

На правах рукописи



**Крутова Вероника Александровна**

**НАУЧНОЕ ОБОСНОВАНИЕ СПОСОБОВ СНИЖЕНИЯ  
ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МОСТОВЫХ КРАНОВ  
ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ И ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Специальность 1.3.7 – Акустика

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Ростов-на-Дону  
2023

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Донской государственный технический университет» (ДГТУ) на кафедре «Безопасность жизнедеятельности и защита окружающей среды».

Научный консультант: **Месхи Бесарион Чохоевич**, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Безопасность жизнедеятельности и защита окружающей среды», ректор ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет».

Официальные оппоненты: **Асмнин Виктор Федорович**, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Безопасность жизнедеятельности и правовых отношений» ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», г. Воронеж.

**Куклин Денис Александрович**, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры Е5 «Экология и производственная безопасность» ФГБОУ ВО «Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» имени Д.Ф. Устинова», г. Санкт-Петербург.

**Элькин Юрий Иосифович**, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Техносферная безопасность» ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)», г. Москва.

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Кубанский государственный технологический университет» (ФГБОУ ВО «КубГТУ»), г. Краснодар

Защита состоится в 12:00 часов 23.11.2023 г. на заседании диссертационного совета 24.2.272.01 при ФГБОУ ВО «Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» имени Д.Ф. Устинова» (БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова) по адресу: 190005, город Санкт-Петербург, улица 1-я Красноармейская, дом 1, ауд. 214.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова и на сайте <https://voenmeh.ru/science/disser-councils/24227201>.

Автореферат разослан «\_\_» августа 2023 г.

И.о. Ученого секретаря диссертационного совета д.т.н., профессор



Т.Н. Патрушева

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** Мостовые краны, несмотря на очень большую разницу в грузоподъемности, имеют практически идентичную компоновку колебательной системы, что и предопределяет общий подход к теоретической оценке спектров вибрации и шума как в производственном помещении, так и на рабочем месте крановщика. Характерной особенностью мостовых кранов является то, что в процессе их эксплуатации потенциальной опасности подвергаются не только операторы, но и производственный персонал, находящийся в зоне действия кранов в пределах производственного цеха. Безопасные условия эксплуатации кранов определяются не только их техническим состоянием, но и утомляемостью крановщиков, которая, в свою очередь, в основном зависит от воздействия повышенных уровней шума и вибрации. В звуковом поле, создаваемом мостовыми кранами, участвует акустическое излучение таких источников, как электродвигатели и редуктора механизмов перемещения и подъема, несущая рама и акустическая подсистема «узел колесных пар и рельсы». Анализ акустической обстановки как в производственном помещении, так и на рабочих местах крановщиков показал, что и октавные уровни звукового давления, и уровни вибрации превышают предельно-допустимые значения, а величины превышений существенно зависят от грузоподъемности.

Следует отметить, что именно воздействие повышенного шума приводит к утомляемости крановщиков, что неизбежно сказывается на безопасности условий труда как самих крановщиков, так и производственного персонала, чьи рабочие места находятся в зоне действия кранов. Поэтому тема диссертации является актуальной научно-технической и социально-экономической проблемой для различных отраслей машиностроения.

**Научная проблема,** решаемая в диссертации, заключается в теоретическом обосновании виброакустической безопасности по критериям выполнения предельно-допустимых величин шума и вибрации мостовых кранов при проектировании и эксплуатации.

**Цель работы** заключается в разработке научной базы расчета виброакустических характеристик и проектирования группы мостовых кранов в соответствии с выполнением предельно-допустимых значений в производственном помещении и на рабочих местах крановщиков.

**Предметом исследования** являются закономерности формирования спектров вибрации и шума мостовых кранов, создаваемых в производственных помещениях как общей колебательной системой, так и наиболее шумоактивными ее элементами.

**Объектом исследования** является влияние воздействия шума и вибраций как на крановщиков, так и на производственный персонал в соответствующих цехах предприятий машиностроения, эксплуатирующих мостовые краны различной грузоподъемности, и их влияние на условия труда работающих – как крановщиков, так и производственного персонала.

**Область исследований.** Содержание диссертации соответствует п. 10 специальности 1.3.7 – Акустика.

Достижение поставленной цели требует решения следующих **задач**:

1. Получить теоретические зависимости уровней шума и вибраций общей колебательной системы группы мостовых кранов и основных ее элементов.

2. Выявить характерные особенности спектрального состава шума и вибрации, создаваемых мостовыми кранами в производственных помещениях и на рабочих местах крановщиков.

3. Получить аналитические зависимости для уровней звукового давления и вибраций при проектировании мостовых кранов, учитывающие геометрические и физико-механические характеристики всех узлов и деталей кранов, условия эксплуатации, параметры производственного помещения.

4. Разработать методику расчета виброакустических характеристик кранов, создаваемых в производственном помещении и в кабинах на рабочих местах крановщиков, и проверить правильность теоретических уровней шума и вибрации экспериментальными данными в условиях реальной эксплуатации кранов на предприятиях машиностроения.

5. Разработать инженерную методику расчета и проектирования технических средств, обеспечивающих выполнение предельно-допустимых значений шума и вибрации.

**Методы исследования.** Теоретические исследования виброакустических характеристик объектов исследования основаны на основных положениях технической виброакустики, теории колебаний систем с распределенными параметрами, динамики машин, математической обработки результатов исследований с применением современной вычислительной техники и статистической обработки экспериментальных данных. Экспериментальные исследования проведены в реальных условиях эксплуатации мостовых кранов в производственных помещениях и лабораторных условиях.

**Достоверность** полученных результатов теоретических и экспериментальных исследований подтверждается актами отраслевого внедрения на мостовых кранах различной грузоподъемности и инженерной методикой расчета виброакустических характеристик.

**Научная новизна работы** заключается в том, что:

1. Обоснован общий подход теоретической оценки виброакустических характеристик мостовых кранов на этапе их проектирования и эксплуатации, как совокупности разнохарактерных излучателей звуковой энергии.

2. Разработаны математические модели виброакустической динамики общей колебательной системы мостовых кранов, элементы которой существенно различаются геометрическими и физико-механическими параметрами и частотным составом излучаемой звуковой энергии.

3. Получены аналитические зависимости и описаны закономерности формирования спектрального состава ожидаемых уровней виброакустических характеристик, на основе которых разработаны общие принципы соответствия акустического проектирования широкой номенклатуры мостовых кранов по критериям выполнения предельно-допустимых значений вибрации и шума.

4. Обоснована возможность снижения виброакустических характеристик на этапе проектирования широкой номенклатуры мостовых кранов путем

применения конструкций шумо- виброзащиты по критерию выполнения октавных уровней шума и вибраций в границах предельно-допустимых значений.

**Практическая ценность** работы состоит в следующем:

1. Предложена методика расчета виброакустических характеристик гаммы мостовых кранов для конструкторско-технологических служб.

2. Уточнены существующие математические модели виброакустической динамики основных источников, а также закономерности формирования диссипативной функции как общей колебательной системы объектов исследования, так и основных ее элементов, что позволяет повысить точность расчета уровней звукового давления на этапе проектирования объекта исследования.

3. Разработан комплекс технических решений по обеспечению виброакустической безопасности, включающий снижение шума основных источников, охватывающий комплекс мероприятий шумо- виброзащиты, основанный на обеспечении требуемых значений звукопоглощения, звукоизоляции и вибропоглощения.

**На защиту выносятся:** положения, представленные в пунктах «Научная новизна» и «Практическая значимость» диссертации.

**Реализация результатов.** Полученные в диссертации теоретические и практические результаты подтверждены отраслевым актом внедрения Ассоциации производителей станкоинструментальной продукции «СТАНКОИНСТРУМЕНТ», техническим актом внедрения ОАО «Роствертол» (с ожидаемым социально-экономическим эффектом в размере 12 тысяч рублей на один кран), испытаны в производственных цехах АО «Обуховский завод». Отдельные результаты диссертационной работы используются в ФГБОУ ВО ДГТУ в учебном процессе по направлению 20.03.01 «Техносферная безопасность».

**Апробация диссертационной работы.** Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на следующих международных и научно-практических конференциях: ««Транспорт-2013» (Ростов-на-Дону, 2013 г.); «Инновационные технологии в машиностроении и металлургии» (Ростов-на-Дону, 2013 г.); «Транспорт-2015» (Ростов-на-Дону, 2015 г.); VI Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Защита от повышенного шума и вибрации» (Санкт-Петербург, 2017 г.); «МЕХАНИКА, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ И ТЕХНОЛОГИИ» (Краснодар, 2018 г.); II Всероссийской научно-технической конференции «Отечественный и зарубежный опыт обеспечения качества в машиностроении» (Тула, 2020 г.).

**Публикации.** По материалам диссертации опубликовано 30 печатных работ, в том числе 7 в журналах и научных изданиях, входящих в международную базу Web of Science и Scopus, 16 в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях, входящих в перечень ВАК РФ, издана 1 монография.

**Личный вклад автора.** В диссертационной работе и публикациях представлены научные и практические результаты, в получении которых личный вклад соискателя является преобладающим (постановка научной проблемы, цели работы и их достижение, включая совместные исследования для кабин мостовых кранов, диссипативной функции узлов колесных пар, блочно-модульных подшипников редукторов с последующим анализом полученных результатов).

**Структура и объем диссертации.** Диссертационная работа состоит из введения, 6 глав, общих выводов и рекомендаций, списка использованной литературы из 213 наименований, имеет 62 рисунка, 15 таблиц. Основное содержание диссертации изложено на 257 страницах машинописного текста. Сведения о внедрении вынесены в приложение.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность темы диссертации, направленной на решение важной для машиностроения научно-технической и социально-экономической проблемы – обеспечения виброакустической безопасности при проектировании и эксплуатации кранов предприятий машиностроения на примере мостовых и козловых. Приводятся основные результаты ее решения с указанием научной новизны и практической значимости.

