

УДК 621.873

ОСНОВНЫЕ ТЕНДЕНЦИИ РАЗРАБОТКИ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ КРАНОВЫХ БУФЕРНЫХ СИСТЕМ

*Г. Г. Киселев¹, А. А. Демьянов²*¹ Ростовский железнодорожный техникум (г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация)² Донской государственный технический университет (г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация)

Статья посвящена изучению конструктивных особенностей буферов грузоподъемных кранов при неуправляемом торможении. В работе проведен анализ широко применяемых конструктивных решений с наиболее оптимальными параметрами снижения кинетической энергии. На основе проведенного анализа сформулировано положение об универсальности концепции пружинно-фрикционных систем и выведена математическая модель перспективной буферной системы для сохранности грузоподъемных кранов.

Ключевые слова: тупиковые буферные системы, грузоподъемные краны, безопасность, сила трения, упругость, кинетическая энергия.

MAIN TRENDS IN THE DEVELOPMENT OF CONSTRUCTIVE SOLUTIONS FOR CRANE BUFFER SYSTEMS

*G. G. Kiselev¹, A. A. Demyanov²*¹Rostov-on-Don Railway College, (Rostov-on-Don, Russian Federation)²Don State Technical University (Rostov-on-Don, Russian Federation)

The article is devoted to the study of the behavior of buffers of cranes when hitting dead-end stops. The work analyzes the accidents of cranes and used buffer systems in order to select a system with an optimal characteristic of reducing the kinetic energy. On the basis of the analysis carried out, a provision was formulated on the universality of the concept of spring-friction systems and a mathematical model of a promising buffer system for cranes was derived.

Keywords: dead-end buffer systems, cranes, safety, friction force, elasticity, kinetic energy.

Введение. В соответствии с требованием правил Ростехнадзора, все грузоподъемные машины с машинным приводом, а также их тележки, движущиеся по рельсовому пути, для смягчения возможного удара об ограничители пути или друг о друга должны быть снабжены соответствующим буферным устройством [1]. Буфера устанавливаются на концах рельсового пути или на тележки и мосты. На мостах их крепят к концевым балкам или балансирам, а на тележках — к раме с двух боковых сторон или на мосту [1, 2].

Цель данной статьи — выявление наиболее перспективных подходов совершенствования буферных систем, позволяющих повысить универсальность их применения для обеспечения сохранности крана и тележки при нештатных ситуациях торможения.

Анализ последних исследований и публикаций. В зависимости от способа поглощения кинетической энергии, запасенной краном, применяют деревянные, резиновые, пружинные, гидравлические и пружинно-фрикционные буферные системы.

Деревянные буфера, состоящие из набора дубовых, буковых или кленовых брусков, используют только на кранах с ручным приводом.

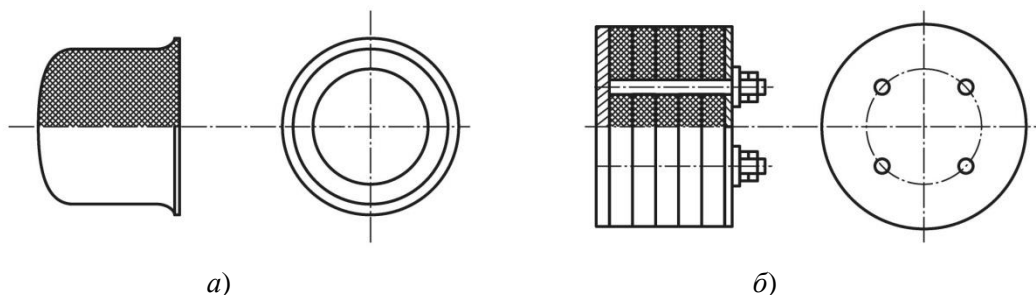


Рис. 1. Резиновые буфера

Резиновые буфера выполняются монолитными, состоящими из одного целого куска резины, закрепленного в стальном фланце (рис. 1 *a*) или наборными из нескольких круглых резиновых пластин, соединенных болтами (рис. 1 *б*). Применение пористых полимерных материалов позволило повысить эффективность резиновых буферов, но значительно усложнило конструкцию. Особенностью данных буферов является малая отдача, поскольку 30–40 % кинетической энергии движущихся масс поглощается за счет внутреннего трения резины (преобразованной в тепло) или за счет воздуха выдавливаемого через поры внутренних поверхностей, что повышает эффективность работы буфера. Данные буфера используют при скоростях соударения не более 1 м/с. К основным недостаткам резиновых буферов относится сравнительно быстрое изнашивание резинового комплекта при частых ударах, что приводит к разрушению тупиковых упоров и деформации металлических конструкций грузоподъемных кранов в местах установки буферных устройств [3].

