

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРОФИЛЯ ДОРОГИ НА КАРЬЕРНЫЙ АВТОСАМОСВАЛ ПРИ ПРЯМОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ

К.М. Басс, В.В. Плехотник, В.В. Кривда, Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», Украина

В статье приведена математическая модель прямолинейного движения карьерного автосамосвала, как многомассовой системы с пятью степенями свободы на прямолинейном участке дороги с учетом состояния дорожного покрытия.

Современное состояние карьерного автомобильного транспорта.

Значительные финансовые затраты, связанные с транспортированием горных пород для обеспечения технологического процесса добычи полезных ископаемых открытым способом, обуславливают постоянное ведение широкомасштабных работ по техническому совершенствованию средств карьерного автомобильного транспорта. Их конструкция должна максимально учитывать особенности работы в карьерах: стесненные условия движения, короткие расстояния транспортирования, затяжные подъемы и спуски.

Значительный вклад в развитие теории и практики использования автомобильного транспорта на открытых горных разработках внесли М.В. Васильев, А.А. Кулешов, А.Н. Казарез, Н.В. Мельников, М.Г. Потапов, В.В.Ржевский, В.П. Смирнов, И.М. Циперфин, В.Д. Штейн, Б.Я. Яковенко, Зырянов И.В., Бунякин А.В., Смирнов Г.А. [1,2,3] и др. Ими были созданы математические модели для исследования динамических процессов карьерного автомобильного транспорта, учитывающие особенности эксплуатации (в частности неровности дороги, удар при экскаваторной загрузке). Составленные при этом уравнения движения представляют собой систему нелинейных дифференциальных уравнений, которые решаются при заданных начальных условиях в определенном промежутке интегрирования с использованием специально разработанного алгоритма итерационно-разностного типа с определением точек разрыва правых частей [1, 2, 3].

Дальнейшие усовершенствования конструкций автосамосвалов, которые работают в особо сложных условиях, и оценка их работоспособности, требуют привлечения при составлении расчетной схемы большего числа конструктивных и технологических факторов, что позволяет определить их влияние на эксплуатационные характеристики машины и её надежность. Поэтому, исследование динамики машины и получение амплитудно-частотных характеристик в зависимости от физико-механических свойств упругих связей и масс отдельных частей машины является актуальной задачей.

Исследуя динамику автомобиля как сложную многомассовую систему, необходимо учитывать, что при различных режимах движения влияние механических характеристик отдельных элементов машины проявляется в разной степени. Проведем исследование динамики прямолинейного движения машины без учета бокового уклона дороги.

Цель исследования – составление расчетной схемы и уравнений движения при прямолинейном движении машины с учетом характеристик ее упругих связей и профиля дороги.

Составление расчетной схемы и уравнения движения.

При составлении расчетной схемы автомобиля допускаем, что механические характеристики колес, расположенных на одной оси соответствующих мостов – одинаковы. В этом случае автосамосвал можно представить в виде системы тел (рис. 1), соединенных между собой упругими и неупругими связями, причем функции, описывающие взаимодействие колес автомобиля с дорогой, моделируют различные условия движения.

