

СХЕМА КОГЕНЕРАЦИИ С РАЗМЕЩЕНИЕМ ПРОТИВОДАВЛЕНЧЕСКОЙ И ГИДРОПАРОВОЙ ТУРБИН НА ОБЩЕМ ВАЛУ С ГАЗОПОРШНЕВОЙ УСТАНОВКОЙ

Показана перспективність використання когенераційних технологій для підвищення рентабельності вугільних підприємств. Розглянуто схему з розміщенням турбіни з протитиском і гідропарової турбіни на одному валу з газопоршневою установкою. Використання даної схеми для утилізації надлишкового тепла шахтних енергокомплексів дозволить отримати коефіцієнт корисної дії 64 % та зменшити витрати палива.

THE COGENERATION SCHEME WITH SETTING BACK- PRESSURES

AND STEAM-WATER TURBINES ON ONE SHAFT OF GAS ENGINE

In this paper the perspective use of cogeneration technology enhance the profitability of coal enterprises was discussed. The scheme with setting back-pressures and steam-water turbines on one shaft of gas engine was considered. Using this scheme for utilization of surplus heat mine energy complexes will provide efficiency of 64% and reduce fuel.

Самообеспечение угольных шахт тепловой и электрической энергий на базе местных дешевых теплоносителей, высокозольных углей и шахтного метана, является актуальной проблемой, решение которой позволит существенно повысить рентабельность угледобывающих предприятий [1].

Наиболее прогрессивным решением данной проблемы является применение когенерационных технологий, когда энергоблок, входящий в состав шахты, одновременно вырабатывает, как тепловую, так и электрическую энергию за счет последовательного использования термодинамического потенциала рабочего тела. К основным вариантам использования когенерационных технологий относятся шахтные энергокомплексы, реализующие когенерационные технологии на базе паровых турбин или на базе газовых двигателей [1 - 3]. Так, например, создание шахтного когенерационного энергокомплекса на базе газопоршневой когенерации позволит обеспечить КПД по выработке тепловой и электрической энергий до 80-90 % против 33 % в базовых энергоблоках. При этом себестоимость вырабатываемых тепловой и электрической энергий в 2-3 раза ниже действующих тарифов.

Ранее в работе [4] была представлена комбинированная система когенерации с использованием тепла энергетического модуля. В данной когенерационной системе повышение КПД использования тепла достигается за счет уменьшения потерь тепловой энергии в котле по сравнению с теплообменником перегрева рабочего тела и дополнительным энергетическим модулем. В работе [5] была исследована принципиальная схема силовой установки, состоящей из газопоршневой установки (ГПУ), на валу которой установлена реактивная гидропаровая турбина (ГПТ). Установка гидропаровой турбины,

реализующей тепловую энергию горячей воды системы охлаждения ГПУ, в кинематическую цепь силовой установки обеспечивает непосредственную передачу механической энергии турбины в крутящий момент на валу двигателя. Следовательно, при постоянной мощности электрического генератора за счет механической энергии турбины обеспечивается снижение потребления газа из сети и наоборот, при постоянном расходе газа обеспечивается увеличение электрической мощности, отдаваемой в сеть генератором, т. е. увеличивается КПД установки.

Целью данной работы является усовершенствование рассмотренных ранее вариантов утилизации избыточного тепла энергетических модулей шахтных энергокомплексов. В предлагаемом схемном решении используется избыточное тепло, как от газопоршневой установки, так и от противогазотурбины. Достоинством данного схемного решения является также то, что такие основные энергетические модули как гидропаровая турбина, газопоршневая установка и противогазотурбина располагаются на едином валу с одним электрическим генератором (рис. 1).

