

*А.Н. Коптовец, д-р. техн. наук, А.В. Денищенко, В.В. Зиль, канд. техн. наук, О.О. Юрченко  
(Украина, Днепропетровск, Государственное ВУЗ «Национальный горный университет»)*

## ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ БУРОВЫХ СТАНКОВ

**Введение.** В технологии добычи полезных ископаемых открытым способом важное место занимает процесс бурения взрывных скважин. Анализ эксплуатации парка тяжелых станков вращательного бурения шарошечными долотами показывает, что на крепких породах положительно зарекомендовали себя станки типов СБШ-250МНА-32 и СБШ-250МНР. Эти станки проектировались специально для рудных карьеров, а их новые модификации позволяют противостоять моральному старению [1].

**Цель работы** – повышение безопасности перемещения буровых станков в карьерах за счет совершенствования их конструкции и методов расчета.

**Результаты исследований.** На производительность процесса бурения существенное влияние оказывает скорость перемещения станка от одного места дислокации к другому. При этом сам процесс перемещения по трассе со сложным продольным профилем и планом в условиях интенсивного движения технологического транспорта в карьере отличается повышенной опасностью.

Заводы-изготовители станков рекомендуют несколько способов их перемещения в пределах карьера: собственным ходом с обеспечением питания электроэнергией от ПКТП (передвижной комплексной трансформаторной подстанции); собственным ходом с питанием от передвижной электростанции (перегонного агрегата); при помощи тракторов (бульдозеров) на жесткой сцепке. Каждый из этих способов имеет свои преимущества и недостатки, однако на практике при перемещении станков на значительные расстояния наибольшее применение получил последний.

Задачи обеспечения безопасности в этом случае сводятся к правильному выбору типа бульдозера для транспортирования, обоснованного тяговыми и тормозными расчетами, использованию сцепных устройств с достаточным запасом прочности, разработке технических устройств и мероприятий с целью повышения безопасности процесса перемещения буровых станков.

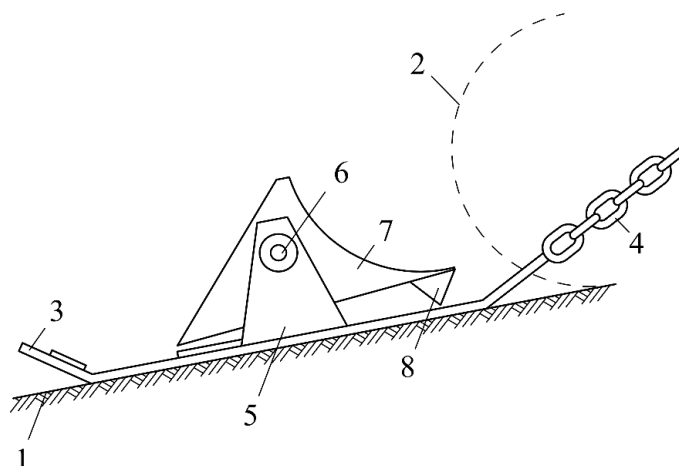
Дополнительные меры по удержанию станка и бульдозера на продольном профиле трассы следует рассматривать как реакцию на следующие случаи: обрыв жесткой сцепки и внезапная остановка двигателя бульдозера. При этом следует учитывать, что появление самокатного движения под действием силы тяжести станка и бульдозера возможно лишь на предельных уклонах дорог карьеров (70–100%) благодаря высоким значениям сопротивления движению. Кроме того, в режиме движения по спуску при любых нештатных ситуациях машинист бульдозера может остановить состав, опустив отвал и внедрив его в верхний слой дороги. Поэтому с точки зрения обеспечения безопасности наиболее сложным является режим движения состава на подъем с уклоном более 70%, когда возможно скатывание станка в случае обрыва сцепки, либо скатывание состава из станка и бульдозера при внезапной остановке двигателя последнего и отказе его тормозной системы.

