

**Дякун І.Л.
Козарь І.Ю.**
(ІГТМ НАН України)

**ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ СХЕМ
ШАХТНОГО ЭНЕРГОКОМПЛЕКСА**

**Дякун І.Л.
Козар І.Ю.**
(ІГТМ НАН України)

**ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ КОГЕНЕРАЦІЙНИХ СХЕМ
ШАХТНОГО ЕНЕРГОКОМПЛЕКСУ**

**Dyakun I.L.
Kozar I.Y.**
(IGTM NAS of Ukraine)

**ENERGY EFFICIENCY OF THE CO-GENERATION SCHEMES
IN THE MINE ENERGETIC COMPLEX**

Аннотация. К основным проблемам, связанным с повышением эффективности работы шахтных когенерационных энергокомплексов, следует отнести вопросы рационального использования угольного метана в энергетических объектах, а также максимального потребления выработанных при этом тепловой и электрической энергий. В статье рассмотрены следующие варианты когенерационных схем: схема силовой установки, состоящей из газопоршневой установки, на валу которой установлена реактивная гидропаровая турбина и схема с размещением противоаварийной и реактивной гидропаровой турбин на одном валу с газопоршневой установкой. Проведен сравнительный анализ энергетической эффективности рассматриваемых когенерационных схем при различных режимах работы теплового контура газопоршневой установки. Выполненный анализ показал, что при соответствующих схемных и конструктивных решениях утилизации тепла энергетических модулей шахтных энергокомплексов КПД по выработке тепла и электроэнергии достигает 75 %. Это свидетельствует об инвестиционной привлекательности рассмотренных когенерационных схем.

Ключевые слова: когенерация, газопоршневая установка, гидропаровая турбина.

Одним из перспективных направлений развития энергетики является создание энергокомплексов, располагающихся в непосредственной близости от угольных шахт и перерабатывающих низкосортные угли, отходы углеобогащения и метан в тепловую и электрическую энергии. Эффективность работы шахтных энергокомплексов во многом зависит от реализации в их тепловых схемах принципа когенерации [1].

Сегодня когенерация в Украине находится на этапе развития, но уже сейчас заметна выгода использования когенерационных установок [2, 3]. В таких установках наряду с электричеством, вырабатывается тепло, которое может полезно

использоваться на месте производства. Отсутствие теплотрасс – существенно удешевляет стоимость такого тепла. Когенерация удешевляет и стоимость электроэнергии. Отсутствие поставщика и необходимости содержания электростанций, делают электрическую энергию дешевле до пяти раз. Если прибавить к этому независимость от перепадов в электросети и аварий на теплотрассах, то становится очевидно, что когенерация – это эффективный подход к энергетической независимости угольных предприятий.

Известно, что максимальные технико-экономические показатели работы шахтного энергокомплекса могут быть достигнуты при наиболее полной реализации как тепловой, так и электрической энергий, вырабатываемых энергокомплексом. На практике, к сожалению, это не всегда выполняется, в силу тех или иных причин. Так, например, в энергокомплексе на Восточной промплощадке шахты им. А.Ф. Засядько реализован минимальный режим работы с выработкой основной электроэнергии с КПД 43 % и сбросом тепловой энергии системы охлаждения газопоршневого двигателя через воздушные радиаторы в атмосферу [2]. Это обуславливает необходимость разработки специальных схемных решений для утилизации тепловой энергии, вырабатываемой шахтными энергокомплексами.

В работе [4] была предложена и исследована принципиальная схема силовой установки [5], состоящей из газопоршневой установки (ГПУ), на валу которой установлена реактивная гидропаровая турбина (ГПТ) (рис.1). Данное схемное решение позволяет шахтному энергокомплексу вырабатывать дополнительную электроэнергию путем утилизации тепла системы охлаждения ГПУ. 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 постоянном расходе газа обеспечивается увеличение электрической мощности, отдаваемой в сеть генератором, т. е. увеличивается коэффициент полезного действия (КПД) установки.

