

АНАЛИЗ УСЛОВИЙ РАБОТЫ СИСТЕМЫ РЕКУПЕРАЦИИ И УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА БЕСКОМПРЕССОРНЫХ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

М. В. Синкевич^{1,2}, Ю. А. Борисов^{1,3}, А. А. Косой^{1,4},
Э. Р. Рамазанов², О. С. Попель¹

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

²Российский университет дружбы народов,
Россия, 117198, г. Москва, ул. Миклухо-Маклая, д. 6

³Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана
(национальный исследовательский университет),
Россия, 105005, г. Москва, ул. 2-я Бауманская, д. 5, стр. 1

⁴Национальный исследовательский университет «МЭИ»,
Россия, 111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, д. 14

Рассматривается разработанный авторами вариант реализации кислородно-топливных циклов — бескомпрессорные парогазовые установки в сравнении с компрессорными парогазовыми энергоустановками. Выполнен анализ условий работы теплообменных аппаратов бескомпрессорных парогазовых энергоустановок. В предложенном решении обеспечивается эффективная рекуперация и утилизация тепла отработавшего рабочего тела, что обеспечивает топливную экономичность установки в целом. Процесс утилизации тепла в таких установках позволяет в полной мере воспользоваться всеми преимуществами контактных теплообменных аппаратов. Предложенное принципиальное решение организации процесса тепломассообмена бескомпрессорной парогазовой установки позволяет увеличить коэффициент использования топлива и снизить количество вредных выбросов в атмосферу.

Ключевые слова: контактные теплообменные аппараты, утилизация тепла, парогазовая энергоустановка, экологически чистое производство энергии, диоксид углерода.

Введение

В условиях дефицита энергоресурсов разработка установок с комбинированным циклом стала одним из основных направлений развития турбинных энергетических установок [1]. Повышение эффективности достигается путем устранения потерь. Основные потери в газотурбинных установках (ГТУ) — уходящие газы высокой температуры, в паротурбинных (ПТУ) — тепло, отводимое из цикла в конденсаторе. В обозримой перспективе традиционные ПТУ будут вытесняться парогазовыми установками, имеющими значительно более высокие энергетические, экономические и экологические характеристики.

Перспективными технологическими вариантами реализации термодинамического цикла парогазовой установки (ПГУ) являются циклы с кислородным сжиганием топлива. Среди таких технологий можно выделить термодинамические циклы, в которых кислород извлекается из воздуха до процесса горения [2–4]. В камеру сгорания подаются чистый кислород и топливо, а температура рабочего тела регулируется подачей углекислого газа и/или водяного пара. Таким образом, отработавшее рабочее тело состоит из смеси углекислого газа и водяного пара. Температуры фазового перехода этих составляющих сильно отличаются, что позволяет легко разделить такую смесь. Такие циклы получили

название «кислородно-топливные». Экономичность кислородно-топливных циклов, как и большинства парогазовых, существенно зависит от эффективности теплообменного оборудования. Однако условия работы теплообменного оборудования в «кислородно-топливных» циклах сильно отличаются от условий в традиционных парогазовых циклах.

В данной работе рассматривается разработанный авторами вариант реализации кислородно-топливных циклов — бескомпрессорные ПГУ [5]. В бескомпрессорной ПГУ предусматривается повышение давления всех компонентов рабочего тела перед подачей их в камеру сгорания в жидкой фазе насосным оборудованием (без применения компрессоров). В статье в качестве примера выбрана концептуальная схема бескомпрессорной ПГУ с параметрами, обеспечивающими электрический КПД на уровне 40% с учетом расходов энергии на собственные нужды электростанции, и коэффициентом использования топлива на уровне 98% (по нижней теплотворной способности) [5].

