

4. Артоболевский, И.И. Введение в акустическую диагностику машин / И.И. Артоболевский, Ю.Н. Бобровницкий, М.Д. Генкин. – М.: Наука, 1979. – 296 с.
5. Генкин, М.Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М.Д. Генкин, А.Г. Соколова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
6. Коллакот, Р. А. Диагностирование механического оборудования / Р. А. Коллакот. – Л.: Судостроение, 1980. – 281 с.
7. Гольдин, А.С. Вибрация роторных машин / А.С. Гольдин. – 2-е издание исправленное. – М.: Машиностроение, 2000. – 344 с.
8. Барков, А.В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации / А.В. Барков, Н.А. Баркова, А.Ю. Азовцев. – СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 2000. – 169 с.
9. Коллакот, Р. Диагностика поврежденных / Р. Коллакот. – М.: Мир, 1989. – 512 с.
10. Голуб, Е.С. Диагностирование судовых технических средств: Справочник / Е.С. Голуб, Е.З. Мадорский, Г.Ш. Розенберг. – М.: Транспорт, 1993. – 150 с.
11. ГОСТ ИСО 10816–1–97 Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации. – Минск. – 1997. – 13 с.
12. Цветков, Э.И. Нестационарные случайные процессы и их анализ / Э.И. Цветков. – М.: Энергия, 1978. – 128 с.
13. Виноградова М.Б. Теория волн / М.Б. Виноградова, О.В. Руденко, А.П. Сухоруков. – М.: Наука, 1979. – 381 с.

*Рекомендовано до публікації д.т.н. Самусей В.І.  
Надійшла до редакції 15.03.2012*

УДК 622.673:622.867

© С.В. Самуся

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В КАНАТНОЙ СИСТЕМЕ МОБИЛЬНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ**

Представлены результаты исследования динамики подъемной установки в режимах торможения для различного сочетания ее параметров и определены условия возникновения модуляции, приводящей к увеличению амплитуд перемещений центра струны и подъемного сосуда, и экстремальных режимов торможения.

Представлені результати дослідження динаміки підйомної установки в режимах гальмування для різного співвідношення її параметрів та визначено умови виникнення модуляції, що приводить до збільшення амплітуд переміщень центру струни і підйомної посудини, і екстремальних режимів гальмування.

The results of studying the dynamics of the hoist in the modes of inhibition for different combinations of parameters and defined conditions of modulation, which leads to an increase in the amplitude of the center of the string and vessel, and extreme modes of inhibition.

Для обеспечения эффективного и безопасного использования мобильных подъемных установок при проведении аварийно-спасательных работ в шахтных стволах необходимо обосновать рациональные эксплуатационные параметры и режимы торможения. При проведении численных экспериментов, обработки и анализа результатов, полученных с помощью разработанной математической модели динамики мобильной подъемной установки [1], было реализовано про-

граммное решение средствами прикладного математического пакета Wolfram Mathematica. Решение представляет собой серию взаимосвязанных логических модулей, каждый из которых выполняет различные этапы численного моделирования и последующего анализа его результатов.

Функцией основного программного модуля является моделирование динамических процессов в канатной системе мобильной подъемной установки в режиме предохранительного торможения. Он позволяет задавать основные технические параметры системы: приведенную массу вращающихся частей подъемной машины, линейную массу и жесткость каната, массу концевого груза, длины отвеса и струны каната, угол наклона струны, начальную скорость барабана и направление движения сосуда в стволе. В качестве параметров тормозной системы задаются время холостого хода, постоянная времени тормоза и кратность тормозного усилия по отношению к максимальному статическому усилию.

