

ЛЕСОЭКСПЛУАТАЦИЯ

УДК 630\*37 : 625.711.84

МЕТОДИКА УЧЕТА ПРИВЕДЕННЫХ МАСС ПОКРЫТИЯ  
ПРИ ОЦЕНКЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ  
ЛЕСОТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ С ДОРОГОЙ

А. В. ЖУКОВ, С. С. МАКАРЕВИЧ, Л. Ф. ДОРОНИН,  
К. Б. АБРАМОВИЧ, Е. А. БОРОДИЧ

Белорусский технологический институт

В настоящее время, в связи с повышением интенсивности, скорости движения и грузоподъемности автопоездов, все более актуальной становится оценка динамического взаимодействия транспортных средств и дороги, при котором в колебания вовлекается значительный объем материалов, составляющих дорожную конструкцию.

Как свидетельствует анализ литературных источников, при изучении вертикальной динамики транспортных средств, в частности лесовозных автопоездов, как правило, не учитывают упругие свойства дорожных материалов и их приведенные массы. Анализ исследований, выполненных рядом авторов [1—3, 8], показывает, что способы определения приведенных масс могут быть различными и до настоящего времени они окончательно не разработаны.

Рассмотрим предложенный нами способ определения приведенной к колесам автотранспортного средства массы двухслойной дорожной конструкции, представленной однородным упруговязким слоем и полупространством, на которую действует постоянная во времени вертикальная нагрузка, равномерно распределенная по площади круга радиусом  $R$  (рис. 1).

Примем, что в колебаниях участвует только масса слоев дорожной конструкции в виде цилиндра, расположенного под отпечатком колеса. Перемещения в центре обозначим  $W_0$ , а на краю отпечатка  $W_R$ . Тогда перемещение в произвольной точке  $0 \leq r \leq R$  на поверхности можно аппроксимировать уравнением прямой

$$W_r = W_0 - kr, \tag{1}$$

где  $k = \frac{W_0 - W_R}{R}$ .

Изменение перемещений по глубине выразим экспонентой, т. е.:

$$W_z = W_r e^{-\lambda z}, \tag{2}$$

где  $\lambda$  — постоянный коэффициент.

Учитывая (1) и (2), можно записать:

$$W_{zr} = e^{-\lambda z} (W_0 - kr). \tag{3}$$

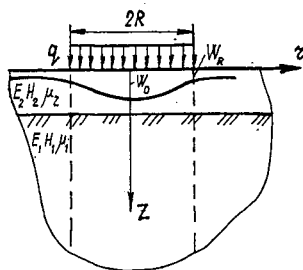


Рис. 1. Расчетная схема определения приведенных масс

Колебания элементарной массы в любой точке примем по синусоидальному закону

$$W_t = W_{zr} \sin(\omega t + \varphi),$$

где  $\omega$  — частота колебаний;  
 $\varphi$  — фаза.

Отсюда скорость колебаний

$$\dot{W}_t = \omega W_{zr} \cos(\omega t + \varphi).$$

Максимального значения кинетическая энергия достигает при наибольшей скорости  $\dot{W}_{max} = \omega W_{zr}$ , тогда:

$$T = \frac{\omega^2}{2} \int_M W_{zr}^2 dm. \quad (4)$$

При  $\dot{W}_t = 0$  кинетическая энергия обращается в нуль, а потенциальная энергия  $U$  достигает максимального значения. Из условия сохранения энергии можно записать

$$\frac{\omega^2}{2} \int_M W_{zr}^2 dm = U,$$

отсюда

$$\omega^2 = \frac{2U}{\int_M W_{zr}^2 dm}. \quad (5)$$

Вычислим интеграл, стоящий в знаменателе. На расстоянии  $r$  выделим кольцевую элементарную массу  $dm = \rho 2\pi r dr dz$ , где  $\rho$  — плотность дорожно-строительных материалов.