Кислородный цикл бескомпрессорной ПГУ с рекуперацией и утилизацией теплоты

Принципиальная схема контура рекуперации и утилизации тепла отработавшего рабочего тела бескомпрессорной ПГУ показана на рис. 1. От-

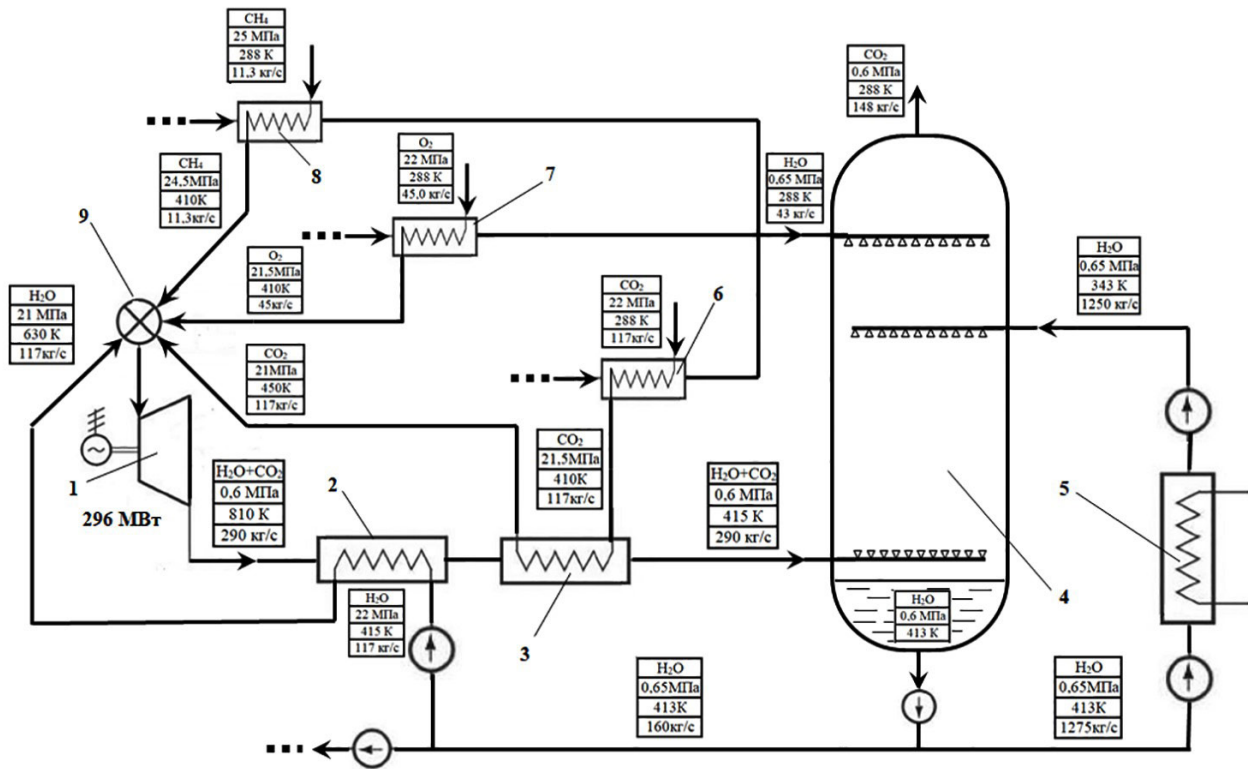


Рис. 1. Принципиальная схема контура рециркуляции и утилизации тепла отработавшего рабочего тела бескомпрессорной ПГУ
 Fig. 1. Schematic diagram of recuperation and heat recovery circuit of exhaust working fluid of the compressor-less CCGT

работавшее рабочее тело, выходящее из парогазовой турбины 1, представляет собой смесь углекислого газа и водяного пара с давлением 0,6 МПа и температурой 810 К. Поток данной смеси последовательно подается в прямоточный парогенератор 2, рекуперативный подогреватель углекислого газа поверхностного типа 3, после прохождения которых поток охлаждается до 415 К и далее поступает в контактный конденсатор 4. В контактном конденсаторе происходит дальнейшее охлаждение потока минимум в двух ярусах оросителей охлаждающей воды. В нижний ярус направляется обратная вода из тепловой сети с температурой 343 К. В верхний ярус поступает вода, используемая для подогрева исходных компонентов, подаваемых в камеру сгорания 9. Таким образом, на выходе из контактного конденсатора имеются два разделенных потока: поток углекислого газа, охлажденного до температуры 288 К, и поток воды — смесь из сконденсировавшегося водяного пара, обратной воды из тепловой сети и воды для подогрева исходных компонентов.