В модуле при помощи адаптированного численного метода Рунге-Кутты реализовано решение системы дифференциальных уравнений, описывающей динамику системы «барабан – струна – отвес каната – сосуд» [2]:

Начальными условиями системы (1) являются условия равновесия струны и отвеса каната, которые получаются, если принять, что при  $t = 0$  скорости и ускорения центра струны каната, концевого груза и барабана нулевые:  $\dot{x} = 0, \dot{y} = 0, \ddot{x} = 0, \ddot{y} = 0, j = 0$ .

$$\begin{cases} m_{cmp} \dot{y} = -4 \left( Cx_{\partial} + m_{zp} j + \frac{2C}{l_k} y^2 \right) \frac{y}{l_k} - 4 \left( C\mu \dot{x}_{\partial} + 4 \frac{C\mu}{l_k} y\dot{y} \right) \frac{y}{l_k} - m_{cmp} g \cdot \cos \alpha; \\ m_{zp} \ddot{x}_{\partial} = - \left( Cx_{\partial} + \frac{2C}{l_k} y^2 \right) - \left( C\mu \dot{x}_{\partial} + 4 \frac{C\mu}{l_k} y\dot{y} \right) + m_{zp} j(t); \\ m_R \cdot j(t) = -F_{cm} \gamma_m \left( \exp\left(-\frac{t-t_{xx}}{T_m}\right) \sigma_0(t-t_{xx}) \right) + g(Q + \rho l_k) + C \left( x_{\partial} + \frac{2y^2}{l_k} \right). \end{cases} \quad (1)$$

Тогда исходная система примет вид:

$$\begin{cases} 0 = -4 \left( Cx + \frac{2C}{l_k} y^2 \right) \frac{y}{l_k} - m_{cmp} g \cdot \cos \alpha; \\ 0 = - \left( Cx + \frac{2C}{l_k} y^2 \right), \end{cases} \quad (2)$$

из решения которой получим начальные значения для  $x$  и  $y$ :

$$x_0 = \frac{l_k m_{cmp}^2 \cos(\alpha)}{8m_{отв}^2}, \quad y_0 = \frac{l_k m_{cmp} \cos(\alpha)}{4m_{отв}}. \quad (3)$$

Для проведения серии численных экспериментов в программном модуле задавались следующие параметры системы, соответствующие реальным усло-

виям применения мобильной подъемной установки АСППУ-6,3 при проведении экспериментальных исследований на шахте им. М.И. Калинина ГП «Донецкуголь»:  $\rho = 2.438$  кг/м,  $\mu = 0.015$  с,  $Q = 2880$  кг,  $m_r = 58180$  кг,  $EF = 32$  МН,  $l_{cmp} = 36$  м,  $\gamma_m = 3$ ,  $T = 0.6$  с,  $t_{xx} = 0.3$  с,  $l_{max} = 1200$  м.

Результатом решения системы дифференциальных уравнений являются зависимости относительных поперечных перемещений центра струны каната  $y(t)$ , вертикальных перемещений подъемного сосуда  $x(t)$  и замедления барабана  $j(t)$ , вычисленные для моделируемого промежутка времени.

Для анализа кинематики подъемной установки в режиме торможения строятся зависимости изменения линейной скорости и ускорения барабана при торможении, а также кратности тормозного усилия. На рис. 1 приведены соответствующие графики для процесса предохранительного торможения при спуске и подъеме расчетного груза.

В процессе решения системы вычисляется текущая линейная скорость барабана с учетом характеристики прилагаемого тормозного усилия и колебаний, вызванных динамическими процессами в канате. При снижении скорости барабана до нуля решаемая модель «размыкается», а скорость и ускорение барабана, входящие в решаемую систему уравнений, становятся равными нулю. Это приводит к резкому изменению значений перемещений и усилий в момент времени  $t = 1,95$  с для режима спуска и  $t = 1,20$  с – для режима подъема груза.

