

ВЛИЯНИЕ КОРРЕЛЯЦИИ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ВОЗБУЖДЕНИЙ КОЛЕС ТРАКТОРА НА УРОВЕНЬ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ ВИБРАЦИИ ОПЕРАТОРА

М.В. ПОДРУБАЛОВ, доц., МГУЛ, канд. техн. наук⁽¹⁾,

В.К. ПОДРУБАЛОВ, доц., МГУЛ, канд. техн. наук⁽¹⁾,

А.Н. НИКИТЕНКО, доц., РГАУ-МСХА им. К.А. Тимирязева, канд. техн. наук⁽²⁾

podrubalov@bk.ru, podrubalov@mgul.ac.ru, an-nikitenko@mail.ru

⁽¹⁾ФГБОУ ВПО «Московский государственный университет леса»

141005, Московская обл., г. Мытищи-5, ул. 1-я институтская, д. 1, МГУЛ

⁽²⁾ Российский государственный аграрный университет – МСХА им. К.А. Тимирязева,
127550, Москва, ул. Тимирязевская, д. 58

Решается актуальная задача создания более точных методов математического моделирования и расчета вибрационной активности мобильных машин в соответствии с международными и отечественными стандартами по безопасности труда. Для этого используется впервые разработанная обобщенная модель, описывающая стохастические стационарные пространственные колебания 12-массовой динамической системы колесной машины, имеющей 4 входа, 20 степеней свободы и 32 упруго-диссипативные связи. Подробно рассмотрена и сформирована матрица спектральных плотностей кинематических воздействий от профиля пути на машину, описывающая подсистему «воздействие». Реализован оригинальный алгоритм, позволяющий при расчетах по разработанной компьютерной программе легко переходить от пространственной модели (некоррелированные входы) к плоской и наоборот. Матрица также обеспечивает результаты расчетов, полученных для машины при ее движении по выбранному фону, корректно пересчитывать для любого другого. Исследования осуществлены в рамках изучения свойств системы виброзащиты трактора мощностью 110 кВт с колесной схемой 4К46. Многофакторная оценка средних квадратических значений пространственных ускорений в октавных диапазонах частот проведена при подаче на вход динамической системы коррелированного и некоррелированного возбуждений по левой и правой колеям искусственного трека ГОСТ 12.2.002. При этом подсистема «машина» варьировалась расположением сиденья, наличием или отсутствием у него подвески, введением или полным и частичным исключением из конструкции зависимых регулируемых подвесок передних и задних колес с оптимальными параметрами. Расчетами впервые показано, что в обеспечении уровня вибрации на сиденье в соответствии со стандартом фактор некоррелированности входов по колеям достаточно весом и составляет 1,3–1,54 раза. Наибольшие уровни ускорений получены для трактора без подвесок колес и частично поддрессоренного. Стандарт не выполняется по всем направлениям при варьировании любыми другими факторами. Установлено, что подвеска всех колес с оптимальными параметрами обеспечивает выполнение всех нормативов по вибрации и снижает ее уровень до 6 раз. Полученные результаты позволили определить пространственную математическую модель в качестве основной для исследований вибронегруженности машин.

Ключевые слова: колесный трактор, спектр, возбуждение, математическая модель, эталонный фон, виброзащита

Создание конкурентоспособных машин, соответствующих требованиям международных стандартов, в настоящее время невозможно без проведения еще на стадии проектирования математического моделирования их работы. При этом найденные расчетными методами параметры должны обеспечивать заданные качества функционирования объекта. Одним из главных критериев здесь для широкого класса мобильных машин, занятых в лесном, сельскохозяйственном и дорожно-строительном производствах, являются условия и безопасность труда. В то же время исследования, раскрывающие указанную тематику с учетом пространственности динамических систем машин и воздействий от профиля пути, поступающих на колеса, т. е. с условиями, адекватными реальной эксплу-

атации, до сегодняшнего дня практически отсутствовали. Поэтому выявление влияния на вибрационные характеристики машины и сравнение значимости таких факторов, как корреляция воздействий по входам динамической системы (отображает свойства подсистемы «воздействие»), а также структуры и параметров системы виброзащиты (отображает свойства подсистемы «машина»), являются весьма актуальными.

Для решения этой задачи используется обобщенная математическая модель, описывающая стационарные пространственные колебания динамической системы колесной мобильной машины, включающей 12 твердых тел, соединенных 32 упруго-диссипативными связями, имеющей 4 входа и 20 степеней свободы (рис. 1). Сама модель и

