УДК 621.311.22

УГОЛЬНАЯ ПАРОГАЗОВАЯ УСТАНОВКА С НАГРЕВОМ РАБОЧЕГО ТЕЛА ГАЗОТУРБИННОГО ЦИКЛА В РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

А.М. Клер, Э.А. Тюрина, А.С. Медников

Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева СО РАН, г. Иркутск
E-mail: kler@isem.sei.irk.ru; tyurina@isem.sei.irk.ru; mednikov@isem.sei.irk.ru

Перспективной и заслуживающей исследования является технология, основанная на использовании в качестве рабочего тела газотурбинного цикла воздуха, нагреваемого в регенеративных керамических теплообменниках периодического действия продуктами сгорания угольной пыли. При этом рабочее тело может быть нагрето до существенно более высоких температур, чем при сжигании угля в кипящем слое под давлением. Причем лишь малая часть золы, содержащейся в продуктах сгорания угля, оседает в керамическом теплообменнике и попадает затем в нагреваемый воздух. Это позволяет обеспечить высокую температуру воздуха перед турбиной при приемлемом уровне концентрации золы на входе в газовую турбину. Для обоснования эффективности данной технологии разработана технологическая схема перспективной угольной парогазовой установки с нагревом рабочего тела (воздуха) газотурбинного цикла в регенеративных теплообменниках периодического действия, разработаны математические модели регенеративного керамического теплообменника с цилиндрическими каналами, угольной парогазовой установки в целом. Приведены результаты оптимизационных технико-экономических исследований угольной парогазовой установки с нагревом рабочего тела газотурбинного цикла в регенеративных теплообменниках периодического действия на основе подробной математической модели.

Ключевые слова:
Угольная парогазовая установка, керамический теплообменник, математическое моделирование, оптимизационные исследования.

Повышение эффективности энергетических установок, использующих твердое топливо, является одной из важнейших проблем развития энергетических технологий. Поиск ее решения ведется по трем основным направлениям [1, 2]: 1) паротурбинные установки (ПТУ) на суперсверхкритических параметрах пара (ССКП); 2) парогазовые установки (ПГУ) с внутрицикловой газификацией угля (ВЦГУ); 3) ПГУ с прямым сжиганием угля в кипящем слое под давлением и очисткой высокотемпературных продуктов сгорания от золы в керамических фильтрах. Рост энергетической эффективности ПТУ с ССКП ограничен наличием в энергомашиностроении жаропрочных металлов, способных работать при высоких температурах, и несовершенством термодинамического цикла Ренкина. Максимально-возможный КПД этих блоков оценивается в 50 %. КПД ПГУ с ВЦГУ может достигать 52...54 %. Основным препятствием к широкому использованию таких ПГУ является низкая надежность и неустойчивость работы газификаторов на паровоздушном дутье, дороговизна процессов газификации угля, основанных на парокислородном дутье, и большой расход энергии на собственные нужды. Энергетическая эффективность прямого сжигания угля под давлением ограничена рабочими температурами кипящего слоя и керамических фильтров, которые лежат в диапазоне 800...950 °С. КПД ПГУ с прямым сжиганием угля в кипящем слое составляет 40...42 %. Анализ технологий производства электроэнергии, базирующихся на использовании твердого топлива, показывает, что оптимальное сочетание энергетической, экономической эффективности и надежности может быть достигнуто при использовании газопарового бинарного цикла в сочетании со сжиганием угля.

Перспективной и заслуживающей исследования является технология, основанная на использовании в качестве рабочего тела газотурбинного цикла воздуха, нагреваемого в регенеративных керамических теплообменниках периодического действия продуктами сгорания угольной пыли. При этом рабочее тело может быть нагрето до существенно более высоких температур, чем при сжигании угля в кипящем слое под давлением. Причем лишь малая часть золы, содержащейся в продуктах сгорания угля, оседает в керамическом теплообменнике и попадает затем в нагреваемый воздух. Это позволяет обеспечить высокую температуру воздуха перед турбиной (1200...1300 °С) при приемлемом уровне концентрации золы на входе в газовую турбину. Указанные керамические теплообменники циклического действия достаточно хорошо отработаны на опытных моделях МГД-генераторов замкнутого цикла, где показана их работоспособность и надежность [3–5].