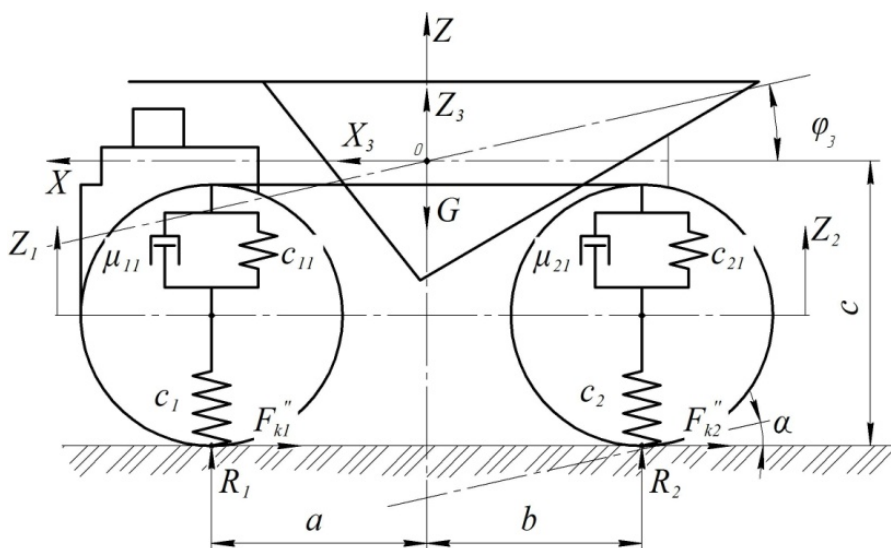


Рис. 1 – Расчетная схема карьерного автосамосвала

Взаимодействие с дорожным покрытием выражается через нормальные реакции R_1 , R_2 , и силы сопротивления качению F_{k1} и F_{k2} . Кроме того, на схеме обозначено:

a , b , c – размеры, определяющие положение центра масс автомобиля относительно осей колес и полотна дороги;

c_1 , c_2 – жесткости соответственно передних и задних колес по нормали;

c_{11} , μ_{11} , c_{21} , μ_{21} – коэффициенты жесткости и демпфирования соответственно передней и задней подвесок;

Z_3 – относительное перемещение подрессоренной массы кузова перпендикулярно курсу движения автомобиля;

Z_1 , Z_2 – перемещение осей соответственно передних и задних колес перпендикулярно курсу движения автомобиля;

X_3 – перемещение центра масс автомобиля по курсу его движения;

φ_3 – угол поворота кузова относительно оси, проходящей через центр масс кузова перпендикулярно плоскости XOZ ;

α – угол наклона полотна дороги по направлению движения;

G_1 , G_2 , G_3 вес соответственно передних, задних колес и кузова автосамосвала.

Движение автомобиля рассматриваем в плоскости XOZ , проходящей через продольную ось автомобиля.

Для составления уравнения движения воспользуемся уравнением Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dq_i} \right) - \frac{dT}{dq_i} + \frac{d\Pi}{dq_i} + \frac{dD}{dq_i} = Q_i \quad (1)$$

где: при составлении выражений для кинетической T и потенциальной энергии Π , диссипативной функции D , были использованы значения масс и моментов инерции m_1 , m_2 , J_1 , J_2 передних и задних колес, массы и момента инерции кузова m_3 , J_3 , (в качестве обобщенных координат были выбраны Z_1 , Z_2 , Z_3 , x , φ_3).

Кинетическая энергия всей системы:

$$T = \frac{1}{2} m_3 \cdot \left(\frac{a \cdot \dot{Z}_2 + b \cdot \dot{Z}_1}{a+b} + \dot{Z}_3 \right)^2 + \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot \dot{Z}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{J_1 + J_2}{2r^2} \right) \cdot \dot{X}_3^2 + \frac{\dot{X}_3^2}{2} (m_1 + m_2 + m_3) + \frac{1}{2} J_3 \cdot \dot{\varphi}_3^2 + \frac{1}{2} m_1 \cdot \dot{Z}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \cdot \dot{Z}_2^2 \quad (2)$$

Потенциальная энергия всей системы:

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{1}{2} \cdot c_{11} \cdot (-a \cdot \varphi_3 - Z_1 + Z_3)^2 + \frac{1}{2} \cdot c_{21} \cdot (b \cdot \varphi_3 - Z_2 + Z_3)^2 + \\ & + \frac{1}{2} \cdot c_1 \cdot Z_1^2 + \frac{1}{2} \cdot c_2 \cdot Z_2^2 - G1 \cdot \cos \alpha \cdot Z1 - G2 \cdot \cos \alpha \cdot Z2 - G3 \cdot \cos \alpha \cdot Z3 \end{aligned} \quad (3)$$

