

И. И. ЛЕОНОВИЧ, А. В. ЖУКОВ, Ю. Ю. БЕЛЕНЬКИЙ, К. Б. АБРАМОВИЧ

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ДОРОГУ ЛЕСОВОЗНЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ПОЕЗДОВ

При проектировании и эксплуатации дорог, а также тягового и прицепного подвижного состава необходимо учитывать динамическое нагружение как узлов автопоезда, так и дороги. Однако определение их вызывает известные трудности вследствие случайного характера микропрофиля дорог и сложности динамических моделей современных транспортных систем, в частности лесовозных автопоездов [2].

В работе [4] дается методика расчета и приводятся результаты исследований динамического нагружения транспортных систем на дорогу при гармоническом воздействии от неровностей для идеализированного случая одномассовой или двухмассовой системы автопоезда. Учет многомассовости лесовозного автопоезда, упругости рессор, шин, пакета хлыстов и др. приводит к значительному возрастанию числа степеней свободы системы, а учет реального микрорельефа дорог требует применения методов математической статистики.

Рассмотрим случай движения по дороге, имеющей булыжное покрытие, лесовозного автопоезда вида двухосный тягач с двухосным прицепом-ропуском балансирного типа, колебательная эквивалентная модель которого представлена на рис. 1. В этой модели в отличие от динамической модели Б. Г. Гастева [1], кроме вертикальных перемещений тягача, учитываются его продольно-угловые перемещения, подрессоренные и неподдресоренные массы, а также наличие балансиров в подвеске прицепа-ропуска.

Масса пакета хлыстов m_0 распределена [1] на три дискретные массы m_{1x} , M_x и m_2 . Подвеску тягача и прицепа-ропуска принимаем линейной [1, 5, 7], коэффициент жесткости пакета хлыстов при изгибе — изменяющимся по линейному закону [1, 3, 6].

В соответствии с принципом Лагранжа на основании выражений кинетической, потенциальной энергии и диссипативной функции получены следующие дифференциальные уравнения вертикальных колебаний лесовозного автопоезда:

$$\begin{aligned} & (M_T + m_{1x}) \ddot{z}_T + k' \dot{z}_T + c' z_T + m_{1x} (l_2 - d) \ddot{\Theta} + k'' \dot{\Theta} + c'' \Theta - k_1 \dot{\xi}_1 - \\ & - C_1 \xi_1 - k_2 \ddot{\xi}_2 - C_2 \dot{\xi}_2 + K_1 K_2 k_x z_{II} + K_1 K_2 c_x z_{II} - K_1 k_x \dot{z}_x - K_1 c_x z_x = 0; \\ & [M_T \rho_T^2 + m_{1x} (l_2 - d)^2] \ddot{\Theta} + k''' \dot{\Theta} + c''' \Theta + m_{1x} (l_2 - d) \ddot{z}_T + c'' z_T + l_1 k_1 \dot{\xi}_1 + \\ & + C_1 l_1 \xi_1 - l_2 k_2 \ddot{\xi}_2 - l_2 C_2 \dot{\xi}_2 + K_2 K_3 k_x \dot{z}_{II} + K_2 K_3 c_x z_{II} - K_2 k_x \dot{z}_x - K_2 c_x z_x = 0; \\ & m_1 \ddot{\xi}_1 + (k_1 + k_{III}) \dot{\xi}_1 + (C_1 + C_{III}) \xi_1 - k_1 \dot{z}_T - C_1 z_T + \\ & + k_1 l_1 \dot{\Theta} + C_1 l_1 \Theta = k_{III} \dot{q}_1 - C_{III} q_1; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 m_2 \ddot{\xi}_2 + (k_2 + k_{ш2}) \dot{\xi}_2 + (C_2 + C_{ш2}) \xi_2 - k_2 z_T - C_2 z_T - \\
 - l_2 k_2 \Theta - C_2 l_2 \dot{\Theta} = k_{ш2} \dot{q}_2 + C_{ш2} q_2; \\
 M_x \ddot{z}_x + k_x z_x + C_x z_x - k_x K_1 z_T - C_x K_1 \dot{z}_T - k_x K_3 z_{ш} - C_x K_3 \dot{z}_{ш} - \\
 - k_x K_2 \Theta - C_x K_2 \dot{\Theta} = 0; \\
 (M_{ш} + m_{2x}) \ddot{z}_{ш} + k^{IV} z_{ш} + C^{IV} \dot{z}_{ш} + k_x K_1 K_2 z_T + C_x K_1 K_2 \dot{z}_T - \\
 - k_x K_3 z_x - C_x K_3 z_x + k_x K_2 K_3 \Theta + C_x K_2 K_3 \dot{\Theta} = \\
 = q_3 \frac{l_6}{b} k_{ш3} + q_3 \frac{l_6}{b} C_{ш3} + q_4 \frac{l_6}{a} k_{ш4} + q_4 \frac{l_6}{a} C_{ш4}.
 \end{aligned}$$