Теплообменник циклического действия представлен на рис. 1. Цикл состоит из двух равных по времени периодов: нагрева керамической насадки и охлаждения. Нагрев насадки осуществляется продуктами сгорания угля, а охлаждение – воздухом.

Движение продуктов сгорания и воздуха осуществляется по противоточной схеме. Предполагается, что используется треугольная компоновка каналов, когда их центры располагаются в вершинах равностороннего треугольника с длиной сторон, равной S.

Поперечная площадь насадки, приходящаяся на каждый канал, равна площади шестигранника A, изображенного на рис. 2. Легко показать, что эта площадь

$$S_A = \pi/4[(S0,525)^2 - D_{\text{ВН}}^2].$$

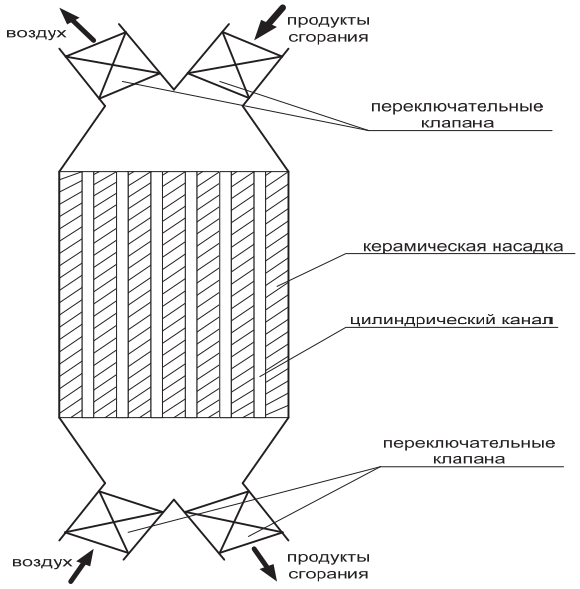

Рис. 1. *Теплообменник циклического действия*

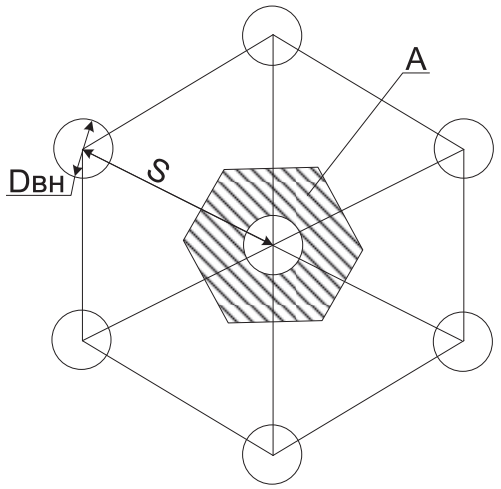

Рис. 2. *Компоновка каналов*

Исходя из этого, при расчете теплообмена рассматривается керамическое кольцо с внутренним диаметром, равным диаметру канала ($D_{вн}$), и внешним диаметром $0{,}525S$ (рис. 3). Это кольцо делится на n вложенных друг в друга малых колец. Кроме того, по высоте канала выделяется m слоев. Принято, что внешнее кольцо не имеет теплообмена с окружающей средой.

Общее число малых колец при расчете теплообмена составляет $n{\cdot}m$. Учитывается тепло, получаемое внутренним кольцом от газа, или тепло, передаваемое воздуху, и теплообмен между соседними керамическими кольцами через их боковые поверхности и торцы.

Производная температуры керамики i-го малого кольца в момент t определяется как

$$\frac{dT_{it}}{dt} = \frac{\sum_{j \in J_i} Q_{ijt} + \bar{Q}_{it}}{c_{(T_{it})} V_i \rho}, \quad i = 1,\ldots,n \cdot m, \qquad (1)$$

где Q_{ijt} – тепловой поток от j-го смежного кольца к i-му кольцу, J_i – множество номеров колец, смежных с i-м кольцом, $\bar{Q}_{it}$ – поток тепла для i-го кольца в момент времени t от охлаждаемых продуктов сгорания или к нагреваемому воздуху (если i-е кольцо не внутреннее, то $\bar{Q}_{it}$=0), c – удельная теплоёмкость керамики, V_i – объём i-го кольца, ρ – плотность керамики.