После подстановки в уравнение Лагранжа выражений для кинетической и потенциальной энергии, диссипативной функции, а также соответствующих преобразований приходим к системе уравнений:

$$\left\{ \begin{aligned} m\ddot{X}_3 &= \frac{M_g}{r} - f_{k1} R_1 - f_{k2} R_2 + mgsin\alpha \\ (m_1 + m_3 k_0^2) \ddot{Z}_1 - m_3 k_0^2 (\ddot{Z}_2 + \ddot{Z}_3) + (c_1 + c_{11}) \dot{Z}_1 - c_{11} (Z_3 + \varphi a) + c_{11} \mu_{11} (\dot{Z}_1 - \dot{Z}_3 - \dot{\varphi} a) &= g \cos \alpha (m_1 - m_3 k_0) \\ (m_2 + m_3 k_0^2) \ddot{Z}_1 - m_3 k_0^2 (\ddot{Z}_1 + \ddot{Z}_3) + (c_2 + c_{21}) \dot{Z}_2 - c_{21} (Z_3 - \varphi b) + c_{21} \mu_{21} (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_3 + \dot{\varphi} b) &= g \cos \alpha (m_2 + m_3 k_0) \\ m_3 \ddot{Z}_0 - c_{11} \mu_{11} (\dot{Z}_1 - \dot{Z}_3 - \dot{\varphi} a) - c_{21} \mu_{21} (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_3 + \dot{\varphi} b) - c_{11} (\dot{Z}_1 - \dot{Z}_3 - \dot{\varphi} a) - c_{21} (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_3 + \dot{\varphi} b) &= m_3 g \cos \alpha \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - c_{11} \mu_{11} a (\dot{Z}_1 - \dot{Z}_3 - \dot{\varphi} a) + c_{21} \mu_{21} b (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_3 + \dot{\varphi} b) - c_{11} a (\dot{Z}_1 - \dot{Z}_3 - \dot{\varphi} a) + c_{21} b (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_3 + \dot{\varphi} b) &= 0 \end{aligned} \right. \quad (4)$$

Эта система из пяти дифференциальных уравнений, описывающая прямолинейное движение машины с учетом влияния поперечных и крутильных колебаний, которые могут возникнуть при возмущении движения или на переходных режимах. Значение собственных частот и амплитуд колебаний являются параметрами для оценки плавности хода машины, ее надежности в целом.

Определим перемещения и ускорения по обобщенным координатам при преодолении единичных препятствий (высота 0,15, длина 7,5 м) согласно СНиП 2.05.07-91 «Промышленный транспорт. Строительные нормы и правила», передними и задними колесами для автосамосвала БелАЗ 7521 с параметрами:

a, b, c – размеры, определяющие положение центра масс автомобиля относительно осей колес и полотна дороги ($a=2,6$ м, $b=3,3$ м, $c=3,1$ м);

c_1, c_2 – жесткости соответственно передних и задних колес по нормали ($c_1=3,75 \cdot 10^5$ Н/м, $c_2=7,5 \cdot 10^5$ Н/м);

$c_{11}, \mu_{11}, c_{21}, \mu_{21}$ – коэффициенты жесткости и демпфирования соответственно передней и задней подвесок ($c_{11}=1,8 \cdot 10^4$ Н/м, $\mu_{11}=3 \cdot 10^5$ Н/м², $c_{21}=1,8 \cdot 10^4$ Н/м, $\mu_{21}=3 \cdot 10^5$ Н/м²);

Z_3 – возможное перемещение подрессоренной массы кузова перпендикулярно курсу движения автомобиля (0,5 м);

Z_1 – возможное перемещение осей передних колес перпендикулярно курсу движения автомобиля (0,75 м);

Z_2 – возможное перемещение осей задних колес перпендикулярно курсу движения автомобиля (0,75 м);

m_1, J_1 масса и момент инерции передних колес ($m_1=3500$ кг, $J_1=7875$ кгм²);

m_2, J_2 масса и момент инерции задних колес ($m_2=7000$ кг, $J_2=15750$ кгм²);

m_3, J_3 масса и момент инерции кузова ($m_3=240000$ кг, $J_3=302070$ кг м²);

r – радиус качения колес (1,57 м);

$k_0=a/l$ – коэффициент, определяющий положение центра масс кузова относительно осей колес (0,67);

\dot{X} – скорость центра масс автомобиля по курсу (32 км/ч (8,9 м/с));

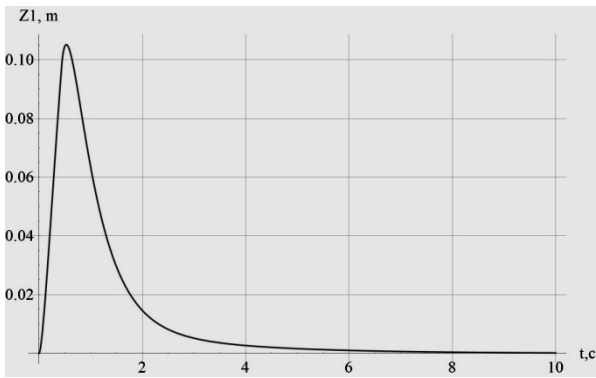


Рис. 2 - Перемещение центра масс передней оси автосамосвала, по вертикали.

