

УДК 681.51, 303.717, 629.353

С.В. ХИТРИКОВзаместитель начальника отдела моделирования и виртуальных испытаний РКЦМП¹
E-mail: krom_hsv@bk.ru**А.В. ШМЕЛЕВ**, канд. техн. наукзаместитель генерального директора по научной работе¹
E-mail: shmeliov.alexei@gmail.com**Д.А. ШВЕЦ**заведующий сектором информационно-измерительных систем¹
E-mail: dshvecc@gmail.com**А.Л. КРАВЧЕНОК**младший научный сотрудник¹**А.Г. ВЫГОННЫЙ**, канд. техн. наук, доц.ведущий научный сотрудник¹
E-mail: vigonny@mail.ru**А.Н. КОЛЕСНИКОВИЧ**начальник отдела моделирования и виртуальных испытаний РКЦМП¹
E-mail: kan@tut.by**Р.В. ШАКИН**руководитель конструкторского бюро²
E-mail: podveska@belaz.minsk.by¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь²ОАО «БЕЛАЗ» — управляющая компания холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ», г. Жодино, Республика Беларусь*Поступила в редакцию 21.10.2019.***АЛГОРИТМ ГАШЕНИЯ ПРОДОЛЬНО-УГЛОВЫХ КОЛЕБАНИЙ
КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА**

В работе рассмотрено решение задачи минимизации продольно-угловых колебаний карьерного самосвала, возникающих при движении по неровной дороге. Разработан алгоритм системы гашения продольно-угловых колебаний путем кратковременного изменения тягового и тормозного моментов на ведущих колесах в зависимости от фазы колебаний подрессоренной массы самосвала. Алгоритм апробирован с использованием динамической математической модели карьерного самосвала. Результаты сравнительного анализа показали возможность снижения длительности колебаний на 54 % и амплитуды колебания на 40 % при переезде единичной неровности, а при движении самосвала по дороге с характеристиками, соответствующими покрытию в отвале, среднеквадратичные ускорения на рабочем месте водителя могут быть снижены на 19,5 %.

Ключевые слова: алгоритм, продольно-угловые колебания, карьерный самосвал

Введение. Конструктивными особенностями карьерных самосвалов особо большой грузоподъемности являются: высокое положение центра масс, короткая база, что вызвано компоновочными ограничениями, а также превышение податливости шин над податливостью подвески. Такие особенности компоновки обусловлены эксплуатацией самосвалов в стесненных условиях карьеров. Это, в свою очередь, при движении самосвала по дорогам с неровным покрытием может являться причиной появления нежелательных продольно-угловых колебаний подрессоренной массы само-

свала. Избыточные колебания высокой амплитуды создают неудобства, вызывая повышенную утомляемость, головокружение и другие неприятные ощущения у водителя, а также сказываются на техническом состоянии автомобиля, нагруженности его несущих систем и его эксплуатационных свойствах. Поэтому стоит задача обеспечения высоких требований к плавности хода и, в частности, минимизации продольно-угловых колебаний карьерного самосвала при сохранении основных компоновочных параметров самосвала, а также характеристик подвески.

Одним из эффективных путей решения такой задачи является применение активных систем управления динамикой продольного движения транспортного средства. Примером практической реализации такого подхода служит система ARC (Active Ride Control) [1], применяемая в легковых автомобилях марки Nissan. Система распознает особенности дорожного покрытия. При наличии волнистости дороги и соответствующего динамического отклика автомобиля система регулирует крутящий момент двигателя и одновременно подтормаживает соответствующие колеса, устраняя развитие раскачки. Причем алгоритм системы ARC устроен так, что при незначительных колебаниях происходят изменения (увеличение или уменьшение) только крутящего момента, а при больших колебаниях изменяется тормозной момент [2].

Таким образом, в настоящей работе рассматривается разработка алгоритма системы управления, обеспечивающей минимизацию продольно-угловых колебаний карьерного самосвала путем изменения тяговых и тормозных моментов на его колесах. Для апробации алгоритма и анализа его эффективности необходимо разработать математическую и компьютерную модели карьерного самосвала, провести моделирование движения самосвала в условиях, характерных для появления продольно-угловых колебаний поддрессоренной массы. К таким условиям можно отнести переезд единичной неровности, а также движение по дороге с микропрофилем, свойственным покрытию в отвале карьера.

