

УДК 629.114.3

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ АВТОПОЕЗДА ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ ТЯЖЕЛОГО ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

А. В. ЖУКОВ

Аспирант

(Ленинградская лесотехническая академия)

При движении автомобилей и других транспортных средств по дорогам в их узлах и деталях возникают динамические нагрузки. Причиной этого являются колебательные процессы в транспортной машине, наблюдающиеся при ее движении по неровной дороге.

Характер колебательных процессов зависит в основном от того, каковы поверхность дороги и подвижной состав (то есть жесткость рессор, нагрузка, величина базы и т. д.). Неровности дороги случайны, и воздействие их на машину можно представить как стационарный случайный процесс [3], характер которого определяется корреляционной функцией и в частотной области — спектральной плотностью [1] случайной функции, описывающей микропрофиль дороги. Свойства динамической системы (автопоезда) в частотной области достаточно полно оцениваются амплитудно-фазовой частотной характеристикой. Таким образом, для оценки взаимодействия дороги с машиной необходимо иметь характеристику взаимодействия (спектральная плотность воздействия) и амплитудно-фазовую характеристику динамической системы.

В качестве динамической системы мы рассматривали автопоезд, состоящий из тягача МАЗ-501 (оборудованного седельным устройством) и низкорамного полуприцепа новой конструкции МАЗ-845, приспособленного для перевозки тракторов и другого лесозаготовительного оборудования. Рассмотрим метод получения амплитудно-фазовой частотной характеристики исследуемой системы. Колебательная схема, эквивалентная автопоезду, показана на рис. 1.

Степени свободы системы определяются обобщенными координатами $z_1, z_2, z_3, \beta_1, \beta_2, \varphi_1, \varphi_2, \gamma_1, \gamma_2$. Здесь z_1, z_2, z_3 — вертикальные и продольно-угловые колебания подрессоренных масс тягача M_1 и полуприцепа M_2 ; β_1 и β_2 — поперечно-угловые колебания этих масс; φ_1 и φ_2 — вертикальные перемещения передней и задней осей тягача; γ_1 и γ_2 — поперечно-угловые перемещения этих осей. Жесткость передней и задней подвесок тягача обозначена c_{p_1} и c_{p_2} (рис. 1), коэффициенты сопротивления соответственно k_{p_1} и k_{p_2} . Жесткость и коэффициент сопротивления шин — $c_{ш}$ и $k_{ш}$. Задняя ось полуприцепа подвески не имеет.

Составим дифференциальные уравнения для нашей системы, считая, что автопоезд движется прямолинейно и равномерно, а характеристики упругих элементов линейны [2]. Для этой цели воспользуемся уравнением Лагранжа и подставим в него выражения для кинетической

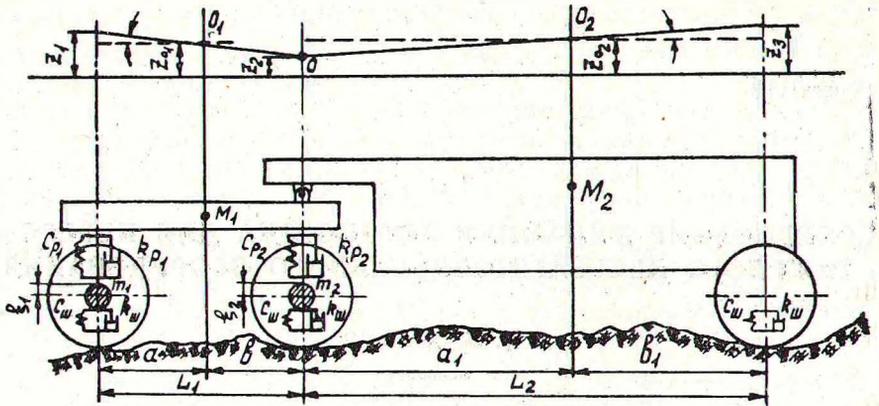


Рис. 1. Схема колебаний автопоезда в продольной плоскости.

