

Контроль и испытания

Controlling and testing

Научная статья

УДК 629.033

DOI: 10.14529/engin240408

МОДЕЛЬ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРАЦИОННОЙ НАГРУЖЕННОСТИ РАБОЧЕГО МЕСТА ВОДИТЕЛЯ-ОПЕРАТОРА

А.А. Абызов, abyzovaa@susu.ru

А.Ф. Дубровский, duanf@mail.ru

С.Г. Некрасов, nekrasovsg@susu.ru

Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия

Аннотация. При проектировании самоходной дорожно-строительной техники важное значение имеет обеспечение выполнения санитарных норм на рабочем месте водителя-оператора. При этом для обоснованного выбора характеристик виброизоляции рабочего места широко применяется математическое моделирование динамики машины. Проблема снижения вибрационной нагрузки особенно актуальна для бульдозеров на базе гусеничных тракторов с полужесткой подвеской.

В статье представлена математическая модель, описывающая динамику системы «гусеничная тележка – корпус – кабина – виброзащитное сиденье с водителем» гусеничного трактора с полужесткой подвеской. Модель описывает низкочастотные вибрации, вызванные движением опорных катков по звенчатой гусенице. Предложенная модель отличается подробным описанием гусеничного движителя, что позволяет исследовать влияние на вибрации машины свойств грунта, расстановки опорных катков, формы опорной поверхности траков и др. При моделировании динамики виброзащитного сиденья с оператором использована многомассовая модель, что позволяет исследовать вибрационную нагрузку различных частей тела водителя-оператора. Приведены дифференциальные уравнения движения системы. Для получения функций спектральной плотности вертикальных виброускорений на месте водителя использован спектральный метод. Рассмотрена методика получения функций спектральной плотности вертикальных и угловых перемещений гусеничной тележки. Также представлены методики получения частотных передаточных функций, связывающих обобщенные координаты математической модели с входным воздействием, и расчета средних квадратических значений виброускорений в стандартных частотных полосах.

Приведенные в статье результаты подтверждают необходимость использования многомассовой модели виброзащитного сиденья с водителем-оператором для получения адекватной оценки вибронагруженности рабочего места. Разработанная модель и методика расчета в дальнейшем будут использованы для решения ряда практических задач.

Ключевые слова: трактор, гусеничный движитель, динамическая система, вибрационная нагрузка

Для цитирования: Абызов А.А., Дубровский А.Ф., Некрасов С.Г. Модель динамической системы промышленного трактора для исследования вибрационной нагрузки рабочего места водителя-оператора // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2024. Т. 24, № 4. С. 101–110. DOI: 10.14529/engin240408

MODEL OF A DYNAMIC SYSTEM OF AN INDUSTRIAL TRACTOR FOR RESEARCHING THE VIBRATION LOAD OF THE DRIVER-OPERATOR WORKPLACE

A.A. Abyzov, *byzovaa@susu.ru*

A.F. Dubrovskiy, *duanf@mail.ru*

S.G. Nekrasov, *nekrasovsg@susu.ru*

South Ural State University, Chelyabinsk, Russia

Abstract. When designing self-propelled road construction equipment, it is important to ensure compliance with sanitary standards at the driver-operator's workplace. At the same time, mathematical modeling of the machine's dynamics is widely used to justify the selection of vibration isolation characteristics for the workplace. The problem of reducing vibration loading is especially relevant for bulldozers based on crawler tractors with semi-rigid suspension.

The article presents a mathematical model describing the dynamics of the “tracked bogie – body – cabin – vibration-protective seat with driver” system of a crawler tractor with semi-rigid suspension. The model describes low-frequency vibrations caused by the movement of support rollers on a link track. The proposed model is distinguished by a detailed description of the track drive, which allows us to study the influence of soil properties, the arrangement of support rollers, the shape of the supporting surface of the tracks, etc. on machine vibrations. When modeling the dynamics of the vibration-protective seat with the operator, a multi-mass model is used, which allows us to study the vibration loading of various parts of the driver-operator's body. Differential equations of motion of the system are given. To obtain the spectral density functions of vertical vibration accelerations at the driver's seat, a spectral method is used. A technique for obtaining the spectral density functions of vertical and angular displacements of the tracked bogie is considered. Techniques for obtaining frequency transfer functions linking the generalized coordinates of the mathematical model with the input effect and calculating the mean square values of vibration accelerations in standard frequency bands are also presented.

The results presented in the article confirm the need to use a multi-mass vibration-protective seat with a driver-operator to obtain an adequate assessment of the vibration loading of the workplace. The developed model and calculation methodology will be used in the future to solve a number of practical problems.

Keywords: tractor, caterpillar drive, dynamic system, vibration loading

For citation: Abyzov A.A., Dubrovskiy A.F., Nekrasov S.G. Model of a dynamic system of an industrial tractor for researching the vibration load of the driver-operator workplace. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2024;24(4):101–110. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin240408

Введение

При создании новых и модернизации существующих моделей мобильной дорожно-строительной техники обязательным условием является выполнение требований санитарных норм на рабочем месте оператора-водителя. На общий уровень комфорта на рабочем месте существенное влияние оказывает вибрационная нагруженность. Известно, что повышенный уровень вибраций не только способствует снижению производительности труда и быстрой утомляемости водителей, но и приводит к развитию целого ряда профессиональных болезней, в частности, заболеваниям суставов, позвоночника, вибрационной болезни и других [1].

