

мости можно получить ряд значений КСП для конкретных геометрических параметров уступа.

2 Угол внутреннего трения φ при заданных геометрических параметрах и физико-механических характеристиках пород практически не влияет на устойчивость откоса.

3. Сцепление пород наряду с геометрическими параметрами является ключевым фактором устойчивости откоса. Однако, значения этого параметра даже в рамках одного участка месторождения могут варьировать в широком диапазоне и зависят от других факторов, определяющих прочность массива (водонасыщенность, трещиноватость, слоистость и др.), что снижает достоверность результатов оценки устойчивости откосов. Для более точных расчетов рекомендуется выполнять параллельную оценку, например с использованием критериев Мора-Кулона, Хоека-Брауна и т.д.

Список литературы.

1. Шашенко А.Н., Пустовойтенко В.П., Хозяйкина Н.В. Механика грунтов: Учебный посібник. – К.: Новий друк, 2008. – 128 с. іл.

2. Собко Б.Ю. Удосконалення технології відкритої розробки розсіпних титаноцирконієвих руд: Монографія. - Д. Національний гірничий університет, 2008. -167 с.- Рос. мовою.

3. Определение параметров устойчивости внутреннего отвалообразования при разработке Мотроновско-Анновского участка, а также разработка рекомендаций по обеспечению устойчивости внутренних отвалов. - Кривой Рог: КТУ. - К.: УкрНИИПроект, 2004. -С. 115-116.

4. Ковров А.С. Моделирование явления потери устойчивости породных уступов на эквивалентных материалах // Науковий вісник НГУ, 2009, №9.

5. Tutorials for Phase 2D elasto-plastic finite element program for slope and excavation stability analyses.

*Рекомендовано до публікації д.т.н. Сдвіжковою О.А.
Надійшла до редакції 28.08.10*

УДК 622.672.1

© К.С. Заболотный, М. А. Рутковский

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ МНОГОКАНАТНОЙ ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ СО ШКИВОМ ТРЕНИЯ

Предложена модель для исследования процесса торможения многоканатной шахтной подъемной установки, которая дает возможность определения рациональных параметров дискового тормоза, позволяющих обеспечить требования Правил безопасности

Запропонована модель для дослідження процесу гальмування багатоканатної шахтної підйомної установки, яка дає можливість визначення раціональних параметрів дискового гальма, що дозволяють забезпечити вимоги Правил безпеки.

The model for studying the process of braking the drum shaft hoisting plant, which makes it possible to determine the rational parameters of disk brakes, allowing for the requirements of safety rules.

Состояние вопроса. Подъемные машины являются важнейшими технологическими объектами угольных и рудных шахт. С ростом производительности горных предприятий и глубины разрабатываемых месторождений увеличивается масса поднимаемых грузов и растет коэффициент массивности подъемных установок. Эти факторы приводят к повышению требований, предъявляемых к тормозным системам подъемных машин. Применяемые в настоящее время на подъемных машинах тормозные системы радиального типа настраиваются на создание определенного тормозного усилия, неизменяемого от величины и знака концевой нагрузки, и в ряде случаев оказываются не в состоянии обеспечить интервал величин замедлений предохранительного торможения в пределах, нормируемых Правилами безопасности.

На смену традиционно выпускаемых подъемных машин с радиальными тормозными устройствами зарубежными машиностроительными компаниями (ABB, ASEA, GHH, SIEMAG и др.) освоен выпуск и производство подъемных машин с дисковыми тормозами, имеющими по сравнению с радиальными ряд преимуществ: малую величину холостого хода, равномерное распределение давления на тормозную колодку, отсутствие силовой рычажной системы, компактность и малую металлоемкость.

Использование дисковых тормозов позволяет осуществлять ступенчатое приложение тормозного усилия по определенному алгоритму, что обеспечивает гибкую настройку тормоза под конкретную подъемную установку. Таким образом, техническое совершенствование подъемных установок, идущее по пути снижения их металлоемкости и повышения производительности, управляемости и безопасности, не возможно без замены радиальных тормозных систем на дисковые. Применение дисковых тормозных устройств существенно повышает технический уровень машин, делает их более конкурентоспособными и является объективным результатом развития современных подъемных машин.

Однако отечественная промышленность пока не выпускает подъемные машины, оборудованные дисковыми тормозами, что в первую очередь связано с недостаточной изученностью процесса торможения подъемной установки при использовании многомодульных дисковых тормозов. Для обоснованного выбора параметров дисковых тормозных устройств, работающих в сложной динамической системе подъемной установки, необходимо провести исследования динамических явлений, протекающих во взаимосвязанных элементах: подъемных канатах, тормозной системе, упругих звеньях машины.

Разработкой конструкции и определением рациональных параметров дисковых тормозных устройств занимались Белобров В.И., Степанов А.Г., Траубе Е.С. Но выбор параметров дисковых тормозов проводился без учета динамических явлений в подъемных канатах и без проверки соблюдения требований Правил безопасности по величинам допустимых ускорений.

Димашко А.Д. [1] выбор параметров тормозной системы многоканатной подъемной установки производил на основе моделирования подъемной установки как абсолютно твердого тела, при этом предусматривая следующие допущения:

- тормозной момент имеет постоянную величину, неизменную во времени;

- не учитывается влияние колебательных процессов в подвесных канатах на уменьшение силы сцепления их со шкивом трения;
- не учитывается время холостого хода тормозного устройства.

В реальных подъемных установках величина тормозного момента переменна во времени, колебательные процессы в подвесных канатах влияют на усилия прижатия их к поверхности шкивов трения, поэтому неучет этих факторов приводит к ошибкам при определении параметров дисковой тормозной системы.

