

УДК: 622. 233

В.И. Клишин, Д.И. Кокоулин, А.П. Гуртенко

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ И РАЗРАБОТКА СТАНКОВ ДЛЯ БУРЕНИЯ СКВАЖИН ИЗ ПОДЗЕМНЫХ ВЫРАБОТОК

Развитие угольной промышленности в России и за рубежом, совершенствование технологии и техники для подземной добычи угля в соответствии с требованиями мирового рынка обусловили появление высокопроизводительных забоев с нагрузкой 5-20 тыс. т/сут. Применение современных отечественных и зарубежных высокопроизводительных комплексов для разработки угольных пластов зачастую заставляет перешагнуть границы зоны газовых барьеров, провоцирующих внезапные выбросы угля и газа, что приводит к авариям с человеческими жертвами. Для обеспечения снижения концентрации метана в подземной атмосфере, развиваются методы проветривания горных выработок и предварительной дегазации угольных пластов и выработанного пространства.

Наиболее результативный способ предварительной дегазации-обуривание очистного блока подземными дегазационными скважинами из оконтуривающих выработок. При этом объём бурения этих скважин на угольных шахтах России и стран СНГ исчисляется тысячами километров. Таким образом, возникла необходимость создания бурового станка, параметры которого могут обеспечить проходку глубоких скважин с высокими скоростями бурения.

Анализ конструктивных особенностей и опыта работы известных станков показал, что для работы в стесненных условиях угольных шахт, следует применять станки относящиеся к группе безлафетных, короткоходовых с автоматическим перхватом вращающегося бурового става, перемещающиеся по горной выработке при помощи монтажных приспособлений и закрепляющиеся в горных выработках при помощи распорных гидростоек. Станки должны обеспечить повышенные глубину бурения и энергетические характеристики. Кроме того, они должны быть малых габаритных размеров, что позволит их использование в стесненных условиях горных выработок угольных шахт, обеспечивать бурение скважин глубиной до

400м, при этом скорость бурения должна составлять 3,5-1,5 м/мин по углю и 0,8-0,3 м/мин по породе крепостью до 8 единиц по шкале проф. М. М. Протодяконова. Вращатели станков должны иметь широкий диапазон изменения величины момента и скорости вращения бурового става.

Одним из основных параметров буровых станков является мощность, затрачиваемая на преодоление механических сопротивлений, возникающих в процессе бурения глубоких скважин различного диаметра. Аналитические исследования характера изменений механических сопротивлений, препятствующих перемещению бурового става по скважине, сводятся к определению суммарной мощности затрачиваемой на бурение глубоких скважин.

$$N_{\Sigma} = N_p + N_{ум.}, \quad (1)$$

где N_p – мощность, затрачиваемая на разрушение горного массива, кВт; $N_{ум.}$ – мощность, затрачиваемая на вращение и подачу бурового става в скважине, кВт.

Мощность, затрачиваемая на разрушение горного массива N_p , определяется по согласно [1].

$$N_p = \frac{0.162 \cdot P_0 \cdot D \cdot n_{об} \cdot B \cdot f_0}{97400}, \quad (2)$$

где P_0 – осевое усилие, направленное вдоль оси бурового става, Н; D – диаметр скважины, мм; $n_{об}$ – скорость вращения бурового става, об/мин; B – коэффициент формы зубка коронки; f_0 – коэффициент трения.

Результаты расчетов и проведенные ранее эксперименты показывают, что затраты мощности на разрушение горного массива буровым инструментом непосредственно в забое не превышают 5-6 % от общих затрат мощности, необходимых для бурения глубоких скважин. Остальная часть их мощности реализуются для преодоления трения бурового става о стенки скважины.

