

А. В. Жуков

ПРОДОЛЬНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЗВЕНЬЕВ  
АВТОПОЕЗДА НА УСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ ДВИЖЕНИЯ

Основным видом транспортного средства, применяемого на поровне ке леса, а также других различных грузов, являются автопоезда. Сдельные и прицепные автопоезда могут состоять из двух или более звеньев. При движении звенья автопоезда взаимодействуют между собой, определяя тем самым характер изменения усилий в сцепке. На неустановившихся режимах движения, при разгоне или торможении относительно перемещения звеньев автопоезда в основном вызываются изменением движущих или тормозных сил. При установившемся движении указанные факторы считаются неизменными. Однако усилия в сцепке не остаются постоянными, а изменяются в значительных пределах. Причиной этого является непрерывное изменение сопротивления движению как тягача, так и прицепных звеньев, что является следствием взаимодействия транспортной машины с неровностями дороги. В результате колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс автопоезда, вызываемых неровностями дорог появляются продольные силы инерции, изменяется величина динамических суммарных вертикальных реакций на колесах, что приводит к изменению сопротивления движению транспортной машины.

Усилие в сцепке прицепного автопоезда равно:

$$P_{сч} = A \cdot |W_{сч}(i\omega)|, \quad (1)$$

где  $A$  - амплитуда воздействия;

$|W_{сч}(i\omega)|$  - модуль амплитудно-частотной характеристики продольных колебаний звеньев автопоезда.

Амплитуду  $A$  воздействия, возникающего под действием силы  $F_f$  сопротивления движению, появляющейся при переезде тягачом ситуации дальнейшей неровности, описываемой уравнением

$$y(t) = H \sin \omega t$$

можно определить из выражения

$$A = H \cdot f \left\{ \sum_{i=1}^{2n} \sqrt{(c_i - m_H \cdot \omega^2)^2 + k_i^2 \omega^2} - \sqrt{c_i^2 + k_i^2 \omega^2} \cdot |W_i(i\omega)| + |W_0(i\omega)| \cdot l_i \right\} = H \cdot f \cdot B, \quad (2)$$

где  $f$  - удельное сопротивление движению тягача;  
 $n$  - количество колес по одному борту тягача;  
 $C_i$  и  $k_i$  - соответственно жесткости и демпфирующие сопротивления подвесок колес;  
 $l_i$  - расстояние от центра тяжести до соответствующей оси;  
 $W_2(i\omega)$  и  $W_3(i\omega)$  - передаточные функции вертикальных и угловых перемещений от микропрофиля к поддрессоженным массам тягача.

После подстановки в уравнение (1) выражения  $|W_{cц}(i\omega)|$ , а также уравнения (2), получаем формулу для определения амплитуды усилия в сцепке:

$$P_{cц} = \frac{H \cdot J \cdot B}{M_n} \cdot \sqrt{\frac{k_{cц}^2 \omega^2 + C_{cц}^2}{(\delta P_{cц} \omega)^2 + 4a^2 \omega^2}} \quad (3)$$

где  $C_{cц}$  и  $k_{cц}$  - соответственно жесткость и демпфирующее сопротивление сцепного прибора;  
 $\delta$  и  $a$  - соответственно приведенные коэффициенты жесткости и затухания сцепки;  
 $M_n$  - масса прицепа.

Изложенной методикой можно пользоваться для определения усилий в сцепке прицепных автопоездов, при взаимодействии их с неровностями дорог. С помощью уравнения (3) подбираются рациональные значения параметров системы, при которых усилия в сцепке на установившихся режимах движения будут минимальными. Анализ решений различных вариантов задачи показал, что в случае, если собственные частоты системы лежат в области частот возмущающих сил, определяемых изменением сил сопротивления движению от неровностей дороги, то происходит резкое возрастание нагрузки в сцепных приборах. Для ограничения нагрузок в безопасных пределах следует предусматривать соответствующей величины демпфирующие упругие связи.

УДК 674.8

Г.И.Завойских

ИЗУЧЕНИЕ ВЛИЯНИЯ ТОЛЩИНЫ СТРУЖКИ  
 И ПОРОДЫ НА СИЛУ РЕЗАНИЯ ДРЕВЕСИНЫ

Резание древесины в деревообрабатывающих станках и резание дре-