

СНИЖЕНИЕ ВИБРАЦИОННЫХ УСКОРЕНИЙ ШПАЛ ПОД ВОЗДЕЙСТВИЕМ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА КАК СПОСОБ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПУТИ



А.В. Сычева

Предлагается метод, повышающий безопасность взаимодействия подвижного состава за счет снижения основного тона частот колебаний. Приводится расчет вибраций железнодорожного пути при повышенных скоростях движения.

Ключевые слова: железнодорожный путь, подвижной состав, рельсы, вибрации, высокочастотная составляющая, способ, расчет

EDN: VRSSJA

Под воздействием подвижного состава на рельсы появляются высокочастотные вибрации пути, которые влияют на безопасность подвижного состава и комфорт пассажиров в нем [1;2]. От этого появляются ускорения во всех элементах верхнего строения пути и как следствие, рост инерционных сил, воздействующих на железнодорожный путь. На величину вибрационных ускорений шпал влияет жесткость узлов крепления [3]. Особенно опасны вибрационные ускорения перед искусственным сооружением, в частности, мостом, в силу резких ударов колеса об рельс при входе подвижного состава на мост, поскольку жесткость пути перед мостом и пути на мосту разная. При этом, если колесо имеет дефект, например ползун, то опасность излома рельса возрастает многократно, ибо колесо действует как ударник на мишень — рельс [4]. Кроме того, резко снижается комфорт пассажиров.

На первом этапе расчета введем допущение, что по идеально ровному рельсу движется пассажирский поезд, сформированный из n одинаковой конструкции

и веса вагонов. Под воздействием единичной вертикальной силы $Q=1$ при скорости движения экипажа V при движении за t секунд вертикальный прогиб точки рельса Z_p^0 определяется [5;6] как

$$Z_p^0(t) = \frac{\exp\{-\alpha V|t|\}}{4EI_y^0(\alpha^2 + \beta^2)\alpha\beta} (\alpha \sin \beta V|t| + \beta \cos \beta Vt), \quad (1)$$

где E — модуль упругости рельсовой стали, МПа; I_y^0 — момент инерции рельса относительно главной поперечной горизонтальной оси y , м⁴.

Коэффициенты α , β определяются по формулам:

$$\alpha = \sqrt{\sqrt{\frac{U_z^0}{4EI_y^0}} - \frac{m_z^0 V}{4EI_y^0}}; \quad \beta = \sqrt{\sqrt{\frac{U_z^0}{4EI_y^0}} + \frac{m_z^0 V}{4EI_y^0}}, \quad (2)$$

где m_z^0 — распределенная по длине приведенная масса рельса и подрельсового основания, кг/м; U_z^0 — модуль упругости подрельсового основания в вертикальной плоскости, МПа.

Сычева Анна Вячеславовна, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Здания и сооружения на транспорте» Российского университета транспорта (РУТ (МИИТ)). Область научных интересов: инженерное обеспечение строительства, инженерная геология. Автор 59 научных работ.

Раскладывая (1) в спектр Фурье [7,8]:

$$\Phi_z(\omega) = \frac{1}{2EI_y^0(\alpha^2 + \beta^2)\alpha\beta} \left[\alpha \int_0^\infty e^{-\alpha Vt} \sin \beta Vt \cos \omega t dt + \beta \int_0^\infty e^{-\beta Vt} \cos \beta Vt \cos \omega t dt \right], V \neq 0. \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \Phi_z(\omega) &= \frac{1}{2EI_y^0(\alpha^2 + \beta^2)\alpha\beta} \left(\frac{\alpha(\beta V + \omega)}{2} [\alpha^2 V^2 + (\beta V + \omega)^2]^{-1} + \frac{\alpha(\beta V - \omega)}{2} [\alpha^2 V^2 + (\beta V - \omega)^2]^{-1} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{\alpha\beta V}{2} \left\{ [\alpha^2 V^2 + (\beta V - \omega)^2]^{-1} + [\alpha^2 V^2 - (\beta V + \omega)^2]^{-1} \right\} \right) = \\ &= \frac{1}{4EI_y^0(\alpha^2 + \beta^2)\alpha\beta} \left\{ \frac{\alpha(2\beta V + \omega)}{\alpha^2 V^2 + (\beta V + \omega)^2} + \frac{\alpha(2\beta V - \omega)}{\alpha^2 V^2 - (\beta V - \omega)^2} \right\}, V \neq 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Предположим, что рельс не идеален и тогда подвижной состав воздействует на рельс со случайной силой $Q(t)$, для которой средние значения $\langle Q \rangle$ и среднеквадратичные отклонения σ_Q определяются в подвижной, связанной с экипажем, системе координат [9], а спектральная плотность квадрата прогибов рельса с учетом (3) и (4) принимает вид:

