УДК 622.28; 622.273; 622.271

И.В. Бригадин, Р.А. Возгрин, С.А. Краснов, А.Ю. Торопов

МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА В КАРЬЕРАХ ПО НЕПРОФИЛИРОВАННОМУ ДОРОЖНОМУ ПОЛОТНУ

Одним из этапов добычи ископаемых является транспортировка пород из карьера к месту переработки автомобильным транспортом по сложной трассе. Правильное сочетание скорости и безопасности движения транспортного средства обеспечивает наилучшую экономическую эффективность этой операции. Для обеспечения безопасности транспортировки горной массы по непрофилированному дорожному полотну необходимо знание динамических характеристик транспортного средства: жесткость, вязкость, частота собственных колебаний в вертикальном и поперечном направлениях, и не являющихся, обязательными и паспортизируемыми. Проблема может быть решена путем предварительного экспериментального определения динамических характеристик транспортного средства и численного расчета характера движения этого транспортного средства. Описан способ определения динамических характеристик транспортного средства и представлена модель движения транспортного средства по непрофилированному дорожному полотну. Способ основан на несинхронном сбрасывании транспортного средства с определенной высоты, при котором каждое колесо может двигаться по своему закону. Математическая модель основана на решении уравнений движения Лагранжа с использованием принципа Даламбера. Модель адекватно описывает движение транспортного средства по непрофилированному дорожному полотну, включая вариант его опрокидывания.

Ключевые слова: карьер, транспортное средство, динамические характеристики, непрофилированное дорожное полотно, математическая модель, уравнение движения Лагранжа, принцип Даламбера, численный расчет, эксперимент.

DOI: 10.25018/0236-1493-2018-2-0-168-174

Введение

Одним из этапов добычи ископаемых является транспортировка породы из карьера к месту переработки автомобильным транспортом по сложной трассе. Правильное сочетание скорости и безопасности движения транспортного средства обеспечивает наилучшую экономическую эффективность этой операции. Место операции транспортировки породы в едином технологическом процессе и проблемные вопросы изложены в работах [1—3]. В частности, анализ аварий показывает, что при перевозке горной массы их доля составляет до 15% от общего количества опасных производственных ситуаций. Известно, что дорожное полотно в пределах карьера по различным причинам сложно поддерживать в высококачественном состоянии. Движение транспортного средства по непрофилированному дорожному полотну может привести к аварийной ситуации, в том числе в виде опрокидывания.

ISSN 0236-1493. Горный информационно-аналитический бюллетень. 2018. № 2. С. 168–174.
© И.В. Бригадин, Р.А. Возгрин, С.А. Краснов, А.Ю. Торопов. 2018.

Мероприятия по обеспечению безопасности транспортировки должны включать этап расчета движения транспортного средства. Для чего, в свою очередь, необходимо знание его динамических характеристик, не являющихся, как правило, обязательными и паспортизируемыми.

Проблема может быть комплексно решена путем предварительного экспериментального определения динамических характеристик транспортного средства и численного расчета характера движения этого транспортного средства.

Такой подход позволит задать более корректные требования к автосамосвалам, устанавливать скоростной режим для различных типов транспортных средств и принимать меры по улучшению геометрии дорожного полотна и сцепления транспортного средства с ним.

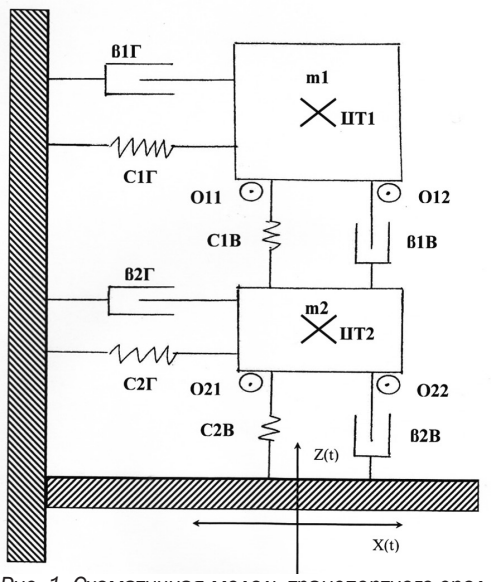

Рис. 1. Схематичная модель транспортного средства

Постановка задачи и способ определения динамических характеристик транспортного средства

Как правило, в паспортных данных на транспортное средство не содержится сведений о таких характеристиках, как жесткость и вязкость колесной пневматики шасси и системы амортизации, тем более в динамическом диапазоне и тем более по боковой составляющей. Хотя известно, что и в России, и за рубежом в ведущих автомобильных державах (США, ФРГ, Япония, Англия и др.) проводятся экспериментальные исследования по оценке характеристик транспортных средств различными способами [4—9, 15—18].

