

УДК 629.114.2

И. С. Сазонов, В. А. Ким, Н. П. Амельченко, О. В. Билык, С. Ю. Билык

ГАШЕНИЕ НИЗКОЧАСТОТНЫХ КОЛЕБАНИЙ НА СИДЕНЬЕ ВОДИТЕЛЯ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

UDC 629.114.2

I. S. Sazonov, V. A. Kim, N. P. Amelchenko, O. V. Bilyk, S. Y. Bilyk

DAMPING OF LOW-FREQUENCY VIBRATIONS IN THE DRIVER'S SEAT OF A WHEELED TRACTOR

Аннотация

Изложены теоретические методы гашения низкочастотных колебаний на сиденье водителя колесного трактора на основе разработки математических моделей с различными упругодиссипативными характеристиками подвески и программ их моделирования на ПЭВМ. Рассмотрены способы включения в подвеску элементов релаксации демпфирования для смещения резонансных колебаний в область частот больших, чем 1...8 Гц, а также методы, позволяющие практическую реализацию включения элементов релаксации демпфирования в серийную подвеску сиденья водителя колесного трактора МТЗ.

Ключевые слова:

упругодиссипативные элементы, релаксация демпфирования, резонансные колебания, частота колебаний, подвеска сиденья, низкочастотные колебания, математическая модель, теоретические методы.

Abstract

The paper presents the theoretical methods for damping low-frequency vibrations in the driver's seat of a wheeled tractor based on the development of mathematical models with different elastic-dissipative characteristics of the suspension and programs for their modeling on the computer. The methods of including elements, which damp relaxation in the suspension, are investigated to shift the resonant vibrations in the range of vibrations higher than 1...8 Hz. The paper studies methods of practical incorporation of elements of damping relaxation in the standard suspension of the MTZ wheeled tractor driver's seat.

Key words:

elastic-dissipative elements, relaxation of damping, resonant vibrations, frequency of vibrations, seat suspension, low-frequency vibrations, mathematical model, theoretical methods.

Создание эффективной виброзащитной системы водителя колесного трактора представляет собой актуальную задачу [1–4], направленную на улучшение труда водителя, обеспечение безопасности. Ускорение на сиденье и уровень шума в кабине водителя колесной машины строго регламентируется международными стандартами. Поэтому мировые производители колесных машин постоянно совершенствуют виброзащитные системы и внедряют новые

шумопоглощающие материалы в конструкции кабин водителя. Так, исследованиями [1] определены диапазоны частот собственных колебаний различных органов человека (рис. 1), а также установлены распределения частот колебаний по элементам конструкции колесного трактора (рис. 2).

Особое внимание Ф. Дайне [1] и М. Мичке обращают на низкочастотные колебания (1...8 Гц), которые оказывают наиболее вредное воздействие на во-

дителя и вызывают у него профессиональные заболевания.

Исследованиями установлено, что собственная частота колебаний человека на сиденье современных колесных тракторов составляет 1...3 Гц, а допустимые

значения среднеквадратичных ускорений и амплитуд вертикальных перемещений сиденья не должны превышать $8,5 \text{ м/с}^2$ и 0,02 м соответственно, что предусмотрено ГОСТ 12.1.012-90 и директивой Совета ЕЭС № 78/764.