$$S_z^0(\omega) = \frac{\langle Q^2 \rangle}{16E^2 I_y^{02} (\alpha^2 + \beta^2)^2 \alpha^2 \beta^2} \left[\frac{\alpha(2\beta V + \omega)}{\alpha^2 V^2 + (\beta V + \omega)^2} + \frac{\alpha(2\beta V - \omega)}{\alpha^2 V^2 - (\beta V - \omega)^2} \right]^2, V \neq 0. \quad (5)$$

Принимаем допущение — вертикальные силы, действующие на рельсы в фиксированных сечениях пути описываются одинаковыми статистическими характеристиками:

$$\langle Q \rangle = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \langle Q_j \rangle; \sigma_Q^2 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \sigma_{Q_j}^2. \quad (6)$$

где j — номер оси колесной пары; N — число осей в поезде.

Прогиб рельса есть сумма прогибов от сил, сдвинутых по фазе к первой по ходу движения колесной паре:

$$W(i\omega) = \sum_{j=1}^N \exp \left\{ i\omega \frac{a_j - a_N}{V} \right\}, a_1 = 0. \quad (7)$$

где $i\omega$ — мнимая частота.

В этом случае плотность спектра процесса $Z_p^0(t)$ при прохождении через сечения рельса одиночного экипажа определяется [10] как

$$S_z^*(\omega) = |W(i\omega)|^2 S_z^0(\omega). \quad (8)$$

Величина $|W(i\omega)|^2$ с учетом формулы (7) определится как

$$|W(i\omega)|^2 = \left(\sum_{j=1}^N \cos \frac{a_j - a_N}{V} \right)^2 + \left(\sum_{j=1}^N \sin \omega \frac{a_j - a_N}{V} \right)^2. \quad (9)$$

Предположим, что процессы взаимодействия колеса и рельса есть сумма неслучайных и случайных величин при отсутствии корреляции процессов [10] и тогда (8) будет рассчитываться по формуле

$$S_z^*(\omega) = \frac{\langle Q^2 \rangle \left[\left(\sum_{j=1}^N \cos \omega \frac{a_j - a_N}{V} \right)^2 + \left(\sum_{j=1}^N \sin \omega \frac{a_j - a_N}{V} \right)^2 \right]}{16E^2 I_y^{02} (\alpha^2 + \beta^2)^2 \alpha^2 \beta^2} \times \left[\frac{\alpha(2\beta V + \omega)}{\alpha^2 V^2 + (\beta V + \omega)^2} + \frac{\alpha(2\beta V - \omega)}{\alpha^2 V^2 - (\beta V - \omega)^2} \right]^2, V \neq 0. \quad (10)$$

Плотность спектра квадрата $Z_p^0(t)$ прогибов рельса под поездом представим как суперпозицию спектров прогибов рельса от прохода экипажа со сдвигами $j T_0$ в диапазоне от $-M$ до $+M$ с периодом прохождения экипажа T_0 по участку пути длиной l как

$$T_0 = \frac{l}{V}. \quad (11)$$

Тогда плотность спектра квадрата прогиба рельса

$$S_z(\omega) = S_z^*(\omega) \sum_{-M}^M \exp\{i\omega_j T_0\}. \quad (12)$$

Также (12) может быть описано как

$$\lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{-M}^M \exp\{i\omega_j T_0\} = \frac{2\pi}{T_0} \sum_{n=-\infty}^{\infty} \delta(\omega - \frac{2\pi n}{T_0}), \quad (13)$$

