

**Потери электроэнергии в распределительной сети 10(6)/0,4 кВ
(без учета прямых фидеров) в электросетевой организации**

Наименование	2016				2017				2018				2017-2016		2018-2017	
	Отпуск в рас- пред сеть		Полезный от- пуск без ПФ		Потери		Отпуск в рас- пред сеть		Полезный от- пуск без ПФ		Потери		Прирост об- щих потерь		Прирост об- щих потерь	
	тыс. кВт. ч	тыс. кВт. ч	тыс. кВт. ч	%	тыс. кВт. ч	тыс. кВт. ч	тыс. кВт. ч	%	тыс. кВт. ч	тыс. кВт. ч	тыс. кВт. ч	%	тыс. кВт. ч	%	тыс. кВт. ч	%
Сетевая организация	1 730	1 162	567 490	32,8	1 710	1 178	531 738	31,1	1 701	1 222	478 624	28,1	-35 753	-	-53 113	-

Анализируя динамику снижения потерь после проведения организационных и технических мероприятий можем сказать, что и те, и другие вносят значительный вклад, направленный на снижение потерь электроэнергии. Так же отметим, что каждое мероприятие по-своему востребовано для той или иной специфики района и потребителей, для которых необходим свой уникальный подход и набор мероприятий.

Список литературы:

1. Бохмат, И.С. Снижение коммерческих потерь в электрических системах / И.С. Бохмат, В.Э. Воротницкий, Е.П. Татаринов // Электрические станции.- 1998.- № 9.- с.53-59.

2. Расчёт, анализ и нормирование потерь электроэнергии в электрических сетях / Ю. С. Железко, А. В. Артемьев, О. В. Савченко. - М.: НЦ ЭНАС, 2004.

3. Сборник нормативных и методических документов по измерениям, коммерческому и техническому учету электрической энергии и мощности. Издательство «НЦ ЭНАС». М., 1998.

4. Шведов Г.В., Сипачева О.В., Савченко О.В. Потери электроэнергии при ее транспорте по электрическим сетям: расчет, анализ, нормирование и снижение. М.: Изд. дом МЭИ, 2013. 424 с.

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В РЕГУЛИРУЮЩЕМ КОНТУРЕ ГИДРООБЪЕМНОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ КАРЬЕРНОГО КОМБАЙНА.

Абдуазизов Набижон Азаматович

к.т.н., доцент кафедрой «Горная электромеханика»

Наваинского государственного горного института, г.Навои, Узбекистан,

Турдиев Сардоржон Абдумунинович

ассистент кафедрой «Горная электромеханика»

Наваинского государственного горного института, г.Навои, Узбекистан,

Жураев Акбар Шавкатович

ассистент кафедрой «Горная электромеханика»

Наваинского государственного горного института, г.Навои, Узбекистан,

АННОТАЦИЯ.

С целью разработки многопараметрической модели технологического нагружения и выбора параметров системы «гидробак-охладитель» гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна в зависимости от характеристик его технологического нагружения и температурного диапазона, характерного для карьеров Центральной Азии нами разработана математическая модель тепловых процессов в регулирующем контуре гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна.

Ключевые слова: карьерный комбайн, рабочая жидкость, гидробак-охладитель, тепловые процессы, гидрообъемная силовая установка, рабочая камера, тепловой эквивалент.

При прохождении рабочей жидкость (РЖ) через регулирующей контур (РК) ее температура повышается. Увеличение температуры равно разнице между средними температурами потоков жидкости, проходящих через РК. Баланс мощностей, для которого выражается уравнением:

$$N_{ex} - N_e = E, \quad (1)$$

где $N_{вх}$, $N_{в}$ - подводимая (входная) и отводимая (выходная) мощности гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна, соответственно Вт;

E – тепловой эквивалент потерянной мощности, генерируемый РК гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна, [3].

Предполагается, что тепловые процессы, протекающие при работе РК – адиабатические, а отвод тепла во внешнюю среду от гидроэлементов РК отсутствует (равен нулю). Принятые допущения, являются корректными, поскольку предполагают более тяжелые условия работы контура, чем реальные. Это при расчете обеспечивает его температурный «запас» до 6-8% [1].

