

Интернет-журнал «Наукovedение» ISSN 2223-5167 <https://naukovedenie.ru/>

Том 9, №5 (2017) <https://naukovedenie.ru/vol9-5.php>

URL статьи: <https://naukovedenie.ru/PDF/87TVN517.pdf>

Статья опубликована 13.11.2017

Ссылка для цитирования этой статьи:

Бондаренко В.А., Фролова Д.С., Щерба Е.М. Моделирование вибрационного воздействия при движении транспортных машин в условиях промышленных предприятий // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 9, №5 (2017) <https://naukovedenie.ru/PDF/87TVN517.pdf> (доступ свободный). Загл. с экрана. Яз. рус., англ.

УДК 628.517.625.08

Бондаренко Вероника Александровна

ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения», Россия, Ростов-на-Дону¹
Доцент кафедры «Основы проектирования машин»
Кандидат технических наук
E-mail: bva_rek@rgups.ru

Фролова Дарья Сергеевна

ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения», Россия, Ростов-на-Дону
Аспирант кафедры «Основы проектирования машин»
E-mail: gds_rek@rgups.ru

Щерба Евгений Михайлович

ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения», Россия, Ростов-на-Дону
Бакалавр факультета «Дорожно-строительные работы»
E-mail: limitsac@gmail.com

**Моделирование вибрационного воздействия
при движении транспортных машин в условиях
промышленных предприятий**

Аннотация. Создание транспортных машин повышенной мощности, в конструкциях которых все более широко используются виброактивные органы, неизбежно приводит к увеличению уровней вибрации и шума, вредно воздействующих на операторов, а при работе машин в черте жилой застройки и к акустическому загрязнению окружающей среды. Данная проблема наиболее актуальна для подвижного состава, в особенности, при высокоскоростном движении, а также кранов на рельсовом ходу. Рекомендации Европейского Союза направлены на снижение шума железнодорожного транспорта непосредственно в местах его возникновения – на подвижном составе и в конструкциях пути. Следует отметить, что борьба с шумом не должна ограничиваться мерами косвенной защиты, а именно возведением шумозащитных стен и использованием шумозащитных окон в зданиях, расположенных близко к железнодорожной линии. В первую очередь, по мнению ЕС, следует реализовать мероприятия по гашению шума в местах его возникновения, т. е. шум от движения подвижного состава. В этом направлении выполнены исследования отечественными специалистами и из дальнего зарубежья. Однако процесс формирования виброакустических характеристик изучен недостаточно. Следует отметить также недостаточность теоретических исследований виброакустической динамики

¹ 344038, Южный федеральный округ, Ростовская область, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, д. 2

подвижного состава и методов расчета спектров вибрации и шума, что существенно затрудняет обоснование инженерных решений по снижению интенсивности звукового излучения доминирующих источников шума. Помимо негативного воздействия шума повышенного уровня на локомотивные бригады, машинистов, операторов кранов, окружающую среду необходимо создавать расчетные методы, с помощью которых удастся определить технические характеристики по совокупности показателей, в том числе и по виброакустическим. Сравнение расчетных уравнений шума и вибраций с предельно-допустимыми величинами, выявление частотных диапазонов и величин превышений над санитарными нормами служит основой для принятия технических решений по выполнению санитарных норм. В данной статье приведены результаты теоретических исследований вибраций в системе «колесо – рельс – шпала». Получены зависимости для определения уровней вибраций, передаваемых на селитебную зону при движении подвижного состава и кранов на рельсовом ходу.

Ключевые слова: спектры; вибрация; шум; подвижной состав; краны; селитебная зона

В настоящее время в отечественной нормативной литературе отсутствуют утвержденные методики для расчета вибрации от транспортных машин, поэтому представляет интерес зарубежный опыт. Ниже изложена обобщенная методика расчета затухания вибрации по зарубежным данным [1].

Электровозы, тепловозы и краны на рельсовом ходу интенсивно эксплуатируются в условиях промышленных предприятий, в особенности в тяжелом машиностроении. При их движении неизбежно возникают интенсивные вибрации, которые по грунту передаются как на рабочие места производственного персонала, так и на само технологическое оборудование. Задача снижения вибраций является актуальной, в особенности для высокоточного оборудования, так как воздействие вибраций повышенных уровней не только оказывает негативное влияние на работающих, но и на точность обработки деталей. Для расчета вибрации в системе «колесо – рельс – шпала» необходимо определить силовое воздействие. Эти данные приведены в работах [2, 3]. Изучению виброакустической динамики рельсов посвящены работы [4-10].

