

## МОДЕЛИРОВАНИЕ СИЛОВЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ДЛИННОБАЗНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С ДОРОГОЙ

И. И. Леонович, А. В. Жуков, М. Т. Насковец, С. П. Мохов,  
А. Р. Гороновский

Белорусский государственный технологический университет  
г. Минск, Республика Беларусь

Эксплуатационное состояние автомобильных дорог в значительной мере зависит от воздействия на них движущихся транспортных средств. В этой связи возникает необходимость прогнозирования влияния такого воздействия в зависимости от силовых факторов и размерных параметров современных транспортных средств.

Для оценки вертикальных и продольных сил взаимодействия транспортной системы с дорогой разработана расчетная схема (рис. 1), которая может быть использована для длиннобазных автопоездов различного типа и назначения (магистральные седельные, лесовозные автопоезда, трубовозы, панелевозы и др.).

Соответствующая приведенной расчетной схеме математическая модель представлена следующей системой дифференциальных уравнений:

$$M_{\text{фк}} = M_{\text{г}} [\dot{\varphi}_{\text{г}}, H(t)] - M_{\text{сц}}(\dot{\varphi}_{\text{г}}, \dot{\varphi}_{\text{сц}}, t); \quad (1)$$

$$M_{\text{фсц}} + M_{\text{фтр}} = M_{\text{сц}}(\dot{\varphi}_{\text{п}}, \varphi_{\text{сц}}, t); \quad (2)$$

$$M_{\text{тр}} - M_{\text{фтр}} + M_{\text{к2}} + M_{\text{м}}; \quad (3)$$

$$F_{\text{М1з1}} - F_{\text{п1}} - F_{\text{п2}} + F_{\text{с5}} = 0; \quad (4)$$

$$M_{\text{г1}} - \frac{h_1 - r_{\text{к2}}}{r_{\text{к2}}} i_{\text{тп1}} M_{\text{к3}} + \frac{h_1 - r_{\text{к1}}}{r_{\text{к1}}} M_{\text{к11}} - I_1 F_{\text{п1}} + I_2 F_{\text{п2}} + \frac{h_1 - r_{\text{к2}}}{r_{\text{к2}}} i_{\text{тп1}} M_{\text{к2}} - \\ - (I_1 - I_0) F_{\text{с5}} - h F_{\text{с1}} + \frac{h_1 - r_{\text{к2}}}{r_{\text{к2}}} M_{\text{к1}} + (h_1 - 2r_1) F_{\text{X1}} + (h_1 - 2r_2) F_{\text{X2}} = 0; \quad (5)$$

$$F_{\text{М1X1}} + \frac{1}{r_{\text{к1}}} M_{\text{тк}} - \frac{i_{\text{тп}}}{r_{\text{к2}}} M_{\text{к3}} - \frac{i_{\text{тп}}}{r_{\text{к2}}} M_{\text{к2}} + \frac{1}{r_{\text{к1}}} M_{\text{к1}} + F_{\text{с6}} + F_{\text{X1}} + F_{\text{X2}} = 0; \quad (6)$$

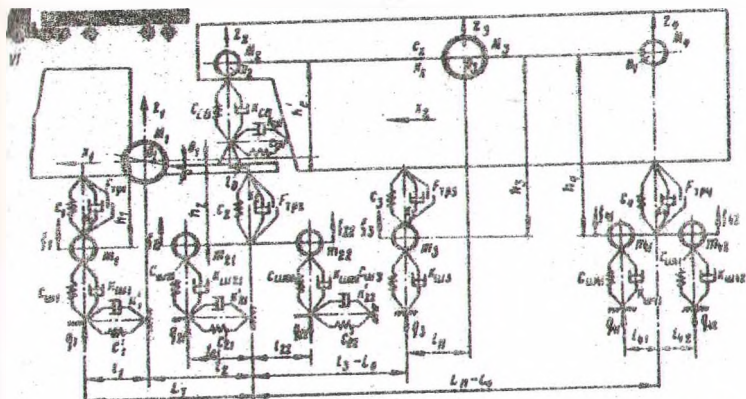


Рис. 1. Расчетная схема длиннобазного автопоезда для оценки вертикальных и продольных сил взаимодействия транспортной системы с дорогой

