

УДК 621:631.354.2.076

ПРИНЦИПЫ СОЗДАНИЯ СИСТЕМ ПОДРЕССОРИВАНИЯ КАБИН ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ САМОХОДНЫХ МАШИН

¹Лебединский И.Ю., ¹Сиротин П.В., ¹Черненко А.Б., ²Сысоев М.И.¹Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова,
Новочеркасск, e-mail: ilialebedinski@gmail.com;²Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана,
Москва, e-mail: sysoev.sysoevmaxim@yandex.ru

В статье рассмотрены основные принципы создания систем вторичного поддресоривания кабин самоходных транспортно-технологических машин (ТТМ) для защиты от воздействия вибраций, с дисперсией в диапазоне от 1 до 20 Гц. Предложен метод, позволяющий комплексно учесть возмущения, идущие от дороги в транспортном режиме самоходной машины при движении по дорогам и различным агрофонам, а также учесть возмущения, идущие от силового агрегата, элементов трансмиссии и рабочих функциональных механизмов. Обоснованы основные положения и допущения, принимаемые при моделировании колебаний кабины. Представлены результаты комплексных экспериментальных исследований действующих динамических нагрузок самоходных ТТМ, которые являются основой для определения наиболее эффективных технических решений, позволяющих не только повысить эксплуатационные показатели и производительность, но и улучшить условия труда их операторов. Получены спектры ускорений элементов несущей системы зерноуборочного комбайна, многоосного автомобиля, а также самоходного скрепера в местах установки кабины по всем направлениям колебаний. Проведен анализ входных воздействий на кабину различных ТТМ. Использование разработанной математической модели позволило оценить эффективность различных, как существующих, так и вновь проектируемых систем вторичного поддресоривания во всех направлениях колебаний, путём сравнения расчётных показателей вибронегруженности подвесок кабины.

Ключевые слова: система вторичного поддресоривания, подвеска кабины, упругие элементы, случайное входное воздействие, спектральная плотность, виброускорения, дисперсия процесса

PRINCIPLES OF CREATING OF SUSPENSION SYSTEMS FOR TRANSPORT-TECHNOLOGICAL SELF-PROPELLED MACHINES CABIN

¹Lebedinskiy I.Yu., ¹Sirotin P.V., ¹Chernenko A.B., ²Sysoev M.I.¹Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI), Novocherkassk, e-mail: ilialebedinski@gmail.com;²Bauman Moscow State Technical University (MSTU), Moscow, e-mail: sysoev.sysoevmaxim@yandex.ru

The article describes the basic principles of creating systems for the secondary suspension of the cabs of self-propelled transport-technological machines (TTM) to protect against the effects of vibrations, with a dispersion in the range from 1 to 20 Hz. A method is proposed that allows complex consideration of disturbances coming from the road in the transport mode of a self-propelled vehicle when driving on roads and various agricultural backgrounds, as well as taking into account disturbances coming from the power unit, transmission elements and operating functional mechanisms. The main provisions and assumptions taken in the simulation of cabin oscillations are substantiated. The results of comprehensive experimental studies of the dynamic loads of self-propelled TTM, which are the basis for determining the most effective technical solutions that allow not only to improve performance and productivity, but also to improve the working conditions of their operators are presented. The acceleration spectra of the elements of the carrier system of a combine harvester, a multi-axle vehicle, as well as a self-propelled scraper at cab installation sites in all directions of vibration have been obtained. The analysis of the input effects on the cockpit of various TTM. The use of the developed mathematical model made it possible to evaluate the effectiveness of various, both existing and newly designed secondary suspension systems in all directions of oscillation, by comparing the calculated indicators of the vibration load of the cab suspensions.

