

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 629.463

doi: 10.30987/2782-5957-2025-10-44-54

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВЕРТИКАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ ПРИ ПРОХОЖДЕНИИ РЕЛЬСОВЫХ СТЫКОВ

Дмитрий Геннадьевич Евсеев^{1✉}, Иван Александрович Михеев²

^{1,2} Российский университет транспорта, Москва, Россия

¹ evseevdg@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-0020-1297>

² hello-miheev@yandex.ru

Аннотация

В статье рассматривается один из наиболее часто встречающихся факторов колебательной и вибрационной нагрузок на ходовые части и грузового вагона в целом. Вертикальная нагрузка, испытываемая ходовой частью грузового вагона при проследовании рельсовых стыков, является неотъемлемой частью колебательного процесса, вызывающего отклонение технического состояния, влекущего за собой возникновение неисправностей.

емлемой частью колебательного процесса, вызывающего отклонение технического состояния, влекущего за собой возникновение неисправностей.

Ключевые слова: железнодорожный транспорт, вагон, тележка, рельсовый стык, рессорный комплект, процесс, нагрузка.

Ссылка для цитирования:

Евсеев Д.Г. Метод определения вертикальной нагрузки ходовых частей грузовых вагонов при прохождении рельсовых стыков / Д.Г. Евсеев, И.А. Михеев // Транспортное машиностроение. – 2025. – № 10. – С. 44-54. doi: 10.30987/2782-5957-2025-10-44-54.

Original article

Open Access Article

METHOD FOR DETERMINING THE VERTICAL LOAD OF UNDERCARRIAGES OF FREIGHT CARS WHEN PASSING RAIL JOINTS

Dmitry Gennadyevich Evseev^{1✉}, Ivan Aleksandrovich Mikheev²

^{1,2} Russian University of Transport, Moscow, Russia

¹ evseevdg@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-0020-1297>

² hello-miheev@yandex.ru

Abstract

The paper considers one of the most common factors of oscillatory and vibration loads on the undercarriage and freight car as a whole. The vertical load experienced by the undercarriage of a freight car during the passage of rail joints is an integral part of

oscillation, which causes a deviation in technical condition, resulting in malfunctions.

Keywords: railway transport, car, bogie, rail joint, spring assembly, process, load.

Reference for citing:

Evseev DG, Mikheev IA. Method for determining the vertical load of undercarriage of freight cars when passing rail joints. Transport Engineering. 2025;10:44-54. doi: 10.30987/2782-5957-2025-10-44-54.

Введение

Основными видами нагрузки, действующими на вагон, являются вертикальная, боковая (поперечная), продольная, ко-

сосимметричная. Предметом исследования является вертикальная нагрузка в общем случае, приходящаяся на шкворневой узел

вагона при прохождении неровностей пути, а именно рельсовых стыков. Необходимость расчетного метода определения нагрузки заключается в способности предиктивной оценки возможности модерни-

зации шкворневого узла, так как натурная оценка является дорогостоящим комплексом мероприятий, а также недостоверной ввиду малой выборки исследуемых объектов.

Материалы и методы исследования

Исследование проводилось с помощью методов математического моделирования движения грузового вагона с конкретизацией параметров составных частей вагона и железнодорожного полотна, теоретических и эмпирических.

1. Исходные данные.

Для определения величины вертикальной нагрузки на ходовые части

вагона при прохождении рельсовых стыков необходимо привести параметры максимально приближенные к реальным эксплуатационным параметрам. Все вычисления выполнены в среде *MathCad*.

Исходные данные для расчёта вертикальной нагрузки на шкворневой узел вагона приведены в таблице.

Таблица

Исходные данные для расчёта вертикальной нагрузки

Table

Initial data for calculating vertical load

| Величина | Обозначение | Значение | Значение в системе СИ | Примечание |
|---|-------------|----------|-----------------------|--|
| Скорость движения поезда | V_0 | 60 км/ч | 16,667 м/с | Линейная скорость движения поезда вдоль пути. |
| Возвышение одного рельса над другим в стыке | h | 2 мм | 0,002 м | Считаем, что в стыке один рельс возвышается над другим на данную величину. |
| Длина двух звеньев пути | L | 25 м | 25 м | Считаем, что одно звено пути (расстояние между стыками) равно 12,5 м. |
| Радиус колеса вагона | r | 478,5 мм | 0,4785 м | Исходим из того, что диаметр по кругу катания колеса составляет 957 мм. |
| Масса вагона | m | 94 т | 94 000 кг | Исходим из максимальной осевой нагрузки, равной 23,5 т |
| Масса тележки | m_t | 4,76 т | 4760 кг | |
| Масса надрессорной балки | $m_{нб}$ | 0,56 т | 560 кг | |

Время прохождения двух звеньев пути найдём из следующего соотношения, с:

$$T_0 = \frac{L}{V_0} = 1,5 \quad (1)$$

Расстояние, которое проходит ось колёсной пары в момент наезда на стык равно расстоянию AC прямоугольного треугольника ACX (рис. 1). Так как расстояние AC является хордой окружности катания колеса и гипотенузой треугольника ACX , воспользуемся

