УДК 622.232

ДИНАМИКА МНОГОКАНАТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ ПРИ РЕГУЛИРУЕМОМ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОМ ТОРМОЖЕНИИ

Дворников В.И., докт. техн. наук, проф., Донбасская государственная академия строительства и архитектуры,
Трибухин В.А. инж., Научно-исследовательский институт горной механики им. М.М.Федорова.

Исследована зависимость динамики процесса предохранительного торможения шахтной многоканатной подъемной машины от характеристик системы управления автоматически регулируемого предохранительного тормоза.

This paper investigates the interconnection between dynamics for preventive braking process of mine multi-tope hoisting machines and characteristics control system of an automatically adjustable safety brake is investigated.

В данной работе исследуются переходные динамические процессы в элементах многоканатной подъемной установки в режимах предохранительного торможения, реализуемых с помощью дискового тормозного устройства, управляемого системой автоматически регулируемого предохранительного торможения (АРПТ).

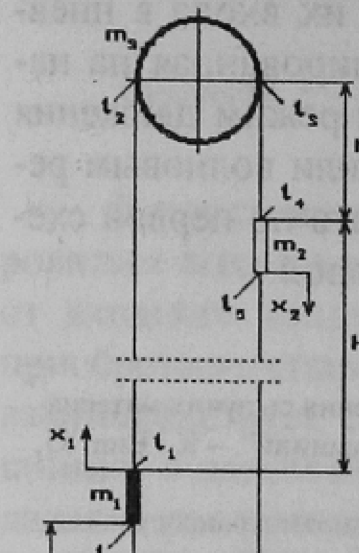

Рис. 1. Расчетная схема подъемной установки

При исследованиях использовался метод математического моделирования.

Для математического описания подъемной установки как многосвязной системы сосредоточенных масс, соединенных весомыми упругими связями с распределенными массами, использованы результаты исследований, дифференциальные уравнения и методы их решения, изложенные в работах проф. В. И. Дворникова [2, 3]. В соответствии с [2 и 3] волновые процессы в канатах описываются дифференциальными уравнениями в частных производных. Так, для головных канатов в соответствии с представленной расчетной схемой (рис.1) и принятыми на ней обозначениями в интервалах $s \in [l_1, l_2]$ и $s \in [l_3, l_4]$ соответственно имеем

$$A_Г \frac{\partial^2 u_1}{\partial s^2} - \rho_Г \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} = \rho_Г g, \quad A_Г \frac{\partial^2 u_2}{\partial s^2} - \rho_Г \frac{\partial^2 u_2}{\partial t^2} = -\rho_Г g. \qquad (1)$$

Для уравновешивающих канатов в интервалах $s \in [l_5, l_6]$ и $s \in [l_7, l_8]$ по аналогии с (1) запишем

$$A_У \frac{\partial^2 u_3}{\partial s^2} - \rho_У \frac{\partial^2 u_3}{\partial t^2} = -\rho_У g, \quad A_У \frac{\partial^2 u_4}{\partial s^2} - \rho_У \frac{\partial^2 u_4}{\partial t^2} = \rho_У g. \qquad (2)$$

где $A_Г$ и $A_У$ –агрегатные продольные жесткости соответственно головных и уравновешивающих канатов в обозначениях М. Ф. Глушко [1];

$\rho_Г$ и $\rho_У$ – суммарная погонная масса соответственно головных и уравновешивающих канатов;

g - ускорение свободного падения.

Функции $u_k(s,t)$ $(k = 1, \ldots, 4)$ в (1) и (2), описывающие продольные перемещения точек канатов, в лонгальных точках $s = l_1, l_2, \ldots, l_8$ должны удовлетворять естественным условиям *непрерывности*

$$\left. \begin{aligned} & u_1(l_2) = u_2(l_3) = x_3, \quad u_2(l_4) = u_3(l_5) = x_2, \\ & u_3(l_6) = u_4(l_7) = x_0, \quad u_4(l_8) = u_1(l_1) = x_1, \end{aligned} \right\}, \qquad (3)$$

