

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ГРУЗА НА ГРУЗОЗАХВАТНОМ ОРГАНЕ МАНИПУЛЯТОРА МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ

д.т.н. Ковальский В.Ф.¹, к.т.н. Лагереv И.А.²

¹Московский государственный университет путей сообщения (МИИТ),

²Брянский государственный университет имени академика И.Г.Петровского

8 (4832) 64-81-17, lagerev-bgu@yandex.ru

Гидравлические крано-манипуляторные установки, смонтированные на подвижном шасси различных транспортно-технологических машин, получили широкое распространение в различных отраслях экономики Российской Федерации. Основной задачей работы манипуляционной системы является перемещение груза или рабочего органа в нужную точку пространства. Поэтому динамическая нагруженность манипуляционной системы во многом определяется характером взаимодействия с грузом или рабочим органом. В работе рассмотрены подходы к оценке воздействия груза на несущую металлоконструкцию манипулятора мобильной машины. Разработаны математические модели колебания груза на жестком и гибком подвесе. Уравнения движения интегрируются совместно с уравнениями движения манипуляционной системы. Рассмотрена динамическая модель колебаний груза как на жесткой, так и на гибкой подвеске. Приведены результаты математического моделирования колебаний груза на жесткой и гибкой подвеске. Жесткость манипуляционной системы определялась с использованием метода конечных элементов. При математическом моделировании установлено, что колебания груза на грузозахватном органе вызывают воздействие дополнительных динамических нагрузок на несущую металлоконструкцию манипулятора мобильной машины. Для стреловых кранов коэффициент динамики при определении грузозахватного воздействия обычно принимается равным 1,1...1,3, а на основании выполненных расчетов, коэффициенты динамичности при использовании гибкого подвеса груза могут достигать значений 1,5...2,0. Поэтому в расчетах воздействий со стороны груза на манипулятор рекомендуется использовать разработанные модели. Динамические нагрузки при использовании жесткого подвеса груза ниже, чем при использовании гибкого подвеса груза. Коэффициент динамики для этого случая лежит в пределах 1,05...1,1.

Ключевые слова: кран-манипулятор, мобильная машина, груз, колебания, крюк, гибкая подвеска, моделирование.

Введение

Гидравлические крано-манипуляторные установки, смонтированные на подвижном шасси различных транспортно-технологических машин, получили широкое распространение в различных отраслях экономики Российской Федерации [1].

Основной задачей работы манипуляционной системы является перемещение груза или рабочего органа в нужную точку пространства. Поэтому динамическая нагруженность манипуляционной системы во многом определяется характером взаимодействия с грузом или рабочим органом. Взаимодействия можно разделить на циклические и непрерывные. Циклические воздействия связаны с перемещением штучных грузов грузоподъемными машинами. Непрерывные воздействия харак-

терны для работы манипуляционной системы с рабочими органами непрерывного действия (фрезой, щетноочистительной цепью, конвейером, буром и т.д.).

Самый простой случай – груз, подвешенный на жесткой подвеске (крюке). Крюк закреплен на конце последнего звена манипуляционной системы посредством цилиндрического шарнира, через который передаются воздействия (рис. 1).

Цель исследования

Цель исследования – математическое моделирование колебаний груза на грузозахватном органе манипулятора мобильной машины.

Математическое моделирование колебаний груза на грузозахватном органе манипулятора. Основным воздействием на манипуляцион-

ную систему является весовая нагрузка от перемещаемого груза массой m_z . Она действует вертикально вниз независимо от текущей конфигурации манипуляционной системы. Если детально не рассматривать колебания груза на крюке, а учитывать их влияние через коэффициент динамичности k_Q , то весовая нагрузка вычисляется следующим образом:

$$Q = k_Q \cdot (m_z + m_n) \cdot g,$$

где m_n – масса крюка с креплением и дополнительных грузозахватных приспособлений [2].

Ускоренное поворотное движение груза при изменении конфигурации манипуляционной системы приводит к появлению центробежной F_G и тангенциальной T_G инерционных сил:

$$F_G = (m_z + m_n) \cdot \omega_k^2 / R, \quad T_G = (m_z + m_n) \cdot \varepsilon_k \cdot R,$$

где ω_k – угловая скорость поворота, R – радиус поворота (определяется текущей комбинацией манипуляционной системы на основе анализа модели манипуляционной системы); ε_k – угловое ускорение поворота [2].

