

УДК 621.311.238; 621.311.22

## ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ВПРЫСКА ПАРА В КАМЕРУ СГОРАНИЯ ГАЗОПАРОВОЙ УСТАНОВКИ НА ЕЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Галашов Николай Никитович<sup>1</sup>,  
gal@tpu.ru

Туболев Александр Анатольевич<sup>1</sup>,  
Tubolev@tpu.ru

Минор Александр Анатольевич<sup>1</sup>,  
aam29061994@gmail.com

Болдушевский Евгений Сергеевич<sup>1</sup>,  
franky575@rambler.ru

<sup>1</sup> Национальный исследовательский Томский политехнический университет,  
Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30.

**Актуальность** работы обусловлена необходимостью совершенствования тепловых схем и оптимизацией параметров газопаровых установок с целью сокращения потребления при выработке электроэнергии такого энергоресурса, как природный газ, что также позволит сократить количество вредных выбросов в окружающую среду.

**Цель:** проведение по разработанной методике разностороннего параметрического анализа с выбором оптимальных параметров режимов работы предложенной тепловой схемы газопаровой установки для повышения ее энергоэффективности.

**Объекты:** газопаровые установки с отпуском электроэнергии на основе газовых турбин с впрыском пара в камеру сгорания.

**Методы:** численные методы исследования на основе материальных и энергетических балансов систем, а также элементов газопаровых установок.

**Результаты.** На основе расчета тепловой схемы газопаровой установки с выработкой электроэнергии проведено сравнение влияния на ее энергетические характеристики постоянной и переменной температуры впрыска пара в камеру сгорания газотурбинной установки. Определено, что температура впрыскиваемого пара в камеру сгорания существенно влияет на диапазон изменения параметров газопаровой установки. Повышение степени сжатия в компрессоре и температуры газов на выходе камеры сгорания приводит к уменьшению диапазона изменения параметров по сравнению с работой газопаровой установки с постоянной температурой впрыскиваемого пара в камеру сгорания. При этом диапазон изменения температуры впрыскиваемого пара с ростом степени сжатия в компрессоре и температуры газов на выходе камеры сгорания существенно уменьшается. Установлено, что увеличение температуры впрыскиваемого пара по сравнению с его постоянной температурой при одинаковой температуре газов на выходе камеры сгорания и минимальной степени сжатия в компрессоре для этой температуры повышает электрический КПД нетто от 1 % при температуре газов 1600 °С до 3 % при температуре газов 1100 °С.

### Ключевые слова:

Газотурбинная установка, газопаровая установка, камера сгорания, впрыск пара, продукты сгорания, степень сжатия в компрессоре, котел-утилизатор.

### Введение

Последние годы показали, что такие энергоресурсы, как нефть, природный газ и уголь, еще длительное время в XXI в. будут основой энергоснабжения как в России, так и в мире. При этом происходит быстрый рост их стоимости. Поэтому актуальна разработка высокоэффективных энергосберегающих технологий с обеспечением снижения расхода углеводородного органического топлива и вредных выбросов от его сжигания.

На современном этапе основным способом повышения эффективности сжигания органического топлива для выработки электроэнергии является комбинация циклов Брайтона и Ренкина.

На данный момент для генерации электроэнергии на тепловых электростанциях применяется схема с раздельной работой термодинамических циклов Брайтона и Ренкина [1, 2]. В этой схеме теплота от сжигания топлива в камере сгорания газотурбинного цикла Брайтона создает в газовой турбине мощность,

необходимую для привода воздушного компрессора и генератора электрического тока. Уходящие из газовой турбины высокотемпературные продукты сгорания в котле-утилизаторе позволяют получить перегретый пар для получения электрической мощности в паротурбинном цикле Ренкина. Достоинством этой схемы является то, что оба цикла хорошо технически освоены как по отдельности, так и в комбинированной газотурбинной установке. При этом электрический КПД мощных газотурбинных установок (ГТУ) фирм General Electric (США), Siemens (Германия), Mitsubishi (Япония) достиг 44 %, а комбинированных парогазовых установок (ПГУ) на их основе – 63–64 % [3]. Недостатком схемы является то, что требуется два типа турбин: газовая в цикле Брайтона и паровая в цикле Ренкина, что усложняет схему и эксплуатацию установки, т. к. циклы связаны и изменения режимов работы одного цикла требуют изменения режимов другого цикла.

Также возможна схема комбинированной газопаровой установки (ГПУ), в которой в камеру сгорания

(КС) впрыскивается вода или водяной пар, которые с продуктами сгорания топлива совершают работу в газопаровой турбине [4–14]. Достоинством этой схемы является то, что установка получается проще и дешевле по конструкции. Впрыск воды или пара в камеру сгорания позволяет: повысить мощность газовой турбины за счет увеличения теплоемкости и расхода парогазовой смеси продуктов сгорания, а также разгрузить воздушный компрессор в результате сокращения расхода воздуха на единицу сжигаемого топлива. Существенным достоинством этой схемы является то, что впрыск воды или пара в камеру сгорания позволяет существенно уменьшить выбросы оксидов азота  $\text{NO}_x$  и монооксида углерода  $\text{CO}$  [15–21], при этом процесс сгорания топлива обеспечивает нормативные выбросы при сжигании газа и жидкого топлива по сравнению с малоэмиссионными камерами сгорания. Главным недостатком этой схемы является потеря впрыскиваемого и образующегося при окислении водорода пара. При этом увеличивается потеря теплоты с уходящими газами и снижается КПД цикла, а также возрастает паровое и тепловое загрязнение окружающей среды. Для возмещения потери пара требуется подготовка чистой добавочной воды. Чтобы уменьшить потери пара и тепла с уходящими газами в этой схеме применяют котел-утилизатор с конденсационным теплоутилизатором на выходе, который используется для конденсации пара из парогазовой смеси продуктов сгорания [22–26].

Из проведенного анализа работ [15–21] по влиянию впрыска пара на образование оксидов азота  $\text{NO}_x$  и углерода  $\text{CO}$  следует, что оптимальный расход впрыскиваемого пара находится в пределах 1,5...2,5 кг пара/кг топлива, а оптимальный коэффициент избытка воздуха – 1,5...2,7. Для современных ГТУ характерна температура 1100...1600 °С на выходе из камеры сгорания, а экспериментальные КС работают при температуре 1700 °С. В ГПУ для работы в пределах оптимального коэффициента избытка воздуха и для получения необходимой температуры на выходе из камеры сгорания требуется расход впрыскиваемого в КС пара больше 2,5 кг пара/кг топлива, поэтому расход впрыскиваемого пара делят на две части: экологический впрыск в пределах оптимального для поддержания минимальных выбросов оксидов азота  $\text{NO}_x$  и углерода  $\text{CO}$  вводят в зону горения топлива; энергетический впрыск для охлаждения КС и поддержания необходимой температуры на ее выходе вводят за зоной горения.