Следует отметить, что контактные конденсаторы позволяют нагреть охлаждающую воду практически до температуры начала конденсации водяного пара в парогазовой смеси [6]. Далее вода делится на три потока. Один поток направляется в тепловую сеть в качестве прямой, подпиточной воды. Второй поток, проходя через прямоточный парогенератор 2, подогревается от потока отработавшего рабочего тела до температуры 650 К и поступает в камеру сгорания 9 в виде пара. Третий поток выступает в качестве промежуточ-

ного теплоносителя в подогревателях исходных компонентов рабочего тела (предварительный подогреватель углекислого газа 6, подогреватель кислорода 7 и подогреватель топливного газа 8), в результате чего охлаждается до 288 К.

Особенностью представленной схемы является то, что в процессе сгорания топливных компонентов образуется отработавшее рабочее тело, состоящее из смеси водяного пара и углекислого газа, избыток воды, который поступает на частичную подпитку тепловой сети.

Для оценки эффективности предлагаемой установки необходимо рассмотреть, какое количество теплоты, имеющейся у рабочего тела после совершения работы в рабочих полостях турбины 1, можно вернуть обратно в цикл или утилизировать. Методика исследования данного цикла строится на основе составления тепловых балансов рекуперативных теплообменников [7–11]. В табл. 1 представлены данные для теплообменных аппаратов: параметры входа и выхода (температура, удельная энтальпия), а также количество теплоты Q , передаваемое в этом аппарате за единицу времени.

Исходя из полученных данных, можно сделать вывод о том, что возможности рециркуляции весьма ограничены. Часть теплоты отработавшего тела теоретически не может быть возвращена в контур (351 кДж/с из 512 кДж/с), но эта теплота может быть успешно утилизирована в полезную тепловую энергию (столбец 7 табл. 1).

В предложенной схеме предполагается, что утилизируемая теплота направляется в тепловую сеть. Теплоносителем теплофикационной сети

Таблица 1. Характеристики теплообменных аппаратов
Table 1. Characteristics of heat exchangers

Номер т/обменника	Поток № 1	G_1 , кг/с	$T_{вх1}$, К	$T_{вых1}$, К	Δh_1 , кДж/кг	Q , МВт	Поток № 2	G_2 , кг/с	$T_{вх2}$, К	$T_{вых2}$, К	Δh_2 , кДж/кг
2	H ₂ O + CO ₂	290	810	432	542	157,2	H ₂ O	117	415	630	1343
3	H ₂ O + CO ₂	290	432	415	13	3,8	CO ₂	117	410	430	33
5	H ₂ O	1275	413	343	256	326,6	—	—	—	—	—
6	H ₂ O	22,9	413	288	573	13,1	CO ₂	117	288	410	347
7	H ₂ O	11,5	413	288	573	6,6	O ₂	45	288	410	147
8	H ₂ O	8,6	413	288	573	4,9	CH ₄	11,3	288	410	430

является вода, температура обратной сетевой воды 343 К, а требуемая температура прямой сетевой воды 413 К.

Параметры рассматриваемого примера ПГУ определены для условий окружающей среды 288 К. При утилизации тепла может быть одновременно подогрета сетевая вода до температуры отработавшего тела в критической точке и рабочее тело охлаждено до температуры обратной сетевой воды 343 К.

При рассмотрении совместной утилизации и рекуперации тепла можно выделить 3 области температур. Первая — отработавшее рабочее тело с температурой ниже температуры обратной сетевой воды подогревает исходные компоненты рабочего тела. Вторая — отработавшее рабочее тело в промежутке температур между критической точкой и обратной сетевой воды одновременно подогревает и исходные компоненты рабочего тела, и сетевую воду. Третья — отработавшее рабочее тело, в промежутке температур от выхода из турбины (810 К) до критической точки, подогревает часть исходных компонентов рабочего тела (из соображений безопасности подогрев кислорода и топливного газа выше температуры в критической точке не производится).

В таком случае можно добиться охлаждения отработавшего рабочего тела до температуры окружающей среды 288 К. При этом вся теплота отработавшего рабочего тела, в том числе и теплота конденсации воды, образовавшаяся в результате сгорания топлива (разница между высшей и низшей теплотворной способностью топлива), полезно используется. Все исходные компоненты рабочего тела нагреты до температуры в критической точке теплотой отработавшего тела с температурой в критической точке и ниже [12]. Температура прямой сетевой воды может достигать температуры в критической точке без ущерба основному термодинамическому циклу.