В свою очередь, выходная мощность РК связана с входным известным соотношением:

$$N_6 = N_{ex} \eta, \text{ Вт}, \quad (2)$$

где: η – общий КПД элемента РК.

Следовательно, выражение (2) с учетом зависимости теплового эквивалента потерянной гидрообъемной трансмиссией мощности принимает вид:

$$N_6 \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) = \rho c_1 Q_T \Delta t^0 \quad (3)$$

здесь: Δt^0 – температурный перепад РЖ между входом и выходом из гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна, град;

N_6 – выходная мощность гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна, Вт, равная

$$N_6 = (P_6 - P_n) [Q]_H, \text{ Вт}, \quad (4)$$

где: P_6, P_n – давление в высокой и низкой гидрролиниях РК гидрообъемной силовой установки, соответственно Па;

$[Q]_H$ – номинальный выходной поток РЖ в гидрролиниях РК силовой установки карьерного комбайна, м³/с;

Из уравнения (3), с учетом выражения (4) следует, что температурный перепад РЖ – Δt^0 между входом и выходом из гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна определяется зависимостью:

$$\Delta t^0 = \frac{P_6 - P_n}{\rho c_1} \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \left(\frac{Q_T}{[Q]_H} \right)^{-1}, \text{ град} \quad (5)$$

здесь: Q_T – кондиционный поток РЖ подпитки РК, м³/с.

Известно, что эффект изменения доли внешних утечек в общем балансе объемных потерь в результате износа насоса (мотора) должен быть учтен при анализе тепловых процессов в РК [2] гидрообъемной силовой установки.

Рассмотрим подробно потоки внешних и внутренних объемных утечек при работе гидромашин РК гидрообъемной силовой установки.

В соответствии с результатами, полученными в [1,2], величины внешних – Q_{yi} объемных потерь при работе гидромашин РК определяются следующим образом: - в насосе

$$Q_{yH} = [Q]_H (1 - \eta_6) \frac{P_B - P_H}{[P]}, \text{ м}^3/\text{с}; \quad (6)$$

- в моторе

$$Q_{yM} = k_N [Q]_H (1 - \eta_6) \frac{P_B - P_H}{[P]}, \text{ м}^3/\text{с}; \quad (7)$$

- в РК

$$Q_{yK} = (1 + k_N) [Q]_H (1 - \eta_6) \frac{P_B - P_H}{[P]}, \text{ м}^3/\text{с}; \quad (8)$$

где: $[P]$ – давление настройки предохранительного клапана РК гидрообъемной силовой установки, Па;

k_N – коэффициент, равный отношению объемной постоянной насоса – q_H к объемной постоянной гидромотора – q_M РК,

При одновременной работе нескольких РК, определяется как средневзвешенная величина

$$\tilde{k}_N = \sum_1^{\kappa} \alpha_0 \psi_{\Pi i} k_{Ni}, \quad (9)$$

где: κ – число одновременно активированных РК гидрообъемной силовой установки, ед;

Так, в режиме «**выемка слоя породы**» $\kappa = 3$, а в режиме «**поворот (разворот)**» $\kappa = 2$.

$\psi_{\Pi i}$ – весовые коэффициенты относительной продолжительности активации РК в течении цикла работы карьерного комбайна.

Так, в режиме «**выемка слоя породы**» $\psi_{\Pi} = K_3$, а в режиме «**поворот (разворот)**»

$$\psi_{\Pi} = 1 - K_3.$$

α_0 – коэффициент учитывающий совмещение операции рабочего цикла карьерного комбайна, принят $\alpha_0 = 1$.

η_6 – внутренний объемный КПД гидромашин РК.

В качестве математической модели тепловых процессов протекающих в РК примем тепловой эквивалент – E (Вт) генерируемой в гидрообъемной силовой установке карьерного комбайна тепловой мощности.

Величина вышеназванных тепловых потерь – E (Вт) составляет разность теплотоков выходящих из РК и входящих в него из нагнетательного коллектора.

$$E = \rho c_1 Q_0 t_{об}^0 + \rho c_1 Q_{yK} t_{yK}^0 - \rho c_1 Q_T t_T^0, \text{ Дж/с} \quad (10)$$

где: Q_0 – поток РЖ выходящей из РК, м³/с.