Keywords: secondary suspension system, cab suspension, elastic elements, random input, spectral density, vibration accelerations, process dispersion

В настоящее время и ближайшем будущем основным средством выполнения сложных и энергоёмких технологических операций в горном, строительном-дорожном и сельскохозяйственном комплексе являются самоходные транспортно-технологические машины (ТТМ), эффективность работы которых во многом определяет рентабельность многих секторов экономики. Для повышения производительности, ТТМ оснащают более эффективными рабочими и функциональными механизмами,

мощными силовыми установками, а также увеличивают их рабочие и транспортные скорости движения. Изменение указанных характеристик самоходных машин сопровождается, как правило, не только повышением действующих динамических нагрузок на них [1–3], ухудшением плавности хода, обитаемости кабины [4, 5], но и существенным увеличением конструкционной массы машины, что недопустимо с точки зрения специфики эксплуатации ТТМ, ограничением норм максимального давления на грунт,

а также агроэкологии и др. [6, 7]. Из-за особенностей компоновки, наличия большого числа неуравновешенных механизмов, присутствия детерминированных процессов при обработке технологической массы, а также особых условий эксплуатации, на рабочих местах операторов таких машин часто проявляются чрезмерные уровни действующих вибраций.

Результаты комплексных экспериментальных исследований действующих динамических нагрузок ТТМ станут основой для определения наиболее эффективных технических решений, позволяющих не только повысить эксплуатационные показатели и производительность, но и улучшить условия труда их операторов [2–4].

Таким образом, целью представленного исследования является обоснование использования экспериментально-расчётного метода, позволяющего получить оптимальные нелинейные характеристики систем вторичного поддресоривания самоходных ТТМ с различными компоновками, путём моделирования пространственных колебаний кабин с разными характеристиками упругих, демпфирующих и направляющих устройств.

Материалы и методы исследования

Объектами исследования являются системы вторичного поддресоривания самоходных ТТМ с различными компоновками и с разными характеристиками упругих, демпфирующих и направляющих устройств подвесок кабин.

Определяющее влияние на вибронагруженность оператора рассматриваемого класса машин оказывают низкочастотные вибрации элементов остова или рамы в тех местах, где устанавливаются кабины ТТМ, которые состоят из возмущений идущих от опорной поверхности, двигателя, трансмиссии и других узлов и агрегатов выполняющих технологические операции [1, 4, 8]. Характерной для рассматриваемых спектров вертикальных, продольных и поперечных ускорений (рис. 1–3) является неравномерность распределения энергии вибрационных процессов по частотам.

Основная часть энергии вертикальных ускорений, замеренных в местах крепления кабины к элементам остова, сосредоточена в полосе частот от 1 Гц до 10 Гц и составляет 80–90% от всей энергии процесса. В интервале частот от 10 Гц до 20 Гц расположено всего 10–20%.

На спектрах вертикальных ускорений имеются ярко выраженные максимумы в низкочастотной и высокочастотной резонансных зонах колебаний остова ТТМ.

Низкочастотные максимумы соответствуют собственным частотам колебаний несущей системы как твердого тела (вертикальных, продольно-угловых, поперечно-угловых). Частоты, на которых образуются высокочастотные максимумы, являются собственными частотам вибраций изгибных и крутильных колебаний остова или рамы в местах установки кабины [2, 9, 10].

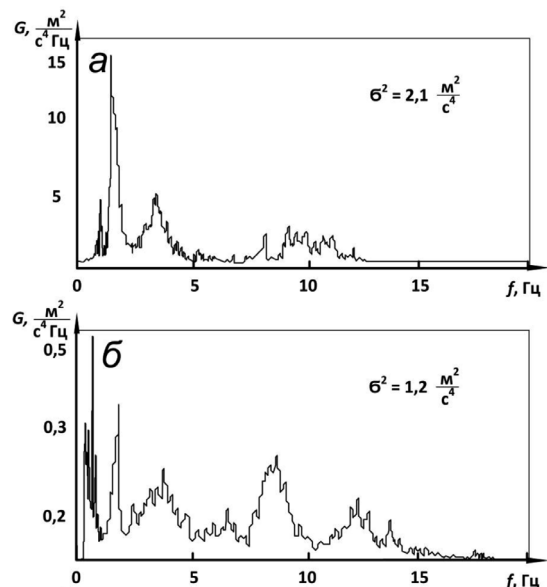


Рис. 1. Спектры ускорений элементов несущей системы зерноуборочного комбайна, полученные в местах установки кабины: а – вертикальных; б – продольных