Вибрации, возбуждаемые движущимся подвижным составом, могут передаваться на значительные расстояния и превышать допустимые нормы на расстояниях 30-50 м. Вибрация от транспортных машин имеет ярко выраженный низкочастотный характер (рис. 1).

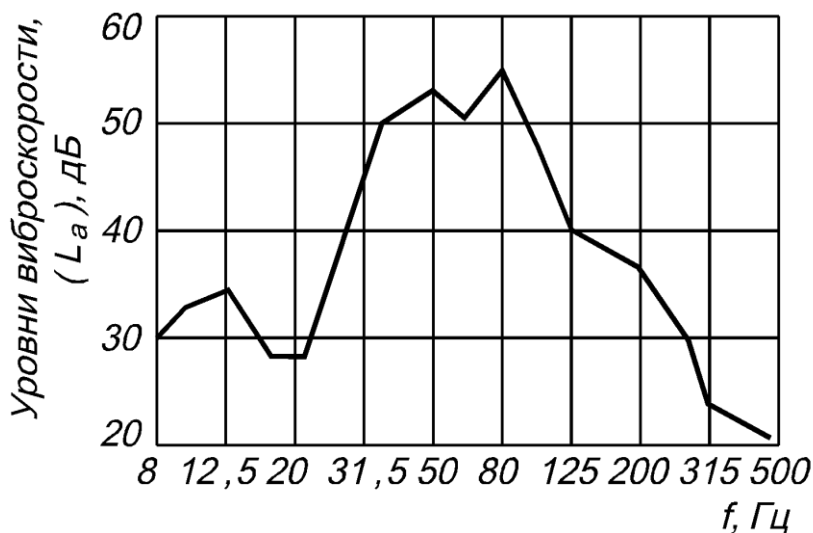


Рисунок 1. Усредненный третьокравный спектр вибрации от движения подвижного состава [4-10]

Основные составляющие в спектре лежат в диапазоне частот 31,5-125 Гц, максимум в спектре находится на частоте 80 Гц.

Механизм возникновения низкочастотных вибраций следующий. При движении локомотива между колесом и рельсом возникают динамические силы, обусловленные наличием микронеровностей колес (рис. 2). Вибрация, передаваемая от подошвы рельса в грунт, пропорциональна величине неровностей, механическому импедансу колеса, рельса и основания под рельсом.

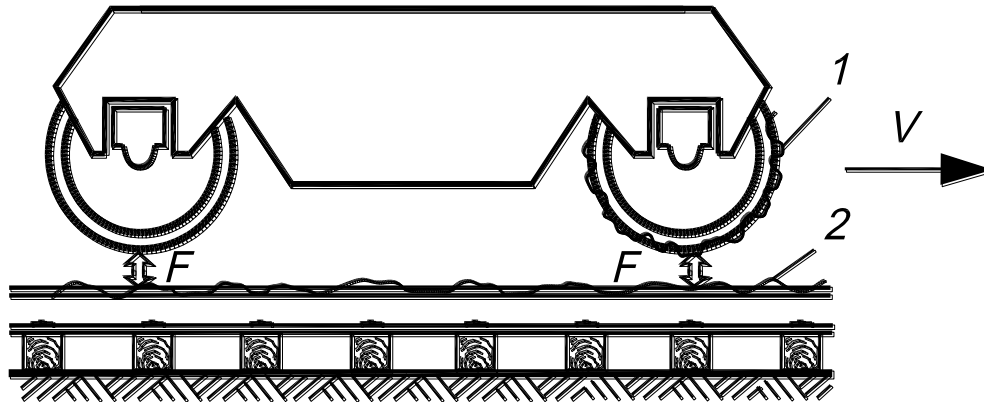


Рисунок 2. Взаимодействие подвижного состава и пути при движении [1]: 1 – неровности на поверхности катания колеса; 2 – волнообразный износ на поверхности катания рельса

Затухание вибрации в грунте обусловлено тремя основными механизмами:

- расширением фронта распространяющейся от источника вибрационной волны в пространстве;
- внутренними потерями в грунте;
- упругим волновым сопротивлением среды.

Результирующее затухание вибрации ($A_{зат}$) от источника до РТ можно представить следующим образом:

$$A_{зат} = A_{геом} + A_{пот} + A_{сопр}, \quad (1)$$

где: $A_{геом}$ – затухание при увеличении фронта волны; $A_{пот}$ – затухание, обусловленное внутренними потерями; $A_{сопр}$ – затухание, вызванное наличием импеданса грунта.