где $\delta(\omega)$ — дельта функция Дирака,

$$\omega_0 = \frac{2\pi}{T_0} = \frac{2pV}{l}, \quad (14)$$

$$S_z(\omega) = S_z^*(\omega) \omega_0 \sum_{n=-\infty}^{\infty} \delta(\omega - n\omega_0). \quad (15)$$

Тогда

$$\langle Z_p^0(t) \rangle = \int_0^{\infty} S_z(\omega) d\omega. \quad (16)$$

С учетом свойств дельта функции и на основании (10), (15), (16):

$$\begin{aligned} \langle Z_p^0(t) \rangle &= \frac{\langle Q^2 \rangle \omega_0}{16E^2 I_y^2 (\alpha^2 + \beta^2)^2 \alpha^2 \beta^2} \sum_{n=-\infty}^{\infty} \left[\frac{\alpha(2\beta V + n\omega_0)}{\alpha^2 V^2 + (\beta V + n\omega_0)^2} + \frac{\alpha(2\beta V - n\omega_0)}{\alpha^2 V^2 + (\beta V - n\omega_0)^2} \right]^2 \times \\ &\times \left[\left(\sum_{j=1}^N \cos n\omega_0 \frac{a_j - a_N}{V} \right)^2 + \left(\sum_{j=1}^N \sin n\omega_0 \frac{a_j - a_N}{V} \right)^2 \right], \quad V \neq 0. \end{aligned} \quad (17)$$

Предположим, что подвижной состав не движется ($V=0$), тогда $n\omega_0 = \frac{2pn}{l}V = 0$ и T_0 константа, то есть подвижной состав не вызывает колебаний пути. В этом случае (17) выглядит так [11]:

$$\langle Z_p^0(t) \rangle = \sum_{n=1}^{\infty} d_n^2, \quad (18)$$

где d_n^2 — дисперсия процесса на гармонике n .

$$Z_{pn}^0(t) = \cos n\omega_0. \quad (19)$$

Динамику шпалы описывают коэффициенты d_n , вычисляемые по формуле [12]:

$$\begin{aligned} d_n^2 &= \frac{\langle Q^2 \rangle \omega_0}{8E^2 I_y^2 (\alpha^2 + \beta^2)^2 \alpha^2 \beta^2} \left[\frac{\alpha(2\beta V + n\omega_0)}{\alpha^2 V^2 + (\beta V + n\omega_0)^2} + \frac{\alpha(2\beta V - n\omega_0)}{\alpha^2 V^2 + (\beta V - n\omega_0)^2} \right]^2 \times \\ &\times \left[\left(\sum_{j=1}^N \cos n\omega_0 \frac{a_j - a_N}{V} \right)^2 + \left(\sum_{j=1}^N \sin n\omega_0 \frac{a_j - a_N}{V} \right)^2 \right]. \end{aligned} \quad (20)$$

В этом случае колебания шпалы можно описать уравнением:

$$M_{\text{ш}} \ddot{Z}_{\text{ш}} + f_{\text{ш}} \dot{Z}_{\text{ш}} + C_{\text{ш}} Z_{\text{ш}} = C_{\text{пр}} (Z_p^0 - Z_{\text{ш}}), \quad (21)$$

где $M_{\text{ш}}=0,5$ от всей массы шпалы; $f_{\text{ш}}$ — демпфирование подшпального основания; $C_{\text{ш}}$ — жесткость подшпального основания; $C_{\text{пр}}$ — жесткость узла скрепления; $Z_{\text{ш}}$ — прогиб шпалы; Z_p^0 — прогиб рельса в сечении над шпалой.

