

11. Долгих О.В., Подойниціна Т.О. Проблеми інтерпретації маркшейдерської інформації та її передбачення // О.В. Долгих, Т.О. Подойниціна // Гірничий вісник: науково-техн. зб. – 2014. № 97. С. 104-107.
12. Долгих А.В. Использование нейронных сетей при исследовании земной поверхности, подработанной подземными горными работами/ А.В. Долгих // ГЕОМАТИКА. – 2014. - №1, Москва, – С. 92-96.
13. Долгих А.В., Долгих Л.В. Выбор способа наблюдения за деформациями земной поверхности, подработанной подземными горными выработками// А.В. Долгих, Л.В. Долгих // Наука образованию, производству, экономике : 14 междунар. научн.-техн. конф. 2016 г. : тезисы докл. – Минск: БНТУ, 2016 р. С. 175.
14. Долгих Л.В., Долгих О.В. Використання цифрової зйомки при дослідженні деформацій відвалів //Л.В. Долгих, О.В. Долгих// Інноваційний розвиток гірничодобувної галузі : Міжнар. наук.-техн. Інтернет конф., 2016 р. : тези доп. – Кривий Ріг: КНУ, 2016 р. С. 156.
15. Шеметов Р.С. Филиппов Ю.А. Особенности выбора места расположения наблюдательной станции для проведения геомониторинга деформаций сооружений // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2017. № 10.

Рукопис подано до редакції 10.04.2018

УДК 622.233

Ю. С. РУДЬ, д-р техн. наук, проф., В. В. КУЧМА, канд. техн. наук, доц.,  
В. Ю. БЕЛОНОЖКО, ст. преподаватель  
Криворожский национальный университет

## О ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ СТАВА ШТАНГ СТАНКОВ ШАРОШЕЧНОГО БУРЕНИЯ СБШ-250

Станки шарошечного бурения типа СБШ-250 различных модификаций широко применяются на отечественных и зарубежных предприятиях при добыче полезных ископаемых открытым способом. Несмотря на большой опыт эксплуатации станков и масштабные научные исследования режимов их работы, остается не решенной проблема возникновения интенсивной вибрации при попытке интенсификации режимов бурения в пределах технических возможностей станка. Повышенная вибрация снижает производительность станка, увеличивает число поломок его основных узлов и металлоконструкций, ускоряет износ резьбовых соединений штанг и значительно снижает проходку на долото, что не позволяет в полной мере использовать проектные возможности станка.

**Целью** статьи является исследование проблемы снижения вибраций бурового става станка СБШ-250 и выбор рациональных режимов эксплуатации.

**Метод исследования** комплексный: аналитический при анализе литературных источников; теоретический при выборе параметров бурения; экспериментальный при определении амплитуды вынужденных поперечных колебаний става.

**Научной новизной** является то, что установлены критерии устойчивости става штанг станка СБШ-250МНА-32 с учетом влияния вибраций не только мачты, но и всего станка.

**Практическое значение.** Расчетным путем оценена динамическая устойчивость буровых ставов, применяемых в настоящее время в станках СБШ-250 и даны рекомендации по выбору рациональных режимов эксплуатации.

**Результаты.** Проведенные исследования показали, что у станка СБШ-250МНА-32 при форсировании режима бурения за счет увеличения до максимума частоты вращения  $n = 120$  1/мин и усилия подачи до  $P_{под} = 294$  кН буровой став штанг диаметром  $D = 219...146$  мм и длиной  $l = 16...32$  м теряет динамическую устойчивость и искривляется. Искривленный буровой став совершает вынужденные поперечные колебания с частотой его вращения. Когда частота вынужденных колебаний совпадает с частотой собственных поперечных колебаний бурового става его механическая система входит в резонанс. При этом амплитуда колебаний бурового става может возрастать неограниченно. Поэтому вибрирующий став штанг становится источником интенсивных вибраций не только мачты, но и всего станка.

