

УДК 621.311.238; 621.311.22

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ СХЕМЫ ГАЗОПАРОВОЙ УСТАНОВКИ С ГЛУБОКОЙ УТИЛИЗАЦИЕЙ И ОТПУСКОМ ТЕПЛОТЫ

Галашов Николай Никитович,
gal@tpu.ru

Туболев Александр Анатольевич,
Tubolev@tpu.ru

Беспалов Виктор Владимирович,
vic@tpu.ru

Минор Александр Анатольевич,
aam29061994@gmail.com

Болдушевский Евгений Сергеевич,
franky575@rambler.ru

¹ Национальный исследовательский Томский политехнический университет,
Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30.

Актуальность работы обусловлена совершенствованием тепловых схем и оптимизацией параметров газопаровых установок с целью сокращения потребления при выработке электроэнергии и отпуске теплоты такого энергоресурса, как природный газ. Подкрепленные расчетами предложения по совершенствованию схем газопаровых установок позволят повысить их коэффициент использования теплоты топлива и сократить количество экологически вредных выбросов в окружающую среду.

Цель: проведение по разработанной методике разностороннего параметрического анализа с выбором оптимальных параметров режимов работы предложенных тепловых схем газопаровых установок для повышения их энергоэффективности.

Объекты: газопаровые установки с отпуском электроэнергии и теплоты на основе газовых турбин с впрыском пара в камеру сгорания и глубокой утилизацией теплоты, и влаги из продуктов сгорания.

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

Результаты. Разработана методика расчета тепловой схемы газопаровой установки с отпуском электроэнергии и теплоты, и глубокой утилизацией теплоты и влаги из продуктов сгорания. Определено, что введение в схему утилизатора теплоты и влаги позволяет понизить температуру выходящих из утилизатора теплоты продуктов сгорания до 15...45 °С, а также уловить из них до 90...120 % влаги. Для снижения температуры охлаждающей воды на входе в утилизатор теплоты и влаги в схему введен тепловой насос, который также позволяет повысить температуру сетевой воды в системе теплоснабжения. Новая схема за счет существенного сокращения потери теплоты с уходящими газами позволяет повысить коэффициент использования теплоты топлива на 45...100 % по сравнению со схемой без отпуска теплоты при расчете по нижней теплоте сгорания топлива. Выявлено, что применение данной схемы наиболее выгодно при степени сжатия в компрессоре от 20 до 80 и температуре на выходе камеры сгорания 1400...1700 °С, при этом коэффициент использования теплоты топлива нетто будет 102...107 %; электрический КПД нетто 50...58 %; расход впрыска пара 5,5...8,5 кг/кг топлива; избыток уловленного конденсата 0,2...1,2 кг/кг топлива; удельная тепловая нагрузка потребителя теплоты 23...28 МДж/кг топлива.

Ключевые слова:

Газотурбинная установка, газопаровая установка, впрыск пара, котел-утилизатор, продукты сгорания, утилизатор теплоты, тепловой насос.

Введение

В Энергетической стратегии России до 2035 г. определено, что такие энергоресурсы, как природный газ, уголь и нефть, еще длительное время будут основой традиционного энергоснабжения [1]. В связи с этим актуальна разработка высокоэффективных энергосберегающих технологий с обеспечением снижения расхода углеводородного топлива и вредных выбросов от его сжигания.

На современном этапе основным путем повышения экономичности сжигания углеводородного топлива на ТЭС является комбинированный газопаровой цикл на основе циклов Брайтона и Ренкина [2].

В настоящее время широкое распространение получила технология с раздельной работой циклов Брайтона и Ренкина, при этом в цикле Брайтона в ка-

мере сгорания подводится теплота от сгорания топлива, а затем отводимая после газовой турбины теплота используется в котле-утилизаторе для получения перегретого пара и работы его в цикле Ренкина. Установка на основе этой технологии требует наличия двух типов турбин: газовой в цикле Брайтона и паровой в цикле Ренкина, что усложняет схему и эксплуатацию, а также стоимость установки. Но пока этот путь развития электроэнергетики является основным, т. к. мощные парогазовые установки на основе этой технологии имеют максимальный электрический КПД выше 63 % [3].

Второй путь развития газопаровой технологии заключается в совмещении работы продуктов сгорания топлива и потока пара в одной газопаровой турбине. Установка получается проще и дешевле, но, если не

производить конденсацию пара из парогазовой смеси продуктов сгорания, потеря теплоты с уходящими газами увеличивается и КПД падает, кроме того, увеличивается тепловое и паровое загрязнение окружающей среды. Также при этом необходима подготовка добавочной воды, компенсирующая потери введенного в цикл пара. Поэтому для установок этого типа важно обеспечить конденсацию пара из парогазовой смеси продуктов сгорания.

Теоретические вопросы работы газопаровых установок (ГПУ) с вводом воды и водяного пара в камеру сгорания газотурбинной установки (ГТУ) были обобщены В.А. Зысиным [4], Л.В. Арсеньевым и В.Г. Тырышкиным [5]. За рубежом цикл ГТУ с впрыском насыщенного водяного пара в камеру сгорания был запатентован в 1981 г. (цикл Чженя) [6]. Там эта технология получила название STIG (Steam Injected Gas Turbine).

Ввод пара в камеру сгорания ГТУ и на охлаждение турбины позволяет: повысить мощность газовой турбины, разгрузить воздушный компрессор, понизить температуру сгорания, продлить срок службы камеры сгорания и турбины, а также уменьшить выбросы NOx [4–17].

Применение технологии STIG фирмой General Electric [18, 19] показало значительное увеличение мощности и КПД установок, а также сокращение NOx в уходящих газах.

Основным недостатком цикла Чженя является то, что при отводе уходящих газов без конденсации водяного пара получаем разомкнутый цикл Ренкина, при этом введенный в цикл пар полностью теряется и требуется постоянная подготовка добавочной воды высокого качества. Также происходит повышенное тепловое и паровое загрязнение окружающей среды. Конденсация водяного пара из уходящих газов позволяет замкнуть цикл Ренкина, отказаться от подготовки добавочной, использовать теплоту конденсации для подогрева воды и отпуска теплоты потребителям, уменьшить тепловое загрязнение окружающей среды. Также с конденсатом удаляется часть углекислого газа, полученного при горении топлива. Избыточный конденсат можно полезно использовать на станции.

Поэтому вопросы конденсации водяного пара из уходящих газов являются весьма актуальными, и им посвящено большое число научных исследований [20–25].

Данная работа является продолжением работы [26], 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 камере сгорания, что снижает мощность на сжатие в компрессоре, а также температуру горения топлива в камере сгорания, что уменьшает выбросы оксидов азота в окружающую среду. Смесь газов с высоким содержанием водяного пара позволяет также примерно в два раза повысить удельную мощность газовой турбины.

В этой работе рассматривается методика расчета схемы газопаровой установки с вводом пара в камеру сгорания и на охлаждение элементов газовой турби-

ны с утилизацией теплоты и влаги из продуктов сгорания топлива и отпуском теплоты в систему теплоснабжения с использованием теплонасосной установки. Газопаровая установка работает по разомкнутому циклу Брайтона и замкнутому циклу Ренкина.

Схема газопаровой установки

Схема ГПУ приведена на рис. 1.