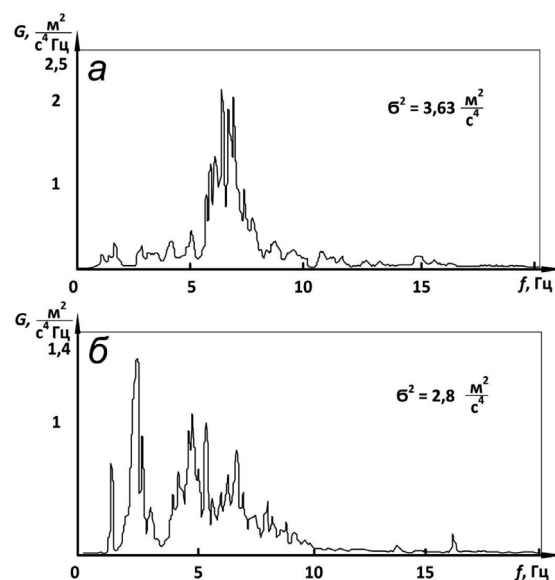


Рис. 2. Спектры ускорений элементов несущей системы многоосного автомобиля, полученные в местах установки кабины: а – вертикальных; б – поперечных

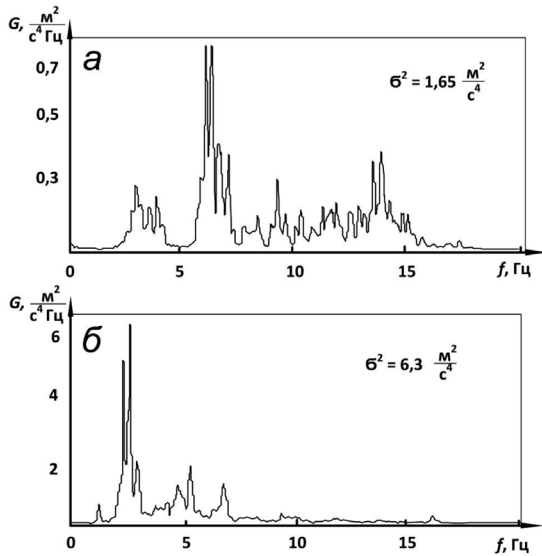


Рис. 3. Спектры ускорений элементов несущей системы самоходного скрепера, полученные в местах установки кабины: а – вертикальных; б – поперечных

При комбинированном методе возможен учёт влияния колебаний кабины на колебания элементов несущей системы ТТМ в местах её крепления при изменении параметров системы вторичного поддрессоривания. Это объясняется тем, что, во-первых, участки несущей системы, прилегающие к местам крепления кабин, могут иметь значительную податливость, а во-вторых, масса кабин современных машин относительно велика [7, 11].

Системы вторичного поддрессоривания ТТМ, как и все реальные физические объекты, имеют нелинейные упруго-диссипативные связи. Наличие нелинейностей не позволяет применять принцип суперпозиции колебаний, поэтому необходим учёт колебаний одновременно по нескольким координатам, а также учёт связей между отдельными колебаниями. В связи с этим возмущения, воздействующие на систему подвешивания кабины ТТМ, должны достаточно точно воспроизводить реально существующие во время эксплуатации процессы, как по частотному составу, так и по интенсивности [3, 7, 12].

Установлено, что горизонтальные воздействия от остова или рамы ТТМ в местах крепления кабины, вместе с вертикальными в основном влияют на вибронгруженность колёсных машин. Их уровни соизмеримы и составляют от 60 до 120%, что необходимо учитывать при исследовании динамической системы кабины [7, 5, 7].

Масса водителя автомобиля вместе с поддрессоренными частями сиденья соиз-

мерима с массой кабины ТТМ. Поэтому её влияние на колебания кабины необходимо учитывать для оценки выходных характеристик системы поддрессоривания.

Расчетная схема динамической системы кабины ТТМ, с учётом принятых допущений, представлена на рис. 4.