Алгоритм гашения продольно-угловых колебаний. Для уменьшения амплитуды и времени колебаний самосвала использовали свойство воздействия тягового и тормозного момента в зависимости от угла поворота поддрессоренной массы относительно поперечной оси самосвала, характеризующего колебания поддрессоренной массы в продольном направлении (далее — угол продольно-угловых колебаний). Данный способ объясняется следующим: когда в ходе продольно-угловых колебаний поддрессоренной массы самосвала передняя подвеска находится в сжатом состоянии, а задняя — в растянутом, то угол продольно-угловых колебаний отрицательный и необходимо приложить тяговый момент, чтобы компенсировать появившийся угол продольно-угловых колебаний. В том случае, когда в ходе продольно-угловых колебаний поддрессоренной массы самосвала передняя подвеска находится в растянутом состоянии, а задняя — в сжатом, то угол продольно-угловых колебаний положительный и необходимо приложить тормозной момент, чтобы компенсировать появившийся угол продольно-угловых колебаний.

Время воздействия тягового и тормозного моментов обусловлено отклонением угла до момента

времени, когда скорость изменения данного угла не будет максимальной. Воздействие тягового и тормозного моментов создает крутящий момент на колесах, снижающий амплитуду угловых колебаний самосвала и, как следствие, уменьшающий время свободных колебаний. Для исключения развития автоколебаний самосвала необходимо определить зону нечувствительности отклонения угла продольно-угловых колебаний, в пределах которой алгоритм управления не включается (т. е. диапазон изменений угла продольно-угловых колебаний, в пределах которого не происходит изменение тягового и тормозного момента). Зона нечувствительности, полученная по результатам анализа данных натурных испытаний (колебаний самосвала при движении в эксплуатационных условиях), в первом приближении выбрана равной $\pm 0,2$ градуса.

Для корректной работы алгоритма необходимо учесть начальный угол продольно-угловых колебаний, т. к. он может отличаться от нулевого состояния в зависимости от его загрузки и состояния подвески. Поэтому угол продольно-угловых колебаний необходимо скорректировать, используя формулу $\varphi = \varphi - \bar{\varphi}$, где $\bar{\varphi}$ — среднее значение угла (далее в статье под углом будет пониматься уже скорректированный угол продольно-угловых колебаний).

Алгоритм гашения продольно-угловых колебаний в общем виде выглядит следующим образом:

1. Исходные данные: угол продольно-угловых колебаний, величина зоны нечувствительности.
2. Начальная величина изменяемого тягового $M_{\text{тяг}}$ и тормозного $M_{\text{тор}}$ моментов равна нулю.
3. Вычисление скорости и ускорения продольно-угловых колебаний.
4. Если угол продольно-угловых колебаний больше или равен максимальному значению зоны нечувствительности, то изменяемый тормозной момент действует до тех пор, пока ускорение продольно-угловых колебаний не станет больше или равно нулю.
5. Если угол продольно-угловых колебаний меньше минимального значения зоны нечувствительности, то изменяемый тяговый момент действует до тех пор, пока ускорение продольно-угловых колебаний не станет меньше нуля.
6. Если угол продольно-угловых колебаний меньше или равен максимальному значению зоны нечувствительности или больше или равен минимальному значению зоны нечувствительности, изменяемый тяговый и тормозной момент равен нулю.

На рисунке 1 представлена диаграмма состояний алгоритма гашения продольно-угловых колебаний.

Схема и математическая модель. Расчетная схема для определения вертикальных и продольно-

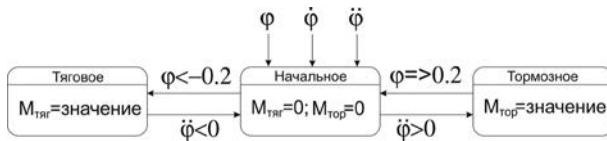


Рисунок 1 — Диаграмма состояний алгоритма гашения продольно-угловых колебаний
Figure 1 — State diagram of the algorithm of damping of longitudinal-angular oscillations

угловых перемещений карьерного самосвала приведена на рисунке 2.