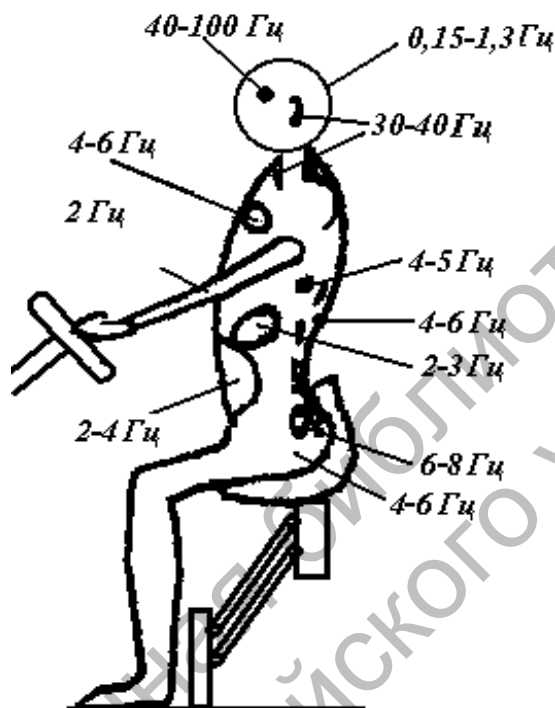


Рис. 1. Распределение частот собственных колебаний

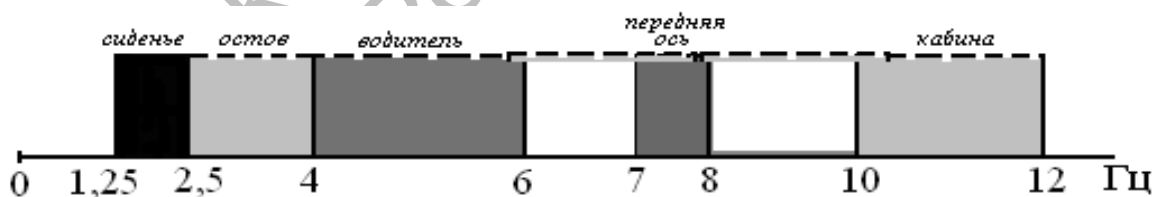


Рис. 2. Распределение частот колебаний по элементам конструкции колесного трактора

В настоящее время задача виброзащиты водителя решается путем создания эффективных систем поддрессоривания сиденья и кабины водителя. В современных колесных тракторах для улучшения виброзащиты водителя колесного трактора широко используется способ вторичного поддрессоривания

(поддрессоривание кабины водителя).

На основе анализа результатов моделирования колебаний масс колесного трактора предложена схема поддрессоривания сиденья водителя, включающая элемент релаксации демпфирования. Результаты моделирования показали, что данная система поддрессоривания

существенно снижает среднеквадратичные ускорения на сиденье водителя при работе трактора по поверхностям полей с низкочастотным воздействием от 1 до 8 Гц, а также по дорогам с твердым покрытием с высокочастотным воздействием от 10 до 30 Гц.

Анализ результатов исследований подвесок указывает на то, что единичные импульсные воздействия требуют особого внимания, т. к. они чаще всего приводят к пробую подвески. Поэтому теоретически исследована реакция колебательной системы на единичные возмущения.

Для исследования единичных импульсных воздействий авторами были составлены неоднородные дифференциальные уравнения колебаний, которые в матричной форме имеют вид:

$$\|a\|\{\ddot{q}\} + \|c\|\{\dot{q}\} + \|\alpha\|\{q\} = \{f(t)\}, \quad (1)$$

где $\|a\|$ – матрица коэффициентов инерции; $\|c\|$ – матрица коэффициентов жесткости; $f(t)$ – матрица коэффициентов обобщенных сил; $\|\alpha\|$ – матрица коэффициентов демпфирования.

При разработке математических моделей колебательных систем, наряду с моделью Ньютона (рис. 3, а), была рассмотрена модель Максвелла (рис. 3, б), включающая элемент релаксации демпфирования. В модели Максвелла последовательная связь упругого элемента 5 с элементом диссипации 4 создает условия возникновения релаксации демпфирования, производящей сдвиг фаз колебаний при возникновении резонанса за счет дополнительной координаты Z_1 .

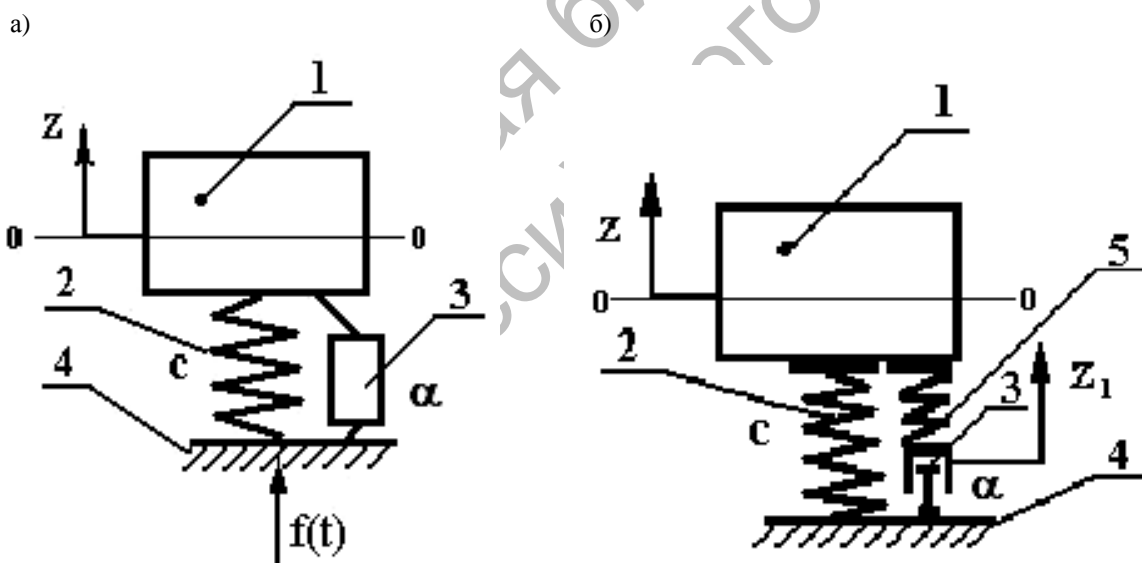


Рис. 3. Модели колебаний Ньютона (а) и Максвелла (б): 1 – поддресоренная масса; 2 – упругий элемент (несущий элемент подвески сиденья); 3 – элемент диссипации колебательной энергии (амортизатор); 4 – остова трактора; 5 – упругий элемент