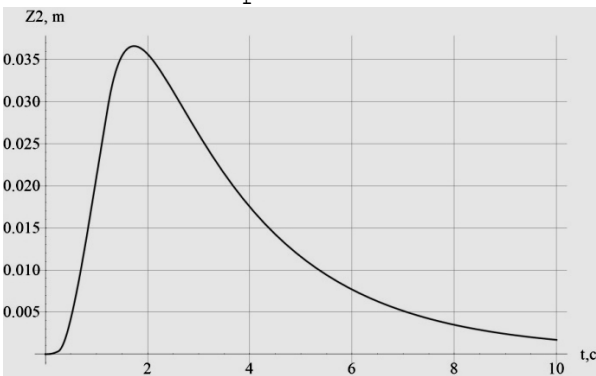


Рис. 3 - Перемещение центра масс задней оси автосамосвала, по вертикали.

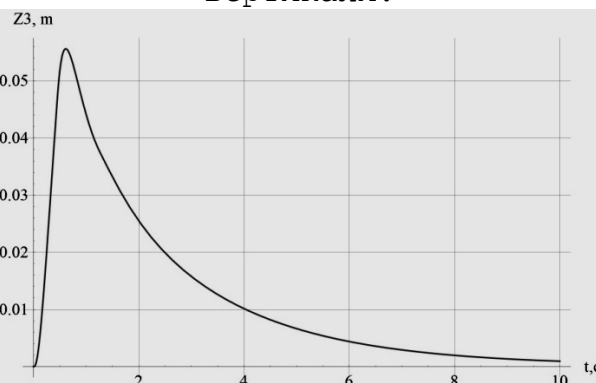


Рис. 4 - Перемещение центра масс автосамосвала по вертикали.

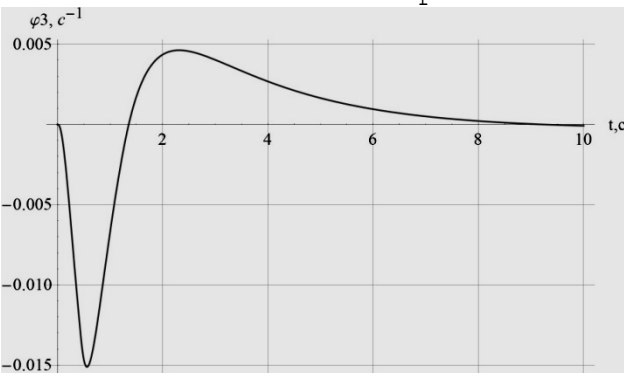


Рис. 5 - Угловое перемещение относительно оси центра масс автосамосвала (продольный тангаж).