Систему уравнений движения для приведенной колебательной системы выражаем, используя принцип Даламбера [3]:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{z}_0 + F_k(\dot{z}_0 - \dot{x}_1 - a\dot{\varphi}) + F_k(\dot{z}_0 - \dot{x}_2 - b\dot{\varphi}) + \\ + F_c(z_0 - x_1 - a\varphi) + F_c(z_0 - x_2 - b\varphi) = 0; \\ J\ddot{\varphi} - aF_k(\dot{z}_0 - \dot{x}_1 - a\dot{\varphi}) - F_c(z_0 - x_1 - a\varphi) - \\ - bF_k(\dot{z}_0 - \dot{x}_2 - b\dot{\varphi}) + bF_c(z_0 - x_2 - b\varphi) = 0; \\ m_1 \ddot{x}_1 + F_k(\dot{z}_0 - \dot{x}_1 - a\dot{\varphi}) - F_c(z_0 - x_1 - a\varphi) + \\ + 2k_n(\dot{x}_1 - \dot{q}_1) + 2c_n(x_1 - q_1) = 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 + F_k(\dot{z}_0 - \dot{x}_2 - b\dot{\varphi}) - F_c(z_0 - x_2 - b\varphi) + \\ + 2k_3(\dot{x}_2 - \dot{q}_2) + 2c_3(x_2 - q_2) = 0. \end{cases}$$

Затем приводим уравнения движения в матричный вид [4], в результате чего получаем систему:

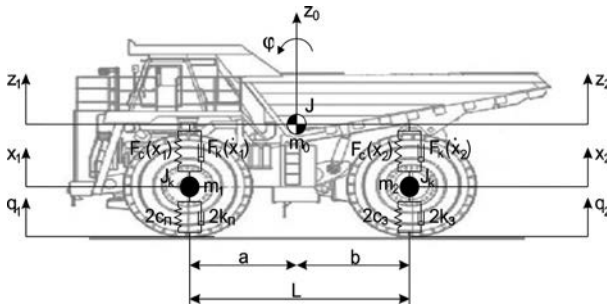


Рисунок 2 — Расчетная схема: m_0 — поддрессоренная масса; m_1 и m_2 — неподдрессоренные массы; J — момент инерции относительно поперечной оси; $F_c(x_1)$ и $F_c(x_2)$ — упругие силы в подвеске; $F_k(x_1)$ и $F_k(x_2)$ — демпфирующие силы в подвеске; $2c_n$ и $2c_3$ — жесткость передних и задних шин соответственно; $2k_n$ и $2k_3$ — демпфирование передних и задних шин соответственно; q_1 и q_2 — координаты продольного профиля дороги; x_1 и x_2 — перемещение неподдрессоренных масс спереди и сзади соответственно; z_1 и z_2 — перемещение поддрессоренных масс спереди и сзади соответственно; z_0 — вертикальное перемещение центра масс; L — база автомобиля; a и b — расстояние между мостами и центром тяжести поддрессоренных масс; φ — угловые перемещения относительно центра поддрессоренных масс

Figure 2 — Calculation scheme: m_0 — sprung mass; m_1 and m_2 — unsprung masses; J — moment of inertia relatively to the transverse axis; $F_c(x_1)$ and $F_c(x_2)$ — elastic forces in the suspension; $F_k(x_1)$ and $F_k(x_2)$ — damping forces in the suspension; $2c_n$ and $2c_3$ — stiffness of front and rear tires, respectively; $2k_n$ and $2k_3$ — damping of front and rear tires, respectively; q_1 and q_2 — coordinates of profile elevation of the road; x_1 and x_2 — movement of unsprung mass, front and rear, respectively; z_1 and z_2 — movement of sprung mass, front and rear, respectively; z_0 — vertical displacement of the center of mass; L — base of the vehicle; a and b — distance between the bridges and the center of gravity of the sprung masses; φ — angular movements relative to the center of the sprung mass

$$\dot{Y}_2 = A^{-1} - B * \begin{matrix} \dot{Y}_1 = \dot{Y}_2 \\ \begin{bmatrix} F_k(\dot{z}_0 - \dot{x}_1 - a\dot{\varphi}) \\ F_c(z_0 - x_1 - a\varphi) \\ F_k(\dot{z}_0 - \dot{x}_2 + b\dot{\varphi}) \\ F_c(z_0 - x_2 + b\varphi) \end{bmatrix} - C \begin{bmatrix} \dot{z}_0 - \dot{x}_1 - a\dot{\varphi} \\ z_0 - x_1 - a\varphi \\ \dot{z}_0 - \dot{x}_2 + b\dot{\varphi} \\ z_0 - x_2 + b\varphi \end{bmatrix} \end{matrix}, \quad (1)$$

где

$$\dot{Y}_1 = Y_2 = \begin{bmatrix} \dot{z}_0 \\ \dot{\varphi} \\ \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix}; \quad \dot{Y}_2 = \begin{bmatrix} \ddot{z}_0 \\ \ddot{\varphi} \\ \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix}; \quad A = \begin{bmatrix} m_0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix};$$

$$B = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ -a & -a & b & b \\ -1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & -1 \end{bmatrix}; \quad C = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2k_n & 2c_n & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2k_3 & 2c_3 \end{bmatrix}.$$

Компьютерная модель. Математическая модель (1) реализована в графической среде имитационного компьютерного моделирования MATLAB/Simulink. Исходные данные по исследуемому объекту сведены в таблицу 1.

