

Рис. 3. Преодолеваемые автопоездом и его звеньями удельные сопротивления качению в зависимости от массы прицепа:  
 а — на размокрой грунтовой дороге; б — на участке влажного песка; в — на заснеженном участке;  $f_{an}$  — для автопоезда при обычном движении;  $f_{r,0}$  — для тягача без подвода мощности к его ведущей оси;  $f_r$  — для тягача с подводом мощности к ведущей оси;  $f_a$  — для прицепа

Преодолеваемые в указанных дорожных условиях удельные сопротивления качению в зависимости от массы прицепа приведены на рис. 3, а, б, в. Из графиков следует, что при равенстве удельных сопротивлений качению тягача и прицепа (точки а), для случая движения тягача и прицепа по своей колее, например на повороте, автопоезд с использованием системы раздельного перемещения звеньев по сравнению с обычным движением (точки б) может преодолевать значительно большие удельные сопротивления: на размокрой грунтовой

дороге в 3,3 раза, на участке влажного песка в 2,7 раза и на заснеженном участке в 3 раза. Высокие показатели достигнуты несмотря на большое кинематическое рассогласование окружной скорости вращения ведущих колес тягача и скорости его перемещения при отталкивании от прицепа, в связи с использованием насоса малой производительности и, следовательно, низкой скорости перемещения звеньев.

Во время движения автопоезда на размокрой грунтовой дороге с твердым подслоем буксование ведущих колес тягача не приводило к их зарыванию, и сцепление с грунтом не ухудшалось. На песчаном участке буксование ведущих колес тягача вызывало их зарывание, и движение автопоезда было возможным только за счет отталкивания и подтягивания звеньев, без подвода мощности к ведущей оси тягача. На заснеженном участке при буксовании ведущих колес тягача под ними образовывалась ледяная корка, вследствие чего снижалось сцепление этих колес с опорной поверхностью и уменьшалась сила тяги.

Наряду с искусственной загрузкой автопоезда и его звеньев путем прикладывания к их крюкам тягового усилия от буксируемого автомобиля, были проведены на снежной целине непосредственные измерения проходимости автопоезда при обычном движении и с работой системы раздельного перемещения звеньев. Автопоезд с прицепом массой 6000 кг при обычном движении был способен передвигаться по снежной целине глубиной снежного покрова до 10 см, после чего из-за буксования колес тягача терял проходимость. Сила сопротив-

ления качению автопоезда в этих условиях была равна 1000 кгс. При использовании системы раздельного перемещения звеньев автопоезд двигался по снежной целине глубиной снежного покрова до 40 см. В этом случае сила сопротивления качению автопоезда была равна 3100 кгс. Проходимость была потеряна из-за сдвига назад заторможенного прицепа.

Во время исследований было установлено, что устойчивость прямолинейного движения автопоезда при работе системы раздельного перемещения звеньев — достаточная. Однако поворот автопоезда на скользких участках затруднен из-за возможности складывания тягача относительно прицепа. Это определяется тем, что заторможенная передняя ось прицепа через дышло удерживает заднюю ось тягача от входа в поворот и она движется прямолинейно, не отклоняя дышло в сторону поворота. Отключая тормоз колеса передней оси прицепа со стороны поворота, удалось уменьшить удерживающий момент и этим улучшить управляемость автопоезда.

При малой скорости перемещения звеньев ускорения в момент перемены циклов незначительны. При скорости автопоезда 1 км/ч эти ускорения не будут превышать 1,5 g. Использование опережения во время переключения циклов, что требует автоматизации управления системой, позволит воспринимать силу инерции звеньев противодействием жидкости в цилиндре и стабилизировать ускорения. Скорость автопоезда при этом можно повысить до величины, обеспечивающей малое кинематическое рассогласование. Так, при рассогласовании 35% для автопоезда с тягачом ЗИЛ-131, эта скорость составит 2 км/ч при скорости перемещения звеньев 4 км/ч. Для обеспечения такой скорости требуется насос производительностью 170 л/мин (типа НШ-96) при обеспечении дифференциальной подачи жидкости в гидроцилиндр (в обе полости при цикле отталкивания) и диаметре поршня 80 мм, а штока 55 мм. При этих размерах цилиндра и при давлении 160 кгс/см<sup>2</sup> усилие отталкивания и подтягивания составит ~4 тс.

Таким образом, теоретические и экспериментальные исследования показали, что рассматриваемый способ обеспечивает увеличение тягово-сцепных показателей, а следовательно, проходимость автопоездов в 2—3 раза в зависимости от массы прицепа (и в большей мере — при использовании грунтоупоров).

Способ раздельного перемещения звеньев является дополнительным способом повышения проходимости к имеющимся и не подменяет их. В связи с малыми скоростями движения данный способ можно использовать для преодоления автопоездами коротких участков бездорожья, а также сосредоточенных препятствий в виде подтемов, ям, канав, промоин. Применять его целесообразно на автопоездах с полноприводными тягачами, а также на автопоездах-самосвалах и других двухзвенных машинах с гидросистемами, которые можно использовать и для системы раздельного перемещения звеньев. Известно, в частности, применение данного способа на сочлененной колесной машине VEXA (США), у которой для отталкивания и подтягивания звеньев использованы гидроцилиндры поворотного устройства. Очевидно, данный способ можно применять на строительно-дорожных и других двухзвенных специальных машинах.

Экономически целесообразно использовать способ раздельного перемещения звеньев на данных машинах при их эксплуатации в районах с плохой дорожной сетью, в карьерах, на строительных работах и в сельском хозяйстве, когда к машинам предъявляются повышенные требования по проходимости.