**В первой главе** выполнен анализ литературных источников, посвященных аварийности кранов, проблемам кадрового состава. Особо следует выделить исследования, выполненные Н. И. Григорьевым, В. И. Брауде, А. А. Зарецким, Е. Н. Андриановым, Н. С. Стрелецким, В. В. Болотиным, В. Д. Райзером, Г. Шпете, А. С. Гусевым, С. А. Казаком, М. М. Гохбергом, А. Г. Лангом, С. И. Медведиком, А. Н. Орловым, Ф. Т. Чаплыгиным, А. А. Смеховым, Н. И. Ерофеевым, С. В. Серенсенем, А. А. Коротким, М. Н. Хальфиним, Н. Н. Панасенко, Н. А. Шишковым, В. С. Котельниковым. Существующие исследования процессов шумообразования проведены только для кабин мостовых и стреловых кранов – в работах С.А. Раздорского и Е. Б. Смирнова, а по воздействию вибраций на рабочих местах крановщиков применительно к козловым кранам в работах К. О. Кобзева. Анализ работ вышеуказанных авторов показал: существующие исследования безопасности мостовых кранов посвящены анализу причин возникновения аварий за период с 1993 по 2003 г. Процессы шумообразования изучены только для кабин мостовых кранов. Практические рекомендации по снижению шума в кабинах на рабочих местах крановщиков обеспечены путем увеличения звукоизолирующих и вибропоглощающих параметров элементов ограждения кабин. Расчеты воздействия акустического излучения редукторов основаны на экспериментальных данных скоростей колебаний их корпусных деталей. Не изучены способы снижения шума редукторов в условиях предприятий-потребителей. Математическая модель виброакустической динамики рельса требует значительных уточнений, так как построена для колебательной системы рельса, установленного на шпалах. Условия закрепления рельса мостового крана соответствуют схеме балок, жестко заземленных на стенах производственных помещений. Не учтены такие источники, как узлы колесных пар. Не изучены диссипативные характеристики вышеперечисленных источников, которые необходимы для расчета их виброакустических характеристик на этапе проектирования мостовых кранов. Не изучены закономерности формирования спектров шума, создаваемого общей акустической системой мостовых кранов в производственных помещениях. Не изучено соответствие уровней вибрации нормативным значениям в низкочастотном диапазоне 8–63 Гц на рабочих местах

крановщиков мостовых кранов и уровней звукового давления в диапазоне 31,5–8000 Гц в кабинах козловых кранов. Эта проблема актуальна для механосборочных цехов, и в особенности для условий литейных цехов, в которых эксплуатируются мостовые краны большой грузоподъемности и фактически являются (в отличие от цехов механической обработки) основным источником шума, формирующим звуковое поле в производственном помещении. Не разработан общий методологический подход к теоретическому описанию процессов виброакустической динамики общей колебательной системы мостовых кранов. Решение проблемы обеспечения виброакустической безопасности при эксплуатации мостовых кранов при проектировании на современном этапе развития в первую очередь зависит от уровня научной базы, обеспечивающей достаточную для инженерных задач точность расчета спектров вибрации и шума всей колебательной системы мостовых кранов, на основе чего и выбираются инженерные решения по снижению уровней шума и вибраций, обеспечивающие выполнение предельно-допустимых значений. Поэтому тема диссертации является актуальной проблемой для машиностроения и имеет большое научно-техническое и социально-экономическое значение.

**Во второй главе** приведены теоретические исследования спектров шума и вибрации общей акустической системы мостовых кранов в производственном помещении. С учетом особенностей расположения мостовых кранов в производственных помещениях получена зависимость уровней звукового давления в следующем виде:

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

где  $\bar{\alpha}_i^f$  – среднее значение коэффициента звукопоглощения производственного помещения;  $\alpha_i^f$  и  $S_i$  – коэффициент звукопоглощения и площадь, м<sup>2</sup>, соответствующего участка производственного помещения;  $L_{W_i}$  – уровни звуковой мощности, излучаемой источником, дБ;  $r$  – расстояние между акустическим центром источника и расчетной точкой, м.

Компоновка и геометрические размеры основных элементов мостовых кранов определяют выбор моделей источников шума и сводят их к следующим. Для рельса, оси колесной пары, элементов рамы тележки как источников шума целесообразно использовать модель линейного источника. С учетом выражений собственных частот колебаний рельса, как жесткозашемленной стальной детали, и оси колеса, как балки круглого сечения на двух опорах, зависимости уровней звуковой мощности приведены к следующему виду:

– рельсы:

$$L_w = 10 \lg \frac{2k-1}{l_1} + 2,5 \lg \frac{l}{F} + 5 \lg h_p + 10 \lg 10BV_k S_p; \quad (2)$$

– оси колесной пары:

$$L_{w_0} = 40 \lg \frac{k}{l} + 20 \lg D_0 + 10 \lg 10BV_k + 10 \lg k_1; \quad (3)$$

– колеса тележки крана:

$$L_{w_k} = 20 \lg V_k + 10 \lg (0,5D_k + h_k) k + 174 + 10 \lg k_2; \quad (4)$$

где  $k_1$  и  $k_2$  – количество осей и колес;  $F$  – момент инерции,  $\text{м}^4$ , и площадь поперечного сечения рельса,  $\text{м}^2$ ;  $k$  – коэффициент, определяющий собственную частоту колебания;  $V_k$  – скорость колебаний,  $\text{м/с}$ ;  $S$  – площадь рельса,  $\text{м}^2$ ;  $l_0$  – длина оси,  $\text{м}$ ;  $l_1$  – длина рельса,  $\text{м}$ ;  $B$  – функция, определяющая направление излучения;  $R_0$  – радиус оси,  $\text{м}$ .

Фактический расчет уровней звуковой мощности источников и, соответственно, уровней звукового давления мостового крана в производственном помещении сводится к определению скоростей колебаний отдельных источников на их собственных частотах колебаний, т. е. спектра вибраций. При расчете спектра вибраций рельса учитываются колебания в направлении оси меньшего значения момента инерции. В этом случае дифференциальное уравнение изгибных колебаний рельса определяется следующим выражением:

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

где  $E$  – модуль упругости,  $\text{Па}$ ;  $Y$  – момент инерции в направлении оси  $OY$ ,  $\text{м}^4$ ;  $P$  – составляющая силового воздействия в направлении оси  $OY$ ,  $\text{Н}$ ;  $m_0$  – распределенная масса рельса,  $\text{кг/м}$ ;  $\delta(x - x_0)$  – дельта-функция, смещенная по координате.

В этом случае с учетом краевых условий закрепления рельса, а также силового воздействия, перемещающегося по координате  $x$ , вышеуказанное уравнение примет вид:

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

где  $V$  – скорость движения крана,  $\text{м/с}$ ;  $k^*$  – количество собственных частот рельса в нормируемом диапазоне частот;  $k$  – коэффициент, характеризующий собственные частоты колебаний рельса;  $l_1$  – длина рельса,  $\text{м}$ .

Решение уравнения (5) с использованием разложения дельта-функции как силового воздействия, перемещающегося вдоль рельса, и с учетом способа закрепления и метода разделения переменных относительно скоростей колебаний представляет собой сумму:

$$Y_p' = \sum_1^4 (y_i'). \quad (6)$$

Поскольку все слагаемые имеют аналогичную структуру и отличаются только аргументами тригонометрических функций, то ниже приведено решение относительно выражения действительной части скоростей колебаний с учетом



представления модуля упругости в комплексной форме (на примере одного из слагаемых).

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

При укладке рельса на упругую диссипативную прослойку между самим рельсом и стеной производственного помещения дифференциальные уравнения примут вид:

$$EY \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m_0 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + j_{ny} y = 2P\delta(x-x_0), \tag{8}$$

где  $j_{ny}$  – приведенная жесткость системы «рельс – стена» производственного помещения – упруго-диссипативной прослойки, Н/м.

Таким образом, в результате теоретических исследований установлены закономерности формирования спектров шума, создаваемого рельсами мостовых кранов. Полученные зависимости позволяют определить уровни звукового давления на каждой собственной частоте колебаний и энергетически просуммировать по количеству частот, попадающих в соответствующие октавы, т. е. фактически определить спектры вибрации и шума. В аналитических зависимостях

учтены геометрические параметры (длина, высота, площадь поперечного сечения, момент инерции) рельса, физико-механические (плотность, модуль упругости, эффективный коэффициент потерь колебательной энергии) и силовое воздействие. Расчетная схема узла колесной пары, представленная на рисунке 1, состоит из двух колес, оси и четырех подшипниковых узлов. Расчет скоростей колебаний колес и оси колесных пар выполнен на основе энергетических методов.

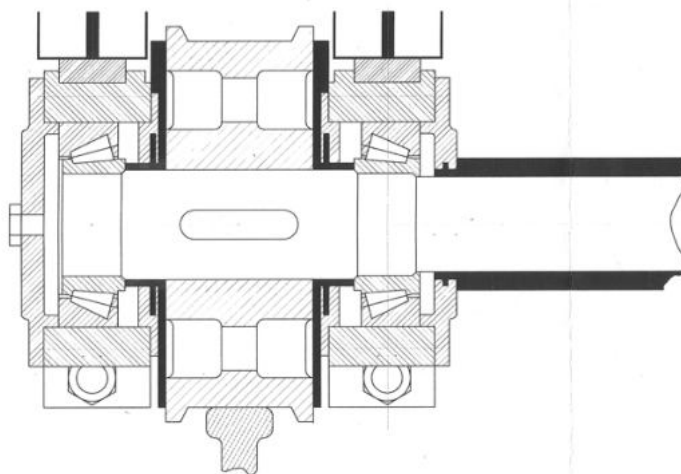


Рис. 1. Расчетная схема скоростей колебаний узла колесной пары

Для такого узла система уравнений энергетического баланса получена в следующем виде:

$$\sum_1^3 (\delta_i S_i + \alpha_{ij} l_{ij}) q_i = \sum_1^3 \alpha_{ji} l_{ji} q_i + \sum_1^4 N_n (1 - \eta_{nm}) + \sum_1^4 N_p (1 - \eta_{pm}), \quad (9)$$

где  $\delta_i$  – коэффициенты поглощения в соответствующем элементе,  $1/\text{м}$ ;  $\alpha_m$  – коэффициент передачи вибромощности;  $l_m$  – длина линии контакта,  $\text{м}$ ;  $q_i$  – потоки вибрационной мощности,  $\text{Вт}/\text{м}$ ;  $N_i$  – вводимая в колебательную систему вибрационная мощность,  $\text{Вт}$ .  $\eta_{\text{п.п.}}$  – коэффициент потерь колебательной энергии подшипниковых узлов, передаваемый узел колесных пар от рельсов.

Вибромощность колеса  $N_k$  определяется следующим образом:

$$N_k = \frac{10m}{k_k} V_p, \quad (10)$$

где  $m$  – масса крана (тележки) с грузом,  $\text{кг}$ ;  $k_k$  – количество колес;  $V_p$  – скорость колебаний рельса,  $\text{м}/\text{с}$ .

Вибромощность подшипникового узла определяется аналогично подшипникам редуктора, т. е.:

$$N_n = R \cdot V^*, \quad (11)$$

где  $R$  – реакция в подшипнике,  $\text{Н}$ ;  $V^*$  – скорость изгибных колебаний внутреннего кольца,  $\text{м}/\text{с}$ .

Из потоков вибрационной мощности определяются скорости колебаний колес и оси колесных пар и, следовательно, уровни звукового давления:

$$V_k = \sqrt{q(2C_4m_0)^{-1}}. \quad (12)$$

Полученные зависимости учитывают все геометрические параметры колебательной системы, условия механического воздействия и позволяют произвести расчет спектров шума и вибрации. Следует отметить, что достоверность инженерного расчета в значительной степени определяется точностью задания численных значений эффективных коэффициентов потерь колебательной энергии колес и оси.