Характеристики передней и задней подвесок в величинах относительно максимальных значениях упругих и демпфирующих сил приведены на рисунке 3.

Таблица 1 — Исходные данные
Table 1 — Initial data

Параметр, ед. изм.	Обозначение	Значение
Поддрессоренная масса самосвала, т	m_0	670
Неподдрессоренная масса на мост, т	m_1, m_2	70
База автомобиля, м	L	8
Расстояние от переднего моста до центра тяжести поддрессоренных масс, м	a	3,986
Радиус качения ведущих колес, м	R_0	1,71
Момент инерции колес, т·м ²	$J_{ш}$	40
Момент инерции относительно поперечной оси, т·м ²	J	19350
Приведенная жесткость передних и задних шин, кН/м	c_n, c_3	12400
Коэффициент демпфирования передних и задних шин, кН/м	k_n, k_3	100
Нагрузка на шину, кН	—	2000
Зависимости приведенной к одному колесу упругих сил для передней и задней подвески	$F_c(x_1), F_c(x_2)$	см. рисунок 3 а
Зависимости сил демпфирования для передней и задней подвесок	$F_k(\dot{x}_1), F_k(\dot{x}_2)$	см. рисунок 3 б

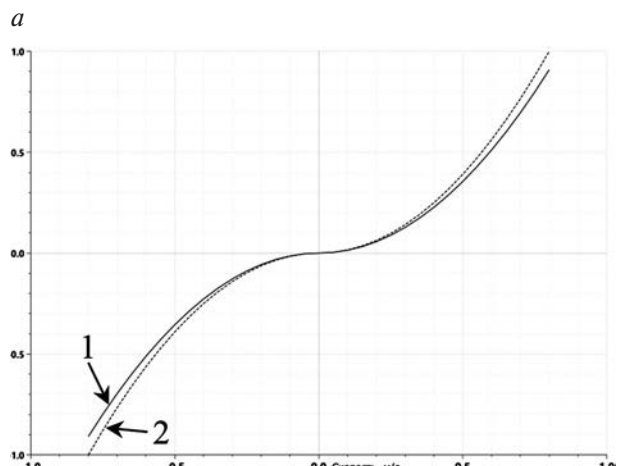
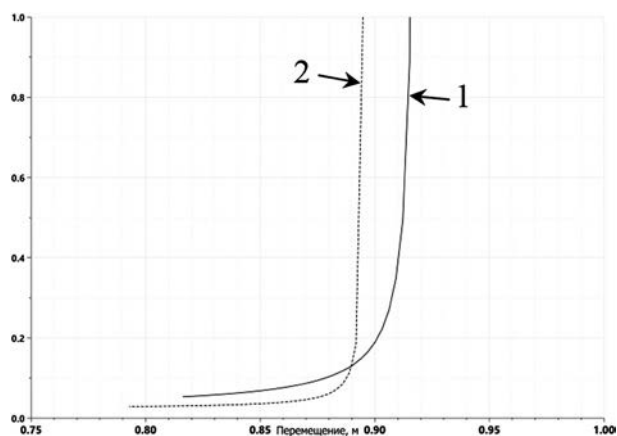


Рисунок 3 — Характеристики подвесок:
a — упругая; *b* — демпфирующая; 1 — передняя; 2 — задняя
Figure 3 — Suspension characteristics:
a — elastic; *b* — damping; 1 — front; 2 — rear

Дорожный профиль и его параметры аналогичны принятым в работе [4] (переезд единичной неровности).

Верификация математической модели. В результате моделирования переезда самосвалом единичной неровности получены вертикальные перемещения центра масс и его амплитудно-частотная характеристика (рисунок 4).

На испытательном полигоне предприятия были проведены натурные эксперименты с переездом карьерным самосвалом единичной неровности. По результатам спектрального анализа данных натурных испытаний частоты, соответствующие собственным формам колебаний поддрессоренной массы самосвала, составили 0,82 и 1,08 Гц. Соответствующие значения, полученные по результатам моделирования — 0,77 и 1,07 Гц (см. рисунок 4 *b*). Это показывает адекватность компьютерной модели реальному объекту и позволяет проводить дальнейшие исследования и апробацию алгоритма гашения продольно-угловых колебаний на компьютерной модели.