Для установления полноты физической картины движения транспортного средства по непрофилированному дорожному полотну предлагается его адекватная модель.

Схематично модель транспортного средства представлена на рис. 1. В модель включены 2 узла: кузов массой m_1

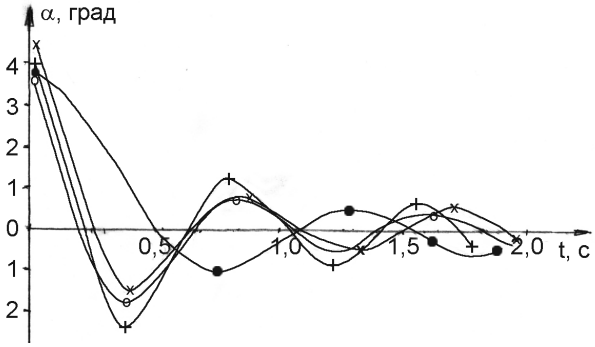

Рис. 2. Динамика изменения угла наклона прицепа типа ПАУ-1В

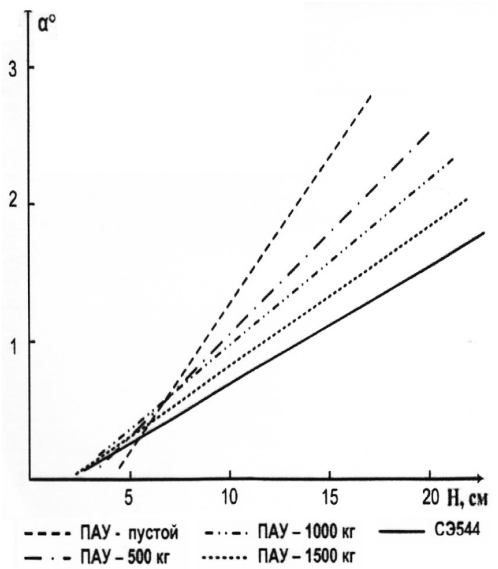

Рис. 3. Зависимость угла наклона прицепа типа ПАУ-1В от массы груза

и колесная тележка (шасси) массой m_2. Знаком «ХЦТ» обозначены центры тяжести этих узлов. По вертикальной (*В*) и горизонтальной (*Г*) осям каждый узел характеризуется жесткостью (*С*) и вязкостью (β_r). В дальнейших расчетах необходимо знание количественных значений динамических и статических характеристик транспортных средств.

Значения таких характеристик транспортных средств на примере прицепа автомобильного универсального типа ПАУ-1В были экспериментально определены способом, изложенным в патенте РФ [10], с использованием устройства по патенту РФ на полезную модель [11].

На графиках представлены динамика изменения угла наклона (рис. 2) и зависимость угла наклона от массы груза и высоты подъема (рис. 3). В условиях карьера это соответствует движению по наклонной поверхности или локальным неровностям дорожного полотна.

В экспериментах так же были установлены собственные частоты вертикального и бокового колебаний прицепа и их зависимость от массы нагрузки.

Математическая модель движения транспортного средства

В основу модели положена динамическая схема для каждого узла, основанная на принципе Даламбера [12]. Принцип Даламбера позволяет задавать воздействие на транспортное средство со стороны дорожного полотна, эквивалентное движению этого транспортного средства по этому полотну.

Система имеет угловую (горизонтальную) жесткость c_φ и радиальную жесткость c_r. Масса *m* может перемещаться радиально по направлению ρ и вращаться вокруг точки *O*. В этом случае обобщенные координаты радиальное ρ и угол поворота φ. Очевидно, что:

$$\rho = r_0 + r,$$

где r_0 — начальный радиус, отвечающий положению равновесия (возвышение центра тяжести над точкой *O* в вертикальном положении равновесия); *r* — радиальное смещение.

