



# ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 629.113.012.5

**А.Г. ВЫГОННЫЙ**, канд. техн. наук, доц.  
ведущий научный сотрудник<sup>1</sup>  
E-mail: vigonny@mail.ru

**А.В. ШМЕЛЁВ**, канд. техн. наук  
заместитель генерального директора по научной работе<sup>1</sup>  
E-mail: shmeliov.alexei@gmail.com

**А.Н. КОЛЕСНИКОВИЧ**  
начальник отдела моделирования и виртуальных испытаний<sup>1</sup>  
E-mail: kan@tut.by

**М.В. РАК**  
заместитель главного конструктора<sup>2</sup>

**С.А. ИСПЕНЬКОВ**, канд. техн. наук  
начальник конструкторско-исследовательского бюро прочности<sup>2</sup>

**Р.В. ШАКИН**  
начальник конструкторского бюро<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

<sup>2</sup>ОАО «БЕЛАЗ» — управляющая компания холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ», г. Жодино, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 26.06.2019.

## РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЖЕСТКОСТИ И ДЕМПФИРУЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ШИН БОЛЬШЕГРУЗНОГО САМОСВАЛА

*Рассматривается методика расчетно-экспериментального определения нормальной жесткости и демпфирования шин большегрузного самосвала. Исходными данными служат результаты экспериментальных измерений ускорений свободных колебаний большегрузного самосвала после переезда единичной неровности. В основу методики положена процедура идентификации нормальной жесткости и демпфирования шин путем сравнения экспериментальных и расчетных данных, полученных на модели. Приведены результаты апробации предлагаемой методики на примере конкретного самосвала с использованием программного комплекса Matlab/Simulink.*

**Ключевые слова:** шина, самосвал, методика, жесткость, демпфирование, свободные колебания, эксперимент, модель

**Введение.** Одним из направлений развития конструкций карьерных самосвалов является повышение их грузоподъемности [1]. Это приводит к увеличению размерности и грузоподъемности шин. В настоящее время на самосвалах применяются шины грузоподъемностью 110 т. Как из-

вестно, шины и подвеска относятся к основным устройствам, от которых зависит воздействие дороги на автомобиль [2]. Принятые расчетные методы исследования плавности хода и нагрузочных режимов автомобилей используют различные модели шин, в которых определяющими параметра-

ми являются их нормальная жесткость и демпфирующая способность [3].

Применение известных методов экспериментального определения параметров шин для указанной грузоподъемности неприемлемо из-за сложности и большой стоимости таких установок [4, 5]. Кроме того, известные испытательные установки не позволяют оценить нормальную жесткость и демпфирующую способность катящейся шины в зависимости от скорости качения. В работах [6, 7] показано, что при изменении скорости качения шины ее демпфирующая способность может изменяться в несколько раз.

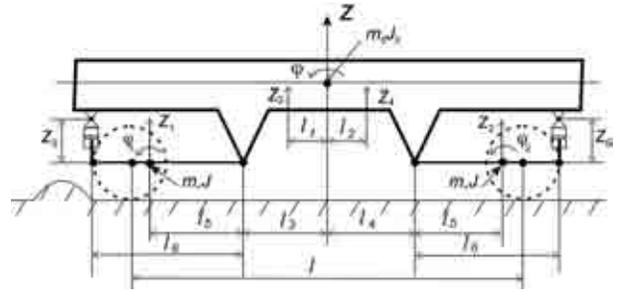
Исходя из изложенного, на основе имеющегося опыта в области моделирования транспортных средств была разработана методика определения параметров жесткости и демпфирующей способности шин по экспериментальным данным, представленных свободными колебаниями движущегося самосвала после переезда единичной неровности.

Методика предполагает полное исключение влияния подвески при экспериментальном исследовании путем блокировки подвески с помощью блокировочных штанг, установленных вместо цилиндров пневмогидравлической подвески. Однако это требует специальной доработки подвески самосвала. Поэтому одной из задач исследования является выявление возможности использования экспериментальных данных, полученных на опытном образце самосвала, без блокирования подвески.

Определение жесткости и демпфирующей способности шины производилось путем решения следующих задач:

- обоснование расчетной схемы для исследования свободных колебаний самосвала в продольной вертикальной плоскости;
- составление дифференциальных уравнений и блок-схемы свободных колебаний самосвала в продольной вертикальной плоскости;
- подготовка исходных данных для определения параметров шин по экспериментальным данным колебаний самосвала;
- идентификация параметров жесткости и демпфирующей способности шин;
- валидация параметров шин.

**Обоснование расчетной схемы для исследования свободных колебаний самосвала в продольной и вертикальной плоскостях.** На рисунке 1 приведена расчетная схема для трехмассовой динамической системы, описывающей поведение рассматриваемого самосвала при расчете и анализе экспериментальных данных колебаний в вертикальной плоскости. В качестве частного случая для оценки параметров шин по экспериментальным данным при свободных колебаниях самосвала рассмотрим возможность использования вместо трехмассовой системы конкретного самосвала одномассовой, представленной на рисунке 2.