**Ключевые слова:** станок шарошечного бурения, став штанг, динамическая устойчивость, поперечные колебания, резонанс.

doi: 10.31721/2306-5451-2018-1-47-59-64

**Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.** Станки шарошечного бурения типа СБШ-250 различных модификаций широко применяются на отечественных и зарубежных предприятиях при добыче полезных ископаемых открытым способом. На долю таких станков приходится порядка 70% объема бурения взрывных скважин. Несмотря на большой опыт эксплуатации станков и масштабные научные исследования режимов их работы остается не решенной проблема возникновения интенсивной вибрации при попытке интенсификации режимов бурения [1, 2] в пределах технических возможностей станка. Повышенная вибрация

снижает производительность станка, увеличивает число поломки его основных узлов и металлоконструкций, ускоряет износ резьбовых соединений штанг и значительно снижает проходку на долото [3-6]. Технические решения в виде наддолотных амортизаторов, скользящих муфт и других центраторов обеспечивают некоторое снижение вибрации, однако радикально проблему не решают. Высокий уровень вибрации бурового става не позволяет в полной мере использовать проектные возможности станка. Проблема снижения вибрации бурового става остается весьма актуальной научной и практической задачей.

**Анализ исследований и публикаций.** Опубликованные результаты аналитических и экспериментальных исследований посвящены преимущественно продольным колебаниям бурового става. При этом большинство авторов рассматривают вынужденные колебания станка как механической системы. Отдельные авторы ограничиваются рассмотрением собственных колебаний. Объединяет эти направления допущение возможности возникновения резонанса в колебательной системе и сопутствующих поперечных колебаний бурового става.

Анализ и обобщение существующего на сегодняшний день многообразия конструкций вращательно-падающих механизмов станков дали возможность сделать вывод, что динамическая модель станка может быть представлена тремя-четырьмя основными (со сосредоточенными) массами, упругими и диссипативными элементами, характеристики которых (масса  $M_i$ , жесткость  $C_i$ , коэффициент демпфирования  $\beta_i$ ) могут быть определены экспериментально или аналитически. Основными упругими элементами следует считать канаты, цепи, рейки и гидравлическую систему. При этом приведенная жесткость  $C_m$  гидросистемы подачи определяется преимущественно жесткостью системы подводных рукавов. Последняя зависит от приведенного модуля упругости рукавов  $E_{np}$ , который в свою очередь зависит от давления жидкости в гидросистеме. Металлоконструкция станка, за исключением системы подачи бурового става, жесткая. Крутящий момент и крутильные колебания бурового става практически отсутствуют. Если амплитуда периодического продольного возмущения меньше критического значения, то вращательно-падающий механизм бурового станка подвержен только продольным колебаниям и может рассматриваться как механическая система с сосредоточенными параметрами [7]. Дополнительно к изложенному аналитически обоснованы допущения [8-10], что можно пренебречь силами трения при относительном перемещении масс и жесткостных элементов.

Основным возмущающим фактором большинство авторов считают волновую поверхность забоя скважины, по которому перекачивается шарошечное долото [10-12]. То есть буровой став совершает вынужденные продольные колебания с кинематическим возбуждением. Волнообразная поверхность образуется по причинам неоднородности, трещиноватости, резкой переменной по твердости разбуриваемого массива в масштабах долота, выколов породы в ослабленном трещиной или другим дефектом слое породы, перескоком шарошек долота с зубца на зубец с частотой, кратной частоте поперечных колебаний  $\omega$  бурового става, возможной неполной проработки забоя скважины и т.д. [7, 9, 13-16].

Экспериментальные исследования показали, что переменная нагрузка бурового става зависит от упругих характеристик вращающе-подающего механизма [11,17]. А максимум этой нагрузки приходится на область частот 15...20 Гц, которые превышают в три раза частоту вращения долота [17]. Основываясь на этом, авторы заключают, что источником колебаний бурового става в области 3...6 Гц является волновая поверхность забоя скважины. Причем волнистость забоя зависит от частоты вращения долота. Так при вращении с частотой от 0 до 60 1/мин может образовываться девятиволновая форма забоя, при частотах от 60 1/мин. до 100 1/мин – шестиволновая, при частотах от 100 1/мин до 157 1/мин – трёхволновая [12].