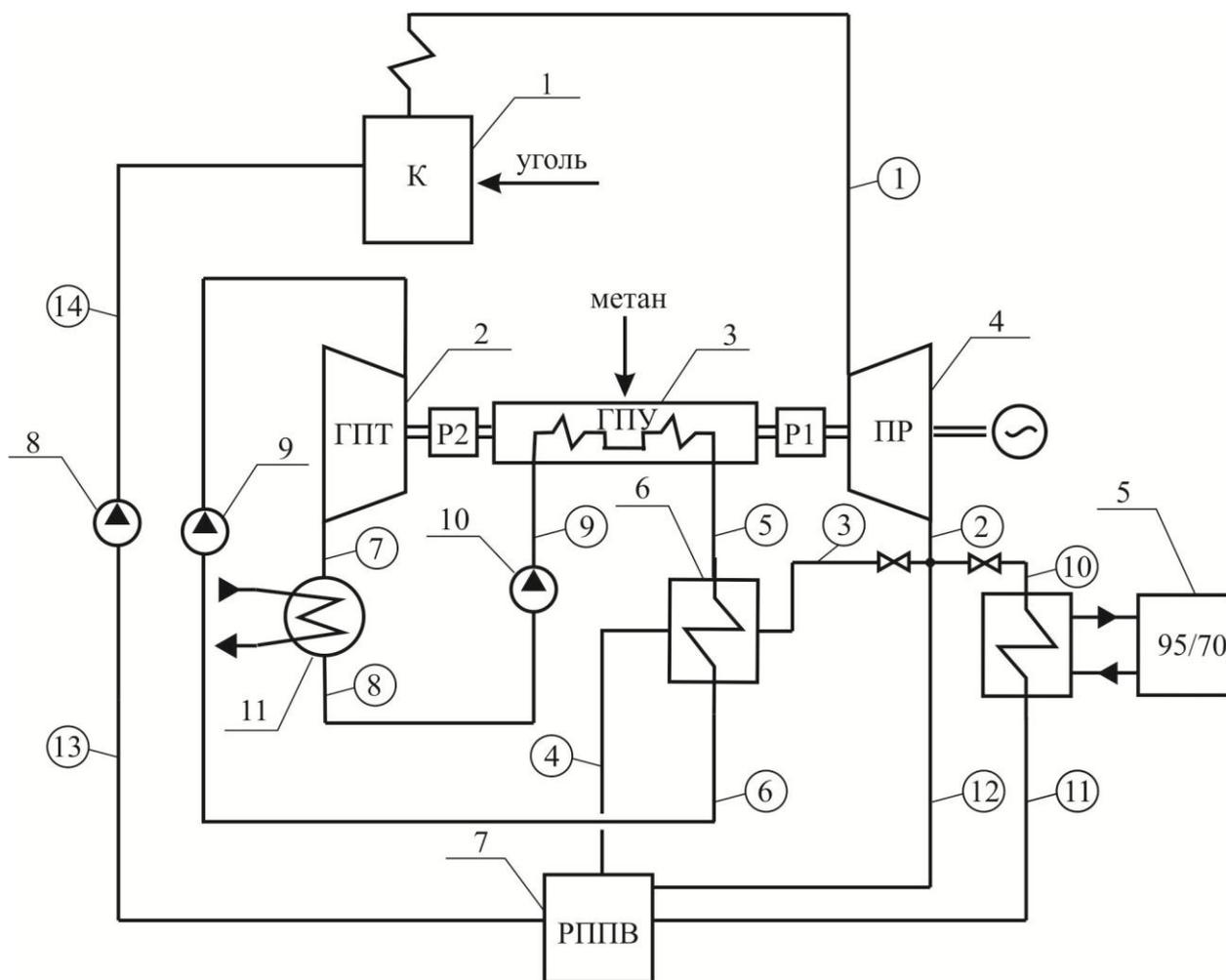


Рис. 1 – Тепловая схема шахтного энергокомплекса с паротурбинной когенерацией на базе ГПУ и ГПТ

Рассмотрим более подробно работу данной схемы. Пар от котла 1 поступает на вход паровой турбины с противодавлением 4, с выхода которой подается часть на тепловую нагрузку 5, часть на регенеративный подогрев воды 7 и часть на теплообменник 6, в случае отсутствия тепловой нагрузки 5 (лето) пар подается только на регенеративный подогрев воды 7 и на теплообменник 6, а затем посредством насоса 8 – на вход парового котла 1. Избыточное тепло из системы охлаждения ГПУ 3 сбрасывается на теплообменник 6, где подогревается паром из турбины с противодавлением 4 до температуры 150 °С и подается насосом 9 на гидропаровую турбину 2, с выхода которой подается на конденсатор-испаритель 11, после чего посредством насоса 10 поступает на вход газопоршневой установки 3. Числами в кружках пронумерованы узловые точки, в которых производился расчет параметров состояния рабочей среды и ее расхода.