следующей формулой для определения расстояния AC :

$$AC = \sqrt{2hr}, \quad (2)$$

Расстояние AX является проекцией расстояния AC на ось абсцисс, а также катетом треугольника ACX , используя теорему Пифагора, определим расстояние AX , м:

$$AX = \sqrt{AC^2 - h^2} \quad (3)$$

$$AX = 0,044 .$$

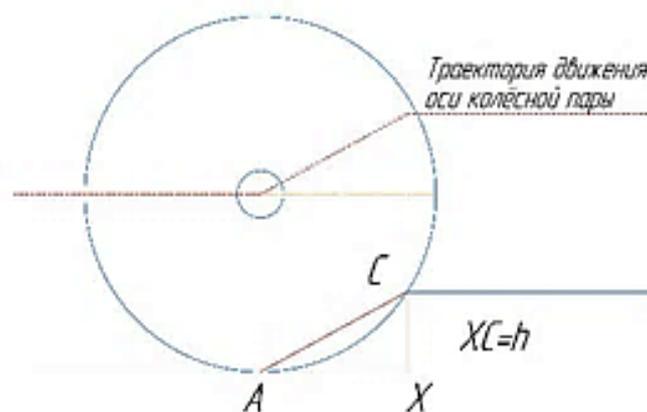


Рис. 1. Схема прохождения рельсового стыка колесом грузового вагона
 Fig. 1. Diagram of a freight car wheel passing through a rail joint

2. Расчет вертикального перемещения (подпрыгивания) необрессоренных масс тележки грузового вагона.

Для решения задачи вертикального перемещения колесных пар необходимо ввести геометрическую зависимость в аналитическом виде, а также задать алгоритм расчета с числом циклов выполнения по-

следовательности. Получившийся текст программы функции перемещения первой по ходу движения колёсной пары x_1 при проследовании стыка рельсов задаётся с помощью оператора «s», где s – число циклов и представлен в следующем виде:

$$\begin{array}{l}
 s \leftarrow 0 \\
 \text{for } s = 0 \text{ K } 5 \\
 \left. \begin{array}{l}
 x_1 \leftarrow \left(\frac{h}{2} \cdot \sin \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot V_0 \cdot t}{2 \cdot AX} + \frac{3 \cdot \pi}{2} \right) + \frac{h}{2} \right) \text{ - if } -0 + T_0 \cdot s \leq t \leq \frac{AX}{V_0} + T_0 \cdot s \\
 x_1 \leftarrow h \text{ - if } -\frac{AX}{V_0} + T_0 \cdot s \leq t \leq \frac{T_0}{2} + T_0 \cdot s \\
 x_1 \leftarrow \left(\frac{h}{2} \cdot \sin \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot V_0 \cdot t}{2 \cdot AX} + \frac{\pi}{2} \right) + \frac{h}{2} \right) \text{ - if } -\frac{T_0}{2} + T_0 \cdot s \leq t \leq \frac{T_0}{2} + \frac{AX}{V_0} + T_0 \cdot s \\
 0 \text{ - otherwise} \\
 x_2
 \end{array} \right.
 \end{array}$$

Графическое представление расчета вертикального перемещения первой по ходу движения колесной пары, полученного с помощью заданного программного текста, содержится на рис. 2 и иллюстрирует прохождение одного рельсового стыка.

Из графика видно, что вертикальное перемещение имеет синусоидальную

форму, это связано с тем, что при ударе о стык происходит упругая деформация как колеса, так и рельса.

Колесная пара не имеет возможности мгновенного перемещения из одной точки в другую по вертикальной оси, необходимо время, чтобы пройти данное расстояние, а также приобрести и потерять вертикальную скорость.

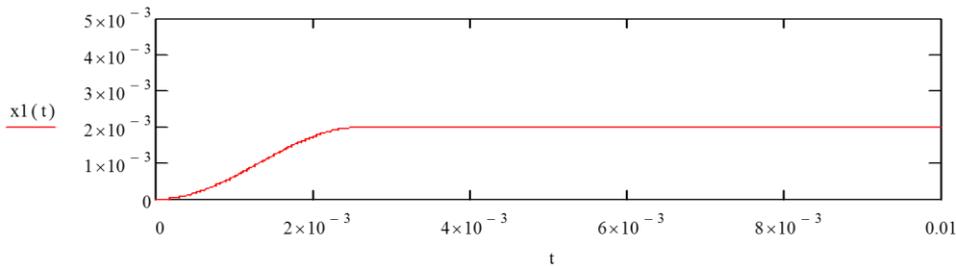


Рис. 2. Вертикальное перемещение колесной пары при прохождении рельсового стыка железнодорожного пути

Fig. 2. Vertical movement of the wheelset when passing a rail joint on a railway track

