

К РАСЧЕТУ ПАРАМЕТРОВ БУРИЛЬНО-АНКЕРУЮЩЕЙ УСТАНОВКИ

Для крепления нарезной машины используют бурильно-анкерующие установки (БАУ), в состав которых входят водяной гидромотор и анкерующий механизм. Проанализированы схемы водоснабжения машины и выбрана рациональная. Вскрыты недостатки известных водяных двигателей и предложены пути их совершенствования. Разработаны рекомендации по расчету параметров гидромотора, по конструкции анкерующего механизма и его расчету. Приведены итоговые данные по эффективности использования легкой нарезной машины с новым способом ее временного анкерования.

For fastening the cut machine use drill boring installations which structure includes the water hydromotor and анкерующий the mechanism. Circuits of water supply of the machine are analysed and is chosen rational. Lacks of known water engines are opened and ways of their perfection are offered. Recommendations by calculation of parameters of the hydromotor, on a design anchor the mechanism and to its calculation are developed. A total on efficiency of use of the easy cut machine with new way of its time anchoring are resulted.

Проведение подэтажных штреков на гидрошахтах осуществляют гидромониторами при больших энергозатратах (более 20 кВт·ч/т); использование серийных комбайнов резко снизило бы этот показатель, но большой вес затрудняет межэтажные перебазировки. Легкая машина с телескопической раздвижностью рамы (рис.1), временно анкеруемая в почву с помощью БАУ без извлечения буровой коронки из скважины, дает это снижение. Рассмотрим БАУ с невращающейся штангой (рис.2), управляемыми маслом анкерами и двигателем в скважине.

Для питания такой машины принята схема водоснабжения с объемным насосом. Вода в зумпф этого насоса отбирается от высоконапорного става при концентрации твердого до 40 г/л, что приемлемо для водяного двигателя специального исполнения. При этом расход Q практически постоянен в рабочей зоне нагрузок. Заметим, что питание БАУ от объемного насоса с малым Q позволяет использовать способ анкерования машины и на сухих шахтах за счет шахтного водопритока с расположением автономной

насосной станции вблизи машины, например для проведения выработок с углами подъема более 15°.

Рассмотрены различные типы водяных двигателей для работы в скважине диаметром до 100 мм. За основу принят объемный водяной высокомоментный двигатель с качающимися шиберами ДМ4 (рис.3) [2]. Конструкция двигателя усложнена торцовыми уплотнениями, распределителем, петлями. ДМ4 имеет неплавный ход ротора, высокие механические и объемные потери; общий КПД $\eta \approx 0,5$. Опытный образец двигателя

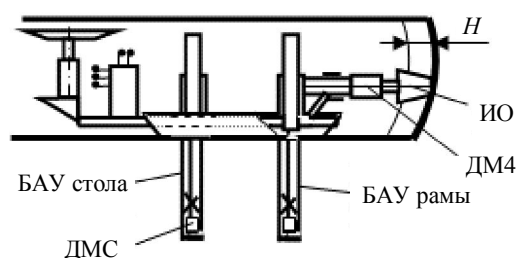


Рис.1. Схема нарезной машины с БАУ

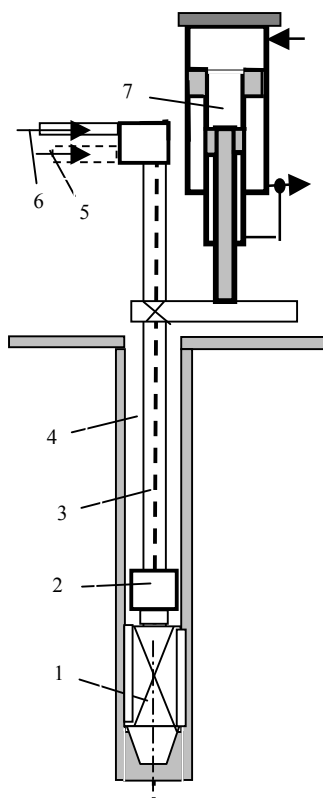


Рис.2. Схема БАН

1 – гидродвигатель; 2 – анкер; 3 – штанга;
4 – скважина; 5 – подвод масла; 6 – подвод
воды; 7 – гидроцилиндр

испытан на стенде и в шахте. Такой двигатель нами усовершенствован. Получен шиббер с автоматическим притиранием его поверхностей к ротору, в результате чего увеличился объемный КПД, достигнуто автоматическое распределение воды через корпус без дополнительных деталей, повышена плавность вращения ротора, снижены механические потери, двигатель упрощен.

