

УДК 621.311.238; 621.311.22
DOI: 10.18799/24131830/2024/2/4436
Шифр специальности ВАК: 05.14.14

Влияние расхода пара в камеру сгорания контактной газопаровой установки на ее энергетические характеристики

Н.Н. Галашов[✉], А.А. Туболев, Е.С. Болдушевский, А.А. Минор

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск

[✉]gal@tpu.ru

Аннотация. *Актуальность* исследования определяется сокращением расхода природного газа и выбросов вредных веществ в окружающую среду на основе ввода пара в камеру сгорания контактной газопаровой установки. **Цель:** проведение исследований по влиянию относительного расхода пара в камеру сгорания контактной газопаровой установки на ее энергетические характеристики. **Объекты:** контактные газопаровые установки на основе газовых турбин с впрыском пара в камеру сгорания. **Методы:** численные методы на основе материальных и энергетических балансов систем и элементов газопаровых установок. **Результаты.** На основе расчета тепловой схемы контактной газопаровой установки проведено исследование влияния относительного расхода пара в камеру сгорания на ее энергетические характеристики. Определено, что абсолютный электрический коэффициент полезного действия контактной газопаровой установки линейно возрастает с увеличением относительного расхода пара в камеру сгорания. Диапазон изменения относительного расхода пара в камеру сгорания сильно зависит от температуры газов за камерой сгорания и степени сжатия в воздушном компрессоре, чем меньше эти параметры, тем больше диапазон изменения. Максимальный коэффициент полезного действия на уровне 56 % для всех вариантов достигается при максимальном относительном расходе пара в камеру сгорания. Установлено, что коэффициент избытка воздуха в зависимости от относительного расхода пара линейно падает, при этом чем выше температура газов за камерой сгорания и степень сжатия в воздушном компрессоре, тем больше темп падения и меньше диапазон изменения относительного расхода пара. Выявлено, что коэффициент полезной работы сильно зависит от относительного расхода пара в камеру сгорания, температуры газов за ней и степени сжатия в воздушном компрессоре, с ростом этих параметров он линейно возрастает. Определено, что температура газов на выходе газовой турбины также сильно зависит от относительного расхода пара в камеру сгорания, температуры газов на ее выходе и степени сжатия в компрессоре. С увеличением относительного расхода пара в камеру сгорания эта температура линейно возрастает от 600 до 700 °С, при этом чем выше температура газов на выходе камеры сгорания и степень сжатия в компрессоре, тем выше температура газов на выходе газовой турбины. Выявлена зависимость полезной работы на валу газовой турбины от относительного расхода пара в камеру сгорания. С увеличением относительного расхода пара полезная работа на валу газовой турбины возрастает по ветви параболы. Чем выше температура газов за камерой сгорания и степень сжатия в компрессоре, тем круче ветвь параболы, но меньше диапазон изменения относительного расхода пара. Установлено, что с увеличением относительного расхода пара расход газов на газовую турбину падает по гиперболе. При этом чем ниже температура газов за камерой сгорания и степень сжатия в компрессоре, тем сильнее падает расход газов на газовую турбину.

Ключевые слова: контактная газопаровая установка, камера сгорания, ввод пара, продукты сгорания, степень сжатия в компрессоре, температура газов на выходе камеры сгорания

Для цитирования: Влияние расхода пара в камеру сгорания контактной газопаровой установки на ее энергетические характеристики / Н.Н. Галашов, А.А. Туболев, Е.С. Болдушевский, А.А. Минор // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2024. – Т. 335. – № 2. – С. 48–59. DOI: 10.18799/24131830/2024/2/4436

UDC 621.311.238; 621.311.22
DOI: 10.18799/24131830/2024/2/4436

Impact of steam flow into a combustion chamber of a contact gas-steam installation on its energy characteristics

N.N. Galashov[✉], A.A. Tubolev, E.S. Boldushevsky, A.A. Minor

National Research Tomsk Polytechnic University, Tomsk, Russian Federation

[✉]gal@tpu.ru

Abstract. Relevance. Reduction of natural gas consumption and emissions of harmful substances into the environment based on introduction of water vapor into a combustion chamber of a contact gas-steam installation. **Aim.** To carry out numerical studies on the influence of relative steam flow into the combustion chamber of the contact gas-steam installation on its energy characteristics. **Objects.** Contact gas-steam installations based on gas turbines with steam injection into the combustion chamber. **Methods.** Numerical methods based on material and energy balances of systems and elements of gas-steam installations. **Results.** Based on the calculation of the thermal circuit of the contact gas-steam installation, the authors have studied the influence of the relative steam flow into the combustion chamber on its energy characteristics. It was determined that the absolute electrical efficiency of the contact gas-steam installation increases linearly with growth of relative steam flow into the combustion chamber. The range of changes in the relative steam flow into the combustion chamber strongly depends on the temperature of the gases behind the combustion chamber and the compression ratio in the air compressor; the smaller these parameters, the greater the range of changes. The maximum efficiency of 56% for all options is achieved at the maximum relative steam flow into the combustion chamber. It was established that the excess air coefficient, depending on the relative steam flow rate, decreases linearly, and the higher the temperature of the gases behind the combustion chamber and the compression ratio in the air compressor, the greater the rate of decline and the smaller the range of changes in the relative steam flow rate. It was revealed that the efficiency coefficient strongly depends on the relative steam flow into the combustion chamber, the temperature of the gases behind it and the degree of compression in the air compressor; with increasing these parameters, it increases linearly. It was determined that the temperature of the gases at the outlet of the gas turbine also strongly depends on the relative flow of steam into the combustion chamber, the temperature of the gases at its outlet and the compression ratio in the compressor. With an increase in the relative flow of steam into the combustion chamber, this temperature increases linearly from 600 to 700°C, while the higher the temperature of the gases at the outlet of the combustion chamber and the compression ratio in the compressor, the higher the temperature of the gases at the outlet of the gas turbine. The authors revealed the dependence of useful work on a gas turbine shaft on the relative steam flow into the combustion chamber. With an increase in the relative steam flow, the useful work on the gas turbine shaft increases along the branch of the parabola. The higher the temperature of the gases behind the combustion chamber and the compression ratio in the compressor, the steeper the branch of the parabola, but the smaller the range of changes in the relative steam flow. It was established that with an increase in the relative steam flow, the gas flow to the gas turbine decreases according to a hyperbola. Moreover, the lower the temperature of the gases behind the combustion chamber and the compression ratio in the compressor, the more the gas flow to the gas turbine drops.

Keywords: contact gas-steam installation, combustion chamber, steam input, combustion products, compression ratio in a compressor, gas temperature at a combustion chamber outlet

For citation: Galashov N.N., Tubolev A.A., Boldushevsky E.S., Minor A.A. Influence of steam flow in a combustion chamber of a contact gas steam installation on its energy characteristics. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2024, vol. 335, no. 2, pp. 48–59. DOI: 10.18799/24131830/2024/2/4436

Введение

Быстрый рост стоимости природных энергоресурсов, таких как уголь, природный газ и нефть, требует разработки высокоэффективных энергосберегающих технологий снижения их расхода при сжигании. Как показано в [1]: «техническое перевооружение отечественных ТЭС, работающих на природном газе, с использованием высокоэкономичных парогазовых установок позволит более чем

в 1,5 раза снизить удельные расходы топлива на производство электроэнергии».

В настоящее время для выработки электроэнергии с максимальным КПД используется комбинация газотурбинного цикла Брайтона и паротурбинного цикла Ренкина.