Одной из последних работ по исследованию многомодульных дисковых тормозов является работа Трибухина В.А. [2]. Им было предложено ввести в математическую модель подъемной установки нулевую массу, соединяющую ветви в нижней части многоканатной подъемной установки, однако, данное допущение приводит к возможности передачи усилий между ветвями через петлю канатов, что неверно. Кроме того, при анализе динамики подъемной установки в режиме торможения не учитывалось влияние демпфирующих свойств каната, и не был проведен анализ отсутствия проскальзывания каната по шкиву трения.

Таким образом, обоснование параметров дисковых тормозных устройств на основе исследования процесса торможения многоканатной шахтной подъемной установки является актуальной научной задачей.

Цель работы. Разработать рекомендации по выбору параметров дисковых тормозных устройств для многоканатной шахтной подъемной установки со шкивом трения.

Основная часть. В соответствии с работой [3], одномерная континуальная система многоканатной подъемной установки со шкивами трения может быть заменена дискретным динамическим аналогом, состоящим из небольшого количества масс, соединенных между собой невесомыми пружинами и демпферами. Используя данную методику, расчетная схема шахтной подъемной установки может быть представлена в следующем виде (см. рис. 1).

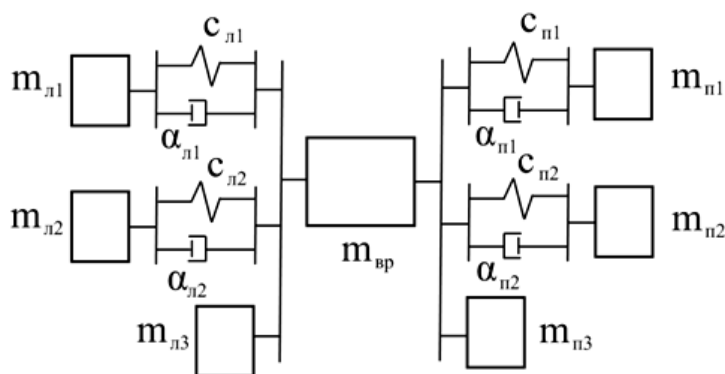


Рис.1. Расчетная схема динамического аналога подъемной установки

На схеме (см. рис.1) обозначено:

$m_{вр}$ – масса вращающихся частей подъемной машины;

$m_{л1}, m_{л2}$, – массы осцилляторов левой ветви;

$c_{л1}, c_{л2}$ – коэффициенты жесткости осцилляторов левой ветви;

$\alpha_{л1}, \alpha_{л2}$ – коэффициенты демпфирования осцилляторов левой ветви;

$m_{л3}$ - жесткая масса левой ветви;

$m_{n1}, m_{n2}, m_{n3}, c_{л1}, c_{л2}, \alpha_{л1}, \alpha_{л2}$ – соответствующие параметры правой ветви. Массы осцилляторов определяются по формулам:

$$m_{лf} = k_{л} \cdot m_p \cdot \frac{2 \cdot \alpha_{з.л.}}{\lambda_n f^2 \cdot \left(1 + \frac{\sin^2 \lambda_n f}{\alpha_{з.л.}} + \frac{\rho_y}{\rho_z} \cdot \frac{\frac{l_{y.л.}}{l_{z.л.}} \cdot \sin^2 \lambda_n f}{\cos \left(\frac{\alpha_z}{\alpha_y} \cdot \beta_n \cdot \lambda_n f \right)} \right)}, \quad (1)$$

$$m_{nf} = k_n \cdot m_p \cdot \frac{2 \cdot \alpha_{з.н.}}{\lambda_n f^2 \cdot \left(1 + \frac{\sin^2 \lambda_n f}{\alpha_{з.н.}} + \frac{\rho_y}{\rho_z} \cdot \frac{\frac{l_{y.н.}}{l_{z.н.}} \cdot \sin^2 \lambda_n f}{\cos \left(\frac{\alpha_n}{\alpha_y} \cdot \beta_n \cdot \lambda_n f \right)} \right)}, \quad (2)$$

где $m_p = m_c + m_{zp}$ – расчетная масса, равная массе подъемного сосуда и наибольшей массе поднимаемого груза;

$k_{л}, k_n$ – безразмерные параметры, характеризующие отношения масс концевых грузов соответственно левой и правой ветвей к массе расчетного груза;

α_z, α_y – скорости пробега волны упругой деформации соответственно в головном и уравнивающем канатах;

ρ_z, ρ_y – погонные массы соответственно головного и уравнивающего канатов;

$l_{y.л.}, l_{y.н.}$ – длина уравнивающего каната для левой и правой ветви;

$l_{z.л.}, l_{z.н.}$ – длина головного каната для левой и правой ветви;

$\lambda_{лf}, \lambda_{nf}$ – собственные числа частот колебаний левой и правой ветвей, которые определяются при решении трансцендентных уравнений графическим методом [3].

Для пятимассовой системы, представленной на рисунке 1, процесс торможения подъемной установки описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} m_{л1} \cdot \ddot{x}_{л1}(t) + c_{л1}(x_{л1}(t) - x_{сп}(t)) + \alpha_{л1}(\dot{x}_{л1}(t) - \dot{x}_{сп}(t)) = 0, \\ m_{л2} \cdot \ddot{x}_{л2}(t) + c_{л2}(x_{л2}(t) - x_{сп}(t)) + \alpha_{л2}(\dot{x}_{л2}(t) - \dot{x}_{сп}(t)) = 0, \\ m_{сп} \cdot \ddot{x}_{сп}(t) - c_{л1}(x_{л1}(t) - x_{сп}(t)) - c_{л2}(x_{л2}(t) - x_{сп}(t)) + \\ + c_{н1}(x_{н1}(t) - x_{сп}(t)) + c_{н2}(x_{н2}(t) - x_{сп}(t)) - \alpha_{л1}(\dot{x}_{л1}(t) - \dot{x}_{сп}(t)) - \\ - \alpha_{л2}(\dot{x}_{л2}(t) - \dot{x}_{сп}(t)) + \alpha_{н1}(\dot{x}_{н1}(t) - \dot{x}_{сп}(t)) + \alpha_{н2}(\dot{x}_{н2}(t) - \dot{x}_{сп}(t)) = -F_T, \\ m_{н1} \cdot \ddot{x}_{н1}(t) - c_{н1}(x_{н1}(t) - x_{сп}(t)) - \alpha_{н1}(\dot{x}_{н1}(t) - \dot{x}_{сп}(t)) = 0, \\ m_{н2} \cdot \ddot{x}_{н2}(t) - c_{н2}(x_{н2}(t) - x_{сп}(t)) - \alpha_{н2}(\dot{x}_{н2}(t) - \dot{x}_{сп}(t)) = 0. \end{cases} \quad (3)$$