Для оценки вибрационной нагруженности рабочего места водителя-оператора при проектировании новых машин и для обоснованного выбора параметров системы виброизоляции рабочего места в настоящее время широко применяется математическое моделирование. Расчетные исследования вибрационной нагруженности включают следующие этапы:

– формирование в случайного внешнего воздействия на динамическую систему машины;

- математическое моделирование движения машины, получение функции спектральной плотности виброускорений на месте водителя;
- расчет средних квадратических значений виброускорений в стандартных октавных или третьоктавных полосах;
- сопоставление полученных значений с предельными значениями из санитарных норм [2].

В случае превышения предельных значений производится корректировка параметров системы виброизоляции.

Моделированию динамики гусеничных машин различного назначения посвящены многочисленные работы отечественных и зарубежных ученых. Обобщенные данные по моделированию динамики машин с подвесками различных типов представлены в [3]. Машины с индивидуальными упругими подвесками рассмотрены, например, в [4]. В работах [5, 6] предложены математические модели, описывающие машины с балансирной упругой подвеской. В качестве источников вибрации обычно рассматриваются силовая установка, рабочие органы и ходовая система машины. При этом вклад каждого из источников вибрации зависит от особенностей конструкции машины. В работе [7] на основании результатов экспериментальных исследований показано, что для техники на базе промышленного гусеничного трактора с полужесткой подвеской в низкочастотной области (до 10 Гц) основным источником вибрации является движитель машины. В связи с особенностью конструкции ходовой системы (шарнирное соединение гусеничных тележек с рамой трактора) вибрации, возникающие при работе движителя, практически без ослабления передаются на корпус трактора. При этом для выполнения требований санитарных норм по вибрациям необходимо использовать специальное виброзащитное сиденье.

Данная статья посвящена моделированию динамики промышленного трактора с полужесткой подвеской. Математическая модель, описывающая такую машину, была предложена Д.В. Хрипуновым [7], а затем развита в работах В.К. Халтурина [8] и Ю.О. Прониной [9]. Модель описывает вертикальные и продольно-угловые колебания корпуса машины, вызванные движением опорных катков по гусеничной ленте, находящейся на податливом грунте. Очевидно, что для получения адекватных результатов подобная модель должна достаточно подробно отображать особенности геометрии опорной поверхности траков, упругопластические свойства грунта и ряд других особенностей. Однако в моделях [7–9] грунт рассматривается как упругое основание, не учитывается наличие грунтозацепов на опорной поверхности траков; для описания виброзащитного сиденья с водителем используется простейшая одномассовая модель. В связи с отмеченными особенностями результаты моделирования являются достаточно приближенными.

Для снижения уровня вибраций на месте водителя до предельно-допустимого уровня используется виброизоляция кабины, а также виброзащитное сиденье. Гусеничные тележки, корпус машины, кабина, виброзащитное сиденье и тело водителя образуют единую динамическую систему. В связи с этим для получения наиболее точных расчетных оценок необходимо использовать единую математическую модель, описывающую динамику такой системы.

В данной статье представлена математическая модель, описывающая динамику системы «гусеничная тележка – корпус – кабина – виброзащитное сиденье с водителем» гусеничного трактора с полужесткой подвеской. Модель отличается подробным описанием гусеничной тележки трактора и использованием многомассовой модели подсистемы «виброзащитное сиденье – водитель». Расчетные исследования выполнены на примере трактора производства Челябинского тракторного завода с 5-катковой гусеничной тележкой (соответствующие модификации Т-130, Т-170 и более поздних моделей). Рассматривается трактор, оснащенный виброзащитным сиденьем Sibeco.

Материалы и методы

В настоящее время для исследования динамики широкое применение находят специализированные пакеты программ (ADAMS, ANSYS Motion, Универсальный механизм и др.). Использование подобных пакетов позволяет создать весьма подробную модель, однако расчеты с помощью такой модели требуют применения мощных компьютеров и занимают много времени. В [10] предложена модель, в которой динамическая система трактора разделена на две подсистемы: гусеничную тележку и корпус трактора с кабиной. Для создания модели тележки использован пакет программ ANSYS Motion [11]. Модель тележки достаточно подробная, она включает гусеничную ленту, состоящую из соединенных между собой траков, балку с опорными и поддержи-

вающими катками, ведущее и направляющее колесо. Грунт моделируется нелинейной вязко-упругой средой. При создании модели принято допущение, что динамические нагрузки, возникающие при движении трактора, существенно меньше статических. В связи с этим в пакете программ ANSYS Motion моделируется движение одной тележки, нагруженной статическим весом половины трактора. Расчет соответствует ограниченному времени движения с постоянной скоростью. В результате расчета получают процессы изменения вертикального перемещения оси ведущего колеса (Z_T) и угловых перемещений тележки (φ_T). В дальнейшем эти процессы используются как процессы кинематического нагружения для математической модели, включающей корпус трактора, кабину и виброзащитное сиденье с водителем. Модель тележки подробно описана в работе [10]. Там же представлены результаты расчетных исследований влияния свойств грунта, расстановки опорных катков и других факторов на колебания тележки.

