УДК 662.642; 621.311

# РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СИСТЕМЫ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ КЕРАМИЧЕСКИХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

## 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** исследования обусловлена необходимостью создания и освоения теплоэнергетических установок, в которых процессы выработки электрической энергии объединены с процессами газификации угля. Интерес к этому направлению объясняется большими природными запасами угля и минимальными вредными выбросами в атмосферу при сжигании газа, полученного в процессе газификации. Как правило, для улучшения качества процесса газификации используется обогащение воздуха кислородом, что весьма дорого. Альтернативным способом повышения калорийности генераторного газа является подача нагретого до высокой температуры (более 1500 °C) воздуха в газогенератор. Подогрев до такой температуры в трубчатых рекуперативных теплообменниках невозможен. Единственный реальный способ нагрева воздуха до указанного уровня температур это его подогрев в регенеративных теплообменниках периодического действия с керамической засыпкой.

**Цель исследования:** создание математической модели системы керамических теплообменников периодического действия для получения высокотемпературного воздуха и пригодной для использования в оптимизационных расчетах ПГУ с газификацией угля.

**Методы.** Используется подход, основанный на применении условия стационарности, состоящего в том, что температуры слоев керамических шаров в начале стадии нагрева должны быть равны этим же температурам в конце стадии охлаждения. Такой подход позволяет учесть зависимость теплоемкости и коэффициента теплопередачи от температуры без значительных затрат вычислительных ресурсов.

**Результаты**. Разработана математическая модель системы регенеративных теплообменников периодического действия с керамической шаровой засыпкой, позволяющая моделировать процесс нагрева воздуха до высоких температур. С помощью разработанной математической модели проведены расчеты. Определено, что увеличение числа пар теплообменников в системе с двух до шести приводит к уменьшению колебаний температур теплоносителей в 6,25 раз. Показано, что при рассмотренных исходных данных увеличение числа пар теплообменников выше 10 не приводит к значительному снижению колебаний температур на выходе.

#### Ключевые слова:

Высокотемпературный подогрев воздуха, регенеративные керамические теплообменники, внутрицикловая газификация угля, газификация в воздушном потоке, математическое моделирование.

#### Введение

К числу наиболее перспективных направлений развития электрогенерации в электроэнергетике относится создание и освоение теплоэнергетических установок (ТЭУ), в которых процессы выработки электрической энергии объединены с процессами газификации угля. Интерес к этому направлению объясняется большими природными запасами угля и минимальными вредными выбросами в атмосферу при сжигании газа, полученного в процессе газификации. Следует отметить, что из всех типов ТЭУ с процессом газификации угля наиболее эффективно сочетаются парогазовые установки. Это связано с возможностью проводить газификацию под давлением и охлаждать генераторный газ перед его очисткой за счет передачи теплоты воде и пару, которые используются в паротурбинном цикле. Такие ПГУ потенциально могут обладать существенно лучшими технико-экономическими показателями по сравнению с аналогичными установками на базе ПТУ и успешно могут конкурировать с последними. ПГУ с внутрицикловой газификацией угля позволяют использовать энергетические топлива низкого качества (угли с высоким содержанием серы и т. п.) с одновременным снижением вредных выбросов в окружающую среду по сравнению с традиционными паротурбинными энергоблоками на угле [1–12].

Вместе с тем ПГУ с газификацией угля имеют сложные схемы, обусловленные наличием блока газификации и связанными с ним дополнительными подсистемами (подготовки топлива, нагрева воздуха, очистки продуктов газификации и др.). Расчет таких схем достаточно трудоёмок и связан с учётом большого числа факторов и ограничений. Поэтому исследование и проектирование ПГУ целесообразно проводить с применением методов математического моделирования и оптимизации [7–9, 12]

К настоящему времени предложено достаточно много вариантов реализации процесса газификации. Большинство из них относится к двум типам: газификация в кипящем слое и газификация угольной пыли в потоке, а одним из основных отличий этих вариантов является уровень температур процесса (низко- и высокотемпературная соответственно). В высокотемпературных установках используется либо предварительно нагретый воздух, либо воздух, обогащенный кислородом.

Использование кислорода позволяет интенсифицировать процессы, повысить степень преобразования углерода, получить газ достаточно высокой теплотой сгорания, содержащий минимум балласта, и облегчить его последующую очистку. Вместе с тем, наличие кислородной станции усложняет и удорожает систему газификации, а затраты энергии на получение кислорода снижают КПД ТЭУ [9, 11, 12].

Альтернативой использования кислорода является высокотемпературный нагрев дутьевого воздуха, который действует подобно присадке кислорода, повышая термохимическую эффективность реактора. Нагрев воздуха перед газогенератором в трубчатых теплообменниках (TO) технически осуществим до уровня 720–930, а в перспективе до 1150 °C [9–11], однако это влечет соответствующее увеличение расхода жаро- и коррозионностойких материалов. Кроме того, при нагреве воздуха увеличиваются затраты на перекачку воздуха и греющего газа, а также возрастают термодинамические потери в цикле [12].

В настоящее время практически единственным устройством для получения высокотемпературного воздуха (с температурой до 1500 °С и выше) являются регенеративные керамические подогреватели периодического действия [13–19].