Потери на расширение фронта волны зависят от геометрических характеристик источника (линейный, точечный) и расстояния от источника до РТ:

$$A_{геом} = 10 \lg \left(\frac{r_0 + R}{r_0} \right), \quad (2)$$

где: r_0 – радиус сечения тоннеля (в предположении, что он является источником вибраций в окружающей среде); R – расстояние от тоннеля до РТ.

Внутренние потери в грунте (η) вызывают затухание вибрации по мере увеличения расстояния:

$$A_{nom} = 4,34 \frac{\omega \eta R}{c}, \quad (3)$$

где: ω – круговая частота ($\omega = 2\pi f$); η – коэффициент потерь в грунте; c – скорость распространения продольной волны в грунте.

Значения c , η и плотности грунта ρ для основных типов грунта приведены в табл. 1.

Затухание в грунте, обусловленное импедансом среды:

$$A_{comp} = 20 \lg \left[\frac{1}{2} \left(1 + \frac{\rho_1 c_1}{\rho_2 c_2} \right) \right], \quad (4)$$

где: ρ и c – соответствуют табл. 1; предполагается, что вибрация проходит от одного слоя грунта с индексом «1» к другому грунту с индексом «2».

Таблица 1

Распространение волн в типичных видах грунтов (составлена авторами)

Вид грунта	Скорость распространения продольной волны c , м/с	Коэффициент потерь η	Плотность грунта ρ , г/см ³
Скальный грунт	3500	0,01	2,65
Песок	600	0,1	1,6
Глина	1500	0,2	1,7

Вибрация при переходе от грунта в фундамент и прохождении по фундаменту здания затухает. Затухание зависит от типа фундамента (свайный, ленточный и пр.) и приблизительно может быть оценено по данным, приведенным на рис. 3.

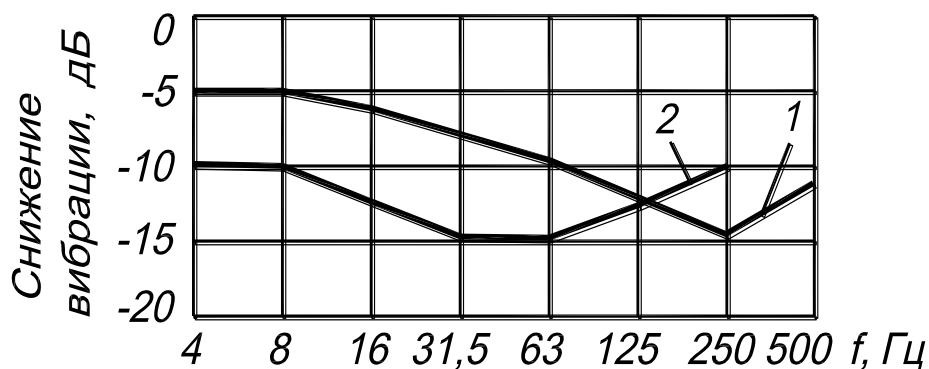


Рисунок 3. Снижение вибрации фундаментом здания [4-10]: 1 – свайным; 2 – ленточным

Полы, потолок и стены здания вибрируют значительно сильнее, чем фундамент, здесь типичным является увеличение вибрации на 5-10 дБ в диапазоне частот 16-80 Гц. Ослабление вибрации от этажа к этажу (снизу-вверх) составляет приблизительно 1-3 дБ.

Уровни звукового давления в помещении, вызываемые вибрацией, приблизительно определяются по формуле:

$$L = L_B - 20 \lg \frac{f}{f_0} + 37, \quad (5)$$

где: L_B – уровень вертикального среднего виброускорения пола; f – частота; $f_0 = 1$ Гц.

Допустимые нормы вибрации и структурного шума, вызванных движением поездов, приведены в табл. 2.

Таблица 2

**Допустимые значения вибрации в зданиях,
 обусловленные движением поездов (составлена авторами)**

Здание	Допустимый скорректированный уровень виброускорения, дБ относительно величины $\cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$
Больница	51
Жилое здание:	
ночью	54
днем	57
Административное здание	63
Промышленное предприятие	69

Для практического расчета спектров шума, излучаемого шпалами, необходимо определить скорости колебаний на собственных частотах. Для этого рассмотрим дифференциальное уравнение изгибных колебаний балки на упруго-диссипативном основании [2]:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + a^2 \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \frac{j}{\rho b h} = \frac{P(x, t)}{\rho}, \quad (6)$$

где: $P(x, t)$ – силовое воздействие на шпалу, Н; j – приведенная жесткость «шпала – балластный слой» (на единицу длины шпалы), Н/м; ρ – плотность материала шпалы, $\text{кг}/\text{м}^3$; b и h – высота и ширина шпалы, м; $a^2 = \frac{EI}{\rho b h}$ – распределенная масса шпалы, $\text{кг}/\text{м}$; E – модуль упругости шпалы, Па; I – момент инерции, м^4 .

