

УДК 662.642; 621.311.25

## ОПТИМИЗАЦИОННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ С ГАЗИФИКАЦИЕЙ УГЛЯ И ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫМ ПОДОГРЕВОМ ДУТЬЕВОГО ВОЗДУХА

Клер Александр Матвеевич<sup>1</sup>,  
kler@isem.irk.ru

Маринченко Андрей Юрьевич<sup>1</sup>,  
marinchenko@isem.irk.ru

Потанина Юлия Михайловна<sup>1</sup>,  
julia@isem.irk.ru

<sup>1</sup> Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева СО РАН,  
Россия, 664033, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 130.

**Актуальность.** Парогазовые установки с газификацией угля рассматриваются как одно из перспективных направлений развития теплоэнергетических установок на органическом топливе. Интерес к этому направлению объясняется большими природными запасами угля и минимальными вредными выбросами в атмосферу при сжигании генераторного газа. Для улучшения процесса газификации в основном используется воздух, обогащенный кислородом, что является достаточно затратным мероприятием и ведёт к удорожанию установки. Другим способом повышения калорийности генераторного газа является подача в газогенератор воздуха, нагретого до высокой температуры (1000 °С и более). Традиционные трубчатые рекуперативные теплообменники не позволяют осуществить такой подогрев. Единственный реальный способ нагрева воздуха до указанного уровня температур – это использование регенеративных теплообменников периодического действия с керамической засыпкой.

**Цель:** выбор рациональной технологической схемы парогазовой установки с внутрицикловой газификацией угля с использованием высокотемпературного дутьевого воздуха, определение оптимальных параметров цикла и конструктивных параметров отдельных элементов; а также проведение оптимизационных исследований установки по критериям экономической и энергетической эффективности и определение условий конкурентоспособности для исследуемой парогазовой установки.

**Методы.** Сложные теплосиловые системы, включая парогазовые установки, характеризуются многообразием процессов, протекающих в их элементах. Такие установки возможно эффективно исследовать лишь с помощью методов математического моделирования и оптимизации. При проведении оптимизационных исследований использован методический подход, разработанный в ИСЭМ СО РАН для сопоставления эффективности сложных теплоэнергетических установок. Он основан на совместной оптимизации параметров цикла и конструктивных параметров отдельных элементов.

**Результаты.** Проведены оптимизационные технико-экономические исследования парогазовой установки с внутрицикловой газификацией угля. Рассматривалась установка как с использованием высокотемпературного воздуха, подогреваемого в системе керамических теплообменников периодического действия, так и без такого подогрева. Показано, что подача нагретого до высокой температуры воздуха в газогенератор не приводит к значительному улучшению технико-экономических показателей парогазовой установки с газификацией угля, но позволяет получить более калорийный генераторный газ при сопоставимых значениях КПД и цены электроэнергии.

### Ключевые слова:

Высокотемпературный подогрев воздуха, внутрицикловая газификация угля, газификация в воздушном потоке, математическое моделирование, технико-экономические оптимизационные исследования.

### Введение

В настоящее время основное перспективное направление использования угля в электроэнергетике – его прямое сжигание в топках паровых котлов паротурбинных энергоблоков на суперсверхкритических параметрах пара. Это обеспечивает КПД производства электроэнергии до 45–47 %. Следует отметить, что при такой схеме использования угля приходится проводить очистку от вредных выбросов продуктов сгорания, имеющих большой объем, что приводит к значительным затратам [1, 2].

Другое направление использования угля – его внутрицикловая газификация и применение парогазового цикла. При этом можно обеспечить более высокий КПД и проводить очистку продуктов газификации, имеющих гораздо меньший объем, чем продукты сгорания. В этих условиях сокращаются затраты на очистку. Также часть образующегося в установке CO<sub>2</sub> может быть удалена из про-

дуктов газификации с относительно малыми затратами. Однако успешному развитию данного направления препятствует ряд трудностей. Одна из основных состоит в том, что газификация хорошо идет на кислородном дутье и неустойчиво на воздушном. Кроме того, в последнем случае получается низкокалорийный газ, что затрудняет его сжигание в камере сгорания газовой турбины и не позволяет поднять температуру газа перед газотурбинной установкой (ГТУ) [2–17].

Для улучшения качества процесса газификации требуется обогатить воздух кислородом, что весьма дорого. Альтернативным способом повышения качества процесса газификации и повышения калорийности генераторного газа является подача в газогенератор (ГГ) в качестве дутья воздуха, нагретого до температуры более 1000 °С. Подогрев до такой температуры в широкоиспользуемых трубчатых рекуперативных теплообменниках (при рас-

полагаемых материалах труб) невозможен [2, 18–20].

Работы по высокотемпературному подогреву дутьевого воздуха в рекуперативных трубчатых подогревателях (непрерывного действия) проводились в Уральском федеральном университете [8, 20]. Следует отметить, что в данных работах нагрев воздуха до предельно допустимой температуры 800 °С осуществлялся с помощью сжигания угля в дополнительной камере сгорания.

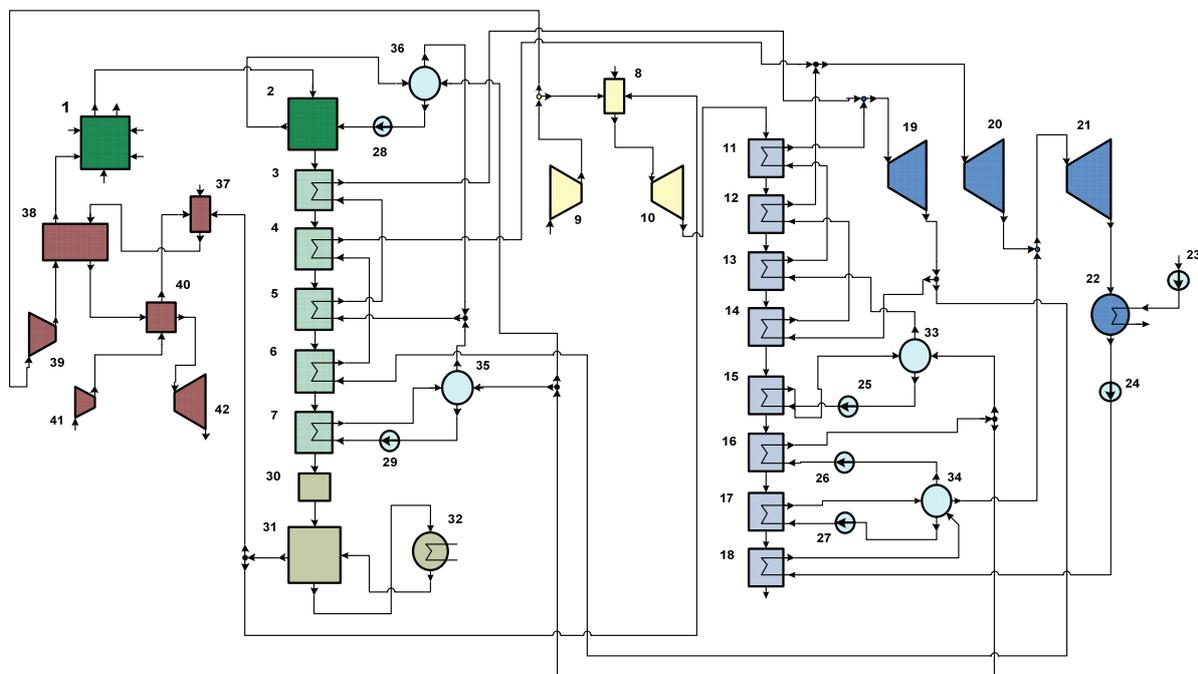
Единственный реальный способ нагрева воздуха до более высокого уровня температур – это его подогрев в регенеративных теплообменниках периодического действия с керамической засыпкой (РКПВ) [21, 22].