Угол φ отсчитывается от вертикального направления вектора $O\rho$.

Для составления уравнений динамики системы применяется Лагранжев формализм [12]. Кинетическая энергия системы при скоростях φ', r':

$$K = \frac{m}{2}(\rho^2\varphi'^2 + r'^2) + \frac{i_0\varphi'^2}{2},$$

где i_0 — собственный момент инерции массы *m* относительно центральной оси.

Потенциальная энергия системы при ненулевых обобщенных координатах *r*, φ (начало отсчета — положение равновесия):

$$\Pi = \frac{A_p r^2}{2} + \frac{c_\varphi \varphi^2}{2} - mg\rho\cos\varphi \quad .$$

Для кинетического потенциал системы $L = K - \Pi$ уравнения Лагранжа 2 рода имеют вид:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{dL}{dr'}\right) - \frac{dL}{dr} = Q_r, \quad \frac{d}{dt}\left(\frac{dL}{d\varphi'}\right) - \frac{dL}{d\varphi} = Q_\varphi,$$

где Q_r и Q_φ — обобщенные силы, действующие на виртуальных перемещениях δ_r и δ_φ.

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{dL}{dr'}\right)-\frac{dL}{dr}= \\ =mr''-\rho\frac{d\rho}{dr}m\varphi'^2+c_\rho r+mg\frac{d\rho}{dr}\cos\varphi,$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{dL}{d\varphi'}\right)-\frac{dL}{d\varphi}= \\ =mr'\varphi'+m\rho^2\varphi''+i_0\varphi''+c_\varphi\varphi-mg\rho\sin\varphi.$$

Следует отметить, что

$$\frac{d\rho}{dr}=\begin{cases}0, \text{ если } r\equiv 0 \Leftrightarrow \rho=const\\ 1, \text{ если } r\neq 0 \Leftrightarrow \rho\neq const.\end{cases}$$

Обобщенные силы Q_r и Q_φ определяются из выражения виртуальной работы δA:

$$\delta A=(-mz''\cos\varphi+mx''\sin\varphi+F^r_{сопр})\delta r+ \\ +m\rho(z''\sin\varphi-x''\cos\varphi+F^\varphi_{сопр})\delta\varphi,$$

где $F^r_{сопр}$, $F^\varphi_{сопр}$ — обобщенные силы сопротивления, обусловленные демпфированием перемещений r и φ.

Считая силы сопротивления линейно зависящими от скоростей, они представляются в виде:

$$F^r_{сопр}=\begin{cases}0, \text{ при } |r'|\lhd V_k\\ -sign(r')\cdot\beta_r\cdot|r'|, \text{ при } |r'|\geq V_k\end{cases},$$

$$F^\varphi_{сопр}=\begin{cases}0, \text{ при } |\varphi'|\lhd \omega_k\\ -sign(\varphi')\cdot\beta_\varphi\cdot|\varphi'|, \text{ при } |\varphi'|\geq \omega_k\end{cases},$$

где β_r, β_φ, — коэффициенты линейного демпфирования, $V_к$, $\omega_к$, — пороговые значения линейной и угловой скорости.

Таким образом, обобщенные силы равны:

$$Q_r=m(-z''\cos\varphi+x''\sin\varphi)+F^r_{сопр},$$

$$Q_\varphi=m\rho(z''\sin\varphi-x''\cos\varphi)+F^\varphi_{сопр}.$$

Тогда дифференциальные уравнения движения системы примут вид:

$$\begin{cases}mr''=\rho\frac{d\rho}{dr}m\varphi'^2-c_r r-mg\frac{d\rho}{dr}\cos\varphi+Q_r,\\ (m\rho^2+i_0)\varphi''^2= \\ =-mr'\varphi'-c_\varphi\varphi+mg\rho\sin\varphi+Q_\varphi.\end{cases}$$

Начальные условия:

$r(0)=r_o$, $\varphi(0)=\varphi_o$, $r'(0)=V_к$, $\varphi'(0)=\omega_к$.