При этом возможны два способа комбинации этих циклов: отдельный – при котором сначала в газотурбинной установке (ГТУ) в цикле Брайтона

при сжигании жидкого или газообразного топлива в камере сгорания (КС) теплота сгорания топлива преобразуется в газовой турбине (ГТ) в механическую мощность, которая в воздушном компрессоре (ВК) служит для подачи в камеру сгорания воздуха с необходимым давлением, а в газовой турбине – для привода ВК и генератора электрического тока. Далее продукты сгорания с температурой 550...700 °С из ГТ входят в котел-утилизатор, где позволяют получить перегретый водяной пар с температурой 500...650 °С, который в цикле Ренкина вырабатывает мощность в паровой турбине для привода генератора электрического тока. Для подачи топлива в КС служит топливный компрессор (ТК). Этот способ хорошо освоен на современных мощных парогазовых установках (ПГУ) и позволил получить электрический КПД до 64 % [2, 3]. Недостатком способа является сложность схемы, зависимостью режима работы цикла Ренкина от цикла Брайтона. Сложность пуско-остановочных операций.

Второй способ заключается в том, что оба термодинамических цикла работают в одной контактной газопаровой установке (КГПУ). При этом в камеру сгорания вводится под давлением вода или водяной пар, где за счет тепловой энергии сжигаемого топлива они переходят в состояние перегретого пара. В турбине работу совершает смесь продуктов сгорания и перегретого водяного пара. Поскольку удельная теплоемкость и плотность водяного пара выше, чем у продуктов сгорания, то 1 кг смеси создает мощность больше, чем 1 кг продуктов сгорания. При этом сокращается массовый расход воздуха на кг сжигаемого топлива, что снижает затраты мощности на привод воздушного компрессора. Ввод пара или воды сильно влияет на параметры и тепловое состояние камеры сгорания. Одно из первых исследований камеры сгорания с вводом пара было выполнено В.А. Зысиным и Б.В. Турчаниновым на экспериментальной камере сгорания ГТ-700 НЗЛ [4]. Испытания показали, что при относительном массовом расходе пара 0,0875 к расходу воздуха температура стенки жаровой трубы снизилась в среднем на 200–250 °С, а химический недожег топлива практически отсутствовал. Основы работы установок по второму способу разработаны В.А. Зысиным в [5], где автор назвал такие установки «контактными газопаровыми установками». В это же время КГПУ начали разрабатываться за рубежом, где получили название *STIG* (*Steam Injected Gas Turbine*).

Дальнейший теоретический анализ работы КГПУ по второму способу приведен в книге [6], где авторы обосновали влияние ввода пароводяного рабочего тела в камеру сгорания ГТУ. Были определены оптимальные и предельные параметры

продуктов сгорания, снижение коэффициента избытка воздуха в камере сгорания и затраты мощности на привод ВК, уменьшение выбросов NOx в результате понижения температуры горения топлива, повышение примерно в два раза полезной удельной мощности ГТ. Также показано, что ввод воды в камеру сгорания может не только повысить КПД ГТУ, но и понизить из-за сжигания дополнительного расхода топлива на парообразование и перегрев пара, поэтому более эффективен ввод пара.

В ряде работ [7–19] показано, что ввод пара в КС позволяет снизить температуру металла КС и увеличить надежность ее работы, а также существенно уменьшить выбросы NOx и CO. В работах [14–19] определено, что оптимальный расход вводимого пара по влиянию на образование NOx и CO находится в пределах 1,5...2,5 кг пара/кг топлива. Для увеличения КПД требуется расход пара в КС больше 2,5 кг пара/кг топлива, для этого расход пара делят на две части: экологический вводят в зону горения топлива для поддержания допустимых выбросов оксидов азота NOx, а энергетический вводят за зоной горения для поддержания необходимой температуры на выходе КС.

Достоинством второго способа является более простая и дешевая схема КГПУ при меньших капитальных затратах. К недостаткам второго способа следует отнести повышенные потери теплоты с уходящими газами, а также вводимого в КС пара. Чтобы уменьшить эти потери за ГТ устанавливают котел-утилизатор, а на его выходе – теплоутилизатор для конденсации пара из парогазовой смеси продуктов сгорания, который используется для подготовки добавочной воды [20–23].

Расчетная схема контактной газопаровой установки

Целью данной работы является проведение исследований по влиянию относительного расхода пара в камеру сгорания контактной газопаровой установки на ее энергетические характеристики. Для расчета взята простая одновальная схема КГПУ с разомкнутыми циклами Брайтона и Ренкина, которая приведена на рис. 1.

Числа на схеме определяют точки процессов на входе и выходе элементов.

Схема работает следующим образом. В КБОУ происходит очистка воздуха от загрязнений, при этом протекает изотермический процесс 0–1 со снижением давления от P_0 до P_1 . ВК в политропном процессе 1–2 сжимает воздух от давления P_1 до P_2 с увеличением температуры от T_1 до T_2 . ТК в политропном процессе 3–4 сжимает газообразное топливо от давления P_3 до P_4 с увеличением температуры от T_3 до T_4 . Водяной пар в состоянии 5 подается в

КС при давлении P_5 и температуре T_5 . В КС в процессе окисления углеводородного топлива кислородом воздуха выделяется теплота и образуются продукты сгорания: CO_2 и H_2O , которые с N_2 , избыточным воздухом и введенным паром с температурой T_6 идут на ГТ, где, расширяясь в политропном процессе 6–7, выходят с температурой T_7 и давлением P_7 .

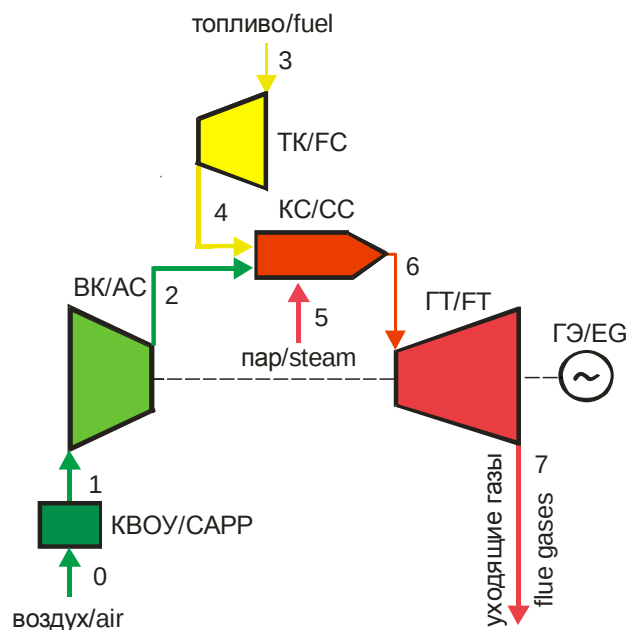


Рис. 1. Схема газопаровой установки: КВОУ – комплексная воздухоочистная установка; ВК – воздушный компрессор; КС – камера сгорания; ТК – топливный компрессор; ГТ – газовая турбина; ГЭ – генератор электрического тока

Fig. 1. Cycle diagram of combined-cycle plant: CAPP – complete air purification plant; AC – air compressor; CC – combustion chamber; FC – fuel compressor; FT – fuel turbine; EG – electric generator

Методика расчета тепловой схемы КГПУ

В данной работе в качестве основы использована методика расчета схемы одновальной ГТУ без ввода дополнительного пара в КС, описанная в [24]. Эта методика дополнена определением количества вводимого дополнительного пара в КС, а также расчетом параметров потоков не как идеальных газов, а как реальных веществ, что отличает ее от методики, рассмотренной в [25], в которой также не учитывается изменение средней теплоемкости в процессах сжатия и расширения при изменении температуры. Удельные расходы определяются не по отношению к расходу воздуха, а по отношению к расходу топлива.

В методике приняты следующие обозначения: B, b – абсолютный и удельный расход топлива; D, d – абсолютный и удельный расход вводимого

пара; G, g – абсолютные и удельные расходы воздуха и продуктов сгорания; N – мощность; η – КПД; H – удельная работа.