Здесь $z_T, z_x, z_{ш}$ — вертикальные перемещения центра тяжести соответственно тягача, пакета хлыстов и прицепа; Θ — продольно-угловые перемещения подрессоренной массы тягача; ξ_1 и ξ_2 — вертикальные перемещения неподресоренных масс передней и соответственно задней осей тягача; ρ_T — радиус инерции подрессоренной массы тягача; $C_1, C_2, C_{ш1}, C_{ш2}, C_{ш3}, C_{ш4}$ — вертикальные жесткости передней и задней подвесок тягача и шин соответствующих осей автопоезда;

$$K_1 = \frac{L_{ш} - \varepsilon}{L_{ш} + d}, \quad K_2 = \frac{(l_2 - d)(L_{ш} - \varepsilon)}{L_{ш} + d}, \quad K_3 = \frac{d + \varepsilon}{L_{ш} + d};$$

$k_1, k_2, k_{ш1}, k_{ш2}, k_{ш3}, k_{ш4}$ — коэффициенты сопротивления вертикальным перемещениям передней и задней подвесок тягача и шин соответствующих осей автопоезда; C_x, k_x — соответственно жесткость и коэффициент сопротивления изгибу пакета;

$$c' = C_1 + C_2 + K_1^2 C_x, \quad c'' = l_2 C_2 - l_1 C_1 + K_1 K_2 C_x,$$

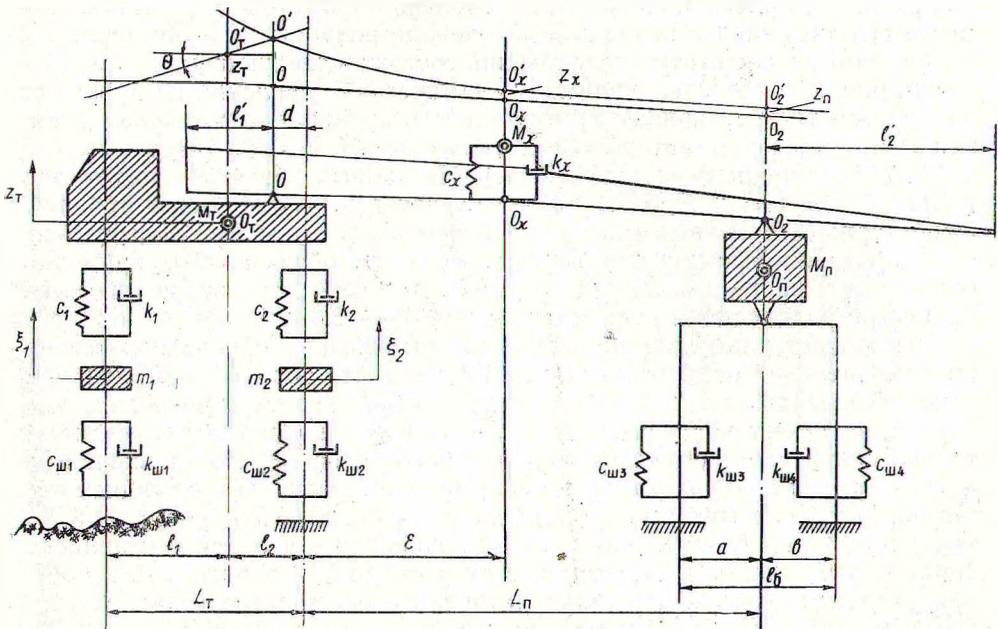


Рис. 1. Схема, эквивалентная продольно-угловым и вертикальным колебаниям лесовозного автопоезда