Для паровых турбин внутренняя мощность определяется как

$$N_{iT} = m_T \cdot (i_1 - i_2) = m_T \cdot (i_1 - i_{2'}) \cdot \eta_T^{ad}, \text{ Вт},$$

где m_T - расход пара через турбину, кг/с; i_1, i_2 - энтальпия пара на входе и выходе из турбины, Дж/кг; $i_{2'}$ - энтальпия пара в конце адиабатического (изоэнтропного) расширения пара до конечного давления p_2 , Дж/кг; η_T^{ad} - адиабатный (изоэнтропный) КПД турбины. Расчет внутренней мощности гидропаровых турбин выполняется по методике, представленной в работе [6].

Теплообменные аппараты, в которых греющей средой является перегретый пар, а нагреваемой вода, описываются уравнением теплового баланса

$$m_2 \cdot (i_2' - i_2'') \cdot \eta_{ma} = m_w \cdot c_w \cdot (t_w'' - t_w'),$$

где m_2 - расход греющего пара, кг/с; i_2', i_2'' - энтальпия пара на входе и выходе из аппарата, Дж/кг; m_w - расход нагреваемой воды, кг/с; c_w - удельная теплоемкость воды; t_w', t_w'' - начальная и конечная температура воды, °С; η_{ma} - КПД теплообменного аппарата.

Во всех случаях принимается, что греющая среда на выходе из теплообменных аппаратов представляет собой конденсат с температурой, равной температуре насыщения при давлении греющего пара в аппарате. Система регенеративного подогрева питательной воды включает в себя деаэраторы, а сами деаэраторы являются узлами смешения потоков воды и пара. Уравнение теплового баланса этих аппаратов может быть записано в виде

$$m_2 \cdot i_2 \cdot \eta_{da} + \sum m_j \cdot i_j = 0,$$

где m_2, i_2 - расход и энтальпия греющего пара, кг/с и Дж/кг соответственно;

η_{da} - КПД деаэратора, учитывающий потери тепла в окружающую среду; m_j , i_j - расход и энтальпия потоков жидкости и пара, поступающих или уходящих из деаэратора по j -тым ветвям, кг/с и Дж/кг соответственно.

Расчет теплового режима заключался в определении распределения расходов воды и пара в ветвях схемы и на его основе – других показателей [7]. Расходы находились в результате совместного решения системы уравнений материального и энергетического баланса элементов энергокомплекса и узлов смешения и разделения потоков.

В качестве исходных расчетных данных предлагается следующее теплотехническое оборудование. Паровой котел Е-10-2,4-380 Ф с топкой форсированного кипящего слоя Бийского котельного завода со следующими параметрами свежего пара: паропроизводительность 25 т/ч; давление 2,35 МПа; температура – 380 °С. Температура питательной воды перед котлом равна 105 °С. Противодавленческая турбина Р-1,4-25,3/0,7 Калужского турбинного завода с параметрами пара: расход 25 т/ч; давление (2,2-2,4) МПа; температура 380 °С; давление за турбиной 0,7 МПа; температура за турбиной 260 °С; номинальная мощность 1430 кВт. Газопоршневая установка на основе дизелей JMS 620 фирмы «Jenbacher», электрической мощности 3035 кВт, тепловой мощности 3050 кВт, с температурным графиком 110 °С / 70 °С и расходом охлаждающей жидкости 18 кг/с. Химическая энергия топлива, сгораемого в ГПУ, равна 7076 кВт. Гидропаровая турбина с параметрами горячей воды: расход 18 кг/с и температурный графиком 150 °С / 70 °С.

Температура на выходе из теплообменника после тепловой нагрузки была принятой равной 75 °С. Температура на входе в конденсатор принималась равной 70 °С. Температура питательной воды на входе в котел подогревается водой после теплообменника и паром, отобранном после противодавленческой турбины, до 150 °С. Величина теплового потребления рассчитывалась исходя из условий подогрева воды системы охлаждения ГПУ от 110 °С до 150 °С и подогрева питательной воды до 150 °С.

Расхода топлива на котел определяется по следующему уравнению [8]

$$B = \frac{m_k \cdot Q_k}{\eta_k \cdot Q_n^c}, \text{ кг/с,}$$

где m_k – секундная производительность котла, кг/с; Q_k – количество тепла, полученное в котле питательной водой при ее превращении в пар, Дж/кг; η_k – коэффициент полезного действия котла; Q_n^c – низшая теплота сгорания топлива, Дж/кг (Дж/м³). В расчетах использовалась низшая теплота сгорания условного топлива равная $Q_n^c = 29308$ кДж/кг.

