

INTERNATIONAL CONFERENCE: DYNAMICS OF MINING MACHINES
DYNAMACH '89

Борис Александрович НОСЫРЕВ
Юрий Владимирович ПОПОВ
Шамиль Давлетшевич МУХУТДИНОВ
Свердловский горный институт

ДИНАМИКА ЗАЕЗДА АВТОСАМОСВАЛА НА КЛЕТЬ-ПЛАТФОРМУ
НАКЛОННОГО КАРЬЕРНОГО ПОДЪЕМНИКА

Резюме. В связи с появлением на горных предприятиях платформ для перемещения большегрузных автосамосвалов возникает необходимость выявить динамику поведения такой платформы при заезде на нее автосамосвала. Рассмотрены различные варианты заезда, для наиболее тяжелого случая нагружения рассмотрены 5 состояний системы и определены величины амплитуд колебаний системы. Во избежании возникновения резонансных явлений выявлены предельные условия нагружения платформы, позволяющие подобрать необходимую жесткость гибких элементов подвески. Исходя из рассчитываемой продолжительности колебательного процесса, можно также определить рациональную скорость заезда автосамосвала на платформу, что, в свою очередь позволяет обоснованно определить величину технологической паузы для обмена автосамосвалов.

В горной промышленности ряда стран нашли применение карьерные наклонные скиповые подъемные установки, являющиеся звеном транспортной схемы. Однако, ряд недостатков, связанных, в основном, с неизбежной многократной перегрузкой горной массы, ограничивает их широкое распространение.

Закономерным развитием схемы наклонного канатного подъема являются разработки, появляющиеся в последнее время в научно-технической литературе, в которых предлагается выдавать горную массу из карьера в автосамосвалах, поднимаемых подъемными канатами на специальных грузонесущих платформах [1,2]. Одним из наиболее ответственных элементов этих установок является грузонесущая платформа.

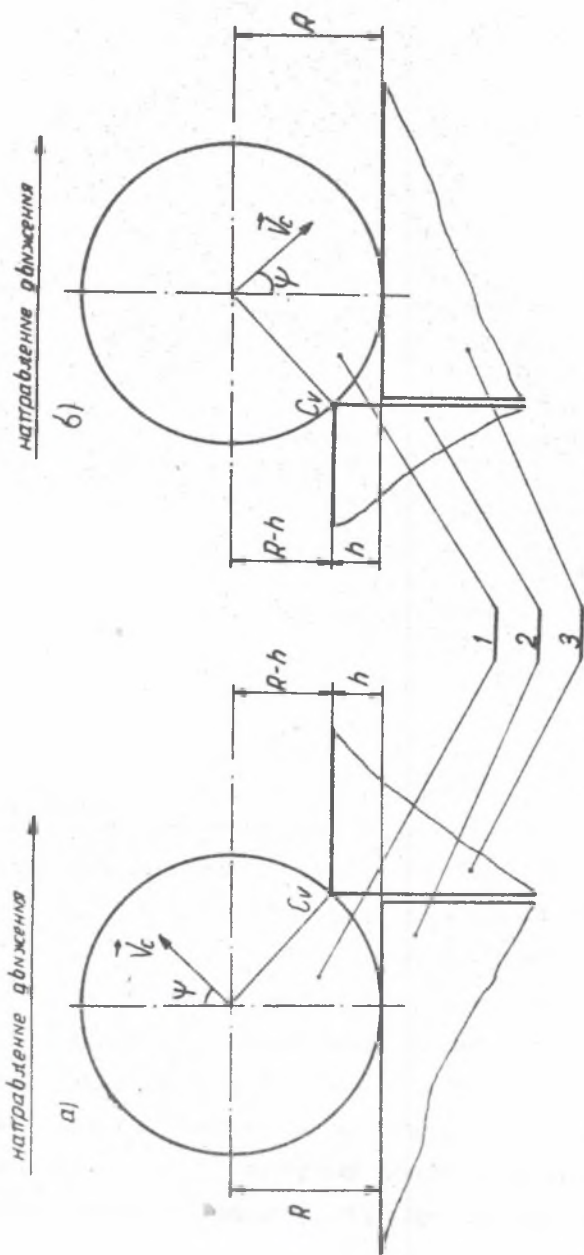


Рис. 1. Варианты несовпадения уровней эстакады и клетки-платформы при заезде автосамосвала
 1 - колесо автосамосвала, 2 - эстакада, 3 - клетка-платформа

Так как в реальной обстановке автосамосвал движется с весьма малой скоростью (до 0,5 м/с), а платформа имеет достаточно большую длину (свыше 10 м), то, с достаточной для расчетов точностью, перемещением автосамосвала при загрузке можно пренебречь. Поэтому в приведенных схемах (рис.2) принимается во внимание лишь ступенчатое изменение нагрузки от веса самосвала с учетом величины перепада уровней

Рассмотрим съезд передних колес автосамосвала на грузонесущую платформу (схема на рис.2) I состояние (падение передней части автосамосвала на платформу) Согласно теореме об изменении кинетической энергии можно записать:

$$T - T_0 = \sum A, \quad (1)$$

где T_0 и T - кинетическая энергия передней части автосамосвала до и после падения на платформу соответственно.

