

# Моделирование влияния локальных неровностей железнодорожного пути на распространение вибраций



**А. А. Локтев,**  
д-р физ.-мат. наук,  
заведующий кафедрой  
«Транспортное  
строительство»  
Российского университета  
транспорта  
(РУТ (МИИТ)),



**Л. А. Илларионова,**  
канд. техн. наук, доцент  
кафедры «Здания  
и сооружения  
на транспорте»  
РУТ (МИИТ)

**Изменяющиеся условия контакта колеса и рельса — один из источников наиболее интенсивного шума, приводят к изменению его частот и вибрации, а в целом — к изменению картины колебаний в граничащих средах.**

прогнозирования будущей акустической обстановки в районе железнодорожного транспорта, что на текущий момент является стандартной практикой в городской среде. При использовании методов прогнозирования и моделирования акустического воздействия и вибрации необходимо учесть все возможные причины ее возникновения [4, 5].

Одной из причин, которая может вызвать увеличение вибрации, возникающей от динамического взаимодействия колес с рельсами и, соответственно, шума, является неровность пути [6]. При этом она не только влияет на комфорт езды, но и сокращает срок службы путей и подвижного состава, а в некоторых ситуациях может привести к авариям.

Элементы железнодорожной инфраструктуры, такие как земляное полотно, шпалы и рельсы, подвергаются регулярным нагрузкам, которые могут привести к возникновению различных дефектов. Одним из них является излом шпалы в различных направлениях. Причины этого разнообразны: например, неправильная установка шпалы, отсутствие необходимого основания для ее фиксации или нарушение работы специального крепежа. В результате излома шпалы возникают сколы и трещины, которые могут привести к дальнейшему повреждению и деградации инфраструктуры.

Динамическое поведение верхнего строения пути можно представить в виде шарнирно опертой балки, вертикальные колебания которой описываются следующим дифференциальным уравнением:

$$m \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + c_0 \frac{\partial w}{\partial t} + c_1 \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} = \sum_{j=1}^N P \cdot [U_j(t, V, L) + U_j(t - t_c, V, L)], \quad (1)$$

где  $m$  — погонная масса конструкции верхнего строения пути;

$w$  — вертикальное перемещение точек срединной линии балки;

$c_0$  — коэффициент внешнего вязкого сопротивления;

$c_1$  — коэффициент внутреннего трения;

$E$  — приведенный модуль упругости материала верхнего строения пути;

$I$  — момент инерции поперечного сечения относительно горизонтальной оси,

$t_c$  — временной интервал между наездом на путь первой колесной пары и съездом с пути последней колесной пары;

$\partial$  — оператор дифференцирования;

$t$  — время, отсчитываемое от момента начала приложения нагрузки в заданной точке;

$x$  — координата, отсчитываемая вдоль пути;

$P$  — сосредоточенная сила от колесной пары;

$U_j$  — функция, учитывающая характер приложения внешней нагрузки;

$V$  — скорость движения экипажа;

$L$  — длина рассматриваемого участка железнодорожного пути.

Поскольку при решении определяющих дифференциальных уравнений считается, что деформация пути происходит в упругой стадии, можно использовать принцип суперпозиций и для удобства решения рассматривать приложение нагрузки от каждой колесной пары в отдельности от других, а результаты, полученные для различных осей, помещающихся одновременно на пролетном строении колесных пар, затем получать суммированием [7, 8] (рис. 1).

Выражение фактически определяет динамическую реакцию балочного пролетного строения от действия совокупности сосредоточенных сил, представляющих собой общий вес состава, приведенный к отдельным колесным парам.

Источниками вибрации в жилых и общественных зданиях, расположенных в жилых зонах населенных пунктов, являются транспортные средства (метрополитен мелкого заложения, грузовые автомобили, железнодорожные поезда, трамваи), создающие при работе большие динамические нагрузки, которые вызывают распространение вибрации в грунте и строительных конструкциях зданий [1–3].

Эти вибрации часто являются причиной возникновения шума в помещениях зданий. Для устранения негативных воздействий и снижения транспортного шума на первом этапе необходимо определить источник и направления распространения шумовой нагрузки в непосредственной близости от дорог. Наиболее точные данные об уровне шума вдоль железнодорожных путей можно получить путем измерения.