УДК 629.113.013.5:634.037

## Сравнительный анализ расчетных моделей вертикальных колебаний автопоездов-лесовозов

Канд. техн. наук Ю. Ю. БЕЛЕНЬКИЙ,  
 канд. техн. наук А. В. ЖУКОВ, А. Б. АЗБЕЛЬ, А. И. ПЕТРОВИЧ

Минский автозавод,  
 Белорусский технологический институт им. С. М. Нирова,  
 Институт математики АН БССР

**П**РАВИЛЬНЫЙ выбор основных параметров автопоездов-лесовозов с учетом условий их эксплуатации и достоверной оценкой динамических свойств значительно улучшает качество проектирования.

В настоящее время в практике проектирования таких автопоездов используется большое количество расчетных моделей, различных по степени сложности и достоверности получаемых

результатов [1—4]. Различие в конструкциях автопоездов затрудняет использование существующих расчетных моделей. Существенным недостатком имеющихся работ по обоснованию динамической модели автопоездов-лесовозов является отсутствие конкретных исследований по сравнительной оценке применяемых расчетных моделей. Были рассмотрены наиболее типичные расчетные модели вертикальных колебаний автопоезда-лесовоза.

Всего сравнивалось семь вариантов расчетных моделей вертикальных колебаний динамической системы автопоездов (рис. 1).

Примем для анализа вариант 7 расчетной модели как общий случай расчетной динамической системы. Выделим в продольной вертикальной плоскости системы в качестве основных девять степеней свободы. Они характеризуются обобщенными координатами:  $Z_1, \theta_1, Z_2, Z_3, \xi_1, \xi_2, \xi_3, \theta_2, \theta_3$ . Масса пачки хлыстов распределена [1] на три дискретные массы  $m_{1x}, m_{2x}$  и  $m_{3x}$ . Первая из них шарнирно соединяется с корпусом тягача (масса  $M_1$ ), а масса  $m_{2x}$ , приведенная к заднему конику автопоезда, присоединяется к подрессоренной массе прицепа  $M_2$ . Учитываются характеристики жесткости  $C_3$  и сопротивления  $K_3$  пачки хлыстов, подвесок тягача  $C_1, K_1, C_2, K_2$ , прицепа  $C_4, K_4$  и шин  $C_{шi}, K_{шi}$  ( $i$  — номер оси автопоезда). Неподдресоренные массы  $m_2$  и  $m_3$  включают в себя массы соответственно второго и третьего мостов.

Колебания автопоезда в продольной вертикальной плоскости (рис. 1) описаны следующими дифференциальными уравнениями:

$$(M_1 + m_{1x}) \ddot{Z}_1 - m_{1x}(l_2 - l_0) \ddot{\theta}_1 - F_{K1} - F_{K2} + K_1 F_{K3} - F_{C1} - F_{C2} + K_1 F_{C3} - F_{TP1} - F_{TP2} + K_1 F_{TP3} = 0; \quad (1)$$

$$\begin{aligned} [M_1 \rho_1^2 + m_{1x}(l_2 - l_0)^2] \ddot{\theta}_1 - m_{1x}(l_2 - l_0) \ddot{Z}_1 - \\ - l_1 F_{K1} + l_1 F_{K2} - K_3 F_{K3} - l_1 F_{C1} + l_2 F_{C2} - \\ - K_2 F_{C3} - l_1 F_{TP1} + l_2 F_{TP2} - K_2 F_{TP3} = 0; \quad (2) \end{aligned}$$

$$(M_2 + m_{2x}) \ddot{Z}_2 + K_3 F_{K3} - F_{K4} + K_3 F_{C3} - F_{C4} - F_{TP4} + K_3 F_{TP3} = 0; \quad (3)$$

$$m_{3x} \ddot{Z}_3 - F_{K3} - F_{C3} - F_{TP3} = 0; \quad (4)$$

$$m_1 \ddot{\xi}_1 + F_{K1} - F_{K,ш1} + F_{C1} - F_{C,ш1} + F_{TP1} = 0; \quad (5)$$

$$m \ddot{\xi}_2 + F_{K2} - K_{K,ш2} - F_{K,ш3} + F_{C2} - F_{C,ш2} - F_{C,ш3} + F_{TP2} = 0; \quad (6)$$

$$m_3 \ddot{\xi}_3 + F_{K4} - F_{K,ш4} - F_{K,ш5} + F_{C4} - F_{C,ш4} - F_{C,ш5} + F_{TP4} = 0; \quad (7)$$

$$m_2 \rho_2^2 \ddot{\theta}_2 - l_{51} F_{K,ш2} + l_{53} F_{K,ш3} - l_{52} F_{C,ш2} + l_{54} F_{C,ш3} = 0; \quad (8)$$

$$m_3 \rho_3^2 \ddot{\theta}_3 - l_{64} F_{K4} + l_{65} F_{K,ш5} - l_{64} F_{C,ш4} + l_{65} F_{C,ш5} = 0, \quad (9)$$

где  $\rho_1, \rho_2, \rho_3$  — радиусы инерции подрессоренной массы тягача и соответственно неподдресоренных масс  $m_2$  и  $m_3$ ;  $\ddot{Z}_1, \ddot{Z}_2, \ddot{Z}_3$  — вертикальные ускорения центра тяжести тягача, подрессоренной массы  $M_2 + m_{2x}$  прицепа и массы  $m_{3x}$ .

Уравнения (1)–(9) решают с помощью ЭЦВМ. В общем виде характеристики упругости подвески  $F_{Ci} = f(Z_{ni})$ ,  $i = 1, 2, 4$  задаются таблицами и соответствуют реальным нелинейным характеристикам. Деформации  $Z_{ni}$  равны:  $Z_{n1} = -Z_1 - l_1 \theta_1 + \xi_1$ ;  $Z_{n2} = -Z_1 + l_2 \theta_1 + \xi_2$ ;  $Z_{n4} = -Z_2 + \xi_3$ . Характеристики вязкого сопротивления  $F_{Ki} = \varphi(\dot{Z}_{ni})$  задаются так же, как и упругого. Сухое трение в подвесках  $F_{TPi} = \psi(\dot{Z}_{ni})$  задается, когда  $|\dot{Z}_{ni}| > 0,04$  м/с<sup>2</sup> и  $F_{TPi} = \text{const}$ .

