

УДК 629.3.027.3

АРТЮШЕНКО А.Д., к.т.н., проф., НТУ «ХПІ»

К ВОПРОСУ ОБОСНОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОДВЕСКИ ВТОРИЧНОГО ПОДРЕССОРИВАНИЯ

Показана ефективність пневматичної підвіски сидіння параметри якої визначались при дії гармонічних коливань і коригувались при модулюванні випадкових функцій по характеристикам отриманих з експериментальних даних

Введение. Уровень колебаний на сиденьи тракториста является одним из основных эргономических показателей, так как он влияет на утомляемость тракториста, качество выполнения сельскохозяйственных работ, расход топлива, производительность МТА.

Анализ. Разработка подвески сиденья, которая бы обеспечивала оптимальную виброзащиту тракториста от низкочастотных колебаний, требует учета таких условий:

1. собственная частота подвески не должна совпадать с собственной частотой трактора и собственной частотой внутренних органов тракториста;
2. на подвеску действуют случайные возмущения, поэтому для статистического исследования необходимы статистические характеристики их;
3. эргономическими требованиями ограничена величина динамического хода подвески;
4. положение статического равновесия должно поддерживаться во время работы подвески при изменении трактористом своего положения;
5. подвеска не должна обеспечивать полную виброзащиту тракториста при действии на полу кабины ускорений превышающих допустимый уровень;
6. характеристики упругого элемента и гидравлического амортизатора должны обеспечивать хорошую виброзащиту и исключать пробой подвески.

Известно, что качество виброзащиты подвески сиденья оценивают коэффициентом эффективности

$$K_{эф} = 1 / K_c,$$

где K_c – коэффициент передачи.

Коэффициентом передачи при кинематическом возбуждении называют отношение максимального ускорения на подрессоренной массе (сиденьи) к максимальному ускорению пола кабины.

Коэффициент передачи при кинематическом возбуждении

$$K_c = \sqrt{\frac{1 + 4 \cdot \frac{n^2}{p^2} \cdot \frac{\omega^2}{p^2}}{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)^2 + 4 \cdot \frac{n^2}{p^2} \cdot \frac{\omega^2}{p^2}},$$

где n/p - относительное демпфирование,

ω/p – отношение частот,
 ω – частота колебаний пола кабины,
 p – собственная частота подвески сидения.

В резонансной зоне существенное воздействие на подрессоренную массу оказывает амортизатора, т.е. коэффициент K_c будет зависеть и от коэффициента демпфирования n .

Если предположить, что $n = 0$, тогда получим

$$K_c = 1/(1 - \omega^2 / p^2). \quad (1)$$

Из уравнения (1) следует, что чем меньше собственная частота подвески, тем лучшие ее виброзащитные свойства. Так, если $\omega/p = 2$, то $K_{\omega\phi} = 3$.

Но с понижением жесткости упругого элемента подвески возникает проблема с регулированием положения статического равновесия и подрессоренной массы и, кроме того, размеры упругого элемента существенно должны увеличиться. Учитывая, что величина хода подвески ограничена, для предотвращения пробоев подвески жесткость упругого элемента должна в конце динамического хода возрастать. Амортизатор на участке около положения статического равновесия должен иметь малое демпфирование, и оно должно прогрессивно возрастать по концам хода поршня амортизатора.

Важным является также вопрос снижения трения в направляющих подвески, упругом элементе, так как силы трения блокируют работу подвески в определенном частотном диапазоне. С учетом отмеченных требований к подвеске была принята функциональная схема пневматической подвески сиденья, изображенная на рис. 1.