В результате решения численным методом Эйлера системы дифференциальных уравнений (1) для периода нагрева, а затем для периода охлаждения определяется температура керамики для всех колец в конце цикла, в зависимости от этой температуры в начале цикла. Условие стационарности состоит в равенстве этих температур. Расчёт условия осуществляется методом Ньютона. При этом в качестве невязок выступают разности температур колец в начале и в конце цикла, а в качестве вычисляемых параметров – температуры керамики в начале цикла.

Для сокращения неравномерности подогрева воздуха целесообразно использовать не один керамический теплообменник, а группу теплообменников, циклические процессы в которых происходят со сдвигом по времени. Расчёт группы керамических теплообменников состоит в определении температуры уходящих газов и воздуха этой группы, получающихся в результате смешения этих теплоносителей, поступающих от теплообменников, находящихся в различных фазах циклического процесса. Целесообразно принять, что теплообменни-

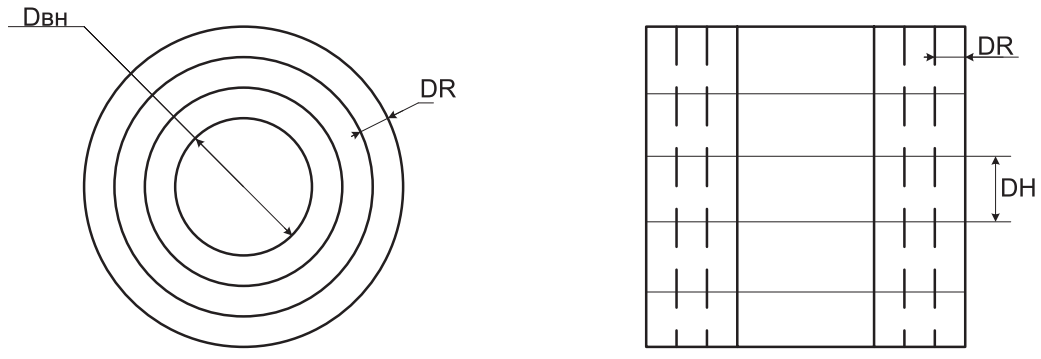

Рис. 3. *Элементы канала при расчете теплообмена*

ки разбиваются на пары, причём сдвиг в работе теплообменников одной пары составляет $\tau^{cycle}/2$, где τ^{cycle} – продолжительность цикла. Тогда сдвиг в работе i-й пары теплообменников (по сравнению с работой 1-й пары) составит

$$\Delta\tau_i = \frac{\tau^{cycle}}{2} \cdot \frac{i-1}{n_{pair}},$$

где n_{pair} – число пар теплообменников.

Зная зависимость изменения температуры продуктов сгорания и воздуха от времени для одного теплообменника, легко определить температуры на выходе группы регенеративных теплообменников в каждый момент времени, а также среднюю, максимальную и минимальную температуры за весь цикл.

С использованием математических моделей групп регенеративных теплообменников, воздушного компрессора, газовой турбины, камеры сгорания, воздушного котла, паровой турбины и др. разработана математическая модель угольной ПГУ (рис. 4). Модель ПГУ включает 555 входных, 418 выходных и 5 итерационно-уточняемых параметров. Расчет схемы производится итерационным методом Зейделя.

Математическая модель камеры сгорания твердого топлива предназначена для определения состава продуктов сгорания и требуемого расхода воздуха. При этом исходными данными являются: расход, давление и температура топлива, температура продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания, температура и коэффициент избытка воздуха, доля потерь тепла от химического недожога.

Модели газовой турбины и компрессора служат для определения их мощности и выходной температуры рабочего тела. Исходные данные – расход рабочего тела, компонентный состав, входные давление и температура, выходное давление, адиабатный КПД, скорость рабочего тела на выходе из турбомашины. В моделях проводится упрощенный расчет процесса расширения (без учета числа ступеней и их конструктивных характеристик). В модели основной газовой турбины учитывается снижение тепловой эффективности в связи с охлаждением проточной части воздухом. В математической модели газовой турбины учитывается ограничение на входную температуру газа, а в модели компрессора – на предельно-допустимую степень сжатия.

