

В. А. Крутова, Г. В. Кадубовская, Д. С. Фролова

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОТЕРЬ НА ПРИМЕРЕ РАМЫ МОСТОВОГО КРАНА ТЯЖЕЛОЙ СЕРИИ

Аннотация. Коэффициенты потерь колебательной энергии играют важную роль в анализе вибрационных характеристик, возникающих в мостовых кранах. Эти коэффициенты позволяют оценить скорость затухания колебаний в различных элементах конструкции, что, в свою очередь, влияет на долговечность и надежность оборудования.

Использование динамометрического молотка для возбуждения колебаний является стандартной практикой, так как этот метод позволяет точно контролировать амплитуду и частоту возбуждаемых колебаний. Запись процесса затухания на девяти октавных частотах обеспечивает получение детализированных данных о динамических характеристиках системы.

Математическая обработка экспериментальных данных позволяет выявить закономерности и установить регрессионные зависимости для различных элементов конструкции, таких как колеса, оси колесных пар и несущие рамы. Эти зависимости могут быть использованы для более точного моделирования поведения системы при различных условиях эксплуатации.

Таким образом, полученные регрессионные зависимости являются важным инструментом для инженеров при проектировании мостовых кранов, позволяя оптимизировать их конструкцию с учетом вибрационных характеристик и минимизации шума.

Ключевые слова: шум, вибрация, несущие рамы, мостовые краны.

Для цитирования: Крутова, В. А. Исследование коэффициента потерь на примере рамы мостового крана тяжелой серии / В. А. Крутова, Г. В. Кадубовская, Д. С. Фролова // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2025. – № 2. – С. 81–86. – DOI 10.46973/0201-727X_2025_2_81.

Введение

В конструкции мостовых кранов применяются преимущественно замкнутые стержневые системы, которые формируют основу несущей рамы. Такой подход к проектированию обеспечивает оптимальное сочетание прочностных характеристик и жесткости всей конструкции. Для достижения максимальной эффективности распределения нагрузок при минимальном весе конструкции разработчики используют комбинацию профильных элементов – швеллеров и двутавровых балок. Это позволяет создать сбалансированную структуру, способную выдерживать эксплуатационные нагрузки с оптимальным расходом материалов.

Кабины мостовых кранов относятся к типу кабин с большой площадью остекления, поэтому их конструкция также должна быть достаточно прочной, чтобы выдерживать различные нагрузки, включая вибрации. Замкнутая стержневая конструкция из уголков обеспечивает необходимую жесткость и устойчивость, а также позволяет эффективно использовать стеклянные панели для обеспечения хорошей видимости оператора мостового крана (см. рисунок).



Компоновка кабины

При анализе акустических характеристик несущих элементов мостовых кранов, представленных в виде линейных источников, используются специальные расчетные зависимости для определения уровней звукового давления:

– при $0,02f_k h_p \cos\beta < 1$:

$$L_{W_p} = 20\lg f_k + 10\lg\beta h_p V_k S_p \cdot \cos\beta + 106; \quad (1)$$

– при $0,02f_k h_p \cos\beta \geq 1$:

$$L_{W_p} = 10\lg BV_k S_p + 5\lg f_k h_p \cos\beta + 135, \quad (2)$$

где β – угол излучения;

f_k – собственная частота колебаний источника, Гц;

h_p – высота рельса или элемента рамы мостового крана, м;

V_k – скорость колебаний, м/с;

S_p – площадь поверхности источника, м²,

Для оценки вибрационных параметров подобных конструкций необходимо провести детальное исследование процесса распространения колебаний в замкнутой системе стержней. Такой подход позволяет получить точные данные о характеристиках вибрации и разработать эффективные меры по снижению шумового воздействия [1, 2].

