

УДК 622.015.002

**А.А. Грабский**

## **АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ ОСНОВНЫХ МЕХАНИЗМОВ КАРЬЕРНОГО КОМБАЙНА ЗА ЦИКЛ ЕГО РАБОТЫ**

*Выполнен анализ технологического нагружения основных механизмов карьерного комбайна за цикл его работы, рассчитана относительная энергоёмкость работы карьерного комбайна в режимах: «выемка слоя породы»; «поворот (разворот)»; «смена карьерного поля».*

*Ключевые слова: технологическое нагружение, карьерный комбайн, основные механизмы комбайна, энергоёмкость.*

Семинар № 22

**И**звестно, что при обработке породного блока (рис. 1) карьерный комбайн выполняет вспомогательные операции: врезку, повороты и развороты с длительностью цикла -  $T_u$  составляющего:

$$T_u = \frac{3,6^{-1} \cdot 10^{-3}}{L_{\Pi}} \left( 1 + \frac{R_{\Pi B} \varphi_{\Pi B}}{L_{\Pi}} \cdot \frac{W}{W_{\Pi B}} \right), \text{ ч} \quad (1)$$

где  $R_{\Pi B}$  - радиус поворота (разворота), м;  $\varphi_{\Pi B}$  - угол поворота (разворота), рад;  $L_{\Pi}$  - длина полосы (продольной или поперечной см. рис. 2), м;

В свою очередь, коэффициент забоя -  $K_3$  характеризующий потери длительности цикла на вспомогательные операции и представляющий собой отношение длительности фрезерования слоя породы к длительности цикла:

$$K_3 = \frac{1}{1 + \frac{R_{\Pi B} \varphi_{\Pi B}}{L_{\Pi}} \cdot \frac{W}{W_{\Pi B}}}. \quad (2)$$

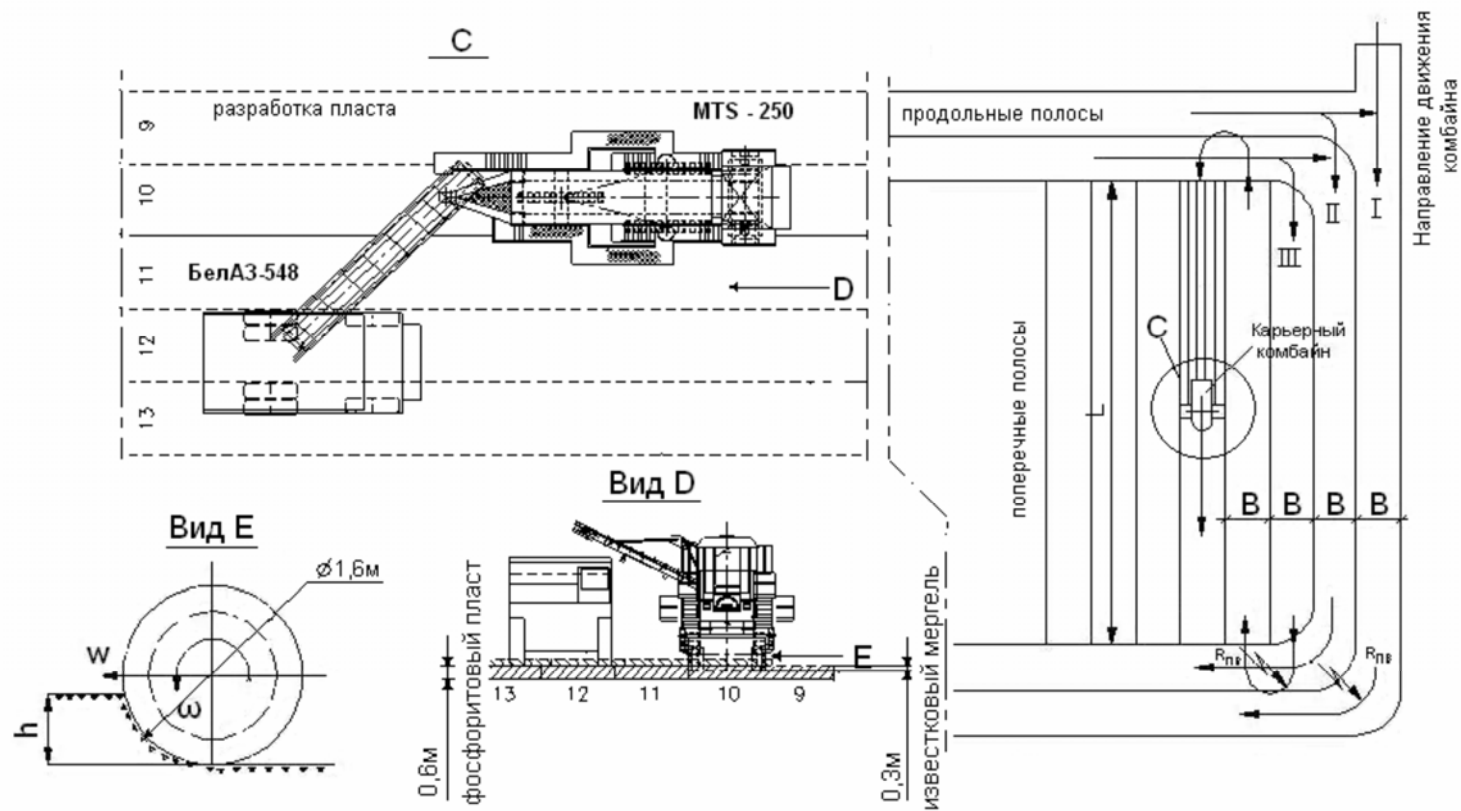
При разработке продольного пласта, Джерой-Сардаринского месторождения фосфоритов длиной  $L_{\Pi B}=500$  м, (см. рис. 1) карьерный комбайн MTS 250 осуществляет поворот (разворот) на угле  $\varphi_{\Pi B} = \pi$  радиан радиусом в  $R_{\Pi B} = 7,8$  м.