энергии T , потенциальной Π и диссипативной функции R . После подстановок и преобразований получаем систему из девяти дифференциальных уравнений, описывающих колебания исследуемого автопоезда. Так как наша колебательная система симметрична относительно продольной вертикальной плоскости, то полученная система уравнений распадается на три не связанные друг с другом системы. Поэтому в дальнейшем колебания автопоезда в продольной плоскости рассматриваются независимыми от колебаний в поперечной плоскости. При этом колебания в поперечной плоскости полуприцепа не связаны с аналогичными колебаниями тягача, так как седельное устройство не имеет жесткой связи в поперечной вертикальной плоскости.

Как показывает ряд исследований ([2], [4] и т. д.), коэффициент распределения масс тягача близок к единице, то есть можно считать $\rho_{21}^2 = ab$, тогда приведенная масса m_3 равна нулю. Если также пренебречь величиной неподдрессорованной массы m_2 в связи с ее малостью по сравнению с поддрессорованными, а также заменить жесткости c_{p2} , $c_{ш}$ и коэффициенты сопротивления k_{p2} и $k_{ш}$ эквивалентными величинами c и k , то систему уравнений можно упростить. Согласно сделанным допущениям, колебания передней и задней осей тягача не зависят друг от друга, и полуприцеп можно рассматривать самостоятельно как прицеп, имеющий переднюю ось с жесткостью упругих элементов c и коэффициентом сопротивления k . Учитывая дальнейшие исследования, для колебаний в продольной плоскости в качестве обобщенных лучше взять координаты z_{02} и α_2 . В этом случае колебаниям в продольной плоскости соответствует система уравнений

$$\begin{aligned} & \ddot{z}_{0_2} + a_1 \dot{z}_{0_2} + a_2 z_{0_2} + a_3 \ddot{\alpha}_2 + a_4 \dot{\alpha}_2 + a_5 \alpha_2 = \\ & = \frac{1}{M} [(c q_2 \text{ пр} + c_{ш} q_3 \text{ пр}) + (k \dot{q}_2 \text{ пр} + k_{ш} \dot{q}_3 \text{ пр}) + \\ & + (c q_2 \text{ лев} + c_{ш} q_3 \text{ лев}) + (k \dot{q}_2 \text{ лев} + k_{ш} \dot{q}_3 \text{ лев})]; \\ & \ddot{\alpha}_2 + a_6 \dot{\alpha}_2 + a_7 \alpha_2 + a_8 \ddot{z}_{0_2} + a_9 \dot{z}_{0_2} + a_{10} z_{0_2} = \\ & = \frac{1}{I} [(c a_1 q_2 \text{ пр} - c_{ш} b_1 q_3 \text{ пр}) + (k a_1 \dot{q}_2 \text{ пр} - k_{ш} b_1 \dot{q}_3 \text{ пр}) + \\ & + (c a_1 q_3 \text{ лев} - c_{ш} b_1 q_3 \text{ лев}) + (k a_1 \dot{q}_3 \text{ лев} - k_{ш} b_1 \dot{q}_3 \text{ лев})], \end{aligned} \quad (1)$$

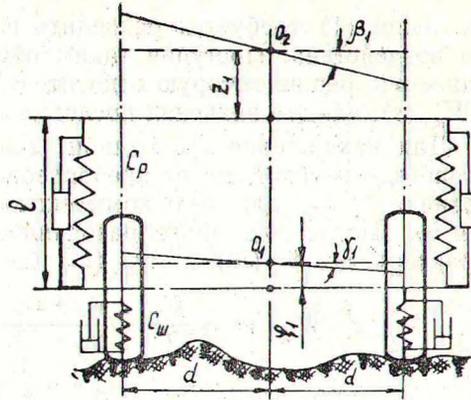


Рис. 2. Схема колебаний автопоезда в поперечной плоскости.