Данная работа является продолжением [27], в которой рассматривается модель расчета схемы газопаровой установки с впрыском водяного пара в камеру сгорания газотурбинной установки. Показано, что впрыск пара в камеру сгорания ГТУ и для охлаждения газовой турбины позволяет существенно снизить расход воздуха и коэффициент избытка воздуха в КС, что снижает мощность на сжатие в компрессоре, а также температуру горения топлива, а это уменьшает выбросы оксидов азота в окружающую среду. Смесь газов с высоким содержанием водяного пара позволя-

ет также примерно в два раза повысить удельную мощность газовой турбины. В работе [27] расчеты проводились при постоянной температуре впрыскиваемого пара 540 °С, в то время как в зависимости от степени сжатия в компрессоре и температуры продуктов сгорания за КС может быть достигнуто значение температуры пара на выходе котла-утилизатора до 800 °С и выше. Поэтому в данной работе рассматривается расчет схемы ГПУ с переменной температурой пара, впрыскиваемого в камеру сгорания газовой турбины, и влияние ее на энергетические характеристики газопаровой установки.

#### Расчетная схема газопаровой установки

Расчетная схема ГПУ приведена на рис. 1. Эта схема отличается от рассчитываемой в [27] тем, что в ней введен узел подогрева питательной воды, который подробно рассмотрен в работе [26]. Числовые значения на схеме показывают точки процессов на входе и выходе соответствующих элементов и используются в алгоритме и программе расчета схемы ГПУ. Элементы схемы и процессы в них подробно описаны в работах [26, 27].

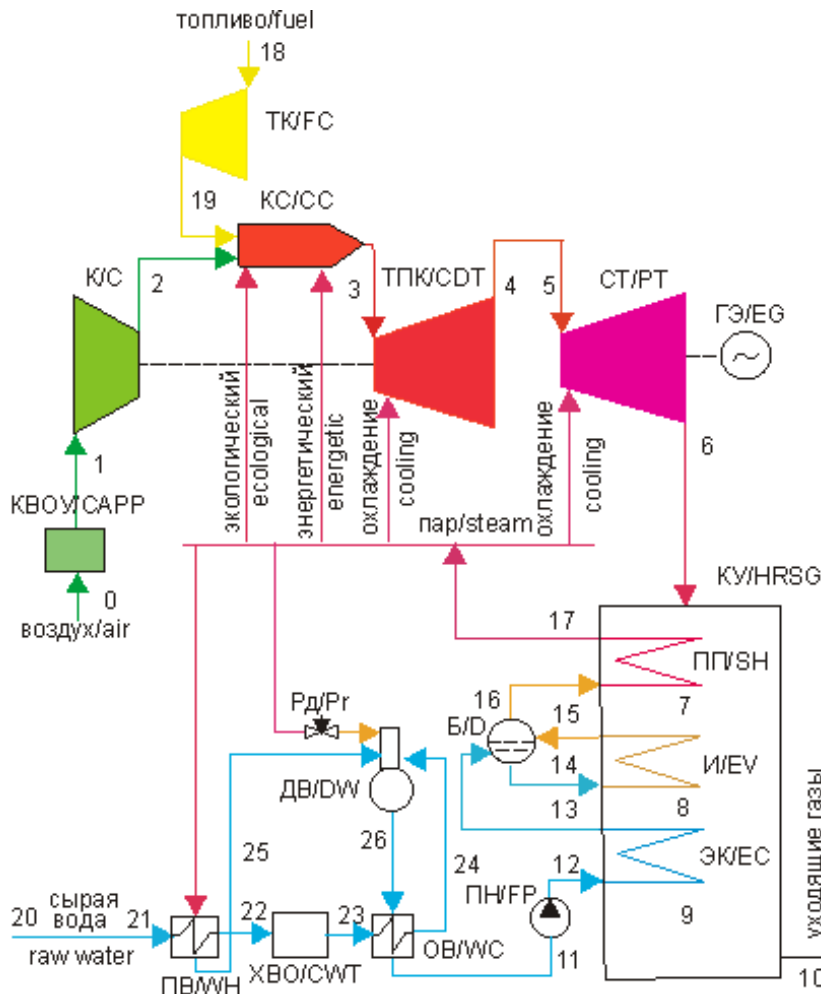
На рис. 2 приведена  $T-Q$  диаграмма теплообмена в котле-утилизаторе. В данной работе зафиксированы разницы температур между продуктами сгорания и нагреваемой водой:  $\Delta t_{8-14}=10$  °С;  $\Delta t_{6-17}$  не ниже 40 °С;  $\Delta t_{9-12}$  не ниже 20 °С;  $\Delta t_{14-13}$  не ниже 5 °С.

Методика расчета тепловой схемы газопаровой установки

Блок-схема алгоритма расчета схемы ГПУ приведена в работе [26]. С учетом включения в схему узла подпитки с деаэратором расчет схемы производится с помощью двух итерационных процессов. Во внутреннем итерационном процессе предварительно принимаются значения расхода пара на деаэратор и температуры питательной воды на входе в котел-утилизатор, а после их определения с заданной погрешностью во внешнем цикле определяются все расходы и параметры тепловой схемы. Расчеты производятся путем определения относительного энергетического расхода пара на впрыск, который с заданной погрешностью сводит все материальные и энергетические балансы элементов схемы ГПУ. Допустимый диапазон изменения параметров работы установки определяется входением разницы температур КУ (рис. 2) в допустимые пределы:  $\Delta t_{8-14}=10$  °С;  $\Delta t_{6-17}$  не ниже 40 °С;  $\Delta t_{9-12}$  не ниже 20 °С;  $\Delta t_{14-13}$  не ниже 5 °С. При расчете также учитывается условие, что температура уходящих газов из КУ должна быть выше температуры точки росы не менее чем на 10 °С.

