

УДК 621.

ДИНАМИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ВИБРОЗАЩИТНЫХ СИДЕНИЙ САМОХОДНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН (ССХМ)

А.С. ШАГИНЯН

*Гомельский государственный технический университет
имени П.О. Сухого, Республика Беларусь*

В.А. ШУРИНОВ, В.А. ЖМАЙЛИК

*Производственное объединение «Гомсельмаш»,
Республика Беларусь*

В число важнейших агрегатов самоходных сельскохозяйственных машин и тракторов входит кабина, в которой размещены устройства управления, контроля за параметрами и которая является рабочим местом водителя.

Защита водителя от вибраций и шума является наиболее актуальной проблемой. Как показывают исследования [1,2,3], вибрации и шум оказывают весьма сложное биологическое воздействие на водителя и могут вызвать в организме функциональные расстройства, снизить работоспособность и ухудшить состояние его здоровья.

Вибрационные воздействия в диапазоне частот 2-27 Гц могут вызвать резонанс отдельных частей и в целом тела человека. Резонансы отдельных частей тела человека представляются следующими диапазонами частот [2]: глаза – 12-27 Гц; горло – 6-27 Гц; грудная клетка – 2-12 Гц; ноги, руки – 2-8 Гц; голова – 8-27 Гц; лицо и челюсти – 4-27 Гц; поясничная часть позвоночника – 4-27 Гц; живот – 12 Гц.

Приведенные сведения свидетельствуют о том, что при проектировании ССХМ разработчик должен решить задачи виброзащиты водителя путем снижения виброактивности источника повышенной вибрации и применением виброзащитных устройств.

Технология полевых работ с применением ССХМ связана с движением транспортного средства по дорогам различного типа и полю. Движение транспортных средств ССХМ по полю и дорогам, как ранее указывалось, является источником вибраций от воздействия профиля дороги (поля) на ходовую часть ССХМ и в целом на машину и водителя. В зависимости от типа дороги и движения ССХМ вдоль или поперек пахоты воздействие профиля дороги может быть рассмотрено как гармоническое, полигармоническое и случайное возбуждение.

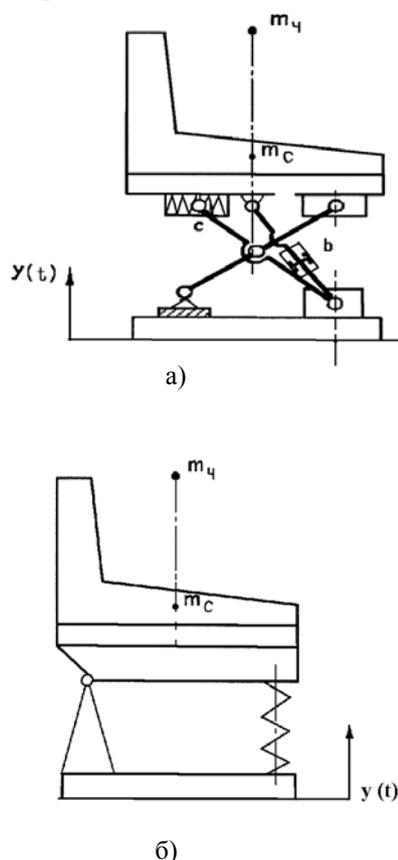


Рис.1. Схемы вибративных сидений
УЭС (а) и трактора АМЖК-8 (б)

Виброзащита водителей ССХМ, в данном случае универсальных энергетических средств типа УЭС-250, УЭС-30, минитрактора АМЖК-8, выполнена на основе двух схем развязки сиденья от рамы транспортных средств: на УЭС принята схема типа «ножницы», а на тракторе АМЖК-8 принята развязка маятникового типа без демпфирования.

На рис.1 (а,б) приведены схемы виброзащитных сидений УЭС и трактора АМЖК-8.

Путем соответствующего пересчета схемы виброзащитных сидений, изображенных на рис.1, можно представить их в виде динамических моделей (рис.2 а, б).