где a_i — постоянные коэффициенты уравнений, включающие коэффициенты сопротивления упругих элементов системы и их жесткости, а также величины приведенных масс m_1, m_2, m_3, m_4, m_5

$$M = m_4 + m_2 + m_5; \quad I = m_2 a_1^2 + m_4 b_1^2 - m_5 b_1 a_1.$$

Поперечно-угловые колебания полуприцепа (рис. 2) описываются уравнением

$$M_2 \cdot \rho_{\text{ш}}^2 \ddot{\beta}_2 + 2d^2 k_{\text{ш}} \dot{\beta}_2 + 2d^2 c_{\text{ш}} \beta_2 = d \left[\sum_{i=1}^{2n} (\Delta \dot{q}_i k_{\text{ш}} + \Delta q_i c_{\text{ш}}) \right]. \quad (2)$$

Правые части уравнений (1) в квадратных скобках, как и в уравнении (2), представляют собой возмущающие функции времени, их можно записать

$$\begin{aligned} & \sum_{i=1}^{2n} (c_i q_i + k_i \dot{q}_i) + \sum_{i=1}^{2n} (c_i \Delta q_i + k_i \dot{\Delta q}_i); \\ & \sum_{i=1}^{2n} l_i (c_i q_i + k_i \dot{q}_i) + \sum_{i=1}^{2n} l_i (c_i \Delta q_i + k_i \dot{\Delta q}_i), \end{aligned}$$

здесь l_i — расстояние от центра тяжести системы до осей колес;

$$q_i = f_1(t - \tau_i); \quad \Delta q_i = f_2(t - \tau_i); \quad \tau_i = \frac{L_2}{v} \text{ сек},$$

τ_i — запаздывание — время, на которое воздействие на заднюю ось запаздывает по отношению к передней.

Нашу систему можно рассматривать как разомкнутую систему автоматического регулирования [3], причем функция воздействия, приложенная ко всем входам, отличается только величиной запаздывания.

Если каждый член уравнений (1) умножить на e^{-st} и проинтегрировать от 0 до ∞ , то он будет представлять собой преобразование Лапласа соответствующей обобщенной координаты или ее производной при нулевых начальных условиях. Для установления амплитудно-фазовой частотной характеристики необходимо получить передаточные функции системы. Для этого преобразование Лапласа каждого члена

уравнений (1) требуется разделить на преобразование Лапласа функции воздействия. Поступив таким образом, получаем систему из двух уравнений, решив которую относительно передаточных функций $W_{z_{0_2}}(s)$ и $W_{a_2}(s)$, найдем значения последних.

Для нахождения выражений амплитудно-фазовых характеристик автопоезда необходимо от преобразования Лапласа перейти к преобразованию Фурье, для чего комплексное число s нужно допустить равным $i\omega$. После ряда преобразований выражения амплитудно-фазовых характеристик $W_{a_2}(i\omega)$ и $W_{z_{0_2}}(i\omega)$ запишутся в виде

$$W_{a_2}(i\omega) = \frac{2c_a}{I} \cdot \frac{a_\omega + ib_\omega}{M_\omega + iN_\omega} - \frac{2c_z}{M} \cdot \frac{a'_\omega + ib'_\omega}{M_\omega + iN_\omega}; \quad (3)$$

$$W_{z_{0_2}}(i\omega) = \frac{2c_z}{M} \cdot \frac{c_\omega + id_\omega}{M_\omega + iN_\omega} - \frac{2 \cdot c_a}{I} \cdot \frac{c'_\omega + id'_\omega}{M_\omega + iN_\omega}. \quad (4)$$

Члены выражений (3) и (4): $a_\omega, b_\omega, a'_\omega, b'_\omega, c_\omega, d_\omega, c'_\omega, d'_\omega, M_\omega, N_\omega$ содержат постоянные коэффициенты a_i , жесткости упругих элементов и коэффициенты затухания. Указанные величины изменяются в зависимости от частоты колебаний ω . Амплитудно-фазовая характеристика поперечно-угловых колебаний полуприцепа, полученная из уравнения (2) тем же путем, имеет аналогичный вид.

Трансцендентный член $e^{-i\omega\tau_2}$ обусловлен тем, что данная динамическая система является системой с запаздыванием, в выражениях (3) и (4) он входит в члены c_a и c_z . В уравнении для поперечно-угловых колебаний член $e^{-i\omega\tau_2}$ равен 1, так как поперечно-угловые колебания полуприцепа происходят от воздействий, передающихся только через заднюю ось, и, следовательно, запаздывание τ_2 равно 0.

