

УДК 625.4.015

Д-р техн. наук, проф. А. Н. САВОСЬКИН, кандидаты техн. наук Г. П. БУРЧАК, Р. К. НАСЫРОВ, инж. А. А. АКИШИН

Случайные колебания рельсовых экипажей с нелинейными характеристиками рессорного подвешивания

Аннотация. Рассмотрена задача исследования нестационарных случайных процессов колебаний рельсовых экипажей при действии многомерного случайного возмущения в виде вертикальных и горизонтальных неровностей левой и правой рельсовых нитей. Показана необходимость при изменении скорости движения изменять количество и состав слагаемых аналитического выражения импульсной характеристики формирующего фильтра для генерирования случайного процесса эквивалентной геометрической неровности рельсового пути. Получены трехмерные реализации таких случайных процессов колебаний для рассматриваемой модели рельсового экипажа. Показано, что отдельные реализации таких процессов значительно отличаются друг от друга, что свидетельствует о нестационарности этих процессов колебаний.

Получены двумерные плотности распределения мгновенных значений случайных процессов колебаний относительного кузова, тележек и колесных пар экипажа, которые могут быть сглажены двумерным законом распределения Гаусса. Корреляционные функции и спектральные плотности этих колебаний оказались трехмерными. При этом поверхность функций спектральной плотности является неотрицательной с рядом максимумов, наибольшие ординаты которых находятся в главной диагональной плоскости. Обосновано появление основных и боковых максимумов спектральной плотности. Показано, что частоты, соответствующие боковым максимумам, находятся в отношениях 2:1 и 3:1 к частоте соответствующего диагонального максимума. Это свидетельствует о появлении в составе реализаций соответствующих колебательных процессов ультрагармонических составляющих, свойственных нелинейным системам. Рассчитано распределение абсолютных максимумов этих процессов и найдены средние значения этих распределений, характеризующие величины показателей динамических качеств.

Ключевые слова: случайные процессы геометрических неровностей рельсовых нитей; влияние скорости движения на случайные процессы неровностей; двумерная плотность вероятностей; корреляционная функция; спектральная плотность и распределение абсолютных максимумов нестационарных случайных процессов колебаний экипажа

Накопленный опыт расчетов колебаний рельсовых экипажей показывает, что для получения удовлетворительных результатов можно воспользоваться некоторой упрощенной схемой: принимать динамическую систему экипажа нелинейной, а в качестве возмущения использовать многомерный гауссовский стационарный случайный процесс вертикальных и горизонтальных неровностей левого и правого рельсов [1] $\eta_{iust}(x = vt)$, здесь $i = s = 1$ соответствует вертикальной неровности; $i = s = 2$ — горизонтальной;

$u = l = 1$ соответствует левому, а $u = l = 2$ — правому колесам. В результате такой нумерации матрица $\|\eta_{iust}(x = vt)\|$ будет иметь размерность 4×4 .

Поскольку нелинейная система по-разному может реагировать на одинаковые частоты возмущения с различными амплитудами, то для получения достаточно достоверных результатов расчета колебаний таких систем при случайных возмущениях необходимо использовать численные методы интегрирования. При этом приходится генерировать многомерный случайный процесс возмущения на ЭВМ во временной области. Такую процедуру можно выполнить по алгоритму [2] на основе заданного аналитического выражения авто- и взаимных корреляционных функций

$$R_{iust}(n_{iust}^* \Delta x) = S_{iust}^2 \sum_k a_{kiust}^2 \exp\left[-(\alpha_{kiust})^2 (n_{iust}^* \Delta x)^2\right] \times \cos(\beta_{kiust} n_{iust}^* \Delta x), \quad (1)$$

где Δx — шаг по координате; $n_{iust}^* = n - n_{ciust}$ — приведенный номер шага по координате; $n_{iust}^* \Delta x = x_c$ — сдвиг максимума взаимной корреляционной функции относительно начала координат, м; $n = 0, 1, 2, \dots, 0,25N_p$ — номер шага по координате; N_p — число точек реализации случайного процесса; a_{kiust}^2 — доля дисперсии S_{iust}^2 случайного процесса, приходящаяся на k -ю составляющую корреляционной функции ($k = 1, 2, \dots$), причем $\sum_k a_{kiust}^2 = 1$; β_{kiust} и α_{kiust} — частота максимума и относительный коэффициент затухания k -й составляющей, m^{-1} .

При x_c , равном нулю, случайные процессы η_{ni} и η_{ni} не коррелированы, т. е. статистически независимы. Отметим также, что $\beta_{kiust} = L_{kiust}^{-1}$, где L_{kiust} — длина волны k -й составляющей корреляционной функции.

При движении рельсового экипажа его колебания происходят в определенном частотном диапазоне $f_H < f < f_B$, где f_H и f_B — низшая и высшая возможные частоты колебаний системы. Этот диапазон частот изменяется со скоростью движения $f = \frac{1}{t} = \frac{v}{x}$

$$f_H = \frac{v}{L_B} < \frac{v}{x} < f_B = \frac{v}{L_H}, \quad (2)$$

где v — скорость движения, м/с, а L_H и L_B — низшая и высшая величины длин волн неровностей, опреде-

ляющие необходимый диапазон слагаемых L_{kiust} корреляционной функции неровностей.

В соответствии с (2) можно записать выражение для диапазона длин волн неровностей $L_n < L = \frac{v}{f} < L_b$ или

$$L_n = \frac{v}{f_b} < L < L_b = \frac{v}{f_n}. \quad (3)$$

В связи с этим при увеличении скорости движения частотный диапазон возмущения смещается в сторону высоких частот и может выйти за пределы собственных частот колебаний системы. Для исключения этого эффекта необходимо пропорционально росту скорости движения увеличивать диапазон длин волн L_{kiust} (слагаемых корреляционной функции неровностей) от L_n до L_b , и тогда частотный диапазон возмущения будет соответствовать частотному диапазону колебаний системы. Таким образом, расчет колебаний системы при выбранной скорости движения v_i должен выполняться с применением возмущения $\|\eta_{iust}(x = vt)\|$, специально сформированного для этой скорости движения.

Определим требования к длинам волн неровностей, которые должны присутствовать в спектре возмущений для решения задач динамики при скоростях движения от 10 до 150 м/с, т. е. от 36 до 540 км/ч. Необходимую длину реализации t_p и шаг дискретизации случайного процесса T определим по эмпирическим формулам

$$t_p = \frac{5 \div 10}{f_n} \text{ и } T = \frac{1}{(5 \div 10)f_b}. \quad (4)$$

Зададимся частотным диапазоном возмущений в пределах, например, от $f_n = 0,2$ Гц до $f_b = 10$ Гц. Тогда при принятом значении низшей частоты процесса $f_n = 0,2$ Гц длина реализации составит $t_p = \frac{10}{0,2} = 50$ с. Такой величине t_p соответствует длина реализации, равная

$$L_p = vt_p = 50v, \text{ м.} \quad (5)$$

Для выделения заданного значения высшей частоты процесса $f_b = 10$ Гц шаг дискретизации по времени примем на основе (2) равным $T = \frac{1}{10f_b} = 0,01$ с, что соответствует шагу по пути

$$\Delta x = vT = 0,01v, \text{ м.} \quad (6)$$

Из этих формул следует, что для анализа низких частот необходимо иметь значительную длину реализации t_p , а для анализа высших частот — использовать малый шаг дискретизации T . Из этих соотношений можно найти число точек реализации N_p :

$$N_p = \frac{t_p}{T} = (5 \div 10)^2 \frac{f_b}{f_n} = (25 \div 100) \frac{f_b}{f_n}. \quad (7)$$

Если отношение $\frac{f_b}{f_n}$ равно 100 (две декады), то при дискретизации реализации случайного процесса необходимо иметь число точек, равное

$$N_p = 2500 \div 10000.$$

Учитывая, что при спектральном анализе с применением алгоритма быстрого преобразования Фурье число точек должно быть пропорционально величине 2^λ , будем принимать N_p равным от $2^{10} = 4096$ до $2^{12} = 16384$.

В [3] приведены результаты генерации случайных процессов $\|\eta_{iust}(x = vt)\|$, выполненные с учетом соотношений (2) — (7) для скоростей движения 20, 50 и 100 м/с, которые показали, что с ростом скорости движения, как и следовало ожидать, увеличивается частота возмущения. Кроме того, спектральный анализ этих случайных процессов показал, что вся их энергия приходится на выбранный диапазон частот 0,2 — 10 Гц. С ростом скорости движения увеличивается доля высокочастотных составляющих. Если при $v = 20$ м/с максимум энергии спектральной плотности приходился на диапазон частот 0,3 — 1,5 Гц, то при скорости движения $v = 50$ м/с максимум приходится на диапазон 1,5 — 2,7 Гц, а при $v = 100$ м/с — на диапазон 3,2 — 4,8 Гц.

На первом этапе исследования случайных колебаний рельсового экипажа с нелинейными характеристиками рессорного подвешивания была принята скорость движения $v = 20$ м/с (72 км/ч), так как при этой скорости в спектрах колебаний будет небольшое число слагаемых, что упростит первичный анализ полученных результатов. При скорости движения 20 м/с рассматриваемому частотному диапазону от $f_n = 0,2$ Гц до $f_b = 10$ Гц согласно (2) — (7) соответствуют: длина реализации $L_p = 1000$ м; длины волн от $L_b = 100$ м до $L_n = 2,0$ м и шаг дискретизации $\Delta x = 0,2$ м.