Массу внешней нагрузки  $M_0$ , приходящуюся на один отпечаток, будем считать сосредоточенной в центре отпечатка 0. Тогда

$$\begin{aligned} \int_M W_{zr}^2 dm &= M_0 W_0^2 + 2\pi\rho \left\{ \int_0^\infty e^{-2\lambda z} dz \left[ \int_0^R (W_0 - kr)^2 r dr \right] \right\} = \\ &= W_0^2 \left[ M_0 + \frac{\pi\rho}{\lambda} R^2 \left( \frac{1}{2} - \frac{2kR}{3W_0} + \frac{k^2 R^2}{4W_0^2} \right) \right]. \end{aligned}$$

Таким образом, приведенная масса

$$m = \frac{\pi\rho}{\lambda} R^2 \left( \frac{1}{2} - \frac{2kR}{3W_0} + \frac{k^2 R^2}{4W_0^2} \right). \quad (6)$$

Максимальные вертикальные перемещения  $W_1$  при  $r=0$  и перемещения  $W_2$  при  $r=R$  определяли для двухслойной системы, представленной однородным упруговязким слоем и полупространством, связанными между собой условиями непрерывности напряжений  $G_z$ ,  $\tau_{zr}$ , и перемещений вдоль осей  $z$  и  $r$  на ЭВМ типа ЕС, при реализации соответствующих программ [5] по исследованию напряженно-деформированного состояния слоистых дорожных систем с учетом реологических свойств материалов по формулам [4]:

$$\begin{aligned} W_1 &= -\frac{1 + \mu_1}{H_1 R^2} \left( 1 + \frac{H_1 - E_1}{E_1} e^{-\frac{H_1 t}{E_1 n_1}} \right) \int_0^\infty [A + B(2 - 2\mu_1 - \delta)] \times \\ &\quad \times e^{-\lambda z} \alpha^2 I_0(\alpha r) d\alpha; \end{aligned}$$

$$W_2 = -\frac{1 + \mu_2}{H_2 h^2} \left( 1 + \frac{H_2 - E_2}{E_2} e^{-\frac{H_2 t}{H_2 n_2}} \right) \int_0^\infty \{ A + B [2(1 - \mu_2) - \delta] - \\ - C [(1 - 2\mu_2)(1 - e^{-2\lambda_1}) - \lambda_2(1 + e^{-2\lambda_2})] + D [2(1 - \mu_2)(1 + e^{-2\lambda_2}) - \\ - \lambda_2(1 + e^{-2\lambda_2})] \} \alpha^2 e^{-\lambda r} I_0(\alpha r) dx.$$

Коэффициенты  $A, B, C, D$  — неопределенные функции от параметра  $\alpha$  и  $t$ , которые находятся из граничных условий, в результате чего приходим к системе линейных алгебраических уравнений с переменными коэффициентами относительно четырех функций  $A, B, C, D$ :

$$(a_1 - a_2)A - [a_1(1 - 2\mu_1) - a_2(1 - 2\mu_2)]B - 4a_2(1 - \mu_2)C = 0;$$

$$(a_1 - a_2)A + [2(1 - \mu_1)a_1 - 2(1 - \mu_2)a_2]B - 4a_2(1 - \mu_2)D = 0;$$

$$A + (1 - \alpha)B + \alpha a_3 C + (a_3 - \alpha a_4)D = -P\beta h^3 \alpha^{-3} I_1(\beta \alpha);$$

$$A - \alpha B + (a_3 + \alpha a_4)C - \alpha a_3 D = 0,$$

где 
$$a_1 = \frac{1 + \mu_1}{H_1} \left( 1 + \frac{H_1 - E_1}{E_1} e^{-\frac{H_1 t}{E_1 n_1}} \right);$$

$$a_2 = \frac{1 + \mu_2}{H_2} \left( 1 + \frac{H_2 - E_2}{E_2} e^{-\frac{H_2 t}{E_2 n_2}} \right);$$

$$a_3 = 1 - e^{-2\alpha}; \quad a_4 = 1 + e^{-2\alpha}.$$

В результате проведенных расчетов для принятой двухслойной системы с мгновенными модулями упругости слоев  $E_2 = 2450$  МПа;  $E_1 = 160$  МПа;  $h = 0,22$  м и  $R = 0,165$  м получили:  $W_0 = 24 \cdot 10^{-5}$  м;  $W_r = 21,2 \cdot 10^{-5}$  м;  $\lambda = 0,9 \cdot \text{м}^{-1}$ ;  $k = 1,76 \cdot 10^{-4}$ . В расчетах по определению приведенных масс принимали  $\rho = 2800$  кг/м<sup>3</sup>.

