

**ВЛИЯНИЕ СИЛЫ ВЯЗКОГО ТРЕНИЯ НА ВИБРОЗАЩИТНЫЕ
КАЧЕСТВА МЕХАНИЗМА С КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ ДЛЯ
СИДЕНИЙ ОПЕРАТОРОВ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН**
Томлева С.В., Моисеев Г.Д., Колесников П.Г., Приваленко А.П., Рубан А.Е.

Ключевые слова: строительные и дорожные машины, виброзащитная система, квазинулевая жесткость, сила вязкого трения, амплитуда ускорений.

Аннотация. Проведен анализ влияния силы вязкого трения на виброзащитные качества устройства с квазинулевой жесткостью для сидений операторов строительных машин, нелинейный элемент которого выполнен в виде фермы Мизеса. Приведена амплитудно-частотная характеристика устройства в окрестностях зоны резонанса с учётом вязкого трения и без него.

**THE INFLUENCE OF VISCOUS FRICTION FORCES ON THE
VIBRATION PROTECTION MECHANISM WITH QUASI-ZERO
STIFFNESS FOR THE SEATS OPERATORS OF CONSTRUCTION AND
ROAD MACHINES**

Tomleeva S.V., Moiseev G.D., Kolesnikov P.G., Privalenko A.P., Ruban A.E.

Keywords: construction machinery; vibration isolation system; quasi-zero stiffness; the viscous friction, the amplitude of the accelerations.

Abstract. The influence of viscous friction forces on the vibration-proof quality of the device with quasi-zero stiffness for the seat, construction machinery operators, nonlinear element which is made in the form of farm Mises. The amplitude-frequency characteristic of the device in the vicinity of the resonance zone with and without viscous friction is given.

При реализации на сидениях операторов строительных и дорожных машин виброзащитной системы, особенностью характеристики которой является наличие квазинулевой жесткости на всех возможных входных перемещениях, встает вопрос о решении проблемы существующей диссипации в элементах виброзащитного сиденья. В реальной подвеске мы можем столкнуться с одновременно действующими различными силами сопротивления – сухого, вязкого и конструкционного трения. В то же время теоретически оптимальным вариантом является полное отсутствие сил сопротивления, так как в противном случае эти силы, при нулевых силах упругости, будут фактически выступать как возмущающий фактор. Главная опасность сил сопротивления заключается в том, что они будут влиять непосредственно на защищаемый объект, минуя подвеску, или запереть «мягкое подвешивание», если силы сопротивления будут относиться к сухому трению.

Отличительной особенностью «мягкого подвешивания» является также крайняя чувствительность к ударным или импульсным возмущениям. Металлические элементы сиденья и его подвески пропускают импульсное возмущение практически полностью, не снижая его энергетический уровень. В результате защищаемый объект приобретает сразу некую начальную

скорость и начинает движение от положения неустойчивого равновесия. Удерживать или возвращать его в это положение призвана упругая подвеска и силы сопротивления. Так как подвеска с квазинулевой жесткостью не имеет сил упругости в положении неустойчивого равновесия, то единственным удерживающим фактором будет выступать сила сопротивления. Однако она не может служить в качестве возвращающей силы, скорее наоборот, и поэтому защищаемый объект после исчезновения импульсного возмущения может отклониться на недопустимо большую величину.

Для предотвращения этого явления следует внедрить в динамическую систему элемент с регулируемой силой сопротивления. Характеристика сил сопротивления должна быть регрессивной, то есть силы должны возрастать пропорционально отклонению защищаемого объекта от положения равновесия. При этом они должны иметь такое качество, как автоматическое отключение после полной остановки объекта. Обратное возвращение защищаемого объекта в положение статического равновесия должно осуществляться только за счет сил тяжести.

Характерными признаками такой виброзащитной системы являются: квазинулевая суммарная динамическая жесткость подвешивания; минимум сил сопротивления сухого, вязкого и конструкционного трения; регулируемая диссипация регрессивной характеристики одностороннего действия и нулевое сопротивление обратного хода. В данной работе предложен анализ влияния на виброзащитные качества системы с перескоком, выполненной в виде фермы Мизеса, силы вязкого трения, удовлетворяющей условию регулируемой диссипации и нулевого сопротивления обратного хода.

Уравнение колебаний защищаемого объекта, оснащенного виброзащитной системой с перескоком при кинематическом возбуждении имеет вид:

$$m\ddot{z} = Q_{\Pi}(z - z_1) - F_{\text{упр}}(z - z_1), \quad (1)$$

где m - масса защищаемого объекта, z - его отклонение от положения статического равновесия, $z_1 = A \sin \alpha t$ - кинематическое возбуждение, $Q_{\Pi}(z - z_1)$ - силовая характеристика устройства с перескоком,

$$Q_{\Pi} = 2EF \left(\frac{a}{\sqrt{(z - z_1)^2 + a^2}} - \sin \alpha_0 \right) \cdot \frac{z - z_1}{a},$$

$F_{\text{упр}}(z - z_1) = C_{\text{упр}}(z - z_1)$ - сила упругости пружины с постоянной жесткостью.

