

Интернет-журнал «Наукоедение» ISSN 2223-5167 <http://naukovedenie.ru/>

Том 8, №3 (2016) <http://naukovedenie.ru/index.php?p=vol8-3>

URL статьи: <http://naukovedenie.ru/PDF/23TVN316.pdf>

Статья опубликована 23.05.2016.

Ссылка для цитирования этой статьи:

Бондаренко В.А. Теоретическое исследование спектров вибрации и шума рельс при движении мостовых кранов // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 8, №3 (2016) <http://naukovedenie.ru/PDF/23TVN316.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

Теоретическое исследование спектров вибрации и шума рельс при движении мостовых кранов

Аннотация. Мостовые краны относятся к наиболее распространенному типу грузоподъемных кранов и занимают на современных промышленных предприятиях ведущее место в обеспечении транспортно-технологических потоков. Доля мостовых кранов в Российской Федерации составляет более 30% от общего количества грузоподъемных кранов. Статистические данные по подъемным сооружениям и их аварийности в Российской Федерации показал, что по аварийности мостовые краны занимают второе место после автомобильных кранов и на их долю приходится 18% случаев аварий.

В настоящее время изучены следующие причины аварийности мостовых кранов: нарушение условий эксплуатации, обслуживания, ремонта, обрывы канатов, разрушение несущих конструкций и т.д.

Следует отметить, что виброакустические характеристики мостовых кранов изучены недостаточно. Отрицательное воздействие на персонал повышенных уровней вибрации и шума известно, так как шумовая и вибрационная болезни занимают второе и третье место в списке профессиональных заболеваний. Следует отметить, что безопасность при работе мостовых кранов в значительной степени зависит и от утомляемости крановщиков, которая фактически и определяется воздействием вибрации и шума. Поэтому проблема виброакустической безопасности мостовых кранов актуальна для машиностроения и имеет как научно-техническое, так и социально-экономическое значение.

В данной статье приведены результаты теоретических исследований процессов возбуждения вибраций и шумообразования рельса как одного из основных источников повышенного шума в общей акустической системе мостовых кранов. Приведена зависимость уровней звукового давления, создаваемых в производственном помещении. Показано, что для инженерного расчета спектра шума необходимо определить скорости колебаний источника (в данном случае рельса) на собственных частотах. Для этого рельс представлен как система с распределенной массой и получена зависимость скоростей колебаний, учитывающей массу

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

крана, скорость движения, геометрические и физико-механические параметры рельса, включая эффективный коэффициент потерь колебательной энергии. Именно это и позволяет теоретически обосновать выбор рациональных параметров системы шумо-виброзащиты, одновременно обеспечивающей частичную звукоизоляцию источника и вибропоглощение шейки рельса.

Ключевые слова: мостовые краны; спектры; шум; вибрации; рельсы; вибропоглощение

В процессе работы кранов возникает потенциальная опасность для жизни и здоровья не только самих операторов кранов, но и производственного персонала, находящегося в зоне действия кранов. Среди многообразия типов кранов в условиях машиностроительных предприятий наиболее распространены мостовые краны. Это оборудование характеризуется очень большой разницей в грузоподъемности (от 3 до 630 т).

Общая акустическая система крана включает разнохарактерные источники звукового излучения, такие как электродвигатели и редуктора механизмов подъема груза и перемещения крана, узлы колесных пар, которые, в свою очередь, включают сами колеса и ось, элементы несущей рамы и рельсы.

При эксплуатации кранов процесс шумообразования определяют различные источники. Например, в режиме подъема и опускания груза кран неподвижен и звуковая энергия излучается электродвигателем и редуктором механизма подъема, а также элементами несущей рамы, звукоизлучение которой создается вибрациями редуктора, передаваемыми через узлы крепления.

При движении крана звуковая энергия излучается двигателем и редуктором механизма перемещения рельсами, узлами колесных пар, а также элементами несущей рамы, вибрации которой возбуждаются двигателем, редуктором и передаваемой вибрационной энергией без зоны контакта колеса-рельса.

Измерения шума как на рабочих местах крановщиков в кабинах, так и внутри производственных помещений, показали, что уровни звукового давления превышают санитарные нормы. Причем величины превышений пропорциональны грузоподъемности.

В общей акустической системе мостовых кранов рельсы являются наиболее нагруженным элементом и поэтому относятся к источникам, интенсивно излучающим звуковую энергию и находятся в непосредственной близости от кабин крановщиков, потолка и стен производственного помещения. Поэтому при теоретическом исследовании процессов шумообразования необходимо учитывать не только прямой звук, излучаемый от рельсов, но и отраженный от стен производственного помещения. Несмотря на существующие работы условий эксплуатации кранов, в которых изучены: аварийность мостовых кранов, проблемы кадров, обеспечивающих безопасную эксплуатацию мостовых кранов и т.д. [1], проблема виброакустической безопасности мостовых кранов практически не изучена. Следует отметить, что безопасность крановых работ существенно зависит и от утомляемости крановщиков, что, в свою очередь, определяется утомляемостью операторов, которая возникает вследствие воздействия повышенных уровней шума и вибрации. Поэтому проблема обеспечения виброакустической безопасности мостовых кранов является актуальной для машиностроительной отрасли и имеет большое научно-техническое и социально-экономическое значение.

Мостовые краны интенсивно эксплуатируются практически на всех предприятиях машиностроительной отрасли. Особенностью формирования звукового поля, создаваемого

мостовыми кранами в производственных помещениях является то, что звуковая энергия отдельных элементов общей виброакустической системы мостовых кранов излучается в замкнутое пространство производственных цехов. Анализ компоновок всех типов мостовых кранов позволяет выделить основные источники шума: рельсы, колесные пары, редуктора и двигатели механизмов подъема и перемещения, элементы тележки и моста. В данной статье приведены результаты теоретических исследований процессов возбуждения вибраций и шумообразования рельсов мостовых кранов. Действительно, рельсы являются одним из основных источников не только непосредственно звукового излучения, но и возбуждения вибраций и соответственно структурной составляющей шума рамных конструкций (тележки, мосты). Кроме этого, вибрации рельсов передаются на стены производственных помещений.

