

СТЕНДОВЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРОЗАЩИТНЫХ УСТРОЙСТВ ПРИ СЛУЧАЙНОМ ВНЕШНЕМ НАГРУЖЕНИИ

П.А. Тараненко, Ю.О. Пронина, И.Я. Березин, А.А. Абызов

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Российская Федерация

E-mail: taranenkopa@susu.ru

Виброзащитные кресла находят широкое применение в конструкциях современных мобильных машин как одно из средств обеспечения требований санитарных норм по уровню вибраций на месте водителя. При этом актуальна задача обоснованного выбора динамических характеристик кресла в соответствии с параметрами внешнего вибрационного воздействия и особенностями динамической системы машины. Современное виброзащитное кресло имеет достаточно сложную конструкцию, включающую нелинейные упруго-демпфирующие элементы. Поэтому в ряде случаев возникает необходимость экспериментального определения его характеристик.

Статья посвящена экспериментальному исследованию динамических характеристик виброзащитного кресла Sibeco промышленного трактора Т-11 Челябинского тракторного завода. Для исследований использовался электродинамический вибростенд V875-440-HBT 900 Combo фирмы LDS (Англия), трехкомпонентные акселерометры, информационно-измерительная система LMS Scadas LAB и программное обеспечение LMS Test.Lab 13A. Получена амплитудно-частотная характеристика кресла, определена его собственная частота и параметры линеаризованной математической модели (масса, жесткость, коэффициент вязкого трения). По результатам испытаний при случайном нагружении определены сертификационные характеристики кресла (коэффициент передачи *SEAT* и коэффициент передачи в зоне резонанса).

Характеристики использованы при моделировании движения трактора. Показано, что наиболее эффективным способом снижения вибронгруженности является изменение собственной частоты за счет снижения упругой характеристики системы поддрессоривания кресла.

Ключевые слова: трактор; кресло оператора; виброизоляция; случайный процесс; спектральная плотность; вибрационная нагруженность.

При моделировании процессов реальной эксплуатации машин и сооружений часто возникает необходимость постановки задачи статистической динамики связанных механических систем при случайном воздействии со стороны внешней среды. При этом входное воздействие задается в виде функций спектральной плотности, отражающих распределение дисперсий широкополосных стационарных процессов в определенных частотных диапазонах. С другой стороны, динамические свойства исследуемого объекта описываются системой дифференциальных уравнений, которые в соответствии с операторным методом [1, 2] преобразуются в комплекс частотных передаточных функций, отражающих распределение потенциально резонансных частот системы для каждой из обобщенных координат. В последующем названные функции путем применения основных соотношений статистической динамики [3] преобразуются в спектральные плотности выходных процессов:

$$S_Y(\omega) = |W_{Y/X}(i\omega)|^2 S_X(\omega),$$

где $S_X(\omega)$, $S_Y(\omega)$ – функции спектральных плотностей входного и выходного процессов; $W_{Y/X}(i\omega)$ – частотная передаточная функция.

Полученные функции спектральных плотностей используются при решении важных прикладных задач, таких как прогнозирование ресурса изделий, обеспечение прочностной надежности ответственных элементов конструкций, оценка и контроль качества вибрационной

безопасности обслуживающего персонала и т. п. В предлагаемой публикации на примере исследований динамических характеристик виброзащитного кресла оператора промышленного трактора обсуждаются методика и результаты стендовых исследований, позволяющих взамен проведения натурных испытаний трактора получить наиболее достоверные результаты в лабораторных условиях.