Основная часть

В реальных материалах наличие внутреннего трения приводит к диссипации энергии в результате колебательных процессов системы. Для комплексной оценки энергетических потерь, включая конструкционные потери акустической системы, используется специальный показатель. Количественной мерой этих потерь служит коэффициент потерь (η), который представляет собой константу, отражающую общее энергорассеяние. При гармонических колебаниях данный параметр тесно связан с коэффициентом затухания энергии (δ), что выражается следующим соотношением:

$$\delta = \frac{1}{2} \omega \eta = \frac{2\pi f \eta}{2} = \pi f \eta, \quad (3)$$

где f – частота колебаний.

Параметр количественно определяет относительные потери энергии в материале за цикл колебаний, демонстрируя долю суммарной энергии, необратимо рассеиваемую за цикл. Это позволяет судить об эффективности энергообмена. Величина связана с ключевыми энергетическими характеристиками системы через конкретные математические соотношения:

$$\frac{d\mathcal{E}}{dt} = \pi \mathcal{E} \eta; \quad (4)$$

$$\frac{dU}{dt} = \pi U \eta, \quad (5)$$

где \mathcal{E} и U – соответственно полная и потенциальная энергия элемента, входящего в систему.

Для формирования потока в данной системе требуется воздействие внешнего силового фактора, способного вывести стержень из положения равновесия. При этом простое изменение внутренней энергии сопряженных элементов, обусловленное потерями, не способно инициировать такое воздействие. В результате элементы стержневой конструкции будут совершать собственные колебания с учетом имеющихся внутренних потерь. Период затухания этих колебаний, при котором амплитуда уменьшается в «е» раз, можно рассчитать по следующей формуле:

$$t_b = \frac{1}{\pi f \eta}. \quad (6)$$

Исследования показывают: длительность затухания колебаний зависит от частоты и коэффициента потерь. Для обеспечения эффективной изоляции необходимо соблюдение двух условий:

1) время затухания должно существенно превышать период прекращения энергообмена на границах стержней;

2) оно обязано не менее чем в 10 раз превышать время многократного прохождения упругой волны через систему.

Несоблюдение этих условий ведет к чрезмерным энергопотерям и нарушению изоляции.

Важно отметить, что для каждого элемента стержневой конструкции характерно постепенное (поцикловое) снижение энергетического потенциала вследствие внутренних потерь [4, 5]:

Данная последовательность позволяет определить количество энергии, которое было поглощено (или потеряно) системой за определенный временной интервал. Для количественной оценки этой величины используем следующее математическое выражение:

$$U_{\text{пт}} = U\eta + U\eta^2 + \dots + U\eta^n = U\eta \frac{(1-\eta^n)}{1-\eta}, \quad (7)$$

где $U_{\text{пт}}$ – поглощенная энергия;

U – величина потенциальной энергии рассматриваемого элемента в системе;

n – число полных циклов прохождения упругой волны на момент наблюдения.

В данном случае правая часть выражения представляет собой сумму конечного числа членов геометрической прогрессии, где знаменатель (η) меньше единицы. При стремлении времени к предельному периоду получаем конечное значение поперечной энергии, которое можно определить с помощью следующей формулы:

$$U_{\text{пт}} = U \frac{\eta}{1-\eta}. \quad (8)$$

Это выражение позволяет вычислить суммарную поперечную энергию системы в установившемся режиме колебаний.

Учитывая, что коэффициент потерь для большинства технических материалов существенно меньше единицы, можно преобразовать исходное выражение следующим образом:

$$U_{\text{пт}} = U\eta \frac{1}{1-\eta} = U\eta(1-\eta)^{-1} = U(\eta + \eta^2 + \eta^3 + \dots). \quad (9)$$

Приближенно, с учетом только первого члена разложения, получаем:

$$U_{\text{пт}} = U\eta. \quad (10)$$

Согласно анализу, наибольшая часть энергетических потерь происходит в течение первого цикла колебаний, что подтверждается приведенным равенством. Этот вывод справедлив для всех элементов системы. При этом суммарная энергия потерь, рассчитанная с помощью предельного перехода, асимптотически приближается к некоторому постоянному значению.