Оценка экономичности предлагаемой схемы бескомпрессорной ПГУ подразумевает определение КПД и коэффициента использования топлива (КИТ). При этом различают КПД без учета затрат мощности на собственные нужды ПГУ ($\eta_{брутто}$), и с учетом затрат мощности на собственные нужды ($\eta_{нетто}$):

$$\eta_{брутто} = N_{ПГУ} \cdot \eta_m \cdot \eta_g / (G_T \cdot H_u),$$

$$\eta_{нетто} = (N_{ПГУ} \cdot \eta_m \cdot \eta_g - N_{сн}) / (G_T \cdot H_u),$$

где $N_{ПГУ}$ — мощность парогазовой турбины; η_m — механический КПД турбины; η_g — КПД электро-

генератора (учитывает потери энергии при преобразовании из механической в электрическую); G_T — расход топлива; H_u — низшая теплотворная способность топлива; $N_{сн}$ — мощность собственных нужд (мощность насосов, мощность на разделение воздуха и получение жидкого кислорода, мощность на ожижение углекислоты).

Значения механических и электрических потерь принимались $\eta_m = 99,5\%$, $\eta_g = 98\%$. Определение мощности, вырабатываемой парогазовой турбиной базируется на зависимостях тепловых и материальных балансов [13]. В результате проведенных расчетов было определено, что значения $\eta_{брутто} = 52,4\%$ и $\eta_{нетто} = 39,6\%$.

При расчете коэффициента топлива ($КИТ_{бсн}$ — без учета собственных нужд и $КИТ_{сн}$ — с учетом собственных нужд) учитывается также величина полезной тепловой мощности N_T :

$$КИТ_{бсн} = (N_{ПГУ} \cdot \eta_m \cdot \eta_g + N_T) / (G_T \cdot H_u),$$

$$КИТ_{сн} = (N_{ПГУ} \cdot \eta_m \cdot \eta_g + N_T - N_{сн}) / (G_T \cdot H_u).$$

Значения $КИТ_{бсн} = 1,1$ и $КИТ_{сн} = 0,98$. Величина $КИТ_{бсн}$, превышающая 1, объясняется тем, что часть теплоты конденсации воды, образовавшейся в результате сгорания топлива, в данной схеме также преобразуется в полезное тепло. Данные показатели для бескомпрессорной ПГУ по своим величинам превосходят компрессорные ПГУ существующих схем [13].

Помимо организации рекуперативного теплообмена предложенная схема бескомпрессорной ПГУ позволяет организовать эффективный контактный теплообмен между продуктами сгорания (отработавшее рабочее тело) и водой. В предложенных авторами бескомпрессорных ПГУ отработавшее рабочее тело состоит из смеси CO₂ и H₂O. Такой состав продуктов сгорания позволяет в полной мере использовать контактный теплообмен. Контактные теплообменные аппараты имеют ряд преимуществ, таких как [14]:

- высокая интенсивность процессов теплообмена;
- существенное уменьшение коррозии оборудования;
- исключение отложений на поверхностях нагрева;
- простота конструкции;
- снижение капитальных затрат.

Контактные теплообменники имеют сложность эксплуатации в составе ПГУ с воздушным окислением газообразного топлива, связанную с отделением от воды растворенных продуктов

горения. Для последующего использования такой воды требуется дополнительная водоподготовка [15].

Заключение

Современные тенденции развития энергетической отрасли, направленные на сокращение выбросов углекислого газа в атмосферу [16, 17], связаны с поиском новых термодинамических циклов, основанных на кислородном сжигании топлива. Бескомпрессорные ПГУ — это один из перспективных вариантов реализации термодинамического цикла с кислородным сжиганием топлива. Бескомпрессорные ПГУ в силу ряда существенных преимуществ уже в ближайшее время могут найти достойное место в энергетической отрасли. В результате расчета было определено, что КПД и КИТ (определенный по низшей теплотворной способности топлива) подобной установки с учетом затрат электрической энергии на собственные нужды практически достигают 40% и 0,98 соответственно, что позволяет судить о высокой эффективности предлагаемой схемы. Подобные показатели соответствуют показателям современных традиционных (компрессорных) ПГУ.

