

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ВИБРОЗАЩИТЫ ОПЕРАТОРОВ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТРАКТОРОВ

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

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

При создании новых моделей промышленных тракторов контроль выполнения нормативных требований по виброзащите операторов проводится на стадии сертификационных испытаний. На этом этапе доводочные мероприятия связаны со значительными временными и материальными затратами. В статье обоснована возможность применения расчетно-экспериментальной методики, позволяющей на этапе проектных работ определять уровень и частотный состав потенциально опасных источников вибрации, создавать компьютерные модели системы «источник – корпус – кабина – виброзащитное кресло – оператор» и путем параметрического прогнозирования разрабатывать предложения по выполнению нормативных требований.

В качестве примера рассмотрена задача о вибрации в низкочастотном диапазоне 2–14 Гц, вызванной процессом перекачивания опорных катков по гусеничной цепи, лежащей на податливом грунтовом основании. На основе анализа результатов натурных испытаний кинематическое воздействие на корпус трактора со стороны опорных катков представлено в виде стационарных узкополосных случайных процессов. Математическая модель трактора описана комплексом дифференциальных уравнений со случайными входными процессами. Для ее реализации применены методы статистической динамики.

Представлены результаты моделирования движения трактора Т-11 с различными скоростями. Результаты приведены в виде комплекса передаточных функций, а также спектральных плотностей процессов изменения обобщенных координат модели и ускорений на месте водителя. Отличие результатов расчета от экспериментальных данных не превышает 15–20 %.

Проведен анализ влияния упруго-вязких характеристик виброзащитных устройств на уровень ускорений на месте оператора. Получены рекомендации по изменению этих характеристик с целью снижения вертикальных виброускорений кресла водителя.

Применение данного подхода позволяет на стадиях проектирования и испытания опытных образцов дорожно-строительной техники решать вопросы виброзащиты оператора путем отстройки системы «ходовая часть – корпус – кабина – виброзащитное кресло» от резонансных явлений.

Ключевые слова: трактор, гусеничный движитель, случайный процесс, математическая модель, спектральная плотность, вибрационная нагруженность.

Введение. Наряду с необходимостью повышения функциональных характеристик проектируемых изделий, важной является проблема выполнения ряда эргономических требований, в частности, установленных санитарных норм по вибрационной безопасности обслуживающего персонала. Результаты натурных испытаний промышленных тракторов [1–3] позволили установить преимущественное влияние значительного по величине и непрерывно действующего низкочастотного случайного возбуждения в интервале 2–14 Гц, а также выявить источник колебаний, механизм которого обусловлен процессом перекачивания жестких опорных катков по звеньям гусеничной цепи, лежащей на податливом грунтовом основании. Отмеченное явление характерно для конструкции ходовой системы и условий работы промышленного трактора [4, 5]. Проблема обеспечения вибробезопасности операторов усугубляется тем, что по данным медико-биологических исследований, в названном диапазоне располагаются резонансные частоты важных органов тела человека [6–8]. В связи с этим для более подробного исследования влияния вибрации на тело оператора может быть использован специальный манекен [9, 10].

Как показывает опыт отрасли тракторного машиностроения, контроль выполнения нормативных требований [11] по виброзащите операторов традиционно проводится на заключительном этапе при сертификации вновь создаваемых и модернизируемых изделий, когда реализация доводочных мероприятий сопряжена со значительными временными и материальными затратами.

Расчет и конструирование

В связи с этим актуальной является задача разработка расчетной методики, позволяющей на ранних этапах проектирования трактора оптимизировать систему виброизоляции рабочего места оператора с целью выполнения нормативных требований [12].

В предлагаемой публикации приводится описание подхода к реализации актуальной эргономической задачи обеспечения виброзащиты оператора промышленного трактора в области наиболее неблагоприятного низкочастотного вибрационного воздействия со стороны гусеничного движителя. Подход включает моделирование случайного процесса зарождения и прохождения кинематического внешнего воздействия по вибрационному каналу «источник – корпус трактора – кабина – виброзащитное кресло – тело оператора» и разработку методами параметрического анализа эффективных конструкторских решений на стадиях выполнения проектных работ.