Следует заметить, что в анализируемых публикациях не акцентировано внимание на том, что число возможно образуемых волн на забое скважины (возмущающий фактор) и значение частот максимума переменной нагрузки во вращающе-подающем механизме (собственное колебание) кратные трем. Эта кратность факторов может быть причиной возникновения резонанса в колебательной системе бурового станка.

Для снижения продольных колебаний става штанг разработаны забойные [18] и наддолотные [19] амортизаторы. В них осевое усилие и крутящий момент передаются долоту через упругий элемент. Частичный положительный эффект от их применения получен при бурении скважин глубиной до 20 м по породам и рудам крепостью  $f=10...14$ . Осевое усилие изменилось в диапазоне 150...300 кН. Частота вращения бурового инструмента – от 60 1/мин до 157 1/мин.

Некоторые авторы [3, 20] полагают, что во вращающе-подающем механизме следует рассматривать только собственные колебания верхнего конца бурового става как приведенной массы на упругом элементе постоянной жесткости  $c=ES/l$  (здесь  $E$  – модуль упругости материала штанги;  $S$  – площадь поперечного сечения;  $l$  – длина става, который рассматривается как невесомый стержень, выполняющий роль упругого элемента). Волнистость поверхности забоя скважины не рассматривается, а вынужденными колебаниями от перескоков шарошек с зуба на зуб авторы пренебрегают.

Одновременно с продольными колебаниями буровой став совершает весьма интенсивные поперечные колебания [1, 7, 8, 15, 21]. Возможной их причиной предполагается потеря продольной устойчивости става под действием усилия подачи, дополняемого динамическими составляющими от продольных колебаний [7, 8, 19, 21]. Однако расчеты показывают, что для буровых штанг всех типоразмеров усилие подачи станка и динамические дополнения весьма далеки от критических значений, способных вызвать продольный изгиб бурового става. Другие возможные причины поперечных колебаний не исследованы.

Для предотвращения упомянутых поперечных колебаний буровой штанги и девиации долота применяются центрирующие устройства [1, 21]. Однако, их эффективность еще не достаточна.

**Постановка задачи.** В настоящее время для изготовления буровых штанг применяются стальные бесшовные горячедеформированные трубы по ГОСТ8732-78 с наружным диаметром  $219\div 146$  мм и толщиной стенки  $50\div 22$  мм. Для этих труб стандарт допускает отклонение толщины стенки до  $\pm 10-12,5\%$  и кривизны  $2-4$  мм на любом участке трубы на  $1$  м ее длины. Очевидно, что при такой разностенности и кривизне штанг центральная ось инерции бурового става как тела вращения не совпадает с его геометрической осью и с осью вращения при бурении. Наличие дебаланса при вращении става порождает распределенную периодическую центробежную силу, частота которой равна частоте вращения. Под действием этой силы буровой став совершает вынужденные периодические колебания. Как показывает анализ опубликованных работ, влияние этих колебаний на динамическую устойчивость бурового става исследовано недостаточно. Для оценки динамической устойчивости бурового става необходимо выполнить теоретические исследования его вращения как стержня большой длины. Расчетным путем оценить динамическую устойчивость буровых ставов номенклатуры применяемых в настоящее время в станках СБШ-250.

**Изложение материала и результатов.** Одной из предполагаемых причин возникновения интенсивных колебаний во вращающе-подающем механизме бурового станка при интенсификации режима бурения может быть конструктивная особенность бурового става. Став представляет собой полый вал, составленный из двух, трех и более штанг длиной порядка  $8$  м каждая. У такого вала отношение длины  $l$  к его среднему диаметру  $d_{cp}$  составляет  $\lambda=l/d_{cp}=65\dots 145$ . Частота вращения става изменяется в диапазоне  $n=0\dots 165$  1/мин. При значениях коэффициента гибкости  $\lambda \geq 15$  валы при определенных частотах вращения становятся динамически неустойчивыми. При этом кинетическая энергия вращения вала, поддерживаемая двигателем, может переходить в энергию поперечных собственных колебаний. Существует некоторая критическая частота вращения  $n_{кр}$ , которая совпадает с частотой собственных поперечных колебаний. При этом возникает явление резонанса, при котором амплитуда поперечных колебаний вала (бурового става) может неограниченно возрастать. Возможную неустойчивость бурового става усугубляет наличием некоторой начальной его кривизны  $y$ , возникающей при монтаже и обусловленной погрешностями изготовления штанг.