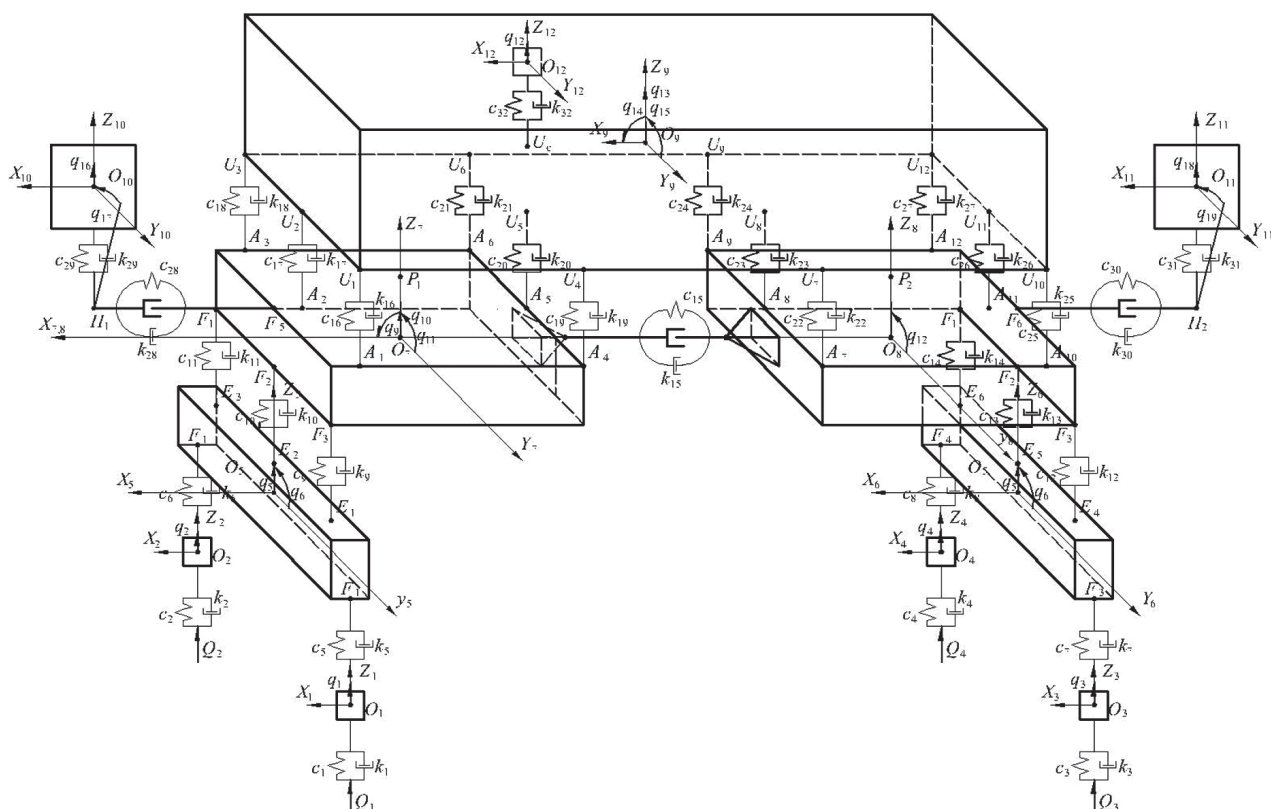


Рис. 1. Обобщенная расчетная схема динамической системы машины
Fig.1 General calculation scheme of the dynamic system of the machine

результаты расчетов вибрационных характеристик и оптимальных параметров системы виброзащиты колесного трактора мощностью 110 кВт, для которого предполагается также лесная модификация, представлены в [1–3]. Однако в ракурсе поставленного вопроса в указанных работах исследования по ней не проводились.

Суть разработанного в [1–4] спектрального метода задания кинематических воздействий от случайного профиля пути на входы динамической системы машины заключается в следующем. Для теоретической количественной и качественной оценок выходных колебательных процессов масс динамической системы необходимо использовать спектральные характеристики компонент вектора обобщенных координат системы и их производных. В нашем случае для трактора (рис. 1) матрица спектральных плотностей n -ой производной компонент вектора обобщенных координат динамической системы размерностью 19×19 вычисляется по формуле

$$S_{\bar{q}}(j\omega) = (-j\omega)^n \cdot \bar{W}(j\omega) \cdot S_{\bar{Q}}(j\omega) \cdot W^T(j\omega) \cdot (j\omega)^n, \quad (1)$$

где: $\bar{W}(j\omega), W^T(j\omega)$ – сопряженная и транспонированная матрицы от матрицы частотных характеристик динамической системы $W(j\omega)$ размерностью 19×4 ;

$S_{\bar{Q}}(j\omega)$ – матрица спектральных плотностей компонент вектора $\bar{Q}$ кинематических воздействий размерностью 4×4 .

$(i = \overline{1,4})$ – кинематические возбуждения;

$q_i (i = \overline{1,20})$ – обобщенные координаты;

$m_i (i = \overline{1,12})$ – массы твердых тел системы;

$c_i (i = \overline{1,32})$ – жесткости упругих элементов;

$k_i (i = \overline{1,32})$ – коэффициенты диссипации;

$O_i (i = \overline{1,12})$ – центр инерции масс за исключением $i=7$ и $i=8$;

P_1 – центр инерции массы m_7 ;

P_2 – центр инерции массы m_8 ;

A_i и $U_i (i = \overline{1,12})$ – точки крепления подвесок к остоу и кабине;

$R_i (i = \overline{1,4})$ – точки крепления подвесок колес к мостам;

E_i и $F_i (i = \overline{1,6})$ – точки крепления подвесок и навесок к мостам и остоу;

H_i ($i = \overline{1,2}$) – проекция центра масс навесного агрегата на горизонтальное плечо рычага;

U_c – точка крепления сиденья оператора;

O_p, X_p, Y_p, Z_i – система координат масс m_i .

