

УДК 519.4

DOI 10.24412/2413-7383-2025-2-37-106-115

Д. В. Бажутин, В. Н. Павлыш  
ФГБОУ ВО «Донецкий национальный технический университет»  
283001, г. Донецк, ул. Артема, 58

## ОЦЕНКА АМПЛИТУДЫ ОСТАТОЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ ГРУЗА В АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ КРАНОВЫХ УСТАНОВКАХ В УСЛОВИЯХ НЕТОЧНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДЛИНЫ ПОДВЕСА

D. V. Bazhutin, V. N. Pavlysh  
Donetsk National Technical University  
283001, c. Donetsk, Artema str., 58

## ESTIMATION OF RESIDUAL PAYLOAD SWING AMPLITUDE FOR AUTOMATED CRANE UNITS SUBJECTED TO INACCURATE CABLE LENGTH VALUE

Работа посвящена вопросам совершенствования алгоритмов демпфирования колебаний грузов, перемещаемых мостовыми кранами, путем применения релейных диаграмм разгона электроприводов горизонтального перемещения. Приведен анализ влияния погрешностей определения длины подвеса на точность работы трехэтапного алгоритма демпфирования колебаний груза в автоматизированных системах управления движения мостовых кранов. Получены аналитические зависимости амплитуды и начальной фазы остаточных колебаний груза от относительной погрешности определения длины подвеса и параметров разгона электропривода. Корректность полученных результатов проверена методами математического моделирования

**Ключевые слова:** мостовой кран, демпфирование колебаний, трехэтапная диаграмма разгона, остаточные колебания.

The paper considers the problem of improving the payload swing elimination algorithms for gantry cranes implementing stepwise acceleration diagrams for horizontal motion electric drives. The analysis inaccurate cable length estimation effect on the accuracy of three-stage payload swing elimination algorithm for gantry crane automated motion control systems is given. The analytical dependencies of amplitude and starting phase of payload residual sway from relative cable length estimation error and electric drive acceleration parameters were derived. The correctness of obtained results was confirmed via computer simulation.

**Key words:** gantry crane, anti-swing control, three-stage acceleration diagram, residual sway, computer simulation.

## Введение

В современном производственном процессе крановые установки выполняют транспортировочные функции, являясь связующим звеном между отдельными производственными линиями и участками хранения продукции. При разработке систем автоматизированного управления движением крановых установок должное внимание необходимо уделять проблеме демпфирования колебательных движений груза, которые ухудшают энергетические показатели и надежность систем электропривода, а также могут приводить к возникновению аварийных ситуаций [1], [2].

Проблеме демпфирования колебаний груза посвящено немало научных работ. В последние годы наблюдается тенденция развития сложных алгоритмов управления, использующих адаптивные технологии [3], [4], системы нечеткой логики [5], [6], и нейронные сети. В такие алгоритмы также закладывается возможность адаптации к изменению длины подвеса [7], [8]. Одновременно с этим внимание также уделяется более простым алгоритмам, построенным на формировании компенсационной обратной связи по сигналу отклонения груза, подаваемой на вход контура регулирования скорости механизма горизонтального перемещения [9-12]. Все эти алгоритмы показывают высокую эффективность, однако требуют наличия специализированных датчиков измерения углового положения груза, установка которых на практике не всегда возможна или целесообразна.

Из существующих методов демпфирования колебаний в отдельную категорию можно выделить алгоритмы, формирующие линейное ускорение точки подвеса груза в горизонтальной плоскости в виде последовательности прямоугольных импульсов определенной длительности и амплитуды [13-18]. Преимуществом таких методов является простота их реализации и интеграции в существующие системы управления движением крановых установок. Однако, существенным их недостатком является привязка к частоте собственных колебаний груза  $\Omega_0$ , в функции которой определяются моменты изменения величины ускорения. Известно, что эта частота может быть вычислена по формуле:

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{g(M+m)}{LM}} \approx \sqrt{\frac{g}{L}}, \quad (1)$$

где  $M$  – масса подвижной платформы, к которой подвешен груз;  $m$  – масса груза;  $L$  – длина подвеса;  $g$  – ускорение свободного падения. Исходя из этого выражения можно сделать вывод, что от точного определения длины подвеса будет зависеть точность расчета моментов изменения ускорения, а следовательно, и качество демпфирования колебаний груза. Исследованию эффективности алгоритмов демпфирования колебаний груза посвящены, в частности, работы [6], [7].