Характеристики жесткости шин  $F_{C,шi}$  ( $i = 1, 2, 3, 4, 5$ ) принимаются кусочно-линейными и задаются уравнениями, учитывающими отрыв колес от дороги.

Вертикальные деформации шин:

$$Z_{ш1} = -\xi_1 + q_1; Z_{ш2} = -\xi_2 - l_{52} \theta_2 + q_2;$$

$$Z_{ш3} = -\xi_2 + l_{53} \theta_2 + q_3;$$

$$Z_{ш4} = -\xi_3 - l_{64} \theta_3 q_4; Z_{ш5} = -\xi_3 + l_{65} \theta_3 + q_5,$$

где  $q_i$  — ординаты микропрофиля дороги.

Характеристики сопротивления шин  $F_{K,шi}$ , а также упругая характеристика  $F_{C3}$  и характеристика сопротивления  $F_{K3}$  пачки хлыстов задавались линейными:

$$F_{K,шi} = k_{шi} \dot{Z}_{шi};$$

$$F_{C3} = C_3 (K_1 Z_1 - K_2 \theta_1 + K_3 Z_2 - Z_3);$$

$$F_{K3} = k_3 (K_1 \dot{Z}_1 - K_2 \dot{\theta}_1 + K_3 \dot{Z}_2 - \dot{Z}_3),$$

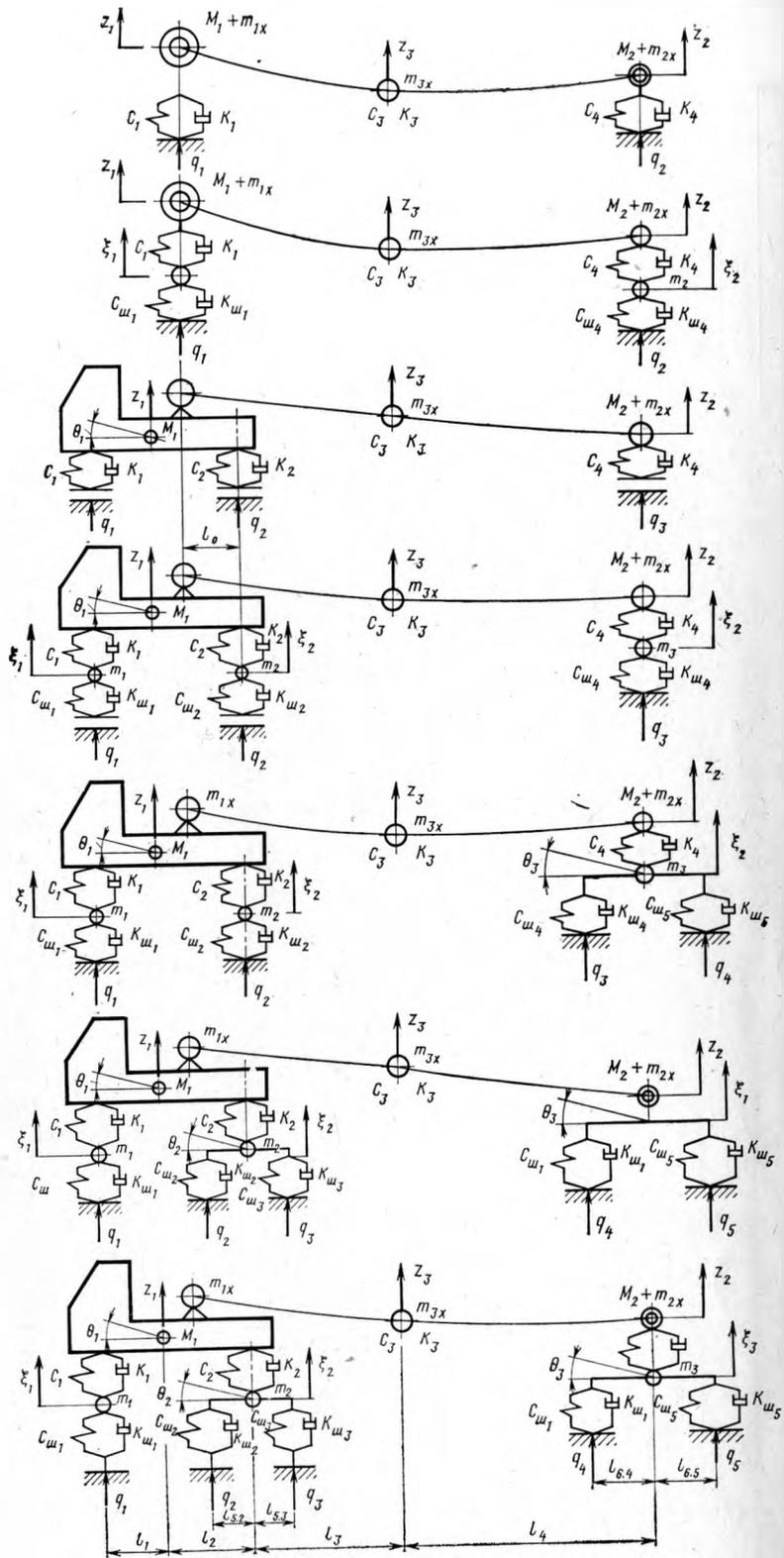


Рис. 1. Варианты (1–7) расчетных схем вертикальных колебаний автопоезда-лесовоза

$$\text{где } K_1 = \frac{l_4}{l_3 + l_4 + l_0}; K_2 = \frac{(l_2 - l_3) l_4}{l_3 + l_4 + l_0};$$

$$K_3 = \frac{l_0 + l_3}{l_3 + l_4 + l_0}.$$

Динамика системы задавалась с учетом величины запаздывания  $\tau_i$ , т. е.  $q_i = \chi(t - \tau_i)$ .