При бурении штанга находится под воздейст-

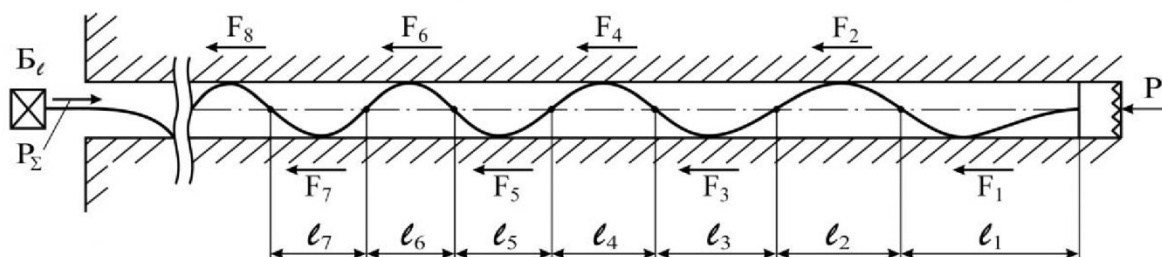


Рис. 1. - Форма изгиба бурового става под воздействием осевых нагрузок

вием крутящего момента, продольных сжимающих усилий и центробежных сил, стремящихся отклонить её к стенкам скважин. Под действием этих сил ось бурового става принимает форму винтовой спирали переменного шага с уменьшением шага по направлению от забоя к устью скважин (рис. 1). В случае прилегания витков спирали к стенкам скважины возникает общая сила сопротивления продольному перемещению бурового става и его вращению. Полуволны l спирали, образованные сжатием буровым ставом, прижимаются к стенкам скважин, образуя силы трения $F_1 \dots F_n$, которые препятствуют как вращению става, так и его перемещению в сторону забоя.

Поскольку каждая последующая полуволна создаёт дополнительное сопротивление перемещению бурового става, то усилие подачи увеличивается по мере увеличения глубины скважины и, следовательно, длина каждой последующей волны по мере удаления от забоя будет уменьшаться. Длина первой полуволны изгибающегося бурового става определяется из условий его устойчивости под воздействием сжимающей силы, величина которой определяется осевым усилием, необходимой для обеспечения объёмного разрушения горного массива P_0 .

Таким образом, длины первой, второй, ... n -й полуволн полуволны равны

$$l_1 = \sqrt{\frac{\pi^2 EJ}{4P_1}}, l_2 = \sqrt{\frac{\pi^2 EJ}{4P_2}}, \dots, l_n = \sqrt{\frac{\pi^2 EJ}{4P_n}},$$

где P_1, P_2, \dots, P_n - осевое усилие подачи бурового става, необходимое для образования соответствующей l полуволны; J - момент инерции бурового става, см^4 ; $E = 2 \times 10^5$ МПа - модуль упругости (для стали $E = 2 \times 10^5$ МПа).

Продолжая последовательно выяснять P и l по мере удаления от груди забоя до какого-то конечного значения получим зависимость $P = f(L)$, где L - длина скважины, при различной крепости горной среды, различных геометрических параметрах станка и различных диаметров скважин.

Зная значение силы трения штанги о стенки скважины T на любом отрезке длины скважины, диаметр скважины и диаметр штанги бурового

става можно определить момент вращения, необходимый для преодоления сил трения, образующихся при вращении штанги в скважине.

$$M_{\text{вр}\Sigma} = T_{\Sigma} \cdot r, \text{ Нм} \quad (3)$$

где r - радиус штанги бурового става.

Используя зависимости $P = f(L)$ и $M = f(L)$ определяются действительные сопротивления бурению для каждого конкретного случая и находятся зависимости изменения напряжения от величины усилия подачи става на забой $\sigma = f(P)$. Установлено, что для серийного забурника при бурении скважин диаметром 93 мм в породах крепостью $f = 8$ по шкале проф. М.М. Протождяконова с коэффициентом трения $f = 0,5$ затраты мощности не превышают 1,3 кВт, а возникающий при этом момент вращения составляет 42 Нм, в то время как возможности известных буровых станков значительно выше. Остальная часть их мощности реализуется для преодоления трения бурового става о стенки скважины. Особенно это проявляется при бурении глубоких скважин, т.е. скважин, глубина которых 250 и более метров.