## Постановка задачи исследования

В [19] приведена качественная оценка амплитуды остаточных колебаний при неточном определении длины подвеса. В этой статье отмечено, что относительная погрешность вычисления длины подвеса является более точным показателем оценки качества функционирования алгоритмов демпфирования колебаний, однако более точная информация отсутствует. При этом ожидаемое значение амплитуды остаточных колебаний необходимо оценивать при разработке алгоритмов управления движением для выбора общей структуры системы автоматического управления.

Целью данной работы является вывод математических зависимостей, связывающих амплитуду остаточных колебаний груза и относительную погрешность определения длины подвеса на примере алгоритма демпфирования колебаний груза с трехэтапной диаграммой изменения ускорения.

## Вывод уравнений остаточных колебаний

С целью упрощения расчетов в качестве математической модели объекта исследований примем упрощенную линейризованную модель, полученную исходя из условия наличия быстродействующей системы автоматического регулирования скорости движения грузоподъемной платформы в виде [2], [20]:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 s}{dt^2}(t) &= F(t)/(M + m), \\ L \frac{d^2 \varphi(t)}{dt^2}(t) + \varphi(t) &= a(t). \end{aligned} \quad (2)$$

На рисунке 1 приведены диаграммы переходных процессов в такой модели при точном определении длины подвеса и при относительной погрешности, равной 20%.

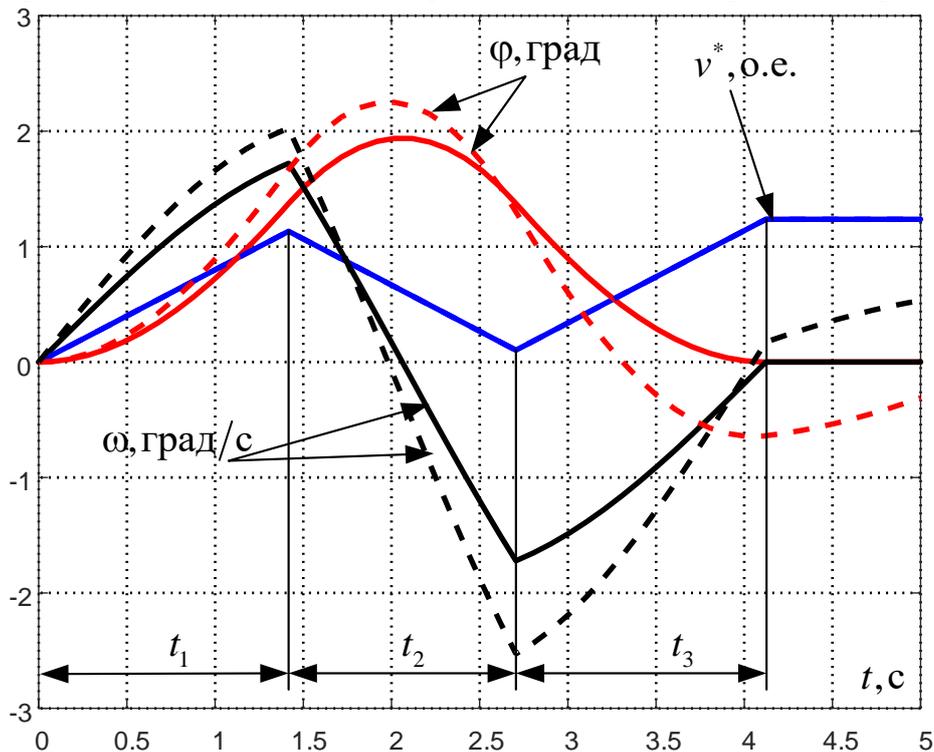


Рисунок 1 – Диаграммы переходных процессов при корректном (сплошные линии) и неточном (пунктирные линии) определении длины подвеса

