

УДК 629.017

ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ПОЛОЖЕНИЯ СРЕДСТВ ТРАНСПОРТА ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО НЕРОВНОСТЯМ

Полянский А.С., д.т.н.,

Дубинин Е.А., к.т.н.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Тел.(057) 707-37-33, e-mail: dubinin-rmn@yandex.ru

Аннотация– получена зависимость для определения частоты собственных колебаний подрессоренной части шарнирно-сочлененного средства транспорта. Учет влияния колебаний машины при движении по неровностям позволит обеспечить устойчивость ее положения и повысить безопасность эксплуатации.

Ключевые слова – средство транспорта, частота колебаний, устойчивость положения, безопасность.

Постановка проблемы. При движении средств транспорта по дорогам с неровностями возникают вынужденные вертикальные колебания, которые, при совпадении с собственной частотой колебаний машины, могут привести к ухудшению ее устойчивости положения и опрокидыванию. Поэтому для повышения безопасности их эксплуатации актуальным является определение частоты собственных колебаний подрессоренной части машин.

Анализ последних исследований. Вопросами оценки влияния колебательных процессов средств транспорта на различные эксплуатационные свойства посвящен ряд работ [1-6]. При этом вопросам обеспечения устойчивости положения шарнирно-сочлененных средств транспорта при движении по неровностям уделено недостаточно внимания.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Целью работы является повышение безопасности эксплуатации шарнирно-сочлененных средств транспорта на основе учета влияния колебательных процессов при движении по дорогам с неровностями.

Для достижения поставленной цели необходимо установить зависимость для определения частоты собственных колебаний подрессоренной части шарнирно-сочлененного средства транспорта.

Основная часть. На рис. 1 представлена схема для определения частоты собственных колебаний секции шарнирно-сочлененного средства транспорта, принимая наименее устойчивой первую секцию.

При проведенні досліджень були прийняті наступні допущення: средство транспорта движется прямолинейно; поворачивающий момент вследствие динамического возмущения при наезде на препятствие, с учетом потерь вследствие упругости шин, полностью компенсируется упругой подвеской.

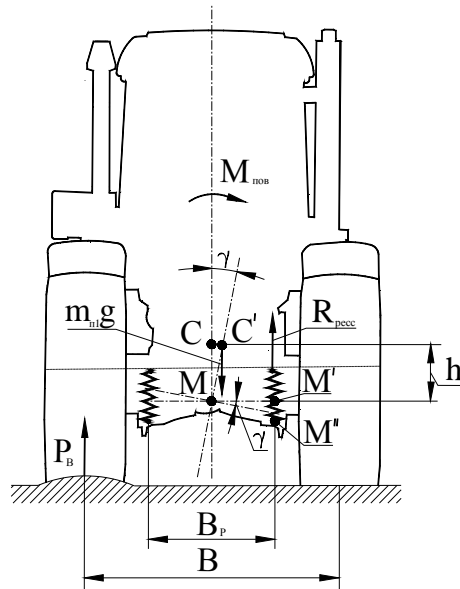


Рис. 1. Схема для определения частоты собственных колебаний секции шарнирно-сочлененного средства транспорта

При наезде на препятствие одним из колес секции возникает динамическое возмущение P_e , приводящее, с учетом потерь в шинах и подвеске, к возникновению динамического возмущения $M_{пов}$, которое компенсируется наличием упругих элементов подвески. При этом центр масс C секции поворачивается относительно точки M (центра крена подрессоренной массы m_{n1} секции, который в данном случае находится в плоскости верхних опорных площадок рессор [2]) на угол γ . Точка M' смещается на величину $(\overline{MM'})$ в вертикальном направлении (ввиду малости угла крена γ и наличия направляющих конструктивных элементов рессорной подвески, смещением в горизонтальном направлении пренебрегаем, при этом $(\overline{MM'}) = \frac{B_p}{2}$), которую можно выразить как

$$(\overline{MM'}) = \frac{R_{ресс}}{C_{рад\ ресс}}, \quad (1)$$

где $R_{ресс}$ — усилие, создаваемое рессорой;

$C_{рад\ ресс}$ – радиальная жесткость рессоры.
С другой стороны, имеем

$$(\overline{M'M''}) = \frac{B_p}{2} \cdot tg\gamma. \quad (2)$$

Отсюда величина углового смещения с учетом малости угла крена (принимая $tg\gamma = \gamma$) будет соответствовать деформации рессор, вследствие воздействия динамического возмущения

$$\gamma = \frac{2 \cdot R_{ресс}}{C_{рад\ ресс} \cdot B_p}. \quad (3)$$

Динамическое возмущение $M_{нов}$, которое воздействует на подрессоренную массу при наезде на препятствие, составляет

$$M_{нов} = K_n \cdot P_e \cdot B, \quad (4)$$

где K_n – коэффициент передачи динамического возмущения от наезда на неровность на подрессоренную массу, $K_n = 0 \dots 1$;

B – колесная база средства транспорта.

