

СКОРОСТНОЙ ПД-РЕГУЛЯТОР С ШИРОКИМИ РОБАСТНЫМИ СВОЙСТВАМИ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ МОСТОВЫМ КРАНОМ¹

Круглов С. П.²

(ФГБОУ ВО Иркутский государственный университет
путей сообщения, Иркутск)

Рассматривается управление тележкой мостового крана в задаче перемещения груза по одной горизонтальной оси в заданную точку с демпфированием угловых колебаний и возможностью парирования внешних возмущений, например, ветровых, с обеспечением заданных качественных характеристик. Предполагается, что кран оборудован сервоприводом, способным достаточно быстро отследить заданную скорость перемещения тележки. Это соответствует использованию современных асинхронных сервоприводов. Берется во внимание автоматизированная система управления, предполагающая наличие оператора крана. Предлагается построение ПД-регулятора, формирующего заданную скорость тележки. Он строится на основе линеаризованной одноплатниковой модели перемещения груза в зависимости от скорости тележки. Включает в себя пропорциональную часть по ошибке линейного перемещения тележки крана и дифференциальную часть по углу отклонения подвеса от вертикали с низкочастотной фильтрацией. Обоснование синтеза параметров ПД-регулятора предлагается поэтапно, путем рассмотрения четырех его вариантов. Особенностью выбора параметров ПД-регулятора является то, что все они основываются на паспортных данных крана и привода, на заданных качественных показателях переходного процесса, а также на расстоянии перемещения груза. Замкнутая система управления при фиксированной настройке обладает робастными свойствами в очень широкой области вариации параметров крана и груза, покрывающей возможные режимы использования крана на практике, способна парировать внешние возмущения. Приводятся результаты модельных исследований.

Ключевые слова: мостовой кран, система управления, ПД-регулятор, качественные показатели управления, робастность.

1. Введение

Одной из главных задач автоматизации управления кранами является автоматическое обеспечение позиционирования

¹ Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда №23-29-00654, <https://rscf.ru/project/23-29-00654/>.

² Сергей Петрович Круглов, д.т.н., профессор (kruglov_s_p@mail.ru).

переносимого груза в заданной точке и устранение его раскачивания. Существует много методов построения систем управления кранами. Сюда, в частности, относятся системы с формированием входного сигнала, с плавным (фильтрованным) стартом, системы на основе ПИД-регуляторов и их вариаций, системы оптимального и адаптивного управления, системы на нейроконтроллерах и с нечеткой логикой, на основе скользящих режимов и др. [21]. Для своей работы они требуют либо достаточно полную информацию о параметрах системы управления, переносимого груза и отсутствия внешних возмущений, либо отличаются сложностью построения и связаны со значительными ограничениями при работе.

Для повышения производительности и безопасности крановых работ очевидными требованиями к этим системам в современных условиях являются: транспортировка груза в заданную точку как можно быстрее и качественнее и гашение угловых движений при как можно большем многообразии параметров крана и грузов; способность парировать неконтролируемые внешние возмущения; простота построения и отсутствие затратных методов эксплуатации и др.

Одним из привлекательных подходов в этом отношении являются системы управления на основе ПИД-, ПИ-, П-регуляторов в силу их изученности, простоты построения, достигаемого качества управления, массовости использования в современной автоматизации. Обязательным условием является обеспечение робастных свойств, достаточных для условий практики, при фиксированной настройке параметров этих регуляторов.

Известен ряд работ, посвященных ПИД-управлению тележкой (балкой) мостового крана. Так, в работе [17] рассматривается использование двух (трех) ПИД-регуляторов, функционирующих по ошибке линейного перемещения тележки, по углу отклонения крюка (груза) от вертикальной оси. Настройку параметров этих регуляторов предлагается строить на основе метода оптимизации роя частиц (particle swarm optimization). В работе [19] рассматривается ПИД-регулятор по ошибке положения тележки и ПД-регулятор по угловому отклонению груза от верти-

кали. Алгоритм настройки регуляторов – на основе вариации метода стохастического поиска. Похожий алгоритм настройки ПИД-регулятора также описан в [15]. Одним из недостатков этих подходов является необходимость предварительной настройки коэффициентов регуляторов для достаточно узкой области изменения параметров крана и груза.

В работах [18, 20] предлагается использовать нелинейный ПД-регулятор. В [18] входной переменной регулятора является нелинейная функция от линейного перемещения и углового положения груза. В [20] входной переменной является ошибка линейного перемещения тележки, причем коэффициент в дифференциальной части регулятора нелинейно зависит от угла отклонения груза от вертикали и его скорости. Доказана устойчивость замкнутой системы управления с нелинейным ПД-регулятором, но нет конкретных рекомендаций по назначению его коэффициентов.

В работе [9] рассматривается двухконтурная система перемещения тележки мостового крана. Во внутреннем контуре решается задача гашения угловых колебаний груза, во втором внешнем – задача по перемещению тележки в заданное положение. Оба контура используют ПИД-регуляторы. Параметры регуляторов выбираются на основе метода разделения движений на быстрые и медленные в каждом контуре и с учетом априорной информации о параметрах системы управления и груза. Последнее является недостатком, поскольку на практике не все они известны.

В работе [10] рассматривается система управления, состоящая из двух аддитивных составляющих: первая – это ПД-регулятор с входной переменной в виде ошибки перемещения тележки, вторая – регулятор, построенный по методу локализации. Параметры ПД-регулятора подбираются по результирующему качеству. Метод локализации требует измерения или вычисления старшей производной и использования большого пропорционального коэффициента регулятора [13]. На практике такой подход трудно реализовать из-за сложности достаточно точного определения старшей производной, а также в условиях

задержек управления, наличия недоомоделированной высокочастотной динамики объекта и пр.

