

Экспериментальные исследования характеристик элементов виброзащиты рабочего места оператора промышленного трактора

Experimental studies of characteristics of vibration protection elements for operator workplace of industrial tractor

И. Я. БЕРЕЗИН¹, д-р техн. наук

Ю. О. ПРОНИНА¹, инж.

В. Н. БОНДАРЬ¹, канд. техн. наук

Л. В. ВЕРШИНСКИЙ², канд. техн. наук

П. А. ТАРАНЕНКО¹, канд. техн. наук

¹ Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия, proonina@mail.ru

² ООО "Челябинский тракторный завод — УРАЛТРАК", Челябинск, Россия, vershinskiy_l@chtz.ru

I. Ya. BEREZIN¹, DSc in Engineering

Yu. O. PRONINA¹, Engineer

V. N. BONDAR¹, PhD in Engineering

L. V. VERSHINSKIY², PhD in Engineering

P. A. TARANENKO¹, PhD in Engineering

¹ South Ural State University, Chelyabinsk, Russia, proonina@mail.ru

² Chelyabinsk Tractor Plant — URALTRAC, LLC, Chelyabinsk, Russia, vershinskiy_l@chtz.ru

Достоверность результатов компьютерного моделирования зависит от точности задаваемых динамических характеристик элементов колебательной системы. В связи с этим важное значение приобретают стадии идентификации параметров модели и проверки ее адекватности. Проведены стендовые исследования новых элементов виброзащиты кресла и кабины трактора Т-11, в конструкциях которых заложен гидропневматический вид гашения колебаний. В оснастке стендовой установки применена схема нагружения исследуемых элементов, которая воспроизводит условия работы кабины и кресла, характерные для эксплуатации трактора, в частности воздействие заданным случайным процессом и ударное нагружение. Информационно-измерительный блок обеспечил регистрацию и обработку экспериментальных данных. Стендовые исследования позволили выявить принципиальные особенности динамических характеристик элементов амортизации, определить числовые значения входящих в них параметров и обосновать ряд допущений, заложенных в математическую модель. Проверка адекватности модели выполнена путем сопоставления результатов моделирования с данными полевых испытаний трактора Т-11. Схема размещения датчиков ускорений в различных точках конструкции трактора позволила достаточно полно описать общую картину вибронегруженности системы "гусеничная тележка — корпус — кабина — кресло", выявить ряд корректирующих модель закономерностей и выполнить сопоставление результатов моделирования и натурных испытаний. Лабораторные исследования элементов виброзащиты рабочего места оператора повысили достоверность результатов моделирования. Проведенные полевые испытания позволили подтвердить адекватность расчетной модели. Обоснована возможность замены полевых испытаний на лабораторные при определении ряда сертификационных характеристик систем виброзащиты.

Ключевые слова: стендовые испытания; полевые испытания; испытательный стенд; кресло оператора; гидроопора; кабина; адекватность модели.

Reliability of results of computer simulation depends on the accuracy of specified dynamic characteristics of the elements of oscillating system. In this connection, identification of model parameters and verifying of its adequacy are of major importance. Bench tests of new elements of vibration protection of T-11 tractor cab and seat involving the hydro-pneumatic way of vibration damping were conducted. The equipment of test bench conforms with loading scheme of investigated elements and reproduces the cab and seat working conditions identical to these of tractor operation, in particular the impact of given random process and shock loading. The information-measuring unit provides the registration and processing of experimental data. Bench tests allowed to reveal the fundamental features of the dynamic characteristics of shock absorbing elements, determine the numerical values of parameters contained in them and substantiate a number of assumptions inherent in the mathematical model. Adequacy check of the model was made by comparing the simulation results with field tests of T-11 tractor. The layout of acceleration sensors at various points of the tractor allowed to describe quite adequately the overall picture of vibration loading of the system of "caterpillar truck — frame — cab — seat", and to reveal a number of regularities that correct the model and perform a comparison of simulation results and field tests. The laboratory tests of vibration protection elements for operator workplace increased the accuracy of simulation results. Field tests allowed to confirm the adequacy of calculation model. The possibility of substitution of the field tests for laboratory ones in case of determining a number of certification characteristics of vibration protection systems is substantiated.