Вместе с тем при использовании для исследования случайных колебаний прикладного пакета MatLAB шаг дискретизации не может быть выбран больше $T = 0,0031$ с, и число точек N_p реализации длительностью $t_p = 50$ с составит $N_p \cong 16129$, что соответствует величине 2^{12} при некотором увеличении t_p . Однако такой объем данных значительно увеличил бы машинное время, потребное для решения задачи случайных колебаний нелинейных динамических систем рельсовых экипажей. Ограничим число точек реализации N_p величиной 2^{10} . Для этого изменим параметры, входящие в (2), и определим длительность реализации как

$$t_p = \frac{8}{f_n} = \frac{8}{0,21} \approx 38,1 \text{ с.}$$

Таблица 1

Значения параметров аналитического выражения корреляционных функций случайных процессов неровностей пути при $v = 20$ м/с

Вид корреляционной функции неровности	k	$L_n, м$	a	$\alpha, м^{-1}$	$\beta, м^{-1}$	Вид корреляционной функции неровности	k	$L_n, м$	a	$\alpha, м^{-1}$	$\beta, м^{-1}$	$x_c, с$
Горизонтальная неровность левого рельса $S^2 = 6,75 мм^2$	1	100	0,05	0,0028	0,01	Взаимосвязь вертикальной и горизонтальной неровности левого рельса $S^2 = 2,9 мм^2$	1	100	0,08	0,002	0,01	5
	2	50	0,19	0,01	0,02		2	50	0,16	0,0095	0,02	
	3	25	0,52	0,022	0,04		3	25	0,41	0,0099	0,04	
	4	12,5	0,2	0,032	0,08		4	12,5	0,3	0,0234	0,08	
	5	6,25	0,02	0,025	0,16		5	6,25	0,03	0,025	0,16	
Горизонтальная неровность правого рельса $S^2 = 8,28 мм^2$	1	100	0,07	0,0037	0,01	Взаимосвязь вертикальной неровности левого и горизонтальной правого рельса $S^2 = 2,7 мм^2$	1	100	0,05	0,0017	0,01	4,5
	2	50	0,18	0,015	0,02		2	50	0,25	0,0076	0,02	
	3	25	0,45	0,022	0,04		3	25	0,46	0,0088	0,04	
	4	12,5	0,27	0,042	0,08		4	12,5	0,19	0,0192	0,08	
	5	6,25	0,02	0,025	0,16		5	6,25	0,02	0,025	0,16	
Вертикальная неровность левого рельса $S^2 = 27 мм^2$	1	100	0,05	0,0018	0,01	Взаимосвязь вертикальной и горизонтальной неровности правого рельса $S^2 = 1,8 мм^2$	1	100	0,08	0,0017	0,01	8
	2	50	0,19	0,01	0,02		2	50	0,17	0,0076	0,02	
	3	25	0,53	0,019	0,04		3	25	0,39	0,0088	0,04	
	4	12,5	0,2	0,021	0,08		4	12,5	0,32	0,0192	0,08	
	5	6,25	0,02	0,025	0,16		5	6,25	0,02	0,025	0,16	
Вертикальная неровность правого рельса $S^2 = 26,2 мм^2$	1	100	0,06	0,0022	0,01	Взаимосвязь вертикальной неровности правого и горизонтальной левого рельса $S^2 = 1,76 мм^2$	1	100	0,04	0,0017	0,01	8
	2	50	0,17	0,01	0,02		2	50	0,26	0,0076	0,02	
	3	25	0,49	0,019	0,04		3	25	0,52	0,0088	0,04	
	4	12,5	0,25	0,021	0,08		4	12,5	0,14	0,0192	0,08	
	5	6,25	0,02	0,025	0,16		5	6,25	0,03	0,025	0,16	

Тогда при $T = 0,0031$ с число точек реализации составит $N_p = \frac{8}{0,0031 \cdot 0,21} \approx 12288$.

При таких величинах t_p , T и N_p для скорости 20 м/с параметры генерации случайного возмущения будут следующими:

$$L_p = vt_p \approx 762 \text{ м}; L_n = \frac{vt_p}{8} \approx 100 \text{ м}; L_b = 0,1v = 2 \text{ м и}$$

$$\Delta x = \frac{L_p}{N_p} = 0,062 \text{ м}$$

или

$$t_p \approx 38,1 \text{ с}; T = 0,0031 \text{ с}; f_n = \frac{v}{L_n} = \frac{20}{100} \approx 0,2 \text{ Гц};$$

$$f_b = \frac{v}{L_b} = \frac{1}{8T} = \frac{20}{2} = 10 \text{ Гц}.$$

Выполним по этим параметрам генерацию четырехмерного случайного процесса возмущений $\|\eta_{inst}(x = vt)\|$ по методике, изложенной в [2], при $k = 5$ со значениями параметров, приведенных в табл. 1 и

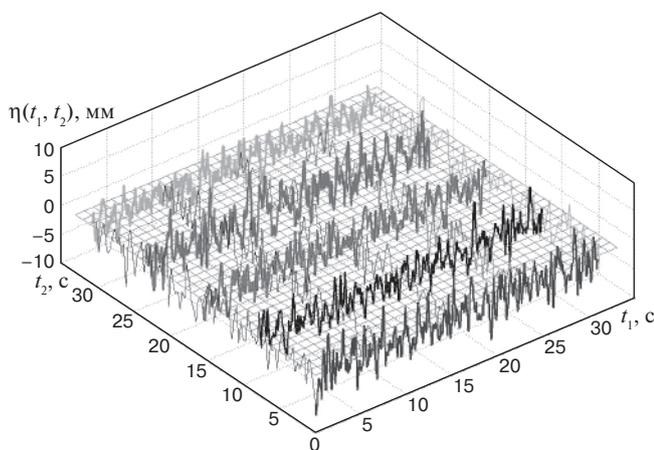


Рис. 1. Сгенерированные горизонтальные эквивалентные геометрические неровности левого рельса для скорости 20 м/с

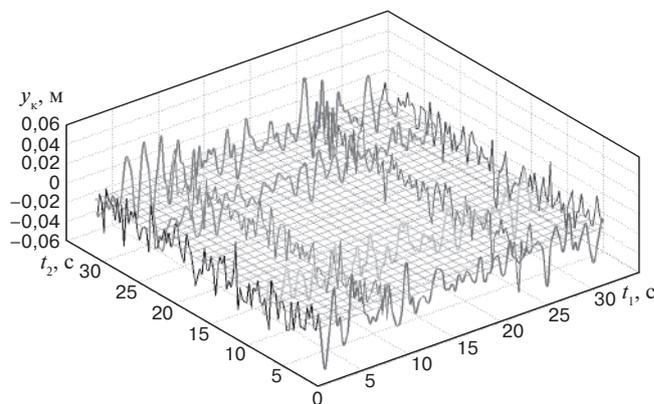


Рис. 2. Графики реализаций случайных процессов колебаний отбоя кузова моторного вагона электропоезда ЭР2 при скорости 20 м/с

соответствующих первым пяти строкам табл. 2 в [3] (рис. 1).

Эти слагаемые перекрывают диапазон длин волн от $L_n = 100$ м до $L_b = 2$ м или частот от 0,2 до 10 Гц. Анализ результатов генерации случайных процессов, выполненный в [3], показал, что реализации вертикальных и горизонтальных неровностей левой и правой рельсовых нитей имеют вид стационарных случайных процессов с нулевым средним значением и стабильным размахом.

Для проверки полученных результатов было выполнено сопоставление графиков спектральных и взаимных спектральных плотностей (рис. 2–4) сгенерированных процессов $\| \eta_{iust}(x = vt) \|$ с графиками, построенными по заданным аналитическим выражениям спектральных плотностей [1] с параметрами, приведенными в табл. 1. Это сопоставление показало, что графики указанных характеристик заданных и сгенерированных случайных процессов имеют удовлетворительную сходимость. Расхождения между ними не превышают расхождений, получившихся при аппроксимации соответствующих экспериментальных характеристик [1], что свидетельствует о корректности разработанной процедуры генерации многомерного случайного процесса во временной области.

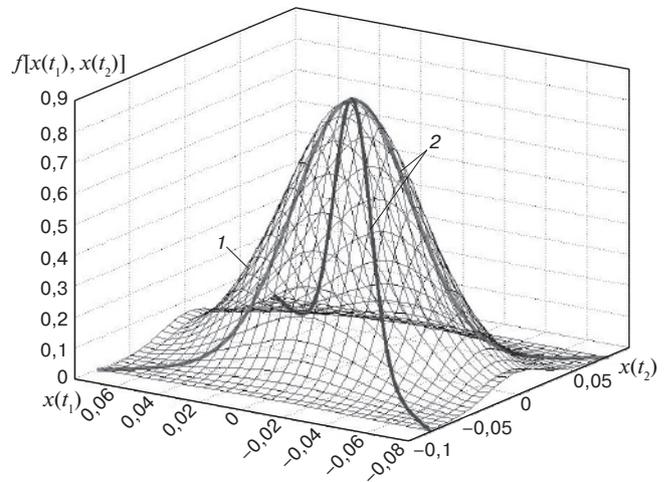


Рис. 3. Двумерная плотность вероятностей нестационарных случайных колебаний относительного кузова при 20 м/с: 1 — статистическая (сетчатая поверхность); 2 — теоретическая

Сгенерированные реализации случайных процессов возмущения были использованы для исследования случайных боковых колебаний виляния, относительной боковой качки четырехосного моторного вагона электропоезда с параметрами механической части, соответствующими вагону типа ЭР2 (ЭД4). В состав ресурсного подвешивания этого вагона входят элементы

