

УДК 625.1-622.6

С.Л. Ладик, мл. научн. сотр.,
А.В. Говоруха, мл. научн. сотр.
(ИГТМ НАН Украины)

**ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПРИВОДОВ СТРЕЛОЧНЫХ
ПЕРЕВОДОВ ГОРНОГО ТРАНСПОРТА**

С.Л. Ладік, мол. наук. співроб.,
А.В. Говоруха, мол. наук. співроб.
(ИГТМ НАН Украины)

**ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМИКИ ПРИВОДІВ СТРЕЛОЧНИХ ПЕРЕВОДІВ
ГІРНИЧОГО ТРАНСПОРТУ**

S.L. Ladik, Junior Researcher,
A.V. Govorukha, Junior Researcher
(IGTM NAS of Ukraine)

**RESEARCH OF POINT SWITCHES DRIVES DYNAMICS OF MINE
TRANSPORT**

Аннотация.

Предметом исследования является динамика приводов стрелочных переводов горного транспорта в режиме перемещения острия с целью выявления закономерностей взаимосвязи режимов перемещения в узлах примыкания стрелочных переводов с безотказностью их работы и определение граничных параметров этих процессов. Представлена математическая модель работы привода стрелочного перевода в режиме перемещения острия. Получены зависимости предельно допустимого времени перемещения острия и предельно допустимого усилия перемещения от длины острия. Проведенное моделирование показывает, что допустимое время перемещения острия является функцией длины острия. Результаты исследований использованы для проектирования автоматизированных приводов стрелочных переводов, анализа процесса взаимодействия острия с рамными рельсами и обеспечения безотказности работы стрелочных переводов подземного рельсового транспорта.

Ключевые слова: привод стрелочного перевода, остряк, допустимое усилие перемещения, допустимое время перемещения.

Введение.

В путевой структуре (рельсовый путь, стрелочные переводы и др.) в течение последних 50 лет не происходило существенных изменений и в эксплуатации находятся несовершенные конструкции стрелочных переводов. Это требует значительных затрат на эксплуатацию, замену разрушенных и изношенных конструкций, а также приводит к травматизму и нарушениям безопасности работ на шахтном рельсовом транспорте [1 – 3].

Сроки службы стрелочных переводов, включая приводы, не превышают 1–3 лет, а межремонтные сроки содержания соответствуют 3–12 месяцам [4].

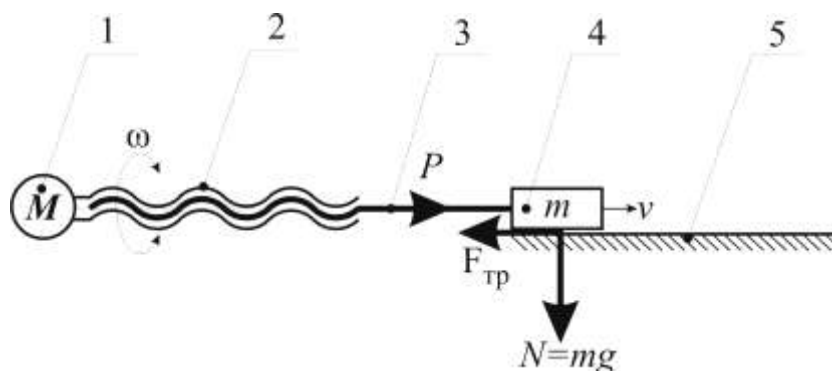
Стрелочные переводы и их приводы, как составная часть рельсового пути, подвергаются нагрузкам, возникающим в процессе взаимодействия подвижного состава и рельсового пути. В связи с достижением предельных возможностей существующих конструкций стрелочных переводов и приводов возникла потребность в совершенствовании стрелочной продукции, технологии ее производства, применяемых материалов, а также в создании новых конструкций, ранее не производимых. Детали приводов стрелочных переводов оставались без изменений на протяжении десятков лет и теперь не соответствуют современным требованиям рельсового транспорта с точки зрения безопасности и надежности движения.