Поскольку реализуемые методы прямых измерений достаточно трудоемки, часто используются расчетные методы

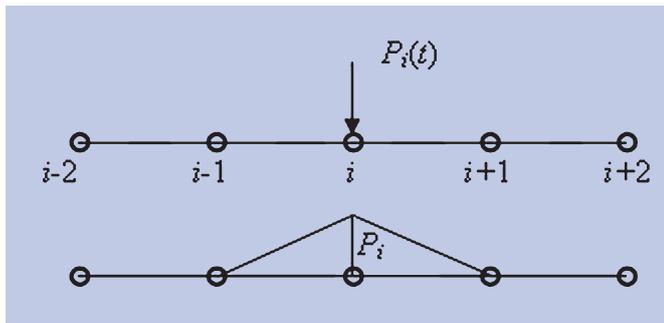


Рис. 1. Схема приложения нагрузки от колесной пары к узлам конечно-элементной сетки и линия влияния сосредоточенной силы.  $P_i(t)$  – сосредоточенная сила от колесной пары экипажа, действующая в узле  $i$

$$q_n(t) = \frac{1}{m\omega_{nd}} \int_0^t F_n(\tau) \exp(-\xi_n \omega_n(t-\tau)) \sin(\omega_{nd}(t-\tau)) d\tau, \quad (2)$$

где  $F_n(\tau) = \sum_{j=1}^N P_n \cdot [U_j(t, V, L) + U_j(t-t_j, V, L)]$ ,

$$U_j(t, V, L) = \delta(x-V(t-t_j)) \cdot \left[ H(t-t_j) - H\left(t-t_j - \frac{L}{V}\right) \right],$$

- $q_n$  – поперечная распределенная нагрузка, действующая в пределах соседних узловых точек расчетной схемы от экипажа;
- $\omega$  – частота колебаний рассматриваемого участка железнодорожного пути;
- $F_n$  – сосредоточенная сила, действующая на соседние узловых точки;
- $\tau$  – временной интервал действия внешней нагрузки;
- $\xi_n$  – приведенный коэффициент затухания для выбранной конструктивной системы;
- $\omega_n$  – частота колебаний железнодорожного пути в пределах рассматриваемого сегмента расчетной схемы;
- $\omega_{nd}$  – нижняя граница значений частоты колебаний расчетной схемы для железнодорожного пути;
- $d$  – полный дифференциал по времени.

Вычислительная процедура, используемая для решения определяющих уравнений на ЭВМ, предполагает разделение характерного временного интервала (период собственных колебаний для стационарных процессов и время прихода упругой волны в заданную точку конструкции для нестационарных процессов) на  $k$  равных частей. Длительность одной такой части (элементарного временного интервала)  $t$  выбирается исходя из условия линейности основных искомых функций на каждом элементарном интервале  $(k-1)\tau \leq t \leq k\tau$ .

Первая производная от перемещения по времени при этом определяется по выражению

$$\frac{\partial u(k\tau)}{\partial t} = \frac{(u_k - u_{k-1})}{\tau}, \quad (3)$$

где вместо перемещения  $u$  может выступать любая определяемая в процессе решения задачи неизвестная функция.

Алгоритмы линеаризации искомых функций при достаточной строгой процедуре выбора элементарного временного интервала широко применяются в современных вычислительных комплексах для прямого интегрирования определяющих дифференциальных уравнений движения, позволяя через значение функции в начальной точке интервала вычислить значения функции в конце временного промежутка.

Скорости и ускорения точке деформируемого элемента конструкции, входящие в уравнение (1), определяются согласно вычислительной схеме Ньюмарка в виде

$$\begin{aligned} \ddot{u}(t) &= \ddot{u}(t_0) = \frac{t-t_0}{\tau} \cdot [\ddot{u}(t+t_0) - \ddot{u}(t_0)], \\ \dot{u}(t+\tau) &= \dot{u}(t_0) + \tau [(1-\gamma) \cdot \ddot{u}(t) + \gamma \cdot \ddot{u}(t+\tau)], \\ u(t+\tau) &= u(t) + \tau \cdot \dot{u}(t) + \tau^2 \cdot [(0.5-\beta) \cdot \ddot{u}(t) + \beta \cdot \ddot{u}(t+\tau)] \end{aligned} \quad (4)$$

где  $\gamma, \beta$  – параметры, отвечающие за точность и устойчивость получаемого результата интегрирования, в широком смысле эти величины укладываются в интервалы  $0 \leq \gamma \leq 1$  и  $0 \leq 2\beta \leq 1$ , но в реальных задачах данные диапазоны существенно меньше.

Подобная схема позволяет из определяющего уравнения получить рекуррентную формулу для определения неизвестных перемещений и их производных по времени в различные последовательные моменты времени  $\tau_i = \tau i$ .

Другим распространенным дефектом является износ рельса. Постоянная эксплуатация железнодорожных путей приводит к механическому и абразивному износу рельсов, особенно на участках с большой плотностью движения поездов. Изношенные рельсы могут потерять свои первоначальные геометрические параметры, что вызовет ухудшение безопасности движения и увеличение шума.

Повторяющееся состояние качения-скольжения колеса и рельса приводит к изменению остаточных напряжений в головке рельса, что в дальнейшем приводит к пластической деформации, а также к износу и дефектам качения, таким как заедания головки и приседания (рис. 2).