Эти данные на сегодняшний день наиболее целесообразно задавать в виде регрессионных зависимостей, полученных на основе математической обработки экспериментальных данных.

**В третьей главе** приведены результаты экспериментальных исследований шума и вибрации мостовых кранов. В качестве объектов исследования были выбраны мостовые краны, эксплуатируемые в механосборочных цехах, и козловые краны, эксплуатируемые в складских помещениях. В условиях механосборочного производства наиболее распространены краны с грузоподъемностью 25,50 и 1000 т. Краны с большей грузоподъемностью используются в литейном производстве. Измерения виброакустических характеристик уровней звукового давления проводились анализатором шума и вибрации «Ассистент Total+», заводской № 049410, класс точности 1, с предварительным усилителем ПУ-01, 049410 с использованием микрофонного капсуля МК233, заводской № 719 с частотным диапазоном измерений от 2 до 40 000 Гц, вибрации с частотным диапазоном 2–1250 Гц. Поэтому вибрации в седьмой, восьмой и девятой октавах (со среднегеометрическими частотами 2000, 4000 и 8000 Гц соответственно) измерялись прибором ВШВ-003-МГ. Экспериментальные исследования по специальной оценке рабочих мест по условиям труда проводились с привлечением центра «Охрана труда и промышленная безопасность», имеющего аттестат аккредитации на право проведения работ по специальной оценке условий труда, подтвержденных областью аккредитации. Измерения проводились в цехах механической обработки ПАО «Роствертол», РЭРЗ – филиал ОАО «Желдорреммаш», ООО «ПК «НЭВЗ». Измерения шума редукторов при их обработке проводились на майкопском редукторном заводе ОАО «Зарем». Результаты измерений уровней вибраций на раме мостовых кранов приведены на рисунках 2–4.

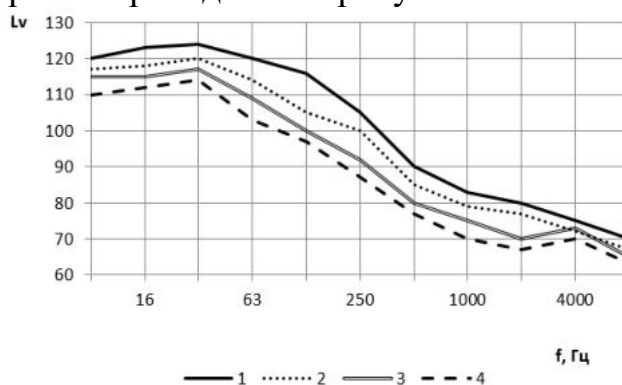


Рис. 2. Спектры вибраций на раме тележки при подъеме и опускании груза: 1 – грузоподъемность 180 т; 2 – грузоподъемность – 100 т; 3 – грузоподъемность 50 т; 4 – грузоподъемность – 25 т

Спектры вибраций имеют ярко выраженный низкочастотный характер. Максимальные уровни сосредоточены в интервале частот 8–63 Гц, т. е. именно в том диапазоне, где превышаются уровни вибраций на рабочих местах крановщиков. Величины уровней вибраций достигают значений 114–124 дБ (для кранов различной грузоподъемности). В области средних и высоких частот 250–8000 Гц наблюдается значительное уменьшение уровней вибрации (спад уровней составляет 10 дБ в пятой и шестой октавах, 5–7 дБ в седьмой – девятой октавах). Следует отметить практически полную интенсивность спектрального состава для всех обследованных кранов.

Спектры вибраций на раме тележки при движении приведены на рисунке 3.

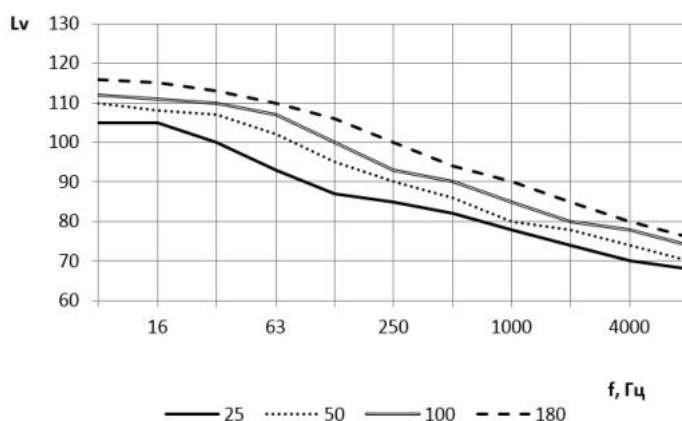


Рис. 3. Спектры вибраций на раме при движении крана: 1 – грузоподъемность 180 т; 2 – грузоподъемность – 100 т; 3 – грузоподъемность 50 т; 4 – грузоподъемность – 25 т

Несмотря на тенденцию общей закономерности формирования спектрального состава, следует отметить характерные отличия. Уровни вибраций в области низких частот на 7–9 дБ меньше, чем при подъеме груза. Спад интенсивности вибрации по мере возрастания частоты практически равномерный и составляет 5–6 дБ на октаву. Уровни вибраций в пятой – девятой октавах при движении крана на 6–8 дБ больше, чем при подъеме груза. При движении крана формирование спектра вибраций рамы, в особенности в средне- и высокочастотной части спектра, определяется вибрационной мощностью, передаваемой от рельсов. Спектр вибраций рельсов приведен на рисунке 4.

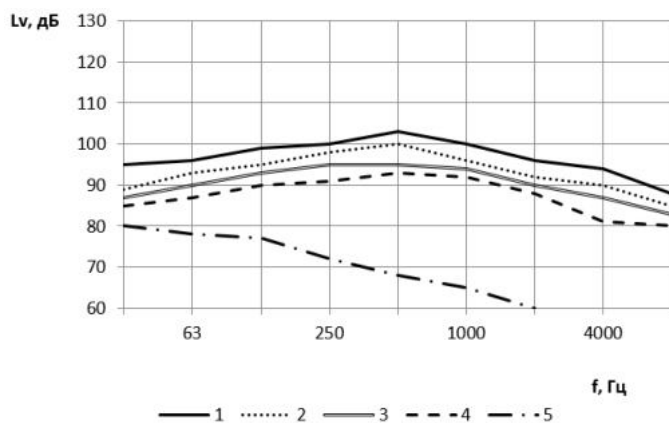


Рис. 4. Спектр вибраций на рельсах: 1 – грузоподъемность 180 т; 2 – грузоподъемность 100 т; 3 – грузоподъемность 50 т; 4 – грузоподъемность 25 т; 5 – спектр вибраций на рельсе при подъеме груза массой 180 т

В отличие от тележки спектр вибрации на рельсе при движении крана – средне-высокочастотный. Максимальные уровни вибраций наблюдаются в четвертой – шестой октавах. К характерным особенностям можно отнести достаточно равномерное распределение интенсивности вибраций в третьей-четвертой и шестой октавах, где разница в уровнях не превышает точности измерительной аппаратуры. Спектр вибраций на рельсе при подъеме груза имеет низкочастотный характер и практически не влияет на формирование спектрального состава в средне и высокочастотных интервалах. Поскольку представленные выше результаты показали доминирующее влияние вибраций редукторов механизмов подъема и перемещения на превышение уровней вибрации на рабочих местах крановщиков, то в следующей серии экспериментов изучались виброакустические характеристики редукторов в условиях участка их обкатки на Майкопском редукторном заводе. Результаты измерений уровней шума и вибраций на примере редукторов РЦД-250–1000 показали, что уровни звукового давления превышают предельно-допустимые значения на 9–23 дБ (рис. 5) в интервале частот 250–4000 Гц. Следует отметить, что при идентичных условиях эксплуатации уровни вибрации на наружных кольцах подшипников у редукторов одного типоразмера отличаются на 9–10 дБ и, соответственно этому, уровни вибрации и шума корпусных деталей различаются на 6–8 дБ.

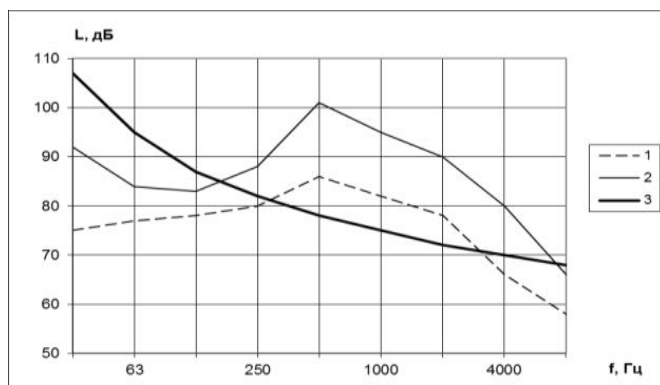


Рис. 5. Спектры шума редукторов: 1 – РЦД-250; 2 – РЦД-1000; 3 – предельный спектр

Полученные данные позволяют сделать вывод о целесообразности модернизации подшипников качения, что дает возможность расчета виброакустических характеристик редукторов на стадии проектирования, т. е. непосредственно скорость колебаний наружного кольца в значительной степени определяет величину вводимой вибрационной мощности. Учитывая наличие значительных радиальных и осевых усилий в зубчатых передачах редукторов, предлагается конструкция подшипника скольжения. Цель экспериментальных исследований заключалась в изучении закономерностей шумообразования непосредственно самих мостовых кранов. Поэтому измерения проводились при неработающем технологическом оборудовании. Измерения показали идентичность в формировании спектрального состава для кранов различной грузоподъемности. Разница в уровнях звукового давления у кранов с грузоподъемностью 25 и 50 т при движении составила 2–3 дБ (при объеме выборки 15–20 кранов). Столь незначительные различия в уровнях звукового давления можно объяснить разницей в уровнях шума самих редукторов. Кроме этого, при движении крана работает редуктор механизма перемещения, потребляемая мощность которого, соответственно нагрузке в зубчатых передачах, и уровни виброакустических характеристик значительно ниже, чем в приводе подъема и опускания груза. Каждый тип крана эксплуатируется при различных скоростях движения и, что особенно важно, массах грузов. Поэтому на первом этапе экспериментальных исследований определялись уровни звука (дБА) и на рисунке 6 приведены максимально и минимально зафиксированные значения.