где F_T - усилие, развиваемое тормозом, которое определяется выражением:

$$F_T(t) = \begin{cases} -\text{sign}(\dot{x}_3) \cdot \gamma \cdot \mu \cdot M \left[1 - e^{\left(-\frac{t-t_{x,x}}{T_F} \right)} \right] \cdot \sigma(t-t_{x,x}), & \text{если } \dot{x}_3 \neq 0, \\ A & \text{если } \dot{x}_3 = 0 \text{ и } |A| \leq \gamma \cdot \mu \cdot M \left[1 - e^{\left(-\frac{t-t_{x,x}}{T_F} \right)} \right] \cdot \sigma(t-t_{x,x}) \\ \text{sign}(x_3) \cdot \gamma \cdot \mu \cdot M \cdot \sigma(t-t_{x,x}), & \text{если } \dot{x}_3 = 0 \\ \text{и } |A| > \gamma \cdot \mu \cdot M \cdot \left[1 - e^{\left(-\frac{t-t_{x,x}}{T_F} \right)} \right] \cdot \sigma(t-t_{x,x}), \end{cases} \quad (4)$$

где $\mu = \frac{Q_{ep}}{M}$ – коэффициент массивности подъемной установки [3];

$Q_{ep} = m_{ep} \cdot g$ – вес полезного груза;

$M = m_{ep} + \sum m_{li} + \sum m_{ni}$ – масса всей установки;

$\gamma = \frac{M_T}{M_{cm}}$ – кратность статического момента тормоза;

$t_{x,x} \leq 0,5$ с – время холостого хода тормоза;

$T_F = \frac{t_{cp} - t_{x,x}}{\ln \dot{r} - B(\dot{r} - B)}$ – постоянная времени тормоза;

sign – функция, возвращающая знак переменной;

$\sigma_0(t - t_{x,x})$ – единичная функция Хевисайда;

$A = -c_{l1}(x_1 - x_3) - c_{l2}(x_2 - x_3) + c_{n1}(x_3 - x_4) + c_{n2}(x_3 - x_5)$.

Начальные условия:

$x_{l1} = x_{l2} = x_{ep} = x_{n1} = x_{n2}$,

$\dot{x}_{l1} = \dot{x}_{l2} = \dot{x}_{ep} = \dot{x}_{n1} = \dot{x}_{n2}$.

Система дифференциальных уравнений (6) решена в MathCad с использованием функции *rkfixed*, реализующей метод Рунге-Кутты четвертого порядка с постоянным шагом интегрирования:

$$Z := \text{rkfixed}(x, L1, L2, m, D) \quad (5)$$

где x – вектор начальных условий;

$L1$ – начало интервала интегрирования;

$L2$ – конец интервала интегрирования;

m – число шагов интегрирования;

D – вектор производных в явном виде.

Зависимость тормозного усилия от времени торможения, была принята соответствующей рисунку 2 для рассматриваемой подъемной машины МПМН 6,3×2.

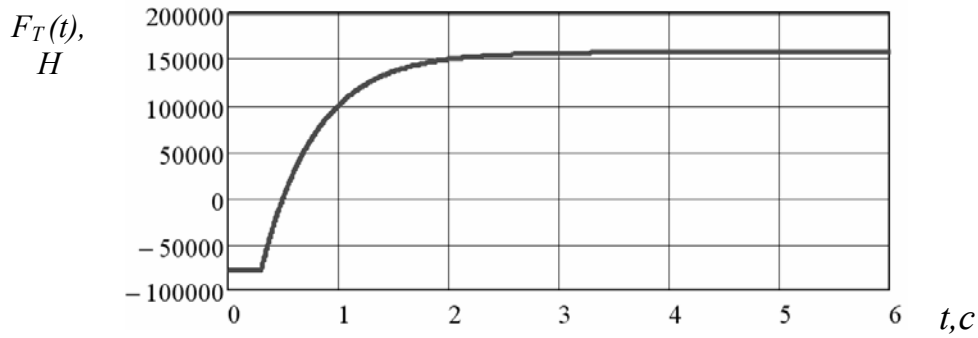


Рис. 2. Характеристика тормозного усилия

В результате решения была получена матрица $Z_{i,j}$, состоящая из 10 столбцов. В первом столбце содержатся значения текущего времени t , а в остальных находятся значения функций смещений и скоростей масс, входящих в систему дифференциальных уравнений.