Процессы в схеме ГПУ от входа воды в КУ в точке 12 до выхода парогазовой смеси после экономайзера в точке 9 подробно описаны в работе [26]. Рассмотрим процессы в добавленных элементах схемы. После экономайзера парогазовая смесь разделяется на два потока. Основной идет в камеру орошения, где охлаждается холодным конденсатом в изохорном процессе 9–20 до температуры мокрого термометра (рис. 2), после чего отдает теплоту охлаждающей воде в активной насадке в изобарном процессе 20–21 и, пройдя через сепаратор, смешивается со вторым горячим потоком с температурой t_9 до температуры t_{10} , которая обеспечивает работу газоходов и дымовой трубы без конденсации. Расходы первого и второго потоков регулируются положением Ш. Образовавшийся конденсат с температурой t_k сжимается в адиабатном процессе 22–23 в КН до давления 0,2...0,3 МПа, после чего разделяется на два потока: один идет в камеру орошения, а второй – на вход ПВ, где смешивается с сырой водой, которая с температурой t_{24} добавляется к конденсату, если его не хватает для питания КУ. Если температура воды не достаточна для обработки в ХВО, то она подогревается в ПВ в изобарном процессе 25–26, до необходимой температуры. Подогрев производится паром с выхода КУ в состоянии 17. Слив конденсата греющего пара из ПВ производится в ДВ. Также в ДВ подаются, прошедший через ОВ поток воды из ХВО и поток пара с выхода КУ через регулятор давления РД, при этом давление в РД падает от P_{17} до 0,12...0,25 МПа. Очищенная от кислорода и углекислоты в ДВ вода через ОВ подается на вход питательного насоса. При этом в ОВ температура воды снижается с t_{11} до t_{12} °С. Нагретая в АН охлаждающая вода с температурой t_{31} , которая на 5...6 °С ниже температуры мокрого термометра t_{20} , насосом подается в СП, где нагревает сетевую воду с температуры t_{43} до t_{41} . Из СП охлаждающая вода с температурой t_{33} идет в Итн, где охлаждается до температуры t_{34} , которая должна быть ниже температуры конденсата t_{21} . В испарителе теплового насоса при температуре t_{35} , которая на 5 °С ниже температуры t_{34} , испаряется фреон, после чего нагревается в регенераторе с температуры t_{35} до температуры t_{36} и поступает в компрессор теплового насоса, где в адиабатном процессе сжимается до температуры t_{37} и идет в конденсатор теплового насоса, в котором нагревает сетевую воду до температуры t_{42} , которая на 5 °С ниже температуры t_{37} . Из конденсатора теплового насоса сконденсировавшийся фреон в изобарном процессе 38–39 охлаждается в регенераторе и через дроссельный клапан в состоянии 40 поступает в испаритель теплового насоса. Компрессор теплового насоса приводится в действие электродвигателем.

Fig. 1. Cycle diagram of combined-cycle plants: 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; CW – cooler of water; HW – heater of water; IC – irrigation chamber; AN – active nozzle; G – gate; S – separator; CP – condensate pump; PC – pump of cooling water; NP – network pump; NH – network heater; Evhp – heat pump evaporator; R – regenerator; Chp – heat pump compressor; EM – electric motor; Ch – heat pump condenser; T – throttle; HC – consumers of heat

10 °С выше температуры точки росы, с влагосодержанием d_9 поступают в камеру орошения, куда также подается конденсат с температурой $t_k=t_{22}=t_{21}$. В результате смешения продуктов сгорания с конденса-

том в изохальном процессе 9–20 температура смеси снижается до температуры мокрого термометра, которая определяется точкой 20 на линии относительной влажности $\varphi_i=100\%$, при этом влагосодержание увеличивается до d_{20} . В результате отвода теплоты в активной насадке от продуктов сгорания к охлаждающей воде при относительной влажности $\varphi_i=100\%$ температура смеси продуктов сгорания снижается до t_{21} , а влагосодержание – до d_{21} . При этом температура охлаждающей воды увеличивается с t_{34} до t_{31} .

В КУ необходимо обеспечить разности температур между продуктами сгорания и нагреваемой водой: Δt_{6-17} не ниже $30\text{ }^{\circ}\text{C}$; Δt_{8-14} не ниже $10\text{ }^{\circ}\text{C}$; Δt_{9-12} не ниже $20\text{ }^{\circ}\text{C}$; Δt_{20-31} не ниже $5\text{ }^{\circ}\text{C}$; Δt_{21-34} не ниже $5\text{ }^{\circ}\text{C}$. T - Q диаграмма теплообмена в котле-утилизаторе приведена на рис. 3.

Методика расчета тепловой схемы газопаровой установки

Расчет параметров функционирования газопаровой установки производится численно на основе двух итерационных процессов. Блок-схема алгоритма расчета схемы ГПУ приведена на рис. 4.

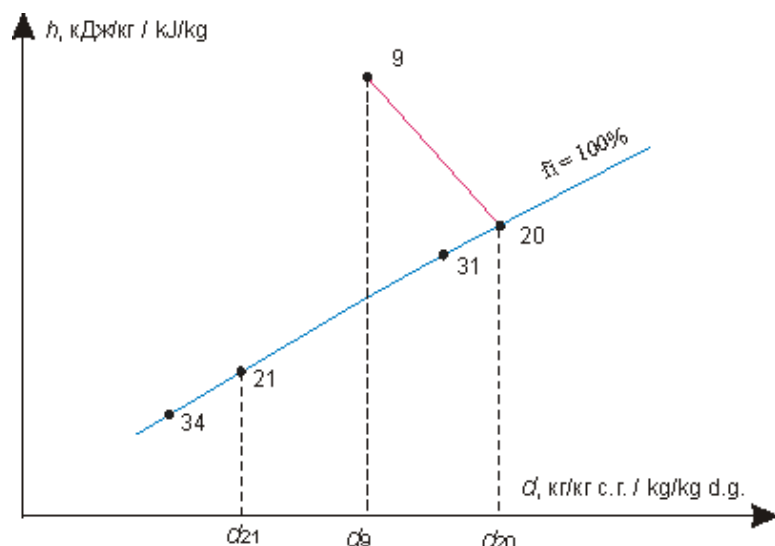


Рис. 2. h - d диаграмма процесса в камере орошения и активной насадке; номера точек на линиях процессов соответствуют номерам на схеме рис. 1

Fig. 2. h - d process diagram in the irrigation chamber and active nozzle; the numbers of points on the lines of the cycles correspond to the numbers on the diagram in Fig. 1

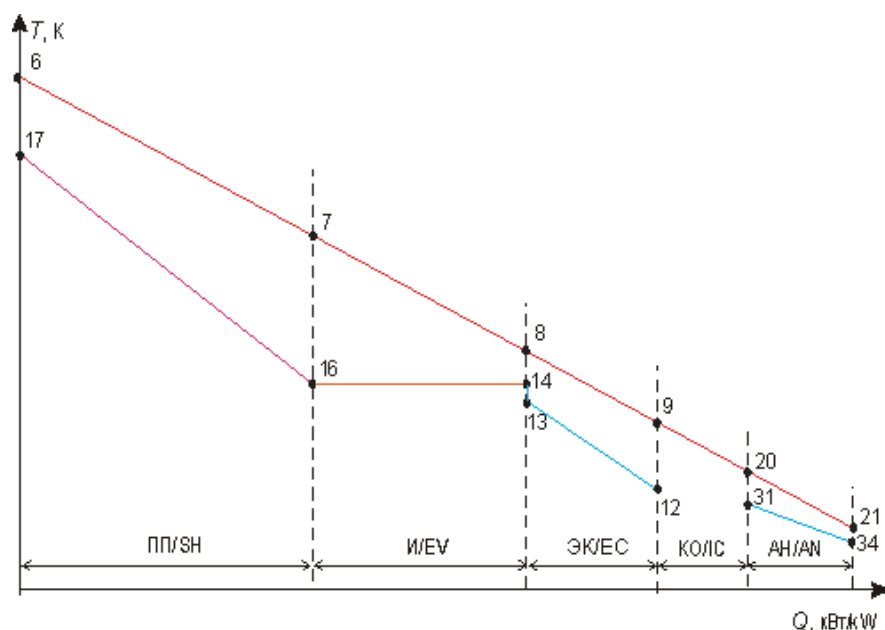


Рис. 3. T - Q диаграмма теплообмена в котле-утилизаторе: ПП – пароперегреватель; И – испаритель; ЭК – экономайзер; КО – камера орошения; АН – активная насадка. Номера точек на линиях соответствуют номерам на рис. 1