Для котлов, в которых производится перегретый пар, величина Q_k выражается в виде

$$Q_{\kappa} = (i_{n.n} - i_{n.в}) + \frac{П}{100} (i' - i_{n.в}), \text{ Дж/кг},$$

где $i_{n.n}$, $i_{n.в}$, i' – соответственно энтальпии перегретого пара, питательной воды и котловой воды (принимается равной энтальпии воды при температуре кипения), Дж/кг; $П$ – доля непрерывной продувки, % (составляет 2–5 % от m_{κ}).

Коэффициент полезного действия рассматриваемой схемы определится так

$$\eta = \frac{P_{ГПУ} + P_{ПТ} + P_{ГПТ} + P_{ТН}}{P_{химГПУ} + P_{хим\kappa}},$$

где $P_{ГПУ}$, $P_{ПТ}$, $P_{ГПТ}$, $P_{ТН}$ – соответственно мощность газопоршневой установки, турбины с противодавлением, гидропаровой турбины, тепловой нагрузки, Вт; $P_{химГПУ}$ – химическая энергия топлива, сгораемого в ГПУ, Вт; $P_{хим\kappa} = B \cdot Q_n^c$ – химическая энергия топлива, сгораемого в котле, Вт.

В табл. 1 показаны результаты расчетов параметров состояния рабочей среды и ее расходов по узловым точкам рассматриваемой схемы.

Таблица 1 – Параметры состояния рабочей среды и расходы по узловым точкам

№ точки	Расход горячей воды (пара) m , кг/с	Давление p , МПа	Температура t , °С	Энтальпия i , кДж/кг	Энтропия s , кДж/кг·К
1	6,94	2,35	380,00	3197,82	6,98
2	6,94	0,70	260,00	2975,35	7,15
3	1,52	0,70	260,00	2975,35	7,15
4	1,52	0,70	164,95	697,14	1,99
5	18,06	0,70	110,00	461,77	1,42
6	18,06	0,70	155,00	653,97	1,89
7	18,06	0,03	70,00	629,17	1,94
8	18,06	0,03	70,00	293,02	0,95
9	18,06	0,70	70,03	293,69	0,95
10	4,81	0,70	260,00	2975,35	7,15
11	4,81	0,70	75,00	314,51	1,02
12	0,61	0,70	260,00	2975,35	7,15
13	6,94	0,70	149,82	631,5	1,84
14	6,94	2,35	150,00	633,41	1,84

Расчеты расхода топлива на котел и коэффициента полезного действия рассматриваемой схемы проводились для двух вариантов:

- температура питательной воды перед котлом равна 105 °С;
- температура питательной воды перед котлом равна 150 °С.

