

УДК 622.68

Коптовец А. Н. /д. т. н./, Денищенко А. В. /к. т. н./,  
Зиль В. В. /к. т. н./, Юрченко О. О.

ГВУЗ «Национальный горный университет»

## Обоснование применения тракторов и бульдозеров для перемещения буровых станков на глубоких карьерах

*Приведена математическая модель тяги и управляемого движения состава из бурового станка и бульдозера, получено решение уравнения движения для условий карьера и применяемой техники. При применении самоходных машин на гусеничном ходу эффективность торможения не является ограничивающим фактором при движении по внутрикарьерным дорогам. Обоснованы параметры и типы бульдозеров для перемещения буровых станков типов СБШ, УСБШ. Ил. 1. Библиогр.: 3 назв.*

**Ключевые слова:** карьер, буровой станок, бульдозер, перемещение, состав, коэффициент сцепления, уклон

*Mathematical model of traction and controlled movement of rolling stock from drilling machine and bulldozer is given. The solution of equation of motion for conditions of iron ore open-pits and for applied equipment is obtained. Efficiency of braking is not limiting factor with the use of self-propelled machines with caterpillar tracks to be applied in term of open-pit roads. The parameters and types of bulldozers for moving of rock drilling machines of SBSH and USBH types are substantiated.*

**Keywords:** open-pit, rock drilling machine, bulldozer, movement, rolling stock, adhesive coefficient, slope

### Постановка проблемы

Применение на глубоких карьерах отработанных горизонтов последовательно сверху вниз и волнами – по фронту обуславливает необходимость интенсивного перемещения буровых станков как по глубине, так и по фронту работ. В этой связи производительность буровых установок существенно зависит от времени перемещения их от блока к блоку и с горизонта на горизонт. Техническая инспекция Госкомпромгорнадзора Украины, ссылаясь на Правила дорожного движения (далее ПДД), запрещает перемещение буровых станков при помощи тракторов на жесткой сцепке. При этом главным аргументом является несоответствие масс буксирующего и буксируемого транспортных средств (пункт 23.10а ПДД). В связи с этим представляет интерес вопрос о соответствии требований ПДД условиям эксплуатации карьерной техники в части перемещения буровых станков, а также повышения эффективности этого процесса в целом.

Мировой и отечественный опыт ведения открытых горных работ на карьерах со значительными линейными размерами и объемами горных работ, где на перемещение буровых станков затрачивается до 40 % рабочего времени, доказывает эффективность применения станков на гусеничном ходу с индивидуальным дизельным приводом (например серии ROC фирмы Atlas Copco) [1]. Однако доля таких машин в общем количестве буровых станков, эксплуатируемых в Украине, остается ничтожно малой.

Основными типами буровых станков в Украине являются установки на гусеничном ходу СБШ-250МН, СБШ-250МНА-32, СБШ-250МНР, УСБШ-250.

В последнее время к ним добавился станок отечественного производства типа «Ferdinand», имеющий улучшенные характеристики.

Заводы-изготовители станков рекомендуют несколько способов их перемещения в пределах карьера: собственным ходом с обеспечением питания электроэнергией от передвижной комплексной трансформаторной подстанции (ПКТП); 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 главными требованиями при перемещении буровых станков остаются обеспечение безопасности работ и производительности. Применение первого способа с использованием гусеничного хода УГ-60М, установленного на буровом станке, требует наличия ПКТП по трассе перемещения и периодической коммутации системы электропитания станка с ними. Использование перегонного агрегата исключает этот недостаток, однако требует, во-первых, наличия достаточного количества таких устройств, а, во-вторых, не обеспечивает своевременной подготовки горных работ из-за невысокой скорости движения гусеничного хода станка – менее 1 км/ч.

Выходом из создавшейся ситуации может быть использование для перемещения буровых станков промышленных тракторов и бульдозеров, используемых на карьерах при производстве горных работ. Такую технологию широко используют на большинстве карьеров Украины и стран СНГ.