Рис. 2. Зона пластического течения в головке рельса

В результате возникновения дефектов рельсов ухудшаются условия движения поездов, увеличиваются трение и сопротивление, что приводит к повышению энергозатрат и износу подвижного состава. Кроме того, дефекты рельсов создают дополнительные вибрационные и шумовые нагрузки на окружающую среду и людей.

Дискретный дефект протектора колеса – это локальное отклонение от номинального радиуса колеса на коротком участке окружности колеса. Оно приводит к радиальной неравномерности, которая при каждом обороте колеса может создавать ударную нагрузку в контакте колеса с рельсом [9, 10].

Дефекты колеса и рельса связаны между собой, и при их совпадении резко увеличиваются динамические силы, что усугубляет развитие как отдельных сосредоточенных дефектов, так и второстепенных отклонений, косвенно связанных с первичными дефектами.

В настоящем исследовании изучается поведение верхнего строения пути в виде фрагмента упругой балки, которая имеет дефекты, что выражается в увеличении внешней силы, действующей со стороны подвижного состава.

Теория Герца нормального контакта между двумя твердыми телами опирается на несколько предположений. Оба тела являются линейно упругими телами. Размер площади контакта мал по сравнению с размерами двух тел и их радиусами кривизны. Для расчета напряжений и деформаций это означает, что тела можно рассматривать как бесконечные упругие тела с плоской упругой поверхностью. Поверхности Герца могут быть описаны квадратичными функциями вблизи контакта. В зоне контакта предположительно нет трения, и единственная передаваемая нагрузка перпендикулярна контакту [11, 12] (рис. 3).

Область динамического контакта колеса и рельса имеет форму, отличную от окружности. Чаще всего для моделирования контакта принимается эллипс, точки которого имеют различное напряжение.

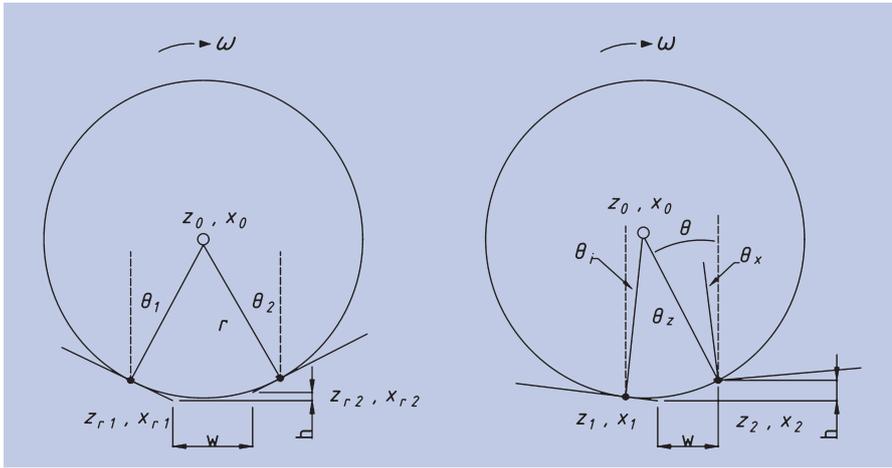


Рис. 3. Схема взаимодействия колеса и рельса в месте стыка рельсовых плетей: а) симметричный; б) несимметричный контакт:  $r$  – радиус колеса транспортного средства;  $z_0, x_0$  – координаты центра колеса;  $z_{r1}, x_{r1}, z_{r2}, x_{r2}$  – координаты крайних точек контакта колеса и левого или правого рельса соответственно;  $w$  – размер области контакта колеса и правого рельса;  $h$  – местная вертикальная деформация для рельса, на который набегает колесо;  $q_i$  – семейство вертикальных углов, обозначенных на рисунке и определяющих геометрию контакта колеса и рельсовой направляющей

$$t_0 \approx \sqrt{8R_w d}, \quad (5)$$

где  $t_0$  – характерный размер области контакта колеса и рельса в направлении движения,  $d$  – местное смятие в зоне контакта.

В данном соотношении  $R_w$  – сила взаимодействия колеса и рельса, вектор, который направлен вертикально, даже если имеет несимметричный дефект, вертикальная компонента силы контакта существенно больше горизонтальных составляющих. Упругий элемент типа элемента Герца позволяет смоделировать контакт колеса и рельса, а изменение упругих компонентов – представить работу конструкции на небольшом удалении от точки приложения внешней нагрузки [13]:

$$x_{inf} \approx d - \frac{z^2}{2R_w}, \quad -\frac{t_0}{2} \leq z \leq \frac{t_0}{2}, \quad (6)$$

где  $z$  – геометрический размер расстояния между центром тяжести взаимодействия тел.