Целью настоящей работы является выбор рациональной технологической схемы парогазовой установки (ПГУ) с использованием высокотемпературного дутьевого воздуха, определение (для этой схемы) оптимальных параметров цикла и

конструктивных параметров отдельных элементов, а также показателей энергетической и экономической эффективности установки. Расчеты проводились для различных углей и их цен.

### Описание ПГУ с высокотемпературной газификацией угля

Для исследований ПГУ с газификацией угля в газогенераторах с высокотемпературным подогревом дутьевого воздуха была разработана оригинальная схема ПГУ (рисунок), в которой для нагрева керамической засыпки используются продукты сгорания очищенного генераторного газа. Это обеспечивает надёжную работу системы высокотемпературного подогрева воздуха. Кроме того, для повышения эффективности теплоотдачи от греющих продуктов сгорания к керамике эти продукты в регенеративный подогреватель подаются под давлением, значительно более высоким, чем атмосферное. Поэтому перед сбросом данных про-



**Рисунок.** Схема ПГУ с газификацией угля и высокотемпературным подогревом дутьевого воздуха: 1 – газогенератор; 2–7 – котел-утилизатор на продуктах газификации; 8 – камера сгорания газовой турбины; 9 – воздушный компрессор; 10 – газовая турбина; 11–18 – котел-утилизатор на продуктах сгорания; 19–21 – отсеки паровой турбины; 22 – конденсатор; 23 – циркуляционный насос системы технического водоснабжения; 24 – конденсатный насос; 25 – насос контура высокого давления котла-утилизатора на продуктах сгорания; 26 – питательный насос; 27 – насос контура низкого давления котла-утилизатора на продуктах сгорания; 28 – насос контура высокого давления котла-утилизатора на продуктах газификации; 29 – насос контура низкого давления котла-утилизатора на продуктах газификации; 30–32 – золо- и сероочистка; 33–36 – сепараторы; 37 – дополнительная камера сгорания; 38 – система керамических регенеративных воздухоподогревателей; 39 – дожимной компрессор; 40 – воздухоподогреватель; 41 – компрессор дополнительной камеры сгорания; 42 – расширительная турбина

**Figure.** Calculated scheme of the combined cycle plant with a coal gasification and high temperature heated combustion air: 1 is the gasifier; 2–7 is the waste-heat boiler on gasification products; 8 is the combustion chamber of a gas turbine; 9 is the air compressor; 10 is the gas turbine; 11–18 is the waste-heat boiler on combustion products; 19–21 are the compartments of a steam turbine; 22 is the condenser; 23 is the circulation pump of process water supply system; 24 is the condensate pump; 25 is the circulation pump of high pressure loop of a boiler on combustion products; 26 is the feed water pump; 27 is the circulation pump of low pressure loop of a boiler on combustion products; 28 is the circulation pump of high-pressure loop of a boiler on gasification products; 29 is the circulation pump of low-pressure loop of a boiler on gasification products; 30–32 is the ash and sulfur removal; 33–36 are the separators; 37 is the intermediate combustion chamber; 38 is the system of ceramic regenerative air heaters; 39 is the air compressor; 40 is the regenerative air preheater; 41 is the air compressor of the intermediate combustion chamber; 42 is the expansion turbine

дуктов в атмосферу они направляются в расширительную газовую турбину (РТ), где, расширяясь до атмосферного давления, вырабатывают дополнительную механическую энергию.

Установка состоит из трех блоков: газификации, газотурбинного и паротурбинного. Основными элементами блока газификации являются: подсистема подготовки топлива; собственно газогенератор, состоящий из реакционной камеры, в которой происходит процесс газификации угля; конвективной шахты, в которой продукты газификации охлаждаются, отдавая свое тепло воде или пару; подсистема высокотемпературного нагрева воздуха, включающая камеру сгорания, работающую на генераторном газе, и группу керамических воздухоподогревателей периодического действия.

Газотурбинный блок включает: воздушный компрессор, камеру сгорания и газовую турбину (ГТ), находящуюся на одном валу с компрессором. Паротурбинный блок включает в качестве основных элементов: котел-утилизатор, в который поступают выхлопные газы газовой турбины (в котле-утилизаторе располагаются пароперегревательные, испарительные и экономайзерные поверхности нагрева), паровую турбину (ПТ) и конденсатор.

Для построения математических моделей ПГУ был использован программно-вычислительный комплекс «Система машинного построения программ СМПП-ПК» [23], позволяющий на основе заданных математических моделей элементов и технологических связей между ними строить модель установки в целом. В данной работе были использованы ранее созданные в ИСЭМ СО РАН математические модели: камер сгорания газовых турбин, основанные на энергетических и материальных балансах; газодляных и газопаровых радиационных и конвективных теплообменников, в основе которых лежат нормативные методы теплового, аэродинамического и гидравлического расчетов котельных агрегатов, а также элементы их прочностного расчета; паровых, газовых турбин и компрессоров, основанные на их расчетах по отсекам и др. [24].

В математической модели ПГУ использовалась модель системы регенеративных керамических теплообменников. Такие теплообменники периодического действия состоят из объемов цилиндрической формы, заполненных шаровой керамической засыпкой. На первой стадии работы регенератора через теплообменник в прямом направлении проходит греющий газ (продукты сгорания генераторного газа), который нагревает керамическую засыпку.

Затем через этот же теплообменник на второй стадии работы регенератора в обратном направлении проходит воздух, который нагревается за счет тепла шаровой засыпки. Чтобы обеспечить непрерывность работы, устанавливается несколько керамических теплообменников. Эти теплообменники делятся на пары. Когда один теплообменник пары находится в стадии нагрева керамики продук-

тами сгорания, другой – в стадии охлаждения керамики нагреваемым воздухом. Такая пара теплообменников может обеспечить непрерывность охлаждения газа и нагрева воздуха. Однако при наличии только одной пары теплообменников будут происходить существенные колебания выходных температур газа и воздуха в течение стадии нагрева и охлаждения. Для сглаживания этих колебаний следует использовать несколько пар теплообменников, рабочие циклы которых сдвинуты во времени.

В математической модели РКПВ принято, что по ходу газа (или воздуха) регенеративный теплообменник разбивается на достаточно большое количество одинаковых участков (слоев), причём длина одного участка подбирается из условия, чтобы изменение средней температуры шаровой засыпки (по длине участка в некоторый момент времени) было незначительным и при расчёте теплообмена в предположении постоянства этой температуры на участке не возникало больших погрешностей.

При расчете нестационарного теплообмена между теплоносителями и керамической засыпкой продолжительности стадий нагрева и охлаждения принимаются одинаковыми. Они разбиваются на малые временные интервалы, на которых для каждого слоя проводятся расчеты процессов теплообмена и аэродинамики, а также определяются производные температуры керамики по времени.

При расчете выходных температур газа и воздуха из слоя делаются следующие предположения.

