

## **МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ КАРЬЕРНОГО АВТОСАМОСВАЛА ПРИ ПРЯМОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ**



**Басс Константин Маркович** – г. Днепропетровск, Украина, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», к.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Автомобили и автомобильное хозяйство».

Информация для контактов:

E-mail: BassKM@yandex.ru



**Плахотник Валентина Васильевна** – г. Днепропетровск, Украина, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», к.т.н., доцент кафедры «Автомобили и автомобильное хозяйство»

Информация для контактов:

тел. +38096-443-95-97



**Кривда Виталий Валерьевич** – г. Днепропетровск, Украина, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», аспирант кафедры «Автомобилей и автомобильного хозяйства»

Информация для контактов:

E-mail: vitaliy7k@rambler.ru тел. +380509208080

### **Аннотация.**

Предложена расчетная схема и составлены уравнения движения автосамосвала как трехмассовой системы с пятью степенями свободы на прямолинейном участке дороги с учетом ее продольного уклона и состояния дорожного покрытия.

*Ключевые слова:* расчетная схема, автосамосвал.

K.M.Bass V.V.Plakhotnik V.V.Krivda

## **MATHEMATICAL MODEL OF FLUCTUATIONS IN RECTILINEAR MOTION OF DUMP TRUCK**

Dr. Konstantin.M. Bass, Ass. Prof Dnepropetrovsk, Ukraine, the State Higher Educational Institution "National Mining University";

Dr. Valentina.V. Plakhotnik, Ass. Prof Dnepropetrovsk, Ukraine, the State Higher Educational Institution "National Mining University";

Vitaliy.V. Krivda, postgraduate student Dnepropetrovsk, Ukraine, the State Higher Educational Institution "National Mining University"

## Abstract

Proposed design scheme with the preparation of the equations of motion dump truck, as the three mass system with five degrees of freedom in the straight section, taking into account the slope of the road and condition of the roadway.

*Key words:* design scheme, dump truck.

## Введение

*Актуальность работы.* В настоящее время в горной промышленности страны особое внимание уделяется открытому способу добычи полезных ископаемых, что связано с более высокой производительностью и рентабельностью. Например, доля угля, добываемого открытым способом, составляет в настоящее время 50 - 65%, а в дальнейшем увеличится до 80 - 85% [1]. Рост грузоподъемности транспортных средств, что является сейчас основной тенденцией развития карьерного автотранспорта, не сопровождается, однако, соответствующим ростом эксплуатационной производительности карьерных автосамосвалов, потому что показатели, во многом определяющие ее, растут не так интенсивно, как средняя грузоподъемность, а в некоторых случаях наблюдается их снижение [1]. Комплексная оценка всего процесса эксплуатации автосамосвалов в настоящее время отсутствует, а ведь именно она для карьерных автосамосвалов различных моделей на каждом конкретном предприятии, и всего автомобильного парка производственного объединения в целом, позволила бы существенно улучшить технико-эксплуатационные показатели работы карьерного автотранспорта и обеспечить научно-обоснованное их планирование.

Для исследования динамических процессов на различных режимах эксплуатации карьерных автосамосвалов Зыряновым И.В., Буныкиным А.В., Смирновым Г.А. [1,2,3] и др., были использованы математические модели, применяемые при определенных допущениях – 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 [2]. Исследования динамики по предложенным расчетным схемам позволяет определить влияние различных факторов на движение автомобиля и оценить его надежность.

Однако, используемые в горной промышленности автосамосвалы работают в особо сложных условиях, и для оценки их работоспособности необходимо в расчетной схеме учитывать большее число конструктивных и технологических параметров.

Существенное влияние на надежность машины оказывают вибрации, возникающие при движении или выполнении погрузочно-разгрузочных операций. 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.

Особенностью динамики автомобиля, как сложной многомассовой системы, является то, что при различных режимах движения влияние механических характеристик отдельных элементов машины проявляется в различной степени. Решая задачу, поэтапно 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 элементов.

#### **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.

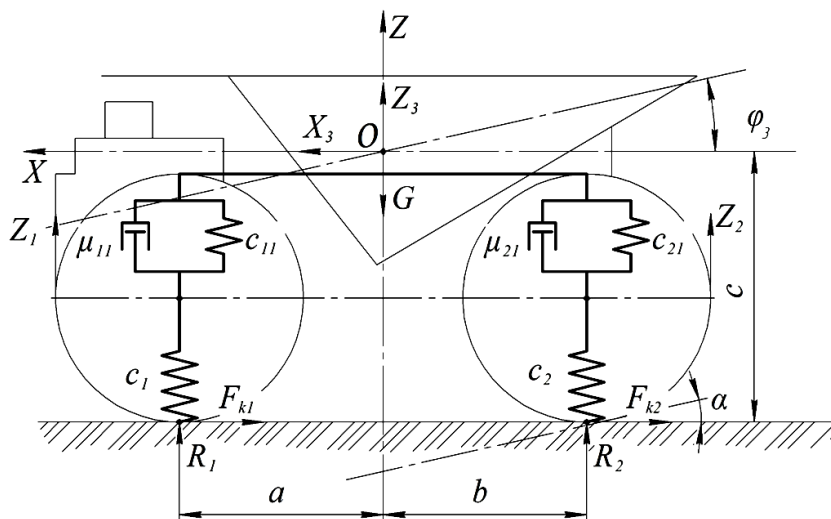


Рис. 1. Расчетная схема карьерного автосамосвала

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;

