

УДК 621.86

## СНИЖЕНИЕ УДАРНОЙ НАГРУЗКИ, ВЫЗЫВАЕМОЙ ЛЮФТОМ В ШАРНИРНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ ЗВЕНЬЕВ КРАНО-МАНИПУЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

И.А. Лагереv, А.А. Мильто, А.В. Лагереv

Брянский государственный университет им. акад. И.Г. Петровского

Предложено конструкционное решение, позволяющее снизить ударную нагрузку, обусловленную наличием зазоров в петлевых шарнирных соединениях звеньев гидравлических крано-манипуляторных установок (КМУ). Рассмотрены механизмы возникновения ударной нагрузки в классическом и модифицированном петлевом сочленении. В разработанном программном комплексе KBCrane выполнена серия динамико-прочностных расчетов КМУ с люфтом в шарнирном сочленении, демонстрирующая снижение напряжений в несущих элементах металлоконструкции КМУ в 1,4-2,9 раза и ускорения груза в 1,8-10,3 раза при использовании предложенного конструкционного решения.

**Ключевые слова:** люфт шарнирного соединения, удар, крано-манипуляторная установка, динамика, прочность

Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых ученых-кандидатов наук №МК-92.2014.8.

В шарнирных соединениях звеньев крано-манипуляторных установок (КМУ) неизбежно присутствуют зазоры, величина которых зависит от точности изготовления деталей и степени износа их контактирующих поверхностей. Рекомендациями Ростехнадзора [1] установлены максимальные величины зазоров в шарнирных соединениях звеньев КМУ, при которых допускается их эксплуатация. Во многом это обусловлено возникновением существенных ударных нагрузок, возникающих при работе КМУ с люфтом в шарнирных сочленениях.

Рассмотрим более подробно механизм возникновения данных нагрузок. Для этого обратимся к примеру, изображенному на рис. 1. КМУ, имеющая люфт  $\Delta d$  в шарнирном сочленении, соединяющем рукоять с грузоподъемной корзиной, начинает поворот в направлении  $q_1$  с угловым ускорением из состояния покоя. Наличие зазоров в шарнире приводит к тому, что в нем появляются дополнительные степени свободы  $s_1$  и  $s_2$ , и грузоподъемная корзина под действием сил инерции начинает совершать движение относительно рукояти не только в направлении  $q_4$ , изначально заложенном в конструкции, но и в направлениях  $s_1$  и  $s_2$ . Поскольку перемещения по степеням свободы  $s_1, s_2$  возможны лишь в небольших пределах, то вскоре после начала движения имеющийся в шарнире люфт выбирается полностью: шарнирный палец упирается в поверхность отверстия проушины, и накопленная корзиной с грузом кинетическая энергия переходит в энергию удара. В момент удара повышенную нагрузку испытывают не только элементы металлоконструкции КМУ, но и сам груз, что может быть недопустимо при транспортировке хрупких или взрывоопасных грузов. Кроме того, многократно повторяющиеся ударные нагрузки приводят к ускоренному

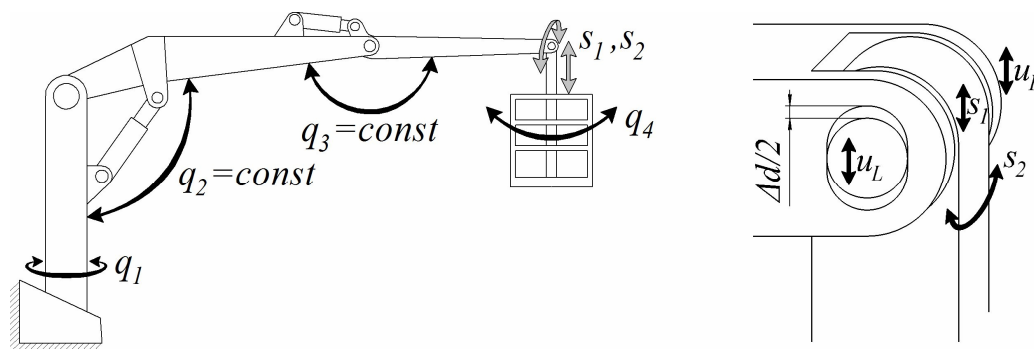


Рис. 1. КМУ с зазором  $\Delta d$  в отверстии проушины рукояти, приводящим к появлению дополнительных степеней свободы  $s_1$  и  $s_2$  в шарнирном соединении

накоплению усталости в несущих элементах металлоконструкции КМУ, а также способствуют износу в узлах с контактирующими поверхностями и, соответственно, дальнейшему росту зазоров в шарнирах.