Силовое воздействие на шпалу определяется как:

$$P = G \cdot F, \quad (7)$$

где: G – напряжение в зоне контакта колеса и рельса, Па; F – площадь контакта, м^2 .

Размеры площадки контакта колеса с рельсом исчезающе малы в сравнении с активной длиной рельса как источника интенсивного звукового излучения. Поэтому, используя данные работы [4] представим уравнение изгибных колебаний следующим образом:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + a^2 \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \frac{j}{\rho b h} = \frac{P}{2 \rho b h} \delta(x - x_0), \quad (8)$$

где: $\delta(x - x_0)$ – дельта функция, смещенная на координате.

Шум и вибрации при контакте колеса с рельсом зависят от скорости движения и состояния взаимодействующих поверхностей. Причиной этого шума являются удары колеса о микронеровности рельса.

В допущении упругого контакта зависимости напряжения и полуосей эллипса контакта определяются по формулам:

$$a = m_a \sqrt[3]{\frac{pR}{E}}, \quad b = a \sqrt{1 - e^2}, \quad q_0 = m_q \sqrt[3]{\frac{pE^2}{R^2}}. \quad (9)$$

Для расчета приняты: радиус головки рельса $r = 300$ мм; плоская головка рельса ($r = \infty$) шириной 37,5 мм. Результаты расчета приведены в табл. 3.

Таблица 3

Результаты расчета q_0 (составлена авторами)

Диаметр колеса $2R$, мм	920	1030	1050	1200	1300	1700	1800
Нагрузка на колесо p , кгс	6500	7000	5600	700	8000	7500	8000
q_0 , кгс/мм ² $r = 300$ мм	180,2	180,2	10,9	107,7	105,1	94,5	95,6
q_0 , кгс/мм ² ($r = \infty$)	37,4	36,9	32,7	36,1	35,1	29,7	29,8
a , мм	6,2	6,7	6,3	7,5	7,9	8,7	9,1
b , мм	4,6	4,7	4,3	4,7	4,7	4,4	4,4

За допускаемые напряжения были приняты величины 60, 50 и 40 кг/мм². На рис. 4 и 5 приводятся зависимости расчетных напряжений от радиуса колеса при заданных нагрузках на колесо и радиуса головки рельса.

При радиусе головки рельса $r = 300$ мм (этот радиус принят и в настоящее время) расчётные напряжения колесо около 60-70 кг/мм², т. е. в действительности имеются значительные пластические деформации. С изменением радиуса колеса эти напряжения меняются сравнительно слабо.

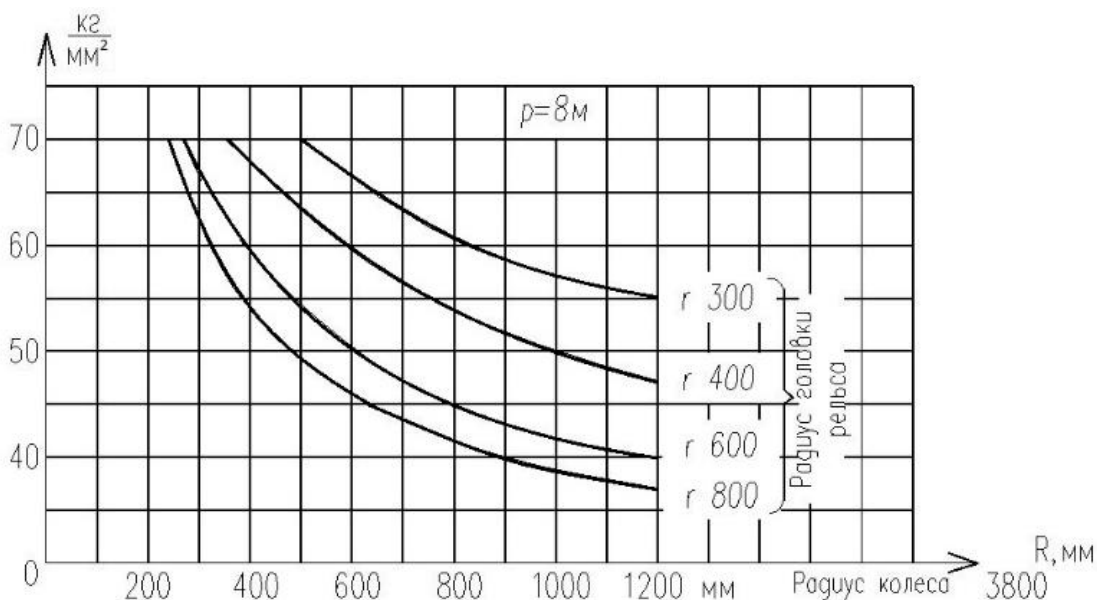


Рисунок 4. Зависимость давления от радиуса колеса при $p = 8$ т [4-10]