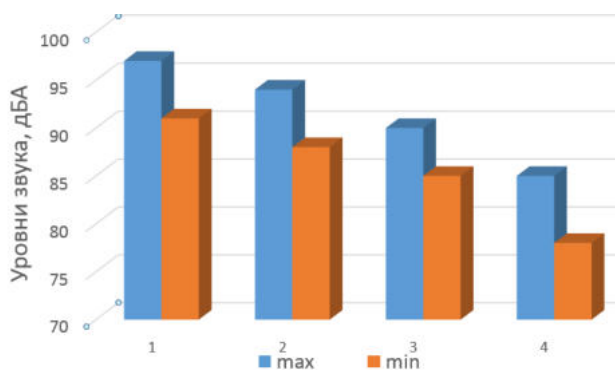


Рис. 6. Уровни звука мостовых кранов: 1 – 180 т; 2 – 100 т; 3 – 50 т; 4 – 25 т

Первый ряд соответствует максимальным уровням звука, второй – минимальным. Результаты измерений показали, что разница в уровнях звука (при выборке 15–20 кранов каждого типа) составляет 6 дБА у кранов грузоподъемностью 180 т, 6 дБА у кранов грузоподъемностью 100 т, 5 дБА у кранов грузоподъемностью 50 т, 7 дБА у кранов грузоподъемностью 25 т. Кроме этого, следует отметить, что у 80 % кранов грузоподъемностью 180 т уровни звука составляют 95–97 дБА. У 82 % кранов грузоподъемностью 100 т уровни звука составляют 91–94 дБА. У 78 % кранов грузоподъемностью 50 т уровни звука составляют 87–90 дБА. У 75 % кранов грузоподъемностью 25 т уровни звука составляют 83–85 дБА. Таким образом, максимальные превышения уровней звука над предельно

допустимыми значениями (80 дБА) составляют: 17 дБА у 180-тонных кранов, 14 дБА у 100-тонных, 10 дБА у 50-тонных и 5 дБА у 25-тонных.

Системы снижения уровней шума должны обеспечить выполнение предельно-допустимых величин при любых условиях эксплуатации кранов, поэтому анализ закономерностей формирования спектрального состава виброакустических характеристик выполнен для условий максимальной интенсивности звукового излучения. Измерения уровней звукового давления выполнялись при движении крана с грузом и без груза. Результаты измерений для кранов грузоподъемностью 25 и 50 т приведены на рисунке 7.

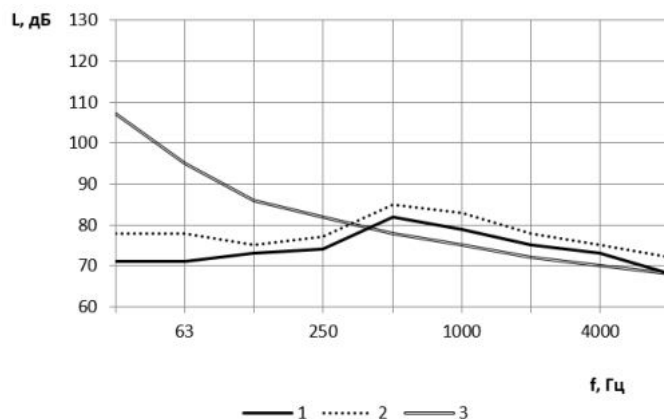


Рис. 7. Спектры шума в производственных помещениях крана грузоподъемностью 25 т: 1 – при движении без груза; 2 – при движении с грузом; 3 – предельный спектр

Уровни звукового давления превышают предельно-допустимые значения в 6–8-й октавах на 4–2 дБ (соответственно) при перемещении без груза, а в 5–9-й октавах на 7–3 дБ (соответственно) при перемещении с грузом. В пятой октаве уровни звукового давления достигают максимального значения. Спектры шума кранов грузоподъемностью 50, 100 и 180 т приведены на рисунках 8–10.

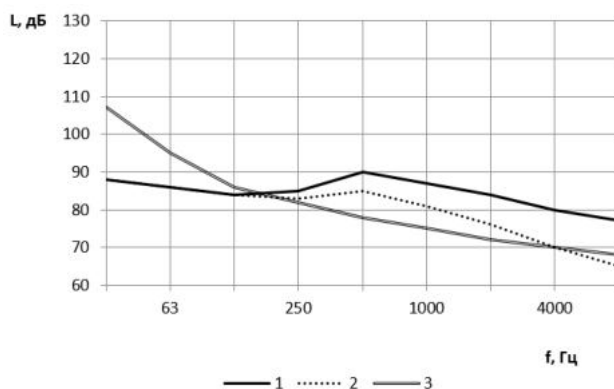


Рис. 8. Спектры шума крана грузоподъемностью 50 т: 1 – при перемещении без груза; 2 – при перемещении с грузом; 3 – предельный спектр

У крана грузоподъемностью 50 т превышения уровней звукового давления начинаются с 4-й октавы (среднегеометрическая частота 250 Гц) и составляют

3–12 дБ. Максимальные величины превышений зафиксированы в средне- и высокочастотной части спектра 500–2000 Гц. Разница в уровнях звукового давления при перемещении крана с грузом и без груза составляет 3–5 дБ в полосе частот 500–8000 Гц. При этом «характер» спектрального состава практически не претерпевает изменений. У кранов грузоподъемностью 100 и 180 т следует отметить расширение частотной области, в которой фактические уровни звукового давления превышают предельно-допустимые величины. В частности, у крана грузоподъемностью 100 т в третьей октаве уровень звукового давления уже находится на предельно допустимом значении.

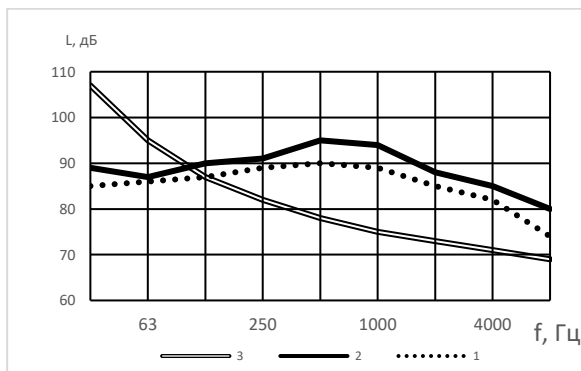


Рис. 9. Спектры шума крана грузоподъемностью 180 т: 1 – при движении без груза; 2 – при перемещении с грузом; 3 – предельный спектр

Величины превышений в 4-й и 9-й октавах составляют 7–9 дБ, а в области частот 500–2000 Гц – 12–14 дБ. Увеличение уровней звукового давления при движении крана с грузом и без груза, так же как у 25-тонного крана, составляет 3–5 дБ. Эти данные подтверждают наличие единых закономерностей в формировании спектральных характеристик, создаваемых общей акустической системой кранов. Измерения шума в соразмерных помещениях показали, что увеличение уровней звукового давления определяется соотношением:

$$\Delta L = (8:9)\Delta V, \quad (13)$$

где  $\Delta V$  – отношение объемов большего и меньшего производственных помещений.

Спектры шума для соразмерного помещения показаны на рисунке 10 на примере участка специальных колесотокарных станков для крана грузоподъемностью 50 т.

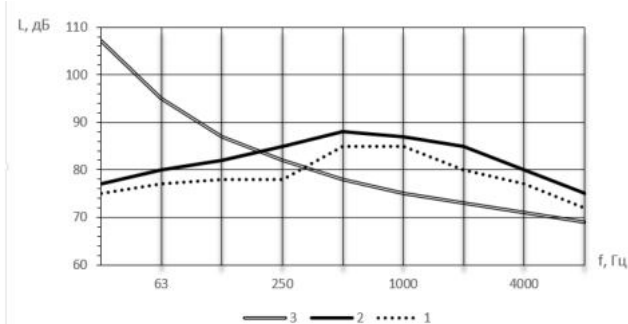


Рис. 10. Спектры шума крана грузоподъемностью 50 т: 1 – при перемещении без груза; 2 – при перемещении с грузом; 3 – предельный спектр



При движении крана уровни звукового давления превышают предельно-допустимые величины в четвертой – девятой октавах на 9–11 дБ, а при опускании груза в четвертой – восьмой октавах на 3–7 дБ. Следует отметить, что спектры шума в соразмерных помещениях формируются не только звуковым излучением элементов крана, но и отраженным звуковым излучением редуктора, а также отраженным звуком от стен производственного помещения, и в первую очередь потолка.

Измерения вибрации на рабочих местах крановщиков мостовых кранов (табл. 1) показали, что уровни превышают предельно-допустимые значения на 5–7 дБ, а уровни звукового давления в кабинах козловых кранов на 10 дБ (рис. 11).

Таблица 1

Уровни вибраций на рабочих местах крановщиков мостовых кранов

Грузоподъемность, т	Уровни вибраций на среднегеометрической частоте, Гц			
	8	16	31,5	63
50	97	109	113	122
	99	111	111	120
100	104	113	119	126
	106	115	117	124
180	106	113	121	128
	108	115	119	126
норматив	102	109	114	122

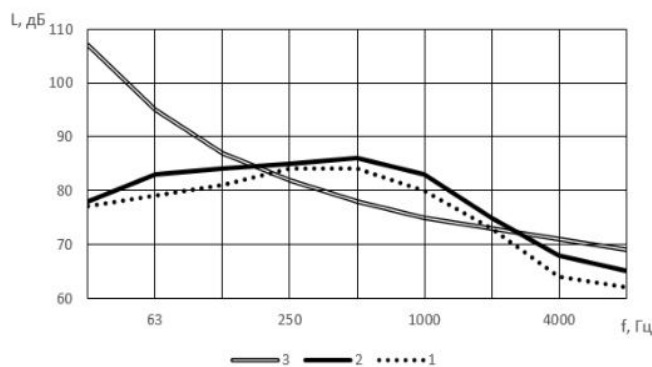


Рис. 11. Спектры шума в кабинах козловых кранов: 1 – грузоподъемностью 50 т; 2 – грузоподъемностью 100 т; 3 – предельный спектр

По результатам приведенных выше исследований можно сделать следующие выводы: звуковое излучение мостовых кранов создает повышенные уровни шума в производственных помещениях не только при движении крана, но и при подъеме и опускании груза. Влияние звукового излучения крана на формирование спектрального состава уровней звукового давления в основном проявляется в среднечастотной области 250–1000 Гц и при реализации технологического процесса фактически создает превышение над предельно-допустимыми значениями.

Уровни вибраций на рабочих местах крановщиков мостовых кранов превышают предельно-допустимые величины для кранов с грузоподъемностью более 100 т.