Математическая модель. На основе обоснованных исходных допущений разработана математическая модель процесса вибрационного нагружения элементов трактора с полужесткой подвеской [13] в виде дискретной системы связанных дифференциальных уравнений (рис. 1).

$$\begin{aligned} & M_{КОРП} (\ddot{Z}_{ОСИ} + g + L_{КОРП} \ddot{\phi}_{КОРП}) + M_{ТЕЛ} (\ddot{Z}_{ОСИ} + g + L_{ТЕЛ} \ddot{\phi}_{ТЕЛ}) + \\ & + \sum_{j=1}^n C_j (Z_{ОСИ} - h_j + l_j \phi_{ТЕЛ}) + C_8 (Z_{ОСИ} - Z_{КАБ} + l_7 \phi_{КАБ} + l_9 \phi_{КОРП}) + \\ & + C_9 (Z_{ОСИ} - Z_{КАБ} - l_8 \phi_{КАБ} + l_{10} \phi_{КОРП}) + \sum_{j=1}^n \mu_j (\dot{Z}_{ОСИ} - \dot{h}_j + l_j \dot{\phi}_{ТЕЛ}) + \\ & + \mu_8 (\dot{Z}_{ОСИ} - \dot{Z}_{КАБ} + l_7 \dot{\phi}_{КАБ} + l_9 \dot{\phi}_{КОРП}) + \mu_9 (\dot{Z}_{ОСИ} - \dot{Z}_{КАБ} - l_8 \dot{\phi}_{КАБ} + l_{10} \dot{\phi}_{КОРП}) = 0, \\ & M_{ТЕЛ} L_{ТЕЛ} (\ddot{Z}_{ОСИ} + g + L_{ТЕЛ} \ddot{\phi}_{ТЕЛ}) + J_{ТЕЛ} \ddot{\phi}_{ТЕЛ} + C_7 L_{РЕС}^2 (\phi_{ТЕЛ} - \phi_{КОРП}) + \\ & + \mu_7 L_{РЕС}^2 (\dot{\phi}_{ТЕЛ} - \dot{\phi}_{КОРП}) + \sum_{j=1}^n C_j l_j (Z_{ОСИ} - h_j + l_j \phi_{ТЕЛ}) + \sum_{j=1}^n \mu_j l_j (\dot{Z}_{ОСИ} - \dot{h}_j + l_j \dot{\phi}_{ТЕЛ}) = 0, \\ & M_{КОРП} L_{КОРП} (\ddot{Z}_{ОСИ} + g + L_{КОРП} \ddot{\phi}_{КОРП}) + J_{КОРП} \ddot{\phi}_{КОРП} + C_7 L_{РЕС}^2 (\phi_{КОРП} - \phi_{ТЕЛ}) + \\ & + \mu_7 L_{РЕС}^2 (\dot{\phi}_{КОРП} - \dot{\phi}_{ТЕЛ}) + C_8 l_9 (Z_{ОСИ} - Z_{КАБ} + l_7 \phi_{КАБ} + l_9 \phi_{КОРП}) + \\ & + C_9 l_{10} (Z_{ОСИ} - Z_{КАБ} - l_8 \phi_{КАБ} + l_{10} \phi_{КОРП}) + \mu_8 l_9 (\dot{Z}_{ОСИ} - \dot{Z}_{КАБ} + l_7 \dot{\phi}_{КАБ} + l_9 \dot{\phi}_{КОРП}) + \\ & + \mu_9 l_{10} (\dot{Z}_{ОСИ} - \dot{Z}_{КАБ} - l_8 \dot{\phi}_{КАБ} + l_{10} \dot{\phi}_{КОРП}) = 0, \\ & M_{КАБ} (\ddot{Z}_{КАБ} + g) + C_8 (Z_{ОСИ} + Z_{КАБ} - l_7 \phi_{КАБ} - l_9 \phi_{КОРП}) + C_9 (-Z_{ОСИ} + Z_{КАБ} + l_8 \phi_{КАБ} - l_{10} \phi_{КОРП}) + \\ & + \mu_8 (-\dot{Z}_{ОСИ} + \dot{Z}_{КАБ} - l_7 \dot{\phi}_{КАБ} - l_9 \dot{\phi}_{КОРП}) + \mu_9 (-\dot{Z}_{ОСИ} + \dot{Z}_{КАБ} + l_8 \dot{\phi}_{КАБ} - l_{10} \dot{\phi}_{КОРП}) = 0, \\ & J_{КАБ} \ddot{\phi}_{КАБ} + C_8 l_7 (Z_{ОСИ} - Z_{КАБ} + l_7 \phi_{КАБ} + l_9 \phi_{КОРП}) + C_9 l_8 (-Z_{ОСИ} + Z_{КАБ} - l_8 \phi_{КАБ} + l_{10} \phi_{КОРП}) + \\ & + \mu_8 l_7 (\dot{Z}_{ОСИ} - \dot{Z}_{КАБ} + l_7 \dot{\phi}_{КАБ} + l_9 \dot{\phi}_{КОРП}) + \mu_9 l_8 (-\dot{Z}_{ОСИ} + \dot{Z}_{КАБ} + l_8 \dot{\phi}_{КАБ} - l_{10} \dot{\phi}_{КОРП}) = 0, \end{aligned}$$

где $M_{ТЕЛ}$, $M_{КОРП}$, $M_{КАБ}$ – массы тележки, корпуса и кабины трактора; $J_{ТЕЛ}$, $J_{КОРП}$, $J_{КАБ}$ – моменты инерции тележки, корпуса и кабины; h_j – вертикальная координата оси i -го опорного катка. Обозначения остальных параметров модели приведены на расчетной схеме трактора (рис. 1).