Так при нагрузке $p = 10$ т на колесо увеличение R с 600 до 1060 мм уменьшает расчетные напряжения с 70 до 60 кг/мм². Точно также при повышении нагрузки на колесо необходимо при существующих r довольно резко увеличивать радиус колеса, чтобы сохранить постоянное расчетное напряжение.

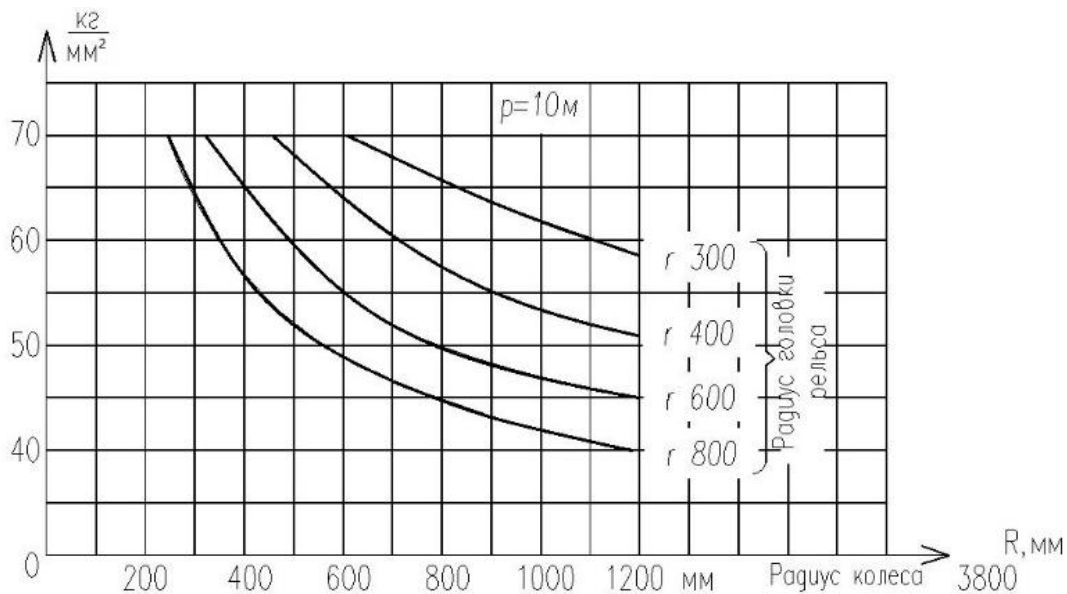


Рисунок 5. Зависимость давления от радиуса колеса при $p = 10$ т [4-10]

Снижение напряжений за счет увеличения R чрезвычайно невыгодно, поэтому необходимо, в первую очередь, повышать качество рельсовой стали. Для существовавших в то время рельсовых сталей предел текучести равен 40 кг/мм^2 . Допуская небольшие пластические деформации внутри головки рельса, следовало бы установить $[\sigma] = 50 \text{ кг/мм}^2$, что соответствует на поверхности катания $\sigma = 25 \text{ кг/мм}^2$. Для $r = 300$ мм при существовавших тогда нагрузках на колесо установление таких норм невозможно. Следовательно, необходимо увеличить r , однако, как следует из рис. 4 и 5 увеличение радиуса головки рельса с 600 до 800 мм дает незначительный эффект. Таким образом, наиболее целесообразной величиной является $r = 600$ мм, которая при $p = 10$ т и $R = 830$ мм дает $\sigma = 50 \text{ кг/мм}^2$. При таком r можно рассчитывать на значительное уменьшение смятия рельсов (увеличение r вызывает трудности при прокатке рельсов).

Второй способ снижения контактных напряжений заключается в придании бандажам не прямолинейных, а криволинейных очертаний.