Определим критическую частоту вращения бурового става при осевой нагрузке  $F$ . Будем рассматривать буровой став как упругую балку с распределенной массой, опирающуюся шарнирно своими концами. Длина балки  $l$  несопоставимо больше ее возможного прогиба  $y(x)$ ,  $l \gg y(x)$ . При вращении изогнутого става на каждый его элемент действует центробежная сила, которую можно считать непрерывно распределенной нагрузкой. Выделим элемент става длиной  $dx$  на расстоянии  $x$  от начала координат. На этот элемент действует центробежная сила

$$dF = \rho \omega^2 y dx, \quad (1)$$

где  $\rho$  – погонная масса става штанг, кг/м;  $\omega$  – угловая скорость вращения става, рад/с;  $y=y(x)$  – прогиб, равный радиусу вращения элемента  $dx$  вокруг оси вращения, м.

Из выражения (1) имеем

$$\frac{dF}{dx} = \rho\omega^2 y = q(x), \quad (2)$$

где  $q(x)=q$  – интенсивность распределенной нагрузки, создаваемой центробежной силой, Н/м.

Очевидно, что прогиб  $y$ , создаваемый распределенной центробежной нагрузкой есть функция координаты  $x$ ,  $y=y(x)$ . Если задана нагрузка  $q(x)$ , а не изгибающий момент  $M(x)$ , то уравнение упругой линии деформированного става можно представить в форме [22]

$$\frac{d^2}{dx^2} \left[ EI \frac{d^2 y(x)}{dx^2} \right] = q(x), \quad (3)$$

где  $E$  – модуль Юнга, Н/м<sup>2</sup>,  $I$  – момент инерции сечения штанги,  $I=\pi(D^4-d^4)/64$ , м<sup>4</sup>;  $D$  и  $d$  – наружный и внутренний диаметры штанги, м.

Подставим значение  $q(x)$  из уравнения (1) в уравнение (3) и получим дифференциальное уравнение упругой линии в виде

$$\frac{d^4 y}{dx^4} - \frac{\rho\omega^2}{EI} y = 0. \quad (4)$$

Введем обозначение  $\frac{\rho\omega^2}{EI} = S^4$ . Тогда уравнение (4) примет вид

$$\frac{d^4 y}{dx^4} - S^4 y = 0.$$

Общий интеграл этого линейного однородного уравнения четвертого порядка с постоянными коэффициентами находим с помощью характеристического уравнения  $r^4 - S^4 = 0$ , которое можно представить в виде:  $(r-S)(r+S)(r^2+S^2)=0$ .

Корни характеристического уравнения:  $r_1 = S$ ;  $r_2 = -S$ ;  $r_3 = Si$ ;  $r_4 = -Si$ . Так как корни характеристического уравнения содержат пару однократных комплексных сопряженных корней  $r_{3,4} = \pm Si$ , то общее решение дифференциального уравнения упругой линии надлежит искать в виде