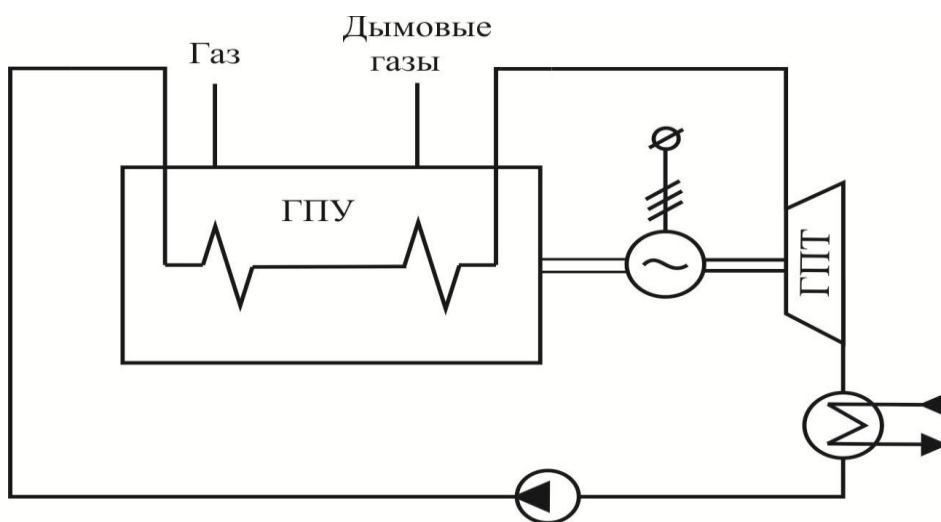


Рис. 1 – Когенерационная схема силовой установки

В работе [6] было проведено исследование другой когенерационной схемы с размещением противоавдавленческой турбины (ПТ) и реактивной ГПТ на одном валу с ГПУ (рис. 2). В рассматриваемом схемном решении используется избыточное тепло, как от ГПУ, так и от ПТ. Достоинством данного схемного решения является то, что такие основные энергетические модули как ГПТ, ГПУ и ПТ располагаются на едином валу с одним электрическим генератором. Это повышает надежность работы когенерационной схемы и снижает капитальные затраты. При работе шахтного энергокомплекса по схеме силовой установки вырабатывается только дополнительная электрическая энергия, а при работе по схеме с размещением ПТ и ГПТ на одном валу с ГПУ вырабатывается дополнительно, как электрическая, так и тепловая энергия.