Заменяя в выражении (1) $T_0=0$, $T=0,5 \cdot m_I V_c^2$, $A=m \cdot g \cdot h$ и решая его относительно V_c , получим:

$$V_c = (2 \cdot g \cdot h)^{0,5} \quad (2)$$

2 состояние (удар передней части автосамосвала о платформу).

При ударе передней части автосамосвала о грузонесущую платформу последней передается ударный импульс и она начинает движение вниз вдоль оси X. (рис.2.) Согласно теореме об изменении количества движения можно записать:

$$Q_x - Q_{x_0} = 0, \quad (4)$$

где Q_{x_0} и Q_x - количество движения системы "подпрессорная часть грузонесущей платформы - передняя часть автосамосвала" до и после удара соответственно.

Подставив в выражение (4) значения $Q_{x_0} = m_I \cdot V_c \cdot \cos \alpha$ и

$Q_x = (m_I + m_0) \cdot V_x$ и решая его относительно V_x , получим:

$$V_x = m_I \cdot V_c \cdot \sin(\psi - \alpha) \cdot (m_I + m_0)^{-1} \quad (5)$$

Движение описанной системы вниз вдоль оси X будет описываться следующим дифференциальным уравнением:

$$(m_1 + m_2) \ddot{X} + C \cdot \dot{X} = - (m_1 + m_2) \cdot g \cdot f \cdot \sin \alpha \quad (6)$$

где C - жесткость упругих элементов системы подвески платформы;

α - угол наклона трассы подъемной установки.

В правой части выражения (6) знак "минус" ставится при движении системы вниз вдоль оси X , знак "плюс" - при движении вверх вдоль оси X .

Общее решение дифференциального уравнения (6):

$$X = C_1 \cdot \cos kt + C_2 \cdot \sin kt + P_1 \cdot e^{-f} \cdot \sin \alpha \quad (7)$$

Начальные условия: $X = X_0 = P_1 C^{-1} \cos \alpha$, $\dot{X} = V_x$, $t = 0$.

Отсюда найдем значения: C_1 и C_2

$$C_1 = P_1 C^{-1} (\cos \alpha + f \cdot \sin \alpha), \quad C_2 = V_x \cdot K^{-1}.$$

Следовательно, движение вниз будет описываться следующим законом:

$$X = B \cdot K^{-2} \cdot \cos kt + V_x \cdot K^{-1} \cdot \sin kt - P_1 \cdot C^{-1} \cdot f \cdot \sin \alpha \quad (8)$$

где $B = g \cdot (\cos \alpha + f \cdot \sin \alpha)$.

Движение вниз будет продолжаться до тех пор, пока скорость $X = -B \cdot K^{-1} \sin kt + V_x \cos kt$ остается отрицательной, т.е. до момента t'_1 , при котором $\dot{X} = 0$;

$$\operatorname{ctg} kt = B \cdot K^{-1} V_x^{-1} \quad (9)$$

Отсюда получим значения $\cos kt'_1 = B \cdot (K^2 V^2 + B^2)^{-1/2}$,

$\sin kt'_1 = K V_x \cdot (K^2 V^2 + B^2)^{-1/2}$ и, подставив эти значения в (7), определим крайнее нижнее положение A_1 при времени t'_1 :

$$A_1 = (B^2 + V_x^2 K^2)^{1/2} \cdot K^{-2} - P_1 C^{-1} f \cdot \sin \alpha, \text{ или, заменив } \\ (B^2 + V_x^2 K^2)^{1/2} \cdot K^{-2} = A_0, \text{ окончательно получим:}$$

$$A_1 = A_0 - P_1 C^{-1} f \cdot \sin \alpha \quad (10)$$

Время, при котором X достигнет величины A_1 определим из (9):

$$t'_1 = K^{-1} \operatorname{arctg} (V_x \cdot K \cdot B^{-1}) \quad (11)$$

4 состояние (движение системы вверх)

Движение системы вверх вдоль оси X начнется при выполнении условия:

$$A_0 > 2 P_I \cdot C^{-I} f \cdot \text{sind} \quad (I2)$$

При этом будет справедливо общее решение дифференциального уравнения (7) при следующих начальных условиях: $X = A_I, \dot{X}=0, t=0$. Значения констант $C_1 = A_0 - 2 P_I \cdot C^{-I} f \cdot \text{sind}$, $C_2 = 0$. Следовательно, движение вверх вдоль оси X будет описываться следующим законом:

$$x = (A_0 - 2 P_I \cdot C^{-I} f \cdot \text{sind}) \cdot \text{cs} K t + P_I C^{-I} f \cdot \text{sind} \quad (I3)$$

Движение вверх продолжается до тех пор, пока $X > 0$, т.е. до момента t_2 , при котором $\dot{X} = 0$. Из этого условия, приравняв производную выражения (I3) нулю, получим $t_2 = \pi \cdot K^{-I}$.