Вектор производных в явном виде:

$$D(t,x) := \text{if} \left[\begin{array}{l} x_1 \\ -\frac{c_{л1}}{m_{л1}}(x_0 - x_4) - \frac{\dot{r}_{л1}}{m_{л1}}(\dot{x}_1 - x_5) \\ x_3 \\ -\frac{c_{л2}}{m_{л2}}(x_2 - x_4) - \frac{\dot{r}_{л2}}{m_{л2}}(\dot{x}_3 - x_5) \\ x_5 \\ x_5 > 0, \frac{c_{л1}}{m_{\text{ep}}}(x_0 - x_4) + \frac{c_{л2}}{m_{л2}}(x_2 - x_4) - \frac{c_{н1}}{m_{\text{ep}}}(x_4 - x_6) - \frac{c_{н2}}{m_{\text{ep}}}(x_4 - x_8) + \\ + \frac{\dot{r}_{л1}}{m_{\text{ep}}}(\dot{x}_1 - x_5) + \frac{\dot{r}_{л2}}{m_{\text{ep}}}(\dot{x}_3 - x_5) - \frac{\dot{r}_{н1}}{m_{\text{ep}}}(\dot{x}_1 - x_5) - \frac{\dot{r}_{н2}}{m_{\text{ep}}}(\dot{x}_3 - x_5) - \frac{F_T(t)}{m_{\text{ep}}} \\ x_7 \\ \frac{c_{н1}}{m_{н1}}(x_4 - x_6) + \frac{\dot{r}_{н1}}{m_{н1}}(\dot{x}_1 - x_5) \\ x_9 \\ \frac{c_{н2}}{m_{н2}}(x_4 - x_8) + \frac{\dot{r}_{н2}}{m_{н2}}(\dot{x}_3 - x_5) \end{array} \right], \quad (6)$$

Используя найденные значения смещений и скоростей, были рассчитаны усилия в пружинах осцилляторов по формулам:

$$F_{л1} := -c_{л1}(S_1 - S_3) - \alpha_{л1}(V_1 - V_3) \quad (7)$$

$$F_{л2} := -c_{л2}(S_2 - S_3) - \alpha_{л2}(V_2 - V_1) \quad (8)$$

$$F_{н1} := -c_{н1}(S_3 - S_4) - \alpha_{н1}(V_1 - V_4) \quad (9)$$

$$F_{н2} := -c_{н2}(S_3 - S_4) - \alpha_{н2}(V_1 - V_5) \quad (10)$$

Уравнения (1) – (10) представляют собой математическую модель динамического аналога многоканатной подъемной установки.

Для тестирования этой модели сравним результаты вычислений динамических усилий в сечениях канатов в режиме торможения с результатами, полученными в SolidWorks/Motion для многоканатного подъема глубиной $H = 1025$ м, оборудованного подъемной машиной МПМН 6,3×2 со скипами 2СН 9,5-2.

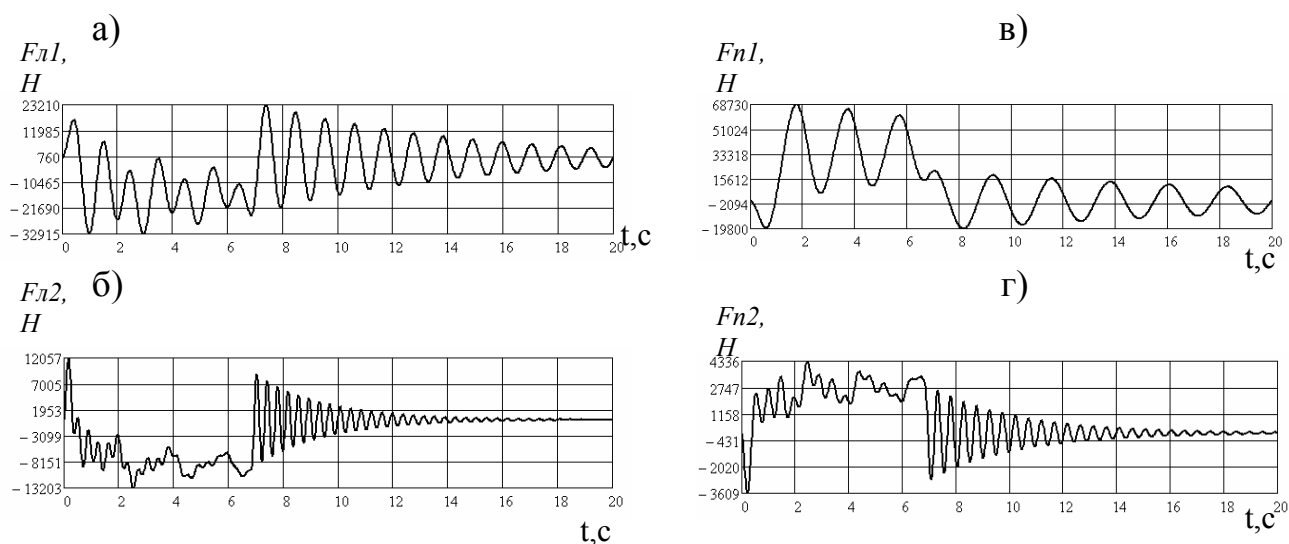
Значения параметров пятимассовой системы многоканатной подъемной установки, представленной на рисунке 1, приведены в таблице 1.

Таблица 1

Значения параметров пятимассовой модели

Массы осцилляторов	$m_{л1}$, кг	$1,4 \cdot 10^4$	$m_{п1}$, кг	$2 \cdot 10^4$
	$m_{л2}$, кг	$1,77 \cdot 10^4$	$m_{п2}$, кг	$1,89 \cdot 10^3$
	$m_{л3}$, кг	$1,55 \cdot 10^3$	$m_{п3}$, кг	$1,52 \cdot 10^3$
Упругие элементы	$c_{л1}$, Н/м	$4,87 \cdot 10^5$	$c_{п1}$, Н/м	$2,36 \cdot 10^5$
	$c_{л2}$, Н/м	$3,5 \cdot 10^6$	$c_{п2}$, Н/м	$3,4 \cdot 10^5$
Демпфирующие элементы	$\alpha_{л1}$, Н·с/м	$3,97 \cdot 10^3$	$\alpha_{п1}$, Н·с/м	$3,28 \cdot 10^3$
	$\alpha_{л2}$, Н·с/м	$1,2 \cdot 10^4$	$\alpha_{п2}$, Н·с/м	$1,2 \cdot 10^3$

Графики усилий в упругих элементах пятимассовой системы, рассчитанные в пакете MathCad, представлены на рисунке 3. Из приведенных графиков (см. рис. 3) видно, что процесс торможения сопровождается интенсивными колебаниями усилий в ветвях, которые имеют явно выраженный затухающий характер. Время торможения вращающейся массы $m_{вр}$, после остановки которой все тела системы начинают колебаться относительно своих положений равновесия, составляет примерно 6,5 с.