Последняя при решении задач анализа стационарных детерминистических многомерных динамических систем спектральным методом (как в нашем случае) является характеристикой, описывающей подсистему воздействие [5]. Эта матрица Эрмитова и для 4-колесной ходовой системы (рис. 2) имеет вид

$$S_{\bar{Q}}(j\omega) = \begin{bmatrix} S_{Q_{11}} & S_{Q_{12}} & S_{Q_{13}} & S_{Q_{14}} \\ S_{Q_{21}} & S_{Q_{22}} & S_{Q_{23}} & S_{Q_{24}} \\ S_{Q_{31}} & S_{Q_{32}} & S_{Q_{33}} & S_{Q_{34}} \\ S_{Q_{41}} & S_{Q_{42}} & S_{Q_{43}} & S_{Q_{44}} \end{bmatrix}. \quad (2)$$

В матрице (2) элементы, стоящие на главной диагонали, есть спектральные плотности кинематических воздействий, поступающих на каждый вход динамической подсистемы машина. Остальные элементы матрицы – взаимные спектральные плотности кинематических воздействий между различными входами системы, которые определяются, например, для входов 1 и 2 (рис. 2) как

$$S_{Q_{12}}(j\omega) = |S_{Q_{12}}(j\omega)| e^{-j\Theta(\omega)}, \quad (3)$$

где $|S_{Q_{12}}(j\omega)| = \sqrt{[\operatorname{Re} S_{Q_{12}}(j\omega)]^2 + [\operatorname{Im} S_{Q_{12}}(j\omega)]^2}$ – модуль (амплитудный спектр);

$$\Theta(\omega) = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{Im} S_{Q_{12}}(j\omega)}{\operatorname{Re} S_{Q_{12}}(j\omega)}$$

– фазовый сдвиг (фазовый спектр).

Для того чтобы сформировать $S_{\bar{Q}}$, необходимо получить статистическую оценку ее элементов (3) в зависимости от скорости движения машины и размерной схемы опор ее движителей в плане (рис. 2).

Здесь экспериментально решенным является вопрос о равенстве параметров автоспектров колеи профиля пути, по которым происходит движение (имеется множество работ, например, [6, 7]). Теоретически выбор диагональных элементов матрицы (2), равных между собой, можно обосновать выполняемыми для исследуемых процессов

воздействий свойствами нормальности, стационарности, и, следовательно, эргодичности. Действительно, если процесс эргодический, то по его определению для одной реализации (колеи) должны выполняться равенства $S_{Q_{11}}(\omega) = S_{Q_{33}}(\omega)$, $S_{Q_{22}}(\omega) = S_{Q_{44}}(\omega)$, а для двух реализаций $S_{Q_{11}}(\omega) = S_{Q_{33}}(\omega) = S_{Q_{22}}(\omega) = S_{Q_{44}}(\omega)$. Для редко встречающегося варианта движения каждого колеса по своей колее это равенство не нарушается.

Исследование взаимосвязи между кинематическими воздействиями по входам динамической системы четырехопорной машины, по сведениям авторов, посвящены лишь две работы [7, 8]. В [8] анализ экспериментально полученных значений функции когерентности и квадратов корреляционных функций процессов воздействий от грунтовой дороги и стерни показал, что воздействия на передние и задние колеса по левой и правой колеям можно принимать как независимые. В другой [7], где анализировались только взаимно корреляционные функции ординат профилей двух эталонных треков СТ ИСО [9] без учета скорости машины, получен противоположный вывод (по нашему мнению неверный), на базе которого и были созданы отечественные искусственные треки грунтовой дороги и агрофона без сдвига ординат между правой или левой колеями [10]. Противоестественность свойствам реальной местности здесь очевидна. Однако поскольку мы имеем данные по подсистеме «воздействие» в этой части весьма ограниченного объема, в разработанных алгоритмах будут использоваться оба подхода. Следует отметить, что публикаций по вышеуказанной тематике, учитывающих условия лесной местности, авторы не обнаружили.

Таким образом, матрицу спектральных плотностей кинематических воздействий от профиля пути на колесный трактор (рис. 1) для схемы, показанной на рис. 2, можно представить в виде

$$S_{\bar{Q}}(j\omega) = S_{Q_{11}}(\omega) \begin{bmatrix} 1 & B_{12} & L_{13} & B_{12}L_{13} \\ \bar{B}_{12} & 1 & \bar{B}_{12}L_{13} & L_{13} \\ \bar{L}_{13} & B_{12}\bar{L}_{13} & 1 & B_{12} \\ \bar{B}_{12}\bar{L}_{13} & \bar{L}_{13} & \bar{B}_{12} & 1 \end{bmatrix}, \quad (4)$$

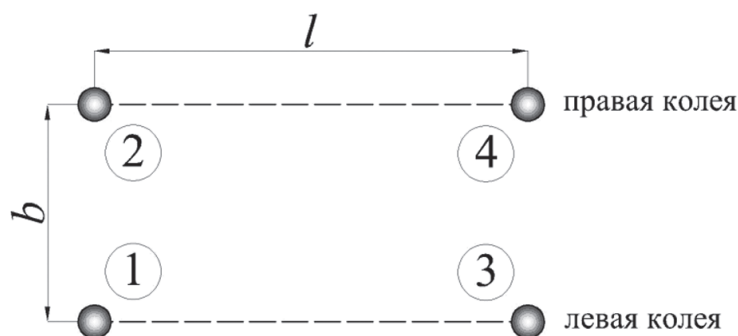


Рис. 2. Схема расположения опор движителей в плане
Fig. 2. The scheme of the location of propelling bearers in the plan

где $B_{12}(j\omega) = e^{-j\Theta(\omega)}$ – частотная характеристика оператора (фильтра) линейного преобразования воздействия от левой колеи в возбуждение, поступающее от правой колеи;

$L_{13}(j\omega) = e^{-j\omega\tau}$ – частотная характеристика оператора сдвига для воздействия от передних колес задним колесам;

$\bar{B}_{12}(j\omega), \bar{L}_{13}(j\omega)$ – комплексно-сопряженные частотные характеристики;

$\tau = l/v$ – запаздывание воздействия на задние колеса, с;

l – продольная база трактора, м;

v – скорость движения, м/с;

ω – частота, 1/с; $j = \sqrt{-1}$.