Для этого режима движения возможны следующие технические решения: применение страховочной гибкой сцепки, дублирующей жесткую; использование дополнительного стопорного устройства, исключающего скатывание станка по спуску.

Страховочные (опоясывающие) канаты широко применяются на шахтном рельсовом транспорте для предотвращения разъединения состава вагонов при движении по наклонным участкам пути. В связи с тем, что страховочная сцепка должна удерживать станок на максимальном уклоне трассы в случае обрыва жесткой сцепки, то для ее расчета принимаем максимальное растягивающее усилие при перемещении станка, равное максимальному тяговому усилию бульдозера по сцеплению.

На крутых подъемах при перемещении станка целесообразно использовать стопорное устройство по типу железнодорожного горочного башмака (рис. 1), которое при помощи цепей присоединяется к бульдозеру сзади. Оно состоит из двух лыж, боковин, оси и стопора. Центр тяжести последнего смещен таким образом, чтобы его рабочая поверхность с выступами не контактировала с дорогой во время движения на подъем.

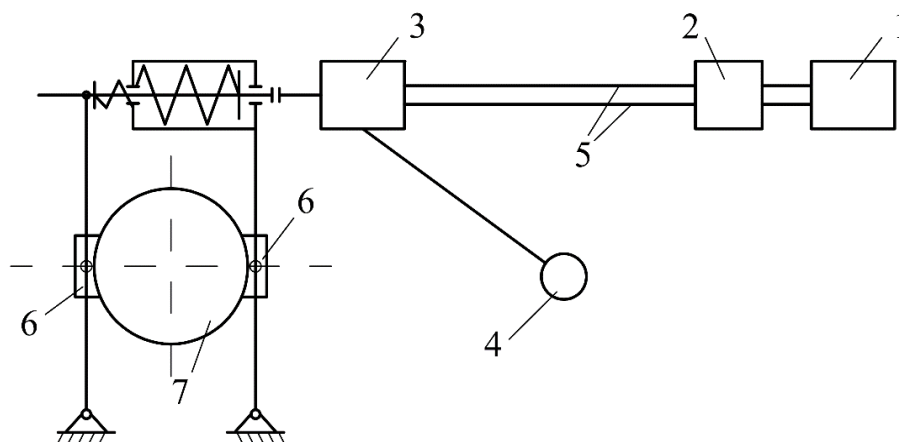
В случае возникновения несанкционированного движения станка в противоположную сторону, например, при разрушении сцепки или остановке тягового двигателя бульдозера, последний вместе с буровым станком начнет движение в направлении спуска под действием скатывающей составляющей сил тяжести. При этом лыжи стопорного устройства остаются на месте за счет силы трения между ними и дорогой, а гусеницы бурового станка наезжают на стопор и вдавливают его выступы в верхний слой дороги. При этом дополнительная сила сопротивления движению, которая возникает, способна компенсировать суммарную скатывающую составляющую сил тяжести станка и бульдозера, чем обеспечивается их надежная остановка. После начала движения бульдозера выступы стопора освобождаются и процесс перемещения продолжается.



**Рис. 1. Стопорное устройство:**  
 1 – автодорога; 2 – гусеница бурового станка; 3 – лыжа; 4 – цепь;  
 5 – боковина; 6 – ось; 7 – стопор; 8 – выступ

Другим техническим решением [2], направленным на повышение безопасности процесса, может быть использование тормозной системы самого бурового станка (рис. 2), на котором установлены тормоза типа ТКП-300 с электромагнитами постоянного тока на напряжение 110 В мощностью 230 Вт.

Отключение станка от электропитания при его перемещении трактором влечет за собой прижатие тормозных колодок 6 к барабану 7 усилием предварительно сжатой пружины. Если до начала движения запитать обмотки электромагнитов 3 от внешнего источника тока 1, то тормозной механизм гусеничного хода станка совместно с пультом управления 4 можно эффективно использовать в процессе перемещения. В качестве внешнего источника тока могут выступать аккумуляторная батарея либо генератор трактора 1, коммутируемые проводниками 5 с обмотками электромагнитов 3 через преобразователь напряжения 2.