$$y = C_1 e^{Sx} + C_2 e^{-Sx} + C_3 \sin sx + C_4 \cos sx. \quad (5)$$

Для определения постоянных интегрирования  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  и  $C_4$  используем граничные условия. На опертых концах бурового става прогиб и кривизна оси равны нулю, т.е. при  $x = 0$ ;  $y = 0$ ; при  $x = 0$   $d^2 y/dx^2 = 0$ ; при  $x = l$ ;  $y = 0$ ; при  $x = l$   $d^2 y/dx^2 = 0$ . Значения граничных условий подставим в уравнение (5) и в его второй дифференциал. Получим систему четырех алгебраических уравнений, связывающих постоянные интегрирования. Решение этой системы даст:  $C_1 = 0$ ;  $C_2 = 0$ ;  $C_4 = 0$ ;  $C_3 \sin sl = 0$ . Если  $C_3 = 0$ , то уравнением упругой линии будет  $y = 0$ , т.е. упругая линия совпадает с осью  $K$  (с осью вращения) и буровой став не искривлен. При искривлении става необходимо, чтобы  $C_3 \neq 0$ . Но тогда должно быть  $\sin sl = 0$ . Это будет иметь место при  $Sl = k\pi$  Откуда  $s = k\pi / l$ , где  $k = 0, 1, 2, 3, \dots$  При  $k = 0$  получим  $s = 0$  и уравнение упругой линии става будет  $y = C_1 + C_2 + C_4 = 0$  – став прямой.

При остальных значениях  $s$  вал искривляется. Уравнение упругой линии будет иметь вид:

$y = C_3 \sin sx \left( \frac{k\pi}{l} x \right)$ . Эта синусоида при некотором критическом значении  $s_{kp} = k\pi/l$  будет иметь

вид  $k = 1, 2, 3, \dots$  - полувал по длине става. Представим  $s_{kp}$  в принятое ранее обозначение  $s^4 = \rho\omega^2/EI$ , полагая, что значение  $s_k$  соответствует критической скорости  $\omega = \omega_k$ , при которой

буровой став искривляется, получим  $\frac{k^4 \pi^4}{l^4} = \frac{\rho\omega_k^2}{EI}$ . Откуда

$$\omega_{kp} = \frac{k^2 \pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho}}. \quad (6)$$

Критическая частота вращения

$$n_k = \frac{30k^2 \pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho}}. \quad (7)$$

Следует заметить, что на критическую частоту вращения влияет усилие подачи  $P_{под}$  бурового става на забой, которое увеличивая его прогиб. С учетом усилия подачи  $P_{под}$

$$n'_k = \frac{30k^2\pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho} \left(1 - \frac{P_{под}}{P_3}\right)}, \quad (8)$$

где  $P_3 = \pi^2 EI/l^2$  – критическая сжимаемая сила (Эйлера сила) для стержня с шарнирно опертыми концами.

Расчетные значения  $n_{кр}$  и  $n'_{кр}$  для става штанг станка СБШ-250МНА-32 приведены в таблице. Согласно технической характеристике максимальное усилие подачи  $P_{под} = 294$  кН; максимальная частота вращения става  $n_{max} = 120$  1/мин. Для бурения применяются штанги 219×50 мм; 219×30 мм; 219×25 мм; 203×50 мм; 203×22 мм; 180×30 мм; 168×30 мм; 146×32 мм. Длина става 16, 24 и 32 м.

Таблица

Штанга	Критические частоты $n$ и $n'$ , 1/мин					
	при $l = 16$ м		при $l = 24$ м		при $l = 32$ м	
	$P_{под} = 0$	$P_{под} = 294$ кН	$P_{под} = 0$	$P_{под} = 294$ кН	$P_{под} = 0$	$P_{под} = 294$ кН
219×50	120	96	53	24	30	0
219×30	127	95	57	0	32	0
219×25	140	99	62	0	35	0
203×50	112	82	50	0	28	0
203×22	125	68	56	0	31	0
180×30	102	35	46	0	26	0
168×30	94	34	42	0	24	0
146×32	80	25	36	0	20	0

**Выводы и направление дальнейших исследований.** Расчеты показали, что при форсировании режима бурения станком СБШ-250МНА-32 буровой став штанг диаметром  $D=219\dots 146$  мм и длиной  $l = 16\dots 32$  м теряет динамическую устойчивость и искривляется при увеличении частоты вращения до  $n = 120$  1/мин и усилия подачи до  $P_{под} = 294$  кН. Искривленный буровой став совершает вынужденные поперечные колебания с частотой вращения. При резонансе системы амплитуда колебаний бурового става может возрасти неограниченно. Поэтому вибрирующий став штанг становится источником интенсивных вибраций не только мачты, но и всего станка. Поэтому при бурении необходимо избегать критические режимы эксплуатации.