Также учитывается вектор коэффициентов влияния геометрических параметров поперечного сечения, которые учитывают как упругие, так и сопутствующие деформации.

Параметры конструкции линеаризуются для каждой области приложения нагрузки, а жесткость упругого элемента Герца подбирается исходя из условия тангенциального градиента [14].

В этом случае существуют значения, при которых могут происходить отрыв и проскальзывания колеса, что позволяет использовать предлагаемый подход, например при галопировании тележки.

Для предотвращения возникновения дефектов рельсов необходимо проводить регулярные проверки и техническое обслуживание пути, а также контролировать качество изготовления и сварки

рельсов. Важно также применять специальные подушки амортизации и шумоизоляции и современные технологии строительства и ремонта железнодорожных путей, которые позволяют уменьшить вибрацию и шумовое воздействие.

Таким образом, при развитии железнодорожной инфраструктуры необходимо минимизировать вероятность возникновения вибрации и шума. Это не только обеспечит безопасность и комфорт жителей, улучшит состояние окружающей среды, но и увеличит срок эксплуатации транспортной системы. ■

**Источники**

1. Власова Е. В. Вибрация как фактор риска для жизни и здоровья человека // Безопасность городской среды: материалы межрегион. (с междунар. участием) науч.-практич. конф., Омск, 18–20 ноября 2015 г. Омск: ОГИС, 2016. С. 183–186.
2. Локтева Н. А., Фунг Н. З. Взаимодействие плоской нестационарной волны в упругой среде с преградой сложной конструкции // XII Всерос. съезд по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики: Сб. тр. Уфа, 19–24 августа 2019 г. В 4 т. Т. 3. Уфа: БашГУ, 2019. С. 501–502.
3. Тягунова Л. Ю., Стульчикова М. В. Особенности строительства многоэтажных зданий в зонах повышенных колебательных воздействий на их конструкцию // Тр. науч. конф. 17-го Российского архитектурно-строительного форума: Доклады секций семинара, Нижний Новгород, 14–17 мая 2019 г. / отв. ред. А. А. Лапшин. Нижний Новгород: ННГАСУ, 2019. С. 46–48.
4. Новак Ю. В., Тропилло А. В. Мероприятия по защите от вибрации, вызван-

- ной влиянием движения транспортных средств // Транспортное строительство. 2013. № 7. С. 28–30.
5. Локтев А.А., Илларионова Л.А., Сколов А.А. Оценка влияния числа подвижных источников на шум и вибрации в городской среде вблизи транспортных магистралей // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. 2023. № 3. С. 75–84. DOI 10.15593/24111678/2023.03.08.
6. Локтев А.А., Шишкина И.В., Ткаченко В.И., Артемьева В.В. Расчет долей дефектных элементов стрелочной продукции // Транспорт Урала. 2023. № 1 (76). С. 88–92. DOI 10.20291/1815-9400-2023-1-88-92.
7. Loktev A.A., Korolev V.V. Models of deformation behavior and analytical methods for determining settlement of weak soils // Transp. Res. Proc. 2022. Vol. 63. P. 817–824. DOI: 10.1016/j.trpro.2022.06.078
8. Илларионова Л.А., Локтев А.А., Бокков С.С. Динамическое воздействие экипажа на вязко-упругую плиту основания городского транспорта // Наука и техника транспорта. 2023. № 1. С. 52–56.
9. Локтев А. А., Баракат А. Анализ поведения пролетных конструкций с трещинами при вибрациях // Транспортные сооружения. 2022. Т. 9. № 3. DOI 10.15862/04SATS322.
10. Болотин В. В. Динамическая устойчивость упругих систем. М.: Гостехиздат, 1956. 600 с.
11. Локтев А. А., Сычева А. В., Сычев В. П. Обоснование эффекта притормаживания упругой волны от воздействия колес подвижного состава на рельс с локализацией волны в зоне дефекта железнодорожного пути // Наука и техника транспорта. 2022. № 3. С. 25–30.
12. Сычева А. В., Кузнецова Н. В. Способ оценки дефектности элементов железнодорожного пути локализацией волновых процессов взаимодействия «колесо-рельс» Текст: непосредственный // Внедрение современных конструкций и передовых технологий в путевое хозяйство. 2020. Т. 16, № 16. С. 114–121.
13. Индейцев Д.А., Осипова Е.В. Локализация нелинейных волн в упругих телах с включениями // Акустический журнал. 2004. Т. 50, № 4. С. 496–503.
14. Королев В.В. Особенности работы пролетного строения мостового перехода при смещении оси рельсошпальной решетки // Вестн. ВНИИЖТ. 2020. Т. 79, № 3. С. 127–138. DOI: https://doi.org/10.21780/2223-9731-2020-79-3-127-138.