Глубина скважины H_c определена по методике [3] и на ее основании для одной

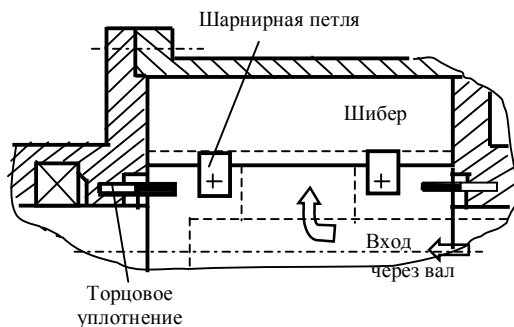


Рис.3. ДМ4-продольное сечение

опытной нарезной машины весом 2,5 тс получена $H_c \approx 1,5$ м при длине двигателя $L_d \approx 300$ мм, силе натяжения штанги $F = 1,7$ тс и внутреннем сцеплении угля $C = 0,5$ МПа:

$$H_c \geq \sqrt{\frac{F}{C} \frac{\sqrt{2}}{\pi} \frac{\cos \gamma}{\operatorname{tg} \gamma} (\cos \varphi - \sin \varphi \operatorname{tg} \rho_\phi)} + L_d,$$

где ρ_ϕ – фактический угол внутреннего трения угля с учетом вибрации нагрузки (15°), $\gamma = \rho_\phi/2$, $\varphi = \pi/4$. Для реализации полученной глубины скважины при высоте выработки 2,3-2,5 м использован телескопический гидроцилиндр минимум двойной подвижности.

Скважина глубиной H_c – канал сложной конфигурации, по которому выносятся водой вверх угольный штыб, т.е. осуществляется гидродвигатель. Расход воды Q_d через гидродвигатель определен из условия его достаточности для осуществления указанного гидродвигателя. Сравнивая критическую скорость $g'_{кр}$ для одиночного куска угля, находящегося в свободном потоке, и массу угольной мелочи в стесненном потоке [4] ($g''_{кр} = 0,059$ м/с), получим соотношение объема твердой и жидкой фаз ($\psi \approx 3,4$):

$$g'_{кр} = \sqrt{\frac{2gV_{ш}}{C_{ш}S_{ш}} \left(\frac{\rho_y}{\rho_b} - 1 \right)} = \sqrt{\frac{4gd_{ш}}{3C_{ш}} \left(\frac{\rho_y}{\rho_b} - 1 \right)} \approx$$

$$\approx 1,98 \sqrt{\frac{d_{ш}}{C_{ш}}} = 0,093 \sqrt{d'_{ш}} = 0,197 \text{ м/с},$$

где $d'_{ш} = 4-5$ мм; $C_{ш}$ – коэффициент сопротивления угля [1], $C_{ш} \approx 0,45$; ρ_y – плотность угля, $\rho_y = 1300$ кг/м³; ρ_b – плотность воды при содержании в ней 4 % твердого, $\rho_b = 1006$ кг/м³; $V_{ш}$ и $S_{ш}$ – объем и площадь сечения одиночного куска угля соответственно.

Для диаметра скважины $D_c = 0,1$ м и скорости подачи штанги $g_{ш} = 1$ м/мин транспортный расход $Q_{тр} \geq \psi S_c g_{ш} 3600 = 1,6$ м³/ч, а плотность пульпы $\rho_n = 1073$ кг/м³. При равенстве объемного и гидромеханического

КПД двигателя $\eta_0 \approx 0,71$, т.е. через двухкамерный двигатель эффективный расход воды двигателя

$$Q_d = Q_{тр} \eta_0, \quad Q_d \approx 0,315 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Зная Q_d на двигатель и пределы изменения частоты вращения n (обороты в минуту), можно определить рабочий объем q и геометрию проточного тракта двигателя:

$$q = S\Pi = 60Q_d/n = (R_{ст}^2 - R_{рот}^2)b\pi k_{\pi} -$$

$$- (R_{ст} - R_{рот})b(\delta / \cos \alpha)\Delta(z - z');$$

$$\Pi = 2\pi R_{ст} k_{\pi} - \delta / \cos \alpha \Delta(z - z'),$$

где $R_{ст}$ – радиус статора; $R_{рот}$ – радиус ротора; b – длина ротора; Π – полезный периметр рабочей камеры; k_{π} – коэффициент заполнения периметра телом отклоняющих башмаков, $k_{\pi} = 1 - \beta/180^\circ$; z – количество шиберов; z' – количество шиберов под башмаками; δ – угол охвата башмаком ротора; S – площадь сечения рабочей камеры.