Удобство использования синусоидальных функций при математическом моделировании связано с тем, что существует бесконечное количество производных от них. Для поиска скорости v_1 и ускорения

a_1 перемещения первой по ходу движения колесной пары необходимо задать алгоритмы поиска производной первого, а также второго порядка:

$$\begin{aligned}
 & s \leftarrow 0 \\
 & \text{for } s = 0 \text{ K } 5 \\
 & v_2 \leftarrow \left(\frac{h \cdot V_0}{2 \cdot AX} \cdot \sin \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot V_0 \cdot t}{AX} + \frac{3 \cdot \pi}{2} \right) + \frac{h \cdot V_0}{2 \cdot AX} \right) \text{ -if } -T_0 \cdot s \leq t \leq \frac{AX}{V_0} + T_0 \cdot s \\
 & v_1(t) = \left. \begin{aligned} & v_2 \leftarrow - \left(\frac{h \cdot V_0}{2 \cdot AX} \cdot \sin \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot V_0 \cdot t}{AX} + \frac{3 \cdot \pi}{2} \right) + \frac{h \cdot V_0}{2 \cdot AX} \right) \text{ -if } -\frac{T_0}{2} + T_0 \cdot s \leq t \leq \frac{T_0}{2} + \frac{AX}{V_0} + T_0 \cdot s \\ & 0 \text{ -otherwise} \end{aligned} \right| \\
 & v_1 \\
 & s \leftarrow 0 \\
 & \text{for } s = 0 \text{ K } 5 \\
 & a_1 \leftarrow \frac{d}{dt} \left(\frac{h \cdot V_0}{2 \cdot AX} \cdot \sin \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot V_0 \cdot t}{AX} + \frac{3 \cdot \pi}{2} \right) + \frac{h \cdot V_0}{2 \cdot AX} \right) \text{ -if } -T_0 \cdot s \leq t \leq \frac{AX}{V_0} + T_0 \cdot s \\
 & a_1(t) = \left. \begin{aligned} & a_1 \leftarrow \frac{d}{dt} \left(- \left(\frac{h \cdot V_0}{2 \cdot AX} \cdot \sin \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot V_0 \cdot t}{AX} + \frac{3 \cdot \pi}{2} \right) + \frac{h \cdot V_0}{2 \cdot AX} \right) \right) \text{ -if } -\frac{T_0}{2} + T_0 \cdot s \leq t \leq \frac{T_0}{2} + \frac{AX}{V_0} + T_0 \cdot s \\ & 0 \text{ -otherwise} \end{aligned} \right| \\
 & a_1
 \end{aligned}$$

Графическое представление вертикального ускорения первой колесной

пары при проследовании рельсового стыка изображено на рис. 3.

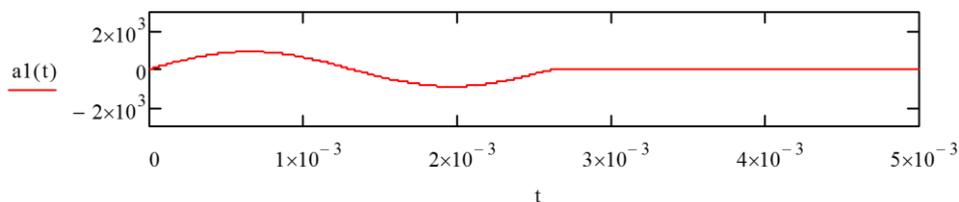


Рис. 3. Вертикальное ускорение колесной пары при прохождении рельсового стыка железнодорожного пути

Fig. 3. Vertical acceleration of a wheelset when passing a rail joint on a railway track

Из графика видно, что ускорение представляет из себя полный период синусоиды, что является истиной, так как при вертикальном перемещении колёсная пара сначала приобрела скорость, а при достижении верхней точки – потеряла её. Таким образом, в начале отсчета ускорение было положительным, а после прохождения половины пути h – стало отрицательным, после прохождения стыка ускорение равно нулю, так как до следующего стыка вертикальное перемещение колёсной пары отсутствует.

Для моделирования движения тележки необходимо рассмотреть вторую по ходу движения колёсную пару.

Базу тележки 18-100 принимаем $l = 1850$ мм. Расстояние от второй колесной пары до начала стыка равняется величине базы тележки, тогда период накатывания колесной пары до стыка рельсов определяется по формуле:

$$t_0 = \frac{l}{V_0} \quad (4)$$

Вертикальное перемещение второй по ходу движения колесной пары задается следующим алгоритмом в аналитическом виде:

$$x_2(t) = \begin{cases} s \leftarrow 0 \\ \text{for } s = 0 \text{ K } 5 \\ x_2 \leftarrow \left(\frac{h}{2} \cdot \sin \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot V_0 \cdot t}{2 \cdot AX} + \frac{3 \cdot \pi}{2} \right) + \frac{h}{2} \right) \text{ -if } -t_0 + T_0 \cdot s \leq t \leq t_0 + \frac{AX}{V_0} + T_0 \cdot s \\ x_2 \leftarrow h \text{ -if } -t_0 + \frac{AX}{V_0} + T_0 \cdot s \leq t \leq t_0 + \frac{T_0}{2} + T_0 \cdot s \\ x_2 \leftarrow \left(\frac{h}{2} \cdot \sin \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot V_0 \cdot t}{2 \cdot AX} + \frac{\pi}{2} \right) + \frac{h}{2} \right) \text{ -if } -t_0 + \frac{T_0}{2} + T_0 \cdot s \leq t \leq t_0 + \frac{T_0}{2} + \frac{AX}{V_0} + T_0 \cdot s \\ 0 \text{ _otherwise} \\ x_2 \end{cases}$$