Потребная суммарная мощность ДВС силовой установки карьерного комбайна в режиме «**выемка слоя породы**» составит:

$$N_1 = \xi \frac{BhW}{\eta} \left\{ \frac{\sigma}{\varphi_0} \left[ \frac{1+f\Psi}{\eta_{шм}} + (1+f_k) \lambda(\varphi_0, \Psi) \frac{\theta}{\eta_{км}} \right] + 4n_k \gamma k_{нк} \frac{\omega'}{\eta_{км}} L \right\}, \text{ Вт}, \quad (3)$$

где  $\theta$  – безразмерный коэффициент, представляющей собой отношение скорости передвижения карьерного комбайна к скорости резания породы его шнеко-фрезерном рабочим органом:

$$\theta = \frac{2W}{\omega D}. \quad (4)$$



**Рис. 1. Принципиальная схема отработки пласта поперечными и продольными полосами карьерным комбайном MTS 250 фирмы "MAN TAKRAF" (фосфоритовое Джерой-Сардаринское месторождение. Республика Узбекистан)**



**Рис. 2. Карьерный комбайн MTS 250 на разработке продольного пласта Джерой – Сардаринского месторождения фосфоритов**

Поскольку карьерный комбайн работает с возможностью одновременного бесступенчатого регулирования скоростей вращения шнека -  $\omega$  и его подачи -  $W$  (скорости движения комбайна), то машинист-оператор при выемке слоя породы различной высоты -  $h$  для поддержания максимальной толщины стружки в вертикальной плоскости (но не превышающей 80% вылета резца шнека), практически выдерживает постоянным безразмерное соотношение:

$$\theta = const. \quad (5)$$

Для карьерного комбайна MTS 250  $\theta = 56,3 \cdot 10^{-3}$

При варьируемых параметрах:  $B_{\min} \leq B \leq [B]$ ;  $h_{\min} \leq h \leq h_{\max}$ ;  $W_{\min} \leq W \leq W_{\max}$ ;  $\sigma_{\min} \leq \sigma \leq \sigma_{\max}$ ;  $\varphi_{0\min} \leq \varphi_0 \leq \varphi_{0\max}$ ;  $f_{\min} \leq f \leq f_{\max}$ ;  $\Psi_{\max} \leq \Psi \leq \Psi_{\min}$ .