По одной из известных методик определяем момент резания M на режущей коронке и усилие подачи Y : $M = 165 \text{ Нм}$ и $Y = 2747 \text{ Н}$ (280 кг). Связь момента резания с размерами рабочей камеры двигателя (рис.4) получена в виде

$$M = 2FR_{ст} = 2F(R_{ст} + R_{рот})0,5 = F(R_{ст} + R_{рот}),$$

где F – сила на шибер при эффективном сработанном давлении воды $\Delta p_{эф}$,

$$F = \Delta p_{эф} b(R_{ст} - R_{рот}).$$

Тогда

$$\Delta p_{эф} = M/b(R_{ст}^2 - R_{рот}^2)$$

и давление на входе в ДМС

$$p_{вх} = \Delta p_{эф}(1/\eta_{гм}) + p_{вых}.$$

Давление на выходе питающего насоса

$$p_n = \rho gZ + \Sigma \Delta p_i + gH_c(\rho_n - \rho_v) + p_{вх},$$

где Δp_i – потери давления на участках трассы; $p_{вых}$ – потери по скважине при гидроподъеме; Z – геодезическая отметка машины; ρ_v и ρ_n – плотность воды и пульпы соответственно.

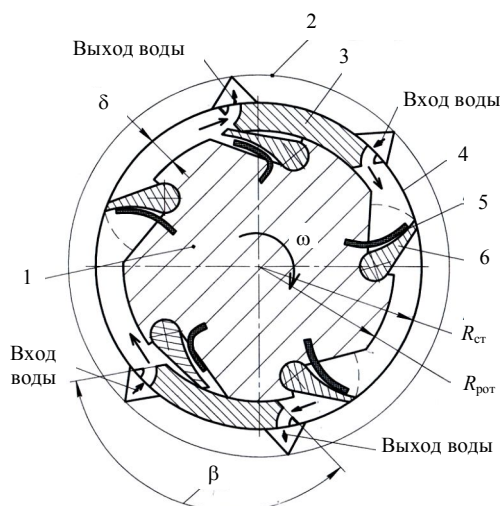


Рис.4. Схема ДМС – поперечное сечение

1 – ротор; 2 – скважина; 3 – отклонитель (башмак); 4 – корпус; 5 – пружинная пластина; 6 – шибер

Полученные зависимости для основных параметров скважинного двигателя позволили согласовать вопросы гидроподъема угля по скважине с расходом воды на двигатель, варьируя размерами рабочей камеры ($R_{ст}$, $R_{рот}$, b). При бурении скважины диаметром 100 мм полезная мощность двигателя составила $N = 1,73 \text{ кВт}$, сработанное в двигателе давление $\Delta p_d = 5,5 \text{ МПа}$, скорость подачи штанги $\vartheta_{ш} = 0,7-1,0 \text{ м/мин}$, частота вращения коронки $n = 100 \text{ об/мин}$.

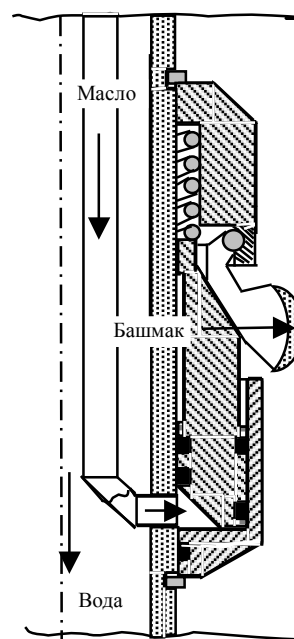


Рис.5. Анкер

После окончания бурения машину анкеруют в стенки скважины анкерующим механизмом, например с масляным управлением (рис.5). Давление под поршнем p_n для достижения усилия F_a определяется по формуле

$$p_n = \{F_a[\operatorname{tg}(\alpha + \rho_1) + \operatorname{tg}\rho_2] + F_{\text{пр}}\} / 0,25\pi(D_n^2 - D_{\text{ш}}^2) - gH_c(\rho_n - \rho_m),$$