**Четвертая глава** посвящена изучению закономерностей возбуждения вибраций и звукового излучения замкнутых стержневых систем на примере несущих рам кранов, а также каркаса кабин с большой площадью остекления. Несущие рамы изготавливаются из швеллеров двутаврового профиля, а каркасы кабин с большой площадью остекления – преимущественно из уголков. В качестве акустического источника для таких элементов принят также линейный излучатель. Поскольку также стержневые конструкции являются энергетически замкнутыми системами, то расчет скоростей колебаний основан на традиционном энергетическом методе. С учетом задания энергетических потоков, скоростей изгибных волн и коэффициентов поглощения стержневых элементов система уравнений для определения скоростей колебаний получена в следующем виде:

$$\sum_{k=1}^{k^*} \sum_{j=1}^{k_1} \left( 8 \cdot 10^3 \cdot \eta_i \cdot S_i \cdot \sqrt{\frac{Y_i}{F_i}} + \alpha_{ij} l_{ij} \right) \frac{k}{l_i} V_i^2 = \sum_{k=1}^{k^*} \sum_{j=1}^{k_1} \frac{k}{l_j} \alpha_{ji} l_{ij} V_i^2 + \sum_{i=1}^{k_2} 7,7 \cdot 10^{-9} W_i l_i^* (Y_i F_i)^{-0,5} (1 - k_{0i}),$$

где  $k^*$  – количество собственных частот колебаний элементов рамы, попадающих в нормируемый диапазон звуковых частот;  $W^*$  – вибрационная мощность соответствующего внешнего источника, Вт (для рам мостовых кранов таковыми являются редуктора механизмов подъема груза и перемещения тележки, точки крепления барабанов механизмов подъема и узлы колесных пар);  $l_i^*$  – расстояние между точками крепления вышеуказанных источников к раме;  $k_{0i}$  – коэффициент ослабления вибраций в мест крепления источника к раме;  $S_i$  – площадь поверхности соответствующего элемента рамы, м<sup>2</sup>.

Аналогичным образом определяется вводимая в раму вибромощность от узлов колесных пар. Следует отметить, что существующие исследования вполне обоснованы для оценки уровней звукового давления, создаваемых внутри производственных помещений, когда воздействием отраженного звука можно пренебречь. При оценке уровней шума внутри кабин такое допущение является грубым, и поэтому приведены исследования, основанные на системе поршневых источников, излучающих звуковую энергию в замкнутый объем, и размеры самих излучателей соизмеримы с габаритными размерами кабины. Для кабин с большой площадью остекления характерно то, что само остекление является «слабым» элементом не только по звукоизоляции, но и по распределению вибраций. Конструкция кабины кранов с большой площадью остекления приведена на рисунке 12 и представляет собой трехкоординатную систему.

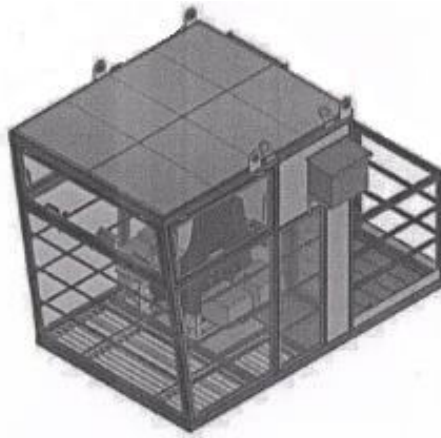


Рис. 12. Компоновка кабины крана

Поскольку элементы остекления представляют собой плоские источники, то для звукового давления получена следующая формула:

$$P = 4,9 \cdot 10^2 V_{mn_i} \cdot \operatorname{arctg}^{0,5} \frac{R_i l_i}{2R_i \sqrt{4R_i^2 + l_i^2 + l_i^2}}, \quad (14)$$

где  $V_{mn_i}$  – скорость колебаний источника элементов остекления, определяется из системы уравнений энергетического баланса.

Волны, возбуждаемые каждым элементом остекления, распространяются до соответствующего элемента ограждения и отражаются в обратном направлении, снова отражаются и т. д. В этом случае звуковое поле в кабине представляет собой сумму положительных и отрицательных волн, налагающихся друг на друга. Причем поскольку излучается совокупность звуковых волн на собственных частотах колебаний каждого поршневого источника, то результирующие волны получаются сложением всех элементарных волн. Суммарная амплитуда прямых волн определяется как векторная сумма:  $a = \sum_1^{k_x} a_i$ , а обратной (отраженной):  $b = \sum_1^{k_x} b_i$ , где количество собственных частот колебаний соответствующего поршневого источника.

В общей форме звуковое давление выражено зависимостью:

$$P(x, t) = \rho_0 c_0 (a e^{-k_0 x} + b e^{k_0 x}) e^{i\omega t}. \quad (15)$$

Величины  $a$  и  $b$  определяются из граничных условий. Пример расчета показан для координаты  $x$ . Для координаты  $y$  и  $z$  расчет выполняется аналогично с учетом других длин пробега звуковых волн ( $l_3$  и  $l_2$  – соответственно).

Расчет звукового давления основан на приведенных ниже соотношениях.

	$x = 0$	$x = l_1$
	$z_0$	$z_e$
силы	$P_{(0)} e^{i\omega t}$	$P_l e^{i\omega t}$
скорость	$V_{mn(0)}$	$V_{mn(l_1)}$
давление	$P_0 e^{i\omega t}$	$P_l e^{i\omega t}$
граничные условия	$z_0 V_0 + S_0 P_0$	$z_e V_e + S_e P_{e_1}$ ,

где  $z$  – импеданс.

Подставляя значения  $P(x, t)$  при  $x = 0$  и  $x = l_1$  в граничные условия, получим систему из двух уравнений.

$$\begin{cases} (z_0 + S_0 \rho_0 c_0) a + (z_0 - S_0 \rho_0 c_0) b = \psi_0 \\ (z_e - S_e \rho_0 c_0) a e^{-k_0 l} + (z_e + S_e \rho_0 c_0) b e^{k_0 l} = \psi_e \end{cases} \quad (16)$$

Из данной системы определяются коэффициенты  $a$  и  $b$  и подставляются в зависимость звукового давления (15), что и позволяет выполнить инженерный расчет спектров шума в кабинах, имеющих большую площадь остекления.

**В пятой главе** приведен общий алгоритм расчета уровней звукового давления кранов на этапе их проектирования по критерию выполнения предельно-допустимых величин звукового давления (рис. 13).

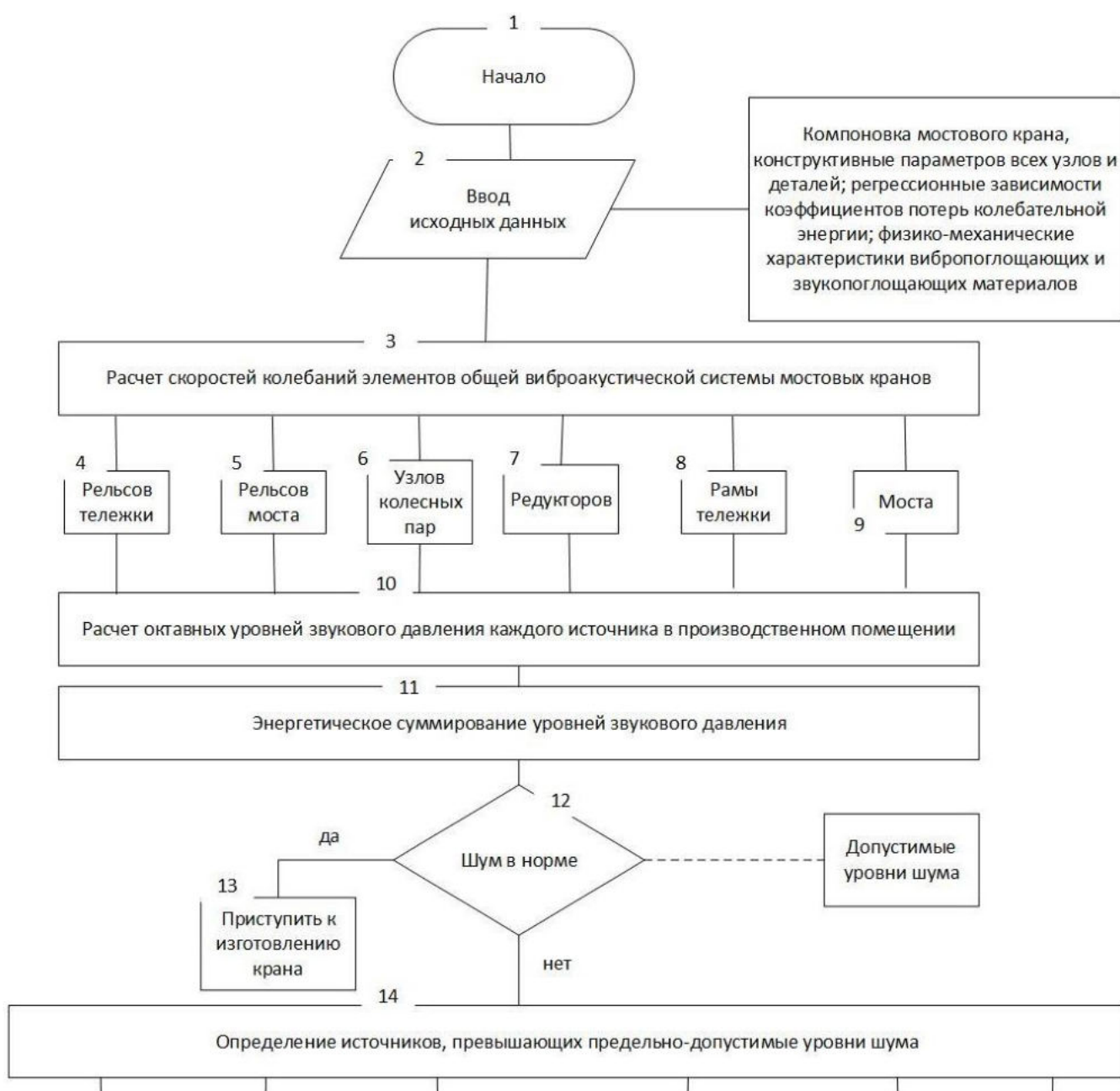


Рис. 13. Алгоритм расчета уровней звукового давления кранов (начало)