Целью работы является выявление закономерностей взаимосвязи режимов перемещения в узлах примыкания стрелочных переводов с безотказностью их работы и определение граничных параметров этих процессов.

Основная часть исследований. В подземном рельсовом транспорте требуется обеспечить быстроедействие привода, удовлетворяющее условиям безотказности работы стрелочного перевода. Серийно выпускаемые электроприводы стрелочных переводов для подземных условий работы (типов ПМС-5, ПСС-4 и др.) обладают высокими характеристиками по быстрдействию, приводящими к быстрому изнашиванию и разрушению острижков и снижению безотказности и долговечности стрелочного перевода в целом [4].

Минимально допустимое по условиям безотказности время перевода стрелки было оценено из условий динамики взаимодействия острижка с рамным рельсом в момент завершения перемещения острижков [5].

Для исследования динамики перемещения острижков рассмотрим кинематическую схему привода стрелочного перевода (рис. 1).



1 – электродвигатель; 2 – вал электродвигателя с гайкой; 3 – ходовой винт; 4 – перемещаемые массы (острижки); 5 – направляющие (подушки рамных рельсов)

Рисунок 1 – Кинематическая схема привода стрелочного перевода

Для данного привода преобразование вращательного движения ротора электродвигателя в поступательное, согласование скоростей и моментов осуществляется передачей винт – гайка скольжения.

Цикл работы включает в себя перемещение остряков из одного крайнего положения в противоположное.

Определяющими для привода стрелочного перевода являются следующие показатели: максимальный ход перемещаемых масс H ; максимальная скорость перемещения v (определяется по методике, изложенной в [5]); масса перемещаемых остряков m ; осевое усилие, развиваемое в направлении перемещения P .

Для выявления закономерностей взаимосвязи режимов перемещения в узлах примыкания стрелочных переводов с безотказностью их работы и определения граничных параметров этих процессов рассмотрим следующую диаграмму скорости перемещаемых масс остряков (рис. 2).