Для расчета спектров шума в производственном помещении использована зависимость [2]:

$$L_{P_i} = L_{W_i} + 10 \lg \left(\frac{2}{\pi r^2} + \frac{4}{V_{\text{пом}}} \right), \quad (1)$$

где: L_{P_i} – уровни звукового давления, дБ; L_{W_i} – уровни звуковой мощности, излучаемой источником, дБ; r – расстояние между акустическим центром источника и расчетной точкой, м; $V_{\text{пом}}$ – постоянная помещения, м³.

С учетом особенностей расположения мостовых кранов в производственных помещениях зависимость (2.1) приведена к следующему виду:

$$L_{P_i} = L_{W_i} + 10 \lg \left(\frac{0,15}{\pi r^2} + \frac{1 - \bar{\alpha}_i^f}{\sum \alpha_i^f S_i} \right) + 6, \quad (2)$$

где: $\bar{\alpha}_i^f$ – среднее значение коэффициента звукопоглощения производственного помещения; α_i^f и S_i – коэффициент звукопоглощения и площадь, м², соответствующего участка производственного помещения.

Для рельса, как источника шума, целесообразно использовать модель линейного источника. Уровни звукового давления которого на основе данных работы [3] приведены к следующему виду:

- при $0,02 f_k h_p < 1$:

$$L_p = 20 \lg f_k + 10 \lg \beta h_p V_k S_p + 98; \quad (3, a)$$

- при $0,02 f_k h_p \geq 1$:

$$L_p = 10 \lg B V_k S_p + 5 \lg f_k h_p + 127. \quad (4, б)$$

где: f_k – собственные частоты колебаний источника, Гц; h_p – высота рельса или элемента рамы мостового крана, м; V_k – собственная частота колебаний источника, м/с; S_p – площадь поверхности источника, м/с, которая по данным работы [4] приведена к виду:

$$\beta = \int_0^{l_4} V_k(z) e^{-i0,02 f_k z} dz.$$

Изучению виброакустической динамики рельс посвящены работы [5-8]. Следует отметить, что эти исследования относятся к железнодорожному транспорту, способ установки которых существенно отличается от рельсов мостовых кранов. Поэтому, разработанные модели, фактически не применимы для расчета спектров вибрации и шума рельсов мостовых кранов. Как видно из зависимостей (3.3, 2,3) расчет уровней звукового давления сводится к определению колебательных скоростей источника (рельса). Расчетная схема рельса мостового крана представлена на Рисунке 1.

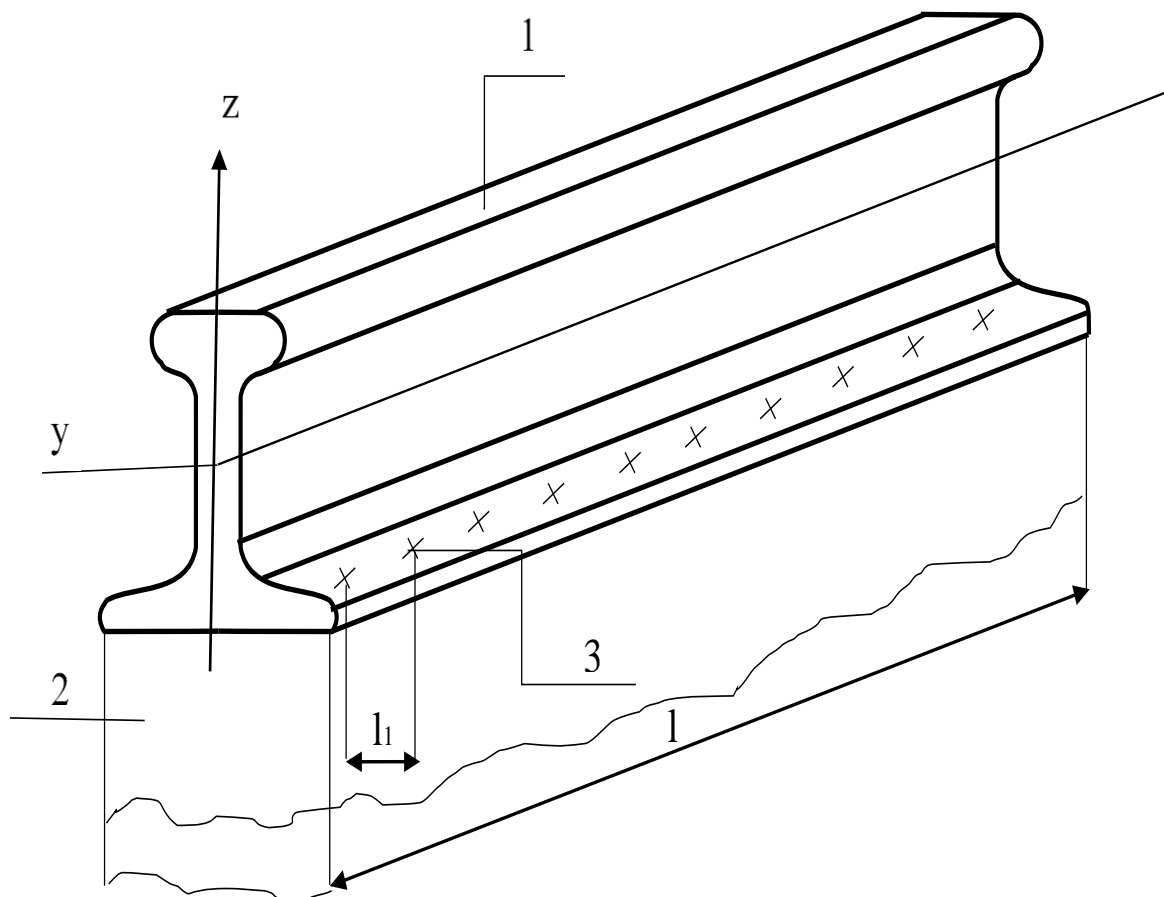


Рисунок 1. Расчетная схема мостового крана: 1 – рельса; 2 – стена производственного помещения; 3 – точки крепления к стене производственного помещения