Расчеты будем проводить на основании условий полного демпфирования колебаний груза, (2), выведенного из частного решения системы дифференциальных уравнений для конечной точки третьего этапа разгона в виде [9]:

$$\begin{cases} -\frac{a_3}{\Omega_0^2 L} \left( \cos(\Omega_0 t_p) - 2 \cos(\Omega_0 (t_1 + t_2)) + 2 \cos(\Omega_0 t_3) - 1 \right) = 0, \\ \frac{a_3}{\Omega_0 L} \left( \sin(\Omega_0 t_p) - 2 \sin(\Omega_0 (t_1 + t_2)) + 2 \sin(\Omega_0 t_3) \right) = 0, \\ a_3 (t_1 + t_3) - a_3 t_2 = v_3, \end{cases} \quad (3)$$

где  $t_p = t_1 + t_2 + t_3$ .

Третье уравнение данной системы определяет конечное значение линейной скорости движения грузоподъемной платформы. В рамках данного исследования это значение не будем учитывать, т.к. оно не оказывает влияния на процесс демпфирования колебаний и не содержит  $\Omega_0$ .

Первое и второе уравнения данной системы описывают, соответственно, поведение угла отклонения груза от вертикали  $\varphi$  и его угловой скорости  $\omega$ . Анализируя численные значения компонент этих уравнений при различных значениях параметров диаграммы разгона можно сделать вывод о величине остаточных колебаний. В случае, если фактическое значение длины подвеса отличается от расчетного, угол отклонения груза от вертикали будет изменяться по формуле:

$$\varphi(t) = \frac{\omega_k}{\Omega_0} \sin(\Omega_0 t) + \varphi_k \cos(\Omega_0 t) = A_{\text{ост}} \sin(\Omega_0 t + \theta_{\text{ост}}), \quad (4)$$

где  $\omega_k$  и  $\varphi_k$  – значения угловой скорости груза и угла его отклонения в конечный момент работы алгоритма демпфирования колебаний,  $A_{\text{ост}}$  – амплитуда остаточных колебаний,  $\theta_{\text{ост}}$  – угловое смещение при остаточных колебаниях. Таким образом, оценив значения  $\omega_k$  и  $\varphi_k$ , можно вычислить амплитуду остаточных колебаний.

## Оценка амплитуды остаточных колебаний

Для определения длительности каждого из интервалов  $t_i$  необходимо решить следующее алгебраическое уравнение итерационными методами относительно переменной  $\tau$ , являющейся косвенной оценкой длительности переходных процессов:

$$\frac{v_3}{a_3} = \tau - 4 \arcsin \left( \frac{1}{2} \sin \left( \frac{\tau}{2} \right) \right). \quad (5)$$

Искомые значения  $t_i$  вычисляются из выражений:

$$\Omega_0 t_1 = \Omega_0 t_3 = \frac{\tau}{2} - \arcsin \left( \frac{1}{2} \sin \left( \frac{\tau}{2} \right) \right), \quad (6)$$

$$\Omega_0 t_2 = 2 \arcsin \left( \frac{1}{2} \sin \left( \frac{\tau}{2} \right) \right). \quad (7)$$

Анализируя выражения (5)-(7) можно сделать следующие выводы:

1. Поскольку круговая частота собственных колебаний груза  $\Omega_0$  находится в левой части выражений (6) и (7) и отсутствует в выражении (5), расчетные длительности интервалов диаграммы разгона при различных значениях  $\Omega_0$ , выраженные в секундах, будут отличаться, однако соответствующие им фазы гармонических составляющих в радианах будут совпадать.