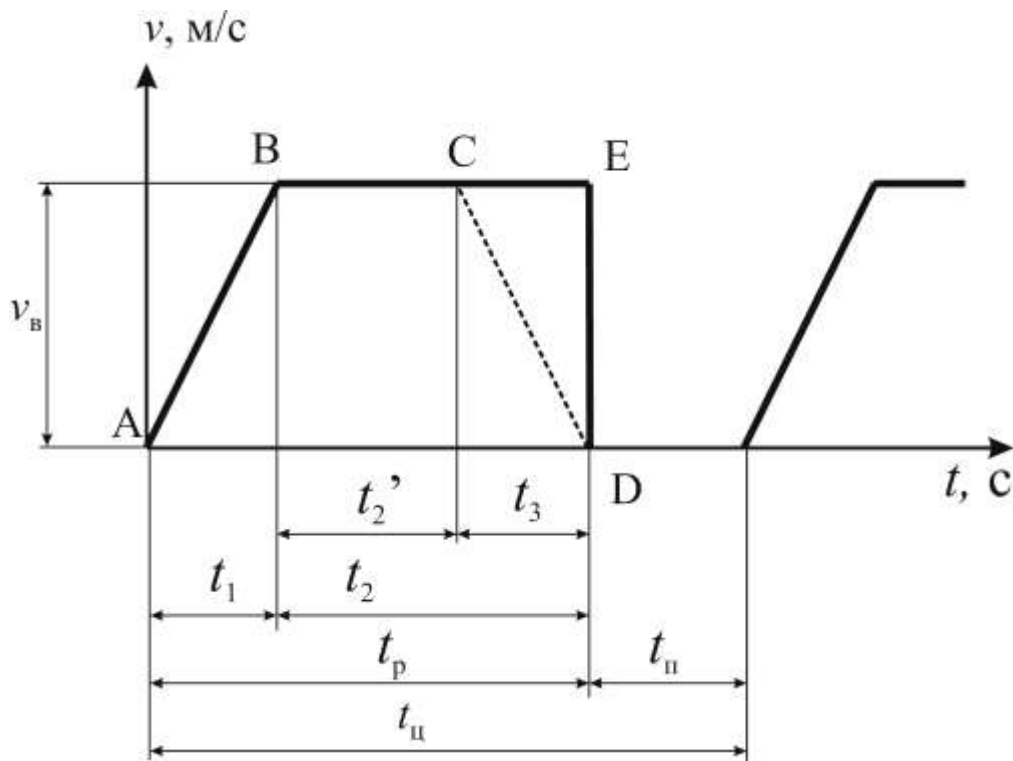


Рисунок 2 – Диаграмма скорости перемещаемых масс

Для безопасной работы стрелочного перевода необходимо обеспечить безударное взаимодействие остряка с рамным рельсом, т.е. в процессе перемещения остряка его скорость должна изменяться по диаграмме ABCD (рис. 2). Такой режим требует построения регулируемого позиционного электропривода по типу приводов робототехнических комплексов. При этом сложность подобной системы управления будет сопоставима со сложностью систем управления шахтными подъемными машинами. В связи с этим процесс перемещения остряка предполагает изменение скорости по диаграмме ABED.

Максимально допустимую скорость перемещения острия v_δ можно определить, следующим образом [5].

Кинетическая энергия острия (U) в момент соударения его с рамным рельсом составит:

$$\psi = \frac{m \cdot v_\delta^2}{2}. \quad (1)$$

При допущении, что вся кинетическая энергия переходит во внутреннюю энергию деформации узла примыкания острия к рамному рельсу система описывается следующим уравнением [6]

$$U = \frac{1}{2} \int_x \frac{M_x \cdot x \cdot dx \cdot \sigma}{E} + \frac{1}{2} \int_x \frac{P \cdot dx \cdot \sigma}{E}. \quad (2)$$

Принимая величину момента силы вращения острия $M_x = P \cdot x$ в выражении (2), внутренняя энергия деформации острия при ударе определится:

$$U = \frac{P \cdot \sigma}{2E} \left(\frac{l^3}{2} + l \right), \quad (3)$$

где l – длина острия, м; σ – нормальные напряжения для применяемого материала, МПа; $E = 2,02 \cdot 10^4$ – модуль упругости материала, кг/мм².

Потенциальная энергия деформации узла примыкания острия к рамному рельсу определяется величиной силы перемещения острия P , длиной острия l и напряжением, возникающим при деформации. Если в формулу (3) величину напряжения σ рассматривать, как допустимое напряжение в материале острия при циклическом нагружении ($[\sigma_{-1}]$), то допустимая потенциальная энергия деформации может быть определена из равенства:

$$U = \frac{P \cdot [\sigma_{-1}]}{2E} \left(\frac{l^3}{2} + l \right), \quad (4)$$

Совместное решение выражений (1) и (4) позволяет получить уравнение для определения предельно допустимой скорости перемещения острия

$$v_\delta = \sqrt{\frac{P \cdot [\sigma_{-1}]}{E \cdot m} \left(\frac{l^3}{2} + l \right)}, \quad (5)$$

где $[\sigma_{-1}]$ – допустимое значение нормальных напряжений, МПа, для применяемого материала при симметричном циклическом нагружении.

С учетом того, что масса остряка $m = ql$, где q – удельная масса остряка, кг/м

$$v_0 = \sqrt{\frac{P \cdot [\sigma_{-1}]}{E \cdot q} \left(\frac{l^2}{2} + 1 \right)} \quad (6)$$

В период времени t_1 , с, происходит равноускоренное перемещение остряка от скорости $v_1=0$ до скорости $v_2=v_0$. Уравнение динамики перемещения остряка имеет вид

$$P = ql \left(\frac{dv}{dt} - fg \right), \quad (7)$$

где f – коэффициент трения подошвы остряка о подушки; g – ускорение свободного падения, м/с². Следовательно

$$dv = \left(\frac{P}{ql} + fg \right) dt. \quad (8)$$

Выражение (8) позволяет определить формулу, описывающую мгновенную скорость движущихся частей в узле примыкания остряка:

$$v = \left(\frac{P}{ql} + fg \right) t + C, \quad (9)$$

где C – некоторая постоянная.