Во многих термодинамических циклах высокая топливная экономичность достигается за счет рекуперации и утилизации тепла отработавшего рабочего тела. Условия работы системы рекуперации и утилизации бескомпрессорных ПГУ имеют основное отличие — это состав отработавшего рабочего тела, смесь водяного пара с углекислым газом. При достаточно высокой температуре в этой смеси начинается фазовый переход (конденсируется водяной пар) и происходят, связанные с этим фазовым переходом, резкие изменения теплофизических свойств отработавшего рабочего тела. Поэтому фазовый переход необходимо учитывать при проектировании системы рекуперации и утилизации тепла.

Рациональная конфигурация системы рекуперации и утилизации тепла позволяет полезно использовать все тепло отработавшего рабочего тела, включая и тепло конденсации воды, образовавшейся в процессе горения.

Список источников

1. Arbekov A. N., Varaksin A. Yu., Inozemtsev A. A. Influence of the By-Pass Ratio of a Basic Turbofan Engine on the Possibility of Creating Aeroderivative Trigeneration Power Plants // *High Temperature*. 2015. Vol. 53, Issue 6. P. 899–903. DOI: 10.1134/S0018151X15050028.
2. Anderson R., Viteri F., Hollis R. [et al.]. Oxy-fuel gas turbine, gas generator and reheat combustor technology development and demonstration // *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air*. 2010. Vol. 3. DOI: 10.1115/GT2010-23001.
3. Yang H. J., Kang D. W., Ahn J. H. [et al.]. Evaluation of design performance of the semi-closed oxy-fuel combustion combined cycle // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2012. Vol. 134, Issue 11. DOI: 10.1115/GT2012-69141.
4. Allam R. J., Palmer M. R., Brown G. W. [et al.]. High efficiency and low cost of electricity generation from fossil

fuels while eliminating atmospheric emissions, including carbon dioxide // *Energy Procedia*. 2013. Vol. 37. P. 1135–1149. DOI: 10.1016/j.egypro.2013.05.211.

5. Kosoi A. S., Zeigarnik Yu. A., Popel O. S., Sinkevich M. V., Filippov S. P., Shterenberg V. Ya. [et al.]. The Conceptual Process Arrangement of a Steam-Gas Power Plant with Fully Capturing Carbon Dioxide from Combustion Products // *Thermal Engineering*. 2018. Vol. 65, no. 9. P. 597–605. DOI: 10.1134/S0040601518090045.

6. Favorskii O. N., Batenin V. M., Zeigarnik Yu. A., Maslennikov V. M., Remezov A. N., Goryunov I. T., Makhan'kov A. K., Vasyutinskii V. Yu., Pishchikov S. I., Sokolov Yu. N., Eliseev Yu. S., Belyaev V. E., Kosoi A. S. and Sinkevich M. V. The PGU MES-60 combined-cycle (steam-gas) installation with steam injection and a heat pump for the Mosenergo power system // *Thermal Engineering*. 2001. Vol. 48, no. 9. P. 751–760.

7. Антикайн П. А., Аронович М. С., Бакластов А. М. Рекуперативные теплообменные аппараты. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1962. 230 с.

8. Gavrilova Yu. A., Beschatnykh V. N., Borisov Yu. A. [et al.]. Optimization of micro gas-turbine-recuperator heat transfer surface // *Journal of Physics: Conference Series*, conference 1. 2018. Vol. 1128. 012123. DOI: 10.1088/1742-6596/1128/1/012123.

9. Matveev A., Smorodin A. I. Balancing Flow Rate Distribution Between Separate Devices In Plate-Fin Heat Exchanger Units // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2016. Vol. 51, Issue 11-12. P. 783–785. DOI: 10.1007/s10556-016-0122-8.

10. Samokhvalov Y., Kolesnikov A., Krotov A., Parkin A., Navasardyan E., Arkharov I. Heat Transfer In The Structure Of A Spiral-Wound Heat Exchanger For Liquefied Natural Gas Production: Review Of Numerical Models For The Heat-Transfer Coefficient Of Condensation For A Hydrocarbon Mixture In A Horizontal Tube // *Journal of Enhanced Heat Transfer*. 2018. Vol. 25, Issue 2. P. 109–120. DOI: 10.1615/JEnhHeatTransf.2018026396.

