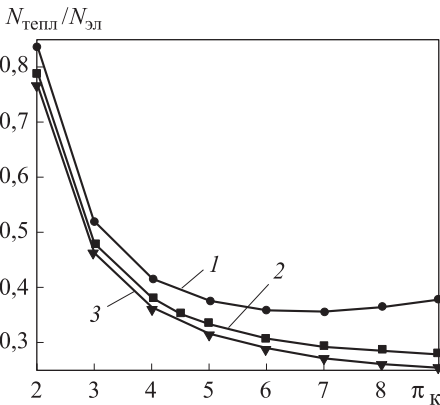


Рис. 5. Зависимость отношения мощностей тепловой нагрузки к электрической от степени π_k повышения давления при $T_3 = 1000$ (1), 1150 (2) и 1250 К (3) для микроГТУ простого цикла

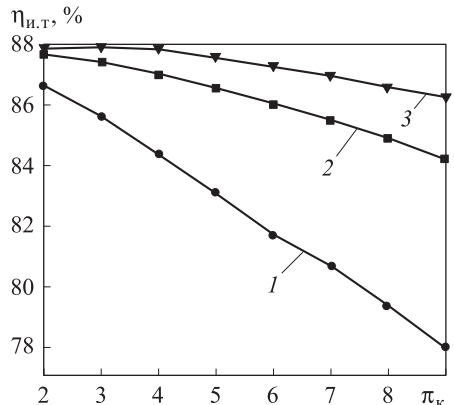


Рис. 6. Зависимость коэффициента $\eta_{\text{и.т}}$ использования топлива от степени π_k повышения давления в цикле $T_3 = 1000$ (1), 1150 (2) и 1250 К (3)

Выбор низкой степени повышения давления в микроГТУ позволяет создать более эффективную регенеративную энергетическую установку на базе проточной части ГТУ простого цикла, так как оптимальная степень повышения давления в регенеративном цикле смещается в сторону малых значений π_k (рис. 7).

Установка регенератора на микроГТУ простого цикла позволяет увеличить эффективный КПД двигателя при некотором снижении мощности и коэффициенте использования топлива (рис. 8).

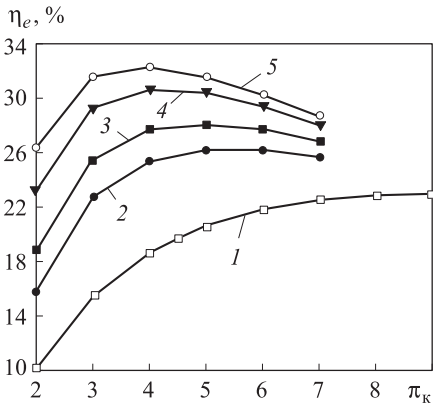


Рис. 7. Зависимости эффективного КПД простого и регенеративного циклов микроГТУ от степени π_k повышения давления:

1 — простой цикл; 2–5 — регенеративный с $\sigma_p = 0,6$ (2); 0,7 (3); 0,8 (4) и 0,85 (5)

Снижение удельной мощности двигателя при увеличении степени регенерации объясняется влиянием дополнительных гидравлических потерь, вносимых регенератором, а уменьшение коэффициента использования топлива — уменьшением температуры выхлопных газов.

Для энергетической установки мощностью $N_e = 72$ кВт с начальной температурой газа $T_3 = 1150$ К была выбрана расчетная степень повышения давления $\pi_k = 4,5$. Расчетный расход воздуха $G_b = 0,41$ кг/с. Эти параметры позволяют получить приемлемую минимальную высоту проточной части турбомашины около 4 мм, что обеспечивает адекватность заданных в расчете КПД компрессора и турбины.

В таблице приведено сравнение параметров рассчитанной микроГТУ с газопоршневой установкой Caterpillar G3306 механической мощностью $N_e = 72$ кВт (топливо — биогаз, низшая удельная теплота сгорания $Q_H^p = 23300$ кДж/м³) [6].

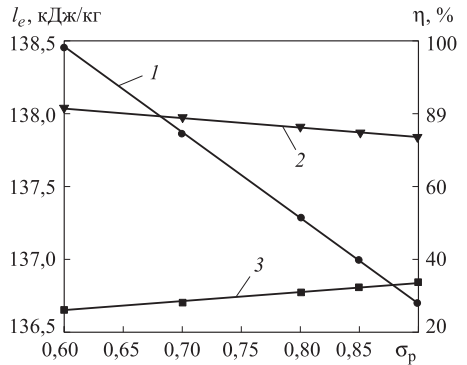


Рис. 8. Зависимость удельной работы l_e (1), коэффициента использования топлива $\eta_{ит}$ (2) и эффективного КПД η_e (3) микроГТУ регенеративного цикла от степени регенерации σ_p

Сравнение параметров микроГТУ и газопоршневой установки

Параметр	МикроГТУ		Газопоршневая установка Gaterpillar G3306
	простого цикла	регенеративного цикла $\sigma_p = 0,8$	
КПД η_e , %	19,8	30	30
Расход продуктов сгорания на выходе G_T , кг/с	0,429	0,421	0,09
Температура T_4 газа на выходе, К	856	587	828
Тепловая нагрузка $N_{\text{тепл}}$, кВт, при 120 °С	231	95	52
$N_{\text{тепл}}/N_{\text{эл}}$	3,2	1,3	0,72
Длина × ширина × высота, м	$0,76 \times 2,0 \times 2,0^*$	$0,76 \times 2,0 \times 2,0^*$	$3,2 \times 1,3 \times 1,7$
Масса, кг	~1 000*	~1 000*	~2 000*

* Ориентировочная, с учетом данных работы [7].