Потребная суммарная мощность ДВС силовой установки карьерного комбайна в режиме «**поворот (разворот)**» составит [1]:

$$N_2 = \xi \frac{BhW}{\eta} \frac{W_{ПВ}}{W} \left[ G \frac{0,5 + f_k}{Bh\eta_{хм}} + 3n_k \gamma L \frac{\omega'}{\eta_{км}} \left( \frac{W_{ПВ}}{W} \right)^{-1} \right], \text{ Вт.} \quad (6)$$

при постоянных параметрах:  $B = [B]$ ;  $h = h_{\max}$ ;  $W = W_{\max}$ ;

при варьируемом параметре:  $0 \leq W_{ПВ} \leq W_{ПВ\max}$ .

Потребная суммарная мощность ДВС силовой установки карьерного комбайна в режиме «**смена карьерного поля**» составит [1]:

$$N_3 = \xi \frac{BhW}{\eta} (0,5 + f_k) \frac{G}{Bh\eta_{хм}} \frac{W_{ПВ}}{W}, \text{ Вт.} \quad (7)$$

При постоянных параметрах:  $B=[B]$ ;  $h = h_{\max}$ ;  $W = W_{\max}$ ;  
при варьируемом параметре:  $0 \leq W_{ГВ} \leq W_{ГВ\max}$ .

где  $\xi$  – коэффициент увеличения потребной мощности ДВС за счет практически постоянной работы вспомогательных механизмов и электрогидро - аппаратуры управления и защиты. Величина  $\xi=1,05\div 1,07$  [2];  $\eta_{шм}$ ,  $\eta_{хм}$ ,  $\eta_{км}$  – механический КПД приводов вращения шнека, ходового механизма и конвейера карьерного комбайна, соответственно;  $\eta$  - КПД РК гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна.

Далее, поделив уравнения (3), (6) и (7) на величину секундной теоретической производительности карьерного комбайна получим удельную работу (энергоёмкость) -  $H_{W_i}$  для  $i$  – того режима работы карьерного комбайна.

Энергоёмкость карьерного комбайна при работе в режиме «**выемка слоя породы**» составит:

$$H_{W_1} = \frac{\xi}{\eta} \left\{ \frac{\sigma}{\varphi_0} \left[ \frac{1+f\Psi}{\eta_{шм}} + (1+f_k) \lambda(\varphi_0, \Psi) \frac{\theta}{\eta_{хм}} \right] + 4n_k \gamma k_{пк} \frac{\omega'}{\eta_{км}} L \right\}, \text{ Н/м}^2. \quad (8)$$

При варьируемых параметрах:  $\sigma_{\min} \leq \sigma \leq \sigma_{\max}$ ;  $\Psi_{\max} \leq \Psi \leq \Psi_{\min}$ ;  $\varphi_{0\min} \leq \varphi_0 \leq \varphi_{0\max}$ .

Энергоёмкость карьерного комбайна при работе в режиме «**поворот (разворот)**» составит:

$$H_{W_2} = \frac{\xi}{\eta} \frac{W_{ГВ}}{W} \left[ G \frac{0,5+f_k}{Bh\eta_{хм}} + 3n_k \gamma L \frac{\omega'}{\eta_{км}} \left( \frac{W_{ГВ}}{W} \right)^{-1} \right], \text{ Н/м}^2. \quad (9)$$

При постоянных параметрах:  $W = W_{\max}$ ;  $B=[B]$ ;  $h = h_{\max}$ ;  
и при варьируемом параметре:  $0 \leq W_{ГВ} \leq W_{ГВ\max}$ .

Следует отметить, что при  $W_{ГВ}/W = 0$  выражение (9) принимает вид:

$$H_{W_2} = \frac{\xi}{\eta} \frac{\omega'}{\eta_{км}} 3n_k \gamma L, \text{ Н/м}^2, \quad (10)$$

и характеризует уровень энергоёмкости работы транспортной системы карьерного комбайна на холостом ходу.