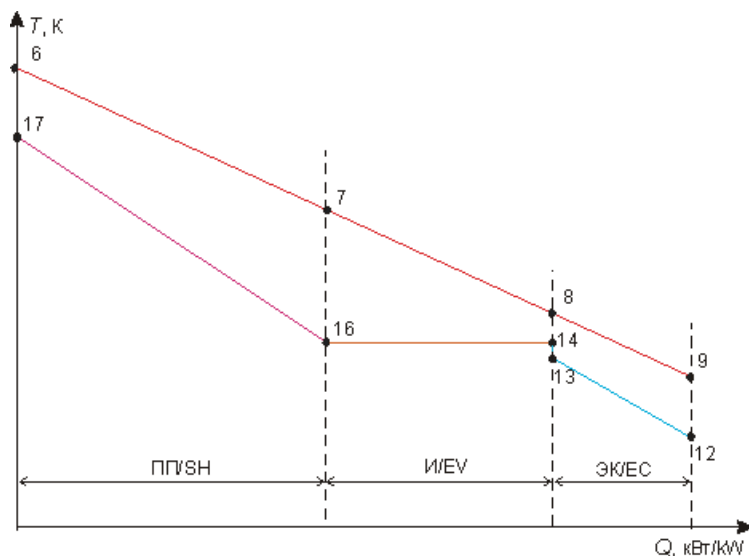
*Исходные данные* (первые двенадцать пунктов повторены из работы [27]):

- 1) параметры наружного воздуха:  $P_{\text{нв}}$ ,  $t_{\text{нв}}$ , относительная влажность  $\phi_{\text{нв}}$ ;
- 2) состав природного газа:  $\text{CH}_4$ ,  $\text{C}_2\text{H}_6$ ,  $\text{C}_3\text{H}_8$  и т. д.;
- 3) параметры природного газа:  $P_{\text{т}}$ ,  $t_{\text{т}}$ ;
- 4) относительные потери давления:  $\delta P_{\text{квоу}}$ ,  $\delta P_{\text{пн-ку}}$ ,  $\delta P_{\text{ку}}$ ,  $\delta P_{\text{ку-лс}}$ ,  $\delta P_{\text{к.вых}}$ ,  $\delta P_{\text{кс}}$ ,  $\delta P_{\text{тк-кс}}$ ,  $\delta P_{\text{тпк-ст}}$ ,  $\delta P_{\text{ку-впр}}$ ;



**Рис. 1.** Схема газопаровой установки: КВОУ – комплексная воздухоочистная установка; К – компрессор; КС – камера сгорания; ТК – топливный компрессор; ТПК – турбина привода компрессора; СТ – силовая турбина; КУ – котел-утилизатор; ПП – пароперегреватель; И – испаритель; Б – барабан; ЭК – экономайзер; ГЭ – генератор электрического тока; ХВО – химводоочистка; ПН – питательный насос; ДВ – деаэратор воды; Рд – регулятор давления; ОВ – охладитель воды; ПВ – подогреватель воды

**Fig. 1.** Cycle diagram of combined-cycle plant: CAPP – complete air purification plant; C – compressor; CC – combustion chamber; FC – fuel compressor; CDT – compressor drive turbine; PT – power turbine; HRSG – heat recovery steam generator; SH – superheater; EV – evaporator; D – drum; EC – economizer; EG – electric generator; CWT – chemical water treatment; FP – feed pump; DW – water deaerator; Pr – pressure regulator; WC – water cooler; WH – water heater



**Рис. 2.**  $T-Q$  диаграмма теплообмена в котле-утилизаторе: ПП – пароперегреватель; И – испаритель; ЭК – экономайзер. Номера точек на линиях соответствуют номерам на рис. 1

**Fig. 2.**  $T-Q$  diagram of heat transfer in the waste heat boiler: SH – superheater; EV – evaporator; EC – economizer. The numbers of points on the lines correspond to the numbers in Fig. 1

- 5) КПД:  $\eta_k$ ,  $\eta_{тк}$  – воздушного и топливного компрессора;  $\eta_{м.к}$ ,  $\eta_{м.тк}$  – механический компрессора и ТПК;  $\eta_{тпк}$ ,  $\eta_{ст}$  – внутренний относительный ТПК и СТ;  $\eta_{эг}$ ,  $\eta_{эл}$  – электрогенератора и электропривода;  $\eta_{ск}$  – камеры сгорания;
- 6) степень сжатия компрессора  $\epsilon_k$ ;
- 7) температура продуктов сгорания на выходе КС,  $t_3$ ;
- 8) давление  $P_{пв}$  и температура  $t_{пв}=t_{24}$ ;
- 9) относительный расход экологического пара на впрыск  $d_{э}$ ;
- 10) относительный расход пара на охлаждение  $\delta_{охл}$  и его доля на ТПК  $K_{охл}$ ;
- 11) разности температур:  $\Delta t_{6-17}=30$ ,  $\Delta t_{8-14}=10$ ,  $\Delta t_{14-13}=5$ ,  $\Delta t_{9-12}=20$ ;
- 12) расход воздуха на входе в компрессор  $G_k$ .

Дальше дополнительно необходимо ввести:

- 13) приближенный относительный расход пара на деаэрактор  $d_d=0,005\dots 0,001$ ;
- 14) приближенную температуру питательной воды на входе КУ  $t_{12}=60\dots 70$  °С;
- 15) повышение температуры в насосе  $\Delta t_{нас}=0,1\dots 0,2$  °С.

Для расчета тепловой схемы использована программа в пакете электронных таблиц EXCEL, описанная в работе [26], при этом в программе были отключены блоки расчета теплоутилизатора с системой орошения и системы теплоснабжения с тепловым насосом.

#### Результаты расчета и их анализ

Для расчета в программе были введены следующие исходные данные:

- 1) параметры наружного воздуха:  $P_{нв}=0,1013$  МПа,  $t_{нв}=15$  °С;  $\phi_{нв}=0,6$ ;
- 2) состав природного газа:  $CH_4=100$  %;
- 3) параметры природного газа:  $P_r=0,2$  МПа;  $t_r=5$  °С;
- 4) относительные потери давления:  $\delta P_{квоу}=0,01$ ,  $\delta P_{пн-ку}=\delta P_{ку}=\delta P_{ку.лс}=\delta P_{к.вых}=\delta P_{кк}=\delta P_{тк-кк}=\delta P_{тпк-ст}=0,03$ ,  $\delta P_{ку-охл}=0,05$ ;
- 5) КПД:  $\eta_k=0,86$ ,  $\eta_{тк}=0,9$ ,  $\eta_{м.к}=0,995$ ,  $\eta_{кк}=0,995$ ,  $\eta_{м.тк}=0,995$ ,  $\eta_{тпк}=0,9$ ,  $\eta_{ст}=0,93$ ,  $\eta_{эг}=0,982$ ,  $\eta_{эл}=0,99$ ,  $\eta_{пн}=0,8$ ;
- 6) степень сжатия компрессора:  $4\dots 80$ ;
- 7) температура продуктов сгорания на выходе КС:  $1100\dots 1700$  °С;
- 8) давление и температура добавочной воды:  $P_{дв}=0,2$  МПа,  $t_{дв}=10$  °С;
- 9) относительный расход экологического пара на впрыск  $d_{э}=2$  кг/кг топлива;
- 10) относительный расход пара на охлаждение:  $\delta_{охл}=0,05$ ,  $K_{охл}=0,7$ ;
- 11) массовый расход воздуха на входе в компрессор  $G_k=1$  кг/с;
- 12) приближенный удельный расход пара на деаэрактор  $d_d=0,25$  кг/кг топлива;
- 13) приближенная температура питательной воды на входе КУ  $t_{12}=60$  °С;
- 14) повышение температуры в насосе  $\Delta t_{нас}=0,1$  °С;

Для определения влияния на параметры и показатели схемы ПГУ температуры впрыска пара в КС расчет проводился для двух случаев: при постоянной температуре пара 540 °С и при переменной температуре при условии,

что температура пара на выходе КУ ниже температуры выходящих из ГТ газов не менее чем на 40 °С.

Расчеты проводились при изменении степени сжатия компрессора от 4 до 80 и изменении температуры продуктов сгорания на выходе КС от 1100 до 1700 °С с шагом 100 °С. Нижний предел температуры выбран в соответствии с рис. 3, взятым в [27], который показывает, что впрыск пара в КС ГТУ эффективен только при температуре продуктов сгорания на выходе КС выше 900 °С, а существенный прирост КПД по отпуску электроэнергии может быть получен только при температуре выше 1100 °С.

Предварительные расчеты показали, что температура выходящих газов из ГТ позволяет получить перегретый пар с температурой на выходе КУ до 650...900 °С. В данной работе проведены расчеты с изменением температуры впрыскиваемого в КС ГТУ пара в пределах 525...800 °С.

Для наиболее важных показателей результаты расчетов приведены на рис. 4–8.

На рис. 4 видим, что максимальный диапазон изменения температуры впрыскиваемого пара от 525 до 780 °С может быть получен для температур газа на выходе КС 1100...1300 °С. С ростом этой температуры диапазон сужается, достигая 525...630 °С при температуре на выходе КС 1700 °С.

На рис. 5 приведена зависимость электрического КПД нетто ПГУ от степени сжатия в компрессоре, температуры газов на выходе КС и температуры впрыскиваемого пара в камеру сгорания ГТУ.

Анализ зависимостей электрического КПД нетто на рис. 5, а, б показывает, что увеличение температуры впрыскиваемого пара повышает КПД при уменьшении степени сжатия от 1 % при температуре газов 1600 °С до 3 % при температуре газов 1100 °С.

На рис. 6 приведена зависимость относительного расхода энергетического впрыска пара в кг на кг сжигаемого топлива от степени сжатия в компрессоре, температуры газов на выходе КС и температуры впрыскиваемого пара в камеру сгорания.

Сравнение зависимостей расхода впрыскиваемого пара при одинаковой степени сжатия в компрессоре и температуре газов на выходе КС на рис. 6, а, б показывает, что увеличение температуры впрыскиваемого пара при снижении степени сжатия уменьшает относительный расход впрыскиваемого пара от 3,3 до 2,8 кг на кг топлива при температуре газов на выходе КС 1700 °С и от 8,35 до 7,63 кг на кг топлива при температуре газов на выходе КС 1100 °С.

На рис. 7 приведена зависимость коэффициента избытка воздуха в КС ГТУ от степени сжатия в компрессоре, температуры газов на выходе КС и температуры впрыскиваемого пара в камеру сгорания.

Сравнение зависимостей коэффициента избытка воздуха в КС ГТУ при одинаковой степени сжатия в компрессоре и температуре газов на выходе КС на рис. 7, а, б показывает, что увеличение температуры впрыскиваемого пара при уменьшении степени сжатия повышает коэффициент избытка воздуха от 1,27 до 1,38 при температуре газов на выходе КС 1700 °С и от 1,8 до 2,1 при температуре газов на выходе КС 1100 °С.

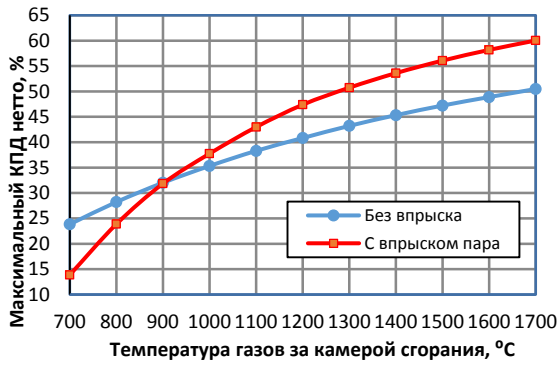


Рис. 3. Максимальный коэффициент полезного действия нетто в зависимости от температуры газов за камерой сгорания

Fig. 3. Maximum net efficiency depending on the gas temperature behind the combustion chamber

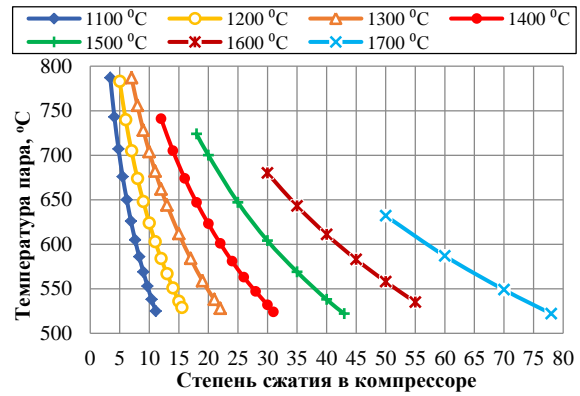
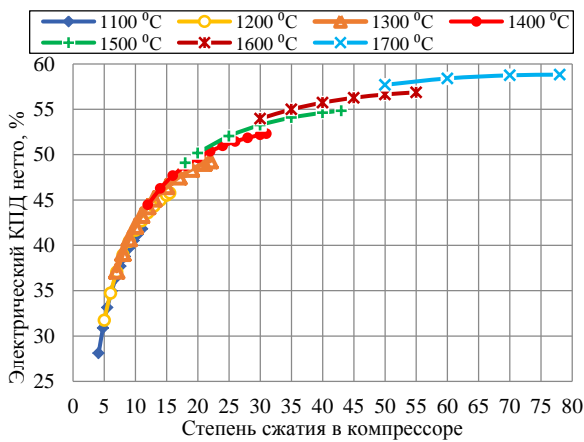