Усилие подачи, необходимое для образования n -ой полуволны будет равно:

$$P_n = P_{n-1} + T_{n-1} \cdot f \quad (4)$$

где T_1 - сила прижатия вершины предыдущей полуволны к стенке скважины; f - коэффициент трения бурового става о стенки скважины.

Для определения силы прижатия вершин первой и последующих волн к стенкам скважины с учетом веса бурового става выделяем отдельные части с верхним и нижним расположением волн (рис. 2).

Из рис. 2. следует:

$$T_{n-1} = 2P_{n-1} \cos(90 - \alpha_{n-1}) + \frac{P_u \pm q \cdot l_{n-1}}{l_{n-1}} \quad (5)$$

где $\alpha_{n-1} = \arctg \frac{D-D}{l_{n-1}}$, град

Знак плюс при втором члене соответствует прилеганию вершины волны к нижней стенке скважины (рис. 2а), знак минус - к верхней (рис. 2б).

Поставив значение (5) в (4) и учитывая угол наклона скважины к горизонту γ , получим

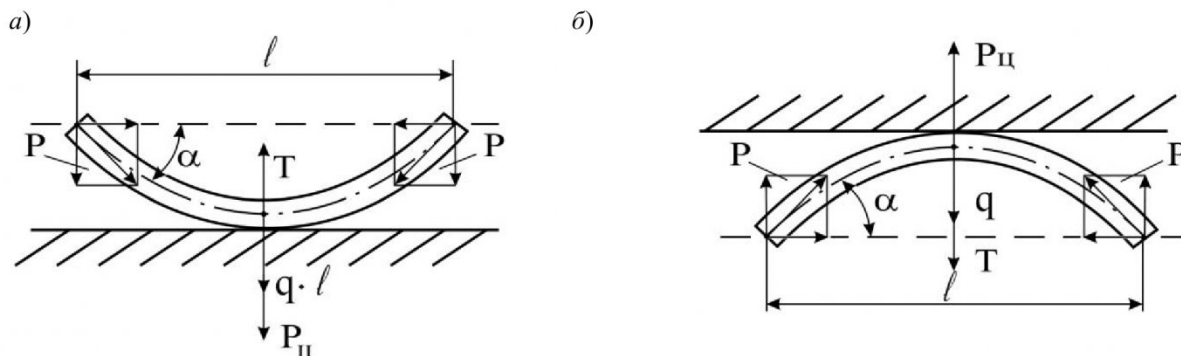


Рис. 2. - Определение силы прижатия вершин волн к стенкам скважин

$$P_n = P_{n-1} + f[2P_{n-1} \cos(90 - \alpha_{n-1}) \pm q \cdot l_{n-1} \cos \gamma + P_u] + ql_{n-1} \cdot \sin \gamma$$

где P_u – центробежная сила, образующаяся при вращении полуволны бурового става в скважине; γ – угол наклона скважины, град.

Определяя последовательно длину последующей полуволны и соответствующее значение силы и так далее, продолжая последовательно вычислять T , P и l , по мере удаления от груди забоя до значения $P=4000$ кг и суммируя их значения, установлены зависимости $P = f(L)$ при различной крепости горной среды, различных геометрических параметрах бурового става и различных диаметрах скважин.

Зная значения ΣT на любом отрезке длины скважин, диаметр скважин и штанги бурового става определяем момент вращения, необходимый для преодоления сил трения, образующихся при вращении штанги в скважине для каждого отрезка длины скважины.

$$M_{вр\Sigma} = T_{\Sigma} \cdot f \cdot r, \text{ Нм} \quad (6)$$

где r – радиус штанги бурового става, f – коэффициент трения.

После подсчета $M_{вр\Sigma}$ получим зависимости $M=f(L)$.

Графики зависимостей $P = f(L)$, $M = f(L)$ (рис. 3а,б) показывают что глубина обуриваемых скважин зависит от крепости обуриваемого горного массива, диаметра скважины, момента инерции поперечного сечения бурового става.