Энергоёмкость карьерного комбайна при работе в режиме «**смена карьерного поля**» составит:

$$H_{W_3} = \frac{\xi}{\eta} (0,5+f_k) \frac{G}{Bh\eta_{хм}} \frac{W_{ГВ}}{W}, \text{ Н/м}^2. \quad (11)$$

При постоянных параметрах:  $W = W_{\max}$ ;  $B=[B]$ ;  $h = h_{\max}$ ;

и при варьируемом параметре:  $0 \leq W_{ГВ} \leq W_{ГВ\max}$ .

На рис. 3 приведены относительные значения энергоёмкости работы карьерного комбайна MTS 250 в режимах:

- «**выемка слоя породы**» при:  $\xi = 1,06$ ;  $f_k=0,045$ ;  $f = 0,55$ ;  $\gamma=2,09 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^3$ ;  $k_{пк}=1,25$ ;  $\omega'=0,2$ ;  $L=12 \text{ м}$ ;  $n_k=2$ ;  $\eta_{шм} = \eta_{хм} = \eta_{км} = 0,89$ ;  $\theta = 56,3 \cdot 10^{-3}$ ;  $\eta = 0,9$ ; для  $\sigma = 25 \cdot 10^6 \text{ Па}$  ( $\Psi=0,6$ ) и для  $\sigma = 50 \cdot 10^6 \text{ Па}$  ( $\Psi=0,3$ ). При этом угол контакта витка шнека со слоем фрезеруемой породы составит для  $h_{\min}=0,1 \text{ м}$ ,  $\varphi_{0\min} = 0,505$ , а для  $h_{\max} = 0,65 \text{ м}$ ,  $\varphi_{0\max} = 1,382 \text{ рад}$ . Безразмерные функционалы, в этом случае примут значения  $\lambda(h=0,1, \Psi=0,6)=0,745$  и  $\lambda(h=0,65, \Psi=0,3)= 0,366$  (рис. 3, а);

- «**поворот (разворот)**» (рис. 3, б); «**смена карьерного поля**», в зависимости от отношения -  $W_{ГВ}/W$  средней скорости маневрирования к скорости его движения (рис. 3, в)

Анализ зависимостей, приведенных на рис. 3, свидетельствует, что:

- максимальная энергоёмкость ( $H_{W1\max}=100\%$ ) работы карьерного комбайна при выемке слоя породы, при всех прочих равных условиях, независимо от величины отношения -  $W_{ГПВ}/W$  средней скорости маневрирования к скорости его движения, определяется только максимальной прочностью породы -  $\square$  и минимальной высотой слоя -  $h$ ;
- при повороте (развороте) карьерного комбайна относительная энергоёмкость его работы -  $H_{W2}/H_{W1\max}$  имеет минимальное значение. Которое по величине равно относительной энергоёмкости работы транспортной системы на холостом ходу ( $H_{W2\min}/H_{W1\max} = H_{Wк2}/H_{W1\max} = 0,25\%$ ) и возрастает прямо пропорционально величине отношения -  $W_{ГПВ}/W$  средней скорости маневрирования к скорости движения комбайна и составляет при  $W_{ГПВ}/W = 10,928$ ,  $H_{W2\max}/H_{W1\max} = 2,5\%$ ;
- при переезде с одного карьерного поля на другое относительная энергоёмкость работы карьерного комбайна ( $H_{W3}/H_{W1\max}$ ) возрастает от нуля прямо пропорционально отношению средней скорости маневрирования к скорости движения комбайна ( $W_{ГПВ}/W$ ) и при  $W_{ГПВ}/W = 10,928$  составляет 2,256 %;
- обоснование и выбор параметров системы «гидробак-охладитель» гидрообъемной силовой установки следует производить только для режима «выемка слоя породы» минимальной высоты ( $h = h_{\min}$ ) при ее максимальной прочности ( $\sigma = \sigma_{\max}$ ), поскольку этот режим является самым энергоёмким режимом работы карьерного комбайна;

Для этого, установим зависимость КПД РК гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна от температуры окружающей среды -  $t_0^0$ , которая после соответствующих алгебраических преобразований имеет вид [1]:

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{\rho c_1 \Delta t^0}{\Delta P_n}} \quad (12)$$

здесь  $\rho c_1$  - произведение констант РЖ, Дж/м<sup>3</sup>град;  $\Delta t^0$  - температурный перепад РЖ между входом и выходом из силовой установки карьерного комбайна, град.