Рис. 4. Температура пара, впрыскиваемого в камеру сгорания газотурбинной установки

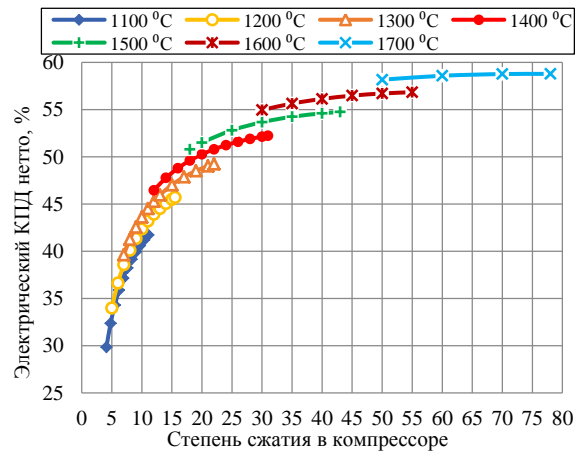
Fig. 4. Temperature of the steam injected into the combustion chamber of the gas turbine



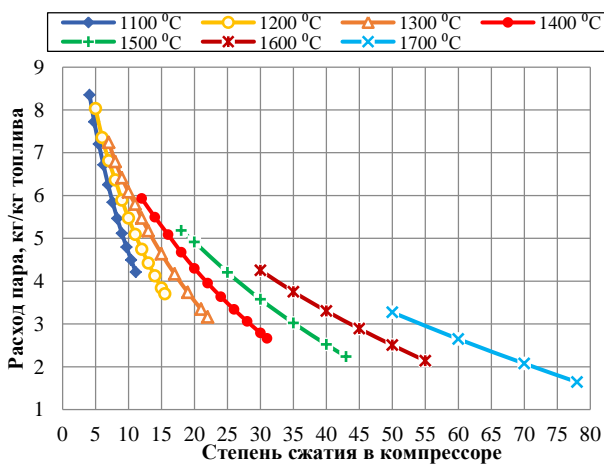
а/а

Рис. 5. Электрический коэффициент полезного действия нетто: а) температура пара 540 °C; б) переменная температура пара

Fig. 5. Net electrical efficiency: a) steam temperature 540 °C; b) variable steam temperature



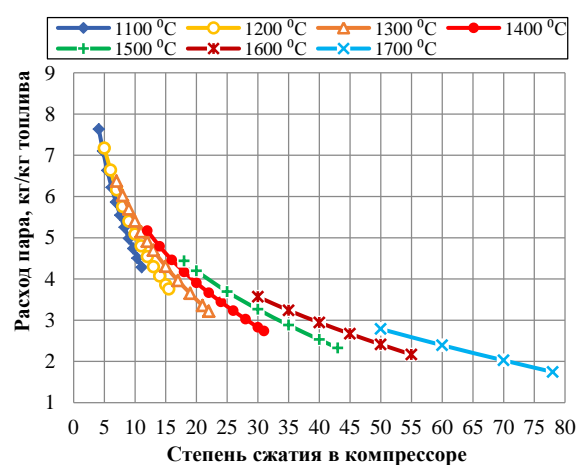
б/б



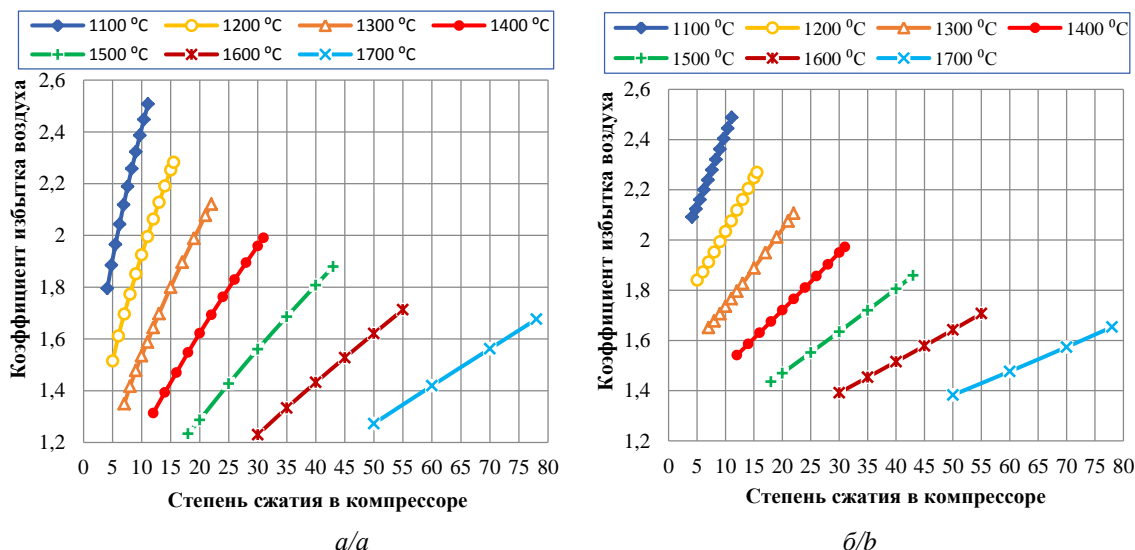
а/а

Рис. 6. Зависимость относительного расхода энергетического пара от степени сжатия в компрессоре и температуры газов на выходе камеры сгорания: а) при температуре впрыскиваемого пара 540 °C; б) при переменной температуре впрыскиваемого пара

Fig. 6. Dependence of the relative consumption of power steam on the degree of compression in the compressor and the temperature of the gases at the outlet of the combustion chamber: a) at injected steam temperature of 540 °C; b) at variable temperature of injected steam