$$F_{M2Z2} - F_{C3} + \frac{l_3 - l_4}{l_4} F_{C3} = 0; \quad (7)$$

$$F_{M3Z3} - F_{C3} = 0; \quad (8)$$

$$F_{M4Z4} - F_{n4} = 0; \quad (9)$$

$$F_{M2X} - F_{C6} + F_{3X} + F_{4X} = 0; \quad (10)$$

$$F_{M1\zeta 1} + F_{n1} - F_{III} = 0; \quad (11)$$

$$F_{M2\zeta 2} + F_{n2} - F_{III2} = 0; \quad (12)$$

$$F_{M3\zeta 3} + \frac{l_1}{l_{62}} M_{303} - F_{III3} + \frac{l_{62}}{l_6} F_{n4} = 0; \quad (13)$$

$$F_{M4\zeta 4} + \frac{l_1}{l_{62}} M_{303} - F_{III4} + \frac{l_{62}}{l_6} F_{n4} = 0; \quad (14)$$

где  $h_1, h_2$  - расстояние от центра тяжести поддрессоренной массы тягача до опорной поверхности дороги и соответственно до опорной поверхности коника;  
 $l_1, l_2$  - расстояние от центра тяжести тягача до передней и соответственно задней осей тягача;  
 $l_0$  - расстояние от задней оси тягача до оси коника;  
 $l_3, l_4$  - расстояние от коника тягача до центра тяжести пачки хлыстов и соответственно до коника прицепа-ропуска;

$l_6, l_{62}$  - расстояние между осями колес прицепа роспуска и соответственно от оси балансира до осей переднего и заднего колес;

$r_{k1}, r_{k2}$  - радиусы качения передних и соответственно задних колес тягача;

$i_{TP}$  - передаточное отношение трансмиссии тягача;

$M_{Фг}, M_{Фсц}, M_{TP}$  - моменты сил инерции вращающихся частей двигателя, муфты сцепления и трансмиссии тягача;

$M_{\Theta 1}, M_{K3}, M_{KII}, M_{3\Theta 3}$  - моменты сил инерции при вращении подрессоренной массы тягача, передних и задних колес тягача и балансирной подвески прицепа-роспуска;

$M_{Kг}$  - момент сопротивления, учитывающий потери в трансмиссии и силы сопротивления качению колес;

$F_{M1Z1}, F_{M1X1}, F_{M2Z2}, F_{M3Z3}, F_{M4Z4}, F_{M2X}, F_{M1\xi 1}, F_{M2\xi 2}, F_{M3\xi 3}, F_{M4\xi 4}$  - силы инерции, возникающие соответственно при вертикальных ( $Z_1, Z_2, Z_3, Z_4, \xi_1, \xi_2, \xi_3, \xi_4$ ) и продольных ( $X_1$  и  $X_2$ ) масс тягача (подрессоренной -  $M_1$ , неподрессоренной -  $m_1$  и  $m_2$ ), прицепа-роспуска ( $M_4, m_3, m_4$ ), пачки ( $M_2, M_3$ );

$M_{Ф\Theta D}, M_{K1}, M_{K2}$  - моменты сил упругости и сил сопротивления при крутильных деформациях трансмиссии и шин передних и задних колес тягача;

$F_{n1}, F_{n2}, F_{n4}, F_{c3}, F_{c5}, F_{\Theta 1}, F_{\Theta 2}, F_{\Theta 3}, F_{\Theta 4}$  - вертикальные силы, возникающие в упругих элементах системы при их деформации соответственно: подвески тягача, прицепа-роспуска, пачки, подрессоривании коника тягача, шин тягача и прицепа-роспуска;

$F_{X1}, F_{X2}, F_{X3}, F_{X4}$  - продольные силы, возникающие в точках контакта колес с дорогой.