Конкретный вид уравнения колебаний зависит от типа системы с перескоком, используемой в виброзащитном устройстве. Но в любом случае получаемое дифференциальное уравнение 2-го порядка не имеет решения в квадратурах и может быть решено только численными методами. Для анализа решения уравнения (1) рассматривалась система с перескоком, выполненная в виде фермы Мизеса.

Параметры виброзащитного устройства были следующими: длина стержней фермы $a=0.2\text{м}$, их начальный угол отклонения $\alpha_0 = \pi/2.37$ рад,

площадь поперечного сечения $F=2.671 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2$, модуль упругости материала стержня $E=19.6 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$, $m=80 \text{ кг}$, $C_{np}=15680 \text{ Н/м}$. Виброзащитная характеристика такого устройства имеет участок с квазиулевой жесткостью длиной 0.0571 м . В середине этого участка на отрезке длиной 0.006 м реализуется нулевая жесткость устройства.

Уравнение колебаний защищаемого объекта имеет вид:

$$m\ddot{z} = 2EF \left(\frac{a}{\sqrt{(z-z_1)^2 + a^2}} - \sin \alpha_0 \right) \cdot \frac{z-z_1}{a} - C_{np}(z-z_1). \quad (2)$$

Если в виброзащитной системе присутствует вязкое трение, то дифференциальное уравнение колебаний объекта принимает вид:

$$m\ddot{z} = Q_{II}(z-z_1) - F_{yup}(z-z_1) - F_{comp}(\dot{z}-\dot{z}_1), \quad (3)$$

где $F_{comp}(\dot{z}-\dot{z}_1) = \alpha(\dot{z}-\dot{z}_1)$ – сила вязкого трения, пропорциональная первой степени скорости.

Приняв $\alpha = \alpha_{onm} = 0.5\sqrt{Жm}$, [1], где $Ж = dQ_n/dz + C_{np}$ [2], найдем

$$\alpha_{onm} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{2EF}{a} \left(\frac{a}{\sqrt{(z-z_1)^2 + a^2}} - \sin \alpha_0 - \frac{a(z-z_1)^2}{\sqrt{((z-z_1)^2 + a^2)^3}} + C_{np} \right) m}. \quad (4)$$

Заключение. Анализ решения уравнения (3) позволяет оценить влияние силы вязкого трения на виброзащитные качества устройства (рис. 1).

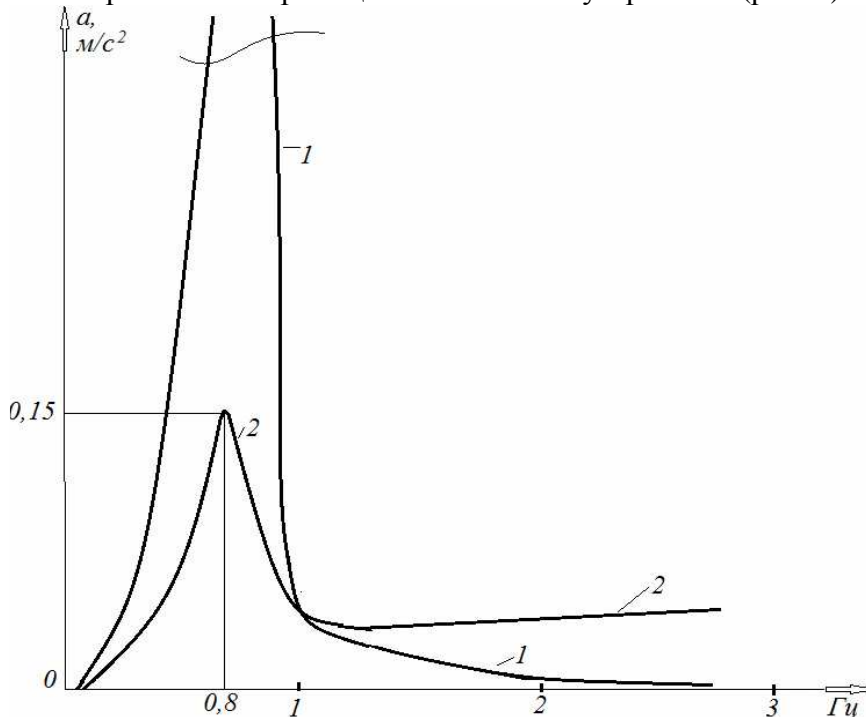


Рис. 1. Влияние силы вязкого трения на амплитуду ускорений защищаемого объекта: 1- без учета вязкого трения; 2- с учётом вязкого трения