При независимых (некоррелированных) кинематических воздействиях на машину от правой и левой колес фазовый сдвиг $\Theta = \pm\pi/2$, а $B_{12}(j\omega) = \pm j$. Когда координаты колес совпадают (корреляционная связь равна единице) $\Theta = 0$ и $B_{12}(j\omega) = 1$. При $\Theta = \pi$ все гармонические составляющие спектров воздействия по колесам находятся в противофазе и $B_{12}(j\omega) = -1$. Поскольку последний вариант физически трудно осуществить, то он в дальнейшем не рассматривается.

Формула (1) и матрица (4) позволяют при уже проведенных расчетах оценок вибрационных характеристик машины с использованием параметров возбуждения от какого-либо эталонного или естественного профиля пути осуществить анализ уровня вибрации на любом другом фоне. Для этого необходимо знать СКЗ возбуждения по ускорению нового фона в рассматриваемых ОДЧ. Из выражения (4) ясно видно, что такая коррекция будет выполняться для вибрации по всем направлени-

ям. Коэффициенты перехода к новым фонам представлены в [12, табл. 2], где показана практическая идентичность с качественной и количественной сторон оценок воздействий эталонных треков и лесных фонов во втором и третьем ОДЧ.

Для решения поставленной задачи расчеты по обобщенной математической модели [1] и расчетной схеме (рис. 1) проводились с заданием спектральной плотности $S_{\dot{q}_1}(\omega)$ матрицы (4) эталонного агрофона по ГОСТ 12.2.002-91 [10] для установленной в нем скорости движения по треку $v = 2,5$ м/с. Ее параметры: $\sigma_q = 2,28 \cdot 10^{-4}$ м², $\alpha_v = 4,5$ 1/с, $\beta = 3,1$ 1/с. Применялись программа расчета и критерии оценки параметров пространственных колебаний, отработанные в [1–3, 11].

Расчеты проводились с нахождением оценок среднеквадратических значений (СКЗ) ускорений в первых трех октавных диапазонах частот (ОДЧ) 0,7–1,4, 1,4–2,8 и 2,8–5,6 Гц со среднегеометрическими частотами (СГЧ) 1, 2 и 4 Гц. Заметим, что нормы вибрации в ОДЧ с СГЧ 2 и 4 Гц являются наиболее трудновыполнимыми для колесных тракторов.

При исследовании пространственной вибрации использовался многофакторный анализ. СКЗ ускорений по всем направлениям на жестком (Z) и поддрессоренном (ZC) сиденьях оператора определялись при подаче на вход динамической системы трактора возбуждения от профиля пути со сдвигом ординат левой и правой колес ($\Theta = \pi/2$) и без сдвига ($\Theta = 0$). Сиденье при этом помещалось над передним мостом ($x_U = 125$ см). Кроме того,