Приняты следующие обозначения параметров: температура: (T) , К; (t) , °С; давление (P) , МПа; удельная энтальпия (h) , кДж/кг; удельная энтропия (s) , кДж/(кг·К).

Параметры воды и водяного пара, воздуха, топлива и продуктов сгорания рассчитываются по функциям, определяемым в лицензированной библиотеке «CooProp» [26], которая встроена в надстройки пакета Excel и позволяет с помощью функции *PropsSI* определить параметры для 110 веществ и их смесей. Эта функция позволяет по двум независимым параметрам определить для жидкости и перегретого пара, а также на пограничных кривых: удельные энтальпию, энтропию, объем, внутреннюю энергию, теплоемкость при постоянном давлении и объеме, функцию Гиббса, давление, температуру, плотность, вязкость, теплопроводность, поверхностное натяжение, критические давление и температуру. При расчете параметров на пограничных кривых используется второй параметр $Q=0$ для жидкости и $Q=1$ для насыщенного пара. Достоинством функции является то, что большинство параметров в ней имеет общепринятое обозначение, а названия веществ записываются в латинском написании.

В следующем примере определяется энтальпия воды в кДж/кг. Термодинамическое состояние задается двумя переменными: P и T , которые устанавливаются как 1 бар (100000 Па) и 15 °С (288,15 К) соответственно:

$$h = \text{PropsSI}("H"; "T"; 15 + 273,25; "P"; 100000; "Water") / 1000.$$

При расчете параметров с помощью функции *PropsSI* за начало расчета принята температура 0 К. Так как состав топлива приводится при нормальных условиях, т. е. при температуре 0 °С и давлении 101325 Па, то при этих параметрах расчетным путем определяется теплота сгорания топлива, поэтому для согласования с теплотой сгорания необходимо приведение параметров к нормальным условиям, для этого при расчете параметров необходимо дополнительно вычитать функцию *PropsSI* при температуре 273,15 К и давлении 101325 Па. Для приведенного выше примера это будет записано как

$$h = \text{PropsSI}("H"; "T"; 15 + 273,25; "P"; 100000; "Water") / 1000 - \text{PropsSI}("H"; "T"; 273,25; "P"; 101325; "Water") / 1000.$$

Подстрочные индексы у параметров обозначают: числа – вход и выход для соответствующих элементов (рис. 1); «вх» – вход; «вых» – выход; «вк» и «тк» – воздушный и топливный компрессор;

«кс» – камера сгорания; «гт» – газовая турбина; «в» – воздух; «гпс» – смесь продуктов сгорания и добавленного пара; «нв» – наружный воздух; «изб» – избыточный; «п» – пар; «с» – изоэнтروпийный процесс; «н» – низшая теплота сгорания топлива; «м» – механический; «эг» – электрогенератор; «эп» – электропривод; «э» – электрическая; «е» – эффективная; «ут» – утечки. Комплексные подстрочные индексы записываются через точку или дефис.

Блок-схема расчета КГПУ приведена на рис. 2.

Исходные данные:

- наружный воздух: $P_{нв}$, $T_{нв}$, $\phi_{нв}$;
- природный газ: CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 и т. д.;
- природный газ в газопроводе: P_t , T_t ;
- потери давления: $\delta P_{квоу}$, $\delta P_{вк.вых}$, $\delta P_{тк.вых}$, $\delta P_{кс}$, $\delta P_{кс-гт}$, $\delta P_{гт.вых}$;
- КПД: $\eta_{вк}$, $\eta_{тк}$, $\eta_{м.вк}$, $\eta_{м.тк}$, $\eta_{гт}$, $\eta_{гэ}$, $\eta_{эп}$, $\eta_{кс}$;
- потери от утечек в ВК $\alpha_{ут}$;
- степень сжатия воздушного компрессора ε ;
- температура на выходе КС $T_{гпс}$;
- относительный расход вводимого пара d ;
- электрическая мощность генератора N_g .

Расчет параметров воздуха, топлива и продуктов сгорания

Для расчета параметров воздуха, топлива и продуктов сгорания используются уравнения [27]. По ним для заданного состава топлива рассчитываются: теоретическая масса воздуха для сжигания 1 кг топлива L_0 , кг/кг; удельная низшая теплота сгорания топлива Q_n , кДж/кг; удельные массы продуктов сгорания кг/кг топлива: g_{N_2} ; g_{CO_2} ; g_{H_2O} . Расчет ведется для нормальных условий: $P=101325$ Па;

$T=273,15$ К. При этих условиях известны плотность ρ , молекулярная масса μ и газовая постоянная R всех рассчитываемых веществ (табл. 1).



Рис. 2. Блок-схема расчета КГПУ

Fig. 2. Block diagram of contact gas-steam installation calculation

Таблица 1. Плотность, молекулярная масса и газовая постоянная

Table 1. Density, molecular weight and gas constant

Параметры Parameters	воздух air	пар steam	CO ₂ carbon dioxide	N ₂ nitrogen	CH ₄ methane	C ₂ H ₆ ethane	C ₃ H ₈ propane	C ₄ H ₁₀ butane	топливо fuel
ρ , кг/м ³ density, kg/m ³	1,293	0,804	1,977	1,25	0,717	1,356	2,004	2,703	0,725
μ , г/моль molecular weight, g/mol	28,96	18,016	44,01	28,013	16,04	30,07	44,097	58,12	16,22
R , Дж/(кгК) gas constant, J/(kgK)	281,10	461,50	188,22	296,81	518,36	276,50	188,55	143,06	512,52

Расчет параметров в процессе сжатия в компрессоре

Алгоритм расчета компрессора:

1. Принимаем $m'_k=0,265$.
2. По заданным $P_{вх}$, $P_{вых}$, Па и $T_{вх}$, К определяем:
3. Энтальпию на входе
$$h_{вх}=PropsSI("H";"T";T_{вх};"P";P_{вх};"вещество")/1000.$$
4. Изобарную теплоемкость $C_p=R/m'_k$, где R – газовая постоянная вещества.

5. Температуру на выходе компрессора
$$T_{вых}=T_{вх} \cdot (1+(\varepsilon^{m'_k}-1)/\eta_k)$$
, где η_k – КПД воздушно-го или топливного компрессора.

6. Энтальпию на выходе

$$h_{вых}=PropsSI("H";"T";T_{вых};"P";P_{вых};"вещество")/1000.$$

7. Среднюю изобарную теплоемкость

$$C_{p,ср}=(h_{вых}-h_{вх})/(T_{вых}-T_{вх}).$$

8. Уточняем $m_k=R/C_{p,ср}$.

9. Если $(\text{abs}(m_k - m'_k)/m_k)100 > 0,1$, то $m'_k = m_k$, идем на 4.
10. Работа, затраченная на сжатие кг воздуха или топлива, $H_k = h_{\text{вых}} - h_{\text{вх}}$.

Расчет камеры сгорания

На рис. 3 приведена схема расходов и параметров КС.