Принято, что реакцию колебательной системы исследуют на гармоническое возмущение на основе уравнения вынужденных колебаний

$$m \cdot \ddot{q} + \alpha \cdot \dot{q} + c \cdot q = f_0 \cdot \sin \omega_0 t, \quad (2)$$

где m – поддресоренная масса; \ddot{q} , \dot{q} , q – ускорение, скорость и перемещение поддресоренной массы m соответственно; f_0 – амплитуда гармонического возмущения; ω_0 – частота гармонического возмущения.

Согласно уравнению (2) максимальное перемещение

$$q_{\max} = \frac{f_0}{1 - \left(\frac{\omega_0}{\omega_m}\right)^2}, \quad (3)$$

где ω_m – частота собственных колебаний подвески.

Частотный коэффициент $K_\omega = \omega_0 / \omega_m$ представляет собой основную критерий, оценивающий упругую взаимосвязь масс остова трактора и массы водителя.

Оптимальная величина K_ω , в зависимости от частоты колебания остова, должна находиться в пределах 1,5...3. Анализ результатов показал, что варьирование параметрами передней подвески трактора (задняя подвеска у трактора отсутствует) не дает существенного снижения коэффициента K_ω , характеризующего реакцию системы на единичные возмущения.

Наиболее эффективным методом анализа линейных систем является спектральный анализ, требующий установления соответствующих статистических характеристик возмущений, определяемых корреляционной функцией, которая при проведении спектрального анализа, по рекомендациям многих авторов, описывалась аналитическим выражением

$$\rho(L) = A_1 \cdot e^{-\alpha_1 |L|} \cdot \cos(\beta_1 \cdot L) + A_2 \cdot e^{-\alpha_2 |L|} \cdot \cos(\beta_2 \cdot L), \quad (4)$$

где α_1 , α_2 , β_1 , β_2 – коэффициенты корреляционной связи; L – длина неровности; A_1 , A_2 – коэффициенты, зависящие от опорной поверхности.

Спектральный анализ показал, что снижение среднеквадратичных ускорений путем варьирования упругодиссипативных характеристик не дает ощутимых результатов в диапазоне частот 1...8 Гц при движении трактора по по-

верхности различных полей со скоростью 5...12 км/ч, а амплитуды колебаний значительно превышают установленное значение 0,02 м.

Для поиска решений были рассмотрены варианты использования динамических гасителей колебаний. Однако данный гаситель колебаний имеет недостаток: он функционирует только на одной определенной частоте возмущающего воздействия и зависит от его начальной настройки. Для устранения недостатка многомассового гасителя колебаний был исследован маятниковый динамический гаситель колебаний (рис. 4).

Динамический гаситель маятникового типа изменяет частоту собственных колебаний при изменении длины местоположения подвижного груза $l = l(t)$, которая зависит от скорости \dot{Z} . Результатами моделирования установлено, что динамический гаситель маятникового типа эффективно функционирует в диапазоне частот колебаний 10...20 Гц, что связано с изменениями длины маятника $l = l(t)$. На более низких частотах колебаний эффективность использования такого гасителя в подвеске не установлена. Кроме того, его существенным недостатком является наличие дополнительных элементов и значительные габаритные размеры системы в ограниченном пространстве кабины трактора.

Многие авторы считают, что наиболее перспективным является использование подвески с нелинейной характеристикой. Однако ее стоимость, как известно, высока. Вариант получения нелинейной характеристики с помощью линейных характеристик упругих элементов представлен на рис. 5.

В положении статического равновесия масса покоится на двух упругих элементах. Предположим, что коэффициент упругости каждой из пружин равен c_1 , а коэффициент вязкого сопротивления амортизатора – α . Колебания подрессоренной массы сиденья проис-

ходят в пределах ее перемещений ($2 \cdot l$) под действием упругих сил одной из пружин. Если колебания выходят за пределы $KL = 2 \cdot l$, то груз входит до-

полнительно в соприкосновение с боковыми пружинами, имеющими предварительный натяг. Силы упругости пружин изменяются (рис. 5, б).