Однако ее применение ограничивается выше изложенными обстоятельствами, а также требует разработки и соблюдения дополнительных мер безопасности в связи с наличием жесткой сцепки и отключением тормозной системы станка на время его перемещения.

Движение состава из бурового станка и бульдозера по горизонтальным участкам пути является наиболее благоприятным с точки зрения обеспечения безопасности, поскольку невысокая скорость движения (до 2 км/ч согласно инструкции завода-изготовителя) и значительное основное сопротивление движению сводит к минимуму вероятность возникновения аварийных ситуаций при соблюдении персоналом соответствующих мероприятий по охране труда.

**Цель работы** – определить опасные факторы технологического процесса перемещения буровых станков в карьере бульдозерами, обосновать параметры движения, минимизирующие их влияние.

Для достижения этой цели необходимо разработать математическую модель тяги при движении состава из бурового станка и бульдозера, получить решение уравнения движения для условий карьера и применяемой техники.

### Изложение основного материала

К процессу буксировки транспортных средств предъявляется требование Правил дорожного движения, сформулированное в пункте 23.10а: буксирование запрещается, если фактическая масса буксируемого транспортного средства с неисправной тормозной системой (или из-за ее отсутствия) превышает половину фактической массы транспортного средства, которое буксирует.

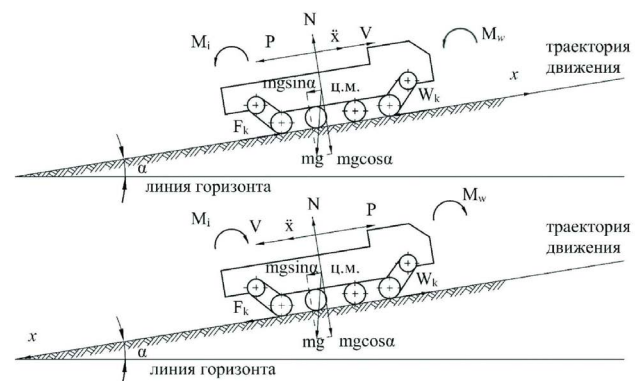
В соответствии с комментариями к ПДД, это необходимо для обеспечения достаточной эффективности торможения состава транспортных средств, его поперечной и продольной устойчивости. ПДД допускают во время буксировки скорость движения до 50 км/ч (п. 12.7), длину тормозного пути до 19,5 м при скорости начала торможения 40 км/ч (п. 31.4.1б), удержание транспортных средств стояночным тормозом на уклоне не менее 16 % (п. 31.4.1д).

Основное удельное сопротивление движению тракторов и буровых станков составляет свыше 70 Н/кН, что позволяет удерживать их без торможения на уклонах более 5°. Кроме того, применение навесного оборудования на тракторах позволяет увеличить сопротивление движению и стопорение при остановке и стоянке. Максимальный угол наклона при эксплуатации тракторов на подъеме и спуске 30°, на склоне – 20°. Продольный профиль дорог карьеров имеет уклон до 80 ‰ (5°), при этом допускается его повышение на отдельных участках дорог до 100 ‰ (6°).

Динамические показатели тягово-тормозных свойств гусеничных промышленных тракторов (скоростная характеристика «разгон-выбег», вре-

мя разгона на участке пути и до заданной скорости движения, ускорение, длина тормозного пути, установившееся замедление, начальная скорость торможения) не регламентируются, что свидетельствует о незначительном влиянии переходных режимов работы машин на силовые и кинематические параметры. Для построения модели тяги и управляемого движения сосредоточенных масс в составе на жесткой сцепке его можно считать неизменяемой системой с одной степенью свободы, на которую действуют только внешние силы, приложенные к центру масс состава в середине его длины и совпадающие с направлением движения состава либо противоположные ему. Число степеней свободы системы определяется удерживающими связями. Ими являются сцепные устройства, гусеничные движители и грунт (дорога). Сцепные устройства состава (не во всех случаях) выполняют роль внутренних удерживающих связей, заставляющих тягач и прицепную часть состава двигаться с одинаковой скоростью и ускорением, описывать одинаковые траектории.