При создании новых моделей промышленных тракторов выполнение нормативных требований по вибрациям на месте оператора является достаточно сложной задачей. Результаты экспериментальных и расчетных исследований [4, 5] показали, что одним из основных источников низкочастотного вибрационного воздействия на ходовую часть трактора являются динамические процессы, возникающие при перекачивании опорных катков по тракам гусеницы, лежащей на грунте. Эффективным средством снижения передачи таких вибраций на рабочее место оператора служит виброзащитное кресло, в связи с чем задача оптимизации его характеристик является актуальной [6]. Для проведения расчетных исследований разработана математическая модель, описывающая динамику промышленного трактора с полужесткой подвеской [7]. В число параметров модели входят линеаризованные упругие и демпфирующие характеристики виброзащитного кресла. Современные модели кресел имеют достаточно сложную конструкцию, включающую, в частности, совмещенную гидропневматическую систему поддрессоривания. Наиболее точно значения требуемых характеристик могут быть определены в ходе экспериментальных исследований.

В качестве объекта исследований рассмотрено виброзащитное кресло немецкой фирмы Sibeco [8], которое в настоящее время устанавливается на перспективном промышленном тракторе серии Т-11 Челябинского тракторного завода. Кресло отличается стабильностью характеристик и возможностью их регулирования в процессе испытаний опытных образцов тракторов. Исследования выполнены в Центре экспериментальной механики Южно-Уральского государственного университета (НИУ) на стендовой установке, включающей:

1. Электродинамический вибростенд V875-440-HBT 900 Combo фирмы LDS (Англия) с усилителем SPA40K [9], предназначенный для гармонического, случайного и ударного воздействий на исследуемое изделие в вертикальном или горизонтальном направлениях. Рабочий диапазон частот 0–3000 Гц; максимальное виброускорение 100g.

2. Персональный компьютер с предустановленным программным обеспечением LMS Test.Lab 13A [10], обеспечивающим управление, обработку и представление результатов виброиспытаний.

3. 96-канальную информационно-измерительную систему LMS Scadas LAB, позволяющую осуществлять управление, сбор, анализ и регистрацию результатов испытаний. В качестве первичных датчиков применяются трехкомпонентные акселерометры чувствительностью 100 mV/g.

При проведении испытаний основание кресла жестко закреплялось на платформе стенда (рис.1).

В соответствии с отечественными и зарубежными нормативными документами [11–13] в качестве сертификационных характеристик виброзащитных кресел операторов промышленных тракторов установлены:

- собственная частота кресла f_c ;
- коэффициент передачи SEAT,

характеризующий качество поддрессоривания при случайном нагружении в диапазоне частот 0–17 Гц;

– коэффициент передачи $H(f)$, характеризующий качество поддрессоривания в зоне резонанса.

На рис. 2 приведена амплитудно-частотная характеристика кресла Sibeco, на основе анализа которой, наряду с определением собственной частоты, выполнена идентификация структуры модели кресла и значений его упруго-вязких характеристик. В частности, установлено, что



Рис. 1. Установка кресла на испытательном стенде

собственная частота кресла f_c равна 2,2 Гц. С учетом малости вибрационных перемещений конструкцию кресла можно рассматривать как одномассовую линейную систему с последовательным соединением упругого и демпфирующего элементов и характеристиками: $C_{кр} = 17,1 \cdot 10^3$ Н/м и $\mu_{кр} = 1,53 \cdot 10^3$ Н·с/м соответственно. Достоверность характеристик системы поддрессирования кресла обеспечена дублированием метода испытаний, в частности, методом декремента колебаний при работе стенда в режиме ударного нагружения.