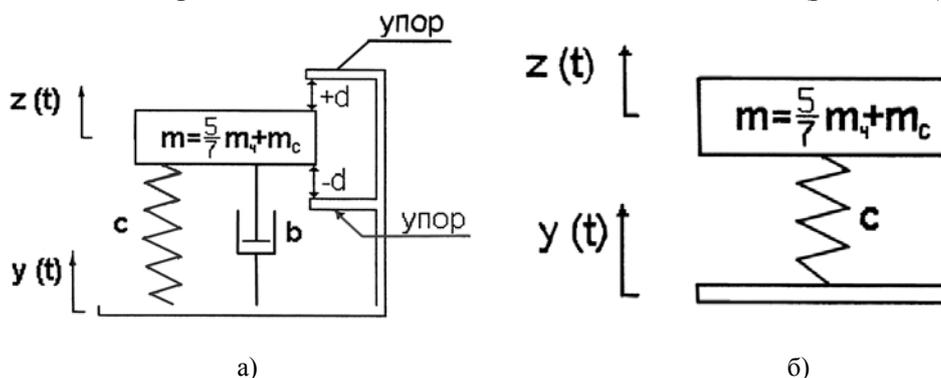


Рис.2. Динамические модели виброзащитных сидений УЭС (а) и трактора АМЖК-8 (б)

В отличие от систем виброизоляции технических объектов, устройства виброзащиты человека имеют ряд особенностей:

- к устройствам виброзащиты человека предъявляются более жесткие требования по коэффициенту виброизоляции;
- для оценки эффективности виброзащиты человека критерием может быть избрано не только среднеквадратическое значение виброускорения, определяющее уровень возбуждаемых вибраций, но и ряд оценок по физиологическому и функциональному состоянию человека;
- расчет систем виброизоляции должен быть выполнен с учетом динамических свойств тела человека (особенно в области частот, в которых проявляются их резонансы).

Результаты проведенных исследований показывают, что виброизоляция водителя УЭС и трактора АМЖК-8 должна быть осуществлена для диапазона частот 2-27 Гц. При этом нижнюю границу частоты возбуждения в расчетах системы виброизоляции желательно принимать с двукратным запасом, т.е. приведенная масса водителя и сиденья и приведенная жесткость виброизоляции должны быть так подобраны, чтобы частота свободных колебаний массы «человек + сиденье» не превышала $\sim 6,28$ рад/с.

Используя технические рекомендации ряда стандартов по безопасности труда водителей самоходных машин (ГОСТ 12.4.025-90; ГОСТ 12.4.016-90; ГОСТ 12.1.012-90; ГОСТ 12.2.019-90), в качестве исходных данных для исследования систем виброизоляции примем следующие условия и параметры:

- характер колебаний основания сиденья гармонический;
- m'_q - масса водителя, приходящаяся на сиденье, равная $5/7$ всей его массы m_q ;
- m_c - масса поддресоренной части сиденья;
- $m = \frac{5}{7} m_q + m_c$ - масса поддресоренной части сиденья с водителем;
- c – приведенная жесткость пружины, на которую опирается сиденье с водителем;
- b – коэффициент вязкого сопротивления демпфера;