При разработке второй части математической модели, включающей корпус трактора, кабину и виброзащитное сиденье с водителем, приняты следующие допущения:

- предполагается, что колебания гусеничных тележек происходят синхронно и синфазно, поперечные колебания корпуса не учитываются;
- в качестве внешнего кинематического возбуждения рассматриваются процессы изменения вертикального перемещения оси ведущего колеса (Z_T) и угловых перемещений тележки (φ_T) при движении трактора по податливому грунту на ровном участке трассы;
- при моделировании динамики виброзащитного сиденья с водителем рассматриваются вертикальные колебания.

Расчетная схема этой части математической модели представлена на рис. 1, а. Она включает тележку (1), корпус (2) и кабину (3); виброзащитное сиденье с оператором (4) показано условно. Обобщенными координатами являются угол поворота корпуса ($\varphi_{КОР}$), вертикальные и угловые перемещения кабины (φ_K , Z_K). Элементы системы имеют массы m_{12} , m_{13} и моменты инерции I_{12} , I_{13} относительно точек O_1 , O_3 соответственно.

Для моделирования виброзащитного сиденья с водителем могут быть использованы расчетные схемы различной сложности. В наиболее простых моделях рассматривается одностепенная механическая система. Однако, как показывают результаты исследований ряда авторов, для адекватного описания колебаний тела водителя-оператора необходимо использовать многомассовую динамическую модель. В частности, в работах [12, 13] представлены двух- и трехмассовые модели. Трехмассовую модель также предлагается использовать в стандарте ISO 5982.2001 [14]. Использование подобных моделей позволяет получить более точную оценку вибрационной нагруженности рабочего места водителя, исследовать колебания различных частей тела, а также использовать новые критерии вибрационной нагруженности, например, количество поглощенной энергии колебаний.

В предлагаемой математической модели для описания виброзащитного сиденья с водителем предложено использовать 4-массовую модель [15, 16], описывающую тело водителя, объединенную с моделью виброзащитного сиденья (рис. 1, б).

Упругий элемент c_1 , а также элементы вязкого трения b , b_1 описывают систему поддрессирования сиденья, m_1 – основание подушки сиденья, c_2 , b_2 – подушку сиденья. Элементы $m_2 - m_5$, $c_3 - c_5$, $b_3 - b_5$ описывают тело водителя-оператора. Обобщенными координатами этой части модели являются вертикальные перемещения $y_0 \dots y_5$. В связи с тем, что при движении трактора вибрации, вызванные работой гусеничного движителя, имеют небольшую амплитуду, жесткости и коэффициенты вязкого трения элементов модели при дальнейших расчетах принимались постоянными, но зависящими от массы водителя-оператора и настроек сиденья. На предыдущем этапе исследований была проведена серия статических и динамических испытаний сиденья, а также динамических испытаний сиденья с находившимися на нем испытуемыми [17]. По результатам испытаний определены параметры модели для испытуемых различной массы, а также подтверждена адекватность предлагаемой модели.

Для вывода уравнений движения рассматриваемой динамической системы использованы уравнения Лагранжа второго рода [18]. В результате получена следующая система дифференциальных уравнений:

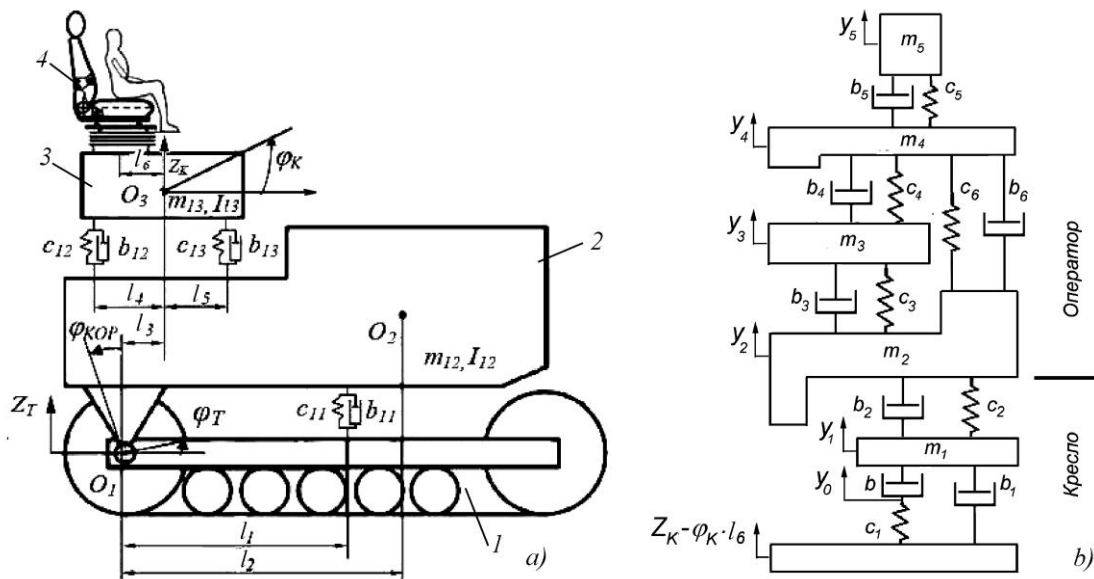


Рис. 1. Расчетная схема модели промышленного трактора:
а – гусеничная тележка, поддресоренный корпус, кабина; б – виброзащитное сиденье с водителем
Fig. 1. Calculation scheme of the industrial tractor model:
a – tracked bogie, sprung body, cabin; b – vibration-protective seat with driver