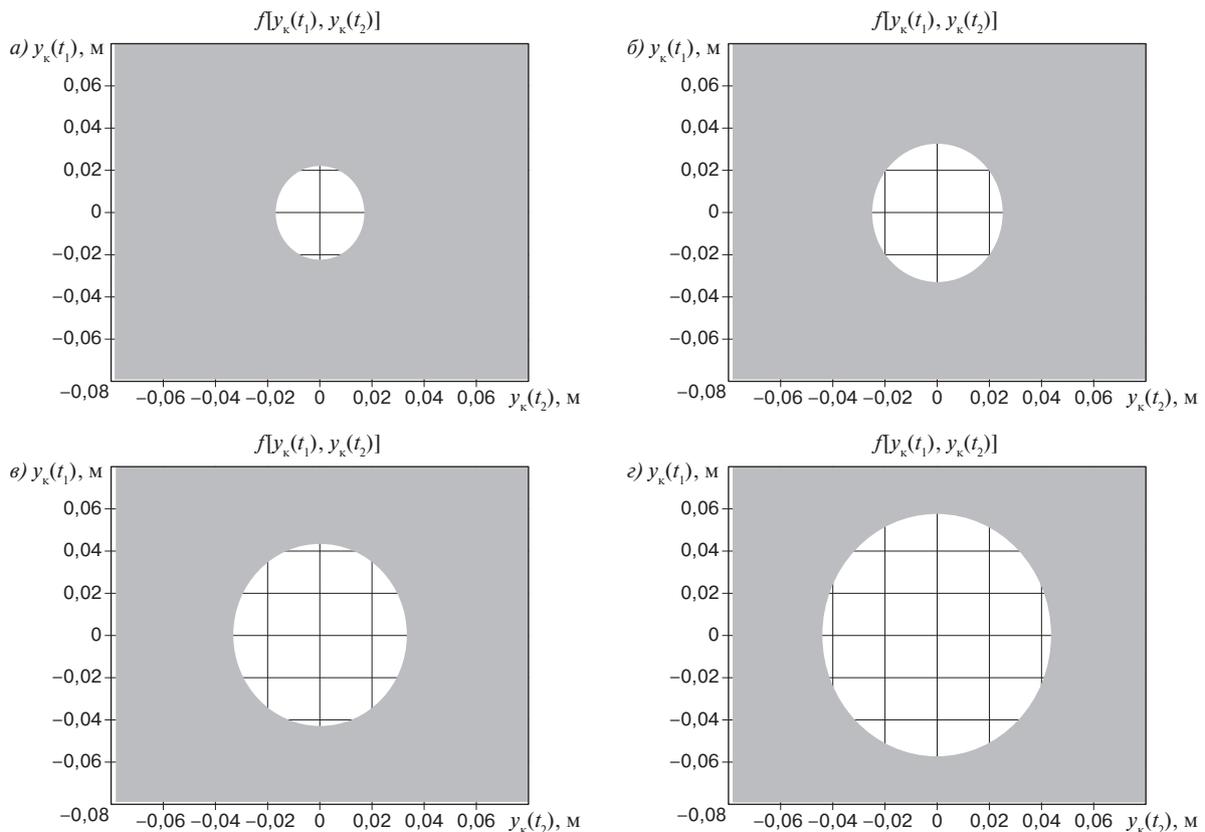


Рис. 4. Сечения графика на рис. 3 при различных значениях плотностей вероятностей: а — при $f = 0,8$; б — при $f = 0,6$; в — при $f = 0,4$; г — при $f = 0,2$

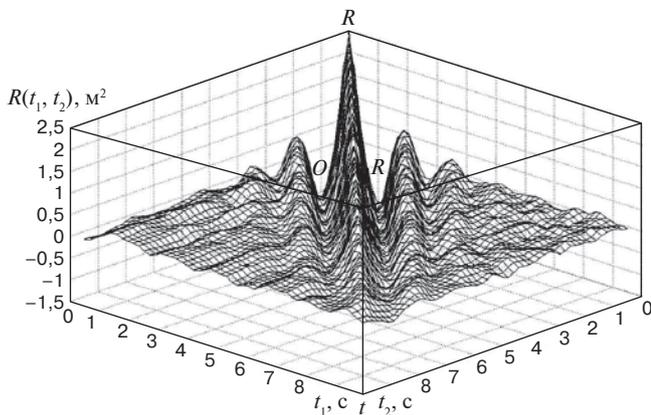


Рис. 5. Корреляционная функция нестационарных случайных колебаний кузова при $v = 20$ м/с (вид из конца оси координат)

с существенно нелинейными характеристиками (зазор между гребнями бандажей и рельсами, нелинейная жесткость поперечной и продольной связи буксы с рамой тележки, имеющая вид параболы третьей степени, и т. п.). Численное интегрирование нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих исследуемые виды колебаний, было выполнено в прикладном пакете MatLAB по алгоритму Дорманда — Принца, не требующему для своей реализации приведения уравнений к форме Коши.

Поскольку для нестационарных случайных процессов не применима эргодическая теорема, то для получения их вероятностных характеристик необходимо выполнять процедуры усреднения по множеству реализаций. В связи с этим выполнялась генерация $N_k = 4096$ реализаций возмущения каждой из четырех неровностей по 12 288 точкам в каждой из них, т. е. было получено $50\,331\,648 \times 4$ точек для четырех реализаций возмущения. Для генерации этих N_k реализаций каждому из четырех датчиков случайных чисел с помощью отдельного такого датчика задавалось соответствующее количество начальных значений, распределенных по равномерному закону с плотностью вероятностей $f(N_k) = \frac{1}{N_k}$. Некоторые из этих реализаций возмущения, приведенные на рис. 1, показывают, что различные зависимости $\eta(vt)$ практически одинаковы и имеют вид стационарных случайных процессов с нулевым средним значением и стабильным размахом.

Для каждой из $N_k \times N_p = 50\,331\,648$ точек четырех реализаций выполнялось численное интегрирование системы дифференциальных уравнений колебаний отнoса, виляния и боковой качки кузова, двух тележек и четырех колесных пар моторного вагона электропоезда на четырех одноосных тележках. При этом предполагалось, что каждая следующая реализация из совокупности процессов возмущения N_k генерируется через время, равное шагу дискретизации $T = 0,0031$ с.

Это обеспечило возможность представления совокупности решений дифференциальных уравнений как функции двух аргументов t_1 и t_2 . Для примера рассмотрим реализации процессов колебаний отнoса кузова электропоезда $y_k(t_1, t_2)$. Отдельные реализации этого процесса $y_k(t_1)$ при заданном $t_2 = \text{const}$ и $y_k(t_2)$ при заданном $t_1 = \text{const}$ являются центрированными и существенно отличаются друг от друга (рис. 5), что подтверждает нестационарность случайных боковых колебаний.

Как известно, для описания нестационарного случайного процесса необходимо получить двумерную плотность распределения $f[y(t_1), y(t_2)]$ мгновенных значений исследуемого случайного процесса $y(t_1, t_2)$, а также его корреляционную функцию $R_y(t_1, t_2)$ или спектральную плотность $G_y(f_1, f_2)$, вычисляемые по формулам

$$R_y(t_1, t_2) = \int_0^\infty \int_0^\infty y(t_1)y(t_2) \times f[y(t_1), y(t_2), t_1, t_2] dy(t_1), dy(t_2); \quad (8)$$

$$G_y(f_1, f_2) = \int_0^{0,25N_k} \int_0^{0,25N_k} R_y(t_1, t_2) (\cos 2\pi f_1 t_1) \times (\cos 2\pi f_2 t_2) dt_1 dt_2. \quad (9)$$

В формуле (9) верхний предел интегралов ограничен величиной $0,25N_k = 1024$ для обеспечения достаточной достоверности спектрального анализа.

Для выполнения такого анализа случайного процесса $y(t_1, t_2)$ необходимо предварительно матрицу исходных данных привести к квадратному виду. Поскольку количество значений $y(t_1)$ было принято равным $N_p = 12\,288$, а $y(t_2) - N_k = 4096$, то из полученных значений $y(t_1)$ считывалось каждое третье и шаг дискретизации по t_1 составил $\Delta t_1 = 3T = 0,0093$ с. Шаг дискретизации по t_2 также был принят равным $\Delta t_2 = 3T = 0,0093$ с. Тогда размер полной матрицы значений $y(t_1, t_2)$ составил 4096×4096 или $38,1 \text{ с} \times 38,1 \text{ с}$ по времени. По этой матрице был выполнен вероятностный анализ. В качестве примера приведем результаты вероятностного анализа нестационарных случайных колебаний отнoса кузова при скорости движения $v = 20$ м/с.

Вначале было выполнено исследование двумерного статистического распределения $f[y(t_1), y(t_2)]$ этого процесса, график которого (см. рис. 3, поверхность l) показывает, что это распределение, как и случайные процессы $y(t_1, \text{при } t_2 = \text{const})$ и $y(t_2, \text{при } t_1 = \text{const})$, имеет нулевое математическое ожидание.

Сечения этого распределения горизонтальными плоскостями при $f = \text{const}$ имеют практически круговую форму (рис. 4). Такому «круговому» распределению соответствует равенство дисперсий

$$S^2[y(t_1, \text{при } t_2 = \text{const})] = S^2[y(t_2, \text{при } t_1 = \text{const})],$$

и случайные процессы $y(t_1, \text{при } t_2 = \text{const})$ и $y(t_2, \text{при } t_1 = \text{const})$ имеют одинаковые законы распределения. Выполненная проверка по критерию мощности показала, что сглаживание такого двумерного статистического распределения для исследуемых процессов может быть выполнено двумерным законом Гаусса:

$$f[y(t_1), y(t_2)] = \frac{1}{2\pi S_y^2} \times \exp\left\{-\frac{1}{2S_y^2} \left([y(t_1, \text{при } t_2 = \text{const})]^2 + [y(t_2, \text{при } t_1 = \text{const})]^2\right)\right\}. \quad (10)$$

График этого распределения (см. рис. 3, поверхность 2) имеет удовлетворительную сходимость с поверхностью 1, соответствующей статистическому распределению. Таким образом, несмотря на нелинейность характеристик исследуемой динамической системы, можно принять в качестве двумерного закона распределения ее мгновенных значений закон распределения Гаусса.