- $2d$ - свободный ход сиденья (перемещение до упоров $\pm d$);
- ω - частота колебаний сиденья с водителем;
- t - время;
- $y(t), \dot{y}(t), \ddot{y}(t)$ - соответственно, абсолютные виброперемещение, виброскорость и виброускорение основания;
- $S_y(\omega), S_{\dot{y}}(\omega), S_{\ddot{y}}(\omega)$ - спектральные плотности соответствующих функций, аппроксимируемые с помощью трех коэффициентов α, β, σ_0 ;
- $x(t)$ - перемещение сиденья относительно основания;
- $S_x(\omega)$ - спектральная плотность $x(t)$;
- $z(t), \dot{z}(t), \ddot{z}(t)$ - соответственно, абсолютные виброперемещение, виброскорость и виброускорение сиденья;
- $S_z(\omega), S_{\dot{z}}(\omega)$ - спектральные плотности соответствующих функций;
- σ_v, σ_a - среднеквадратические значения $\dot{z}(t), \ddot{z}(t)$, соответственно;
- ω_0 - собственная угловая частота колебаний системы виброизоляции;
- D - относительный коэффициент демпфирования;
- x_0, y_0, z_0 - амплитуды величин x, y, z ;
- $T_x(\omega)$ - относительный коэффициент передачи при виброизоляции $T_x(\omega) = \frac{x_0}{y_0}$;
- $T_z(\omega)$ - абсолютный коэффициент передачи при виброизоляции $T_z(\omega) = \frac{z_0}{y_0}$.

При гармоническом возбуждении колебаний через основание движение последнего описывается выражением:

$$y(t) = y_0 \cdot \sin \omega t.$$

Уравнение свободных колебаний сиденья с сидящим на нем водителем имеет вид:

$$m \cdot \ddot{x} + e \cdot \dot{x} + c \cdot x = 0. \quad (1)$$

Из уравнения (1) можно вычислить частоту свободных колебаний сиденья с водителем:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m} - \left(\frac{e}{2m}\right)^2}.$$

При слабом демпфировании частота свободных колебаний определяется из выражения:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}},$$

$$\text{для УЭС } m_c \cong 15 \frac{H \cdot c^2}{M}; \quad m'_c = \frac{5 \cdot m_q}{7} = 55 \frac{H \cdot c^2}{M}; \quad m = \frac{5}{7} m_q + m_c = 70 \frac{H \cdot c^2}{M}.$$

Если следует изолировать сиденье с водителем от частот 2-27 Гц, то, как указывалось ранее, ω_0 должно быть принято с двукратным запасом, равным $\omega_0 = 6,28 \frac{\text{рад}}{c}$. Отсюда можно определить приведенную жесткость пружин, на которые опирается сиденье с водителем:

$$c = m \cdot \omega_0^2.$$

Подставив известные параметры m и ω_0 , получим:

$$c = 2761 \frac{H}{M}.$$

Для задания апериодического характера движению массы m относительный коэффициент демпфирования D должен быть выбран $D \cong 0,5 \div 0,8$.

Пусть $D=0,5$, тогда коэффициент вязких сопротивлений ν определится:

$$\nu = 2D \cdot \sqrt{c \cdot m}.$$

После подстановки известных параметров D , c и m получим:

$$\nu = 440 \frac{H \cdot c}{m}.$$

Определим относительный (T_x) и абсолютный (T_z) коэффициенты передачи при вибрации:

$$T_x = \frac{v^2}{\sqrt{(1-v^2)^2 + (2Dv)^2}}, \quad (2)$$

$$T_z = \sqrt{\frac{1 + (2Dv)^2}{(1-v^2)^2 + (2Dv)^2}}, \quad (3)$$

$$\text{где } v = \frac{\omega}{\omega_0}.$$

Абсолютный коэффициент передачи при виброизоляции T_z позволяет оценить эффективность виброизоляции, которая определяется коэффициентом:

$$K_{\text{эф}} = \frac{1}{T_z(v)}. \quad (4)$$

Подставляя в (4) значения для различных частот возбуждения и оценивая v , можно определить коэффициенты эффективности для устанавливаемых частот в диапазоне 1-30 Гц.

При частоте $\omega = 25,12 \frac{\text{рад}}{c}$, $v = 4$ и $D=0,5$ по формулам (3) и (4) получим:

$$T_z = 0,272, \text{ а } K_{\text{эф}} = \frac{1}{T_z} \approx 3,68.$$

Итак, при собственной частоте 1 Гц и текущей частоте 4 Гц вибрация при выбранных параметрах системы виброзащиты может быть снижена в 3,68 раза.