Теплообменники периодического действия состоят из объемов, заполненных теплоаккумулирующей засыпкой. На первой стадии работы регенератора через ТО в прямом направлении проходит греющий газ (продукты сгорания генераторного газа), который нагревает керамическую засыпку. Затем через этот же ТО на второй стадии работы регенератора в обратном направлении проходит воздух, который нагревается за счет теплоты аккумулированной засыпкой. Таким образом, регенеративные керамические теплообменники периодического действия работают в условиях нестационарного теплового процесса, так как происходит изменение во времени как температуры насадки в периоды нагрева и охлаждения, так и температуры теплоносителей. Кроме того, чтобы обеспечить непрерывность работы, устанавливается несколько керамических ТО. Эти теплообменники делятся на пары. Когда один ТО пары находится в стадии нагрева продуктами сгорания, другой – в стадии охлаждения керамики нагреваемым воздухом. Такая пара может обеспечить непрерывность охлаждения газа и нагрева воздуха. Однако при наличии только одной пары будут происходить существенные колебания выходных температур газа и воздуха в течение стадии нагрева и охлаждения. Для их сглаживания следует использовать несколько пар TO, рабочие циклы которых сдвинуты во времени. При расчетах теплоэнергетических установок следует учитывать совместную работу нескольких пар TO, для определения средних параметров теплоносителей.

Математическая модель системы регенеративных керамических теплообменников должна обеспечивать устойчивую работу в составе математической модели ТЭУ, состоящей из нескольких десятков элементов, и обладать достаточным быстродействием для проведения оптимизационных расчетов, связанных с многократным обращением к моделям элементов.

В силу указанных особенностей разработка математической модели ТО периодического действия, описывающей его работу и пригодной для использования в оптимизационных расчетах, является довольно сложной задачей. Данная работа посвящена решению этой проблемы.

# Математическая модель системы регенеративных керамических теплообменников

В работе принято, что каждый теплообменник системы состоит из цилиндрического объема, заполненного шаровой засыпкой из оксида алюминия. Укладка шаров образована случайным образом. Также в математической модели принято, что по ходу газа (или воздуха) каждый регенеративный ТО 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.

Геометрические характеристики участка керамического теплообменника определяются следующим образом.

Объем одного керамического шара  $V_{\rm m}=4\pi r_{\rm m}^3/3$ , внешняя площадь одного шара  $S_{\rm m}=4\pi r_{\rm m}^2$ , высота слоя  $l_{\rm sac}=l_{\rm TO}/n_{\rm cr}$ , объем слоя, заполненный шарами  $V_{\rm sac}=\pi R_{\rm sac}^2 l_{\rm sac}(1-\varphi)$ , число шаров в слое  $n_{\rm m}=V_{\rm sac}/V_{\rm m}$ , внешняя площадь шаров в слое (теплообменная площадь слоя)  $F_{\rm croi}=n_{\rm m}S_{\rm m}$ , проходное (живое) сечение слоя  $S_{\rm sac}=\varphi\pi R_{\rm sac}^2$ , эквивалентный диаметр каналов слоя  $D_{\rm skb}=4r_{\rm m}\varphi/3(1-\varphi)$ . Здесь  $r_{\rm m}$  – радиус керамического шара;  $R_{\rm sac}$  – радиус керамического ТО;  $\varphi$  – порозность слоя (лежит в диапазоне 0,259–0,476, в расчетах принималась равной 0,4 [20]);  $n_{\rm cn}$  – число слоев,  $l_{\rm TO}$  – высота ТО.

Аэродинамическое сопротивление участка ТО определялось из выражения [20]:

$$\Delta P = \frac{3\xi W_{\rm cp}^2 l_{\rm sac}}{V_{\rm cp} D_{\rm skB} \varphi^3},$$

где  $W_{\rm cp} = G_{\rm cp} V_{\rm cp} / S_{\rm sac}$  – средняя расходная скорость течения сквозь слой;  $G_{\rm cp}$  – расход теплоносителя (газа или воздуха);  $V_{\rm cp}$  – удельный объем теплоносителя (при средней температуре и давлении слоя).

Коэффициент гидравлического сопротивления *ξ* определялся по формулам [21]

$$\xi = 36, 4/\text{Re} + 0.45, \qquad 0 < \text{Re} < 2 \cdot 10^3 \\ \xi = 1,09/\text{Re}^{0.4}, \qquad 2 \cdot 10^3 < \text{Re} < 1 \cdot 10^5 \end{cases},$$

Давление теплоносителя на выходе из слоя определялось как

$$P_{\rm BMX} = P_{\rm BX} - \Delta P,$$

где  $P_{\text{вх}}$ ,  $P_{\text{вых}}$  – давление газа на входе и выходе слоя. Коэффициент теплоотдачи определялся по формуле [21]

$$\alpha = \lambda \, \mathrm{Nu} / D_{\mathrm{avp}}$$

где  $\lambda$  – теплопроводность теплоносителя (газа или воздуха); Nu – число Нуссельта.

$$\begin{array}{l} Nu = 0,51 Pr^{1/3} Re^{0.85}, & Re < 2 \\ Nu = 0,72 Pr^{1/3} Re^{0.47}, & 2 < Re < 30 \\ Nu = 0,39 Pr^{1/3} Re^{0.64}, & Re > 30 \end{array} \right\},$$

где Re – число Рейнольдса; Pr – число Прандтля.