По полученному двумерному статистическому распределению с помощью выражения (8) была вычислена автокорреляционная функция (рис. 5). График этой функции представляет собой поверхность, симметричную относительно плоскости $ORRt$. Эта поверхность имеет вид суммы затухающих косинусоид, причем ее отрицательные амплитуды существенно меньше положительных. В начале координат значение $R_y(t_1 = 0, t_2 = 0)$, как и следовало ожидать, равно дисперсии S_y^2 .

По графику $R_y(t_1, t_2)$ на основе выражения (9) была вычислена спектральная плотность $G_y(f_1, f_2)$ колебаний относительного кузова (рис. 6), которая имеет вид неотрицательной поверхности, симметричной относительно плоскости $OGGf$. На этом рисунке приведены два вида на поверхность $G_y(f_1, f_2)$: со стороны начала координат $f_1 = f_2 = 0$ (рис. 6, а) и со стороны $f_1 = f_2 = \infty$ (рис. 6, б). Как видно из этих рисунков, данная поверхность имеет ряд максимумов. Ее вид свидетельствует о том, что вся энергия нестационарного случайного процесса колебаний относительного кузова при скорости движения 20 м/с приходится на диапазон частот от 0,2 до $\approx 2,25$ Гц, т.е. возможная высшая частота процесса $f_b = 10$ Гц при этой скорости движения не достигается. Координаты всех максимумов спектральных плотностей колебаний относительного кузова, тележек и колесных пар приведены в табл. 2.

Более наглядное представление о количестве максимумов спектральной плотности колебаний относительного кузова G_{ki}^{\max} и их координатах f_{16i} и f_{26i} можно получить на виде сверху на спектральную плотность $G_y(f_1, f_2)$

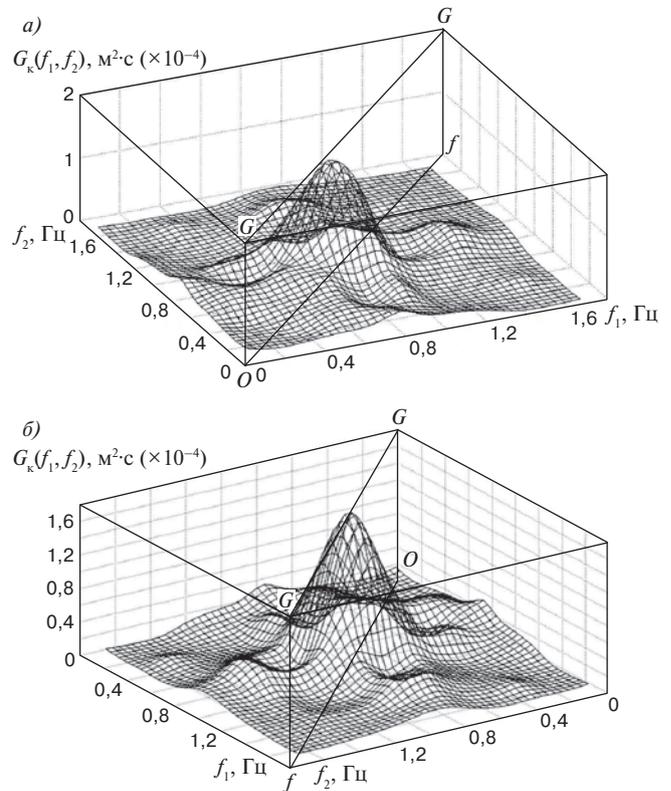


Рис. 6. Спектральная плотность нестационарных случайных колебаний относительного кузова при скорости 20 м/с: а — вид из начала; б — вид из конца оси координат

(рис. 7). Как видно из этого рисунка, расположение максимумов симметрично относительно биссектрисы Of , проходящей через начало координат. На этой биссектрисе находится один основной максимум на частоте 0,79 Гц, кроме того, на этом рисунке видны и все боковые максимумы.

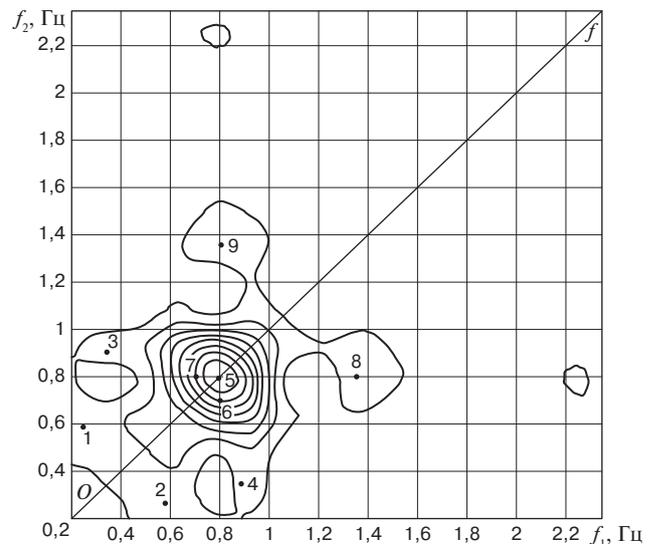


Рис. 7. Вид сверху на спектральную плотность нестационарных случайных колебаний относительного кузова при $v = 20$ м/с

Таблица 2

Координаты максимумов спектральных плотностей колебаний относительных тележек и кузова

Номер максимума N	Относительный кузов			Относительная тележка			Относительная колесная пара		
	G_{kl}^{max} , м ² /Гц	f_1 , Гц	f_2 , Гц	$G_{т}^{max}$, м ² /Гц	f_1 , Гц	f_2 , Гц	$G_{кп}^{max}$, м ² /Гц	f_1 , Гц	f_2 , Гц
1	11,6	0,24	0,59	8,16	0,76	0,76	12,58	0,78	0,78
2	11,6	0,59	0,24	10,89	0,91	0,91	15,35	0,91	0,91
3	11,6	0,35	0,91	9,12	0,91	2,08	10,73	0,76	1,17
4	11,6	0,91	0,35	9,12	2,08	0,91	10,73	1,17	0,76
5	26,8	0,79	0,79	8,87	1,06	1,95	10,56	0,93	2,08
6	11,7	0,81	0,76	8,87	1,95	1,06	10,56	2,08	0,93
7	11,7	0,76	0,81	8,06	1,7	1,7	—	—	—
8	12,3	0,8	1,36	11,28	2,08	1,93	—	—	—
9	12,3	1,36	0,8	11,28	1,93	2,08	—	—	—

Примечание: жирным шрифтом выделены максимумы, находящиеся на биссектрисе Of .

Более сложный вид с большим количеством максимумов имеют спектральные плотности относительных тележек и колесных пар. Ограничимся анализом только видов сверху на эти спектральные плотности (рис. 8). На биссектрисе Of вида сверху на спектральную плотность колебаний относительной тележки (рис. 8, а) имеются максимумы с частотами 0,76; 0,91 и 1,70 Гц, а боковых максимумов гораздо больше, чем на рис. 7.

В спектре относительной первой колесной пары на биссектрисе координатного угла (рис. 8, б) лежат максимумы на частотах 0,78 и 0,91 Гц, что практически совпадает с частотами основных максимумов колебаний относительной тележки и кузова.

Для объяснения причин появления максимумов $G_y(f_1, f_2)$ был проведен дополнительный численный эксперимент по исследованию колебаний моторного вагона с линеаризованными характеристиками рессор-

ного подвешивания при задании в качестве возмущения только горизонтальной неровности правого рельса. При этом были приняты два варианта линеаризации:

- при малых отклонениях. В этом случае принималось, что зазор между гребнями бандажей и головками рельсов не выбирается, сила отжатия рельсов не возникает и поперечные перемещения колесных пар относительно рамы тележки малы. Последнее предположение приводит к учету малых величин поперечных жесткостей в нелинейных характеристиках связей колесная пара — тележка $ж_{кп-т}^y = 660$ Н/м и тележка — кузов $ж_{т-к}^y = 990$ Н/м;
- при больших отклонениях зазор между гребнями бандажей и головками рельсов все время выбирается и жесткости поперечных связей равны: рельс — колесная пара $ж_{р-кп}^y = 40\,000$ Н/м; колесная пара — тележка $ж_{кп-т}^y = 6600$ Н/м; тележка — кузов $ж_{т-к}^y = 11\,880$ Н/м.