Необходимые для моделирования динамики трактора процессы перемещения осей опорных катков $h_j(t)$ могут быть получены расчетным путем или на основе обработки экспериментальных данных. При использовании расчетной методики необходимо моделировать перекатывание жестких опорных катков по звеньям гусеничной цепи, лежащей на податливом грунтовой основе. Для описания податливого грунта в настоящее время используются различные подходы. В [14] предложено использовать эмпирические зависимости, связывающие деформацию грунта с приложенной к нему нагрузкой. Система дискретных элементов для описания грунта использована в работах [15, 16]; метод конечных элементов применен в [17]. Модель грунта, описывающая его случайные характеристики, предложена в работе [18].

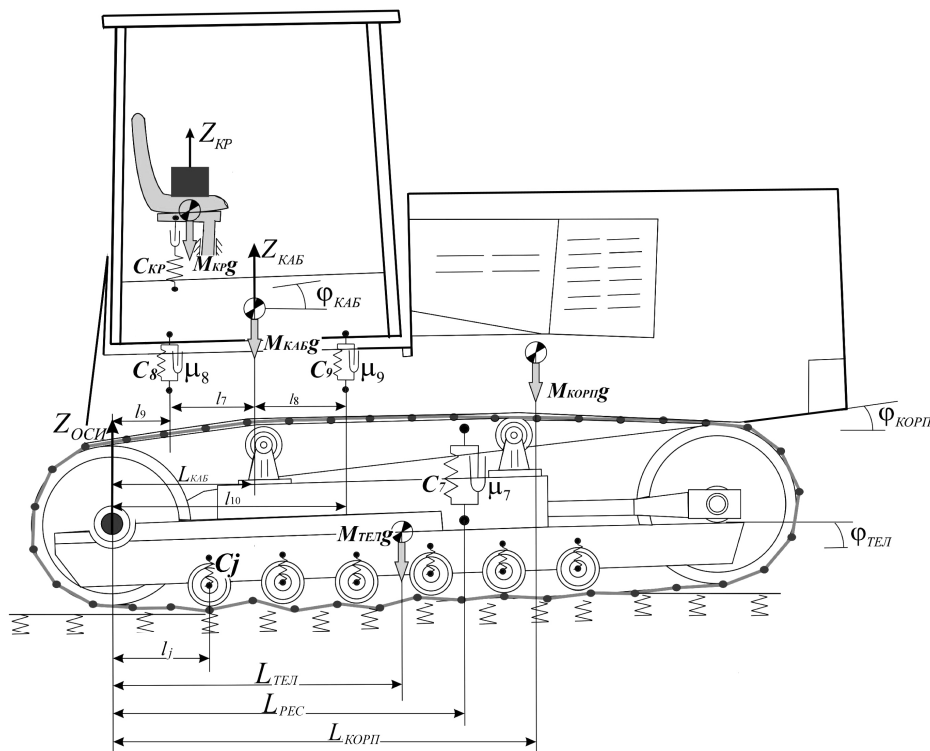


Рис. 1. Расчетная схема трактора

В работе Д.В. Хрипунова [2] предложена математическая модель, описывающая перекатывание опорных катков по гусеничной цепи, при этом податливый грунт рассматривается как Винклеровское основание; там же представлены результаты натурных экспериментов. Статистическая обработка информации, полученная при натурных испытаниях тракторов, позволила представить входные кинематические процессы, действующие на опорные катки, в виде стационарных узкополосных процессов, средние квадратические значения которых для различных грунтовых фонов равны: $2,9 \cdot 10^{-3}$ м – жесткая дорога; $3,2 \cdot 10^{-3}$ м – суглинок; $4,0 \cdot 10^{-3}$ м – карьер с разбитым каменным грунтом. При этом функции спектральных плотностей названных процессов имеют пиковые значения частот на I, II и III передачах в интервалах (1,3–2,8; 2,2–3,9; 3,5–5,8) Гц соответственно.