При расчете нестационарного теплообмена между теплоносителями и керамической засыпкой продолжительность стадий нагрева и охлаждения может принимать разные значения, но с учетом необходимости равномерной загрузки камер сгорания и другого оборудования ТЭУ в представленных ниже расчетах они принимаются одинаковыми.

Подробный расчет теплообмена и определение выходных температур теплоносителей с учетом распределения температур керамики по ширине засыпки и по радиусам шаров связан с решением систем дифференциальных уравнений в частных производных больших размерностей, что приводит к усложнению математической модели ТО и к значительному увеличению времени расчета. Чтобы избежать этого при расчете выходных температур газа и воздуха, из слоя делаются следующие допущения.

- Температура греющего газа или нагреваемого воздуха по длине ТО в некоторый момент времени определяется из уравнений теплопередачи и теплового баланса при постоянной температуре керамики и постоянном расходе теплоносителей.
- 2. В пределах слоя с учетом его малой высоты считается, что температура всех шаров одинакова.
- В связи с высокой теплопроводностью керамики считается, что разность температур между различными частями шара невелика и ею можно пренебречь.

Следует отметить, что допущения подобного вида используются при расчете ТО периодического действия. Так, например, в работе [18] авторы использовали такие же предположения при моделировании воздухо-воздушного теплообменника с периодическим изменением направления воздушного потока с насадкой канального типа. Результаты расчетов по предложенной в [18] модели удовлетворительно совпали с результатами экспериментов.

С учетом этих допущений выходная температура теплоносителя (газа или воздуха на выходе из слоя) определяется из уравнений теплового баланса и теплопередачи с использованием следующего выражения

$$T_{\scriptscriptstyle 
m BMX} = T_{\scriptscriptstyle 
m Kep} - (T_{\scriptscriptstyle 
m Kep} - T_{\scriptscriptstyle 
m BX}) \exp igg( - rac{lpha F_{\scriptscriptstyle 
m c.nom{lpha}}}{C_{\scriptscriptstyle T} G_{\scriptscriptstyle T}} igg],$$

где  $C_T$  – удельная массовая теплоемкость теплоносителя;  $G_T$  – массовый расход теплоносителя;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи между газообразным теплоносителем и керамическими шарами.

Тепловой поток, проходящий через теплообменную площадь слоя, определяется из уравнения теплового баланса

$$Q_{\rm cym} = (T_{\rm bbix} - T_{\rm bx})C_T G_T.$$

Первая производная температуры керамических шаров слоя по времени определяется как отношение  $Q_{\rm cvw}$  к суммарной теплоемкости слоя

$$\frac{dT_{\rm kep}}{d\tau} = \frac{Q_{\rm cym}}{C_{\rm kep}(T_{\rm kep})V_{\rm sac}\rho_{\rm kep}}$$

где  $C_{\text{кер}}(T_{\text{кер}})$  – теплоемкость керамики (как функция температуры);  $\rho_{\text{кер}}$  – плотность керамики, определяемая при той температуре, при которой определялся радиус керамических шаров.

Температура керамики на *t*+1 малом временном интервале определяется по формуле прямого метода Эйлера

$$T^{t+1}_{\mathrm{kep}} = T^t_{\mathrm{kep}} + \left(rac{dT_{\mathrm{kep}}}{d au}
ight)^t \Delta au,$$

где  $\Delta \tau$  – продолжительность малого временного интервала. Величина  $\Delta \tau$  определяется как  $\Delta \tau = \tau^{\text{стад}}/N_{\text{ви}}$ , где  $\tau^{\text{стад}}$  – продолжительность стадии нагрева или охлаждения;  $N_{\text{ви}}$  – число малых временных интервалов.

Между температурами и давлениями греющего газа на выходе из *k*-го участка и входе в *k*+1 участок на *t*-м временном интервале учитываются связи вида  $T_{\text{вх k+1}}^t = T_{\text{вых k}}^t$ ,  $P_{\text{вх k+1}}^t = P_{\text{вых k}}^t$ . Расход теплоносителя через слои считается одинаковым. Поскольку воздух идет в обратном газу направлении, то для него связи между параметрами на границах участков имеют вид  $T_{\text{вх k}}^t = T_{\text{вых k+1}}^t$ ,  $P_{\text{вх k}}^t = P_{\text{вых k+1}}^t$ .

Температура керамики по слоям в конце стадии нагрева определяется из выражения

$$T_{\operatorname{kep} k}^{\operatorname{harp} K} = \sum_{t=1}^{N_{\operatorname{me}}} \left( \frac{dT_{\operatorname{kep}}^{\operatorname{harp}}}{d\tau} \right)_{k}^{t} \Delta \tau + T_{\operatorname{kep} k}^{\operatorname{harp} K}, \quad k = 1, \dots, N_{\operatorname{cr}},$$

где  $T_{\text{кер}\,k}^{\text{нагр}\,H}$  – температура *k*-го слоя в начале стадии нагрева;  $N_{\text{вн}}$  – число временных интервалов, на которые разбита стадия нагрева (на такое же число разбита и стадия охлаждения);  $N_{\text{сл}}$  – число расчетных слоев керамического теплообменника;  $dT_{\underline{\scriptscriptstyle{\mathrm{Kep}}}}^{\scriptscriptstyle{\mathrm{Ha.}}}$ – производная по времени температуры

керамики на стадии нагрева для k-го слоя на t-м интервале времени.