б/б



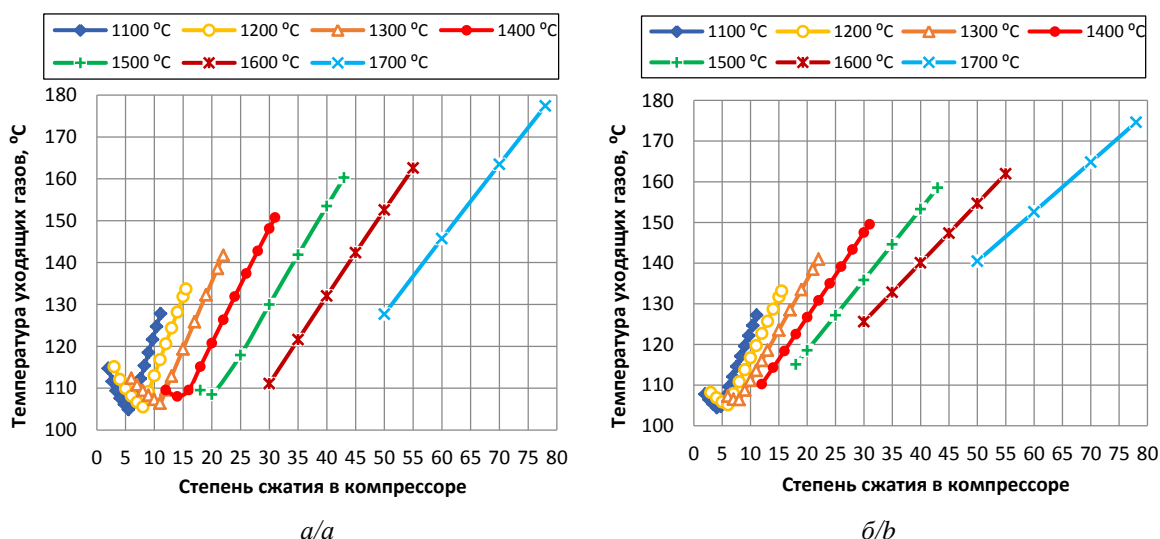
**Рис. 7.** Зависимость коэффициента избытка воздуха от степени сжатия в компрессоре и температуры газов на выходе камеры сгорания: а) при температуре впрыскиваемого пара 540 °С; б) при переменной температуре впрыскиваемого пара

**Fig. 7.** Dependence of the excess air coefficient on the degree of compression in the compressor and the temperature of the gases at the outlet of the combustion chamber: a) at injected steam temperature of 540 °C; b) at variable temperature of injected steam

На рис. 8 приведена зависимость температуры уходящих газов от степени сжатия в компрессоре, температуры газов на выходе КС и температуры впрыскиваемого пара в камеру сгорания.

Сравнение зависимостей температуры уходящих газов при одинаковой степени сжатия в компрессоре и температуре газов на выходе КС на рис. 8, а, б показывает, что увеличение температуры впрыскиваемого пара при уменьшении степени сжатия приводит

к повышению температуры уходящих газов: от 128 до 140 °С при степени сжатия 50 и температуре газов на выходе КС 1700 °С; от 90 до 118 °С при степени сжатия 20 и при температуре газов на выходе КС 1500 °С. При более низких температурах газов на выходе КС интенсивность увеличения температуры впрыскиваемого пара при уменьшении степени сжатия температура уходящих газов замедляется.



**Рис. 8.** Зависимость температуры уходящих газов от степени сжатия в компрессоре и температуры газов на выходе камеры сгорания: а) при температуре впрыскиваемого пара 540 °С; б) при переменной температуре впрыскиваемого пара

**Fig. 8.** Dependence of flue gas temperature on the degree of compression in the compressor and gas temperature at the outlet of the combustion chamber: a) at injected steam temperature of 540 °C; b) at variable temperature of injected steam

### Предложения по направлению дальнейших исследований

Проведенные расчеты показали, что в ГПУ с впрыском пара в КС ГТУ при температуре парогазовой смеси на выходе КС 1500 °С можно получить электрический КПД нетто до 55 %, а при температуре 1700 °С до 58 %. Эти результаты получены при температуре уходящих газов из КУ выше температуры точки росы на 10 °С. При этом, как видно на рис. 8, температура уходящих газов из КУ достигает 130...175 °С, особенно при высокой температуре парогазовой смеси на выходе КС, когда получаем высокий КПД. Высокая температура уходящих газов приводит к большой потере теплоты в цикле ГПУ, а также, как показано во введении, к потере впрыскиваемого и получаемого при окислении водорода топлива пара, что требует повышенных затрат на водоподготовку и ведет к тепловому и паровому загрязнению атмосферы. Для устранения этой проблемы необходимо на выходе парогазовой смеси из КУ установить конденсационный теплоутилизатор, который позволит понизить температуру уходящих газов до 40...50 °С и сконденсировать из них большую часть влаги. Можно использовать различные способы утилизации теплоты. Например, как показано в [26], использовать теплоту в системе теплоснабжения, что позволило получить коэффициент использования теплоты топлива до 110 % при расчете по нижней удельной теплоте топлива, но при этом происходит на 1...2 % снижение электрического КПД нетто. Также можно, как показано в [28], использовать теплоту КУ и теплоутилизатора в дополнительном Органическом цикле Ренкина с воздушным конденсатором, особенно в северных регионах с низкой температурой наружного воздуха, что позволит повысить электрический КПД нетто ГПУ на несколько процентов.

### Выводы

1. Проведенный анализ показал, что:

- степень сжатия в компрессоре и температура газов на выходе камеры сгорания оказывают значительное влияние на показатели работы газопаровой установки;
- температура впрыскиваемого пара в камеру сгорания существенно влияет на диапазон изменения параметров газопаровой установки, при повышении степени сжатия в компрессоре и температуры газов на выходе камеры сгорания диапазон изменения параметров сокращается по сравнению с работой газопаровой

установки при постоянной температуре впрыскиваемого пара в камеру сгорания;