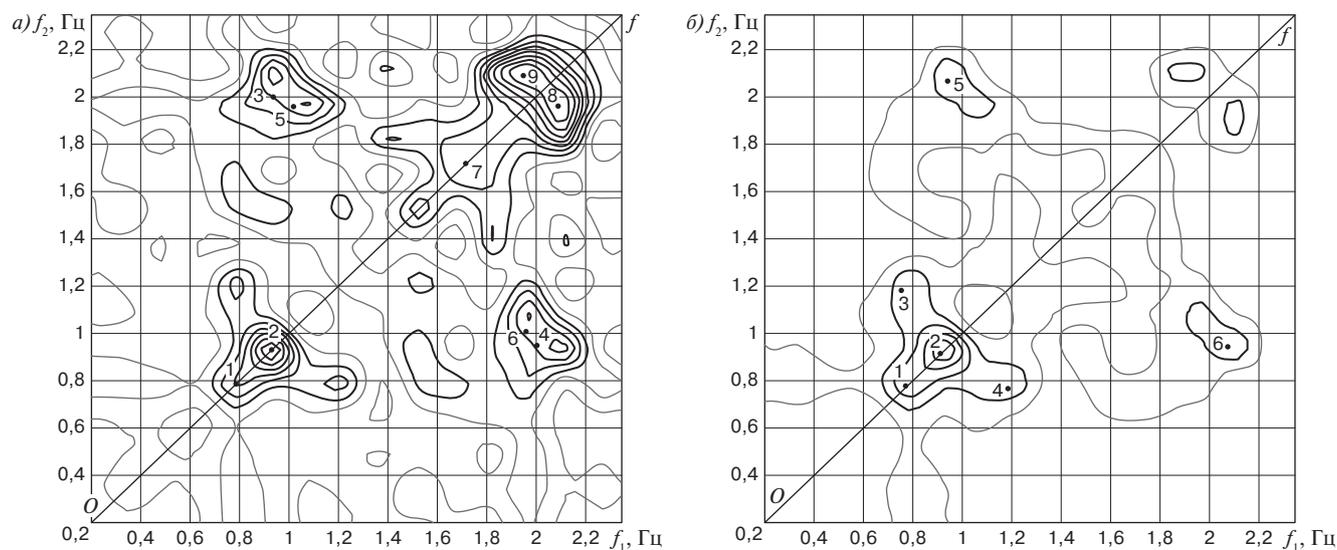


Рис. 8. Вид сверху на спектральные плотности нестационарных случайных колебаний относительной первой тележки (а) и относительной первой колесной пары (б) моторного вагона электропоезда при 20 м/с

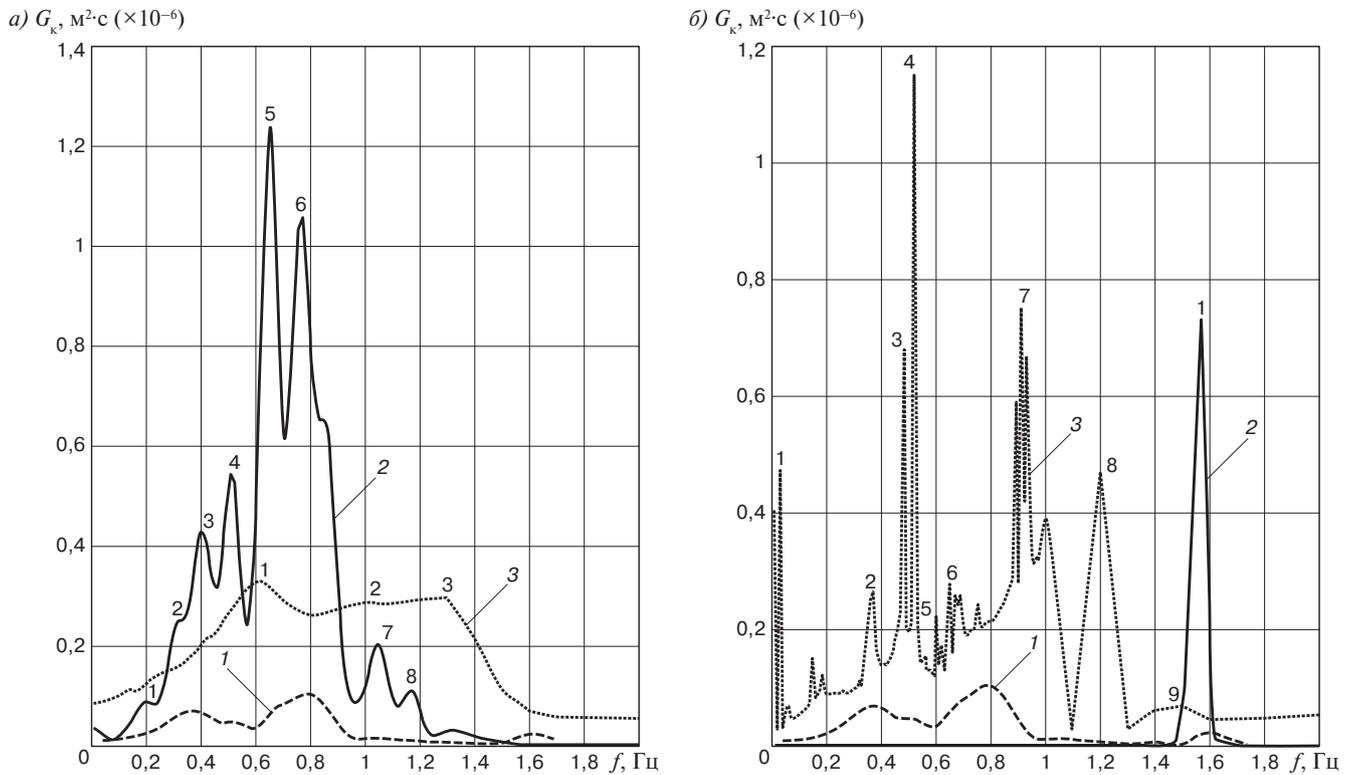


Рис. 9. Спектральная плотность возмущения при скорости 20 м/с (1), спектральная плотность колебаний относ кузова линеаризованной системы (2), амплитудно-частотная характеристика относ кузова (3): а — при малых и б — при больших отклонениях

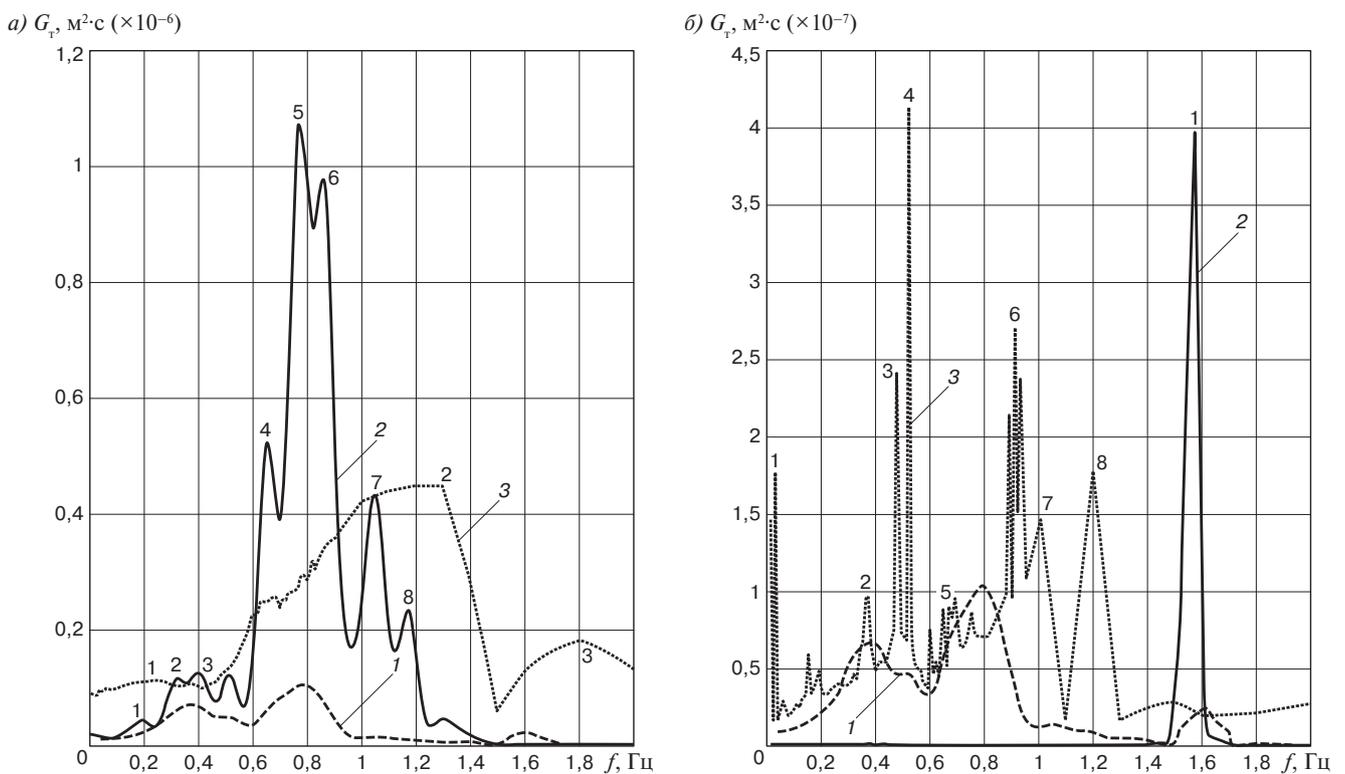


Рис. 10. Спектральная плотность возмущения при скорости 20 м/с (1), спектральная плотность колебаний относ тележки линеаризованной системы (2), амплитудно-частотная характеристика относ тележки (3): а — при малых и б — при больших отклонениях