Суммарные потери энергии системы представляют собой сумму потерь отдельных ее элементов. Как следствие, энергетическое соотношение, интегрирующее потери первого основного цикла, может быть записано для любого начального цикла распространения упругой волны, совершающей двойное прохождение по системе

$$A\eta = U_1\eta_1 + U_2\eta_2 + \dots + U_n\eta_n = \sum_n U_n \eta_n. \quad (11)$$

На основании вышеизложенного совокупный коэффициент потерь для всей системы может быть представлен следующим выражением:

$$\eta_{\text{общ}} = \frac{U_1\eta_1}{A} + \frac{U_2\eta_2}{A} + \dots + \frac{U_n\eta_n}{A} = \frac{\sum_n U_n \eta_n}{A}. \quad (12)$$

Это соотношение отражает суммарный эффект от потерь энергии во всех компонентах системы при распространении упругой волны.

Рассмотрим два случая распределения коэффициентов потерь в системе:

1 При равномерном распределении потерь, когда все элементы системы имеют одинаковый коэффициент потерь, общий коэффициент потерь системы будет идентичен коэффициенту потерь любого отдельного элемента.

2 При неравномерном распределении потерь η_i ($i = \overline{1, n}$), когда коэффициенты различаются между собой, общий коэффициент потерь системы $\eta_{\text{общ}}$ будет находиться в пределах:

$$\eta_j < \eta_{\text{общ}} < \eta_i, \quad (13)$$

где $\eta_j < \eta_i$.

Рассмотрим два сценария распределения энергетических параметров в системе:

1 При равномерном распределении потенциальных энергий все выводы, сделанные ранее, остаются справедливыми:

$$U_1 = U_2 = U_3 = \dots = U_n. \quad (14)$$

2 При неравномерном распределении потенциальных энергий характер влияния на общий коэффициент потерь системы меняется [8, 9]. Рассмотрим два частных случая:

– при условии, если

$$U_1 > U_2 > U_3, \\ \eta_1 < \eta_2 < \eta_3,$$

общий коэффициент потерь будет приближаться к максимальному значению;
– при условии, если

$$U_1 > U_2 > U_3, \\ \eta_1 < \eta_2 < \eta_3,$$

общий коэффициент потерь будет располагаться между границами:

$$\eta_1 < \eta_{\text{общ}} < \eta_3.$$

Однако его значение будет находиться ближе к наименьшему числу.

Таким образом, при неравномерном распределении потенциальных энергий влияние на общий коэффициент потерь определяется совместным действием величин каждого элемента системы.

Выходы

Проанализировав полученные результаты, можно сформулировать следующие ключевые выводы:

1 В механических системах первостепенное значение имеет контроль энергетических потерь в компонентах с максимальным запасом энергии. Это позволяет эффективно управлять энергетическим балансом системы.

2 Важно отметить, что суммарный уровень энергетических потерь не определяет специфику распределения энергии внутри системы. Однако присутствие потерь способствует более быстрому достижению энергетического равновесия, при котором прекращается обмен энергией между элементами системы.

3 Исследование влияния коэффициентов перехода на распределение вибраций в замкнутой системе при многократных внешних воздействиях показало эффективность применения метода энергетических коэффициентов перехода. Данный подход обеспечивает возможность получения точных количественных оценок и позволяет глубже понять поведение системы в различных условиях.

Таким образом, результаты работы демонстрируют важность комплексного подхода к анализу энергетических процессов в механических системах с учетом как общих закономерностей, так и специфических особенностей отдельных компонентов.

Разработанные регрессионные модели представляют собой аналитический инструмент, позволяющий более точно проектировать мостовые краны. С их помощью становится возможным:

- прогнозировать параметры механизмов передвижения и подъема груза на этапе проектирования;
- оптимизировать конструкцию с учетом массы комплектующих устройств и их КПД;
- повышать эффективность работы механизмов за счет совершенствования существующих устройств;
- внедрять прогрессивные решения в области приводов и конструктивных элементов;
- минимизировать вибрацию и уровень шума при эксплуатации.