Из условия, что при $t=0$ $v=0$ следует: $C=0$.

Требуемое для перевода стрелки усилие расходуется на преодоление:

- трения движущихся элементов о подушки;
- сопротивления в шарнирах.

Определение расчетного усилия перемещения остряков включает несколько задач.

Выделим произвольный элементарный участок остряка длина которого dl , а масса dq . Условно полагая, что остряк лежит не на дискретных подушках, а на сплошном основании и коэффициент трения остряка об это основание равен f , определим момент элементарной силы трения относительно корня остряка:

$$M_i = \frac{(2i-1) \cdot dl}{2f \cdot dq} \quad (10)$$

В данной задаче момент всех элементарных сил трения

$$M_m = \frac{1}{2f} \cdot dl \cdot \sum_{i=1}^n (2i-1) \cdot dq_i. \quad (11)$$

Следовательно, усилие, требуемое на преодоление трения перемещаемых частей, приложенное на расстоянии $(l - a)$ от корня остряка, составит

$$P = \frac{M_m}{(l-a)} = \frac{1}{2f} \cdot \frac{dl}{(l-a)} \cdot \sum_{i=1}^n (2i-1) \cdot dq_i \quad (12)$$

где l – длина остряка, м; a – расстояние от острия остряка до точки приложения усилия, м; n – число элементарных участков dl .

Полагая, что все элементарные участки остряка имеют одинаковую массу, в выражении (11) можно заменить $\sum_{i=1}^n (2i-1) \times dq_i = q$:

$$P = \frac{M_m}{(l-a)} = \frac{1}{2f} \times \frac{q \times n^2 \times l}{(l-a)}. \quad (13)$$

Исходя из того, что $dl \cdot n = l$ и $dq \cdot n = q \cdot l$ и с учетом того, что $l \geq a$ в процессе перемещения участвуют 2 остряка приблизительно равной длины, формулу 13 можно представить:

$$P = \frac{q \cdot l}{f}. \quad (14)$$

Рассматривая совместно выражения (9) и (14) получим формулу для определения мгновенной скорости равноускоренного движения остряка:

$$v = \left(\frac{1}{f} + fg \right) t, \quad (15)$$

Время равноускоренного движения выражается:

$$t_1 = \frac{fv}{1 + f^2 g}, \quad (16)$$

За время t_1 остряки переместятся на величину

$$S_1 = \frac{v_0 \cdot t_1}{2} = \frac{fv_0^2}{2(1 + f^2 g)} \quad (17)$$

Перемещение остряка со скоростью v_δ происходит на пути $S_2 = H - S_1$. При этом время перемещения составит

$$t_2 = \frac{H - S_1}{v_\delta} = \frac{2 \sqrt{1 + f^2 g} \sqrt{H - f v_\delta^2}}{2 \sqrt{1 + f^2 g} v_\delta} \quad (18)$$

Общее время перемещения острьяков определяется, как сумма $t = t_1 + t_2$:

$$t = t_1 + t_2 = \frac{f v_\delta^2 + 2 \sqrt{1 + f^2 g} \sqrt{H}}{2 \sqrt{1 + f^2 g} v_\delta} \quad (19)$$

Величина предельно допустимой скорости перемещения острьяков определится в результате совместного решения выражений (5) и (14):

$$v_\delta = \sqrt{\frac{[\sigma_{-1}]}{E \cdot f} \left(\frac{l^3}{2} + l \right)} \quad (20)$$

Вследствие этого выражения (16) – (19) принимают вид:

$$t_1 = \frac{f \sqrt{\frac{[\sigma_{-1}]}{E \cdot f} \left(\frac{l^3}{2} + l \right)}}{1 + f^2 g} \quad (21)$$

$$S_1 = \frac{[\sigma_{-1}] \sqrt{\frac{l^3}{2} + l}}{2E \sqrt{1 + f^2 g}} \quad (22)$$

$$t_2 = \frac{4 \sqrt{1 + f^2 g} \sqrt{EH - [\sigma_{-1}] \sqrt{\frac{l^3}{2} + l}}}{4E \sqrt{1 + f^2 g} \sqrt{\frac{[\sigma_{-1}]}{E \cdot f} \left(\frac{l^3}{2} + l \right)}} \quad (23)$$

$$t = \frac{H}{\sqrt{\frac{[\sigma_{-1}]}{E \cdot f} \left(\frac{l^3}{2} + l \right)}} \quad (24)$$