$$\begin{aligned}
 & \ddot{\varphi}_{КОР} (I_{12} + m_{12} l_2^2) + \varphi_{КОР} [l_1^2 c_{11} + (l_4 + l_3)^2 c_{12} + (l_3 + l_5)^2 c_{13}] + z_k [c_{12} (l_4 - l_3) - c_{13} (l_3 + l_5)] + \\
 & + \varphi_K [c_{12} (l_4 - l_3) l_4 - c_{13} (l_3 + l_5) l_5] + \dot{\varphi}_{КОР} [l_1^2 b_{11} + (l_4 - l_3)^2 b_{12} + b_{13} (l_3 + l_5)^2] + \\
 & + \dot{z}_k [b_{12} (l_4 - l_3) - b_{13} (l_3 + l_5)] + \dot{\varphi}_K [b_{12} (l_4 - l_3) l_4 - b_{13} (l_3 + l_5) l_5] = \\
 & = z_T [l_1 c_{11} + c_{12} (l_4 - l_3) - c_{13} (l_3 + l_5)] + \varphi_T c_{11} l_1^2 + \dot{z}_T [l_1 b_{11} + b_{12} (l_4 - l_3) - b_{13} (l_3 + l_5)] + \dot{\varphi}_T b_{11} l_1^2 - m_{12} l_2 \ddot{z}_T \\
 & m_{13} \ddot{z}_K + z_K (c_{12} + c_{13} + c_1) + \varphi_K [c_{13} l_5 - c_{12} l_4 - c_1 l_6] + \varphi_{КОР} [c_{12} (l_4 - l_3) - c_{13} (l_3 + l_5)] - \\
 & - y_0 c_1 + \dot{z}_K (b_{12} + b_{13} + b_1) + \dot{\varphi}_K [(b_{13} l_5 - b_{12} l_4 - b_1 l_6)] + \dot{\varphi}_{КОР} [b_{12} (l_4 - l_3) - b_{13} (l_3 + l_5)] - b_1 \dot{y}_1 = (1) \\
 & = z_T (c_{12} + c_{13}) + \dot{z}_T (b_{12} + b_{13}), \\
 & l_{13} \ddot{\varphi}_K + z_K (-c_{12} l_4 + c_{13} l_5 - c_1 l_6) + \varphi_K (c_{12} l_4^2 + c_{13} l_5^2 + c_1 l_6) + \varphi_{КОР} [-c_{12} l_4 (l_4 - l_3) - c_{13} l_5 (l_3 + l_5)] + \\
 & + y_0 c_1 l_6 + \dot{z}_K (b_{12} l_4 + b_{13} l_5 - b_1 l_6) + \dot{\varphi}_K [b_{12} l_4^2 + b_{13} l_5^2 + b_1 l_6^2] + \dot{\varphi}_{КОР} [-b_{12} l_4 (l_4 - l_3) - b_{13} l_5 (l_3 + l_5)] + \\
 & + \dot{y}_1 b_1 l_6 = z_T (c_{13} l_5 - c_{12} l_4) + \dot{z}_T (b_{13} l_5 - b_{12} l_4), \\
 & b (\dot{y}_0 - \dot{y}_1) = c_1 (z_K - \varphi_K l_6 - y_0), \quad m_1 \ddot{y}_1 = b (y_0 - y_1) + b_1 (\dot{z}_K - \dot{\varphi}_K l_6 - \dot{y}_0) + c_2 (y_2 - y_1) + b_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1), \\
 & m_2 \ddot{y}_2 = c_2 (y_1 - y_2) + b_2 (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + c_3 (y_3 - y_2) + b_3 (\dot{y}_3 - \dot{y}_2) + c_6 (y_4 - y_2) + b_6 (\dot{y}_4 - \dot{y}_2), \\
 & m_3 \ddot{y}_3 = c_3 (y_2 - y_3) + b_3 (\dot{y}_2 - \dot{y}_3) + c_4 (y_4 - y_3) + b_4 (\dot{y}_4 - \dot{y}_3), \\
 & m_4 \ddot{y}_4 = c_4 (y_3 - y_4) + b_4 (\dot{y}_3 - \dot{y}_4) + c_5 (y_5 - y_4) + b_5 (\dot{y}_5 - \dot{y}_4) + c_6 (y_2 - y_4) + b_6 (\dot{y}_2 - \dot{y}_4), \\
 & m_5 \ddot{y}_5 = c_5 (y_4 - y_5) + b_5 (\dot{y}_4 - \dot{y}_5).
 \end{aligned}$$