Определение амплитуды колебаний сиденья входит в состав нормативных требований. При этом должны быть определены:

- амплитуда виброскорости сиденья

$$\dot{z}_0 = \omega \cdot T_z \cdot y_0;$$

- амплитуда виброускорения сиденья

$$\ddot{z}_0 = \omega \cdot \dot{z}_0 = \omega^2 \cdot T_z \cdot y_0.$$

Движение основания, если принять его в виде гармонических колебаний с постоянными параметрами, можно записать:

$$y(t) = y_0 \cdot \sin(2\pi \cdot 4 \cdot t).$$

При частоте колебаний основания $f=4$ Гц с амплитудой $y_0 = 0,06$ м и значением $T_z = 0,272$ амплитуда виброскорости будет равна [2]:

$$\dot{z}_0 = 2\pi \cdot f \cdot T_z \cdot y_0 = 0,41 \frac{M}{c},$$

амплитуда виброускорения

$$\ddot{z}_0 = 2\pi \cdot 4 \cdot \dot{z}_0 = 10,3 \frac{M}{c^2}.$$

При расчете виброизолирующих устройств должна определяться амплитуда отно-

сительного виброперемещения: $x_0 = T_x \cdot y_0$.

При $v=4$, $D=0,5$ определим:

$$T_x = \frac{v^2}{\sqrt{(1-v^2)^2 + (2D \cdot v)^2}} \cong 0,254.$$

Итак, амплитуда относительного виброперемещения может быть вычислена:

$$x_0 = T_x \cdot y_0 = 0,254 \cdot 0,06 = 0,015 \text{ м.}$$

К числу весьма важных параметров, которые следует определять при исследовании систем виброзащиты сидений ССХМ, относятся среднеквадратические значения амплитуд виброскорости σ_v и виброускорения σ_a абсолютного движения сиденья:

$$\sigma_v = \frac{\dot{z}_0}{\sqrt{2}},$$

$$\sigma_a = \frac{\ddot{z}_0}{\sqrt{2}}.$$

После подстановки значений \dot{z}_0 и \ddot{z}_0 получим:

$$\sigma_v = 0,29 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

$$\sigma_a = 7,3 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$$

При полигармоническом возбуждении, когда колебания основания могут быть представлены в виде

$$y(t) = \sum_{\kappa=1}^n y_{\text{ок}} \cdot \sin \omega_{\kappa} t,$$

для каждой из гармонических составляющих полигармонического возбуждения определяются $K_{\text{эф}}$, $\dot{z}_{\text{ок}}$, $\ddot{z}_{\text{ок}}$, $x_{\text{ок}}$ применительно к каждой из октавных полос, в которых находятся частоты возбуждения.

Среднеквадратические значения σ_v и σ_a при этом определяются из выражений:

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{1}{2} \sum_{\kappa=1}^{\kappa} \dot{z}_{\text{ок}}^2},$$

$$\sigma_a = \sqrt{\frac{1}{2} \sum_{\kappa=1}^{\kappa} \ddot{z}_{\text{ок}}^2}.$$

При возбуждении случайными процессами для защиты водителя от вибрационных воздействий данного типа можно использовать систему развязки сиденья от основания, приведенную на рис.1. Воздействие профиля дороги (поля) на УЭС и далее на водителя можно аппроксимировать и принять в аналитических исследованиях в виде частотной функции, спектральная плотность ускорения основания которой имеет выражение:

$$S_{\ddot{y}}(\omega) = \frac{2\alpha \cdot \sigma_0 \cdot (\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2)}{\pi \{[\omega^2 - (\alpha^2 + \beta^2)]^2 + 4\alpha^2 \omega^2\}}, \quad (5)$$

где коэффициенты α , β , σ_0 могут быть приняты равными

$$\alpha = 1,9 \frac{1}{\text{с}}, \beta = 18 \frac{1}{\text{с}}, \sigma_0 = 2,7 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} [2].$$