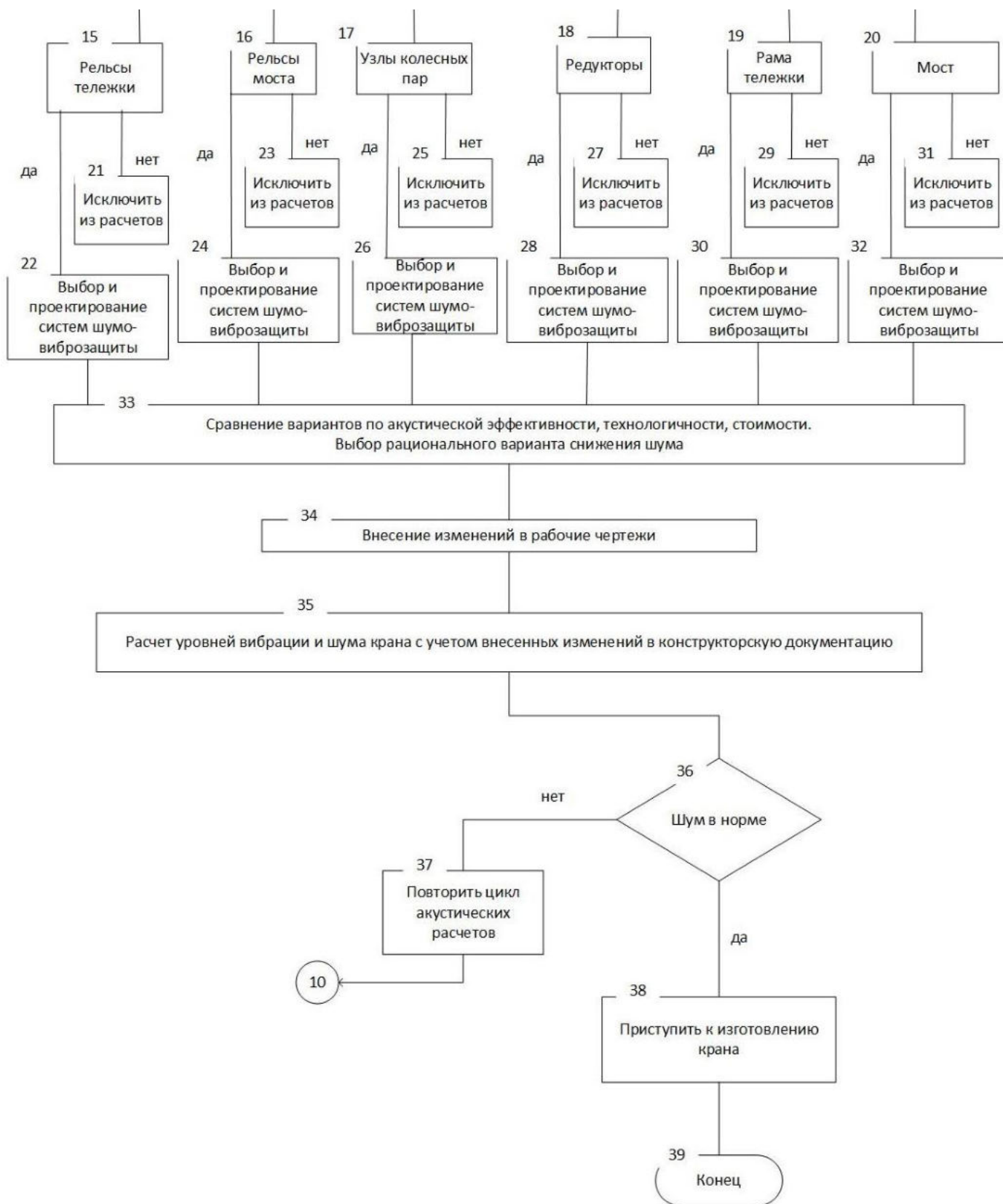


Рис. 13. Алгоритм расчета уровней звукового давления кранов (окончание)

Предложенный алгоритм инженерного расчета спектров вибрации и шума мостовых кранов предусматривает возможность на этапе проектирования определить количественный вклад каждого отдельного источника в звуковое

излучение всей акустической системы мостовых кранов в производственном помещении, определить превышения над предельно-допустимыми величинами. Эти данные и позволяют выбрать инженерные решения по требуемым величинам снижения уровней шума каждого источника и выбрать наиболее эффективные и технологичные способы выполнения предельно-допустимых значений шума и вибрации. На основе экспериментальных данных получены регрессионные зависимости частотно-зависимых коэффициентов потерь колебательной энергии колес, осей колесных пар и несущей рамы на примере мостового крана грузоподъемностью 50 т. Фактически именно эти данные и позволяют выполнить расчеты виброакустических характеристик широкой номенклатуры мостовых кранов на этапе их проектирования.

**В шестой главе** представлены инженерные решения по снижению уровней шума и вибрации объектов исследования. Результаты теоретических и экспериментальных исследований процессов возбуждения вибраций и шумообразования мостовых кранов позволили обосновать комплекс технических решений по выполнению предельно-допустимых величин. Разработанные мероприятия включают: замену подшипников качения редукторов механизмов подъема груза и перемещения тележки на подшипники скольжения; замену конических подшипников колес на аналогичные подшипники скольжения; установку на шейку рельса вибродемпфирующих элементов, которые фактически выполняют не только функцию вибродемпфирования, но и звукоизоляции; установку рельса на виброизолирующих полосах; систему звукоизоляции узла колесных пар; установку звукопоглощающих облицовок на участки стен производственного помещения напротив колес и рельсов; установку малых подвесных потолков под крышкой редуктора механизма подъема; установку барабана механизма подъема на сферические опоры с тканевыми покрытиями. Конструкция блочно-модульного подшипника скольжения представлена на рисунке 14.

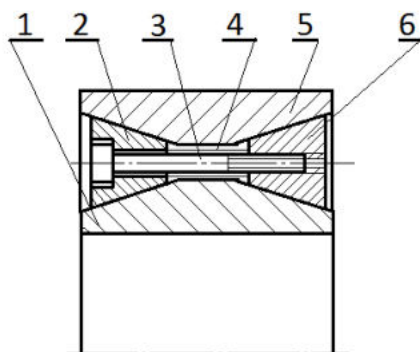


Рис. 14. Блочно-модульный подшипник скольжения: 1, 5 – внутреннее и наружное кольца; 2, 6 – части плавающего вкладыша; 3 – регулировочный винт; 4 – дистанционная втулка

Рабочий зазор между кольцами и плавающим вкладышем устанавливается при помощи регулировочных винтов 3 и дистанционной втулки 4. Наличие в подшипнике регулировочного устройства, компенсирующего износ, и двух рабочих поверхностей существенно повышает его ресурс и надежность. В качестве

материала всех элементов подшипника, а именно наружного, внутреннего колец подшипника и вкладышей, выбран антифрикционный чугу́н вследствие высокой износостойкости, хороших литейных свойств и относительно низкой себестоимости. Именно эти особенности чугу́на обосновывают его применимость для колец и вкладышей предлагаемой конструкции. Дальнейшее повышение демпфирующих свойств подшипникового узла создается наружным кольцом, конструкция которого представляет собой многослойный сэндвич из чередующихся кольцевых слоев металла и относительно жесткого эластомера с  $E_{\text{резин}} \approx 2-7$  МПа (рис. 15).

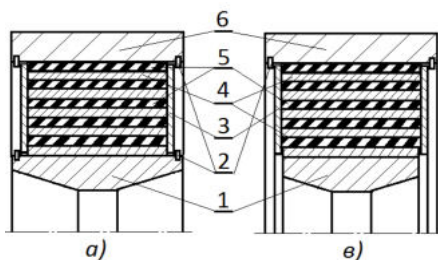


Рис. 15. Схема многослойных демпферов: а) – с двухсторонним ограничением; в) – с односторонним ограничением; 1 – наружное кольцо подшипника; 2 – стопорные кольца; 3 – ограничительные шайбы; 4 – металлические элементы демпфера; 5 – эластомерные элементы демпфера; 6 – обойма

Толщина эластомера и наружной обоймы рассчитывается из условия обеспечения требуемой жесткости узла. Эффективность предложенных решений по снижению шума проверялась на редукторах РЦД–500 и РЦД–1000 при частотах вращения входного вала 750 об/мин, выходного 19 об/мин и мощности на выходном валу 23 кВт и 1000 кВт соответственно. На входном валу устанавливался роликовый подшипник с демпфирующей втулкой, а на выходном валу – разработанная конструкция подшипника скольжения. Спектры вибраций приобрели среднечастотный характер (рис. 16).

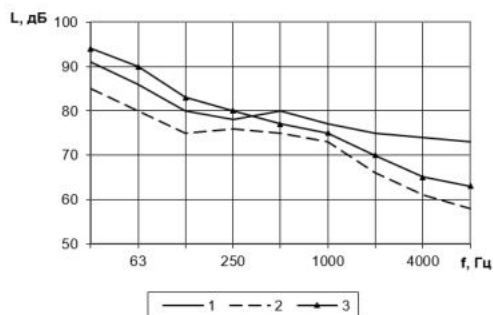


Рис. 16. Спектры виброскорости: 1 – на демпфирующей втулке подшипника входного вала; 2 – на наружном кольце подшипника скольжения; 3 – на корпусе редуктора

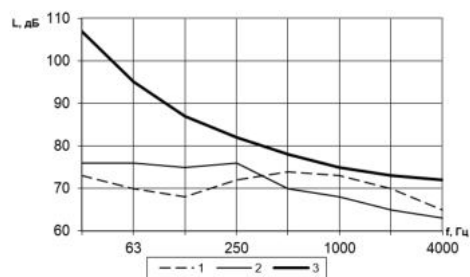


Рис. 17. Спектры шума редуктора РДЦ –500: 1 – спектр экспериментальный; 2 – расчетный спектр; 3 – предельный спектр

Снижение вибраций корпуса составляет 7–10 дБ в том диапазоне частот, в котором зафиксировано превышение уровней звукового давления над нормативными значениями (рис. 17). Уровни звукового давления редуктора РДЦ – 500 снижены до предельно-допустимых значений во всем нормируемом диапазоне частот. Для редуктора РДЦ – 1000 нормативные величины уровней звукового давления выполнены во всем нормируемом диапазоне кроме пятой октавы.

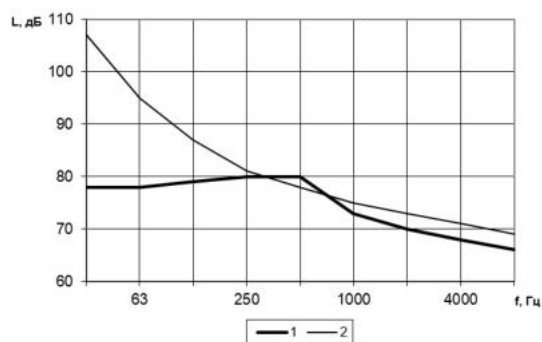


Рис. 18. Спектры шума редуктора РДЦ–100: 1 – спектр шума; 2 – предельный спектр

Установка предложенных блочно-модульных подшипников в редукторы механизмов подъема 50-, 100-, 180-тонных кранов обеспечила снижение уровней вибрации на раме тележки на 8–10 дБ. Для большей эффективности в снижении вибраций рамы в опорах стоек барабана также устанавливаются подшипники скольжения (рис. 19).