Частотная характеристика прогибов шпал в вертикальной плоскости от $Z_p^0(t)$ [12;13]:

$$W_{zш}^z(i\omega) = \frac{C_{np}}{-\omega^2 M_{ш} + i\omega f_{ш} + C_{ш} + C_{np}}. \quad (22)$$

Тогда средний квадрат процесса $Z_{ш}(t)$ с учетом (22) и (18):

$$\langle Z_{ш}^2(t) \rangle = \sum_{n=1}^{\infty} d_n^2 |W_{zш}^z(in\omega_0)|^2. \quad (23)$$

Дисперсия процесса $Z_{шn}(t)$, приходящаяся на гармонику n :

$$d_{zшn}^2 = d_n^2 |W_{zш}^z(in\omega_0)|^2. \quad (24)$$

С учетом (24), дисперсия вибрационных ускорений шпалы, приходящаяся на гармонику n :

$$d_{zшn}^2 = \omega_0^4 n^4 d_n^2 |W_{zш}^z(in\omega_0)|^2. \quad (25)$$

Уровень вибрационных ускорений шпалы целесообразно записать в октавных полосах, выбор которых зависит от скорости подвижного состава, а частота основного тона колебаний ω_0 определяется равенством (12), при этом рассматриваем диапазон частот

$$16 < n\omega_0 < 16000 \quad (26)$$

с номером гармоники, соответствующей наименьшей из рассматриваемых частот:

$$n_1 = \frac{16}{\omega_0}. \quad (27)$$

Величина ω_1 является первым членом геометрической прогрессии:

$$\omega_m = \omega_1 \cdot 2^{m-1}, \quad (28)$$

где m — номер рассматриваемой октавы.

Число октав частоты вычисляется по (28), например: $\omega_1 = 16$ Гц; $\omega_m = 16000$ Гц, тогда $\lg 1000 = (m-1) \lg 2$ и m вычисляется как

$$m = \frac{3}{\lg 2} + 1 \approx 11. \quad (29)$$

Номер гармоники для наибольшей из рассматриваемых частот (26)

$$n_1 = \frac{16000}{\omega_0} + 1. \quad (30)$$

Частота может быть больше, чем 16000 Гц в зависимости от типа подвижного состава, проходящего по пути. Для наглядности распишем вибрационные ускорения шпал в октавной полосе частот:

$m_i \omega_0 \leq \omega \leq m_{i+1} \omega_0$, где m_i — номер рассматриваемой октавы в логарифмических единицах относительно ускорения силы тяжести $g = 9,81$ м/с²:

$$L \left(\sum_{n=m_i}^{n=m_{i+1}} d_{zшn}^2 \right) = 10 \lg \left(\frac{\sum_{n=m_i}^{n=m_{i+1}} d_{zшn}^2}{g^2} \right) = 20 \lg \left(\frac{\sum_{n=m_i}^{n=m_{i+1}} d_{zшn}}{g} \right), \quad (31)$$

где $d_{zшn}^2$ вычисляется по (25) как сумма дисперсии всех гармоник в выбранной полосе частот.

Для примера рассчитаем вибрационные ускорения шпалы от воздействия пассажирского поезда неограниченной длины из n вагонов [14].

Исходные данные

Для разных скоростей движения V , км/час, а именно: 160, 180, 200, 210, 220, 230, 240, 250.

База тележки $b_t=2,6$ м; база вагона $b_v=17,375$ м; длина вагона по автосцепкам (среднего в поезде) $l=24,175$ м;

Рассчитываемые коэффициенты и значения:

- вспомогательные значения: $a_1=0$; $a_2=b_t=2,6$ м; $a_3=b_v=17,375$ м; $a_4=b_v+b_t=19,975$ м;
- среднее значение силы воздействия колеса на рельс: Q : 90 кН, а $j=1, 2, 3, 4$;
- среднеквадратическое отклонение силы $\langle Q \rangle$ от среднего $\sigma_Q=14$ кН;

$U_z^0=100$ МПа;

$I_y^0=3,54 \cdot 10^{-5}$ м⁴; $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа; $m_z^0=1013$ кг/м; $2M_{ш}=275$ кг; $C_{пр}=1,8 \cdot 10^7$ Н/м;

$C_{ш}=3 \cdot 10^7$ Н/м; $f_{ш}=10^5$ Н · с/м.

Результаты расчетов приведены в виде графиков (рис. 1–3).