Анализ составляющих формулы (6) и результатов проведенных расчетов показал, что для реальных условий выражение, записанное в скобках, примерно равно 0,5. Поэтому для ориентировочной оценки влияния на величину приведенной массы основных факторов можно использовать зависимость

$$m = 0,5 \frac{\pi \rho}{\lambda} R^2.$$

Как видно из этой формулы, наибольшее влияние на величину приведенной массы оказывает радиус отпечатка шины, а также плотность ( $\rho$ ) и коэффициент  $\lambda$ , характеризующий изменение перемещений по глубине. Изложенное иллюстрируется рис. 2, а и б. Из рис. 2 видно, что величина приведенной массы интенсивно увеличивается при возрастании радиуса отпечатка шины и уменьшается при возрастании коэффициента  $\lambda$ . В свою очередь,  $\lambda$  зависит от  $R$ .

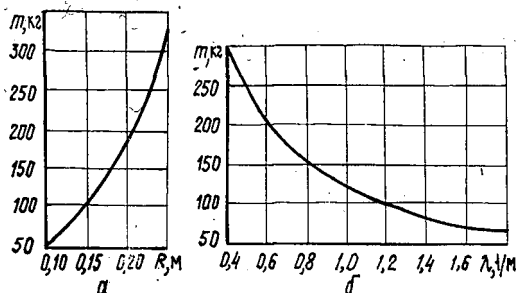


Рис. 2. Зависимость приведенной массы от радиуса отпечатка шины (а) и коэффициента изменения перемещений по глубине (б)



Для повышения точности моделирования процесса движения лесс транспортной системы, а следовательно, и более точной оценки динамических колебательных процессов в дорожной конструкции нами разработана расчетная модель лесовозного автопоезда с учетом исследований В. М. Семенова [7], В. С. Николюка [6] и др.

Для лесовозного автопоезда рассмотрена система, учитывающая действия водителя, двигатель как источник заданной ограниченной мощности, крутильные колебания трансмиссии, упругие свойства подвески и шин тягача и прицепа-ропуски, пачки хлыстов. Воздействия от неровностей дороги предстали в виде случайных функций. Предусмотрена возможность моделирования установившихся и неустановившихся режимов движения на любых передачах.

Расчетная схема представлена на рис. 3, где учтены моменты  $M_{\text{фд}}$ ,  $M_{\text{фсц}}$ ,  $M_{\text{тр}}$  сил инерции вращающихся частей двигателя, муфты сцепления и трансмиссии тягача; моменты  $M_{\text{фтр}}$ ,  $M_{\text{к1}}$ ,  $M_{\text{к2}}$  сил упругости и сил сопротивления при крутильных деформациях трансмиссии и шин передних и задних колес тягача; продольные силы  $F_{x1}$ ,  $F_{x2}$ ,  $F_{x3}$  и  $F_{x4}$ , возникающие в точках контакта колес с дорогой.

Кинематическое возмущение от неровностей дороги учитывают расчет составляющих упругих вертикальных сил в шинах, продольных сил взаимодействия колеса с неровностями дороги и момента  $M_{\text{кфj}}$ . Параметры двигателя задают по его статической характеристике, которая учитывает изменение величины крутящего момента  $M_{\text{д}}[\dot{\varphi}_{\text{д1}}, H(t)]$  от угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя  $\dot{\varphi}_{\text{д}}$  и положения педали подачи топлива  $H(t)$ .

Расчетная схема предусматривает возможность учета процесса формирования момента трения муфты сцепления  $M_{\text{сц}}(\dot{\varphi}_{\text{д}}, \dot{\varphi}_{\text{сц}}, t)$  при быстром, нормальном и медленном его включении. Она отражает процесс движения автопоезда при буксующем сцеплении, а также при блокировке его дисков, учитывает крутильные колебания в трансмиссии, продольно-угловые колебания корпуса тягача, связанные с крутильными колебаниями колес, вертикальные и продольные упругие перемещения элементов системы. Учтены вертикальные колебания масс тягача, прицепа-ропуски и пачки во взаимной связи с другими видами перемещений динамической системы.

Динамическая система включает приведенные массы грунта  $m_{\text{гi}}$  с характеристиками упругой податливости  $C_{\text{гi}}$  и сопротивления  $k_{\text{гi}}$ . Значения приведенных масс определены по описанной выше методике.