Для снижения возникающих ударных нагрузок предложено следующее конструктивное решение: к обеим сторонам проушины рядом с отверстиями под шарнирный палец привариваются цилиндрические втулки, внутри которых по окружности устанавливаются упругие элементы, взаимодействующие с шарнирным пальцем через кольцо, имеющее возможность свободного проскальзывания относительно пальца (рис. 2).

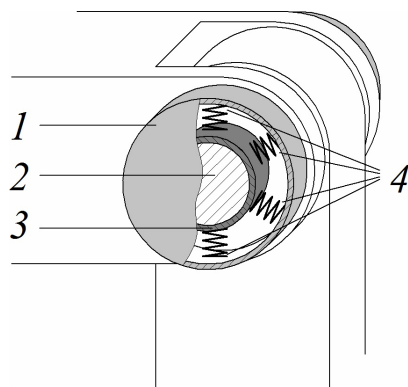


Рис. 2. Конструктивное исполнение устройства, поглощающего ударную нагрузку, обусловленную наличием зазоров в отверстиях проушины рукояти:  
1 – цилиндрическая втулка; 2 – шарнирный палец; 3 – кольцо; 4 – упругие элементы

При отсутствии зазоров работа такого сочленения принципиально не отличается от работы обычного петлевого шарнира (рис. 3, а), однако с появлением люфта имеющиеся в нем упругие элементы включаются в работу по поглощению энергии удара (рис. 3, б). По мере роста зазоров длина пути, на котором упругие элементы совершают работу, а также величина их максимальной деформации увеличивается, тем самым позволяя компенсировать возрастающие при этом ударные нагрузки.

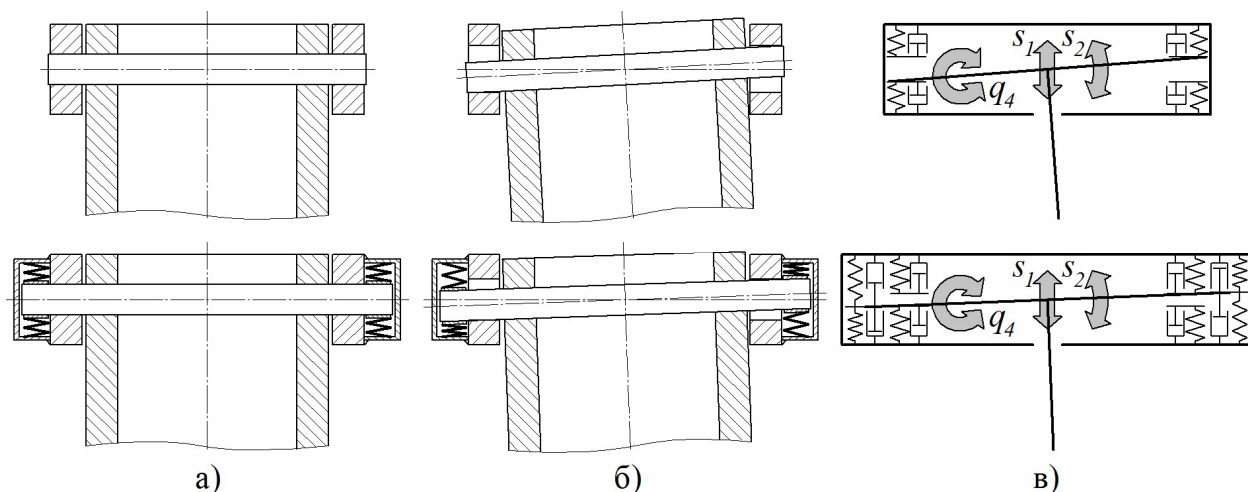


Рис. 3. Исходное и модифицированное петлевое шарнирное соединение:  
а – без люфта; б – при наличии люфта; в – расчетная схема