Рассматривая $\sum M_M = 0$, с учетом одновременного действия двух рессор, принимая, что их жесткость на растяжение и сжатие одинакова, получаем

$$R_{ресс} = \frac{K_n \cdot P_e \cdot B}{B_p}. \quad (5)$$

Дополнительный поворачивающий момент от веса подрессоренной массы, возникающий при ее смещении от вертикальной оси симметрии из точки C в точку C' , не учитываем, вследствие малости угла крена γ .

Из (3) и (5) получим

$$\gamma = \frac{2 \cdot K_n \cdot P_e \cdot B}{B_p^2 \cdot C_{рад\ ресс}}. \quad (6)$$

Угловую жесткость подвески средства транспорта можно определить по зависимости [1]

$$C_{угл} = \frac{M_{нов}}{\gamma}, \quad (7)$$

откуда имеем

$$C_{уэл} = \frac{1}{2} \cdot B_p^2 \cdot C_{рад\ ресс}. \quad (8)$$

При этом, учитывая результаты работы [1], получим собственную частоту колебаний $\nu_{собств}$ первой подрессоренной секции шарнирно-сочлененного средства транспорта:

$$\nu_{собств} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{C_{уэл}}{I_{XM}}} = \frac{B_p}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{C_{рад\ ресс}}{2 \cdot m_{n1} \cdot (i_{x1}^2 + h_1^2)}}, \quad (9)$$

где I_{XM} – момент инерции секции машины относительно центра крена (точка M);

i_{x1} – радиус инерции секции машины относительно центра масс (точка C);

h_1 – расстояние от центра масс секции машины до центра крена (точка M).

Используя зависимость для определения частоты воздействий неровностей пути, приведенную в работе [7], с учетом перехода от круговой частоты к частоте воздействий, при равномерном прямолинейном движении $\nu_{внешн}$ для секции шарнирно-сочлененной машины составит

$$\nu_{внешн} = \frac{V}{L_n}, \quad (10)$$

где V – скорость движения машины;

L_n – расстояние между неровностями.

Для принятых параметров наименее устойчивой секции с рессорной подвеской шарнирно-сочлененной машины с номинальным тяговым усилием 35 кН ($B_p=0,83$ м, $C_{рад\ ресс}=56$ Н/м, $m_{n1}=5500$ кг, $i_{x1}=0,572$ м, $h_1=0,24$ м) проведены соответствующие расчеты. Результаты представлены в виде графиков на рис.2 и рис. 3.

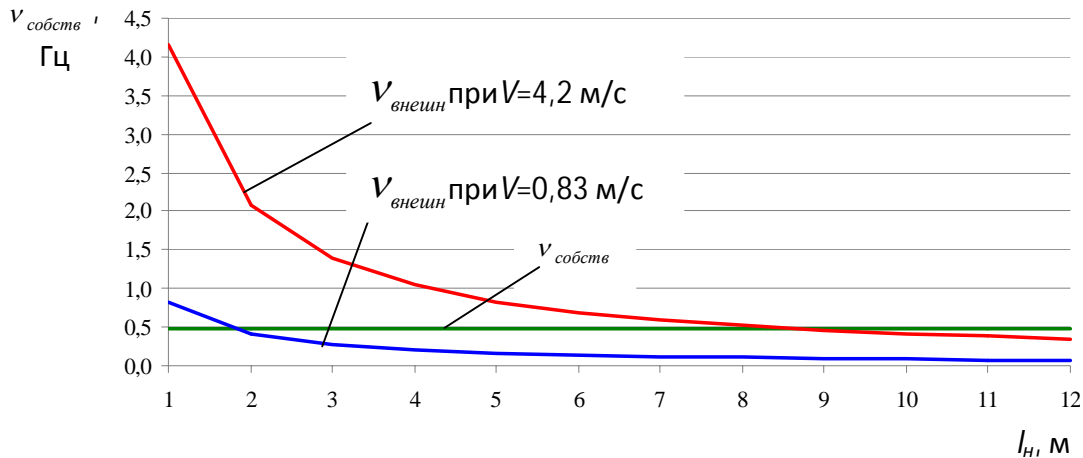


Рис. 2. Результаты моделирования колебаний первой секции шарнирно-сочлененной машины