Результаты моделирования. При проведении расчетных исследований моделировался разгон самосвала до определенной скорости путем воз-

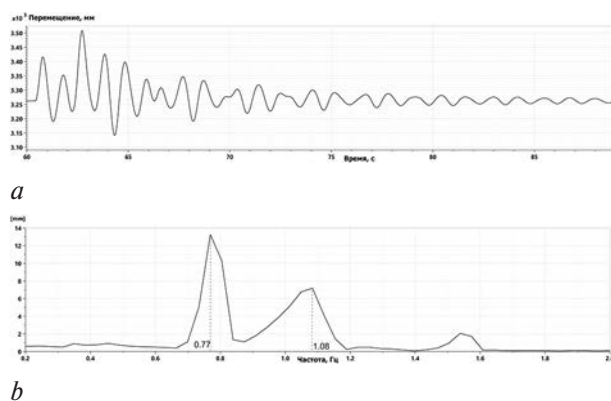


Рисунок 4 — Вертикальные перемещения центра масс автомобиля (а) и амплитудно-частотная характеристика (b) при переезде самосвалом единичной неровности
Figure 4 — Vertical movements of the vehicle's center of mass (a) and amplitude-frequency response (b) when moving an individual asperity with a dump truck

действия тяговых моментов к ведущим колесам. В момент начала переезда единичной неровности тяговый момент убирался, самосвал проезжал единичную неровность под воздействием инерционных сил и сил сопротивления качению. В ходе моделирования определялся угол продольно-угловых колебаний (рисунок 5).

Исследование эффективности работы алгоритма проводилось на скорости движения 15,5 км/ч, близкой к резонансной скорости, определенной в работе [4].

Основным критерием оценки эффективности алгоритма предлагается использовать время гашения τ , необходимое алгоритму для снижения максимальной амплитуды продольно-угловых колебаний $A_{\text{макс}}$ до значения амплитуды $A_{\text{мз}}$, которое меньше величины зоны нечувствительности. На рисунке 6 показаны результаты расчета колебаний: угол продольно-угловых колебаний во времени в продольном направлении при различных значениях тормозного момента (см. рисунок 6 *a*), а также амплитудно-частотная характеристика этих процессов (см. рисунок 6 *b*) (без приложения тягового момента).

Как видно из рисунка 6, при использовании алгоритма гашения только с изменением тормозного момента уже происходит уменьшение ампли-

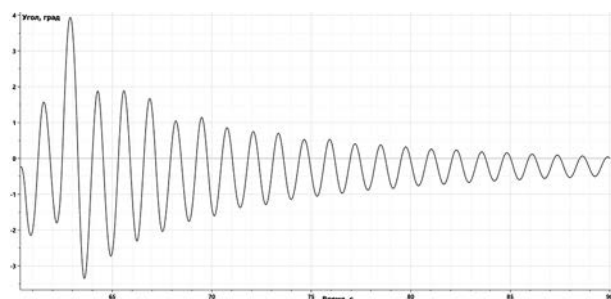
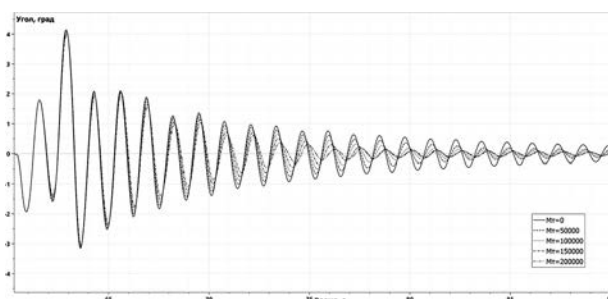
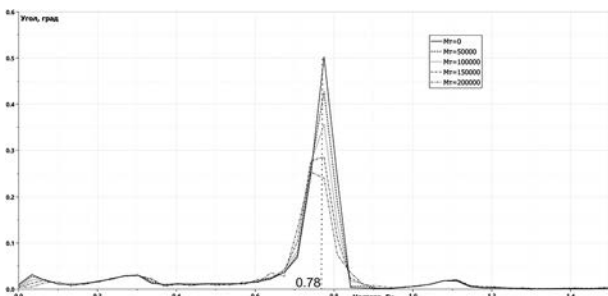