В моделях отсеков паровой турбины определяется изменение параметров рабочего тела в процессе расширения, а также вырабатываемая при этом механическая мощность. В них учитывается снижение тепловой эффективности при работе в области влажного пара.

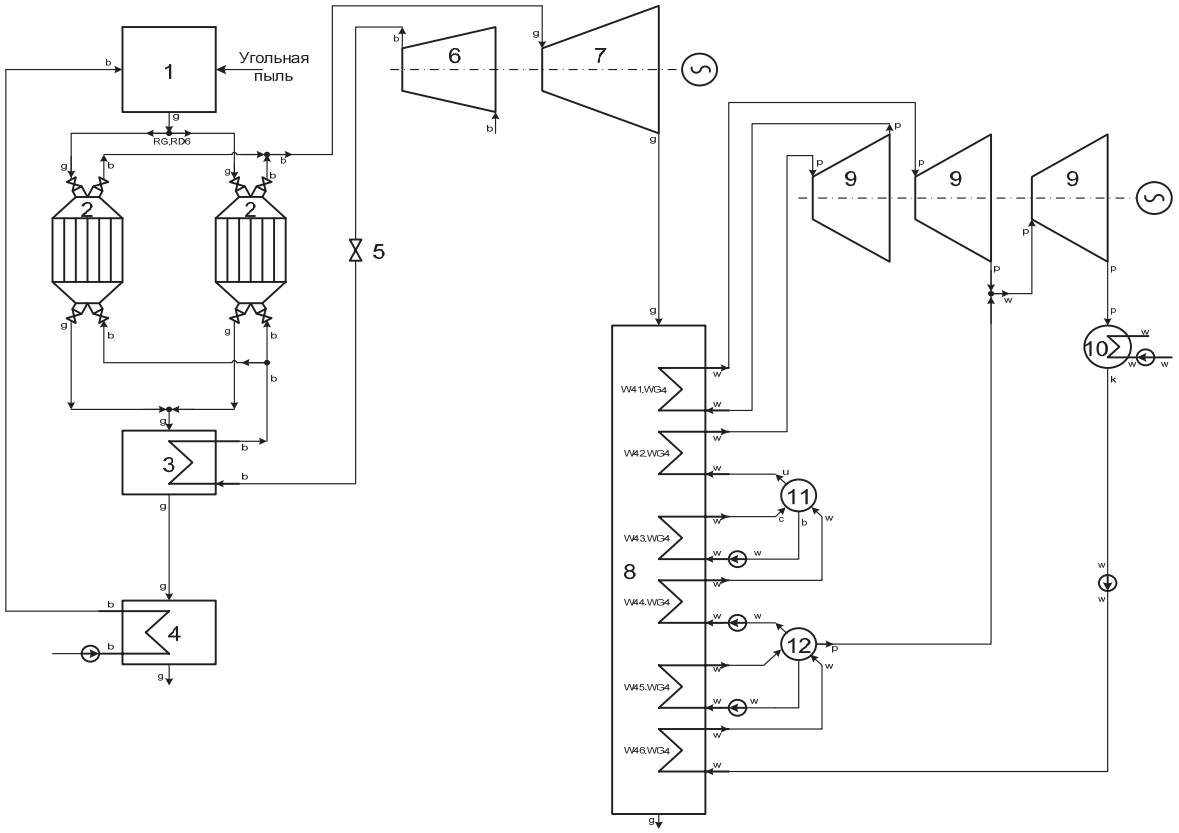

Рис. 4. *Угольная ПГУ с регенеративными воздухоподогревателями циклического действия: 1 – камера сгорания, 2 – группа регенеративных керамических теплообменников, 3 – трубчатый воздухоподогреватель циклового воздуха, 4 – трубчатый воздухоподогреватель, 5 – регулирующий клапан, 6 – компрессор, 7 – газовая турбина, 8 – воздушный котел-утилизатор, 9 – паровая турбина, 10 – конденсатор, 11 – барабан-сепаратор высокого давления, 12 – барабан сепаратор низкого давления, p – пар, w – пар, вода, b – воздух, W41.WG4-W46.WG4 – теплообменные поверхности котла-утилизатора*