и условиям *силового сопряжения*

$$\left. \begin{aligned} & m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = A_Г \frac{\partial u_1(l_1)}{\partial s} - A_У \frac{\partial u_4(l_8)}{\partial s} + P_1, \\ & m_3 \frac{d^2 x_3}{dt^2} = -A_Г \frac{\partial u_1(l_2)}{\partial s} + A_Г \frac{\partial u_2(l_3)}{\partial s} + P_3, \\ & m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = -A_Г \frac{\partial u_2(l_4)}{\partial s} + A_У \frac{\partial u_3(l_5)}{\partial s} + P_2, \\ & m_0 \frac{d^2 x_0}{dt^2} = -A_У \frac{\partial u_3(l_6)}{\partial s} + A_У \frac{\partial u_4(l_7)}{\partial s} + P_0, \end{aligned} \right\} \qquad (4)$$

где m_1, m_2 – массы поднимаемого (первого) и опускаемого (второго) сосудов;

m_3 – приведенная масса машины;

$m_0 = 0$ – масса фиктивного тела, вписанного в петлю уравновешивающих канатов и используемого для записи корректных условий кинематического и силового сопряжения ветвей каната;

$P_0 - P_3$ – внешние силы, воздействующие на соответствующие дискретные массы.

Фактически четыре уравнения (1), (2) и восемь граничных условий (3), (4) образуют так называемую *корректную граничную задачу*, решение которой в общем виде позволяет получить необходимые выражения для кинематических и силовых факторов при любом заданном режиме движения и нагружения элементов рассматриваемой системы.

Так как (1) и (2) являются уравнениями гиперболического типа с разделяющимися переменными, такого рода решение можно построить методом Фурье в виде разложения по собственным формам

$$X(t) = \sum_j \Phi_j \psi_j(t), \tag{5}$$

где Φ_j – *собственные* функции, зависящие от текущей координаты и составляющие ортонормированную систему;

$\psi_j(t)$ – *координатные* функции, зависящие от времени.

В соответствии с методом, предложенным в [3], решение системы дифференциальных уравнений в частных производных в этом случае сводится к численному решению трансцендентного уравнения для определения собственных чисел ω_j рассматриваемой граничной задачи и решению дифференциальных уравнений второго порядка в обыкновенных производных. Полученные решения позволяют определять кинематические и динамические параметры системы при любых заданных внешних силовых воздействиях.

Барабан машины в режимах рабочего и предохранительного торможения подвергается действию тормозного момента M_T

$$M_T = P_3 * R_\partial. \tag{6}$$

Где R_∂ – радиус тормозного диска.

Система АРПТ является линейной непрерывной стационарной системой. Тормозной момент $M_T(t)$, как функция времени, является решением дифференциального уравнения первого порядка типа

$$M_T + C_t \frac{dM_T}{dt} = k_y U_y \tag{7}$$

где C_t – постоянная времени привода тормоза;

K_y – передаточный коэффициент системы управления;

U_y – управляющий сигнал.

Управляющий сигнал определяется принятым законом регулирования. Предусмотрев в общем случае возможность исследования различных законов регулирования, выражение для U_y запишем следующим образом

$$U_y = k_n(V_з - V_ф) + k_u\int_0^t (V_з - V_ф)dt + k_д \frac{d(V_з - V_ф)}{dt} \qquad (8)$$

где k_n – статический коэффициент передачи регулятора скорости;

k_u – коэффициент передачи интегрирующего звена;

$k_д$ – коэффициент передачи дифференцирующего звена;

$V_з$ – сигнал заданной скорости;

$V_ф$ – сигнал фактической скорости.

Сигнал заданной скорости формируется по закону равнозамедленного движения

$$V_з = V_з - a_з t \qquad (9)$$

$a_з$ – величина заданного замедления.

В формуле [8] последнее слагаемое представляет собой ошибку регулирования по замедлению

$$\frac{d(V_з - V_ф)}{dt} = k_д(a_з - a_ф) = \Delta a \qquad (10)$$

С учетом инерционности реального дифференцирующего звена выражение (10) запишется в виде

$$\Delta a + T_a \frac{d\Delta a}{dt} = k_a(V_з - V_ф) \qquad (11)$$

где T_a - постоянная времени дифференцирующего звена;

k_a – коэффициент передачи дифференцирующего звена.