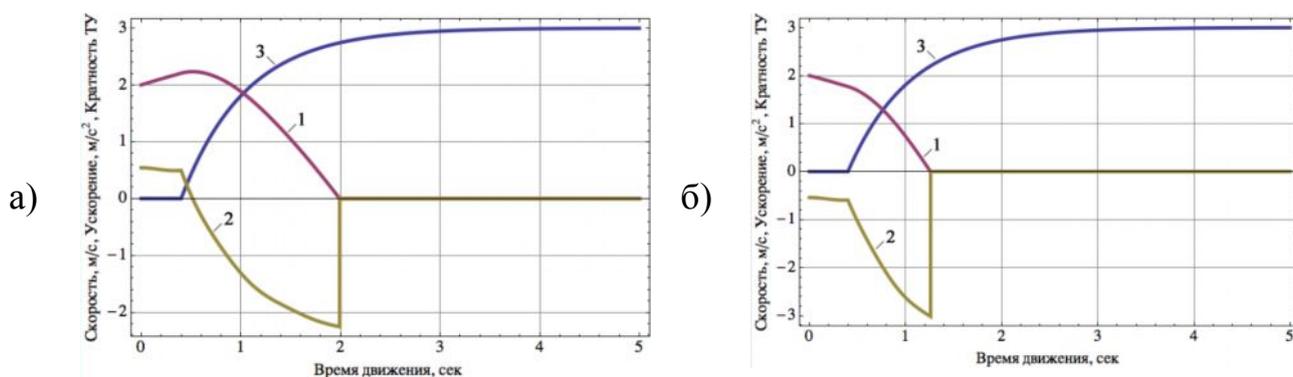


Рис. 1. Графики скорости (1) и ускорения (2) барабана, кратности тормозного усилия (3) для спуска (а) и подъема (б) расчетного груза

Для этих параметров подъемной установки при длине отвеса каната  $l_{отв} = 96$  м построены зависимости относительных вертикальных перемещений подъемного сосуда, центра струны каната, а также динамических усилий в канате, приведенные на рис. 2 для режимов торможения при спуске и подъеме груза.

Как видно из графиков, при заданных параметрах системы имеет место соотношение частот собственных продольных и поперечных колебаний в канате близкое к единице, в результате чего возникает модуляция, приводящая к увеличению амплитуд соответствующих перемещений центра струны и подъемного сосуда.