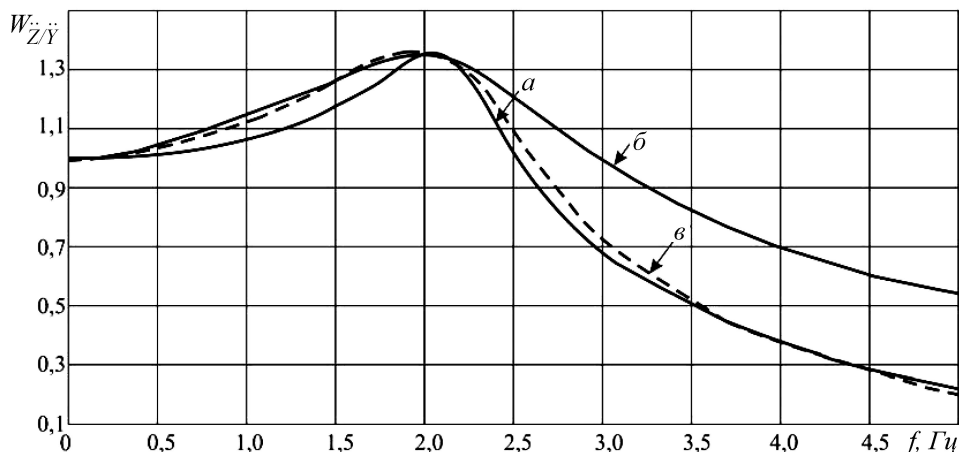


Рис. 2. Амплитудно-частотная характеристика кресла Sibeco. Y, Z – перемещения подвижной платформы стенда и приведенной массы тела оператора на поверхности сидения; a – экспериментальные данные; $b, в$ – получено расчетом для вариантов параллельного и последовательного соединения упругого и вязкого элементов поддрессирования кресла.

Эффективность виброзащитных кресел в условиях реальной эксплуатации машин оценивается сертификационными характеристиками $SEAT$ и $H(fr)$, определение которых в ходе проведения натурных испытаний приводит к неоднозначным результатам вследствие естественного отличия условий и режимов движения. В связи с этим нормативными документами [12, 13] предусмотрена возможность лабораторных исследований, когда с поверхности платформы стенда на основание кресла подается реализация стандартизированного входного случайного процесса, при этом синхронно регистрируется выходной сигнал датчиков измерительного диска на поверхности сидения. Названные реализации преобразуются информационно-измерительной системой стенда в соответствующие функции спектральной плотности (рис. 3).

Коэффициент передачи $SEAT$ отображает соответствие между вероятностными характеристиками выходного и входного процессов в наименее благоприятном диапазоне частот (1–17 Гц), в котором, по данным медико-биологических исследований, возникают резонансные явления в основных жизненно важных органах тела человека (голова, позвоночная система, внутренние органы, руки, ноги и др.) [14–16]. Нормативными документами коэффициент вводится в виде

$$SEAT = a_s/a_p,$$

где a_s и a_p – средние квадратические значения скорректированного ускорения на измерительном диске сидения в диапазоне частот 1–17 Гц выходного и входного процессов соответственно. Для получения скорректированных значений экспериментально зарегистрированные ускорения умножают на весовые коэффициенты, значения которых соответствуют степени влияния частоты на отдельные органы тела человека [17]. Методика определения коэффициента $SEAT$ предусматривает следующую последовательность операций:

- указанный интервал частот разделяется на третьоктавные полосы;
- в каждой i -й полосе путем интегрирования соответствующих функций спектральной плотности получают значения средних квадратических ускорений входа a_{si} и a_{pi} ;
- корректировкой полученных значений весовыми коэффициентами W_i и последующим суммированием получают:

$$a_s = \left(\sum_{i=1}^n (a_{si} W_i)^2 \right)^{0,5}, \quad a_p = \left(\sum_{i=1}^n (a_{pi} W_i)^2 \right)^{0,5}.$$

Процедура определения коэффициента передачи в зоне резонанса совпадает с предыдущей; отличие состоит в том, что здесь расчет проводится лишь в зоне третьоктавной полосы f_r , в которой возникает резонансное явление:

$$H(f_r) = a_s(f_r)/a_p(f_r).$$

На графике (рис. 3, в) наличие пика в зоне 2 Гц связано с проявлением резонанса на собственной частоте кресла Sibeco.