На рис. 3 – 5 приведены зависимости предельно допустимых: усилия перемещения острьяков P , скорости перемещения острьяков v_δ и времени перемещения острьяков t от длины остряка l . При этом для разных типов рельс приняты: $q=33, 43$ и 50 кг/м; $[\sigma_{-1}]=16$ кг/мм²; $f=0,15$; $H=0,12$ м. Расчеты выполнены для $0 \leq l \leq 6$ м с шагом 1 м.

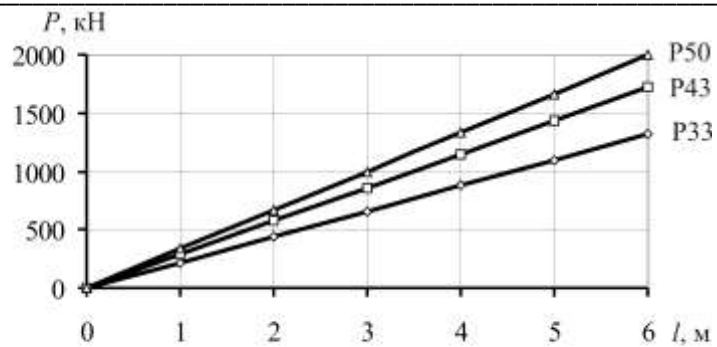


Рисунок 3 – Зависимость предельно допустимого усилия перемещения остряка P от длины остряка l

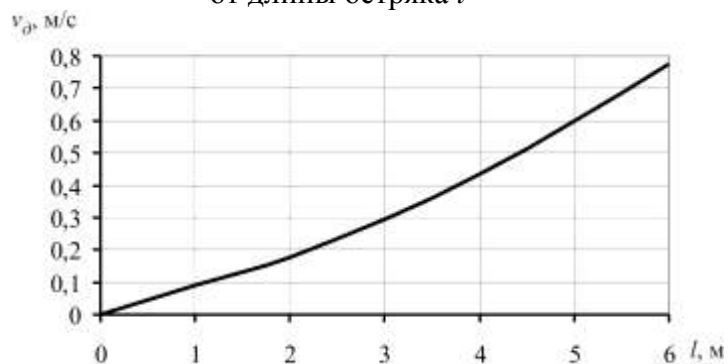


Рисунок 4 – Зависимость предельно допустимой скорости перемещения остряка v_d от длины остряка l

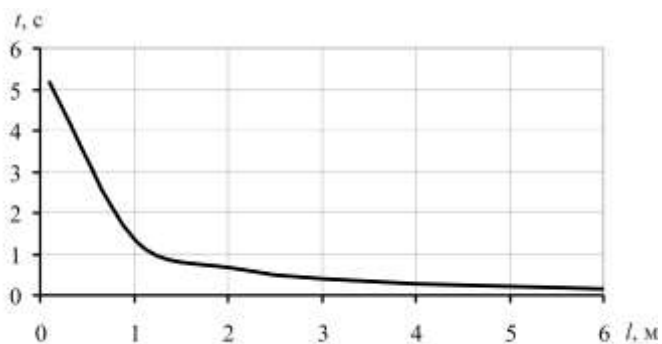


Рисунок 5 – Зависимость предельно допустимого времени перемещения остряка t от длины остряка l

Выводы

Проведенное моделирование показывает, что допустимое время перемещения остряков является функцией длины остряка.