**Рис. 2. Тормозное устройство станка:**  
 1 – генератор; 2 – преобразователь; 3 – электромагнит;  
 4 – пульт управления; 5 – проводники; 6 – тормозная колодка; 7 – барабан

На практике для перемещения буровых станков бульдозерами применяют либо стержневые независимые жесткие сцепки, либо сварные трапециевидные. Расстояние между тяговым трактором и буровым станком согласно рекомендациям завода-изготовителя должно составлять не менее 4 метров.

Для обоснованного расчета жесткой сцепки на прочность необходимо определить величину нагрузок при следующих неблагоприятных условиях перемещения бурового оборудования:

1) равномерное прямолинейное движение гусеничного тягача с буровым станком на предельном подъеме (согласно паспорта технологических автомобильных дорог) с углом  $\alpha$  по деформируемому грунту (рис.3);

2) прохождение поворота на предельном подъеме (рис. 5);

3) поворот бурового станка вокруг центра тяжести (рис. 6).

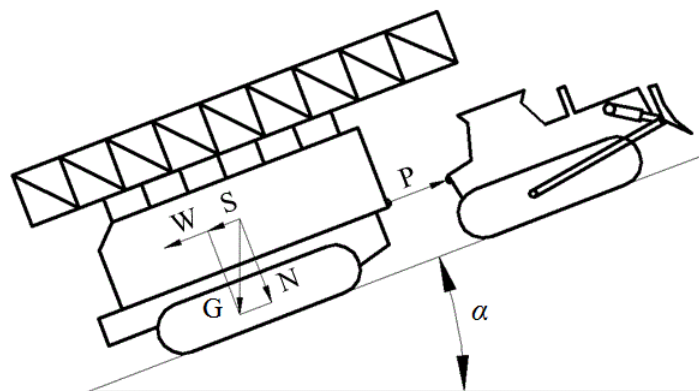


Рис. 3. Расчетная схема движения гусеничного тягача с буровым станком

Для упрощения расчетной схемы будем считать, что жесткая сцепка расположена параллельно дороге.

Согласно расчетной схеме на рис. 3 усилие в сцепке,

$$P = S + W,$$

где  $S$  – продольная составляющая силы тяжести бурового станка,

$$S = G \sin \alpha,$$

$G$  – полный вес бурового станка;  $W$  – сила сопротивления движению бурового станка,

$$W = N \omega,$$

$N$  – нормальная составляющая силы тяжести станка,

$$N = G \cos \alpha;$$

$\omega$  – коэффициент сопротивления движению станка.

Вследствие однотипности конструктивных решений у машин одного и того же вида значение  $\omega$  достаточно стабильно [3].

Расчетную схему сцепки (рис. 4) можно представить в виде сходящихся сил (классическая схема).

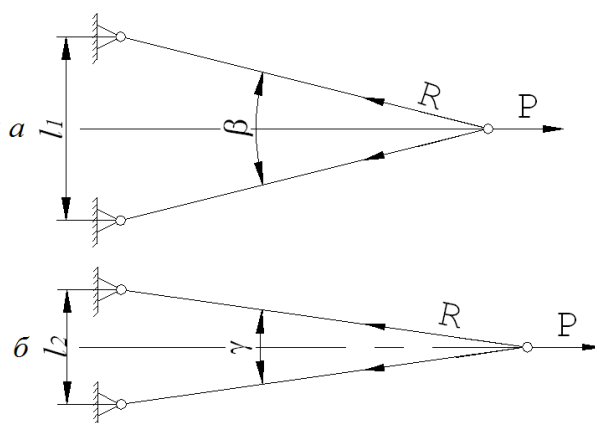


Рис. 4. Варианты схем крепления жесткой сцепки спереди (а) и сзади (б) бурового станка

Напряжение растяжения в стержнях сцепки

$$\sigma_p = \frac{R}{F} \leq [\sigma_p],$$

где  $F$  – площадь поперечного сечения стержня;  $[\sigma_p]$  – допускаемые напряжения растяжения;  $R$  – растягивающее стержень усилие (более нагруженный вариант рис. 4, а),

$$R = \frac{P}{2 \cdot \cos \frac{\beta}{2}}$$

Нагружение можно считать статическим, так как при равномерном прямолинейном движении число циклов за период перемещения  $N \leq 103$ .