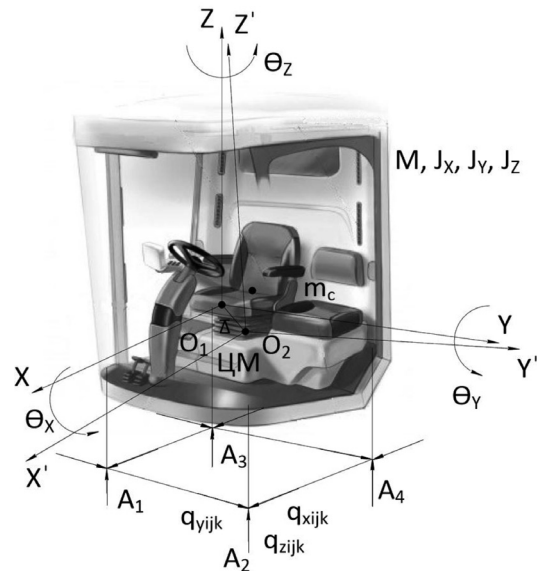


Рис. 4. Расчетная схема динамической системы кабины ТТМ

На схеме введены обозначения: O_1, O_2 – соответственно центры масс кабины массой M и сиденья массой m_c ; I_x, I_y, I_z – моменты инерции кабины относительно осей подвижной системы координат; A_1, A_2, A_3, A_4 – точки крепления подвески кабины к несущей системе автомобиля;

$q_{xijk}, q_{yijk}, q_{zijk}$ – кинематическое входное воздействие на i, j, k -й упругий и демпфирующий элемент, а также элемент «сухого» трения в неподвижных координатах;

O_1, X, Y, Z – неподвижная система координат, совпадающая с системой координат, связанной с кабиной, когда она находится в статическом равновесии;

O_2, X_c, Y_c, Z_c – координаты сиденья текущие совпадающие с координатами X_{co}, Y_{co}, Z_{co} в положении статического равновесия;

X_{co}, Y_{co}, Z_{co} – координаты сиденья относительно неподвижных координат X, Y, Z в статическом положении;

$\Theta_x, \Theta_y, \Theta_z$ – углы поворота твердого тела (кабины) в неподвижных координатах;

$\alpha_{ijk}, \beta_{ijk}, \gamma_{ijk}$ – углы между осями упругих или демпфирующих элементов или элементов «сухого» трения и осями координат;

Δ_{ijk} – прогиб упругого i -го элемента, демпфирующего j -го и k -го элемента «сухого» трения.

Динамическая система подвешивания кабины ТТМ представляет собой систему двух твердых тел, имеющих девять степеней свободы:

$$\left\{ \begin{array}{l} M\ddot{x}(t) = \sum_{i=1}^m \theta_{xi}(t) + \sum_{j=1}^{mn} R_{xi}(t) + \sum_{k=1}^i \theta_{xk}(t) - P_{xc}(t) - R_{xc}(t) - T_{xc}(t); \\ M\ddot{y}(t) = \sum_{i=1}^m \theta_{yi}(t) + \sum_{j=1}^{mn} R_{yi}(t) + \sum_{k=1}^i \theta_{yk}(t) - P_{yc}(t) - R_{yc}(t) - T_{yc}(t); \\ M\ddot{z}(t) = \sum_{i=1}^m \theta_{zi}(t) + \sum_{j=1}^{mn} R_{zi}(t) + \sum_{k=1}^i \theta_{zk}(t) - P_{zc}(t) - R_{zc}(t) - T_{zc}(t); \\ I_x \ddot{\theta}_x(t) + (I_x - I_y) \dot{\theta}_y(t) \dot{\theta}_z(t) = \sum_{i=1}^m (\theta_{zi}(t) y_i - \theta_{yi}(t) z_i) + \\ \sum_{j=1}^m (R_{zi}(t) y_i - R_{yi}(t) z_i) - (P_{zc}(t) - R_{zc}(t) - T_{zc}(t)) y_c + \\ + (P_{yc}(t) - R_{yc}(t) - T_{yc}(t)) z_c \sum_{k=1}^i (T_{zk}(t) y_k - T_{yk}(t) z_k); \\ I_y \ddot{\theta}_y(t) + (I_x - I_z) \dot{\theta}_x(t) \dot{\theta}_z(t) = \sum_{i=1}^m (\theta_{xi}(t) z_i - \theta_{zi}(t) x_i) + \\ \sum_{j=1}^m (R_{xi}(t) z_i - R_{zi}(t) x_i) - (P_{xc}(t) - R_{xc}(t)) z_c + \\ + (P_{zc}(t) - R_{zc}(t)) x_c \sum_{k=1}^i (T_{zk}(t) z_k - T_{zk}(t) x_k); \\ I_z \ddot{\theta}_z(t) + (I_y - I_x) \dot{\theta}_x(t) \dot{\theta}_y(t) = \sum_{i=1}^m (\theta_{yi}(t) x_i - \theta_{xi}(t) y_i) + \\ \sum_{j=1}^m (R_{yi}(t) x_i - R_{xi}(t) y_i) + \sum_{k=1}^i (T_{yk}(t) x_k - T_{xk}(t) y_k) - \\ - (P_{yc}(t) - R_{yc}(t) - T_{yc}(t)) x_c + (P_{xc}(t) - R_{xc}(t) - T_{xc}(t)) y_c; \\ m_c \ddot{z}_c = P_{zc}(t) - \ddot{R}_{zc}(t) - T_{zc}(t) m_c g; \\ m_c \ddot{y}_c = P_{yc}(t) - \ddot{R}_{yc}(t) - T_{yc}(t); \\ m_c \ddot{x}_c = P_{xc}(t) - \ddot{R}_{xc}(t) - T_{xc}(t). \end{array} \right.$$