Математические модели, соответствующие вариантам 1–6 (рис. 1), получены из уравнений (1)–(9) для основной принятой схемы при следующих условиях.

№ варианта	$\sigma_{\theta 1}$	$\sigma_{Z1}$	$\sigma_{Z2}$	$\sigma_{Z3}$	$\sigma_{\xi 1}$	$\sigma_{\xi 2}$	$\sigma_{\xi 3}$	$\sigma_{\theta 2}$	$\sigma_{\theta 3}$	$\sigma_{(Z1+I_{\theta 1})}$	$\sigma_{(Z1+I_{\theta 1})}$	$\sigma_{(Z1-I_{\theta 1})}$
	в л/с <sup>2</sup>	в м/с <sup>2</sup>	в м/с <sup>2</sup>	в м/с <sup>2</sup>	в м/с <sup>2</sup>	в м/с <sup>2</sup>	в м/с <sup>2</sup>	в л/с <sup>2</sup>	в л/с <sup>2</sup>	в м/с <sup>2</sup>	в м/с <sup>2</sup>	в м/с <sup>2</sup>
Булыжное покрытие, $\sigma_n=1,7$ см, $v=60$ км/ч												
1	—	3,78	5,73	4,90	—	—	—	—	—	—	—	—
2	—	3,69	6,30	5,33	—	—	28,5	—	—	—	—	—
3	4,30	3,95	6,05	4,97	—	—	—	—	—	7,59	8,32	10,97
4	3,78	3,80	6,89	5,52	14,67	19,76	26,01	—	—	6,97	7,60	9,69
5	3,52	3,43	5,66	4,51	14,62	19,68	16,94	—	—	5,58	7,72	8,83
6	3,35	2,69	6,69	3,86	14,34	14,76	6,69	21,99	23,34	5,69	6,27	8,43
7	2,92	2,90	5,47	4,42	14,45	14,84	16,93	21,98	23,06	5,93	6,42	7,00
8	1,98	2,06	4,32	3,52	11,25	11,15	14,44	16,46	19,86	3,80	4,12	5,00
9	3,34	2,81	6,67	4,14	14,29	19,67	6,67	—	23,34	5,54	6,12	8,59
10	2,50	2,24	5,16	3,45	11,21	15,57	5,16	—	19,93	3,96	4,39	6,66
Грунтовое покрытие, $\sigma_n=3,6$ см, $v=20$ км/ч												
5	1,74	2,70	2,39	2,33	3,15	3,30	2,39	—	3,49	3,97	4,28	4,80
7	0,87	2,13	1,93	1,92	2,96	2,11	1,93	3,50	3,55	3,78	2,52	2,40

Примечания. Вариант 8 — линейный, по структуре идентичен варианту 7. Вариант 9 — проверочный, нелинейный. Вариант 10 — проверочный, линейный.

Вариант 1.  $m_1 = m_2 = m_3 = 0$ ;  $\theta_1 = \theta_2 = \theta_3 = 0$ ;  $I_1 = I_2 = 0$ ;  $I_{5,2} = I_{5,3} = 0$ ;  $I_{6,4} = I_{6,5} = 0$ ;  $C_{ш1} = 0$ ;  $K_{ш1} = 0$ ;  $C_2 = K_2 = 0$ ;  $\xi_1 = q_1$ . Уравнения (1), (3), (4) остаются без изменений, остальные выпадают.

Вариант 2.  $m_2 = 0$ ;  $C_2 = K_2 = 0$ ;  $C_{ш2} = K_{ш2} = C_{ш3} = K_{ш3} = C_{ш5} = K_{ш5} = 0$ ;  $I_{5,2} = I_{5,3} = 0$ ;  $I_{6,4} = I_{6,5} = 0$ ;  $\theta_1 = \theta_2 = \theta_3 = 0$ ;  $\xi_1 = q_1$ ;  $\xi_2 = 0$ ;  $\xi_3 = q_3$ . Уравнения (1), (3), (4), (5), (7) остаются без изменений, остальные выпадают.

Вариант 3.  $m_1 = m_2 = m_3 = 0$ ;  $\theta_2 = \theta_3 = 0$ ;  $I_{5,2} = I_{5,3} = 0$ ;  $I_{6,4} = I_{6,5} = 0$ ;  $\xi_1 = q_1$ ;  $\xi_2 = q_2$ ;  $\xi_3 = q_3$ ;  $C_{ш1} = 0$ ;  $K_{ш1} = 0$ . Уравнения (1) — (4) остаются без изменений, остальные выпадают.

Вариант 4.  $\theta_1 = \theta_2 = 0$ ;  $C_{ш3} = K_{ш3} = C_{ш5} = K_{ш5} = 0$ ;  $I_{5,2} = I_{5,3} = 0$ ;  $I_{6,4} = I_{6,5} = 0$ . Из системы (1) — (9) выпадают уравнения (8) и (9).

Вариант 5.  $\theta_3 = 0$ ;  $C_{ш3} = K_{ш3} = 0$ ;  $I_{5,2} = I_{5,3} = 0$ . Уравнение (8) необходимо опустить.

Вариант 6.  $C_4 = K_4$ ;  $Z_3 = \xi_3$ . Уравнение (3) необходимо опустить; в уравнении (7)  $m_3$  следует заменить на  $(M_2 + m_{3x} + m_3)$ .

Расчетные модели сравнивали и оценивали на примере автопоезда полной массой 29 т. Рассматривали линейные и нелинейные варианты подвесок. Точность моделей оценивали путем сравнения расчетных и экспериментальных данных автопоезда МАЗ-509+ТМЗ-803 (проверочный вариант).