Представленные зависимости составляют основу математической модели для исследований динамики процесса автоматически регулируемого предохранительного торможения многоканатной подъемной установки. Модель реализована в форме прикладной программы для ПЭВМ и позволяет исследовать работу статических и астатических регуляторов замедления и скорости. Программа позволяет вести вычисления и выводить на печать в виде таблиц и графиков параметры, необходимые для анализа исследуемого процесса торможения. Для оценки качества процесса регулирования используются следующие параметры:

N_K - число колебаний тормозного момента;

$\delta = \dfrac{F_T^{\max}}{F_T}$ - перерегулирование тормозного момента - отношение максимальной величины тормозного момента к его установившемуся значению;

$\xi_0 = \xi(t)_{t \to \infty}$ – значение ошибки в установившемся режиме.

$S12$ – максимальное значение отношения усилий в верхних сечениях головных канатов.

Ниже в качестве иллюстрации представлены ряд графиков процесса торможения подъемной машины типа ЦШ 5х4 Д угольного подъема шахты "Красноармейская-Западная" №1.

На графиках приняты обозначения:

V- скорость движения подъемных сосудов; W – замедление барабана машины; F_T – тормозное усилие; $S10$ $S20$ – усилия в верхних сечениях головных канатов.

Исследовалось влияние постоянной времени тормоза C_T, величин коэффициентов регулирования k_n, k_u, и $k_д$, на качество переходного процесса предохранительного торможения при спуске и подъеме расчетного груза, а также зависимость качества процесса от местоположения сосудов в стволе при фиксированных параметрах настройки системы управления тормозом.