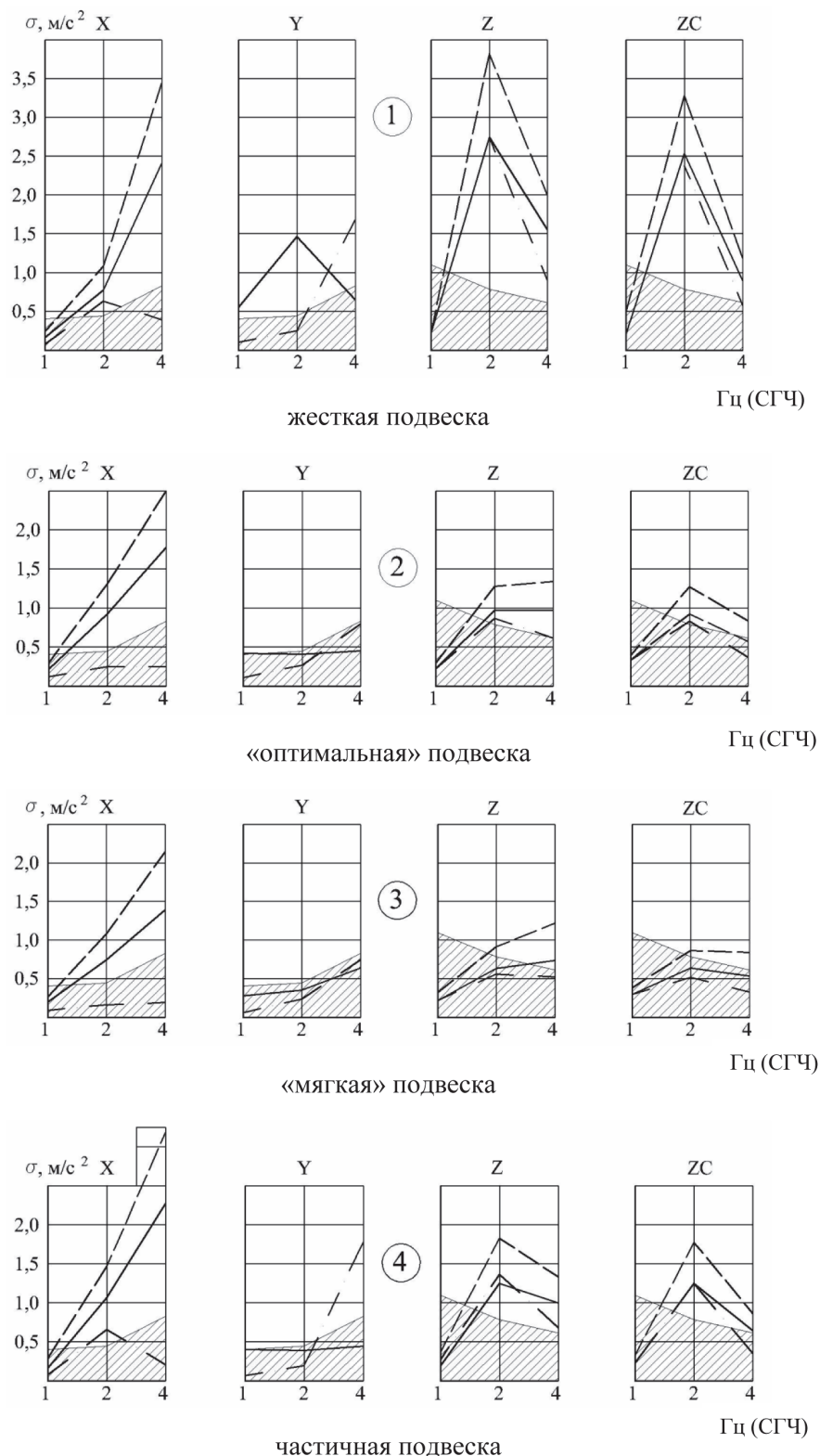


Рис. 3. SKZ горизонтальных продольных X , поперечных Y и вертикальных ускорений на жестком Z и подрессоренном ZC сиденье оператора для различных вариантов подвесок колес и корреляции входных воздействий по левой и правой колеям: --- коррелированные ($\Theta = 0$), сиденье впереди; — некоррелированные ($\Theta = \pi/2$), сиденье впереди; - · - - некоррелированные ($\Theta = \pi/2$), сиденье в середине

Fig. 3. SKZ of horizontal longitudinal X , crosscut Y and vertical accelerations on firm Z and strung ZC operator seat for various variants of wheel suspensions and correlations of input influences on left and right tracks: --- uncorrelated ($\Theta = 0$), front seat; — uncorrelated ($\Theta = \pi/2$), front seat; - · - - uncorrelated ($\Theta = \pi/2$), middle

для выявления влияния координат установки сиденья на оцениваемые показатели был рассчитан исходный вариант – со сдвигом колеи ($\Theta = \pi/2$) и расположением сиденья приблизительно посередине продольной базы трактора ($x_U = -13,5$ см) [2].

При принятии сдвига $\Theta = 0$ пространственная расчетная схема (рис. 1) превращается в плоскую и описывает только горизонтально-продольные (X) и вертикальные (Z , ZC) колебания масс. Расчеты показателей вибрации установили, что в этом случае СКЗ ускорений по направлению Y составляют величины 10^{-5} – 10^{-6} м/с², что обусловлено погрешностью численных методов вычисления оценок на компьютере. Этот результат сам по себе является тестом и говорит о правильности математической модели и программы расчетов.

Каждый из перечисленных вариантов включал расчеты показателей вибрации динамической системы для оценки эффективности регулируемой (по статическому прогибу) зависимой подвески колес. Сравнивались:

1. Жесткая подвеска. Подвеска колес отсутствует (заблокирована). Наиболее часто встречающийся и по сегодняшний день вариант исполнения ходовой системы колесных тракторов. Блокировка колес осуществлялась введением в программу жесткости $c_{9,11,12,14} = 10000$ кН/м.

2. «Оптимальная» по [2, 3] регулируемая подвеска с $c_{9,11} = 130$ кН/м, $c_{12,14} = 118$ кН/м, $k_{9,11,12,14} = 8$ кНс/м.

3. «Мягкая» подвеска с $c_{9,11} = 70$ кН/м, $c_{12,14} = 63$ кН/м, $k_{9,11,12,14} = 8$ кНс/м. Ее параметры являются близкими к оптимальным при расчете нормативной вертикальной вибрации по цепной расчетной схеме динамической системы трактора [12].

4. Частичное поддрессирование (передних колес) $c_{9,11} = 130$ кН/м, $c_{12,14} = 10\,000$ кН/м, $k_{9,11} = 8$ кНс/м. Применяется на некоторых моделях тракторов (например Т-150К).

Жесткости и коэффициенты сопротивления в шинах, подвески кабины, сиденья, рамы не варьировались и составляли соответственно величины: $c_{1-4} = 336$ кН/м, $k_{1-4} = 3$ кНс/м; $c_{16,18,19,21} = 1700$ кН/м,

$k_{16,18,19,21} = 2,3$ кНс/м (резиновые амортизаторы); $c_{32} = 4,3$ кН/м, $k_{32} = 0,8$ кНс/м (сиденье АУ 31.00000); $c_{15} = 13 \cdot 10^6$ Нм/рад, $k_{15} = 2$ Нмс/рад.

Данные по СКЗ горизонтальных продольных X , поперечных Y , вертикальных Z , ZC ускорений на сиденье оператора, рассчитанные по разработанному выше плану, приведены на рис. 3. Область допускаемых (рекомендуемых) СКЗ ускорений СТ ИСО 2631 [2, 11] для большей наглядности заштрихована. За меру значимости влияния изменяемых факторов на оцениваемые показатели вибрации приняты соответствующие значения отношений расчетных оценок СКЗ в ОДЧ. Для подсистемы «воздействие» они являются мерой учета математической моделью свойств местности, а для подсистемы «машина» – мерой эффективности рассматриваемого итога действий по оптимизации системы виброзащиты трактора.