Для реализации модели применен операторный метод, широко применяемый в задачах статистической динамики систем автоматического управления [19–21], позволяющий, минуя процедуру интегрирования системы дифференциальных уравнений, получать комплекс частотных передаточных функций, отображающих спектральную картину связанной механической системы. На рис. 2 в качестве примера приведены модули передаточных функций для трактора Т-11 Челябинского тракторного завода, анализ которых открывает возможность выделить потенциально резонансные частоты колебаний элементов конструкции трактора, а также количественно оценить влияние значений упруго-вязких характеристик виброзащитных устройств на уровень нагруженности вибрационного канала «гусеница – корпус трактора – кабина – виброзащитное кресло – тело оператора».

В последующем комплекс частотных передаточных функций применяется к определению функций спектральных плотностей вертикальных и угловых ускорений элементов конструкции трактора:

$$S_{\ddot{z}_k}(\omega) = \omega^2 |W_{zk}(i\omega)|^2 S_h(\omega), \quad S_{\ddot{\phi}_k}(\omega) = \omega^2 |W_{\phi k}(i\omega)|^2 S_h(\omega),$$

где $S_{\ddot{z}_k}(\omega)$, $S_{\ddot{\phi}_k}(\omega)$ – функции спектральных плотностей процессов изменения вертикальных и угловых ускорений «k» элемента системы; $S_h(\omega)$ – функция спектральной плотности входного процесса, действующего последовательно на опорные катки.

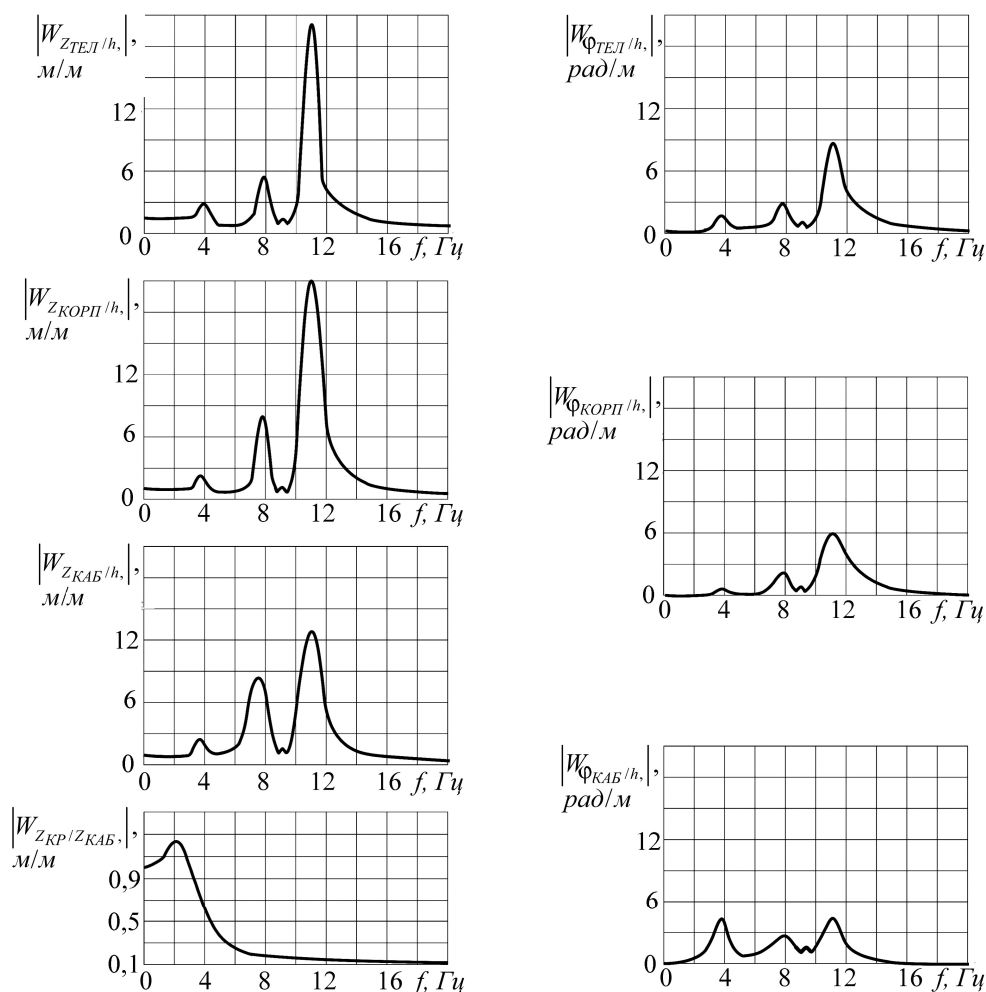


Рис. 2. Передаточные функции вертикальных и угловых перемещений гусеничной тележки, корпуса, кабины и кресла оператора

Результаты моделирования. На рис. 3 в качестве примера приведены функции спектральной плотности вертикальных ускорений на кресле трактора Т-11, полученные путем моделирования движения на I и III передачах.