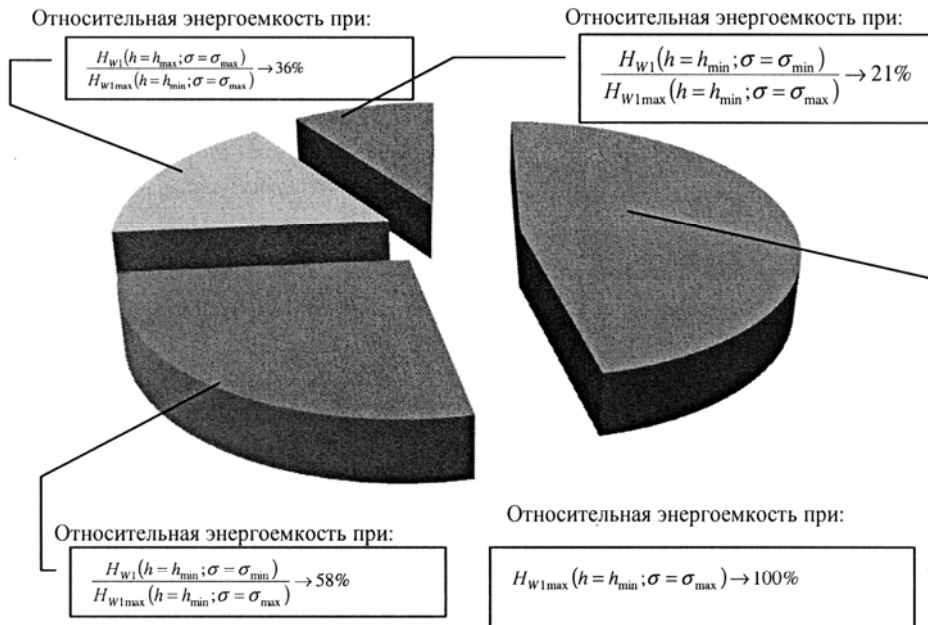
Как показывают выполненные в работе [3] исследования, произведение констант РЖ -  $\rho c_1$  составляет величину равную  $1.554 \cdot 10^6$  Дж/м<sup>3</sup>град. В свою очередь, максимальной установившейся температурой для гидрообъемной трансмиссии современного привода считается температура не выше 70<sup>0</sup>С [4], а оптимальной температура 50<sup>0</sup>С [3,4] в заданном температурном диапазоне окружающей среды.

Допустимый температурный перепад РЖ -  $\Delta t^0$  между входом и выходом из гидросистемы силовой установки при номинальном перепаде давления -  $\Delta P_n$  в диапазоне температур эксплуатации  $t_{\min}^0 \leq t_0^0 \leq t_{\max}^0$  карьерного комбайна определится как:

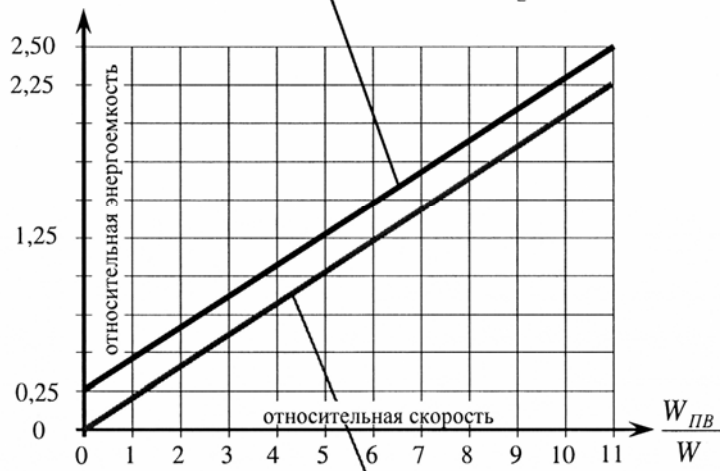
$$\Delta t^0 = [t_B^0] - t_0^0, \text{ град}, \quad (13)$$