Чтобы оценить эффективность работы предложенного конструктивного решения, была смоделирована ударная нагрузка, возникающая в рассмотренном выше примере. Для этого использовалась методика динамико-прочностного расчета КМУ с зазорами в шарнирных соединениях, предложенная ранее [2]. КМУ была представлена набором твердых

тел, соединенных шарнирами (рис. 4). Люфт в шарнире моделировался путем добавления в него соответствующих степеней свободы  $s_1, s_2$  и наложения на них ограничений с помощью упругих и демпфирующих элементов (рис. 3, в).

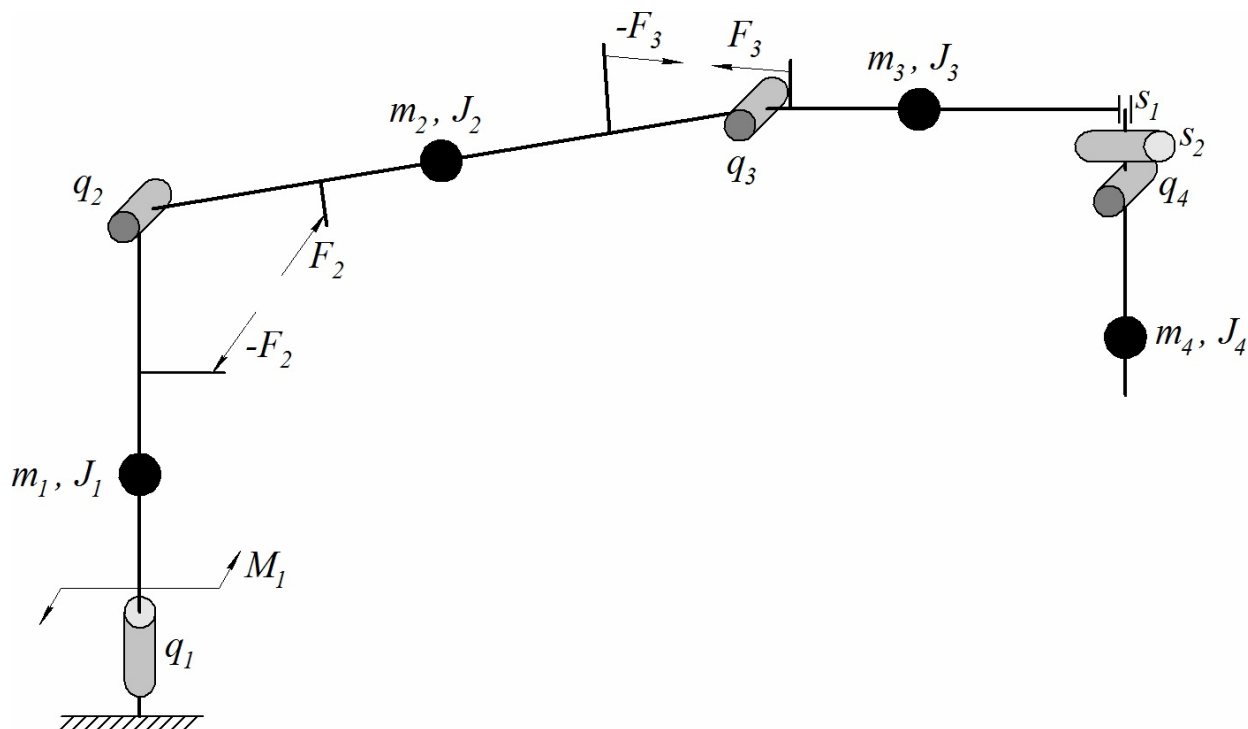


Рис. 4. Расчетная схема КМУ для решения задачи динамики. Здесь  $q_i, s_i$  – обобщенные координаты, соответствующие степеням свободы изначально заложенным в конструкцию и появившимся с образованием зазора в шарнире;  $m_i, J_i$  – масса и тензор инерции в центре тяжести  $i$ -го звена;  $M_i, F_i$  – момент или сила, развиваемые  $i$ -м гидродвигателем