При испытании исследуемого автопоезда были лабораторным путем определены его параметры, необходимые для вычисления амплитудно-фазовых характеристик. Кроме того, в результате исследования опытных участков дорог с разными видами покрытий получены их характеристики в виде графиков спектральной плотности $\Phi(\omega)$ — энергетические спектры.

Пользуясь частотными характеристиками динамической системы и вычисленными энергетическими спектрами, мы можем решить любую задачу, связанную с колебаниями при движении автопоезда в эксплуатационных условиях. Например, исходными данными при проектировании рам автомобилей и прицепов являются вертикальные динамические нагрузки, передающиеся на раму от дороги.

Рассмотрим, как подойти к вычислению вертикальной реакции от продольно-угловых колебаний на задней оси полуприцепа МАЗ-845.

Для этого напишем

$$R_{z_3} = -2c_{ш}(z_3 - q) - 2k_{ш}(z_3 - q), \quad (5)$$

где $z_3 = z_{0_2} + \alpha_2 \beta_1$ — перемещение точки платформы полуприцепа, лежащей над задней осью;

q — перемещение оси колеса, обусловленное профилем дороги;

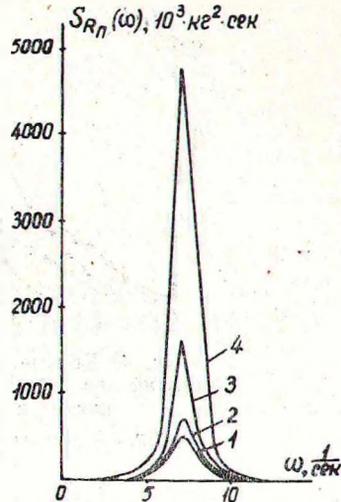
$z_3 - q$ — деформация шин.

После некоторых преобразований из уравнения (5) описанным ранее методом мы найдем выражение частотной характеристики $W_{R_{z_3}}(i\omega)$ реакции от дороги

$$W_{R_{z_3}}(i\omega) = 2ki\omega + 2c_{ш} - (2k_{ш}i\omega + 2c_{ш}) [W_{z_{0_2}}(i\omega) + W_{a_2}(i\omega)]. \quad (6)$$

Рис. 3. Спектральная плотность реакции на задней оси от поперечно-угловых колебаний полуприцепа при движении автопоезда по участку II (грунтовое покрытие) с нагрузкой 10,5 Т.

1 — $v = 10$ км/час; 2 — $v = 15$ км/час; 3 — $v = 30$ км/час;
4 — $v = 60$ км/час.



Чтобы получить энергетический спектр реакции дороги на колесо [3], необходимо квадрат модуля амплитудно-фазовой частотной характеристики реакции $|W_{R_{z_3}}(i\omega)|^2$ умножить на энергетический спектр воздействия, то есть

$$S_{R_{z_3}}(\omega) = |W_{R_{z_3}}(i\omega)|^2 \cdot \Phi(\omega). \quad (7)$$

Подставляя в выражение (7) различные значения частот ω и соответствующие им значения $W_{z_{0_2}}(i\omega)$ и $W_{a_2}(i\omega)$, мы получим точки графика спектральной плотности реакции для той дороги и той скорости движения автопоезда, которым соответствует подставленное значение $\Phi(\omega)$. Реакции системы от поперечно-угловых колебаний определяются аналогично.

Энергетические спектры вертикальной реакции, полученные описанным методом, приведены на рис. 3.

Графики спектральной плотности реакции грунта на колесо могут дать наглядное представление о влиянии на динамические нагрузки дорожных условий, скорости движения, параметров транспортной машины и т. д.