- диапазон изменения температуры впрыскиваемого пара с ростом степени сжатия в компрессоре и температуры газов на выходе камеры сгорания существенно уменьшается;
  - увеличение температуры впрыскиваемого пара при одинаковой температуре газов на выходе камеры сгорания и минимальной степени сжатия в компрессоре для этой температуры приводит к повышению электрического коэффициента полезного действия нетто от 1 % при температуре газов 1600 °С до 3 % при температуре газов 1100 °С по сравнению с постоянной температурой впрыскиваемого пара;
  - увеличение температуры впрыскиваемого пара при уменьшении степени сжатия снижает относительный расход впрыскиваемого энергетического пара от 3,3 до 2,8 кг на кг топлива при температуре газов на выходе камеры сгорания 1700 °С и от 8,35 до 7,63 кг на кг топлива при температуре газов на выходе камеры сгорания 1100 °С по сравнению с постоянной температурой впрыскиваемого пара;
  - увеличение температуры впрыскиваемого пара при уменьшении степени сжатия приводит к повышению коэффициента избытка воздуха от 1,27 до 1,38 при температуре газов на выходе камеры сгорания 1700 °С и от 1,8 до 2,1 при температуре газов на выходе камеры сгорания 1100 °С по сравнению с постоянной температурой впрыскиваемого пара;
  - увеличение температуры впрыскиваемого пара при уменьшении степени сжатия повышает температуру уходящих газов от 128 до 140 °С при степени сжатия 50 и температуре газов на выходе камеры сгорания 1700 °С и от 90 до 118 °С при степени сжатия 20 и при температуре газов на выходе камеры сгорания 1500 °С.
2. Проведенные исследования показывают, что увеличение температуры впрыскиваемого пара дает более значимый эффект при низкой степени сжатия в компрессоре и температуре газов на выходе камеры сгорания.
3. Повысить эффективность рассматриваемой схемы газопаровой установки можно установкой конденсационного теплоутилизатора на выходе котла-утилизатора.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремизов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. – М.: Изд-во МЭИ, 2013. – 648 с.
2. Трухний А.Д. Парогазовые установки электростанций. – М.: ИД МЭИ, 2002. – 584 с.
3. Ольховский Г.Г. Наиболее мощные энергетические ГТУ (обзор) // Теплоэнергетика. – 2021. – № 6. – С. 87–93.
4. Зысин В.А. Комбинированные и парогазовые установки и циклы. – М.: Л.: ГЭИ, 1962. – 186 с.

5. Арсеньев Л.В., Тырышкин В.Г. Комбинированные установки с газовыми турбинами. – Л.: Машиностроение, 1982. – 247 с.
6. Манушин Э.А. Комбинированные энергетические установки с паровыми и газовыми турбинами. – М.: ВИНТИ, 1990. – 184 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 расхода охлаждающего пара на характеристики парогазовых установок с впрыском пара / В.Е. Беляев, Д.В. Листопадов, А.С. Косой, А.П. Маркелов, М.В. Синкевич // Теплоэнергетика. – 2002. – № 9. – С. 47–51.

9. Influence of water injection on performance of scramjet engine / Yuefei Xiong, Jiang Qin, Kunlin Cheng, Youyin Wang // *Energy*. – 2020. – V. 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. – V. 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. – V. 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. – V. 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 and Management*. – 2019. – V. 192. – P. 374–384.
14. Chmielewski M., Niszczota P., Gieras M. Combustion efficiency of fuel-water emulsion in a small gas turbine // *Energy*. – 2020. – V. 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. Даденко 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. Проблема и пути создания малотоксичных камер сгорания для перспективных стационарных ГТУ / А.Г. Тумановский, М.Н. Гутник, В.Д. Васильев, Л.В. Булысова, М.М. Гутник // *Теплоэнергетика*. – 2006. – № 7. – С. 22–29.
19. Generation characteristics of thermal NOx in a double-swirler annular combustor under various inlet conditions / Zaiguo Fu, Huanhuan Gao, Zhuoxiong Zeng, Jiang Liu, Qunzhi Zhu // *Energy*. – 2020. – V. 200. – P. 117487–117501.
20. Экспериментальные исследования эмиссии NOx при последовательном сжигании топлива с диффузионной второй зоной / Л.А. Булысова, В.Д. Васильев, М.Н. Гутник, А.Л. Берне // *Теплоэнергетика*. – 2019. – № 6. – С. 33–40.
21. Farokhipour A., Hamidpour E., Amani E. A numerical study of NOx reduction by water spray injection in gas turbine combustion chambers // *Fuel*. – 2018. – V. 212. – P. 173–186.
22. Efficiency of utilization of heat of moisture from exhaust gases of heat HRSG of CCGT / N. Galashov, S. Tsubulskiy, D. Melnikov, A. Kiselev, A. Gabdullina // *MATEC Web of Conferences*. – Tomsk, 2017. – P. 01027–01031.
23. Mokhtari H., Ahmadsedigh H., Ameri M. The optimal design and 4E analysis of double pressure HRSG utilizing steam injection for Damavand power plant // *Energy*. – 2017. – V. 118. – P. 399–413.
24. Numerical and experimental investigation of flue gases heat recovery via condensing heat exchanger / A. Macháčková, R. Kocich, M. Bojko, L. Kunc'ická, K. Polko // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2018. – V. 124. – P. 1321–1333.
25. Парогазовая установка для комбинированной выработки электроэнергии, тепла и холода (тригенерация) / В.М. Батенин, В.М. Масленников, Ю.А. Выскубенко, Э.А. Цалко, В.Я. Штрейленберг // *Теплофизика высоких температур*. – 2014. – Т. 14. – № 6. – С. 934–940.
26. 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.
27. 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.
28. Галашов Н.Н., Цибульский С.А. Параметрический анализ схемы парогазовой установки с комбинацией трех циклов для повышения КПД при работе в северных газодобывающих районах // *Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов*. – 2019. – Т. 330. – № 5. – С. 44–55.

Поступила: 12.01.2023 г.

Прошла рецензирование 02.02.2023 г.

#### Информация об авторах

**Галашов Н.Н.**, кандидат технических наук, доцент НОЦ И.Н. Бутакова Инженерной школы энергетики Национального исследовательского Томского политехнического университета.

**Туболев А.А.**, старший преподаватель НОЦ И.Н. Бутакова Инженерной школы энергетики Национального исследовательского Томского политехнического университета.

**Минор А.А.**, аспирант НОЦ И.Н. Бутакова Инженерной школы энергетики Национального исследовательского Томского политехнического университета.

**Болдушевский Е.С.**, аспирант НОЦ И.Н. Бутакова Инженерной школы энергетики Национального исследовательского Томского политехнического университета.



UDC 621.311.238; 621.311.22

## INFLUENCE OF THE TEMPERATURE OF STEAM INJECTION INTO THE COMBUSTION CHAMBER OF A GAS-STEAM PLANT ON ITS ENERGY CHARACTERISTICS

Nikolay N. Galashov<sup>1</sup>,  
gal@tpu.ru

Alexander A. Tubolev<sup>1</sup>,  
Tubolev@tpu.ru

Alexander A. Minor<sup>1</sup>,  
aam29061994@gmail.com

Evgeny S. Boldushevsky<sup>1</sup>,  
franky575@rambler.ru

<sup>1</sup> National Research Tomsk Polytechnic University,  
30, Lenin avenue, Tomsk, 634050, Russia.