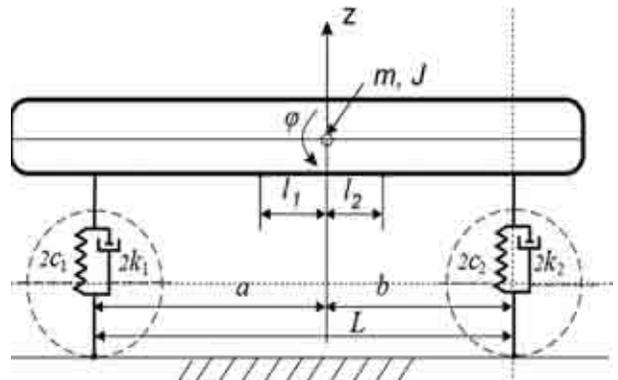
**Рисунок 1 — Расчетная схема трехмассовой системы экспериментального самосвала для исследования колебаний в продольной плоскости:**  $m_o, J_o$  — масса и момент инерции поддресоренной массы;  $m, J$  — масса и момент инерции неподдресоренной массы моста;

$\ddot{Z}_3, \ddot{Z}_4$  — экспериментальные ускорения поддресоренной массы;  $Z_5, Z_6$  — экспериментальные ходы сжатия-растяжения цилиндров передней и задней пневмогидравлических подвесок соответственно

**Figure 1 — Calculation scheme of three-mass experimental dump truck system to study vibrations in the longitudinal plane:**

$m_o, J_o$  — mass and moment of inertia of sprung weight;  $m, J$  — mass and moment of inertia of the unsprung weight of axle;  $\ddot{Z}_3, \ddot{Z}_4$  — experimental acceleration of the sprung weight;  $Z_5, Z_6$  — experimental compression-tension stroke of cylinders of front and rear hydropneumatic suspensions, respectively

С целью оценки возможности такой замены на трехмассовой системе самосвала были измерены ускорения поддресоренной массы в двух точках, расположенных на расстояниях  $l_1$  и  $l_2$  от центра масс, а также хода сжатия-растяжения цилиндров подвески  $Z_5, Z_6$  после переезда единичной неровности (см. рисунок 1). Замеры ускорений получены при движении груженого самосвала по дороге со щебеночным покрытием и переезде единичной



**Рисунок 2 — Расчетная схема одномассовой системы самосвала при заблокированных подвесках:**  $m, J$  — суммарная масса и момент инерции поддресоренных и неподдресоренных масс относительно центра масс;

$2C_1$  и  $2k_1$  — соответственно приведенные жесткость и демпфирование, учитывающие жесткость и демпфирование шин и подвески переднего моста [2];  $2C_2$  и  $2k_2$  — коэффициенты жесткости и демпфирования шин заднего моста соответственно;  $l_1$  и  $l_2$  — расстояния расположения датчиков ускорений от центра масс самосвала

**Figure 2 — Calculation scheme of single-mass dump truck system with conventional suspensions:**  $m, J$  — total weight and moment of inertia of the sprung and unsprung weights relative to the center of mass;  $2C_1$  and  $2k_1$  — given stiffness and damping, respectively, taking into account stiffness and damping of tires and suspension of front axle [2];  $2C_2$  and  $2k_2$  — stiffness and damping coefficients of rear axle tires, respectively;  $l_1$  and  $l_2$  — distance of acceleration sensors from dump truck center of mass

неровности (профиль неровности приведен в работе [8, рисунок 4]) на автополигоне БЕЛАЗа на скорости 15 км/ч. Выбор этой скорости обусловлен наличием наиболее интенсивных колебаний самосвала в вертикальной плоскости (галлопирования). Экспериментальные вертикальные ускорения в измеренных точках были приведены к ускорениям точек рамы, расположенных над мостами, а величина хода-сжатия цилиндров подвески — к приведенным перемещениям центральных осей мостов.

Определим отличие приведенных экспериментальных значений ускорений в точках рамы, расположенных над центральными осями мостов, и приведенных ускорений мостов относительно рамы при свободных колебаниях самосвала после переезда единичной неровности. Уравнения для определения приведенного вертикального ускорения точки рамы, расположенной над центральной осью переднего моста, и приведенного вертикального ускорения переднего моста относительно рамы с использованием кинематических параметров, показанных, на рисунке 1, имеют вид:

$$\ddot{Z}_{po} = \ddot{Z}_4 - (\ddot{Z}_4 - \ddot{Z}_3)l_2/(l_1 + l_2) - (\ddot{Z}_4 - \ddot{Z}_3)a/(l_1 + l_2); \quad (1)$$

$$\ddot{Z}_o = \ddot{Z}_5/1,6, \quad (2)$$

где  $\ddot{Z}_{po}$  — приведенное вертикальное ускорение рамы над осью переднего моста;  $\ddot{Z}_o$  — приведенное вертикальное ускорение оси переднего моста относительно рамы; 1,6 — отношение расстояний от цилиндров подвески и от центра моста до центра шарнира подвески (см. рисунок 1).