Для решения задачи статистической динамики в данной работе использован спектральный метод. Функции спектральной плотности виброускорений элементов динамической системы получают из функций спектральной плотности внешнего воздействия с помощью частотных передаточных функций [19]. При моделировании движения тележки в пакете ANSYS Motion ее скорость задается постоянной. Получаемые в результате процессы изменения во времени вертикальных и угловых перемещений $Z_T(t)$ и $\varphi_T(t)$ являются периодическими с периодом, равным времени прохождения опорным катком одного трака гусеницы. Если скорость движения варьи-

руется в соответствии со случайными изменениями сил сопротивления движению, эти процессы становятся узкополосными случайными коррелированными процессами. В результате их обработки получают функции спектральной плотности $S_z(f)$, $S_\varphi(f)$, а также функции взаимной спектральной плотности $S_{z\varphi}(f)$, $S_{\varphi z}(f)$ [20]. На рис. 2 представлены графики этих функций для случая движения трактора по грунту средней жесткости (суглинок) на первой передаче с изменяющейся скоростью.

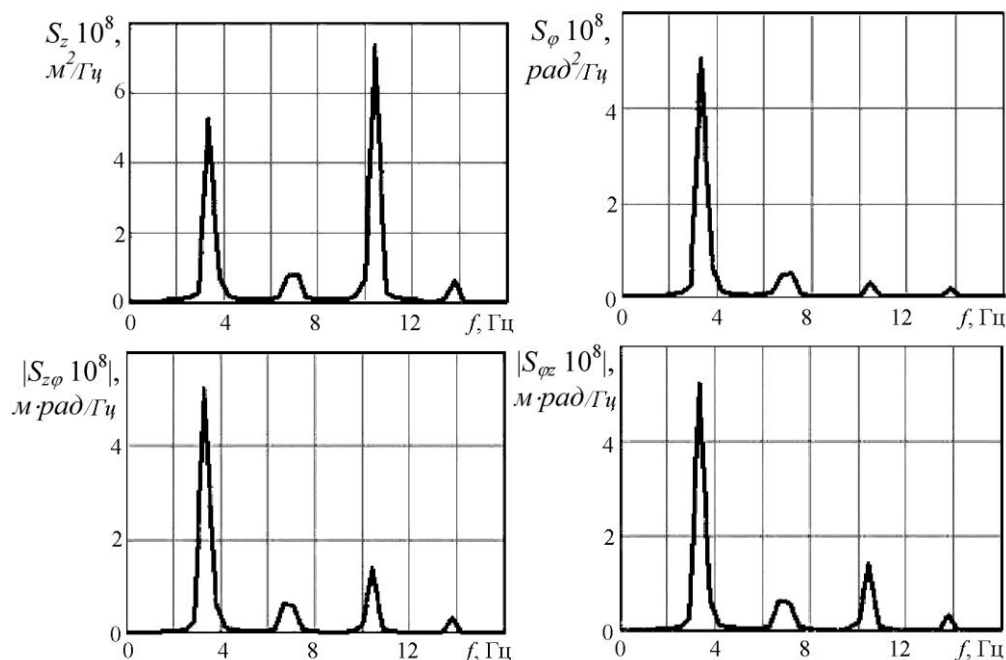


Рис. 2. Функции спектральной плотности внешнего воздействия
Fig. 2. Functions of spectral density of external influence

Полученные спектральные плотности внешнего воздействия и передаточные функции в дальнейшем используются для расчета функции спектральной плотности виброускорений на месте водителя, а также средних квадратических значений виброускорений в стандартных октавных или третьоктавных частотных полосах.

Результаты и обсуждение

Модули передаточных функций от Z_T и φ_T к координате x (перемещение пола кабины) $W_{x/\varphi T}$, $W_{x/ZT}$ представлены на рис. 3. Там же приведены модули передаточных функций от внешнего воздействия к обобщенным координатам модели сиденья с водителем ($y_2 \dots y_5$; $W_{yi/\varphi T}$, $W_{yi/ZT}$) для водителя массой 73 кг.

На передаточных функциях имеется два максимума: вблизи частоты 2 Гц, соответствующий собственной частоте системы с преобладанием угловых колебаний корпуса, а также вблизи 10,5 Гц, соответствующий собственной частоте системы с преобладанием вертикальных колебаний кабины.

В отечественной нормативной литературе приводятся предельные значения средних квадратических значений виброускорений на подушке сиденья водителя. Их расчетная оценка в простейшем случае может быть получена с использованием одномассовой математической модели, описывающей виброзащитное сиденье с водителем. Для оценки влияния структуры модели на получаемые расчетные оценки передаточные функции от внешнего воздействия Z_T и φ_T к перемещению массы на подушке сиденья y_2 $W_{y2/\varphi T}$, $W_{y2/ZT}$ были получены для двух вариантов модели: полной, с использованием многомассовой модели тела водителя (см. рис. 1, b), и упрощенной одномассовой, когда элементы $m_2 - m_5$ заменялись одной массой. Соответствующие результаты представлены на рис. 3 (1 – расчет с использованием полной модели, 2 – с использованием упрощенной модели). Анализ этих данных показывает, что максимальные различия (на частотах вблизи 10 Гц) превышают 25 %.