Keywords: stand tests; field tests; test bench; operator seat; hydraulic support; cab; adequacy of model.

Введение

В предыдущей публикации [1] изложена методика компьютерного моделирования процесса вибрационного нагружения рабочего места оператора промышленного трактора.

Цель исследования

Применению математической модели к решению практических задач предшествуют стадии ее идентификации и проверки адекватности, в ходе которых наряду с использованием заданных геометрических,

массовых и упруго-демпфирующих свойств элементов конструкции возникает необходимость исследовать характеристики новых устройств виброзащиты [2—4]. В настоящее время на изделия Челябинского тракторного завода устанавливают

гидропоры кабины немецкой фирмы Simgit и гидropневматические сиденья фирмы Sibeco. Это наиболее эффективные элементы конструкции, обеспечивающие виброзащиту оператора.

Материалы и методы

Определение характеристик названных элементов выполнено в центре экспериментальной механики Южно-Уральского государственного университета (ЮУрГУ) при следующем составе стендовой установки.

1. Электродинамический вибростенд V875-440 HBT 900 Combo фирмы LDS (Великобритания), предназначенный для гармонического, случайного и ударного воздействий на исследуемое изделие в вертикальном или горизонтальном направлении. Основные технические характеристики стенда: максимальное толкающее усилие 35,6 кН, рабочий диапазон частот 0—3000 Гц, максимальное виброускорение 100g, максимальный размах колебаний стола 50 мм.

2. 96-канальная информационно-измерительная система LMS SCADAS Lab, которая позволяет осуществлять управление, сбор, анализ и регистрацию результатов испытаний. Параметры нагружения задаются в пакете LMS Test.Lab 13A, обеспечивающем управление, обработку и представление результатов виброиспытаний. В качестве первичных

датчиков применяются трехкомпонентные акселерометры. Информационно-измерительная система LMS предусматривает возможность применения других видов датчиков, в частности тензометров, микрофонов, термопар и др.

3. Программная часть системы LMS (пакеты LMS Virtual.Lab и LMS Imagine.Lab Amesim), обеспечивающая моделирование динамики трехмерного конечноэлементного объекта и решение ряда прикладных задач.

Возможности стендовой установки использованы для обоснования вида динамических характеристик кабины и кресла, а также для определения значений параметров математической модели. Загрузкой названных элементов массой оператора на кресле и долей массы кабины на гидропоре имитируется их установка на тракторе (рис. 1).

Путем задания на стенде входных процессов в виде гармонического, случайного и ударного нагружений определяются функции выходных сигналов. На рис. 2, а, б в качестве примеров приведены частотная передаточная функция, отображающая реакцию элемента "гидропора — кабина" на единичное гармоническое воздействие, и осциллограмма процесса декремента колебаний при работе стенда в режиме ударного нагружения.

Комплексный анализ результатов лабораторных исследований позво-

ляет при моделировании процесса прохождения вибрационного сигнала от источника до тела оператора рассматривать элементы кабины и кресла в виде линейных одномассовых объектов с эквивалентными коэффициентами жесткости и вязкого трения, равными: $C_{кр} = 17,1 \cdot 10^3$ Н/м; $C_{опоры} = 0,7 \cdot 10^6$ Н/м; $\mu_{кр} = 1,53 \times 10^3$ Н·с/м; $\mu_{опоры} = 3 \cdot 10^3$ Н·с/м. При этом схемы соединения упругих и вязких элементов поддрессоривания кресла и кабины различны: последовательная для гидropневматической подвески кресла и параллельная для гидропор кабины.