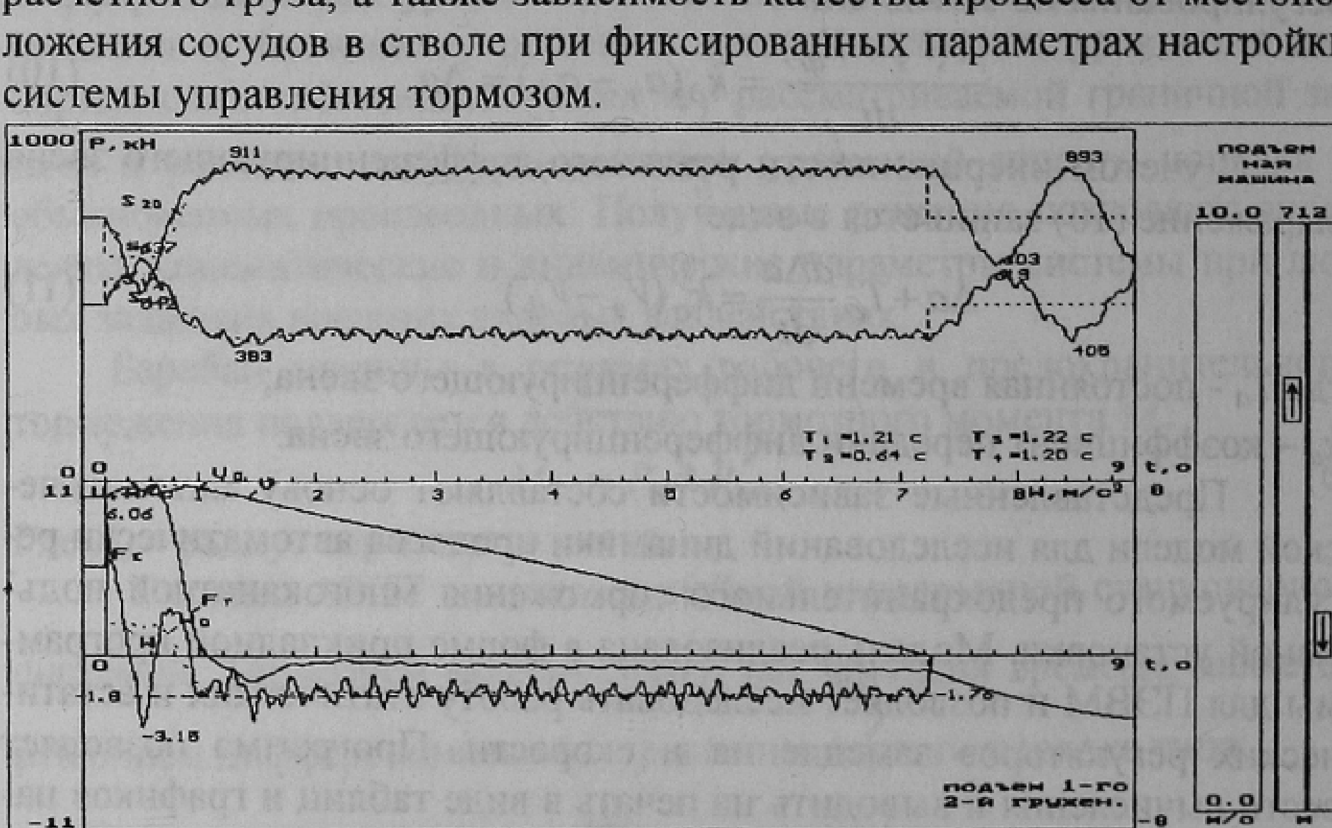

Рисунок 1 - Графики процесса предохранительного торможения в режиме спуска груженого скипа. C_T=1,5 с. k_n=2, k_u=0, $k_д$,=2. 1-й сосуд находится на 462 м выше загрузки.

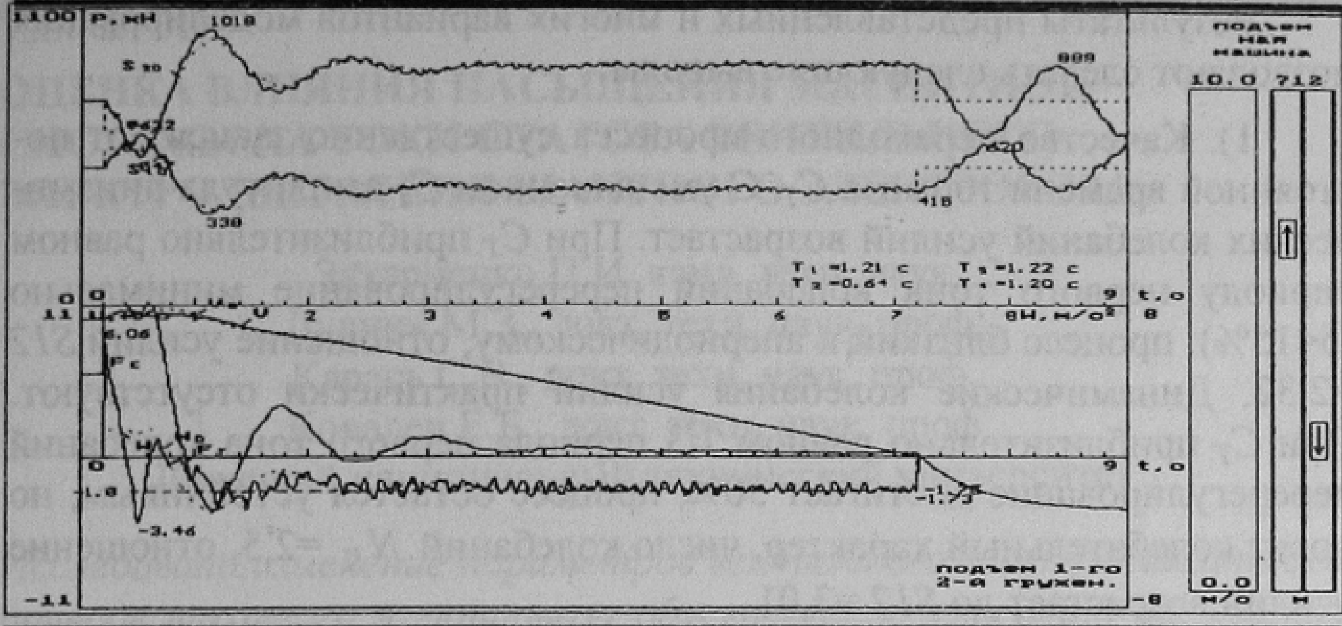

Рисунок 2 - Графики процесса предохранительного торможения в режиме спуска груженого скипа. $C_T=0,5$ *с.* $k_n=2$, $k_u=0$, $k_{\partial}=2$. 1-й сосуд находится на 462 м выше загрузки.