При расчете спектра вибраций рельса учитываются колебания в направлении оси OY , т.е. оси меньшего значения момента инерции. Действительно жесткость системы стена помещения – рельс намного больше изгибной жесткости рельса. Кроме этого сделано допущение, что оба колеса тележки мостового крана оказывают одинаковое силовое воздействие на рельс. В этом случае дифференциальное уравнение изгибных колебаний рельса определяется следующим выражением:

$$EY \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m_0 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 2P\delta(x - x_0), \quad (5)$$

где: E – модуль упругости, Па; Y – момент инерции в направлении оси OY , m^4 ; P – составляющая силового воздействия в направлении оси OY , Н; m_0 – распределенная масса рельса, $кг/м$; $\delta(x - x_0)$ – дельта функция, смещенная по координате. В соответствии с принятым допущением, что рельс рассматривается как жестко заземленная балка (с постоянным моментом инерции в направлении оси OY) во всех точках крепления (3 – Рисунок 2.1) к стенам производственного помещения, то функция удовлетворяющая краевым условиям [9] задана в следующем виде:

$$\varphi(x) = \cos^3 \frac{2k-1}{2l_1} \pi x \cdot \sin \frac{\pi kx}{2l_1} \quad (6)$$

где l_1 – расстояние между точками крепления рельса к стене производственного помещения.

В этом случае уравнение изгибных колебаний рельса примет вид:

$$\begin{aligned}
 EY \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m_0 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = \frac{3 \cdot 10^{-2}}{l_1} P \times \sum_{k=1}^{k^*} & \left[\left(\sin \frac{7k-3}{2l_1} \pi x + \sin \frac{3-5k}{2l_1} \pi x \right) + \right. \\
 + 3 \left(\sin \frac{3k-1}{2l_1} \pi x + \sin \frac{1-2k}{2l_1} \pi x \right) & \left. \right] \times \left[\left(\sin \frac{7k-3}{2l_1} \pi Vt + \sin \frac{3-5k}{2l_1} \pi Vt \right) + \right. \\
 + 3 \left(\sin \frac{3k-1}{2l_1} \pi Vt + \sin \frac{1-2k}{2l_1} \pi Vt \right) & \left. \right], \tag{7}
 \end{aligned}$$

где: V – скорость движения крана, м/с; k^* – количество собственных частот рельса в нормируемо диапазоне частот.

Используя метод разделения переменных, для стального рельса получена следующая система дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned}
 \frac{(d^2 y_1)}{dt^2} + 1,6 \cdot 10^8 \left(\frac{7k-3}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y_4}{F} y_1 = & \\
 = \frac{3 \cdot 10^{-2}}{l_1} P \sum_{k=1}^{k^*} \sin \frac{(7k-3)}{2l_1} \pi Vt + \sin \frac{3-5k}{2l_1} \pi Vt + 3 \left(\sin \frac{3k-1}{2l_1} \pi Vt + \sin \frac{1-k}{2l_1} \pi Vt \right), & \\
 \frac{(d^2 y_2)}{dt^2} + 1,6 \cdot 10^8 \left(\frac{3-5k}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y_4}{F} y_2 = & \\
 = \frac{3 \cdot 10^{-2}}{l_1} P \sum_{k=1}^{k^*} \sin \frac{(7k-3)}{2l_1} \pi Vt + \sin \frac{3-5k}{2l_1} \pi Vt + 3 \left(\sin \frac{3k-1}{2l_1} \pi Vt + \sin \frac{1-k}{2l_1} \pi Vt \right), & \\
 \frac{(d^2 y_3)}{dt^2} + 1,6 \cdot 10^8 \left(\frac{3k-1}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y_4}{F} y_3 = & \\
 = \frac{9 \cdot 10^{-2}}{l_1} P \sum_{k=1}^{k^*} \sin \frac{(7k-3)}{2l_1} \pi Vt + \sin \frac{3-5k}{2l_1} \pi Vt + 3 \left(\sin \frac{3k-1}{2l_1} \pi Vt + \sin \frac{1-k}{2l_1} \pi Vt \right), & \\
 \frac{(d^2 y_4)}{dt^2} + 1,6 \cdot 10^8 \left(\frac{1-k}{l_1} \right)^4 \cdot \frac{Y_4}{F} y_4 = & \\
 = \frac{9 \cdot 10^{-2}}{l_1} P \sum_{k=1}^{k^*} \sin \frac{(7k-3)}{2l_1} \pi Vt + \sin \frac{3-5k}{2l_1} \pi Vt + 3 \left(\sin \frac{3k-1}{2l_1} \pi Vt + \sin \frac{1-k}{2l_1} \pi Vt \right), & \tag{8}
 \end{aligned}$$

где: F – площадь поперечного сечения рельса, м²; P – силовое воздействие на рельс, H ; m – масса, приведенная к соответствующему колесу, кг; k_n – количество колес.

Решения дифференциальных уравнений получены согласно принятых начальных условий при $t = 0$ в месте контакта рельса и колеса тележки мостового крана:

$$y = \frac{Php^3}{3EY},$$

где: $y = OY$, h_p – высота рельса.