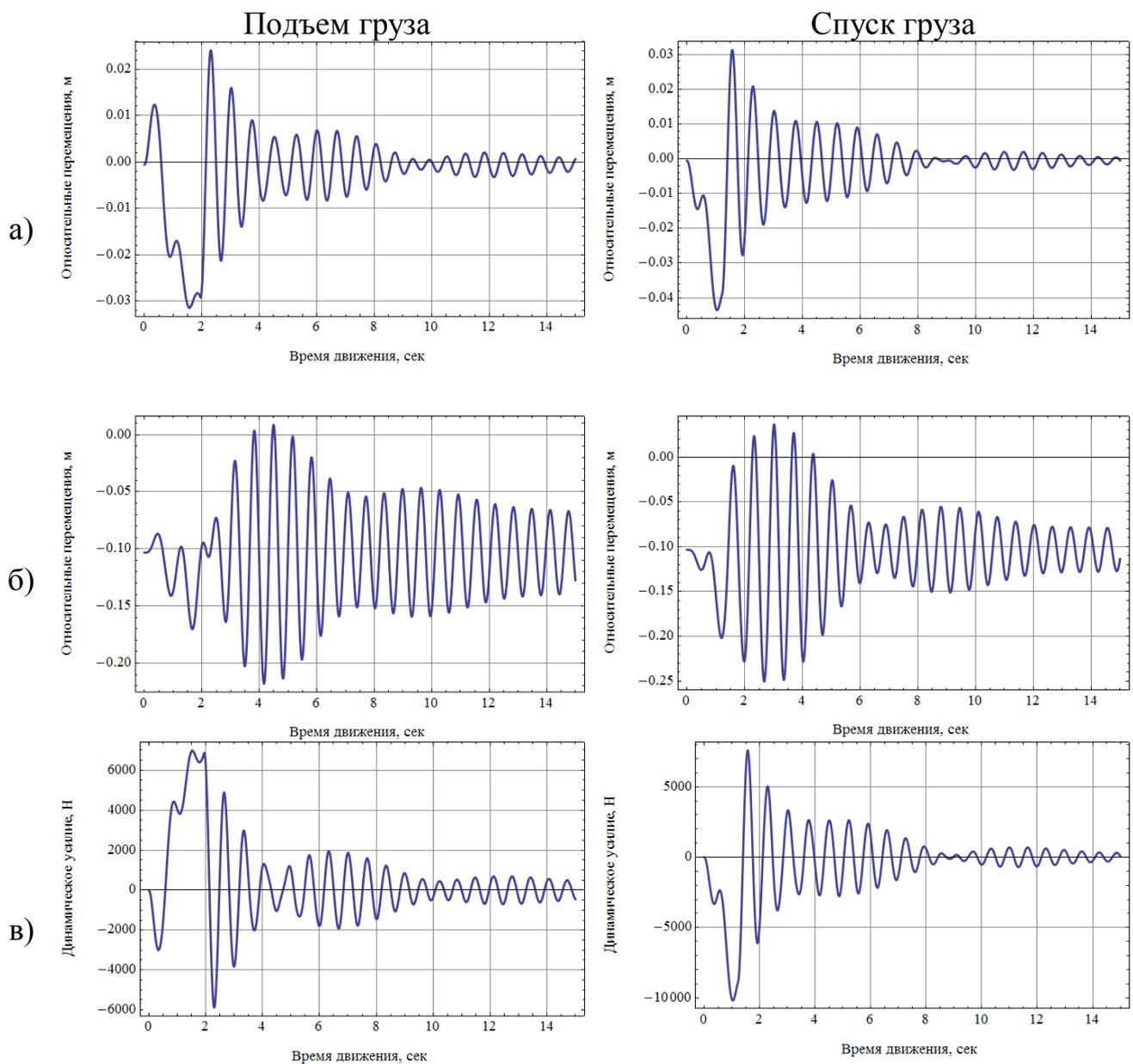


Рис. 2. Зависимости относительных вертикальных перемещений подъемного сосуда (а), центра струны каната (б) и динамических усилий в канате (в) для режима спуска груза

Полученные на основе решения системы динамические усилия в канате вычисляются по формуле

$$T(t) = Cx(t) + \frac{2C}{l_{стр}} y^2(t). \quad (4)$$

Помимо режима вычислений с учетом влияния струны на динамические процессы в канате подъемной установки, в разработанном программном модуле присутствует упрощенный режим – без такого учета, предназначенный для оценки адекватности математической модели дискретного аналога. В этом ре-

жиме вычисления производятся по аналогичной схеме, а в решаемой системе уравнений (1) положено, что  $y(t) = 0$ .

Система при этом принимает вид:

$$\begin{cases} m_{zp} \ddot{x}_\partial = -Cx - C\mu \dot{x} + m_{zp} j(t); \\ m_R \cdot j(t) = -F_{cm} \gamma_m \left( \exp\left(-\frac{t-t_{xx}}{T_m}\right) \sigma_0(t-t_{xx}) \right) + Cx. \end{cases} \quad (5)$$

Для сравнения используем непрерывную математическую модель динамики торможения одноконцевой подъемной установки [3], которая сведена к решению системы дифференциальных уравнений в усилиях:

$$\begin{cases} T_i + a_i T_i + b_i T_i = c_i j; \\ j = -\frac{1}{m_R} \left( F_{cm} \gamma_m \left( \exp\left(-\frac{t-t_{xx}}{T_m}\right) \sigma_0(t-t_{xx}) \right) + T_n \right), \end{cases} \quad (6)$$

где  $T_i$  -  $i$ -й тон колебаний,  $a_i, b_i, c_i$  - численные константы, соответствующие этому тону, а  $T_n = T_{cm} + T_\partial$  - полное усилие в канате.

Динамическое усилие в нижнем сечении каната вычисляется как

$$T_\partial(x) = \sum_i (T_i + \mu T_i) \cos \frac{\lambda_i}{l_k} x \quad (7)$$

и представляет собой сумму  $i$ -ых тонов динамических усилий в канате.

Учитывая, что собственные числа модели  $\lambda_i$  отстоят друг от друга на величину близкую к  $\pi$ , множитель  $\cos \frac{\lambda_i}{l_k} x$  при  $x = l_k$  имеет знакопеременный характер. Поэтому можно предположить, что учет двух и более тонов колебаний при вычислении динамического усилия в нижнем сечении каната для непрерывной модели лишь уменьшает его абсолютную величину.