а) – в левой ветви для массы $m_{л1}$; б) – в левой ветви для массы $m_{л2}$;
в) – в правой ветви для массы $m_{п1}$; г) – в правой ветви для массы $m_{п2}$

Рис.3. Графики усилий в упругих элементах пятимассовой системы, рассчитанные в пакете MathCad

Полные усилия в верхних сечениях головных канатов определяются по формулам:

$$F_l = \sum_{f=1}^2 F_{lf} + a_{ш} \cdot m_{л.о} + g \cdot m_l, \quad (11)$$

$$F_n = \sum_{f=1}^2 F_{nf} + a_{ш} \cdot m_{н.о} + g \cdot m_n, \quad (12)$$

где $\sum_{f=1}^2 F_{lf}$, $\sum_{f=1}^2 F_{nf}$ – сумма усилий в упругих элементах левых и правых осцилляторов соответственно;

$m_{л.о}$, $m_{н.о}$ – жесткие массы левого и правого осцилляторов;

m_l , m_n – полные массы левой и правой ветвей.

На рисунке 4 представлены графики изменений полных усилий в верхних сечениях канатов. Видно, что усилия в канатах достигают максимума после 6,5с, в момент остановки барабана подъемной установки. Наибольшие усилия в левой спускаемой ветви с грузом достигают $3,3 \cdot 10^5$ Н. Колебания имеют затухающий характер. Анализируя полученные графики полных усилий следует отметить, что основная частота колебаний имеет преобладающий характер. Влияние, которые оказывают на нее другие частоты, незначительно и ими можно пренебречь.

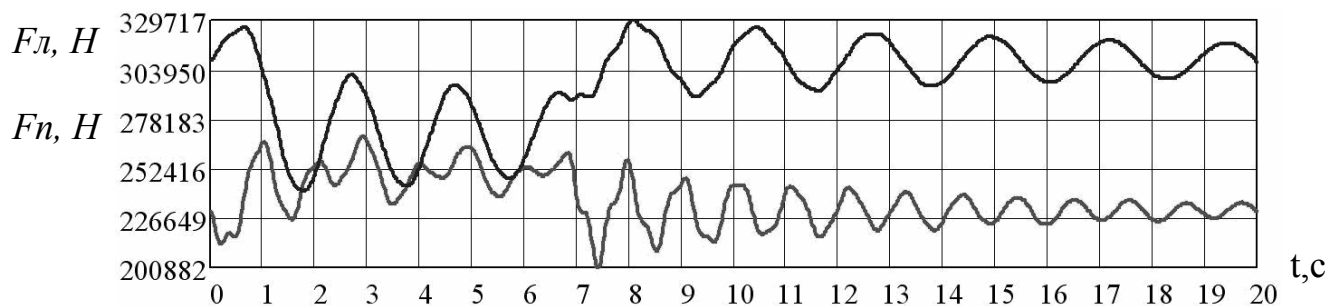


Рис.4. Полные усилия в верхних сечениях канатов

Для проверки условия отсутствия проскальзывания каната по шкиву трения были рассчитаны и построены графики функций

$$y1(t) = \frac{F_l}{F_n} \quad \text{и} \quad y2(t) = \frac{F_n}{F_l} \quad (\text{см. рис. 5}),$$

представляющие отношения усилий в верхних сечениях канатов, а также график максимально допустимого отношения по условию отсутствия проскальзывания каната по шкиву трения

$$E(t) = \frac{e^{f \cdot t}}{f_{дин}}$$

скольжения каната по шкиву трения

Так как максимальные значения функций $y1(t)$ и $y2(t)$ не превышают предельно допустимого по условию отсутствия проскальзывания канатов значения функции $E(t)$ (см. рис. 5), то проскальзывания канатов по поверхности шкивов трения в процессе торможения не произойдет.

С целью проверки правильности результатов, полученных при моделировании процесса торможения многоканатной машины в программе MathCad, был выполнен расчет динамики пятимассовой системы в программе SolidWorks/Motion.

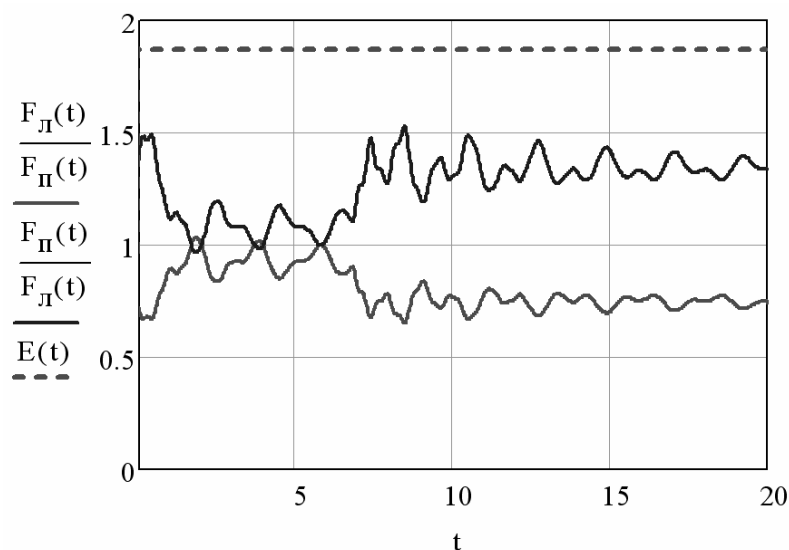


Рис. 5. Отношение усилий в верхних сечениях канатов для определения условия отсутствия проскальзывания каната по шкиву трения