Подбирая соотношения радиусов R_2 и R_4 можно достигнуть резкого уменьшения местных напряжений. В этом случае:

$$A = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_4} \right), B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_4} \right).$$

Если $R_4 = mR_2$, то $\frac{m}{m-1}R_2 = r$ есть фиктивный радиус головки рельса вместо R_2 , что позволяет использовать полученные ранее формулы и графики. В частном случае, при $m = 1,5$, т. е. $R_2 = 200$ мм и $R_4 = 300$ мм. Действительный радиус головки рельса как бы увеличивается в три раза и получается тот же эффект, что и увеличение радиуса головки рельса до 600 мм. При новой форме бандажа предлагаем принять действительный радиус головки $R_2 = 200$ мм, а $R_4 = 300$ мм (или при $m = 2$: $R_2 = 300$ мм и $R_4 = 600$ мм).

Уравнения колебания шпалы при наличии волнистости получена в следующем виде:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{EJ}{\rho b h} \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \frac{j}{\rho b h} = K \left\{ \cos \left[\pi v \left(\frac{k}{l} - \frac{2}{l^*} \right) t - \varphi \right] + \cos \left[\left(\frac{k}{l} + \frac{2}{l^*} \right) t + \varphi \right] \right\}, \quad (10)$$

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \left[a^2 \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 + \frac{j}{\rho b h} \right] y = K \left\{ \cos \left[\pi v \left(\frac{k}{l} - \frac{2}{l^*} \right) t - \varphi \right] - \cos \left[\pi v \left(\frac{k}{l} + \frac{2}{l^*} \right) t + \varphi \right] \right\}, \quad (11)$$

где

$$K = \frac{2m}{\rho b h} \left(\frac{\pi v}{l^*} \right)^2 \sqrt{A^2 + B^2}.$$

Скорость колебаний шпалы в этом случае определяется следующей зависимостью:

$$y' = K \left\{ \frac{\left(\frac{k}{l} - \frac{2}{l^*} \right) \sin \left[\pi v \left(\frac{k}{l} - \frac{2}{l^*} \right) t - \varphi \right]}{a^2 \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 + \frac{j}{\rho b h} - \pi^2 v^2 \left(\frac{k}{l} - \frac{2}{l^*} \right)^2} + \frac{\left(\frac{k}{l} + \frac{2}{l^*} \right) \sin \left[\pi v \left(\frac{k}{l} + \frac{2}{l^*} \right) t + \varphi \right]}{a^2 \left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 + \frac{j}{\rho b h} - \pi^2 v^2 \left(\frac{k}{l} + \frac{2}{l^*} \right)^2} \right\}. \quad (12)$$

где: k – коэффициент, определяющий соответствующую частоту колебаний.

Воспользуемся представлением модуля упругости и жесткости в комплексной форме. Поскольку задачей инженерного расчета спектра вибраций является определение усредненных по октавам уровней вибраций, то ограничимся действительной частью выражения:

$$\operatorname{Re}\{y'\} = K \left\{ \frac{\left(\frac{k}{l} - \frac{2}{l^*} \right) \sin \left[\pi v \left(\frac{k}{l} - \frac{2}{l^*} \right) t - \varphi \right]}{\left[\left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 \frac{EJ}{\rho b h} + \frac{j_{np}}{\rho b h} - (\pi v)^2 \left(\frac{k}{l} - \frac{2}{l^*} \right)^2 \right]^2} + \frac{\left(\frac{\pi k}{l} \right)^4 \frac{EJ}{\rho b h} + \frac{j_{np}}{\rho b h} - (\pi v)^2 \left(\frac{k}{l} - \frac{2}{l^*} \right)^2}{\left[\left(\frac{\pi k}{l} \right)^8 \eta_1 \left(\frac{EJ}{\rho b h} \right)^2 + \left(\eta_2 \frac{j}{\rho b h} \right)^2 \right]^2} \right\}. \quad (13)$$

При установке рельса на шпалах дифференциальное уравнение изгибных колебаний шпалы определяется следующим образом:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{EJ}{\rho b h} + \frac{j_{np}}{\rho b h} = \frac{2P}{\rho b h} \sum \sin \frac{\pi k V}{b} \sin \frac{\pi k z}{b}. \quad (14)$$

Выполняя аналогичные преобразования, получим:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \left[\frac{EJ}{\rho b h} \left(\frac{\pi k}{b} \right)^4 + \frac{j_{np}}{\rho b h} \right] y = \frac{2P}{\rho b h} \sum \sin \frac{\pi k V}{b} t. \quad (15)$$