Для расчета спектров шума и вибрации получены выражения действительной части скоростей колебаний с учетом представления модуля упругости в комплексной форме [10].

$$\begin{aligned}
 \operatorname{Re}\{y_1'\} &= \frac{-Ph_p^3}{4F} \cdot 10^{-3} \sum_{k=1}^{k^*} \left(\frac{7k-3}{l} \right)^4 \sin 1,6 \cdot 10^8 \left(\frac{7k-3}{l_1} \right) \frac{Y}{F} t + \\
 &+ PVl_1^2 \cdot 10^{-2} \left\{ \sum_{k=1}^{k^*} \frac{\left[6,4 \cdot 10^7 (7k-3)^2 \frac{Y}{F} - (Vl_1)^2 \right] \cos \frac{7k-3}{2l_1} \pi Vt \cdot \frac{1}{7k-3}}{\left[6,4 \cdot 10^7 (7k-3)^2 \frac{Y}{F} - (Vl_1)^2 \right]^2 + 4 \cdot 10^{15} (7k-3)^4 \left(\frac{Y}{F} \eta \right)^2} + \right. \\
 &\quad \left. \frac{1,6 \cdot 10^8 (7k-3)^4 \cdot \frac{Y}{F} - (5k-3)^2 (Vl_1)^2}{\left[1,6 \cdot 10^8 (7k-3)^4 \cdot \frac{Y}{F} - (5k-3)^2 (Vl_1)^2 \right]^2 + 2,6 \cdot 10^{16} (7k-3)^8 \left(\frac{Y}{F} \eta \right)^2} \right\} \times \\
 &\times (3-5k) \cos \frac{3-5k}{2l_1} \pi Vt + \\
 &+ 3,6 \left\{ \sum \frac{1,6 \cdot 10^8 (7k-3)^4 \frac{Y}{F} - (3k-1)^2 (Vl_1)^2}{1,6 \cdot 10^8 (7k-3)^4 \frac{Y}{F} - (3k-1)^2 (Vl_1)^2 + 2,6 \cdot 10^{16} (7k-3)^8 \left(\frac{Y}{F} \eta \right)^2} \right\} \times \\
 &\times (3k-1) \cos \frac{3k-1}{2l_1} \pi Vt + \\
 &\quad \frac{1,6 \cdot 10^8 (7k-3)^4 \frac{Y}{F} - (1-k)^2 (Vl_1)^2}{1,6 \cdot 10^8 (7k-3)^4 \frac{Y}{F} - (1-k)^2 (Vl_1)^2 + 2,6 \cdot 10^{16} (7k-3)^8 \left(\frac{Y}{F} \eta \right)^2} \times \\
 &t \times (1-k) \cos \frac{1-k}{2l_1} \pi Vt \left. \right\} \sin \frac{7k-3}{2l_1} \pi x; \\
 \operatorname{Re}\{y_2'\} &= -\frac{Ph_p^3}{4F} \cdot 10^{-3} \sum \left(\frac{3-5k}{l} \right)^4 \cdot \sin 1,6 \cdot 10^8 \left(\frac{3-5k}{l_1} \right) + \\
 &+ PVl_1^2 \cdot 10^{-2} \left\{ \sum \frac{1,6 \cdot 10^8 (3-5k)^4 \frac{Y}{F} (7k-3)^2 (Vl_1)^2}{\left[1,6 \cdot 10^8 (3-5k)^4 \frac{Y}{F} - (7k-3)^2 (Vl_1)^2 \right]^2 + 2,6 \cdot 10^{16} (7k-3)^8 \left(\frac{Y}{F} \eta \right)^2} \right\} \times \\
 &\times (7k-3) \cos \frac{7k-3}{2l_1} \pi Vt + \\
 &\quad \frac{6,4 \cdot 10^7 (3-5k)^2 \frac{Y}{F} - (Vl_1)^2 \cos \frac{3-5k}{2l_1} \pi Vt}{\left[6,4 \cdot 10^7 (3-5k)^2 \frac{Y}{F} - (Vl_1)^2 \right]^2 + 4 \cdot 10^{15} (3-5k)^4 \left(\frac{Y}{F} \eta \right)^2} + \\
 &+ 3,6 \sum \frac{1,6 \cdot 10^8 (3-5k)^4 \frac{Y}{F} - (3k-1)^2 (Vl_1)^2}{\left[1,6 \cdot 10^8 (3-5k)^4 \frac{Y}{F} - (3k-1)^2 (Vl_1)^2 \right]^2 + 2,6 \cdot 10^{16} (3k-1)^8 \left(\frac{Y}{F} \eta \right)^2} \cdot (3k-1) \cos \frac{3k-1}{2l_1} \pi Vt + \\
 &\quad \sum \frac{1,6 \cdot 10^8 (3-5k)^4 \frac{Y}{F} - (1-k)^2 (Vl_1)^2}{\left[1,6 \cdot 10^8 (3-5k)^4 \frac{Y}{F} - (1-k)^2 (Vl_1)^2 \right]^2 + 2,6 \cdot 10^{16} (3-5k)^8 \left(\frac{Y}{F} \eta \right)^2} \times \\
 &\times (1-k) \cos \frac{1-k}{2l_1} \pi Vt \left. \right\} \sin \frac{3-5k}{2l_1} \pi x;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \operatorname{Re}\{y'_3\} = & -\frac{Php^3}{4F} \cdot 10^{-3} \sum \left(\frac{3k-1}{l_1} \right)^4 \cdot \sin 1,6 \cdot 10^8 \left(\frac{3k-1}{l_1} \right) \frac{Y}{F} t + \\
 & + PVl_1^2 \cdot 10^{-2} \left\{ \sum \frac{1,6 \cdot 10^8 (3k-1)^4 \frac{Y}{F} - (7k-3)^2 (Vl_1)^2}{\left[1,6 \cdot 10^8 (3k-1)^4 \frac{Y}{F} - (7k-3)^2 (Vl_1)^2 \right]^2 + 2,6 \cdot 10^{16} (7k-3)^8 \left(\frac{Y}{F} \eta \right)^2} \times \right. \\
 & \times (7k-3) \cos \frac{7k-3}{2l_1} \pi Vt + \\
 & + \frac{\left[1,6 \cdot 10^8 (3k-1)^4 \frac{Y}{F} - (3-5k)^2 (Vl_1)^2 \right] \cdot (3-5k) \cos \frac{3-5k}{2l_1} \pi Vt}{\left[1,6 \cdot 10^8 (3k-1)^4 \frac{Y}{F} - (3-5k)^2 (Vl_1)^2 \right]^2 + 2,6 \cdot 10^{16} (3k-1)^8 \left(\frac{Y}{F} \eta \right)^2} \cdot \\
 & + 3,6 \left\{ \sum \frac{6,4 \cdot 10^7 (3k-1)^2 \frac{Y}{F} - (Vl_1)^2}{\left[6,4 \cdot 10^7 (3k-1)^2 \frac{Y}{F} - (Vl_1)^2 \right]^2 + 4 \cdot 10^{15} (3k-1)^4 \left(\frac{Y}{F} \eta \right)^2} \cdot \frac{\cos \frac{3k-1}{2l_1} \pi Vt}{3k-1} + \right. \\
 & \left. + \frac{\left[1,6 \cdot 10^8 (3k-1)^4 \frac{Y}{F} - (1-k)^2 (Vl_1)^2 \right] \cdot \frac{\cos \frac{1-k}{2l_1} \pi Vt}{(1-k)}}{\left[1,6 \cdot 10^8 (3k-1)^4 \frac{Y}{F} - (1-k)^2 (Vl_1)^2 \right]^2 + 2,6 \cdot 10^{16} (3k-1)^8 \left(\frac{Y}{F} \eta \right)^2} \right\} \cdot \sin \frac{3k-1}{2l_1} \pi x; \\
 \operatorname{Re}\{y'_4\} = & -\frac{Php^3}{4F} \cdot 10^{-3} \sum \left(\frac{1-k}{l_1} \right)^4 \cdot \sin 1,6 \cdot 10^8 \left(\frac{1-k}{l_1} \right) \frac{Y}{F} t + \\
 & + PVl_1^2 \cdot 10^{-2} \left\{ \sum \frac{\left[1,6 \cdot 10^8 (1-k)^4 \frac{Y}{F} - (7k-3)^2 (Vl_1)^2 \right] (7k-3) \cos \frac{7k-3}{2l_1} \pi Vt}{\left[1,6 \cdot 10^8 (1-k)^4 \frac{Y}{F} - (7k-3)^2 (Vl_1)^2 \right]^2 + 2,6 \cdot 10^{16} (1-k)^8 \left(\frac{Y}{F} \eta \right)^2} + \right. \\
 & + 3,6 \left\{ \sum \frac{\left[1,6 \cdot 10^8 (1-k)^4 \frac{Y}{F} - (3k-1)^2 (Vl_1)^2 \right] \cdot (3k-1) \cos \frac{3k-1}{2l_1} \pi Vt}{\left[1,6 \cdot 10^8 (1-k)^4 \frac{Y}{F} - (3k-1)^2 (Vl_1)^2 \right]^2 + 2,6 \cdot 10^{16} (1-k)^8 \left(\frac{Y}{F} \eta \right)^2} + \right. \\
 & \left. + \sum \frac{\left[6,4 \cdot 10^7 (1-k)^2 \frac{Y}{F} - (Vl_1)^2 \right] \cdot \frac{\cos \frac{1-k}{2l_1} \pi Vt}{(1-k)}}{\left[6,4 \cdot 10^7 (1-k)^2 \frac{Y}{F} - (Vl_1)^2 \right]^2 + 4 \cdot 10^{15} (1-k)^8 \left(\frac{Y}{F} \eta \right)^2} \right\} \cdot \sin \frac{1-k}{2l_1} \pi x.
 \end{aligned} \tag{9}$$