Fig. 3. T - Q diagram of heat transfer in the waste heat boiler: SH – superheater; EV – evaporator; EC – economizer; IC – irrigation chamber; AN – active nozzle. The numbers of points on the lines correspond to the numbers in Fig. 1

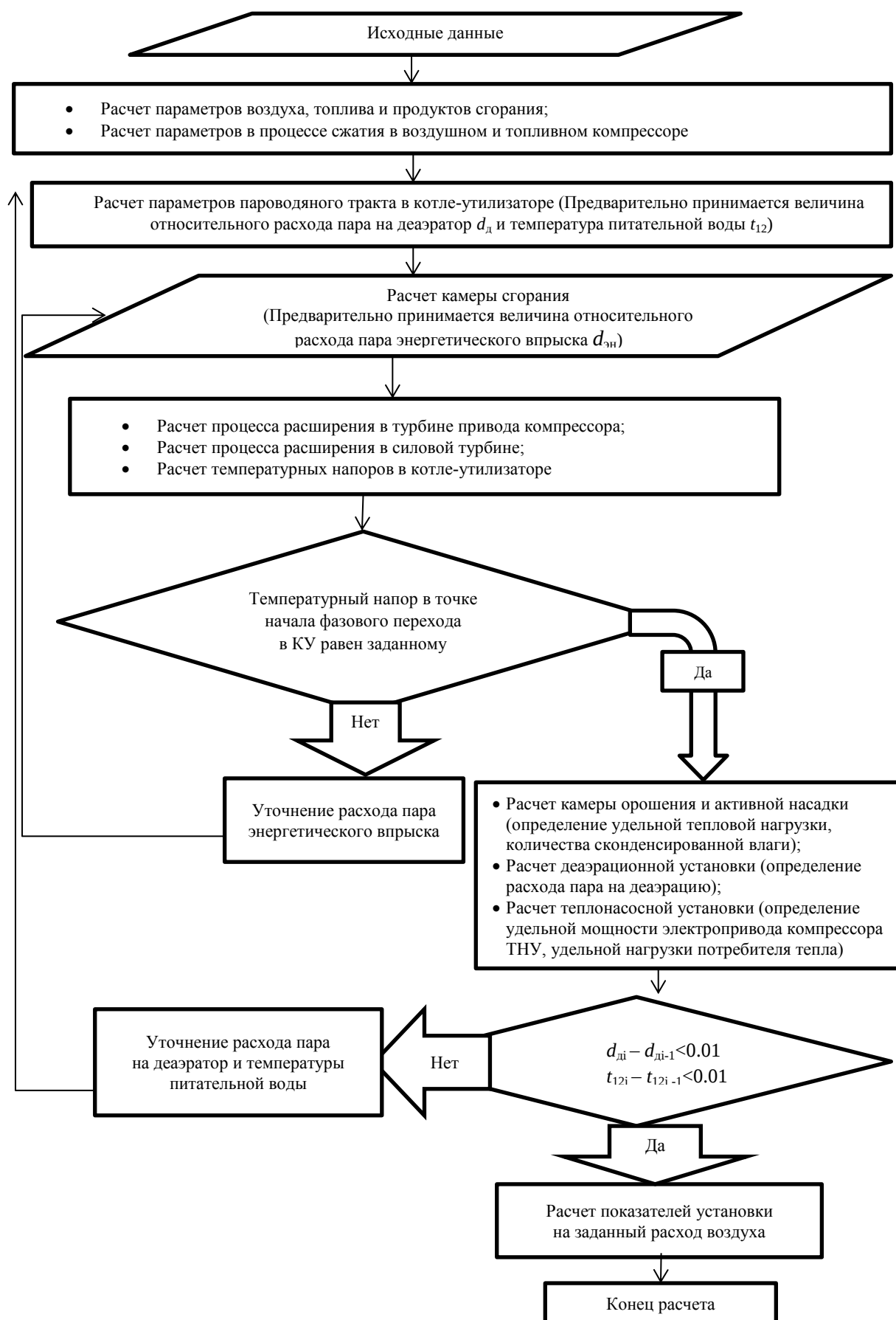


Рис. 4. Блок-схема расчета газопаровой установки

Fig. 4. Block diagram of the calculation of a gas-steam plant

Исходные данные:

Первые двенадцать пунктов повторены из работы [26].

- 1) параметры наружного воздуха: $P_{нв}$, $t_{нв}$, относительная влажность $\phi_{нв}$;
- 2) состав природного газа: CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 и т. д.;
- 3) параметры природного газа: P_1 , t_1 ;
- 4) относительные потери давления: $\delta P_{квоу}$, $\delta P_{пн-ку}$, $\delta P_{ку}$, $\delta P_{ку.пс}$, $\delta P_{к.вых}$, $\delta P_{к.с}$, $\delta P_{тк-к.с}$, $\delta P_{тпк-ст}$, $\delta P_{ку-впр}$;
- 5) КПД: η_k , $\eta_{тк}$ – воздушного и топливного компрессора; $\eta_{м.к}$, $\eta_{м.тпк}$ – 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 ϵ_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 $d_{эп}$;
- 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 деаэрацию $d_d=0,005\dots 0,001$;
- 14) приближенную температуру питательной воды на входе КУ $t_{12}=60\dots 70$ °С;
- 15) разность температур: $\Delta t_{20-31}=6\dots 10$;
- 16) температуру конденсата $t_k=t_{22}=t_{21}=20\dots 50$ °С;
- 17) температуру воды на входе активной насадки $t_{34}=t_{21}-(10\dots 15)$;
- 18) разности температур: $\Delta t_{32-41}=\Delta t_{38-42}=\Delta t_{36-35}=\Delta t_{33-35}=5\dots 8$ °С;
- 19) относительный расход продуктов сгорания через теплоутилизатор $\chi=0,7\dots 1,0$;
- 20) повышение температуры в насосах $\Delta t_{нас}=0,1\dots 0,2$ °С;
- 21) изэнтропийный КПД компрессора ТНУ $\eta_{ктн}=0,82\dots 0,86$;
- 22) электромеханический КПД электродвигателя компрессора ТНУ $\eta_{эм}=0,96\dots 0,98$.

Модель расчета ГПУ без утилизации теплоты и влаги из продуктов сгорания и отпуска теплоты подробно описана в работе [26]. В данной работе рассмотрим вопросы расчета остальных разделов представленной на рис. 4 модели расчета ПГУ.

За основу расчета теплоутилизатора взят принцип работы контактного теплообменника с активной насадкой (КТАН), который состоит из камеры орошения и активной насадки для подогрева воды.

Расчет камеры орошения

Камера орошения – это теплообменный аппарат смешивающего типа, в который входит расход парогазовой смеси g_9 в состоянии 9 и охлаждающий конденсат в состоянии 22 (рис. 1, 2), при этом в изотермическом процессе парогазовая смесь насыщается водяным паром до относительной влажности

$\phi_i=100$ % и охлаждается до температуры мокрого термометра. В результате расчета на основе уравнений материального и теплового баланса определяются расход охлаждающего конденсата $g_{ор}$ и расход парогазовой смеси на выходе g_{20} в кг/кг топлива:

$$g_{20}=g_9+g_{ор};$$

$$g_{20} \cdot h_{20}=g_9 \cdot h_9+g_{ор} \cdot h_{22},$$

где $h_{20}=h_9$; $h_{22}=c_{рв} \cdot t_{22}$, где $c_{рв}=4,19$ кДж/(кг·К) – удельная изобарная теплоемкость воды.