Из графиков видно (рис. 3), что в выполнении главной задачи, для которой проводятся моделирование и расчеты, – обеспечения уровня вибрации на сиденье в соответствии со стандартом [11] – фактор учета наличия или отсутствия связи по левой и правой колеям достаточно весом и находится на уровне значений каждого из факторов при варьировании параметрами его динамической системы. Снижение СКЗ ускорений в ОДЧ с СГЧ 2 и 4 Гц на сиденье, находящемся над передним мостом, при подаче на вход системы воздействия со сдвигом ($\Theta = \pi/2$) по сравнению с расчетами при возбуждениях без сдвига ($\Theta = 0$) соответственно составляет величины: для горизонтально-продольного направления – 1,47; 1,42 (вариант 1) и 1,44; 1,41 (вариант 2); для вертикального направления (Z) – 1,36; 1,37 (1) и 1,37; 1,42 (2). Такой же диапазон отношений оценок СКЗ имеют и другие варианты (3, 4) поддрессирования остова.

Анализ эффективности применения различных систем поддрессирования по сравнению с жесткой подвеской колес трактора показывает, что выбор параметров задания возбуждения может также сыграть заметную роль в правильности принятия решения по выбору рациональной системы

виброзащиты. Расчетные данные подтверждают это.

С одной стороны, из рис. 3 видно, что уменьшение СКЗ ускорений при сравнении в тех же ОДЧ и для тех же вариантов (1 и 2) составляет по $X - 0,8; 1,4$ ($\Theta = 0$) и $0,94; 1,37$ ($\Theta = \pi/2$), а по $Z - 3; 1,53$ ($\Theta = 0$) и $2,89; 1,57$ ($\Theta = \pi/2$). Т. е. влияния на уровень эффективности «оптимальной» подвески выбор типа воздействия практически не оказывает. Здесь необходимо только отметить, что подвеска (2) несколько увеличивает СКЗ горизонтально-продольных ускорений (отношения меньше единицы) в ОДЧ с СГЧ 2 Гц и немного снижает вертикальную вибрацию (Z, ZC), доводя ее практически до нормативной даже при расположении сиденья над передним мостом. Вар. 3 и 4 имеют аналогичные свойства.

С другой стороны, из анализа оценок вибрационных характеристик в вертикальном направлении на сдвинутом вперед поддрессоренном сиденье для «оптимальной» и «мягкой» подвесок следует, что их уменьшение у базового варианта ($\Theta = \pi/2$) по сравнению с вариантом задания возбуждений по колеям без сдвига ($\Theta = 0$) весьма значительно и равно в ОДЧ с СГЧ 2 и 4 Гц соответственно 1,39; 130 и 1,4; 154 раза. При этом трактор с такими системами виброзащиты полностью или практически выполняет нормативы стандартов как с поддрессоренным (ZC), так и с жестким (Z) сиденьями. Напротив, для варианта при $\Theta = 0$ рекомендации стандартов не достигаются и при оптимизации потребуется еще большее снижение жесткости регулируемых подвесок колес или сиденья, что с конструктивной и эргономической точек зрения вряд ли оправдано.

Анализ расчетных вибрационных характеристик по подсистеме «машина» выявил существенную роль перемещения сиденья в середину продольной базы трактора (рис. 3). Положительное влияние присутствует у всех характеристик для горизонтально-продольного и вертикального (Z, ZC) направлений для всех вариантов системы поддрессоривания острова. Наибольшее значение эффективности наблюдается для продольных ускорений (6–9

раз в ОДЧ с СГЧ 4 Гц!), которые этим мероприятием приводятся к значениям ниже нормативных. Поперечные СКЗ ускорений при этом возрастают и в указанном выше ОДЧ для жесткой и частичной подвесок острова в два раза превосходят допускаемые по стандарту. Такой рост у вар. 4 объясняется увеличением уровня колебаний острова при отсутствии задней подвески.

Графики показывают, что самые большие абсолютные СКЗ ускорений для всех вариантов виброзащиты получены для неподдрессоренного трактора (1) и при частичном поддрессоривании (4). У этих вариантов стандарт не выполняется для всех направлений вибрации при любых входных воздействиях и расположении сиденья.

Напротив, введение в конструкцию трактора регулируемой подвески колес с оптимальными параметрами (2) обеспечивает выполнение всех нормативов. Причем для вертикальной вибрации можно практически достичь их уровня и для варианта трактора без подвески сиденья (Z) при его расположении в центре продольной базы и некоррелированном возбуждении по колеям фона. При этом эффект от некоррелируемости входов превышает в 1,41 раза эффект от введения подвески сиденья (рис. 3 ZC для вар. 2). Т. е. в этом случае можно ориентироваться на применение сиденья автомобильного типа, что удешевит трактор с улучшением его качества за счет повышения эргономических показателей из-за исключения относительных перемещений оператора и органов управления. Все это справедливо и для варианта с «мягкой» подвеской (3). Однако видно, что в этом случае почти двукратное снижение жесткости передних и задних подвесок колес приводит лишь к едва заметному снижению СКЗ ускорений по отношению к варианту с «оптимальной» подвеской. Учитывая также требуемое возрастание габаритов «мягкой» подвески [3], ее применение на тракторе вряд ли целесообразно.