Уравнения, аналогичные уравнениям (1), (2), составляются и для приведенных ускорений точки рамы, расположенной над центром оси заднего моста, и для приведенных ускорений заднего моста относительно рамы.

Реализации экспериментальных ускорений  $\ddot{Z}_{po}$  и  $\ddot{Z}_o$  для переднего моста, определенные по формулам (1), (2), представлены на рисунке 3. Аналогичные экспериментальные ускорения для заднего моста приведены на рисунке 4.

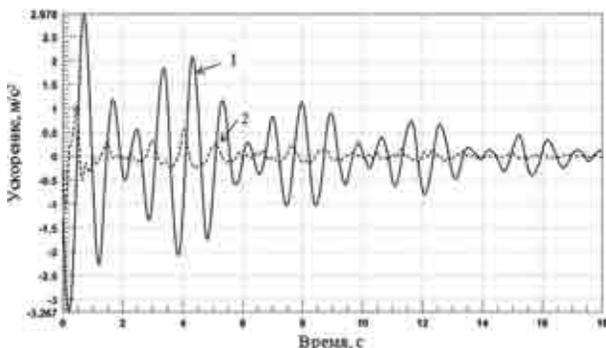


Рисунок 3 — Вертикальные ускорения рамы над осью переднего моста (1) и переднего моста относительно рамы (2)  
Figure 3 — Vertical frame accelerations above front axle (1) and front axle relative to frame (2)

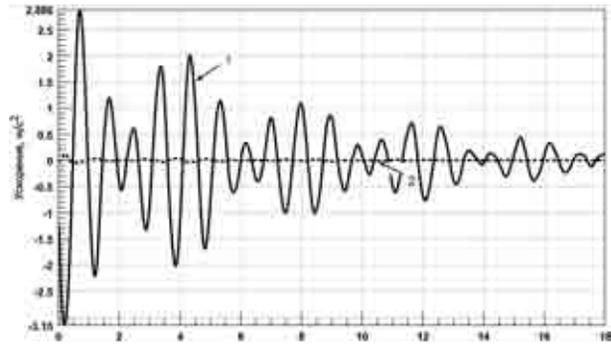


Рисунок 4 — Вертикальные ускорения рамы над осью заднего моста (1) и заднего моста относительно рамы (2)  
Figure 4 — Vertical frame accelerations above the rear axle (1) and rear axle relative to frame (2)

Анализ приведенных на рисунках 3 и 4 процессов изменения ускорений показывает, что экспериментальные значения вертикальных ускорений точек рамы над мостами значительно превышают ускорения точек мостов относительно рамы. Для количественной оценки этих отличий были определены среднеквадратичные ускорения, представленные в таблице 1.

Из таблицы видно, что отношение среднеквадратичного ускорения заднего моста относительно рамы к ускорению рамы не превышает 2 %. Поэтому для приближенного расчета задняя подвеска может быть принята заблокированной в вертикальном направлении (это не означает, что подвеску можно аннулировать, так как рассматриваемая подвеска имеет угловую податливость в поперечной вертикальной плоскости, которая обеспечивает снижение нагруженности несущих систем при движении самосвала). Для переднего моста указанное отношение среднеквадратичных ускорений составляет 14 %. Поэтому жесткость и демпфирующая способность шин и подвески переднего моста (см. рисунок 1) можно заменить приведенными жесткостью и демпфирующей способностью для схемы, представленной на рисунке 2. На основе этих результатов можно принять, что жесткость и демпфирующая способность задних шин, определенных для одномассовой системы, будет соответствовать их действительным значениям.

### Составление дифференциальных уравнений свободных колебаний самосвала в продольной вер-

Таблица 1 — Вертикальные ускорения рамы и мостов  
Table 1 — Vertical accelerations of frame and axles

Анализируемая зона	Среднеквадратичное ускорение, м/с <sup>2</sup>
Рама над передним мостом	0,70
Переднего моста относительно рамы	0,10
Рама над задним мостом	0,80
Заднего моста относительно рамы	0,02

тикальной плоскости и блок-схемы колебаний. Используя принцип Д'Аламбера, составим дифференциальные уравнения свободных колебаний самосвала в продольной плоскости для расчетной схемы, представленной на рисунке 2:

$$m\ddot{z} = 2C_1(a\varphi - z) + 2k_1(a\dot{\varphi} - \dot{z}) - 2C_2(b\varphi + z) - 2k_2(b\dot{\varphi} + \dot{z}); \quad (3)$$

$$J\ddot{\varphi} = [2C_1(a\varphi - z) + 2k_1(a\dot{\varphi} - \dot{z})]a - [2C_2(b\varphi + z) + 2k_2(b\dot{\varphi} + \dot{z})]b. \quad (4)$$

Отметим, что параметры  $C_1$  и  $k_1$  в уравнениях (3), (4) учитывают приведенные жесткость и демпфирующую способность передней подвески и шин, а параметры  $C_2$  и  $k_2$  учитывают только жесткость и демпфирующую способность задних шин.