Чтобы определить дисперсию реакции дороги на колесо, достаточно в масштабе графика планиметрировать его площадь. Так как реакции опорной поверхности дороги на колесо распределены по нормальному закону [3], то, имея дисперсию, мы можем определить вероятность тех или иных отклонений реакции от среднего квадратического значения, что очень важно при расчете деталей транспортных машин на динамическую прочность и усталость. На рис. 4 приведены кривые распределения амплитуд вертикальных реакций на задней оси полуприцепа и на седельном устройстве. Из графика мы видим, что вероятность появления реакции R_c (кривая 2) величиной 10 Т для скорости движения 15 км/час составляет 0,072, а для $R_{\Pi z}$ при той же скорости (кривая 5) всего 0,005 и т. д.

Для подтверждения данных теории был поставлен эксперимент по замеру вертикальных реакций в процессе эксплуатации автопоезда. Графики спектральной плотности реакций, полученные из осциллограмм, очень мало отличаются от графиков спектральной плотности, построенных теоретическим путем. Сравнение кривых на основании

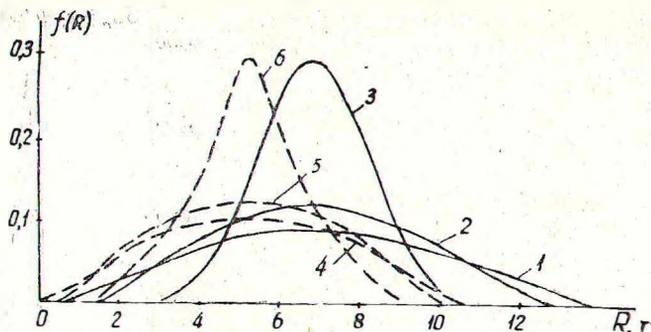


Рис. 4. Кривые распределения амплитуд вертикальных реакций при движении автопоезда по участку V (бульварное шоссе) с различной скоростью движения.

1, 2, 3 — реакции на седельном устройстве; 4, 5, 6 — реакции на задней оси полуприцепа.

критерия согласия Пирсона $P(\chi^2)$ показало, что величина отклонений лежит в допустимых пределах ($P(\chi^2) > 0,95$).

Анализ энергетических спектров динамических реакций, действующих на исследуемый автопоезд, показал, что максимальные значения реакций от вертикальных, продольно-угловых и поперечно-угловых колебаний системы наблюдаются при частотах, близких к собственным частотам колебаний.

Динамические реакции R_n от поперечно-угловых колебаний автопоезда с увеличением скорости движения возрастают. Зависимость для реакций R_{z_3} и R_c от скорости движения более сложная, что объясняется наличием запаздывания воздействия τ .

Наибольшие значения динамических реакций наблюдались при движении автопоезда по грунтовым дорогам со среднеквадратичными значениями высот неровностей $\sigma_H = 4,8$ см, наименьшие — для дорог с асфальтобетонным покрытием $\sigma_H = 1,03$ см.

Так, для $v = 30$ км/час, $S_{R_c}^{\text{II}}(\omega)_{\text{max}} = 1190 \cdot 10^3$ кг²сек (грунт), а $S_{R_c}^{\text{V}}(\omega)_{\text{max}} = 190 \cdot 10^3$ кг²сек (асфальтобетон).

Сравнение результатов эксперимента с теоретическими выводами показывает, что при проектировании новых типов подвижного состава для определения динамических нагрузок с успехом можно применять метод, изложенный в данной статье. Этот метод позволяет наиболее правильно учесть влияние не только качества дороги и скорости движения, но и параметров транспортной машины, так как они в качестве постоянных коэффициентов входят в выражение частотных характеристик. Соответствующим варьированием этих параметров можно добиться того, чтобы динамические нагрузки были наименьшими.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Я. М. Певзнер, А. А. Тихонов. Исследование статистических свойств основных типов автомобильных дорог. Журн. «Автомобильная промышленность» № 1, 1964. [2]. Р. В. Ротенберг. Подвеска автомобиля и его колебания. Машгиз, М., 1960. [3]. А. А. Силаев. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. ГНТИ машиностроительной литературы, М., 1963. [4]. Н. Н. Яценко. Распределение поддресоренных масс грузовых автомобилей. Журн. «Автомобильная промышленность» № 10, 1959.

Поступила в редакцию.
30 июня 1966 г.