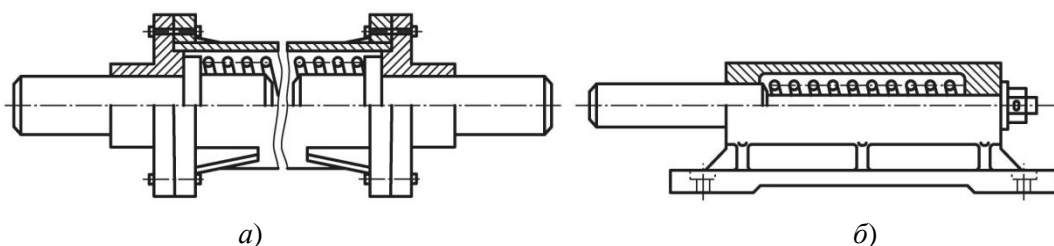


Рис. 2. Пружинные буфера

Широкое применение получили пружинные буфера одностороннего (рис. 2 *a*) и двухстороннего (рис. 2 *б*) действия, имеющие относительно простую конструкцию, требующие минимального обслуживания и достаточно надежные в работе при низких температурах.

В пружинных буферах большая часть кинетической энергии удара переходит в потенциальную энергию сжатия пружины, поэтому работа пружинного буфера сопровождается резкой отдачей, что вызывает остаточные напряжения в элементах грузоподъемных кранов и, как следствие, их деформации с микротрещинами. Кроме того, пружинные буфера довольно громоздки. Применение пружинных буферов целесообразно при скорости крана или тележки, не превышающей 70 м/мин [1].

Показанная на рис. 3 буферная система имеет большую энергоемкость при ограниченных размерах. Гидравлический буфер представляет собой наполненный жидкостью цилиндр, в котором движется поршень с полым штоком.

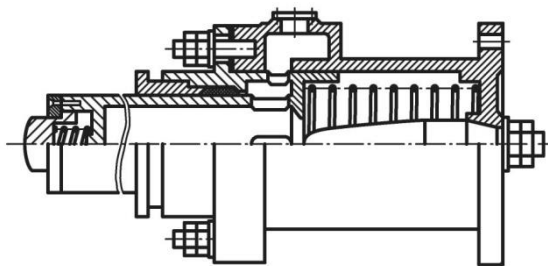


Рис. 3. Гидравлический крановый буфер

Кинетическая энергия крана гасится за счет упругой деформации возвратной пружины и за счет работы сил трения, возникающих при перетекании жидкости через узкую щель [4].

Конструкции гидравлических буферов значительно компактнее пружинных. Их применение экономически оправдано при скорости движения, не превышающей 160 м/мин. При более высоких скоростях должны быть предусмотрены устройства, снижающие скорость движения до 160 м/мин при подходе крана к упору. Однако их применение ограничено вследствие сложности конструкции и необходимости постоянного обслуживания при эксплуатации грузоподъемных кранов [5].

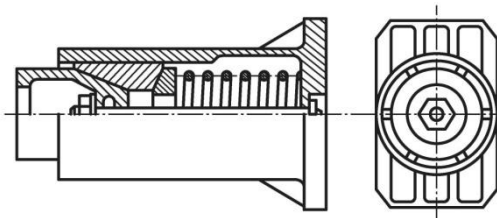


Рис. 4. Пружинно-фрикционный буфер

Пружинно-фрикционный буфер, состоящий из втулки, в которую входит расклинивающая деталь, вызывая трение между стаканом и втулкой, показана на рис. 4. Энергия удара в данном буфере гасится за счет трения, а пружина выполняет функцию смягчения. Буферные системы данного типа могут эффективно использоваться при скоростях движения крана от 70 до 160 м/мин. Однако пружинно-фрикционные буферные системы не получили широкого применения вследствие более сложной конструкции, в сравнении с пружинными, и возможного заклинивания при обратном ходе из-за перекосов элементов втулки при использовании пары трения сталь-сталь. Перспективным решением этой проблемы считается применение металлокерамических материалов, которые исключают возможность заклинивания при трении, обладая при этом невысокой стоимостью [6].