Очевидно, груз имеет возможность совершать колебания на крюковой подвеске. При этом крюковая подвеска также может совершать колебания, так как крепится к манипуляционной системе через шарнирное соединение.

Расчетная схема для данной задачи приведена на рис. 2.

При моделировании были приняты следующие допущения:

1. смещения точки А (рис. 2) в пределах зева крюка из-за воздействия силы трения отсутствуют;
2. так как манипуляторы мобильных машин работают с относительно невысокими скоростями

движения [3], то при моделировании колебаний груза на жестком подвесе не учитывается возможная потеря контакта груза и крюка, вызванная подпрыгиванием груза;

3. при работе манипулятора весовая нагрузка всегда направлена в одну сторону (вниз), поэтому считается, что ось шарнира крюковой подвески также не подпрыгивает в проушинах шарнира из-за возможного наличия люфта [4].

Уравнения движения данной системы выглядят следующим образом:

$$\begin{cases} J_k \ddot{\varphi}_k = [X_k \cdot (H + R) + W_k \cdot h] \times \\ \times \cos \varphi_k - [Y_k \cdot (H + R) + Q_k \cdot h] \times \\ \times \sin \varphi_k - M_{mpu} + M_{mpz}, \\ J_z \ddot{\varphi}_z = W_z \cdot \sqrt{a^2 + b^2} \cdot \cos \varphi_z - Q_z \cdot \sqrt{a^2 + b^2} \times \\ \times \sin \varphi_z - F_{zn} \cdot \sin \varphi_1 - F_{zt} \cdot \cos \varphi_1 - M_{mpz}, \end{cases}$$

где J_k и J_z – моменты инерции; φ_k и φ_z – углы поворота крюковой подвески и груза; F_{zn} – нормальная инерционная, F_{zt} – касательная инерционная силы, связанные со сложным движением груза на крюке; Q_k и Q_z – весовые нагрузки от крюковой подвески и от груза (.); W_k и W_z – ветровые нагрузки на крюковую подвеску и груз; M_{mpu} и M_{mpz} – моменты трения в шарнире крюка и на крюке.

Нормальная инерционная сила является разностью центробежной и кориолисовой сил. Эти внутренние силы можно вычислить следующим образом:

$$F_{zn} = m_z \cdot \frac{\dot{\varphi}_k^2}{R_1} - \dot{\varphi}_z \cdot b \cdot \dot{\varphi}_k, \quad F_{zt} = m_z \cdot R_1 \cdot \ddot{\varphi}_k,$$

где m_k – масса крюковой подвески.

Дополнительные геометрические параметры равны:

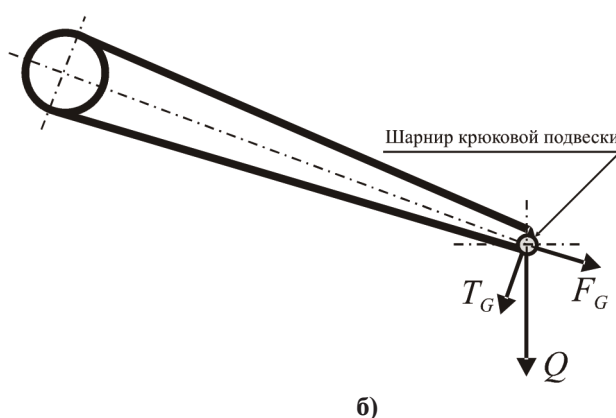
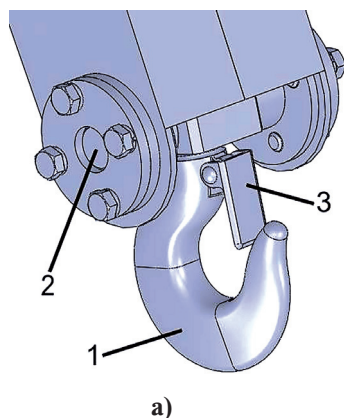


Рис. 1. Груз на жесткой подвеске:

а – модель подвески; б – воздействия груза; 1 – крюк; 2 – ось шарнира; 3 – скоба безопасности