$$\begin{aligned}
 c''' &= l_1^2 C_1 + l_2^2 C_2 + K_2^2 C_x, & k' &= k_1 + k_2 + K_1^2 k_x, \\
 k'' &= l_2 k_2 - l_1 k_1 + K_1 K_2 k_x, & k''' &= l_1^2 k_1 + l_2^2 k_2 + K_2^2 k_x, \\
 C^{IV} &= \frac{l_6^2}{b^2} C_{ш3} + \frac{l_6^2}{a^2} C_{ш4} + K_3^2 C_x, & k^{IV} &= \frac{l_6^2}{b^2} k_{ш3} + \frac{l_6^2}{a^2} k_{ш4} + K_3^2 k_x, \\
 m_{1x} &= \frac{I_0}{(\varepsilon + d)(L_{II} + d)}, & m_{2x} &= \frac{I_0}{(L_{II} - \varepsilon)(L_{II} + d)}, \\
 M_x &= m_0 - \frac{I_0}{(\varepsilon + d)(L_{II} - \varepsilon)}
 \end{aligned}$$

(I_0 — момент инерции пакета хлыстов); q_1, q_2, q_3, q_4 — текущие значения высот неровностей под колесами соответствующих осей автопоезда:

$$q_1 = f(t), \quad q_2 = f(t - \tau_1), \quad q_3 = f(t - \tau_2), \quad q_4 = f(t - \tau_3);$$

τ_1, τ_2, τ_3 — запаздывание воздействия на последующие оси по отношению к предыдущим:

$$\tau_1 = \frac{L_T}{v}; \quad \tau_2 = \frac{L_T + L_{II} - a}{v}; \quad \tau_3 = \frac{L_T + L_{II} + b}{v},$$

где v — скорость движения автопоезда). Размеры $l_1, l_2, L_{II}, d, \varepsilon, l_6$ обозначены на рис. 1.

Решение задачи по определению давлений на дорогу произведено для широко применяемого в настоящее время лессовозного автопоезда МАЗ-509+2-Р-15 (ТМЗ-803). Воздействие от дороги задавалось в виде таблицы реальных значений высот неровностей q_{II} . Длины участков принимались равными 200—250 м.

Решение задачи производилось на ЦВМ «М-220» с использованием метода Рунге — Кутты. Проанализировано более 40 различных вариантов решений, причем широко варьировались параметры автопоезда, скорости его движения и различные по степени ровности участки дорог.

Основные результаты исследований состоят в следующем.

На рис. 2 приведены кривые динамических давлений на дорогу от задней оси тягача (кривая 1) и задней оси прицепа-ропуски (кривая 2) при движении автопоезда со скоростью 70 км/ч по участку дороги с булыжным покрытием ($\sigma_{II} = 1,2$ см). Из данных рисунка видно, что процессы $R_2 = f(t)$ и $R_4 = f(t)$ имеют характер вынужденных колебаний. Характерно, что кривые состоят из низкочастотных и высокочастотных составляющих. Высокая частота процессов для обеих кривых примерно одинакова и равна для R_2 —78,8 с⁻¹, для R_4 —62,8 с⁻¹; низкие частоты процессов различаются существенно: для R_2 —12,6 с⁻¹, для R_4 —5,24 с⁻¹.

Высокочастотные гармоники более интенсивно накладываются на кривую давлений от оси тягача, чем прицепа, что объясняется влиянием неподрессоренных масс. На колесах прицепа это менее заметно, так как его оси не имеют упругой подвески, а в качестве упругих элементов — только шины. Этим объясняется и то обстоятельство, что давление на дорогу от осей прицепа-ропуски значительно больше, чем от задней оси тягача. Так, если максимальное давление (рис. 2) R_{4max} равно 14,3, то R_{2max} составляет 6,2 т. Следует также добавить, что для оси прицепа характерным является отрыв колес от поверхности дороги. Для рассматриваемого случая движения автопоезда основные показатели процесса динамических воздействий на дорогу приведены в таблице.