Расчетные зависимости показывают, что наибольшее влияние на изменения длин скважин оказывает соотношение диаметра скважин к диаметру штанг бурового става. Причем это соотношение находится в пределах $d/d = 1,4 - 1,6$ при, толщине стенки трубы штанги не менее 4,5 - 5 мм.

Такое соотношение обеспечивает наименьшую деформацию бурового става от осевых нагрузок и, следовательно, меньшее количество полуволн, которые создают основные сопротивления вращению бурового става в процессе бурения.

Как видно из графиков (рис. 3), глубина бурения скважины диаметром 76 мм штангами $42 \times 3,5$ при развиваемом на штанге моменте $M=700$ Нм не превышает 280 м. При этом соотношение $d/d = 1,8$, что больше рекомендуемого. Применение в этих условиях штанги $50 \times 5,5$ позволяет увеличить глубину скважины до 460 м. При этом соотношение $d/d = 1,52$ в пределах рекомендуемого.

В результате рационального подбора конструктивных параметров бурового става при бурении скважин различного диаметра в горном массиве возможно, добиться ее максимальной глубины. Мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения бурового става о стенки скважины, определяется по формуле:

$$N_{ум} = \frac{M \cdot n}{97400}, \text{ кВт} \quad (7)$$

Используя графики зависимости $M = f(L)$ (рис. 3) находим значения величины сопротивления моменту вращения бурового става для каждого отрезка длины скважины. Подставив найденные значения M в (7), получим зависимость изменения затрат мощности на преодоление сил трения бурового става о стенки скважин от длины скважины $N_{ум} = f(L)$ (рис. 4).

При одной и той же мощности станка, но разных диаметрах штанг бурового става, можно получить значительную разницу по глубине бурения. Исследования показывают, что при бурении скважины диаметром 76 мм по углю станком, общая мощность которого составляет 30 кВт, штангами диаметром $42 \times 3,5$ глубина скважины не пре-

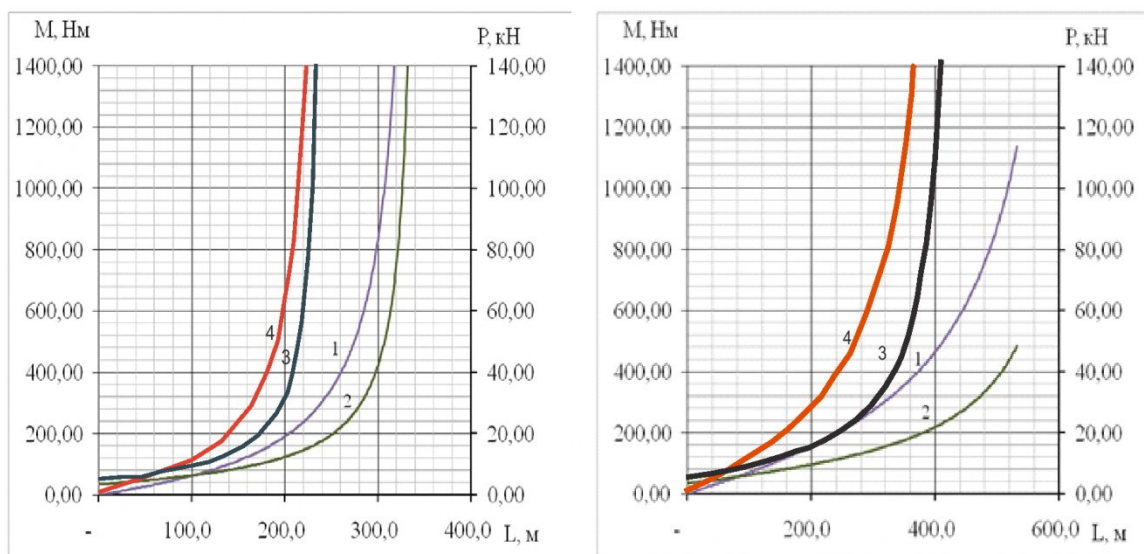


Рис. 3. - Зависимости $M=f(L)$ (1,4) и $P=f(L)$ (2,3) при бурении скважин $\Phi 76$ мм по углю и породе буровым ставом $42 \times 3,5$ мм (а) и $50 \times 5,5$ мм (б) при $f=1,5$ (1,2); $f=6$ (3,4).