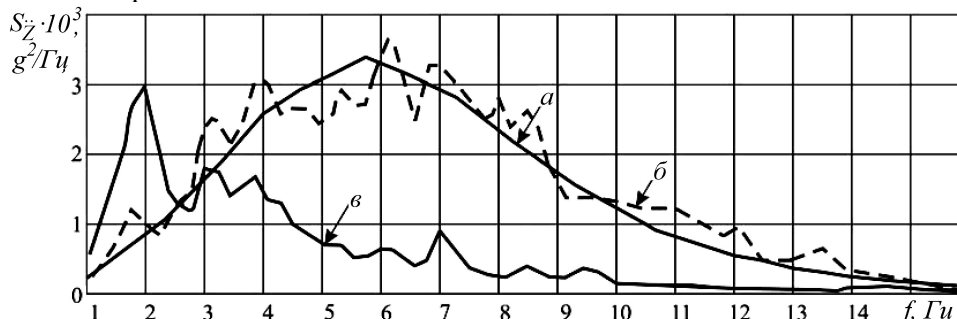


Рис. 3. Функции спектральной плотности: а – входного процесса, предусмотренная в ГОСТ [12]; б – выходного процесса, фактически реализованная на стенде; в – выходного процесса, полученная экспериментально

Сопоставление сертификационных характеристик кресла Sibeco с предельными нормативными значениями [11] приведено в табл. 1.

Таблица 1

Сертификационные характеристики виброзащитных кресел	Нормативные требования	Результаты лабораторных исследований кресла Sibeco
Собственная частота f_c , Гц	не более 1,5	2,2
Коэффициент передачи SEAT	не более 0,7	0,53
Коэффициент передачи в зоне резонанса $H(f_r)$	не более 1,5	1,6

Полученные в результате экспериментальных исследований характеристики кресла были использованы в математической модели [7], описывающей динамику промышленного трактора с полужесткой подвеской. Проведены расчетные исследования, в ходе которых моделировалось движение трактора по трассе; при этом варьировались значения упругих и демпфирующих характеристик системы виброзащиты. В качестве примера на рис. 4. представлена спектральная диаграмма вибронгруженности кресла оператора, полученная при моделировании движения трактора Т-11 на III передаче. Из представленных данных следует, что наиболее эффективной рекомендацией является изменение собственной частоты за счет снижения упругой характеристики системы поддрессоривания кресла.

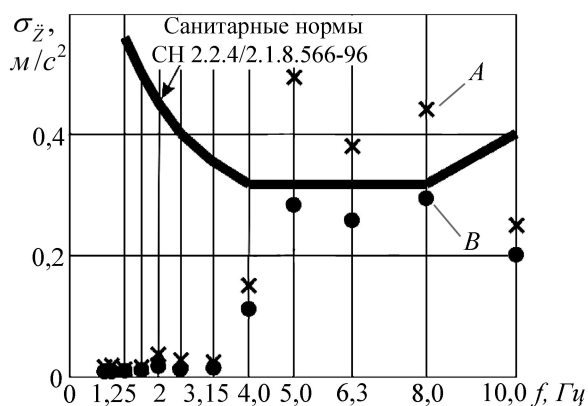


Рис. 4. Спектральная диаграмма вибронгруженности кресла оператора: А – существующая частота кресла 2,2 Гц; В – частота кресла принимается равной 1,5 Гц

Заключение. В результате лабораторных экспериментальных исследований получены значения линеаризованных упругих и демпфирующих характеристик виброзащитного кресла оператора промышленного трактора. Показано, что собственная частота кресла, а также коэффициент передачи в зоне резонанса превышают нормативные значения [11] (табл. 1).

На основе анализа результатов моделирования движения трактора установлено, что снижение собственной частоты кресла до 1,5 Гц позволит снизить скорректированный уровень вертикальных виброускорений кресла на 36 %; при этом будут выполнены нормативные требования по вибронгруженности рабочего места оператора (рис. 4).