11. Shevich Yu. A., Danilenko T. K., Shvets A. S. Determining The Fin Efficiency Of A Single Perforated Plate Of A Matrix Heat Exchanger In A Two-Dimensional Temperature Field // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2016. Vol. 51, Issue 11-12. P. 793–798. DOI: 10.1007/s10556-016-0124-6.

12. Ваграфтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. 2-е изд., доп. и перераб. М.: Наука, 1972. 720 с.

13. Цанев С. В., Буров В. Д., Ремезов А. Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. М.: Изд-во МЭИ, 2002. 584 с.

14. Аронов И. З. Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа. Л.: Недра, 1990. 280 с. ISBN 5-247-01523-1.

15. Дикий Н. А. Судовые газотурбинные установки. Л.: Судостроение, 1978. 265 с.

16. Climate Change 2014: Synthesis Report of the IPCC Fifth Assessment Report (AR5) / Eds. R. K. Pachauri, L. A. Meyer. Geneva, Switzerland: IPCC, 2014. 151 p.

17. Climate Change 2014: Mitigation of Climate Change. Contribution of Working Group III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. DOI: 10.1017/CBO9781107415416.005.

лаборатории № 10.1 — газотурбинных технологий Объединенного института высоких температур РАН (ОИВТ РАН); доцент департамента машиностроения и приборостроения Российского университета дружбы народов (РУДН).

SPIN-код: 7819-1274

AuthorID (РИНЦ): 436035

AuthorID (SCOPUS): 6505899537

БОРИСОВ Юрий Александрович, кандидат технических наук, старший научный сотрудник лаборатории № 10.1 — газотурбинных технологий ОИВТ РАН; доцент кафедры «Вакуумная и компрессорная техника» Московского государственного технического университета имени Н. Э. Баумана.

SPIN-код: 3191-9743

AuthorID (РИНЦ): 772267

AuthorID (SCOPUS): 57113190900

КОСОЙ Анатолий Александрович, младший научный сотрудник лаборатории № 10.1 — газотурбинных технологий ОИВТ РАН; аспирант, ассистент кафедры «Автоматизированные системы управления тепловыми процессами», Национальный исследовательский университет «МЭИ».

SPIN-код: 5830-3340

AuthorID (РИНЦ): 977944

AuthorID (SCOPUS): 57198770456

РАМАЗАНОВ Эльдар Рамазанович, аспирант департамента машиностроения и приборостроения РУДН.

AuthorID (SCOPUS): 57208437773

ПОПЕЛЬ Олег Сергеевич, главный научный сотрудник лаборатории № 11 — возобновляемых источников энергии ОИВТ РАН.

SPIN-код: 5076-6802

AuthorID (РИНЦ): 18256

ORCID: 0000-0001-5456-3720

AuthorID (SCOPUS): 6602129392

Адрес для переписки: boricovyu@gmail.com

Для цитирования

Синкевич М. В., Борисов Ю. А., Косой А. А., Рамазанов Э. Р., Попель О. С. Анализ условий работы системы рекуперации и утилизации тепла бескомпрессорных парогазовых установок // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2019. Т. 3, № 3. С. 56–62. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-3-56-62.

Статья поступила в редакцию 07.05.2019 г.

© М. В. Синкевич, Ю. А. Борисов, А. А. Косой,

Э. Р. Рамазанов, О. С. Попель

ANALYSIS OF WORKING CONDITIONS OF RECUPERATIVE AND HEAT RECOVERY SYSTEMS OF COMPRESSOR-LESS CCGT (COMBINED CYCLE GAS TURBINE)

M. V. Sinkevich^{1,2}, Yu. A. Borisov^{1,3}, A. A. Kosoi^{1,4},
E. R. Ramazanov², O. S. Popel¹

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

²RUDN University,

Russia, Moscow, Miklukho-Maklaya St., 6, 117198

³Bauman Moscow State Technical University,

Russia, Moscow, 2-nd Baumanskaya St., 5/1, 105005

⁴National Research University «Moscow Power Engineering Institute»,
Russia, Moscow, Krasnokazarmennaya St., 14, 111250