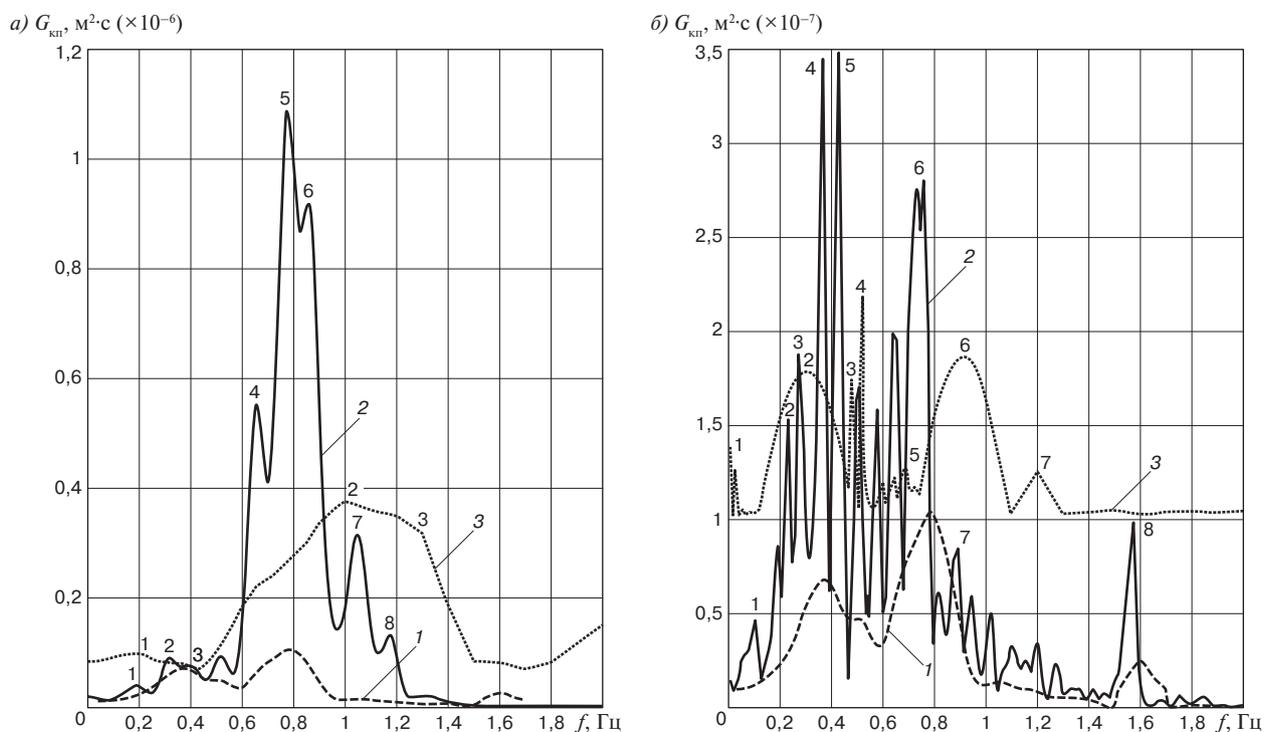


Рис. 11. Спектральная плотность возмущения при скорости 20 м/с (1), спектральная плотность колебаний относ колесной пары линеаризованной системы (2), амплитудно-частотная характеристика относ колесной пары (3): а — при малых и б — при больших отклонениях

Таблица 3

Частоты максимумов колебаний линеаризованных систем

Возмущение		Кузов				Тележка				Колесная пара			
№	f, Гц	АЧХ		Спектральная плотность		АЧХ		Спектральная плотность		АЧХ		Спектральная плотность	
		№	f, Гц	№	f, Гц	№	f, Гц	№	f, Гц	№	f, Гц	№	f, Гц
Малые отклонения													
1	0,1	1	0,6	1	0,2	1	0,25	1	0,2	1	0,25	1	0,2
2	0,2	2	1,0	2	0,31	2	1,3	2	0,3	2	1,0	2	0,3
3	0,4	3	1,36	3	0,41	3	1,7	3	0,4	3	1,3	3	0,4
4	0,8	—	—	4	0,52	—	—	4	0,65	—	—	4	0,65
5	1,6	—	—	5	0,65	—	—	5	0,76	—	—	5	0,78
—	—	—	—	6	0,79	—	—	6	0,88	—	—	6	0,88
—	—	—	—	7	1,05	—	—	7	1,06	—	—	7	1,05
—	—	—	—	8	1,17	—	—	8	1,17	—	—	8	1,17
Большие отклонения													
1	0,1	1	0,02	1	1,6	1	0,03	1	1,6	1	0,03	1	0,1
2	0,2	2	0,35	—	—	2	0,48	—	—	2	0,3	2	0,25
3	0,4	3	0,47	—	—	3	0,52	—	—	3	0,48	3	0,3
4	0,8	4	0,52	—	—	4	0,62	—	—	4	0,52	4	0,35
5	1,6	5	0,59	—	—	5	0,76	—	—	5	0,7	5	0,45
—	—	6	0,65	—	—	6	0,91	—	—	6	0,91	6	0,79
—	—	7	0,91	—	—	7	1,0	—	—	7	1,2	7	0,9
—	—	8	1,2	—	—	—	—	—	—	—	—	8	1,6
—	—	9	1,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Результаты исследования колебаний таких линеаризованных систем показаны на рис. 9–11. На этих рисунках приведены графики спектральных плотностей возмущения (кривые 1) и колебаний относа кузова, первой тележки и первой колесной пары (кривые 2), а также амплитудные частотные характеристики (АЧХ) этих колебаний для соответствующих координат (кривые 3). Номера этих кривых обозначены курсивом. Кроме того, на этих рисунках цифрами обозначены отдельные максимумы рассматриваемых кривых, частоты которых приведены в табл. 3.

Как видно из этих рисунков, в спектральных плотностях колебаний относа присутствуют максимумы, обусловленные как максимумами ординат возмущения, так и максимумами АЧХ.

Аналогичный анализ можно выполнить и для колебаний относа тележки и колесной пары. Отметим только, что диагональные максимумы в спектре колебаний относа тележки на частотах 0,76 и 0,91 Гц близки к частотам максимумов линеаризованной системы при малых отклонениях 0,76 Гц, а также 0,88–1,06 Гц. Такой же вывод можно сделать и для колебаний относа колесной пары.

Сравнение данных, приведенных в табл. 2 и 3, показывает следующее. Появление диагонального максимума на частоте 0,79 Гц в спектральной плотности колебаний относа кузова нелинейной системы (см. рис. 7) в точности соответствует частоте максимума спектральной плотности колебаний относа линейной системы при малых отклонениях (рис. 9, а и максимум № 6 в табл. 3). Боковые максимумы в первой спектральной плотности вызваны нелинейными эффектами, и их частоты близки к частотам максимумов линеаризованных систем: 0,24 Гц к 0,2–0,31 Гц; 0,59 Гц к 0,52–0,65 Гц; 0,95 Гц к 1,05 Гц; 1,36 Гц к 1,17–1,6 Гц. Кроме того, частоты 0,76 и 0,81 Гц близки к частоте диагонального максимума 0,79 Гц, и их появление вызвано статистической погрешностью и погрешностью спектрального анализа. При снижении этих погрешностей в случае увеличения объема исходных данных до $2^{13}–2^{14}$ можно ожидать, что эти максимумы сольются с диагональным.

Отметим также, что частоты боковых максимумов, приведенные в табл. 2, имеют следующие приближенные соотношения:

$$\frac{f_{1-2}}{f_{1-1}} = \frac{f_{2-2}}{f_{2-1}} = \frac{0,59}{0,24} \approx 2; \quad \frac{f_{3-2}}{f_{3-1}} = \frac{f_{4-1}}{f_{4-2}} = \frac{0,91}{0,35} \approx 3;$$

$$\frac{f_{8-2}}{f_{8-1}} = \frac{f_{9-1}}{f_{9-2}} = \frac{1,36}{0,80} \approx 2.$$

Иначе говоря, первые два соотношения частот близки к отношению 2:1, а третье — к отношению 3:1. Учитывая, что амплитуды этих максимумов меньше, чем амплитуда максимума, расположенного на

диагонали, можно считать, что в данной нелинейной системе возникают *ультрагармонические* колебания на частотах, приблизительно в два и три раза превышающих свои основные частоты. Если бы ординаты боковых максимумов превышали ординату основного, то можно было бы говорить о *субгармонических* колебаниях с частотами $\frac{f}{2}$; $\frac{f}{3}$ и т. п. [8].

Колебания относа кузова с более высокими частотами не возникают в связи с тем, что в данном случае была принята малая скорость движения 20 м/с.

Среди максимумов спектральной плотности колебаний относа тележек близки к отношению частот 2:1 максимумы на частотах $\frac{f_{3-2}}{f_{3-1}} = \frac{f_{4-1}}{f_{4-2}} = \frac{2,08}{0,91} \approx 2$ и $\frac{f_{5-2}}{f_{5-1}} = \frac{f_{6-1}}{f_{6-2}} = \frac{1,95}{1,06} \approx 2$. Частоты боковых максимумов в спектральной плотности колебаний относа колесных пар также близки к отношению 2:1:

$$\frac{f_{5-2}}{f_{5-1}} = \frac{f_{6-1}}{f_{6-2}} = \frac{2,08}{0,93} \approx 2.$$

По графикам $G_y(f_1, f_2)$ были вычислены моменты спектральной плотности нулевого (дисперсия S_{yi}^2), второго m_2 и четвертого m_4 порядков:

$$S_{yi}^2 = \int \int_{f_n}^{f_b} G_{yi}(f_1, f_2) df_1 df_2; \quad (11)$$

$$m_{2i} = \int \int_{f_n}^{f_b} f_1^2 f_2^2 G_{yi}(f_1, f_2) df_1 df_2; \quad (12)$$

$$m_{4i} = \int \int_{f_n}^{f_b} f_1^4 f_2^4 G_{yi}(f_1, f_2) df_1 df_2. \quad (13)$$

(Здесь $i = 1$ соответствует колесной паре; $i = 2$ — тележке; $i = 3$ — кузову.)