Возможности стендовой установки позволяют решать вопросы сертификации изделий на стадии лабораторной отработки, в частности, государственные стандарты [5, 6] предписывают выполнять оценку качества виброзащитного кресла путем расчета двух коэффициентов: SEAT и $H(f_r)$. Коэффициент SEAT характеризует качество поддрессоривания сиденья оператора в заданном интервале частот, коэффициент $H(f_r)$ — в зоне резонанса. Для этого при испытаниях на основании кресла задается стандартизированный для гусеничных тракторов входной случайный процесс, и регистрируется выходной сигнал на подушке кресла, догруженного весом оператора. На рис. 3 приведены спектральные плотности стандартного

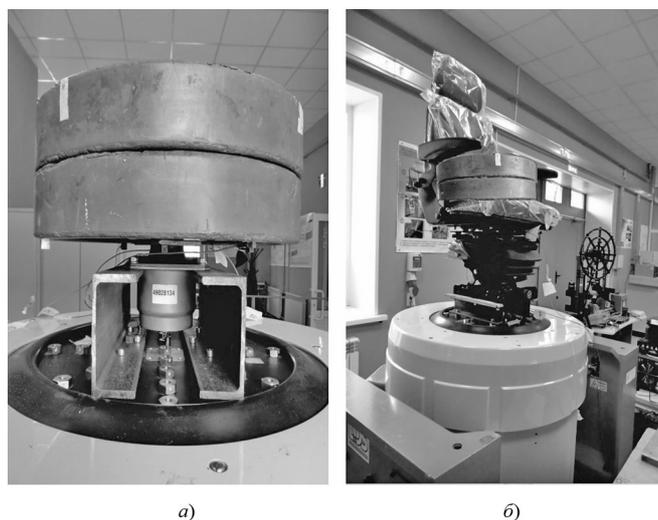


Рис. 1. Гидропора (а) и кресло (б), установленные на испытательном стенде

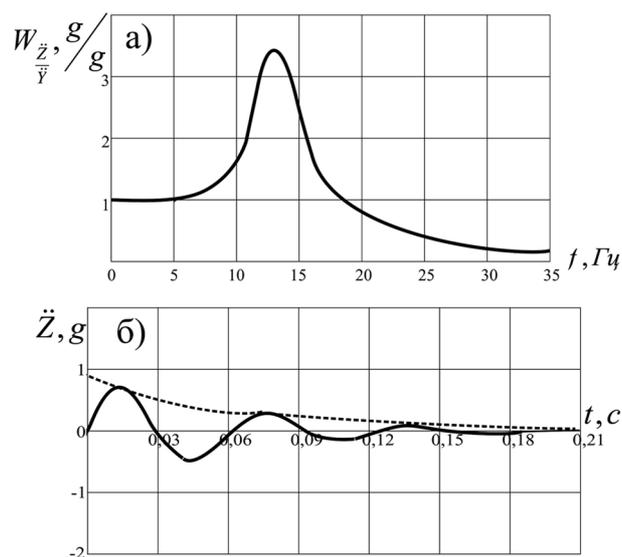


Рис. 2. Результаты испытаний гидропоры:

а — частотная передаточная функция; б — осциллограмма, полученная при ударном нагружении

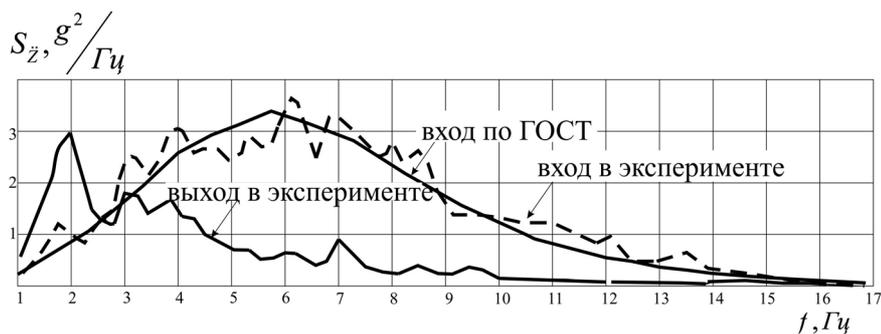


Рис. 3. Спектральные плотности входного и выходного процессов по результатам сертификационных испытаний кресла

входного и реализованного на стенде сигналов, а также выходного процесса для кресла фирмы Sibeco.