Кинематическое возбуждение от неровностей дороги учитывается за счет составляющих  $F_i, F_{xi}$  и момента  $M_{Kг}$ .

Параметры двигателя задаются по статической характеристике двигателя, которая характеризует изменение величины крутящего момента  $M_d[\phi_d, N(t)]$  от скорости вращения коленчатого вала двигателя  $\phi_d$  и положения педали подачи топлива  $N(t)$ .

Математическая модель предусматривает возможность учета процесса формирования момента трения муфты сцепления  $[M_{сц}(\phi_{сц}, t)]$  при быстром, нормальном и медленном ее включении. Первые два уравнения системы отражают процесс движения автопоезда при буксующем сцеплении. При блокировке дисков уравнения (1) и (2) объединяются в одно. Уравнение (3) от-

ражает крутильные колебания в трансмиссии, а уравнение (5) - продольно-угловые колебания корпуса тягача в связи с крутильными колебаниями колес, вертикальными и продольными упругими перемещениями  $X_1$  и  $X_2$  (уравнения (6) и (10)) элементов системы. Уравнения (4), (7), (8), (9), (11 - 14) описывают вертикальные колебания масс тягача, прицепа-ропуса и пачки во взаимной их связи с другими видами перемещений системы.

Описанная математическая модель позволяет решать задачи, связанные с оценкой эффективности вывозки древесины с учетом скорости и тягово-сцепных показателей, расхода топлива, плавности хода, динамической нагруженности и др. Возможна различная постановка задач: от оптимизации основных компоновочных параметров автопоезда, до оптимизации эксплуатационных режимов вывозки по известным маршрутам.

Нами проведен анализ динамики взаимодействия транспортного средства с дорогой на примере лесовозного автопоезда МАЗ-5434 с прицепом-ропуском 9383-010, на основании чего показано влияние различных параметров ( $l_{01}$ ,  $l_0$ ,  $L_T$ ) на плавность хода лесовозного автопоезда. В частности, выявлено, что наиболее сильное влияние параметр  $l_0$  оказывает на изменение динамических давлений колес задней оси тягача на дорогу. Как видно из рис. 2, наиболее интенсивное изменение  $\sigma_{R2}$  происходит в диапазоне частот 1,4 - 2,8 Гц.

При смещении коника в пределах от 0 до 0,4 м  $\sigma_{R2}$  уменьшается на 17,6 %, а от -0,2 до +0,8 - на 47,4 %. Анализ расчетных данных показал, что увеличение расстояния  $l_0$  до 0,35 - 0,4 м дает возможность снизить динамические давления задней оси тягача МАЗ-5434 на дорогу в среднем на 25%.

Кроме того, рассмотрено влияние параметров упругой подвески прицепа-ропуса на плавность хода.

Ввиду сопоставительного характера исследования, расчетная модель принята упрощенной при линейных упругих и амортизационных характеристиках подвески и периодическом синусоидальном возмущении от дороги. Скорости движения варьировались от 3,6 до 65 км/ч, нагрузка на автопоезд - от 40 до 200 кН. Пределы изменения жесткости  $C - (5...75) \times 10^2$  кН/м, коэффициента сопротивления  $K_4 - (1...9) \times 10$  кН-с/м.

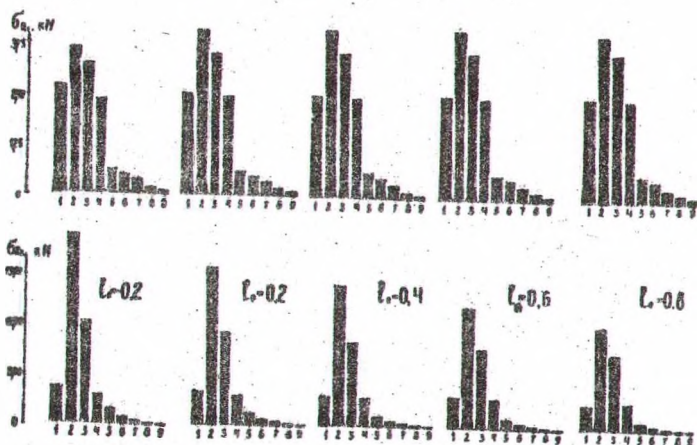


Рис. 2. Полосовые среднеквадратичные значения динамических давлений колес тягача МАЗ-5434 на дорогу при смещении его коника (гравийная дорога,  $\sigma_n=0,82$  м,  $V=50$  км/ч)