A variant developed by the authors of the implementation of the oxygen-fuel cycles- compressorless combined-cycle plants in comparison with combined-cycle power plants is considered. The analysis of the working conditions of heat exchangers of a compressor-less combined cycle gas turbine (CCGT) is carried out. The proposed solution ensures efficient recovery and utilization of the heat of the exhaust working fluid, which ensures the fuel efficiency of the installation as a whole. Process heat utilization in these devices allows you to fully take advantage of the direct-contact heat exchangers. The proposed fundamental solution of the organization of the process of heat and mass transfer of the compressor-less CCGT allows increasing the fuel utilization factor and reducing the amount of harmful emissions into the atmosphere.

Keywords: direct-contact heat exchangers, heat recovery, combined cycle gas turbine (CCGT), clean energy production, carbon dioxide.

References

1. Arbekov A. N., Varaksin A. Yu., Inozemtsev A. A. Influence of the By-Pass Ratio of a Basic Turbofan Engine on the Possibility of Creating Aeroderivative Trigeneration Power Plants // *High Temperature*. 2015. Vol. 53, Issue 6. P. 899–903. DOI: 10.1134/S0018151X15050028. (In Engl.).

2. Anderson R., Viteri F., Hollis R. [et al.]. Oxy-fuel gas turbine, gas generator and reheat combustor technology development and demonstration // *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air*. 2010. Vol. 3. DOI: 10.1115/GT2010-23001. (In Engl.).

3. Yang H. J., Kang D. W., Ahn J. H. [et al.]. Evaluation of design performance of the semi-closed oxy-fuel combustion combined cycle // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2012. Vol. 134, Issue 11. DOI: 10.1115/GT2012-69141. (In Engl.).

4. Allam R. J., Palmer M. R., Brown G. W. [et al.]. High efficiency and low cost of electricity generation from fossil fuels while eliminating atmospheric emissions, including carbon dioxide // *Energy Procedia*. 2013. Vol. 37. P. 1135–1149. DOI: 10.1016/j.egypro.2013.05.211. (In Engl.).

5. Kosoi A. S., Zeigarnik Yu. A., Popel O. S., Sinkevich M. V., Filippov S. P., Shterenberg V. Ya. [et al.]. The Conceptual Process Arrangement of a Steam-Gas Power Plant with Fully Capturing Carbon Dioxide from Combustion Products // *Thermal Engineering*. 2018. Vol. 65, no. 9. P. 597–605. DOI: 10.1134/S0040601518090045. (In Engl.).

6. Favorskii O. N., Batenin V. M., Zeigarnik Yu. A., Maslennikov V. M., Remezov A. N., Goryunov I. T., Makhan'kov A. K., Vasyutinskii V. Yu., Pishchikov S. I., Sokolov Yu. N., Eliseev Yu. S., Belyaev V. E., Kosoi A. S. and

Sinkevich M. V. The PGU MES-60 combined-cycle (steam-gas) installation with steam injection and a heat pump for the Mosenergo power system // *Thermal Engineering*. 2001. Vol. 48, no. 9. P. 751–760. (In Engl.).

7. Antikayn P. A., Aronovich M. S., Baklastov A. M. *Rekuperativnyye teploobmennyye apparaty* [Recuperative heat exchangers]. Moscow-Leningrad: Gosenergoizdat Publ., 1962. 230 p. (In Russ.).

8. Gavrilova Yu. A., Beschatnykh V. N., Borisov Yu. A. [et al.]. Optimization of micro gas-turbine-recuperator heat transfer surface // *Journal of Physics: Conference Series*, conference 1. 2018. Vol. 1128. 012123. DOI: 10.1088/1742-6596/1128/1/012123. (In Engl.).

9. Matveev A., Smorodin A. I. Balancing Flow Rate Distribution Between Separate Devices In Plate-Fin Heat Exchanger Units // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2016. Vol. 51, Issue 11-12. P. 783–785. DOI: 10.1007/s10556-016-0122-8. (In Engl.).