Классическая механика позволяет пренебречь размерами состава, рассматривать его движение как поступательное движение неизменяемой системы и описать математически как движение системы в целом, то есть материальной точки, в которой сосредоточена вся масса системы, приведенная к ее центру инерции. В результате в тяговых расчетах движение состава будет представлено как движение материальной точки, расположенной в середине состава (рисунок).



**Рисунок. Расчетная схема сил, действующих на состав:** а) движение с ускорением вверх (подъем); б) движение с ускорением вниз (спуск)

Гусеницы ходовой части выполняют роль внешних удерживающих связей, которые заставляют состав двигаться только в одном направлении вдоль дороги. Поэтому для описания движения достаточно одного дифференциального уравнения.

Сила тяжести состава:

$$G_{бр} = mg,$$

где  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения;  $m$  – масса состава.

Нормальная составляющая силы тяжести

$$N = mg \cos \alpha,$$

где  $\alpha$  – угол наклона траектории движения к линии горизонта.

Тангенциальная (продольная) составляющая силы тяжести

$$T = mg \sin \alpha.$$

Сила сопротивления движению

$$W_k = Nw = wG_{\text{бп}} \cos \beta,$$

где  $w$  – коэффициент сопротивления движению.

Сила инерции поступательного движения

$$P = ma\delta,$$

где  $\delta > 1$  – коэффициент инерции вращающихся масс (приведения вращательного движения к поступательному), который показывает во сколько раз полная кинетическая энергия состава больше энергии ее поступательного движения

$a = \frac{dv}{dt} = \text{const}$  – ускорение поступательного движения,  $\text{м/с}^2$ ;

Также действуют силы и моменты:  $F_k$  – касательная сила тяги;  $M_w$  – момент сопротивления качению;  $M_i$  – инерционный момент вращающихся деталей состава.

В общем виде уравнение движения состава

$$F_k - W_k \pm T - P = 0.$$

Откуда уравнение силы тяги

$$F_k = W_k \pm T + P = 0,$$

$$F_k = mg \left( w \cos \alpha \pm \sin \alpha + \frac{a\delta}{g} \right).$$

Т. е., сила тяги расходуется на преодоление сопротивления движению, изменение потенциальной и кинетической энергии состава.

Частные решения уравнения силы тяги:

– движение на подъем

$$F_k = mg \left( w \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{a\delta}{g} \right);$$

– движение на спуск

$$F_k = mg \left( w \cos \alpha - \sin \alpha + \frac{a\delta}{g} \right);$$

– движение с постоянной скоростью ( $V = \text{const}, a = 0$ )

$$F_k = mg \left( w \cos \alpha \pm \sin \alpha \right);$$

– движение с постоянной скоростью по горизонтальному участку ( $\alpha = 0, a = 0$ )

$$F_k = mgw.$$

При этом максимальная сила тяги по сцеплению тягача

$$F = F_{\text{к.сц}} = m_{\text{т}} g \psi, \quad (1)$$

где  $\psi$  – коэффициент сцепления ходовой части тягача (гусеничного движителя);  $m_{\text{т}}$  – сцепная масса тягача.

При небольших углах наклона  $\alpha$  можно принять допущение, что

$$\cos \beta \approx 1; \frac{\delta a}{g} = 0,1\delta a.$$

Тогда возможно решение

$$F_k = \frac{mg}{1000} (w \pm \sin \alpha + 0,1a\delta) \cdot 1000, \quad (2)$$

$$F_k = mg(w \pm i + 100a\delta),$$

где  $m$  – полная масса состава, т;  $w = \frac{F}{G_{\text{бп}}} \cdot 1000$  – удельное сопротивление движению состава,  $\text{Н/кН}$ ; – уклон  $i = 1000 \sin \alpha$