Расчет активной насадки

Активная насадка – это теплообменный аппарат рекуперативного типа, который состоит из пучка труб, где в межтрубном пространстве расход парогазовой смеси g_{20} охлаждается с состояния 20 (рис. 2) до состояния 21, а его влагосодержание уменьшается от d_{20} до d_{21} , при этом на 1 кг топлива образуется $g_{кон}=g_{ст}(d_{20}-d_{21})$ кг конденсата, который при конденсации с теплотой парообразования r_k передает теплоту воде в активной насадке, где $g_{ст}$ – относительный расход сухой парогазовой смеси продуктов сгорания, определяется при расчете продуктов сгорания топлива. В трубах расход охлаждающей воды $g_{охл.в}$ нагревается с состояния 34 до состояния 31. В результате расчета по уравнениям материального и теплового баланса определяются расходы парогазовой смеси и охлаждающей воды:

$$g_{21}=g_{20}-g_{кон};$$

$$g_{охл.в}=(g_{20} \cdot h_{20}-g_{21} \cdot h_{21}+g_{кон} \cdot r_k)/(h_{31}-h_{34}),$$

где энтальпии определяются по заданным или рассчитанным выше давлениям и температурам.

Разница расхода конденсата $\Delta g_{кон}=g_{кон}-g_{охл.в}-d_{ж}-d_{н}-d_{охл}$. Если $\Delta g_{кон}>0$, то в схеме будет избыток конденсата, который можно полезно использовать, иначе будет недостаток, который необходимо возместить добавочной водой в точке 24.

Расчет схемы подогрева питательной воды на входе в котел-утилизатор

Питательная вода в точке 25 (рис. 1) получается в результате смешения потока сырой воды в состоянии 24 с конденсатом после КН в состоянии 23. Сырая вода подается тогда, когда расхода конденсата недостаточно для получения необходимого для работы ГПУ пара. Если температура питательной воды ниже 35 °С, то она подогревается паром в ПВ до этой температуры и поступает на ХВО, откуда через ОВ идет в деаэратор воды, где освобождается от кислорода и углекислоты и питательным насосом через ОВ с температурой на 10...20 °С выше температуры точки росы за водяным экономайзером поступает в экономайзер КУ. Расчет расходов воды и пара на подогреватель воды и деаэратор производится на основе уравнений материального и теплового баланса. При этом расходы и параметры потоков определяются на основе итерационного расчета. Итерационный расчет начинается с предварительно заданных расхода пара на деаэратор d_d и температуры питательной воды на входе в КУ t_{12} , а заканчивается, когда эти параметры

на двух итерациях – i и $i-1$ – будут определены с относительной погрешностью меньше 1 %.

Расчет ТНУ

Процессы в цикле теплового насоса приведены на рис. 5.

В изобарном процессе 40–35 подводится теплота в испарителе теплового насоса от охлаждающей воды перед активной насадкой. В процессе 35–36 перегревается в рекуператоре полученный в испарителе пар фреона, после чего в адиабатном процессе 36–37 сжимается в компрессоре теплового насоса, и в изобарном процессе 37–38 в конденсаторе теплота передается сетевой воде, дальше в рекуператоре в процессе 38–39 теплота от конденсата подогревает пар перед компрессором. В процессе 39–40 в дросселе конденсат расширяется с парообразованием при падении давления от давления в конденсаторе $P_{\text{кон}}$ до давления в испарителе $P_{\text{исп}}$. Давление насыщения фреона $P_{\text{кон}}$ определяется по температуре $t_{\text{кон}}=t_{33}+\Delta t_{35-33}$, где $t_{33}=t_{34}$. Давление насыщения фреона $P_{\text{исп}}$ определяется по температуре $t_{\text{исп}}=t_{38}+\Delta t_{38-42}$.

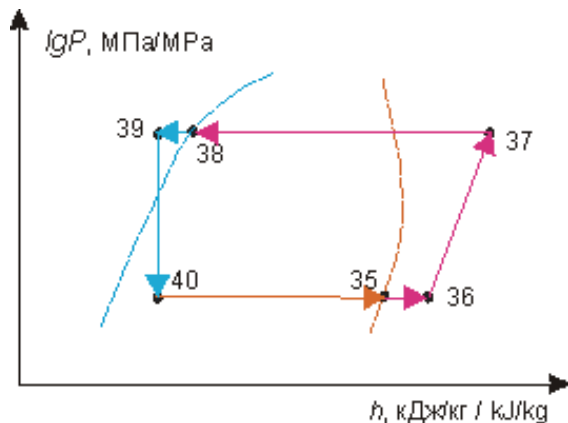


Рис. 5. Цикл теплового насоса в $\lg P-h$ диаграмме
Fig. 5. Heat pump cycle in $\lg P-h$ diagram

Энтальпии воды и фреона определяются по давлению и температуре.

В качестве рабочего тела выбран фреон R141b. Выбор этого фреона обусловлен его высокими термодинамическими показателями и слабым влиянием на разрушение озонового слоя. Параметры фреона рассчитываются по функциям программы REFPROP8. Расчет с помощью этих функций подробно описан в [26].

В результате расчета ТНУ определяются расход фреона $g_{\text{ф}}$, нагрев воды в конденсаторе и охлаждение в испарителе, передача теплоты в регенераторе и затраты мощности на привод компрессора.

Расход фреона определяется по уравнению теплового баланса испарителя

$$g_{\text{ф}} = g_{\text{охл.в}}(h_{32}-h_{33})/(h_{35}-h_{40}).$$

Энтальпия в точке 39 определяется по уравнению теплового баланса рекуператора $h_{39}=h_{38}-(h_{36}-h_{35})$, где h_{38} – энтальпия насыщенной жидкости фреона, определяется по давлению $P_{\text{исп}}$; h_{35} , t_{35} – энтальпия и тем-

пература насыщенного пара фреона, определяются по давлению $P_{\text{кон}}$; энтальпия в точке 36 определяется по $P_{\text{кон}}$ и $t_{36}=t_{35}+\Delta t_{36-35}$.

Энтальпия в точке 37 определяется по уравнению адиабатного сжатия в компрессоре.

Последовательно определяются [26]:

- $s_{36}=\text{Entropy}(\text{"R141b"; "PT"; "SI WITH C"; } P_{\text{исп}}; t_{36})$;
- $h_{37s}=\text{Enthalpy}(\text{"R141b"; "PT"; "SI WITH C"; } P_{\text{кон}}; s_{36})$;
- $h_{37}=h_{36}+(h_{37s}-h_{36})/\eta_{\text{ктн}}$;
- $l_{\text{ктну}}=(h_{37}-h_{36})$ – удельная работа сжатия в компрессоре ТНУ;
- $q_{\text{к}}=h_{38}-h_{37}$ – удельная тепловая нагрузка конденсатора ТНУ;
- $\mu=q_{\text{к}}/l_{\text{ктну}}$ – коэффициент трансформации ТНУ;
- $q_{\text{тну}}=g_{\text{ф}} \cdot q_{\text{к}}$ – удельная теплопроизводительность ТНУ;
- $n_{\text{эд}}=g_{\text{ф}} \cdot l_{\text{ктн}}/\eta_{\text{эм}}$ – удельная мощность электродвигателя компрессора ТНУ.
- Расчет системы теплоснабжения

В системе теплоснабжения вода нагревается в сетевом подогревателе и конденсаторе ТНУ, поэтому определяются расход сетевой воды $g_{\text{св}}$ и температуры в точках 41, 42, 43 и 44.

Последовательно определяются:

- $t_{43}=t_{\text{ис}}$ и $t_{44}=t_{\text{ос}}$ – заданы в исходных данных;
- $t_{42}=t_{43}-\Delta t_{\text{нас}}$;
- $t_{41}=t_{32}-\Delta t_{32-41}$;
- $g_{\text{св}}=q_{\text{к}}/(t_{42}-t_{41})c_{\text{рв}}$;
- $q_{\text{сп}}=g_{\text{св}}(t_{41}-t_{44})c_{\text{рв}}$ – удельный нагрев воды в СП;
- $q_{\text{от}}=g_{\text{св}}(t_{43}-t_{44})c_{\text{рв}}$ – удельный отпуск теплоты потребителям.