Температура керамики в конце стадии охлаждения определяется как

$$T_{\mathrm{kep}\,k}^{\mathrm{oxn}\,K} = \sum_{t=1}^{N_{\mathrm{sef}}} \left( \frac{dT_{\mathrm{kep}}^{\mathrm{oxn}}}{d\tau} \right)_{k}^{t} \Delta \tau + T_{\mathrm{kep}\,k}^{\mathrm{oxn}\,K}, \ k = 1, \dots, N_{\mathrm{cn}},$$

где  $T_{\text{кер} k}^{\text{охл} H}$  – температура k-го слоя в начале стадии

охлаждения;  $\left(rac{dT_{ ext{кер}}^{ ext{oxa}}}{d au}
ight)_{ ext{b}}^{t}$  – производная по времени

температуры керамики на стадии охлаждения для *k*-го слоя на *t*-м интервале времени.

Температура керамики в конце стадии нагрева равна ее температуре в начале стадии охлаждения  $T_{\text{kep}\,k}^{\text{OXJ}\,H} = T_{\text{kep}\,k}^{\text{Harp}\,K}, k = 1, ..., N_{\text{cJ}}.$ 

Как следует из представленных выше зависимостей, 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 ТО, расходом, температурой и давлением нагреваемого воздуха на входе в ТО, продолжительностями стадий нагрева и охлаждения, температурой керамики по слоям в начальный момент времени. При этом все указанные переменные, кроме температуры керамики, известны.

Для расчета установившегося процесса «нагрев-охлаждение» в регенеративных теплообменниках периодического действия используется два подхода. Первый подход основан на теории Хансена [22]. При этом задача определения установившегося режима теплообменника сводится к решению системы линейных алгебраических уравнений. Достоинство - простота расчетов, недостаток - не учитываются зависимости теплоемкости и коэффициента теплопередачи от температуры. Методы и алгоритмы расчета, базирующиеся на указанной методике, рассмотрены в работах [23-25].

Второй подход базируется на использовании метода контрольного объема. Он основан на решении систем дифференциальных уравнений в частных производных, описывающих процессы передачи теплоты между газообразным и твердым теплоносителями. При этом установившееся решение получается путем имитации значительного числа циклов «нагрев-охлаждение», т. е. методом «выхода на стационар» [18, 26]. При этом можно учитывать зависимость теплоемкости и коэффициента теплопередачи от температуры. Недостаток подхода – значительные затраты вычислительных ресурсов для выхода на стационар.

Для определения «стационарных» температур керамики в работе используется более эффективный подход, основанный на использовании условия стационарности, состоящего в том, что температуры слоев керамических шаров в начале стадии нагрева должны быть равны этим же температурам в конце стадии охлаждения.

Это позволяет сформулировать систему нелинейных уравнений вида

$$\delta = T_{\text{ked}}^{ ext{KO}} - T_{ ext{ked}}^{ ext{HH}} = H(T_{ ext{ked}}^{ ext{HH}}) = 0$$

где  $T_{\rm кер}^{\rm HH}$  – вектор температур керамики по слоям в начале стадии нагрева;  $T_{\text{кер}}^{\text{ко}}$  – вектор температур керамики по слоям в конце стадии охлаждения.

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

Представленные ранее зависимости определяют изменение выходных температур и давлений теплоносителя для стадий нагрева и охлаждения одного керамического ТО. Определение этих параметров для пары ТО на протяжении одного цикла проводится исходя из следующих соображений.

Продолжительность цикла (нагрев-охлаждение) составляет  $\tau^{\text{цикл}}=2\tau^{\text{стад}}$ . Время переключения потоков греющих газов и направляемого воздуха считается незначительным и в продолжительности цикла не учитывается.

Поскольку рабочие циклы двух керамических теплообменников одной пары сдвинуты на  $\tau^{\text{стад}}$ , 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 ТО пары одинакова, выходные температуры и давления теплоносителей на протяжении цикла определятся из следующих выражений

$$T_{t^{\text{IMKJ}}}^{\text{FA3BMX}} = T_{t^{\text{CTAJ}}}^{\text{FA3BMX}}, \qquad (1)$$

$$\begin{split} P_{t^{\text{IRISBUX}}}^{\text{rasebux}} &= P_{t^{\text{cTAR}}}^{\text{rasebux}}, \\ T_{t^{\text{UUK,n}}}^{\text{boggbux}} &= T_{t^{\text{cTAR}}}^{\text{boggbux}}, \end{split} \tag{2}$$

$$P_{t^{\text{UHKJ}}}^{\text{воздвых}} = P_{t^{\text{стад}}}^{\text{воздвых}},$$
  
 $t^{\text{инкл}} \in \{1, 2, \dots, \tau^{\text{стад}}, \tau^{\text{стад}} + 1, \dots, \tau^{\text{инкл}}\},$   
 $t^{\text{стад}} \in \{1, 2, \dots, \tau^{\text{стад}}\},$ 