Это подтверждается численным экспериментом по определению динамических усилий, результаты которого приведены на рис. 3.

Наименьшее по модулю значение имеет динамическое усилие, полученное, как сумма ряда (7) в силу его знакопеременного характера (кривая 1). Динамическое усилие, представляющее собой лишь первый тон колебаний (кривая 2), превышает его на 3...5 %. Решение дискретного аналога (кривая 3) превышает решение непрерывной системы на 5...7 %, что объясняется принятыми допущениями при разработке математической модели дискретного аналога [4] и подтверждает их правомочность.

Следовательно, критические параметры системы дискретного аналога, определенные из условия недопущения набегания подъемного сосуда на канат, обеспечивают запас по безопасности по сравнению с параметрами, полученными при использовании непрерывной модели подъемной установки, что, в свою очередь, уменьшает вероятность возникновения аварийной ситуации при торможении подъемной установки.

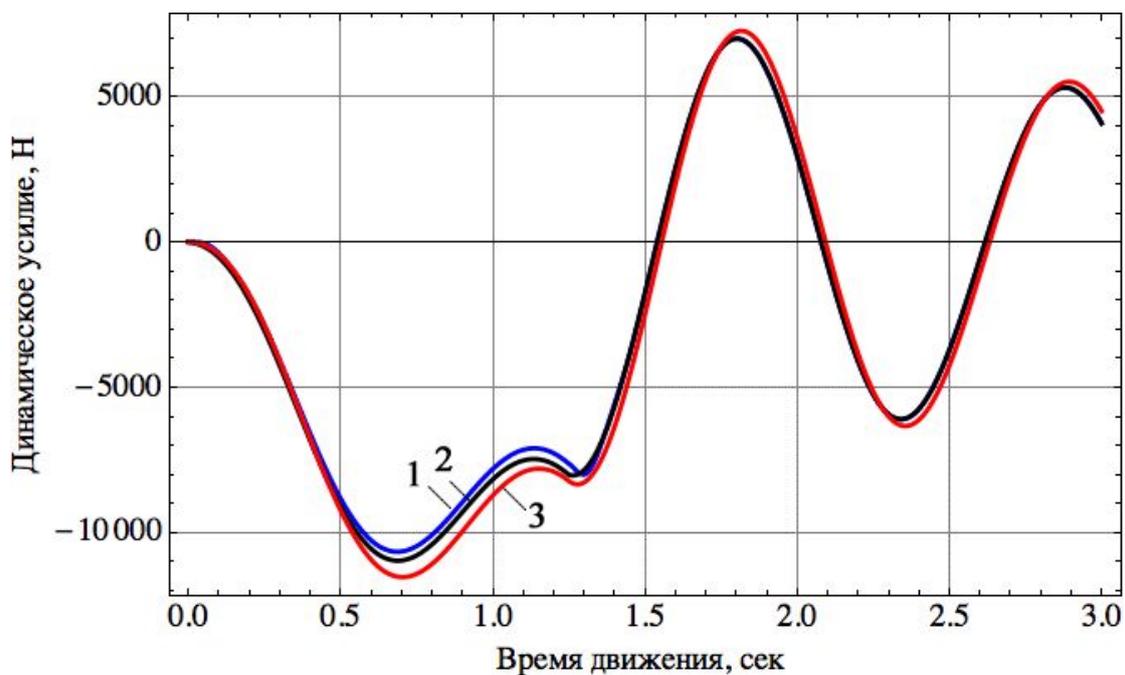


Рис. 3. Динамические усилия в нижнем сечении каната при торможении: 1 – с учетом пяти тонов для континуальной модели; 2 – с учетом первого тона для континуальной модели; 3 – для дискретного аналога

### Выводы.

1. Для разработанной математической модели динамических процессов в струне и отвесе каната мобильной подъемной установки в режимах торможения реализовано программное решение системы дифференциальных уравнений с помощью адаптированного численного метода Рунге-Кутты.

