

УДК 629.114.2-219.5

И. С. Сазонов, д-р техн. наук, проф., В. А. Ким, д-р техн. наук, проф.,
Н. П. Амельченко, канд. техн. наук, доц., О. В. Билык, канд. техн. наук, доц.,
Э. И. Ясюкович, канд. техн. наук, доц., Д. А. Линник

СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЛИНЕЙНОЙ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ ВОДИТЕЛЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

В работе дано теоретическое обоснование способа повышения эффективности линейной виброзащитной системы водителя колесного трактора, основанной на использовании упругодиссипативных элементов с кусочно-линейными характеристиками. На основе анализа результатов моделирования предложена схема поддрессоривания кабины водителя колесного трактора, основанная на кусочно-линейных характеристиках упругих элементов и позволяющая гашение низкочастотных колебаний.

Анализ виброзащитных систем колесных тракторов показывает, что повышение эффективности виброзащитных систем водителя колесного трактора, не имеющего задней подвески, требует использования нелинейных упругих элементов подвесок и как следствие, значительных материальных затрат, связанных с применением пневмогидравлических подвесок.

С целью теоретического обоснования эффективной системы поддрессоривания кабины трактора (вторичное поддрессоривание) с использованием упругодиссипативных элементов, обладающих линейными характеристиками, рассмотрим колебание масс двухмассовой

колебательной модели с линейными характеристиками со следующими показателями системы: $m_1 = 20$ кгс и $m_2 = 4$ кгс – поддрессоренные массы; $C_1 = 80$ кгс/см и $C_2 = 20$ кгс/см – коэффициенты жесткости пружин упругих элементов (рис. 1).

Главные частоты колебаний двухмассовой колебательной системы равны:

$$\omega_{1,2} = \frac{c_2 m_1 + (c_1 + c_2) m_2}{2 m_1 m_2} g \mp g \sqrt{\left[\frac{c_2 m_1 + (c_1 + c_2) m_2}{2 m_1 m_2} \right]^2 - \frac{c_1 c_2}{m_1 m_2}}. \quad (1)$$

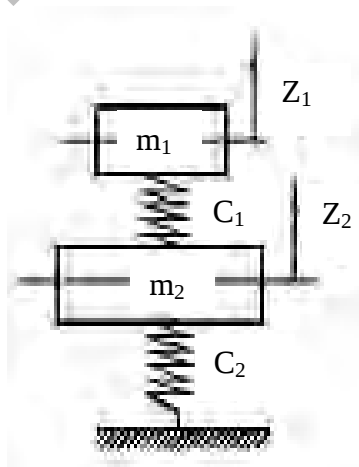


Рис. 1. Двухмассовая колебательная модель

Коэффициенты распределения главных колебаний определим по следующим формулам:

$$\begin{aligned}\mu_1 &= -\frac{c_{11} - \alpha_{11}\omega_1^2}{c_{12} - \alpha_{12}\omega_1^2} = \\ &= -\frac{100 - \frac{20}{g} 2,76g}{-20} = 2,24; \\ \mu_2 &= -\frac{c_{11} - \alpha_{11}\omega_2^2}{c_{12} - \alpha_{12}\omega_2^2} = \\ &= -\frac{100 - \frac{20}{g} 7,24g}{-20} = -2,24. \quad (2)\end{aligned}$$

Рассмотрим случай равенства частот главных колебаний ω_1 и ω_2 , которые должны соответствовать равенствам:

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c_1}{\alpha_1}}; \quad \omega_2 = \sqrt{\frac{c_2}{\alpha_2}}. \quad (3)$$

Случай равенства частот колебаний $\omega_1 = \omega_2$ соответствует условию функционирования динамического гасителя колебаний:

$$\sqrt{\frac{c_1}{m_1}} = \sqrt{\frac{c_2}{m_2}} = \omega_1 = \omega_2 = \omega. \quad (4)$$

При выполнении условия (4) колебание массы m_1 поглощается колебанием массы m_2 . Очевидно, что данное условие можно использовать при предварительных расчетах подвески кабины водителя колесного трактора.

Рассмотрим более сложную модель колебания сиденья водителя-тракториста при условии, что кабина оснащена подвеской. Расчетная схема представлена на рис. 2.