Замечено улучшение виброзащитных функций системы на малых частотах. Например, при $\omega = 1.6\pi$ и $A = 0.008$ м при колебаниях без трения $\ddot{z}_{\max} = 2.875$ м/с², а с учетом сил вязкого трения $\ddot{z}_{\max} = 0.15$ м/с², что значительно ниже нормы (0.71 м/с² [3]). На больших частотах ($\omega > 16\pi$) виброзащитные качества системы обеспечиваются в большей степени за счет пружинного подвешивания, так как система с перескоком не успевает следить за перемещениями объекта. Отмечаются колебания с малыми амплитудами, но с большой скоростью. Поэтому на процесс колебаний сила упругости оказывает меньшее влияние по сравнению с силой сопротивления, играющей в данном случае роль возмущающей силы.

В связи с этим наблюдаются вынужденные колебания, происходящие относительно иного центра колебаний, в который уводит систему сила F_{comp} . Отклонения от этого нового положения малы ($z_{\max} < 0.0015$ м), но ускорения не удовлетворяют существующим нормам. Например, при $A = 0.006$ м, $\omega = 16\pi$, $z_{\max} = 0.0015$ м, $\ddot{z}_{\max} = 0.416$ м/с², что больше нормы (0.315 м/с²).

Список литературы

1. Болотник Н.Н. Оптимизация амортизационных систем. – М.: Наука, 1983. – 275с.
2. Томлеева С.В., Савельев А.Г., Моисеев Г.Д., Жилейкин М.М. Расчет параметров виброзащитного устройства с квазинулевой жесткостью для сидений операторов строительных и дорожных машин // Строительные и дорожные машины. – 2018. – №3. – С. 27-32.
3. ГОСТ 12.1.012-2004 ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования. – М.: Стандартинформ, 2008.

References

1. Bolotnik N.N. Optimization of depreciation systems. – M.: Science, 1983. – 275p.
2. Tomleeva S.V., Savelev A.G., Moiseev G.D., Zhileikin M.M. Calculation of vibration protection device parameters with quasi-zero stiffness for the seats of operators of construction and road machines // Construction and road machines. – 2018. – №3. – P. 27-32.
3. GOST 12.1.012-2004 SSBT. Vibration safety. General requirements. – M.: Standartinform, 2008.

Томлеева Светлана Владимировна – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры прикладной механики и физики, Брянский государственный инженерно-технологический университет, г.Брянск, Российская Федерация, tomkuzsv@mail.ru

Tomleeva Svetlana Vladimirovna – candidate of technical sciences, associate professor, associate professor of Department of applied mechanics and physics, Bryansk State technological University of engineering, Bryansk, Russian Federation, tomkuzsv@mail.ru

<p>Моисеев Григорий Дмитриевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры материаловедения и машиноведения, Брянский государственный инженерно-технологический университет, г.Брянск, Российская Федерация, gregory_moiseev@mail.ru</p>	<p>Moiseev Gregory Dmitrievich – candidate of technical sciences, associate professor, associate professor of Department of materials science and engineering, Bryansk State technological University of engineering, Bryansk, Russian Federation, gregory_moiseev@mail.ru</p>
<p>Колесников Павел Геннадьевич – кандидат технических наук, доцент, декан факультета подготовки кадров, заведующий кафедрой автомобилей, тракторов и лесных машин, Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М.Ф. Решетнева, г.Красноярск, Российская Федерация, KolesnikovPG@mail.ru</p>	<p>Kolesnikov Pavel Gennadievich – candidate of technical sciences, associate professor, Dean of faculty of training, Head of Department of cars, tractors and forest machines, Reshetnev Siberian State University of Science and Technology, Krasnoyarsk, Russian Federation, KolesnikovPG@mail.ru</p>
<p>Приваленко Антон Петрович – студент, Брянский государственный инженерно-технологический университет, г.Брянск, Российская Федерация, anton89532843511@mail.ru</p>	<p>Privalenko Anton Petrovich – student, Bryansk State technological University of engineering, Bryansk, Russian Federation, anton89532843511@mail.ru</p>
<p>Рубан Александр Евгеньевич – студент, Брянский государственный инженерно-технологический университет, г.Брянск, Российская Федерация, ru8an@ya.ru</p>	<p>Ruban Alexandr Evgenevich – student, Bryansk State technological University of engineering, Bryansk, Russian Federation, ru8an@ya.ru</p>

Received 25.03.2020