Как видим, колебания динамических нагрузок по абсолютной величине весьма значительны. Среднеквадратичное значение реакций отно-

Показатели динамического взаимодействия автопоезда с дорогой

| Ось автопоезда | R_{max} , кг | R_{min} , кг | σ_R , кг | K_{dmax} | K_{dmin} |
|--------------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------|-------------------|-------------------|
| Передняя ось тягача (R_1) | 5031 | -5821 | 1352 | 1,5 | 0,42 |
| Задняя ось тягача (R_2) | 7851 | -6654 | 2175 | 1,78 | 0,34 |
| Передняя ось прицепа (R_3) | 22078 | -37984 | 8697 | 3,22 | — |
| Задняя ось прицепа (R_4) | 20938 | -35566 | 8075 | 3,09 | — |

сительно величины статического давления изменяется от 1352 кг для передней оси тягача до 8697 кг для передней оси прицепа. Значения коэффициента динамичности давлений изменяются в очень широких пределах, от 0 до 3,22. Наиболее нагруженной оказывается передняя ось прицепа-ропуска, менее нагруженной — передняя ось тягача.

Исследования показали, что динамические нагрузки на дорожное покрытие существенно зависят от параметров автопоезда и скорости его движения (рис. 3, 4).

На рис. 3 приведены кривые динамических давлений автопоезда на дорогу с булыжным покрытием в зависимости от скорости движения. Из рисунка видно, что наиболее чувствительными к изменению вертикальных давлений с изменением v являются оси тягача. Так если для задней оси тягача значение K_{dmax} возросло с 1,6 до 1,8, то для задней оси прицепа-ропуска с 3,05 до 3,1.

Следует отметить, что интенсивность изменения величины динамических давлений от скорости движения зависит не только от характера воздействия, но и во многом также определяется динамическими качествами транспортной системы. Например, при увеличении расстояния от

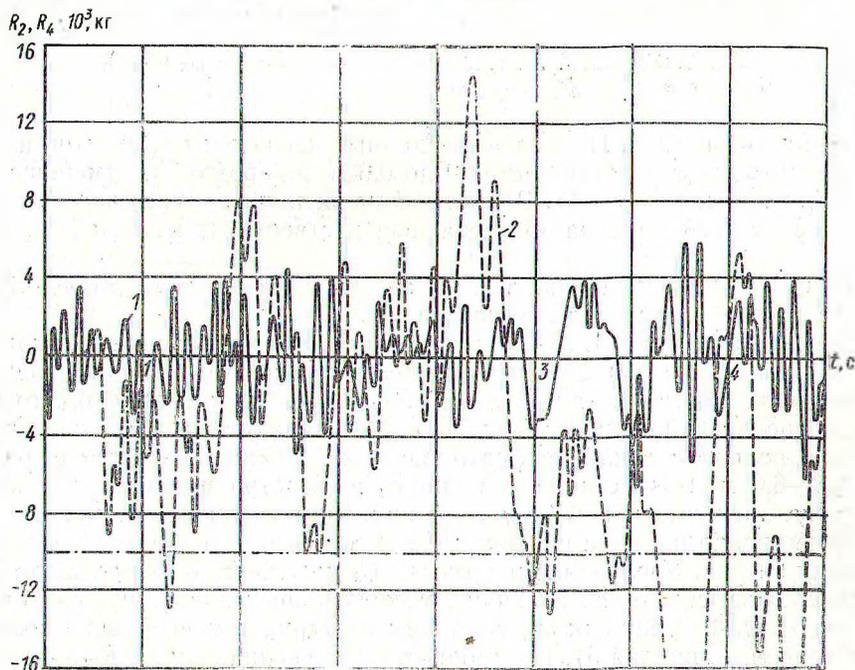
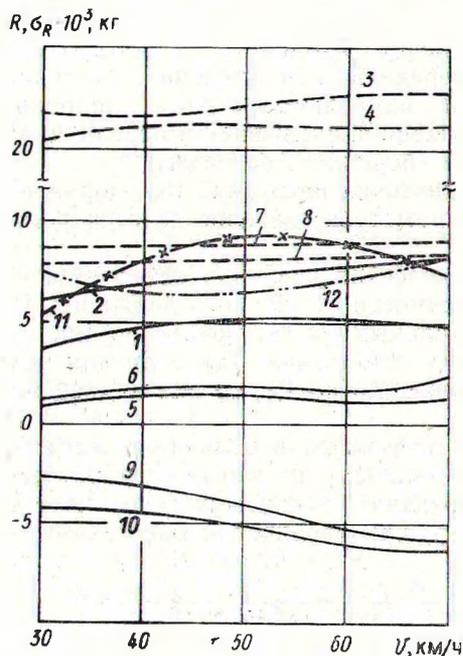