Математическая модель конденсатора паровой турбины, представляющего из себя пароводяной теплообменник поверхностного типа, ориентирована на определение величины тепловоспринимающей поверхности и расхода охлаждающей воды. При этом задаются термодинамические параметры пара и охлаждающей воды, расход пара, скорость охлаждающей воды и конструктивные характеристики. Модель конденсатора основана на методике теплового расчета [6].

Математические модели теплообменников воздушного котла-утилизатора включают уравнения теплопередачи и теплового баланса. Для решения системы уравнений используется итерационный метод Зейделя. После решения этой системы определяются средняя и наружная расчетные температуры металла труб, а также предельно-допустимые и действующие напряжения. Проверяется выполнение технических ограничений на такие параметры теплообменника, как скорость нагреваемого теплоносителя на выходе из труб тепловоспринимающей поверхности, температуру металла труб и т. д.

Таблица 1. *Оптимальные значения оптимизируемых параметров угольной ПГУ с регенеративными воздухоподогревателями периодического действия*

Описание параметра	Минимум	Оптимум	Максимум
Давление воздуха на входе керамических теплообменников, МПа	0,75	0,9	2,5
Температура воздуха на входе керамических теплообменников, K	300	983,2	1100
Расход воздуха на входе керамических теплообменников, кг/с	200	880,1	1000
Температура воздуха на выходе трубчатого воздухоподогревателя, K	300	616,3	700
Энтальпия пара высокого давления, кДж/кг	2900	3392,7	3600
Давление пара промперегрева, МПа	1	5,6	6
Энтальпия пара промперегрева, кДж/кг	2900	3545,8	3600
Давление пара низкого давления, МПа	1	1,9	3
Давление пара высокого давления, МПа	12	20	26
Давление газа на выходе газовой турбины, МПа	0,1	0,108	0,12
Энтальпия воды на выходе экономайзера высокого давления, кДж/кг	1200	2081,5	3000
Расход питательной воды, кг/с	100	222,5	300
Доля расхода питательной воды на контур низкого давления	0,1	0,85	0,99
Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания	1	1,11	2
Расход угольной пыли, кг/с	50	74,2	150

Таблица 2. *Оптимальные показатели угольной ПГУ с регенеративными воздухоподогревателями периодического действия*

Наименование	Размерность	Значение
Расход топлива	тыс. т/год	1736
Площадь теплообмена каналов в группе керамических теплообменников	$м^2$	17800
Площадь теплообменных поверхностей трубчатого воздухоподогревателя циклового воздуха	$м^2$	81800
Площадь теплообменных поверхностей трубчатого воздухоподогревателя воздуха, поступающего на сжигание угольной пыли	$м^2$	60170
Число каналов в одном керамическом теплообменнике	шт	180
Масса керамики в одном керамическом теплообменнике	кг	13250
Высота корпуса керамического теплообменника	м	6
Площадь теплообменных поверхностей W41.WG4	$м^2$	6930
Площадь теплообменных поверхностей W42.WG4	$м^2$	19140
Площадь теплообменных поверхностей W43.WG4	$м^2$	5610
Площадь теплообменных поверхностей W44.WG4	$м^2$	55300
Площадь теплообменных поверхностей W45.WG4	$м^2$	50000
Площадь теплообменных поверхностей W46.WG4	$м^2$	128600
Температура на входе в газовую турбину	K	1730
Давление на входе в газовую турбину	МПа	0,9
Мощность паровой турбины	МВт	316
Мощность газовой турбины	МВт	312
Мощность воздушного компрессора	МВт	286
Полезная мощность	МВт	600
Электрический КПД	%	47,8

Для определения термодинамических и транспортных параметров (энтальпии, энтропии, удельного объема, сухости, температуры, давления, динамической вязкости и теплопроводности) воды и пара используются разработанные в ИСЭМ СО РАН подпрограммы, реализующие метод узловых точек, построенные на основе зависимостей и таблиц теплофизических свойств воды и водяного пара [7]. Определение термодинамических свойств газовых смесей (энтальпии, теплоемкости и удельного объема) проводится на основе выражений, применимых для смесей идеальных газов [8, 9].