#### Список литературы

1. Кутузов Б. Н. Теория, техника и технология буровых работ / Б. Н. Кутузов. – М.: Недра, 1972. - 305 с.
2. Шведов В. П. Стабилизация процесса бурения взрывных скважин / В. П. Шведов, А. Ф. Дубинин, И. М. Столяр. - В сб. Взрывное дело. Бурение скважин и шпуров для взрывных работ. – М.: Недра, 1978, №79/36. - С. 69-73.
3. Кутузов Б. Н. Основные вопросы развития шарошечного бурения взрывных скважин на карьерах / Б. Н. Кутузов. - Дисс. докт. техн. наук. - М.: МГИ, 1967. – 353 с.
4. Кантович Л. И. Надежность и производительность шарошечных буровых станков / Л. И. Кантович. - В кн.: Рудник будущего. - Тезы докл. Всесоюзной конференции. – М.: 1979. - С. 66.
5. Гетопанов В.Н. О методике исследования надежности шарошечных буровых станков / В. Н. Гетопанов, Л. И. Кантович, И.К. Чатаев. - Изв. вузов. Горный журнал. – 1974. - №10. – С. 106-108.
6. Бабаев С. Г. Надежность и долговечность бурового оборудования / С. Г. Бабаев. – М.: Недра, 1974. - 184 с.
7. Кантович Л. И. Теория процессов и выбор оптимальных параметров вращательно-подающих систем станков шарошечного бурения / Л. И. Кантович. - Дисс. докт. техн. наук. – М.: МГИ, 1980. – 398 с.
8. Суханов А. Ф. Вибрация и надежность работы станков шарошечного бурения / А. Ф. Суханов, Б. Н. Кутузов, Р. Г. Шмидт. – М.: Недра, 1969. – 196 с.
9. Зайченко С. Г. Исследование и выбор методов снижения вибрации при бурении взрывных скважин в крепких горных породах станками типа СБШ-250 / С. Г. Зайченко. - Дисс. канд. техн. наук. – М.: МГИ, 1977. – 243 с.
10. Владиславлев В. С. Разрушение горных пород при бурении скважин / В.С. Владиславлев. – М.: Гостоптехиздат, 1958. – 241 с.
11. Наринский И.Э. Основы выбора параметров и конструирования мощных станков шарошечного бурения скважин в горнорудной промышленности / И.Э. Наринский. - Дисс. докт. техн. наук. – М.: МГИ, 1971. – 388 с.
12. Дозоров Т. А. Разработка и исследование акустического метода оценки свойств массива и состояния бурового инструмента / Т.А. Дозоров. - Дисс. канд. техн. наук. - М.: МГИ, 1975. - 156 с.