Непосредственно расчет был выполнен в разработанном программном комплексе KBСtane [3, 4]. Для решения задачи динамики и определения напряжений использовались методики, представленные в работах [5–7]. Поскольку поставленная задачи динамики является гибридной, то для ее решения использовалась комбинация алгоритмов Ньютона-Эйлера (RNEA) и составного твердого тела (CRBA) [8]. В процессе решения задачи динамики на каждом шаге интегрирования уравнений движения по времени требовалось определять усилия, действующие со стороны ограничителей на палец шарнира, имеющего зазор. В модифицированном шарнирном соединении усилия  $F_1$  и  $F_2$ , действующие со стороны поглощающих ударную нагрузку устройств, определялись по формулам:

$$u_1 = s_1 - \frac{b}{2} \sin s_2, \quad \dot{u}_1 = \dot{s}_1 - \frac{b}{2} s_2 \cos s_2, \quad F_1 = -2(c_1 u_1 + \alpha_1 \dot{u}_1);$$

$$u_2 = s_1 + \frac{b}{2} \sin s_2, \quad \dot{u}_2 = \dot{s}_1 + \frac{b}{2} s_2 \cos s_2, \quad F_2 = -2(c_2 u_2 + \alpha_2 \dot{u}_2);$$

где  $u_i, \dot{u}_i$  – вертикальные перемещения и скорости соответствующих точек пальца шарнира;  $s_i, \dot{s}_i$  – обобщенные координаты и скорости;  $b$  – расстояние между центрами поглощающих ударную нагрузку устройств;  $\alpha_i, c_i$  – приведенные коэффициенты демпфирования и жесткости поглощающих ударную нагрузку элементов.

Аналогичным образом определялись усилия  $F_k$  в зонах контакта пальца и отверстий проушины. При этом вход и выход из контакта учитывался в условии, имеющем следующий вид [9]:

$$F_k = \begin{cases} F_{\text{верх}} & u > u_{\text{верх}} \wedge F_{\text{верх}} < 0; \\ F_{\text{нижн}} & u < u_{\text{нижн}} \wedge F_{\text{нижн}} > 0; \\ 0, & \text{иначе;} \end{cases}$$

где  $u_{\text{верх}}$ ,  $u_{\text{нижн}}$  – верхняя и нижняя граница люфта;  $F_{\text{верх}}$ ,  $F_{\text{нижн}}$  – реакции со стороны верхнего и нижнего ограничителей;  $F_k$  – контактная сила.

Расчет был выполнен для зазора в отверстиях проушины  $\Delta d = 2$  мм, что соответствует максимально допустимой величине выработки отверстия диаметром 50 мм, согласно рекомендациям Ростехнадзора [1]. Зависимости перемещений в вертикальном направлении центров  $R$  и  $L$  сечений шарнирного пальца  $u_L$  и  $u_R$ , ускорения груза  $a$ , максимальных напряжений в стреле  $\sigma_2$  и рукояти  $\sigma_3$  КМУ от времени для шарнирного соединения, не оснащенного и оснащенного поглощающими ударную нагрузку устройствами, представлены на рис. 5, а и рис. 5, б соответственно.