Рис. 2. Кривые динамических давлений от осей лесовозного автопоезда МАЗ-509 + ТМЗ-803 на дорогу при движении его со скоростью 70 км/ч по участку дороги с булыжным покрытием: 1 — $R_2=f(t)$, 2 — $R_4=f(t)$. Штрих-пунктиром обозначена линия статической нагрузки

коника до задней оси с 0,28 (кривые 1—10, рис. 3) до 0,5 м кривая максимальных давлений на задней оси тягача (кривая 11, рис. 3) имеет наибольшее значение при $v=50$ км/ч. При возрастании скорости движения или ее снижении значения $R_{2\max}$ падают.

Вообще следует сказать, что расстояние d существенно влияет на характер изменения давлений на дорогу от колес задней оси тягача. Так, если ось коника совпадает с осью задних колес тягача ($d=0$), то кривая $R_{2\max}$ опять приобретает качественно иной вид (см. кривую 12, рис. 3). На рис. 4 показано влияние



параметра d на среднеквадратичные и максимальные величины давлений R_2 и R_4 (см. кривые 1, 2—а, в и кривую 4—г). Из рисунка видно, что при расстоянии $d=2$ м σ_{R2} имеет наибольшее значение, равное 2800 кг. Увеличение или уменьшение d от указанного значения приводит к снижению реакции R_2 . Максимальные величины R_2 при $d < 2$ м начинают уменьшаться, а при $d > 2$ м несколько возрастают (рис. 4, в, кривая 1). Однако это зависит от скорости

Рис. 3. Зависимость динамических давлений на дорогу от скорости движения автопоезда: 1— $R_{1\max}$, 2— $R_{2\max}$, 3— $R_{3\max}$, 4— $R_{4\max}$, 5— σ_{R1} , 6— σ_{R2} , 7— σ_{R3} , 8— σ_{R4} , 9— $R_{1\min}$, 10— $R_{2\min}$, 11— $R_{2\max}$ ($d=0,50$ м), 12— $R_{2\max}$ ($d=0$)

движения автопоезда. Приведенные данные касаются $v=50$ км/ч, а уже при $v=70$ км/ч возрастание d от 0 до 0,6 м приводит к уменьшению $R_{2\max}$ (рис. 4, г, кривая 4). Влияние d на величину динамических воздействий от осей прицепа-ропуски незначительно (рис. 4, а и в, кривые 2).

На рис. 4 показана также зависимость динамических давлений R_2 и R_4 от других параметров автопоезда.

Кривые 3 и 4 (рис. 4, а и в) показывают, что увеличение расстояния ϵ от задней оси тягача до центра тяжести пакета хлыстов приводит к уменьшению динамических давлений $R_{2\max}$; что же касается σ_{R2} , то при $\epsilon > 5$ м среднеквадратичные значения R_2 начинают возрастать. Оптимальная величина ϵ для рассматриваемых условий находится в пределах 4,5—6,0 м. Возрастание указанного параметра приводит к некоторому увеличению давлений от осей прицепа-ропуски (см. кривые 4).

Существенно влияние на динамические реакции от дороги жесткости подвески тягача. Увеличение жесткости C_1 передней подвески автомобиля приводит к снижению величины максимальных давлений от его задней оси (рис. 4, в, кривая 5), величины σ_{R2} при этом несколько возрастают (рис. 4, а, кривая 5). И наоборот, при увеличении C_2 $R_{2\max}$ увеличивается, величина σ_{R2} уменьшается при значении C_2 , большем или меньшем 1150 кг/см.