Математическая модель ПГУ ориентирована на конструкторский расчет элементов установки: поверхностей нагрева теплообменников, массы керамики, мощностей насосов, компрессоров, газовой и паровой турбин и др.

С использованием математической модели ПГУ были проведены оптимизационные исследования, целью которых являлось определение оптимальных термодинамических и расходных параметров

установки по критерию максимума электрического КПД с учетом физико-технических ограничений на параметры установки: $\max\eta(x,y)$; при ограничениях: $H(x,y)=0$, $G(x,y)\geq 0$, $x_{min}\leq x\leq x_{max}$, где x – вектор независимых оптимизируемых параметров; y – вектор зависимых вычисляемых параметров; H – вектор ограничений-равенств (уравнения материального, энергетического балансов, теплопередачи и др.); G – вектор ограничений-неравенств; x_{min}, x_{max} – векторы граничных значений оптимизируемых параметров.

В качестве оптимизируемых параметров назначались давления, температуры, расходы воздуха, расход топлива, энтальпии, давления и расходы острого пара, пара высокого и низкого давления и др. Всего в задаче оптимизировалось 15 параметров технологической схемы (табл. 1). Система ограничений содержит условия на неотрицательность концевых температурных напоров теплообменников, перепадов давлений вдоль проточной части паровой, газовой турбин, ограничения на расчетные температуры и механические напряжения труб теплообменников и т. д. Всего 50 ограничений.

В качестве топлива в ПГУ использовался бурый уголь Мугунского месторождения Иркутской области стоимостью 25 дол/т с низшей теплотой сгорания 4130 ккал/кг следующего состава, %: углерод – 0,464, водород – 0,036, сера – 0,01, кислород – 0,1, азот – 0,01, влажность – 0,19, зольность – 0,19.

В табл. 2 приведены оптимальные параметры угольной ПГУ, полученные в результате исследований.

Выводы

Выполненные расчёты показывают высокую энергетическую эффективность рассматриваемой схемы угольной ПГУ с регенеративными керамическими воздухоподогревателями периодического действия и перспективность этого типа установок, поскольку полученный в ходе расчётов оптимизированный КПД нетто по производству электроэнергии составил 47,8 %.

Кроме того, использование воздуха в качестве рабочего тела газотурбинного цикла дает возможность увеличить сроки службы газовой турбины и поверхностей нагрева котла-утилизатора, что ведет к снижению эксплуатационных затрат.

Целью дальнейших исследований в данном направлении является оптимизация параметров ПГУ по критерию минимума цены отпускаемой электроэнергии и сопоставление эффективности исследуемой ПГУ с другими типами угольных ТЭС.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Альков Н., Наумов В. Газотурбинная энергетика на твердом топливе – перспектива автономного энергообеспечения // Газотурбинные технологии. – 2002. – № 6. – С. 2–7.
2. Саламов А.А. О перспективах угольной энергетики // Энергетик. – 2009. – № 4. – С. 22–25.
3. Kobayashi K., Yoshikawa K., Tsuji K., Shioda S. Analysis of Power Generation System on Gasification of Coal and Solid Wastes Using High Temperature Air // International Conference on MHD Power Generation and High Temperature Technologies. – Beijing, PRC, Oct. 12–15, 1999.
4. Moshida S., Kasahara M., Hasegawa T. Highly Preheated Gas Generator with Use of Ceramic Honeycomb-type Regenerative Heat Exchanger // International Symposium on High Temperature Air Combustion and Gasification. – Kaohsiuhg, Taiwan, Jan. 20–22, 1999.
5. Yamashita K., Murata K., Nakada Y., et. al. Feasibility Study of Molten Carbonate Membrane Desulfurizer // Proc. of the 2nd International High Temperature Air Combustion Symposium. – Kaohsiung, Taiwan, January 20–22, 1999. – Taiwan, Hsinchu, Energy &Resource Laboratories, pp. F6.1–F6.7.
6. Руководящие указания по тепловому расчету поверхностных конденсаторов мощных турбин тепловых и атомных электростанций. – М.: СПО Союзтехэнерго, 1982. – 107 с.
7. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. – М.: Энергия, 1980. – 424 с.
8. Рид Р., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей. – Л.: Химия, 1971. – 704 с.
9. Мессерле В.Е., Устименко А.Б. Тридцать первая Международная техническая конференция по использованию угля и топливным системам // Теплоэнергетика. – 2007. – № 3. – С. 71–75.