Литература

1. Пугачев, В.С. Теория случайных функций и ее применение к задачам автоматического управления / В.С. Пугачев. – М.: Физматгиз, 1962. – 883 с.
2. Силаев, А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин / А.А. Силаев. – М.: Машиностроение, 1972. – 192 с.
3. Светлицкий, В.А. Статистическая механика и теория надежности / В.А. Светлицкий. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 503 с.
4. Мицын, Г.П. Моделирование процесса взаимодействия гусеничного движителя промышленного трактора с грунтом/ Г.П. Мицын, Б.М. Позин, И.Я. Березин, Д.В. Хрипунов // Инженерная защита окружающей среды в транспортно-дорожном комплексе: Сб. Науч. тр. МАДИ(ГТУ), УФ МАДИ(ГТУ), Москва, 2002. – С. 217–236.
5. Березин, И.Я. Моделирование процесса формирования вибрационного нагружения рабочего места оператора промышленного трактора / И.Я. Березин, Ю.О. Пронина, В.Н. Бондарь, Л.В. Вершинский, П.А. Тараненко // Тракторы и сельхозмашины. – 2016. – № 8. – С. 14–18.
6. Mehdizadeh S.A. Optimization of Passive Tractor Cabin Suspension System Using ES, PSO and BA / S.A. Mehdizadeh // Journal of Agricultural Technology. – 2015. – Vol. 11, no. 3. – pp. 595–607.
7. Пронина, Ю.О. Совершенствование системы виброзащиты оператора промышленного трактора при проектировании на основе моделирования процесса низкочастотного воздействия со стороны гусеничного движителя: автореферат дис. канд. техн. наук / Ю.О. Пронина. – Челябинск, 2018. – 18 с.
8. Operator Seats for Agricultural Machinery SC2. Available at: <http://www.sibeco.net/catalog/seats-for-operators/sidenya-operatora-dlya-selkhoztekhniki-sc2>
9. LDS V875. Medium-force shaker. Available at: <https://www.bksv.com/en/products/shakers-and-exciter/LDS-shaker-systems/medium-force-shakers/V875>
10. LMS SCADAS Lab. High-performance, fit-for-purpose data acquisition hardware for effective laboratory testing. Available at: <https://www.plm.automation.siemens.com/ru/products/lms/testing/scadas/lab.shtml>
11. Вибрация. Оценка вибрации сидений транспортных средств по результатам лабораторных испытаний. Ч. 1. Общие требования: международный стандарт ГОСТ ИСО 10326-1-2002. – М.: Стандартинформ, 2007. – 7 с.
12. Вибрация. Лабораторный метод оценки вибрации, передаваемой через сиденье оператора машины. Машины землеройные: межгосударственный стандарт ГОСТ 27259-2006 (ИСО 7096:2000). – М.: Стандартинформ, 2008. – 18 с.
13. Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека: межгосударственный стандарт ГОСТ 31191.4-2006 (ИСО 2631-4:2001). – М.: Стандартинформ, 2008.
14. Transfer functions as a basis for the verification of models – variability and restraints / B. Hinz, G. Menzel, R. Blüthner, H. Seidel // Clinical Biomechanics. – 2001. – Vol. 16. – Suppl. 1. – P. S93–S100.
15. Kitazaki S. Resonance behaviour of the seated human body and effects of posture / S. Kitazaki, M.J. Griffin // Journal of Biomechanics. – 1997. – Vol. 31. – Issue 2. – P. 143–149.
16. Effect of vibration magnitude, vibration spectrum and muscle tension on apparent mass and cross axis transfer functions during whole-body vibration exposure / N.J. Mansfield, P. Holmlund, R. Lundström *et al.* // Journal of Biomechanics. – 2006. – Vol. 39. – Issue 16. – P. 3062–3070.
17. Санитарные нормы СН 2.2.4/2.1.8.566-96. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий. – М.: Издательство стандартов, 1997. – 20 с.