Нагружение осей автопоезда задавалось случайным в соответствии с методикой, изложенной в работе [4]. Движение автопоезда с полной нагрузкой моделировалось на дорогах с асфальтобетонным (среднеквадратичная высота микропрофиля  $\sigma_n = 1,18$  см) и гравийным ( $\sigma_n = 1,37$  см) покрытиями, а также на булыжном шоссе хорошего ( $\sigma_n = 1,2$  см) и плохого ( $\sigma_n = 1,7$  см) качества. Задача решалась мето-

дом Рунге—Кутты на ЭЦВМ М-220 и ЕС-1020, шаг счета принимался 0,005 с.

Анализ расчетных данных показал, что в зависимости от варианта модели показатели вертикальных колебаний имеют различие, которое для каждой из обобщенных координат проявляется неодинаково. Значительно отличаются друг от друга ускорения по координатам  $\theta_1$ ,  $Z_1$ ,  $Z_2$  и  $\xi_2$ , а также подпрессорные массы в месте расположения сиденья водителя и над осями.

Данные, приведенные в таблице, показывают, что учет нелинейностей характеристик подвески осей автопоезда и шин повышает расчетные сред-

квадратичные показатели вертикальных колебаний (варианты 7, 8 и 9, 10) на 20—30%.

Различие между линейными и нелинейными характеристиками подвесок автопоезда-лесовоза подтверждается также при сравнении соответствующих спектральных плоскостей.

Из рис. 2 и 3 (кривые 7, 8 и 9, 10) видно, что общий характер кривой спектральной плотности  $S_{Z1}(\omega)$  при линейной и нелинейной характеристиках подвески изменяется мало, сохраняется число максимумов и незначителен их сдвиг по частоте  $\omega$ . Наиболее ошутимо отличаются ординаты максимальных всплесков спектральных плотностей. Причем это различие зависит от варианта расчетной модели и рассматриваемого параметра.

Так, если расхождение по первому максимуму  $S_{Z1}(\omega)$  для вариантов 7 и 8 составляет 0,007 с, то для вариантов 9 и 10 — 0,013 с (рис. 2). Для нормированных спектральных плотностей вертикальных ускорений центра тяжести пачки хлыстов и прицепа-ропуски указанное соотношение по расчетным моделям вариантов 7 и 9 другое (рис. 3).

Характерно, что для варианта 7 модели введение нелинейностей характеристики подвески привело к увеличению ординат спектра ускорений  $S_{Z1}(\omega)$  максимального всплеска, а для варианта 9, наоборот, — к их снижению.

Интересные результаты получены при сравнении максимальных и среднеквадратичных ускорений, а также спектральных плотностей ускорений для вариантов расчетных моделей, отличающихся по структуре их составных элементов.

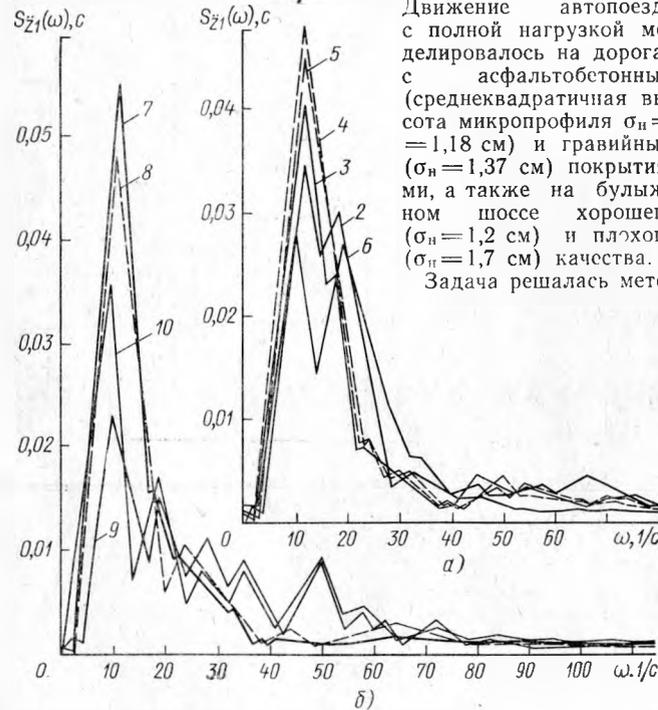


Рис. 2. Нормированные спектральные плотности вертикальных ускорений  $S_{Z1}(\omega)$  в центре тяжести подпрессорной массы тягача ( $v = 60$  км/ч): а — варианты 2—6; б — варианты 7—10

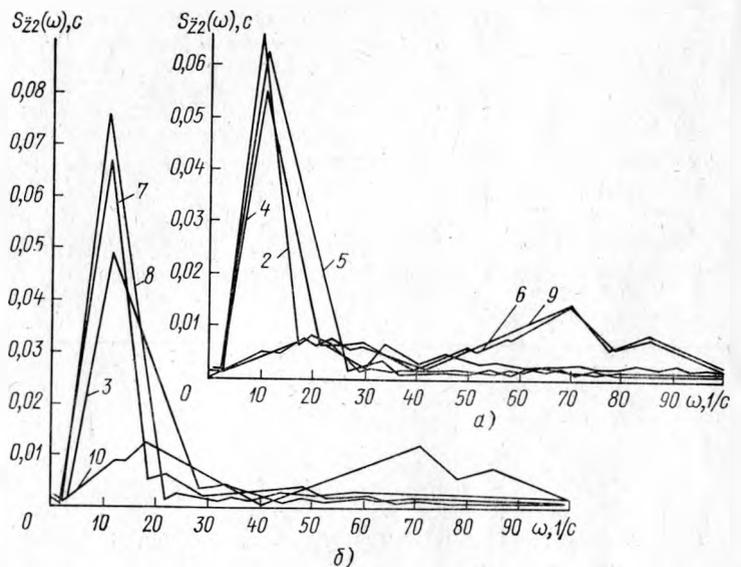


Рис. 3. Нормированные спектральные плотности вертикальных ускорений  $S_{Z2}(\omega)$  прицепа-ропуски ( $v = 60$  км/ч). а — варианты 2, 4, 5, 6, 9; б — варианты 3, 7, 8, 10

Сравнивая варианты 3 и 4, устанавливаем, что учет неподдресоренных масс тягача и прицепного звена приводит к снижению уровня продольно-угловых колебаний тягача ( $\sigma_{\dot{\theta}_1}$  уменьшилось на 12%).