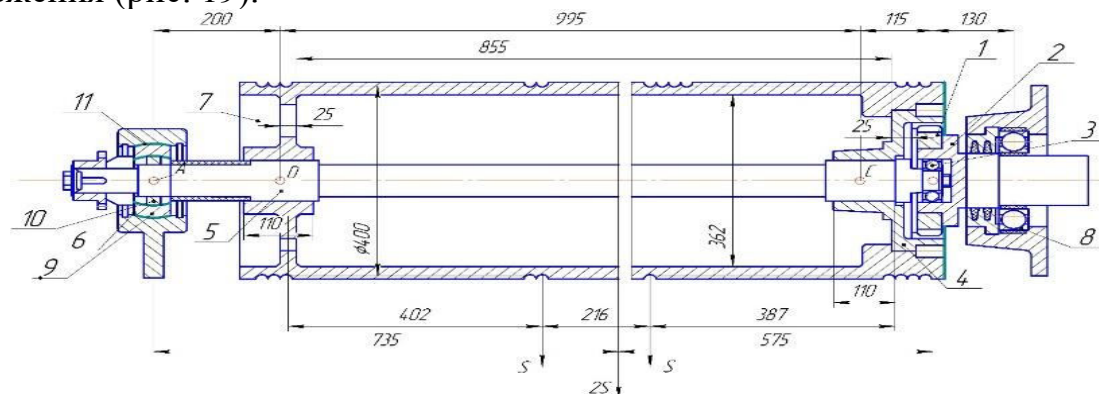


Рис. 19. Узел барабана



Узел состоит из барабана 7, насаженного на ось 5, вращающуюся вместе с барабаном, опорного подшипника 6, состоящего из наружной шаровой опоры 9, внутренней шаровой опоры 10 и тканевого покрытия 11. От вала редуктора 2 вращение передается на барабан через зубчатый диск 1, укрепленный на валу редуктора и сцепляющийся с венцом 4, жестко связанным с барабаном. Одной опорой оси является подшипник 6, другой – опорное кольцо 3, входящее в выточку вала редуктора. Для снижения интенсивности отраженного звука от потолка производственного помещения предлагается непосредственно над редукторами механизма подъема на стойках, устанавливаемых на несущей раме, располагать звукопоглощающую конструкцию П-образной формы (рис. 20).

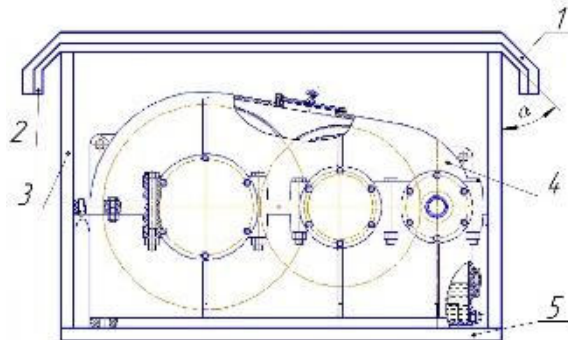


Рис. 20. Конструкция звукопоглощения: 1 – стальная основа; 2 – звукопоглощающий материал; 3 – стойки; 4 – редуктор; 5 – несущая рама

В качестве звукопоглощающего материала выбраны базальтовые маты вследствие их невысокой стоимости и высоких значений коэффициентов звукопоглощения в средне- и высокочастотных диапазонах спектра шума редукторов 500–8000 Гц. Поэтому для снижения шума в самом источнике целесообразно увеличить диссипативную функцию колес и оси колесной пары путем вибродемпфирования. Следует отметить, что реально можно выполнить вибродемпфирование торцевых поверхностей колес, что составляет 97 % общей площади звукоизлучающей поверхности, и всей поверхности оси колесной пары. Выбор материалов шумозащитной конструкции и их толщины основан на зависимостях требуемой величины эффективного коэффициента потерь колебательной энергии. Для кранов с большей грузоподъемностью предлагается конструкция, представленная на рисунке 21. Снижение вибраций и шума в данной системе возрастает за счет замены подшипников качения на подшипники скольжения, которые подробно описаны в работах [1].

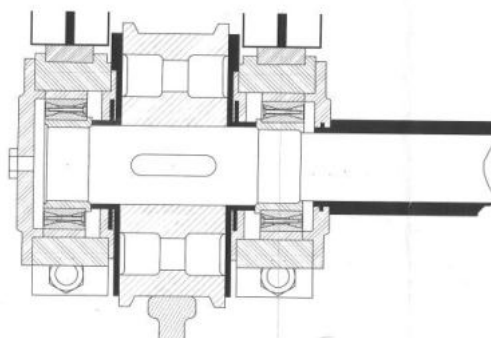


Рис. 21. Система снижения вибраций и шума узла колесных пар мостовых кранов с подшипниками скольжения

В качестве материала для системы шумозащиты использован магнитоласт (ферромагнитный порошок и эпоксидная смола), имеющий значения модуля упругости  $E = 2,1 \cdot 10^9 \text{ Па}$  и коэффициенты потерь колебательной энергии  $\eta = 0,4$ . Расчеты толщины элементов системы шумозащиты показали, что для выполнения предельно-допустимых значений шума необходимо обеспечить следующие толщины элементов:

- для торцевой поверхности колес – 50 мм;
- для оси колесной пары – 250 мм на сторону.



Рис. 22. Система вибропоглощения рельсов мостового крана

В производственных условиях вибродемпфирующий материал приклеивался к рельсу (рис. 22). Результаты расчетов и экспериментальные данные уровней звукового давления приведены на рисунке 23.

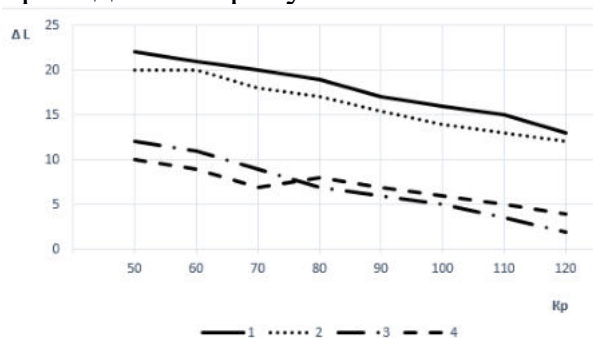


Рис. 23. Снижение уровней шума рельса с демпфирующим покрытием: 1 – магнитоласт (теоретический расчет); 2 – магнитоласт (данные эксперимента); 3 – резина с намагниченным металлическим порошком (теоретический расчет); 4 – резина с намагниченным металлическим порошком (данные эксперимента)

Предложенные мероприятия технически выполнимы при небольшой длине рельсов, т. е. в основном для тележек мостовых кранов или соразмерных помещений, в которых создаются максимальные уровни звукового давления в средне- и высокочастотной части спектра. Для рельсов в производственных помещениях, имеющих значительную протяженность, этот способ нецелесообразен технически и экономически. В этом варианте целесообразно располагать вибропоглощающие вставки в пучностях изгибных волн. Расчеты показали, что на частоте 500 Гц, на которой и достигается максимальный уровень звукового давления, длины изгибных волн для всех типов рельс различаются на более чем на 30 %. Для рельсов под краны с большой грузоподъемностью – на 20 %.

Поэтому для несоразмерных помещений более технологичным и экономически выгодным вариантом является следующая конструкция. Вибропоглощающие элементы изготавливаются из резины марки 1002 и устанавливаются с шагом 10 м. Длина вставки составляет 1–1,2 м. Промежутки между вибродемпфирующими вставками закрываются накладками (рис. 24), которые одновременно выполняют функции звукоизоляции, и вибродемпфирования.

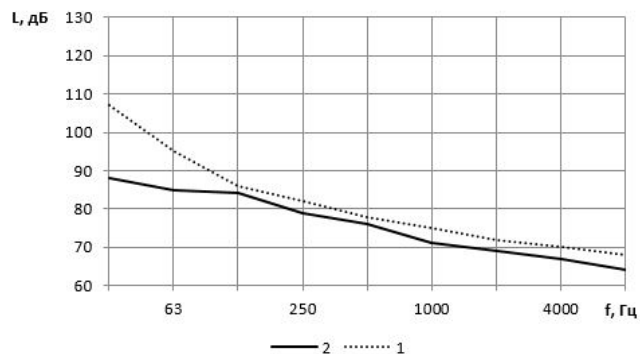


Рис. 24. Спектры шума мостового крана в соразмерном помещении

Внедрение мероприятий по снижению вибраций редукторов и барабанов механизмов подъема привело к выполнению предельно-допустимых значений на рабочих местах крановщиков. Для снижения интенсивности звукового излучения элементов остекления кабин козловых кранов между уплотнениями и стенками кабины наносится вибропоглощающая мастика «Антивибрит-2». В этом случае вибрации на элементах остекления снижены на 5-7 дБ и соответственно достигнуты предельные спектры (рис. 25).

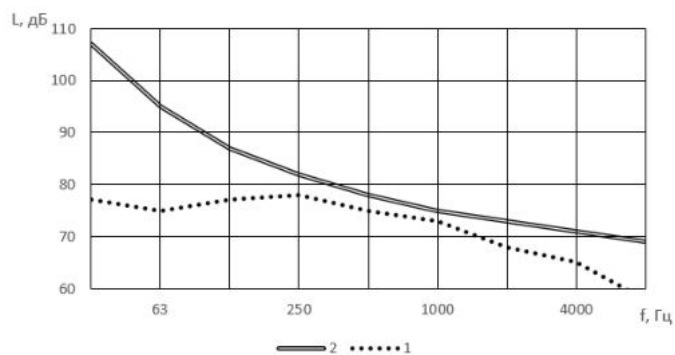


Рис. 25. Спектр шума в кабине козлового крана: 1 – уровни звукового давления; 2 – предельный спектр

## ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

Результаты исследования сформулированы следующими выводами:

1. Акустическая система мостовых кранов создает в производственных помещениях уровни звукового давления, превышающие предельно-допустимые величины.

2. Несмотря на большое количество исследований, посвященных безопасности эксплуатации кранов, проблемы виброакустической безопасности практически не изучены.

3. Разработана модель виброакустической динамики общей акустической системы мостовых кранов в производственном помещении. Выделены доминирующие источники, такие как рельсы, узлы, колесных пар и несущей рамы.

4. Для всех этих источников получены аналитические зависимости звукового давления, 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.

5. Для конструкторских служб разработана методика инженерного расчета спектров вибрации и шума мостовых кранов, позволяющая на этапе проектирования определить уровни звукового давления каждого отдельного источника и всей акустической системы мостовых кранов, выявить их количественный вклад в формирование звукового поля в производственном помещении и превышения над предельно допустимыми величинами. Эти данные и позволяют выбрать инженерные решения по выполнению предельно-допустимых значений шума и вибрации.

6. Экспериментальные исследования, проведенные в реальных условиях эксплуатации мостовых кранов различной грузоподъемности, подтвердили правильность теоретических выводов о закономерностях формирования виброакустических характеристик и достоверность инженерной методики расчета.