1. Тепло, передаваемое слою за малый временной интервал от газа или отбираемое на нагрев воздуха, изменяет температуру керамики незначительно и этим изменением можно пренебречь при расчете теплообмена на указанном интервале.
2. В пределах слоя с учетом его малой высоты считается, что температура всех шаров одинакова.
3. В связи с высокой теплопроводностью керамики считается, что разность температур между различными частями шара невелика и ею можно пренебречь.

С учетом этих допущений выходная температура теплоносителя (газа или воздуха на выходе из слоя) определяется из уравнений теплового баланса и теплопередачи с учётом удельной теплоемкости теплоносителя, расхода теплоносителя, коэффициента теплоотдачи между газообразным теплоносителем и керамическими шарами.

Ход динамического процесса охлаждения продуктов сгорания, нагрева воздуха и изменения температуры керамики однозначно определяется следующими величинами: геометрическими характеристиками теплообменника, свойствами керамики, расходом, составом, температурой и давлением охлаждаемых продуктов сгорания на входе в теплообменник, расходом, температурой и давлением нагреваемого воздуха на входе в теплооб-

менник, продолжительностями стадий нагрева и охлаждения, температурой керамики по слоям в начальный момент времени. При этом все указанные переменные, кроме температуры керамики, известны. Для определения установившихся в циклическом процессе температур керамики в настоящей работе используется подход, основанный на использовании условия стационарности (реверсивности), состоящий в том, что температуры слоев керамических шаров в начале стадии нагрева должны быть равны этим же температурам в конце стадии охлаждения. Разности указанных температур рассматриваются как невязки системы нелинейных алгебраических и трансцендентных уравнений.

В результате решения данной системы методом Ньютона определяется вектор температур керамики по слоям в начале стадии нагрева, соответствующий установившемуся процессу.

Используемая в работе модель РКПВ определяет изменение выходных температур и давления теплоносителя для стадий нагрева и охлаждения одного теплообменника. Определение этих параметров для пары РКПВ на протяжении одного цикла проводится, исходя из следующих соображений: продолжительности стадий нагрева и охлаждения принимаются одинаковыми; продолжительность цикла считается в два раза большей продолжительности одной стадии; время переключения потоков греющих газов и нагреваемого воздуха считается незначительным и в продолжительности цикла не учитывается.

Поскольку рабочие циклы двух РКПВ одной пары сдвинуты на продолжительность стадии, то, когда у первого подогревателя заканчивается стадия нагрева, у второго подогревателя эта стадия начинается. Аналогично, когда у первого подогревателя стадия охлаждения заканчивается, у второго она начинается. Поскольку динамика нагрева и охлаждения в установившемся режиме у обоих подогревателей пары одинакова, то возможно определить выходные температуры и давления теплоносителей на протяжении цикла.

Циклы пар РКПВ сдвинуты на величину, равную продолжительности стадии, делённой на число пар. В модели системы РКПВ определяются их средние по продолжительности цикла температуры газа и воздуха. Кроме того, определяется минимальное и максимальное значение указанных температур за цикл. Разности этих температур могут выступать в качестве ограничений при оптимизации.

Подробное описание математической модели РКПВ и проведенные с ее помощью тестовые расчеты представлены в [25].

#### Технико-экономические исследования ПГУ с высокотемпературной газификацией

Отличительной особенностью рассматриваемой установки является то, что перед газогенератором осуществляется предварительный нагрев воздуха до температуры выше 1000 °С. Для этого использу-

ется высокотемпературный регенеративный подогреватель воздуха периодического действия с керамической шаровой засыпкой. Нагрев засыпки в этом теплообменнике осуществляется с помощью продуктов сгорания очищенного генераторного газа, получаемых в специальной камере сгорания. Такая схема позволяет избежать одного из существенных недостатков керамических теплообменников периодического действия при работе их на продуктах сгорания угля – необходимости периодической очистки шаровой засыпки от прилипшей к шарам угольной золы.

Разработана математическая модель парогазовой установки с высокотемпературной газификацией угля. Модель включает 777 исходных, 16 итерационно-уточняемых и 831 вычисляемых параметров.

При исследованиях ПГУ решаются две следующие задачи оптимизации.

**Задача 1.** Минимизация удельного расхода топлива на единицу произведенной электроэнергии (или максимизация КПД нетто)

$$\min B_{\text{час}} / N_{\text{пол}},$$

при условиях

$$H(x, y, s_0, B_{\text{час}}) = 0; \quad (1)$$

$$G(x, y, s_0, B_{\text{час}}) \geq 0; \quad (2)$$

$$\underline{x} \leq x \leq \bar{x}, \quad (3)$$

где  $B_{\text{час}}$  – расход топлива;  $N_{\text{пол}}$  – полезная электрическая мощность установки;  $x$  – вектор оптимизируемых параметров;  $y$  – вектор вычисляемых параметров;  $s_0$  – вектор исходных данных;  $G(x, y, s_0)$  – векторная функция ограничений-неравенств;  $H(x, y, s_0)$  – векторная функция ограничений-равенств;  $\underline{x}$ ,  $\bar{x}$  – минимальная и максимальная границы вектора  $x$ .

**Задача 2.** Минимизация цены электроэнергии при заданном значении внутренней нормы возврата капиталовложений

$$\min C_{\text{эл}}(B_{\text{год}}, \Theta_{\text{год}}, K, C_{\text{T}}, \varepsilon, IRR_z),$$

при условиях (1)–(3) и дополнительных условиях

$$B_{\text{год}} = B_{\text{час}} \tau_{\text{исп}};$$

$$\Theta_{\text{год}} = N_{\text{пол}} \tau_{\text{исп}};$$

$$K = \Psi(x, y, F),$$

где  $C_{\text{эл}}$  – цена электроэнергии, обеспечивающая заданный уровень внутренней нормы возврата капиталовложений  $IRR_z$ ;  $B_{\text{год}}$  – годовой расход топлива;  $\Theta_{\text{год}}$  – годовой отпуск электроэнергии;  $K$  – капиталовложения в установку;  $C_{\text{T}}$  – цена топлива;  $\varepsilon$  – вектор экономических условий (ставка налога на прибыль, ставка амортизационных отчислений и др.);  $\tau_{\text{исп}}$  – число часов использования установленной мощности;  $F$  – вектор удельных стоимостей элементов установки.