Изменение параметров C_1 и C_2 подвески автопоезда на реакции R_3 и R_4 практически не влияет (см. кривые 6, 8, а и в), зато существенное

влияние на эти реакции оказывает жесткость подвески прицепа-роспуска. Увеличение жесткости подвески прицепа-роспуска приводит к интенсивному возрастанию динамических давлений R_3 и R_4 (см. кривую 10, рис. 4, в и кривую 2, рис. 4, б). Увеличение $C_{ш3}$ и $C_{ш4}$ на 100 кг/см дает увеличение R_{3max} и R_{4max} почти на 500 кг.

К параметрам, оказывающим слабое влияние на воздействие колес автопоезда на дорогу, относится коэффициент сопротивления пакета хлыстов при изгибе k_x (см. кривую 4, рис. 4, б). Жесткость же пакета хлыстов оказывает некоторое влияние на динамические реакции, особен-

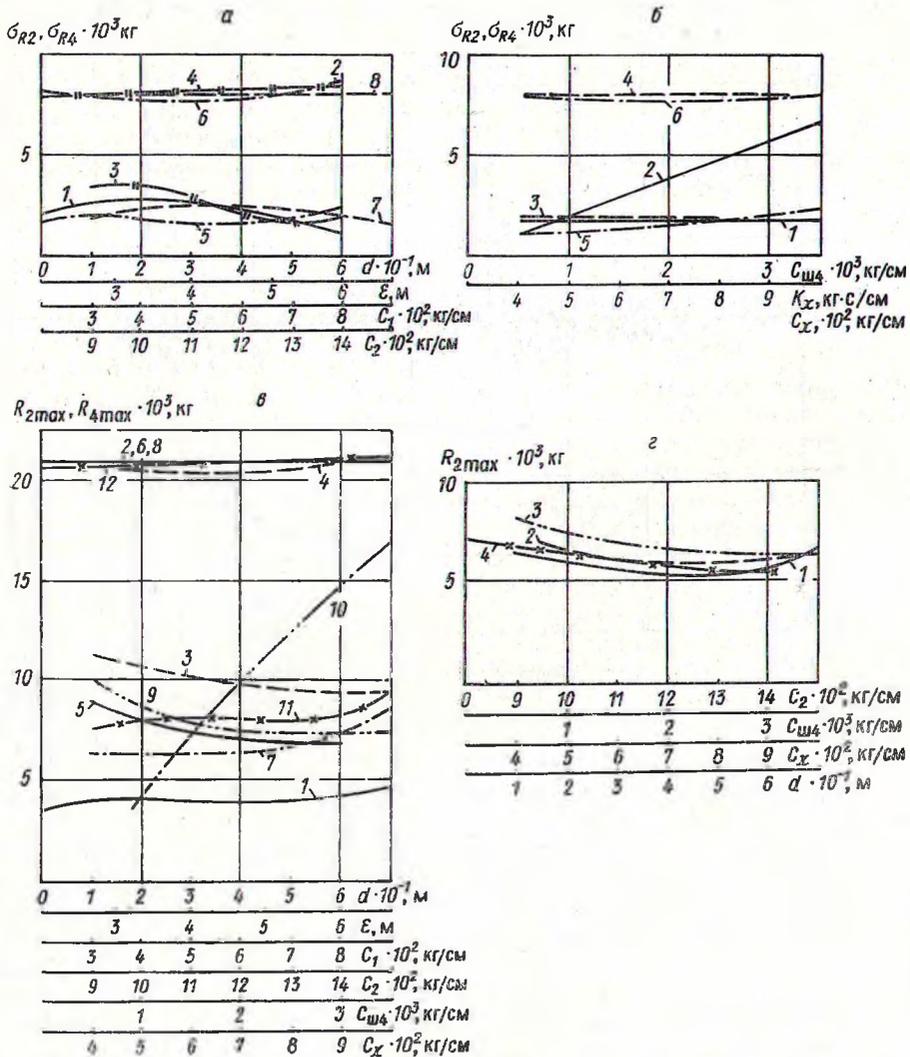


Рис. 4. Зависимость динамических давлений на осях лесовозного автопоезда от его параметров при движении со скоростью 50 (а, б, в) и 70 (г) км/ч: 1— $\sigma_{R2}=f(d)$, 2— $\sigma_{R4}=f(d)$, 3— $\sigma_{R2}=f(\epsilon)$, 4— $\sigma_{R4}=f(\epsilon)$, 5— $\sigma_{R2}=f(C_1)$, 6— $\sigma_{R4}=f(C_1)$, 7— $\sigma_{R2}=f(C_2)$, 8— $\sigma_{R4}=f(C_2)$ —а; 1— $\sigma_{R2}=f(C_{ш3})$, 2— $\sigma_{R4}=f(C_{ш4})$, 3— $\sigma_{R3}=f(k_x)$, 4— $\sigma_{R4}=f(k_x)$, 5— $\sigma_{R2}=f(C_x)$, 