В графическом редакторе SolidWorks была создана твердотельная модель пятимассовой системы динамического аналога подъемной установки, представленная на рисунке 6. Все массы соединены упруго-демпфирующими элементами, для моделирования которых был использован инструмент «Пружина» со свойствами пружины растяжения-сжатия и возможностью задания коэффициента демпфирования.

Различные значения масс кубических тел, имеющих одинаковый объем, задаются в массовых характеристиках соответствующей величиной плотности материала параметром «Массовая плотность». Масса среднего кубического тела $m_{вр}$ равна суммарной массе $m_{вр} + m_{лз} + m_{пз} = 44752$ кг.

Над средней массой $m_{вр}$ расположена прямоугольная плита (см. рис.6), имитирующая тормозную колодку дискового тормоза. Для обеспечения выполнения функции торможения прямоугольной плите заданы необходимые сопряжения: перемещение плиты зафиксировано и может происходить только по нормали к направлению движения средней массы $m_{вр}$; между нижней гранью прямоугольной плиты и верхней гранью массы $m_{вр}$ задано сопряжение «Совпадение» и установлен коэффициент трения, равный 0,3.

В SolidWorks/Motion значение тормозной силы, прикладываемой к верхней грани прямоугольной плиты (см. рис.2), задавалось в виде функции времени введением в командной строке выражения:

$$IF (TIME-0.3: 0, (3*100000*(1-EXP((-TIME+0.3)/0.493)))/0.3,(3*100000*(1-EXP((-TIME+0.3)/0.493)))/0.3)$$

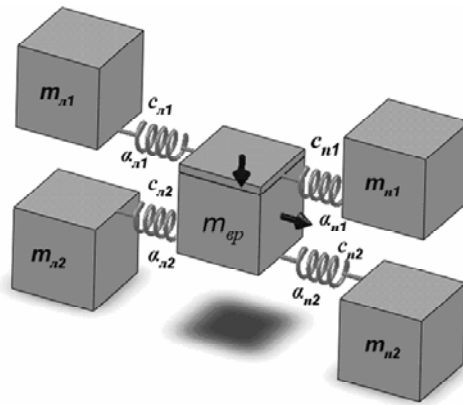
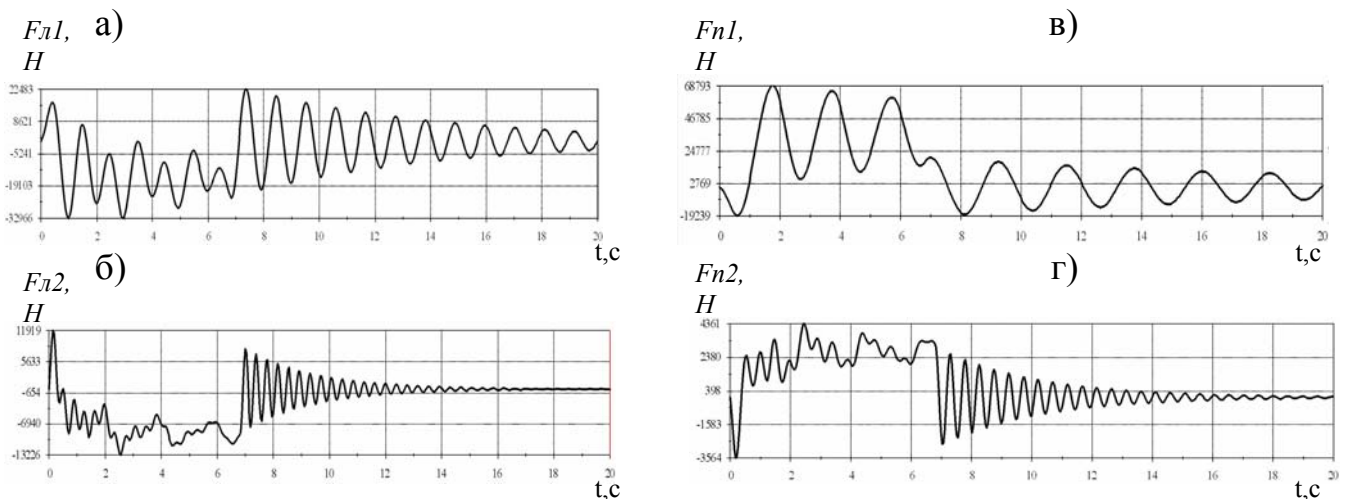


Рис.6. Твёрдотельная модель динамического аналога многоканатной подъемной установки

При выборе вкладки «Анализ движения» в программе SolidWorks/Motion для каждого тела твердотельной пятимассовой модели задавались начальные скорости: $\dot{x}_{л1}, \dot{x}_{л2}, \dot{x}_{вп}, \dot{x}_{п1}, \dot{x}_{п2}$. Так как перед началом торможения подъемные сосуды движутся равномерно, то скорость всех тел принималась равной 7,5 м/с. Был рассмотрен режим спуска груза, как наиболее опасный случай работы многоканатной шахтной подъемной машины.

После запуска расчета параметров движения в графическом окне программы SolidWorks/Motion происходит визуализация перемещений тел пятимассовой модели. Вывод графических зависимостей усилий в упругих элементах производится из вкладки PropertyManager выбором в категории «Силы» результирующего компонента «X-составляющая» и в качестве определяющего компонента указанием на требуемый упругий элемент.