Капиталовложения в установке определялись из выражения:

$$K = \left[ \begin{array}{l} K_0 + C_{ГТ} b_{УТ} + (1 + \alpha_{КТ}) M_{КТ} C_{КТ} + \\ + (1 + \alpha_{П}) \sum_{i=1}^{m_{П}} S_i^П \Pi_i^П + N_{ГТ} C_{ГТ} + \\ + \sum_{i=1}^{m_{КОМ}} N_i^{КОМ} C_{КОМ} + \sum_{i=1}^{m_{ОТС}} N_i^{ОТС} C_{ОТС} + N_{ПОЛ} C_{ОБ} \end{array} \right] (1 + \alpha_{СТ}),$$

здесь  $K$  – суммарные капиталовложения, тыс. долл.;  $K_0$  – постоянная составляющая капиталовложений;  $C_{ГТ}$  – удельная стоимость блока газификации без стоимости системы РКПВ;  $b_{УТ}$  – расход условного топлива в газогенераторе, кг у.т./с;  $M_{КТ}$  – масса шаровой засыпки керамического теплообменника;  $C_{КТ}$  – удельная стоимость шаровой засыпки;  $\alpha_{КТ}$  – доля неучтенных затрат на керамический теплообменник;  $m_{П}$  – число поверхностей нагрева в газогенераторе и котле-утилизаторе;  $\alpha_{П}$  – доля неучтенных затрат на теплообменные поверхности;  $S_i^П$  – площадь  $i$ -й поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>;  $\Pi_i^П$  – цена металла  $i$ -й поверхности;  $N_{ГТ}$  – мощность газовой турбины, кВт;  $C_{ГТ}$  – удельная стоимость турбины;  $m_{КОМ}$  – число воздушных компрессоров;  $C_{КОМ}$  – удельная стоимость компрессоров;  $N_i^{КОМ}$  – мощность  $i$ -го воздушного компрессора;  $m_{ОТС}$  – число отсеков паровой турбины;  $N_i^{ОТС}$  – мощность  $i$ -го отсека;  $C_{ОТС}$  – удельная стоимость отсека паровой турбины;  $N_{ПОЛ}$  – полезная мощность установки;  $C_{ЭЛ}$  – удельная стоимость электрооборудования;  $\alpha_{СТ}$  – доля капиталовложений в общестанционное оборудование, проектирование и т. д. Число часов использования установленной мощности ПГУ принимали равным 7000.

Для исследуемой установки в качестве оптимизируемых параметров приняты: расход топлива, расход и давление воздуха на входе в газогенератор, давление, температура и расход пара на входе в паровую турбину, давление и температура промежуточного перегрева, паропроизводительность испарительного контура низкого давления, толщина стенок труб теплообменников, расположенных по трактам продуктов сгорания и продуктов газификации, высота шаровой засыпки системы керамических теплообменников, удельный расход воздуха (на единицу массы угля) на входе в газогенератор и его температура, температура и давление газа на выходе из камеры сгорания, энтальпии воды или пара на выходе из поверхностей нагрева, расход воды и пара в экономайзерные поверхности нагрева и др. При оптимизации учитывались следующие ограничения: на концевые температурные напоры всех теплообменников, на температуры и механические напряжения металла труб теплообменников, на температуру процесса газификации (сверху и снизу), на давление газов перед турбиной сверху, на полезную электрическую мощность ПГУ и др.

Всего для ПГУ с ВТГ оптимизировалось 73 параметра. При этом учитывалось 104 ограничения-неравенства, формирующих область, в которой работа элементов установки физически и технически допустима.

В расчетах приняты следующие исходные стоимостные характеристики элементов оборудования: постоянная составляющая капиталовложений – 8000 тыс. долл., удельная стоимость блока газификации – 4000 тыс. долл./кг у.т./с, удельная стоимость керамической шаровой засыпки – 50 долл./кг, удельная стоимость металла труб теплообменников из перлитной стали – 100 долл./м<sup>2</sup>, удельная стоимость металла труб теплообменников из углеродистой стали – 80 долл./м<sup>2</sup>, удельная стоимость металла труб теплообменников из аустенитной стали – 120 долл./м<sup>2</sup>, удельная стоимость воздушных компрессоров – 54 долл./кВт, удельная стоимость газовой турбины – 72 долл./кВт, удельная стоимость паровой турбины – 60 долл./кВт.

Температура газов на входе в газовую турбину для всех вариантов принималась одинаковой и равной 1427 °С.

При расчете системы регенеративных керамических теплообменников приняты следующие исходные данные: радиус одного теплообменника – 2 м, радиус одного шара керамической засыпки – 0,01 м, порозность засыпки – 0,4. Ряд параметров системы РКПВ определялся экспертным путем, путем расчетов на математической модели, представленной в [25]. Так, для данной работы было принято: число расчетных слоев – 20, число теплообменников в системе – 8 пар, продолжительность цикла «нагрев–охлаждение» – 800 с. Высота теплообменника является оптимизируемым параметром.

Расчеты проводились для двух типов углей Канско-Ачинского бассейна – Березовского и Харанорского месторождений. Их характеристики приведены в табл. 1 [26].

Таблица 1. Характеристики рассматриваемых углей

Table 1. Characteristics of the considered coals

Месторождение Field	Состав рабочей массы топлива Mass fractions organic mass of fuel					Зольность сухой массы Ash per dry mass	Влага Moisture	Низшая теплота сгорания, МДж/кг Lower calorific value, MJ/kg
	C	H	N	O	S			
	%							
Березовское Berezovskoye	44,2	3,1	0,4	14,1	0,2	7,0	12,0	15,66
Харанорское Kharanorskoye	33,5	2,2	0,5	10,3	0,3	22,0		11,37

Для каждого типа угля решались задача 1 – максимизация КПД и задача 2 – минимизация цены электроэнергии при заданном значении внутренней нормы возврата капиталовложений. Задача 2 решалась при заданной величине внутренней нормы возврата капиталовложений, равной 15 %, и цене угля 30 и 100 долл./т у.т. Меньшее значение цены топлива соответствует действующим в настоящее время ценам на бурые угли восточных регионов РФ. Большее значение соответствует «среднемировым» ожидаемым ценам на уголь.

- Каждая задача решалась при разных условиях:
- вариант 1 – температура газификации фиксируется на значении 1400 °С (высокотемпературная газификация);
  - вариант 2 – температура газификации оптимизируется (наряду с другими параметрами) и ограничивается снизу величиной 800 °С.

В дальнейшем при обозначении задач используется две цифры. Первая цифра означает номер задачи, а вторая номер варианта. Так, например, запись «задача 2–1» означает, что решается задача минимизации цены электроэнергии при высокотемпературной газификации.

Также были проведены расчеты ПГУ, в которой нет высокотемпературного подогрева воздуха. В таких расчетах использовалась математическая модель ПГУ, в которой отсутствует расширительная турбина, система РКПВ, дополнительный газо-воздушный теплообменник и камера сгорания. Для такой установки решались задачи 1 и 2, при ограничении на температуру газификации снизу равном 800 °С.

Результаты оптимизационных расчетов представлены в табл. 2, 3. В табл. 2 приведены расчет-

ные оптимальные значения параметров газогенератора, газовой и паровой турбин. В табл. 3 приведены механические мощности газовой турбины, компрессора ГТ, расширительной турбины, паровой турбины, общая масса керамической засыпки системы РКПВ, площади теплообменников и итоговые технико-экономические показатели установки.