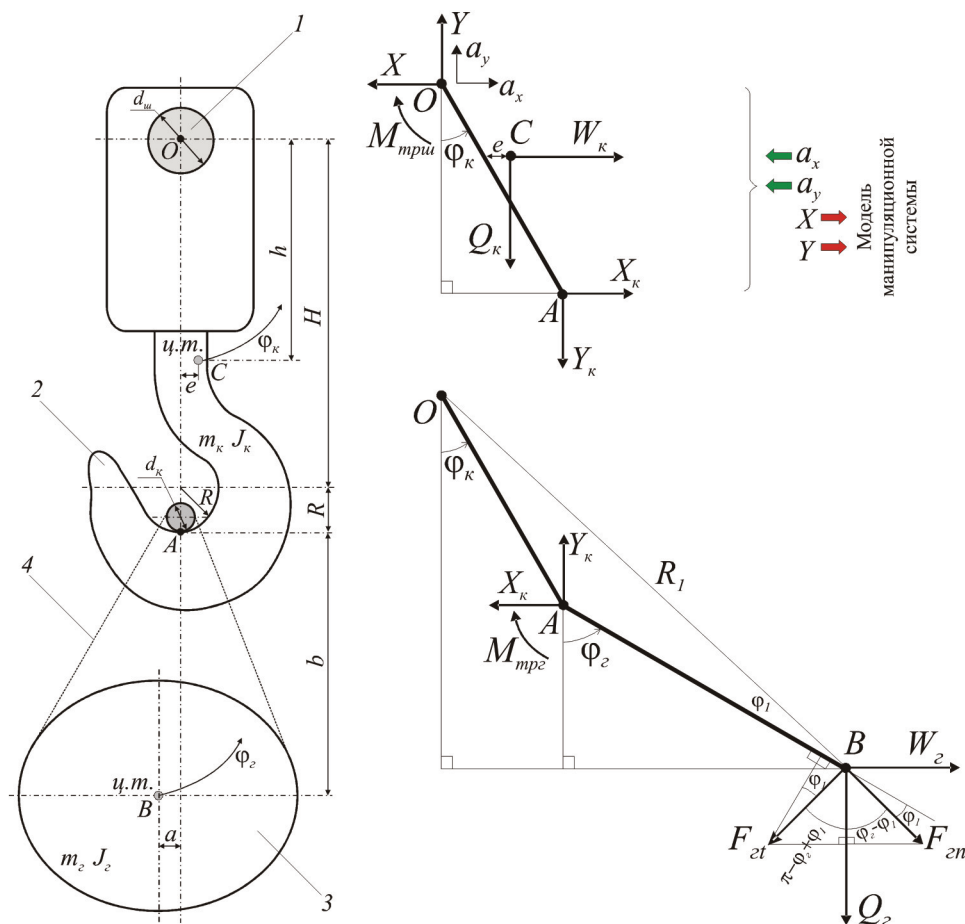


Рис. 2. Расчетная схема колебаний груза на крюке с жесткой подвеской:
1 – ось шарнира крепления крюковой подвески; 2 – крюковая подвеска;
3 – груз; 4 – стропы или иная навесная оснастка

$$R_1 = \sqrt{(H+R)^2 + a^2 + b^2 - 2 \cdot (H+R) \cdot \sqrt{a^2 + b^2} \cdot \cos(\pi - \varphi_2 + \varphi_k)};$$

$$\varphi_1 = \arccos \left[\frac{R_1^2 + a^2 + b^2 - (H+R)^2}{2 \cdot R_1 \cdot \sqrt{a^2 + b^2}} \right].$$

Силы реакции X_k и Y_k в точке А вычисляются следующим образом:

$$X_k = W_2 + F_{2n} \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_1) - F_{2t} \cdot \sin(\pi - \varphi_2 + \varphi_1);$$

$$Y_k = Q_2 + F_{2n} \cdot \cos(\varphi_2 - \varphi_1) - F_{2t} \cdot \cos(\pi - \varphi_2 + \varphi_1).$$

Силы реакции X и Y в точке O вычисляются следующим образом:

$$X = W_2 + F_{2n} \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_1) - F_{2t} \cdot \sin(\pi - \varphi_2 + \varphi_1);$$

$$Y = Q_2 + F_{2n} \cdot \cos(\varphi_2 - \varphi_1) - F_{2t} \cdot \cos(\pi - \varphi_2 + \varphi_1).$$

Моменты трения в системе равны:

$$M_{mpru} = 0.5 \cdot f_{mpru} \cdot d_u \cdot \sqrt{X^2 + Y^2},$$

$$M_{mprz} = f_{mprz} \cdot (b + 0.5 \cdot d_k) \cdot \sqrt{X_k^2 + Y_k^2},$$

где f_{mpru} и f_{mprz} – соответствующие коэффициенты трения.