2. Форма диаграммы разгона и соотношение длительностей отдельных этапов диаграммы зависит от минимального времени разгона электропривода без учета необходимости демпфирования колебаний  $t_{\min}$ :

$$t_{\min} = v_3 / a_3. \quad (8)$$

Результаты моделирования свидетельствуют о корректности обоих утверждений. В таком случае оценку амплитуды остаточных колебаний можно проводить в функции одного параметра. Поскольку аналитически оценить изменение значений тригонометрических функций затруднительно, эту задачу будем решать численными методами. На рисунке 2 приведены зависимости параметров  $\tau_1$  и  $\tau_2$ , полученных умножением значений  $t_1$  и  $t_2$  соответственно на круговую частоту собственных колебаний, от времени  $t_{\min}$ .

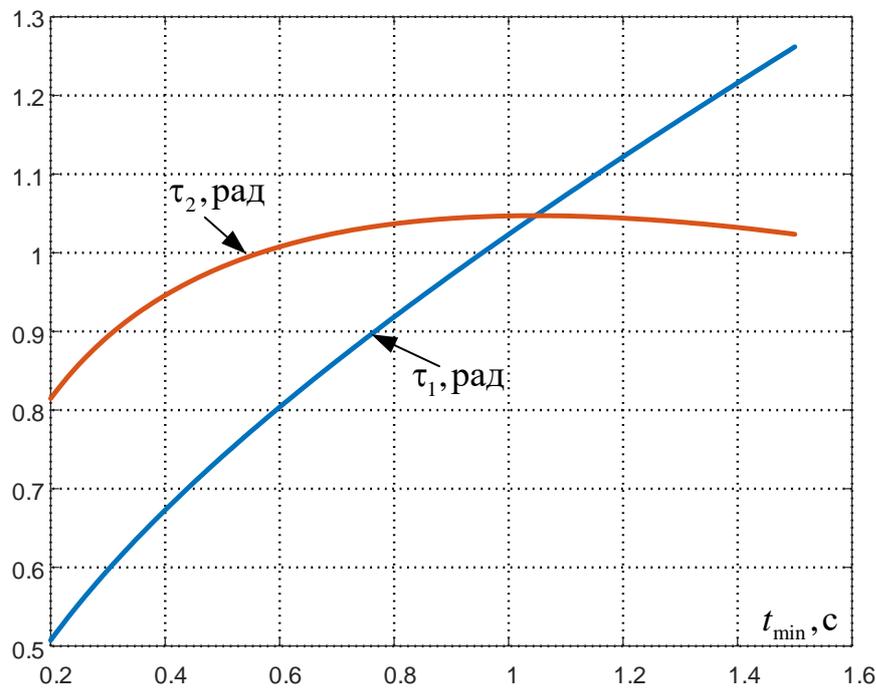


Рисунок 2 – Зависимости параметров  $\tau_1$  и  $\tau_2$  от времени  $t_{\min}$

С учетом того, что  $\tau_1 = \tau_3$ , перепишем первые два уравнения системы (3) в виде:

$$\begin{cases} -\frac{a_3}{\Omega_0^2 L} (\cos(2\tau_1 + \tau_2) - 2\cos(\tau_1 + \tau_2) + 2\cos(\tau_1) - 1) = 0, \\ \frac{a_3}{\Omega_0 L} (\sin(2\tau_1 + \tau_2) - 2\sin(\tau_1 + \tau_2) + 2\sin(\tau_1)) = 0. \end{cases} \quad (9)$$

С учетом того, что моменты переключения ускорения рассчитываются для одного значения длины подвеса, которой соответствует круговая частота колебаний груза  $\Omega_{0p}$ , а при моделировании работы системы фактическое значение длины подвеса соответствует круговой частоте  $\Omega_{0ф}$ , выполним пересчет фазовых переменных  $\tau_1$  и  $\tau_2$  в системе (9). Также обозначим результат вычислений первого из уравнений системы как  $\varphi_k$ , а второго –  $\omega_k$ . В результате получим следующие выражения для расчета



Используя приведенную методику, можно оценить, насколько существенной будет амплитуда остаточных колебаний груза при известной погрешности оценки длины подвеса.