Проверка адекватности результатов математического моделирования выполнена путем сопоставления их с данными тестовых полевых испытаний трактора Т-11. Статистической обработкой осциллограмм случайных процессов, измеренных датчиками ускорений в различных точках конструкции, получены обобщенные характеристики вибрационной нагруженности трактора. Анализ результатов указывает на достаточно близкое соответствие результатов моделирования и натурных испытаний по ряду позиций, в частности, обоснованность важных допущений, заложенных в математическую модель, соответствие частотного состава процессов на различных скоростях движения трактора, совпадение резонансных частот корпуса, кабины, виброзащитного кресла и др.

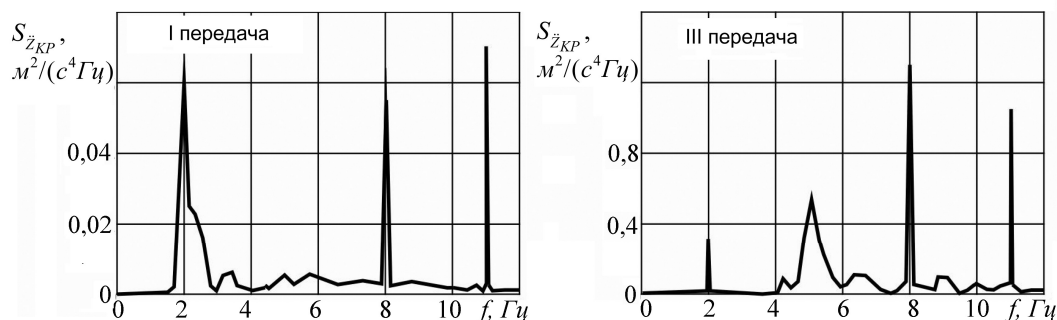


Рис. 3. Спектральные плотности вертикальных ускорений кресла оператора. Результаты моделирования

На рис. 4 приведены функции спектральной плотности ускорений на кресле оператора, полученные при полевых испытаниях, сопоставление которых с рис. 3 указывает на достаточно близкое качественное соответствие.

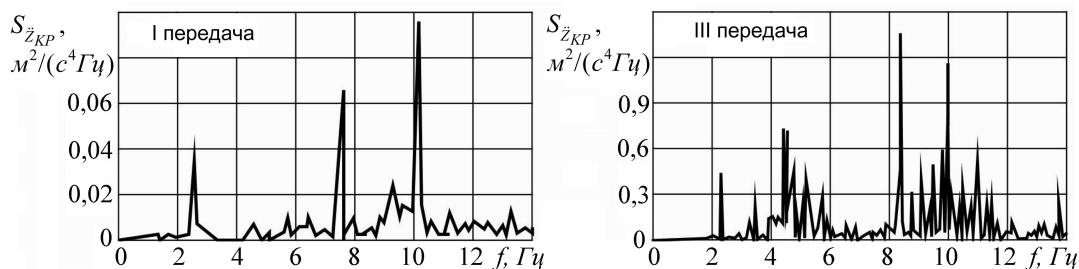


Рис. 4. Спектральные плотности вертикальных ускорений кресла оператора.
Результаты обработки натурного эксперимента

Наиболее полную количественную проверку адекватности математической модели дает интегральная характеристика в виде средних квадратических значений ускорений на рабочем месте оператора, приведенная в таблице.

Сравнение результатов расчета и эксперимента.
Средние квадратические значения ускорений на рабочем месте оператора

Передача	Расчет, м/с ²	Эксперимент, м/с ²
I	0,34	0,29
II	0,59	0,5
III	0,77	0,65

Сопоставление данных указывает на достаточно близкое соответствие результатов; отличие показателей находится в пределах приемлемого уровня 15–20 %.

Путем параметрического анализа рассмотрено влияние упруго-вязких характеристик виброзащитных устройств кабины и кресла оператора на уровень средних квадратических значений ускорений тела оператора, а также оценена эффективность ряда комплексных решений.

Выводы. На основе анализа результатов расчетов сформулированы рекомендации по изменению параметров системы виброизоляции трактора Т-10 (рис. 5):

- увеличение коэффициента демпфирования гидроопор кабины от 3,1 до 6,2 кН·с/м позволит снизить скорректированный уровень вертикальных виброускорений кресла на 11 %;

- снижение собственной частоты виброзащитного кресла оператора до 1,5 Гц позволит снизить скорректированный уровень вертикальных виброускорений кресла на 36 %;

- совместное введение в систему предложений по снижению собственной частоты кресла и увеличению коэффициента демпфирования кабины позволит снизить скорректированный уровень вертикальных виброускорений кресла на 45 %.