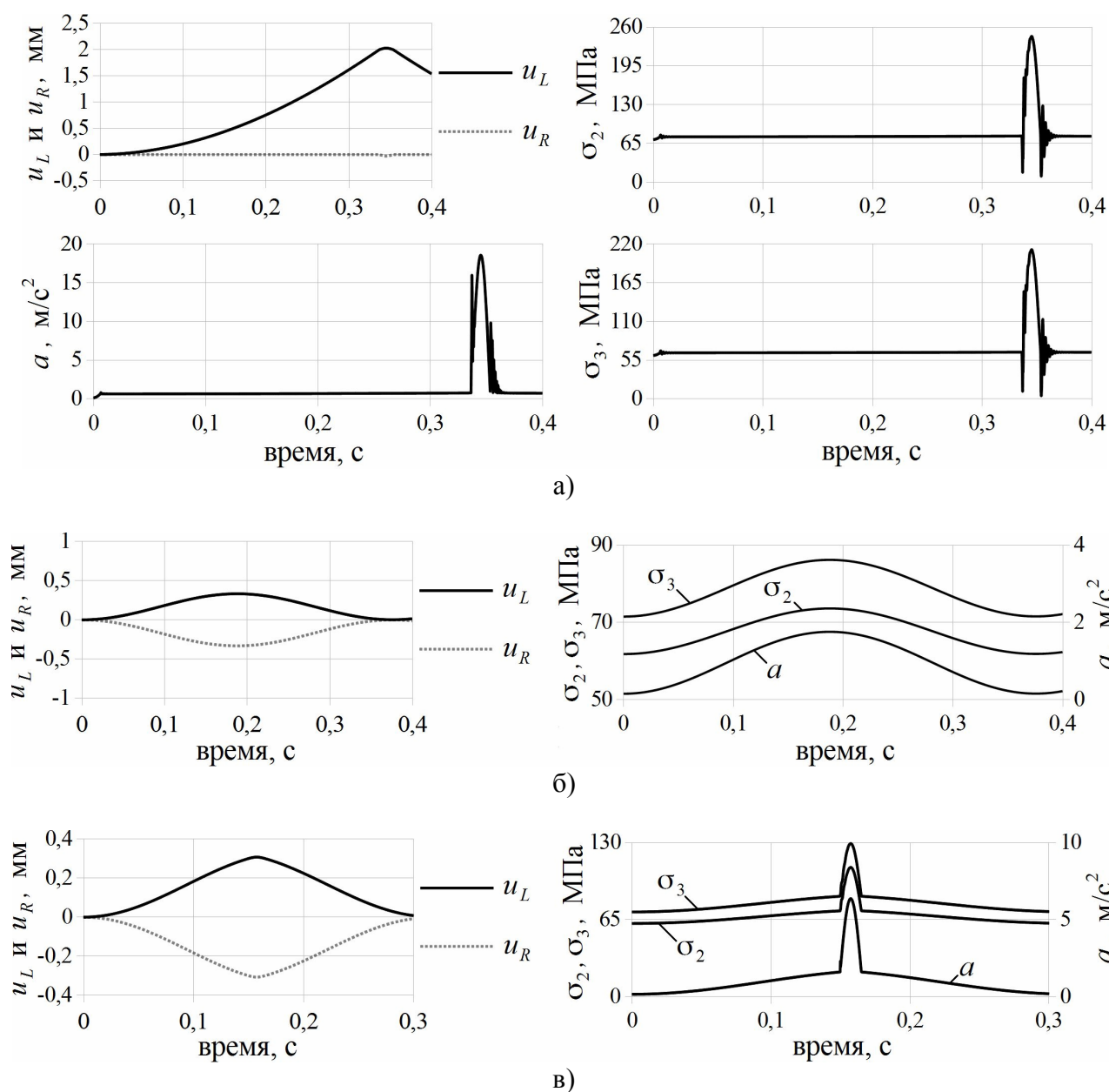


Рис. 5. Графики зависимостей параметров КМУ от времени:  
 а – шарнир с зазором 2 мм без поглощающих ударную нагрузку устройств;  
 б – шарнир с зазором 2 мм с поглощающими ударную нагрузку устройствами;  
 в – шарнир с зазором 0,6 мм с поглощающими ударную нагрузку устройствами

В первом случае максимальные напряжения в стреле и рукояти зарегистрированы в момент удара, произошедшего при выборе люфта в шарнире, и достигли значений в 245 МПа и 212 МПа соответственно, а максимальное ускорение груза составило  $18,5 \text{ м/с}^2$ . Во втором случае удара не произошло: края шарнирного пальца, удерживаемые упругими элементами, совершили колебания в вертикальной плоскости с амплитудой 0,31 мм, таким образом, люфт в шарнире не был выбран полностью, а нагрузка была целиком воспринята поглощающими устройствами. При этом максимальные напряжения в стреле и рукояти, а также максимальное ускорение груза составили  $1,8 \text{ м/с}^2$ , 86 МПа и 74 МПа соответственно (в 10,3 раза, 2,8 раза и 2,9 раза меньше первого случая).