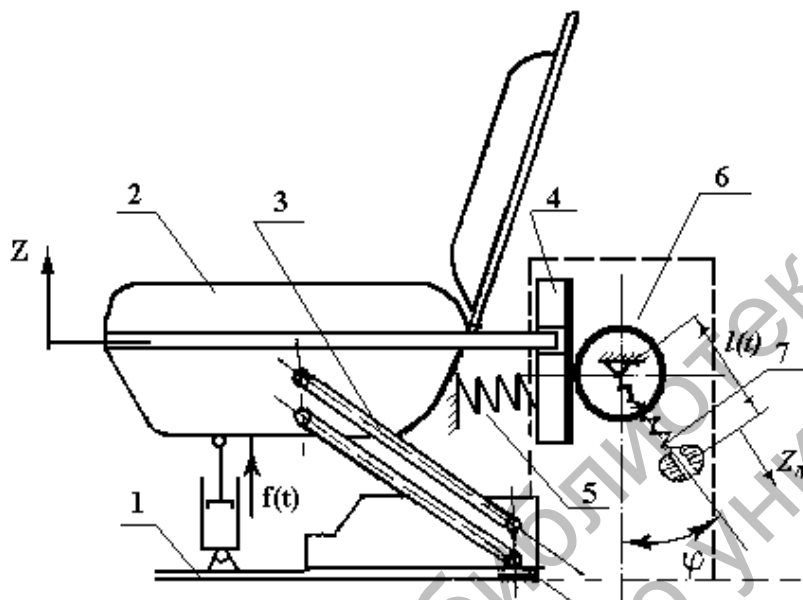


Рис. 4. Подвеска с маятниковым динамическим гасителем колебаний: 1 – остов трактора; 2 – сиденье водителя; 3 – подвеска сиденья, состоящая из рычажного механизма, амортизатора и упругого элемента, выполненного в виде торсиона; 4 – диск сиденья с фрикционным элементом; 5 – поджимное устройство диска 4; 6 – колесо с фрикционным элементом; 7 – маятниковый механизм

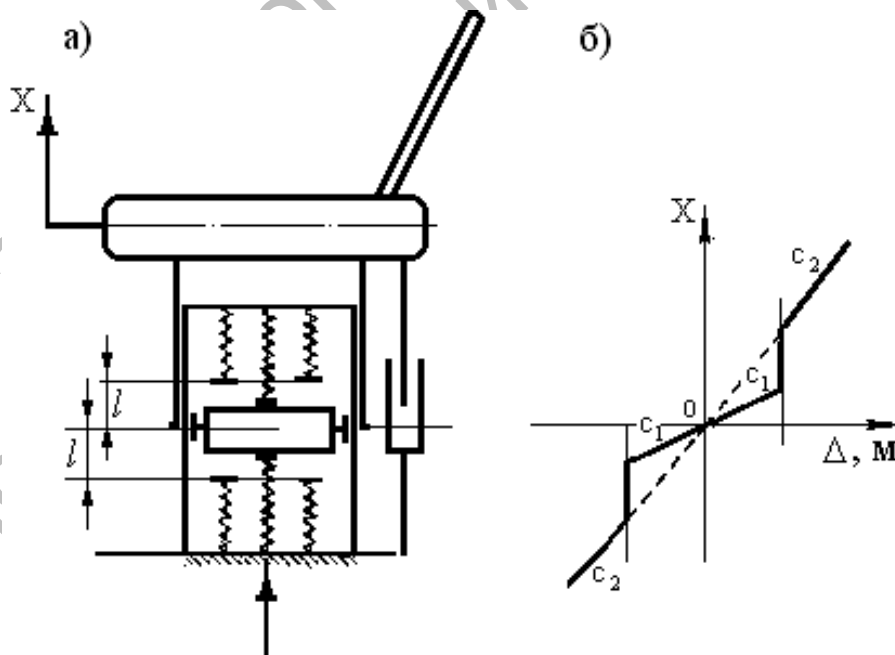


Рис. 5. Схема поддрессоривания сиденья водителя с упругими элементами, установленными с зазором (а), и характеристика изменения упругой силы (б)

Для качественного анализа системы использован метод припасовывания.

Амплитуда колебаний подрессоренной массы сиденья

$$a = \frac{1}{k_2} \cdot \sqrt{v_0^2 + l^2 \cdot (k_2^2 - k_1^2)}, \quad (5)$$

где $k_1^2 = \frac{c_1}{m}$; $k_2^2 = \frac{c_2}{m}$.