Q_{yK} – поток внешних объемных утечек РЖ из РК, м³/с;

$t_{об}^0$ – температура потока РЖ поступающей из РК в систему «гидробак-охладитель», град.;

t_{yK}^0 – температура потока внешних объемных утечек из РК, град.;

t_T^0 – температура кондиционного потока РЖ поступающей в РК, град.

Известно, что

$$Q_T = Q_{ук} + Q_0 \quad (11)$$

С учетом (11) уравнение (10) принимает вид

$$E = \rho c_1 [Q_T (t_{об}^0 - t_T^0) + Q_{ук} (t_{ук}^0 - t_{об}^0)], \text{ Дж/с} \quad (12)$$

Для анализа тепловых процессов в регулирующем контуре гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна была составлена принципиальная схема теплотокков, которая приведена на рисунке 1.

Далее, рассмотрим подробно баланс теплотокков в точке «Н» (рис. 1), который с учетом выражения (12) после соответствующих алгебраических преобразований составит:

$$[Q]_H D_H t_1^0 = Q_T t_T^0 + [Q]_H D_H t_{об}^0 - Q_T t_{об}^0, \quad (13)$$

откуда,

$$t_{об}^0 - t_T^0 = \left(\frac{Q_T}{[Q]_H} \right)^{-1} D_H (t_{об}^0 - t_1^0), \quad (14)$$

где: t_1^0 – температура теплотокка при входе в насос РК, град.

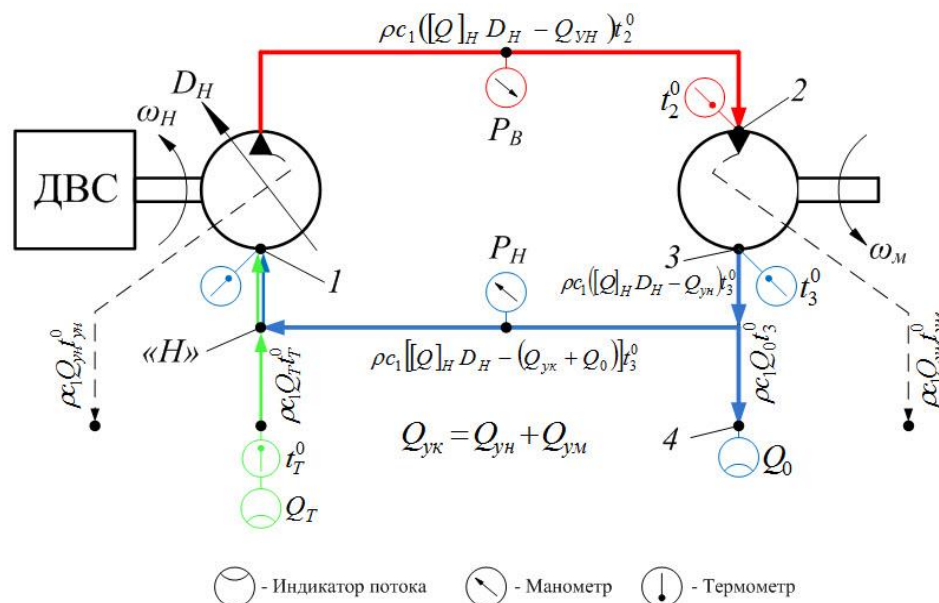


Рисунок 1. Схема теплотокков рабочей жидкости в регулирующем контуре гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна.

В соответствии с (4.6) перепад температур в РК (см.рис.1) составит:

$$t_{об}^0 - t_1^0 = \frac{P_B - P_H}{\rho c_1} \left(\frac{1}{\eta_k} - 1 \right). \quad (15)$$

Подставляя (15) в (14), получаем температурный перепад между теплотокком поступающим из РК в систему «гидробак-охладитель» и кондиционным потоком РЖ поступающим в РК.

$$t_{об}^0 - t_T^0 = \left(\frac{Q_T}{[Q]_H} \right)^{-1} D_H \frac{P_B - P_H}{\rho c_1} \left(\frac{1}{\eta_k} - 1 \right). \quad (16)$$

Используя, уравнение (6) определим температурный перепад между теплотокком внешних утечек РЖ из РК и теплотокком РЖ поступающей из РК в систему «гидробак-охладитель»

$$t_{ук}^0 - t_{об}^0 = \frac{P_B - P_H}{\rho c_1} \left(\frac{1}{\eta_k} - 1 \right). \quad (17)$$