По величинам этих моментов были определены эффективная частота f_{ei} и коэффициент широкополосности ϑ_i исследуемых случайных процессов:

$$f_{ei} = \sqrt{\frac{m_{2i}}{S_{yi}^2}} \quad \text{и} \quad \vartheta_{ei} = \frac{\sqrt{m_{4i} S_{yi}^2}}{m_{2i}}. \quad (14)$$

Результаты вычисления этих числовых характеристик (табл. 4) показывают, что величины дисперсии S_{yi}^2 практически совпадают со значениями автокорреляционной функции в начале координат $R_i(0, 0)$. Коэффициенты широкополосности ϑ_i превышают величину $\vartheta = 1,09$, следовательно, исследуемые случайные процессы являются широкополосными. Их эффективная частота лежит в пределах от 0,68 до 1,12 Гц.

Для оценки показателей динамических качеств были построены статистические распределения абсолютных максимумов H_i исследуемых случайных процессов. Для этого на каждой из 4096 реализаций было выбрано по одному наибольшему значению, и в результате

Таблица 4

Значения моментов спектральной плотности и числовых характеристик случайных колебаний при $v = 20$ м/с

№ п/п	Вид колебаний	$S_y^2, \text{м}$	$m_2, (\text{мГц})^2$	$m_4, \text{м}^2\text{Гц}^4$	$f_c, \text{Гц}$	ϑ	$\bar{H}_{ct}, \text{м}$	$\bar{H}_t, \text{м}$	$\delta_1, \%$	$\bar{H}_z, \text{м}$	$\delta_2, \%$
1	Относ кузова	$2,1 \cdot 10^{-4}$	0,0087	0,0064	0,68	1,13	0,0437	0,0417	4,5	0,0352	19,5
2	Относ первой тележки	$2,8 \cdot 10^{-5}$	0,0187	0,0361	1,12	1,24	0,0162	0,017	4,7	0,0134	21,1
3	Относ первой колесной пары	$2,1 \cdot 10^{-5}$	0,0150	0,0217	0,98	1,21	0,0137	0,014	2,0	0,0113	19,4

этого статистический ряд абсолютных максимумов состоял из 4096 значений. На рис. 12 приведены графики статистических распределений абсолютных максимумов колебаний относ кузова, первой тележки и первой колесной пары моторного вагона электропоезда.

Для сглаживания этих распределений было использовано аналитическое выражение, предложенное В. И. Тихоновым [1] на основе закона Гумбеля для распределения крайних значений случайной величины:

$$f(H_i) = \frac{d}{dH_i} \exp \left\{ -f_{ei} t_{pi} \exp \left[-\frac{(H_i - \bar{H}_i)^2}{S_i^2} \right] \right\}, \quad (15)$$

где \bar{H}_i – среднее значение абсолютного максимума;

$$\bar{H}_{cti} = \int_0^\infty H_i f(H_i) dH_i, \quad (16)$$

которое можно также определить по приближенной формуле Г. Крамера:

$$\bar{H}_{ti} = S_i \left(\sqrt{2 \ln f_{ei} t_{pi}} + \frac{1}{\sqrt{2 \ln f_{ei} t_{pi}}} \right), \quad (17)$$

при этом величина t_{pi} составляла $4096 \cdot 38,1 \text{ с} \approx 156000 \text{ с}$.

Как видно из рис. 12, теоретическое распределение может быть использовано для сглаживания статистических данных. При этом расхождения δ_1 между статистическими и теоретическими средними значениями

абсолютных максимумов, вычисленных по формулам (16) и (17), не превышают 4,7%. Следовательно, аналитическое выражение (15) для плотности вероятностей абсолютных максимумов может быть использовано и при исследовании нестационарных случайных колебаний рельсовых экипажей с нелинейными характеристиками рессорного подвешивания.

Для сравнения полученных результатов расчета с результатами многочисленных испытаний выполним расчет среднего значения абсолютного максимума исследуемых процессов по типовой методике динамических испытаний рельсовых экипажей. Эта методика рекомендует выполнять по 10 повторных записей колебательных процессов на каждой скорости движения. Длительность каждой записи должна составлять не менее 30 с. На каждой записи выбирается по два максимума исследуемого процесса, т. е. всего получается 20 максимумов, и выполняется усреднение по всем этим 20 значениями.

В соответствии с этой методикой был проведен специальный численный эксперимент, результаты которого в виде средних значений абсолютных максимумов \bar{H}_{zi} и их отклонений δ_2 от \bar{H}_{ct} также приведены в табл. 4. Как видно из этих данных, значения \bar{H}_{ct} , учитывающие нестационарный случайный характер колебаний рельсовых экипажей с нелинейными характеристиками рессорного подвешивания,

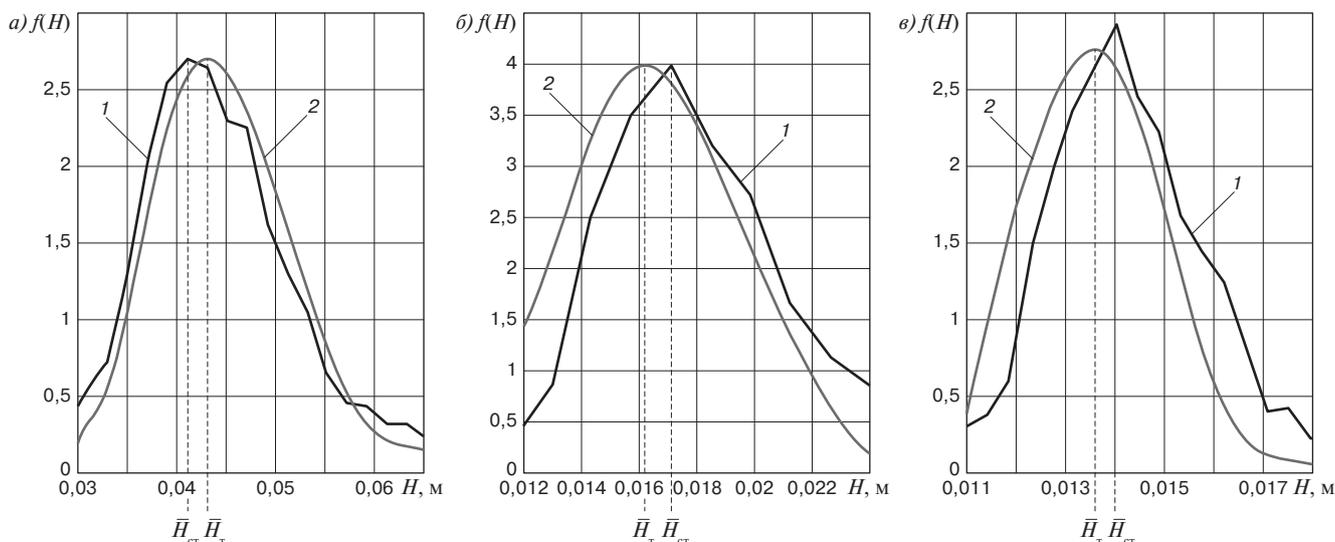


Рис. 12. Распределение абсолютных максимумов кузова (а), тележки (б) и колесной пары (в): 1 – статистическое; 2 – теоретическое

на $\approx 20\%$ превышают результаты, которые могут быть получены по типовой методике испытаний этих экипажей. Такое расхождение является существенным. Однако поскольку в процессе испытаний невозможно тысячи раз повторять записи на каждой скорости движения, то важное значение приобретает возможность выполнения расчетов случайных колебаний по предлагаемой методике. Для этого при испытаниях необходимо регистрировать случайные процессы неровностей $\|\eta_{inst}(x=vt)\|$, определять их корреляционные функции и спектральные плотности и аппроксимировать их аналитическими выражениями, приведенными в [1]. Затем по предложенной методике следует выполнять расчеты вынужденных случайных колебаний и корректировать результаты испытаний.

Выводы. 1. Предложенная методика генерации многомерного случайного процесса возмущения обеспечивает реализацию заданного частотного диапазона, необходимого для моделирования колебаний исследуемых рельсовых экипажей.

2. Для исследования нестационарных случайных колебаний рельсовых экипажей с нелинейными характеристиками рессорного подвешивания необходимо задание не менее $2^{12} = 4096$ реализаций возмущения длительностью свыше 30 с.

3. Статистические распределения мгновенных значений нестационарных случайных процессов колебаний рельсовых экипажей могут быть сглажены двумерным гауссовским законом распределения, а статистические распределения абсолютных максимумов этих процессов — законом распределения (14), предложенным В. И. Тихоновым.

4. Корреляционные функции и спектральные плотности нестационарных случайных процессов колебаний нелинейных систем являются трехмерными. Спектральные плотности помимо максимумов, расположенных на биссектрисе координатного угла, содержат ряд боковых максимумов, обусловленных особенностями колебаний нелинейных систем, что ведет к увеличению средних значений абсолютных максимумов и, следовательно, к ухудшению показателей динамических качеств.

5. Принятая методика типовых испытаний рельсовых экипажей ведет к получению заниженных на $\sim 20\%$ средних значений абсолютных максимумов, и для более объективной оценки показателей динамических качеств результаты испытаний необходимо дополнить результатами расчетов по предложенной методике.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ромен Ю.С., Савоськин А.Н., Акишин А.А. Характеристики возмущений, вызывающих колебания рельсовых экипажей // Вестник ВНИИЖТ. 2013. № 6. С. 21 – 29.

2. Savoskin A. N., Akishin A. A. The generation of multidimensional stochastic process of perturbation in the problems of railways rolling stock dynamics. Computer Modeling and Simulation: труды Международной научно-технической конференции, 2–4 июля 2014 года. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. С.135–141.

3. Савоськин А.Н., Акишин А.А. Случайные колебания рельсовых экипажей с нелинейными характеристиками рессорного подвешивания: материалы международной научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: инновации в грузовом вагоностроении», Санкт-Петербург, 2014. СПб.: ПГУПС, 2014. С. 69–71.