Здесь: i – номер упругого элемента; $\Theta_i \equiv \Theta_i(\Delta_i)$ – характеристика i -го упругого элемента подвески кабины; j – номер демпфирующего элемента; $R_j \equiv R_j(\Delta_j)$ – характеристика j -го демпфирующего элемента; k – номер элемента «сухого» трения; $T_{kj} \equiv T_k(\Delta_k)$ – характеристика k -го элемента «сухого» трения подвески кабины; $P_c \equiv P_c(\Delta_c)$ – характеристика упругого элемента подвески сиденья; $R_c \equiv R_c(\Delta_c)$ – характеристика демпфирующего элемента подвески сиденья; $T_c \equiv T_c(\Delta_c)$ – характеристика «сухого» трения подвески

сиденья; mg и $m_c g$ – соответственно вес кабины и сиденья.

Результаты исследования и их обсуждение

Разработанная математическая модель случайных колебаний кабины транспортно-технологической самоходной машины отражает взаимосвязь различных движений, внешние воздействия, а также инерционные и упруго-диссипативные свойства системы.

В процессе моделирования входные воздействия на кабину транспортно-технологической самоходной машины, полученные в результате испытаний в транспортном режиме при движении по грунтовым дорогам и различным агрофонам использовались в математической модели при моделировании.

Использование разработанной математической модели позволяет оценить эффективность различных, как существующих, так и вновь проектируемых систем вторичного поддрессоривания во всех направлениях колебаний, путём сравнения расчётных показателей вибронегруженности подвесок кабины и выбрать наилучший вариант конструкции.

Критерием качества разработанной математической модели случайных колебаний кабины ТТМ является степень совпадения результатов моделирования колебаний кабины со статистическими оценками экспериментальных исследований. На рис. 5 представлены спектральные плотности ускорений в зоне центра тяжести кабины (кривая 2), полученные в результате моделирования и испытаний в транспортном режиме при движении по грунтовой дороге (кривая 1).

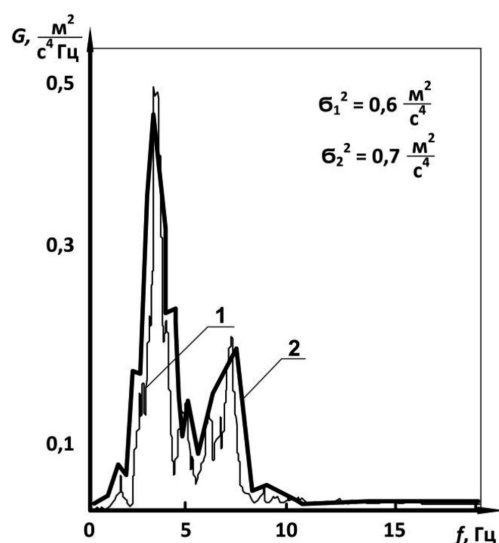


Рис. 5. Спектральные плотности ускорений в зоне центра тяжести кабины, полученные в транспортном режиме при движении по грунтовой дороге – 1 и в результате моделирования – 2