После подстановки в выражение (5) значений α , β и σ_0 получим:

$$S_{\ddot{y}}(\omega) = 8,82 \cdot \frac{\omega^2 + 327,6}{(\omega^2 - 327,6)^2 + 14,4 \cdot \omega^2}. \quad (6)$$

Определим относительный и абсолютный коэффициенты передачи при виброизоляции:

$$T_x = \frac{1}{88,7 \cdot \left[\left(1 - \frac{\omega^2}{88,7}\right)^2 + \frac{\omega^2}{88,7} \right]}, \quad (7)$$

$$T_z = \frac{1 + \frac{\omega^2}{88,7}}{\left[\left(1 - \frac{\omega^2}{88,7}\right)^2 + \frac{\omega^2}{88,7} \right]}. \quad (8)$$

Спектральная плотность абсолютной виброскорости сиденья определяется из выражения:

$$\begin{aligned} S_{\dot{z}}(\omega) &= \omega^2 \cdot T_z^2 \cdot S_y(\omega) = \\ &= \frac{3,28 \cdot (\omega^2 + 327,6) \cdot \left(1 + \frac{\omega^2}{88,7}\right)}{\omega^2 \cdot [(\omega^2 - 327,6)^2 + 14,4\omega^2] \cdot \left[\left(1 - \frac{\omega^2}{88,7}\right)^2 + \frac{\omega^2}{88,7} \right]}. \end{aligned} \quad (9)$$

Спектральная плотность относительного движения сиденья имеет вид:

$$S_x(\omega) = \frac{1}{\omega^4} \cdot T_x^2 \cdot S_{\ddot{y}}(\omega),$$

или после подстановки значений T_x и $S_{\ddot{y}}(\omega)$:

$$S_x(\omega) = 0,04 \cdot \frac{(\omega^2 + 327,6)}{[(\omega^2 - 327,6)^2 + 14,4\omega^2] \cdot \left[\left(1 - \frac{\omega^2}{88,7}\right)^2 + \frac{\omega^2}{88,7} \right]}. \quad (10)$$

Среднеквадратические значения для каждой из октавных полос определяются из выражений:

$$\sigma_v = \sqrt{\int_{\omega_n}^{\omega_g} S_{\dot{z}}(\omega) d\omega},$$

$$\sigma_a = \sqrt{\int_{\omega_n}^{\omega_g} S_{\ddot{z}}(\omega) d\omega},$$

где ω_n, ω_g - нижняя и верхняя граничные частоты.

$S_{\ddot{z}}(\omega) = \omega^2 \cdot S_{\dot{z}}(\omega)$ - спектральная плотность абсолютного виброускорения сиденья, которая в конечном виде может быть представлена выражением:

$$S_{\ddot{z}}(\omega) = 3,28 \cdot \frac{(\omega^2 + 327,6) \cdot \left(1 + \frac{\omega^2}{88,7}\right)}{[(\omega^2 - 327,6)^2 + 14,4\omega^2] \cdot \left[\left(1 - \frac{\omega^2}{88,7}\right)^2 + \frac{\omega^2}{88,7} \right]}. \quad (11)$$

Приведенные результаты математического моделирования и динамического исследования системы «машина – человек» с целью подбора параметров виброзащитных устройств сидений самоходных сельскохозяйственных машин позволяют более осознанно вести проектирование конструкций сидений и выполнять нормативные требования по снижению шума и вибраций, воздействующих на водителя ССХМ, а также повысить надежность и долговечность конструкции сиденья.

Литература

1. Вибрация на производстве /Под ред. академика АМН ССР А.А. Летавета и профессора Э.А. Дорогичной.- Москва: Медицина, 1971.
2. Асташев В.К., Бабицкий В.И., Быховский И.И. и др. Вибрации в технике /Под ред. К.В. Фролова. - Москва: Машиностроение, 1981.- Т.6.- С.427.
3. Шагинян А.С. Снижение виброактивности элементов конструкции самоходных комбайнов и другой сельскохозяйственной техники: Отчет по НИР Белорусской инженерной академии.- Гомель, 1995.