где α – угол конуса; ρ_1 и ρ_2 – углы трения башмака о конус и башмака об уголь; $p_n = 8,5$ МПа – давление масла на кольцевой поршень; D_n и $D_{\text{ш}}$ – диаметры поршня и штока; ρ_n и ρ_m – плотности пульпы и масла; $F_{\text{пр}}$ – усилие пружины, $F_{\text{пр}} = 132$ Н,

$$F_{\text{пр}} = 2\pi f[(p_n + p')(D_n b_n + D_{\text{ш}} b_{\text{ш}})] - gH_c(\rho_n - \rho_m)0,25(D_n^2 - D_{\text{ш}}^2).$$

Для $\alpha = 25^\circ$, $\rho_1 = \operatorname{arctg}f_1$; f_1 – коэффициент трения стали по стали (башмак-конус), $f_1 \approx 0,2$; $\rho_2 = \operatorname{arctg}f_2$; f_2 – коэффициент трения стали по углю, $f_2 \approx 0,2$; $D_n = 70$ мм; $D_{\text{ш}} = 50$ мм; $H_c = 1,5$ м; $\rho_n = 1073$ кг/м³; $\rho_m = 900$ кг/м³; $F_{\text{пр}} \approx 600$ Н; $f \approx 0,03$ – коэффициент трения резины по латуни; p_n – давление на кольцевой поршень при бурении $p_n = 0,02$ МПа; p' – давление на контактную поверхность для резиновых колец, $p' = 2$ МПа; $b_n = b_{\text{ш}} = 3$ мм – ширина уплотнительных колец. Согласно расчетам на подающий гидроцилиндр после редуционного клапана масло подается с давлением ≈ 3 МПа, а на анкерование – $p_n = 8,5$ МПа.

Эффективность применения БАУ для крепления в почву легкой машины определена в сравнении с гидромониторной проходкой штрека сечением 4,8-5,3 м². Используя методику [5], получили среднюю производительность $\Pi_{\text{го}} = Z/t_{\text{го}} = 27$ т/ч при запасах угля в контуре отбойки $Z = 41,3$ т. При продолжительности процесса гидроотбойки $t_{\text{го}} = 1,53$ ч на длине выработки $L = 6$ м энергозатраты составили 22,2 кВт·ч/т.

Примем для машины с несущей частью в форме «пенала» (рис.1) укрупненно такую цепочку операций при проведении выработки на глубину уступа H_y :

- 1) извлечение БАУ стола;
- 2) забуривание исполнительного органа (ИО) подачей стола на шаг H_y ;
- 3) анкерование стола;
- 4) извлечение БАУ рамы;
- 5) подача рамы на шаг H_y ;
- 6) анкерование рамы;
- 7) обработка забоя на глубину уступа H_y .

Вторая и седьмая операции основные, остальные – вспомогательные. По нашим опытным данным среднее время забуривания ИО на глубину $H_y = 0,5$ м составляет $t_{\text{заб}} = 14,3$ с, а продолжительность обработки уступа глубиной H_y составляет $t_y = 98,6$ с, т.е. рабочее время $T_p = t_{\text{заб}} + t_{\text{уст}} = 113$ с. Общая продолжительность цикла с вспомогательными операциями ($T_{\text{всп}} = 200$ с) $T_{\text{ц}} = T_p + T_{\text{всп}} = 313$ с. Производительность машины $\Pi_{\text{мах}} = SH_y/T_{\text{ц}} = 3600 \cdot 5,3 \times 0,5 \cdot 1,3/313 = 39,6$ т/ч, а энергозатраты – 2,75 кВт·ч/т. В сравнении с гидроотбойкой новая техника может дать прирост производительности почти в 1,5 раза и снижение энергоемкости примерно в 8 раз.

ЛИТЕРАТУРА

1. Альтишуль А.Д. Примеры расчетов по гидравлике: Учеб. пособие для вузов / Под ред. А.Д.Альтишуля. М.: Стройиздат, 1976.
2. Медведков В.И. Новые водяные двигатели для забойного оборудования гидрошахт / В.И.Медведков, В.Г.Краюшкин // Техника и технология гидравлической добычи. Сб.науч. тр. ВНИИгидроугля. Новокузнецк, 1991.
3. Маховиков Б.С. Повышение устойчивости легкой нарезной машины / Б.С.Маховиков, В.И.Медведков, В.М.Шик // Горные машины и электротехника. М.: Новые технологии, 2006.
4. Охрименко В.А. Подземная гидродобыча угля. М.: Недра, 1974.
5. Цяпко Н.Ф. Гидроотбойка угля на подземных работах / Н.Ф.Цяпко, А.М.Чапка. М.: Госгортехиздат, 1960.