Скорость колебаний рельса определяется как:

$$Y'_p = \sum_1^4 (y'_i) \tag{10}$$

Значения скоростей колебаний подставляются в формулу $\beta = \int_0^{l_4} V_k(z) e^{-i0,02f_k z} dz$. И на этой основе определяются уровни звукового давления рельсов.

Подставляя зависимости скоростей колебаний в формулу получено выражение функции амплитудно-фазового распределения скоростей колебаний рельса в следующем виде:

$$\begin{aligned}
 \beta = & k_1(t) \frac{\sin 0,02 f_k l}{0,02 f_k l} + \\
 & + k_2(t) \left[\frac{\sin^2 \left(\frac{7k-3}{4l_1} \pi - 10^{-2} f_k \right) l}{\frac{7k-3}{2l_1} \pi - 2 \cdot 10^{-2} f_k} + \frac{\sin^2 \left(10^{-2} f_k + \frac{7k-3}{4l_1} \pi \right) l}{2 \cdot 10^{-2} f_k + \frac{7k-3}{2l_1} \pi} \right] + \\
 & + k_3(t) \left[\frac{\sin^2 \left(\frac{3-5k}{4l_1} \pi - 10^{-2} f_k \right) l}{\frac{3-5k}{2l_1} \pi - 2 \cdot 10^{-2} f_k} + \frac{\sin^2 \left(10^{-2} f_k + \frac{3-5k}{4l_1} \pi \right) l}{2 \cdot 10^{-2} f_k + \frac{3-5k}{2l_1} \pi} \right] + \\
 & + k_4(t) \left[\frac{\sin^2 \left(\frac{3k-1}{4l_1} \pi - 10^{-2} f_k \right) l}{\frac{3k-1}{2l_1} \pi - 2 \cdot 10^{-2} f_k} + \frac{\sin^2 \left(10^{-2} f_k + \frac{3k-1}{4l_1} \pi \right) l}{2 \cdot 10^{-2} f_k + \frac{3k-1}{2l_1} \pi} \right] + \\
 & + k_5(t) \left[\frac{\sin^2 \left(\frac{1-k}{4l_1} \pi - 10^{-2} f_k \right) l}{\frac{1-k}{2l_1} \pi - 2 \cdot 10^{-2} f_k} + \frac{\sin^2 \left(10^{-2} f_k + \frac{1-k}{4l_1} \pi \right) l}{2 \cdot 10^{-2} f_k + \frac{1-k}{2l_1} \pi} \right],
 \end{aligned} \tag{3.19}$$