Поступила 04.09.2013 г.

UDC 621.311.22

COAL COMBINED-CYCLE PLANT WITH WORKING MEDIUM HEATING IN GAS-TURBINE CYCLE IN PERIODIC REGENERATIVE HEAT EXCHANGERS

A.M. Kler, E.A. Tyurina, A.S. Mednikov

L.A. Melentiev Energy Systems Institute, Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences, Irkutsk

The authors consider the technique based on application of air heated in periodic regenerative ceramic heat exchangers by coal powder combustion products as a gas-turbine working medium to be rather promising for being studied. In this case the working medium can be heated to essentially higher temperatures than at coal combustion in the pressurized fluidized bed. Here only a small amount of ash contained in the coal combustion products settles in the ceramic heat exchanger and then penetrates into the heated air. It allows supporting high air temperature before the turbine at an acceptable level of ash concentration at gas turbine inlet. To substantiate the efficiency of this technique the authors have developed the technological scheme of coal-fired combined cycle plant with gas-turbine cycle working medium heated in periodic regenerative heat exchangers; the mathematical models of regenerative ceramic heat exchangers with cylindrical conduits and coal-fired combined cycle plant were developed. The paper introduces the results based on a detailed mathematical model of the optimization technical and economic studies of coal-fired combined cycle plant with gas-turbine cycle working medium heated in periodic regenerative heat exchangers.

Key words:
Coal combined-cycle plant, ceramic heat exchanger, mathematical modeling, optimization studies.

REFERENCES

1. Alkov N., Naumov V. *Gazoturbinnye tekhnologii*, 2002. 6, pp. 2–7.
2. Salamov A.A. *Energetik*, 2009. 4, pp.22–25.
3. Kobayashi K., Yoshikawa K., Tsuji K., Shioda S. Analysis of Power Generation System on Gasification of Coal and Solid Wastes Using High Temperature Air. *International Conference on MHD Power Generation and High Temperature Technologies*. Beijing, PRC, Oct. 12–15, 1999.
4. Moshida S., Kasahara M., Hasegawa T. Highly Preheated Gas Generator with Use of Ceramic Honeycomb-type Regenerative Heat Exchanger. *International Symposium on High Temperature Air Combustion and Gasification*. Kaohsiuhg, Taiwan, Jan. 20–22, 1999.
5. Yamashita K., Murata K., Nakada Y. Feasibility Study of Molten Carbonate Membrane Desulfurizer. *Proc. of the 2nd International High Temperature Air Combustion Symposium*. Kaohsiung, Taiwan, January 20–22, 1999. Energy & Resource Laboratories, Hsinchu, Taiwan, pp. F6.1–F6.7.
6. *Rukovodyashchie ukazaniya po teplovomu raschetu poverkhnostnykh kondensatorov moshchnykh turbin teplovykh i atomnykh elektrostantsiy* (Guidance for thermal analysis of surface condensers of high-power turbines at thermal and nuclear power stations). Moscow, Soyuztekhenergo, 1982. 107 p.
7. Rivkin S.L., Aleksandrov A.A. *Teplofizicheskie svoystva vody i vodyanogo para* (Thermal properties of water and water vapor). Moscow, Energiya, 1980. 424 p.
8. Rid R., Shervud T. *Svoystva gazov i zhidkostey* (Properties of gases and fluids). Leningrad, Khimiya, 1971. 704 p.
9. Messerle V.E., Ustimenko A.B. *Teploenergetika*, 2007. 3, pp.71–75.