Введение в конструкцию прицепа-ропуса продольной балансирующей подвески также сказывается на вертикальной динамике тягача, но в наибольшей степени влияет на вертикальные ускорения прицепа-ропуса (варианты 4 и 5). Значение  $\sigma_{\ddot{z}_2}$  уменьшилось при этом (см. таблицу) на 34,9%, всплеск спектра ускорений  $S_{\ddot{z}_2}(\omega)$  в диапазоне частот до  $27 \text{ с}^{-1}$  существенно увеличился. Важное значение имеет также поддресоривание прицепа-ропуса. Сравнивая данные, относящиеся к вариантам 5 и 9, можно утверждать, что колебательный процесс при введении в конструкцию прицепа-ропуса рессорной подвески качественно изменяется. Значения  $\sigma_{\ddot{z}_2}$ , как видно из таблицы, снизились с 6,67 до 5,66  $\text{м/с}^2$ . Ускорения неподдресоренных масс прицепа-ропуса (вариант 5) соизмеримы с ускорениями мостов тягача. Принципиально изменяются энергетические спектры вертикальных ускорений системы (рис. 2 и 3). Когда подвеска ропуса жестко-балансирующая, значительно расширяется диапазон частот, при котором возможно появление амплитуд ускорений значительной величины. Введение в систему поддресоривания тягача рессорно-балансирующей подвески в отличие от рессорной (варианты 6 и 9) снижает ускорения заднего моста тягача ( $\sigma_{\ddot{z}_2}$  снизилось с 19,67 до 14,76  $\text{м/с}^2$ ), остальные показатели вертикальной динамики изменяются незначительно. Правда, характер изменения кривых спектральной плотности  $S_{\ddot{z}_3}(\omega)$  и особенно  $S_{\ddot{z}_1}(\omega)$  становится несколько иным.

Сравнительный анализ данных по вариантам 6 и 7 показал, что при наличии на тягаче и прицепе-ропусе продольной балансирующей подвески введение в прицеп рессор, так же как и при двухосном тягаче, существенно изменяет характер вертикальных колебаний системы. Из таблицы видно, что существенно снижаются продольно-угловые ускорения тягача, вертикальные ускорения его поддресоренной массы на линии заднего моста и вертикальные ускорения прицепа-ропуса. Кроме того, принципиально видоизменяются энергетические спектры ускорений (рис. 2 и 3).

Для оценки достоверности разработанных расчетных моделей автопоезда-лесовоза сравнивали (рис. 4) расчетно-теоретические (штриховые линии) и экспериментальные данные (сплошные линии) по автопоезду МАЗ-509+ТМЗ-803 (вариант 3).

Гарантией получения статистически достоверных и надежных результатов эксперимента служило использование достаточно точной аппаратуры, а также опытных участков дорог необходимой длины. С учетом разрешающей способности энергетических спектров участков дорог и задаваемых значений нормированной среднеквадратичной ошибки их длина принималась равной 800—1000 м. Микропрофиль снимался нивелированием с шагом 0,1—1,0 м в зависимости от характера и длины неровностей или непрерывной записью с помощью специальной длинноразной тележки, оборудуемой неподвижным и подвижным в вертикальном направлении регистрирующим колесом.

По среднеквадратичным значениям ускорений расхождение между опытными и расчетными данными в зависимости от скорости движения автопоезда, состояния и типа покрытия составляет в среднем 10—15%.

Принадлежность расчетных и экспериментальных случайных реализаций к одной генеральной совокупности определялась с использованием критериев Фишера и Романовского. При вероятности 0,05 принадлежность выборок к одной совокупности безусловно подтверждалась в диапазоне эксплуатационных скоростей движения автопоезда 30—50 км/ч.

По среднеквадратичным значениям ускорений расхождение между опытными и расчетными данными в зависимости от скорости движения, состояния и типа покрытия составляет в среднем 10—15%.

Разброс экспериментальных значений среднеквадратичных величин ускорений автопоезда относительно расчетных значений  $\sigma$  практически не превышал ширины доверительных коридоров, построенных при показателе  $L(q, k) = 0,95$  [5].

Общая оценка соответствия спектральных плотностей была дана по тесту эквивалентности энергетических спектров [6]. При уровне значимости  $\alpha$  и числе полос  $N_f$ , определяемом в зависимости от шага обрабатываемых случайных реализаций  $\Delta t$ , числа интервалов корреляционной функции  $m$  и полного времени реализаций  $T_0$  и  $T_p$ , находили величину  $D^2$ , подчиняю-

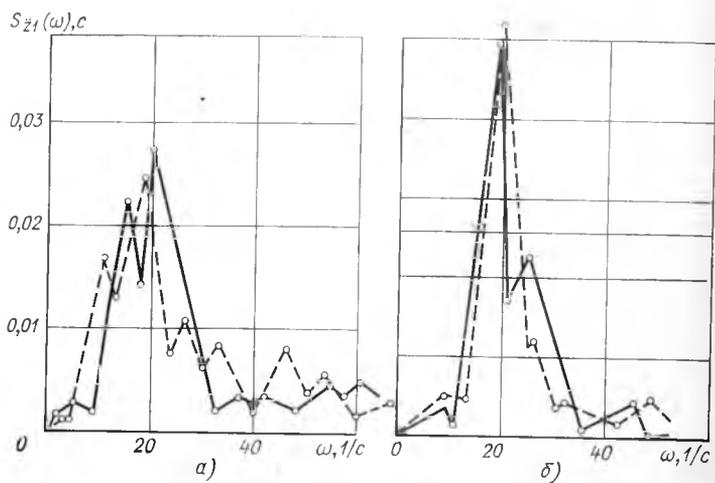


Рис. 4. Экспериментальные и расчетно-теоретические спектральные плотности вертикальных ускорений поддресоренной массы тягача при движении автопоезда: а — по булыжному покрытию ( $v = 57 \text{ км/ч}$ ); б — по асфальтобетонному шоссе ( $v = 60 \text{ км/ч}$ )

щуюся распределению  $\chi^2$ . Условие принятия гипотезы:  $D^2 \leq \chi^2 N_f \alpha$ .