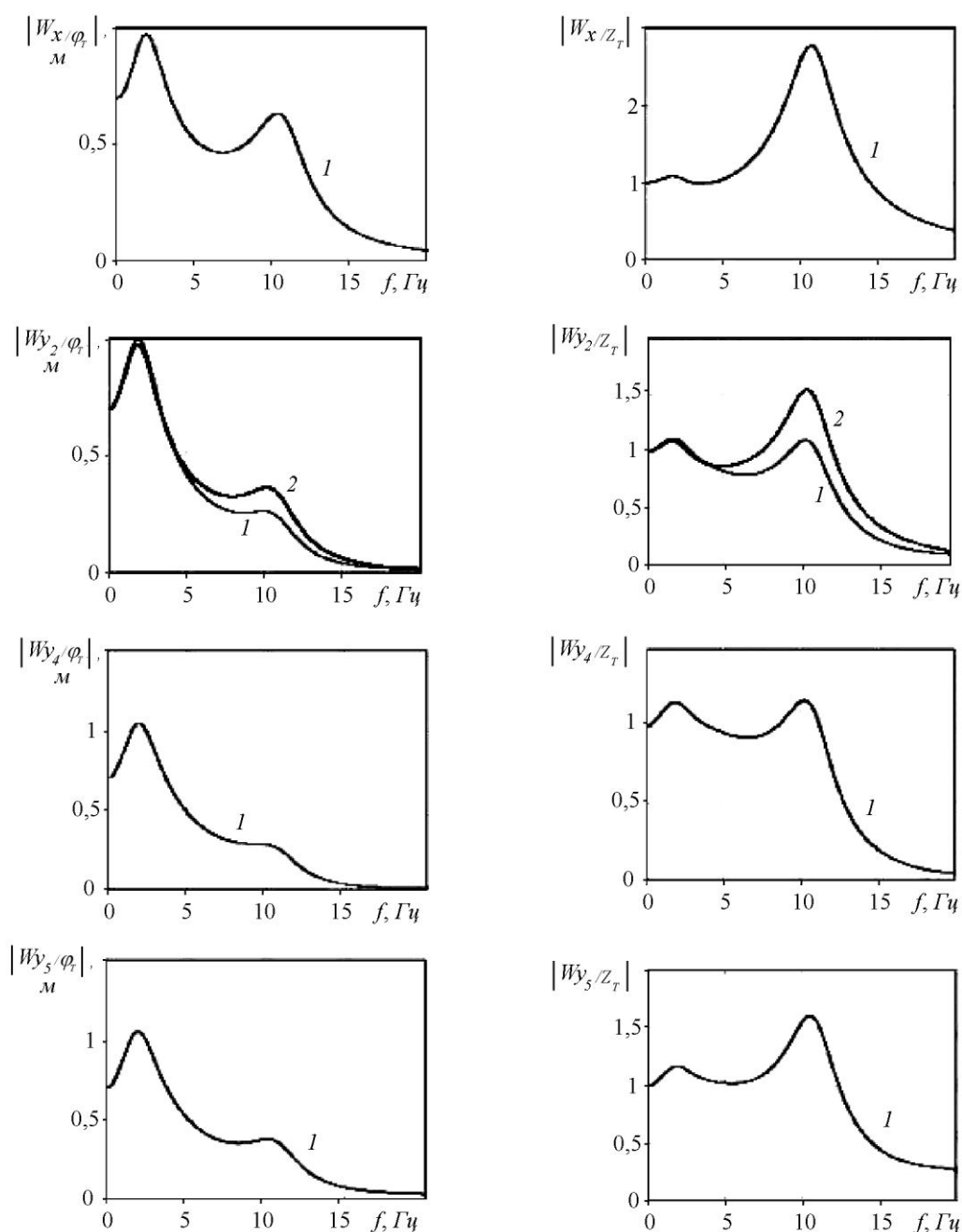


Рис. 3. Частотные передаточные функции динамической системы:
1 – расчет с использованием полной модели, 2 – с использованием упрощенной модели

Fig. 3. Frequency transfer functions of a dynamic system:
1 – calculation using the full model, 2 – using the simplified model

Заключение

В статье представлена математическая модель динамической системы промышленного гусеничного трактора с полужесткой подвеской, описывающая низкочастотные колебания, вызванные движением опорных катков по звенчатой гусенице. Представлены дифференциальные уравнения движения и методика расчета значений передаточных функций, а также расчета функции спектральной плотности виброускорений на месте водителя. Показано, что для получения наиболее точных оценок необходимо использовать многомассовую модель, описывающую виброзащитное сиденье с водителем. При этом появляется дополнительная возможность исследовать ко-

лебания различных частей тела оператора, а также использовать новые критерии вибрационной нагруженности, например, величину поглощенной энергии.