Величина суммарного вертикального перемещения двух колёсных пар отображает величину вертикального перемещения геометрического центра наддрессорной балки и равно среднему арифметическому функций x_1 и x_2

$$x_{\text{сумм}} = \frac{x_1(t) + x_2(t)}{2} \quad (5)$$

Перемещение средней точки тележки отображено на рис. 4.

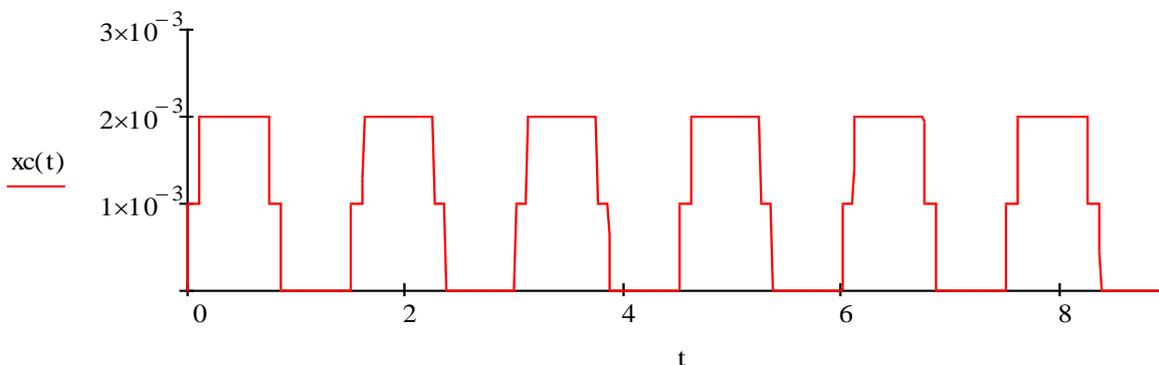


Рис. 4. Вертикальное перемещение тележки при проследовании рельсовых стыков
Fig. 4. Vertical movement of the bogie when passing through rail joints

На рис. 4 рассматривается средняя точка тележки, на которую опирается кузов

вагона, тогда суммарное перемещение $x_{\text{сумм}}$ будет равно половине суммы переме-

щений двух колесных пар, что подтверждается полученным результатом.

Будем считать, что рессорный комплект тележки опирается на средние точки боковых рам тележек.

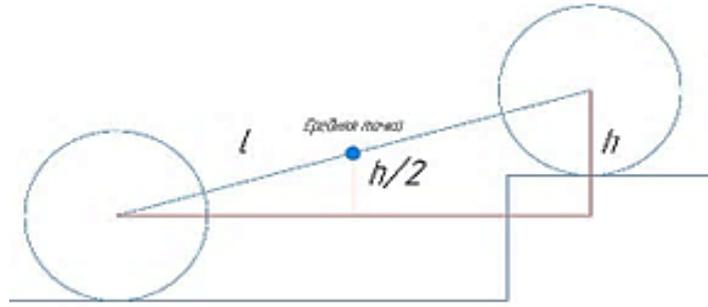


Рис. 5. Схема прохождения стыка тележкой
Fig. 5. Diagram of the passage of the junction by bogie

Скорость вертикального перемещения второй по ходу движения колесной пары находят, задав алгоритм

поиска производных первого порядка на множестве точек графика перемещения:

$$v_2(t) = \begin{cases} s \leftarrow 0 \\ \text{for } s = 0 \dots 5 \\ v_2 \leftarrow \left(\frac{hV_0}{2 \cdot AX} \sin \left(\frac{2\pi V_0 t}{AX} + \frac{3\pi}{2} \right) + \frac{h \cdot V_0}{2 \cdot AX} \right) \text{ if } t_0 + T_0 s \leq t \leq \frac{AX}{V_0} + t_0 + T_0 s \\ v_2 \leftarrow - \left(\frac{hV_0}{2AX} \cdot \sin \left(\frac{2\pi \cdot V_0 t}{AX} + \frac{3\pi}{2} \right) + \frac{hV_0}{2AX} \right) \text{ if } \frac{T_0}{2} + t_0 + T_0 s \leq t \leq \frac{T_0}{2} + \frac{AX}{V_0} + t_0 + T_0 s \\ 0 \text{ otherwise} \\ v_2 \end{cases}$$

Скорость и ускорение второй колёсной пары имеют аналогичное графическое с отставанием от первой колесной пары на время t_0 , что вызывает смещение по оси абсцисс.