где  $t^{\text{цикл}}$  – заданный номер временного интервала цикла;  $t^{\text{стад}}$  – номер временного интервала стадии нагрева, температура в котором приравнивается  $T_{t_{\text{цикл}}}^{\text{газ вых}}.$ 

*t*<sup>стад</sup> определяется из выражения

$$t^{\text{стад}} = t^{\text{цикл}} - \Delta \cdot \tau^{\text{стад}}$$

$$\Delta = \mathbf{0}, \quad t^{ ext{uukn}} \leq au^{ ext{ctad}} \ , \ \Delta = \mathbf{1}, \quad t^{ ext{uukn}} > au^{ ext{ctad}} \ .$$

Если имеется  $N^{\text{пар}}$  пар теплообменников, то сдвиг начала стадии нагрева *i*-й пары по времени, по сравнению с первой парой, определяется выражением

$$\tau_{i}^{\text{сдвиг}} = \tau^{\text{стад}} \cdot (i-1) / N^{\text{пар}}.$$

Температуры газа и воздуха на выходе из подогревателей первой пары в момент  $t^{иикл}$  определяются из (1) и (2). В этот же момент другие пары будут иметь иные выходные температуры, которые соответствуют температурам первой пары в моменты времени, определяемые из выражения

$$\left. t_{i}^{\mathrm{i}_{\mathrm{I}\mathrm{HK}\pi}} = t^{\mathrm{i}_{\mathrm{I}\mathrm{HK}\pi}} - au_{i}^{\mathrm{c}_{\mathrm{C}\mathrm{B}\mathrm{H}\Gamma}}, \qquad t^{\mathrm{i}_{\mathrm{I}\mathrm{HK}\pi}} - au_{i}^{\mathrm{c}_{\mathrm{C}\mathrm{B}\mathrm{H}\Gamma}} > 0 \\ t_{i}^{\mathrm{i}_{\mathrm{I}\mathrm{HK}\pi}} = au^{\mathrm{i}_{\mathrm{I}\mathrm{HK}\pi}} - au_{i}^{\mathrm{c}_{\mathrm{C}\mathrm{B}\mathrm{H}\Gamma}} + t^{\mathrm{i}_{\mathrm{I}\mathrm{HK}\pi}}, \quad t^{\mathrm{i}_{\mathrm{I}\mathrm{HK}\pi}} - au_{i}^{\mathrm{c}_{\mathrm{C}\mathrm{B}\mathrm{H}\Gamma}} \leq 0 
ight\},$$

где і – номер пары.

Средние выходные температуры греющего газа и нагреваемого воздуха для системы TO, состоящих из  $N^{\text{пар}}$  пар, определятся из выражений

$$egin{aligned} T_{t^{ ext{unkn}}}^{ ext{ragbbin}} &= rac{1}{N^{ ext{rap}}} \sum_{i=1}^{N^{ ext{map}}} T_{t_{i}^{ ext{unkn}}}^{ ext{ragbbin}} \,, \ T_{t^{ ext{unkn}}}^{ ext{boggbbin}} &= rac{1}{N^{ ext{rap}}} \sum_{i=1}^{N^{ ext{map}}} T_{t_{i}^{ ext{unkn}}}^{ ext{boggbbin}} \,. \end{aligned}$$

В этих формулах полагается, что теплоёмкости газа и воздуха в диапазоне изменений между различными парами ТО близки. Проведя расчёты для всех  $t^{\text{цикл}}=1,...,\tau^{\text{цикл}}$ , можно построить для системы керамических теплообменников зависимость изменения выходных температур газа и воздуха на протяжении цикла.

Средние температуры (в пределах цикла) для системы ТО определятся как

$$\begin{split} H_i^{\text{rag}} &= f(T_i^{\text{rag}}), \\ H_i^{\text{pogg}} &= f(T_i^{\text{bogg}}), \\ H_i^{\text{cp bix}} &= \frac{1}{\tau^{\text{цикл}}} \sum_{i=1}^{\tau^{\text{цикл}}} H_i^{\text{rag}}, \\ H_{\text{rag}}^{\text{cp bix}} &= \frac{1}{\tau^{\text{цикл}}} \sum_{i=1}^{\tau^{\text{цикл}}} H_i^{\text{bogg}}, \\ \overline{T}_{\text{вод}}^{\text{газ bix}} &= T^{\text{газ bix}} (H_{\text{rag}}^{\text{cp bix}}), \\ \overline{T}_{\text{цикл}}^{\text{возд bix}} &= T^{\text{возд bix}} (H_{\text{rag}}^{\text{cp bix}}). \end{split}$$

Именно эти температуры следует использовать при расчётах технологической схемы энергоустановки, в составе которой работает высокотемпературный керамический подогреватель воздуха.