Результаты численных расчетов

Численное моделирование выполнено в поле системы Matcad на основе работ [13, 14] для типовых сигналов, представленных на рис. 4 и 5. На рис. 4 показан типовой сигнал по вертикальной компоненте массовой скорости, на рис. 5 — сигналы по горизонтальной компоненте массовой скорости.

Оценочно сигналы соответствуют движению транспортного средства со скоростями до 50 км/ч при разности высот правой и левой колеи (размер неровностей — ухаб) до 50 см.

В расчетной модели задавались реальные значения для случая ПАУ-1В (масса кузова, шасси и их геометрические размеры).

По результатам расчетов получены адекватные параметры движения транс-

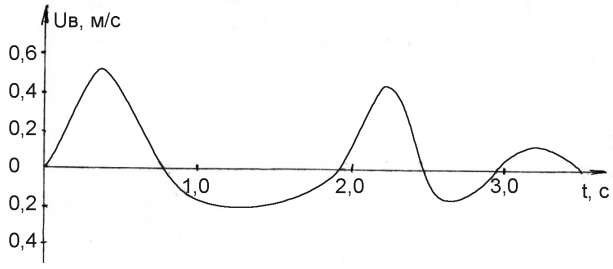

Рис. 4. Типовой сигнал по вертикальной компоненте скорости

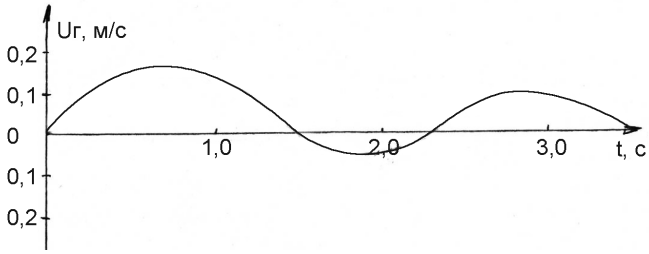

Рис. 5. Типовой сигнал по горизонтальной (поперечной) компоненте скорости

портного средства по непрофилированному дорожному полотну и выявлены условия для случая опрокидывания.

Для конкретных условий карьеров и конкретных транспортных средств необходимо провести видеосъемку реального движения, дешифрирование которого позволит получить количественные значения динамических и статических характеристик этих транспортных средств и установить необходимые ограничения.

Выводы

1. Разработанный способ испытания позволяет экспериментально определять динамические характеристики транспортного средства, не являющиеся, как правило, обязательными и паспортизируемыми.

2. Разработанная численная модель позволяет адекватно прогнозировать параметры движения транспортного средства по непрофилированному дорожному полотну, включая вариант его опрокидывания.

3. Для конкретных условий карьеров и конкретных транспортных средств необходимо провести видеосъемку реального движения, дешифрирование которого позволит получить количественные значения динамических и статических характеристик этих транспортных средств и установить необходимые ограничения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Трубецкой К. Н., Чантурия В. А., Малышев Ю. Н., Рубан А. Д.* Проблемы и перспективы развития угольных энергоресурсов России, безопасных и экологически чистых технологий их освоения / Труды научной сессии РАН «Энергетика России: проблемы и перспективы». — М.: Наука, 2006. — С. 342—346.

2. *Яковлев В. Л., Могилат В. Л., Ковалев М. Н., Гусев А. И.* Проблемы безопасной эксплуатации автомобильного транспорта на открытых горных работах // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2004. — № 3. — С. 122—124.

3. *Молотилов С. Г., Васильев Е. И., Кортелев О. Б., Норри В. К., Левенсон С. Я., Гендлина Л. И., Тишков А. Я.* Интенсификация погрузочно-транспортных работ на карьерах. — Новосибирск: Изд-во СО РАН, 2000.

4. *Patent CZ20140725 (A3) — 2016-03-30.* Measuring method of unsprung mass attenuation constant of passenger car half-axle by means of disassembly-free test .

5. *Patent GB2515704 (A) — 2014-12-31.* Active resistance dynamometer for wheel testing.