Ускорение вертикального перемещения второй по ходу движения колесной пары найдем, задав алгоритм поиска производных второго порядка на множестве точек перемещения:

$$a_2(t) = \begin{cases} s \leftarrow 0 \\ \text{for } s = 0 \dots 5 \\ a_2 \leftarrow \frac{d}{dx} \left(\frac{hV_0}{2AX} \sin \left(\frac{2\pi V_0 t}{AX} + \frac{3\pi}{2} \right) + \frac{hV_0}{2AX} \right) \text{ if } t_0 + T_0 s \leq t \leq \frac{AX}{V_0} + t_0 + T_0 s \\ a_2 \leftarrow \frac{d}{dx} \left(- \left(\frac{hV_0}{2AX} \sin \left(\frac{2\pi V_0 t}{AX} + \frac{3\pi}{2} \right) + \frac{hV_0}{2AX} \right) \right) \text{ if } \frac{T_0}{2} + t_0 + T_0 s \leq t \leq \frac{T_0}{2} + \frac{AX}{V_0} + t_0 + T_0 s \\ 0 \text{ otherwise} \\ a_2 \end{cases}$$

Вертикальное ускорение средней точки тележки является среднеарифметическим вертикальных ускорения двух колесных пар тележки:

$$a_{\text{сум}}(t) = \frac{a_1(t) + a_2(t)}{2} \quad (6)$$

Возмущающая сила $F(t)$, возникающая при проследовании рельсовых стыков является зависимостью произведения массы и ускорения от времени и численно равна, (Н):

$$F(t) = a_{\text{сум}}(t) \left(\frac{(m - 2m_t + 2m_{\text{н6}})1000}{2} \right) \quad (7)$$

3. Расчет вертикального перемещения (подпрыгивания) обрессоренных масс тележки грузового вагона.

Жесткость рессорных комплектов тележки [3] $c = 8,7 \cdot 10^7$ Н/м.

Коэффициент демпфирования k рессорного комплекта вычисляется из расчета:

$$k = 2 \sqrt{c \frac{m-2 \cdot m_t}{2} 1000} \quad (8)$$

Коэффициент затухания равен:

$$\beta = \frac{k}{2 \cdot \frac{m-2 \cdot m_t}{2} 1000} \quad (9)$$

Основное дифференциальное уравнение затухающих колебаний для шкворневого узла вагона имеет следующий вид:

$$z''(t) + \beta \dot{z}(t) + \frac{c \cdot z(t)}{\frac{m-2 \cdot m_t}{2} 1000} = \frac{F(t)}{\frac{m-2 \cdot m_t}{2} 1000} \quad (10)$$

Графическое решение уравнения (10) представлено на рис. 6.

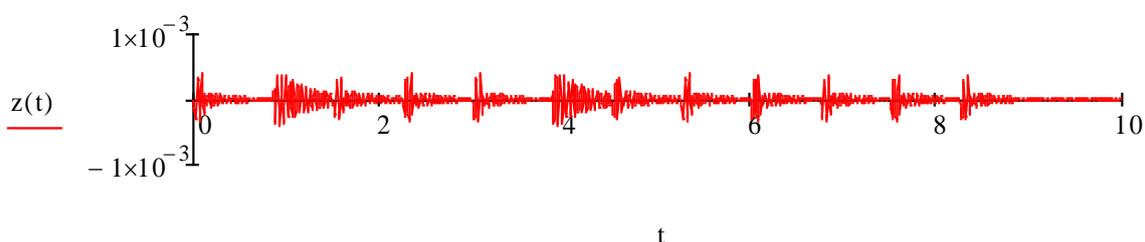


Рис. 6. Вертикальное перемещение шкворневого узла вагона при проследовании рельсовых стыков
Fig. 6. Vertical movement of the car's pivot unit when passing through rail joints

Частота колебаний и величина отклонений, рассмотренных на рисунке 6, иллюстрируют вибрационный процесс эксплуатационного режима ходовых частей грузового вагона.

Ускорение обрессоренной массы равно второй производной от перемещения шкворневого узла a_T :

$$a_T(t) = \frac{d^2}{dt^2} z(t) \quad (11)$$

Тогда возмущающая сила обрессорной массы равна, Н:

$$F_i(t) = a_T(t) \frac{m-2 \cdot m_t}{2} 1000 \quad (12)$$

Графическое представление возмущающей силы, действующей на обрессоренную массу тележки имеет следующий вид (рис. 7). Из рис. 7 видно характер возмущающей силы, а также периоды её возникновения и затухания благодаря действию рессорного комплекта.

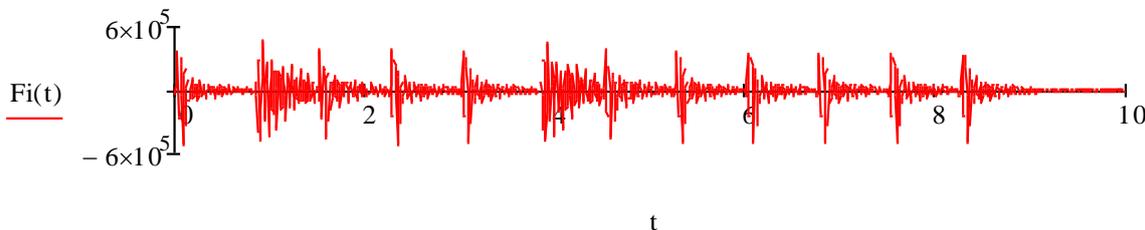


Рис. 7. Возмущающая сила, действующая на обрессоренную массу тележки или вибрация
Fig. 7. The disturbing force acting on the sprung mass of the bogie or vibration

4. Расчет момента сил относительно оси Y.