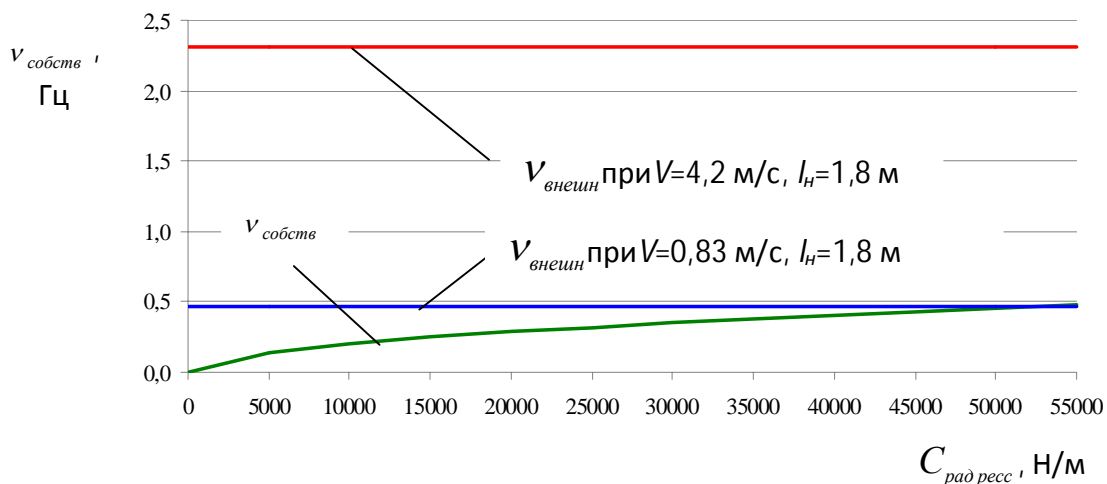


Рис. 3. Зависимость собственной частоты колебаний первой секции шарнирно-сочлененной машины от жесткости упругих элементов подвески

В результате проведенных исследований установлено, что для рассмотренной секции шарнирно-сочлененной машины с номинальным тяговым усилием 35 кН возможно возникновение резонансных явлений (собственная частота колебаний $v_{\text{собств}} = 0,48$ Гц совпадает с вынужденной частотой $v_{\text{внешн}}$) при движении на малых скоростях (менее $V = 1,25$ м/с). При этом расстояние между неровностями составит $1,5 < l_H < 2,5$ м. При движении на транспортной скорости 4,2 м/с вероятность появления резонанса снижается, расстояние между неровностями в этом случае составит более 8 м.

Определено, что варьирование жесткости рессор в пределах 15-20% не исключает возникновение резонансных явлений при малых скоростях. Это необходимо учитывать при проектировании шарнир-

но-сочлененных средств транспорта с целью повышения их устойчивости положения при движении по неровностям.

Выводы. Путем математического моделирования получена зависимость для определения частоты собственных колебаний подрессоренной части секции шарнирно-сочлененного средства транспорта. Для шарнирно-сочлененной машины с номинальным тяговым усилием 35 кН возможно возникновение резонансных явлений (собственная частота колебаний $\nu_{\text{собств}} = 0,48$ Гц может совпадать с вынужденной частотой $\nu_{\text{внешн}}$) при движении на малых скоростях.

Установлено, что варьирование жесткости рессор в пределах 15-20% не исключает возникновение резонансных явлений при малых скоростях, что необходимо учитывать для повышения устойчивости положения средств транспорта при движении по неровностям.

Литература:

1. *Подригало М.А.* Обеспечение управляемости и устойчивости автомобилей при установившемся движении / *М.А. Подригало, Д.М. Клец, В.И. Гацько* // Вестник ХНАДУ. Сборник научных трудов. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2013. – Вып. 60. – С. 42-48.
2. *Петренко А.М.* Устойчивость специальных транспортных средств: учеб. пособие / *Петренко А.М.* – М.: МАДИ, 2013. – 41 с.
3. *Аксенов П.В.* Многоосные автомобили / *Аксенов П.В.* – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 280 с.
4. *Умняшкин В.А.* Теория автомобиля [Текст]: учеб. пособие / *В.А. Умняшкин, Н.М. Филькин, Р.С. Музафаров.* – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2006. – 272 с.
5. *Фалькевич Б.С.* Теория автомобиля / *Фалькевич Б.С.* – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машгиз, 1963. – 240 с.
6. *Шарипов В.М.* Проектирование ходовых систем тракторов: учеб. пособие / *В.М. Шарипов, Л.А. Дмитриева, А.И. Сергеев, А.С. Шевелев, Ю.С. Щетинин.* – М.: МГТУ “МАМИ”, 2006. – 82 с.
7. *Говорущенко Н.Я.* Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта) / *Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко.* – 2-е изд., перераб. и доп. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТІЙКОСТІ ПОЛОЖЕННЯ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ ПІД ЧАС РУХУ НЕРІВНОСТЯМИ

Полянський О.С., Дубінін Є.О.

Анотація—отримано залежність для визначення частоти власних коливань підресореної частини шарнірно-зчленованого засобу транспорту. Врахування впливу коливань машини під час руху нерівностями дозволить забезпечити стійкість її положення та підвищити безпеку експлуатації.

PROVISION OF VEHICLE STABILITY WHEN TRAVELLING OVER UNEVE SURFACE

A. Polyanskiy, Y. Dubinin

Summary

A formula for determining the natural frequency of vibrations of the sprung part of the articulated vehicle is obtained. Accounting for the effect of vehicle vibrations when driving on uneven surface will ensure the stability of its position and increase the operational safety.