6— $\sigma_{R4}=f(C_x)$ —б; 1— $R_{2max}=f(d)$, 2— $R_{4max}=f(d)$, 3— $R_{2max}=f(\epsilon)$, 4— $R_{4max}=f(\epsilon)$, 5— $R_{2max}=f(C_1)$, 6— $R_{4max}=f(C_1)$, 7— $R_{2max}=f(C_2)$, 8— $R_{4max}=f(C_2)$, 9— $R_{2max}=f(C_{ш3})$, 10— $R_{4max}=f(C_{ш4})$, 11— $R_{2max}=f(C_x)$, 12— $R_{4max}=f(C_x)$ —в; 1— $R_{2max}=f(C_2)$, 2— $R_{2max}=f(C_{ш4})$, 3— $R_{2max}=f(C_x)$, 4— $R_{2max}=f(d)$ —г

но на давления R_2 от задней оси автомобиля. При увеличении параметра c_x , R_{2max} и σ_{R2} при $v=50$ км/ч возрастают (кривые 6, рис. 4, б и 11, рис. 4, в).

Таким образом, можно отметить следующее. Различные параметры автопоезда по-разному влияют на динамические давления колес лесовозного автопоезда на дорогу. Причем, наиболее чувствительными к изменению параметров являются оси тягача. При этом наибольшее влияние на динамические воздействия от них на дорогу оказывают расстоя-

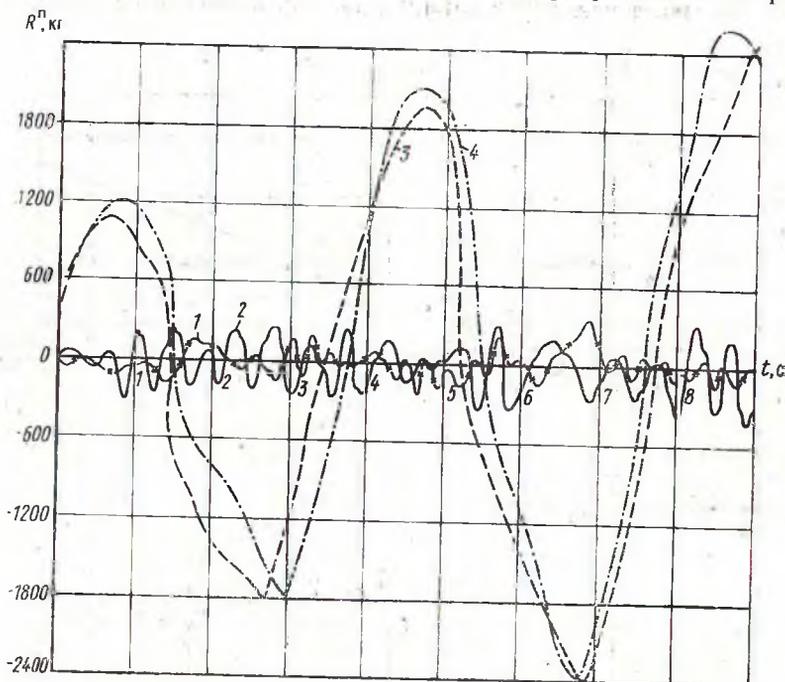


Рис. 5. Кривые динамических давлений от осей седельного автопоезда (поперечно-угловые колебания) на дорогу при движении со скоростью 40 км/ч по участку дороги с асфальтобетонным покрытием: 1 — $R_1=f(t)$, 2 — $R_2=f(t)$, 3 — $R_3=f(t)$, 4 — $R_4=f(t)$

ния ϵ и i , конструктивные параметры C_1 и C_2 , а также жесткость пакета хлыстов.