Кроме средней температуры теплоносителя необходимо знать его минимальную и максимальную температуры в пределах цикла:

$$\begin{split} T_{\text{I}\mu\text{IK}\pi}^{\text{rasmin}} &= \min_{1 \leq t^{\text{IIIK}\pi}} \overline{T}_{t^{\text{IIIK}\pi}}^{\text{rasmin}}, \\ T_{\text{I}\mu\text{IK}\pi}^{\text{rasmax}} &= \min_{1 \leq t^{\text{IIIK}\pi} \leq \tau^{\text{IIIK}\pi}} \overline{T}_{t^{\text{IIIK}\pi}}^{\text{rasmin}}, \\ T_{\text{IIIK}\pi}^{\text{rasmax}} &= \min_{1 \leq t^{\text{IIIK}\pi} \leq \tau^{\text{IIIK}\pi}} \overline{T}_{t^{\text{IIIK}\pi}}^{\text{rasmin}}, \\ T_{\text{IIIK}\pi}^{\text{Bo3dmin}} &= \min_{1 \leq t^{\text{IIIK}\pi} \leq \tau^{\text{IIIK}\pi}} \overline{T}_{t^{\text{IIIK}\pi}}^{\text{Bo3dmin}}. \end{split}$$

При оптимизации разности соответствующих максимальной и минимальной температур могут выступать в качестве ограничений вида

$$T_{\text{цикл}}^{\text{rasmax}} - T_{\text{цикл}}^{\text{rasmin}} \le \Delta T_{\text{пред}}^{\text{ras}}$$
,  
 $T_{\text{цикл}}^{\text{воздmax}} - T_{\text{цикл}}^{\text{воздmin}} \le \Delta T_{\text{пред}}^{\text{возд}}$ 

где  $T_{\text{пред}}^{\text{газ}}$ ,  $\Delta T_{\text{пред}}^{\text{возд}}$  – предельно допустимые значения (за цикл) разностей соответствующих температур.

#### Расчеты

С помощью разработанной математической модели были проведены расчеты системы регенеративных высокотемпературных теплообменников при разном числе их пар.

Исходные данные для расчетов представлены в таблице.

Таблица.	Исходные данные
Table.	Initial data

	Значение/Value	
Parameter	Вариант 1 Option 1	Вариант 2 Option 2
Высота теплообменника, м Height of the heat exchanger, m	2	2
Радиус теплообменника, м Radius of the heat exchanger, m	1	1,8
Macca шаровой засыпки, т Mass of the ball filling, t	58	190
Радиус керамического шара, м Radius of ceramic ball, m	0,01	
Порозность/Bed void fraction	0,4	
Число расчетных слоев/Number of layers	20	
Температура греющего газа на входе, К Temperature of heating gas at the inlet, К	2173	
Давление греющего газа на входе, кг/см <sup>2</sup> Pressure of heating gas at the inlet, kg/cm <sup>2</sup>	21	
Расход греющего газа на входе, кг/с Flow rate of heating gas at the inlet, kg/s	64	
Температура нагреваемого воздуха на входе, К Temperature of the heated air at the inlet, К	700	
Давление нагреваемого воздуха на входе, кг/см² Pressure of the heated air at the inlet, kg/cm²	20	
Расход нагреваемого воздуха на входе, кг/с Flow rate of heated air at the inlet, kg/s	75	

Как уже отмечалось ранее, из-за цикличного метода работы ТО на выходе наблюдаются значительные колебания температуры греющего и нагреваемого теплоносителя. Сгладить эти колебания можно, увеличивая объем шаровой керамической засыпки или число пар теплообменников.

На рис. 1, 2 представлены графики изменения температур воздуха (рис. 1) и газа (рис. 2) на выходе системы из двух ТО. Как видно из рисунков, увеличение массы шаровой засыпки позволяет уменьшить колебания температур теплоносителей на выходе приблизительно в 2 раза.

Аналогичные зависимости для системы из шести теплообменников приведены на рис. 3, 4.

Как видно из рисунков, увеличение массы керамической засыпки в ТО позволяет снизить коле-



Рис. 1. Изменение температуры воздуха в системе из двух теплообменников



Fig. 1. Changing air temperature in two heat exchangers system



Fig. 2. Changing gas temperature in two heat exchangers system



Рис. 3. Изменение температуры воздуха в системе из шести пар теплообменников

Fig. 3. Changing air temperature in six heat exchangers system



Рис 4. Изменение температуры газа в системе из шести пар теплообменников





Рис. 5. Зависимость колебания температур теплоносителей на выходе системы от числа пар теплообменников в системе

*Fig. 5.* Dependence of temperature fluctuation of heat carriers at the output of the system on the number of pairs of heat exchangers in the system

бания температуры воздуха и газа на выходе в 2 раза. Но более значительного снижения колебаний можно достичь с помощью увеличения числа пар в системе. Использование в системе не одной, а шести пар теплообменников приводит к снижению колебаний температур на выходе в 6,25 раз.

Также были проведены расчеты зависимости колебания температур греющего газа и нагреваемого воздуха на выходе системы ТО от числа пар в системе (рис. 5).

Из рисунка видно, что при принятых исходных данных увеличение числа ТО в системе до 10 пар приводит к значительному снижению колебания температур на выходе. Дальнейшее увеличение числа пар не приводит к значительным изменениям.

## Выводы

- 1. Разработана математическая модель системы регенеративных ТО периодического действия с керамической шаровой засыпкой, позволяющая моделировать процесс нагрева воздуха до высоких температур (выше 1500 °C).
- 2. С помощью разработанной математической модели проведены расчеты. Определено, что увеличение числа пар ТО в системе с двух до шести приводит к уменьшению колебаний температур теплоносителей в 6,25 раз. Показано, что при рассмотренных исходных данных оптимальное значение числа пар ТО равно 10. Дальнейшее увеличение этого значения не приводит к значительному снижению колебаний температур теплоносителей на выходе.