Методика вычисления коэффициента SEAT предусматривает пошаговую обработку результатов испытаний: вычисление средних квадратических значений ускорений входного и выходного сигналов в каждой из третьоктавных полос в интервале до 17 Гц; введение корректирующих коэффициентов и дальнейшее суммирование по полосам. Отношение результатов расчета для входного и выходного сигналов дает искомый коэффициент SEAT. Коэффициент $H(f_r)$ передачи в зоне резонанса определяется отношением средних квадратических значений ускорений входного и выход-

ного сигналов в диапазоне частот 1,8—2,2 Гц. Полученные результаты хорошо согласуются с требованиями государственных стандартов [6].

С целью проверки адекватности результатов моделирования выполнены полевые испытания трактора Т-11. Исследования проведены на полигоне Челябинского тракторного завода с использованием мерных участков протяженностью 100—150 м, включающих ровную поверхность с податливым грунтовым фоном. Отдельные заезды производились на I, II, III передачах. Регистрация процессов выполнена с использованием информационно-измерительного комплекса центра экспериментальной механики ЮУрГУ: акселерометров РСВ

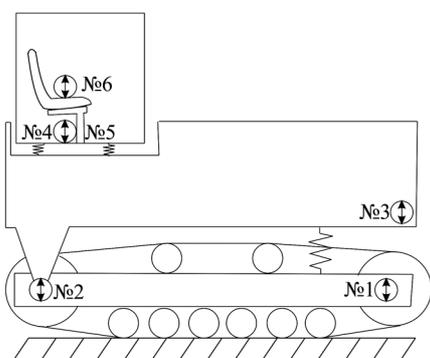
Т333В32 чувствительностью 100 мВ/г и портативного измерительного усилителя LMS SCADAS Recorder под управлением программного обеспечения LMS Test.Xpress 8A.

Вибрации измерялись с помощью датчиков ускорений, закрепленных в различных точках элементов конструкции трактора (рис. 4, а). Датчик для измерения ускорений на подушке кресла крепился в центре полужесткого установочного диска [5]. Выбранная схема размещения датчиков и наличие встроенного блока программного обеспечения позволяют производить пересчет мгновенных значений процессов в точках крепления датчиков в процессы изменения ускорений в произвольных точках системы, например приведение процессов к центрам масс корпуса или кабины.

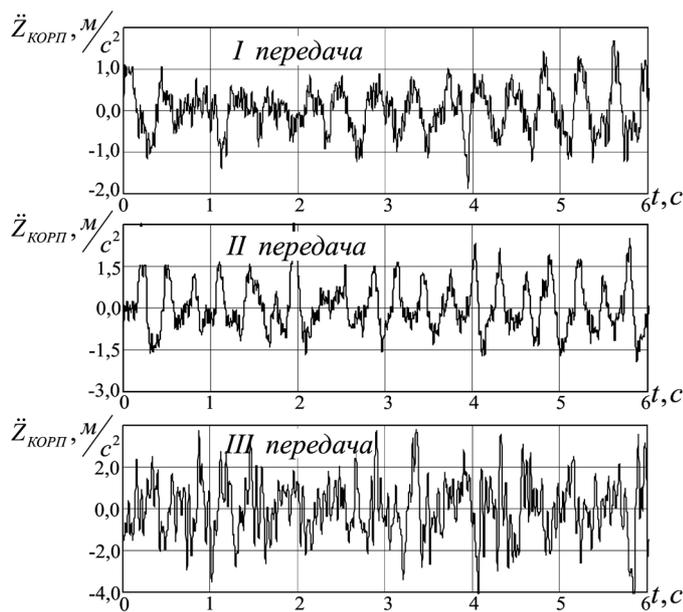
На рис. 4, б и рис. 5 представлены осциллограммы процессов изменения вертикальных ускорений, зарегистрированных на корпусе трактора, а также результаты их статистической обработки в виде функций спектральных плотностей.