вышает 310 м (рис. 4а). При использовании в буровых станках такой же мощности штанг диаметром 50×5,5 глубину бурения можно довести до 520 м при скорости бурения по углю $V=1,5$ м/мин (рис. 4б).

Скорость бурения скважин не затупленными буровыми коронками в зависимости от крепости обуриваемой среды определяем по формуле [1].

$$V = \frac{4 \cdot n_{об} \cdot m \cdot P_0 (1 + \beta) \cdot \cos \alpha}{D \cdot \sigma_p} \quad (8)$$

где $n_{об}$ – скорость вращения бурового става, об/мин; P_0 – усилие подачи на забой, необходимое для объемного разрушения обуриваемой среды, кН; D – диаметр скважины, мм; σ_p – предел прочности обуриваемой среды МПа; α – угол заострения зубка забурника; γ – угол установки зубка забурника; $\beta = \frac{\delta}{D}$ – коэффициент, определяющий разрушаемый объем породы; $m = f(a/2)$ – коэффициент формы зубка, зависящий от f .

Подставляя в (8) значения P_0 в зависимости от крепости обуриваемой среды, получены зависимости изменения скорости бурения от прочности массива $V = f(f)$ (рис 5).

Разработана конструкция бурового станка, обладающего высоким крутящим моментом на буровом стае и включающего в себя двухскоростной вращатель с гидроприводом и механизмом подачи с автоматическим перехватом штанги, при этом вращатель раскрепляется в выработке с помощью гидравлических стоек. Питание гидропривода осуществляется от автономной гидростанции [2,3].

Гидрокинематическая схема станка (рис. 6а) включает вращатель 1, выполненный в виде двухскоростного редуктора с муфтой 2 переключения и направляющими скалками 3, на которых установлены зажимные гидропатроны 4 и 5, присое-

диненные к вращателю 1 при помощи парных двухштоковых гидродомкратов 6 и 7 подачи, блок 8 подпитки с кранами 9, 10 и 11, пульт 12 управления и управляемый гидрозамок 13, установленный в гидромагистраль, которой рабочие полости гидродомкратов 6 и 7 соединены с пультом 12 управления. Вращение буровой штанги 14 передается через зажимные гидропатроны 4 и 5, поочередно зажимающие ее, и через шлицевый вал 15 вращателя 1, по направляющим скалкам 3 которого перемещаются зажимные гидропатроны 4 и 5. Управление станком производится с пульта 12 управления. Наличие двух зажимных гидропатронов 4 и 5 дает возможность производить автоматический перехват буровой штанги 14 на ходу без остановки вращения и получать непрерывную ее подачу. Продольное перемещение зажимных гидродомкратов 4 и 5 вместе с буровой штангой 14

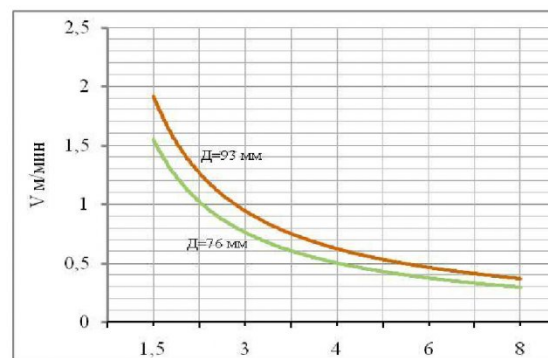


Рис. 5. - Изменение скорости бурения скважин $\varnothing 76$ мм и $\varnothing 93$ мм в горной среде различной крепости