 Разработанная математическая модель может быть использована в составе математических моделей теплоэнергетических установок (например, ПГУ с внутрицикловой газификацией

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 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.
- Ольховский Г.Г. Новые проекты ПГУ с газификацией угля // Теплоэнергетика. – 2016. – № 10. – С. 3–13.
- Развитие поточных газификационных технологий в Азиатско-Тихоокеанском регионе / А.Ф. Рыжков, Т.Ф. Богатова, Цзэн Линлянь, П.В. Осипов // Теплоэнергетика. – 2016. – № 11. – С. 40–50.
- Саламов А.А. Перспективы развития ПГУ с газификацией бурого угля и связыванием углерода // Энергетика за рубежом. – 2012. – № 3. – С. 25–31.
- 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.
- 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.
- 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.
- Микула 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.
- Григорук Д.Г., Туркин А.В. Исследования тепловой схемы перспективной ШУ с внутрицикловой газификацией топлива // Теплоэнергетика. – 2010. – № 2. – С. 30–32.
- Combined Cycle Systems for Near-Zero Emission Power Generation // Ed. by A. Rao. – Oxford, Cambridge, Philadelphia, New Delhi: Woodhead Publishing Limited, 2012. – 338 p.
- Beer J.M. High efficiency electric power generation: the environmental role // Progress in Energy and Combustion Science. 2007. V. 33. P. 107–134.
- 12. 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. Абаимов // 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.
- 13. Compact heat exchangers: a review and future applications for a new generation of high temperature solar receivers / Qi Li, G. Flamant, Xigang Yuan, P. Neveu, Lingai Luo // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2011. – V. 15. – P. 4855–4875.

угля) для проведения оптимизационных технико-экономических исследований.

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

- Sadrameli S.M., Ajdari H.R.B. Mathematical modeling and simulation of thermal regenerators including solid radial conduction effects // Applied Thermal Engineering. - 2015. - V. 76. -P. 441-446.
- 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.
- Suxin Qian, Jianlin Yu, Gang Yan. A review of regenerative heat exchange methods for various cooling technologies // Renewable and Sustainable Energy Reviews. - 2017. - V. 69. - P. 535-550.
- Pandelidis D., Anisimov S., Worek W.M. Comparison study of the counter-flow regenerative evaporative heat exchangers with numerical methods // Applied Thermal Engineering. - 2015. -V. 84. - P. 211-224.
- Analysis of the efficiency of air-to-air heat exchanger with a periodic change in the flow direction / M.I. Nizovtsev, V.Yu. Borodulin, V.N. Letushko, A.A. Zakharov // Applied Thermal Engineering. 2016. V. 93. P. 113–121.
- Kilkovsky B., Jegla Z. Preliminary design and analysis of regenerative heat exchanger // Chemical Engineering Transactions. 2016. – V. 52. – P. 655–660.
- Деменок С.Л., Медведев В.В., Сивуха С.М. Гидродинамика и теплообмен в шаровых укладках. – СПб.: Страта, 2012. – 192 с.
- Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. М.: Атомиздат, 1979. – 416 с.
- 22. Hausen H. The theory of heat exchange in regenerators // Z. angew. Math. Mech. 1929. V. 9. P. 173–200.
- Razelos P. An analytic solution to the electric analog simulation of the regenerative heat exchanger with time-varying fluid inlet temperatures // Warme- und Stoffubertragung. - 1971. -V. 12. - P. 59-71.
- Hill A., Willmott A.J. A robust method for regenerative heat exchanger calculations // Int. J. Heat Mass Transfer. - 1987. -V. 30. - P. 241-249.
- Hill A., Willmott A.J. Accurate and rapid thermal regenerator calculations // Int. J. Heat Mass Transfer. - 1989. - V. 32. -P. 465-476.
- Nielsen T.R., Rose J., Kragh J. Dynamic model of counter flow air to air heat exchanger for comfort ventilation with condensation and frost formation // Applied Thermal Engineering. – 2009. – V. 29. – P. 462–468.

Поступила 23.10.2017 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

# DEVELOPMENT OF MATHEMATICAL MODEL OF THE SYSTEM OF HIGH-TEMPERATURE CERAMIC HEAT EXCHANGERS OF PERIODIC ACTION

# 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.

**The relevance** of research is conditioned by the need to create and develop heat power plants, in which the processes of electric power generation are combined with the processes of coal gasification. Interest in this direction is explained by large natural reserves of coal and minimal harmful emissions into the atmosphere during the combustion of gas obtained during gasification. As a rule, to improve the quality of gasification, air enrichment with oxygen is used, which is very expensive. An alternative way to increase the calorific value of the generator gas is to supply air heated to a high temperature (more than 1500 °C) into the gasifier. Heating to this temperature in the tubular recuperative heat exchangers is not possible. The only real way to heat the air to the specified temperature level is to heat it in the regenerative heat exchangers of batch operation with ceramic backfilling.

**The aim** of the study is to develop a mathematical model of a system of periodic ceramic heat exchangers for obtaining high-temperature air and suitable for use in optimization calculations of combined-cycle gas turbines with coal gasification.