Заключение. При проектировании энергетических установок на базе микроГТУ расчетную степень повышения давления целесообразно принимать в диапазоне значений 3,5...5. Это обеспечит высокий КПД элементов проточной части турбомшины (компрессора, турбины), повысит отпуск теплоты при работе микроГТУ в режиме когенерации. Регенеративная энергетическая установка, созданная на базе данной микроГТУ, будет оптимальной с точки зрения достижения максимального эффективного КПД и сравнимой по эффективности с газопоршневыми энергетическими установками.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Pehnt M., Cames M., Fischer C., Praetorius B., Schneider L., Schumacher K. *Micro Cogeneration Towards Decentralized Energy Systems*, 2006, XV, 346 p.

[2] Soares C., *Microturbines: Applications for Distributed Energy Systems*. London, Elsevier, 2007, 320 p.

[3] Moore M.J. *Microturbine Generators*. Bury St. Edmunds : Professional Engineering Pub., 2002, 107 p.

[4] Бакулев В.И., Голубев В.А., Крылов Б.А., Марчуков Е.Ю., Нечаев Ю.Н., Онищук И.И., Сосунов В.А., Чепкин В.М. *Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок*. Соснунова В.А., Чепкина В.М., ред. Москва, Изд-во МАИ, 2003, 688 с.

[5] Бекнев В.С., Куфтов А.Ф., Тумашев Р.З. *Расчет и проектирование центробежных компрессоров ГТД*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1996, 44 с.

[6] <http://rossiya.cat.com/cda/layout?m=333535&x=97&f=416505>

[7] <http://www.microturbine.com>

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Шевелев Д.В., Сомкин С.А. Выбор оптимальных параметров термодинамического цикла когенерационных микроГТУ. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2014, вып. 9. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/energy/1277.html>

Шевелев Денис Владимирович родился в 1978 г., окончил МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2001 г. Канд. техн. наук, доцент кафедры «Тепловые двигатели и теплофизика» КФ МГТУ им Н.Э. Баумана. Область научных интересов: турбиностроение, теплотехника, механика жидкостей и газов, математическое моделирование. e-mail: denis.v.shevelev@gmail.com

Сомкин Сергей Александрович родился в 1989 г. Студент кафедры «Тепловые двигатели и теплофизика» КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов: газовые турбины, теплотехника, механика жидкостей и газов, математическое моделирование. e-mail: somkin.sa@gmail.ru

Choosing optimal parameters of the thermodynamic cycle of gas microturbine with cogeneration

© D.V. Shevelev, S.A. Somkin

Kaluga Branch of Bauman Moscow State Technical University, Kaluga, 248000, Russia

The study tested the thermodynamic cycle of a simple and regenerative gas turbine engine. The research showed that when designing power plants based on microturbine, it is necessary to take calculated pressure ratio in the range of 3.5 to 5. It provides high efficiency value of the turbine setting and large heat output of microturbine when operating in cogeneration mode. Renewable energy plant established on the basis of the microturbine will be optimal in terms of achieving maximum efficiency and comparable in efficiency with gas piston power plants.

Keywords: microturbine; cogeneration; simple cycle; regenerative cycle.

REFERENCES

- [1] Pehnt M., Cames M., Fischer C., Praetorius B., Schneider L., Schumacher K. *Micro Cogeneration Towards Decentralized Energy Systems*, 2006, XV, 346 p.
- [2] Soares C., *Microturbines: Applications for Distributed Energy Systems*. London, Elsevier, 2007, 320 p.
- [3] Moore M.J. *Microturbine Generators*. Bury St. Edmunds : Professional Engineering Pub., 2002, 107 p.
- [4] Bakulev V.I., Golubev V.A., et al. *Teoriya, raschet i proektirovanie aviatsionnykh dvigatelei i energeticheskikh ustanovok* [Theory, analysis and design of aircraft engines and power plants]. V.A. Sosunov, V.M. Chepkin, eds. Moscow, MAI, 2003, 688 p.
- [5] Beknev V.S., Kuftov A.F., Tumashev R.Z. *Raschet i proektirovanie tsentrobeznykh kompressorov GTD* [Calculation and design of centrifugal compressors]. Moscow, BMSTU Publ., 1996.
- [6] <http://rossiya.cat.com/cda/layout?m=333535&x=97&f=416505>
- [7] <http://www.microturbine.com>

Shevelev D.V. (b. 1978) graduated from Bauman Moscow State Technical University in 2001. Ph.D., Assoc. Professor at Department of Heat Engines and Thermal Physics at Kaluga branch of Bauman Moscow State Technical University. Areas of activities and interest include turbine construction, heat engineering, fluid mechanics, mathematical simulation. e-mail: denis.v.shevelev@gmail.com

Somkin S.A. (b. 1989) is a student of the Department of Heat Engines and Thermal Physics at Kaluga branch of Bauman Moscow State Technical University. Areas of activities and interest include gas turbines, heat engineering, fluid mechanics, mathematical simulation. e-mail: somkin.sa@gmail.com