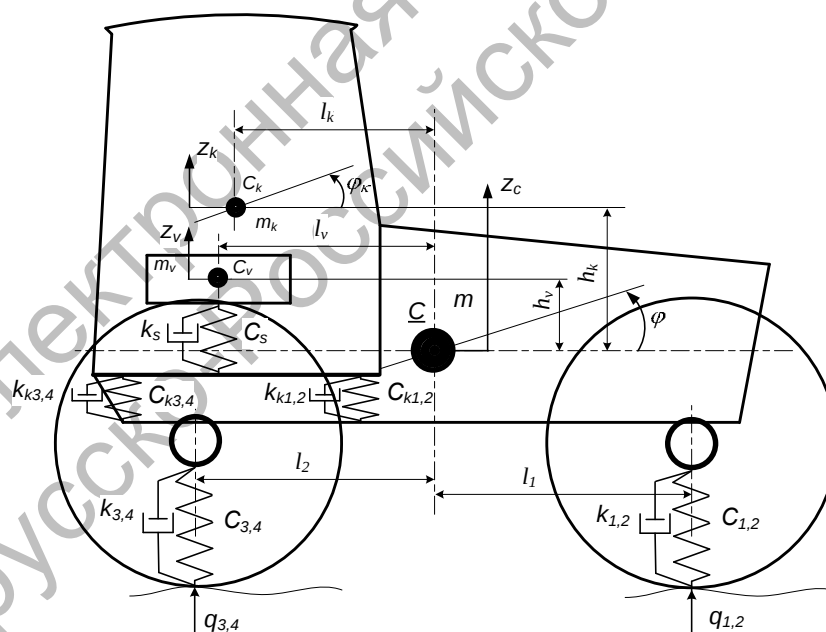


Рис. 2. Расчетная схема колебаний масс колесного трактора с поддрессоренной кабиной

Для определенности примем следующее:

– частота собственных колебаний подвески сиденья водителя в существ-

ующих системах находится в пределах 1,5...2 Гц;

– максимальная масса сиденья с водителем $m_{\text{сид}} = 90$ кг;

– допускаемое максимальное перемещение $\Delta = 0,15$ м.

Тогда

$$c_{\text{сид}} = \frac{9000}{0.15} = 60000 \text{ Н/м.}$$

Проверим заданную частоту собственных колебаний подвески сиденья $\omega_{\text{сид}}$:

$$\omega_{\text{сид}} = \sqrt{\frac{c_{\text{сид}}}{m_c}} = \sqrt{\frac{6000}{90}} = 8 \text{ Гц.}$$

Для соблюдения принципа динамического гасителя колебаний значение коэффициента вязкого сопротивления амортизатора подвески сиденья должно всегда удовлетворять условию

$$\alpha_k = \left[\begin{array}{l} C_{\text{сид}} \cdot (Z_k - Z_{\text{сид}})^2 + \\ + C_k \cdot (q - Z_k)^2 - \\ - \alpha_{\text{сид}} \cdot (\dot{Z}_k - \dot{Z}_{\text{сид}})^2 \end{array} \right] / (\dot{q} - \dot{Z}_k)^2, \quad (5)$$

где Z_k – вертикальная координата перемещения кабины трактора; $Z_{сид}$ – вертикальная координата перемещения сиденья водителя колесного трактора; q – координата перемещения остова трактора; $\dot{Z}_k$ – скорость перемещения кабины при колебаниях; $\dot{Z}_{сид}$ – скорость вертикального перемещения сиденья водителя.

Зависимость (5) получена для условия равенства интегральных значений потенциальной энергии и диссипативной функции колебательной системы сиденье–кабина.

На основе анализа результатов моделирования предлагается схема подвески кабины колесного трактора, использующая кусочно-линейные характеристики других элементов (рис. 3), что позволяет повысить эффективность виброзащитной системы водителя при низкочастотных воздействиях в диапазоне 1...8 Гц.