Расчет показателей установки на заданный расход воздуха $G_{\text{к}}$

Последовательно определяются:

- $B_{\text{т}}=G_{\text{к}}/g_{\text{в}}$;
- $D_{\text{эн}}=d_{\text{эн}} \cdot B_{\text{т}}$;
- $D_{\text{эк}}=d_{\text{эк}} \cdot B_{\text{т}}$;
- $D_{\text{охл}}=d_{\text{охл}} \cdot B_{\text{т}}$;
- $N_{\text{ст}}=(D_{\text{эн}}+D_{\text{эк}}+D_{\text{охл}}+B_{\text{т}}+G_{\text{к}})\Delta h_{\text{ст}}/\eta_{\text{м.ст}}$;
- $N_{\text{пн}}=(D_{\text{эн}}+D_{\text{эк}}+D_{\text{охл}})\Delta h_{\text{пн}}/\eta_{\text{м.пн}}$;
- $N_{\text{к}}=G_{\text{к}} \cdot \Delta h_{\text{к}}/\eta_{\text{м.к}}$;
- $N_{\text{тк}}=B_{\text{т}} \cdot \Delta h_{\text{тк}}/\eta_{\text{м.тпк}}$;
- $N_{\text{эд}}=B_{\text{т}} \cdot l_{\text{ктну}} \cdot g_{\text{ф}}/\eta_{\text{м.ктну}}$;
- $N_{\text{но}}=B_{\text{т}} \cdot \Delta h_{\text{но}} \cdot g_{\text{охл.в}}/\eta_{\text{м.но}}$;
- $N_{\text{кн}}=B_{\text{т}} \cdot \Delta h_{\text{кн}} \cdot g_{\text{кон}}/\eta_{\text{м.кн}}$;
- $N_{\text{сн}}=B_{\text{т}} \cdot \Delta h_{\text{сн}} \cdot g_{\text{св}}/\eta_{\text{м.сн}}$;
- $N_{\text{пол}}=N_{\text{ст}} \cdot \eta_{\text{эг}} - N_{\text{пн}}/\eta_{\text{эп}} - N_{\text{тк}}/\eta_{\text{эп}} - N_{\text{эд}}/\eta_{\text{эп}} - N_{\text{но}}/\eta_{\text{эп}} - N_{\text{кн}}/\eta_{\text{эп}} - N_{\text{сн}}/\eta_{\text{эп}}$;
- $\eta_{\text{гпу}}=100 \cdot N_{\text{пол}}/(B_{\text{т}} \cdot Q_{\text{пр}})$, %;
- $\text{КИТТ нетто}=100 \cdot (N_{\text{пол}}+Q_{\text{от}})/(B_{\text{т}} \cdot Q_{\text{пр}})$, %;
- $Q_{\text{от}}=q_{\text{от}} \cdot B_{\text{т}}$;
- $G_{\text{охл}}=g_{\text{охл.в}} \cdot B_{\text{т}}$;
- $G_{\text{св}}=g_{\text{св}} \cdot B_{\text{т}}$;
- $G_{\text{ф}}=g_{\text{ф}} \cdot B_{\text{т}}$;
- $D_{\text{к}}=g_{\text{кон}} \cdot B_{\text{т}}$;
- $\Delta D_{\text{к}}=\Delta g_{\text{кон}} \cdot B_{\text{т}}$.

Методика расчета тепловой схемы ГПУ, которая позволяет производить исследования показателей в широком диапазоне изменения исходных параметров, реализована в виде программы в пакете электронных таблиц EXCEL с использованием языка программирования VBA MS Excel.

Достоверность алгоритма программы, модели и метода расчетов проверялась ручными расчетами при одинаковых исходных параметрах. При этом относительная погрешность не превышала 3 %.

Результаты расчета и их анализ

Для расчета были введены следующие исходные параметры:

- 1) параметры наружного воздуха: $P_{\text{нв}}=0,1013$ МПа, $t_{\text{нв}}=15$ °C; $\phi_{\text{нв}}=0,6$;
- 2) состав природного газа: $\text{CH}_4=100$ %;
- 3) параметры природного газа: $P_{\text{г}}=0,2$ МПа; $t_{\text{г}}=5$ °C;
- 4) относительные потери давления: $\delta P_{\text{кву}}=0,01$, $\delta P_{\text{пн-ку}}=\delta P_{\text{ку}}=\delta P_{\text{ку-пс}}=\delta P_{\text{к.вых}}=\delta P_{\text{кс}}=\delta P_{\text{тк-кс}}=\delta P_{\text{тпк-ст}}=0,03$, $\delta P_{\text{ку-охл}}=0,05$;
- 5) КПД: $\eta_{\text{к}}=0,86$, $\eta_{\text{тк}}=0,9$, $\eta_{\text{мк}}=0,995$, $\eta_{\text{кк}}=0,995$, $\eta_{\text{м.тпк}}=0,995$, $\eta_{\text{тпк}}=0,9$, $\eta_{\text{ст}}=0,93$, $\eta_{\text{эл}}=0,982$, $\eta_{\text{эл}}=0,99$, $\eta_{\text{пн}}=0,8$;
- 6) степень сжатия компрессора: $2 \dots 80$;
- 7) температура продуктов сгорания на выходе КС: $1000 \dots 1700$ °C;
- 8) давление и температура добавочной воды: $P_{\text{дв}}=0,2$ МПа, $t_{\text{дв}}=10$ °C;
- 9) расход экологического пара на впрыск $d_{\text{эк}}=2$ кг/кг топлива;
- 10) расход пара на охлаждение: $\delta_{\text{охл}}=0,05$, $K_{\text{охл}}=0,7$;
- 11) расход воздуха на входе в компрессор $G_{\text{к}}=1$ кг/с;
- 12) приближенный удельный расход пара на деаэра-тор $d_{\text{д}}=0,1 \dots 0,5$ кг/кг топлива;
- 13) приближенная температура питательной воды на входе КУ $t_{12}=60 \dots 70$ °C;
- 14) разность температур: $\Delta t_{20-31}=6$;
- 15) температуру конденсата $t_{\text{к}}=t_{22}=t_{21}=45$ °C;
- 16) температуру воды на входе активной насадки $t_{34}=t_{21}-10$;

- 17) разности температур: $\Delta t_{32-41}=\Delta t_{38-42}=\Delta t_{36-35}=\Delta t_{33-35}=5$ °C;
- 18) относительный расход продуктов сгорания через теплоутилизатор $\chi=1$;
- 19) повышение температуры в насосах $\Delta t_{\text{нас}}=0,1$ °C;
- 20) изэнтропийный КПД компрессора ТНУ $\eta_{\text{ктн}}=0,86$;
- 21) электромеханический КПД электродвигателя компрессора ТНУ $\eta_{\text{эм}}=0,98$;
- 22) температура воды в прямой сети $t_{43}=70$ °C;
- 23) температура воды в обратной сети $t_{44}=49$ °C.

С помощью программы проведены расчеты, результаты которых представлены на рис. 6–10. Рисунки построены в зависимости от степени сжатия в компрессоре от 0 до 80 и температуры газов на выходе камеры сгорания от 1000 до 1700 °C. Расчеты проводились по низшей удельной теплоте сгорания природного газа.

На рис. 6, а приведена зависимость коэффициента использования теплоты топлива (КИТТ) нетто при отпуске теплоты в летний период на горячее водоснабжение при температуре в прямой сети 70 °C и обратной сети 49 °C. КИТТ нетто учитывает затраты теплоты и мощности на собственные нужды ГПУ. Видим, что КИТТ нетто находится в пределах 98...111 %. Это связано с тем, что он рассчитан по низшей удельной теплоте сгорания топлива, которая не учитывает теплоту конденсации водяного пара, а в данной ГПУ при отпуске теплоты в теплоутилизаторе конденсируется большой расход пара.

На рис. 6, б приведена зависимость коэффициента полезного действия нетто без отпуски теплоты. В этом случае КИТТ нетто равен КПД нетто. Видим, что при работе ГПУ с отпуском теплоты КИТТ нетто на 100...45 % выше, чем при работе без отпуски теплоты. При этом КИТТ нетто сильно зависит от степени сжатия в компрессоре и температуры за камерой сгорания. При низкой температуре газов КИТТ резко падает с ростом степени сжатия. С ростом температуры газов за камерой сгорания КИТТ падает медленно в широком диапазоне степени сжатия в компрессоре.