Период колебаний

$$T = 4 \cdot (\tau_1 + \tau_2) = 4 \cdot \left(\frac{1}{k_1} \cdot \arcsin \frac{l \cdot k_1}{v_0} + \frac{1}{k_2} \cdot \arctg \frac{\sqrt{v_0^2 - l^2 \cdot k_1^2}}{l \cdot k_2} \right). \quad (6)$$

Для решения рассматриваемой задачи нельзя использовать метод малого параметра, метод медленно меняющихся

амплитуд или метод эквивалентной линеаризации, т. к. нелинейность системы является существенной. Рассматриваемая система хорошо сохраняет заданную частоту собственных колебаний при значительных изменениях статической нагрузки, но не обеспечивает гашение колебаний в области частот 1...8 Гц.

На рис. 6 представлена другая комбинация размещения линейного упругого элемента, придающая подвеске нелинейный характер. Так, в начальном положении длина упругого элемента $O_1A = l$, коэффициент жесткости пружины равен c . Предположим, что в исходном положении пружина не деформирована, тогда модуль упругой силы F определяется по формуле

$$F = c \cdot (\sqrt{l^2 + x^2} - l). \quad (7)$$

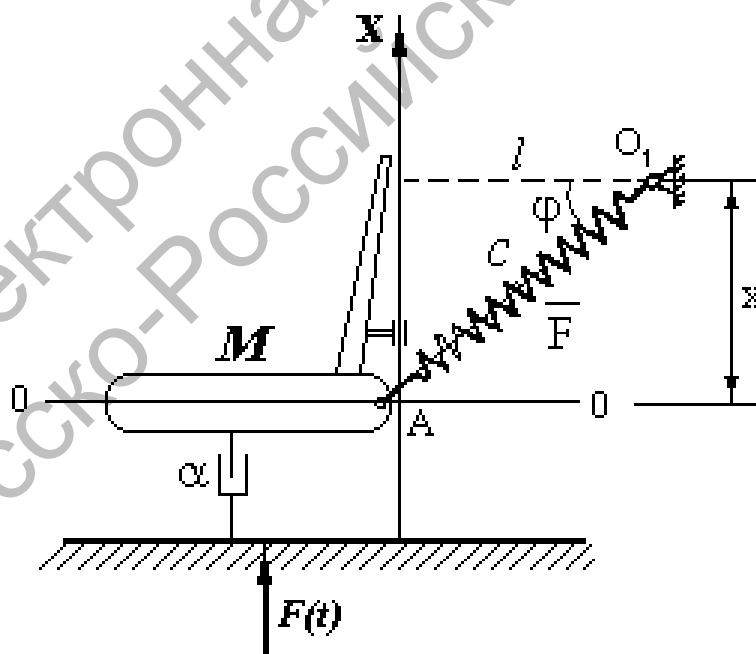


Рис. 6. Подвеска сиденья с консольным креплением упругого элемента

Разложив подкоренное выражение (7) в ряд Маклорена и ограничиваясь

первыми двумя членами ряда разложения, получим

$$F = c \cdot \left[l \cdot \left(1 + \frac{x^2}{2l^2} \right) \right] = \frac{c}{2} \cdot \frac{x^2}{l} \quad (8)$$

Тогда дифференциальное уравнение малых колебаний подрессоренной массы имеет вид:

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot x - \frac{c}{2l^2} \cdot x^3 = 0. \quad (9)$$

Для анализа системы построим фазовый портрет (рис. 7, а) с помощью дельта-метода. Дельта-функция имеет вид:

$$\delta = \delta(x) = \frac{\beta}{k^2} \cdot x^3 - x, \quad (10)$$

где $\beta = \frac{c}{2l^2}$.