Изложенная выше оценка допустимого времени перемещения остряков позволяет осуществлять проектирование и конструирование приводов стрелочных переводов таким образом, чтобы исключить влияние процесса взаимодействия остряка с рамным рельсом на безотказность стрелочных переводов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мельников, С.А. Обоснование направлений развития колесного транспорта /С.А. Мельников, В.А., В.И. Бережинский, А.И. Самойлов // Уголь Украины. – 2012.–№ 8. –С. 34–37.
2. Бережинский, В.И. Новые разработки для повышения безопасности работ на шахтном транспорте и подъеме // В.И. Бережинский, Бабаков С.В. // Уголь Украины. – 2012.–№ 6. –С. 17–20.
3. Говоруха, В.В. Механика взаимодействия рельсового пути, подвижных транспортных средств и смежных устройств / В.В. Говоруха: моногр. – Днепропетровск: Лира, 2006. – 448 с.
4. Говоруха, В.В. Физико-технические основы создания элементов рельсового транспорта шахт и карьеров / В.В. Говоруха. – Киев: Наук. думка, 1992. – 200 с.
5. Ладик, С. Л. Исследование надежности работы стрелочных переводов подземного рельсового транспорта – Днепропетровск, Издательство Института геотехнической механики им. Г. С. Полякова НАН Украины. Межвед. сб. научн. трудов “Геотехническая механика” № 54, 2005 г., стр. 165–172
6. Справочник по сопротивлению материалов / Ю.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – К.: Наук. думка, 1975. – 704 с.

REFERENCES

1. Melnikov, S.A. 2012, «Substantiation of wheel transport trends development», *Coal of Ukraine*, no. 8. – pp. 34–37.
2. Berezhyński, V.I. (2012), «New developments for increasing the working safety on mine transport and hoisting », *Coal of Ukraine*, no. 6. –pp. 17–20.
3. Govorukha, V.V. (2006), *Mekhanika vzaimodeystviya relsovogo puti, podvizhnykh transportnykh credstv I smezhnykh ustroystv* [Mechanics of railway interaction, rolling transport means and adjacent units, monograph], *Lira*, Dnipropetrovsk, Ukraine.
4. Govorukha, V.V. (1992), *Phyzyko-tekhnicheskkiye osnovy sozdaniya elementov relsovogo transporta shakht I karyerov* [Physical-mechanical basics of railway elements of mine transport and open-pits], *Naukova dumka*, Kiev, Ukraine.
5. Ladik, S.L. (2005), «Research of point switches working reliability of underground railway transport», *Geotechnical mechanics*, no. 54, pp. 165–172.
6. Pisarenko, Y.S., Yakovlev, A.P. and Matveyev, V.V. *Spravochnik po soprotivleniyu materiakjv* [Handbook on materials resistance], *Naukova dumka*, Kiev, USSR.

Об авторах

Ладик Сергей Леонидович, младший научный сотрудник лаборатории Проблем рельсового транспорта отдела физико-механических основ горного транспорта, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАН Украины), Днепропетровск, Украина, igtm-rail-trans@yandex.ru.

Говоруха Андрей Владимирович, младший научный сотрудник отдела вибропневмотранспортных систем и комплексов, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАН Украины), Днепропетровск, Украина, igtm-rail-trans@yandex.ru.

About the authors:

Ladik Sergey Leonidovich, Junior Researcher, Junior Researcher in laboratory of Mine Railway Transport in Department of Mining Transport Physics and Mechanics, N.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Science of Ukraine (IGTM, NASU), Dnipropetrovsk, Ukraine, igtm-rail-trans@yandex.ru.

Govorukha Andrej Vladimirovich, Junior Researcher, Junior Researcher in Department of Vibratory Pneumatic Transporting Systems and Complexes, N.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics under the National Academy of Science of Ukraine (IGTM, NASU), Dnipropetrovs'k, Ukraine, igtm-rail-trans@yandex.ru.

Анотація. Предметом дослідження є динаміка приводів стрілочних переводів гірничого транспорту в режимі переміщення вістряків з метою виявлення закономірностей взаємозв'язку режимів переміщення у вузлах примикання стрілочних переводів з безвідмовністю їх роботи і визначення граничних параметрів цих процесів.

Представлена математична модель роботи приводу стрілочного переводу в режимі переміщення вістряків. Отримані залежності гранично допустимого часу переміщення вістряка і гранично допустимого зусилля переміщення від довжини вістряка.