Расчетная схема позволяет решать задачи, связанные как с оценкой эффективности вывозки древесины с учетом скоростных и тяговых показателей, расхода топлива, плавности хода, динамической нагруженности, так и нагруженности дороги при различных режимах движения.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Буряк Е. С., Уваров Б. В., Щелкунов В. В. Воздействие на дорожную одежду нагрузки, изменяющейся со временем // Лесн. журн.—1985.—№ 2.—С. 27—31.—(Изв. высш. учеб. заведений). [2]. Гайдар Н. А., Медведь О. И. О влиянии упругих свойств грунта на колебания лесовозного автопоезда // Лесн. журн.—1984.—№ 2.—С. 38—44.—(Изв. высш. учеб. заведений). [3]. Гасанов А. И. О приведенной массе пути // Вестн. ЦНИИ МПС.—1968.—№ 6.—С. 52—53. [4]. Лащенко А. П. Решение задачи определения напряжений и деформаций дорожных одежд и земляного полотна с учетом реологических свойств материалов: Автореф. дис... канд. техн. наук.—М., 1983.—21 с. [5]. Леонович И. И., Лащенко А. П., Казаньева Е. А. Пакет прикладных программ для определения напряженно-деформированного состояния сложных систем (дорожных одежд и земляного полотна) с учетом реологических свойств материала // Информ. бюл. Госфонд

алгоритмов и программ СССР.— М., 1982.— Вып. 1 (45).— 44 с. [6]. Николюк В. С. Исследование динамической нагруженности трансмиссии и ходовой части лесовозного автопоезда типа МАЗ в горных условиях: Автореф. дис... канд. техн. наук.— Краснодар, 1981.— 20 с. [7]. Семенов В. М., Кондрашкин С. И., Контанисов С. П. О динамике автомобиля как колебательной системы со многими степенями свободы // Автомоб. пром-сть.— 1976.— № 4.— С. 21—23. [8]. Техан В. С. Динамическое взаимодействие лесовозного автопоезда КРАЗ-255П + ГКБ-9383 с гравийной дорогой и обоснование их некоторых параметров: Автореф. дис... канд. техн. наук.— М., 1984.— 21 с.

Поступила 15 мая 1987 г.

УДК 630\*375.4

## ПОВЫШЕНИЕ РЕЙСОВОЙ НАГРУЗКИ НА ТРЕЛЕВОЧНЫЕ МАШИНЫ

Л. В. КОРОТЯЕВ

Архангельский лесотехнический институт

Выработку трелевочных машин можно поднять, как известно, увеличивая число пачек деревьев или хлыстов, стрелеванных за смену (число рейсов, циклов в смену), и объем пачки (рейсовую нагрузку на трелевочную машину). Способы увеличения объема трелеваемой пачки до настоящего времени не были достаточно изучены и рассматриваются в данной статье на основе многолетних теоретических и экспериментальных исследований, выполненных автором.

Самый энергоемкий процесс трелевки — перемещение пачки от места валки деревьев до лесопогрузочного пункта. При тракторной трелевке 60...70 %, а при канатной почти вся энергия расходуется на преодоление сопротивления движению пачки. Из уравнения работы, совершаемой трелевочным средством по преодолению сопротивления движению при трелевке в полупогруженном и полуподвешенном положении по горизонтальному волоку, получим:

$$F_m = [k\mu_m + (1 - k)\mu]G,$$

где  $F_m$  — сила тяги трелевочной машины на крюке, Н;  
 $k$  — доля веса пачки, приходящаяся на машину;  
 $\mu_m$  — коэффициент сопротивления движению машины;  
 $1 - k$  — доля веса пачки, приходящаяся на волок;  
 $\mu$  — коэффициент сопротивления движению (КСД) пачки;  
 $G$  — вес пачки (рейсовая нагрузка на трелевочную машину), Н, или, упрощенно, без учета  $k\mu_m G$ :

$$F = (1 - k)G\mu = W,$$

где  $F$  — составляющая тягового усилия машины, параллельная трелевочному пути, необходимая для волочения пачки и равная сопротивлению ее движения  $W$ , Н.

Из уравнения работы и баланса сил рейсовая нагрузка  $G = F/(1 - k)\mu$ , а при  $G = V\rho g/\varphi$  объем трелеваемой пачки

$$V = F\varphi/(1 - k)g\rho\mu,$$

где  $\varphi$  — доля стволовой древесины в пачке,  $\varphi = (100 - p_k)/(100 + p_{кр}(1 - 0,01\beta))$ ;

$p_k$  — объем коры, % от объема ствола с корой;

$p_{кр}$  — масса (объем) кроны дерева, % от массы (объема) неокоренного ствола;

$\beta$  — отпад элементов кроны в процессе валки деревьев и формирования пачки, % от массы кроны дерева;