Поступила в редакцию 24 сентября 2018 г.

BENCHMARK TRIALS OF ANTI-VIBRATION DEVICES UNDER RANDOM EXTERNAL LOADING

P.A. Taranenko, Yu.O. Pronina, I.Ya. Berezin, A.A. Abyzov
South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation
E-mail: taranenkopa@susu.ru

Anti-vibration seats are widely used in structures of modern mobile cars as one of the means of ensuring compliance with requirements of sanitary regulations regarding the level of vibrations at the driver's seat. At that, the task of a justified choice of dynamic characteristics of the seat in accordance with parameters of external vibratory impact and specificities of dynamic system of a car is relevant. The structure of a modern anti-vibration seat is quite complex as it includes non-linear elastically damping elements. Therefore, it is necessary to experimentally determine characteristics of the seat as of a dynamic system when developing linear mathematical models.

The article is dedicated to experimental research of dynamic characteristics of Sibeco anti-vibration seat of the prospective T-11 industrial tractor of the Chelyabinsk Tractor Plant. V875-440-HBT 900 Combo electrodynamic vibration bench produced by LDS Company (England) was used for the research together with three-component accelerometers, LMS Scadas LAB data measurement system and LMS Test.Lab 13A software. In the result of the trials, an amplitude-frequency characteristic of the seat was obtained, based on which the own frequency and parameters of linearized mathematical model (mass, stiffness, viscous friction coefficient) were determined. Validity of determined characteristics is provided by repetition of the trials using the method of oscillation decrement under operation of the bench in the mode of impact loading. Moreover, trials were conducted under random loading, and certificate characteristics of the seat were obtained (SEAT transmission coefficient and the coefficient of transmission in the resonance zone).

The obtained characteristics were used during simulation of the tractor's movement. It is shown that the most efficient way to reduce vibration load is changing its own frequency due to reduction of elastic behavior of the sprung seat system. The obtained dynamic results can be applied when modeling dynamics of vehicles equipped with analogous anti-vibration seat. The developed method can be applied during experimental research of anti-vibration devices.

Keywords: tractor; operator's seat; vibration isolation; random process; spectral density; vibration loading.

References

1. Pugachev V.S. *Teoriya sluchajnyh funkcij i ee primeneniye k zadacham avtomaticheskogo upravleniya* (The theory of random functions and its application to problems of automatic control). Moscow, Fizmatgiz Publ., 1962, 883 p. (in Russ.).
2. Silaev A.A. *Spektral'naya teoriya podressorivaniya transportnykh mashin* (Spectral theory of the suspension of transport vehicles). Moscow, Mashinostroenie Publ., 1972, 192 p. (in Russ.).
3. Svetlitskiy V.A. *Statisticheskaya mekhanika i teoriya nadezhnosti* (Statistical mechanics and reliability theory), Moscow, Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana Publ., 2004, 504 p. (in Russ.).
4. Mitsyn G.P., Pozin B.M., Berezin I.Ya., Khripunov D.V. Modelirovaniye protsessa vzaimod-eystviya gusenichnogo dvizhitelya promyshlennogo traktora s gruntom (Modeling the process of interaction of a crawler engine of an industrial tractor with a ground). *Inzhenernaya zashchita okruzhayushchey sredy v transportno-dorozhnom komplekse: Sb. Nauch. tr. MADI(GTU), UF MADI(GTU) (Engineering environmental protection in the transport complex: Collected Scientific papers MADI (GTU), UV MADI (GTU))*, Moscow, 2002, pp. 217–236. (in Russ.).
5. 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.).

6. Mehdizadeh S.A. Optimization of Passive Tractor Cabin Suspension System Using ES, PSO and BA. *Journal of Agricultural Technology*, 2015, Vol. 11, no. 3, pp. 595–607.