В результате получены графики усилий, действующих в упругих элементах при торможении, которые представлены на рисунке 7.



а) – в левой ветви для массы $m_{л1}$; б) – в левой ветви для массы $m_{л2}$;
в) – в правой ветви для массы $m_{п1}$; г) – в правой ветви для массы $m_{п2}$

Рис.7. Графики усилий в упругих элементах пятимассовой системы при моделировании процесса торможения многоканатной подъемной установки в SolidWorks/Motion

Как видно из приведенных на рисунках 3 и 7 графиков, результаты моделирования в MathCAD идентичны результатам расчетов в пакете SolidWorks/Motion. Ошибка при определении величин усилий в упругих элементах пятимассовой системы не превышает 4%, что говорит о правильности полученных результатов.

Анализируя систему (4) и выражение тормозного момента (5) видно, что при заданных условиях подъема груза, выбранном типе подъемной установки и постоянных значениях параметров, приведенных в табл. 1 на динамические свойства системы оказывают влияние три основных фактора: коэффициент массивности μ подъемной установки, постоянная времени тормоза T_F и время холостого хода тормоза $t_{x.x}$

Тормозную систему характеризуют следующие параметры:

$t_{x.x}$ - время холостого хода тормоза, регламентируется правилами безопасности. Для действующих подъемных установок $t_{x.x} \leq 0,5$, для вновь создаваемых $t_{x.x} \leq 0,3$.

$T_F = \frac{t_{cp} - t_{x.x}}{\ln \dot{r} - B(\dot{r} - B)}$ - постоянная времени тормоза, характеризующая интенсивность приложения тормозного усилия.

$\mu = \frac{Q_{cp}}{M}$ - коэффициент массивности подъемной установки, м/сек² [2]. Физический смысл коэффициента - ускорение или замедление свободного выбега. Для большинства подъемных установок коэффициент массивности находится в пределах $0,15 \leq \mu \leq 1,9$.

Определим зависимость кратности тормозного момента γ от трех параметров: коэффициента массивности μ подъемной установки, постоянной времени тормоза T_F и времени холостого хода тормоза $t_{x.x}$, значения которых приведены в таблице 2.

Таблица 2

Значения уровней и интервалов варьирования факторов

Наименование и обозначение факторов	Уровни варьирования			Интервалы варьирования
	-1	0	+1	
Коэффициент массивности μ	0,4	0,8	1,2	0,4
Время срабатывания T_F	0,1	0,3	0,5	0,2
Время холостого хода $t_{x.x}$	0,1	0,2	0,3	0,1

Аппроксимирующие уравнения кратности тормозного момента для случаев подъема и спуска груза имеют вид:

$$K_{под}(\mu, T_F, t_{x.x}) = 6,103 + 4,714\mu - 0,552T_F + 0,039t_{x.x} - 0,661\mu T_F - 0,122\mu t_{x.x} + 0,149T_F t_{x.x} - 0,012\mu T_F t_{x.x}$$

$$V_{cn}(\mu, T_F, t_{x,x}) = 7,726 - 5,277\mu + 1,645T_F - 0,088t_{x,x} - 1,292\mu T_F - 0,13\mu t_{x,x} - 0,033T_F t_{x,x} - 0,05\mu T_F t_{x,x}$$

Определена погрешность интерполяции. Неточность интерполяционной формулы оценена абсолютной среднеквадратической ε и максимальной относительной β погрешностями:

- абсолютная среднеквадратическая погрешность определения кратности тормозного момента при подъеме груза

$$\varepsilon_n = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n \Delta_i^2}}{n} = 1,375.$$

- абсолютная среднеквадратическая погрешность определения кратности тормозного момента при спуске груза

$$\varepsilon_c = 0,084$$

- максимальная относительная погрешность определения кратности тормозного момента при подъеме груза

$$\beta_n = \frac{\varepsilon_n}{\gamma_{min}} \cdot 100\% = 6,5\%$$

- максимальная относительная погрешность определения кратности тормозного момента при спуске груза.

$$\beta_{max} = \frac{\varepsilon_c}{\gamma_{max}} \cdot 100\% = 11,3\%$$

Небольшая максимальная относительная погрешность служит основанием для такого заключения: полученная функция интерполяции является удовлетворительной математической моделью кратности тормозного момента многоканатной подъемной машины.

Используя разработанную математическую модель были получены графики зависимости коэффициента запаса тормозного момента от коэффициента массивности подъемной установки, приведенные на рис.8.

Диаграмму можно разбить на 3 зоны. В первой зоне $0,1 \leq \mu \leq 0,8$ величина кратности тормозного усилия γ ограничивается линиями подъема груза 3 и спуска груза 4.

Во второй зоне $0,8 \leq \mu \leq 1,0$ величина кратности тормозного усилия γ ограничивается линией 5 спуска груза с максимально допустимым ускорением и линией 4 для спуска груза с минимально допустимым ускорением $1,5 \text{ м/с}^2$.

В третьей зоне $\mu > 1,0$ необходимо применять тормозную систему со ступенчатым изменением тормозного усилия.