Проанализировав рассмотренные буферные системы грузоподъемных кранов можно сказать, что наиболее рациональной является концепция пружинно-фрикционных буферов [7], которая за счет возможности варьирования конструктивных и материаловедческих решений позволяет обеспечить универсальность применения и конкурентоспособность по основным эксплуатационным показателям среди применяемых моделей буферных систем, обеспечивая при этом достаточную надежность и энергоемкость.

Теоретическая часть. Кинематическая схема пружинно-фрикционной буферной системы, оборудованная конус-разрезным цилиндром на основе металлокерамики, показана на рис. 4.

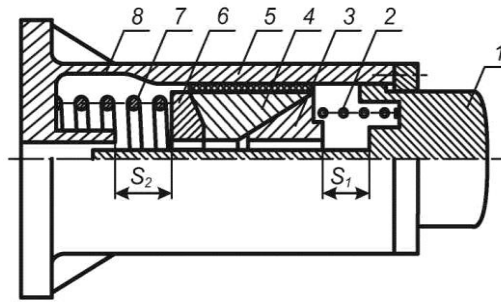


Рис. 4. Схема пружинно-фрикционного буфера

Принцип работы буфера заключается в следующем. При подходе грузоподъемного крана к пружинно-фрикционному буферу он взаимодействует с упором 1 , который совмещен со штоком. В результате этого контакта упор начинает перемещаться по направлению движения крана, что приводит к сжатию пружины 2 на величину S_1 . Упор направляющей упирается в торцовую поверхность цилиндрической части конуса 3 и начинается его движение совместно с упором 1 . При этом разрезной цилиндр 4 раздвигается и на поверхности металлокерамической вставки 5 , контактирующей с корпусом 8 , возникают силы трения. Одновременно с перемещением цилиндрической части конуса 3 начинает сжиматься пружина 7 на величину S_2 совместно с пружиной 2 . От сжатия пружин 2 и 7 возникают осевые силы F_{n1} и F_{n2} . При взаимодействии цилиндра 4 и корпуса 8 возникает сила трения F_{mp1} . При этом под давлением цилиндра от сжатия пружины 7 возникает сила F_{n2} . Также в момент раздвигания цилиндра 4 на контакте конуса 3 и его внутренних поверхностях возникает сила трения F_{mp2} [8, 9].

Уравнение, описывающее работу буфера, имеет вид:

$$F = 2F_{\text{тр}1} + 2F_{\text{тр}2} + F_{n1} + F_{n2} \quad (1)$$

Под действием пружины F_{n2} возникает нормальная сила F_1 . Если коэффициент трения f_1 , то сила трения F_{mp1} имеет вид [8, 10]:

$$F_{\text{тр}1} = f_1 F_1.$$

Сила трения F_{mp2} на контакте разрезного цилиндра 4 и корпуса 3 будет состоять из нормальной силы F_2 и коэффициента трения f_2 . Учитываются две полувтулки:

$$F_{\text{тр}2} = f_2 F_2.$$

Силы F_{n1} и F_{n2} , создаваемые пружинами 2 и 7 , учитывая, что по условию работы ход первой пружины $(s_1 + s_2)$, второй (s_2) , коэффициенты упругости соответственно c_1 и c_2 :

$$F_{n1} = (s_1 + s_2) \cdot c_1.$$

$$F_{n2} = s_2 \cdot c_2.$$

Выразив F_1 через F_{n2} , F_2 через F_1 и угол наклона γ грани конуса 3 , определим аналитически значение сил трения F_{mp1} и F_{mp2} . Таким образом, выражение (1), с учетом полученных преобразований, будет иметь вид:

$$F = (s_1 + s_2) \cdot c_1 + s_2 \cdot c_2 \cdot (1 + 2ctg\gamma \cdot f_1 + 2ctg\gamma \cdot f_2). \quad (2)$$

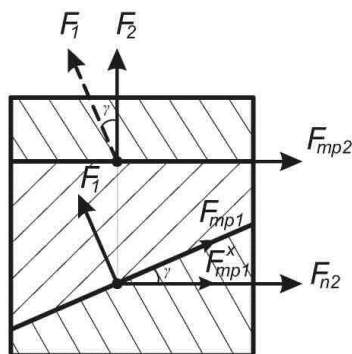


Рис. 10. Кинематическая схема распределения сил

В уравнении (2) действие пружин локализовано, что необходимо для уточненных расчетов. Однако в проектных расчетах целесообразно использовать усредненные показатели [9, 10].