## Выводы

Для оценки амплитуды остаточных колебаний при использовании трехэтапных диаграмм разгона электроприводов механизмов горизонтального перемещения грузов можно использовать частное решение дифференциального уравнения колебательного движения груза. Приведенная методика дает точный результат только для упрощенной модели, в которой не учитывается динамика механизмов, однако, как показывают предыдущие исследования, при синтезе быстродействующей системы автоматического регулирования скорости погрешность расчетов не превышает 2%. Следовательно, рассмотренная в рамках данной статьи методика может использоваться для решения практических задач при автоматизации процессов перемещения крановых установок.

## Список литературы

1. Nguyen V.C. An integrated solution for 3D overhead cranes: Time-optimal motion planning, obstacle avoidance, and anti-swing / V.C. Nguyen et. al. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, vol. 59, 2024 22 P.
2. Buch A. *Optimale Bewegungssteuerung von schwingungsfähigen mechatronischen Systemen mit zwei Freiheitsgraden am Beispiel eines Krans mit Pendelnder Last und elastischer Mechanik. Dissertation* [Dr.-Ing]. Magdeburg, 1999. - 250 p.
3. A. A. M. Fadlalla and M. Hassan, "Dynamic Modeling and Feedback Linearization Control of a 3-D Overhead Gantry Crane System," 2021 *IEEE International IOT, Electronics and Mechatronics Conference (IEMTRONICS)*, Toronto, ON, Canada, 2021, pp. 1-6, doi: 10.1109/IEMTRONICS52119.2021.9422566.
4. W. Liu, W. Yao, R. Chi and C. Mu, "Anti-Sway Control for Bulk Terminal Gantry Cranes Based on MFAC," 2023 *IEEE 12th Data Driven Control and Learning Systems Conference (DDCLS)*, Xiangtan, China, 2023, pp. 78-82, doi: 10.1109/DDCLS58216.2023.10165880.
5. H. Budiarto, V. T. Widyaningrum, A. Dafid, A. Kusairi and A. S. Romadhon, "Speed Control System in Gantry Crane Prototype for Horizontal Axis Using Fuzzy Method," 2024 *IEEE 10th Information Technology International Seminar (ITIS)*, Surabaya, Indonesia, 2024, pp. 40-44, doi: 10.1109/ITIS64716.2024.10845647.
6. Nguyen, H. Ph. Tracking Control Based on Takagi-Sugeno Fuzzy Descriptor Model for Overhead Crane Combined With Input Shaping / H. Ph. Nguyen, N. T. Bui, T. V. A. Nguyen. *IEEE Access*. 2024. Vol. 12. P. 127507-127521.
7. J. S. Radaideh and M. K. AlAjilouni, "Dynamical Modeling and Control of Motion System of the Gantry Crane to Minimize Swing Angle of the Payload," 2023 *IEEE Jordan International Joint Conference on Electrical Engineering and Information Technology (JEEIT)*, Amman, Jordan, 2023, pp. 87-92, doi: 10.1109/JEEIT58638.2023.10185684.
8. Li X. Anti-swing control for 2-D under-actuated cranes with load hoisting/lowering: A coupling-based approach / X. Li, X. Peng, Z. Geng. *ISA Transactions*, vol. 95, 2019 – P. 372-378.
9. Wang S. A novel payload swing control method based on active disturbance rejection control for 3D overhead crane systems with time-varying rope length / S. Wang, W. Jin, W. Chen. *Journal of the Franklin Institute*, vol. 361, No. 6, 2024.
10. S. Feng, Y. Liu, Z. Chen, Z. Chen and B. Yao, "Active Anti-Sway Control of Multi-Ropes Gantry Cranes with Scale Model Test," *IECON 2023- 49th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, Singapore*, Singapore, 2023, pp. 1-6, doi: 10.1109/IECON51785.2023.10312070.
11. Аксаментов, Д. Н. Исследование адаптивного закона управления мостовым краном на его макете / Д. Н. Аксаментов. *Вестник Ивановского государственного энергетического университета*. 2022. № 2. С. 47-57.
12. Щербаков В.С. Активный способ гашения колебаний груза после остановки мостового крана / В.С. Щербаков, М.С. Корытов, Е.О. Шершнева. *Мехатроника, автоматизация, управление*, т. 17. № 6. 2016. С. 368-374.