Решение уравнения относительно действительной скорости колебаний имеет вид:

$$\operatorname{Re}\{y'\} = \frac{2P}{\rho b h} \frac{\pi V}{b} \sum \frac{\frac{k}{\rho b h} \left[EJ \left(\frac{\pi k}{b} \right)^4 + j_{np} \right] \cos \frac{\pi k V}{b} t}{\left[\frac{EJ}{\rho b h} \left(\frac{\pi k}{b} \right)^4 + \frac{j_{np}}{\rho b h} \right]^2 + \left[\left(\eta_1 \frac{EJ}{\rho b h} \right)^2 \left(\frac{\pi k}{b} \right)^4 + \left(\eta_2 \frac{j_{np}}{\rho b h} \right)^2 \right]^2}. \quad (16)$$

На основе полученных зависимостей определяется уровень виброскорости (L) в соответствующей точке селитебной зоны как:

$$L = L_v - A = 20 \lg \frac{v_k}{5 \cdot 10^{-3}} - 10 \lg \left[\frac{R}{r_0} + 4,34 \cdot 2\pi f_k \frac{\eta R}{c} + \frac{1}{4} \left(\frac{\rho_2 c_2 + \rho_1 c_1}{\rho_2 c_2} \right)^2 \right]. \quad (17)$$

Для разработки практических рекомендаций по выполнению санитарных норм вибрации в левую часть выражения (17) подставлены предельно-допустимые октавные уровни виброскорости (L_c) и получена зависимость требуемой величины скорости колебаний:

$$V_k^{треб} = 5 \cdot 10^{-8} \cdot 10^{0,05 L_c + 0,5 \lg \left[\frac{R}{r_0} + 4,34 \cdot 2\pi f_k \frac{\eta R}{c} + \frac{1}{4} \left(\frac{\rho_2 c_2 + \rho_1 c_1}{\rho_2 c_2} \right)^2 \right]}. \quad (18)$$

Выводы

1. Полученные результаты позволяют существенно уточнить формирование акустических характеристик не только на рабочих местах локомотивных бригад, но и создаваемых при движении подвижного состава в селитебной зоне. Кроме этого, расчет вибрационного воздействия здания и сооружения, находящиеся в непосредственной близости от железнодорожного полотна, в значительной степени определяется полученными данными по спектрам вибрации. Результаты исследований показали, что снижение вибраций шпал и, соответственно, уменьшение вибрационного воздействия на здания и сооружения фактически может быть достигнуто как увеличением диссипативной функции шпал, так и балластного слоя. Можно предположить, что оба эти способа следует реализовать в комплексе путем обеспечения требуемых значений коэффициентов потерь колебательной энергии (η_1, η_2), исходя из необходимой величины снижения уровней виброскорости.

2. При увеличении диаметра опорного катка с 0,95 до 1,8 м снижение главных нормальных напряжений составило:

$$\sigma_z = 14,7-15,1 \%, \sigma_x = 9,8-13,4 \%, \sigma_y = 17-18,3 \%, \text{ при } P = 10500 \text{ кГ};$$

$$\sigma_z = 13-14 \%, \sigma_x = 9,8-11,9 \%, \sigma_y = 15,5-17,4 \%, \text{ при } P = 11500 \text{ кГ};$$

$$\sigma_z = 13,6-15,1 \%, \sigma_x = 10,2-12,7 \%, \sigma_y = 17 \%, \text{ при } P = 12500 \text{ кГ}.$$

Следовательно, увеличение диаметра опорного катка в указанных пределах почти вдвое вряд ли целесообразно, так как напряжения при этом уменьшаются всего на 13-15%.

3. При увеличении радиуса закругления головки опорного катка с 300 до 800 мм напряжение изменилось в пределах: $\sigma_z = 122-106 \text{ кГ/мм}^2$, $\sigma_x = 96-80 \text{ кГ/мм}^2$, $\sigma_y = 100-90 \text{ кГ/мм}^2$, т. е. уменьшились всего на 13, 16 и 10 % соответственно. Следовательно, увеличение радиуса закругления головки не влечет за собой существенного снижения главных нормальных напряжений.

4. При уменьшении радиуса закругления головки опорного катка с 300 до 80 мм главные нормальные напряжения изменились в пределах: $\sigma_z = 122-238 \text{ кГ/мм}^2$, $\sigma_x = 96-168 \text{ кГ/мм}^2$, $\sigma_y = 100-212 \text{ кГ/мм}^2$, т. е. увеличились на 95, 77 и 111 %. Следовательно, уменьшение радиуса головки до 80 мм недопустимо с точки зрения прочности, так как формирование профиля головки опорного катка не связано с технологией прокатки, а выполняется путем обточки на станке, то радиус закругления может быть увеличен вплоть до получения плоской головки с соответствующими закруглениями торцов катка. Это только упростит конфигурацию опорного катка и его механическую обработку.