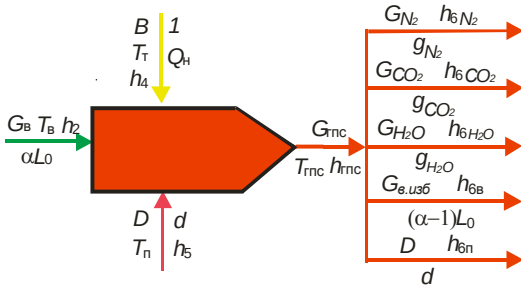


Рис. 3. Схема расходов и параметров КС
Fig. 3. Scheme of costs and parameters of CC

Давления на входе и выходе КС:

$$P_{\text{КС.ВХ}} = P_2 \cdot (1 - \delta P_{\text{ВК.ВЫХ}}); P_{\text{КС.ВЫХ}} = P_{\text{КС.ВХ}} \cdot (1 - \delta P_{\text{КС}}).$$

Материальный баланс КС для абсолютных расходов

$$G_{\text{в}} + B + D = G_{\text{тпс}} = G_{\text{N}_2} + G_{\text{CO}_2} + G_{\text{H}_2\text{O}} + G_{\text{в.изб}} + D,$$

и для относительных

$$\alpha L_0 + 1 + d = g_{\text{N}_2} + g_{\text{CO}_2} + g_{\text{H}_2\text{O}} + (\alpha - 1)L_0 + d.$$

На основе уравнения материального баланса можно получить коэффициент связи расхода воздуха через компрессор с расходом газа на выходе КС с учетом утечек в компрессоре $\alpha_{\text{ут}}$:

$$b = G_{\text{в}} \cdot (1 + \alpha_{\text{ут}}) / G_{\text{тпс}} = \alpha \cdot L_0 \cdot (1 + \alpha_{\text{ут}}) / (\alpha \cdot L_0 + (1 + d)).$$

Тепловой баланс КС для абсолютных расходов

$$B \cdot Q_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{КС}} + G_{\text{в}} \cdot h_2 + B \cdot h_4 + D \cdot h_5 = G_{\text{тпс}} \cdot h_{\text{тпс}} = G_{\text{N}_2} \cdot h_{6\text{N}_2} + G_{\text{CO}_2} \cdot h_{6\text{CO}_2} + G_{\text{H}_2\text{O}} \cdot h_{6\text{H}_2\text{O}} + G_{\text{в.изб}} \cdot h_{6\text{в}} + D \cdot h_{6\text{п}},$$

и для относительных

$$Q_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{КС}} + \alpha \cdot L_0 \cdot h_2 + h_4 + d \cdot h_5 = g_{\text{N}_2} \cdot h_{6\text{N}_2} + g_{\text{CO}_2} \cdot h_{6\text{CO}_2} + g_{\text{H}_2\text{O}} \cdot h_{6\text{H}_2\text{O}} + (\alpha - 1) \cdot L_0 \cdot h_{6\text{в}} + d \cdot h_{6\text{п}},$$

где h определяются по T и P для соответствующих точек и веществ с помощью функции *PropsSI*.

Из последнего уравнения находим коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = (Q_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{КС}} + h_4 + d \cdot (h_{6\text{п}} - h_5) + L_0 \cdot h_{6\text{в}} - g_{\text{N}_2} \cdot h_{6\text{N}_2} - g_{\text{CO}_2} \cdot h_{6\text{CO}_2} - g_{\text{H}_2\text{O}} \cdot h_{6\text{H}_2\text{O}}) / (L_0 \cdot (h_{6\text{в}} - h_2)).$$

Энтальпия газопаровой смеси на выходе КС

$$h_{\text{тпс}} = d \cdot h_{6\text{п}} + (\alpha \cdot L_0 - 1) \cdot h_{6\text{в}} + g_{\text{N}_2} \cdot h_{6\text{N}_2} + g_{\text{CO}_2} \cdot h_{6\text{CO}_2} + g_{\text{H}_2\text{O}} \cdot h_{6\text{H}_2\text{O}}.$$

Газовая постоянная газопаровой смеси на выходе КС

$$R_{\text{тпс}} = d \cdot R_{\text{п}} + (\alpha \cdot L_0 - 1) \cdot R_{\text{в}} + g_{\text{N}_2} \cdot R_{\text{N}_2} + g_{\text{CO}_2} \cdot R_{\text{CO}_2} + g_{\text{H}_2\text{O}} \cdot R_{\text{п}}.$$

Расчет процесса расширения в газовой турбине

Алгоритм расчета турбины:

Давление на входе и выходе ГТ:

$$P_{\text{ГТ.ВХ}} = P_{\text{КС.ВЫХ}} \cdot (1 - \delta P_{\text{ГТ.ВХ}}); P_{\text{ГТ.ВЫХ}} = P_{\text{НВ}} \cdot (1 + \delta P_{\text{ГТ.ВЫХ}}).$$

1. Принимаем $m_{\text{ГТ}}' = 0,22$.
 2. Определяем изобарную теплоемкость
- $$C_p = R_{\text{тпс}} / m_{\text{ГТ}}'.$$
3. Температура на выходе ГТ $T_7 = T_6(1 - (1 - \varepsilon^{-m_{\text{ГТ}}'})\eta_{\text{ГТ}})$.
 4. Для всех веществ газопаровой смеси по T_7 и $P_{\text{ГТ.ВЫХ}}$ определяется энтальпия с помощью функции *PropsSI*.
 5. Энтальпия газопаровой смеси на выходе ГТ

$$h_{7\text{тпс}} = d \cdot h_{7\text{п}} + (\alpha \cdot L_0 - 1) \cdot h_{7\text{в}} + g_{\text{N}_2} \cdot h_{7\text{N}_2} + g_{\text{CO}_2} \cdot h_{7\text{CO}_2} + g_{\text{H}_2\text{O}} \cdot h_{7\text{H}_2\text{O}}.$$

6. Средняя изобарная теплоемкость

$$C_{p,\text{ср}} = (h_{6\text{т}} - h_{7\text{т}}) / (T_6 - T_7).$$

7. Уточняем $m_{\text{ГТ}} = R_{\text{тпс}} / C_{p,\text{ср}}$.
8. Если $(\text{abs}(m_{\text{ГТ}} - m_{\text{ГТ}}') / m_{\text{ГТ}})100 > 0,1$, то $m_{\text{ГТ}}' = m_{\text{ГТ}}$, идем на 2.
9. Работа, полученная при расширении кг газов,

$$H_{\text{ГТ}} = h_{6\text{т}} - h_{7\text{т}}.$$

10. Полезная работа на валу ГТ, переданная на ГЭ,

$$H_{\text{е}} = (H_{\text{ГТ}} - b \cdot H_{\text{БК}}) \cdot \eta_{\text{М}}.$$

Расчет показателей установки на заданную электрическую мощность $N_{\text{э}}$

$$G_{\text{тпс}} = N_{\text{э}} \cdot \eta_{\text{ГЭ}} / H_{\text{е}};$$

$$G_{\text{БК}}' = b \cdot G_{\text{тпс}};$$

$$G_{\text{БК}} = G_{\text{БК}}' \cdot (1 - \alpha_{\text{ут}});$$

$$B = (G_{\text{тпс}} - G_{\text{БК}}) / (1 + d);$$

$$D = d \cdot B;$$

$$N_{\text{ГТ}} = G_{\text{тпс}} \cdot H_{\text{ГТ}};$$

$$N_{\text{БК}} = G_{\text{БК}}' \cdot H_{\text{БК}};$$

$$\phi = (N_{\text{ГТ}} - N_{\text{БК}}) / N_{\text{ГТ}};$$

$$\eta_{\text{э}} = G_{\text{тпс}} \cdot H_{\text{е}} \cdot \eta_{\text{ГЭ}} / (Q_{\text{н}} \cdot B);$$

$$t_7 = T_7 - 273,15;$$

$$N_{\text{э,тк}} = B \cdot H_{\text{тк}} / \eta_{\text{эп}}.$$

На основе представленного алгоритма написана программа расчета схемы КППУ в пакете электронных таблиц EXCEL с расчетом параметров веществ по уравнениям базы CoolProp.