осуществляется путем подачи рабочей жидкости от пульта 12 управления к гидродомкратам 6 и 7. Например, для подачи левого зажимного патрона

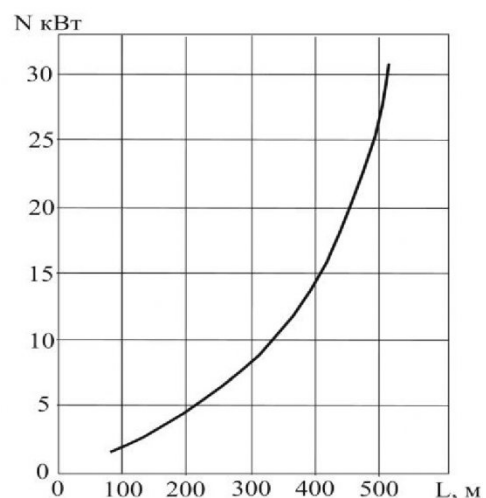
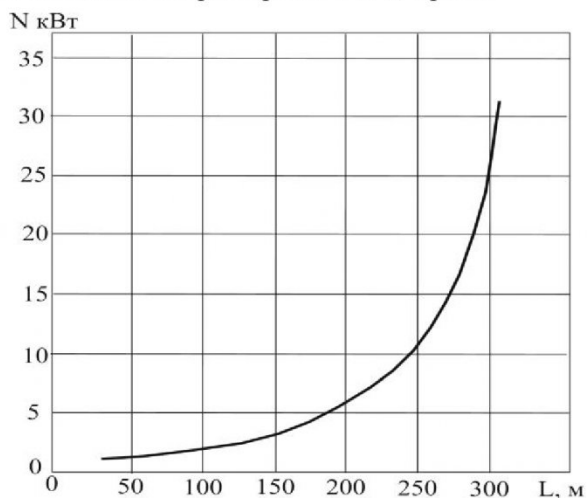


Рис. 4. Графики зависимости $N_{шт} = f(L)$ при $P_0=350$ кг и $\Phi 76$ мм:
а) для штанги $42 \times 3,5$ мм; б) для штанги $50 \times 5,5$ мм.

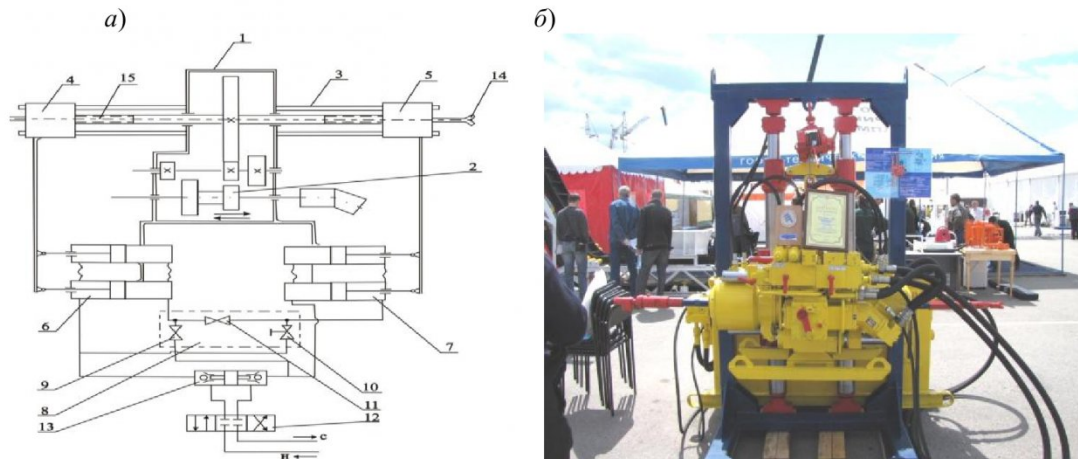


Рис. 6.- Гидрокинематическая схема бурового станка СБР 400 (а) и его внешний вид (б)

4 рабочая жидкость подается в левые полости гидродомкрата 6. При этом поршни со штоками гидродомкрата 6 перемещаются слева направо, вытесняя рабочую жидкость из его правых полостей через систему трубопроводов и блок 8 подпитки в правые полости гидродомкрата 7, перемещающая его поршни со штоками справа налево.