5. Полученные в работе результаты могут использоваться для выбора диаметра опорного катка и его конфигурации после назначения (выбора) материала и допустимых для него контактных напряжений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шум на транспорте: Пер. с англ. / Под ред. В. Е. Тольского, Г. В. Бутакова, Б. Н. Мельникова. – М.: Транспорт, 1995. – 368 с.
2. В. А. Бондаренко, Д. С. Фролова. Расчет напряжений в системе «колесо – рельс» подвижного состава. Всероссийская национальная научно-практическая конференция «Современное развитие науки и техники» («Наука-2017»).
3. В. А. Бондаренко, Д. С. Фролова. Оценка контактных явлений в системе «колесо – рельс». Всероссийская национальная научно-практическая конференция «Современное развитие науки и техники» («Наука-2017»).
4. Подуст С. Ф. Основы виброакустических расчетов отечественных электровозов: монография / С. Ф. Подуст, А. Н. Чукарин, И. В. Богуславский. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2013. – 160 с.
5. Колесников И. В., Подуст С. С., Чукарин А. Н. Способы снижения шума и вибрации при проектировании, производстве и эксплуатации железнодорожного подвижного состава. – М.: ВИНТИ РАН, 2015. – 216 с. ил.
6. Моделирование виброакустической динамики рельса на шпалах Подуст С. Ф., Куклин Д. А. Вестник Донского государственного технического университета. 2013. Т. 13. № 1-2 (70-71). С. 106-111.
7. Влияние волнообразного износа рельса на виброакустические характеристики при движении подвижного состава Подуст С. Ф. Вестник Донского государственного технического университета. 2013. Т. 13. № 5-6 (74). С. 137-143.
8. Моделирование виброакустической динамики шпал при движении подвижного состава Подуст С. Ф. Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2013. № 1 (49). С. 50-54.
9. Экспериментальные исследования шума и вибрации при движении пассажирских и скоростных поездов Подуст С. Ф. Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2015. № 2. С. 30-35.
10. Иванов Н. И., Никифоров А. С. Основы виброакустики: Учебник для вузов. – СПб.: Политехника, 2000. – 482 с.

Bondarenko Veronica Aleksandrovna
Rostov state transport university, Russia, Rostov-on-Don
E-mail: bva_rek@rgups.ru

Frolova Daria Sergeevna
Rostov state transport university, Russia, Rostov-on-Don
E-mail: gds_rek@rgups.ru

Shcherba Evgeniy Mikhailovich
Rostov state transport university, Russia, Rostov-on-Don
E-mail: limitsac@gmail.com

Modeling of vibration effects during the movement of transport machines in the conditions of industrial enterprises

Abstract. The creation of high-capacity transport vehicles, in whose designs the vibroactive organs are increasingly used, inevitably leads to an increase in the levels of vibration and noise that are harmful to operators, and in the operation of machines in the dwellings and to acoustic pollution environment. This problem is most relevant for rolling stock, especially for high-speed traffic, as well as cranes on the rail. The recommendations of the European Union are aimed at reducing the noise of rail transport directly in its origins – on the road and in the tracks. It should be noted that the fight against noise should not be limited to measures of indirect protection, namely the erection of noise-protective walls and the use of noise-protective windows in buildings located close to the railway line. First of all, according to the EU, it is necessary to implement measures to extinguish noise in the places of its origin, i.e. noise from the movement of rolling stock. In this direction, studies by domestic specialists and from far abroad have been carried out. However, the process of formation of vibroacoustic characteristics has not been studied enough. We should also note the inadequacy of theoretical studies of the vibration-acoustic dynamics of rolling stock and methods for calculating the vibration and noise spectra, which makes it difficult to justify engineering solutions for reducing the intensity of sound radiation from dominant sources of noise. In addition to the negative impact of high-level noise on locomotive crews, machinists, crane operators, the environment, it is necessary to create computational methods by which it is possible to determine the technical characteristics by a combination of indices, including vibroacoustic. Comparison of the calculated noise and vibration equations with the maximum permissible values, the identification of frequency ranges and exceedances over sanitary norms serves as the basis for making technical decisions on the implementation of sanitary norms. This article presents the results of theoretical studies of vibrations in the "wheel-rail- sleeper" system. Dependencies are obtained for determining the levels of vibrations transmitted to the residential area during the movement of the rolling stock and cranes on the rail track.

Keywords: spectra; vibration; noise; rolling stock; cranes; residential area