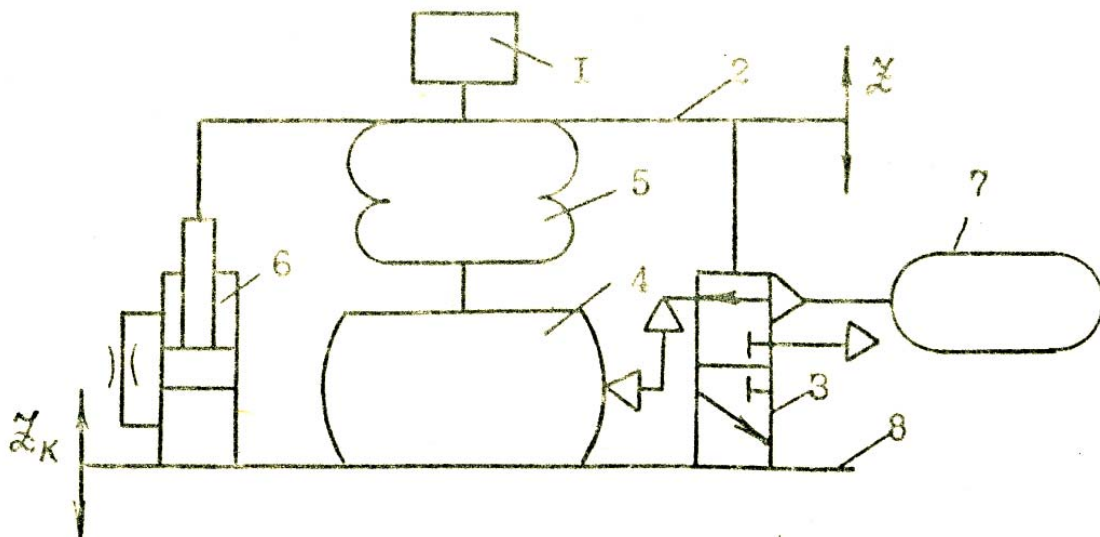


Рисунок 1 – Функциональная схема пневматической подвески сиденья
 1 – подрессоренная масса; 2 – обратная связь по положению;
 3 – высотостабилизирующее устройство; 4 – емкость; 5 – упругий элемент;
 6 – гидравлический амортизатор; 7 – воздушный баллон; 8 – пол кабины

После проведения теоретических и экспериментальных исследований по отработке параметров элементов пневматической подвески сиденья [1, 2] была изготовлена пневматическая подвеска, работа которой исследовалась в лабораторных и полевых условиях.

На вибрационном стенде SPS-80 при синусоидальных возмущениях определялись ускорения на вибростолке и на сиденье для подвески с различными объемами емкости. По результатам исследований были получены амплитудно-частотные характеристики, анализ которых подтвердил, что чем меньше собственная частота подвески, тем меньшие ускорения на сиденье. Проверка виброзащитных свойств пневматической подвески с выбранным объемом $V = 0,00786 \text{ м}^3$, на тракторе при действии случайных возмущений показал, что при увеличении скорости на сухой грунтовой дороге возникали пробои подвески на упоры. Поэтому были выполнены теоретические исследования подвески при генерировании на персональной ЭВМ случайных неровностей по статистическим характеристикам, полученных путем обработки замеров неровностей экспериментального участка дороги. Воспроизведение случайного процесса оценивали корреляционной функцией и спектральной плотностью, рис. 2 и рис. 3. Теоретические исследования подтвердили возникновение пробоев подвески на упоры. Была выполнена корректировка параметров подвески. Расчетами было установлено, что объем подвески должен быть равным $V = 0,006 \text{ м}^3$.

Проверка на вибростенде SPS виброзащитных свойств подвески позволила получить амплитудно-частотные характеристики, приведенные на рис. 4.