Разработанная математическая модель и методика были использованы в ряде расчетных исследований, результаты которых будут представлены в последующих публикациях.

Список литературы

1. Abercromby A., Amonette W., Laune C. Vibration exposure and biodynamic responses during whole-body vibration training // *Medicine and science in sports and exercise*. 2007. Vol. 39. P. 1794–1800. <https://doi.org/10.1249/mss.0b013e3181238a0f>
2. 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.: 1997. 20 с.
3. Гинзбург Ю.В., Швед А.И., Парфенов А.П. Промышленные тракторы. М.: Машиностроение, 1986. 296 с.
4. Nguyen Q., Furch J. Mathematical Model for Vibration Analysis of Tracked Vehicle // *International Conference on Military Technologies (ICMT)*. IEEE. 2019. P. 1–4. <https://doi.org/10.1109/MILTECHS.2019.8870060>
5. Sojka M., Čornák Š. Mathematical model of suspension of tracked vehicles // *International Conference on Military Technologies (ICMT)*. IEEE, 2017. P. 111–114. <https://doi.org/10.1109/MILTECHS.2017.7988741>
6. Li S., Zhang J., Du Y. Vibration analysis and simulation verification for suspension of track tractor // *AIP Conference Proceedings*, 2019. Vol. 2154, no. 1. P. 020041. <https://doi.org/10.1063/1.5125369>
7. Мицын Г.П., Березин И.Я., Хрипунов Д.В. Моделирование процесса взаимодействия гусеничного движителя промышленного трактора с грунтом // *Инженерная защита окружающей среды в транспортно-дорожном комплексе: сб. науч. тр. МАДИ*, 2002. С. 217–236.
8. Эксплуатационная нагруженность и моделирование динамики гусеничного бульдозерно-рыхлительного агрегата / В.К. Халтурин, И.Я. Березин, А.А. Абызов и др. // *Тракторы и сельхозмашины*. 2013. № 2. С. 16–19.
9. Моделирование процесса формирования вибрационного нагружения рабочего места оператора промышленного трактора / И.Я. Березин, Ю.О. Пронина, П.А. Тараненко и др. // *Тракторы и сельхозмашины*. 2016. № 8. С. 14–18.
10. Абызов А.А., Мухиддинзода К.Дж., Некрасов С.Г. Моделирование динамики промышленного трактора при низкочастотном вибровозбуждении со стороны гусеничного движителя // *Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение»*. 2023. Т. 23, № 1. С. 63–72. <https://doi.org/10.14529/engin230106>
11. Моделирование гусеничных движителей в ANSYS Motion. URL: <https://cae-club.ru/publications/modelirovanie-gusenichnyh-dvizhiteley-v-ansys-motion> (дата обращения: 10.01.2023).
12. Matsumoto Y., Griffin M.J. Mathematical models for the apparent masses of standing subjects exposed to vertical whole-body vibration // *Journal of Sound and Vibration*. 2003. Vol. 260(3). P. 431–451. [https://doi.org/10.1016/S0022-460X\(02\)00941-0](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(02)00941-0)
13. 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.
14. ISO 5982:2001. International Organization for Standardization. Mechanical Vibration and Shock: Range of Idealized Values to Characterize Seated-Body Biodynamic Response Under Vertical Vibration. International Organization for Standardization, 2002. 28 p.
15. Szczepaniak J., Pawlowski T., Kromulski J. Dynamic loads of whole operator's body originating from the work of tractor mower set // *Mechanization in agriculture & Conserving of the resources*. 2013. Vol. 59(6). P. 28–31.
16. 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, no. 2. P. 399–402. <https://doi.org/10.5604/1232-1966.1108612>
17. Abyzov A.A., Pronina Y.O., Muhiddinzoda K.J. Experimental Study of the Dynamic Characteristics of the Anti-vibration Industrial Tractor Operator's Seat // *Proceedings of the 8th International Con-*

ference on Industrial Engineering (ICIE 2022). Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, 2022. P. 421–430. https://doi.org/10.1007/978-3-031-14125-6_42

18. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1980. 408 с.

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

20. Bendat J., Piersol G. Random data Analysis and Measurement Procedures. John Wiley & Sons, 1986. 560 p.

References

1. Abercromby A., Amonette W., Laune C. Vibration exposure and biodynamic responses during whole-body vibration training // *Medicine and science in sports and exercise*, 2007, 39: 1794–1800. <https://doi.org/10.1249/mss.0b013e3181238a0f>

2. SN 2.2.4/2.1.8.566-96 *Federal'nyye sanitarnyye pravila, normy i gigiyenicheskiye normativy. Proizvodstvennaya vibratsiya, vibratsiya v pomeshcheniyakh zhilykh i obshchestvennykh zdaniy* [Federal sanitary rules, norms and hygienic standards. Industrial vibration, vibration in residential and public buildings]. Moscow, 1997. 20 p.

3. Ginzburg Yu.V., Shved A.I., Parfenov A.P. *Promyshlennyye traktory* [Industrial Tractors]. Moscow, 1986. 296 p.

4. Nguyen Q. H., Furch J. Mathematical Model for Vibration Analysis of Tracked Vehicle. *International Conference on Military Technologies (ICMT), IEEE*, 2019, pp. 1–4. <https://doi.org/10.1109/MILTECHS.2019.8870060>.