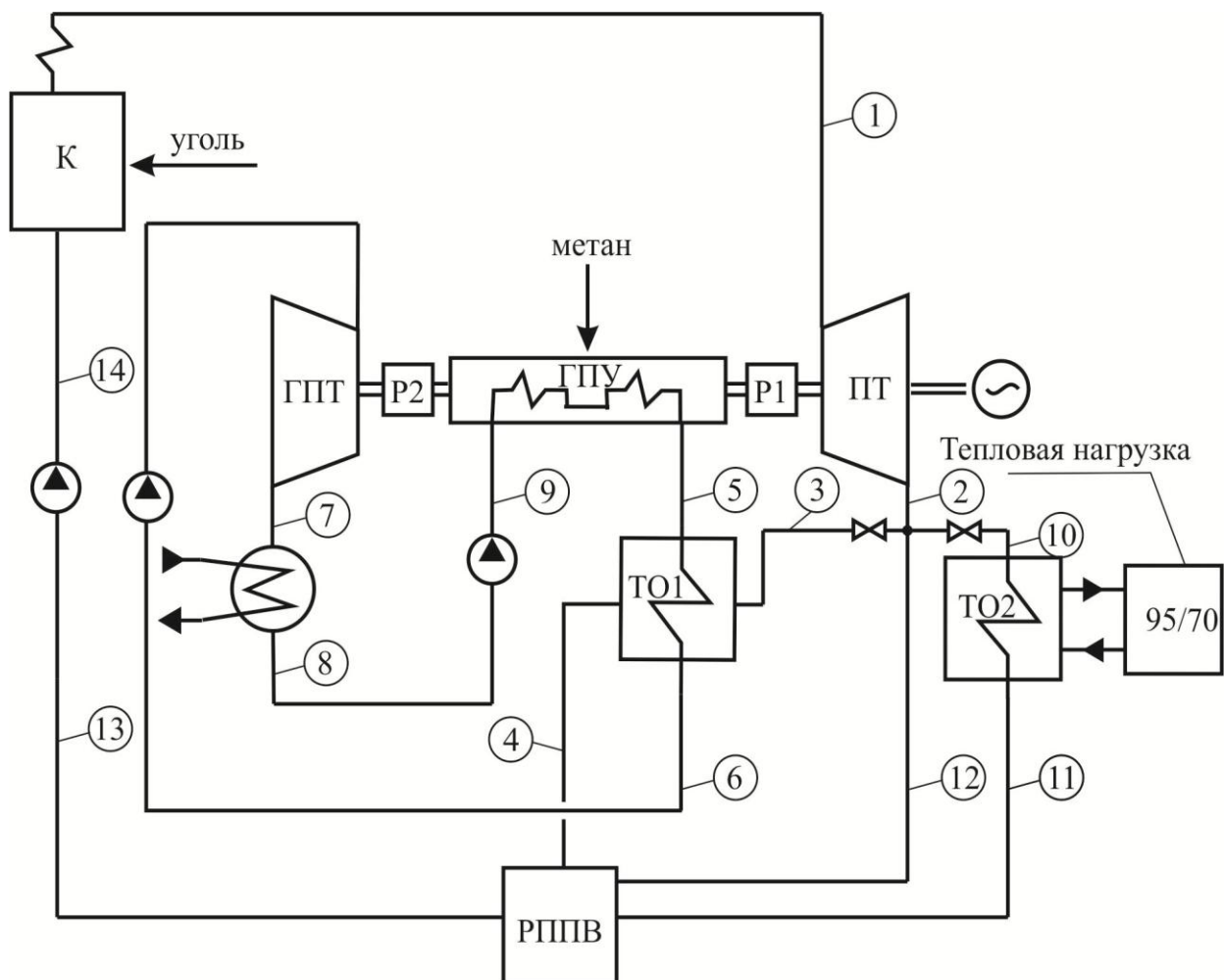


Рис. 2 – Схема когенерации с размещением противоавдавленческой и гидропаровой турбин на одном валу с газопоршневой установкой
 К – котельный агрегат; P1, P2 – редукторы; ТО1, ТО2 – теплообменные аппараты; РППВ - регенеративный подогрев питательной воды

Целью данной статьи является сравнение энергетической эффективности рассматриваемых когенерационных схем при различном исполнении теплового

контура ГПУ.

Исследование энергетической эффективности рассматриваемой силовой установки (рис.1), состоящей из ГПУ и ГПТ, был проведен по методике, описанной в статье [4]. При расчете данной схемы расход и параметры состояния рабочего тела известны, а также учитывалось, что горячая вода с выхода теплового контура ГПУ подается на вход ГПТ без предварительного подогрева в теплообменнике.

Методика расчета когенерационной схемы, представленной на рис. 2, заключалась в определении расходов и параметров состояния рабочего тела, а на их основе энергетических показателей схемы [7]. Числами в кружках пронумерованы узловые точки, в которых производился расчет. Расходы находились в результате совместного решения системы уравнений материального и энергетического баланса элементов схемы и узлов смешения и разделения потоков. Температура на выходе из теплообменника после тепловой нагрузки принималась равной 75 °С. Температура воды на выходе из конденсатора была принята равной температуре на входе теплового контура ГПУ. Величина тепловой нагрузки рассчитывалась исходя из условий подогрева воды, выходящей из теплового контура ГПУ, и питательной воды котла до максимальной температуры при заданном давлении.

Основные формулы, по которым выполнялись расчеты, приведены ниже.

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

$$G_n \cdot (i_{n1} - i_{n2}) \cdot \eta^{ma} = G_e \cdot c_e \cdot (t_{e2} - t_{e1}),$$

где G_n – расход пара, кг/с; i_{n1} , i_{n2} – энтальпия пара на входе и выходе из аппарата, Дж/кг; η^{ma} – КПД теплообменного аппарата; G_e – расход нагреваемой воды, кг/с; c_e – удельная теплоемкость воды, Дж/кг·град; t_{e1} , t_{e2} – начальная и конечная температура воды, °С.