Из рис. 5 видно, что результаты теоретических исследований колебаний кабины, проведённые при помощи пространственной математической модели, имеют высокую качественную и количественную сходимость с результатами испытаний, проведённых в транспортном режиме при движении по грунтовой дороге. Характер протекания спектральных плотностей ускорений в кабине ТТМ, полученных экспериментальным и теоретическим

путём, определяет хорошее совпадение оценок ускорений в диапазоне частот от 1 до 12 Гц (максимальное различие 15%).

Выводы

1. Установлено, что в современных ТТМ продольные и поперечные возмущения от элементов несущей системы в местах установки кабин, наряду с вертикальными, являются основными воздействиями, влияющими на вибронегруженность колёсной машины. Наряду с этим эти возмущения являются взаимосвязанными, и разработанная математическая модель случайных колебаний кабины должна описывать пространственные колебания объекта виброзащиты.

2. Предлагаемый метод позволяет моделировать колебания кабин ТТМ с разными упругими, демпфирующими и направляющими устройствами вторичной системы поддрессоривания, дает возможность получать оптимальные нелинейные характеристики систем вторичного поддрессоривания самоходных машин с различными компоновками.

3. Представленные данные свидетельствуют об адекватности предлагаемой модели динамической системы кабины и её реальной конструкции, а также правомочности применения её на стадии проектирования ТТМ.

Список литературы

1. Аксёнов П.В. Многоосные автомобили. М.: Машиностроение, 1989. 280 с.
2. Черненко А.Б., Гасанов Б.Г. Пневматические системы вторичного поддрессоривания кабин многоосных автомобилей. Юж.-Рос. гос. техн. ун-т (НПИ). Новочеркасск: ЮРГТУ, 2012. 156 с.
3. Корчагин П.А. Развитие научных основ проектирования виброзащитных систем землеройных машин: автореф. дис. ... докт. тех. наук. Омск, СибАДИ, 2011. 36 с.
4. Афанасьев Б.А. Проектирование полноприводных колёсных машин: учебник для вузов в 3-х т., Т. 1. М.: Изд-во МГТУ им Н.Э. Баумана, 2009. 496 с.
5. Шеховцов В.В., Победин А.В., Ляшенко М.В., Шеховцов К.В. Разработка модели и расчётные исследования подвески кабины транспортного средства // Проектирование колёсных машин: матер. Всерос. науч.-техн. конф., посвящ. 100-летию начала подгот. инж. по автомобильной специальности в МГТУ им. Н.Э. Баумана (25–26 дек. 2009 г.). ГОУ ВПО МГТУ им. Н.Э. Баумана. М., 2010. С. 184–188.
6. Сиротин П.В., Жилейкин М.М., Сапегин А.Г., Зленко С.В. Предпосылки создания комплексной системы горизонтирования и поддрессоривания остова зерноуборочных комбайнов // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 11. С. 21–29.
7. Сиротин П.В., Лебединский И.Ю. Анализ виброакустической нагруженности рабочего места операторов зерноуборочных комбайнов // Современные наукоемкие технологии. Региональное приложение. 2018. № 1 (53). С. 113–121.
8. Жеглов Л.Ф. Виброакустика колёсных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. 205 с.
9. Сиротин П.В., Сапегин А.Г., Зленко С.В. Экспериментальная оценка плавности хода самоходного кормоуборочного комбайна // Труды НАМИ. 2017. № 4 (271). С. 67–74.
10. Ротенберг Р.В. Особенности колебаний многоосных автомобилей // Автомобильная промышленность. 1963. № 2. С. 16 с.
11. Афанасьев Б.А., Бочаров Н.Ф., Жеглов Л.Ф. Проектирование полноприводных колёсных машин: в 2 т. Т. 2. Учебник для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. 465 с.
12. Корчагин П.А., Корчагин Е.А., Чакурин И.А. Снижение динамических воздействий на оператора автогрейдера в транспортном режиме: монография. Омск: СибАДИ, 2009. 195 с.