При известных усилиях  $R$ , растягивающих стержень, можно рассчитать на прочность отдельные конструктивные элементы сцепки (проушин, шкворней, сварочных швов и т.д.)

При вписывании перемещаемого бурового станка в кривую, его движение можно рассматривать как дискретное – прямолинейное по касательной к кривой радиусом  $R$  с мгновенными поворотами вокруг центра тяжести станка под действием силы  $F$  (рис. 5). Это объясняется разными радиусами кривизны поворота для внутреннего и внешнего гусеничного полотна.

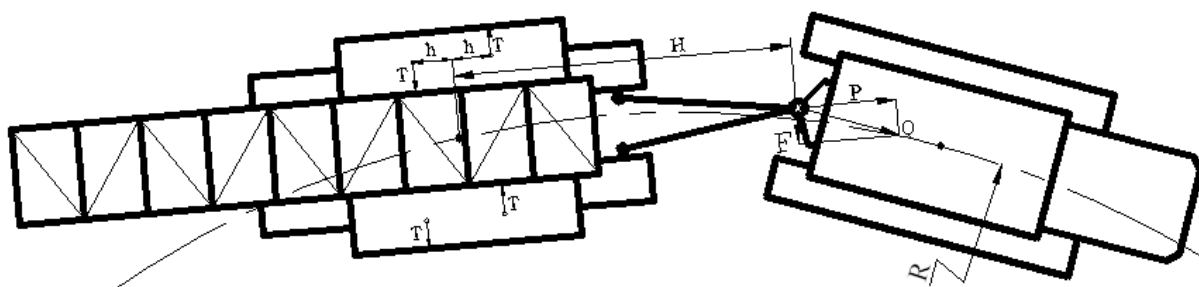


Рис. 5. Схема для расчета прохождения составом криволинейного в плане участка пути

В этом случае сила тяги на сцепке

$$Q = \sqrt{P^2 + F^2}$$

Сила, вызывающая поворот станка вокруг центра тяжести,

$$F = \frac{4hT}{H}$$

где  $H, h$  – плечи силы на сцепке  $F$  и силы трения  $T$ , возникающей при повороте станка вокруг своего центра тяжести.

Сила трения, возникающая при повороте бурового станка,

$$T = Nf$$

где  $f$  – коэффициент трения гусеничного полотна о грунт;  $N$  – реакция грунтового покрытия от силы тяжести станка,

$$N = G/4.$$

Усилия, возникающие в стержнях сцепки, рассмотрены на расчетной схеме, см. на рис. 6.

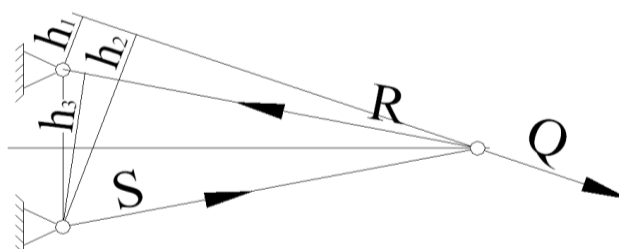


Рис. 6. Расчетная схема для определения усилий в стержнях сцепки

Верхний стержень сцепки под действием силы  $R$  работает на растяжение, нижний – на сжатие (под действием силы  $S$ ):

$$S = \frac{Qh_1}{h_3};$$

$$R = \frac{Qh_2}{h_3}.$$

Под действием сжимающего усилия  $S$  может произойти потеря устойчивости стержня. Для обеспечения устойчивости необходимо, чтобы выполнялось условие