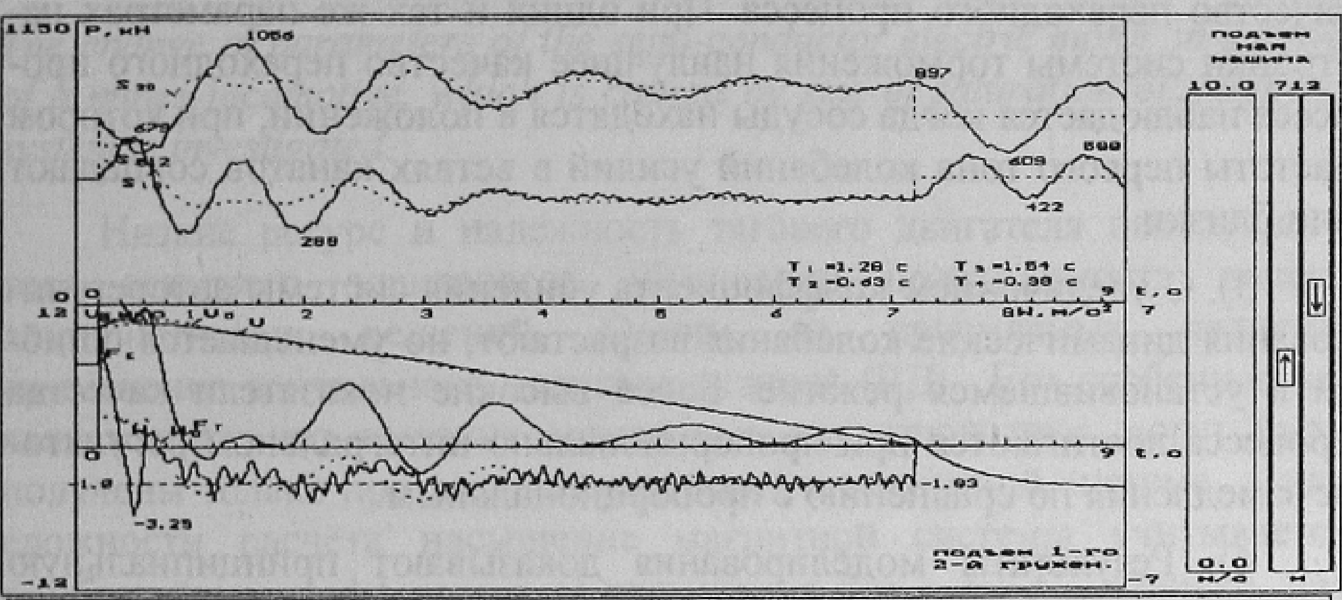

Рисунок 3 - Графики процесса предохранительного торможения в режиме спуска груженого скипа. $C_T=0,5$ *с.* $k_n=2$, $k_u=0$, $k_{\partial}=10$. 1-й сосуд находится на 252 м выше загрузки.