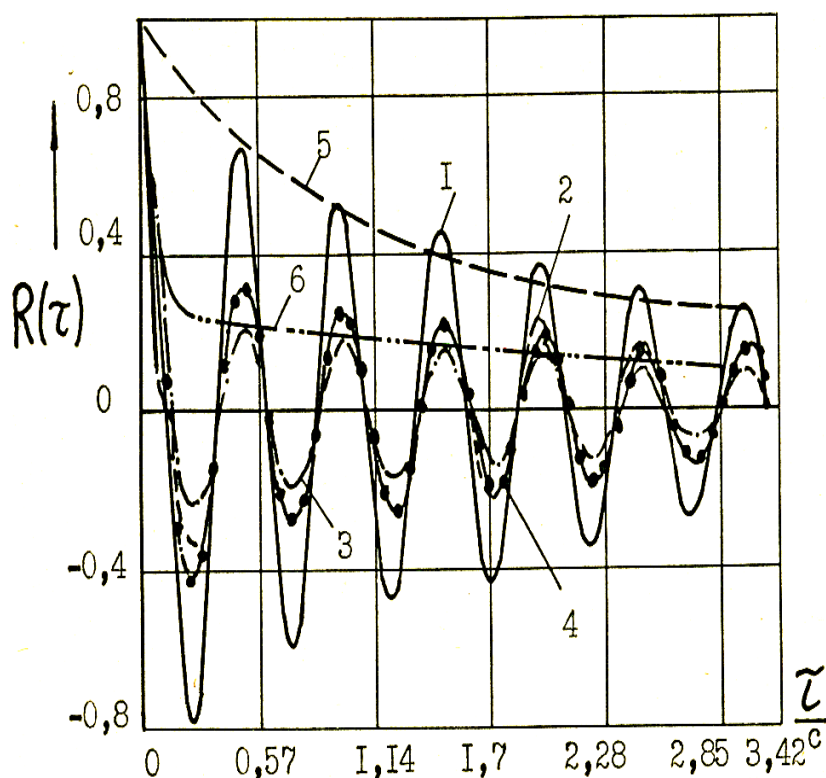


Рисунок 2 – Теоретические корреляционные функции ускорений при $V = 8,36 \text{ м/с}$:
 пол кабины – 1; сиденье 2 – при $M = 95 \text{ кг}$ и 3 – при $M = 140 \text{ кг}$;
 4, 5, 6 – аппроксимирующие

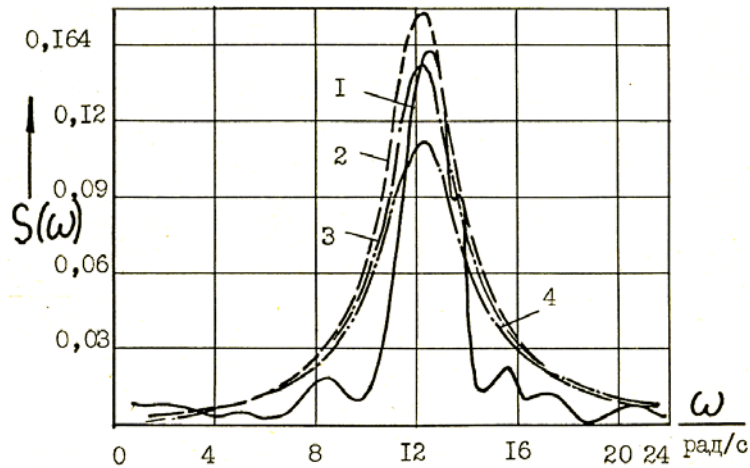


Рисунок 3 – Спектральные плотности ускорений пола кабины при $V = 5,18$ м/с:
 1 – экспериментальная; 2 – теоретическая;
 и сиденья 3 – при $M = 95$ кг и 4 – при $M = 140$ кг