Особое значение эти зависимости приобретают при создании новых конструкций мостовых кранов, так как позволяют:

- рационально подбирать унифицированные комплектующие устройства;
- сокращать сроки проектирования и изготовления оборудования;
- упрощать обслуживание и ремонт техники;
- вырабатывать объективные рекомендации по выбору конструктивных параметров;
- учитывать случайные величины при оценке технико-экономических показателей.

Применение регрессионного анализа в проектировании мостовых кранов открывает широкие возможности для создания более совершенных, надежных и эффективных грузоподъемных механизмов, отвечающих современным требованиям промышленности.

Список литературы

- 1 Krutova, V. Vibrations of the closed frame structures in a steady-state condition / V. Krutova, B. Meskhi // Journal Akustika. – 2021. – Vol. 41. – P. 4–7. – ISSN 1801-9064.
- 2 Krutova, V. Theoretical study of the closed bar system loss factor / V. Krutova, B. Meskhi // Journal

References

- 1 Krutova, V. Vibrations of the closed frame structures in a steady-state condition / V. Krutova, B. Meskhi // Journal Akustika. – 2021. – Vol. 41. – P. 4–7. – ISSN 1801-9064.
- 2 Krutova, V. Theoretical study of the closed bar system loss factor / V. Krutova, B. Meskhi // Journal

Journal Akustika. – 2021. – Vol. 41. – P. 8–12. – ISSN 1801-9064.

3 **Пронников, Ю. В.** О расчете составляющей шума в кабинах машинистов подвижного состава, создаваемой вибрацией элементов остекления / Ю. В. Пронников // Транспорт. Безопасность. Логистика : труды Международной научно-практической конференции. – Ростов-на-Дону, 2010. – С. 8–14.

4 **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.

5 **Спиридовон, В. М.** Применение энергетического метода для расчета уровня звуковой вибрации / В. М. Спиридовон // Борьба с шумом на судах : сборник статей. – Ленинград, 1965. – 108 с.

6 **Пронников, Ю. В.** Моделирование структурной составляющей шума в кабинах машинистов подвижного состава / Ю. В. Пронников // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2010. – № 3. – С. 64–68. – ISSN 0201-727X.

7 **Груничев, Н. С.** Пути снижения шума в кабинах локомотивов на железнодорожном транспорте / Н. С. Груничев, С. А. Аксенов, Т. А. Хоренко // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2014. – № 7. – С. 178–182. – ISSN 0236-1493.

8 **Колесников, И. В.** Звукоизолирующие и звукоглощающие характеристики кабин локомотивов / И. В. Колесников, Ю. В. Пронников // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2011. – № 2. – С. 13–16. – ISSN 0201-727X.

9 **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.

10 **Ржевкин, С. Н.** Курс лекций по теории звука / С. Н. Ржевкин. – Москва : МГУ, 1960. – 335 с.

11 **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. – Т. 17, № 3 (90). – С. 96–102. – DOI 10.23947/1992-5980-2017-17-3-96-102.

Akustika. – 2021. – Vol. 41. – P. 8–12. – ISSN 1801-9064.

3 **Pronnikov, Yu. V.** On the calculation of the noise component in the cabins of drivers of rolling stock created by the vibration of the glazing elements / Yu. V. Pronnikov // Transport. Safety. Logistics : proceedings of the International scientific and practical conference. – Rostov-on-Don, 2010. – P. 8–14.

4 **Krutova, V. A.** On the calculation of the coefficients of vibrational energy loss of wheelset units of overhead cranes / V. A. Krutova // Izvestiya of Tula State University. Technical Sciences. – 2021. – No. 6. – P. 213–217. – DOI 10.24412/2071-6168-2021-6-213-217.

5 **Spiridonov, V. M.** Application of the energy method for calculating the level of sound vibration / V. M. Spiridonov // Noise control on ships : a collection of papers. – Leningrad, 1965. – 108 p.

6 **Pronnikov, Yu. V.** Modeling of the structural component of noise in the cabins of drivers of rolling stock / Yu. V. Pronnikov // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2010. – No. 3. – P. 64–68. – ISSN 0201-727X.