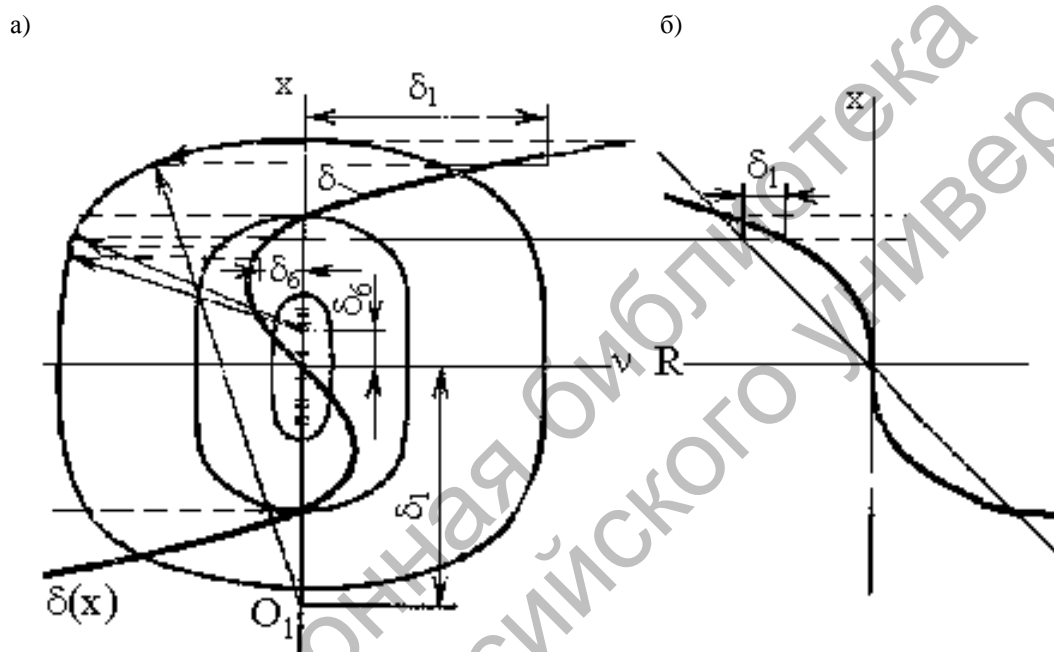


Рис. 7. Фазовый портрет колебания сиденья с нелинейной характеристикой подвески

Из уравнения (10) следует, что δ равно нулю при $x = \pm k \cdot \sqrt{\beta}$. Это означает, что в соответствующих точках центр дуги окружности, аппроксимирующий фазовую траекторию (см. рис. 7, а), лежит в начале координат. Начало координат на фазовой диаграмме является здесь особой точкой, однако движение фазовой точки около него происходит не по окружности. На рис. 7, б представлено изменение упругой силы в зависимости от деформации упругого элемента.

Частота колебаний подрессоренной массы отличается от частоты собственных колебаний системы и может

адаптироваться к частотам возмущающего воздействия в диапазоне частот 10...20 Гц при значительных деформациях упругого элемента и вертикальных перемещениях массы.

Для исследования гистерезиса упругого элемента подвески был разработан метод построения его фазовой характеристики. Для качественного анализа колебаний с гистерезисом был использован дельта-метод. Из анализа фазового портрета установлено, что трехкратная сила упругости вызывает вначале максимальную деформацию (в 22,3 раза больше начального смещения). Это может привести к тому, что дефор-

мация может превосходить деформацию упругого элемента по пределу упругости, что приведет систему к колебаниям с частотой, соответствующей остаточному смещению. Данное смещение представляет собой состояние статического равновесия. Гистерезис упругих элементов эффективен для гашения высокочастотных колебаний (от 20 Гц и более).

Наиболее привлекательным с точки зрения компоновки и эффективности является включение элемента релаксации демпфирования в подвеску сиденья.

Анализ моделирования колебательной системы с элементом релаксации демпфирования показал, что модуль передаточной функции в диапазоне низких частот гораздо меньше, чем у модели Ньютона, т. е. коэффициент передачи существенно снижается.

Модель Максвелла позволяет выводить колебательную систему из диапазона низкочастотного резонанса 1...8 Гц при скорости движения трактора 5...12 км/ч по поверхности различных полей (рис. 8).

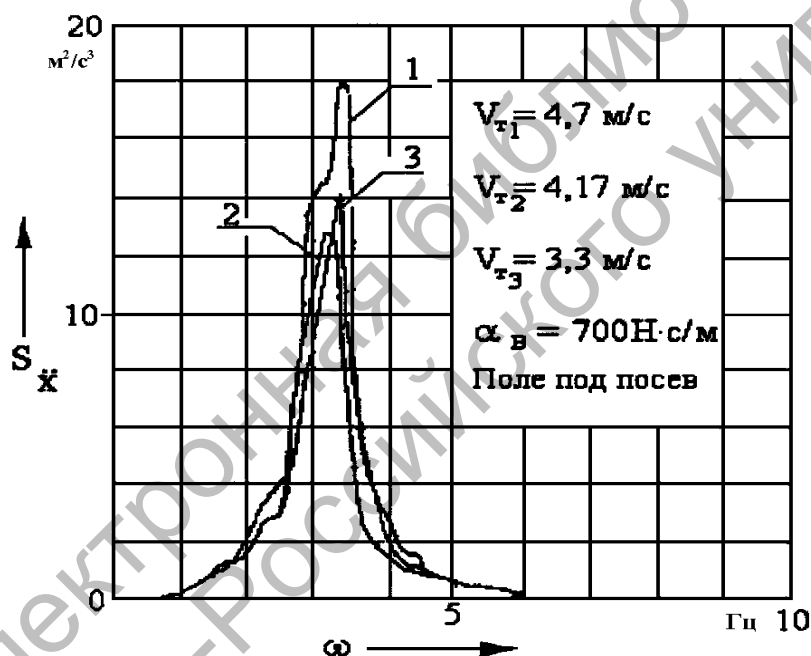


Рис. 8. Спектральная плотность ускорений на сиденье водителя

Для анализа эффективности применения модели Максвелла в системе поддрессоривания сиденья водителя был проведен анализ возможных вариантов размещения элемента релаксации демпфирования в зависимости от кинематики подвески сиденья. Обширный машинный эксперимент на ПЭВМ с использованием алгоритмического языка программирования Visual Basic проводился для исследования колебаний на сиденье водителя колесных тракторов