Результаты и их обсуждение

В ходе полевых испытаний установлено, что при движении трактора на основных рабочих скоростях (I и II передачи при бульдозировании и рыхлении) осциллограммы и функ-



а)



б)

Рис. 4. Натурные испытания трактора:

а — схема размещения датчиков; б — осциллограммы вертикальных ускорений корпуса трактора

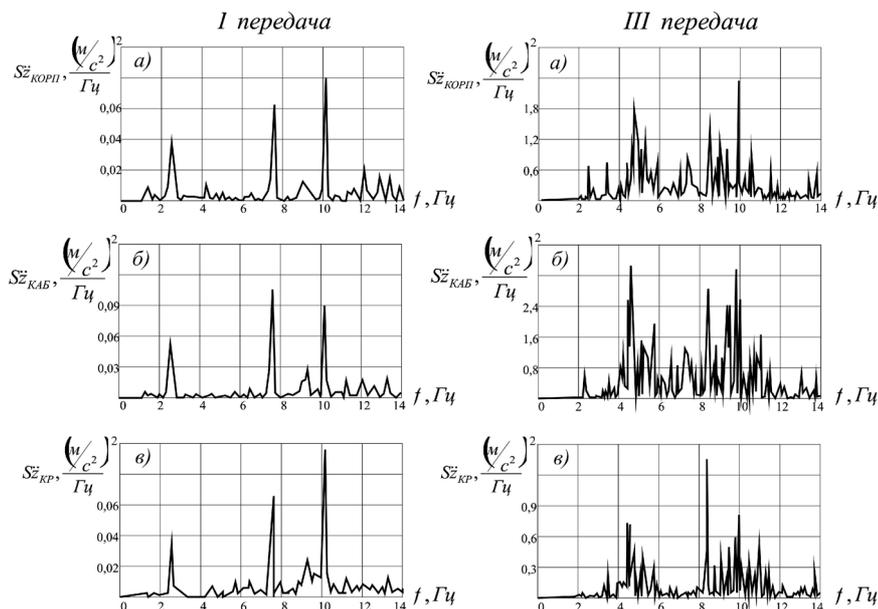


Рис. 5. Спектральные плотности ускорений элементов трактора:

а — корпус; б — кабина; в — кресло

ции спектральных плотностей имеют детерминированный вид. На III передаче эти характеристики приобретают "зашумленность" (см. рис. 4, б; рис. 5), связанную с влиянием ряда дополнительных факторов, в частности с ударным взаимодействием гусеницы с ведущим, направляющим и поддерживающими катками и т.п. Однако применение методов спектрального анализа позволяет выделить и оценить вклад низкочастотного вибрационного воздействия со стороны опорной части гусеничного обвода.

Обоснование адекватности математической модели выполнено путем сопоставления результатов расчетов и натурных испытаний по ряду позиций, таких как соответствие частотного состава источников вибровозбуждения на различных скоростях движения трактора, совпадение

резонансных частот для корпуса, кабины и кресла оператора и др. Количественную оценку адекватности модели дает интегральная характеристика в виде доли средних квадратов значений ускорений тела оператора, приходящейся на исследуемый диапазон частот (см. таблицу).

Анализ приведенных данных подтверждает достаточно близкое соответствие результатов моделирования и натурных испытаний. Отличие показателей находится в пределах приемлемого уровня 15—20 %.