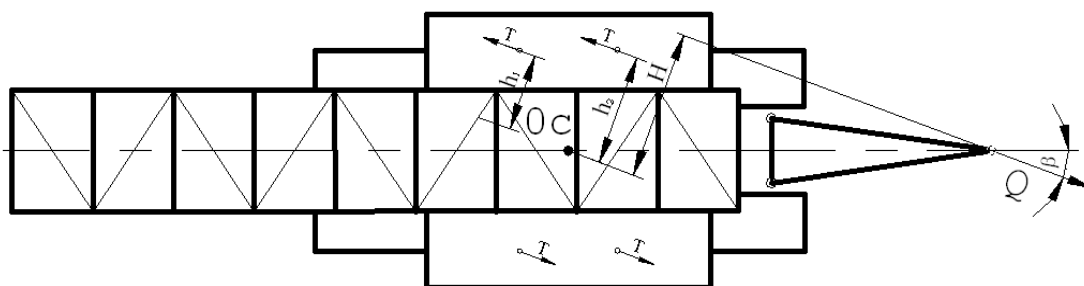
$$S \leq P_{кр},$$

где  $P_{кр}$  – критическая нагрузка, превышение которой вызывает потерю устойчивости. Значение критической силы

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EI}{L^2},$$

где  $E$  – модуль продольной упругости;  $I$  – наименьший момент инерции сечения стержня;  $L$  – длина стержня сцепки.

Рассмотрим процесс поворота бурового станка вокруг центра тяжести, возникающий из-за разности радиусов поворота наружного и внутреннего гусеничного полотна (рис. 7).

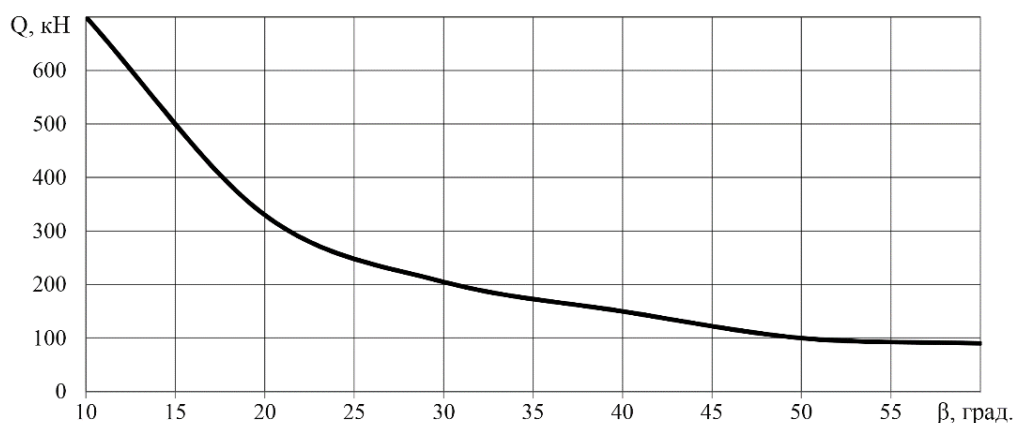


**Рис. 7. Схема для расчета сил, возникающих при повороте станка**

Усилие на сцепке при повороте

$$Q = \frac{2T(h_1 + h_2)}{H}.$$

Как видно из формулы, усилие на сцепке  $Q$  зависит от геометрических параметров  $H$ ,  $h_1$ ,  $h_2$ , т.е. от угла поворота  $\beta$  (рис. 8).



**Рис. 8. Кривая зависимости величины усилия на сцепке от угла поворота**

Зависимость величины усилия в стержнях сцепки от угла поворота рассмотрена на рис. 9.