где  $[t_B^0]$  - допустимая температура РЖ на выходе из РК силовой установки карьерного комбайна, град,  $[t_B^0] = 70^0\text{C}$ .

$$a \quad H_{W1} = \frac{\xi}{\eta} \left\{ \frac{\sigma}{\varphi_0} \left[ \frac{1+f\Psi}{\eta_{\text{см}}} + (1+f_{\kappa})\lambda(\varphi_0, \Psi) \frac{\theta}{\eta_{\text{см}}} \right] + 4n_{\kappa} \gamma_{\text{пк}} \frac{\omega'}{\eta_{\text{см}}} L \right\}$$



$$\frac{H_{W2}}{H_{W1\text{max}}}, \%; \quad \frac{H_{W3}}{H_{W1\text{max}}}, \%; \quad b \quad H_{W2} = \frac{\xi}{\eta} \frac{W_{\text{ПВ}}}{W} \left[ G \frac{0.5+f_{\kappa}}{Bh\eta_{\text{см}}} + 3n_{\kappa} \gamma_{\text{л}} \frac{\omega'}{\eta_{\text{см}}} \left( \frac{W_{\text{ПВ}}}{W} \right)^{-1} \right]$$



$$в \quad H_{W3} = \frac{\xi}{\eta} (0.5+f_{\kappa}) \frac{G}{Bh\eta_{\text{см}}} \frac{W_{\text{ПВ}}}{W}$$

**Рис. 3. Относительная энергоёмкость работы карьерного комбайна MTS 250 в режимах: а – «выемка слоя породы»; б – «поворот (разворот)»; в – «смена карьерного поля»**

или в соответствии с результатами полученными в работе [13] температурный перепад РЖ можно определить как:

$$\Delta t^0 = a\Delta P, \text{ град}, \quad (14)$$

здесь  $a$  – температурный ингредиент давления РЖ, град/Па.

По данным, приведенным в работе [4] температурный ингредиент давления для мощных насосов (моторов) составляет величину  $a = 0,2 \cdot 10^{-6}$  град/Па.

Приравняв, правые части выражений (14) в (13) и решив полученное уравнение относительно перепада давления на РК силовой установки -  $\Delta P$  получим:

$$\Delta P = \frac{[t_B^0] - t_0^0}{a}, \text{ Па}. \quad (15)$$

Далее, подставив результат (15) в (12) с учетом, того что оптимальный перепад температуры в РК силовой установки карьерного комбайна должен составлять  $\Delta t^0 = 50^0 \text{ C}$ , получим зависимость КПД РК гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна от температуры окружающей среды -  $t_0^0$ :

$$\eta = \frac{1}{\left(1 + \frac{50^0}{70^0 - t_0^0} a \rho c_1\right) \eta_r}. \quad (16)$$

Подставим выражение (16) в (8) и получим зависимость величины энергоемкости работы карьерного комбайна при выемке слоя породы от температуры окружающей среды в диапазоне  $t_{\min}^0 \leq t_0^0 \leq t_{\max}^0$ :

$$H_{w1}(t_0^0) = \xi \left(1 + \frac{50^0}{70^0 - t_0^0} a \rho c_1\right) \eta_r \left\{ \frac{\sigma}{\varphi_0} \left[ \frac{1 + f\Psi}{\eta_{шм}} + (1 + f_k) \lambda(\varphi_0, \Psi) \frac{\theta}{\eta_{км}} \right] + \right. \\ \left. + 4n_k \gamma k_{пк} \frac{\omega'}{\eta_{км}} L \right\}, \text{ Н/м}^2, \quad (17)$$

где  $\eta_r$  – гидравлический КПД элементов РК, определяется по формуле [16]:

$$\eta_r = 1 - \frac{\Delta Q_{сж}}{Q}, \quad (18)$$

где  $\Delta Q_{сж}$  – расход на сжатие РЖ в элементах РК, м<sup>3</sup>/с, который, по результатам полученным в [5,6,7] составляет величину:

$$\Delta Q_{сж} = \frac{Q_k}{E_{пр}} \Delta P, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (19)$$

здесь  $E_{пр}$  – приведенный модуль упругости РЖ, Па.