10. Samokhvalov Y., Kolesnikov A., Krotov A., Parkin A., Navasardyan E., Arkharov I. Heat Transfer In The Structure Of A Spiral-Wound Heat Exchanger For Liquefied Natural Gas Production: Review Of Numerical Models For The Heat-Transfer Coefficient Of Condensation For A Hydrocarbon Mixture In A Horizontal Tube // *Journal of Enhanced Heat Transfer*. 2018. Vol. 25, Issue. 2. P. 109–120. DOI: 10.1615/JEnhHeatTransf.2018026396. (In Engl.).

11. Shevich Yu. A., Danilenko T. K., Shvets A. S. Determining The Fin Efficiency Of A Single Perforated Plate Of A Matrix Heat Exchanger In A Two-Dimensional Temperature Field // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2016. Vol. 51, Issue 11-12. P. 793–798. DOI: 10.1007/s10556-016-0124-6. (In Engl.).

12. Vargaftik N. B. Spravochnik po teplofizicheskim svoystvam gazov i zhidkostey [Handbook of thermophysical properties of gases and liquids]. 2nd ed. Moscow: Nauka Publ., 1972. 720 p. (In Russ.).

13. Tsanev S. V., Burov V. D., Remezov A. N. Gazoturbinnyye i parogazovyie ustanovki teplovykh elektrostantsiy [Gas turbine and combined-cycle gas turbine of thermal power plants]. Moscow: MPEI Publ., 2002. 584 p. (In Russ.).

14. Aronov I. Z. Kontaktnyy nagrev vody produktami sgoraniya prirodnogo gaza [Contact water heating by natural gas combustion products]. Leningrad: Nedra Publ., 1990. 280 p. ISBN 5-247-01523-1. (In Russ.).

15. Dikiy N. A. Sudovyie gazoturbinnyye ustanovki [Ship gas turbine installations]. Leningrad: Sudostroyeniye Publ., 1978. 265 p. (In Russ.).

16. Climate Change 2014: Synthesis Report of the IPCC Fifth Assessment Report (AR5) / Eds. R. K. Pachauri, L. A. Meyer. Geneva, Switzerland: IPCC, 2014. 151 p. (In Engl.).

17. Climate Change 2014: Mitigation of Climate Change. Contribution of Working Group III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. DOI: 10.1017/CBO9781107415416.005. (In Engl.).

SINKEVICH Mikhail Vsevolodovich, Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher of Laboratory No. 10.1 — Gas Turbine Technologies, Joint Institute for High Temperatures of the Russian Academy of Sciences (JIHT RAS); Associate Professor of Mechanical Engineering and Instrumentation Department, RUDN University.

SPIN-code: 7819-1274

AuthorID (RSCI): 436035

AuthorID (SCOPUS): 6505899537

BORISOV Yuriy Aleksandrovich, Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher of Laboratory No. 10.1 — Gas Turbine Technologies, JIHT RAS; Assistant Professor of Vacuum and Compressor

Equipment Department, Bauman Moscow State Technical University.

SPIN-code: 3191-9743

AuthorID (RSCI): 772267

AuthorID (SCOPUS): 57113190900

KOSOI Anatoliy Aleksandrovich, Junior Researcher of Laboratory No. 10.1 — Gas Turbine Technologies, JIHT RAS; Graduate Student, Assistant of Automated Control Systems of Thermal Processes Department, National Research University «Moscow Power Engineering Institute».

SPIN-code: 5830-3340

AuthorID (RSCI): 977944

AuthorID (SCOPUS): 57198770456

RAMAZANOV Eldar Ramazanovich, Graduate Student of Mechanical Engineering and Instrumentation Department, RUDN University.

POPEL Oleg Sergeyevich, Senior Researcher of Laboratory No. 11 — Renewable Energy, JIHT RAS.

SPIN-code: 5076-6802

AuthorID (RSCI): 18256

ORCID: 0000-0001-5456-3720

AuthorID (SCOPUS): 6602129392

Address for correspondence: boricovy@gmail.com

For citations

Sinkevich M. V., Borisov Yu. A., Kosoi A. A., Ramazanov E. R., Popel O. S. Analysis of working conditions of recuperative and heat recovery systems of compressor-less CCGT (Combined Cycle Gas Turbine) // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2019. Vol. 3, no. 3. P. 56–62. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-3-56-62.

Received 07 May 2019.

© M. V. Sinkevich, Yu. A. Borisov, A. A. Kosoi,

E. R. Ramazanov, O. S. Popel