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

$Z_3$  – относительное перемещение поддрессоренной 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;

$\varphi_3$  – угол поворота кузова относительно оси, проходящей через центр масс кузова перпендикулярно плоскости  $XOZ$ ;

$\alpha$  – угол продольного уклона дороги;

Движение автомобиля рассматриваем в плоскости  $XOZ$ , проходящей через продольную ось автомобиля. Для составления уравнения движения воспользуемся уравнением Лагранжа второго рода, где при составлении выражений для кинетической и потенциальной энергии и диссипативной функции, были использованы значения масс и моментов инерции  $m_1, J_1, m_2, J_2$  передних и задних колес, массы и момента инерции кузова  $m_3, J_3$ . В качестве обобщенных координат были выбраны  $Z_1, Z_2, Z_3, X_3, \varphi_3$ . При вычислении обобщенных сил были использованы значения момента двигателя  $M_g$  и силы сопротивления качению:

$$F_{k1} = f_{k1}R_1; F_{k2} = f_{k2}R_2 \quad (1)$$

где

$f_{k1}, f_{k2}$  – коэффициенты сопротивления качению передних и задних колес, зависящие от состояния дороги и механических характеристик колес.

Реакции колес были определены из системы уравнений, составленной с использованием принципа Даламбера для рассматриваемой расчетной схемы автосамосвала. Из решения этой системы были получены зависимости:

$$R_2 = \left( (m_1 + m_2)r + m_3c + \frac{(J_1 + J_2)}{r} \right) \ddot{X}_3 + J_3 \ddot{\varphi}_3 - M_2 - m_3 a \ddot{Z}_0 + g \cos \alpha (m_3 a + m_2 l) - m_2 l \ddot{Z}_2 / l \quad (2)$$

$$R_1 = gm \cos \alpha - m_3 \ddot{Z}_0 - m_1 \ddot{Z}_1 - m_2 \ddot{Z}_2 - R_2, \quad (3)$$

где

$m = m_1 + m_2 + m_3$  – масса всего автосамосвала;

$r$  – радиус качения колес;

$l = a + b$  – база автомобиля;

$k_0 = a/l$  – коэффициент определяющий положение центра тяжести кузова относительно осей колес;

$Z_0 = (Z_2 - Z_1)k_0 + Z_3$  – абсолютное перемещение центра масс кузова по нормали;

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

$$\left\{ \begin{array}{l} m\ddot{X}_3 = \frac{Mg}{r} - f_{k1} R_1 - f_{k2} R_2 + mg \sin \alpha \\ (m_1 + k_0^2 m_3)\ddot{Z}_1 - m_3 k_0^2 (\ddot{Z}_2 + \ddot{Z}_3) + (c_1 + c_{11})Z_1 - c_{11}(Z_3 + \varphi a) + \\ + c_{11}\mu_{11}(\dot{Z}_1 - \dot{Z}_3 - \dot{\varphi} a) = g \cos \alpha (m_1 - m_3 k_0) \\ (m_2 + k_0^2 m_3)\ddot{Z}_1 - m_3 k_0^2 (\ddot{Z}_1 + \ddot{Z}_3) + (c_2 + c_{21})Z_2 - c_{21}(Z_3 - \varphi b) + \\ + c_{21}\mu_{21}(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_3 + \dot{\varphi} b) = g \cos \alpha (m_2 + m_3 k_0) \\ m_3 \ddot{Z}_0 - c_{11}\mu_{11}(\dot{Z}_1 - \dot{Z}_3 - \dot{\varphi} a) - c_{21}\mu_{21}(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_3 + \dot{\varphi} b) - \\ - c_{11}(Z_1 - Z_3 - \varphi a) - c_{21}(Z_2 - Z_3 + \varphi b) = m_3 g \cos \alpha \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - c_{11}\mu_{11}a(\dot{Z}_1 - \dot{Z}_3 - \dot{\varphi} a) + c_{21}\mu_{21}b(\dot{Z}_2 - \dot{Z}_3 + \dot{\varphi} b) - \\ - c_{11}a(Z_1 - Z_3 - \varphi a) + c_{21}b(Z_2 - Z_3 + \varphi b) = 0 \end{array} \right. \quad (4)$$

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.

Аналитические зависимости, описывающие движение автомобиля, полученные после решения системы (4) являются громоздкими и сложными для анализа. Упростить определение необходимых параметров движения и характеристик машин можно после оценки коэффициентов уравнения (4), которая может быть произведена для конкретных машин с учетом их режима работы.

Таким образом, полученные уравнения движения являются базовой математической моделью исследования прямолинейного движения автомобиля и определения собственных частот и основных характеристик движения, на основании чего может быть построена инженерная методика расчета.

## 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.