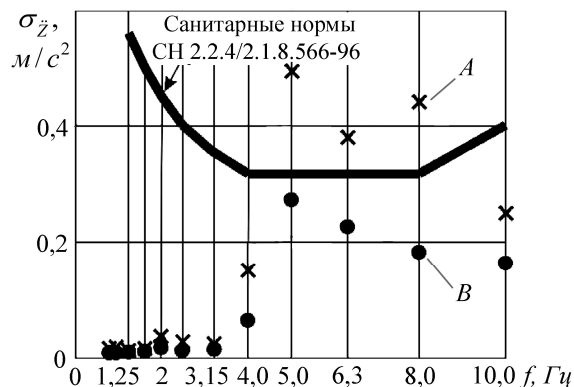


Рис. 5. Спектральная диаграмма виброн нагруженности кресла оператора: А – существующее значение параметров системы; В – повышение коэффициента демпфирования гидроопор кабины и уменьшение жесткости кресла

Литература

1. Моделирование процесса взаимодействия гусеничного движителя промышленного трактора с грунтом / Г.П. Мицын, Б.М. Позин, И.Я. Березин, Д.В. Хрипунов // Сб. науч. трудов МАДИ. – М., 2002. – С. 217–236.
2. Хрипунов, Д.В. Методы оценки виброн нагруженности промышленного трактора со сто-

роны гусеничного движителя: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Д.В. Хрипунов. – Челябинск, 2002. – 22 с.

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

4. Березин, И.Я. Вопросы вибрационной безопасности оператора промышленного трактора / И.Я. Березин, Ю.О. Петренко // Вестник ЮУрГУ. Серия «Математика. Механика. Физика». – 2013. – Т. 5. – № 2. – С. 123–127.

5. Khaksar, Z. Whole Body Vibration Analysis of Tractor Operators Using Power Spectral Density / Z. Khaksar, H. Ahmadi, S.S. Mohtasebi // Journal of Mechanical Engineering and Technology. – 2013. – Vol. 1. – Iss. 1. – P. 6–12.

6. Transfer Functions as a Basis for the Verification of Models--Variability and Restraints / B. Hinz, G. Menzel, R. Bluthner, H. Seidel // J. Clin Biomech (Bristol, Avon). – 2001. – 16 Suppl 1. – P. 93–100.

7. Kitazaki, S. Resonance Behaviour of the Seated Human Body and Effects of Posture / S. Kitazaki, M.J. Griffin // Journal of biomechanics. – 1998. – Vol. 31 (1). – P.143–149.

8. Effect of Vibration Magnitude, Vibration Spectrum and Muscle Tension on Apparent Mass and Cross Axis Transfer Functions During Wholebody Vibration Exposure / N.J. Mansfield, P. Holmlund, R. Lundstrom et al. // J Biomech. – 2006. – Vol. 39. – P. 62–70.

9. Lewis, C.H. Evaluating the Vibration Isolation of Soft Seat Cushions Using an Active Anthropodynamic Dummy / C.H. Lewis, M.J. Griffin // Journal of Sound and Vibration. – 2002. – Vol. 253 (1). – P. 295–311.

10. Szczepaniak, J. Vibration Energy Absorption in the Whole-Body System of a Tractor Operator / J. Szczepaniak, W. Tanas, J. Kromulski // Annals of Agricultural and Environmental Medicine. – 2014. – Vol. 21. – No. 2. – P. 399–402.

11. СН 2.2.4/2.1.8.566-96. Федеральные санитарные правила, нормы и гигиенические нормативы. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий. – М.: Изд-во стандартов, 1997. – 20 с.

12. Mehdizadeh, S.A. Optimization of Passive Tractor Cabin Suspension System Using ES, PSO and BA / S.A. Mehdizadeh // International Journal of Agricultural Technology. – 2015. – Vol. 11 (3). – P. 595–607.

13. Пронина, Ю.О. Совершенствование системы виброзащиты оператора промышленного трактора при проектировании на основе моделирования процесса низкочастотного воздействия со стороны гусеничного движителя: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Ю.О. Пронина. – Челябинск, 2018. – 18 с.

14. Wong, J.Y. Theory of Ground Vehicles / J.Y. Wong. – 3rd ed. – John Wiley & Sons, 2001. – 528 p.

15. Zhang, R. Simulation on Mechanical Behavior of Cohesive soil by Distinct Element Method / R. Zhang // Journal of Terramechanics. – 2006. – Vol. 43. – P. 303–316.

16. Asaf, Z. Evaluation of Link–Track Performances Using DEM / Z. Asaf, D. Rubinstein, I. Shmulevich // Journal of Terramechanics. – 2006. – Vol. 43. – P. 141–161.