13. A. Stein and T. Singh, "Input Shaped Control of a Gantry Crane with Inertial Payload," 2022 *American Control Conference (ACC)*, Atlanta, GA, USA, 2022, pp. 4127-4132, doi: 10.23919/ACC53348.2022.9867494.
14. T. H. Do, M. D. Duong, M. L. Nguyen and Q. T. Dao, "A Combination of Distributed Delays Shapers and ADRC for Gantry Crane Control," 2020 *International Conference on Advanced Mechatronic Systems (ICAMechS)*, Hanoi, Vietnam, 2020, pp. 124-128, doi: 10.1109/ICAMechS49982.2020.9310161.
15. Optimization-Based Input-Shaping Swing Control of Overhead Cranes / W. Tang, R. Ma, W. Wang, H. Gao. *Applied Sciences (Switzerland)*. 2023. Vol. 13, No. 17. P. 9637.
16. V. Orsini, "A Robust Offline Precomputed Optimal Feedforward Control Action for the Real Time Feedback/Feedforward Control of Double Pendulum Gantry Cranes," in *IEEE Access*, vol. 9, pp. 158273-158286, 2021, doi: 10.1109/ACCESS.2021.3131032
17. C.Y. Chang, The switching algorithm for the control of overhead crane. *Neural Computing & Applications* vol. 15, 2006 P. 350-358.
18. C. Forest, D. Frakes, W. Singhose. Input-shaped control of gantry cranes: simulation and curriculum development. *Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conference*, Vol. 6B. 2001. p. 1877-1884.
19. Толочко, О. И. Влияние неточного определения длины каната на эффективность гашения колебаний груза / О. И. Толочко, Д. В. Бажутин. *Электротехнические и компьютерные системы*. 2011. № 3(79). С. 175-177.
20. Толочко О.И. Алгоритм расчета многоэтапного закона управления для электропривода тележки мостового крана / О.И. Толочко, Д.В. Бажутин. *Научные труды ДонНТУ. Серия: «Электротехника и энергетика»*. – Донецк: ГБУЗ «ДонНТУ», 2011.- вып. 10(180). – С. 183–187.

## References

1. Nguyen V.C. An integrated solution for 3D overhead cranes: Time-optimal motion planning, obstacle avoidance, and anti-swing / V.C. Nguyen et. al. // *Engineering Science and Technology, an International Journal*, vol. 59, 2024 – 22 P.
2. Buch A. Optimale Bewegungssteuerung von schwingungsfähigen mechatronischen Systemen mit zwei Freiheitsgraden am Beispiel eines Krans mit Pendelnder Last und elastischer Mechanik. Dissertation [Dr.-Ing]. Magdeburg, 1999. - 250 p.
3. A. A. M. Fadlalla and M. Hassan, "Dynamic Modeling and Feedback Linearization Control of a 3-D Overhead Gantry Crane System," 2021 *IEEE International IOT, Electronics and Mechatronics Conference (IEMTRONICS)*, Toronto, ON, Canada, 2021, pp. 1-6, doi: 10.1109/IEMTRONICS52119.2021.9422566.
4. W. Liu, W. Yao, R. Chi and C. Mu, "Anti-Sway Control for Bulk Terminal Gantry Cranes Based on MFAC," 2023 *IEEE 12th Data Driven Control and Learning Systems Conference (DDCLS)*, Xiangtan, China, 2023, pp. 78-82, doi: 10.1109/DDCLS58216.2023.10165880.
5. H. Budiarto, V. T. Widyaningrum, A. Dafid, A. Kusairi and A. S. Romadhon, "Speed Control System in Gantry Crane Prototype for Horizontal Axis Using Fuzzy Method," 2024 *IEEE 10th Information Technology International Seminar (ITIS)*, Surabaya, Indonesia, 2024, pp. 40-44, doi: 10.1109/ITIS64716.2024.10845647.
6. Nguyen, H. Ph. Tracking Control Based on Takagi-Sugeno Fuzzy Descriptor Model for Overhead Crane Combined With Input Shaping / H. Ph. Nguyen, N. T. Bui, T. V. A. Nguyen // *IEEE Access*. – 2024. – Vol. 12. – P. 127507-127521.
7. J. S. Radaideh and M. K. AlAjlouni, "Dynamical Modeling and Control of Motion System of the Gantry Crane to Minimize Swing Angle of the Payload," 2023 *IEEE Jordan International Joint Conference on Electrical Engineering and Information Technology (JEEIT)*, Amman, Jordan, 2023, pp. 87-92, doi: 10.1109/JEEIT58638.2023.10185684.
8. Li X. Anti-swing control for 2-D under-actuated cranes with load hoisting/lowering: A coupling-based approach / X. Li, X. Peng, Z. Geng // *ISA Transactions*, vol. 95, 2019 – P. 372-378.
9. Wang S. A novel payload swing control method based on active disturbance rejection control for 3D overhead crane systems with time-varying rope length / S. Wang, W. Jin, W. Chen // *Journal of the Franklin Institute*, vol. 361, No. 6, 2024.
10. S. Feng, Y. Liu, Z. Chen, Z. Chen, Z. Chen and B. Yao, "Active Anti-Sway Control of Multi-Ropes Gantry Cranes with Scale Model Test," *IECON 2023- 49th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, Singapore*, Singapore, 2023, pp. 1-6, doi: 10.1109/IECON51785.2023.10312070.
11. Aksamentov, D.N. Study od adaptive control law for an overhead crane using its model // *Proceedings of Ivanovo State Power Engineering uUniversity*. – 2022. – №2. – P. 47-57.