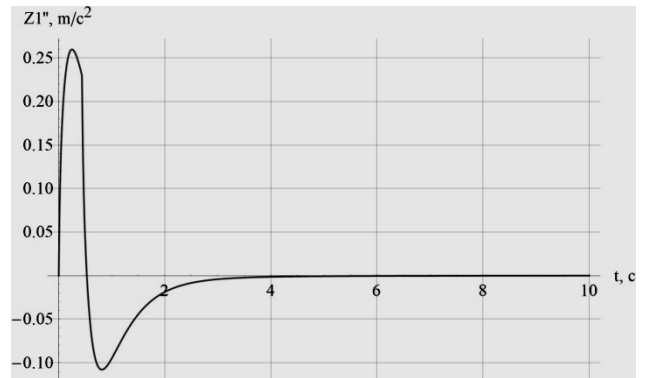


Рис. 6 - Вертикальное ускорение передней оси автосамосвала

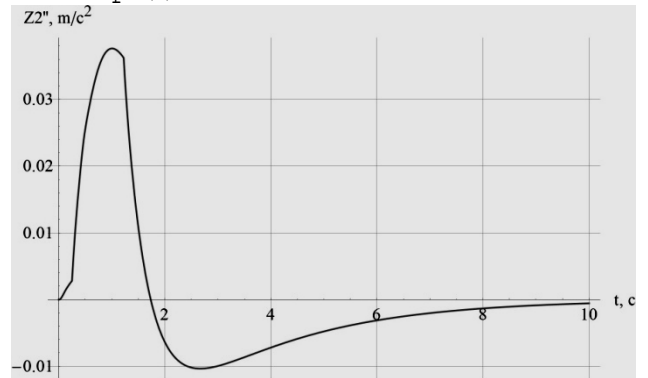


Рис. 7 - Вертикальное ускорение задней оси автосамосвала

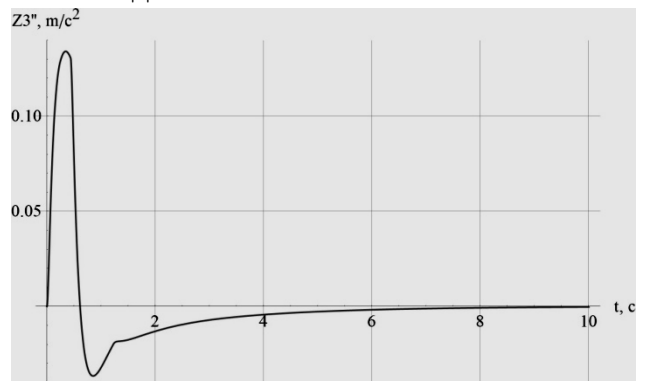


Рис. 8 - Вертикальное ускорение центра масс автосамосвала

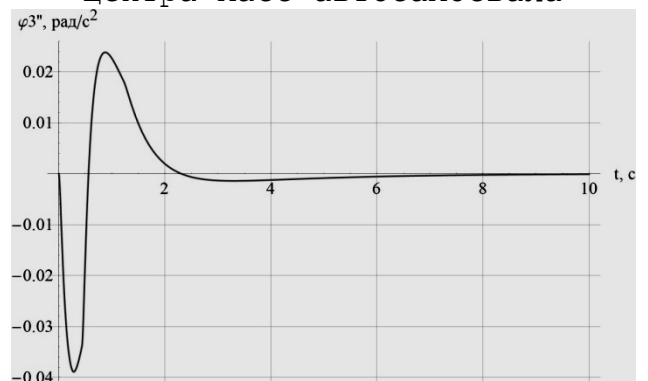


Рис. 9 - Угловое ускорение относительно оси центра масс автосамосвала.

Выводы

Построена математическая модель движения карьерного автосамосвала, позволяющая получить зависимости для оценки влияния профиля дороги на основные динамические и эксплуатационные характеристики грузовых автомобилей

По результатам расчета на примере графических зависимостей (рис. 2 – рис. 9), можно оценить величину смещения подвесок передних и задних колес, а так же центра масс кузова. Кроме того, получены значения ускорений позволяют оценить инерционную нагрузку на отдельные части конструкции машины при преодолении препятствий.

Список литературы

1. Зырянов И.В. Алгоритм управления скоростным режимом карьерных автосамосвалов при низких температурах. – Колыма, № 1, 1997, С. 55-57.
2. Бунякин А.В. Комплексная оценка и прогнозирование показателей качества эксплуатации карьерных автосамосвалов.: Дисс. канд. техн. наук – Кемерово, 2004. – 306 с.
3. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1990.–352 с.
4. Басманов С.В. Математическая модель оптимизации параметров карьерных автосамосвалов [Текст] / Ю.Е. Воронов, С.В. Басманов // Известия высших учебных заведений. Горный журнал / Екатеринбург, 2007. № 8 – С. 58-62.
5. Мокін Б.І. Математичні моделі багатомасових розподілених динамічних систем для задач оптимізації (частина 1) / Б.І. Мокін, О.Б. Мокін // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – Вінниця: «УНІВЕРСУМ-Вінниця», 2008. – № 6. – С. 55 – 58.