17. Hambleton, J.P. Modeling wheel-induced rutting in soils: Indentation / J.P. Hambleton, A. Drescher // Journal of Terramechanics. – 2008. – Vol. 45. – P. 201–211.

18. Berezin, I.I. Probabilistic Modeling of Tracked Vehicle Mover And Ground Interaction / I.I. Berezin, A.A. Abyzov // Procedia Engineering. – 2017. – Vol. 206. – P. 432–436.

19. Пугачев, В.С. Статистическая теория систем автоматизированного управления / В.С. Пугачев. – М.: Физматлит, 2002. – 496 с.

20. Светлицкий, В.А. Статистическая механика и теория надежности / В.А. Светлицкий. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 504 с.

21. Силаев, А.А. Спектральная теория поддрессирования транспортных машин / А.А. Силаев. – М.: Машиностроение, 1972. – 192 с.

Пронина Юлия Олеговна, инженер-исследователь лаборатории «Экспериментальная механика», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, proonina@mail.ru.

Березин Игорь Яковлевич, доктор технических наук, профессор кафедры «Техническая механика», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, berezinii@susu.ru.

Тараненко Павел Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Техническая механика», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, taranenkorpa@susu.ru.

Абызов Алексей Александрович, доктор технических наук, профессор кафедры «Техническая механика», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, abyzovaa@susu.ru.

Поступила в редакцию 7 августа 2018 г.

DOI: 10.14529/engin180302

IMPROVEMENT OF VIBRATION PROTECTION SYSTEM OF INDUSTRIAL TRACTOR OPERATORS

Yu.O. Pronina, proonina@mail.ru,

I.Ya. Berezin, berezinii@susu.ru,

P.A. Taranenko, taranenkorpa@susu.ru,

A.A. Abyzov, abyzovaa@susu.ru

South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

When developing new models of industrial tractors, compliance with the regulatory requirements for vibration protection of operators is verified at the stage of certification tests. At this stage, development procedures are associated with significant time and material costs. The article proves the possibility to use a computational and experimental technique which allows us to determine the level and frequency content of potentially dangerous vibration sources at the development stage; to develop computer models of the system “excitation source – frame – cab – antivibration seat – operator”; to develop proposals to comply with legislative requirements using parametric forecasting. As an example, the problem of vibration in the low frequency range of 2–14 Hz was considered. This vibration is caused by rolling of track rollers on the track chain, which lies on a yielding soil foundation. Basing on the analysis of field test results, the kinematic effect of track rollers on the tractor frame was represented as stationary random narrow-band processes. A mathematical model of the tractor was described by a set of differential equations with random input processes. Methods of statistical dynamics were used to implement the model. The simulation data of T-11 motion with different speeds are given. The results are presented as a set of transfer functions, as well as the spectral densities of changes in generalized model coordinates and accelerations at the driver’s seat. The difference between the calculation results and the experimental data does not exceed 15–20 %. The effect of elastic-viscous characteristics of vibration protection devices on the level of accelerations at the operator’s seat was analyzed. As a result, it was recommended that these characteristics should be changed in order to reduce the vertical vibration acceleration of the driver’s seat. This approach allows us to solve the problems of vibration protection of operators when designing and testing prototype models of road-building machinery. It is achieved by tuning out the system “track assembly – frame – cab – antivibration seat” of resonance phenomena.

Keywords: tractor, track assembly, random process, mathematical model, spectral density, vibrational loading.

References

1. Micyn G.P., Pozin B.M., Berezin I.Ja., Khripunov D.V. [Modeling of the Process of Interaction Between the Caterpillar Drive of an Industrial Tractor and the Ground]. *Sbornik Nauchnykh trudov MADI* [Collection of Scientific Works of MADI]. Moscow, MADI, 2002, pp. 217–236. (in Russ.)
2. Khripunov D.V. *Metody otsenki vibronagruzhenosti promyshlennogo traktora so storony gusenichnogo dvizhitelya*. Avtoreferat Kand. Diss. [Methods of the Estimation Vibratory Loading of Industrial Tractor on the Part of the Caterpillar Propulsion. Abstract of the Cand. Diss.]. Chelyabinsk, 2002. 22 p.
3. Berezin I.Ya., Pronina Yu.O., Bondar V.N., Vershinsky 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.)