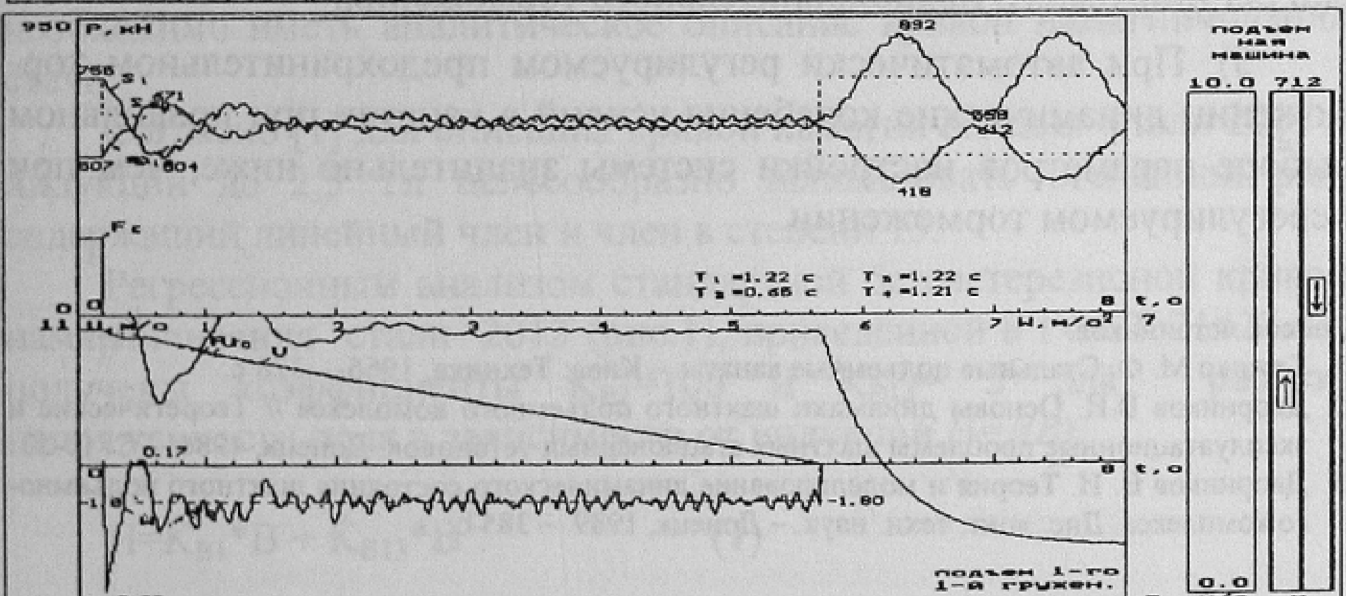

Рисунок 4 - Графики процесса предохранительного торможения в режиме спуска груженого скипа. $C_T=0,5$ *с.* $k_n=2$, $k_u=0$, $k_{\partial}=10$. 1-й сосуд находится на 252 м выше загрузки.

Результаты представленных и многих вариантов моделирования позволяют сделать следующие выводы:

1). Качество переходного процесса существенно зависит от постоянной времени тормоза C_T. С уменьшением C_T амплитуда динамических колебаний усилий возрастает. При C_T приблизительно равном периоду первого тона колебаний перерегулирование минимально (δ<15%), процесс близкий к апериодическому, отношение усилий $S12$ =2,32. Динамические колебания усилий практически отсутствуют. При C_T приблизительно равном 1/3 периода первого тона колебаний перерегулирование достигает 50%, процесс остается устойчивым, но носит колебательный характер, число колебаний N_K =2,5, отношение усилий возрастает до $S12$ =3,01.

2). Местоположение подъемных сосудов существенно влияет на качество переходного процесса. При одних и тех же параметрах настройки системы торможения наилучшее качество переходного процесса наблюдается когда сосуды находятся в положении, при котором частоты первого тона колебаний усилий в ветвях канатов совпадают или близки.

3). С увеличением коэффициента усиления системы авторегулирования динамические колебания возрастают, но уменьшается ошибка в установившемся режиме. Более высокие показатели качества процесса достигаются при пропорционально-интегральном регуляторе замедления по сравнению с пропорциональным.

4). Результаты моделирования доказывают принципиальную возможность создания качественных аналоговых систем автоматически регулируемого предохранительного торможения.

5). При автоматически регулируемом предохранительном торможении динамические колебания усилий в канатах при правильном выборе параметров настройки системы значительно ниже, чем при нерегулируемом торможении.

Список источников.

1. Глушко М. Ф. Стальные подъемные канаты. – Киев: Техника, 1966. – 328 с.
2. Дворников В.И. Основы динамики шахтного подъемного комплекса // Теоретические и эксплуатационные проблемы шахтных стационарных установок. Донецк, 1986. – С. 10-33.
3. Дворников В. И. Теория и моделирование динамического состояния шахтного подъемного комплекса. Дис. докт. техн. наук. – Донецк, 1989. – 385 с.