Таким образом, в конструкции буфера пружины установлены последовательно, поэтому можно определить среднюю c жесткость:

$$c = \frac{c_1 + c_2}{2}.$$

Используя значение средней жёсткости (2), следует преобразовать выражение (1) в следующий вид:

$$F = c \left[(s_1 + 2s_2) + 2s_2 \cdot \operatorname{ctg} \gamma \cdot (f_1 + f_2) \right]. \quad (3)$$

Выводы. Предлагаемый пружинно-фрикционный буфер, а также уравнение, описывающие его работу, позволяет решать ряд задач по инженерным расчетам безопасности подъемно-транспортных механизмов в зависимости от заданных условий.

Библиографический список

1. Жегульский, П. Проектирование, конструирование и расчет механизмов мостовых кранов: учебное пособие / В. П. Жегульский, О. А. Лукашук; под ред. Г. Г. Кожушко. — Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2016. — 184 с.
2. Об утверждении федеральных норм и правил в области промышленной безопасности: Приказ №461: [утв. Федеральная служба по экологическому, технологическому и атомному надзору 26 ноября 2020 г.] // Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения. — 2020 — С. 81.
3. Рабей, В. В. Изучение состояния буферов мостовых кранов / В. В. Рабей // Вестник Астраханского государственного технического университета. — 2012. — № 1(53). — С. 49–53.
4. Грузоподъемные машины: Учебник для вузов по специальности «Подъемно-транспортные машины и оборудование»/ М. П. Александров, Л. Н. Колобов, Н. А. Лобов [и др.] — Москва : Машиностроение, 1986. — 400 с.
5. Бортяков, Д. Е. Специальные грузоподъемные машины. Портальные, судовые и плавучие краны : учеб. пособие / Д. Е. Бортяков, А. Н. Орлов; под ред. проф. К. Д. Никитина. — Санкт-Петербург : Изд-во Политехн. ун-та, 2009. — 160 с.
6. Васильев, А. С. Экспериментальные исследования современных фрикционных амортизаторов удара подвижного состава железных дорог / А. С. Васильев, А. П. Болдырев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. — 2013 — Т. 15, № 4(2) — С. 507–510.

7. Демьянов, А. А. Анализ существующих концепций крановых буферных систем / А. А. Демьянов, Г. Г. Киселев // Молодой исследователь Дона. — 2021. — № 5(32). — С. 22–27.
8. Буше, Н. А. Трение, износ и усталость в машинах. Трансп. техника : учеб. для вузов ж.-д. трансп. / Н. А. Буше. — Москва : Транспорт, 1987. — 223 с.
9. Хебды, М. Справочник по триботехнике / Под общ. ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. Т.1. — Москва : Машиностроение, 1989. — 400 с.
10. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. — Москва : Наука, 1975. — 660 с.

Об авторах

Демьянов Алексей Александрович, доцент кафедры «Эксплуатация транспортных систем и логистика» Донского государственного технического университета (РФ, 344003, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), кандидат технических наук, доцент, alexys61@yandex.ru

Киселев Геннадий Геннадьевич, мастер производственного обучения Ростовского-на-Дону железнодорожного техникума, (РФ, 344001, г. Ростов-на-Дону, ул. Чебанова, 10) kiselevgengen@gmail.com

About the Authors:

Demyanov, Aleksey A., Associate professor, Department of Operation of Transport Systems and Logistics, Don State Technical University (1, Gagarin Square, Rostov-on-Don, 344003, RF), Cand.Sci., Associate professor, alexys61@yandex.ru

Kiselev, Gennadiy G., Master of vocational training, Rostov-on-Don Railway College, (10, Chebanova str., Rostov-on-Don, 344001, RF) kiselevgengen@gmail.com