Анализ результатов оптимизационных расчетов показал, что для каждой температуры газификации имеется своя оптимальная температура дутьевого воздуха, находящаяся в диапазоне весьма высоких значений (1000–1800 °С). При этом величина данной температуры зависит от вида решаемой оптимизационной задачи (максимум КПД или минимум цены электроэнергии). Наибольшей эффективностью обладают варианты с минимально возможной температурой газификации. Для данных вариантов максимальные значения КПД лежат в диапазоне 47,9–54,8 %. Для цены угля 30 долл./т у.т. оптимальные (по критерию минимума цены электроэнергии) КПД лежат в диапазоне 45,4–49,0 %, оптимальные удельные капиталовложения – в диапазоне 1909,4–2010,6 долл./кВт, теплота сгорания генераторного газа – в диапазоне

Таблица 2. Расчетные оптимальные значения параметров оборудования ПГУ с газификацией угля

Table 2. Calculated optimal values of the parameters of the combined cycle plant with a coal gasification

Наименование Parameter	Уголь Coal	С подогревом воздуха перед ГТ Option with air preheating						Без подогрева воздуха перед ГТ Option without air preheating		
		Задача/Case								
		1-1			2-1			1-2		
		30	30	100	30	30	100	30	30	100
Температура газа на выходе ГТ, °С Gas temperature at gas generator outlet, °С	Б/В X/Kh	1401 1402,1	1401,8 1401,3	1400,7 1401	801,2 800,7	801,2 805,3	800,2 801,3	800,6 800,3	800,1 800,3	800,1 800
Температура воздуха на входе ГТ, °С Air temperature at gas generator inlet, °С	Б/В X/Kh	1800,2 1800,8	1532,2 1283,9	1498,5 1505,6	1577,9 1800,6	1054,9 1079,5	1219,7 1105,5	433,9 436,4	269,6 269,9	270,1 270,3
Нижшая теплота сгорания газа, МДж/м³ Lower calorific value, MJ/m³	Б/В X/Kh	5,3 5,6	4,9 5,8	4,9 5,9	8,3 10,4	6,0 7,7	6,6 7,8	5,9 9,0	5,1 6,9	5,1 7,6
Давление газа перед ГТ, кг/см² Gas pressure at gas turbine inlet, kg/cm²	Б/В X/Kh	17,9 18,1	9,1 6,8	11,1 6,8	18,2 18,1	6,4 6,5	6,6 6,4	18,9 19,2	6,4 6,3	6,2 6,3
Температура газа на выходе ГТ, °С Gas temperature at gas turbine outlet, °С	Б/В X/Kh	719,8 714,6	861 920,1	826,1 918,4	712,4 715,8	935,8 930,7	931,8 935,7	711,9 704,8	940,7 936,4	942,8 939,1
Давление острого пара, кг/см² Live steam pressure, kg/cm²	Б/В X/Kh	154,4 136,9	138,4 133,3	147,7 133,1	159,9 133,2	145,6 133,2	155,7 148,4	160,6 157,4	155,3 149,6	151,1 153,9
Температура острого пара, °С Live steam temperature, °С	Б/В X/Kh	509,1 498,1	507,0 482,3	506,1 514,7	524,7 509,4	527,6 504,4	519,3 527,7	521,8 527,2	516,8 527,3	528,1 531,1
Расход острого пара, кг/с Live steam flow rate, kg/s	Б/В X/Kh	137,4 134,4	142,5 151,9	141,8 151,8	115,2 111,6	155,2 145,9	155,2 151,8	111,2 105,9	151,9 151,5	151,3 151,4
Давление пара промперегрева, кг/см² Reheat steam pressure, kg/cm²	Б/В X/Kh	33,5 32,3	27,2 31,8	27,2 27,3	33,3 30,2	26,9 35,8	28,6 27,5	30,9 31,6	27,4 27,9	27,1 28,1
Температура пара промперегрева, °С Reheat steam temperature, °С	Б/В X/Kh	487,9 485,8	485,0 486,1	485,8 480,9	487,1 484,8	481,5 476,9	482,9 485,4	483,6 483,7	482,5 484,4	483,7 484,4
Давление пара контура низкого давления, кг/см² Steam pressure in low-pressure evaporative circuit, kg/cm²	Б/В X/Kh	18,1 20,9	11,1 12,4	15,9 15,6	22,7 27,4	9,8 19,9	17,4 11,7	24,7 22,9	18,7 11,7	13,8 15,9
Расход пара контура низкого давления, кг/с Steam generating capacity of low-pressure evaporative circuit, kg/s	Б/В X/Kh	7,3 7,1	7,5 8,1	7,5 8,0	6,4 5,9	4,8 7,9	4,8 8,2	5,9 5,6	8,1 7,9	7,9 7,9

Примечание. Здесь и далее приняты следующие обозначения: «Б» – в расчетах используется уголь Березовского месторождения, «Х» – Харанорского месторождения, «30» – расчеты технико-экономических показателей ТЭУ проводятся при цене топлива 30 долл./т у.т., «100» – при цене топлива 100 долл./т у.т.

Note. Here and below, the following designations are used: «B» – Berezovskoe coal field is used in calculations, «Kh» – Kharanorskoe field, «30» – calculations of technical and economic indicators of the power plant are conducted at a fuel price of 30 \$/tec, «100» – at a fuel price of 100 \$/tec.

Таблица 3. Оптимальные технико-экономические параметры ПГУ с газификацией угля

Table 3. Optimal technical and economic parameters of the combined cycle plant with a coal gasification

Наименование Parameter	Уголь Coal	С подогревом воздуха перед ГТ Option with air preheating						Без подогрева воздуха перед ГТ Option without air preheating		
		Задача/Case								
		1-1	2-1		1-2	2-2		1	2	
		30	30	100	30	30	100	30	30	100
Суммарная масса керамической засыпки РКПВ, т Mass of ceramic filling of the system of high-temperature heat exchangers, t	Б/В	747,5	235,3	235,5	1209,7	235,2	235,2	–	–	–
	Х/Кх	633,7	235,7	237,1	941,9	237,7	235,1	–	–	–
Механическая мощность ГТ, МВт Gas turbine capacity, MW	Б/В	414,8	282,4	307,3	506,4	331,0	334,1	481,5	321,1	325,7
	Х/Кх	442,3	233,3	273,6	505,8	322,3	339,0	484,7	334,2	335,8
Мощность компрессора ГТ, МВт Gas turbine compressor capacity, MW	Б/В	198,7	115,6	133,2	231,6	117,2	119,6	221,2	113,3	112,4
	Х/Кх	204,7	85,2	99,4	227,5	112,2	117,5	220,6	114,2	114,7
Механическая мощность расширительной ГТ, МВт Expansion turbine capacity, MW	Б/В	29,7	19,1	20,9	12,1	5,0	7,8	–	–	–
	Х/Кх	21,1	7,1	9,7	4,6	3,4	2,5	–	–	–
Механическая мощность ПТ, МВт Steam turbine capacity, MW	Б/В	206,5	214,1	214,7	175,3	234,9	234,8	169,3	232,0	232,1
	Х/Кх	201,9	221,9	228,7	170,3	211,3	230,5	161,1	231,4	233,0
Суммарная площадь поверхности ТО на продуктах газификации, м <sup>2</sup> Surface area of heat exchangers on gasification products, m <sup>2</sup>	Б/В	3877	9244	6728	1998	2746	4582	1734	1421	1799
	Х/Кх	2890	6958	4882	2141	2342	1907	2178	2421	1772
Суммарная площадь поверхности ТО на продуктах сгорания, м <sup>2</sup> Surface area of heat exchangers on combustion products, m <sup>2</sup>	Б/В	56266	30726	39305	92982	56252	58496	82369	47668	66884
	Х/Кх	63012	40517	44209	77951	43242	61535	90286	49624	70043
Полезная мощность установки, МВт Useful capacity of the plant, MW	Б/В	423,5	380,4	388,9	447,2	443,8	444,8	426,6	335,8	441,5
	Х/Кх	437,9	366,8	399,4	445,4	417,1	447,2	422,3	447,5	449,1
КПД нетто, % Net efficiency, %	Б/В	49,7	46,1	47,0	54,8	49,0	49,3	54,5	49,2	49,3
	Х/Кх	49,2	45,4	45,5	53,8	47,9	48,5	54,1	48,6	48,7
Удельные капиталовложения, долл./кВт Specific capital investment in the useful capacity, USD/kWh	Б/В	2411,9	2010,6	2040,1	2558,0	1910,1	1917,5	2027,3	1784,0	1789,9
	Х/Кх	2341,4	1948,3	1963,3	2235,9	1909,4	1937,5	2048,4	1791,1	1794,1
Цена электроэнергии, цент/кВт ч Electricity price, Cent/kWh	Б/В	9,75	8,42	10,34	10,22	7,88	9,65	8,24	7,43	9,16
	Х/Кх	9,49	8,08	10,04	9,03	7,99	9,67	8,29	7,44	9,23