Если точка O ускоренно перемещается с горизонтальным a_x и вертикальным ускорением a_y , то к силам Q_{xi} необходимо добавить соответствующие силы F_{uxi} , а к силам Q_{yi} необходимо добавить соответствующие силы F_{uyi} :

$$F_{uxi} = m_i \cdot a_x, \quad F_{uyi} = m_i \cdot a_y.$$

Ускорения a_x и a_y определяются из расчета манипулятора по методике [5], реализующей алгоритмы RNEA и CRBA. Для учета подвижности шасси перед основанием в модели манипулятора [5] может вводиться шарнир с шестью степенями свободы, позволяющий учесть увеличение динамических нагрузок на манипулятор и груз [6].

Результаты расчета крюковой подвески приведены на рис. 3. Параметры расчетной

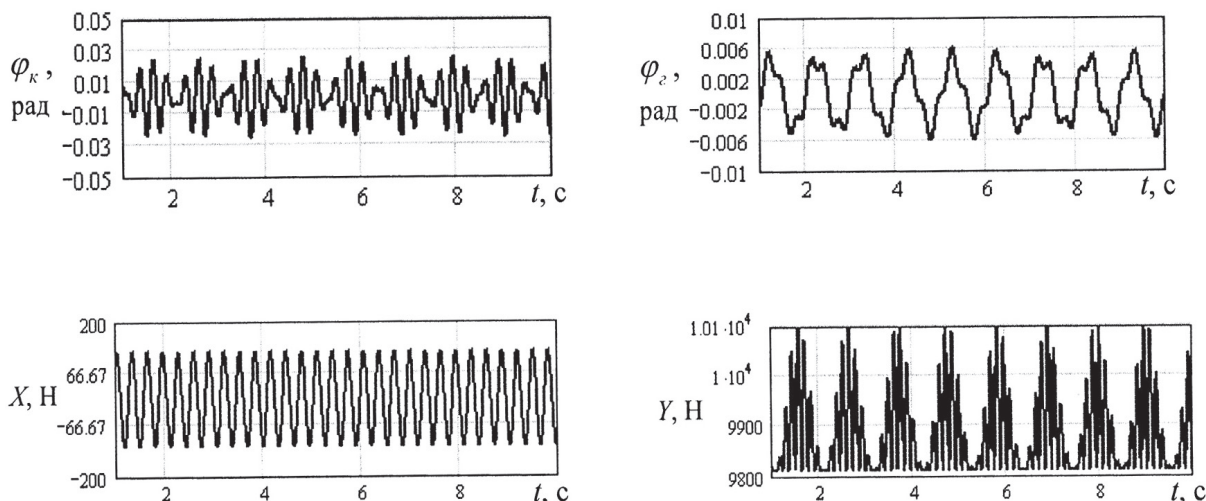


Рис. 3. Результаты расчета жесткой крюковой подвески:

а – колебания крюковой подвески; б – колебания груза; в – вертикальная нагрузка на манипуляционную систему; г – горизонтальная нагрузка на манипуляционную систему

модели при этом: $J_k = 10 \text{ кгм}^2$, $J_z = 200 \text{ кгм}^2$, $m_k = 50 \text{ кг}$, $m_z = 1000 \text{ кг}$, $W_k = 5 \sin(20t) \text{ Н}$, $W_z = 125 \sin(20t) \text{ Н}$, $F_{uxi} = F_{uyi} = 0$, $H = 0,3 \text{ м}$, $h = 0,1 \text{ м}$, $R = 0,01 \text{ м}$, $a = 0,01 \text{ м}$, $b = 0,8 \text{ м}$.

Некоторые манипуляционные системы имеют гибкую подвеску груза (рис. 4). Такая подвеска расширяет рабочую зону манипуляционной системы и позволяет работать с грузом, расположенным значительно ниже опорной поверхности базовой машины. Трос приводится в движение гидравлической лебедкой.