13. Шмидт Р. Г. Исследование и выбор оптимальных параметров вращательно-подающих механизмов и определение области рационального применения шарошечных буровых станков для открытых работ / Р. Г. Шмидт. - Дисс. канд. техн. наук. - М.: МГИ, 1972. - 143 с.
14. Солод В.И. Исследование подающего механизма бурового станка с непрерывной подачей / В. И. Солод, Л. И. Кантович, И. В. Киль, В. М. Наумкин. - Изв. вузов Горный журнал. - 1972. - №6. - С. 87-93.
15. Кантович Л.И. Статика и динамика буровых шарошечных станков / Л. И. Кантович, В.Н. Дмитриев. - М.: Недра, 1984. - 200 с.
16. Улицкий Е. Н. Исследование мощных шарошечных станков с целью совершенствования конструкции и выбора режимных параметров / Е. Н. Улицкий. - Дисс. канд. техн. наук. - М.: МГИ, 1971. - 149 с.
17. Мусарский В. З. Исследование бурения взрывных скважин шарошечными станками и разработка регулятора их производительности / В. З. Мусарский. - Автореф. дисс. канд. техн. наук. - Кривой Рог, 1971. - 21 с.
18. Дозоров Т. А. О влиянии трещиноватости горных пород на возникновение низкочастотных вертикальных колебаний бурового става / Т. А. Дозоров. - Изв. вузов. Горный журнал, 1977. - №10. - С. 65-69.
19. Иванов К. И. Повышение эксплуатационной надежности бурового станка типоразмера СБШ-250 с наддолготным амортизатором / К. И. Иванов. - В сб. Станки и инструменты для бурения скважин на открытых горных работах. - Свердловск, 1974. - Вып I. - С. 11-16.
20. Кутузов Б. Н. Определение оптимальных режимов шарошечного бурения взрывных скважин на карьерах / Б. Н. Кутузов, Л. И. Кантович. - В кн.: Научные труды МИРГЭМ. - М., 1965. - №53. - С. 238-246.
21. Громадский В. А. Создание и исследование амортизатора продольных колебаний бурового става станка шарошечного бурения СБШ-250 / В. А. Громадский. - Горное оборудование и электромеханика. - № 3. - М.: Изд-во «Новые технологии», 2013. С. 32-37.
22. Соппротивление материалов / Под ред. акад. АН УССР Писаренко Г.С. - 5-е изд. переб. и доп. /. - К.: Вища школа, Гл. изд-во, 1986. - 775 с.

Рукопись поступила в редакцию 11.04.2018

УДК 622.28.04

О.Є. ЛАПШИН, д-р техн. наук, проф., А.К. ГАЦЬКИЙ, канд. техн. наук, доц.,  
І.А.ГАЦЬКИЙ, студент, Криворізький національний університет

## РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ЗАПОБІЖНОГО РУХОМОГО КРІПЛЕННЯ ПРИ ПРОВЕДЕННІ ГІРНИЧИХ ВИРОБОК

Стаття присвячена розробці та обґрунтуванню конструктивних елементів запобіжного рухомого кріплення гірничих виробок. Відсутність зручних, надійних та мобільних захисних засобів, які могли б забезпечити безпечне виконання робіт робітниками у привибійній зоні, є проблемою на даний час в гірничодобувній промисловості, а саме у сфері проходження горизонтальних гірничих виробок.

**Метою цього дослідження** є розробка нового конструктивно-технологічного рішення при проведенні та кріпленні гірничих виробок в залізрудних та інших галузях гірничодобувної промисловості. Що дозволить підвищити виробничі потужності, зменшити економічні витрати, а також зберегти необхідні розміри і форму поперечного перерізу виробки, при цьому забезпечити безпечні умови для роботи людей.

**Метод дослідження** – використано комплексний підхід, який включає аналіз і узагальнення науково-технічної інформації, щодо кріплення гірничих виробок різного перерізу, та забезпечення безпеки працюючих гірників.

**Новизна отриманих результатів** полягає у тому, що запропонована конструкція запобіжного рухомого кріплення гірничих виробок не потребує застосування допоміжного транспортного засобу для її пересування та підвищує безпеку працюючих за рахунок використання рухомого модуля рам, що мають верхнє і бокове перекриття з відпрацьованої конвеєрної стрічки.

**Практична цінність** запропонованого запобіжного рухомого кріплення гірничих виробок полягає у тому, що досягається зниження енерговитрат за рахунок використання пневматичного двигуна, який забезпечує самостійний рух захисної конструкції. Зникає необхідність застосування спеціального обладнання для пересування по гірничим виробкам всієї захисної конструкції.

**Результат** полягає у тому, що зникає необхідність зайвого застосування допоміжних транспортних засобів для руху кріплення при проведенні гірничих виробок, а також розширюється можливість захисту працюючих від травмування падаючими кусками гірської породи, у різних умовах проведення гірничих виробок.

**Ключові слова:** запобіжне рухоме кріплення, гірничі виробки, кріплення, безпека, травмування людей, самостійний рух.

doi:

**Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями.** Аналіз травматизму на підземних рудниках за останні роки показує суттєве зростання числа нещасних випадків при проходці і кріплення гірничих виробок.