6. *Patent DE4000940 (A1) — 1991-07-18.* Vehicle testing using loading profile sequence — derived from vehicle axle torsional movement measurements during normal travel for repeated test bed testing.

7. *Patent KR20130025151 (A) — 2013-03-11.* Method and apparatus testing vibration endurance of automotive parts using order tracking filter.

8. *Patent US2009000385 (A1) — 2009-01-01.* Excitation Test Method and Apparatus for Vehicle.

9. *Patent US2009312966 (A1) — 2009-12-17*. Method for testing a vibration damper of a motor vehicle in the installed state, and vibration damper-test system for a motor vehicle.
10. *Бригадин И. В.*, *Карасев А. С.*, *Мыркин В. Г.*, *Торопов А. Ю.* Патент РФ № 2376566 от 20.12.2009. Способ испытания транспортных средств. 2010. Бюл. № 51.
11. *Бригадин И. В.*, *Карасев Ю. А.*, *Мыркин В. Г.*, *Торопов А. Ю.* Патент РФ на ПМ № 147134. Устройство для испытания транспортных средств. 2007. Бюл. № 31.
12. *Тарг С. М.* Краткий курс теоретической механики. — М.: Наука, 1967. — 480 с.
13. *Годунов С. К.*, *Рябенький В. С.* Разностные схемы (введение в теорию), учебное пособие. — М.: Наука, 1973. — 400 с.
14. *Марчук Г. И.* Методы вычислительной математики. — Новосибирск: Наука, 1973. — 352 с.
15. *Neuge-bauer J., Grubisic V.* Transducer for the measurement of surface strains and global deformations of tyres under dtiving conditions. Appl.Adv. stain meas. Techn. Int. Conf., London. Aug.1987. Caithness. 1988, pp. 46—61.
16. *Burt Eddie C., Wood Randalk K., Winter Meet* Three-dimensional tire deformation on defor mable surfaces. Amer.Soc. Agr. Eng. 1985/n1551, pp. 1—10.
17. *Gut* besohlt fur schwere Arbait/BD:Baumaschinendienst — 1988., 24, no 2, pp. 62—68.
18. *Captian R. M.*,*Boghuni A. B.*, *Wormley R. N.*Wehicle System Dinamics. 1979, pp. 1—32. ГИАБ

КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Бригадин Иван Владимирович[1] — кандидат технических наук, научный консультант, e-mail: IvanBrigadin2008@yandex.ru,
Возгрин Роман Александрович[1] — кандидат технических наук, ведущий специалист,
Краснов Сергей Анатольевич[1] — кандидат технических наук, научный консультант,
Торопов Алексей Юрьевич[1] — ведущий специалист,
[1] ООО «Промстройвзрыв», 190031, Санкт-Петербург.

ISSN 0236-1493. Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'. 2018. No. 2, pp. 168–174.

I.V. Brigadin, R.A. Vozgrin, S.A. Krasnov, A.Yu. Toropov

MODEL OF UNBLADED ROAD TRAFFIC IN OPEN PIT MINES

One of the stages in mineral mining process is haulage of rocks from an open pit mine to a processing site by motor transport and complicated pathways. Correct combination of speed and safety of traffic flow ensures the best economic efficiency of haulage.

In order to provide safe haulage of rocks using unbladed roads, it is necessary to know dynamic characteristics of transport, such as rigidity, viscosity, frequency of free vibrations in vertical and transverse directions, which are compulsory and not included in ratings, as a rule.

This problem can be solved wholistically by means of preliminary experimental determination of the dynamic characteristics of a vehicle and numerical calculation of its nature of motion.

The article describes the method to determine dynamic characteristics of transport and the model of the unbladed road traffic.

The method is based on the asynchronous dropping of a vehicle from a certain height when each wheel can move by its own law.

The mathematical model uses the Lagrange equation of motion and the D'Alembert's principle. The model adequately describes traffic flow on unbladed roads, including roll-over.

Key words: open pit mine, transport, dynamic characteristics, unbladed road, mathematical model, Lagrange equation of motion, D'Alembert's principle, numerical calculation, experiment.