Зная ускорения  $\ddot{Z}$  и  $\ddot{\varphi}$ , можем определить вертикальное ускорение рамы на месте водителя  $\ddot{Z}_B$  по формуле:

$$\ddot{Z}_B = \ddot{Z} - 8,932\ddot{\varphi}, \quad (5)$$

где 8,932 — расстояние от центра масс самосвала до рабочего места водителя, м.

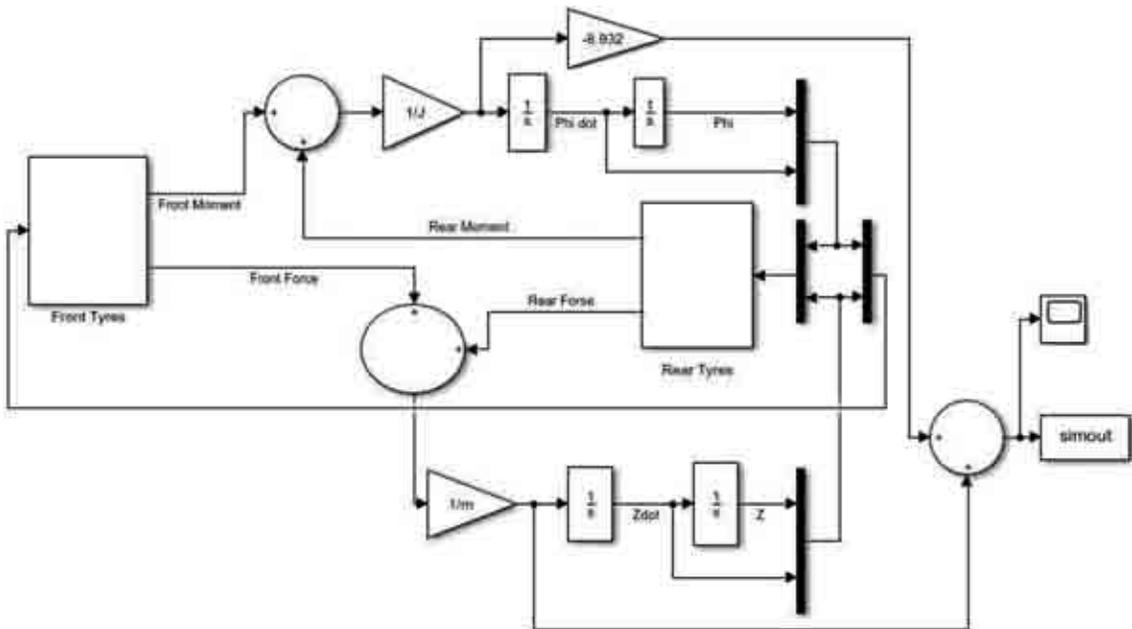
Уравнения (3)–(5) представлены в среде моделирования Simulink [9] в виде блок-схемы на рисунке 5.

В блоках для  $Z \dot{dot}$ ,  $Z$ ,  $\Phi \dot{dot}$ ,  $\Phi$  указываются начальные условия свободных колебаний самосвала, взятые из экспериментальных данных.

**Подготовка исходных данных для определения параметров шин по экспериментальным данным колебаний самосвала.** Исходные данные исследуемого самосвала БЕЛАЗ-75710: масса самосвала  $m$ , момент инерции относительно поперечной оси  $J$ , расстояния от переднего моста  $a$  и заднего моста  $b$  до центра масс определялись на основе конструкторской документации ( $m = 8,49 \cdot 10^5$  кг;  $J = 1,78 \cdot 10^7$  кг·м<sup>2</sup>;  $a = 4,19$  м;  $b = 3,81$  м). На самосвале установлены шины 59/80R63.

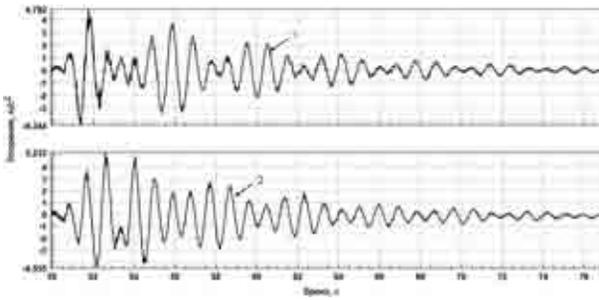
Нормальная жесткость шин в первом приближении была взята из результатов замеров вертикальных деформаций шин при статической загрузке самосвала мерными грузами. По результатам таких замеров жесткость одной шины принята равной  $4,53 \cdot 10^6$  Н/м. Коэффициенты демпфирования шин приняты в первом приближении для каждого колеса равными  $k_1 = k_2 = 10^5$  Н·с/м.

Для моделирования свободных колебаний самосвала согласно блок-схеме на рисунке 5 необходимы экспериментальные начальные условия:  $Z \dot{dot}$ ,  $Z$ ,  $\Phi \dot{dot}$ ,  $\Phi$ . Кроме этих данных, для идентификации параметров шин необходима реализация экспериментальных вертикальных ускорений рамы на месте водителя.