где

$$k_1(t) = -\frac{Ph_p^3}{4F} \cdot 10^{-3} \left[\sum_{k=1}^{k^*} \left(\frac{7k-3}{l} \right)^4 \sin 1,6 \cdot 10^8 \left(\frac{7k-3}{l} \right) \frac{Y}{F} t + \sum \left(\frac{3-5k}{l} \right)^4 \cdot \sin 1,6 \cdot 10^8 \left(\frac{3-5k}{l} \right) + \right. \\
 \left. + \sum \left(\frac{3k-1}{l} \right)^4 \cdot \sin 1,6 \cdot 10^8 \left(\frac{3k-1}{l} \right) \frac{Y}{F} t + \sum \left(\frac{1-k}{l} \right)^4 \cdot \sin 1,6 \cdot 10^8 \left(\frac{1-k}{l} \right) \frac{Y}{F} t \right];$$

$$\begin{aligned}
 k_2(t) = & P V l_1^2 \cdot 10^{-2} \left\{ \sum \frac{1,6 \cdot 10^8 (3-5k)^4 \frac{Y}{F} (7k-3)^2 (Vl_1)^2}{\left[1,6 \cdot 10^8 (3-5k)^4 \frac{Y}{F} - (7k-3)^2 (Vl_1)^2 \right]^2 + 2,6 \cdot 10^{16} (7k-3)^8 \left(\frac{Y}{F} \eta \right)^2} \times \right. \\
 & \times (7k-3) \cos \frac{7k-3}{2l_1} \pi V t + \\
 & + \frac{6,4 \cdot 10^7 (3-5k)^2 \frac{Y}{F} - (Vl_1)^2}{\left[6,4 \cdot 10^7 (3-5k)^2 \frac{Y}{F} - (Vl_1)^2 \right]^2 + 4 \cdot 10^{15} (3-5k)^4 \left(\frac{Y}{F} \eta \right)^2} \cdot \frac{\cos \frac{3-5k}{2l_1} \pi V t}{3-5k} + \\
 & + 3,6 \sum \frac{1,6 \cdot 10^8 (3-5k)^4 \frac{Y}{F} - (3k-1)^2 (Vl_1)^2}{\left[1,6 \cdot 10^8 (3-5k)^4 \frac{Y}{F} - (3k-1)^2 (Vl_1)^2 \right]^2 + 2,6 \cdot 10^{16} (3k-1)^8 \left(\frac{Y}{F} \eta \right)^2} \cdot (3k-1) \cos \frac{3k-1}{2l_1} \pi V t + \\
 & + \sum \frac{1,6 \cdot 10^8 (3-5k)^4 \frac{Y}{F} - (1-k)^2 (Vl_1)^2}{\left[1,6 \cdot 10^8 (3-5k)^4 \frac{Y}{F} - (1-k)^2 (Vl_1)^2 \right]^2 + 2,6 \cdot 10^{16} (3-5k)^8 \left(\frac{Y}{F} \eta \right)^2} \times \\
 & \left. \times (1-k) \cos \frac{1-k}{2l_1} \pi V t \right\};
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 k_3(t) = & PVl_1^2 \cdot 10^{-2} \left\{ \sum \frac{1,6 \cdot 10^8 (3k-1)^4 \frac{Y}{F} - (7k-3)^2 (Vl_1)^2}{\left[1,6 \cdot 10^8 (3k-1)^4 \frac{Y}{F} - (7k-3)^2 (Vl_1)^2\right]^2 + 2,6 \cdot 10^{16} (7k-3)^8 \left(\frac{Y}{F} \eta\right)^2} \times \right. \\
 & \times (7k-3) \cos \frac{7k-3}{2l_1} \pi Vt + \\
 & + \frac{\left[1,6 \cdot 10^8 (3k-1)^4 \frac{Y}{F} - (3-5k)^2 (Vl_1)^2\right] \cdot (3-5k) \cos \frac{3-5k}{2l_1} \pi Vt}{\left[1,6 \cdot 10^8 (3k-1)^4 \frac{Y}{F} - (3-5k)^2 (Vl_1)^2\right]^2 + 2,6 \cdot 10^{16} (3k-1)^8 \left(\frac{Y}{F} \eta\right)^2} \cdot \\
 & + 3,6 \left\{ \sum \frac{6,4 \cdot 10^7 (3k-1)^2 \frac{Y}{F} - (Vl_1)^2}{\left[6,4 \cdot 10^7 (3k-1)^2 \frac{Y}{F} - (Vl_1)^2\right]^2 + 4 \cdot 10^{15} (3k-1)^4 \left(\frac{Y}{F} \eta\right)^2} \cdot \frac{\cos \frac{3k-1}{2l_1} \pi Vt}{3k-1} + \right. \\
 & \left. + \frac{\left[1,6 \cdot 10^8 (3k-1)^4 \frac{Y}{F} - (1-k)^2 (Vl_1)^2\right] \cdot \frac{\cos \frac{1-k}{2l_1} \pi Vt}{(1-k)}}{\left[1,6 \cdot 10^8 (3k-1)^4 \frac{Y}{F} - (1-k)^2 (Vl_1)^2\right]^2 + 2,6 \cdot 10^{16} (3k-1)^8 \left(\frac{Y}{F} \eta\right)^2} \right\}; \\
 k_4(t) = & PVl_1^2 \cdot 10^{-2} \left\{ \sum \frac{\left[1,6 \cdot 10^8 (1-k)^4 \frac{Y}{F} - (7k-3)^2 (Vl_1)^2\right] (7k-3) \cos \frac{7k-3}{2l_1} \pi Vt}{\left[1,6 \cdot 10^8 (1-k)^4 \frac{Y}{F} - (7k-3)^2 (Vl_1)^2\right]^2 + 2,6 \cdot 10^{16} (1-k)^8 \left(\frac{Y}{F} \eta\right)^2} + \right. \\
 & + 3,6 \left\{ \sum \frac{\left[1,6 \cdot 10^8 (1-k)^4 \frac{Y}{F} - (3k-1)^2 (Vl_1)^2\right] \cdot (3k-1) \cos \frac{3k-1}{2l_1} \pi Vt}{\left[1,6 \cdot 10^8 (1-k)^4 \frac{Y}{F} - (3k-1)^2 (Vl_1)^2\right]^2 + 2,6 \cdot 10^{16} (1-k)^8 \left(\frac{Y}{F} \eta\right)^2} + \right. \\
 & \left. + \sum \frac{\left[6,4 \cdot 10^7 (1-k)^2 \frac{Y}{F} - (Vl_1)^2\right] \cdot \frac{\cos \frac{1-k}{2l_1} \pi Vt}{(1-k)}}{\left[6,4 \cdot 10^7 (1-k)^2 \frac{Y}{F} - (Vl_1)^2\right]^2 + 4 \cdot 10^{15} (1-k)^8 \left(\frac{Y}{F} \eta\right)^2} \right\}; \\
 k_5(t) = & PVl_1^2 \cdot 10^{-2} \left\{ \sum \frac{\left[1,6 \cdot 10^8 (1-k)^4 \frac{Y}{F} - (7k-3)^2 (Vl_1)^2\right] (7k-3) \cos \frac{7k-3}{2l_1} \pi Vt}{\left[1,6 \cdot 10^8 (1-k)^4 \frac{Y}{F} - (7k-3)^2 (Vl_1)^2\right]^2 + 2,6 \cdot 10^{16} (1-k)^8 \left(\frac{Y}{F} \eta\right)^2} + \right. \\
 & + 3,6 \left\{ \sum \frac{\left[1,6 \cdot 10^8 (1-k)^4 \frac{Y}{F} - (3k-1)^2 (Vl_1)^2\right] \cdot (3k-1) \cos \frac{3k-1}{2l_1} \pi Vt}{\left[1,6 \cdot 10^8 (1-k)^4 \frac{Y}{F} - (3k-1)^2 (Vl_1)^2\right]^2 + 2,6 \cdot 10^{16} (1-k)^8 \left(\frac{Y}{F} \eta\right)^2} + \right. \\
 & \left. + \sum \frac{\left[6,4 \cdot 10^7 (1-k)^2 \frac{Y}{F} - (Vl_1)^2\right] \cdot \frac{\cos \frac{1-k}{2l_1} \pi Vt}{(1-k)}}{\left[6,4 \cdot 10^7 (1-k)^2 \frac{Y}{F} - (Vl_1)^2\right]^2 + 4 \cdot 10^{15} (1-k)^8 \left(\frac{Y}{F} \eta\right)^2} \right\}.
 \end{aligned}$$