При этом в блоке 8 кран 11 открыт, а краны 9 и 10 закрыты. Поскольку правые и левые полости гидродомкратов 6 и 7 равны по объему, а их штоки присоединены к зажимным гидропатронам 4 и 5, то и величина перемещения поршней со штоками, а следовательно, зажимных гидропатронов 4 и 5 одинакова. Это обеспечивает синхронность перемещения зажимных гидропатронов 4 и 5, при котором один из зажимных гидропатронов 4, 5 совершает рабочее движение, перемещая вращающуюся штангу 14, а другой из зажимных гидропатронов 4, 5 совершает холостой ход, проскальзывая по штанге 14. По окончании хода гидродомкрата 6 поток рабочей жидкости подается в правые полости правого гидродомкрата 7, и далее последовательность операций повторяется. Синхронность работы гидродомкратов 6 и 7 обеспечивается определенным объемом рабочей жидкости, заключенной в объединенных трубопроводами и блоком 8 подпитки их полостях. Наличие управляемого гидрозамка 13, установленного в гидромагистрали, которой соединены рабочие полости гидродомкратов 6 и 7 с пультом 12 управления, предотвращает изменение этого объема. В случае рассогласования ходов гидродомкратов 6 и 7, например, вследствие непредвиденной утечки жидкости, ее потерянный объем может быть восстановлен при помощи блока 8 подпитки и кранов 9, 10 и 11.

Для сохранения мощности при изменении скорости вращения в станок установлен двухскоростной вращатель с гидроприводом и механизмом подачи с автоматическим перехватом штанги. Конструктивные особенности станка заключаются

в том, что его кинематическая завязка обеспечивает автоматический перехват бурового става при его подаче на забой без потерь времени на холостой ход для зарядки перехватывающего устройства. Это достигается наличием в нем двух зажимных гидропатронов, что даёт возможность производить автоматический перехват буровой штанги на ходу без остановки вращения и получать непрерывную её подачу.

В июле 2009 г. на международной выставке «Уголь Майнинг» в г. Новокузнецке станок награжден дипломом и «Золотой медалью» как лучший экспонат выставки (рис. 6,б).

Снижение величины сопротивления перемещению бурового става по скважине в процессе бурения обеспечивается за счет уменьшения числа полуовал става путем увеличения соотношения диаметра скважины к диаметру буровой штанги до 1,4-1,6.

Разработана конструкция и изготовлен буровой станок, предназначенный для бурения глубоких дегазационных, технических и разведочных скважин, конструктивные особенности которого заключаются в том, что его кинематическая завязка обеспечивает автоматический перехват бурового става при его подаче на забой без потерь времени на холостой ход для зарядки перехватывающего устройства.

Это достигается наличием в нем двух зажимных гидропатронов, что даёт возможность производить автоматический перехват буровой штанги на ходу без остановки вращения и получать непрерывную её подачу.

Двухскоростной вращатель с гидроприводом позволяют сохранить мощность при изменении скорости вращения бурового става.

Проведены натурные стендовые и промышленные испытания в подземных условиях показали работоспособность станка и подтвердили правильность выбранных параметров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Царицын В.В. Бурение горных парод. – Киев, Техническая литература, 1959. -343с.
2. Патент на ПМ № 103837. Буровой станок. / В.И. Клишин, Д.И. Кокоулин, Б. Кубанычбек, А.П. Гуртенко, П.И. Гуртенко // БИ № 12. 2011.
3. Патент на ПМ № 88058. Буровой станок. / В.И. Клишин, Д.И. Кокоулин, Б. Кубанычбек, А.П. Гуртенко, П.И. Гуртенко // БИ № 30. 2009.

