

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ШАХТНЫХ ЭНЕРГОКОМПЛЕКСОВ НА БАЗЕ ПАРОТУРБИННОЙ КОГЕНЕРАЦИИ

Проведено дослідження ефективності теплових схем шахтних енергокомплексів на основі паротурбінної когенерації. Розглянуто два варіанти схем - з конденсаційними турбінами та з комплексом турбін із протитиском і гідропарових турбін. Показана перспективність використання енергокомплексів, що виробляють електроенергію на тепловому споживанні. Враховано сезонні змін теплових навантажень, які суттєво впливають на кількість електроенергії, що виробляється.

THE EFFICIENCY THERMAL SCHEMES OF MINE ENERGY-COMPLEXES ON THE BASIS OF OF STEAM-TURBINE COGENERATION

In this paper the efficiency thermal schemes of mine energy complexes on the basis of steam-turbine cogeneration was researched. Two variants of schemes - with condensing turbines and with the complex back-pressures and steam-water turbines were considered. The perspective use of energy complexes those generate electric power on heat utilization was discussed. Seasonal changes of heat loads those substantially influence on quantity of electric power output were taken into account.

Одним из перспективных направлений развития энергетики является создание энергокомплексов, вырабатывающих электроэнергию на тепловом потреблении и располагающихся в непосредственной близости от угольных шахт. При создании данного типа энергокомплексов необходимо учитывать сезонные изменения тепловой нагрузки, существенно влияющие на эффективность комплексов и количество вырабатываемой электроэнергии. В данной работе проводится исследование и сравнение показателей эффективности различных тепловых схем. Рассматривается два варианта схем: 1 – схема с конденсационными турбинами, представленная на рисунке 1; 2 – схема с комплексом протитисковых и гидропаровых турбин, представленная на рисунке 2. Числами в кружках пронумерованы узловые точки, в которых производился расчет параметров состояния рабочей среды и ее расхода. Приведенные рисунки 1 и 2 включают в себя основные элементы: К – котел; Т – турбина; ТО – теплообменник; КН – конденсатор; Н – насос; РППВ – система регенеративного подогрева питательной воды.

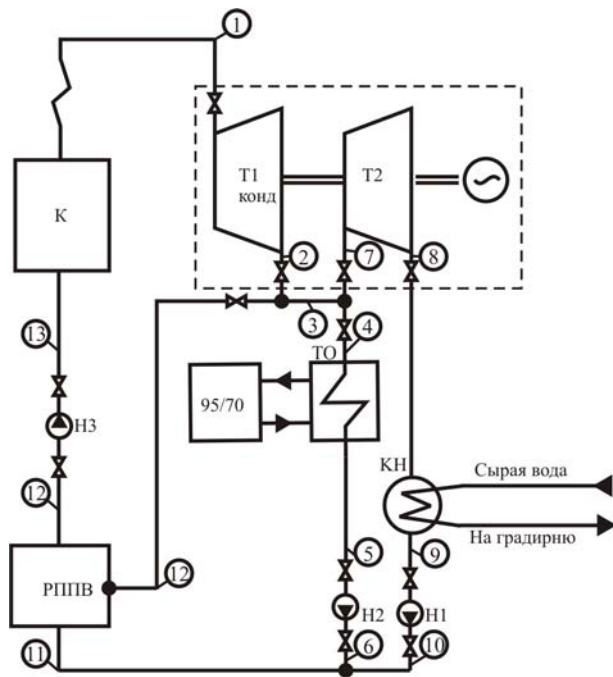


Рис. 1 – Принципиальная расчетная тепловая схема с конденсационной турбиной (Т1, Т2) с промотбором.

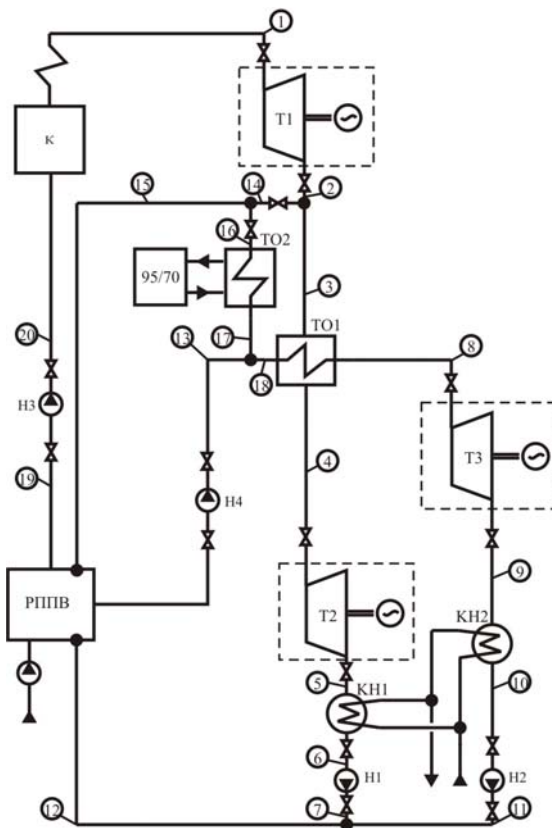


Рис. 2 – Принципиальная расчетная тепловая схема с противоаварийной турбиной (Т1) и гидропаровыми турбинами (Т2, Т3).

Расчет турбин производится в следующем порядке:

- рассчитываются параметры насыщения пара и воды по температуре

$$f(t) = p_s, i', s', i'', s'',$$

где p_s - абсолютное давление насыщения, Па; i', i'' - удельная энтальпия кипящей воды и насыщенного пара, соответственно, кДж/кг; s', s'' - удельная энтропия кипящей воды и насыщенного пара, соответственно, кДж/(кг·К). В конце изоэнтропного расширения в турбине определяется степень сухости и энтальпия кипящей воды по формулам [1]

$$x = \frac{s - s'}{s'' - s'},$$

$$i = i' + x \cdot (i'' - i'), \text{ Дж/кг,}$$

Для паровых турбин внутренняя мощность определяется как [2]

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

где m_T - расход пара через турбину, кг/с; i_1, i_2 - энтальпия пара на входе и выходе из турбины, Дж/кг; η_T^{ad} - адиабатный (изоэнтропный) КПД турбины.

Для турбины с промежуточным отбором пара (рис. 1) внутренняя мощность определяется так

$$N_i = m(i_1 - i_3) - m_n(i_2 - i_3), \text{ Вт,}$$

следовательно, расход пара на турбину от котельного агрегата определится как:

$$m = \frac{N_i}{i_1 - i_3} + m_n \frac{i_2 - i_3}{i_1 - i_3}, \text{ кг/с,}$$

где m_n - расход пара в промежуточном отборе, кг/с; i_1, i_2, i_3 - энтальпия пара соответственно на входе в турбину в промежуточном отборе и на выходе, Дж/кг. Расчет внутренней мощности гидропаровых турбин выполняется по методике, представленной в работе [3].

Удельная работа насосов, затраченная на повышение давления и перемещение жидкости

$$l_n = i_2 - i_1 = \frac{v_1 \cdot (p_2 - p_1)}{\eta_n^{ad}}, \text{ Дж/кг,}$$

где i_1, i_2 - энтальпия жидкости на входе и выходе насоса, Дж/кг; v_1 - удельный объем жидкости (жидкость считается несжимаемой, т.е. $v_2=v_1$), м³/кг; p_1, p_2 - давление на входе и выходе насоса, Па; η_n^{ad} - адиабатный (изоэнтропный) КПД насоса.

Мощность потребляемая электродвигателем насоса, равна

$$N_{эН} = \frac{m_n \cdot l_n}{\eta_{мн} \cdot \eta_{эд}}, \text{ Вт,}$$

где m_n - массовая подача на насос, кг/с; $\eta_{мн}$ - механический КПД насоса; $\eta_{эд}$ - КПД электродвигателя.

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

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

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; $\eta_{та}$ - 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 [4]:

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

где m_2, i_2 - расход и энтальпия греющего пара, кг/с и Дж/кг соответственно; $\eta_{да}$ - 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 [5]. Расходы находились в результате совместного решения системы уравнений материального и энергетического баланса элементов энергокомплекса и узлов смешения и разделения потоков. Коэффициенты разделение потоков пара α и β определялись по формулам:

- для варианта 1 с конденсационной турбиной (рис. 1)

$$\alpha = \frac{(i_{13} - i_{10}) - \frac{Q_{TO}(i_6 - i_{10})}{m \cdot (i_4 - i_5)}}{i_{12} - i_{10}},$$

$$\beta = \frac{Q_{TO}}{(1 - \alpha) \cdot m \cdot (i_4 - i_5)};$$

- для варианта 2 с противогазленческой турбиной (рис. 2)

$$\alpha = \frac{(i_{19} - i_{20}) \cdot m - \frac{Q_{TO}(i_{15} - i_{12})}{(i_{16} - i_{17})}}{(i_{15} - i_{12}) \cdot m},$$

$$\beta = \frac{Q_{TO}}{\alpha \cdot m \cdot (i_{16} - i_{17})},$$

где i_n - энтальпия, соответствующего узла схемы (рис. 1, 2), Дж/кг; Q_{TO} - тепловая нагрузка, Вт; m - расход пара.

В качестве исходных расчетных данных рассмотрим серийно выпускаемое тепломеханическое оборудование: турбины Калужского турбинного завода и котлы завода «Сибэнергомаш», параметры которых приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Основное теплотехническое оборудование

Показатели	Котлы паровые	Турбины противогазленчески е	Турбины конденсационны е
Наименование	Е-90-3,9-440 КТ	Р-12-3,4/0,5-1	К-6-3,4Т
Паропроизводительность (котел) расход пара (турбины), т/ч	90	111,24	25,4
Количество, шт	3	2	9
Общая паропроизводительность (котел) расход пара (турбины), кг/с	75	61,8	63,5
Давление пара, МПа	3,9	3,5	3,5
за турбиной	-	0,5	0,01
Температура, °С	440	440	440
за турбиной	-	221	46

Величина теплового потребления принималась равной 0 МВт (летняя нагрузка) и 25 МВт (зимняя нагрузка). Причем если в варианте с противогазленческой турбиной тепловая нагрузка закрывается за турбинами, то в варианте с конденсационной турбиной данная нагрузка закрывается из промотбора с регу-

лируемыми данными: по давлению 0,5 МПа и температурой 221 °С. Температура на выходе из теплообменника после тепловой нагрузки была принятой равной 75 °С. Температура на входе в конденсатор принималась равной 46 °С. Температура сетевой воды на входе в котел подогревается паром, отобранном после противоаварийной турбины, до 150 °С.

Рассмотрим два варианта реализации шахтного энергокомплекса на базе паротурбинной когенерации при условии равенства расходов энергетического угля в паровых котлах:

- конденсационный вариант, при котором энергокомплекс вырабатывает электрическую энергию на 9 конденсационных турбинах, а тепловые нагрузки закрываются из промотбора турбин;

- противоаварийный вариант, при котором электрическая энергия вырабатывается двумя противоаварийными турбинами и 28 гидропаровыми турбинами, устанавливаемыми после противоаварийных турбин, причем тепловые нагрузки в этом варианте закрываются «на хвосте» противоаварийных турбин.

В табл. 2 приведены результаты расчетов, а именно сравнительные данные по тепловым и электрическим нагрузкам для двух вариантов реализации шахтного энергокомплекса в зависимости от тепловой нагрузки (зима/лето), а также их экономические показатели.

Таблица 2 – Энергетические и экономические показатели работы схем с противоаварийной и конденсационной турбинами

Показатели	Вариант 1 (конденсационная)		Вариант 2 (противоаварийная)	
	2	3	4	5
1	2	3	4	5
Тепловая нагрузка, МВт	0	25	0	25
Электрическая мощность, МВт	54,32	49,46	25,62	25,62
Дополнительная электрическая мощность, вырабатываемая ГПТ	-	-	19,1	15,7
Тарифы:				
На электроэнергию, грн/кВт·ч	0,665			
На тепло, грн/Гкал	712,88			
Себестоимость				
На электроэнергию, грн/кВт·ч	0,268			
На тепло, грн/Гкал	153,48			
Объем вырабатываемой электроэнергии, млн. кВт·ч	434,5 6	303,1 2	357,76	267,76
Объем вырабатываемого тепла, тыс. Гкал	-	86,0	-	86,0

Продолжение табл. 1-

1	2	3	4	5
Прибыль по электроэнергии, млн. долл. США	21,6	15,0	17,8	13,3
Прибыль по теплу, млн. долл. США	-	6,0	-	6,0
Суммарная прибыль, млн. долл. США	21,6	21,0	17,8	19,3
Капитальные затраты, млн. долл. США	75		55	
Срок окупаемости, лет	3,47	3,56	3,09	2,85

Как видно из табл. 2, при одинаковом расходе топлива на паровой котел и равенстве тепловой нагрузки для двух вариантов, конденсационные турбины вырабатывают электроэнергии на 20 % и 10 % больше чем во втором варианте как без учета, так и с учетом тепловой нагрузки, соответственно. Следовательно, прибыль в первом варианте больше в 1,2 раза без учета и в 1,08 раза с учетом тепловой нагрузки. Однако, следует отметить, что противодавленческие турбины значительно дешевле конденсационных, как и гидропаровые, что приводит к уменьшению капитальных затрат в 1,4 раза, а, соответственно, и к уменьшению срока окупаемости. Так без учета тепловой нагрузки срок окупаемости во втором варианте уменьшается на 12 % и составляет 3,09 года, а при тепловой нагрузке - на 20 % и составляет 2,85 года.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вулканович М.П., Ривкин С.Л., Александров А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. – М.: Изд-во стандартов, 1969. – 408 с.
2. Чемерис И.Ф., Оксень Ю.И., Слободяникова И.Л. Метод идентификации характеристик паровых турбин шахтных энергетических комплексов // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. / Ин-т геотехнической механики им. Н. С. Полякова НАН Украины. – Д., 2001. – Вып. 33. – С. 191-201.
3. Булат А.Ф., Чемерис И.Ф., Комлева И.Ю. Усовершенствованная гидропаровая турбина для утилизации избыточного тепла шахтных энергетических объектов // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – Сумы, 2010. – №2(20). – С. 25-28.
4. Чемерис И.Ф., Оксень Ю.И. Анализ тепловых схем шахтных энергокомплексов при работе с переменными нагрузками // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. / Ин-т геотехнической механики им. Н. С. Полякова НАН Украины. – Д., 2002. – Вып. 36. – С. 156-162.
5. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. – М.: Энергия, 1976. – 447 с.

**МЕТОД РАСЧЕТА ПРЕДЕЛЬНОГО СОСТОЯНИЯ ОБРАЗЦОВ
ГОРНЫХ ПОРОД ПРИ ОБЪЁМНОМ СЖАТИИ**

Метод розрахунку заснований на критерії міцності матеріалів Кулона і теорії граничного стану з урахуванням зовнішнього і внутрішнього тертя. Одержана задовільна збіжність розрахункових результатів з експериментальними даними.

**THE METHOD OF CALCULATION OF LIMITING STATE AT
VOLUMETRIC COMPRESSION SAMPLES OF ROCKS**

The calculation method is based on Coulomb's criterion of durability of materials and the theory of lines of sliding taking into account an external and internal friction. Satisfactory convergence of settlement results with experimental data is received.

В работе [1] разработан метод расчета предельного состояния при сжатии образцов горных пород с линейной связью между контактными касательными τ_k и нормальными напряжениями σ_y согласно закону Кулона-Амонтона

$$\tau_{\epsilon} = f\sigma_y, \quad (1)$$

где f - коэффициент внешнего (контактного) трения.

При использовании этого закона возникают непреодолимые трудности точного интегрирования двух известных дифференциальных уравнений совместно с алгебраическим уравнением равновесия. Разработанные методы расчета предельного состояния материала, основанные на этом принципе, не позволяют определять напряжения внутри материала [2].

Решение имеет место только в частном случае, когда поперечные напряжения σ_x равны продольным нормальным напряжениям σ_y и $d\sigma_y = d\sigma_x$, что и было использовано в работе [1].

В работах [3, 4] нами ранее была предпринята попытка использовать другой, более обоснованный подход к определению связи между напряжениями. В основу расчета распределения нормальных напряжений был положен метод Прандтля, разработанный для широкой полосы. Доказано, что точное решение задачи с использованием двух дифференциальных и одного алгебраического уравнения равновесия обеспечивается при постоянном значении контактного касательного напряжения τ_{xy} . В литературе [2] принято, что касательное напряжение изменяется вдоль действия нормального сжимающего напряжения по зависимости

$$\tau_{xy} = \tau_{\epsilon} \cdot \left(1 - \frac{2Y}{h}\right). \quad (2)$$

Принято считать [2], что при этом подходе достоверность обеспечивается вдали от боковых обнаженных граней, так как в граничные условия заложено