Цель расчета уровней звукового давления рельса заключается в определении максимальной величины за время движения крана. Поэтому определяется максимальное

значение величины β на каждой собственной частоте колебаний источника за интервал времени $0 \leq t \leq \frac{l}{v}$ и подставляется в соответствующую формулу уровня звукового давления.

Полученные зависимости позволяют определить скорости колебаний рельса, т.е. фактически теоретически рассчитать спектр вибрации. Как видно из полученных выражений фактически единственным способом снижения вибрационных характеристик является увеличение диссипативной функции, определяемое коэффициентом потерь колебательной энергии. Известно, что коэффициент потерь колебательной энергии стали $\eta_{ст} = 10^{-4}$. Ограниченная длина рельса позволяет выполнить вибродемпфирование сей шейки рельса по всей ее длине. В этом случае коэффициент потерь колебательной энергии снижение уровня вибрации рельса определяется по известной формуле:

$$\Delta L = 10 \lg \frac{\eta_{\Sigma}}{\eta_o}, \quad (11)$$

где η_{Σ} и η_o – эффективные коэффициенты потерь колебательной энергии конструкции с демпфирующими элементами и стальной основы,

$$\eta_{\Sigma} = \frac{\sum_1^n \frac{E_i h_i^3}{1 - \mu_i^2} \eta_i}{\sum_1^n \frac{E_i h_i^3}{1 - \mu_i^2}}, \quad (12)$$

где n – количество элементов конструкции системы снижения уровней вибрации и шума рельса.

Полученные зависимости учитывают параметры производственного помещения, силовое воздействие на источник (рельс), его геометрические и физико-механические параметры, включая эффективный коэффициент потерь колебательной энергии, который является основным фактором для теоретического обоснования необходимой величины снижения вибрации и интенсивности излучения звуковой энергии объектом исследования.

Полученные зависимости позволяют теоретически обосновать систему снижения шума и вибрации рельса исходя из выполнения санитарных норм шума. Для рельсов мостовых кранов целесообразно выполнить демпфирование шейки. Такая конструкция выполняет комплексную роль снижения уровней звукового давления, так как за счет эффекта вибродемпфирования уменьшается скорость колебания, а также выполняет роль частичной звукоизоляции. В этом случае существенно уменьшается площадь звукового излучения источника шума.

Достижение требуемой величины эффективного коэффициента потерь колебательной энергии рельса может быть достигнута рациональным подбором отечественных вибропоглощающих материалов согласно их модулям упругости, толщинам и коэффициентам потерь. Как видно из зависимости (1) первостепенное значение имеют модули упругости вибропоглощающих материалов, так как стальная основа (шейка рельса) имеет толщины от 20 до 44 мм.