4. Berezin I.Ya., Petrenko Yu.O. [Problems of Vibration Safety of Operator of Industrial Tractor. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mathematics. Mechanics. Physics*, 2013, vol. 5, no. 2, pp. 123–127. (in Russ.)]
5. Khaksar Z., Ahmadi H., Mohtasebi S.S. Whole Body Vibration Analysis of Tractor Operators Using Power Spectral Density. *Journal of Mechanical Engineering and Technology*, 2013, vol. 1, iss. 1, pp. 6–12.
6. Hinz B., Menzel G., Bluthner R., Seidel H. Transfer Functions as a Basis for the Verification of Models-Variability and Restraints. *J. Clin Biomech (Bristol, Avon)*, 2001, 16 Suppl 1, pp. 93–100.
7. Kitazaki S., Griffin M.J. Resonance Behaviour of the Seated Human Body and Effects of Posture. *Journal of biomechanics*, 1998, vol. 31 (1), pp.143–149.
8. Mansfield N.J., Holmlund P., Lundstrom R., Lenzuni P., Nataletti P. Effect of Vibration Magnitude, Vibration Spectrum and Muscle Tension on Apparent Mass and Cross Axis Transfer Functions During Wholebody Vibration Exposure. *J Biomech*, 2006, vol. 39, pp. 62–70.
9. Lewis C.H., Griffin M.J. Evaluating the Vibration Isolation of Soft Seat Cushions Using an Active Anthropodynamic Dummy. *Journal of Sound and Vibration*, 2002, vol. 253 (1), pp. 295–311.
10. Szczepaniak J., Tanas W., Kromulski J. Vibration Energy Absorption in the Whole – Body System of a Tractor Operator. *Annals of Agricultural and Environmental Medicine*, 2014, vol. 21, iss. 2, pp. 399–402.
11. SN 2.2.4/2.1.8.566-96. *Federal'nye sanitarnye pravila, normy i higienicheskie normativy. Proizvodstvennaya vibratsiya, vibratsiya v pomeshcheniyakh zhilykh i obshchestvennykh zdaniy* [SN 2.2.4/2.1.8.566-96. Federal Sanitary Rules, Norms and Hygienic Standards. Industrial Vibration, Vibration in Residential and Public Buildings]. Moscow, Izd. Standartov, 1997. 20 p.
12. Mehdizadeh S.A. Optimization of Passive Tractor Cabin Suspension System Using ES, PSO and BA. *International Journal of Agricultural Technology*, 2015, vol. 11 (3), pp. 595–607.
13. Pronina Yu.O. *Sovershenstvovanie sistemy vibrozashchity operatora promyshlennogo traktora pri proektirovanii na osnove modelirovaniya protsessa nizkochastotnogo vozdeystviya so storony guse-nichnogo dvizhitelya*. Avtoreferat Kand. Diss. [Improvement of the Vibroprotection System for the Operator of an Industrial Tractor when Designing on the Basis of Simulation of the Process of Low-Frequency Action from a Caterpillar Propulsion. Abstract of the Cand. Diss.]. Chelyabinsk, 2018, 18 p.
14. Wong J.Y. *Theory of Ground Vehicles*. 3rd ed. John Wiley & Sons, 2001. 528 p.
15. Zhang R. Simulation on Mechanical Behavior of Cohesive Soil by Distinct Element Method. *Journal of Terramechanics*, 2006, vol. 43, pp. 303–316.
16. Asaf Z., Rubinstein D., Shmulevich I. Evaluation of Link-Track Performances Using DEM. *Journal of Terramechanics*, 2006, vol. 43, pp. 141–161.
17. Hambleton J.P., Drescher A. Modeling Wheel-Induced Rutting in Soils: Indentation. *Journal of Terramechanics*, 2008, vol. 45, pp. 201–211.
18. Berezin I.I., Abyzov A.A. Probabilistic Modeling of Tracked Vehicle Mover and Ground Interaction. *Procedia Engineering*, 2017, vol. 206, pp.432–436.
19. Pugachev V.S. *Statisticheskaya teoriya sistem avtomatizirovannogo upravleniya* [The Statistical Theory of Automated Control Systems]. Moscow, Fizmatlit, 2002. 496 p.
20. Svetlitskiy V.A. *Statisticheskaya mekhanika i teoriya nadezhnosti* [Statistical Mechanics and Reliability Theory]. Moscow, 2004. 504 p.
21. Silaev A.A. *Spektral'naya teoriya podressorivaniya transportnykh mashin* [Spectral Theory of Suspension of the Transport Vehicles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1972. 192 p.

Received 7 August 2018

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Совершенствование системы виброзащиты операторов промышленных тракторов / Ю.О. Пронина, И.Я. Березин, П.А. Тараненко, А.А. Абызов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2018. – Т. 18, № 3. – С. 13–20. DOI: 10.14529/engin180302

FOR CITATION

Pronina Yu.O., Berezin I.Ya., Taranenko P.A., Abyzov A.A. Improvement of Vibration Protection System of Industrial Tractor Operators. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2018, vol. 18, no. 3, pp.13–20. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin180302