Результаты расчета и их анализ

Расчеты проведены для исходных данных:

- наружный воздух: $P_{\text{нв}}=0,1013$ МПа, $t_{\text{нв}}=15$ °С, $\varphi_{\text{нв}}=0,6$;
- природный газ: $\text{CH}_4=98,72$ %, $\text{C}_2\text{H}_4=0,12$ %, $\text{C}_3\text{H}_8=0,01$ %, $\text{C}_4\text{H}_{10}=0,009$ %, $\text{CO}_2=0,14$ %, $\text{N}_2=1$ %;
- природный газ на входе ТК: $P_{\text{тк.вх}}=0,2$ МПа, $t_{\text{тк.вх}}=5$ °С;
- потери давления: $\delta P_{\text{квоу}}=0,01$, $\delta P_{\text{к.вых}}=\delta P_{\text{кк}}=\delta P_{\text{тк-кк}}=\delta P_{\text{тпк-ст}}=0,03$;
- КПД: $\eta_{\text{вк}}=0,86$, $\eta_{\text{тк}}=0,9$, $\eta_{\text{м.вк}}=0,995$, $\eta_{\text{кк}}=0,995$, $\eta_{\text{м.тк}}=0,995$, $\eta_{\text{гт}}=0,93$, $\eta_{\text{эг}}=0,982$, $\eta_{\text{эл}}=0,99$;
- степень сжатия компрессора ε : 20, 30, 40 и 50;
- температура газопаровой смеси на выходе КС $t_{\text{гпс}}$: 1300, 1400, 1500 и 1600 °С;
- относительный расход пара в КС d , кг/кг топлива: 0...13;
- электрическая мощность генератора $N_g=100$ МВт.

Температура вводимого пара в КС принята на 40 °С ниже температуры газопаровой смеси на выходе из ГТ. Расчеты проведены при изменении относительного расхода ввода пара в КС для вариантов: 1) $t_{\text{гпс}}=1300$ °С, $\varepsilon=20$; 2) $t_{\text{гпс}}=1400$ °С, $\varepsilon=30$; 3) $t_{\text{гпс}}=1500$ °С, $\varepsilon=40$; 4) $t_{\text{гпс}}=1600$ °С, $\varepsilon=50$. Для каждого варианта максимальная величина вводимого расхода пара d определялась по минимальному коэффициенту избытка воздуха в КС 1,05.

Результаты расчетов для наиболее значимых показателей КПГУ приведены на рис. 4–9.

Зависимость электрического КПД КПГУ от d для представленных выше вариантов приведена на рис. 4. Видим, что КПД КПГУ линейно возрастает с увеличением d : для первого варианта диапазон изменения $d=0...12,5$; для второго – 0...10; для третьего – 0...8 и для четвертого – 0...6,5. Максималь-

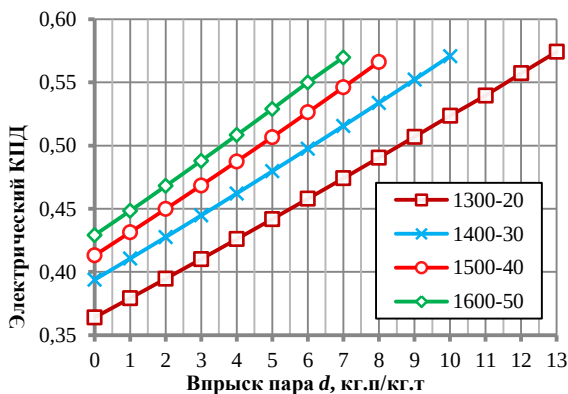


Рис. 4. Электрический коэффициент полезного действия в зависимости от относительного расхода пара, температуры газопаровой смеси за камерой сгорания и степени сжатия в компрессоре

Fig. 4. Electrical efficiency depending on the relative steam flow, gas temperature behind the combustion chamber and the compression ratio in the compressor

ный КПД на уровне 56 % для всех вариантов достигается при максимальном d .

На рис. 5 видим, что коэффициент избытка воздуха в зависимости от относительного расхода пара линейно падает, чем выше температура газопаровой смеси за КС и степень сжатия в ВК, тем больше темп падения и меньше диапазон изменения d .

На рис. 6 показано изменение коэффициента полезной работы в зависимости от относительного расхода пара в КС. Для рассмотренных выше вариантов видим, что, чем больше температура газопаровой смеси за КС и степень сжатия в ВК, тем более круто увеличивается коэффициент полезной работы, но при этом его максимальное значение меньше, чем у вариантов с меньшей температурой газов за КС и степенью сжатия в ВК. Так, у варианта 1 максимальный коэффициент полезной работы равен 0,77, а у варианта 4 – 0,69.

На рис. 7 показана зависимость температуры газопаровой смеси на выходе ГТ от d . С увеличением d температура газопаровой смеси на выходе ГТ линейно возрастает. Для варианта 1 от 600 до 665 °С, для варианта 2 от 595 до 660 °С, для варианта 3 от 620 до 680 °С и для варианта 4 от 630 до 700 °С.

Зависимость полезной работы на валу ГТ от d приведена на рис. 8. С увеличением d полезная работа на валу ГТ возрастает по ветви параболы. Чем больше температура газопаровой смеси за КС и степень сжатия в ВК, тем круче ветвь параболы, но меньше диапазон изменения d . Для варианта 1 полезная работа на валу ГТ возрастает в допустимом диапазоне изменения d в 2 раза – от 450 до 900 кДж/кг; для варианта 2 в 1,9 раз – от 510 до 975 кДж/кг; для варианта 3 в 1,8 раз – от 580 до 1045 кДж/кг; для варианта 4 в 1,7 раз – от 655 до 1130 кДж/кг.

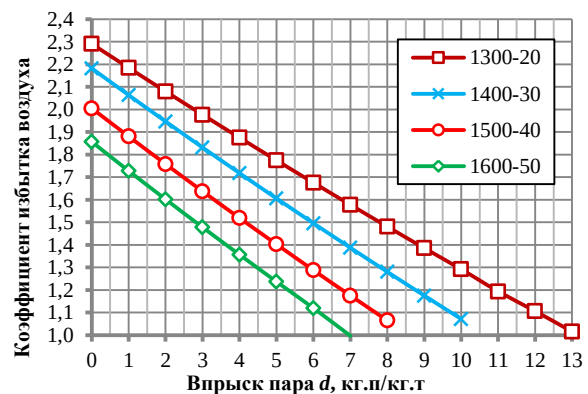


Рис. 5. Коэффициент избытка воздуха в зависимости от относительного расхода пара, температуры газопаровой смеси за камерой сгорания и степени сжатия в компрессоре

Fig. 5. Excess air coefficient depending on the relative steam flow, gas temperature behind the combustion chamber and the compression ratio in the compressor

На рис. 9 приведена зависимость расхода газопаровой смеси из КС на ГТ от d . Видим, что с увеличением d расход газопаровой смеси на ГТ падает по гиперболе. При этом для варианта 1 с изменением d от 0 до 12 расход газопаровой смеси

на ГТ падает в 1,86 раз – от 220 до 118 кг/с; для варианта 2 в 1,75 раз – от 193 до 110 кг/с; для варианта 3 в 1,66 раз – от 170 до 102 кг/с; для варианта 4 в 1,59 раз – от 153 до 96 кг/с.