Математическая модель для исследования динамики груза на гибкой подвеске приведена на рис. 5. Воздействие со стороны груза передается на стрелу манипуляционной системы через систему блоков. Система блоков и груз приводится в движение лебедкой.

Основные элементы системы: m_0 – приведенная к концу стрелы масса манипуляционной системы, m_1 – приведенная к линейному

движению масса вращающихся частей лебедки, m_2 – масса поднимаемого груза, x_0 , x_1 , x_2 – соответственные перемещения масс модели. Груз через систему блоков (полиспаст) действует на стрелу манипуляционной системы. В то же время внутреннее натяжение каната преодолевается приводом лебедки, которая приводит всю систему в движение. Математическая модель подъема схожа с представленной в работах [7; 8].

Уравнения движения системы выглядят следующим образом:

$$\begin{cases} m_0 \cdot \ddot{x}_0 + c_s \cdot x_0 + \beta_s \cdot \dot{x}_0 = 0, \\ m_1 \cdot \ddot{x}_1 + c_k \cdot (x_1 - x_0 - x_2) + \\ + \beta_k \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_0 - \dot{x}_2) - P(\dot{x}_1, S) = 0, \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 + c_1 \cdot (x_0 + x_2 - x_1) + \\ + \beta_1 \cdot (\dot{x}_0 + \dot{x}_2 - \dot{x}_1) + Q = 0. \end{cases}$$



Рис. 4. Кран-манипулятор СФ-125 с гибкой подвеской

Приведенная масса вращающихся частей приводной лебедки:

$$m_1 = \frac{4 \cdot \delta_1 \cdot J_1 \cdot (u_p \cdot k_{нол})^2 \cdot \eta_{пр}}{D_o^2},$$

где $\delta_1 = 1, 1 \dots 1, 2$; D_o – диаметр барабана, м; J_1 – момент инерции вращающихся масс механизма, кг·м²; u_p – передаточное отношение привода; $\eta_{пр}$ – коэффициент полезного действия привода [7; 8].

Жесткость манипуляционной системы c_s определяется с использованием метода конечных элементов [8–10]. На основе анализа модели манипуляционной системы возможно определить характерные для траектории движения точки, соответствующие моментам времени t_i , после чего вычислить в них значения $c_s(t_i)$ и передать в качестве исходной информации в алгоритм расчета.

Общая жесткость канатного подвеса в динамической модели равна:

$$c_k = c_{k0}(x_0) + c_{k1}(x_0),$$

где жесткости отвесов ветвей канатов:

$$c_{k0}(x_0) = E_k \cdot F_k \cdot m_{нол} \cdot k_{нол} \cdot \frac{\cos(\varphi_0)}{H - a - x_0},$$

$$c_{k1}(x_0) = E_k \cdot F_k \cdot m_{нол} \cdot k_{нол} \cdot \frac{\cos(\varphi_0)}{H - a - x_0},$$

где E_k и F_k – модуль упругости и площадь металлического сечения каната; $m_{нол}$ – число полиспастов; $k_{нол}$ – кратность полиспаста; углы отклонения канатов при этом равны:

$$\varphi_0 = \arctg\left(\frac{r_0 - r_1}{H - a - x_0}\right), \quad \varphi_1 = \arctg\left(\frac{r_0 - r_1}{H - x_0}\right).$$

Коэффициенты демпфирования определяются согласно методике [8]. Его можно вычислить по приближенной зависимости:

$$\beta_s = \frac{(10 \dots 40) \cdot c_0}{2 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot \sqrt{m_0/c_0}}.$$

При этом меньшие значения следует брать для машин, работающих в легком режиме.

Коэффициент демпфирования канатного подвеса вычисляется аналогично коэффициенту демпфирования металлоконструкции:

$$\beta_k = \frac{(5 \dots 10) \cdot c_1}{2 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot \sqrt{m_1/c_1}}.$$

В общем случае движущее усилие привода P зависит от скорости вращения барабана лебедки и от силы натяжения набегающей на лебедку ветви каната. Зависимости для движущего усилия электропривода приведены в работах [7, 8]. Зависимость движущего усилия лебедки с гидроприводом зависит от типа гидромотора. Чаще всего используются аксиально-поршневые гидромашины. Крутящий момент в этом случае равен:

$$M_{кр} = \Delta p \cdot \frac{d^2}{8} \cdot z \cdot D \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot \eta,$$

где Δp – разность давлений в напорной и сливной полостях гидромотора, d – диаметр цилиндра насоса, γ – угол наклона блока цилиндров или ведущего диска насоса, z – число поршней насоса, D – диаметр окружности размещения цилиндров [11].