Очевидно, что при достаточно малой величине зазора в шарнире (например, в аналогичных случаях нагружения – меньше 0,62 мм) поглощающие ударную нагрузку устройства не смогут предотвратить полного выбора люфта в сочленении, а значит, будут работать менее эффективно. Так, при зазоре в отверстиях проушины  $\Delta d = 0,6 \text{ мм}$  (рис. 5, в) происходит удар пальца о поверхности отверстий проушин, при котором напряжения в стреле и рукояти достигают 129 МПа и 109 МПа, а ускорение груза –  $6,4 \text{ м/с}^2$ . Для сравнения, при отсутствии поглощающих ударную нагрузку устройств соответствующие максимальные напряжения и ускорения составляют 177 МПа, 152 МПа и  $11,4 \text{ м/с}^2$  (то есть в 1,4 раза, 1,4 раза и 1,8 раза больше). Таким образом, несмотря на то, что данные устройства при малом люфте в шарнире не позволяют избежать удара, они существенно снижают его энергию за счет уменьшения скорости сближения контактирующих поверхностей. Применяя в поглощающих ударную нагрузку устройствах элементы с более высокой жесткостью и демпфируемостью можно предотвратить соударение поверхностей пальца и отверстий проушины при меньшем по величине зазоре в сочленении. В тоже время, использование таких элементов может потребовать усиления конструкции поглощающих ударную нагрузку устройств и их крепления к рукояти, а также приводить к негативным динамическим эффектам, связанным с повышением собственной частоты колебаний груза.

В целом, можно сделать вывод, что предложенное конструкционное решение позволяет в ряде случаев не только существенно снизить ударную нагрузку, возникающую в момент выбора люфта в шарнире, имеющего зазор, и обеспечить большую сохранность при транспортировке хрупких и взрывоопасных грузов, но также замедлить рост люфта в шарнирном сочленении за счет торможения перед ударом сближающихся поверхностей контакта. Для обеспечения эффективности работы предлагаемого устройства выбор упругих и демпфирующих характеристик поглощающих ударную нагрузку элементов целесообразно проводить индивидуально для каждого шарнира с учетом предполагаемых условий эксплуатации КМУ. При этом для расчета может быть применена методика динамико-прочностного анализа КМУ при наличии зазоров в шарнирах, затронутая в данной статье и более подробно освещенная в научных публикациях [2, 5-7, 10, 11].

### **Список литературы**

1. РД 10-112-2-09. Методические рекомендации по экспертному обследованию грузоподъемных машин. Ч. 2. Краны стреловые общего назначения и краны-манипуляторы грузоподъемные. М.: ООО «НИИКраностроения», 2009. - 120 с.
2. Лагерев, А.В. Динамика гидравлических крано-манипуляторных установок при наличии зазоров в шарнирных соединениях звеньев / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, А.А. Мильто // Приводы и компоненты машин. - 2015. - № 2. - С. 2–4.
3. Лагерев А.В., Мильто А.А. Программа для ЭВМ KBSCrane Dynamics. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2014614195 от 17 апреля 2014 года (Федеральная служба по интеллектуальной собственности).
4. Лагерев А.В., Мильто А.А. Программа для ЭВМ KBSCrane Graphics. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2014614196 от 17 апреля 2014 года (Федеральная служба по интеллектуальной собственности).

5. Лагерев, А.В. Универсальная методика динамического анализа гидравлических кранов-манипуляторов / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, А.А. Мильто // Вестник Брянского государственного технического университета. - 2013. - № 3. - С. 24–31.
6. Лагерев, А.В. Универсальная методика определения напряжений в стержневых элементах конструкций гидравлических кранов-манипуляторов в задачах динамики / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, А.А. Мильто // Вестник Брянского государственного университета. - 2013. - № 4. - С. 21–26.
7. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Tool for Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Cranes // International Review on Modelling and Simulations. 2014. Vol. 7, N. 4. P. 644–652.
8. Featherstone R. Rigid Body Dynamics Algorithms. N.Y.: Springer, 2008. 272 p.
9. Jönsson A., Bathelt J., Broman G. Implications of Modelling One-Dimensional Impact by Using a Spring and Damper Element // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics. 2005. Vol. 219, N. 3. P. 299–305.
10. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Non-Telescoping Boom Cranes using Finite Element Method // International Review on Modelling and Simulations. 2015. Vol. 8, N. 2. P. 223–226.
11. Лагерев, А.В. Исследование динамики и прочности гидравлических крано-манипуляторных установок на подвижном шасси / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, А.А. Мильто // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. - 2015. - № 1. - С. 43–48.