Выводы

1. В отличие от существующих исследований шума и вибрации рельсов железнодорожного транспорта уточнена модель возбуждения вибраций и шумообразования рельсов мостовых кранов, учитывающая характерные условия эксплуатации и способы рельсов закрепления на стенах производственного помещения.
2. Несмотря на большое количество исследований, посвященных безопасности эксплуатации кранов, проблемы виброакустической безопасности практически не изучены.
3. получены аналитические зависимости звукового давления и скоростей колебаний рельсов мостовых кранов, учитывающие параметры производственного помещения, геометрические, физико-механические характеристики источников и их компоновку в общей акустической системе мостовых кранов, а также условия эксплуатации – скорость перемещения, вес поднимаемого (опускаемого) груза.
4. Для рельса, как одного из основных источников шума мостовых кранов, разработана модель виброакустической динамики, которая и позволяет на этапе проектирования определить ожидаемые уровни шума и вибрации, оценить их количественный вклад в формирование звукового поля, сравнить с предельно-допустимыми величинами и определить превышения над санитарными нормами в соответствующих частотных диапазонах.
5. Полученные теоретические результаты положены в основу инженерной методики расчета виброакустических характеристик при проектировании мостовых кранов и теоретически обосновать выбор инженерных решений по выполнению санитарных норм.

ЛИТЕРАТУРА

1. Короткий А.А., Симонов Д.Н., Котельников В.С. и др. Оценка безопасности эксплуатации системы "кран – рельсовый путь" параметрами риска // Безопасность труда в промышленности. – 1997. - №3. – С. 25-27.
2. Борисов Л.П., Гужас Д.Р. Звукоизоляция в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1990. – 256 с.
3. 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. – 150 с.
4. Колесников И.В., Подуст С.Ф., 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.
5. 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.
6. 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.
7. Моделирование виброакустической динамики шпал при движении подвижного состава Подуст С.Ф. Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2013. №1 (49). С. 50-54.
8. 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.
9. Расчеты на прочность в машиностроении / под ред. С.Д. Пономарева. – М.: Машгиз, 1959. – 884 с.
10. Иванов Н.И., Никифоров А.С. Основы виброакустики: Учебник для вузов. – СПб.: Политехника, 2000.-482 с.

Bondarenko Veronika Aleksandrovna
Rostov State Transport University, Russia, Rostov-on-Don
E-mail: bva_rek@rgups.ru

Theoretical study of vibration spectra and rail noise when moving overhead cranes

Abstract. Overhead cranes are among the most popular type of cranes and take in modern industrial enterprises leading role in providing transport and process streams. The share of overhead cranes in the Russian Federation is more than 30% of the total number of cranes. Statistic data for lifting equipment and accidents in the Russian Federation showed that the accident bridge cranes are in second place after the mobile cranes and their share in-hoditsya 18% of accidents.

Currently, we studied the causes of the accident the following overhead cranes: violation of operating, maintenance, repairs, breaks the ropes, the destruction of supporting structures, etc.

It should be noted that the vibroacoustic characteristics of overhead cranes are not well understood. The negative impact on the staff elevated levels of vibration and noise is known as noise and vibration diseases occupy second and third place in the list of occupational diseases. After-be noted that the safe operation of overhead cranes to a large extent depends on the fatigue crane, which is actually defined-one to the influence of vibration and noise. Therefore, the problem of security of bridge cranes vibroakusticheskoy relevant to mechanical engineering and has both scientific and technical, and socio-economic importance.

This article presents the results of theoretical studies of the processes of excitation of vibrations and noise generation rail as one of the main sources of IP-increased noise in the overall sound system overhead cranes. Dependence of sound pressure levels generated in the production-governmental environment. It is shown that for engineering calculation of the noise spectrum is necessary to determine the speed of oscillation source (in this case, Rel-sa) on their own frequencies. To this end, the rail system is presented as a dis-tribution mass and the dependence of the velocity fluctuations are accounted for, total weight of the crane, speed, geometry and physical and mechanical properties of the rail, including the effective coefficient of vibrational energy losses. This is what allows you to theoretically justify the choice of rational parameters of noise-vibration protection system, while providing sound insulation cha-particle source and vibration absorption neck rail.

Keywords: bridge cranes; spectrum; noise; vibration; rails; vibration absorption

REFERENCES

1. Korotkiy A.A., Simonov D.N., Kotel'nikov V.S. i dr. Otsenka bezopasnosti ekspluatatsii sistemy "kran – rel'sovyy put'" parametrami riska // Bezopasnost' truda v promyshlennosti. – 1997. - №3. – S. 25-27.
2. Borisov L.P., Guzhas D.R. Zvukoizolyatsiya v mashinostroenii. – M.: Mashinostroenie, 1990. – 256 s.
3. Podust S.F. Osnovy vibroakusticheskikh raschetov otechestvennykh elektrovozov: monografiya / S.F. Podust, A.N. Chukarin, I.V. Boguslavskiy. – Rostov n/D: Izdatel'skiy tsentr DGTU, 2013. – 150 s.
4. Kolesnikov I.V., Podust S.F., Podust S.S., Chukarin A.N. Sposoby snizheniya shuma i vibratsii pri proektirovanii, proizvodstve i ekspluatatsii zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava. – M.: VINITI RAN, 2015. – 216 s. II.
5. Modelirovanie vibroakusticheskoy dinamiki rel'sa na shpalakh Podust S.F., Kuklin D.A. Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. 2013. T. 13. №1-2 (70-71). S. 106-111.
6. Vliyanie volnoobraznogo iznosa rel'sa na vibroakusticheskie kharakteristiki pri dvizhenii podvizhnogo sostava Podust S.F. Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. 2013. T. 13. №5-6 (74). S. 137-143.
7. Modelirovanie vibroakusticheskoy dinamiki shpal pri dvizhenii podvizhnogo sostava Podust S.F. Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putey soobshcheniya. 2013. №1 (49). S. 50-54.
8. Eksperimental'nye issledovaniya shuma i vibratsii pri dvizhenii passazhirskikh i skorostnykh poezdov Podust S.F. Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putey soobshcheniya. 2015. №2. S. 30-35.
9. Raschety na prochnost' v mashinostroenii / pod red. S.D. Ponomareva. – M.: Mashgiz, 1959. – 884 s.
10. Ivanov N.I., Nikiforov A.S. Osnovy vibroakustiki: Uchebnik dlya vuzov. – SPb.: Politekhnik, 2000.-482 s.