При уровне значимости 0,05 данное условие подтвердилось для скорости движения автопоезда 20—60 км/ч на всех рассматриваемых участках дорог. Например, когда сравнивали экспериментальные и расчетные плотности вертикальных ускорений поддресоренной массы тягача для асфальтобетонного шоссе ( $v = 60 \text{ км/ч}$ ) при уровне значимости  $\alpha = 0,05$ , распределение  $\chi^2_{N_f \alpha}$  составляло 5,99, а  $D^2$  составляло 1,72. Для грунтовой дороги значение аналогичной величины будет 2,32 ( $v = 20 \text{ км/ч}$ ).

Анализ энергетических спектров колебательных процессов показал, что чаще всего появление существенного различия в значениях среднеквадратичного отклонения происходит за счет некоторого несоответствия колебательных процессов в области высоких частот.

В области частот, определяющих требования плавности хода и динамики автопоезда, расчетные и опытные колебательные процессы отличаются вполне удовлетворительным соответствием. Отмечено близкое совпадение частот проявления всплесков спектральных плотностей реакций, соответствие общего характера их изменения и числа главных максимумов.

Таким образом, проведенный сопоставительный анализ и экспериментальная оценка расчетных данных указывают на приемлемость основной расчетной модели (вариант 7) для целей практического использования при проектировании автопоездов-лесовозов.

Варианты 7 и 4—6, 9 равноценны по динамической структуре. Каждая из них соответствует определенному типу автопоезда и при использовании с учетом соответствия их структуры со структурными признаками реальной системы дает близкие по точности результаты.

При эскизном проектировании с целью предварительной оценки вертикальной динамики можно допустить комбинации упрощений, соответствующие различию между вариантами 4—10. Упрощение расчетной модели по вариантам 1—3 приводит не только к снижению точности расчетных данных, но и к потере важной информации по амплитудно-частотному составу процессов. Однако в случае, если не ставится задача многоинформационной оценки динамики системы, можно использовать варианты моделей 1—3, отличающиеся от последующих существенным сокращением времени счета.

Линеаризация подвески осей автопоезда, незначительно изменяя характер кривых спектральной плотности параметров вертикальных колебаний, отражается на среднеквадратичных и максимальных значениях вертикальных ускорений.

Введение в конструкцию тягача рессорно-балансирующей подвески в отличие от рессорной снижает вертикальные ускорения заднего моста тягача. Введение в конструкцию прицепа-ропуса балансирующей подвески, отражаясь несколько на динамике тягача, в наибольшей степени снижает вертикальные ускорения прицепа. Поддресоривание прицепа-ропуса существенно изменяет характер вертикальных колебаний системы.

Разработанная расчетная модель (вариант 7) является достаточно общей, пригодной для оценки вертикальной динамики автопоездов-лесовозов и седельных автопоездов с двухосными

и трехосными тягачами, одноосными и двухосными прицепными звеньями с рессорной и жестко-балансирной подвеской, имеющих упругую несущую систему прицепного звена.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гастев Б. Г., Мельников В. И. Основы динамики лесовозного подвижного состава, М., Лесная промышленность, 1967.
2. Билык Б. В., Данчук В. Г. Определение амплитудных частотных характеристик лесовозного автомобиля с балансирной подвеской. — В сб.: Лесная, бумажная и деревообрабатывающая промышленность. Вып. 8, Киев, Будівельник, 1971.

3. Ковтун И. П. Исследование влияния вертикальных и продольно-угловых колебаний звеньев лесовозного автопоезда на его продольную динамику. — Лесной журнал (Архангельск), 1971, № 2.
4. Исследование вертикальной динамики лесовозного автопоезда МАЗ-509+ТМЗ-803 / А. В. Жуков, Ю. Ю. Бельский, К. Б. Абрамович и др. — Лесной журнал (Архангельск), 1975, № 2.
5. Ханд А. Математическая статистика с техническими приложениями. М., Иностранная литература, 1956.
6. Бендат Дж, Пирсол А. Измерение и анализ случайных процессов. М., Мир, 1974.

УДК 629.113-598.001.42

## Противоблокировочные системы и их алгоритмы функционирования

Д-р техн. наук В. А. ПЕТРОВ

Всесоюзный заочный политехнический институт

**Ф**УНКЦИЯ противоблокировочной системы (ПБС) заключается в обеспечении работы колеса в процессе торможения автомобиля с коэффициентом скольжения  $s$ . При этом величина  $s$  примерно соответствует максимальному значению коэффициента сцепления колеса с дорогой  $\varphi$ . Как известно, функция  $\varphi=f(s)$  имеет экстремальное значение  $\varphi^*$  при  $s^*=0.1 \div 0.3$ . Обычно ПБС необходимо значение  $s^*$  поддерживает неточно, т. е. в некотором диапазоне  $\Delta s$ , охватывающем  $s^*$ . Совершенство процесса регулирования прежде всего оценивается величиной диапазона  $\Delta s$  и его стабильностью на всех циклах регулирования.