Соответственно уравнения тормозной силы

$$-B_k = mg \left( w \cos \alpha \pm \sin \alpha - \frac{a_{\text{т}}\delta}{g} \right),$$

$$-B_k = mg(w \pm i - 100a_{\text{т}}\delta).$$

Максимальная сила по сцеплению ходовой части составит

$$F_{\text{к.сц}} = -B_{\text{к.сц}} = 1000m_{\text{т}}g\psi.$$

Откуда

$$-\frac{B_k}{mg} = w \pm i - \Delta a_{\text{т}},$$

где  $\Delta = 100\delta$ ;  $a_{\text{т}}$  – тормозное замедление

или

$$b + w \pm i - \Delta a_{\text{т}} = 0,$$

где  $b$  – удельное значение тормозной силы состава,  $\text{Н/кН}$ .

$$b = \frac{B_k}{mg} \quad \text{или} \quad b = \frac{1000m_T g \psi}{mg}$$

При этом  $a = -\Delta a_T$ , если  $b + w - i > 0$

$$a_T = \frac{b+w-i}{\Delta}$$

Для равнопеременного (равнозамедленного) движения ( $B_k = const$ ) длина тормозного пути составит

$$l_T = \frac{V_n^2}{2a_T}$$

где  $V_n$  – скорость начала торможения.

Из уравнения силы тяги (2) с учетом (1) при установившемся движении ( $a = 0$ ) на подъем имеем

$$\begin{aligned} m_T g \psi &= (m_T + m_{CT})g(w + i), \\ m_T \psi &= m_T(w + i) + m_{CT}(w + i), \\ m_T \psi - m_T(w + i) &= m_{CT}(w + i), \\ m_T(\psi - (w + i)) &= m_{CT}(w + i). \end{aligned}$$

где  $m_{CT}$  – масса бурового станка в составе.

При этом тяга без срыва сцепления возможна в общем случае, когда

$$\varphi - (w + i) > 0.$$

В частном случае, при  $i = 0$

$$\varphi - w > 0.$$

Откуда масса тягача  $m_T$ , необходимая для перемещения в составе бурового станка  $m_{CT}$  без срыва сцепления

$$m_T = m_{CT} \frac{(w+i)}{\psi - (w+i)}.$$

Безразмерные коэффициенты сопротивления движению и сцепления для реальных дорожных и грунтовых условий определялись опытным путем при эксплуатации различными методами [2, 3].

### Выводы

1. Нормируемые ПДД величины тормозного пути установлены для пневмоколесных транспортных средств с учетом их сцепных свойств с автомобильной дорогой, коэффициентов сопротивления движению и скорости движения. В случае применения самоходных машин на гусеничном ходу эти параметры существенно отличаются, а тормозная эффективность не является ограничивающим фактором при движении по внутрикарьерным дорогам. Поэтому перемещение буровых станков в пределах карьера следует рассматривать как часть технологического процесса и руководствоваться при его осуществлении инструкцией завода-изготовителя.

2. Бульдозеры, созданные на базе промышленных тракторов, которые имеют сцепную массу с навесным оборудованием не менее 46 тонн и максимальное тяговое усилие на первой передаче не ниже 360 кН, по своим тягово-тормозным показателям можно использовать для перемещения буровых станков на гусеничном ходу массой до 75 тонн по внутрикарьерным дорогам с уклонами до 100 % со скоростью не более 2 км/ч на горизонтальных участках и 1 км/ч на участках изменения продольного профиля трассы.

### Библиографический список

1. Кучерский Н. И. Современные технологии при освоении коренных месторождений золота. – М.: Издательский дом «Руда и Металлы», 2007. – 696 с.
2. Платонов В. Ф., Леиашвили Г. Р. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины. – М.: «Машиностроение», 1986. – 193 с.
3. Талу К. А., Нежинцев А. И. Теория, конструирование и расчет транспортных средств. – М.: Издательство Московского автодорожного ин-та, 1978. – 235 с.

**Поступила 12.05.2014**

**Metallurgical and Mining  
Industry**