**Рисунок 5 — Блок-схема моделирования уравнений (3)–(5) в среде моделирования Simulink:** Front Tyres — подсистема, моделирующая вертикальную силу передних шин (Front Force — сумма первого и второго слагаемых уравнения (3)) и момент этой силы относительно центра масс (Front Moment — первое слагаемое уравнения (4)); Rear Tyres — подсистема, моделирующая вертикальную силу шин (Rear Force — сумма третьего и четвертого слагаемых уравнения (3)) и момент этой силы относительно центра масс (Rear Moment — второе слагаемое уравнения (4)); simout — блок, передающий смоделированное ускорение водителя  $\ddot{Z}_B$  в рабочее пространство Matlab;  $Z \dot{dot}$ ,  $Z$  — вертикальные скорость и перемещение центра масс самосвала соответственно;  $\Phi \dot{dot}$ ,  $\Phi$  — угловая скорость ( $\dot{\varphi}$ ) и угловое перемещение ( $\varphi$ ) центра масс самосвала соответственно

**Figure 5 — Block diagram of modeling equations (3)–(5) in simulation environment Simulink:** Front Tyres is a subsystem that simulates vertical force of front tires (Front Force is sum of first and second terms of equation (3)) and moment of this force relative to center of mass (Front Moment — first term of equation (4)); Rear Tyres — subsystem modeling vertical force of tires (Rear Force — sum of third and fourth terms of equation (3)) and moment of this force relative to center of mass (Rear Moment — second term of equation (4)); simout — block transmitting simulated driver acceleration  $\ddot{Z}_B$  to Matlab workspace;  $Z \dot{dot}$ ,  $Z$  — vertical speed and displacement of dump truck center of mass, respectively;  $\Phi \dot{dot}$ ,  $\Phi$  — angular velocity ( $\dot{\varphi}$ ) and angular displacement ( $\varphi$ ) of dump truck center of mass, respectively

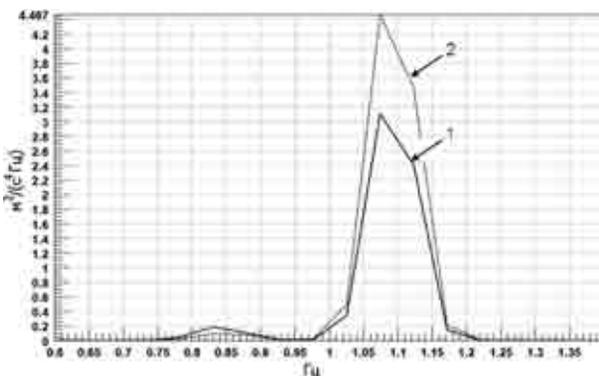


**Рисунок 6 — Вертикальные ускорения на раме в точках измерений:** 1 — в точке перед центром масс; 2 — в точке после центра масс  
**Figure 6 — Vertical accelerations on frame at measurement points:** 1 — at point in front of center of mass; 2 — at point after center of mass

Предварительно реализации экспериментальных ускорений были отредактированы, как приведено ниже. На рисунке 6 показаны экспериментальные реализации вертикальных ускорений в точках рамы, указанных на рисунке 1.

Анализ процессов, приведенных на рисунке 6, показывает, что наезд на препятствие соответствует появлению первого пика ускорений. С учетом базы самосвала (8 м) и длины единичной неровности (1,5 м) время проезда препятствия на скорости самосвала 15 км/ч составит 2,3 с. Перед началом проезда препятствия водитель отпустил педаль подачи топлива, самосвал двигался накатом и скорость его из-за сопротивления качению уменьшалась. Для исключения случая, когда автомобиль еще не проехал препятствие, а также с учетом переходного процесса, начало временного отрезка для последующего анализа было принято равным 54 с.

Реализации, показанные на рисунке 6, содержат шумы, поэтому была проведена фильтрация сигналов полосовым фильтром с частотой среза 0,4 Гц и 2 Гц. Спектральная плотность реализации ускорений приведена на рисунке 7.



**Рисунок 7 — Спектральная плотность реализации экспериментальных вертикальных ускорений на раме:** 1 — в точке измерений перед центром масс; 2 — в точке измерений после центра масс  
**Figure 7 — Spectral density of experimental vertical accelerations on frame:** 1 — at measurement point in front of center of mass; 2 — at measurement point after center of mass

Анализ спектральной плотности показывает наличие двух максимумов в диапазонах частот: 0,80–0,85 Гц и 1,05–1,1 Гц.