7 **Grunichev, N. S.** Ways to reduce noise in locomotive cabins on railway transport / N. S. Grunichev, S. A. Aksenov, T. A. Khorenko // Mining information and analytical bulletin (scientific and technical journal). – 2014. – No. 7. – P. 178–182. – ISSN 0236-1493.

8 **Kolesnikov, I. V.** Sound-insulating and sound-absorbing characteristics of locomotive cabins / I. V. Kolesnikov, Yu. V. Pronnikov // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2011. – No. 2. – P. 13–16. – ISSN 0201-727X.

9 **Bondarenko, V. A.** Experimental studies of the energy loss coefficients of the wheelset vibrations / V. A. Bondarenko, S. F. Podust // Vestnik of Don State Technical University. – 2016. – Vol. 16, No. 1 (84). – P. 127–135. – DOI 10.12737/18274.

10 **Rzhevkin, S. N.** Course of lectures on the sound theory / S. N. Rzhevkin. – Moscow : MSU, 1960. – 335 p.

11 **Bondarenko, V. A.** Refinement of the calculation of the spectra of the structural component of noise in cabins with a large glazing area / V. A. Bondarenko, T. A. Finochenko // Vestnik of Don State Technical University. – 2017. – Vol. 17, No. 3 (90). – P. 96–102. – DOI 10.23947/1992-5980-2017-17-3-96-102.

V. A. Krutova, G. V. Kadubovskaya, D. S. Frolova

INVESTIGATION OF THE LOSS COEFFICIENT USING THE EXAMPLE OF A HEAVY-DUTY OVERHEAD CRANE FRAME

Abstract. The loss coefficients of vibrational energy play an important role in the analysis of vibroacoustic characteristics occurring in overhead cranes. These coefficients allow us to estimate the rate of vibration attenuation in various structural elements, which, in turn, affects the durability and reliability of the equipment.

Using a dynamometer hammer to excite vibrations is standard practice, as this method allows precise control of the amplitude and frequency of the excited vibrations. Recording the attenuation process at nine octave frequencies provides detailed data on the dynamic characteristics of the system.

Mathematical processing of experimental data makes it possible to identify patterns and establish regression dependencies for various structural elements, such as wheels, wheelset axles, and load-bearing frames. These dependencies can be used to more accurately model the behavior of the system under various operating conditions.

Thus, the regression dependences obtained are an important tool for engineers in the design of overhead cranes, allowing them to optimize their design, taking into account vibration characteristics and minimizing noise.

Keywords: noise, vibration, load-bearing frames, overhead cranes.

For citation: Krutova, V. A. Investigation of the loss coefficient using the example of a heavy-duty overhead crane frame / V. A. Krutova, G. V. Kadubovskaya, D. S. Frolova // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2025. – No. 2. – P. 81–86. – DOI 10.46973/0201-727X_2025_2_81.

Сведения об авторах

Крутова Вероника Александровна

Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, кафедра «Механика деформируемого твердого тела», доктор технических наук, доцент, e-mail: krutova_va@voenmeh.ru

Кадубовская Галина Викторовна

Ростовский государственный университет путей сообщения (РГУПС), кафедра «Проектирование и технология производства машин», старший преподаватель, e-mail: bgv.rostov1@yandex.ru

Фролова Дарья Сергеевна

Ростовский государственный университет путей сообщения (РГУПС), кафедра «Проектирование и технология производства машин», ассистент, e-mail: frolovads@rgups.ru

Information about the authors

Krutova Veronika Aleksandrovna

Baltic State Technical University “VOENMEH” named after D. F. Ustinov, Chair “Mechanics of a Deformable Solid”, Doctor of Engineering Sciences, Associate Professor, e-mail: krutova_va@voenmeh.ru

Kadubovskaya Galina Victorovna

Rostov State Transport University (RSTU), Chair “Machine Design and Production Technology”, Senior Lecturer, e-mail: bgv.rostov1@yandex.ru

Frolova Darya Sergeevna

Rostov State Transport University (RSTU), Chair “Machine Design and Production Technology”, Assistant, e-mail: frolovads@rgups.ru