Таким образом, проведенная расчетная оценка вибрации по разработанной пространственной 12-массовой расчетной схе-

ме и математической модели, описывающей случайные колебания динамической системы колесного трактора при его движении по эталонному треку, позволила выявить существенное влияние отсутствия корреляции возбуждений по входам системы на снижение уровня вибрационных характеристик и определить пространственную математическую модель в качестве основной для проводимых исследований по вибронагруженности мобильных машин.

Установлены картины изменения выходных параметров пространственной вибрации и ее соответствие нормам отечественного и международного стандартов в зависимости от структуры и параметров системы виброзащиты трактора. Показано, что при применении на тракторе регулируемой зависимой подвески передних и задних колес с оптимальными параметрами можно использовать сиденье без подвески (автомобильного типа).

Библиографический список

1. Подрубалов, В.К. Моделирование пространственной вибронагруженности мобильной машины при случайном кинематическом возбуждении. Часть 1. Обобщенная математическая модель. / В.К. Подрубалов, А.Н. Никитенко, М.В. Подрубалов. – М.: Известия МГМУ (МАМИ), 2013. – № 2 (16). Том 1.
2. Подрубалов, В.К. Моделирование пространственной вибронагруженности мобильной машины при случайном кинематическом возбуждении. Часть 2. Оптимизация системы виброзащиты оператора / В.К. Подрубалов, А.Н. Никитенко, М.В. Подрубалов. – М.: Известия МГМУ (МАМИ), 2013. – № 2(16). – Том 1.
3. Подрубалов, В.К. Моделирование пространственной вибронагруженности мобильной машины при случайном кинематическом возбуждении. Часть 3. Исследование нагруженности трактора / В.К. Подрубалов, А.Н. Никитенко, М.В. Подрубалов. – М.: Известия МГМУ (МАМИ), 2013. – № 2 (16). – Том 1.
4. Подрубалов, М.В. Математическая модель пространственных колебаний масс динамической системы транспортного агрегата мотоблока при стационарном кинематическом воздействии / М.В. Подрубалов // Вестник МГУЛ – Лесной вестник. – 2007. – № 6(48). – С. 142–146.
5. Болотин, В.В. Случайные колебания упругих систем / В.В. Болотин. – М.: Наука, 1979. – 335 с.
6. Дмитриченко, С.С. Методы оценки и повышения долговечности несущих систем тракторов и других машин: дисс. ... д-ра техн. наук / С.С. Дмитриченко. – М.: НАТИ, 1971. – 36 с.
7. Арутюнян, В.С. Обоснование параметров и разработка конструкции типового трека для испытания колесных сельскохозяйственных тракторов по оценке вибрации: дисс. ... к-та техн. наук / В.С. Арутюнян. – Ереван, 1983. – 212 с.
8. Подрубалов, В.К. Оценка корреляции кинематических воздействий от профиля пути по входам динамической системы сельскохозяйственного трактора / В.К. Подрубалов, А.Н. Никитенко // Труды НПО НАТИ. Повышение функциональных качеств систем поддрессирования гусеничных тракторов. – М.: ГОНТИ, 1985. – С. 72–81.
9. ГОСТ 31323-2006 (ИСО 5008:2002) Вибрация. Определение параметров вибрационной характеристики самоходных машин. Тракторы сельскохозяйственные колесные и машины для полевых работ. – М.: Стандартинформ. – 2012. – 19 с.
10. ГОСТ 12.2.002-91. Техника сельскохозяйственная. Методы оценки безопасности. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 17 с.
11. ГОСТ 31191.1-2004 (ИСО 2631-1:1997). Межгосударственный стандарт. Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 1. Общие требования. – М.: Стандартинформ, 2008. – 37 с.
12. Подрубалов, М.В. Оценка вертикальной вибрации колесного трактора при движении по случайному профилю пути / М.В. Подрубалов, В.К. Подрубалов // Вестник МГУЛ – Лесной вестник, 2014. – № 4. – С. 154–161.

THE INFLUENCE OF THE CORRELATION OF THE KINEMATIC EXCITATION OF WHEELS ON THE LEVEL OF SPATIAL VIBRATION OF THE OPERATOR

Podrubalov M.V., Assoc. Prof., MSFU, Ph.D. (Tech.) ⁽¹⁾; **Podrubalov V.K.**, Assoc. Prof., MSFU, Ph.D. (Tech.) ⁽¹⁾; **Nikitenko A.N.**, Assoc. Prof., RSAU – TMAA named after K.A. Timiryazev, PhD. tehn. Sciences ⁽²⁾

podrubalov@bk.ru, podrubalov@mgul.ac.ru, an-nikitenko@mail.ru

⁽¹⁾Moscow State Forest University (MSFU), 1st Institutskaya street, 1, 141005, Mytischki, Moscow region, Russia

⁽²⁾Russian State Agrarian University – Timiryazev Moscow Agricultural Academy, Timiryazevskaya st., 58, Moscow, 127550, Russia