12. Scherbakoov V.S. Active means of payload swing elimination after gantry crane stop / V.S. Scherbakov, M.S. Korytov, Ye. O. Shershneva // *Mechatronics, automation, control*, vol. 17. № 6. – 2016. – P. 368-374.
13. A. Stein and T. Singh, "Input Shaped Control of a Gantry Crane with Inertial Payload," 2022 American Control Conference (ACC), Atlanta, GA, USA, 2022, pp. 4127-4132, doi: 10.23919/ACC53348.2022.9867494.
14. T. H. Do, M. D. Duong, M. L. Nguyen and Q. T. Dao, "A Combination of Distributed Delays Shapers and ADRC for Gantry Crane Control," *2020 International Conference on Advanced Mechatronic Systems (ICAMechS)*, Hanoi, Vietnam, 2020, pp. 124-128, doi: 10.1109/ICAMechS49982.2020.9310161.
15. Optimization-Based Input-Shaping Swing Control of Overhead Cranes / W. Tang, R. Ma, W. Wang, H. Gao // *Applied Sciences (Switzerland)*. – 2023. – Vol. 13, No. 17. – P. 9637.
16. V. Orsini, "A Robust Offline Precomputed Optimal Feedforward Control Action for the Real Time Feedback/Feedforward Control of Double Pendulum Gantry Cranes," in *IEEE Access*, vol. 9, pp. 158273-158286, 2021, doi: 10.1109/ACCESS.2021.3131032
17. C.Y. Chang. The switching algorithm for the control of overhead crane // *Neural Computing & Applications* vol. 15, 2006 – P. 350-358.
18. C. Forest, D. Frakes, W. Singhose. Input-shaped control of gantry cranes: simulation and curriculum development // *Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conference*, Vol. 6B. – 2001. – p. 1877-1884.
19. Tolochko, O.I. Effect of inaccurate cable length estimation on payload swing elimination efficiency / O.I. Tolochko, D.V. Bazhutin // *Electrotechnical and computer systems*. – 2011. – №3 (79). – P. 175-177.
20. Tolochko, O.I. Calculation algorithm for a multi-stage control law for overhead crane trolley electric drive // O.I. Tolochko, D.V. Bazhutin // *Proceedings of Donetsk National Technical University. Series: "Electrical engineering and power systems"*. – Donetsk: DonNTU, 2011. – vol. 10 (180). – P. 183-187.