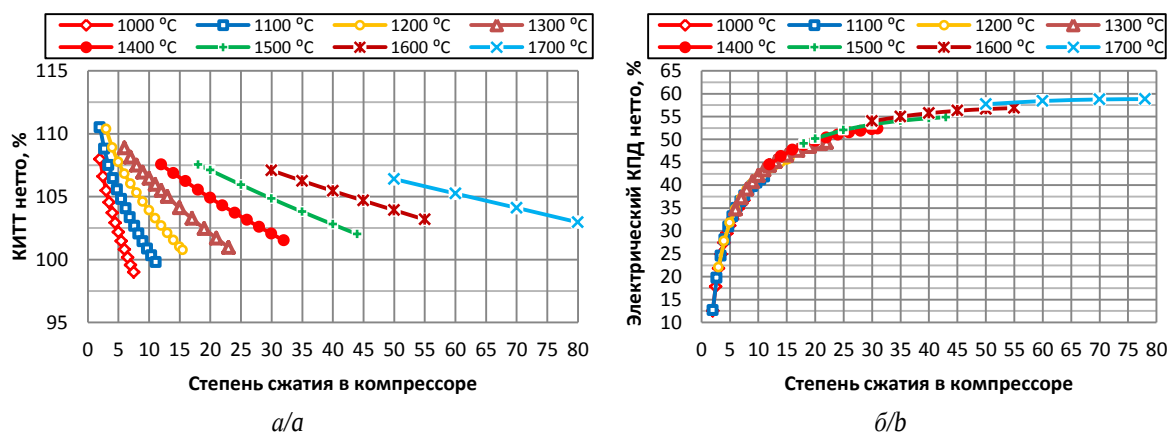


Рис. 6. Зависимость КИТТ нетто и КПД нетто от степени сжатия в компрессоре и температуры на выходе камеры сгорания: а) КИТТ нетто ГПУ с отпуском теплоты; б) КПД нетто ГПУ без отпуски теплоты

Fig. 6. Dependence of the net heat utilization factor of the fuel and net efficiency on the degree of compression in the compressor and the temperature at the outlet of the combustion chamber: а) net heat utilization factor of the fuel net gas turbine plant (GTU) with heat release; б) net efficiency of GTU without heat supply

На рис. 7, а представлена зависимость максимальных значений КПД нетто для ГПУ с отпуском теплоты. При этом видим, что КПД нетто на 5 % ниже при отпуске теплоты, чем без отпуска (рис. 6, б), что в основном связано с затратами электроэнергии на привод компрессора теплового насоса. На рис. 7, б при-

ведена зависимость прироста КИТТ нетто в схеме с отпуском теплоты по сравнению к КПД нетто (рис. 7, а). Эти зависимости показывают, что при низкой степени сжатия в компрессоре и температуре за камерой сгорания основная доля сжигаемого топлива идет на отпуск теплоты.

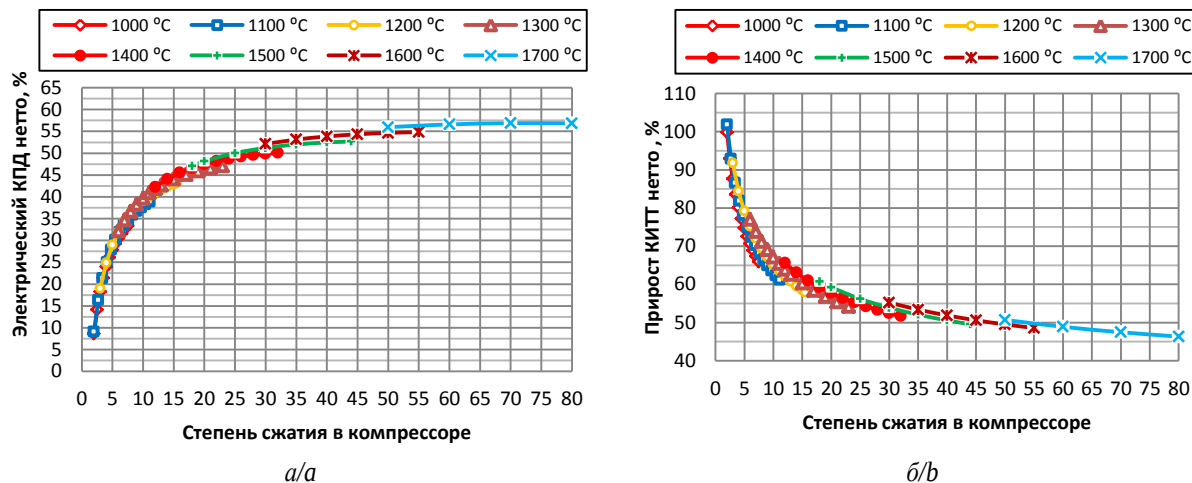


Рис. 7. а) электрический КПД нетто в схеме с отпуском теплоты; б) прирост КИТТ нетто в схеме с отпуском теплоты

Fig. 7. а) net electrical efficiency in a scheme with heat release; б) increase in the net heat utilization factor of the fuel net in the scheme with heat supply

Расход пара на экологический и энергетический впрыски и на охлаждение турбины сильно зависит от степени сжатия в компрессоре и температуры газов на выходе КС (рис. 8). С их ростом он суще-

ственно снижается. При работе ПГУ с отпуском теплоты (рис. 8, а) расход пара на впрыски примерно на 0,5 кг на 1 кг топлива выше, чем без отпуска (рис. 8, б).

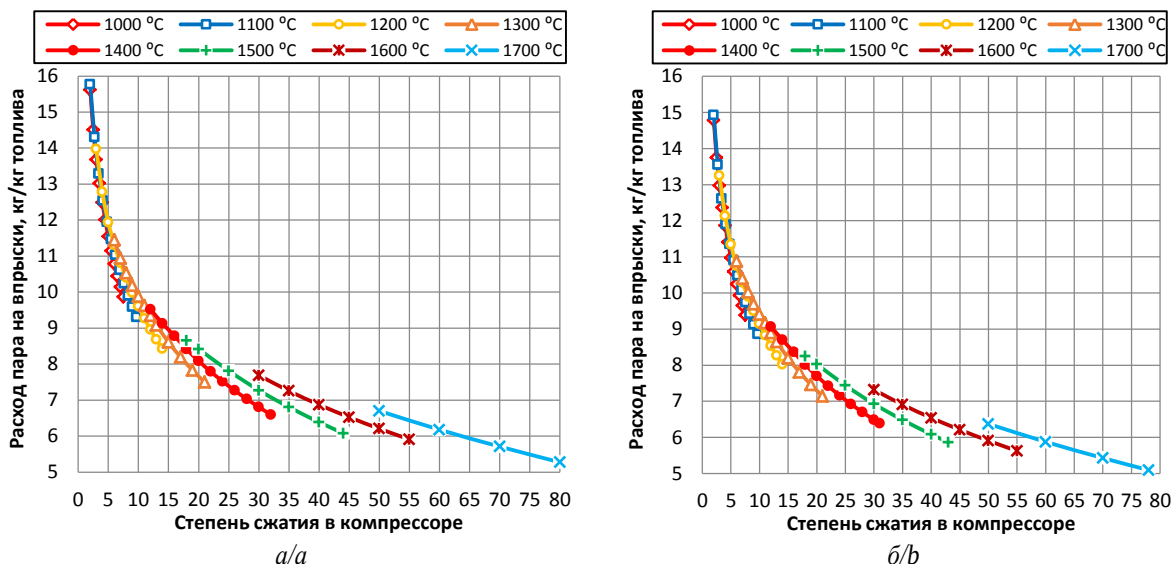


Рис. 8. Зависимость расхода энергетического пара ГПУ от степени сжатия в компрессоре и температуры газов на выходе КС: а) ГПУ с отпуском теплоты; б) ГПУ без отпуска теплоты

Fig. 8. Dependence of the power steam flow rate of the GTU on the compression ratio in the compressor and the temperature of the gases at the outlet of the compressor station: а) GTU with heat release; б) GTU without heat release

На рис. 9, а приведена зависимость удельной тепловой нагрузки потребителя теплоты от степени сжатия в компрессоре и температуры газов на выходе КС. Эта зависимость показывает, что с ростом степени

сжатия в компрессоре и температуры газов на выходе КС удельная тепловая нагрузка падает с 51 МДж/кг топлива при степени сжатия 2,5 и температуре газов на выходе КС 1000 °C до 23 МДж/кг топлива при сте-

пени сжатия 80 и температуре газов на выходе КС 1700 °С, примерно в 2 раза. При этом сильное падение происходит до степени сжатия 20.