2. Установлено, что при определенных параметрах механической системы подъемной установки имеет место соотношение частот собственных продольных и поперечных колебаний в канате близкое к единице, в результате чего возникает модуляция, приводящая к увеличению амплитуд соответствующих перемещений центра струны и подъемного сосуда.

3. Динамические усилия в канате, полученные при использовании дискретного аналога, превышают усилия для континуальной системы на 5...7 %, что обеспечивает запас по безопасности при исследовании условий для возникновения экстремальных режимов торможения.

### Список литературы

1. Самуся С.В. Математична модель мобільної підйомної установки з урахуванням динамічних процесів в струні каната / С.В.Самуся // Зб. наук. праць НГУ. – Дніпропетровськ: РВК НГУ, 2006. – №25. – С.252–259.

2. Ільїн С.Р. Дослідження взаємодії коливальних процесів в струні та висуку каната при гальмуванні мобільної підйомної установки / С.Р. Ільїн, С.В. Самуся // Вібрації в техніці та технологіях. – 2007. – №3 (48). – С. 89–92.

3. Динамика шахтных подъемных установок / В.И. Белобров, В.А. Дзензерский, В.И. Самуся, С.Р. Ильин. – Днепропетровск: Изд-во Днепропетр. ун-та, 2000. – 384 с.

4. Ильин С.Р. Математическая модель нелинейных колебаний струны и отвеса каната мобильной подъемной установки / С.Р. Ильин, С.В. Самуся // Наукові праці ДонНТУ. – Вип.16(142). – Донецьк: ДВНЗ «ДонНТУ», 2008. – С. 122–131.

*Рекомендовано до публікації д.т.н. Блохіним С.Є.  
Надійшла до редакції 28.03.2012*

УДК 622.625.5

© А.В. Денищенко, О.О. Юрченко, И.И. Березкин

## **ТЯГОВЫЙ ФАКТОР ПРИВОДНОГО ШКИВА ТРЕНИЯ**

Проведен анализ конструкций приводных шкивов трения канатных дорог, эксплуатируемых в подземных условиях, и причин выхода из строя их основных узлов. Предложены классификация способов повышения тягового фактора канатоведущих шкивов и оригинальные технические решения по их реализации.

Проаналізовано конструкції приводних шківів тертя канатних доріг, що експлуатуються у підземних умовах, та причин виходу з ладу їх основних вузлів. Запропоновано класифікацію способів підвищення тягового чинника канатоведучих шківів і оригінальні технічні рішення щодо їх реалізації.

The constructions of friction drive pulleys of underground rope roads and causes of its major units failure are analyzed. Classification of methods of hauling factor increase of drive pulleys and original technical decisions for realization are offered.

Канатные напочвенные дороги (далее ДКН), работающие по принципу откати партии вагонеток замкнутым тяговым канатом, широко применяются в отечественной и зарубежной практике на протяжении последних 50 лет. Внедрение на шахте “ Павлоградская ” этих установок в качестве единого транспортного средства, совмещающего транспорт горной массы и материалов, позволило существенно повысить скорость проведения выработок и безопасность работ на транспорте. Здесь продолжается эксплуатация дороги ДКНП – 1,6, имеющей сложную трассу в плане и профиле протяженностью 3360 метров [1,2].

В настоящее время на шахте работают 16 дорог, общая длина которых достигла 37 тыс. метров, и для их качественного обслуживания создан специальный участок.

В последнее время разработаны технические решения по адаптации транспортных систем с замкнутым тяговым органом к условиям открытых горных работ [3,4].

Эксплуатация этих установок выявила некоторые недостатки, основными из которых являются малый срок службы тягового каната и стальной футеровки канатоведущего шкива (два и шесть месяцев соответственно).

Цель работы – повышение производительности и надежности канатных дорог за счет увеличения тягового фактора приводных шкивов трения.

Под тяговой способностью принято понимать предельное значение силы тяги, которое может быть передано гибкому тяговому органу приводным бло-