4,9–7,7 МДж/м<sup>3</sup>. Для цены топлива 100 долл./т у.т. оптимальные КПД лежат в диапазоне 45,5–49,3 %, оптимальные удельные капиталовложения – в диапазоне 1917,5–2040,1 долл./кВт, теплота сгорания генераторного газа – в диапазоне 4,9–7,8 МДж/м<sup>3</sup>.

Следует заметить, что вид решаемой задачи оказывает существенное влияние на оптимальное давление продуктов сгорания перед газовой турбиной, а следовательно, на давление процесса газификации и на температуру газа после ГТ. При решении задач на максимум КПД давление газа перед ГТ лежит в диапазоне 17,9–19,2 кг/см<sup>2</sup>, температура газа на выходе газовой турбины – в диапазоне 704,8–719,8 °С. При решении задачи на минимум цены электроэнергии эти величины лежат в диапазоне 6,4–11,1 кг/см<sup>2</sup> и 826,1–942,8 °С соответственно. Это связано с тем, что снижение давления на входе ГТ при фиксированной входной температуре приводит к увеличению температуры газа на выходе ГТ. В результате увеличиваются температурные напоры в теплообменниках котла-утилизатора, уменьшаются их площади поверхности и снижаются удельные капиталовложения в ПГУ. Одновременно снижение давления перед ГТ приводит к уменьшению КПД и росту топливных издержек. Причем, при рассматриваемых ценах на топливо и оборудование для снижения цены электроэнергии оказывается выгодным перейти на меньшее давление продуктов сгорания перед газовой турбиной.

Таблица 4. Расчетные составы генераторного газа

Table 4. Calculated compositions of the generator gas

Расход компонентов газа, кг/с Flow rate of gas components, kg/s	С подогревом воздуха перед ГТ Option with air preheating				Без подогрева воздуха перед ГТ Option without air preheating		
	Уголь/Coal						
	Березовский Berezovsky		Харанорский Kharanorskiy		Березовский Berezovsky		Харанорский Kharanorskiy
	Задача/Case						
	2-1	2-2	2-1	2-2	2	2	
CO <sub>2</sub>	12,9	19,5	11,6	16,3	24,2	18,3	
CH <sub>4</sub>	0,0	1,5	0,0	2,3	0,8	1,7	
N <sub>2</sub>	71,8	62,1	50,7	29,3	74,3	36,2	
CO	41,7	39,9	40,9	33,1	36,9	32,3	
H <sub>2</sub> S	0,15	0,17	0,19	0,19	0,17	0,19	
H <sub>2</sub> O	11,8	6,55	14,0	7,1	8,4	8,1	
H <sub>2</sub>	2,1	2,5	2,6	2,7	2,4	2,7	
Нижшая теплота сгорания, МДж/м <sup>3</sup> Lower calorific value, MJ/m <sup>3</sup>	4,9	6,0	5,8	7,7	5,1	6,9	

Сопоставление вариантов ПГУ с высокотемпературным нагревом дутьевого воздуха с вариантами, когда дутьевой воздух поступает в газогенератор непосредственно от компрессора без дополнительного подогрева, показало, что последние вари-

анты имеют более низкий КПД и в то же время меньшие удельные капиталовложения. Калорийность газа, поступающего в камеру сгорания газовой турбины, в вариантах без подогрева воздуха ниже, чем с подогревом. В табл. 4 в качестве примера приведены данные по расчетному составу газа при решении задачи на минимум цены электроэнергии.

#### Выводы

1. Предложена оригинальная технологическая схема ПГУ, в которой высокотемпературный нагрев дутьевого воздуха на входе в газогенератор осуществляется в керамических теплообменниках периодического действия. При этом для нагрева керамической засыпки используются продукты сгорания очищенного генераторного газа. Это обеспечивает надёжную работу системы высокотемпературного подогрева воздуха. Разработана математическая модель парогазовой установки с высокотемпературной газификацией угля.
2. Сформулированы задачи оптимизации параметров ПГУ по критериям энергетической (максимум КПД нетто) и экономической (минимум цены электроэнергии при заданной внутренней норме капиталовложений) эффективности. Выполнены оптимизационные расчеты ПГУ с газификацией для углей Березовского и Харанорского месторождений при ценах 30 и 100 долл/т у.т.
3. Расчеты показали, что оптимальными являются варианты, в которых температура дутьевого воздуха близка к максимально допустимой, а

температура процесса газификации – к минимально допустимой.

4. Увеличение температуры воздуха перед газогенератором приводит к значительному увеличению теплоты сгорания генераторного газа.
5. Полученные технико-экономические параметры ПГУ зависят от вида решаемой оптимизационной задачи (максимум КПД или минимум цены электроэнергии). Так, при решении задачи на минимум цены электроэнергии давление газа перед газовой турбиной существенно ниже, чем при решении задачи на максимум КПД. Это связано с тем, что снижение давления на входе ГТ при фиксированной входной температуре приводит к увеличению температуры газа на выходе ГТ. В результате увеличиваются температурные напоры в теплообменниках котла-утилизатора, уменьшаются их площади поверхности и снижаются удельные капиталовложения в ПГУ. Одновременно снижение давления перед ГТ приводит к уменьшению КПД и росту топливных издержек. Причем, при рассматриваемых ценах на топливо и оборудование для снижения цены электроэнергии оказывается выгодным перейти на меньшее давление продуктов сгорания перед газовой турбиной.
6. На основе проведенного анализа можно сделать вывод, что ПГУ с высокотемпературным подогревом дутьевого воздуха являются конкурентоспособными установками, заслуживающими дальнейших исследований.

*Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 16-08-00739-а.*

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тумановский А.Г. Перспективы развития угольных ТЭС России // Теплоэнергетика. – 2017. – № 6. – С. 3–13.
2. Tola V., Pettinau A. Power generation plants with carbon capture and storage: a techno-economic comparison between coal combustion and gasification technologies // Applied Energy. – 2014. – V. 113. – P. 1461–1474.
3. Combined Cycle Systems for Near-Zero Emission Power Generation / Ed. by A. Rao. – Oxford, Cambridge, Philadelphia, New Delhi: Woodhead Publishing Limited, 2012. – 338 p.
4. Integrated Gasification Combined Cycle (IGCC) Technologies / Ed. by Ting Wang, G. Stiege. – Oxford, Cambridge, Philadelphia, New Delhi: Woodhead Publishing Limited, 2017. – 889 p.
5. Melchior T., Madlener R. Economic evaluation of IGCC plants with hot gas cleaning // Applied Energy. – 2012. – V. 97. – P. 170–184.
6. Гибридные ПГУ на твердом топливе / Т.Ф. Богатова, А.Ф. Рыжков, Н.В. Вальцев, П.В. Осипов, С.И. Гордеев // Энергетик. – 2014. – № 12. – С. 12–16.
7. Ольховский Г.Г. Новые проекты ПГУ с газификацией угля // Теплоэнергетика. – 2016. – № 10. – С. 3–13.
8. Ryzhkov A., Bogatova T., Gordeev S. Technological solutions for an advanced IGCC plant // Fuel. – 2018. – V. 214. – P. 63–72.
9. Развитие поточных газификационных технологий в Азиатско-Тихоокеанском регионе / А.Ф. Рыжков, Т.Ф. Богатова, Цзэн Линянь, П.В. Осипов // Теплоэнергетика. – 2016. – № 11. – С. 40–50.
10. Саламов А.А. Перспективы развития ПГУ с газификацией бурого угля и связыванием углерода // Энергетика за рубежом. – 2012. – № 3. – С. 25–31.
11. Integrated gasification combined cycle (IGCC) process simulation and optimization / F. Emun, M. Gadalla, T. Majazi, D. Boer // Computers and Chemical Engineering. – 2010. – V. 34. – P. 331–338.
12. IGCC process intensification for simultaneous power generation and CO<sub>2</sub> capture / Usama Ahmed, Umer Zahid, Yeong Su Jeong, Chul-Jin Lee, Chonghun Han // Chemical Engineering and Processing. – 2016. – V. 101. – P. 72–86.
13. Thermo-economic analysis of integrated gasification combined cycle (IGCC) power plant with carbon capture / Hasan Mahmood Sheikh, Atta Ullah, Kun Hong, Muhammad Zaman // Chemical Engineering and Processing – Process Intensification. – 2018. – V. 128. – P. 53–62.
14. Kunze Ch., Riedl K., Spliethoff H. Structured exergy analysis of an integrated gasification combined cycle (IGCC) plant with carbon capture // Energy. – 2011. – V. 36. – P. 1480–1487.
15. Siefert N.S., Litster S. Exergy and economic analyses of advanced IGCC-CCS and IGFC-CCS power plants // Applied Energy. – 2013. – V. 107. – P. 315–328.
16. Beer J.M. High efficiency electric power generation: the environmental role // Progress in Energy and Combustion Science. – 2007. – V. 33. – P. 107–134.
17. Григоруц Д.Г., Туркин А.В. Исследования тепловой схемы перспективной ПГУ с внутрицикловой газификацией топлива // Теплоэнергетика. – 2010. – № 2. – С. 30–32.

18. Guiffrida A., Romano M.C., Lozza G. Thermodynamic analysis of air-blown gasification for IGCC applications // *Applied Energy*. – 2011. – V. 88. – P. 3949–3958.
19. Микла В.А., Рыжков А.Ф., Вальцев Н.В. Анализ возможности создания системы нагрева воздуха для ПГУ с внутрицикловой газификацией твердого топлива // *Теплоэнергетика*. – 2015. – № 11. – С. 9–14.
20. Разработка технологии подготовки твердых топлив и выработки тепловой и электрической энергии на основе парогазового цикла / А.Ф. Рыжков, Т.Ф. Богатова, С.И. Гордеев, Н.А. Абимов // *Использование твердых топлив для эффективного и экологически чистого производства электроэнергии и тепла: II Международная научно-техническая конференция* / под общ. ред. чл.-кор. РАН Г.Г. Ольховского, к.т.н. Г.А. Рябова. – М.: ОАО «ВТИ», 2014. – С. 473–481.
21. Ohadi M.M., Buckley S.G. High temperature heat exchangers and microscale combustion systems: applications to thermal system miniaturization // *Experimental Thermal and Fluid Science*. – 2001. – V. 25. – P. 207–217.
22. Compact heat exchangers: a review and future applications for a new generation of high temperature solar receivers / Qi Li, G. Flammant, Xigang Yuan, P. Neveu, Lingai Luo // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2011. – V. 15. – P. 4855–4875.
23. Теплосиловые системы: оптимизационные исследования / А.М. Клер, Н.П. Деканова, Э.А. Тюрина и др. – Новосибирск: Наука, 2005. – 236 с.
24. Оптимизационные исследования энергетических установок и комплексов / под ред. А.М. Клера, Э.А. Тюриной. – Новосибирск: Гео, 2016. – 298 с.
25. Клер А.М., Маринченко А.Ю., Потанина Ю.М. Разработка математической модели системы высокотемпературных керамических теплообменников периодического действия // *Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов*. – 2018. – Т. 329. – № 3. – С. 26–35.
26. Григорьев К.А., Рундыгин Ю.А., Тринченко А.А. *Технология сжигания органических топлив. Энергетические топлива*. – СПб.: Изд-во Политехнического ун-та, 2006. – 92 с.

*Поступила 17.05.2018 г.*

#### **Информация об авторах**

**Клер А.М.**, доктор технических наук, заведующий отделом Института систем энергетики им. Л.А. Мелентьева СО РАН.

**Маринченко А.Ю.**, кандидат технических наук, научный сотрудник Института систем энергетики им. Л.А. Мелентьева СО РАН.

**Потанина Ю.М.**, кандидат технических наук, старший научный сотрудник Института систем энергетики им. Л.А. Мелентьева СО РАН.

UDC 662.642; 621.311.25

## OPTIMIZATION STUDIES OF COMBINED CYCLE PLANT WITH COAL GASIFICATION AND HIGH TEMPERATURE HEATED COMBUSTION AIR

**Alexandr M. Kler<sup>1</sup>,**  
kler@isem.irk.ru

**Andrey Yu. Marinchenko<sup>1</sup>,**  
marinchenko@isem.irk.ru

**Yulia M. Potanina<sup>1</sup>,**  
julia@isem.irk.ru

<sup>1</sup> Melentiev Energy Systems Institute of Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences, 130, Lermontov street, Irkutsk, 664033, Russia.

**Relevance.** Integrated gasification combined-cycle plants are considered as one of the promising directions for development of thermal power plants using fossil fuel. Interest in this area is explained by large natural reserves of coal and minimal harmful emissions into the atmosphere during generator gas combustion. The air enriched with oxygen is mainly used to improve gasification, which is quite expensive and leads to an increase in the cost of the installation. Another way to increase the calorific value of the generator gas is to supply air heated to a high temperature (1000 °C or more) into the gasifier. The conventional tubular recuperative heat exchangers do not allow such heating. The only real way to heat the air to the specified temperature level is to use the regenerative heat exchangers of batch operation with ceramic backfilling.

**The aim** of the study is to make a rational choice of the flow chart of integrated gasification combined-cycle plant with the use of the air preheated to the high temperature, to find optimal cycle parameters and design parameters of individual elements, and to perform the optimization researches according to the criteria of minimum electricity price and energy efficiency for estimation of competitive conditions for the considered integrated gasification combined-cycle plant.

**Methods.** Complex heat and power systems, including integrated gasification combined-cycle plant, are characterized by the diversity of processes occurring in their elements. The only way for effective studies of these systems is using the methods of mathematical modeling and optimization. A methodical approach developed at ISEM SB RAS was used to compare the efficiency of thermal power plants when carrying out optimization studies in this work. It is based on the joint optimization of cycle parameters and design parameters of individual elements.