Подставляя результаты (4.16) и (4.17) в (4.12) имеем:

$$E = \Delta P_{\kappa} [Q]_H \left[D_H + (1 + k_N)(1 - \eta_{\epsilon}) \frac{\Delta P_{\kappa}}{[P]} \right] \left(\frac{1}{\eta_{\kappa}} - 1 \right). \quad (18)$$

Далее, из уравнения (4) найдем ΔP_{κ} – перепад давления в гидрообъемной силовой установке усреднённый за цикл работы карьерного комбайна

$$\Delta P_{\kappa} = \frac{H_W B W h}{[Q]_H}, \text{ Па}, \quad (19)$$

В (18) относительный скоростной параметр регулирования объёма рабочих камер насоса (насосов) - D_H гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна, с учетом ранее полученных результатов составляет:

$$D_H = \frac{1 - \eta_{\epsilon}}{1 + k_N} + \frac{\omega_{\min}}{\omega_{\max}} \quad (20)$$

здесь: $(1 - \eta_{\epsilon}) / (1 + k_N)$ – величина параметра регулирования объёма рабочих камер насоса (насосов) гидрообъемной силовой установки соответствующая нулевому потоку РЖ в линии высокого давления РК;

$\omega_{\min}, \omega_{\max}$ – минимальная и максимальная скорости вращения шнеко-фрезерного органа карьерного комбайна, соответственно, рад/с.

Подставляя результаты (20) в (18) (при конкретном значении перепада давления $\Delta P_{\kappa} = \Delta P_{\kappa i}$ в гидрообъемной силовой установке усреднённого за цикл работы карьерного комбайна), имеем общее выражение для величины теплового эквивалента потерянной мощности, генерируемой РК гидрообъемной силовой установкой при выемке карьерным комбайном слоя породы:

$$E = H_W B W (h) h \left\{ \frac{\omega_{\min}}{\omega_{\max}} + (1 - \eta_{\epsilon}) \left[(1 + k_N)^{-1} + (1 + k_N) \xi^{-1} \right] \right\}, \text{ Дж/с}. \quad (21)$$

Поскольку, сумма величин заключенных в фигурных скобках выражения (21) для конкретной модели карьерного комбайна является величиной постоянной, то зависимость (21) окончательно принимает вид:

$$E = \chi H_W B W (h) h, \text{ Дж/с}, \quad (22)$$

где: χ – безразмерный множитель, равный:

$$\chi = \frac{\omega_{\min}}{\omega_{\max}} + (1 - \eta_{\epsilon}) \left[(1 + k_N)^{-1} + (1 + k_N) \xi^{-1} \right]. \quad (23)$$

Анализ модели тепловых процессов (зависимости (21)) протекающих в РК гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна показывает, что тепловой эквивалент потерянной мощности - E , генерируемый РК не зависимо от температуры окружающей среды - t_0^0 прямо пропорционален произведению энергоёмкости работы карьерного комбайна на его техническую производительность - Π в i -том режиме. При этом учитывается внутренний объёмный КПД гидромашин РК - η_{ϵ} , отношение объёмных постоянных насоса - q_H и гидромотора - q_M РК, а также отношение минимальной - ω_{\min} и максимальной - ω_{\max} скоростей вращения шнеко-фрезерного рабочего органа комбайна.

Максимальное значение теплового эквивалента потерянной мощности - E_{\max} составит:

$$E_{\max} = \chi H_{W1} B W (h_{\min}) h_{\min}, \text{ Дж/с}, \quad (24)$$

В частности, для карьерного комбайна MTS 250 - $\chi = 0,67$.

Список литературы:

1. Ковалевский В.Ф. Теплообменные устройства и тепловые расчеты гидропривода горных машин, М.: «Недра», 1972, 224 с.
2. Сайдаминов И.А. Обоснование и выбор параметров в средств температурной адаптации гидрообъемных трансмиссий карьерного оборудования. Докт. дисс., М., МГГУ, 2003, 319 с.

3. Абдуазизов Н.А. Обоснование и выбор параметров системы «гидробак-охладитель» гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна. Канд. дисс., М., МГГУ, 2008, 40 с.