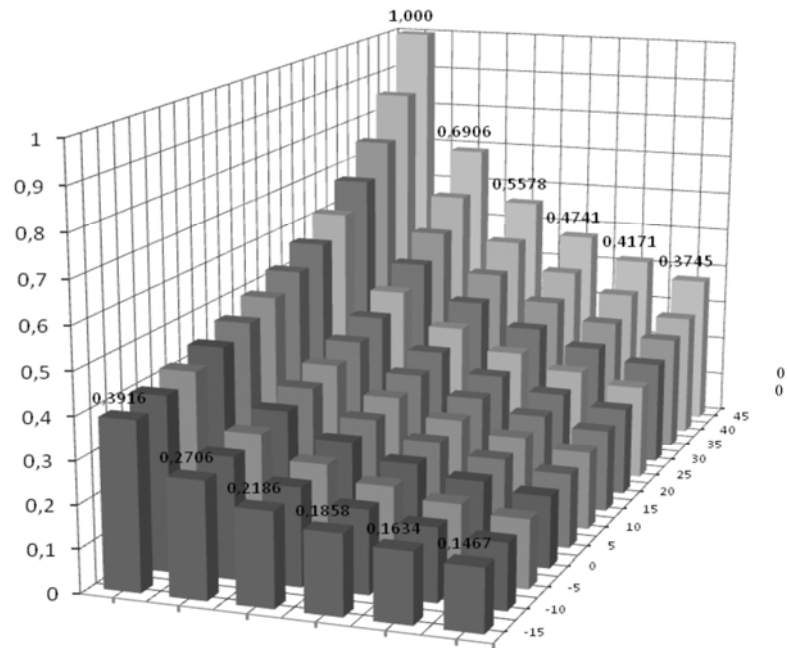
В случае применения минерального масла с плотностью до 900 кг/м<sup>3</sup>, приведенный модуль упругости имеет величину [5]  $E_{пр} = 1,7 \cdot 10^3$  МПа.

Тогда, уравнение (18) с учетом (19) принимает вид:

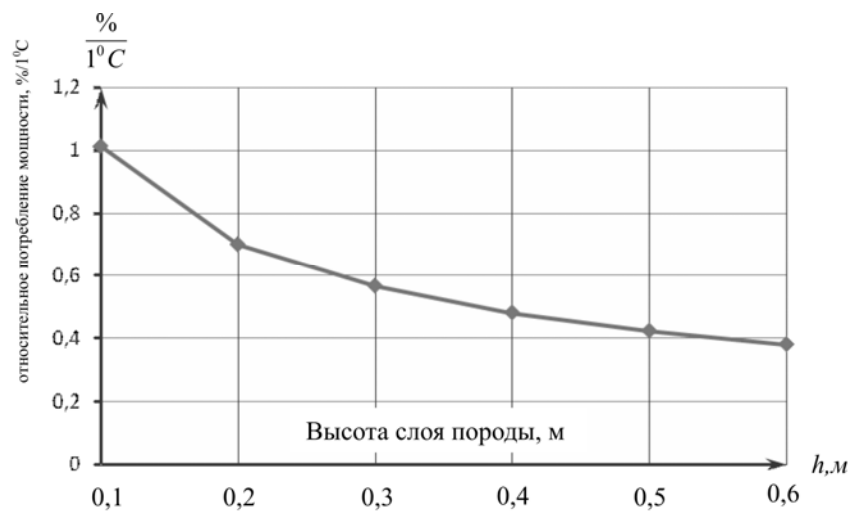
$$\eta_r = 1 - \frac{\Delta P}{E_{пр}}. \quad (20)$$

При минимальном давлении в РК (0,7 МПа)  $\eta_r = 0,99$ , а при максимальном (40 МПа)  $\eta_r = 0,97$ .