С целью упрощения расчётов и представления движения тележки и надрессор-

ной балки вокруг оси у введём следующую схему замещения (рис. 8).

Считаем, что рессорный комплект тележки состоит не из четырнадцати

двухрядных пружин, а из четырех. Суммарная жёсткость пружин равна общей жёсткость рессорного комплекта c .

Расстояние между опорами двух пружин на одной боковой раме тележки равно 420 мм.

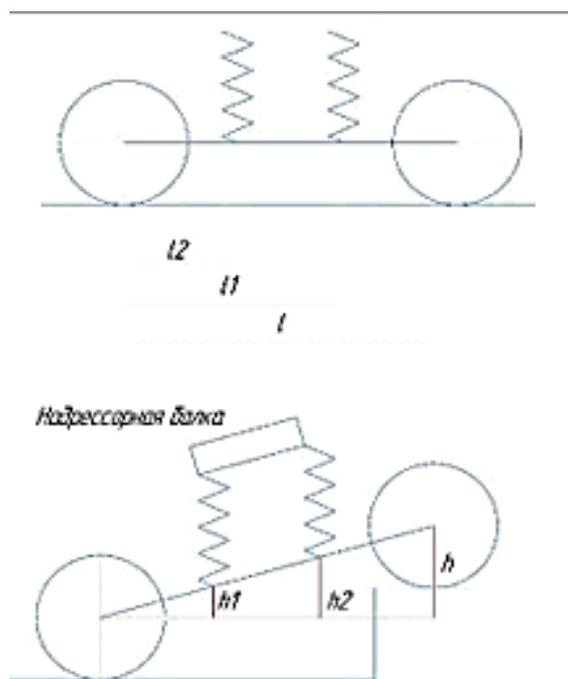


Рис. 8. Схема наезда тележки на стык для расчёта момента относительно оси Y
 Fig. 8. Diagram of a trolley hitting a joint for calculating the moment relative to the Y -axis

Расстояние от второй колесной пары по ходу движения до точки опоры первой пружины, м:

$$l_1 = 1,135.$$

Расстояние от второй колесной пары по ходу движения до точки опоры второй пружины, м:

$$l_2 = 0,715.$$

Высота опоры первой пружины после накатывания колесной пары на стык рельса:

$$h_1 = l_1 \frac{h}{l_m} \quad (13)$$

$$h_2 = l_2 \frac{h}{l_m} \quad (14)$$

Ускорение опоры первой пружины при набегании на рельсовый стык первой по ходу движения колесной пары:

$$a_{11}(t) = a_1(t) \frac{h_1}{h} \quad (15)$$

Ускорение опоры первой пружины при набегании на рельсовый стык второй по ходу движения колесной пары:

$$a_{12}(t) = a_2(t) \frac{h_2}{h} \quad (16)$$

Ускорение опоры второй пружины при набегании на рельсовый стык первой по ходу движения колесной пары:

$$a_{21}(t) = a_2(t) \frac{h_2}{h} \quad (17)$$

Ускорение опоры второй пружины при набегании на рельсовый стык второй по ходу движения колесной пары:

$$a_{22}(t) = a_2(t) \frac{h_1}{h} \quad (18)$$

Суммарное ускорение опоры первой пружины при прохождении рельсового стыка двумя колесными парами:

$$a_{1\text{ сумм}}(t) = a_{11}(t) + a_{12}(t) \quad (19)$$

Суммарное ускорение опоры второй пружины при прохождении рельсового стыка двумя колесными парами:

$$a_{2\text{ сумм}}(t) = a_{21}(t) + a_{22}(t) \quad (20)$$

Возмущающая сила первой пружины:

$$F_1(t) = a_{1\text{ сумм}}(t) m_4 1000 \quad (21)$$

$$F_2(t) = a_{2\text{ сумм}}(t) m_4 1000 \quad (22)$$

Жёсткость рессорного комплекта тележки грузового вагона, с целью предметного программного расчета, делится пополам – получая жёсткость рессорного комплекта на одну сторону тележки:

$$c_i = \frac{c}{2} \quad (23)$$

Аналогичное деление производится по отношению к коэффициенту демпфирования:

$$\beta_i = \frac{\beta}{2} \quad (24)$$

В программу математического моделирования функционально вводится Основное дифференциальное уравнение затухающих колебаний первой пружины:

$$\ddot{z}_1(t) + \beta_i \dot{z}_1(t) + \frac{c_i \cdot z_1(t)}{\frac{m-2 \cdot m_t}{4} \cdot 1000} = \frac{F_1(t)}{\frac{m-2 \cdot m_t}{4} \cdot 1000} \quad (25)$$

где z_1 – вертикальное перемещение первой пружины по ходу движения грузового вагона.