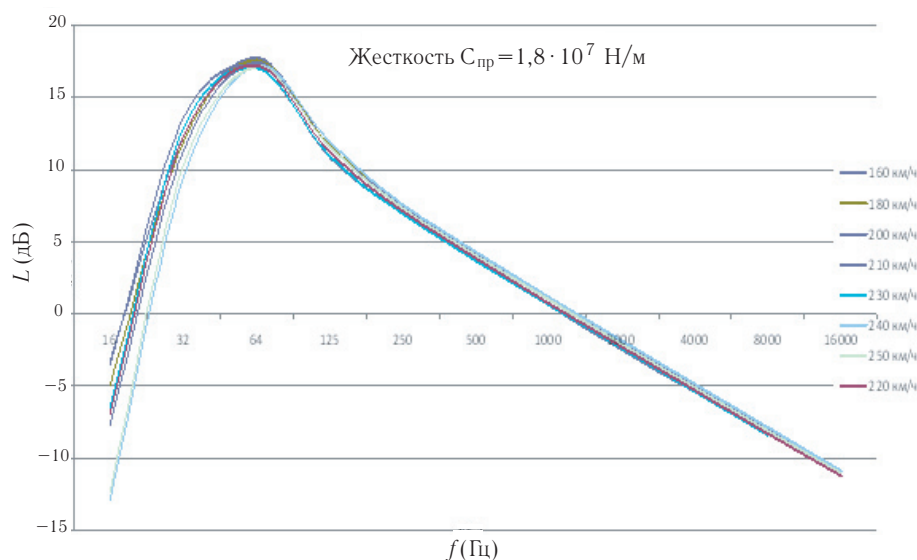


Рис. 1. Зависимость частотного воздействия поезда от скорости его движения

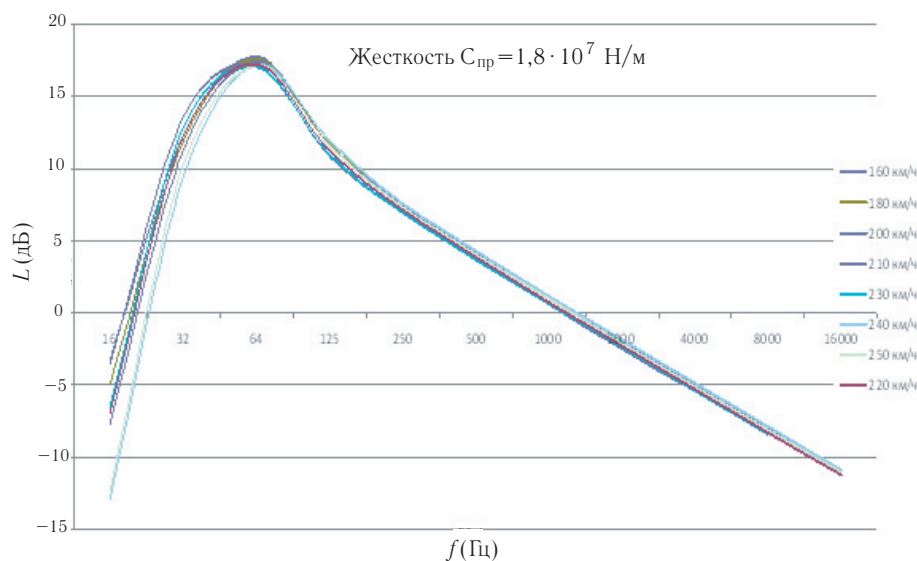


Рис. 2. Уровни вибраций в октавных полосах частот от жесткости узла скрепления рельса со шпалой

«СНИЖЕНИЕ ВИБРАЦИОННЫХ УСКОРЕНИЙ ШПАЛ ПОД ВОЗДЕЙСТВИЕМ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА КАК СПОСОБ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПУТИ»