Рисунок 5 — Угол продольно-угловых колебаний самосвала при переезде единичной неровности на скорости 15,5 км/ч
Figure 5 — Angle of longitudinal-angular oscillations of the dump truck when moving an individual asperity at a speed of 15.5 km/h



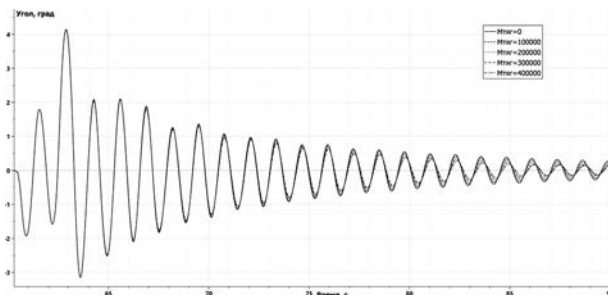
a



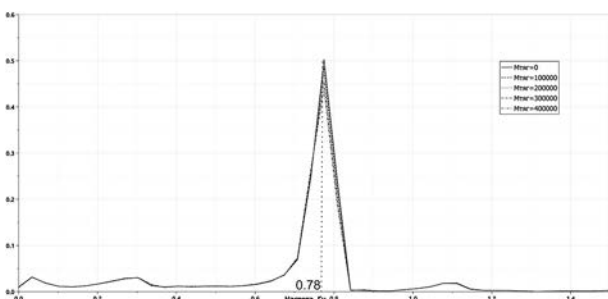
b

Рисунок 6 — Величина продольного угла при различных тормозных моментах (a) и амплитудно-частотная характеристика (b)
 Figure 6 — Value of the longitudinal angle at different braking moments (a) and the amplitude-frequency response (b)

туды свободных колебаний. Частота колебаний 0,78 Гц в продольном направлении совпадает с частотой, определенной по результатам натурных испытаний, что еще раз доказывает адекватность разработанной математической модели.



a



b

Рисунок 7 — Значения продольного угла при различных тяговых моментах (a) и амплитудно-частотная характеристика (b)
 Figure 7 — Values of the longitudinal angle at different traction moments (a) and the amplitude-frequency response (b)

На рисунке 7 показаны результаты расчета угла продольно-угловых колебаний в продольном направлении только при различных значениях тягового момента и его амплитудно-частотная характеристика, т. е. без приложения тормозного момента.

Как видно из рисунка 7, изменение в алгоритме только тягового момента также приводит к уменьшению амплитуды продольно-угловых колебаний, но оно не так выражено по сравнению с изменением в алгоритме только тормозного момента (см. рисунок 6). Использование только тягового момента на ведущих колесах для гашения продольно-угловых колебаний подрессоренной массы малоэффективно ввиду относительно малых величин максимально реализуемого тягового момента.

На основании предложенного критерия оценки алгоритма гашения и различных значений тягового и тормозного моментов сформирована таблица 2. Как видим, при изменении в алгоритме только тормозного момента (100 кН·м) время свободных колебаний сокращается на 47 % и скорость снижается на 31 %, а при изменении только тягового момента (100 кН·м) время уменьшается на 11 % и скорость вырастает на 13 %. Согласно полученным результатам изменения тягового и тормозного моментов приводят к уменьшению амплитуды и времени продольно-угловых колебаний, но оказывают влияние на скорости движения самосвала после переезда единичной неровности. Для уменьшения влияния на скорость самосвала целесообразно использовать алгоритм с изменением как тягового, так и тормозного моментов, причем с такими значениями моментов, которые сведут изменения скорости самосвала к минимуму. Следует иметь в виду, что в приведенных расчетах не учитывается время

Таблица 2 — Оценочные критерии алгоритма гашения продольно-угловых колебаний
 Table 2 — Evaluation criteria of the algorithm for damping longitudinal-angular oscillations

Значение момента, кН·м	$A_{\text{макс}}$, град	Время τ , с	Изменение времени τ относительно 0 торм. момента, %	Скорость после препятствия, км/ч	Изменение скорости относительно 0 торм. момента, %
Только тормозной					
0	4,14	32,04	100	13	0
50	4,11	20,79	65	10,6	-19
100	4,08	17,06	53	9,1	-31
150	4,04	15,92	50	7,5	-42
200	4	13,4	42	6,8	-48
Только тяговый					
0	4,14	32,04	100	13	0
100	4,14	28,37	89	14,7	+13
200	4,13	25,82	81	16,2	+24,5
300	4,13	23,33	73	17,3	+33
400	4,12	22,08	69	18,5	+42

запаздывания срабатывания систем управления тормозными и тяговыми моментами.