В расчете приняты следующие параметры модели. Грузоподъемность на максимальном вылете 10,6 м – 830 кг. Давление в гидроприводе 20 МПа, подача насоса 80 л/мин. Приведенная масса лебедки $m_1 = 105000$ кг. Масса поднимаемого груза $m_2 = 830$ кг. Жесткость каната $c_k = 350000$ кН/м, коэффициент диссипации $\beta_k = 450$ кНс²/м. При интегрировании все начальные условия приняты нулевыми, кроме начальной скорости массы m_1 , которая равна номинальной скорости 0,11 м/с.

Результаты моделирования подъема груза краном-манипулятором СФ-125 приведены на рис. 6.

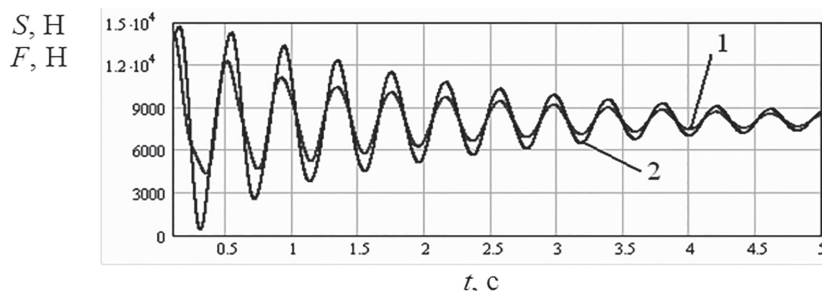


Рис. 6. Результаты расчета гибкой крюковой подвески при подъеме груза:
1 – нагрузка в канате S ; 2 – воздействие на манипуляционную систему F

Выводы

1. Колебания груза на грузозахватном органе вызывают воздействие дополнительных динамических нагрузок на несущую металлоконструкцию манипулятора мобильной машины.
2. Для стреловых кранов коэффициент динамики при определении грузового воздействия обычно принимается равным 1,1...1,3 [12]. На основании выполненных расчетов коэффициенты динамичности при использовании гибкого подвеса груза могут достигать значений 1,5...2,0. Поэтому в расчетах воздействий со стороны груза на манипулятор рекомендуется использовать разработанные модели.
3. Динамические нагрузки при использовании жесткого подвеса груза ниже, чем при использовании гибкого подвеса груза. Коэффициент динамики для этого случая лежит в пределах 1,05...1,1.
4. Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых ученых-кандидатов наук № МК-92.2014.8.

Литература

1. Новоселов В. Время перемен. Российский рынок гидроманипуляторов // Строительная техника и технологии. 2013. № 4. С. 98–110.
2. Лагерев А.В. Нагруженность подъемно-транспортной техники. Брянск: Изд-во БГТУ, 2010. 180 с.
3. Лагерев А.В., Лагерев И.А., Говоров В.В. Модернизация крана-манипулятора самоходной энергетической машины АСТ-4-А // Вестник Брянского государственного технического университета. 2010. № 4. С. 59–66.
4. Лагерев А.В., Лагерев И.А., Мильто А.А. Снижение ударной нагрузки, вызываемой люфтом в шарнирных соединениях звеньев крано-манипуляторных установок // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2015. № 2. С. 37–42.
5. Лагерев А.В., Лагерев И.А., Мильто А.А. Универсальная методика динамического анализа гидравлических кранов-манипуляторов // Вестник Брянского государственного технического университета. 2013. № 3. С. 24–31.
6. Лагерев А.В., Лагерев И.А., Мильто А.А. Исследование динамики и прочности гидравлических крано-манипуляторных установок на подвижном шасси // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2015. № 1. С. 43–48.
7. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов. М.: Машиностроение, 1987. 160 с.
8. Лагерев И.А. Влияние подкрановой конструкции на динамическую нагруженность мостового крана // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2011. № 5–3. С. 3–10.
9. Лагерев И.А. Расчеты грузоподъемных машин методом конечных элементов. Брянск: БГТУ, 2013. 116 с.
10. 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.
11. Лагерев А.В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники. Брянск: БГТУ, 2006. 232 с.
12. ГОСТ 32579.1-2013. Краны грузоподъемные. Принципы формирования расчетных нагрузок и комбинаций нагрузок. Часть 1. Общие положения. 30 с.