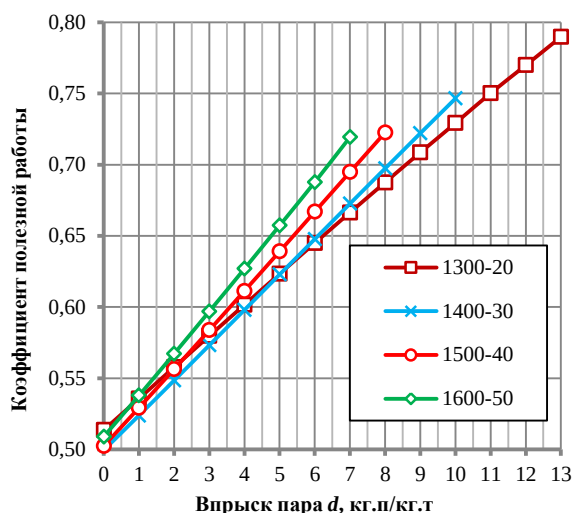


Рис. 6. Коэффициент полезной работы в зависимости от относительного расхода пара, температуры газопаровой смеси за камерой сгорания и степени сжатия в компрессоре

Fig. 6. Efficiency factor depending on the relative steam flow, gas temperature behind the combustion chamber and the compression ratio in the compressor

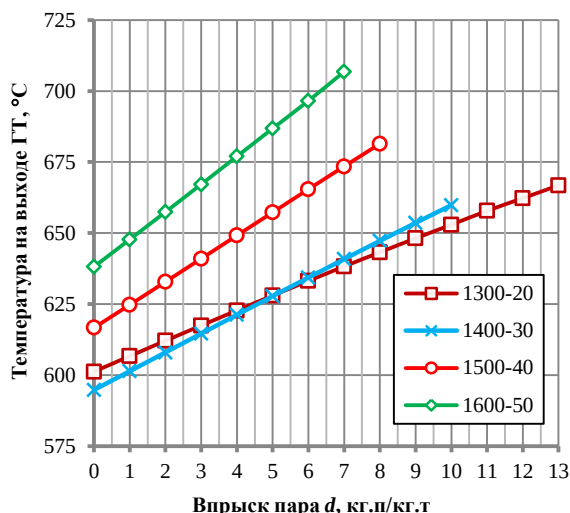


Рис. 7. Температура на выходе газовой турбины в зависимости от относительного расхода пара, температуры газопаровой смеси за камерой сгорания и степени сжатия в компрессоре

Fig. 7. Temperature at the gas turbine outlet depending on the relative steam flow, gas temperature behind the combustion chamber and the compression ratio in the compressor

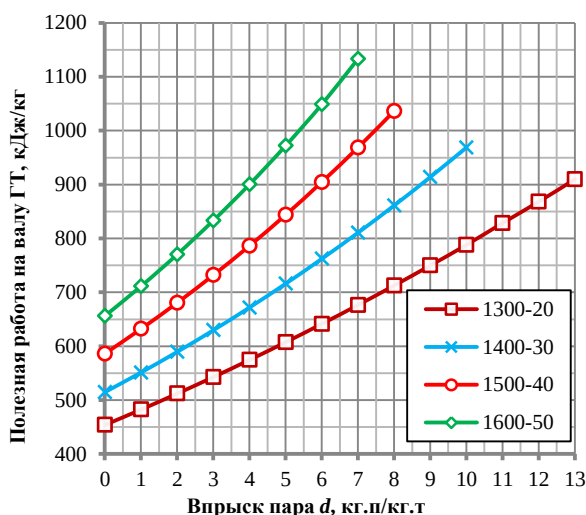


Рис. 8. Полезная работа на валу газовой турбины в зависимости от относительного расхода пара, температуры газопаровой смеси за камерой сгорания и степени сжатия в компрессоре

Fig. 8. Useful work on the gas turbine shaft depending on the relative steam flow, gas temperature behind the combustion chamber and the compression ratio in the compressor

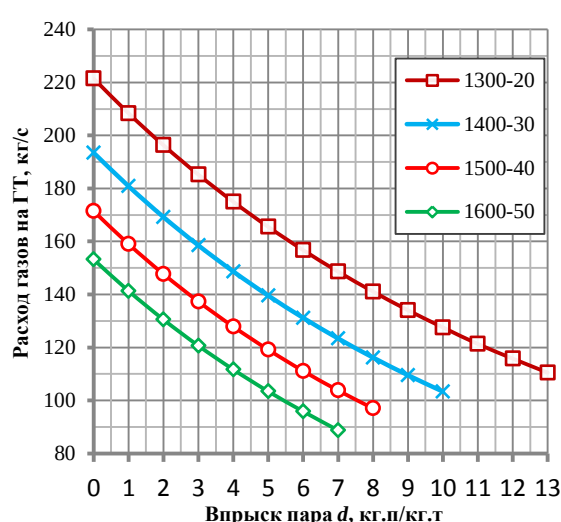


Рис. 9. Расход газов на газовую турбину в зависимости от относительного расхода пара, температуры газопаровой смеси за камерой сгорания и степени сжатия в компрессоре

Fig. 9. Gas consumption at the gas turbine depending on the relative steam consumption, gas temperature behind the combustion chamber and the compression ratio in the compressor

Направление дальнейших исследований

Исследования показали, что в КГПУ с вводом пара в КС можно получить электрический КПД до 55 %. При этом не рассматривался вопрос способа получения вводимого в КС пара. Из рис. 6 следует, что температура уходящей из ГТ газопаровой смеси составляет 595...700 °С, что позволяет использовать ее в котле-утилизаторе для получения пара. Этот высокотемпературный пар можно непосредственно вводить в КС или, для повышения эффекта охлаждения КС и ГТ, вводить через паровую турбину с выходом из нее на ввод пара в КС, это позволит выработать на ней дополнительную электрическую мощность. Необходимо определить, что более эффективно. Также необходимо рассмотреть вопрос снижения потерь теплоты и пара в окружающую среду путем установки конденсационного теплоутилизатора на выходе котла-утилизатора, который позволит понизить температуру газопаровой смеси до 40...50 °С и сконденсировать из нее большую часть влаги. При этом низкотемпературная тепловая энергия уходящих газов может быть использована для отпуска теплоты потребителям [28] или в органическом цикле Ренкина для дополнительной выработки электроэнергии [29] с применением воздушных конденсаторов [30].

Выводы

1. Исследования показали, что:

- электрический коэффициент полезного действия контактной газопаровой установки линейно возрастает с увеличением d . Диапазон изменения d сильно зависит от температуры газопаровой смеси за камерой сгорания и степени сжатия в воздушном компрессоре, чем они меньше, тем больше диапазон изменения d . Максимальный коэффициент полезного действия на уровне 56 % для всех вариантов достигается при максимальном d ;
- коэффициент избытка воздуха в зависимости от d линейно падает, при этом чем выше температура газопаровой смеси за камерой

сгорания и степень сжатия в воздушном компрессоре, тем больше темп падения и меньше диапазон изменения d ;

- коэффициент полезной работы сильно зависит от относительного расхода пара в камеру сгорания, температуры газопаровой смеси за ней и степени сжатия в воздушном компрессоре, с ростом этих параметров он линейно возрастает;
 - температура уходящих газов из газовой турбины также сильно зависит от d . С увеличением d эта температура линейно возрастает от 600 до 700 °С, при этом чем выше температура газопаровой смеси на выходе камеры сгорания и степень сжатия в воздушном компрессоре, тем больше температура газов на выходе газовой турбины;
 - полезная работа на валу газовой турбины с увеличением d возрастает по ветви параболы. Чем больше температура газопаровой смеси за камерой сгорания и степень сжатия в компрессоре, тем круче ветвь параболы, но меньше диапазон изменения d ;
 - расход газов из камеры сгорания на газовую турбину сильно зависит от d , с увеличением d расход газов падает по гиперболе, чем ниже температура газопаровой смеси на выходе камеры сгорания и степень сжатия в воздушном компрессоре, тем больше снижение расхода газа на газовую турбину.
2. Повысить эффективность контактной газопаровой установки с вводом пара в камеру сгорания можно установкой на выходе газовой турбины котла-утилизатора для подготовки вводимого пара и конденсационного теплоутилизатора на его выходе для утилизации теплоты и влаги из уходящих газов. При этом низкотемпературная тепловая энергия уходящих газов может быть использована для отпуска теплоты потребителям или в органическом цикле Ренкина для дополнительной выработки электроэнергии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ольховский Г.Г. Парогазовые установки для отечественных ТЭС // Электрические станции. – 2020. – № 1. – С. 21–28.
2. Манушин Э.А. Современные сверхмощные энергетические газотурбинные и парогазовые установки турбостроительных компаний мира // Газотурбинные технологии. – 2020. – № 3. – С. 2–8.
3. Ольховский Г.Г. Наиболее мощные энергетические ГТУ (обзор) // Теплоэнергетика. – 2021. – № 6. – С. 87–93.
4. Зысин В.А., Турчанинов Б.В. О работе ГТУ по газопаровому циклу с котлом-утилизатором // Энергомашиностроение. – 1960. – № 9. – С. 18–21.
5. Зысин В.А. Комбинированные и парогазовые установки и циклы. – М.; Л.: ГЭИ, 1962. – 186 с.
6. Арсеньев Л.В., Тырышкин В.Г. Комбинированные установки с газовыми турбинами. – Л.: Машиностроение, 1982. – 247 с.
7. Колп Д.А., Меллер Д.Ж. Ввод в эксплуатацию первой в мире газотурбинной установки полного цикла STIG на базе газогенератора LM 5000 (фирма Simpson Paper Company) // Современное машиностроение. Сер. А. – 1989. – № 11. – С. 1–14.
8. Влияние температуры впрыска пара в камеру сгорания газопаровой установки на ее энергетические характеристики / Н.Н. Галашов, А.А. Туболев, А.А. Минор, Е.С. Болдушевский // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2023. – Т. 334. – № 5. – С. 27–36.
9. Influence of water injection on performance of scramjet engine / Yuefei Xiong, Jiang Qin, Kunlin Cheng, Youyin Wang // Energy. – 2020. – Vol. 201. – P. 117477–117490.