#### **Сведения об авторах**

Лагерев Игорь Александрович – кандидат технических наук, проректор по инновационной работе ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», lagerev-bgu@yandex.ru.

Мильто Андрей Александрович – инженер, miltoandrey@ya.ru.

Лагерев Александр Валерьевич – доктор технических наук, профессор, заместитель директора по научной работе НИИ фундаментальных и прикладных исследований ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», bsu-avl@yandex.ru.

## **REDUCING THE IMPACT LOAD ARISING FROM THE LOOSENESS IN JOINTS OF ARTICULATING CRANES**

I.A. Lagerev, A.A. Milto, A.V. Lagerev

Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University

A modification of hinge joints in articulating cranes is proposed in order to reduce the impact load arising from the joint looseness. The idea is to provide an additional support for the joint pin using elastic elements. As the contact surfaces of the pin and the eyes of the joint wear out these elements start absorbing the shock load, caused by developed looseness in the joint. The dynamics and stress analysis of an articulating crane with one loose joint is performed to illustrate the difference between the classic and modified joint assembly. The numerical simulations are performed using the developed software KBCrane. The simulation results demonstrate a decrease in peak boom stress and cargo acceleration by up to 2.9 and 10.3 times respectively in a crane with modified hinge joint compared to a crane with classic hinge joint.

**Key words:** joint looseness, impact, articulating crane, dynamics, strength

### References

1. RD 10-112-2-09. *Metodicheskiye rekomendatsii po ekspertnomu obsledovaniyu gruzopodyemnykh mashin. Ch. 2. Krany strelovyye obshchego naznacheniya i krany-manipulyatory gruzopodyemniye*. Moscow, OOO «NIIKranostroyeniya», 2009. 120 p.
2. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Dynamics simulation of hydraulic crane-manipulator with gaps in hinge joints of a boom, *Privody i komponenty machin*, 2015, No.2, pp. 2–4.
3. Lagerev A.V., Milto A.A. *KBCrane Dynamics. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [KBCrane Dynamics. The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2014614195, 2014.
4. Lagerev A.V., Milto A.A. *KBCrane Graphics. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [KBCrane Graphics. The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2014614196, 2014.
5. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Universal technique for analysing hydraulic articulating crane dynamics, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, No.3, pp. 24-31.
6. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Universal technique for stress analysis of beam elements of articulating cranes in case of dynamic load, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, No.4, pp. 21-26.
7. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Tool for Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Cranes, *International Review on Modelling and Simulations*, 2014, Vol. 7, No. 4, pp. 644–652.
8. Featherstone R. *Rigid Body Dynamics Algorithms*. N.Y.: Springer, 2008. 272 p.
9. Jönsson A., Bathelt J., Broman G. Implications of Modelling One-Dimensional Impact by Using a Spring and Damper Element, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 2005, Vol. 219, No. 3, pp. 299–305.
10. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Non-Telescoping Boom Cranes using Finite Element Method, *International Review on Modelling and Simulations*, 2015, Vol. 8, No. 2, pp. 223–226.
11. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. The study of dynamics and strength of hydraulic crane-manipulating installations on a movable chassis, *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No.1, pp. 43-48.

### Authors' information

Igor A. Lagerev - Candidate of Technical Sciences, Vice rector for Innovations at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, lagerev-bgu@yandex.ru.

Andrei A. Milto – graduate engineer, miltoandrey@ya.ru.

Alexander V. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice director of Research Institute of Fundamental and Applied Research at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, bsu-avl@yandex.ru.