Далее в программу математического моделирования функционально вводится Основное дифференциальное уравнение затухающих колебаний первой пружины:

$$\ddot{z}_2(t) + \beta_i \dot{z}_2(t) + \frac{c_i \cdot z_2(t)}{\frac{m-2 \cdot m_t}{4} \cdot 1000} = \frac{F_2(t)}{\frac{m-2 \cdot m_t}{4} \cdot 1000} \quad (26)$$

где z_2 – вертикальное перемещение второй пружины по ходу движения грузового вагона.

Момент силы вокруг оси Y :

$$M_y(t) = F_{i1}(t)l_i - F_{i2}(t)l_i \quad (27)$$

где F_{i1} – возмущающая сила опоры первой пружины; F_{i2} – возмущающая сила опоры второй пружины; l_i – расстояние от оси продольного сечения надрессорной балки до крайней пружины, равное 0,21 м.

$$F_{i1}(t) = a_{1 \text{ сумм}}(t)m_4 1000 \quad (28)$$

$$F_{i2}(t) = a_{2 \text{ сумм}}(t)m_4 1000 \quad (29)$$

Разрешение уравнения (29) в графическом виде вычислено и представлено на рис. 9.

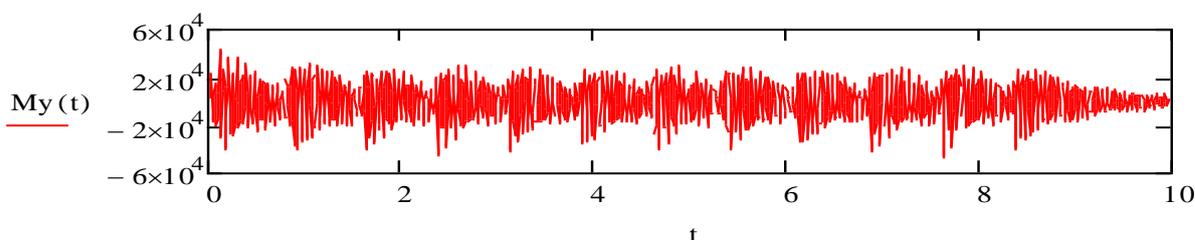


Рис. 9. Момент силы относительно оси Y при проследовании рельсовых стыков тележкой грузового вагона
Fig. 9. Moment of force relative to the Y -axis when a freight car trolley passes through rail joints

Вышеуказанный рисунок иллюстрирует момент силы, действующий на шкворневой узел. Действия момента силы относительно оси Y влияет на динамиче-

скую нагрузку шкворневого узла и как следствие на распределение нагрузки от веса вагона на надрессорную балку.

Заключение

По результатам исследования может оцениваться эксплуатационная способность грузового вагона и его ходовых частей на предмет устойчивости к возбуждающим колебания силам, которые найдены исходя из методики, представленной в статье. Достоверность расчетов подтверждается высокочастотным колебательным процессом, что соответствует вибрации, воздействующей на ходовые части грузо-

вого вагона в пути следования при прохождении межрельсовых стыков. Изложенная методика определения вертикального перемещения служит одним из способов оценки технических решений, внедряемых в шкворневой узел пятник-подпятник на предмет их работоспособности по заданному критерию вертикальной устойчивости.

Выводы

1. Создана характерная математическая модель поиска возникающих вертикальных перемещений от неровности пути в расчет которой вошли реальные эксплуа-

тационные параметры подвижного состава и железнодорожного полотна.

2. Найдены зависимости вертикального перемещения от возмущающей силы,

скорости и ускорения при проследовании рельсовых стыков участков путей с межстыковым расстоянием 12,5 метров.

3. Рассчитан момент силы, возникающий при подпрыгивании, который стре-

мится повернуть наддресорную балку вокруг ее оси.

4. Методика является универсальным и может моделировать любые вертикальные неровности пути, а также нагрузки, возникающие при их проследовании.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Технические требования и нормы содержания железнодорожных путей промышленного транспорта № АН-132-Р - от 31.04.2003г.
2. Руководящий документ по ремонту и техническому обслуживанию колесных пар с буксовыми узлами грузовых вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 (1524) ММ¹. РД ВНИИЖТ 27.05.01 – 2017г.
3. ГОСТ 34628-2019г. – «Пружины и комплекты пружинные рессорного подвешивания железнодорожного подвижного состава методы расчета на прочность при действии продольных и комбинированных нагрузок».
4. Вершинский С.В., Данилов В. Н., Хусидов В. Д. Динамика вагона. М.: Транспорт, 1991. С. 353-360.
5. Вериго М.Ф. Динамика вагонов. М., 1971. 176 с.
6. Мышкис А.Д. Прикладная математика для инженеров. Специальные курсы. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2016.