7. Установлены закономерности формирования диссипативной функции, характеризуемой коэффициентами потерь колебательной энергии узлов колесных пар, включающих как сами колеса, так и оси, что фактически и позволяет выполнить акустические расчеты по предложенной методике на этапе проектирования различных типов мостовых кранов.

8. Разработаны практические рекомендации по снижению уровней шума включающие: системы виброшумозащиты рельсов и узлов колесных пар, одновременно выполняющие функции вибродемпфирования и звукоизоляции; блочно-модульные подшипники скольжения с повышенными виброизолирующими свойствами для редукторов и опор колесных пар; локальные акустические экраны.

9. 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 закрепления рельсов на стенах производственного помещения.

10. Предложенные способы обеспечили снижение вибраций и шума в самих источниках, т. е. активными методами, технологичны и могут быть использованы как при проектировании, так и при модернизации и ремонте мостовых кранов.

10. На разработанные инженерные решения получен отраслевой акт внедрения Ассоциации производителей станкоинструментальной продукции «СТАНКОИНСТРУМЕНТ». Разработанные мероприятия по снижению уровня шума общей акустической системы мостовых кранов в производственных помещениях прошли испытания в реальных условиях следующих машиностроительных предприятий: АО «Обуховский завод», ОАО «Роствертол» (с ожидаемым социально-экономическим эффектом в размере 12 тыс. руб. на один кран).

Основное содержание диссертации отражено в публикациях, основными из которых являются:

*Статьи в журналах, входящих в Перечень ведущих научных журналов и изданий ВАК:*

1. Бондаренко, В. А. Моделирование шумообразования корпуса редукторов повышенной мощности при виброизоляции подшипниковых узлов / В. А. Бондаренко, А. Н. Чукарин // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2013. – Т. 12, № 8(69). – С. 83–88. – ISSN 0201-727X.
2. Бондаренко, В. А. Уточнение расчета акустических экранов, устанавливаемых в производственном помещении / В. А. Бондаренко, И. В. Богуславский, С. С. Подуст // Вестник Донского государственного технического университета. – 2014. – Т. 14, № 1 (76). – С. 93–97. – ISSN 1992-5980.
3. Бондаренко В. А. Экспериментальные исследования коэффициентов потерь энергии колебаний узлов колесных пар / В. А. Бондаренко, С. Ф. Подуст // Вестник Донского государственного технического университета. – 2016. – Т. 16, № 1(84). – С. 127–135. – DOI 10.12737/18274.
4. Бондаренко В. А. Теоретическое исследование спектров вибрации и шума рельс при движении мостовых кранов / В. А. Бондаренко // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ». – 2016. – Т. 8, № 3(34). – С. 110. – eISSN 2223-5167.
5. Бондаренко, В. А. Теоретическое исследование спектров вибрации узлов колесных пар мостовых кранов / В. А. Бондаренко // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ». – 2016. – Т. 8, № 4. – eISSN 2223-5167.
6. Кобзев, К. О. Исследование спектров шума в кабинах козловых кранов / К. О. Кобзев, А. Н. Чукарин, В. А. Бондаренко // Вестник Донского государственного технического университета. – 2016. – № 3(86). – С. 148–154. – ISSN 1992-5980.
7. Бондаренко, В. А. Способы повышения вибродемпфирования и звукоизоляции колесных пар мостовых кранов / В. А. Бондаренко, А. Н. Чукарин // Вестник РГАТА им. П.А. Соловьева. – 2016. – № 2(37). – С. 72–78. – ISSN 2073-8072.
8. Бондаренко, В. А. Снижение шума и вибраций редукторов мостовых кранов повышенной грузоподъемности / В. А. Бондаренко, А. Н. Чукарин // Вестник РГАТА им. П.А. Соловьева. – 2017. – № 2(41). – С. 308–314. – ISSN 2073-8072.
9. Бондаренко, В. А. Уточнение расчета спектров структурной составляющей шума в кабинах с большой площадью остекления / В. А. Бондаренко, Т. А. Финоченко // Вестник Донского государственного технического университета. – 2017. – № 3(90). – С. 96–102. – ISSN 1992-5980.
10. Бондаренко, В. А. Моделирование вибрационного воздействия при движении транспортных машин в условиях промышленных предприятий / В. А. Бондаренко, Д. С. Фролова, Е. М. Щерба // Интернет-журнал «Науковедение». – 2017. – Т. 9, № 5 (сентябрь-октябрь 2017). – С. 74. – eISSN 2223-5167.
11. Чукарин, А. Н. Экспериментальные исследования уровней шума, создаваемых мостовыми кранами в производственных помещениях / А. Н.

Чукарин, В. А. Бондаренко // Вестник РГАТУ имени П.А. Соловьева. – 2017. – № 4(43).

12. Крутова, В. А. Влияние акустического излучения мостовых кранов на формирование спектров шума на рабочих местах станочников / В. А. Крутова, И. А. Яицков // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. Вып. 2. – Тула : Издательство ТулГУ, 2021. – 683 с. – С. 611–614.

13. Крутова, В. А. Идентификация и оценка факторов производственной среды при работе грузоподъемных машин / В. А. Крутова // Инженерный вестник Дона. – 2021. – № 8. – URL: [ivdon.ru/ru/magazine/archive/n8y2021/7126](http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n8y2021/7126).

14. Крутова, В. А. О расчете коэффициентов потерь колебательной энергии узлов колесных пар мостовых кранов / В. А. Крутова // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2021. – № 6. – С. 213–217. – DOI 10.24412/2071-6168-2021-6-213-217.

15. Крутова, В. А. Вывод регрессионных зависимостей частотно-зависимых коэффициентов потерь колебательной энергии узлов колесных пар мостовых кранов / В. А. Крутова // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2021. – № 6. – С. 232–236. – DOI 10.24412/2071-6168-2021-6-232-236.

16. Крутова В. А. Система снижения шума узлов колесных пар мостовых кранов / В. А. Крутова // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2022. – № 4. – С. 26–31. – DOI 10.46973/0201-727X\_2022\_4\_26.

#### *Монография:*

17. Бондаренко, В. А. Снижение шума тяжелых мостовых кранов путем улучшения виброакустических характеристик редукторов (теория и практика) : монография / В. А. Бондаренко, С. А. Раздорский, А. Ч. Эркенов; под общей редакцией А. А. Короткого. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2015. – 178 с. – ISBN 978-5-906425-10-2 : 600 экз.

#### *Доклады и тезисы докладов на конференциях:*

18. Бондаренко, В. А. Расчет спектра вибраций в рабочей зоне обкатки редукторов / В. А. Бондаренко // Транспорт-2013 : труды Международной научно-практической конференции. Ч. 2. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2013. – С. 128–129.

19. Бондаренко, В. А. Способы снижения шума редукторов мостовых кранов / В. А. Бондаренко, А. Н. Чукарин // Транспорт-2015 : труды Международной научно-практической конференции. Ч. 1 : Экономические и технические науки / ФГБОУ ВПО РГУПС. – Ростов-на-Дону, 2015. – С. 287–288. – ISBN 978-5-88814-411-4.

20. Крутова, В. А. Влияние акустического излучения мостовых кранов на шум на рабочих местах станочного оборудования / В. А. Крутова, И. А. Яицков // Отечественный и зарубежный опыт обеспечения качества в машиностроении : сборник докладов II Всероссийской научно-технической конференции, 8–9 октября 2020 г. – Тула : Изд-во ТулГУ, 2020. – 385 с. – С. 117–120.

#### *Другие издания:*

21. Бондаренко, В. А. Методика инженерного расчета шума в кабине мостового крана / В. А. Бондаренко, С. А. Раздорский // Охрана и экономика труда.

Научно-профессиональный журнал ФГБУ «ВНИИ охраны и экономики труда» Минтруда России. – 2016. – № 2(23). – ISSN 2221-9951.

22. Бондаренко, В. А. Повышение быстродействия и улучшение условий эксплуатации козлового крана / В. А. Бондаренко, К. О. Кобзев // Охрана и экономика труда. – 2016. – № 2(23). – С. 32–40. – ISSN 2221-9951.

23. Бондаренко В. А. Моделирование процесса шумообразования мостовыми кранами в производственном помещении / В. А. Бондаренко, Б. Ч. Месхи, А. Н. Чукарин // Безопасность техногенных и природных систем (Safety of Technogenic and Natural Systems). – 2017. – № 2. – С. 34–44. – eISSN 2541-9129.

*Статьи в изданиях, индексируемых в международных базах Scopus и Web of Science:*

24. Chukarin, A. Generation regularities of vibration and noise spectra of the gearboxes of overhead traveling crane / A. Chukarin, V. Bondarenko // Akustika. Studio D. – Akustika s.r.o. České Budějovice. – 2019. – Vol. 32. – P. 120–122. – ISSN 1801-9064.

25. Bondarenko, V. A. Methods of noise reduction of bridge crane rails / V. A. Bondarenko, A. N. Chukarin // Akustika, Studio D – Akustika s.r.o., České Budějovice, 2019. – Vol. 32. – P. 3–6. – ISSN 1801-9064.

26. Krutova, V. A. The influence of dynamic phenomena in gear reductions of bridge cranes on the intensity of acoustic radiation / V. A. Krutova // Akustika, Studio D – Akustika s.r.o., České Budějovice. – 2021. – Vol. 39. – P. 134–136. – ISSN 1801-9064.

27. Krutova, V. Vibrations of the closed frame structures in a steady-state condition / Veronika A. Krutova, Besarion Meskhi // AKUSTIKA, Studio D – Akustika s.r.o., České Budějovice. – 2021. – Vol. 41. – P. 4–7. – ISSN 1801-9064.

28. Krutova, V. Theoretical study of the closed bar system loss factor / Veronika A. Krutova, Besarion Meskhi // A AKUSTIKA, Studio D – Akustika s.r.o., České Budějovice. – 2021. – Vol. 41. – P. 8–12. – ISSN 1801-9064.

29. Krutova, V. A. Deriving the dependencies for the vibrating capacity introduced into wheelset assemblies / Veronika A. Krutova // AKUSTIKA, Studio D – Akustika s.r.o., České Budějovice. – 2021. – Vol. 41. – P. 13–15. – ISSN 1801-9064.

30. Крутова, В. А. Математическая модель асинхронного привода мостового крана / В. А. Крутова, И. А. Яицков // Материалы 7-й Международной конференции по промышленной инженерии (МКПП 2021). МКПП 2021. Конспект лекций по машиностроению. – Спрингер, Чам, 2021. – С. 435–441. – [https://doi.org/10.1007/978-3-030-85233-7\\_53](https://doi.org/10.1007/978-3-030-85233-7_53).

---

В печать 28.07.2023. Формат 60x84/16.

Объем 1,9 усл. п. л. Тираж 110 экз. Заказ № 1077

---

Отпечатано в издательском центре ДГТУ

Адрес университета и полиграфического предприятия:  
344003, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1