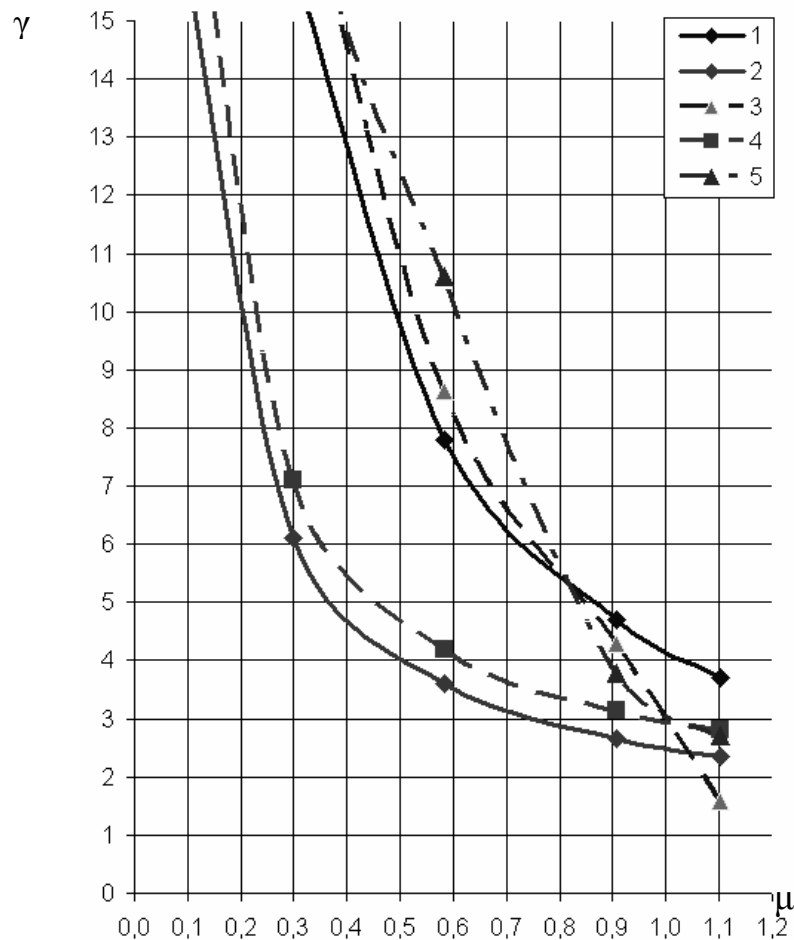


Рис. 8. Зависимость коэффициента запаса тормозного момента от коэффициента массивности подъемной установки

Выводы. В результате проведенного исследования была решена актуальная научная задача по обоснованию параметров дискового тормозного устройства для многоканатной шахтной подъемной установки. Для расчетного случая шахтная подъемная установка со шкивом трения – твердое тело и тормозное усилие прикладывается дискретно, допустимое соотношение между коэффициентом запаса тормозного момента γ и коэффициентом массивности μ , определенное из условия отсутствия переподъема сосуда ($a_{зам} > 1,5 \text{ м/с}^2$), определяется с погрешностью 10-15% а из условия отсутствия набегания сосуда на канат ($a_{зам} < 5 \text{ м/с}^2$), - 12-15%.

При использовании модели шахтной подъемной установки со шкивом трения в виде твердого тела с дискретным приложением тормозного усилия, погрешность в определении области использования тормозных систем с одноступенчатым регулированием может составлять 30-40%.

Допустимое соотношение между коэффициентом запаса тормозного момента γ и коэффициентом массивности μ необходимо определять для шахтной подъемной установки со шкивами трения, как системы с распределенными параметрами с учетом плавности нарастания тормозного момента и ограничением по проскальзыванию каната по шкиву.

Наибольшие допустимые значения коэффициента γ при заданном коэффициенте μ необходимо определять для расчетного случая подъем груза для $\mu \leq 0,8$ и спуск груза $\mu \geq 0,8$.

Для шахтных подъемных установок со шкивом трения при коэффициенте массивности μ больше 1 необходимо регулировать настройки предохранительного торможения в зависимости от спуска или торможения груза.

Список литературы

1. Трибухин В.А. Обоснование параметров и режимов торможения шахтных подъемных машин с многомодульным дисковым тормозом: автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.06 «Горные машины» / Трибухин Валерий Анатольевич; НИИ горной механики им. М.М.Федорова (НИИГМ им. М.М.Федорова). – Донецк, 2003. – 16 с: ил., табл. – Библиогр.:с. 17-18.
2. Димашко А.Д. Шахтные электрические лебедки и подъемные машины / Димашко А.Д., Гершиков И.Я., Кривневич А.А. – М.:Недра, 1973.- 310 с.
3. Вертикальный транспорт на горных предприятиях / [Потураев В.Н., Червоненко А.Г., Колосов Л.В., Безпалько В.В.] – М.:Недра, 1975.- 351с.

*Рекомендовано до публікації д.т.н. Франчуком В.П.
Надійшла до редакції 13.10.10*

УДК 622.281.742

© И.Н. Слащев, С.А. Курносков, Н.А. Иконникова,
П.Е. Филимонов, А.А. Цикра

ПРОМЫШЛЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ НОВЫХ СПОСОБОВ И СРЕДСТВ ПОВЫШЕНИЯ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ АНКЕРНЫХ СИСТЕМ В НЕУСТОЙЧИВЫХ ПОРОДАХ

В статье приведены результаты научных исследований и промышленных испытаний новых способов повышения несущей способности анкерных систем в неустойчивых породах, технологий и технических средств нарезки профиля шпуров.

У статті наведені результати наукових досліджень і промислових випробувань нових способів підвищення несучої здатності анкерних систем у нестійких породах, технології і технічних засобів нарізки профілю шпурів.

The results of scientific research and industrial testing new ways to increase the load-bearing capacity of roof bolts system in unstable rocks, technology and technical equipment of cutting boreholes rifling.

В сложных горно-геологических условиях разработки угольных месторождений в неустойчивых породах арочная крепь по несущей способности и податливости практически исчерпала свои возможности, поэтому естественным направлением повышения эффективности поддержания подготовительных работ и обеспечения безопасности горных работ является дополнительная установка сталеполлимерных анкеров, которые обладают высокой несущей спо-