5. Sojka M., Čorňák Š. Mathematical Model of Suspension of Tracked Vehicles. *International Conference on Military Technologies (ICMT), IEEE*, 2017, pp. 111–114. <https://doi.org/10.1109/MILTECHS.2017.7988741>.

6. Li S., Zhang J., Y Du. Vibration analysis and simulation verification for suspension of track tractor. AIP Conference Proceedings, *AIP Publishing LLC*, 2019, vol. 2154, no. 1, p. 020041. <https://doi.org/10.1063/1.5125369>.

7. Micyn G.P., Berezin I.Ya., Hripunov D.V. Simulation of the Process of Interaction of the Caterpillar Mover of an Industrial Tractor with the Ground. *Inzhenernaya zashchita okruzhayushchej sredy v transportno-dorozhnom komplekse* [Engineering Environmental Protection in the Transport and Road Complex]. Moscow, 2002, pp. 217–236. (In Russ.)

8. Halturin V. K., Berezin I.Ya., Abyzov A.A., Bondar' V.N., Kostyuchenko V.I. Operational Load and Simulation of the Dynamics of a Caterpillar Bulldozer-Loosening Unit. *Tractors and agricultural machinery*, 2013, no. 2, pp. 16–19. (In Russ.)

9. Berezin I.Ya., Pronina Yu.O., Bondar' V.N., Vershinskij L.V., Taranenko P.A. Modeling the Process of Formation of Vibration Loading of the Workplace of the Operator of an Industrial Tractor. *Tractors and agricultural machinery*, 2016, no. 8, pp. 14–18. (In Russ.)

10. Abyzov A.A., Muhiddinzoda K.Dzh., Nekrasov S.G. Simulation of dynamics of industrial tractor under low-frequency vibro-excitation from the tracked mover. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2023, vol. 23, no. 1, pp. 63–72. (In Russ.). <https://doi.org/10.14529/engin230106>

11. *Modelirovanie gusenichnyh dvizhitelej v ANSYS Motion* [Modeling caterpillar propellers in ANSYS Motion]. URL: <https://cae-club.ru/publications/modelirovanie-gusenichnyh-dvizhitelej-v-ansys-motion> (accessed 10.01.2023).

12. Matsumoto Y., Griffin M.J. Mathematical models for the apparent masses of standing subjects exposed to vertical whole-body vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 2003; 260(3): 431–451. [https://doi.org/10.1016/S0022-460X\(02\)00941-0](https://doi.org/10.1016/S0022-460X(02)00941-0)

13. Panovko G.Ya., Potemkin B.A., Frolov K.V. Determination of the Parameters of the Body Models of a Human Operator Under Vibration and Shock Effects. *Machine Science*, 1972; 3: 31–37. (In Russ.)

14. *ISO 5982:2001*. International Organization for Standardization. Mechanical Vibration and Shock: Range of Idealized Values to Characterize Seated-Body Biodynamic Response Under Vertical Vibration. International Organization for Standardization, 2002. 28 p.

15. Szczepaniak J., Pawlowski T., Kromulski J. Dynamic loads of whole operator's body originating from the work of tractor mower set. *Mechanization in agriculture & Conserving of the resources*, 2013; 59(6): 28–31.
16. 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, 21(2): 399–402. <https://doi.org/10.5604/1232-1966.1108612>
17. Abyzov A.A., Pronina Y.O., Muhiddinzoda K.J. Experimental Study of the Dynamic Characteristics of the Anti-vibration Industrial Tractor Operator's Seat. *Proceedings of the 8th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2022). Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham*, 2022, pp. 421–430. https://doi.org/10.1007/978-3-031-14125-6_42
18. Biderman V.L. *Teoriya mekhanicheskikh kolebanij* [Theory of mechanical vibrations]. Moscow, 1980. 408 p.
19. Svetlitsky V.A. *Statisticheskaya mekhanika i teoriya nadezhnosti* [Statistical Mechanics and Reliability Theory]. Moscow, 2004. 504 p.
20. Bendat J., Piersol G. *Random data Analysis and Measurement Procedures*. John Wiley & Sons, 1986. 560 p.

Информация об авторах

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

Дубровский Анатолий Федорович, доктор технических наук, инженер ОНИЛ автомобильной электроники, Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; duanf@mail.ru

Некрасов Сергей Геннадьевич, доктор технических наук, профессор кафедры «Информационно-измерительная техника», Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; mukhiddinzodakd@susu.ru

Information about the authors

Aleksey A. Abyzov, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Technical Mechanics, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; abyzovaa@susu.ru

Anatoliy F. Dubrovskiy, Doctor of Technical Sciences, engineer ONIL of automotive electronics, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; dubrovskii@f@susu.ru

Sergey G. Nekrasov, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Information and Measuring Technology, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; nekrasovsg@susu.ru

Статья поступила в редакцию 18.11.2024; принята к публикации 19.11.2024.

The article was submitted 18.11.2024; accepted for publication 19.11.2024.