References

1. Novoselov V. Time for changes. Russian market of hydraulic manipulators. Stroitel'naya tekhnika i tekhnologii, 2013, No 4, pp. 98–110 (in Russ.).
2. Lagerev A.V. Nagruzhennost' pod'emno-transportnoy tekhniki [Stress loading of handling machinery]. Bryansk, Izd-vo BGTU Publ., 2010, 180 p.
3. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Govorov V.V. Modernization of crane-manipulator of self-propelled power machine AST-4-A. Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta [Bulletin of Bryansk State Technical University], 2010, No 4, pp. 59–66 (in Russ.).
4. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Mil'to A.A. Reduction of shock stress caused by backlash in joint couplings of crane-manipulator systems parts. Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta [Scientific and Technical Journal of Bryansk State University], 2015, No 2, pp. 37–42 (in Russ.).
5. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Mil'to A.A. The universal method of dynamic analysis of hydraulic cranes-manipulators. Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta [Bulletin of Bryansk State Technical University], 2013, No 3, pp. 24–31 (in Russ.).
6. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Mil'to A.A. Research of dynamics and strength of hydraulic crane-manipulator systems on a mobile chassis. Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta [Scientific and Technical Journal of Bryansk State University], 2015, No 1, pp. 43–48 (in Russ.).
7. Lobov N.A. Dinamika gruzopod'emnykh kranov [Dynamics of cargo cranes]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1987, 160 p.

8. Lagerev I.A. Influence of under crane construction on dynamic loading of bridge crane. Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki [News of the Tula state university. Technical sciences], 2011, No 5–3, pp. 3–10 (in Russ.).
9. Lagerev I.A. Raschety gruzopod"emnykh mashin metodom konechnykh elementov [Calculations of lifting machines by finite element method]. Bryansk, BGTU Publ., 2013, 116 p.
10. 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.
11. Lagerev A.V. Proektirovanie nasosnykh gidroprivodov pod"emno-transportnoy tekhniki [Design of pumping hydraulic drives of lifting and transport equipment]. Bryansk, BGTU Publ., 2006, 232 p.
12. GOST 32579.1-2013. Hoisting cranes. The principles of the design loads and load combinations. Part 1. General provisions. Moscow, Standartinform Publ., 2013. 30 p.

MATHEMATICAL MODELING OF CARGO OSCILLATIONS ON THE MOBILE MACHINE MANIPULATOR LOAD LIFTING BODY

Dr.Eng. **V.F. Kovalskiy**, Ph.D. **I.A. Lagerev**
Moscow State University of Railway Engineering (MIIT),
Ivan Petrovsky Bryansk State University
+7 4832 64-81-17, lagerev-bgu@yandex.ru

Hydraulic crane-manipulator devices mounted on a movable chassis of different transport and technological machines are widely used in various sectors of the Russian economy. The main objective of handling system operation is movement of cargo or working body to the desired point of space. Therefore, dynamic loading of handling system is largely determined by the nature of the interaction with cargo or working body. The paper discusses approaches to assessing the impact of cargo on loadbearing metal structure of mobile machine manipulator. The mathematical models of cargo oscillations on rigid and flexible fixture are developed. Motion equations are integrated together with motion equations of handling system. Dynamic model of cargo oscillations on rigid and flexible fixture are considered. The results of mathematical modeling of cargo oscillations on rigid and flexible fixture are provided. Stiffness of handling system was determined using the finite element method. Mathematical modeling helped to find out that cargo oscillations on load lifting body cause additional dynamic loading on loadbearing metal structure of mobile machine manipulator. For jib cranes dynamic factor when determining dynamics of cargo impact is usually taken equal to 1.1 ... 1.3, and on the basis of the calculations the dynamic factors when using flexible fixture can reach values of 1.5 ... 2.0. Therefore, in the calculation of impacts from the side of cargo it is recommended to use the developed model. Dynamic loads for rigid fixture are lower than when using flexible cargo fixture. Dynamic factor in this case lies in the range of 1.05 ... 1.1.

Keywords: crane-manipulator, mobile machine, cargo, oscillations, hook, flexible fixture, modeling.