На рис. 3а приведены зависимости вертикальных перемещений прицепа от вертикальной жесткости его подвески  $C_4$  и коэффициента сопротивления  $k_4$ , при  $V=32,5$  км/ч;  $L_{п1}=1,4$  м;  $H_{п1}=12$  см. Данные кривые соответствуют максимальным значениям перемещений  $Z_4$  в интервале времени  $t=12 L_{п1}/V$ , при следующих параметрах автопоезда:  $l_3=9$  м;  $l_0=3$  м;  $m_{ок}=16000$  кг;  $M_1=9000$  кг;  $M_4=4000$  кг.

Из рис. 3 видно, что при изменении жесткости подвески прицепа, его вертикальные перемещения изменяются в пределах от 4,5 до 5,9 см. В целом заметна некоторая общая тенденция к возрастанию  $Z_4$  при увеличении коэффициента вертикальной жесткости подвески  $C_4$ . При  $C_4$  равном  $2,5 \times 10^3$  и  $7,3 \times 10^3$  кН/м максимальные значения  $Z_4$  минимальны и составляют соответственно 4,5 и 4,8 см. Несмотря на незначительное изменение величины вертикальных перемещений прицепа, величина вертикальных ускорений и динамических нагрузок  $F_{сн4}$  интенсивно возрастает при увеличении коэффициента  $C_4$ . Если при  $C_4$ , равном  $1,5 \times 10^3$  кН/м,  $F_{сн4}$  составляет 7,8, то при значении коэффициента жесткости  $3,5 \times 10^3$  кН/м динамическая сила равна уже 172 кН, т.е. произошло ее возрастание более чем в два раза.

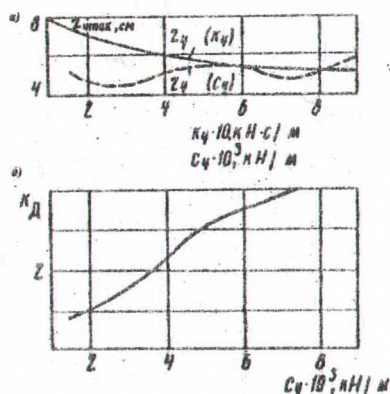


Рис. 3. Зависимости максимальных перемещений  $Z_{\max}$  (а) и коэффициента динамичности вертикальных нагрузок (б) от параметра подвески прицепа

Из рис. 3 видно, что наиболее интенсивное увеличение  $K_d$  происходит до значения  $C_4$ , равного  $4,5 \times 10^3$  кН/м, после чего возрастание значений  $K_d$  менее интенсивно. Характер графика на рис. 3б указывает на снижение вертикальных перемещений прицепа при увеличении сопротивлений в подвеске. Так, при  $K_d$ , равном 10 кН·с/м,  $Z_{\max}$  составляет 8 см ( $C_4 = 4,5 \cdot 10^3$  кН/м), а при  $K_d = 4,10$  кН·с/м — 6,2 см.

При значениях  $K_d = 6, 2$  и 10 кН·с/м коэффициент  $K_d$  составляет соответственно 2,74; 3,48; 3,91. Изменение параметров подвески прицепа существенно влияет не только на величину максимальных значений динамических нагрузок, но и существенно сказывается на общем характере колебаний его масс.

Разработанная модель динамического взаимодействия транспортного средства и дороги обладает удовлетворительной точностью и может быть использована для оценки воздействия различных показателей транспортных средств на покрытие, что дает возможность прогнозировать изменение эксплуатационных качеств дороги.