ПБС состоит из управляющего (логического) устройства и модулятора давления. Управляющее устройство, получая информацию о состоянии колеса и выполняя вычислительные и логические операции, подает сигнал модулятору, который осуществляет изменение давления в тормозной камере колеса.

В понятие ПБС, как системы автоматического регулирования, входит колесо, представляющее собой объект регулирования, тормозной механизм, инерционная масса автомобиля и другие элементы, участвующие в осуществлении процесса регулирования. Совокупность механизмов, устанавливаемых на автомобиль для получения ПБС, обычно называют противоблокировочным устройством (ПБУ). Часто термины ПБУ и регулятор ПБС выражают одно и то же понятие.

В зависимости от типа управляющего устройства ПБУ делятся на механические и электронные.

На рис. 1 показана принципиальная схема механического ПБУ. Его управляющее устройство содержит приводимый во вращение от колеса автомобиля вал 1, винтовую муфту 2 и укрепленный на ней с некоторым трением, создаваемым башмаками 3 и пружиной 4, маховик 5. Модулятор давления представляет собой золотниковый распределитель 6.

При текущем угловом замедлении колеса  $\omega_k$ , равном заданной постоянной пороговой величине  $\omega_{k1}$  (уставке), осевая инерционная сила маховика преодолевает силу пружины 7 золотникового распределителя. Винтовая муфта и золотник перемещаются вправо (показано стрелкой). Распределитель соединяет тормозную камеру колеса с атмосферой. Угловая скорость колеса уменьшается, а затем увеличивается. Маховик стремится вращаться с прежней угловой скоростью. В результате трения башмака о муфту золотник продолжает удерживаться в крайнем правом положении. При выравнивании угловых скоростей вала и маховика под действием силы пружины золотника муфта и золотник перемещаются в крайнее левое положение. Тормозная камера соединяется с тормозным краном. Общий принцип действия ПБУ показывает его алгоритм функционирования, под которым понимается программа работы управляющего устройства, выраженная теми или иными зависимостями, определяющими моменты подачи сигналов для изменения характера протекания во времени давления в тормозной камере колеса. В алгоритм функционирования входит также способ формирования управляющих зависимостей.

Большинство механических ПБУ имеет один и тот же алгоритм функционирования. Сигнал к уменьшению давления подается при текущем угловом замедлении колеса  $\omega_k$ , равном заданному постоянному пороговому значению (уставке)  $\omega_{k1}$ , т. е.  $\omega_k = \omega_{k1}$ . Сигнал к увеличению давления подается при текущей угловой скорости колеса, равной запомненной скорости  $\omega_{k0}$  (наблюдаемой в момент подачи сигнала к уменьшению

давления), непрерывно уменьшаемой во времени с постоянным заранее заданным замедлением  $\dot{\omega}_A$ , т. е.

$$\dot{\omega}_k = \dot{\omega}_{k0} - \dot{\omega}_A t. \quad (1)$$

Замедление  $\dot{\omega}_A = \dot{\omega}_m / i$  представляет собой замедление ма-

ховика  $\dot{\omega}_m$  при свободном его вращении, вызванное силой трения башмаков маховика о муфту, приведенное к колесу автомобиля через передаточное отношение  $i$  привода управляющего устройства. Начало отсчета времени  $t$  производится от момента, когда муфта, переместившись вправо, касается упора. Этому моменту времени соответствует угловая скорость колеса  $\omega_{k0}$ .

На рис. 2, а показано изменение скорости  $v_a$  автомобиля, окружной скорости колеса  $\omega_k r_k$ , его угловое ускорение  $\dot{\omega}_k$  и давления  $p$  в тормозной камере колеса в процессе регулирования. Точки 1 соответствуют моменту подачи сигнала к уменьшению давления, а точки 2 — к увеличению давления. Штриховой прямой показано изменение угловой скорости  $\omega_m$  маховика, уменьшенной на передаточное отношение  $i$ . Эта прямая описывается правой частью уравнения (1). Время срабатывания регулятора (время перемещения золотника вправо и влево) соответственно обозначено  $t_{c1}$  и  $t_{c2}$ .

Работу ПБУ иллюстрирует также зависимость изменения тормозной силы  $F_T$  и силы  $X$  сцепления колеса с дорогой, представляющей собой произведение коэффициента сцепления  $\varphi$  и реакции  $Z$ , действующей на колесо, от коэффициента скольжения  $s$  (рис. 2, б). Разность сил  $X$  и  $F_T$  пропорциональна ускорению колеса  $\omega_k$ . Точки 1 и 2 (рис. 2, б) соответствуют моментам подачи сигналов к изменению давления.

Механические ПБУ имеют ряд недостатков. В процессе перемещения золотника вправо сила сжатия пружины увеличивается, поэтому, чтобы такое перемещение стало возможным, осевая инерционная сила маховика должна непрерывно воз-

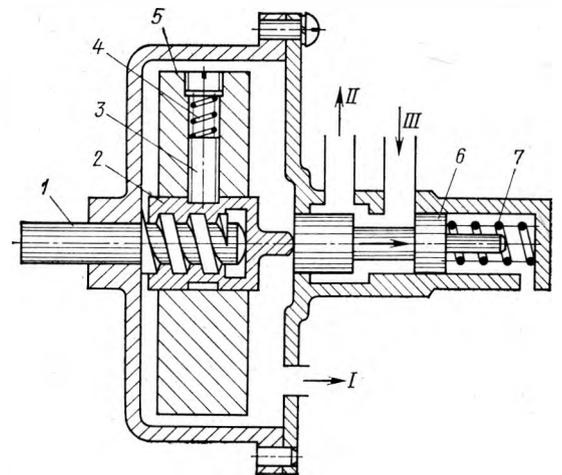


Рис. 1. Принципиальная схема механического ПБУ:  
I, II — соединение соответственно с атмосферой и тормозной камерой;  
III — выход из тормозного крана