Отредактированные реализации вертикальных ускорений, показанные на рисунке 6, были приведены к ускорениям  $\ddot{Z}$  и  $\ddot{\phi}$  в центре масс (см. рисунок 1) с использованием зависимостей:

$$\begin{aligned} \ddot{Z} &= \ddot{Z}_2 - (\ddot{Z}_2 - \ddot{Z}_1)l_2 / (l_1 + l_2); \\ \ddot{\phi} &= (\ddot{Z}_2 - \ddot{Z}_1) / (l_1 + l_2), \end{aligned} \quad (6)$$

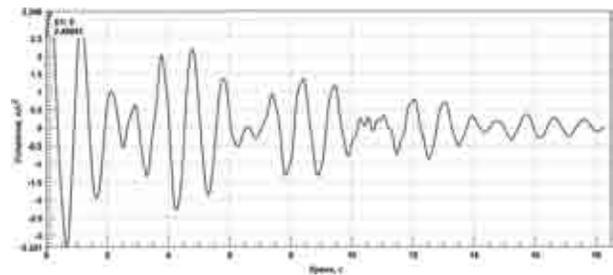
где  $l_1$  и  $l_2$  — расстояния от центра масс до точек измерения вертикальных ускорений  $\ddot{Z}_1$  и  $\ddot{Z}_2$  соответственно.

Из ускорений, определенных по формулам (6), путем интегрирования получены следующие начальные условия:  $\dot{z} = 0,128$  м/с;  $z = -8,88 \cdot 10^{-4}$  м;  $\dot{\phi} = 0,0817$  рад/с;  $\phi = 0,0025$  рад, которые передавались для расчета с использованием модели, приведенной на рисунке 5.

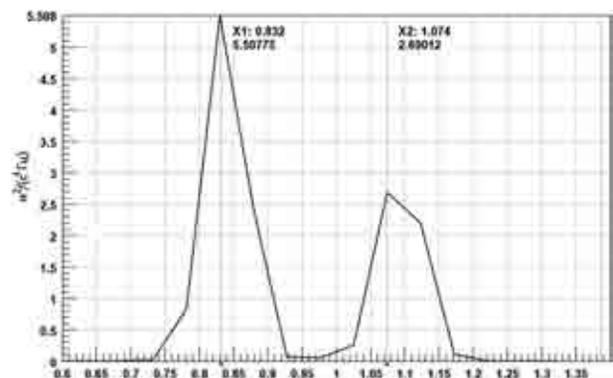
Приведенная экспериментальная реализация ускорений рамы на месте водителя, рассчитанная по формуле (5), показана на рисунке 8.

Спектральная плотность приведенных экспериментальных реализаций вертикальных ускорений рамы на месте водителя представлена на рисунке 9.

Анализ графика спектральной плотности на рисунке 9 показывает, что в вертикальные уско-



**Рисунок 8 — Приведенная экспериментальная реализация вертикальных ускорений рамы на месте водителя (первый заезд)**  
**Figure 8 — Experimental implementation of vertical frame accelerations at driver's seat (first run)**



**Рисунок 9 — Спектральная плотность приведенных экспериментальных реализаций вертикальных ускорений рамы, приведенных к месту водителя**  
**Figure 9 — Spectral density of given experimental implementation of frame vertical accelerations reduced to driver's seat**

рения рамы на месте водителя наибольший вклад вносят ускорения с частотой 0,83 Гц.

**Идентификация параметров жесткости и демпфирования шин.** Поиск параметров  $C_1$ ,  $C_2$  и  $k_2$ ,  $k_1$  осуществлялся с использованием процедуры идентификации программного комплекса Matlab/Simulink [10].

В Matlab были загружены приведенные экспериментальные данные вертикальных ускорений рамы на месте водителя, начальные значения параметров шин, а также расчетные данные из среды Simulink. С помощью встроенного модуля оптимизации Matlab в процессе идентификации изменялись параметры моделей шин с целью минимизации среднеквадратичного отклонения расчетных и экспериментальных ускорений.

В работе рассмотрены первый и второй заезды, под которыми имеется в виду проезд самосвалом на скорости 15 км/ч единичной неровности и последующее движение до прекращения интенсивных вертикальных и продольно-угловых колебаний самосвала. На рисунке 10 показано сравнение расчетных и приведенных экспериментальных реализаций вертикальных ускорений на месте водителя с идентифицированными параметрами модели шины для первого заезда.

Как видно из сравнения, расчетные и экспериментальные реализации ускорений удовлетворительно совпадают.

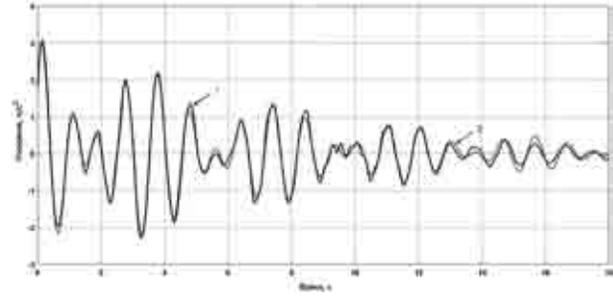
Идентифицированные параметры модели шины с учетом принятых условий имеют следующие значения:  $C_1 = 6,80 \cdot 10^6$  Н/м,  $C_2 = 1,14 \cdot 10^7$  Н/м,  $k_1 = 7,23 \cdot 10^4$  Н·с/м,  $k_2 = 6,37 \cdot 10^4$  Н·с/м. Эти значения относятся к одному колесу, на котором установлены две шины. Поэтому приведенные значения будут в два раза меньше для одной шины. Сравнение идентифицированных параметров показывает, что приведенная жесткость передних шин и подвески на 40 % ниже жесткости задних шин. Это объясняется тем, что расчетная жесткость передних шин является приведенной жесткостью передней подвески и шин.