7. Ахмадеева А.А., Гозбенко В.Е. Определение главных координат вагона с двухступенчатым рессорным подвешиванием // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2011. № 4. С. 71-76.
8. Ахмадеева А.А., Гозбенко В.Е., Каргапольцев С.К. Вертикальная динамика вагона с учетом неровностей колеи // Системы. Методы. Технологии Вертикальная динамика. 2014. № 3 (23) С. 57-62.
9. Гозбенко В.Е., Ахмадеева А.А. Вертикальные колебания экипажа с учетом неровностей пути // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2013. № 3 (39). С. 56-59.
10. Холоднов В. А. Системный анализ и принятия решений. Технология вычислений в системе компьютерной математики Mathcad: учебное пособие // В. А. Холоднов, В. П. Дьяконов, В. В. Фонарь, Р. Ю. Кулишенко, И. В. Ананченко. – СПб.: СПбГТИ (ТУ), 2013. 154 с.

REFERENCES

1. Ministry of Transport of the Russian Federation. Technical requirements and maintenance standards for industrial transport railways No. AN-132-R. 2003 Apr 31.
2. RD VNIIZHT. Guidance document on the repair and maintenance of wheel sets with axle boxes of mainline railways freight cars with gauge 1520 (1524) MM¹. 2017 May 27.
3. GOST 34628-2019. Springs and spring assemblages of spring suspension of railway rolling stock. Methods of strength analysis at longitudinal and combined loading. Moscow: Standartinform; 2020.
4. Vershinsky SV, Danilov VN, Khusidov VD. Car dynamics. Moscow: Transport; 1991.
5. Verigo MF. Car dynamics. Moscow: 1971.
6. Myshkis AD. Applied mathematics for engineers. Special courses. Moscow: FIZMATLIT; 2016.

7. Akhmadeeva AA, Gozbenko VE. Determination of the main coordinates of a carriage with a two-stage spring suspension. Modern Technologies. System Analysis. Modeling. 2011;4:71-76.
8. Akhmadeeva AA, Gozbenko VE, Kargapoltsev SK. Vertical dynamics of railway car with a gauge irregularities being taken into account. System. Methods. Vertical Dynamics Technologies. 2014;3(23):57-62.
9. Gozbenko VE, Akhmadeeva AA. Vertical vibrations of the carriage taking into account gauge irregularities. Modern Technologies. System Analysis. Modeling. 2013;3(39):56-59.
10. Kholodnov VA, Dyakonov VP, Fonar VV, Kulishenko RYu, Ananchenko IV. System analysis and decision-making. Computing technology in Mathcad computer mathematics system: textbook. St. Petersburg: SPbGTI (TU); 2013.

Информация об авторах:

Евсеев Дмитрий Геннадьевич – доктор технических наук, Российский университет транспорта (МИИТ), Институт транспортной техники и систем управления, тел.: +7 (985) 769-60-78.

Михеев Иван Александрович – аспирант кафедры «Технология транспортного машиностроения и ремонта подвижного состава», Российский университет транспорта (МИИТ), тел.: +7 977 589-41-49.

Evseev Dmitry Gennadyevich – Doctor of Technical Sciences, Russian University of Transport (MIIT),

Institute of Transport Engineering and Control Systems, phone: +7 (985) 769-60-78.

Mikheev Ivan Aleksandrovich – Postgraduate student of the Department of Technology of Transport Engineering and Repair of Rolling Stock, Russian

University of Transport (МИИТ), phone: +7 977 589-41-49.

**Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.**

**Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
The authors declare no conflicts of interests.**

**Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.**

Статья поступила в редакцию 29.08.2025; одобрена после рецензирования 24.09.2025; принята к публикации 26.09.2025. Рецензент – Космодомианский А.С., доктор технических наук, профессор, профессор Российского университета транспорта, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 29.08.2025; approved after review on 24.09.2025; accepted for publication on 26.09.2025. The reviewer is Kosmodamiansky A.S., Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Russian University of Transport, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.



**Продолжается подписка на научно-технический журнал
«Транспортное машиностроение» на 2025 год**

Подписку на журнал можно оформить в любом почтовом отделении или непосредственно в редакции журнала. Подписные индексы по интернет-каталогу «Пресса по подписке» – Э80859 – https://www.akc.ru/itm/vestnik-bry_anskogo-gosudarstvennogo-tehnic_heskogo-universiteta/ и Объединенному каталогу «Пресса России» – 80859.
Стоимость подписки на минимальный срок – от 4846 руб.

Информация об опубликованных статьях регулярно направляется в систему Российского индекса научного цитирования (РИНЦ) – <https://www.elibrary.ru/contents.asp?titleid=79505>.
Сайт электронной редакции журнала: <https://bstu.editorum.ru/ru/nauka/journal/169/view>
E-mail: trans-eng@tu-bryansk.ru.

Журнал входит в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученых степеней кандидата и доктора наук (категория К2) по группам научных специальностей:
2.5. Машиностроение (2.5.2; 2.5.3; 2.5.5; 2.5.6; 2.5.8),
2.6. Химические технологии, науки о материалах, металлургия (2.6.1; 2.6.17),
2.9. Транспортные системы (2.9.1; 2.9.3; 2.9.5).