Результати досліджень використані для проектування автоматизованих приводів стрілочних переводів, аналізу процесу взаємодії вістряків з рамними рейками і забезпечення безвідмовності роботи стрілочних переводів підземного рейкового транспорту

Ключові слова: привід стрілочного переводу, вістряк, допустиме зусилля переміщення, допустимий час переміщення.

Abstract. The research subjects are: dynamics of the point switch drives in the mode of tongue throwing; interdependence between throwing modes in the joints of point switches contact and reliability of their functioning; and determination of boundary parameters for these processes.

A mathematical model of the point switch drive functioning in the mode of the tongue throwing is presented. Dependences of maximum allowable time period for the tongue throwing and maximum allowable throwing force on the tongue length were defined. The model shows that the allowable time period for the tongue throwing is a function of the tongue length.

The findings were used for designing automated drives for point switches of the mine railway transport, analyzing process of interaction between the tongue and frame rails, and ensuring reliable operation of point switches in the underground rail transport.

Keywords: switch point drive, tongue, allowable throwing force, allowable time period for the tongue throwing.

Стаття поступила в редакцію 15.02. 2013

Рекомендовано к публикации д-ром техн. наук Т.В. Бунько

УДК 622.23.05:621.9.014.2

В.Г. Красник, д-р техн. наук
(ГП «НТЦ «Углеинновация»)**ВЛИЯНИЕ УГЛОВОЙ ЗОНЫ ЗАБОЯ
НА СОПРОТИВЛЕНИЕ ПОРОДЫ ВНЕДРЕНИЮ
ПОРОДОРАЗРУШАЮЩЕГО ИНСТРУМЕНТА****В.Г. Краснік**, д-р техн.наук
(ДП «НТЦ Вуглеінновація»)**ВПЛИВ ВУГЛОВОЇ ЗОНИ ВИБОЮ НА ОПІР ПОРОДИ ВКОРІНЕН-
НЮ ПОРОДОРУЙНУЮЧОГО ІНСТРУМЕНТУ****V.G. Krasnik**, D.Sc. (Tech.)
(SP «STC «Ugleinnovacija»)**INFLUENCE ANGULAR ZONE OF BREAST FOR THE RESISTANCE OF
ROCK TO INTRUSION OF ROCK-WRECKING INSTRUMENT**

Аннотация. Рассмотрены вопросы разрушения горных пород породоразрушающим инструментом при наличии вертикальной поверхности обнажения. Аналитически установлен характер изменения податливости породы в зависимости от удаления от стенки скважины (контактная задача в плоской постановке для упругого основания скважины при воздействии на забой скважины системы из двух штампов, расположенных относительно оси симметрии скважины). Показано, что характерно увеличение внедрения системы штампов вблизи оси симметрии скважины (эффект взаимного влияния) и его резкое снижение вблизи стенок скважины. Эти эффекты проявляются тем сильнее, чем меньше отношение ширины штампа к размеру скважины. Полученные зависимости подтверждены результатами экспериментов по определению влияния угловой зоны забоя на сопротивление породы внедрению. Полученные теоретические зависимости качественно отражают реальный характер изменения сопротивления забоя при наличии вертикальной поверхности обнажения. Это позволяет учесть ее влияние на износ периферийных резцов в математических моделях износа породоразрушающего инструмента путем увеличения на коэффициент модуля упругости породы в зоне работы периферийного резца.

Ключевые слова: породоразрушающий инструмент, поверхность обнажения, долото с плоским торцом, сопротивление породы внедрению.

Известно [1-2], что при разрушении горных пород породоразрушающим инструментом при наличии вертикальной поверхности обнажения физико-механические свойства породы существенно изменяются по мере удаления от поверхности обнажения. Экспериментально установлено [1], что при движении двух прямоугольных пуансонов, расположенных с уступом, равным ширине пуансона, наблюдается двухкратное снижение удельного расхода энергии по сравнению со случаем, когда оба пуансона установлены в одной плоскости.