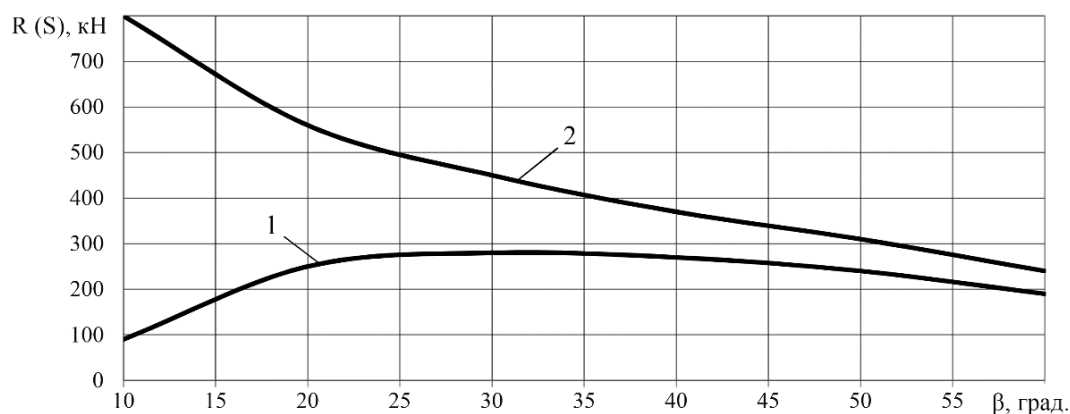


Рис. 9. Кривые зависимости сжимающего усилия в стержнях  $S$  (1) и растягивающего  $R$  (2) от угла поворота  $\beta$

Величина усилия на сцепке  $Q$  не может превышать значение, определяемое срывом сцепления. Поэтому в качестве расчетного необходимо принимать предельное значение силы тяги бульдозера при срыве сцепления.

На основании проведенных исследований можно сделать следующие **выводы**: процесс перемещения буровых станков в пределах карьера при помощи бульдозеров является достаточно надежным и малозатратным при условии правильного выбора типов тягачей и параметров жесткой сцепки; предлагаемые технические решения и методики расчета могут существенно повысить уровень безопасности при перемещении буровых станков и для их реализации требуется проведение проектно-конструкторских работ.

### Список литературы

1. Кучерский Н.И. Современные технологии при освоении коренных месторождений золота / Н.И. Кучерский. – М.: Руда и металлы, 2007. – 696 с.
2. Рішення про видачу деклараційного патенту на корисну модель №4523/ЗУ/14 від 05.03.2014 р. Спосіб переміщення бурового станка у кар'єрі / Денищенко О.В., Коптовець О.М., Зіль В.В., Юрченко О.О. / Реєстраційний номер заявки у 2013 14764, дата подання 16.12.2013 р.
3. Платонов В.Ф. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины / В.Ф. Платонов, Г.Р. Леиашвили. – М.: Машиностроение, 1986. – 291 с.

*Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, проф. Самусею. В.І.*

УДК 681.5.015

*Фарис Самир Расми Альхори*

*(Украина, Днепропетровск, Государственное ВУЗ «Национальный горный университет»)*

### АВТОМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗАТОР СТЕПЕНИ ЗАГРУЗКИ ШАРОВОЙ МЕЛЬНИЦЫ РУДОЙ ПО СИГНАЛАМ АКТИВНОЙ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ МАГНИТНОГО СЕПАРАТОРА И МЕЛЬНИЦЫ

Шаровые мельницы широко применяются на обогатительных фабриках руд черных и цветных металлов для предварительного измельчения и раскрытия руд. Шаровые мельницы первых стадий измельчения применяют для предварительного измельчения руд, а шаровые мельницы вторых и третьих стадий – для раскрытия руды и последующего обогащения. Режим работы и эффективность измельчения и раскрытия руды в шаровых мельницах в значительной мере определяются степенью загрузки мельниц рудой. Причем для каждого типа руды требуется своя оптимальная крупность помола, обеспечивающая необходимое раскрытие руды и высокие показатели магнитного обогащения.

Известные методы автоматического контроля загрузки шаровых мельниц рудой по звукометрическому сигналу мельницы [1], по спектральной составляющей активной мощности приводного электродвигателя мельницы [2] не позволяют ответить на главный вопрос, какую степень загрузки рудой необходимо поддерживать для каждого типа руды.