7. Pronina Yu.O. *Sovershenstvovanie sistemy vibrozashchity operatora promyshlennogo traktora pri proektirovaniy na osnove modelirovaniya protsessa nizkochastotnogo vozdeystviya so storony gusenichnogo dvizhitelya: avtoreferat dis. kand. tekhn. nauk* (Improving the system of vibroprotection of an industrial tractor operator in the design based on modeling the process of low-frequency exposure from the caterpillar drive: cand. tech. sci. diss.), Chelyabinsk, 2018, 18 p. (in Russ.).

8. Operator Seats for Agricultural Machinery SC2. Available at: <http://www.sibeco.net/catalog/seats-for-operators/sidenya-operatora-dlya-selkhoztekhniki-sc2>

9. LDS V875. Medium-force shaker. Available at: <https://www.bksv.com/en/products/shakers-and-exciter/LDS-shaker-systems/medium-force-shakers/V875>

10. LMS SCADAS Lab. High-performance, fit-for-purpose data acquisition hardware for effective laboratory testing. Available at: <https://www.plm.automation.siemens.com/ru/products/lms/testing/scadas/lab.shtml>

11. *Vibratsiya. Otsenka vibratsii sideniy transportnykh sredstv po rezul'tatam laboratornykh ispytaniy. Ch. 1. Obshchie trebovaniya: mezhdunarodnyy standart GOST ISO 10326-1-2002* (Vibration. Laboratory method for evaluating vehicle seat vibration. Part 1. Basic requirements: international standard GOST ISO 10326-1-2002), Moscow, Standartinform Publ., 2007, 7 p. (in Russ.).

12. *Vibratsiya. Laboratornyy metod otsenki vibratsii, peredavaemoy cherezsiden'e operatora mashiny. Mashiny zemleroynye: mezhgosudarstvennyy standart GOST 27259-2006 (ISO 7096:2000)* (Vibration. Laboratory evaluation of operator seat vibration. Earth-moving machinery. Interstate standard GOST 27259-2006 (ISO 7096: 2000)), Moscow, Standartinform Publ., 2008, 18 p. (in Russ.).

13. *Vibratsiya i udar. Izmerenie obshchey vibratsii i otsenka ee vozdeystviya na cheloveka: mezhgosudarstvennyy standart GOST 31191.4-2006 (ISO 2631-4:2001)* (Vibration and shock. Measurement and evaluation of human exposure to whole-body vibration: interstate standard GOST 31191.4-2006 (ISO 2631-4: 2001)). Moscow, Standartinform Publ., 2008. (in Russ.).

14. Hinz B., Menzel G., Blüthner R., Seidel H. Transfer functions as a basis for the verification of models – variability and restraints. *Clinical Biomechanics*, 2001, Vol. 16, Suppl. 1, pp. S93–S100. DOI: 10.1016/S0268-0033(00)00109-1

15. Kitazaki S., Griffin M.J. Resonance behaviour of the seated human body and effects of posture. *Journal of Biomechanics*, 1997, Vol. 31, Issue 2, pp. 143–149. DOI: 10.1016/S0021-9290(97)00126-7

16. Mansfield N.J., Holmlund P., Lundström R., Lenzuni P., Nataletti P. Effect of vibration magnitude, vibration spectrum and muscle tension on apparent mass and cross axis transfer functions during whole-body vibration exposure. *Journal of Biomechanics*, 2006, Vol. 39, Issue 16, pp. 3062–3070. DOI: 10.1016/j.jbiomech.2005.09.024

17. *Sanitarnye normy SN 2.2.4/2.1.8.566-96. Proizvodstvennaya vibratsiya, vibratsiya v pomeshcheniyakh zhilykh i obshchestvennykh zdaniy (Sanitary standards CH 2.2.4 / 2.1.8.566-96. Production vibration, vibration in residential and public buildings)*, Moscow, Izdatel'stvo standartov Publ., 1997, 20 p. (in Russ.).

Received September 24, 2018