There is a topical task solved to create more exact methods of mathematical modeling and calculation of vibrational activity of mobile machines in accordance with the international and domestic standards of labor safety. To do it a newly introduced generalized model, describing the stochastic stationary spatial fluctuations of 12 mass dynamic system of a wheeled machine with 4 inputs, 20 degrees of freedom and 32 elastic-dissipative communications, is used. The matrix of spectral density of kinematic impacts of a way profile on machines, describing a subsystem “impact” is considered and formed in detail. The original algorithm, allowing to easily transit from the spatial model (uncorrelated inputs) to the flat one and vice versa (during the calculations) has been implemented. The matrix also provides correct countings for the results of the calculations obtained for the machine as it moves on the selected background. The research have been carried out within the studies of characteristics

of vibroprotection system of a tractor with a power of 110 kW with the wheel scheme 4K46. Multivariate evaluation of the average square values of the spatial accelerations in octave ranges has been carried out during the feeding of correlated and uncorrelated excitations to the input of the dynamic system. The feeding went on the left and right tracks of the artificial State Standard track 12.2.002. During the process, the “machine” subsystem varied due to the position of the seat, the presence or absence of car suspension, due to the introduction or full or partial exclusion of dependent adjustable front and rear wheels suspensions from the construction. The calculations have demonstrated that when ensuring the level of vibration on the seat according to the standard, the factor of noncorrelatedness of entrances on the tracks is considerable and is 1,3–1,54. The highest acceleration levels have been obtained for the partially sprung tractor with no wheel suspensions. The standard is not applied to all the directions when varying any other factor. It is proved, that the suspension of all the wheels with optimal parameters ensures the implementation of all vibration standards and reduces vibration level up to 6 times. The obtained results have allowed to make the spatial mathematical model the basis for the studies of machine vibro-loading.

Keywords: wheel tractor, range, excitation, mathematical model, the selected background, vibroprotection

References

1. Podrubalov V.K., Nikitenko A.N., Podrubalov M.V. *Obobshchennaya matematicheskaya model' vibronagruzhennosti mobil'noy mashiny pri sluchaynom kinematicheskoy vozbuzhdenii* [Generalized mathematical model of the vibration of the mobile machine at random kinematic excitation]. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2013. № 2(16). Vol. 1. pp. 203-212.
2. Podrubalov V.K., Nikitenko A.N., Podrubalov M.V. *Optimizatsiya sistemy vibrozashchity operatora mobil'noy mashiny pri sluchaynom kinematicheskoy vozbuzhdenii* [Optimization of vibration protection systems of mobile machines at random kinematic excitation]. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2013. № 2(16). vol. 1. pp. 212-221.
3. Podrubalov V.K., Nikitenko A.N., Podrubalov M.V. *Vibronagruzhennost' traktora pri sluchaynom kinematicheskoy vozbuzhdenii* [The vibration load of the tractor at random kinematic excitation]. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2013. № 2(16). vol. 1. pp. 221-226.
4. Podrubalov, M.V. *Matematicheskaya model' prostranstvennykh kolebaniy mass dinamicheskoy sistemy transportnogo agregata motobloka pri statsionarnom kinematicheskoy vozbuzhdenii* [A mathematical model of the spatial oscillations of the mass of the dynamic system of the transport unit of tillers when stationary kinematic effects]. *Moscow State Forest University Bulletin – Lesnoy Vestnik*. 2007. № 6 (48). pp. 142-146.
5. Bolotin V.V. *Sluchaynye kolebaniya uprugikh sistem* [Random vibrations of elastic systems]. Moscow, Nauka, 1979. 335 p.
6. Dmitrichenko S.S. *Metody otsenki i povysheniya dolgovechnosti nesushchikh sistem traktorov i drugikh mashin* [Assessment methods and increase the durability of the bearing systems of tractors and other machines]. Diss. ... Dr. tech. Sciences. Moscow, NATI. 1971, 36 p.
7. Arutyunyan V.S. *Obosnovaniye parametrov razrabotki konstruktsii tipovogo trekadlya ispytaniya kolesnykh sel'skokhozyaystvennykh traktorov po otsenke vibratsii* [Substantiation of the parameters and design of typical track for testing of wheeled agricultural tractors evaluation of vibration]. The dissertation on competition of a scientific degree of candidate of technical Sciences. Erevan, 1983. 212 p.
8. Podrubalov V.K., Nikitenko A.N. *Otsenka korrelyatsii kinematicheskikh vozbuzhdeniy ot profilya puti po vkhodam dinamicheskoy sistemy sel'skokhozyaystvennogo traktora* [Assessment of the correlation of kinematic effects from the profile path to the inputs of the dynamic system of the agricultural tractor]. *Trudy NPO NATI. Povyshenie funktsionalnykh kachestv sistem podressorivaniya gusenichnykh traktorov* [Increasing the functional qualities of the suspension systems of caterpillar tractors]. Moscow, GONTI. -1985. pp. 72-81.
9. State Standard 31323-2006 (ISO 5008:2002) Vibration. Determination of the parameters of the vibration characteristics of self-propelled machines. The agricultural wheeled tractors and machinery for field work. Moscow, Standartinform Publ., 2012. 19 p. (In Russian)
10. State Standard 12.2.002-91. Tech agriculture. Methods of safety assessment. Moscow, Standartinform Publ., 1991. 42 p. (In Russian)
11. State Standard 31191.1-2004 (ISO 2631-1:1997). Vibration and shock. The total measurement of vibration and evaluation of its effects on humans. Part 1. General requirements. Moscow, Standartinform Publ., 2008. 437 p. (In Russian)
12. Podrubalov M.V., Podrubalov V.K. *Otsenka vertikal'noy vibratsii kolesnogo traktora pri dvizhenii po sluchaynomu profilyu puti* [Evaluation of vertical vibration of the wheel of the tractor when driving on a random profile path]. *Moscow State Forest University Bulletin – Lesnoy Vestnik*. 2014. № 4. vol. 18. pp. 154–161.