10. Efficiency boosting and steam saving for a steam-injected gas turbine engine: optimization study of the running conditions / A.M. Abubaker, A. Darwish Ahmad, M.N.A. Magableh, Y.S.H. Najjar // *Journal of Energy Engineering – ASCE*. – 2021. – Vol. 147 (1). – P. 732–748.
11. Techno-economic comparison of combined cycle gas turbines with advanced membrane configuration and MEA solvent at part load conditions / M. van Der Spek, D. Bonalumi, G. Manzolini, A. Ramirez, A.P.C. Faaij // *Energy and Fuels*. – 2018. – Vol. 32 (1). – P. 625–645.
12. Steam injected Humphrey cycle for gas turbines with pressure gain combustion / P. Stathopoulos, T. Rähse, J. Vinkeloe, N. Djordjevic. // *Energy*. – 2019. – Vol. 188. – P. 116020.
13. On energy, exergy, and environmental aspects of a combined gas-steam cycle for heat and power generation undergoing a process of retrofitting by steam injection / P. Ziolkowski, T. Kowalczyk, M. Lemański, J. Badur // *Energy Conversion with Control and Management*. – 2019. – Vol. 192. – P. 374–384.
14. Chmielewski M., Niszczota P., Gieras M. Combustion efficiency of fuel-water emulsion in a small gas turbine // *Energy*. – 2020. – Vol. 211. – P. 118961–118985.
15. Иванов А.А., Ермаков А.Н., Шляхов Р.А. О глубоком подавлении выбросов NOx и CO в ГТУ с впрыском воды или пара // *Известия РАН. Энергетика*. – 2010. – № 3. – С. 119–128.
16. Гордин К.А., Масленников В.М., Филимонова Е.А. Оценка уровня эмиссии оксидов азота при подаче пара с природным газом в камеру сгорания газотурбинной установки // *Теплофизика высоких температур*. – 2013. – Т. 51. – № 6. – С. 937–944.
17. Даченко В.В., Зейгарник Ю.А., Косой А.С. Опыт использования воды и водяного пара для обеспечения экологических норм в конверсионных газотурбинных двигателях // *Теплоэнергетика*. – 2014. – № 4. – С. 49–56.
18. Generation characteristics of thermal NOx in a double-swirl annular combustor under various inlet conditions / Zaiguo Fu, Huanhuan Gao, Zhuoxiong Zeng, Jiang Liu, Qunzhi Zhu // *Energy*. – 2020. – Vol. 200. – P. 117487–117501.
19. Farokhipour A., Hamidpour E., Amani E. A numerical study of NOx reduction by water spray injection in gas turbine combustion chambers // *Fuel*. – 2018. – Vol. 212. – P. 173–186.
20. Efficiency of utilization of heat of moisture from exhaust gases of heat HRSG of CCGT / N. Galashov, S. Tsubul'skiy, D. Melnikov, A. Kiselev, A. Gabdullina // *MATEC Web of Conferences*. – Tomsk, 2017. – P. 01027–01031.
21. Mokhtari H., Ahmadisedigh H., Ameri M. The optimal design and 4E analysis of double pressure HRSG utilizing steam injection for Damavand power plant // *Energy*. – 2017. – Vol. 118. – P. 399–413.
22. Promising direction of perfection of the utilization combine cycle gas turbine units / A.I. Gabdullina, N.N. Galashov, S.A. Tsubul'skiy, D.V. Melnikov, I.A. Asanov, A.S. Kiselev // *MATEC Web of Conferences*. – Tomsk, 2016. – P. 01004–01008.
23. Numerical and experimental investigation of flue gases heat recovery via condensing heat exchanger / A. Macháčková, R. Kocich, M. Bojko, L. Kuncícká, K. Polko // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2018. – Vol. 124. – P. 1321–1333.
24. Паровые и газовые турбины для электростанций / А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний. Изд. 3-е. – М.: ИД МЭИ, 2008. – 561 с.
25. Параметрический анализ схемы газопаровой установки с помощью математической модели / Н.Н. Галашов, А.А. Туболев, А.А. Минор, А.И. Баннова // *Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов*. – 2021. – Т. 332. – № 12. – С. 124–135.
26. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library CoolProp / H. Bell Iani, J. Wronski, S. Quoilun, V. Lemort // *Industrial & Engineering Chemistry Research*. – 2014. – Vol. 53. – P. 2498–2508.
27. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). 3-е изд., перераб. и дополн. – СПб: Изд-во НПО ЦКТИ, 1998. – 257 с.
28. Расчет параметров схемы газопаровой установки с глубокой утилизацией и отпуском теплоты / Н.Н. Галашов, А.А. Туболев, В.В. Беспалов, А.А. Минор, Е.С. Болдушевский // *Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов*. – 2022. – Т. 333. – № 5. – С. 43–55.
29. Галашов Н.Н., Цибульский С.А. Анализ эффективности парогазовых установок тринарного типа // *Известия Томского политехнического университета*. – 2014. – Т. 325. – № 4. – С. 33–38.
30. Galashov N.N., Tsubul'ski S.A. Numerical analysis of the condensation characteristics of different heat-transfer media in an air-cooled condenser // *Power Technology and Engineering*. – 2016. – Vol. 49. – P. 365–370.