Во всех случаях принималось, 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

$$G_n \cdot i_n \cdot \eta^{da} + \sum G_j \cdot i_j = 0,$$

где η^{da} – КПД деаэратора, учитывающий потери тепла в окружающую среду; G_j , i_j – расход и энтальпия потоков воды и пара, поступающих или уходящих из деаэратора по j -тым ветвям, кг/с и Дж/кг соответственно.

Расход топлива на паровой котел определялся по следующему уравнению [8]

$$B = \frac{G_K \cdot Q_K}{\eta^K \cdot Q_H^c}, \text{ кг/с,}$$

где G_K – производительность котельного агрегата, 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_H^c – низшая теплота сгорания топлива, Дж/кг (Дж/м³). В расчетах используется низшая теплота сгорания условного топлива равная $Q_H^c = 29308$ кДж/кг.

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

$$Q_K = (i_n - i_{n.в}) + \frac{P}{100} (i' - i_{n.в}), \text{ Дж/кг,}$$

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

Для паровых и гидропаровых турбин тепловая (внутренняя) мощность находилась по выражению

$$N^m = G \cdot (i_1 - i_2) = G \cdot (i_1 - i_{2'}) \cdot \eta^s, \text{ Вт,} \quad (1)$$

где G – расход рабочего тела через турбину, кг/с; i_1 , i_2 – энтальпия рабочего тела на входе и выходе из турбины, Дж/кг; $i_{2'}$ – энтальпия рабочего тела на выходе из турбины при изоэнтропном расширении, Дж/кг; η^s – изоэнтропный КПД турбины.

С учетом выражения (1) электрическая мощность турбогенератора равна

$$N^э = N^m \eta^m \eta^э, \text{ Вт,}$$

где η^m и $\eta^э$ – соответственно механический КПД турбины и КПД электрического генератора.

КПД по выработке электрической энергии для рассматриваемых схем определялись так

$$\eta^э = \frac{N_{ГПУ}^э + N_{ГПТ}^э}{N_{ГПУ}^н},$$

$$\eta^{\varepsilon} = \frac{N_{ГПУ}^{\varepsilon} + N_{ПТ}^{\varepsilon} + N_{ГПТ}^{\varepsilon}}{N_{ГПУ}^n + N_K^n},$$

где $N_{ГПУ}^{\varepsilon}$, $N_{ПТ}^{\varepsilon}$, $N_{ГПТ}^{\varepsilon}$ – соответственно электрическая мощность газопоршневой установки, противодавленческой и гидропаровой турбин, Вт; $N_{ГПУ}^n$, N_K^n – соответственно подводимая к ГПУ и паровому котлу энергия топлива, Вт.

Подводимая к паровому котлу энергия топлива равна

$$N_K^n = B \cdot Q_n^c, \text{ Вт.}$$

КПД по выработке тепловой энергии для схемы, представленной на рис. 2, находился так

$$\eta^m = \frac{N_{ТН}}{N_{ГПУ}^n + N_K^n},$$

где $N_{ТН}$ – мощность тепловой нагрузки, Вт.

В качестве исходных расчетных данных предлагается следующее теплотехническое оборудование:

- два паровых котла Е-10-2,4-380 Ф и один котел Е-6,5-2,4-380 Ф Бийского котельного завода со следующими параметрами пара: суммарная паропроизводительность 26,5 т/ч; давление 2,35 МПа; температура – 380 °С. Температура питательной воды перед котлом равна 105 °С;

- противодавленческая турбина Р-2,5-2,1/0,3 Калужского турбинного завода с параметрами пара: номинальный расход 27,63 т/ч; давление 2,35 МПа; температура 380 °С; давление за турбиной 0,4 МПа; температура за турбиной 207 °С. Номинальная электрическая мощность турбины равна 2500 кВт;

- газопоршневая установка JMS-620 GS-N.L фирмы «Jenbacher»: электрическая мощность равна 3035 кВт, а подводимая энергия топлива – 7076 кВт.

Рассматривалось три варианта исполнения теплового контура ГПУ: с температурными графиками охлаждающей воды 60/80 °С, 70/90 °С, 70/110 °С и утилизируемыми тепловыми мощностями 3187 кВт, 3021 кВт, 2921 кВт, соответственно. Параметры ГПТ подбирались исходя из условий максимальной мощности, отсутствия запирающих эффектов и кавитации в ее каналах.

В табл. 1 показаны результаты расчетов параметров состояния рабочего тела и его расходов по узловым точкам для схемы, представленной на рис.2, при различном исполнении теплового контура ГПУ.

Таблица 1 – Параметры состояния рабочего тела и расходы по узловым точкам

№ узловой точки	Расход горячей воды (пара) G , кг/с	Давление p , МПа	Температура t , °С	Энтальпия i , кДж/кг	Энтропия s , кДж/кг·К	
1	7,36	2,35	380,00	3197,82	6,98	
2	7,36	0,40	207,00	2875,64	7,20	
3	60/80 °С	4,26	0,40	207,00	2875,64	7,20
	70/90 °С	3,36				
	70/110 °С	0,98				
4	60/80 °С	4,26	0,40	143,61	604,72	1,78
	70/90 °С	3,36				
	70/110 °С	0,98				
5	60/80 °С	38,11	0,40	80,00	335,23	1,08
	70/90 °С	36,07		90,00	377,22	1,19
	70/110 °С	17,38		110,00	461,55	1,42
6	60/80 °С	38,11	0,40	140,00	589,23	1,74
	70/90 °С	36,07				
	70/110 °С	17,38				
7	60/80 °С	38,11	0,02	60,00	553,67	1,74
	70/90 °С	36,07	0,03	70,00	562,14	
	70/110 °С	17,38				
8	60/80 °С	38,11	0,02	60,00	251,15	0,83
	70/90 °С	36,07	0,03	70,00	293,02	0,96
	70/110 °С	17,38				
9	60/80 °С	38,11	0,40	60,01	251,53	0,83
	70/90 °С	36,07		70,02	293,39	0,96
	70/110 °С	17,38				
10	60/80 °С	2,8	0,40	207,00	2875,64	7,20
	70/90 °С	3,59				
	70/110 °С	5,71				
11	60/80 °С	2,8	0,40	75,00	314,27	1,02
	70/90 °С	3,59				
	70/110 °С	5,71				
12	60/80 °С	0,30	0,40	207,00	2875,64	7,20
	70/90 °С	0,41				
	70/110 °С	0,68				
13	7,36	0,40	139,89	588,70	1,74	
14	7,36	2,35	140,00	590,91	1,74	

В табл. 2 приведен сравнительный анализ энергетической эффективности рассматриваемых когенерационных схем (рис.1, 2) шахтного энергокомплекса.

Анализ табл. 2 показывает, что установка ГПТ в кинематическую цепь си-

ловой установки при постоянном расходе газа повышает электрическую мощность, отдаваемую в сеть генератором. В результате КПД шахтного энергокомплекса по выработке электроэнергии увеличивается и достигает максимального значения 45 % при исполнении теплового контура ГПУ с самой высокой температурой 70/110 °С.

Таблица 2 – Энергетическая эффективность когенерационных схем шахтного энергокомплекса

Параметры	Температурный график ГПУ		
	60/80 °С	70/90 °С	70/110 °С
1. Подводимая к ГПУ энергия топлива $N_{ГПУ}^n$, кВт	7076		
2. Электрическая мощность ГПУ $N_{ГПУ}^э$, кВт	3035		
3. Тепловая мощность ГПУ $N_{ГПУ}^m$, кВт	3187	3021	2921
4. Расход охлаждающей воды ГПУ, $G_{ГПУ}$, кг/с	38,11	36,07	17,38
Схема силовой установки			
5. Электрическая мощность ГПТ $N_{ГПТ}^э$, кВт	98,6	91,3	141,9
6. КПД по выработке электроэнергии $\eta^э$, %	44	44	45
7. КПД по выработке тепла η^m	-	-	-
Схема с размещением ГПТ и ПТ на одном валу с ГПУ			
8. Подводимая к котлу энергия топлива N_K^k , кВт	19783		
9. Электрическая мощность ПТ $N_{ПТ}^э$, кВт	2220		
10. Электрическая мощность ГПТ $N_{ГПТ}^э$, кВт	1127,7	813,0	391,9
11. Мощность тепловой нагрузки $N_{ТН}$, кВт	7163	9195	14617
12. КПД по выработке электроэнергии $\eta^э$, %	24	23	21
13. КПД по выработке тепла η^m , %	27	34	54
14. Суммарный КПД по выработке тепла и электроэнергии η , %	51	57	75

При работе шахтного энергокомплекса на базе когенерационной схемы с размещением ГПТ и ПТ на одном валу с ГПУ вырабатывается, как электрическая, так и тепловая энергия. Выполненный анализ показывает, что при соответствующих схемных и конструктивных решениях утилизации горячей воды энергетических модулей шахтных энергокомплексов суммарный КПД по выработке тепла и электроэнергии изменяется от 51 % до 75 % в зависимости от температурного графика охлаждающей воды ГПУ. Поэтому для схемы с размещением ГПТ и ПТ на одном валу с ГПУ выбор варианта исполнения теплового контура ГПУ зависит от потребностей шахты в тепловой энергии. Рациональной схемой покрытия тепловых нагрузок шахт является такая схема, при

которой в зимнее время вырабатываемая энергокомплексом тепловая энергия направляется на отопление и горячее водоснабжение. В летнее время избыток тепловой энергии должен использоваться либо для реализации теплоэнергоёмких технологий (испарение шахтной воды, производство стройматериалов, обессеривание угля, кондиционирование шахтной атмосферы и т.д.), либо отпущаться сторонним потребителям. Кроме того, в результате расчетов было установлено, что подогрев питательной воды перед котлом от 105 °С до 140 °С, позволяет сократить расход условного топлива на паровой котел приблизительно на 140 кг/ч.

Таким образом, на основе исследования, выполненного в статье, можно сделать вывод об эффективности использования рассмотренных когенерационных схем для достижения максимальных технико-экономических показателей работы шахтного энергокомплекса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Булат, А.Ф. Научно-технические основы создания шахтных когенерационных энергетических комплексов / А.Ф. Булат, И.Ф. Чемерис. – К.: Наукова думка, 2006. – 176 с.
2. Федоров, С.Д. Проблема утилизации шахтного метана в когенерационных установках и пути ее решения на примере шахты им. А.Ф. Засядько / С.Д. Федоров, С.В. Облакевич, О.П. Радюк // Промелектро. – 2006. – № 5. – С. 35 - 39.
3. Баласаян, Г.А. Оценка эффективности интегрированных когенерационных систем // Эко-технологии и ресурсосбережение. – 2006. – № 3. – С. 9 – 12.
4. Чемерис, И.Ф. Утилизация шахтного метана на базе газопоршневой установки с гидропаровой турбиной / И.Ф. Чемерис, И.Ю. Комлева, И.Л. Дякун // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. - 2011. – Вып. 94. – С. 239-248.
5. Пат. 92294 Украина, (51)МПК(2009) F02G 5/00, F01B 21/00. Силовая установка / Булат А.Ф., Чемерис И.Ф., Комлева И.Ю.; заявитель и патентообладатель ИГТМ НАН Украины. -№ а200912402; Заявл. 01.12.09; Оpubл. 11.10.10, Бюл. № 19. – 4 с.
6. Дякун, И.Л. Схема когенерации с размещением противодавленческой и гидропаровой турбин на общем валу с газопоршневой установкой / И.Л. Дякун, И.Ю. Козарь // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр.- 2012. – Вып. 103. – С. 88-93.
7. Рыжкин, В.Я. Тепловые электрические станции. – М.: Энергия, 1976. – 447 с.
8. Теплотехника (курс общей теплотехники) / Под ред. И.Н. Сушкин. – 2-е изд. перераб. – М.: Металлургия, 1973. – 480 с.