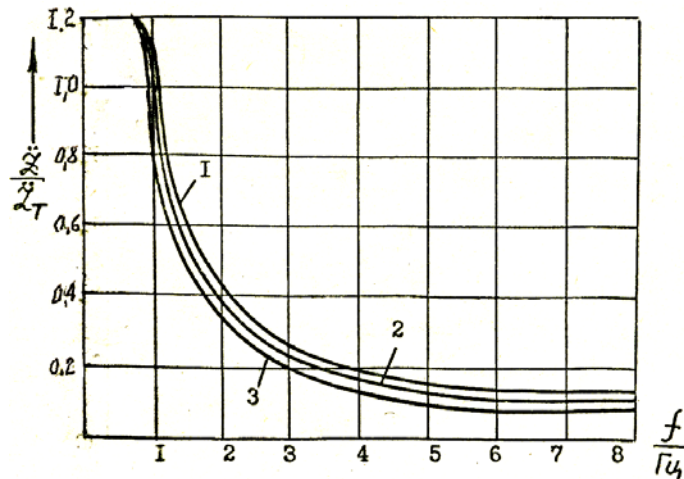


Рисунок 4 – АЧХ пневматической подвески при $V = 0,006$ м и различных величинах масс, приведенных к оси цилиндра:
 1 – при $M = 95$ кг; 2 – при $M = 110$ кг; 3 – при $M = 140$ кг

Повышение сопротивления амортизатора в средней части хода поршня и на тормозных участках несколько ухудшило виброзащитные свойства подвески. Однако подвеска работала практически в зарезонансной зоне и обеспечила хорошие виброзащитные свойства.

Для сравнительной оценки виброзащитных свойств серийной и пневматической подвесок сиденья при выполнении транспортных работ трактор Т-150 агрегатировался с прицепом 1-ПТС-9, груженым песком, а при пахоте – с навесным пятикорпусным плугом ПЛН-5-35. Для измерений использовалась радио телеметрическая установка, включающая 12-канальный передатчик типа РТУ-12МЗ и приемник РТУ-12Т. Датчики ВВН-201 крепились на полу кабины трактора и на металлическом диске диаметром 300 мм и толщиной 4 мм, устанавливаемому между трактористом и подушкой сиденья.

Полученные от датчиков сигналы передавались на измерительное устройство записи ТЕСЛА ЕАМ 500.

Движение трактора на транспортных работах осуществлялось на V, VI, VII, VIII передачах, а при выполнении пахоты на I, II и III передачах.

Полученные записи ускорений были обработаны на персональном ЭВМ с использованием метода быстрого преобразования Фурье и были определены среднеквадратические значения ускорений для частотных диапазонов, указанных в ГОСТ 12.2.019-86 [3].

На рисунке 5 приведены зависимости среднеквадратических ускорений пола кабины и сиденья от скорости движения при выполнении транспортных работ, а на рисунке 6 – те же зависимости при выполнении пахоты в сравнении с результатами для серийной подвески сиденья.

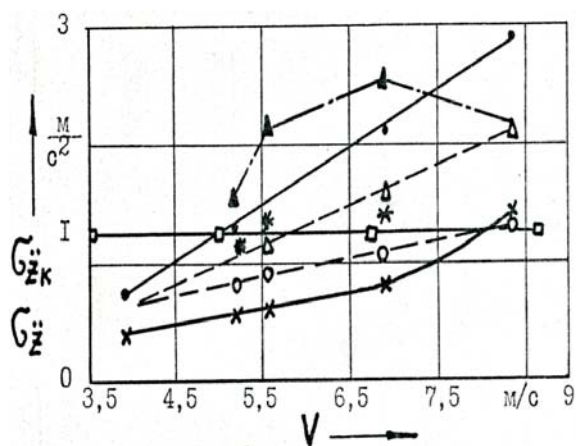


Рисунок 5 – Зависимости среднеквадратических ускорений пола кабины $G_{\ddot{z}K}$ и сиденья $G_{\ddot{z}}$ от скорости трактора при выполнении транспортных работ: $G_{\ddot{z}R}$ и $x - G_{\ddot{z}}$ теоретические; \square - допустимое $G_{\ddot{z}}$; экспериментальные с пневматической подвеской сиденья $\Delta - G_{\ddot{z}K}$, $o - G_{\ddot{z}}$ и серийной $* - G_{\ddot{z}K}$, $\Delta - G_{\ddot{z}}$