**Methods.** The authors applied the approach based on the use of the stationarity condition. The latter consists in the fact that the temperatures of the ceramic ball layers at the beginning of the heating stage should be equal to these temperatures at the end of the cooling stage. This approach allows us to take into account the dependence of heat capacity and heat transfer coefficient on temperature without significant expenditure of computing resources.

**Results.** The authors developed the mathematical model of a system of regenerative batch heat exchangers with a ceramic ball filling, which allows simulating air heating to high temperatures. With the help of the developed mathematical model, calculations were made. It is determined that increase in the number of pairs of heat exchangers in the system from two to six leads to decrease in the temperature variations of the coolant by 6,25 times. It is shown that, with the initial data considered, the increase in the number of pairs of heat exchangers above 10 does not lead to a significant decrease in temperature fluctuations at the outlet.

#### Key words:

High-temperature air heating, regenerative ceramic heat exchangers, integrated gasification combined cycle, air-blown gasification, mathematical modeling.

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

### REFERENCES

- Bogatova T.F., Ryzhkov A.F., Valtsev N.V., Osipov P.V., Gordeev S.I. Solid-fuel hybrid gas turbine units. *Energetik*, 2014, no. 12, pp. 12–16. In Rus.
- Olkhovskiy G.G. New design of gas turbine units with coal gasification. *Teploenergetika*, 2016, no. 10, pp. 3–13. In Rus.
- Ryzhkov A.F., Bogatova T.F., Tszen Linlyan, Osipov P.V. Development of continuous gasification techniques in Asia-Pacific region. *Teploenergetika*, 2016, no. 11, pp. 40–50. In Rus.
- 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.
- 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.
- 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.
- 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.

- 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.
- Grigoruk D.G., Turkin A.V. Study of thermal scheme of the prospective gas turbine unit with fuel integrated gasification. *Teplo energetika*, 2010, no. 2, pp. 30–32. In Rus.
- Combined Cycle Systems for Near-Zero Emission Power Generation. Ed. by A. Rao. Oxford, Cambridge, Philadelphia, New Delhi, Woodhead Publishing Limited, 2012. 338 p.
- Beer J.M. High efficiency electric power generation: the environmental role. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2007, vol. 33, pp. 107–134.
- 12. Ryzhkov A.F., Bogatova T.F., Gordeyev S.I., Abaimov N.A. Razrabotka tekhnologii podgotovki tverdykh topliv i vyrabotki teplovoy i elektricheskoy energii na osnove parogazovogo tsikla [Development of technology for preparation of solid fuels and generation of thermal and electric energy on the basis of steam and gas cycle]. Ispolzovaniye tverdykh topliv dlya effektivnogo i ekologicheski 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.

- 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 Su*stainable Energy Reviews, 2011, vol. 15, pp. 4855–4875.
- Sadrameli S.M., Ajdari H.R.B., Mathematical modeling and simulation of thermal regenerators including solid radial conduction effects. *Applied Thermal Engineering*, 2015, vol. 76, pp. 441-446.
- 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.
- Suxin Qian, Jianlin Yu, Gang Yan. A review of regenerative heat exchange methods for various cooling technologies. *Renewable* and Sustainable Energy Reviews, 2017, vol. 69, pp. 535-550.
- Pandelidis D., Anisimov S., Worek W.M. Comparison study of the counter-flow regenerative evaporative heat exchangers with numerical methods. *Applied Thermal Engineering*, 2015, vol. 84, pp. 211-224.
- Nizovtsev M.I., Borodulin V.Yu., Letushko V.N., Zakharov A.A. Analysis of the efficiency of air-to-air heat exchanger with a periodic change in the flow direction. *Applied Thermal Engineering*, 2016, vol. 93, pp. 113–121.

- Kilkovsky B., Jegla Z. Preliminary design and analysis of regenerative heat exchanger. *Chemical Engineering Transactions*, 2016, vol. 52, pp. 655–660.
- Demenok S.L., Medvedev V.V., Sivukha S.M. Gidrodinamika i teploobmen v sharovykh ukladkakh [Hydrodynamics and heat transfer in ball laying]. St-Petersburg, Strata Publ., 2012. 192 p.
- Kutateladze S.S. Osnovy teorii teploobmena [Fundamentals of the theory of heat transfer]. Moscow, Atomizdat Publ., 1979. 416 p.
- Hausen H. The theory of heat exchange in regenerators. Z. angew. Math. Mech, 1929, vol. 9, pp. 173-200.
- Razelos P. An analytic solution to the electric analog simulation of the regenerative heat exchanger with time-varying fluid inlet temperatures. Warme- und Stoffubertragung, 1971, vol. 12, pp. 59-71.
- Hill A., Willmott A.J. A robust method for regenerative heat exchanger calculations. Int. J. Heat Mass Transfer, 1987, vol. 30, pp. 241-249.
- Hill A., Willmott A.J. Accurate and rapid thermal regenerator calculations. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1989, vol. 32, pp. 465-476.
- Nielsen T.R., Rose J., Kragh J. Dynamic model of counter flow air to air heat exchanger for comfort ventilation with condensation and frost formation. *Applied Thermal Engineering*, 2009, vol. 29, pp. 462–468.

Received: 23 October 2017.

#### 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.