□ Авторы статьи:

Клишин
Владимир Иванович
член-корреспондент РАН, д-р техн.
наук, профессор, директор Институ-
та угля СО РАН, зав. каф. горных
машин и комплексов КузГТУ .
E-mail: klishinvi@icc.kemsc.ru

Кокоулин
Даньяр Иванович
канд. техн. наук, ст. научн. сотруд-
ник. Института горного дела СО
РАН.
Тел. +7 (383) 217-05-36

Гуртенко
Андрей Петрович
технический директор
ООО «Спецгидравлика»
Тел.(383) 220-31-24.

УДК 622.232.7

В.Ю. Тимофеев, М.В. Дохненко

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СИЛОВОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ В ЭЛЕМЕНТАХ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ С ПОЛЫМ ВАЛОМ В ТРАНСМИССИИ ГЕОХОДА

В настоящее время группой ученых при поддержке гранта Министерства образования РФ ведутся работы по разработке геохода нового поколения, поэтому разработка вариантов конструктивных решений геохода и его систем, а также методик их расчета является актуальной научно-практической задачей. На сегодняшний день выработаны требования ко всем основным системам [1]. Одной из главных систем геохода является его трансмиссия, так как именно трансмиссия создает необходимый вращающий момент и тяговое усилие на внешнем движителе, обеспечивает скоростные параметры его перемещения и напорное усилие на исполнительном органе [2].

Один из вариантов конструктивного решения предполагает использование волновой передачи с промежуточными телами качения (ВППТК) в трансмиссии геохода [3]. В существующих решениях трансмиссии геохода в качестве привода используются гидроцилиндры, расположенные по хордам окружности корпуса геохода. Такое техническое решение имеет ряд существенных недостатков, таких как неравномерность и цикличность вращения головной секции, существенные динамические нагрузки на корпус, существенная нагрузка на корпус в местах крепления гидроцилиндров [4]. Применение ВППТК в трансмиссии геохода вполне перспективно, так как при ее использовании повышается плавность работы, снижаются динамические нагрузки на корпус геохода. Конструктивные особенности геохода обуславливают необходимость разработки нового типа ВППТК – с полым валом. В [5] определено схемное решение трансмиссии геохода с ВППТК с полым валом, наиболее соответствующее требованиям к трансмиссии, поэтому определение уси-

лий, возникающих при взаимодействии элементов ВППТК, является актуальной научно-практической задачей.

Параметры силового распределения определяют усилия и вращающие моменты, возникающие от взаимодействия между генератором волн, сепаратором, зубчатым венцом и роликом (рис. 1). Конструктивный элемент в виде сквозного отверстия в генераторе волн определяет габарит свободного пространства. В ВППТК одновременно находятся в зацеплении (в работе) 30...50% от общего числа роликов [6]. Для создания тягового усилия трансмиссией необходимо, чтобы вращающий момент на зубчатом венце M_B был больше требуемого внешнего момента. При работе ВППТК в контактных парах «генератор волн–ролик», «зубчатый венец–ролик» и «сепаратор–ролик» создаются активные и возникают реактивные усилия F_G, F_B, F_C соответственно. Силы, воздействующие на ролик, представляют собой систему сходящихся сил, которую рассматриваем относительно системы координат, связанной с роликом и зубчатым венцом. Ось ординат данной системы проходит через центр зубчатого венца O_B (центр сепаратора O_C) и центр i -го ролика, находящегося в зацеплении, ось абсцисс – перпендикулярна оси ординат.

Силовое взаимодействие роликов и элементов ВППТК происходит при вращении генератора волн. Текущий угол поворота генератора обозначен φ_G , зацепление в передаче происходит на участке φ^* . При этом активная сила, возникающая от генератора волн на ролике F_G , воздействует по линии соединяющей центр генератора волн O_G с точкой взаимодействия ролика и генератора. Угол между линиями, соединяющими точку O_G и точку