Выводы

Лабораторные исследования элементов виброзащиты рабочего места оператора повысили достоверность результатов моделирования. Проведенные полевые испытания трактора Т-11 позволили подтвердить адекватность расчетной модели. Обоснована возможность замены полевых испытаний на лабораторные при определении ряда сертификационных характеристик систем виброзащиты.

Литература и источники

1. Березин И. Я., Пронина Ю. О., Бондарь В. Н. и др. Моделирование процесса формирования вибрационного нагружения рабочего места оператора промышленного трактора // Тракторы и сельхозмашины. 2016, № 8. С. 14—18.

2. Шеховцов В. В., Победин А. В., Ляшенко М. В. и др. Разработка модели и расчетные исследования подвески кабины транспортного средства // Проектирование колесных машин: Мат-лы всерос. науч.-техн. конф. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. С. 184—188.

3. Победин А. В., Ляшенко М. В., Шеховцов К. В. и др. Стендовое оборудование для испытания виброизоляторов кабины трактора // Тракторы и сельхозмашины. 2012, № 7. С. 43—48.

4. Шеховцов К. В. Снижение уровня виброн нагруженности рабочего места трактора за счет применения динамических гасителей колебаний в системе подressоривания кабины: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Волгоград, 2014. 17 с.

5. ГОСТ ИСО 10326-1—2002. Вибрация. Оценка вибрации сидений транспортных средств по результатам лабораторных испытаний. Ч. 1. Общие требования. М.: Стандартиформ, 2006. 10 с.

6. ГОСТ 27259—2006. Вибрация. Лабораторный метод оценки вибрации, передаваемой через сиденье оператора машины. Машины землеройные. М.: Стандартиформ, 2008. 19 с.

References

1. Berezin I. Ya., Pronina Yu. O., Bondar' V. N., Vershinskiy L. V., Taranenko P. A. Simulation of the formation of vibration loading of operator workplace of industrial tractor. *Traktory i sel'khoz mashiny*, 2016, no. 8, pp. 14—18 (in Russ.).

2. Shekhovtsov V. V., Pobedin A. V., Lyashenko M. V., Shekhovtsov K. V. Model development and calculations of suspension of a vehicle cab. *Proektirovanie kolesnykh mashin: Mat-ly vseros. nauch.-tekhn. konf.* [Wheeled vehicles design. Proc. of all-Russian sci. and eng. conf.]. Moscow, N. E. Bauman Moscow State Technical University, 2010, pp. 184—188 (in Russ.).

3. Pobedin A. V., Lyashenko M. V., Shekhovtsov K. V., Godzhaev Z. A. Test-bench equipment for the testing of tractor cabin vibration isolators. *Traktory i sel'khoz mashiny*, 2012, no. 7, pp. 43—48 (in Russ.).

4. Shekhovtsov K. V. *Snizhenie urovnya vibronagruzhennosti rabochego mesta traktora za schet primeneniya dinamicheskikh gaseiteley kolebaniy v sisteme podressorivaniya kabiny* [Decreasing the level of vibration loading of working place in a tractor by applying of dynamic dampers in cab suspension system]. PhD in Engineering thesis abstract. Volgograd, 2014, 17 p.

5. GOST ISO 10326-1—2002. Vibration. Laboratory method for evaluating vehicle seat vibration. Part 1. Basic requirements. Moscow, Standartinform Publ., 2006, 10 p.

6. GOST 27259—2006. Vibration. Laboratory evaluation of operator seat vibration. Earth-moving machinery. Moscow, Standartinform Publ., 2008, 19 p.

Средние квадратические значения ускорений тела оператора: сравнение эксперимента с расчетом

Передача	Расчетные данные, м/с ²	Экспериментальные данные, м/с ²
I	0,34	0,29
II	0,59	0,5
III	0,77	0,65