На рис. 9, б приведена зависимость избыточного расхода конденсата при работе ГПУ с утилизацией теплоты и влаги и отпуском теплоты потребителю. Из рис. 9, б

видим, что при температурах на выходе КС выше 1200 °С всегда будет избыточный конденсат, который можно полезно использовать на станции. При этом расход избыточного конденсата сильно зависит от степени сжатия в компрессоре, уменьшаясь с ее ростом в 2...6 раз в зависимости от температуры газов на выходе КС.

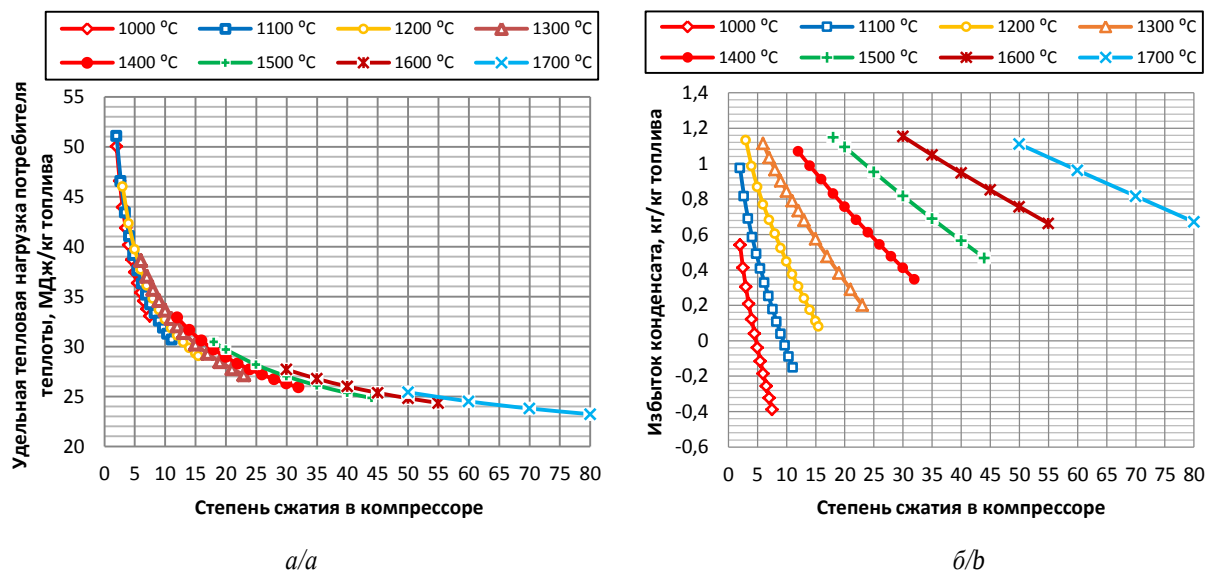


Рис. 9. а) зависимость удельной тепловой нагрузки потребителя в схеме с отпуском теплоты от степени сжатия в компрессоре и температуры газов на выходе КС; б) избыток конденсата, получаемого в КТАНе, относительно расхода воды на впрыски в схеме с отпуском теплоты

Fig. 9. а) dependence of the specific heat load of the consumer in the scheme with the release of heat on the compression degree in the compressor and the temperature of the gases at the outlet of the compressor station; б) excess of condensate obtained in contact heat exchanger with active packing, relative to the water consumption for injection in the scheme with heat release

Выводы

1. Разработана схема газопаровой установки с впрыском пара в камеру сгорания для снижения образования оксидов азота и увеличения мощности турбин, в которой для снижения потери теплоты с уходящими газами и сокращения выброса влаги в атмосферу в котел-утилизатор введен утилизатор теплоты и влаги из продуктов сгорания, а для использования полученной в теплоутилизаторе теплоты в системе теплоснабжения в схему введен тепловой насос, который служит для подогрева сетевой воды в конденсаторе и снижения температуры охлаждающей воды на входе теплоутилизатора в испарителе.
2. Разработан алгоритм расчета параметров работы предложенной схемы. Проведенный анализ по данному алгоритму показал, что:
 - при расчете по низшей теплоте сгорания топлива коэффициент использования теплоты топлива нетто находится в пределах 98...111 %, это на 100...45 % выше, чем при работе газопаровой установки без отпуска теплоты при одинаковых исходных параметрах;
 - в летнем режиме отпуска теплоты на горячее водоснабжение электрический КПД нетто на 5 % ниже, чем без отпуска, что в основном связано

с затратами электроэнергии на привод компрессора теплового насоса;

- расход впрыска пара в камеру сгорания и на охлаждение турбин сильно падает при росте степени сжатия в компрессоре до 20, примерно в 2 раза. При большей степени сжатия расход пара на впрыски снижается не больше 30 %. Отпуск теплоты увеличивает расход пара на впрыски на 0,5 кг на 1 кг топлива по сравнению с режимом без отпуска;
- удельная тепловая нагрузка потребителя теплоты падает с 51 МДж/кг топлива при степени сжатия 2,5 до 28 МДж/кг топлива при степени сжатия 20. Дальше падение происходит медленно до 23 МДж/кг топлива при степени сжатия 80;
- при работе газопаровой установки с утилизацией теплоты и влаги и отпуском теплоты потребителю при температурах на выходе камеры сгорания выше 1200 °С всегда будет избыточный конденсат, который можно полезно использовать на станции. Расход избыточного конденсата сильно зависит от степени сжатия в компрессоре, уменьшаясь с ее ростом в 2...6 раз в зависимости от температуры газов на выходе камеры сгорания.

3. На основе проведенных расчетов можно сделать вывод, что применение данной схемы наиболее выгодно при степени сжатия в компрессоре от 20 до 80 и температуре на выходе камеры сгорания 1400...1700 °С, при этом коэффициент использова-