**Results.** The authors have carried out technical and economical optimization studies of integrated gasification combined cycle plant. The facility was considered both with the use of high-temperature air heated in a system of ceramic heat exchangers of batch operation, and without such heating. It is shown that the supply of high-temperature heated air to the gas generator does not lead to a significant improvement in the technical and economic parameters of the integrated gasification combined-cycle plant, but it allows obtaining more calorific gas with comparable values of the energy efficiency and electricity price.

### Key words:

High-temperature air heating, integrated gasification combined cycle, air-blown gasification, mathematical modeling, technical and economical optimization studies.

*The reported study was funded by RFBR according to the research project no. 16–08–00739-a.*

### REFERENCES

1. Tumanovskii A.G. Prospects for the Development of Coal-Steam Plants in Russia. *Teploenergetika*, 2017, no. 6, pp. 3–13. In Rus.
2. Tola V., Pettinau A. Power generation plants with carbon capture and storage: a techno-economic comparison between coal combustion and gasification technologies. *Applied Energy*, 2014, vol. 113, pp. 1461–1474.
3. *Combined Cycle Systems for Near-Zero Emission Power Generation*. Ed. by A. Rao. Oxford, Cambridge, Philadelphia, New Delhi, Woodhead Publishing Limited, 2012. 338 p.
4. *Integrated Gasification Combined Cycle (IGCC) Technologies*. Eds. Ting Wang, G. Stiege. Oxford, Cambridge, Philadelphia, New Delhi, Woodhead Publishing Limited, 2017. 889 p.
5. Melchior T., Madlener R. Economic evaluation of IGCC plants with hot gas cleaning. *Applied Energy*, 2012, vol. 97, pp. 170–184.
6. Bogatova T.F., Ryzhkov A.F., Valtsev N.V., Osipov P.V., Gordeyev S.I. Solid-fuel hybrid gas turbine units. *Energetik*, 2014, no. 12, pp. 12–16. In Rus.
7. Olkhovskiy G.G. New design of gas turbine units with coal gasification. *Teploenergetika*, 2016, no. 10, pp. 3–13. In Rus.
8. Ryzhkov A., Bogatova T., Gordeev S. Technological solutions for an advanced IGCC plant. *Fuel*, 2018, vol. 214, pp. 63–72.
9. Ryzhkov A.F., Bogatova T.F., Tsenz Linlyan, Osipov P.V. Development of continuous gasification techniques in Asia-Pacific region. *Teploenergetika*, 2016, no. 11, pp. 40–50. In Rus.
10. Salamov A.A. Prospects of developing gas turbine units at brown coal gasification and binding carbon. *Energetika za rubezhom*, 2012, no. 3, pp. 25–31. In Rus.
11. Emun F., Gadalla M., Majozzi T., Boer D. Integrated gasification combined cycle (IGCC) process simulation and optimization. *Computers and Chemical Engineering*, 2010, vol. 34, pp. 331–338.
12. Usama Ahmed, Umer Zahid, Yeong Su Jeong, Chul-Jin Lee, Chonghun Han. IGCC process intensification for simultaneous power generation and CO<sub>2</sub> capture. *Chemical Engineering and Processing*, 2016, vol. 101, pp. 72–86.
13. Hasan Mahmood Sheikh, Atta Ullah, Kun Hong, Muhammad Zaman. Thermo-economic analysis of integrated gasification combi-

- ned cycle (IGCC) power plant with carbon capture. *Chemical Engineering and Processing – Process Intensification*, 2018, vol. 128, pp. 53–62.
14. Kunze Ch., Riedl K., Spliethoff H. Structured exergy analysis of an integrated gasification combined cycle (IGCC) plant with carbon capture. *Energy*, 2011, vol. 36, pp. 1480–1487.
  15. Siefert N.S., Litster S. Exergy and economic analyses of advanced IGCC–CCS and IGFC–CCS power plants. *Applied Energy*, 2013, vol. 107, pp. 315–328.
  16. Beer J.M. High efficiency electric power generation: the environmental role. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2007, vol. 33, pp. 107–134.
  17. Grigoruk D.G., Turkin A.V. Study of thermal scheme of the prospective gas turbine unit with fuel integrated gasification. *Teploenergetika*, 2010, no. 2, pp. 30–32. In Rus.
  18. Guiffrida A., Romano M.C., Lozza G. Thermodynamic analysis of air-blown gasification for IGCC applications. *Applied Energy*, 2011, vol. 88, pp. 3949–3958.
  19. Mikula V.A., Ryzhkov A.F., Valtsev N.V. Analysis of possibility of developing the air heating system for gas turbine units with integrated gasification of solid fuel. *Teploenergetika*, 2015, no. 11, pp. 9–14. In Rus.
  20. Ryzhkov A.F., Bogatova T.F., Gordeev S.I., Abaimov N.A. Razrabotka tekhnologii podgotovki tverdykh topliv i vyrabotki teplovoy i elektricheskoy energii na osnove parogazovogo tsikla [Development of technology for solid fuels preparation and generation of thermal and electric energy on the basis of steam and gas cycle]. *Ispolzovanie tverdykh topliv dlya effektivnogo i ekologicheskogo chistogo proizvodstva elektroenergii i tepla. II Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya* [The use of solid fuels for efficient and environmentally friendly production of electricity and heat. II International scientific and technical conference]. Eds. G.G. Olkhovsky, G.A. Ryabov. Moscow, VTI Publ., 2014. pp. 473–481.
  21. Ohadi M.M., Buckley S.G. High temperature heat exchangers and microscale combustion systems: applications to thermal system miniaturization. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2001, vol. 25, pp. 207–217.
  22. Qi Li, G. Flamant, Xigang Yuan, P. Neveu, Lingai Luo. Compact heat exchangers: a review and future applications for a new generation of high temperature solar receivers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2011, vol. 15, pp. 4855–4875.
  23. Kler A.M., Dekanova N.P., Tyurina E.A. *Teplosilovye sistemy: optimizatsionnye issledovaniya* [Thermal power systems: optimization studies]. Novosibirsk, Nauka Publ., 2005. 236 p.
  24. *Optimizatsionnye issledovaniya energeticheskikh ustanovok i kompleksov* [Optimization studies of power plants and energy complexes]. Eds. A.M. Kler, E.A. Tyurina. Novosibirsk, Geo Publ., 2016. 298 p.
  25. Kler A.M., Marinchenko A.Yu., Potanina Yu.M. Development of mathematical model of the system of high-temperature ceramic heat exchangers of periodic action. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo assets Engineering*, 2018, vol. 329, no. 3, pp. 26–35. In Rus.
  26. Grigoryev K.A., Rundygin Yu.A., Trinchenko A.A. *Tekhnologiya szhiganiya organicheskikh topliv. Energeticheskie topliva* [Technology of burning organic fuels. Energy Fuels]. St-Petersburg, Polytechnic University Publ., 2006. 92 p.

Received: 17 May 2018.

#### Information about the authors

**Alexandr M. Kler**, Dr. Sc., professor, Energy Systems Institute of Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences.

**Andrey Yu. Marinchenko**, Cand. Sc., researcher, Energy Systems Institute of Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences.

**Yulia M. Potanina**, Cand. Sc., senior researcher, Energy Systems Institute of Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences.