

## Моделирование процесса формирования вибрационного нагружения рабочего места оператора промышленного трактора

### Simulation of the formation of vibration loading of operator workplace of industrial tractor

И. Я. БЕРЕЗИН<sup>1</sup>, д-р техн. наук

Ю. О. ПРОНИНА<sup>1</sup>, инж.

В. Н. БОНДАРЬ<sup>1</sup>, канд. техн. наук

Л. В. ВЕРШИНСКИЙ<sup>2</sup>, канд. техн. наук

П. А. ТАРАНЕНКО<sup>1</sup>, канд. техн. наук

<sup>1</sup> Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия, [proonina@mail.ru](mailto:proonina@mail.ru)

<sup>2</sup> ООО "Челябинский тракторный завод — УРАЛТРАК", Челябинск, Россия, [verchinskiy\\_l@shtz.ru](mailto:verchinskiy_l@shtz.ru)

I. Ya. BEREZIN<sup>1</sup>, DSc in Engineering

Yu. O. PRONINA<sup>1</sup>, Engineer

V. N. BONDAR<sup>1</sup>, PhD in Engineering

L. V. VERSHINSKIY<sup>2</sup>, PhD in Engineering

P. A. TARANENKO<sup>1</sup>, PhD in Engineering

<sup>1</sup> South Ural State University, Chelyabinsk, Russia, [proonina@mail.ru](mailto:proonina@mail.ru)

<sup>2</sup> Chelyabinsk Tractor Plant — URALTRAC, LLC, Chelyabinsk, Russia, [verchinskiy\\_l@shtz.ru](mailto:verchinskiy_l@shtz.ru)

Контроль выполнения нормативных требований по виброзащите операторов проводится на стадии сертификационных испытаний новых и модернизируемых изделий, когда доводочные мероприятия связаны со значительными временными и материальными затратами. 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 вследствие процесса перекачивания опорных катков по гусеничной цепи, лежащей на податливом грунтовым основании. По данным медико-биологических исследований, в этом интервале находятся резонансные частоты важных частей тела человека, что в виде предельных значений ускорений отображено в санитарных нормах. На основе анализа результатов натурных испытаний кинематическое воздействие на корпус трактора со стороны опорных катков представлено в виде стационарных узкополосных случайных процессов. Математическая модель системы описана комплексом дифференциальных уравнений со случайными входными процессами. Для ее реализации применены методы статистической динамики. Результаты моделирования представлены в виде комплекса передаточных функций. Они отображают распределение резонансных частот угловых и вертикальных колебаний отдельных элементов системы, а также функций спектральных плотностей. Эти результаты позволяют получать количественные оценки в виде средних квадратических значений выходных процессов. 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, а также введением ряда конструкторских решений.

**Ключевые слова:** гусеничный движитель; опорная ветвь; случайный процесс; математическая модель; передаточные функции; спектральная плотность.

The check of compliance with legislative requirements for vibration protection of operators is carried out at the stage of certification testing of new and upgrading products. At this stage, the further development is associated with high time and material costs. The article substantiates the possibility of use of a calculation and experimental method which allows to determine at the development stage the level and frequency content of potentially dangerous sources of vibration; to develop a computer model for the system "excitation source — frame — cab — antivibration seat — operator"; to make out proposals to comply with legislative requirements by means of parametric forecasting. As an example, the problem of vibration in the low frequency range of 2—14 Hz is considered. This vibration is the result of the process of rolling of track rollers on track chain that lies on the yieldable soil foundation. According to biomedical research, the resonance frequencies of critical parts of human body are in this low frequency range, which is displayed in sanitary norms. Based on the analysis of field test results, the kinematic impact of track rollers on tractor frame is represented as stationary narrow-band random processes. Mathematical model of the system is described by a set of differential equations with random input processes. The methods of statistical dynamics are used to implement the model. The simulation results are presented as a set of transfer functions. They represent the distribution of resonance frequencies of angular and heave oscillations of the separate system elements and the spectral density functions. These results allow to obtain the quantitative estimations in the form of mean-square values of the output processes. The use of this approach allows to solve the problems of vibration protection of operator at the stages of design and testing of prototypes of road-building machinery. It is achieved by tuning-out of the system "track assembly — frame — cab — antivibration seat" from resonance phenomena and by introducing some design solutions.

**Keywords:** track assembly; supporting branch; random process; mathematical model; transfer functions; spectral density.

## Введение

Наряду с обеспечением основных технических характеристик промышленных тракторов важно выполнение эргономических требований, в частности санитарных норм по вибрации на рабочем месте оператора. Традиционно контроль обеспечения санитарных норм реализуется на этапе проведения сертификационных испытаний новых и модернизируемых изделий, когда доводочные мероприятия требуют значительных временных и материальных затрат.

## Цель исследования

Предпринята попытка разработать методику, позволяющую на ранних этапах проектирования и стендовых испытаний отдельных агрегатов оценивать вклад различных источников вибраций и вводить в проект соответствующие конструкторские решения. Методика базируется на предположении о независимости воздействий различных источников на рабочее место оператора и реализуется в следующей последовательности:

- выделение потенциально опасных источников вибрационного воздействия на корпус проектируемого

- изделия со стороны силовой установки и других сопутствующих агрегатов, а также со стороны внешней среды через ходовую часть и рабочие органы; оценка уровня и частотного состава каждого из выделенных источников;

- разработка компьютерных моделей, отдельно описывающих процессы прохождения входного сигнала по вибрационному каналу, включающему: источник — корпус — кабину — кресло — тело оператора;

- разработка методами параметрического прогноза эффективных конструкторских мероприятий для обеспечения нормативных требований по вибрации.

## Материалы и методы

В качестве примера рассматривается задача, в которой источником колебаний служит вибровозбуждение со стороны гусеничного движителя трактора. В работах [1—3] выявлен механизм зарождения колебаний в виде случайного процесса, обусловленного перекачиванием опорных катков по гусеничной цепи, лежащей на податливом грунтовом основании.

На рис. 1 приведены результаты тестовых испытаний трактора Т-170, в ходе которых регистрировались про-

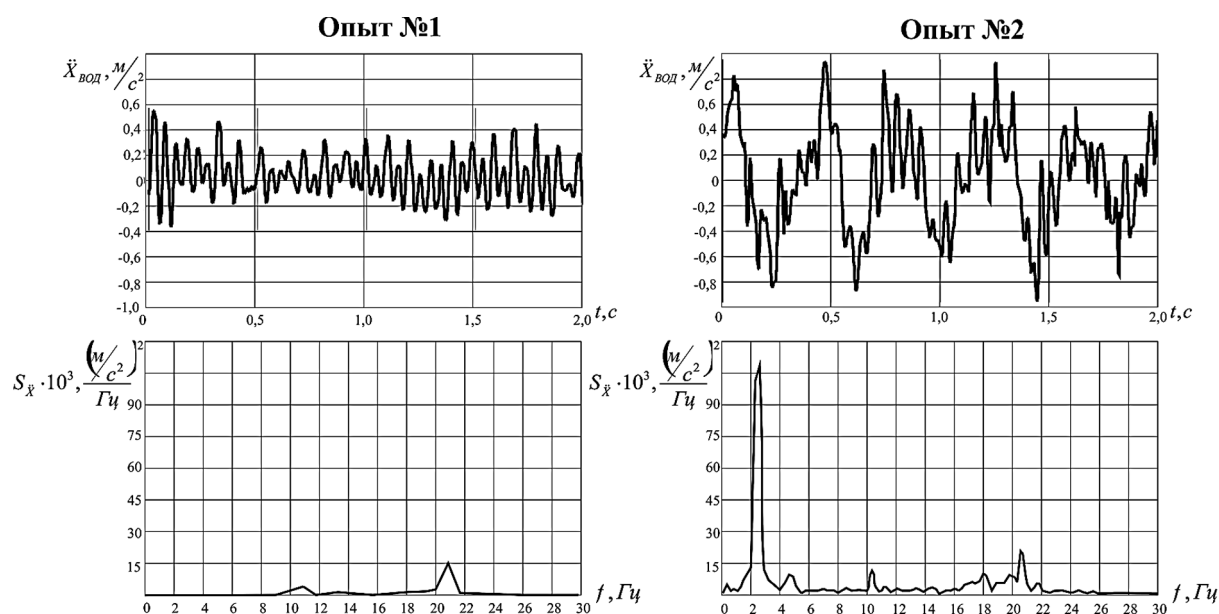


Рис. 1. Фрагменты осциллограмм при тестовых испытаниях и соответствующие им функции спектральной плотности процессов изменения вертикальных ускорений в зоне крепления виброзащитного кресла [2]

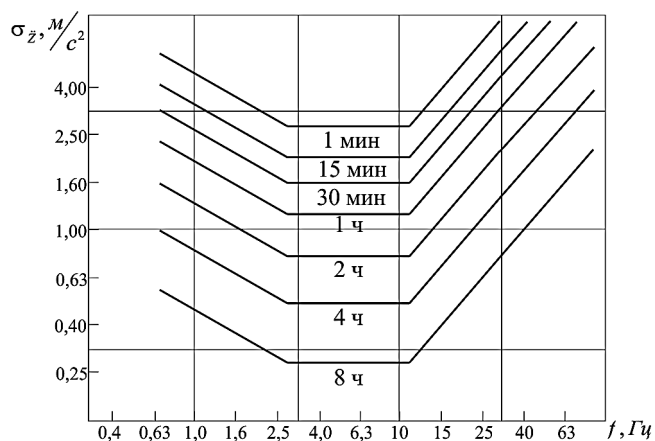


Рис. 2. Границы допустимых величин средних квадратических значений ускорений вертикальных вибраций (по проекту рекомендаций ИСО ТК108)

цессы изменения вертикальных ускорений в зоне крепления кресла оператора при следующих условиях: опыт № 1 — трактор неподвижен при работающем двигателе; опыт № 2 — трактор движется на I передаче.

Из анализа приведенных результатов следует очевидный вывод о том, что в опыте № 1 уровень и частота вибрационного воздействия определяются только работой двигателя (~20 Гц), а в опыте № 2 — явно выраженной низкочастотной составляющей, обусловленной чередованием траков в опорной ветви (2—4 Гц), и сопутствующей высокочастотной составляющей от двигателя.

Значимость учета низкочастотного вибровозбуждения определяется следующими обстоятельствами:

- по данным медико-биологических исследований [4—6], резонансные частоты для различных частей тела человека (голова, грудная клетка, позвоночник, поясничный отдел, руки, ноги) находятся в диапазоне 2—14 Гц, что отражено в санитарных нормах в виде предельных значений допускаемых ускорений (рис. 2);

- выбор упруго-вязких характеристик средств виброзащиты базируется на принципе отстройки систем от резонансов, однако реализация этого подхода применительно к низкочастотному возбуждению неприемлема, так как снижение жесткости системы поддрессирования кабины приводит к ухудшению условий работы оператора в связи с раскачиванием кабины, трудностями обзора и управления тракторным агрегатом при движении по большим неровностям.

В качестве примера на рис. 3 приведен фрагмент частотного спектра, полученного при испытаниях трактора Т-11, на котором установлены сменяемые гидроопоры кабины немецкой фирмы Simrit. Показания датчиков ускорений, размещенных на корпусе трактора и кабине, демонстрируют, с одной стороны, факт значительного снижения уровня вибрации на кабине в интервале частот свыше 30 Гц, с другой, сохранение пика в низкочастотной области.

На первом этапе реализации методики выполнено определение количественных характеристик входного вибрационного процесса путем регистрации функций изменения во времени углов поворота между соседними траками при движении машины на различных передачах

по дорогам с характерными покрытиями: суглинистый грунт, жесткая проселочная дорога, карьер с разборным каменистым грунтом.

Первичный анализ выявил случайный характер изменения максимумов процесса и частоты их чередования, что отображает сложный механизм взаимодействия опорной поверхности звеньев гусеницы с податливым грунтом в моменты прохождения стыков, с одной стороны, и вариации скорости, с другой.

Статистическая обработка полученной информации позволила представить кинематическое воздействие на корпус трактора со стороны гусеничного движителя в виде стационарных узкополосных случайных процессов, средние квадратические значения которых для различных грунтовых фонов равны:  $3,2 \cdot 10^{-3}$  м для суглинка;  $2,9 \cdot 10^{-3}$  м для жесткой дороги;  $4 \cdot 10^{-3}$  м для карьера. При этом функции спектральных плотностей названных процессов имеют пиковые значения частоты на I, II и III передачах в интервалах соответственно 1,3—2,8; 2,2—3,9; 3,5—5,8 Гц.

Наиболее значимый этап методики — создание математической модели, описывающей процесс прохождения входного сигнала по исследуемому вибрационному каналу.

Основные исходные положения модели:

- 1) Объект исследований представляется в виде дискретной линейной системы, совершающей колебания в продольной плоскости. Отрыв опорных катков от гусеницы отсутствует.

- 2) Входной процесс ограничивается низкочастотным кинематическим воздействием в диапазоне 2—12 Гц, обусловленным чередованием звеньев гусеницы при движении трактора в транспортном режиме по ровному податливому основанию. С точки зрения виброзащиты оператора это ограничение связано с совпадением рассматриваемого интервала с диапазоном основных резо-

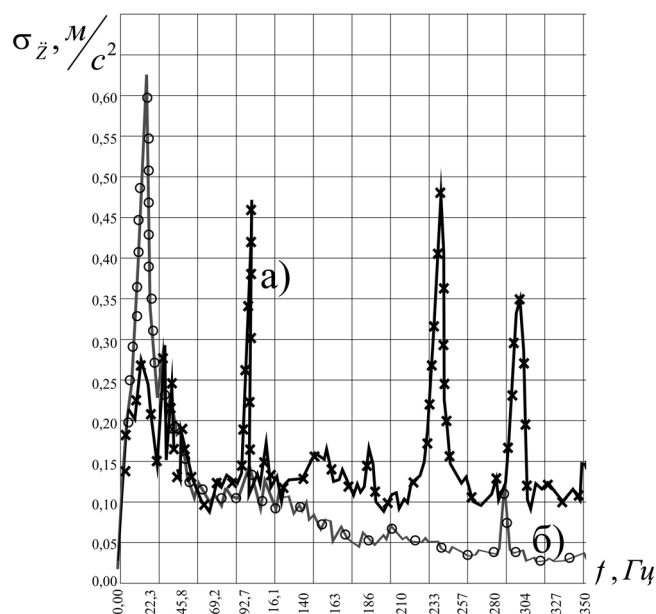


Рис. 3. Спектр виброускорений:

а — на корпусе трактора в зоне крепления кабины; б — на кабине с применением гидроопор Simrit (данные ГСКБ ЧТЗ)

нансных частот наиболее важных частей тела человека. При этом отмечается, что выполнение санитарных норм по вертикальным ускорениям в названном диапазоне частот представляет наибольшую трудность при проведении сертификационных испытаний.

3) В связи со значительным отличием массовых характеристик корпуса и кабины от массы кресла с оператором целесообразно применить принцип декомпозиции модели, позволяющий систему "ходовая часть — корпус — кабина" описывать системой связанных дифференциальных уравнений, результаты реализации которой в последующем рассматриваются в качестве входного процесса на основании кресла оператора.

На рис. 4 приведена расчетная схема, предусматривающая возможные варианты конструкций ходовой системы промышленных тракторов, например листовую рессору (Т-130), жесткую поперечную балку (Т-170), индивидуальное подрессоривание опорных катков (ДЭТ-250).

Система уравнений математической модели имеет вид:

$$\left\{ \begin{aligned} & M_K(\ddot{Z}_{\text{оси}} + g + L_{\text{корп}}\ddot{\varphi}_{\text{корп}}) + M_T(\ddot{Z}_{\text{оси}} + g + L_T\ddot{\varphi}_{\text{тел}}) + \\ & + C_i(Z_{\text{оси}} - h_i + l_i\varphi_{\text{тел}}) + C_8(Z_{\text{оси}} - Z_{\text{каб}} + l_7\varphi_{\text{каб}} + l_9\varphi_{\text{каб}}) + \\ & + C_9(Y - Z - l_8\varphi_{\text{каб}} + l_{10}\varphi_{\text{корп}}) + \mu_i(\dot{Z}_{\text{оси}} - \dot{h}_i + l_i\dot{\varphi}_{\text{тел}}) + \\ & + \mu_8(\dot{Z}_{\text{оси}} - \dot{Z}_{\text{каб}} + l_7\dot{\varphi}_{\text{каб}} + l_9\dot{\varphi}_{\text{корп}}) + \\ & + \mu_9(\dot{Z}_{\text{оси}} - \dot{Z}_{\text{каб}} - l_8\dot{\varphi}_{\text{каб}} + l_{10}\dot{\varphi}_{\text{корп}}) = 0; \\ & M_T L_T(\ddot{Z}_{\text{оси}} + g + L_T\ddot{\varphi}_{\text{тел}}) + J_T\ddot{\varphi}_{\text{тел}} + C_7 L_{\text{рес}}^2(\varphi_{\text{тел}} - \varphi_{\text{корп}}) + \\ & + \mu_7 L_{\text{рес}}^2(\dot{\varphi}_{\text{тел}} - \dot{\varphi}_{\text{корп}}) + C_i l_i(Z_{\text{оси}} - h_i + l_i\varphi_{\text{тел}}) + \\ & + \mu_i l_i(\dot{Z}_{\text{оси}} - \dot{h}_i + l_i\dot{\varphi}_{\text{тел}}) = 0; \\ & M_K L_K(\ddot{Z}_{\text{оси}} + g + L_K\ddot{\varphi}_{\text{корп}}) + J_K\ddot{\varphi}_{\text{корп}} + \\ & + C_7 L_{\text{рес}}^2(\varphi_{\text{корп}} - \varphi_{\text{тел}}) + \mu_7 L_{\text{рес}}^2(\dot{\varphi}_{\text{корп}} - \dot{\varphi}_{\text{тел}}) + \\ & + C_8 l_9(Z_{\text{оси}} - Z_{\text{каб}} + l_7\varphi_{\text{каб}} + l_9\varphi_{\text{корп}}) + \\ & + C_9 l_{10}(Z_{\text{оси}} - Z_{\text{каб}} - l_8\varphi_{\text{каб}} + l_{10}\varphi_{\text{корп}}) + \\ & + \mu_8 l_9(\dot{Z}_{\text{оси}} - \dot{Z}_{\text{каб}} + l_7\dot{\varphi}_{\text{каб}} + l_9\dot{\varphi}_{\text{корп}}) + \\ & + \mu_9 l_{10}(\dot{Z}_{\text{оси}} - \dot{Z}_{\text{каб}} - l_8\dot{\varphi}_{\text{каб}} + l_{10}\dot{\varphi}_{\text{корп}}) = 0; \\ & M_{\text{каб}}(\ddot{Z}_{\text{каб}} + g) + C_8(Z_{\text{оси}} + Z_{\text{каб}} - l_7\varphi_{\text{каб}} - l_9\varphi_{\text{корп}}) + \\ & + C_9(-Z_{\text{оси}} + Z_{\text{каб}} + l_8\varphi_{\text{каб}} - l_{10}\varphi_{\text{корп}}) + \\ & + \mu_8(-\dot{Z}_{\text{оси}} + \dot{Z}_{\text{каб}} - l_7\dot{\varphi}_{\text{каб}} - l_9\dot{\varphi}_{\text{корп}}) + \\ & + \mu_9(-\dot{Z}_{\text{оси}} + \dot{Z}_{\text{каб}} + l_8\dot{\varphi}_{\text{каб}} - l_{10}\dot{\varphi}_{\text{корп}}) = 0; \\ & J_{\text{каб}}\ddot{\varphi}_{\text{каб}} + C_8 l_7(Z_{\text{оси}} - Z_{\text{каб}} + l_7\varphi_{\text{каб}} + l_9\varphi_{\text{корп}}) + \\ & + C_9 l_8(-Z_{\text{оси}} + Z_{\text{каб}} - l_8\varphi_{\text{каб}} + l_{10}\varphi_{\text{корп}}) + \\ & + \mu_8 l_7(\dot{Z}_{\text{оси}} - \dot{Z}_{\text{каб}} + l_7\dot{\varphi}_{\text{каб}} + l_9\dot{\varphi}_{\text{корп}}) + \\ & + \mu_9 l_8(-\dot{Z}_{\text{оси}} + \dot{Z}_{\text{каб}} + l_8\dot{\varphi}_{\text{каб}} - l_{10}\dot{\varphi}_{\text{корп}}) = 0, \end{aligned} \right.$$

где  $C_i$  — жесткость подрессоривания катков,  $i = 1...6$ ;  $C_7, \mu_7$  — жесткость и коэффициент демпфирования рессоры;  $C_8, \mu_8, C_9, \mu_9$  — жесткости и коэффициенты демпфирования гидроопор кабины;  $C_{\text{кр}}, \mu_{\text{кр}}$  — жесткость и

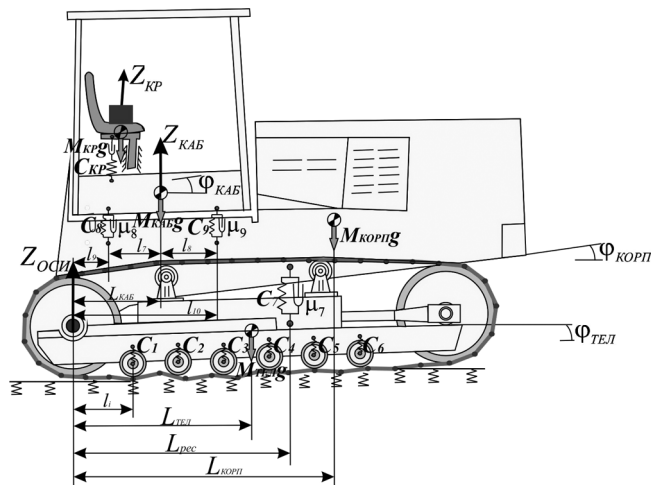


Рис. 4. Расчетная схема трактора

коэффициент демпфирования подвески кресла;  $l_i$  — расстояние от оси ведущего колеса до  $i$ -го катка,  $i = 1...6$ ;  $L_{\text{тел}}, L_{\text{корп}}, L_{\text{каб}}$  — расстояния от оси ведущего колеса до центров тяжести гусеничной тележки, корпуса и кабины трактора;  $L_{\text{рес}}$  — расстояние от оси ведущего колеса до рессоры;  $l_7, l_8$  — расстояния от центра тяжести кабины до гидроопор;  $l_9, l_{10}$  — расстояния от оси ведущего колеса до гидроопор.

Дополнительно используется уравнение связи, отображающее шарнирное соединение корпуса и тележки, которое учтено при составлении указанной системы уравнений.

Реализация системы уравнений выполнена методом статистической динамики с использованием спектральной теории подрессоривания многоопорных транспортных машин [7, 8].

## Результаты и их обсуждение

Результаты расчетных исследований представляются в виде комплекса частотных передаточных функций, отображающих распределение резонансных частот угловых и вертикальных колебаний отдельных элементов системы. На рис. 5 в качестве примера показаны передаточные функции для трактора Т-11, отображающие спектральную картину системы "гусеничная тележка — корпус — кабина — кресло оператора" при движении по суглинистому грунту на I передаче.

Результаты расчета показывают, что в исследуемом частотном интервале 2—12 Гц проявляются следующие собственные частоты системы: вертикальные колебания кресла ~2 Гц; угловые колебания корпуса ~4 Гц; вертикальные колебания кабины ~8 Гц; угловые колебания кабины ~9 Гц; вертикальные колебания корпуса ~11 Гц.

Анализ и сопоставление передаточных функций указывают на преимущественное влияние на низкочастотное вибронгружение исследуемой системы вертикальных колебаний корпуса и кабины, что объясняется рядом обстоятельств:

— движение трактора при моделировании рассматривается на участках с ровной поверхностью;

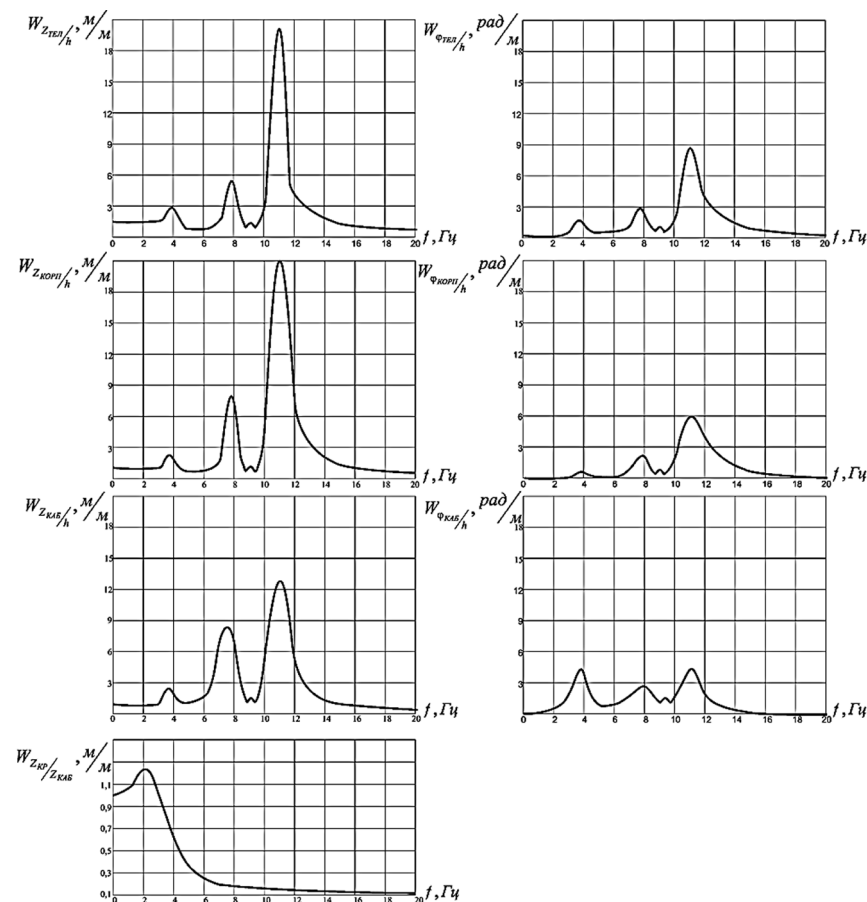


Рис. 5. Передаточные функции вертикальных и угловых перемещений гусеничной тележки, корпуса, кабины и кресла оператора

— балансирная балка, соединяющая гусеничную тележку с корпусом, обладает высокой жесткостью;

— воздействие на трактор представляет собой импульсную нагрузку, равномерно распределенную по опорной поверхности трактора.

Практическая значимость расчетных исследований выражается в возможности выделять спектральный состав и количественно оценивать влияние характеристик элементов системы на уровень нагруженности вибрационного канала.

### Заключение

В настоящее время с использованием модели функционирования вибрационного канала проводятся исследования, в которых на основе результатов параметрического прогноза разрабатываются практические рекомендации по отстройке системы от резонансов путем корректирования характеристик поддрессирования кабины и кресла. Также рассматривается возможность введения ряда конструкционных решений.

В последующей публикации будут представлены результаты стендовых и полевых испытаний, позволивших при моделировании обосновать вид и значение динамических характеристик элементов виброзащиты для трактора Т-11 и проверить адекватность модели путем сопоставления расчетных и экспериментальных данных.

### Литература и источники

1. Шарипов В. М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
2. Хрипунов Д. В. Методы оценки виброн нагруженности промышленного трактора со стороны гусеничного движителя: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Челябинск, 2002. 22 с.
3. Мицын Г. П., Позин Б. Н., Березин И. Я. и др. Моделирование параметрических источников вибраций в машиностроительных конструкциях // Вестник ЮУрГУ. Серия Машиностроение. 2002, № 2. С. 82—91.
4. Вибрации в технике: Справочник в 6 т. Т. 6. Защита от вибраций и ударов / Под ред. К. В. Фролова. М.: Машиностроение, 1981. 456 с.
5. Пановко Г. Я., Потемкин Б. А., Фролов К. В. Определение параметров моделей тела человека-оператора при вибрационном и ударном воздействиях // Машиноведение. 1972, № 3. С. 31—37.
6. Пановко Г. Я. Построение динамических моделей тела человека-оператора при вибрационных воздействиях: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1973. 28 с.
7. Светлицкий В. А. Статистическая механика и теория надежности. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. 504 с.
8. Силаев А. А. Спектральная теория поддрессирования транспортных машин. М.: Машиностроение, 1972. 192 с.

### References

1. Sharipov V. M. *Konstruirovaniye i raschet traktorov* [Constructing and calculation of tractors]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2009, 752 p.
2. Khripunov D. V. *Metody otsenki vibronagruzhenosti promyshlennogo traktora so storony gusenichnogo dvizhitelya* [Estimation methods of industrial tractor vibration loading by the crawler mover]. PhD in Engineering thesis abstract. Chelyabinsk, 2002, 22 p.
3. Mitsyn G. P., Pozin B. N., Berezin I. Ya., Khripunov D. V. Simulation of parametric sources of vibration in engineering constructions. *Vestnik YuUrGU. Seriya Mashinostroenie*. 2002, no. 2, pp. 82—91 (in Russ.).
4. *Vibratsii v tekhnike. T. 6. Zashchita ot vibratsiy i udarov* [Vibrations in engineering. Vol. 6. Protection against vibrations and shocks]. Under the editorship of K. V. Frolov. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981, 456 p.
5. Panovko G. Ya., Potemkin B. A., Frolov K. V. Defining the parameters of models of human operator body under vibration and shock effects. *Mashinovedeniye*, 1972, no. 3, pp. 54—57 (in Russ.).
6. Panovko G. Ya. *Postroeniye dinamicheskikh modeley tela cheloveka-operatora pri vibratsionnykh vozdeystviyakh* [Development of dynamic models of human operator body under vibration effects]. PhD in Engineering thesis abstract. Moscow, 1973, 28 p.
7. Svetlitskiy V. A. *Statisticheskaya mekhanika i teoriya nadezhnosti* [Statistical mechanics and the theory of reliability]. Moscow, N. E. Bauman Moscow State Technical University Publ., 2004, 504 p.
8. Silaev A. A. *Spektral'naya teoriya podressorivaniya transportnykh mashin* [Spectral theory of suspension of transport vehicles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1972, 192 p.