## RESUME

*D. V. Bazhutin, V. N. Pavlysh*

*Estimation of residual payload swing amplitude for automated crane units subjected to inaccurate cable length value*

Elimination of payload swing is crucial for effective payload transportation using automated crane units. Despite direct measurement of payload sway angle being able to provide means for effective crane motion control the sensors required for these algorithms cannot be installed in some cases. In these situations an input-shaping algorithm can be used providing bang-bang control action on electric drive system. The duration of these control pulses is calculated according to current value of payload hoisting cable, which may be inaccurate. Hence it is advised to estimate the effect of cable length calculation error on payload swing effectiveness.

As shown in [20] inaccurate cable length estimation results in residual swing with its magnitude being dependent on various motion parameters. This effect is studied using the analytical solution of linearized differential equations of crane with payload motion. The correctness of obtained results is verified using numerical simulation.

The described approach yielded analytical expressions that describe magnitude and phase of the residual swing using the ratio of estimated and exact cable length values. The simulation results show negligible deviations of calculated swing transients compared to linearized crane model.

The provided technique can be used to determine whether used cable length estimation accuracy will affect the payload swing elimination efficiency, thus providing an information of applicability of designed crane control systems for certain industrial applications.

## РЕЗЮМЕ

*Д. В. Бажутин, В. Н. Павлыш*

*Оценка амплитуды остаточных колебаний груза в автоматизированных крановых установках в условиях неточного определения длины подвеса*

Демпфирование колебаний груза является жизненно важной задачей для эффективной транспортировки грузов с помощью крановых установок. Несмотря на то, что прямое измерение угла отклонения груза дает возможность синтезировать эффективные системы управления движением, установка необходимых для таких алгоритмов управления датчиков в ряде случаев невозможна. В таких условиях могут использоваться алгоритмы ступенчатого управления, формирующие релейное изменение управляющего воздействия на систему электропривода. Длительность импульсов управления рассчитывается исходя из текущего значения длины подвеса, которое может быть неточным. Соответственно, целесообразным представляется предварительная оценка влияния погрешностей определения длины подвеса на эффективность демпфирования колебаний.

Как показано в [20] неточное определение длины подвеса приводит к возникновению остаточных колебаний, амплитуда и начальная фаза которых зависит от различных параметров процесса движения. Данный эффект рассмотрен с помощью аналитического решения системы линеаризованных дифференциальных уравнений движения крана с подвешенным грузом. Адекватность полученных результатов была проверена путем численного моделирования.

С помощью приведенной методики получены аналитические выражения для амплитуды и начальной фазы остаточных колебаний в функции соотношения между оценочным и точным значениями длины подвеса. Результаты моделирования показали пренебрежимо малое расхождение формы переходных процессов движения груза между численными расчетами и линеаризованной моделью крана.

Рассмотренная методика может использоваться для оценки степени влияния точности используемого метода определения длины подвеса на эффективность демпфирования колебаний груза, на основании которой можно сделать вывод о применимости синтезированной системы управления крановой установкой для конкретных условий работы.

**Бажутин Денис Владимирович** – старший преподаватель кафедры электропривода и автоматизации промышленных установок», Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение «Донецкий национальный технический университет», г. Донецк. *Область научных интересов:* микропроцессорные системы автоматического управления электроприводами, робототехника, эл. почта [dv.bazhutin@yandex.ru](mailto:dv.bazhutin@yandex.ru), адрес 283112, г. Донецк, ул. Туполева, дом 26, квартира 68, телефон +7949 334-93-04.

**Павлыш Владимир Николаевич** – заведующий кафедрой прикладной математики и искусственного интеллекта, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение «Донецкий национальный технический университет», г. Донецк. *Область научных интересов:* математическое моделирование и управление процессами в сложных динамических системах, эл. почта [pavlyshvn@mail.ru](mailto:pavlyshvn@mail.ru), телефон +7949 322-30-67.

Статья поступила в редакцию 25.05.2025.