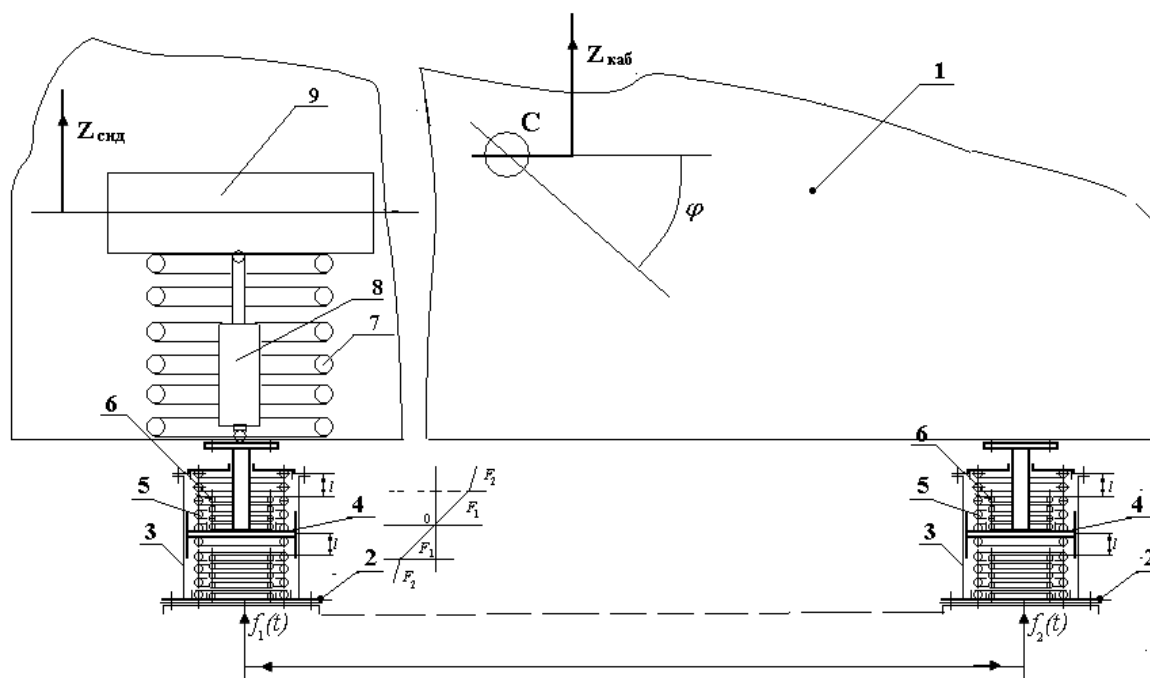


Рис. 3. Схема поддрессирования кабины водителя колесного трактора с использованием кусочно-линейных характеристик упругого элемента: 1 – кабина трактора; 2 – остов трактора; 3 – корпус подвески кабины; 4 – подвижный опорный диск со штоком; 5 – упругая пружина опоры кабины начальной частоты собственных колебаний; 6 – упругая пружина опоры кабины вторичной частоты собственных колебаний; 7 – пружина подвески сиденья; 8 – амортизатор подвески сиденья; 9 – сиденье водителя

Выводы

1. Резонансные частоты колебания сиденья водителя колесного трактора от 1,2 до 5 Гц характерны при движении трактора по полям, подготовленным под посев. Спектральный анализ колебаний сиденья показывает, что на основании упругодиссипативных характеристик, выбранных на основе принципа динамического гасителя колебаний, произойдет существенное снижение среднеквадратичных ускорений на сиденье водителя в указанном диапазоне резонансных частот.

2. Для создания условий эффективной работы динамического гасителя колебаний соотношение частот собственных колебаний подвески сиденья и кабины трактора должны удовлетворять условию

$$\gamma = \frac{k_k}{k_c} \approx 1,$$

где k_k , k_c — частоты собственных колебаний кабины и сиденья водителя колесного трактора.

3. Для соблюдения принципа функционирования динамического гасителя колебаний значение коэффициента вязкого сопротивления амортизатора подвески сиденья должно подчиняться условию

$$\alpha_k = \left[\begin{array}{l} C_{\text{сид}} \cdot (Z_k - Z_{\text{сид}})^2 + \\ + C_k \cdot (q - Z_k)^2 - \\ - \alpha_{\text{сид}} \cdot (\dot{Z}_k - \dot{Z}_{\text{сид}})^2 \end{array} \right] / (\dot{q} - \dot{Z}_k)^2.$$

4. Метод расчета упругодиссипативных характеристик подвески, основанный на балансе потенциальной и диссипативной энергий, позволяет осуществлять практическую реализацию эффективных подвесок кабины водителя колесного трактора, обеспечивающих гашение низкочастотных колебаний сиденья водителя.

Белорусско-Российский университет
Белорусский государственный
аграрный технический университет
Материал поступил 20.04.20011

**I. S. Sazonov, V. A. Kim, N. P. Amelchenko,
O. V. Bilik, E. I. Yasukovich, D. A. Linnik**
**The way to increase the efficiency of linear
vibroprotective system of the wheeled tractor
driver**

In the work the theoretical foundation of the way to increase the efficiency of linear vibroprotective system of the wheeled tractor driver is given. It is based on the use of elastic-dissipative elements with piecewise-linear characteristics. On the basis of analysis of results of modeling the scheme is offered to cushion the cabin of the wheeled tractor driver, based on piecewise-linear characteristics of elastic elements that allows extinguishing low-frequency fluctuations.