Выполненный анализ показывает, что рассмотренная схема для утилизации горячей воды энергетических модулей шахтных энергокомплексов позволяет достигнуть КПД 0,6. Кроме того, в результате расчетов было установлено, что подогрев питательной воды перед котлом от 105 °С до 150 °С, позволяет сократить расход условного топлива на котел приблизительно на 200 кг/ч, и тем самым увеличить КПД схемы от 0,6 до 0,64. Снижение себестоимости вырабатываемых тепла и электроэнергии как за счет снижения капитальных затрат, так и уменьшения топливной составляющей является причиной оптимизации экономических и экологических показателей энергокомплекса. Из вышесказанного следует вывод об эффективности использования данной схемы для утилизации избыточного тепла шахтных энергокомплексов и необходимости ее дальнейшего технико-экономического анализа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Булат, А. Ф. Создание экологически чистых и высокоэффективных энергокомплексов на базе нерентабельных угольных шахт / А.Ф. Булат, В.Г. Перепелица, И.Ф. Чемерис // Доповіді Національної академії наук України, 2001, №1. - С. 111-117.
2. Булат, А.Ф. Когенерационные энергокомплексы для утилизации метана на угольных шахтах / А.Ф. Булат, И.Ф. Чемерис // Компрессорное и энергетическое машиностроение: Сб. науч. тр. / Международ. ин-т компрессорного и энергетического машиностроения. - Сумы, 2009, № 1(15). - С. 6 – 8.
3. Булат, А.Ф. Повышение эффективности энергокомплекса по утилизации угольного метана на шахте им. А.Ф. Засядько / А.Ф. Булат, И.Ф. Чемерис, И.А. Ефремов / Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць.- Днепропетровск, 2010. - Вып. 87. - С. 3-9.
4. Пат. 43631 Украина, (51)МПК(2009) F01K 23/00. Когенераційна система з використанням тепла енергетичних об'єктів / Булат А.Ф., Чемерис І.Ф., Оксень Ю.І., Радюк М.В. -№ u200902758; Заявл. 25.03.09; Опубл. 25.08.09, Бюл. № 16. – 4 с.
5. Булат, А.Ф. Энергетическая эффективность газопоршневой установки с гидропаровой турбиной / А.Ф. Булат, И.Ф.Чемерис, И.А.Ефремов, И.Ю. Комлева // Компрессорное и энергетическое машиностроение: Сб. науч. тр. / Международ. ин-т компрессорного и энергетического машиностроения. - Сумы, 2011, № 1(23). - С. 20 – 23.
6. Булат, А.Ф., Усовершенствованная гидропаровая турбина для утилизации избыточного тепла шахтных энергетических объектов / А.Ф. Булат, И.Ф. Чемерис, И.Ю.Комлева // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – Сумы, 2010, №2(20). – С. 25-28.
7. Рьжкин, В.Я. Тепловые электрические станции / В.Я. Рьжкин. – М.: Энергия, 1976. – 447 с.
8. Шукин, А.А. Теплотехника (курс общей теплотехники) / А.А. Шукин, И.Н. Сушкин, Р.Г. За и [др.]. – М.: Металлургия, 1973. – 480 с.

**ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ОДНОМАССНОЙ СИСТЕМЫ С
УПРУГИМИ ОГРАНИЧИТЕЛЯМИ НА ХАРАКТЕР ЕЕ КОЛЕБАНИЙ**

У статті розглянуто одномасну систему з пружними обмежувачами. Побудовано області існування різних режимів коливань системи, а також визначено вплив параметрів системи на межі цих областей.

**INFLUENCE OF ONE-MASS SYSTEM PARAMETERS WITH
ELASTIC CONSTRAINTS ON MODES OF ITS OSCILLATIONS**

A one-mass system with elastic constraints is studied. Areas of existing of different oscillation modes are built. Also an influence of system parameters on limits of these areas is determined.

Для переработки минерального сырья и отходов углеперерабатывающей промышленности широкое применение находят вибрационные грохоты. Однако, при работе с тонкими классами крупности могут возникать сложности, связанные с забиванием ячеек ситовой поверхности. В связи с этим, разрабатываются вибрационные поличастотные грохоты, которые позволяют эффективно осуществлять переработку минерального сырья такой крупности [1].

Основной задачей при проектировании вибрационного поличастотного грохота является выбор его параметров, при которых процесс разделения и обезвоживания тонких фракций минерального сырья будет происходить наиболее эффективно. Для осуществления этой задачи используется метод математического моделирования. Система, моделирующая вибрационный грохот, является существенно нелинейной вследствие наличия односторонних связей. Кроме того, система содержит большое количество параметров, что приводит к затруднению исследования модели поличастотного грохота. Поэтому целесообразно использовать иерархию упрощенных моделей, которая заключается в том, что вначале исследуется базовая модель, а затем результаты ее исследования переносятся на более сложные системы. В данном случае такой базовой моделью будет одномассная система с упругими ограничителями, приведенная на рис. 1.

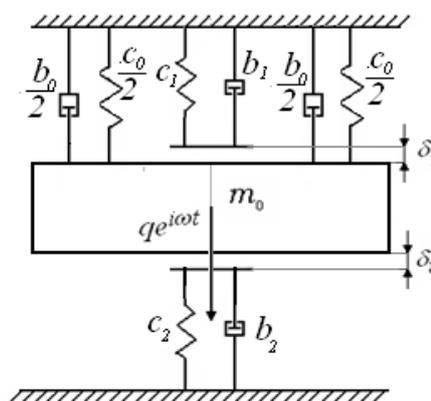


Рис. 1 - Одномассная система с упругими ограничителями