Анализ результатов исследований указывает на целесообразность подрессоривания прицепа-ропуска. Рекомендуется иметь жесткость подвески прицепа-ропуска, соизмеримую с жесткостью подвески задней оси тягача МАЗ-509. Снижение приведенной жесткости подвески осей прицепа-ропуска до 1200 кг/см при движении автопоезда по булыжной дороге со скоростью 50 км/ч дает уменьшение среднеквадратичной величины давлений σ_{R3} и σ_{R4} на 5200 кг и изменяет коэффициент динамичности максимальных нагрузок с 3,22 до 2,1. Можно также считать полезным некоторое уменьшение расстояния d .

Проведенные исследования показали, что основное динамическое воздействие на дорогу транспортной системы является следствием вертикальных и продольно-угловых ее колебаний. Однако дополнительные давления, возникающие от поперечно-угловых колебаний звеньев автопоезда, могут быть также существенными.

На рис. 5 приведены для примера зависимости динамических давлений R_1^n , R_2^n , R_3^n и R_4^n от времени. Расчеты произведены на ЭЦВМ для седель-

ного автопоезда, близкого по основным параметрам к рассматриваемому лесовозному автопоезду.

Кривые рис. 5 соответствуют движению автопоезда по дороге с асфальтобетонным покрытием ($\sigma_n = 1,02$ см — для продольного микропрофиля и $\sigma_n^p = 1,0$ см — для графика превышений) со скоростью 40 км/ч.

Характерно, что частота процесса для реакций R_1^n и R_2^n (кривые 1, 2) примерно одинакова ($\approx 15,6$ с⁻¹) и гораздо выше частоты (кривые 3 и 4) реакций R_3^n и R_4^n (1,58 с⁻¹). Это различие объясняется тем, что собственная частота поперечно-угловых колебаний полуприцепа значительно ниже собственной частоты поперечно-угловых колебаний тягача.

Что касается абсолютных величин динамических реакций, то их максимальные значения значительно больше, чем от осей полуприцепа. Так, если $R_{2\max}^n$ составляет всего 350 кг, то $R_{4\max}^n = 2650$ кг (см. рис. 5). Примерно такое же соотношение наблюдается для давлений $R_{2\max}$ и $R_{4\max}$ (см. рис. 2).

Исследования показали, что для лесовозного автопоезда максимальные давления на осях прицепа-ропуса от поперечно-угловых колебаний составляют 14—16% от максимальной величины полного динамического давления. Для задней оси тягача аналогичная цифра составляет 4—5%. Данные соотношения, а также другие результаты проведенного анализа указывают на необходимость учета поперечно-угловых колебаний элементов автопоезда при определении величины расчетных динамических нагрузок от осей автопоезда на дорогу.

Таким образом, исследования показали, что величины динамических нагрузок от осей транспортных систем на дорогу существенно зависят от степени ровности дорог, скорости движения и тесным образом связаны с параметрами звеньев автопоезда. При проектировании дорог расчетные нагрузки от осей автопоезда должны соответствующим образом уточняться. Увязка параметров автопоезда с условиями эксплуатации позволяет снизить величину динамических давлений на дорогу.

Использование рекомендаций, приведенных для автопоезда МАЗ 509+ТМЗ-803, позволит значительно улучшить его динамику и уменьшить нагрузки на дорогу. Общие выводы, данные в статье, являются приемлемыми для других типов автопоездов.

Разработанная динамическая модель лесовозного автопоезда и изложенная методика расчетно-теоретического исследования может найти применение при изучении различных аспектов проблемы динамического воздействия лесовозных автопоездов на дорогу.

Литература

1. Гастев Б. Г., Мельников В. И. Основы динамики лесовозного подвижного состава. М., 1967.
2. Жуков А. В., Леонович И. И. Колебания лесотранспортных машин. Минск, 1973.
3. Ковтун И. П. Автореф. канд. дисс. Львов, 1970.
4. Леонович И. И., Жуков А. В., Абрамович К. Б. Весці АН БССР, сер. фіз.-тэхн. навук, № 3, 1973.
5. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. М., 1972.
6. Цофин З. С. Труды ЦНИИМЭ, № 48, 1964.
7. Яценко Н. Н., Прутчиков О. К. Плавность хода грузовых автомобилей. М., 1969.