Учитывая, что задняя подвеска в вертикальном направлении является практически заблокированной (см. рисунок 4 и таблицу 1), можно считать, что полученные значения жесткости и коэффициента демпфирования задних шин являются искомыми параметрами.

Приведенный коэффициент демпфирования передних шин и подвески выше коэффициента демпфирования задних шин на 14 %, что объясняется влиянием демпфирования передней подвески.

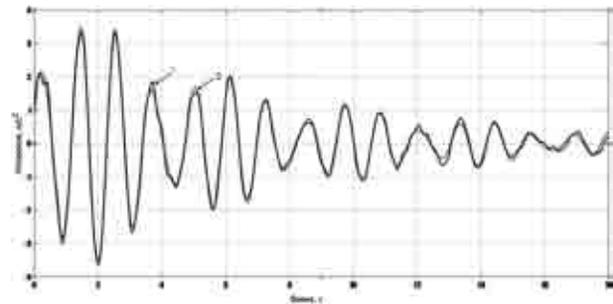
**Валидация расчетных параметров шин.** Для валидации параметров шин, определенных расчетным методом при первом заезде, была выполнена идентификация параметров шин для второго заезда.

На рисунке 11 показано сравнение расчетных и экспериментальных реализаций вертикальных



**Рисунок 10 — Ускорения рамы на месте водителя, для первого заезда:** 1 (сплошная линия) — эксперимент; 2 (пунктирная линия) — расчет с идентифицированными параметрами жесткости и демпфирования шин

**Figure 10 — Frame accelerations at driver's seat for first run:** 1 (full line) — experiment; 2 (dotted line) — calculation with identified parameters of stiffness and damping of tires



**Рисунок 11 — Ускорения рамы, приведенные к месту водителя для второго заезда:** 1 (сплошная линия) — эксперимент; 2 (пунктирная линия) — расчет с идентифицированными параметрами моделей шин

**Figure 11 — Frame accelerations reduced to driver's seat for second run:** 1 (full line) — experiment; 2 (dotted line) — calculation with identified parameters of tire models

ускорений водителя с идентифицированными параметрами моделей шин для второго заезда. Как видно из рисунка, для второго заезда, как и для первого, экспериментальная реализация вертикальных ускорений на месте водителя удовлетворительно совпадает с расчетной.

В таблице 2 показаны идентифицированные параметры моделей шин заднего моста, определенные для первого и второго заездов.

Как видно из таблицы 2, жесткости моделей шин заднего моста для первого и второго заездов совпадают, а коэффициенты демпфирования шин отличаются на 7 %. Параметры, приведен-

**Таблица 2 — Идентифицированные параметры моделей шин для первого и второго заездов**

**Table 2 — Identified parameters of tire models for first and second runs**

Параметры шин	Статический эксперимент	1-й заезд	2-й заезд	Среднее
Жесткость, $10^6$ Н/м	4,53	5,07	5,07	5,07
Демпфирование, $10^4$ Н·м/с	—	2,97	3,18	3,08

ные к одной шине (средние значения для заднего моста): нормальная жесткость шины  $5,07 \cdot 10^6$  Н/м, демпфирование  $3,08 \cdot 10^4$  Н·м/с.

Сравнение статической жесткости шин заднего моста с жесткостью при свободных колебаниях катящейся шины после переезда единичной неровности показывает увеличение жесткости катящейся шины на 12 %. Увеличение жесткости катящейся шины также подтверждается данными работы [7].

**Выводы.** 1. Разработана расчетно-экспериментальная методика определения нормальной жесткости и демпфирующей способности шин большегрузного самосвала по экспериментальным данным при свободных колебаниях после переезда единичной неровности в программном комплексе Matlab/Simulink.

2. При расчетах колебаний большегрузного самосвала при движении на скоростях, близких к исследованной скорости 15 км/ч, следует принимать параметры рассмотренной шины (59/80R63), равными: нормальная жесткость —  $5,07 \cdot 10^6$  Н/м, коэффициент демпфирования —  $3,08 \cdot 10^4$  Н·м/с.

3. Дальнейшее уточнение параметров исследованной шины можно получить по экспериментальным данным со всеми заблокированными подвесками (установка блокировочных штанг вместо цилиндров подвески).