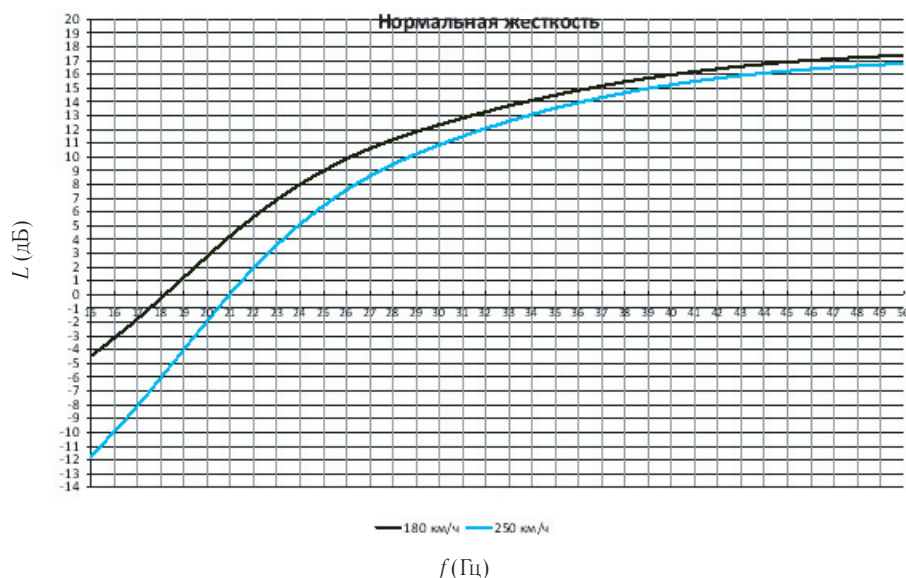


Рис. 3. График уровней вибрационных ускорений

Одним из способов борьбы с вибрационными ускорениями элементов железнодорожного пути под воздействием подвижного состава является укладка подбалластных матов для виброизоляции конструкции верхнего строения пути [15]. Однако наиболее эффективен следующий способ: под шпалу укладывать перфорированные оболочки, обеспечивающие, кроме демпфирования, равномерное распределение балласта [16;17]. Оболочка изготавливается из тканого износостойкого материала, перфорированного с размерами отверстий не меньше, чем фракция подсыпаемого балласта. При этом она заполняется наполовину и встряхивается перед укладкой таким образом, чтобы ее поверхность стала относительно ровной. Размеры отверстий в оболочке от минимального до максимального размеров фракции уложенного в путь балласта. Под давлением подвижного состава балласт выдавливается через отверстия в оболочке.

Колесо давит на рельс, шпала давит на оболочку, из оболочки выходит часть балласта, шпала приподнимается после прохождения по ней колеса, выдавленные из оболочки частицы балласта перетекают в свободную зону и уплотняются давлением следующего колеса.

Таким образом, укладка под шпалу перфорированных оболочек позволит снизить вибрационные ускорения шпал под воздействием подвижного состава. 

Литература

1. Расчет вибрационного воздействия на путь пассажирских поездов с повышенными скоростями для обеспечения безопасности и комфорта пассажиров и поездных бригад / В. П. Сычев, Н. Г. Шабалин, А. А. Локтев, Е. А. Сорокина, В. В. Самойлов. - Текст : непосредственный // Наука и техника транспорта. - 2020. - № 3. - С. 110-115.
2. Ralls life cycle evaluation depending on the operating conditions / V. P. Sychev; D. V. Ovchinnikov; A. Yu. Abdurashitov; V. A. Pokatsky; A. V. Sycheva AIP Conference Proceedings 2476, 020010 (2023) doi: <https://doi.org/10.1063/5.0104545>.
3. Локтев, А. А. Ударное взаимодействие твердого тела и упругой ортотропной пластинки / А. А. Локтев. - Текст : непосредственный // Механика композиционных материалов и конструкций. - 2005. - Т. 11, №4. - С. 478-492.