класса 1,4...4 тс. Результаты имитационного моделирования подтвердили эффективность включения элемента релаксации демпфирования в подвеску сиденья. Элемент релаксации демпфирования выводит низкочастотные колебания в область более высоких частот (см. рис. 8). Наиболее эффективный результат гашения колебаний был получен при размещении элемента релаксации демпфирования горизонтально (рис. 9).

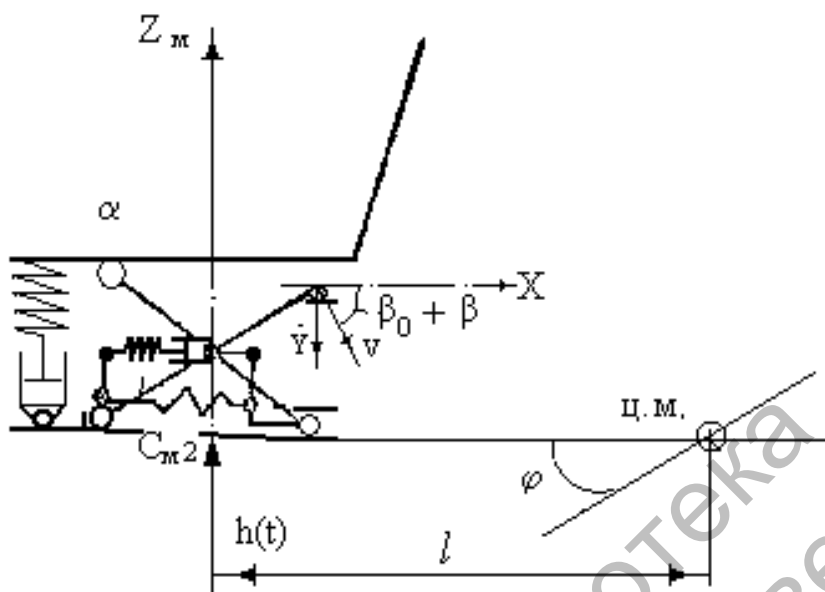


Рис. 9. Модель подвески сиденья с включенным элементом релаксации демпфирования

На основе анализа результатов теоретических исследований можно сделать следующий вывод: использование модели Максвелла в подвеске сиденья позволяет снизить среднеквадратичное ускорение на сиденье в 1,2...2,2 раза при рабочих скоростях движения трактора 5...12 км/ч. Для смещения зоны резонанса амплитудно-частотных характеристик ускорений в область более высоких частот 10...12 Гц найдены оптимальные значения упругодиссипативных характеристик элемента релаксации демпфирования: коэффициент жесткости упругого элемента $c = 130$ Н/м, коэффициент вязкого сопротивления амортизатора $\alpha = 1,2$ Н·с/м. Смещение резонансных пиков амплитудно-частотных характеристик ускорений сиденья водителя в транспортном режиме движения колесного трактора требует перенастройки частоты собственных колебаний системы поддрессоривания путем уменьшения статической деформации несущего упругого элемента подвески.

Для выбранных частот собственных колебаний подвески, упругодисси-

пативных характеристик элемента релаксации демпфирования предложена формула расчета сдвига фазы колебаний:

$$\beta = \text{arctg} \left(\frac{\omega \cdot \alpha}{c_2} \right),$$

где ω – частота возмущающего воздействия; α – коэффициент вязкого сопротивления элемента релаксации; c_2 – коэффициент жесткости упругого элемента, входящего в элемент релаксации демпфирования.

В настоящее время на тракторах для гашения колебаний на сиденье водителя колесных тракторов ведущие мировые фирмы идут по пути вторичного поддрессоривания сиденья водителя. Создаются подвески кабин, имеющих достаточно высокий уровень комфорта. Например, фирма «Сэйм» (SAME) в моделях «DIAMOND-260» устанавливает кабину на автономную подвеску, представляющую собой пневмокамеры, работающие совместно с гидравлическими амортизаторами (рис. 10).