Амплитуда, на которую поднимется система вверх вдоль оси X определится из выражения:

$$A_2 = - (A_0 - 3 P_I C^{-I} f \cdot \text{sind}) \quad (I4)$$

Рассматривая в связи выражения (I0) и (I3), можно вывести зависимость амплитуды от начальных параметров в общем виде.

$$A_n = A_0 - (2h - I) P_I C^{-I} f \cdot \text{sind} \quad (I5)$$

Для предохранения подвески грузонесущей платформы от быстрого износа большое число колебаний крайне нежелательно. Поэтому при проектировании необходимо сократить их число до минимума. Более того, колебания платформы должны погаснуть до заезда на платформу задних колес, чтобы избежать возможность возникновения резонансных явлений. Следовательно, после движения вверх должно выполняться условие: $A_2 < 2 \cdot P_I \cdot C^{-I} f \cdot \text{sind}$, или:

$$A_0 < 5 P_I \cdot C^{-I} f \cdot \text{sind} \quad (I6)$$

В состоянии (заезд на платформу задних колес автосамосвала) При заезде задних колес автосамосвала на грузонесущую платформу все предыдущие рассуждения остаются справедливы. Вместо величины перепада уровней h будет h' с учетом проседания платформы под весом передней части автосамосвала: $h' = h + \Delta h$ где:

$$\Delta h = P_I \cdot C^{-I} \text{cos} \alpha \quad (I7)$$

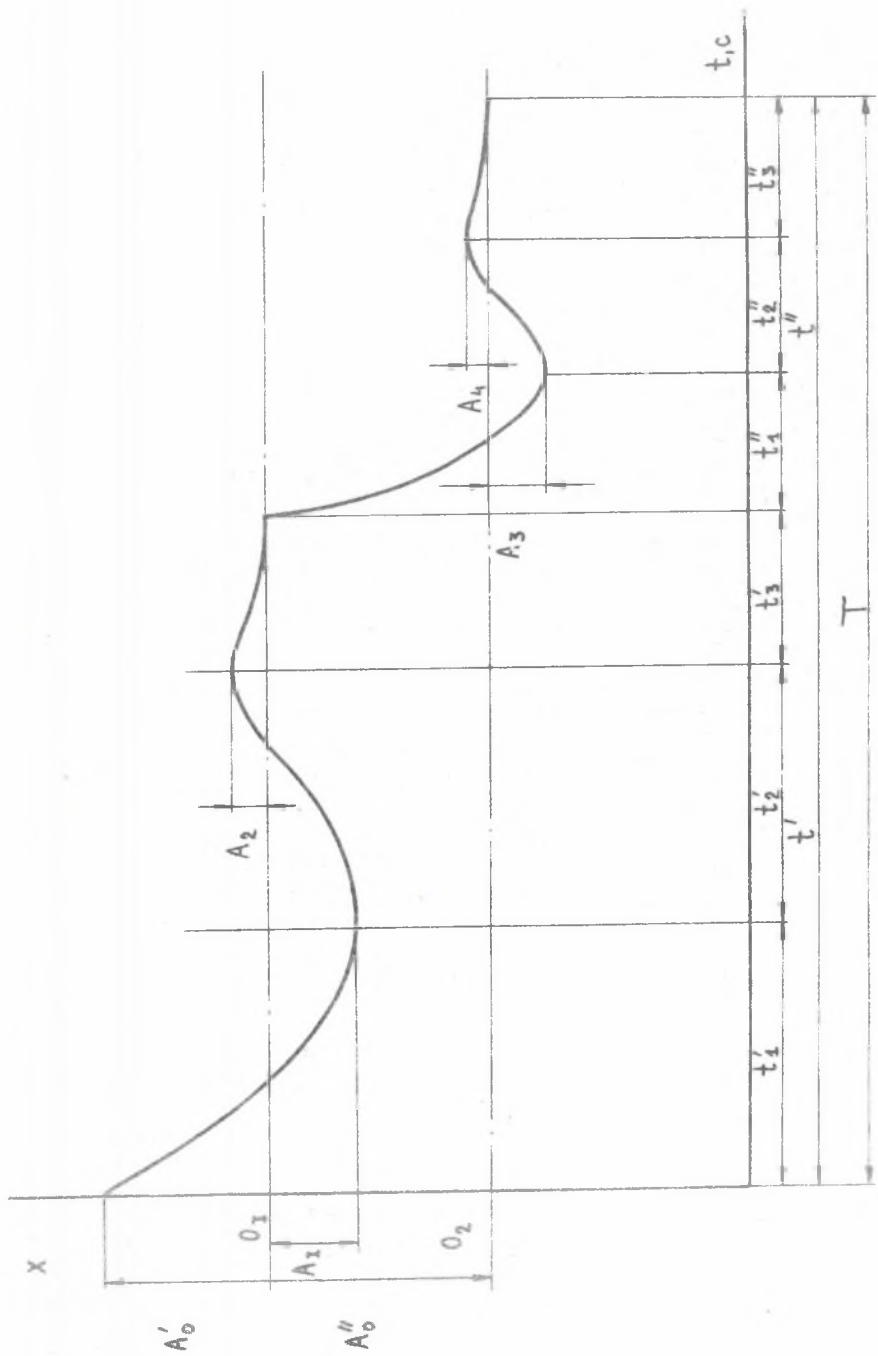


Рис. 3. Диаграмма изменения высотной отметки клетки-платформы во времени

По аналогии с предыдущими рассуждениями можно записать:

$$V_z = 2 \cdot h \cdot [g \cdot (R - h')]^{\frac{1}{2}} \cdot R^{-1}; \quad V_x = m_2 \cdot V_z \cdot \cos \alpha (m_0 + m_1 + m_2)^{-1};$$

$$A_3 = A_0'' - P_2 \cdot c \cdot f \cdot \sin \alpha, \quad \text{где } A_0'' = (B^2 + V_x^2 \cdot k^2)^{\frac{1}{2}} \cdot k^{-2} \cdot P_2 = g(m_0 + m_1 + m_2);$$

$$A_4 = -(A_0'' - 3 \cdot P_2 \cdot c \cdot f \cdot \sin \alpha); \quad A_b = A_0'' - (2 \cdot h - 1) \cdot P_2 \cdot c \cdot f \cdot \sin \alpha;$$

$$t_1'' = k' \cdot \arctg(V_x \cdot k \cdot B^{-1}); \quad t_2'' = \pi \cdot k^{-1}$$

Тогда весь период колебаний можно определить по формуле (см. рис.3):

$$T = t_1' + t_2'' = t_1' + t_2' + t_3' + t_4'' + t_5'' + t_6'' \quad (18)$$

Полученное условие (16) позволяет при проектировании грузо-несущих платформ подобрать требуемую жесткость пружин (ресор) системы подвески, при необходимости менять фрикционный материал в подвеске с целью увеличения (уменьшения) амплитуды и числа колебаний, менять угол наклона трассы. Кроме того, рассчитав продолжительность колебания платформы, можно определить требуемую скорость заезда автосамосвала на платформу. Используя выражение (18), легко определить продолжительность технологической паузы, необходимой на обмен автосамосвалов и на гашение колебаний системы перед началом движения.

DYNAMIKA WJAZDU WYWROTKI SAMOCHODOWEJ NA PLATFORME WYCIĄGOWĄ POCHYLEGO PODNOŚNIKA WYROBISKOWEGO

Streszczenie

W związku z wprowadzeniem do przedsiębiorstw górniczych platform do przesuwania wielotonażowych wywrotek samochodowych wynika konieczność zbadania dynamiki zachowania się takiej platformy podczas wjazdu na nią wywrotki samochodowej. Rozpatrzono różne warianty wjazdu samochodu na taką platformę przy najbardziej granicznym przypadku obciążenia; rozpatrzono 5 stanów układu i określono wielkości amplitudy drgań układu. Celem uniknięcia zjawisk rezonansowych określono graniczne warunki obciążenia platformy, pozwalające na dobór koniecznej twardości elastycznych elementów podwieszenia. Wychodząc z obliczonego czasu trwania procesu drgań, można także określić racjonalną szybkość wjazdu wywrotki samocho-

dowej na platformę, co z kolei pozwala na uzasadnione określanie przerwy technologicznej dla wymiany wywrotek samochodowych.

DYNAMICS OF DUMP TRUCK ENTRANCE TO A HOIST PLATFORM
OF SLOPING EXCAVATION ELEVATOR

S u m m a r y

In consequence of introducing platforms into mining enterprises to shift multi-tonnage dump trucks a necessity arose to investigate the dynamics of behaviour of such a platform during entry of a dump truck. Different variants of truck entrance to such a platform were considered under the maximum limiting condition of loading; 5 states of the system were studied and quantities of system vibration amplitude determined. To avoid resonance effects, limiting conditions for platform load were determined allowing a selection of necessary hardness of suspension flexible elements. On the basis of vibration duration calculated it is also possible to determine a reasonable speed at which dump truck can enter the platform, and then to state technological down time needed for exchanging these dump trucks.