4. Ромен Ю.С., Савоськин А.Н., Акишин А.А. Анализ случайных процессов геометрических неровностей рельсовых путей // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2014. № 1 (38). С. 22–32.

5. Исследование извилистого движения моторного вагона на одноосных тележках с пневмоподвешиванием / А.Н. Савоськин [и др.] // Безопасность движения поездов: труды Тринадцатой международной конференции. М.: МИИТ, 2012. С. VI-7—VI-8.

6. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. М.: Наука, 1971. 240 с.

7. Тихонов В.И. Выбросы случайных процессов. М.: Наука, Главн. ред. физ.-мат. лит., 1970. 392 с.

8. Гнеденко Б.В. Курс теории вероятности. 8-е изд., доп. и испр. М.: Едиториал УРСС, 2005. 448 с.

9. Чернова Н.И. Теория вероятностей: учеб. пособие. Новосибирск: Новосибирский гос. ун-т, 2007. 160 с.

10. Тихонов В.И., Харисов В.Н. Статистический анализ и синтез радиотехнических устройств и систем. М.: Радио и связь, 2004. 608 с.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

САВОСЬКИН Анатолий Николаевич,

профессор кафедры «Электропоезда и локомотивы» Института транспортной техники и систем управления Московского государственного университета путей сообщения.

127994, Москва, ул. Образцова, д. 9, стр. 9.

Тел.: (495) 684-24-41.

E-mail: Elmechtrans@mail.ru

БУРЧАК Генрих Павлович,

профессор кафедры «Теоретическая механика» Института пути и строительства сооружений Московского государственного университета путей сообщения.

127994, Москва, ул. Образцова, д. 9, стр. 9.

Тел.: (499) 445-02-03.

E-mail: Elmechtrans@mail.ru

НАСЫРОВ Риф Калиевич,

генеральный директор Автономной некоммерческой организации «Общество инженеров тяги» (АНО «ОИТ»). 142100, Московская обл., Подольск, п-кт Ленина, д. 107/49.

Тел.: (903) 795-19-73.

E-mail: locengin@mail.ru

АКИШИН Александр Александрович,

аспирант кафедры «Электропоезда и локомотивы» Института транспортной техники и систем управления Московского государственного университета путей сообщения.

127994, Москва, ул. Образцова, д. 9, стр. 9.

Тел.: (495) 684-24-41.

E-mail: Elmechtrans@mail.ru ✉

Random Oscillations of Rail Vehicles with Nonlinear Spring Suspension Characteristics

Anatoliy N. Savos'kin, Dr. of Technical Science, Professor, Chair of Electric Multiple-Unit Trains and Locomotives, Institute of Transport Equipment and Control Systems of Moscow State University of Railway Engineering. Building 9, 9 Obraztsov str., 127994 Moscow, Russian Federation. Tel.: +7 (495) 684 2441. E-mail: Elmechtrans@mail.ru

Henrich P. Burchak, Candidate of Technical Science, Chair of Engineering Mechanics, Institute of Track and Structures of Moscow State University of Railway Engineering. Building 9, 9 Obraztsov str., 127994 Moscow, Russian Federation. Tel.: +7 (495) 445 0203. E-mail: Elmechtrans@mail.ru

Rif K. Nasyrov, Candidate of Technical Science, Director General, autonomous non-profit organization Society of Traction Power Engineers (ANO OIT). 107/49, Lenin Avenue, 142100 Podol'sk, Moskovskaya Obl., Russian Federation. Tel.: +7 (903) 795 1973. E-mail: locengin@mail.ru

Alexander A. Akishin, Post-Graduate Student, Chair of Electric Multiple-Unit Trains and Locomotives, Institute of Transport Equipment and Control Systems of Moscow State University of Railway Engineering. Building 9, 9 Obraztsov str., 127994 Moscow, Russian Federation. Tel.: +7 (495) 684 2441. E-mail: Elmechtrans@mail.ru

Abstract. There is considered about the problem of nonsteady random processes as related to rail vehicle oscillations under action of multidimensional random forcing process in the form of vertical and horizontal irregularities of the left and right rail lines. In terms of vehicle movement speed variations it is necessary to change the number and consist of summands in the analytical expression describing pulse-response characteristic of the shaping filter involved in the random process generation of the in-track equivalent geometric irregularity. There are obtained 3-D implementations of such random oscillation processes for the discussed rail vehicle model. Also it is shown that individual implementations of such processes are much different from each other which is evidence of unsteadiness of these oscillation processes.

There are obtained 2-D distribution densities of random processes' instantaneous values of the vehicle body, bogie and wheel-set swaying oscillations, which can be smoothed out by the 2-D Gaussian law. Correlation functions and Fourier densities of these oscillations proved to be 3-D ones. At that Fourier density functions' surface turns to be a nonnegative one with a number of maximums, which highest y-coordinates are located in the principal diagonal plane.

There is justified the emergence of principal and side spectral density maximums and it is indicated that the frequencies corresponding to side maximums are in the ratios 2: 1 and 3: 1 with the respective diagonal maximum frequency. This is evidence of the presence of ultraharmonic constituents, characteristic to nonlinear systems, within the respective oscillation processes' implementations. There is calculated distribution of the processes absolute maximums and are found average values of distributions, characterizing ability rating values.

Keywords: Keywords: random processes of the rail lines' geometric irregularities; vehicle movement speed effect on the irregularities' random processes; 2-D probability density; correlation function; spectral density and absolute maximums distribution of the vehicle oscillations' nonsteady random processes

References

1. Romen Yu. S., Savos'kin A. N., Akishin A. A. *Kharakteristiki vozmushcheniy, vyzyvayushchikh kolebaniya rel'sovykh ekipazhey* [Characteristics of perturbing factors causing rail vehicles oscillations]. Vestnik VNIIZhT [Vestnik of the Railway Research Institute], 2013, no. 6, pp. 21 – 30.

2. Savoskin A. N., Akishin A. A. *The generation of multidimensional stochastic process of perturbation in the problems of railways rolling stock dynamics*. Computer Modeling and Simulation: Proc. int. sci.-tech. conf. July 2–4, 2014, St. Petersburg, Spb Polytechnic Inst. Publ., 2014, pp. 135 – 141.

3. Savos'kin A. N., Akishin A. A. *Sluchaynye kolebaniya rel'sovykh ekipazhey s nelineynymi kharakteristikami ressonorno-go podveshivaniya* [Random oscillations of railway vehicles with non-linear characteristics of spring suspension]. Mat. mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. "Podvizhnoy sostav XXI veka: innovatsii v gruzovom vagonostroenii", Sankt-Peterburg, 2014 [Proc. int. sci.-tech. conf. "Rolling stock of the 21st century: Innovation in freight car building", St. Petersburg, 2014]. St. Petersburg, Petersburg State Univ. of Railways Publ., 2014, pp. 69 – 71.

4. Romen Yu. S., Savos'kin A. N., Akishin A. A. *Analiz sluchaynykh protsessov geometricheskikh nerovnostey rel'sovykh nitey* [Analysis of random process for geometrical imperfection of rails]. Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya [Bulletin of Petersburg State Univ. of Railways], 2014, no. 1 (38), pp. 22 – 32.

5. Savos'kin A. N. et al. *Issledovanie izvlistogo dvizheniya motornogo vagona na odnoosnykh telezhkakh s pnevmopodveshivaniem* [Research of winding movement of motor car on uniaxial carts with pneumatic suspending]. "Bezopasnost' dvizheniya poezdov". Tr. XIII mezhdunar. konf. ["Train operation safety". Proc. 13th int. conf.]. Moscow, MIIT Publ., 2012, pp. VI7-VI8.

6. Panovko Ya. G. *Vvedenie v teoriyu mekhanicheskikh kolebaniy* [Introduction to the theory of mechanical vibrations]. Moscow, Nauka Publ., 1971. 240 p.

7. Tikhonov V. I. *Vybrosty sluchaynykh protsessov* [Emissions of random processes]. Moscow, Nauka Publ., 1970. 392 p.

8. Gnedenko B. V. *Kurs teorii veroyatnosti*. 8-e izd. [The course of probability theory. 8th ed.]. Moscow, Editorial URSS Publ., 2005. 448 p.

9. Chernova N. I. *Teoriya veroyatnostey* [Probability theory]. Novosibirsk, NSU Publ., 2007. 160 p.

10. Tikhonov V. I., Kharisov V. N. *Statisticheskiiy analiz i sintez radiotekhnicheskikh ustroystv i sistem* [Statistical analysis and synthesis of radiotechnical devices and systems]. Moscow, Radio i svyaz' Publ., 2004. 608 p.

ВЫШЛИ В СВЕТ ТРУДЫ ВНИИЖТ

Ромен Ю. С. Динамика железнодорожного экипажа в рельсовой колее. Методы расчета и испытаний. М.: ВМГ-Принт, 2014. 210 с.

Описываются основные этапы теоретических и экспериментальных исследований взаимодействия подвижного состава и пути. Изложена методика составления алгоритма расчетов динамических процессов направления экипажа рельсовой колеей. Приведены результаты расчетов и испытаний новых и модернизированных типов вагонов, на базе которых производится установление скоростей движения. Показано влияние состояния пути и ходовых частей подвижного состава на энергетические параметры их взаи-

модействия и безопасность движения. Дается методика оценки состояния пути по динамическому воздействию на подвижной состав на основании измерения его геометрических параметров.

Книга предназначена для работников дорог, специалистов научных и проектных организаций, связанных с созданием и оценкой новых типов подвижного состава, может быть полезна преподавателям и студентам учебных заведений железнодорожного транспорта.

По вопросам предварительного заказа на приобретение книги обращайтесь в редакционно-издательский отдел ОАО «ВНИИЖТ», тел. (499) 260-43-20.