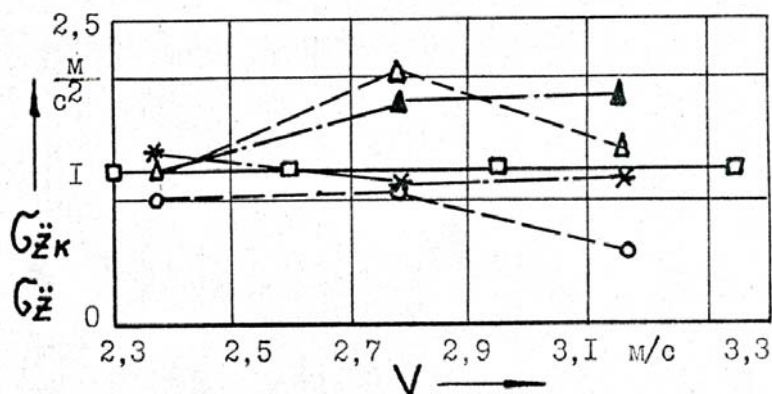


Рисунок 6 – Зависимости среднеквадратических ускорений пола кабины $G_{\ddot{z}K}$ и сиденья $G_{\ddot{z}}$ от скорости трактора на пахоте: \square - допустимое $G_{\ddot{z}}$; экспериментальные с пневматической подвеской сиденья $\Delta - G_{\ddot{z}K}$, $o - G_{\ddot{z}}$ и серийной $* - G_{\ddot{z}K}$, $\Delta - G_{\ddot{z}}$.

Анализ результатов. Пневматическая подвеска с выбранными оптимальными параметрами, обеспечивает уровень колебаний на сиденьи, требуемый ГОСТ 12.2.019-86 и при выполнении транспортных работ и на пахоте. Серийная подвеска сидения на транспортных работах усиливает колебания, которые действует на полу кабины. В диапазоне скоростей до 26 км/час ускорения на сиденьи больше, чем на полу кабины. На пахоте ускорения на серийном сиденьи тоже больше, чем на полу кабины.

Пневматическая подвеска снижает вертикальные ускорения в 1,5-3 раза. При случайных возмущениях подвеска несколько увеличивает удельный вес высокочастотных составляющих в результирующей траектории абсолютного перемещения сидения.

С уменьшением объема подвески были исключены пробои ее на упоры на транспортных работах.

Выводы

1. Теоретические исследования подвесок при действии только гармонических колебаний необходимо дополнять исследованиями при моделировании случайных функций по статистическим характеристикам случайного процесса, характерного для работы трактора.
2. В результате исследований установлено, что объем подвески, при диаметре поршня пневматического цилиндра $d = 80 \text{ мм}$, должен быть равным $V = 0,006 \text{ м}^3$.
3. Коэффициент сопротивления амортизатора на участке $\pm 0,02 \text{ м}$ около положения статического равновесия должен быть $K_1 = 300 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}$, а на конечных участках хода поршня амортизатора сопротивление амортизатора должно возрастать прогрессивно до $K_2 = K_3 = 3750 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}$.
4. Пневматическая подвеска работает в зарезонансном режиме, эффективно обеспечивая виброзащиту тракториста от низкочастотных колебаний.

Список литературы: 1. *Артюшенко А.Д., Коденко М.Н., Анилович В.Я.* Экспериментальное определение характеристики амортизатора // Вестник ХПИ. Конструирование и исследование тракторов.- Харьков: Вища школа, 1982.-185.-Вып. 5. 2. *Артюшенко А.Д.* выбор параметров высотостабилизирующего устройства пневматической подвески сиденья // Вестник ХПИ. «Машиностроение». - Харьков: Вища школа, 1985.-№ 222.-Вып.6. 3. *Артюшенко А.Д.* К вопросу обоснования конструкции подвески сиденья трактора // Вестник НТУ «ХПИ». - Харьков - НТУ «ХПИ», 2004.-№ 2.- Тем. вип. Автомобіле- і тракторобудування.