REFERENCES

1. Bulat, A.F. and Chemeris, I.F. (2006), *Nauchno-tehnicheskie osnovyi sozdaniya shahtnyih kogeneratsionnyih energeticheskikh kompleksov* [Scientific and technical basis for mine cogeneration power complexes], Naukova dumka, Kyiv, Ukraine.
2. Fedorov, S.D., Oblakevich, S.V. and Radyuk, O.P. (2006), “The problem of coal mine methane utilization in cogeneration units and ways to solve them by the example of mine A.F. Zasad'ko”, *Promelektro*, no.5, pp.35-39.
3. Balasanyan, G.A. (2006) “Assessment of the effectiveness of integrated cogeneration systems”, *Ekotehnologii i resursosberezhenie*, no.3, pp.9-12.
4. Chemeris, I.F., Komleva, I.Y. and Dyakun, I.L. (2011), “The Utilization of mine methane on the base of gas engine setting with a steam-water turbine”, *Geotekhnicheskaya Mekhanika* [Geo-Technical Mechanics], no. 94, pp. 239-248.
5. Bulat, A.F., Chemeris, I.F. and Komleva, I.Y., M.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the NAS of Ukraine (2009), *Silova ustanovka* [Power-plant], State Register of Patents of Ukraine, Kiev, UA, Pat.№92294.
6. Dyakun, I.L. and Kozar, I.Y. (2012), “Cogeneration scheme with the placement back-pressure and steam-water turbines on a common shaft with a gas engine setting”, *Geotekhnicheskaya Mekhanika* [Geo-Technical Mechanics], no.103, pp. 88-93.
7. Ryizhkin, V.Ya. (1976), *Teplovyie elektricheskie stantsii* [Thermal power plants], Energiya, Moscow, Russia.
8. Sushkin, I.N. (ed.) (1973), *Teplotekhnika (kurs obschey teplotekhniki)* [Thermotechnics (Thermal Engineering course in general)], 2nd ed., Metallurgiya, Moscow, Russia.

Об авторах

Дякун Инна Леонидовна, младший научный сотрудник отдела проблем шахтных энергетических комплексов, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепропетровск, Украина, dyakun@ukr.net

Козарь Ирина Юрьевна, инженер I категории отдела проблем шахтных энергетических комплексов, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), Днепропетровск, Украина, ira_kom@ua.fm

About the authors

Dyakun Inna Leonidovna, Junior Researcher in Department of Mine Energy Complexes, M.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Sciences of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepropetrovsk, Ukraine, dyakun@ukr.net

Kozar Iryna Yurevna, Engineer in Department of Mine Energy Complexes, M.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Sciences of Ukraine (IGTM, NASU), Dnepropetrovsk, Ukraine, ira_kom@ua.fm

Анотація. До основних проблем, пов'язаних з підвищенням ефективності роботи шахтних когенераційних енергокомплексів, слід віднести питання раціонального використання вугільного метану в енергетичних об'єктах, а також максимального споживання вироблених при цьому теплової та електричної енергій. У статті розглянуті наступні варіанти когенераційних схем: силова установка, котра включає газопоршневую установку, на валу якої встановлена реактивна гідропарова турбіна і схема з розташуванням протитискової та реактивної гідропарової турбін на одному валу з газопоршневою установкою. Проведено порівняльний аналіз енергетичної ефективності розглянутих когенераційних схем при різних режимах роботи теплового контуру газопоршнєвої установки. Виконаний аналіз показав, що при відповідних схемних і конструктивних рішеннях утилізації тепла енергетичних модулів шахтних енергокомплексів ККД з вироблення тепла та електроенергії досягає 75%. Це свідчить про інвестиційну привабливість розглянутих когенераційних схем.

Ключові слова: когенерація, газопоршнєва установка, гідропарова турбіна.

Abstract. Main problems associated with necessity to increase effectiveness of the mine power-cogeneration complexes include rational coal methane use in energy facilities and, consequently, maximal recovery of the produced thermal and electrical energy. The article presents the following variants of cogeneration schemes: power plant consisting of a gas engine plant on the shaft of which a reactive steam-water turbine is installed; and scheme with backpressure turbine and reactive steam-water turbine installed on the same shaft with the gas engine plant. A comparative analysis of the energy efficiency of the cogeneration schemes under consideration was conducted at different operational modes of thermal circuit of the gas engine plant. The analysis shown that at proper circuitry and structural decisions for recovering heat from the modules of the mine power complexes efficiency of the heat and electric power generation can reach up to 75%. This fact is an evidence of investment attractiveness of the cogeneration schemes under consideration.

Keywords: cogeneration, gas engine setting, steam-water turbine.

*Статья поступила в редакцию 17.09.2013
Рекомендовано к публикации д.т.н. Е.В. Семененко*