4. Сычева, А. В. Оценка удара колеса об рельс в виде вязкоупругой пластины с учетом сдвиговых деформаций / А. В. Сычева. - Текст : электронный // Современные проблемы совершенствования работы железнодорожного транспорта: межвузовский сборник научных трудов / под редакцией кандидата экономических наук, профессора Б. А. Соловьева; М-во транспорта Рос. Федерации, Рос. ун-т транспорта (МИИТ), Рос. открытая акад. транспорта. - Москва: РУТ (МИИТ): РОАТ, 2023. - 1 CD-ROM. - Систем. требования: ПК, дисковод CD-ROM; Windows XP SP3/Vista/7/8/10 или аналог; Adobe Acrobat Reader или аналог. - Загл. с титул. экрана. - Формат pdf, 403 с.
5. Ершков, О. П. Характеристики пространственной упругости рельсового пути / О. П. Ершков. - Текст: непосредственный // Труды ЦНИИ МПС. Выпуск 192. - Москва, 1960. - С. 59-101.
6. Коган, А. Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом / А. Я. Коган. - Москва : Транспорт, 1997. - 326 с. - Текст : непосредственный.
7. Расчеты и проектирование железнодорожного пути: учебное пособие для студентов вузов железнодорожного транспорта / В. В. Виноградов [и др.]; под редакцией В. В. Виноградова, А. М. Никонова. - Москва: Маршрут, 2003. - 485 с. - Текст : непосредственный.
8. Диткин, В. А. Интегральные преобразования и операционное исчисление / В. А. Диткин, А. П. Прудников. - Москва : Физматгиз, 1961. - 524 с. - Текст : непосредственный.
9. Моделирование работы железнодорожного пути как системы квазиупругих ортотропных слоев / А. В. Сычева, В. П. Сычев, В. А. Бучкин, Ю. А. Быков. - Текст : непосредственный // Вестник МГСУ. - 2016. - № 3. - С. 37-46.
10. Loktev A., Sychev V., Gridasova E., Stepanov R. Mathematical modeling of railway track structure under changing rigidity parameters // Nonlinearity. Problems, Solutions and Applications. - Vol. 1. Theoretical and Applied Mathematics. - 2017. - P. 291-30.
11. Локтев, А. А. Распространение упругих волн в ортотропной пластинке от динамического воздействия колеса / А. А. Локтев, А. В. Залетдинов. - Текст : непосредственный // Динамика сложных систем. - 2010. - Т. 4, № 3. - С. 39-45.
12. Исследование особенностей динамической реакции верхнего строения железнодорожного пути от подвижного состава на основе модели трансверсально-изотропной пластины на деформируемом основании / А. А. Локтев, А. В. Сычева, Е. В. Запольнова, В. П. Сычев, В. Г. Дмитриев. - Текст : непосредственный // Проблемы машиностроения и автоматизации. - 2018. - № 2. - С. 55-65.
13. Моделирование системы мониторинга железнодорожного пути для повышения информативности оценки его содержания / В. П. Сычев, А. А. Локтев, Д. А. Локтев, К. А. Изотов. - Текст : непосредственный // Мобильный бизнес: перспективы развития и реализации систем радиосвязи в России и за рубежом : сборник материалов (тезисов) XXXVIII международной конференции РАЕН. - Москва, 2016. - С. 11-13.
14. Расчет высокочастотных вибраций железнодорожного пути под подвижным составом при скоростях 200-250 км/час / А. Ю. Абдурашитов, А. А. Локтев, А. В. Сычева, П. В. Сычев. - Текст : непосредственный // Вестник транспорта Поволжья. - 2018. - № 6(72). - С. 22-28.
15. ГОСТ Р 70258-2022. Маты подбалластные для виброизоляции конструкции верхнего строения пути. Методы испытаний = Sub ballast mats for railway superstructure vibration isolation. Test methods : национальный стандарт Российской Федерации : утвержден и введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 5 августа 2022 г. № 735-ст : введен впервые : дата введения 2022-09-01 / разработан Федеральным государственным бюджетным учреждением «Научно-исследовательский институт строительной физики Российской академии архитектуры и строительных наук» (НИИСФ РААСН). - Москва : ФГБУ «РСТ», 2022. - 16 с. - Текст : непосредственный.
16. Патент № 2788986 Российская Федерация, МПК E 01B 27 / 18 (2006.01) : Устройство и способ выравнивания рельсовых нитей по уровню распределением балласта под шпалу : № 2022120187 : заявлено 22.07.2022; опубл. 26.01.2023 : Бюл. № 3 / Сычев В. П.; Сычев Вячеслав Петрович. - 6 с. - Текст : непосредственный.
17. Патент № 215860 Российская Федерация, МПК E01B 27/02(2006.01), E01B 27/18(2006.01). Устройство распределения балласта под шпалы : заявлено 21.10.2022 : опубл. 30.12.2022 : Бюл. № 1 / Сычев В. П.; Сычев Вячеслав Петрович. - 4 с. - Текст : непосредственный.