**The relevance** the work is caused by the need to improve thermal schemes and optimization of the parameters of gas-steam plants for reducing the consumption of such an energy resource as natural gas in electricity generation, which will also reduce the amount of harmful emissions into the environment.

**Purpose:** to carry out, according to the developed methodology, a versatile parametric analysis with the choice of the optimal parameters of the operating modes of the proposed thermal schemes of gas-steam plants to improve their energy efficiency.

**Objects:** gas-steam plants with the release of electricity based on gas turbines with steam injection into the combustion chamber.

**Methods:** numerical methods of research based on material and energy balances of systems, as well as elements of gas-steam plants.

**Results.** Based on the calculation of the thermal scheme of a gas-steam plant with electricity generation, the authors compared the effect on its energy characteristics of a constant and variable temperature of steam injection into the combustion chamber of a gas turbine plant. It was determined that the temperature of the injected steam into the combustion chamber significantly affects the range of parameters of the gas-steam plant. Increasing the compression ratio in the compressor and the temperature of the gases at the outlet of the combustion chamber lead to decrease in the range of parameters in comparison with the operation of a gas-steam plant with a constant temperature of the injected steam into the combustion chamber. In this case, the range of change in the temperature of the injected vapor with an increase in the degree of compression in the compressor and the temperature of the gases at the outlet of the combustion chamber is significantly reduced. It was established that the growth in the temperature of the injected steam compared to its constant temperature at the same gas temperature at the outlet of the combustion chamber and the minimum compression ratio in the compressor for this temperature increases the net electrical efficiency from 1 % at gas temperature of 1600 °C to 3 % at gas temperature of 1100 °C.

### Key words:

Gas turbine plant, gas-steam plant, combustion chamber, steam injection, combustion products, compression ratio in the compressor, waste heat boiler.

### REFERENCES

1. Tsanev S.V., Burov V.D., Remizov A.N. *Gazoturbinnye i parogazovye ustanovki teplovykh elektrostantsiy* [Gas turbine and combined-cycle plants of thermal power plants]. Moscow, MEI Publ., 2013. 648 p.
2. Trukhniy A.D. *Parogazovye ustanovki elektrostantsii* [Combined-cycle plants of a power plant]. Moscow, MEI Publ., 2002. 584 p.
3. Olkhovskiy G.G. Naibolee moshchnye energeticheskiye GTU (obzor) [The most powerful power gas turbines (review)]. *Teploenergetika*, 2021, vol. 6, pp. 87–93.
4. Zysin V.A. *Kombinirovannye i parogazovye ustanovki i tsikly* [Combined and combined-cycle gas installations and cycles]. Moscow, Leningrad, GEI Publ., 1962. 186 p.
5. Arsenyev L.V., Tyryshkin V.G. *Kombinirovannye ustanovki s gazovymi turbinami* [Combined installations with gas turbines]. St-Petersburg, Mashinostroenie Publ., 1982. 247 p.
6. Manushin E.A. *Kombinirovannye energeticheskie ustanovki s parovymi i gazovymi turbinami* [Combined power plants with steam and gas turbines]. Moscow, VINITI Publ., 1990. 184 p.
7. Kolp D.A., Meller D.Zh. Vvod v ekspluatatsiyu pervoy v mire gazoturbinnoy ustanovki polnogo tsikla STIG na baze gazogeneratora LM 5000 (firma Simpson Paper Company) [Commissioning of the world's first full-cycle gas turbine STIG based on the LM 5000 gas generator (Simpson Paper Company)]. *Sovremennoe mashinostroenie. Seriya: A*, 1989, no. 11, pp. 1–14.
8. Belyaev V.E., Listopadov D.V., Kosoy A.S., Markelov A.P., Senkevich M.V. Influence of cooling steam consumption on the characteristics of steam-gas installations with steam injection. *Teploenergetika*, 2002, no. 9, pp. 47–51. In Rus.
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. Ziółkowski P., Kowalczyk T., Lemanski 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 Con 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. O glubokom podavlenii vybrosov NOx i CO v GTU s vpryskom vody ili para [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.
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 Rus.
17. Datsenko V.V., Zeygarnik Yu.A., Kosoy A.S. Opyt ispolzovaniya vody i vodyanogo para dlya obespecheniya ekologicheskikh norm v konversionnykh gazoturbinnnykh dvigatelyakh [Experience in the use of water and steam to ensure environmental standards in conversion gas turbine engines]. *Teploenergetika*, 2014, vol. 4, pp. 49–56.
18. Tumanovskiy A.G., Gutnik M.N., Vasilyev V.D., Bulysova L.V., Gutnik M.M. Problema i puti sozdaniya malotoksichnykh kamer sgoraniya dlya perspektivnykh stacionarnykh GTU [The problem and ways of creating low-toxic combustion chambers for promising stationary gas turbines]. *Teploenergetika*, 2006, vol. 7, pp. 22–29.
19. 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.
20. Bulysova L.A., Vasilyev V.D., Gutnik M.N., Berne A.L. Eksperimentalnye issledovaniya emissii NOx pri posledovatel'nom szhiganiy topliva s diffuzionnoy vtoroy zonoj [Experimental studies of NOx emission during sequential combustion of fuel with a diffusion second zone]. *Teploenergetika*, 2019, vol. 6, pp. 33–40.
21. 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.
22. Galashov N., Tsibulskiy 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.
23. 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.
24. Machác'ková 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.
25. Batenin V.M., Maslennikov V.M., Vyskubenko Yu.A., Tsalko E.A., Shterenberg V.Ya. Combined cycle gas plant for combined power generation, heat and cold (trigeneration). *Thermophysics of high temperatures*, 2014, vol. 14, no. 6, pp. 934–940. In Rus.
26. 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 Rus.
27. 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 Rus.
28. Galashov N.N., Tsibulskiy S.A. Parametric analysis of the diagram of the combined cycle gas turbine with a combination of three cycles for improving efficiency when operating in northern gas producing areas. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2019, vol. 330, no. 5, pp. 44–55. In Rus.

Received: 12 January 2023.

Reviewed: 2 February 2023.

#### Information about the authors

**Nikolay N. Galashov**, Cand. Sc., associate professor, National Research Tomsk Polytechnic University.

**Alexander A. Tubolev**, senior lecturer, National Research Tomsk Polytechnic University.

**Alexander A. Minor**, postgraduate, National Research Tomsk Polytechnic University.

**Evgeny S. Boldushevsky**, postgraduate, National Research Tomsk Polytechnic University.