ния теплоты топлива нетто будет 102...107 %; электрический КПД нетто 50...58 %; расход впрыска пара 5,5...8,5 кг/кг топлива; избыток уловленного конденсата 0,2...1,2 кг/кг топлива; удельная тепловая нагрузка потребителя теплоты 23...28 МДж/кг топлива.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Энергетическая стратегия России на период до 2035 года. Утверждена распоряжением Правительства Российской Федерации от 09.06.2020 № 1523-р. – 93 с.
2. Манушин Э.А. Комбинированные энергетические установки с паровыми и газовыми турбинами. – М.: ВИНТИ, 1990. – 184 с.
3. Ol'khovskii G.G. Combined cycle plants: yesterday, today, and tomorrow (review) // Thermal Engineering. – 2016. – V. 63 (7). – P. 488–494.
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. Digumathi R., Chung-Nan Chang. Cheng-cycle implementation on small gas turbine engine // Gas Turbine World. – 1984. – № 3. – P. 34–37.
7. Батенин В.М., Зейгарник Ю.А., Копелев С.З. Парогазовая установка с вводом пара в газовую турбину – перспективное направление развития энергетических установок // Теплоэнергетика. – 1993. – № 10. – С. 46–52.
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 with Con and Management. – 2019. – V. 192. – P. 374–384.
14. Тачтон Дж. Полуэмпирический метод расчета содержания NOx в продуктах сгорания при наличии впрыска пара // Энергетические машины и установки. – 1984. – № 4. – С. 89–98.
15. 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.
16. 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.
17. 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.
18. 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.
19. Меллер Д.Ж. Разработка, монтаж и испытание системы впрыска пара (STIG) в газогенератор LM 5000 фирмы General Electric // Современное машиностроение. Сер. А. – 1988. – № 2. – С. 11–17.
20. Дикий Н.А. Судовые газотурбинные установки. – Л.: Судостроение, 1978. – 264 с.
21. Романов В.Л., Кривуца В.А. Комбинированная газопаротурбинная установка мощностью 16–25 МВт с утилизацией тепла отходящих газов и регенерацией воды из парогазового потока // Теплоэнергетика. – 1996. – № 4. – С. 37–40.
22. Парогазовая установка для комбинированной выработки электроэнергии, тепла и холода (тригенерация) / В.М. Батенин, В.М. Масленников, Ю.А. Выскубенко, Э.А. Цалко, В.Я. Штеренберг // Теплофизика высоких температур. – 2014. – Т. 14. – № 6. – С. 934–940.
23. Efficiency of utilization of heat of moisture from exhaust gases of heat HRSG of CCGT / N. Galashov, S. Tsiulskiy, D. Mel'nikov, A. Kiselev, A. Gabdullina // MATEC Web of Conferences. – Tomsk, 2017. – P. 01027–01031.
24. 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. – V. 118. – P. 399–413.
25. Numerical and experimental investigation of flue gases heat recovery via condensing heat exchanger / A. Macháková, R. Kocich, M. Bojko, L. Kunčická, K. Polko // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2018. – V. 124. – P. 1321–1333.
26. 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.

Поступила: 28.02.2022 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., ассистент НОЦ И.Н. Бутакова Инженерной школы энергетики Национального исследовательского Томского политехнического университета.

Беспалов В.В., кандидат технических наук, доцент 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

CALCULATION OF THE PARAMETERS OF THE SCHEME OF A GAS-STEAM PLANT WITH DEEP UTILIZATION AND HEAT RELEASE

Nikolay N. Galashov,
gal@tpu.ru

Alexander A. Tubolev,
Tubolev@tpu.ru

Viktor V. Bepalov,
vic@tpu.ru

Alexander A. Minor,
aam29061994@gmail.com

Evgeny S. Boldushevsky,
franky575@rambler.ru

¹ National Research Tomsk Polytechnic University,
30, Lenin avenue, Tomsk, 634050, Russia.

The relevance of the work is conditioned by the improvement of thermal schemes and optimization of the parameters of gas-steam installations in order to reduce the consumption of such energy resource as natural gas in the production of electricity and the release of heat. The proposals for improving the schemes of gas-steam plants supported by calculations, will increase their fuel heat utilization factor and reduce the amount of environmentally harmful emissions into the environment.

Purpose: development of a method for calculating the thermal schemes of gas-steam installations in order to improve their scheme based on a versatile parametric analysis and selection of optimal parameters and operating modes.

Objects: gas-steam plants with the release of electricity and heat based on gas turbines with steam injection into the combustion chamber, and deep utilization of heat and moisture from combustion products.

Methods: numerical research methods based on material and energy balances of systems and elements of gas-steam installations.

Results. The authors developed the method for calculating the thermal scheme of a gas-steam plant with the release of electricity and heat, and deep utilization of heat and moisture from combustion products. It was determined that heat and moisture introduction into the heat exchanger circuit makes it possible to lower the temperature of the combustion products leaving the heat exchanger to 15...45 °C, and also to capture up to 90...120 % of moisture from them. To reduce the temperature of the cooling water at the inlet to the heat and moisture exchanger, a heat pump was introduced into the circuit, which also makes it possible to increase the temperature of the network water in the heat supply system. The new scheme, due to a significant reduction in heat loss with exhaust gases, makes it possible to increase the fuel heat utilization factor by 45...100 % compared to the scheme without heat release when calculating the net calorific value of the fuel. It was found that the use of this scheme is most beneficial when the compression ratio in the compressor is from 20 to 80 and the temperature at the outlet of the combustion chamber is 1400...1700 °C, while the net heat utilization factor of the fuel will be 102...107 %; net efficiency 50...58 %; steam injection consumption 5,5...8,5 kg/kg of fuel; excess of captured condensate 0,2...1,2 kg/kg of fuel; specific heat load of heat consumer 23...28 MJ/kg of fuel.

Key words:

Gas turbine plant, gas steam plant, steam injection, waste heat boiler, combustion products, heat recovery unit, heat pump.

REFERENCES

1. *Energeticheskaya strategiya Rossii na period do 2035 goda* [Energy strategy of Russia for the period up to 2035]. Approved by the order of the Government of the Russian Federation, 09.06.2020. Vol. (1523-r).
2. Manushin E.A. *Kombinirovannye energeticheskie ustanovki s parovymi i gazovymi turbinami* [Combined energy installations with gas-steam turbines]. Moscow, VINITI Publ., 1990. 184 p.
3. Ol'khovskii G.G. Combined cycle plants: yesterday, today, and tomorrow (review). *Thermal Engineering*, 2016, vol. 63 (7), pp. 488–494.
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. Digumarthi R., Chung-Nan Chang. Cheng-cycle implementation on small gas turbine engine. *Gas Turbine World*, 1984, vol. 3, pp. 34–37.
7. Batenin V.M., Zeygarnik Yu.A., Kopelev S.Z. Parogazovaya ustanovka s vvodom para v gazovuyu turbinu – perspektivnoe napravlenie razvitiya energeticheskikh ustanovok [Combined-cycle plant with steam injection into a gas turbine – a promising direction in the development of power plants]. *Teploenergetika*, 1993, no. 10, pp. 46–52.
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. 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. Tachton Dzh. Poluempiricheskiy metod rascheta soderzhaniya NOx v produktakh sgoraniya pri nalichii vpryska para [Semi-empirical method for calculating the NOx content in combustion products in the presence of steam injection]. *Energeticheskie mashiny i ustanovki*, 1984, no. 4, pp. 89–98.
 15. 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.
 16. 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.
 17. 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.
 18. 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 mashinostroyeniye. Seriya: A*, 1989, no. 11, pp. 1–14.
 19. Meller D.Zh. Razrabotka, montazh i ispytaniye sistemy vpryska para (STIG) v gazogenerator LM 5000 firmy General Electric [Development, installation and testing of the steam injection system (STIG) in the LM 5000 gas generator from General Electric]. *Sovremennoe mashinostroyeniye. Seriya: A*, 1988, no. 2, pp. 11–17.
 20. Dikiy N.A. *Sudovye gazoturbinnyye ustanovki* [Marine gas turbine installations]. St-Petersburg, Sudostroeniye Publ., 1978. 264 p.
 21. Romanov V.L., Krivutsa V.A. Kombinirovannaya gazoparoturbinnaya ustanovka moshchnostyu 16–25 MVt s utilizatsiyey tepla ot-khodyashchikh gazov i regeneratsiyey vody iz parogazovogo potoka [Combined gas-steam turbine plant with a capacity of 16–25 MW with waste gas heat recovery and water regeneration from a steam-gas flow]. *Teploenergetika*, 1996, no. 4, pp. 37–40.
 22. 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.
 23. Galashov N., Tsibulskiy S., Mel'nikov 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.
 24. Mokhtari H., Ahmadsedigh 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.
 25. Macháčková A., Kocich R., Bojko M., Kunčická 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.
 26. Galashov N.N., Tupolev A.A., Minor A.A., Bannova A.I. Parametric analysis of the gas-steam installation scheme using a mathematical model. *Proceedings of Tomsk Polytechnic University. Georesource engineering*, 2021, vol. 332, no. 12, pp. 124–135. In Rus.

Received: 28 February 2022.

Information about the authors

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

Alexander A. Tubolev, assistant, National Research Tomsk Polytechnic University.

Viktor V. Bespalov, Cand. Sc., associate professor, National Research Tomsk Polytechnic University.

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

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