DOI: 10.25018/0236-1493-2018-2-0-168-174

AUTHORS

Brigadin I.V.[1], Candidate of Technical Sciences,
Scientific Consultant,
e-mail: IvanBrigadin2008@yandex.ru,
Vozgrin R.A.[1], Candidate of Technical Sciences,
Leading Specialist,
Krasnov S.A.[1], Candidate of Technical Sciences,
Scientific Consultant,
Toropov A.Yu.[1], Leading Specialist,
[1] Promstroyvzryv Ltd., 190031, Saint-Petersburg, Russia.

REFERENCES

1. Trubetskoy K. N., Chanturiya V. A., Malyshev Yu. N., Ruban A. D. *Trudy nauchnoy sessii RAN «Energetika Rossii: problemy i perspektivy»* (Problems and Prospects of Power Engineering in Russia: Proceedings of Scientific Session of the Russian Academy of Sciences), Moscow, Nauka, 2006, pp. 342—346.

2. Yakovlev V. L., Mogilat V. L., Kovalev M. N., Gusev A. I. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'*. 2004, no 3, pp. 122—124.

3. Molotilov S. G., Vasil'ev E. I., Kortelev O. B., Norri V. K., Levenson S. Ya., Gendlina L. I., Tishkov A. Ya. *Intensifikatsiya pogruzochno-transportnykh rabot na kar'erakh* (Intensification of loading and haulage processes in open pit mines), Novosibirsk, Izd-vo SO RAN, 2000.

4. *Patent CZ20140725 (A3) — 2016-03-30*. Measuring method of unsprung mass attenuation constant of passenger car half-axle by means of disassembly-free test .

5. *Patent GB2515704 (A) — 2014-12-31*. Active resistance dynamometer for wheel testing.

6. *Patent DE4000940 (A1) — 1991-07-18*. Vehicle testing using loading profile sequence derived from vehicle axle torsional movement measurements during normal travel for repeated test bed testing.

7. *Patent KR20130025151 (A) — 2013-03-11*. Method and apparatus testing vibration endurance of automotive parts using order tracking filter.

8. *Patent US2009000385 (A1) — 2009-01-01*. Excitation Test Method and Apparatus for Vehicle.

9. *Patent US2009312966 (A1) — 2009-12-17*. Method for testing a vibration damper of a motor vehicle in the installed state, and vibration damper-test system for a motor vehicle.

10. Brigadin I. V., Karasev A. S., Myrkin V. G., Toropov A. Yu. *Patent 2376566 RU*, 20.12.2009.

11. Brigadin I. V., Karasev Yu. A., Myrkin V. G., Toropov A. Yu. *Patent 147134 RU*, 2007.

12. Targ S. M. *Kratkiy kurs teoreticheskoy mekhaniki* (Short course on theoretical mechanics), Moscow, Nauka, 1967, 480 p.

13. Godunov S. K., Ryaben'kiy V. S. *Raznostnye skhemy (vvedenie v teoriyu)*, uchebnoe posobie (Difference schemes (introduction to theory), Educational aid), Moscow, Nauka, 1973, 400 p.

14. Marchuk G. I. *Metody vychislitel'noy matematiki* (Computational mathematics methods), Novosibirsk, Nauka, 1973, 352 p.

15. Neuge-bauer J., Grubisic V. *Transducer for the measurement of surface strains and global deformations of tyres under dtiving conditions*. Appl.Adv. stain meas. Techn. Int. Conf., London. Aug.1987. Caithness. 1988, pp. 46—61.

16. Burt Eddie C., Wood Randalk K., Winter *Meet Three-dimensional tire deformation on defor mable surfaces*. Amer. Soc. Agr. Eng. 1985/n1551, pp. 1—10.

17. Gut besohlt fur schwere Arbait. *BD: Baumaschinendienst*, 1988., 24, no 2, pp. 62—68.

18. Captian R. M.,Boghuni A. B., Wormley R. N. *Wehicle System Dinamics*. 1979, pp. 1—32.

FIGURES

Fig. 1. Schematic vehicle.
Fig. 2. Dynamics of change in the angle of support vehicle of the type of PAU-1V.
Fig. 3. Dependence of PAU-1V support vehicle angle on load weight.
Fig. 4. Conventional signal of vertical velocity component.
Fig. 5. Conventional signal of horizontal (transverse) velocity component.