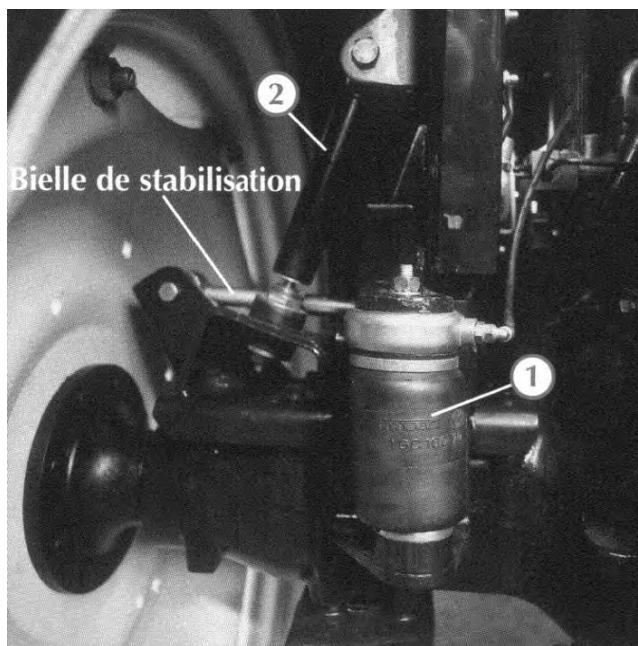


Рис. 10. Подвеска кабины колесного трактора фирмы «Сэйм» в моделях трактора «DIAMOND-260»

Создание эффективных подвесок кабин тракторов с комбинацией линейных упругодиссипативных элементов должно основываться на методах динамических гасителей колебаний.

Выводы

Разработаны методы теоретического анализа эффективности функционирования проектируемых подвесок сидений водителя колесного трактора, позволяющие:

- исследовать эффективность использования динамических гасителей колебаний в системе подрессоривания сиденья, которые обеспечивают гашение колебаний на частотах 10...20 Гц при транспортных скоростях движения трактора 15...35 км/ч по дорогам с искусственным покрытием;

- исследовать влияние гистерезиса упругодиссипативных элементов подвески типа «резина» на колебательный процесс сиденья. Применение упругого элемента с гистерезисной характеристикой позволяет обеспечить эффективное гашение высокочастотных колебаний (10...20 Гц) при транспортных скоро-

стях 15...35 км/ч по дорогам с искусственным покрытием;

- проектировать подвеску колесных тракторов для гашения низкочастотных колебаний с элементом релаксации демпфирования (модель Максвелла).

Получены формулы, позволяющие произвести расчет сдвига фаз колебаний в зависимости от упругодиссипативных характеристик элемента релаксации демпфирования.

Использование модели Максвелла в подвеске сиденья позволяет снизить среднеквадратичное ускорение на сиденье в 1,2...2,2 раза при рабочих скоростях движения трактора 5...12 км/ч. Для смещения зоны резонанса амплитудно-частотных характеристик ускорений в область более высоких частот 10...12 Гц определены оптимальные значения упругодиссипативных характеристик элемента релаксации демпфирования: коэффициент жесткости упругого элемента $c = 130$ Н/м, коэффициент вязкого сопротивления амортизатора $\alpha = 1,2$ Н·с/м. Смещение резонансных пиков амплитудно-частотных характеристик ускорений сиденья водителя в

транспортном режиме движения колесного трактора требует перенастройки частоты собственных колебаний систе-

мы поддресоривания путем уменьшения статической деформации несущего упругого элемента подвески.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Deine, F.** Die Wirkung mechanischer Schwingungen in Kraftfahrzeugen auf den Menschen ATZ 59 / F. Deine, D. Dieckmann. – Зальцбург : Союз инженеров, 1957. – 302 с.
2. **Амельченко, Н. П.** Подвеска сиденья водителя колесного трактора / Н. П. Амельченко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – 187 с.
3. Динамика колесных машин : монография / И. С. Сазонов [и др.] ; под общ. ред. И. С. Сазонова. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2006. – 462 с.
4. **Ким, В. А.** О некоторых мерах гашения колебаний на сиденье колесного трактора / В. А. Ким, О. В. Билык, Н. П. Амельченко // Вестн. МГТУ. – 2001. – № 1. – С. 77–82.

Статья сдана в редакцию 9 сентября 2014 года

Игорь Сергеевич Сазонов, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-26-61-00.

Валерий Андреевич Ким, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-26-33-71.

Наталья Петровна Амельченко, канд. техн. наук, Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники.

Ольга Валерьевна Билык, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-26-33-71.

Софья Юрьевна Билык, студент, Белорусско-Российский университет.

Igor Sergeyevich Sazonov, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: 8-0222-26-61-00.

Valery Andreyevich Kim, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: 8-0222-26-33-71.

Natalia Petrovna Amelchenko, PhD (Engineering), Belarusian State University of Informatics and Radioelectronics.

Olga Valeryevna Bilyk, PhD (Engineering), Belarusian-Russian University. Phone: 8-0222-26-33-71.

Sofya Yuryevna Bilyk, student, Belarusian-Russian University.