## Список литературы

1. Современное развитие карьерного транспорта производства ОАО «БЕЛАЗ» / А.М. Насковец [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — 2018. — Вып. 7. — С. 8–11.
2. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля / Р.В. Ротенберг. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1972. — 392 с.
3. Pacejka, H.V. Tyre and Vehicle Dynamics / H.V. Pacejka. — 3rd ed. — Elsevier BN: TU Delft, 2002. — 642 p.
4. Дербаремдикер, А.Д. Амортизаторы транспортных машин / А.Д. Дербаремдикер. — М.: Машиностроение, 1985. — 197 с.
5. ОН 025 305-67. Методы определения параметров, влияющих на плавность хода автомобиля // Автомобилестроение. Автомобили, прицепы и полуприцепы: сб. гос. стандартов и отраслевых нормативов. — М.: Изд-во стандартов, 1974. — Т. 1, ч. 1. — С. 171–207.
6. Гришкевич, А.И. Автомобили. Теория: учеб. для вузов / А.И. Гришкевич. — Минск: Выш. шк., 1986. — 208 с.
7. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз [и др.]. — М.: Транспорт, 1976, 238 с.
8. Скорости автомобиля, соответствующие резонансным колебаниям автомобиля (галлопированию) при переезде единичной неровности / Р.Э. Шейбак [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — 2017. — Вып. 6. — С. 128–133.
9. Черных, И.В. Simulink: среда создания инженерных приложений / И.В. Черных. — М.: Диалог-МИФИ, 2003. — 496 с.
10. Дьяконов, В.П. Matlab 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6 в математике и моделировании / В.П. Дьяконов. — М.: СОЛОН-Пресс, 2005. — 576 с.

**VYGONNY Albert G., Ph. D. in Eng., Assoc. Prof.**

Leading Researcher<sup>1</sup>

E-mail: vignonny@mail.ru

**SHMIALIOU Aliaksei V., Ph. D. in Eng.**

Deputy Director General for Research<sup>1</sup>

E-mail: shmeliou.alexiei@gmail.com

**KALESNIKOVICH Andrei N.**

Head of the Department of Computer Modelling and Virtual Testing<sup>1</sup>

E-mail: kan@tut.by

**RAK Mikhail V.**

Deputy Chief Designer<sup>2</sup>

**ISPENKOV Sergey A., Ph. D. in Eng.**

Head of the Research and Design Department<sup>2</sup>

**SHAKIN Roman V.**

Head of the Design Department<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

<sup>2</sup>OJSC “BELAZ” — Management Company of Holding “BELAZ-HOLDING”, Zhodino, Republic of Belarus

Received 26 June 2019.

## ANALYTICAL AND EXPERIMENTAL DETERMINATION OF TIRE STIFFNESS AND TIRE DAMPING CAPACITY OF HEAVY DUMP TRUCK

*A method for analytical and experimental determination of vertical tire stiffness and tire damping for a heavy dump truck is considered. Input data are experimental measurements of free vibrations of the heavy dump truck after*

crossing a single asperity. The method is based on the procedure for identifying the vertical tire stiffness and tire damping by comparing the experimental and analytical data obtained from the model. The results of approbation of the proposed method are given by example of the specific dump truck model by using Matlab/Simulink Software.

**Keywords:** tire, heavy dump truck, method, stiffness, damping, free vibrations, experiment, model

## References

1. Naskovets A.M., Parkhomchik P.A., Egorov A.N., Shishko S.A., Moiseenko V.I. *Sovremennoe razvitiye karernogo transporta proizvodstva OAO "BELAZ"* [Modern development of quarry transport of OJSC "BELAZ" production]. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya* [Topical issues of mechanical engineering], 2018, issue 7, pp. 8–11.
2. Rotenberg R.V. *Podveska avtomobilya* [Vehicle suspension]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1972. 392 p.
3. Pacejka H.B. *Tyre and Vehicle Dynamics*. Oxford, Elsevier BH, TU Delft, 2002. 642 p.
4. Derbaremdiker A.D. *Amortizatory transportnykh mashin* [Shock absorbers of transport machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985. 197 p.
5. ON 025 305-67. *Metody opredeleniya parametrov, vliyayushchikh na plavnost khoda avtomobilya* [ON 025 305-67. Methods for determining the parameters affecting the smooth ride]. *Avtomobilstroenie. Avtomobili, pritsepy i polupritsepy. Tom 1. Chast 1* [Motor industry. Cars, trailers and semi-trailers. Volume 1. Part 1], 1974, pp. 171–207.
6. Grishkevich A.I. *Avtomobili. Teoriya* [Automobiles. Theory]. Minsk, Vysshaya shkola Publ., 1986. 208 p.
7. Knoroz V.I., et al. *Rabota avtomobilnoy shiny* [Operation of car tire]. Moscow, Transport Publ., 1976. 238 p.
8. Sheybak R.E., Vygonny A.G., Shmialiou A.V., Kolesnikov A.N. *Skorosti avtomobilya, sootvetstvuyushchie rezonansnym kolebaniyam avtomobilya (gallopirovaniyu) pri peerezde edinichnoy nerovnosti* [Vehicle speeds, relevant to resonance oscillations of the vehicle (galloping) individual asperity crossing]. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya* [Topical issues of mechanical engineering], 2017, issue 6, pp. 128–133.
9. Chernykh I.V. *Simulink: sreda sozdaniya inzhenernykh prilozheniy* [Simulink: environment for creating engineering applications]. Moscow, Dialog-MIFI Publ., 2003. 496 p.
10. Dyakonov V.P. *Matlab 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6 v matematike i modelirovanii* [Matlab 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6 in mathematics and modeling]. Moscow, SOLON-Press Publ., 2005. 576 p.