Информация об авторах

Николай Никитович Галашов, кандидат технических наук, доцент НОЦ И.Н. Бутакова Инженерной школы энергетики Национального исследовательского Томского политехнического университета, Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30. gal@tpu.ru <http://orcid.org/0009-0005-5351-3584>

Александр Анатольевич Туболев, кандидат технических наук, доцент НОЦ И.Н. Бутакова Инженерной школы энергетики Национального исследовательского Томского политехнического университета, Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30. Tubolev@tpu.ru

Евгений Сергеевич Болдушевский, аспирант НОЦ И.Н. Бутакова Инженерной школы энергетики Национального исследовательского Томского политехнического университета, Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30. franky575@rambler.ru

Александр Александрович Минор, главный эксперт ПТО АО «Томская генерация», Россия, 634041, г. Томск, пр. Кирова, 36. aam29061994@gmail.com

Поступила в редакцию: 20.10.2023

Поступила после рецензирования: 14.11.2023

Принята к публикации: 25.01.2024

REFERENCES

1. Olkhovskiy G.G. Combined cycle power plants in domestic thermal power engineering. *Elektricheskie stantsii*, 2020, vol. 1, pp. 21–28. (In Russ.)
2. Manushin E.A. Modern high-capacity gas-turbine power-generating and combined-cycle plants of the world companies. *Gazoturbinnye tekhnologii*, 2020, vol. 3, pp. 2–8. (In Russ.)
3. Olkhovskii G.G. The most powerful power-generating GTUS (review). *Thermal Engineering*, 2021, vol. 68, pp. 490–495. (In Russ.)
4. Zysin V.A., Turchaninov B.V. Operation of gas-turbine combined-cycle plants in steam-and-gas cycle with a waste heat boiler. *Energomashinostroyeniye*, 1960, vol. 9, pp. 18–21. (In Russ.)
5. Zysin V.A. *Combined and combined-cycle gas installations and cycles*. Moscow, Leningrad, GEI Publ., 1962. 186 p. (In Russ.)
6. Arsenyev L.V., Tyryshkin V.G. *Combined installations with gas turbines*. St Petersburg, Mashinostroyeniye Publ., 1982. 247 p. (In Russ.)
7. Kolp D.A., Meller D.Zh. Commissioning of the world's first full-cycle gas turbine STIG based on the LM 5000 gas generator (Simpson Paper Company). *Sovremennoye mashinostroyeniye. Seriya: A*, 1989, no. 11, pp. 1–14. (In Russ.)
8. Galashov N.N., Tupolev A.A., Minor A.A., Boldushevskiy E.S. Influence of the temperature of steam injection into the combustion chamber of a gas-steam plant on its energy characteristics. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2023, vol. 334, no. 5, pp. 27–36. (In Russ.)
9. Yuefei Xiong, Jiang Qin, Kunlin Cheng, Youyin Wang. Influence of water injection on performance of scramjet engine. *Energy*, 2020, vol. 201, pp. 117477–117490.
10. Abubaker A.M., Darwish Ahmad A., Magableh M.N.A., Najjar Y.S.H. Efficiency boosting and steam saving for a steam-injected gas turbine engine: optimization study of the running conditions. *Journal of Energy Engineering – ASCE*, 2021, vol. 147 (1), pp. 732–748.
11. Van Der Spek M., Bonalumi D., Manzolini G., Ramirez A., Faaij A.P.C. Techno-economic comparison of combined cycle gas turbines with advanced membrane configuration and MEA solvent at part load conditions. *Energy and Fuels*, 2018, vol. 32 (1), pp. 625–645.
12. Stathopoulos P., Rähse T., Vinkeloe J., Djordjevic N. Steam injected Humphrey cycle for gas turbines with pressure gain combustion. *Energy*, 2019, vol. 188, p. 116020.
13. Ziolkowski P., Kowalczyk T., Lemański M., Badur J. On energy, exergy, and environmental aspects of a combined gas-steam cycle for heat and power generation undergoing a process of retrofitting by steam injection. *Energy Conversion with Control and Management*, 2019, vol. 192, pp. 374–384.
14. Chmielewski M., Niszczota P., Gieras M. Combustion efficiency of fuel-water emulsion in a small gas turbine. *Energy*, 2020, vol. 211, pp. 118961–118985.
15. Ivanov A.A., Ermakov A.N., Shlyakhov R.A. On the deep suppression of NOx and CO emissions in gas turbines with water or steam injection. *Izvestiya RAN. Energetika*, 2010, vol. 3, pp. 119–128. (In Russ.)
16. Gordin K.A., Maslennikov V.M., Filimonova E.A. Assessment of the emission level of nitrogen oxides when steam with natural gas is supplied to the combustion chamber of a gas turbine installation. *Thermophysics of high temperatures*, 2013, vol. 51, no. 6, pp. 937–944. (In Russ.)
17. Datsenko V.V., Zeygarnik Yu.A., Kosoy A.S. Experience in the use of water and steam to ensure environmental standards in conversion gas turbine engines. *Teploenergetika*, 2014, vol. 4, pp. 49–56. (In Russ.)
18. Zaiguo Fu, Huanhuan Gao, Zhuoxiong Zeng, Jiang Liu, Qunzhi Zhu. Generation characteristics of thermal NOx in a double-swirler annular combustor under various inlet conditions. *Energy*, 2020, vol. 200, pp. 117487–117501.
19. Farokhipour A., Hamidpour E., Amani E. A numerical study of NOx reduction by water spray injection in gas turbine combustion chambers. *Fuel*, 2018, vol. 212, pp. 173–186.
20. Galashov N., Tsubul'skiy S., Melnikov D., Kiselev A., Gabdullina A. Efficiency of utilization of heat of moisture from exhaust gases of heat HRSG of CCGT. *MATEC Web of Conferences*. Tomsk, 2017. pp. 01027–01031.
21. Mokhtari H., Ahmadisedigh H., Ameri M. The optimal design and 4E analysis of double pressure HRSG utilizing steam injection for Damavand power. *Energy*, 2017, vol. 118, pp. 399–413.
22. Gabdullina A.I., Galashov N.N., Tsubul'skiy S.A., Melnikov D.V., Asanov I.A., Kiselev A.S. Promising direction of perfection of the utilization combine cycle gas turbine units. *MATEC Web of Conferences*. Tomsk, 2016. pp. 01004–01008.
23. Macháčková A., Kocich R., Bojko M., Kunc'ická L., Polko K. Numerical and experimental investigation of flue gases heat recovery via condensing heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, vol. 124, pp. 1321–1333.
24. Kostyuk A.G., Frolov V.V., Bulkin A.E., Truhnij A.D. *Steam and gas turbines for power plants*. Moscow, MEI Publ. house, 2008. 561 p. (In Russ.)
25. Galashov N.N., Tupolev A.A., Minor A.A., Bannova A.I. Parametric analysis of the gas-steam installation scheme using a mathematical model. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2021, vol. 332, no. 12, pp. 124–135. (In Russ.)
26. Bell Ian H., Wronski J., Quoilin S., Lemort V. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library CoolProp. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 2014, vol. 53, no. 6, pp. 2498–2508.
27. *Thermal calculation of boilers (standard method)*. 3rd ed. St Petersburg, NPO CKTI Publ., 1998. 257 p.
28. Galashov N.N., Tupolev A.A., Bespalov V.V., Minor A.A., Boldushevskiy E.S. Calculation of the parameters of the scheme of a gas-steam plant with deep utilization and heat release. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2022, vol. 333, no. 12, pp. 124–135. (In Russ.)
29. Galashov N.N., Tsubul'skiy S.A. Analysis of the efficiency of steam-gas plants of the trinary type. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University*, 2014, vol. 325, no. 4, pp. 33–38. (In Russ.)
30. Galashov N.N., Tsubul'skiy S.A. Numerical analysis of the condensation characteristics of different heat-transfer media in an air-cooled condenser. *Power Technology and Engineering*, 2016, vol. 49, no. 5, pp. 365–370.

Information about the authors

Nikolay N. Galashov, Cand. Sc., Associate Professor, National Research Tomsk Polytechnic University, 30, Lenin avenue, Tomsk, 634050, Russian Federation. gal@tpu.ru <http://orcid.org/0009-0005-5351-3584>.

Alexander A. Tubolev, Cand. Sc., Associate Professor, National Research Tomsk Polytechnic University, 30, Lenin avenue, Tomsk, 634050, Russian Federation. Tubolev@tpu.ru

Evgeny S. Boldushevsky, Postgraduate Student, National Research Tomsk Polytechnic University, 30, Lenin avenue, Tomsk, 634050, Russian Federation. franky575@rambler.ru

Alexander A. Minor, Chief Expert, Tomsk Generation JSC, 36, Kirov avenue, Tomsk, 634041, Russian Federation. aam29061994@gmail.com

Received: 20.10.2023

Revised: 14.11.2023

Accepted: 25.01.2024