На рисунке 8 приведены сравнительные характеристики изменения угла продольно-угловых колебаний без и с учетом работы алгоритма, управляющего как тяговым ($M_{\text{тяги}} = 375 \text{ кН}\cdot\text{м}$), так и тормозным ($M_{\text{тор}} = 100 \text{ кН}\cdot\text{м}$) моментами. При этом время гашения сократилось с 32,04 до 14,61 с (уменьшилось на 54 %), а амплитуда на частоте колебания 0,78 Гц сократилась с 0,5 до 0,3 (уменьшилась на 40 %). Необходимо отметить, что при таких параметрах тягового и тормозного момента скорость самосвала практически не изменяется.

Для подтверждения эффективности предложенного алгоритма гашения продольно-угловых колебаний и определения среднеквадратического отклонения виброускорения на рабочем месте водителя были проведены виртуальные испытания с параметрами дорожного профиля, соответствующими движению самосвала по отвалу карьера.

Параметры дорожного профиля: длина участка равна 105 м и среднеквадратическое отклонение высоты профиля составляет $\sigma = 0,0275 \text{ м}$. По результатам моделирования получено, что среднеквадратическое отклонение виброускорений на рабочем месте водителя без системы гашения продольно-угловых колебаний составляет $\sigma = 3,5 \text{ м}$, а с гашением — $\sigma = 2,82 \text{ м}$, т. е. меньше на 19,5 %.

Выводы. 1. Разработана и верифицирована математическая модель карьерного самосвала для исследования продольно-угловых колебаний при переезде единичной неровности.

2. Разработан алгоритм гашения продольно-угловых колебаний на основании управления тяговым и тормозным моментом в зависимости от угла колебания.

3. Проведена оценка эффективности алгоритма гашения продольно-угловых колебаний путем сравнительного анализа времени гашения воздействия на модель алгоритма с управлением только тормозным, только тяговым и обоими моментами. Установлено, что влияние на продольно-угловые колебания поддрессоренной массы самосвала только тормозного момента больше, чем тягового (см. таблицу 2) по выбранному оценочному критерию.

4. Определены такие значения тягового и тормозного моментов, при которых изменения скорости режима карьерного самосвала минимальны. В алгоритме гашения выбраны: тяговый момент, равный 375 кН·м, и тормозной момент, равный 100 кН·м. При этом время колебания сократилось с 32,04 до 14,61 с (уменьшилось на 54 %),

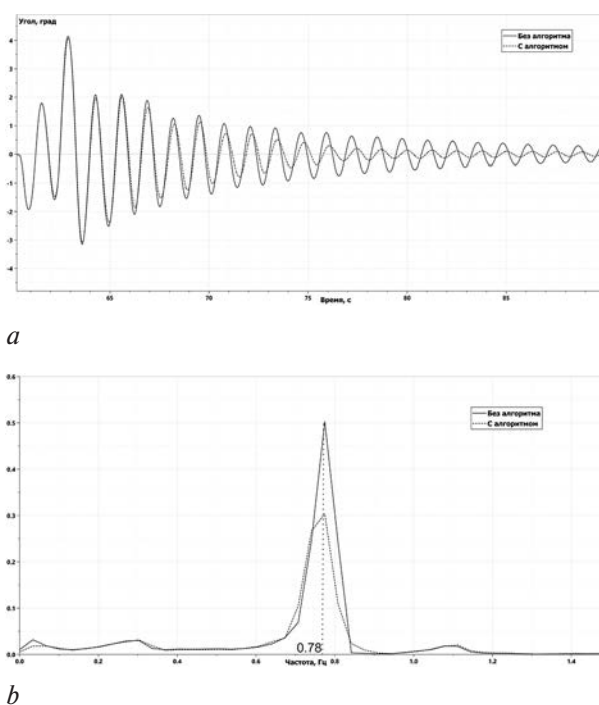


Рисунок 8 — Значения продольного угла (а) и амплитудно-частотная характеристика (б) самосвала без и с алгоритмом гашения при $M_{\text{тор}} = 100 \text{ кН}\cdot\text{м}$ и $M_{\text{тяги}} = 375 \text{ кН}\cdot\text{м}$
Figure 8 — Values of the longitudinal angle (a) and the amplitude-frequency response (b) of the dump truck without and with the quenching algorithm with $M_{\text{тор}} = 100 \text{ кН}\cdot\text{м}$ and $M_{\text{тяги}} = 375 \text{ кН}\cdot\text{м}$

а амплитуда на частоте колебания 0,78 Гц сократилась с 0,5 до 0,3, т. е. снизилась на 40 %.