Учитывая, что энергоемкость работы карьерного комбайна (8) имеет максимальное значение при  $\sigma = \sigma_{\max}$  и  $h = h_{\min}$  естественно, считать что зависимость



**Рис. 4. Зависимость относительной энергоёмкости работы карьерного комбайна MTS 250 от температуры окружающей среды в диапазоне  $-15^{\circ} \leq t_0^0 \leq +45^{\circ}$  и высоты слоя породы  $0,1 \text{ м} \leq h \leq 0,65 \text{ м}$**



**Рис. 5. Зависимость относительного потребления мощности затраченной ДВС силовой установки карьерного комбайна MTS 250 на выемку одного кубического метра в секунду крепких пород при повышении температуры окружающей среды на  $1^{\circ} \text{C}$  от высоты слоя породы**



(17) также будет иметь максимальное значение при  $\sigma = \sigma_{\max}$  и  $h = h_{\min}$  и при  $t_0^0 = t_{0\max}^0$ . Примем  $H_{W1}(\sigma = \sigma_{\max}; h = h_{\min}; t_0^0 = t_{0\max}^0)$  за 100 %.

На рисунке 4 приведены значения относительной энергоёмкости работы карьерного комбайна MTS 250 от температуры окружающей среды в диапазоне  $-15^0 \leq t_0^0 \leq +45^0$  в режиме выемки слоя породы высотой  $0,1 \text{ м} \leq h \leq 0,6 \text{ м}$  при:  $\zeta = 1,06$ ;  $f_k = 0,045$ ;  $f = 0,55$ ;  $\gamma = 2,09 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^3$ ;  $k_{\text{гк}} = 1,25$ ;  $\omega' = 0,2$ ;  $L = 12 \text{ м}$ ;  $n_k = 2$ ;  $\eta_{\text{шм}} = \eta_{\text{хм}} = \eta_{\text{км}} = 0,89$ ;  $\theta = 56,3 \cdot 10^{-3}$ ;  $\eta_r = 0,98$ ;  $\rho_{c1} = 1,554 \cdot 10^6 \text{ Дж/м}^3 \text{ град}$ ;  $a = 0,2 \cdot 10^{-6} \text{ град/Па}$ ; для  $\sigma = 50 \cdot 10^6 \text{ Па}$  ( $\Psi = 0,3$ ).

Анализ зависимостей, приведенных на рис. 5, свидетельствует, что:

- в режиме выемки слоя породы высотой  $0,1 \text{ м} \leq h \leq 0,6$  повышение температуры окружающей среды на  $1^0\text{С}$  приводит к увеличению потребления мощности затраченной ДВС силовой установки карьерного комбайна на выемку одного кубического метра в секунду крепких пород, в среднем на 1%.

Таким образом, выражение (17) представляет собой интегрально-параметрическую модель технологического нагружения гидрообъемной силовой установки карьерного комбайна в течение технологического цикла обработки пласта, с заданными физико-механическими свойствами. Модель отличается учетом: - относительного уровня установленных мощностей двигателей основных механизмов комбайна и относительной длительности их активации в течение цикла в диапазоне температур эксплуатации  $t_{\min}^0 \leq t_0^0 \leq t_{\max}^0$  карьерного комбайна.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Грабский А.А. Расчет мощности привода транспортной системы карьерного комбайна.
2. Супрун В.И. и др. Перспективная техника и технология для производства открытых горных работ. Учебное пособие. – М.: МГТУ, 1996, 222 с илл.
3. Сайдаминов И.А. Обоснование и выбор параметров и средств температурной адаптации гидрообъемных трансмиссий карьерного оборудования. Докт. дисс. – М.: МГТУ, 2003, 319с. с ил.
4. Ковалевский В.Ф. Теплообменные устройства и тепловые расчеты гидропривода горных машин, – М.: Недра, 1972, 224 с. с ил.
5. Коваль П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин: Учебник для вузов по специальности «Горные машины и комплексы», - М.: Машиностроение, 1979.- 319с., ил.
6. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы. 2-е изд. Перераб., – М.: Машиностроение, 1982, 423с. с ил.
7. Докукин А.В., Берман В.М., Рогов А.Я. и др. Исследования и оптимизация гидропередаточ горных машин. - М.: Наука, 1978, 196 с., с илл. **ГИАЗ**

#### Коротко об авторе

Грабский А.А. – кандидат технических наук, профессор кафедры ГМО, Московский государственный горный университет, Moscow State Mining University, Russia, ud@msmu.ru