5. При движении самосвала по дорожному покрытию, соответствующему дороге в отвале карьера, среднеквадратичное ускорение на рабочем месте водителя может быть снижено до 19,5 % в результате применения предложенного алгоритма гашения продольно-угловых колебаний.

Список литературы

1. Как работают системы активной безопасности [Электронный ресурс] // 5 колесо (Российский автомобильный портал). — Режим доступа: <https://5kolесо.ru/articles/garazh/kak-rabotayut-sistemy-aktivnoy-bezopasnosti>. — Дата доступа: 03.04.2019.
2. Intelligent Ride Control: article [Electronic resource] // Nissan Motor Corporation. — Mode of access: https://www.nissanglobal.com/EN/TECHNOLOGY/OVERVIEW/active_ride_control.html. — Date of access: 03.04.2019.
3. Тарг, С.М. Краткий курс теоретической механики / С.М. Тарг. — 10-е изд., перераб. и доп. — М.: Высш. шк., 1986. — 416 с.
4. Скорости автомобиля, соответствующие резонансным колебаниям автомобиля (галопированию) 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. — № 6. — С. 128–133.

KHITRIKOV Sergey V.

Deputy Head of the Department of Computer Modelling and Virtual Testing of the Republican Computer Center of Mechanical Engineering¹
E-mail: krom_hsv@bk.ru

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

Deputy Director General for Research¹
E-mail: shmeliov.alexsei@gmail.com

SHVETS Dzmitry A.

Head of the Division of Information and Measurement Systems¹
E-mail: dshvecc@gmail.com

KRAUCHONAK Aliaksei L.

Junior Reseacher¹

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

Leading Researcher¹
E-mail: vignonny@mail.ru

KALESNIKOVICH Andrei N.

Head of the Department of Computer Modelling and Virtual Testing of the Republican Computer Center of Mechanical Engineering¹
E-mail: kan@tut.by

SHAKIN Roman V.

Head of Design Bureau²
E-mail: podveska@belaz.minsk.by

¹Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

²OJSC “BELAZ” – Management Company of Holding “BELAZ-HOLDING”, Zhodino, Republic of Belarus

Received 21 October 2019.

ALGORITHM FOR DAMPING LONGITUDINAL-ANGULAR OSCILLATIONS OF A MINING DUMP TRUCK

The paper considers the solution to the problem of minimizing the longitudinal-angular oscillations of a mining dump truck that occurs when driving on rough roads. An algorithm has been developed for damping longitudinal-angular oscillations by briefly changing the traction and braking torques on the driving wheels, depending on the phase of oscillations of the sprung mass of the truck. The algorithm was approved using a dynamic mathematical model of a mining dump truck. The results of the comparative analysis showed the possibility of reducing the duration of the oscillations by 54 % and the amplitude of the oscillation by 40 % when moving an individual asperity, and when the truck moves along the road with characteristics corresponding to the road surface in the mining dump, the root-mean square accelerations at the driver's workplace can be reduced by 19.5 %.

Keywords: *algorithm, longitudinal-angular oscillations, mining dump truck*

References

1. Shustitskiy S. Kak rabotayut sistemy aktivnoy bezopasnosti [How the active safety systems work]. *5 koleso* [Fifth wheel], 2017. Available at: <https://5koleso.ru/articles/garazh/kak-rabotayut-sistemy-aktivnoy-bezopasnosti> (accessed 03 April 2019).
2. *Intelligent Ride Control*. Available at: https://www.nissan-global.com/EN/TECHNOLOGY/OVERVIEW/active_ride_control.html (accessed 03 April 2019).
3. Targ S.M. *Kratkiy kurs teoreticheskoy mekhaniki* [Short course of theoretical mechanics]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1986. 416 p.
4. Sheybak R.E., Vygony A.G., Shmialiou A.V., Kalesnikovich A.N. Skorosti avtomobilya, sovetstvuyushchie rezonansnym kolebaniyam avtomobilya (galopirovaniyu) pri perezde edinichnoy nerovnosti [Vehicle speeds, relevant to resonance oscillations of the vehicle (galloping) individual asperity crossing]. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya* [Topical issues of mechanical engineering], 2017, iss. 6, pp.128–133.