В работе [16] рассматривается ПИД-регулятор, дополненный скользящими режимами. Скользящие режимы также описываются в работе [22] при управлении башенным краном. Недостатком скользящих режимов является наличие высокочастотных составляющих движения на достаточно протяженных участках времени.

Общей особенностью указанных работ является то, что они рассматривают системы управления, формирующие силу воздействия на тележку крана. Часто нет учета внешнего возмущения. Заявленные робастные свойства систем не полностью удовлетворяют требованиям практики. В работах приводятся результаты модельных исследований, где, например, вариация веса груза предполагается максимум в 2 раза. Известно, что на производственных участках вес груза может меняться в десятки и даже сотни раз.

В работах [4, 14] для гашения угловых колебаний предлагается использовать П-регулятор в замкнутом контуре следящей системы по скорости перемещения тележки крана с входным сигналом в виде угла отклонения груза от вертикали. Коэффициент регулятора рассчитывается на основе длины подвеса, которая определяется автоматически по периоду колебаний. Недостатком подхода является отсутствие решения по позиционированию груза в назначенной точке. Также предлагаемый способ определения длины подвеса имеет временную задержку, что критично при формировании управления в начале движения груза.

Данная работа является попыткой устранения указанных недостатков. В качестве приводов рассматривается использование асинхронных сервоприводов. Это соответствует современному подходу к построению крановых приводов – использованию асинхронных электродвигателей с частотными преобразователями и соответствующей системой управления ими, а также отслеживанию заданной скорости. Управление по скорости тележки крана также использовалось в работах [4, 14] – для гашения угловых колебаний, [5, 6] – для адаптивного управления

перемещением груза, [7] – для модального управления в задаче гашения колебаний.

Примечательным свойством таких сервоприводов является очень быстрая (практически мгновенная) отработка заданной скорости тележки (балки) крана. Это поясняется следующим. С точки зрения автоматики сервопривод электродвигателя – это замкнутая следящая система, как правило, с ПИ-регулятором, коэффициенты которого задаются по параметрам приводного двигателя [12]. Как показывают исследования таких асинхронных сервоприводов по их моделям (см. [1]) с отслеживанием заданной скорости вращения, время переходного процесса не превышает 0,1 с практически в полном диапазоне эксплуатационных моментов нагрузки. На это же указывают параметры современных асинхронных приводов (см., например, [11]), а также результаты исследований в [4]. При этом скорость перемещения тележки (балки) современных мостовых кранов ограничена величиной обычно не более единиц м/с [2, 3], а собственная частота угловых движений груза не превышает величины 3 с^{-1} [4]. Не углубляясь в более подробное обсуждение этого вопроса, далее будем считать истинным это утверждение о практически мгновенной отработке сервоприводами заданной скорости тележки. Оно является важным для дальнейших рассуждений.

В работе предлагается построение ПД-регулятора, построенного на основе линеаризованной однопятниковой модели перемещения груза в зависимости от скорости тележки и формирующего заданную скорость тележки крана. При этом рассматривается автоматизированная система управления краном, предполагающая наличие оператора крана. Обоснование синтеза параметров ПД-регулятора предлагается поэтапно путем рассмотрения четырех его вариантов по мере достижения результирующей его формы. В конце приводятся результаты модельных исследований.

2. Постановка задачи

Модель мостового крана по переносу груза по одной горизонтальной оси можно представить в виде схемы, представленной на рис. 1 [6].

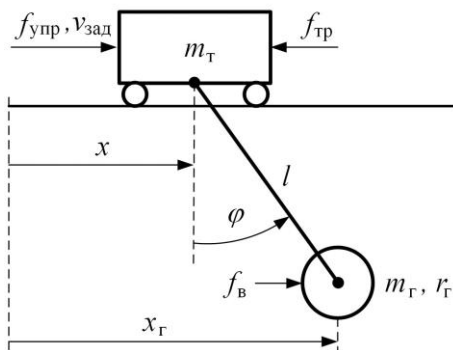


Рис. 1. Схема мостового крана при перемещении груза по одной оси

На рисунке обозначено: m_t , m_g – массы тележки крана и переносимого груза соответственно; l – длина подвеса груза, или расстояние от точки крепления подвеса на тележке до центра тяжести груза; примем, что $l_{min} \leq l \leq l_{max}$, где l_{min} , l_{max} – минимальная и максимальная длина подвеса соответственно; r_g – радиус инерции груза; x – горизонтальное перемещение тележки от назначенного положения; $\dot{x} = v$ – скорость перемещения тележки, а $v_{зад}$ – заданное значение этой скорости; примем, что $|v| \leq v_{max}$, где v_{max} – максимальное значение скорости; $f_{упр}$ – управляющая сила, формируемая приводом тележки крана; $f_{тр}$ – сила трения, противодействующая перемещению тележки; $f_в$ – сила ветрового воздействия, приложенная в центре масс груза; φ – угол отклонения подвеса груза от вертикальной оси; $x_g = x + l \sin \varphi$ – горизонтальное перемещение груза.

Динамика движения объекта на рис. 1 при допущениях об отсутствии веса троса и сопротивления угловым движениям хорошо изучена на основе уравнений Эйлера – Лагранжа.

Без учета начального состояния по линейному и угловому перемещению и их скорости она может быть описана следующей системой дифференциальных уравнений (см., например, [21]):

$$(1) \quad \begin{cases} (m_T + m_r)\ddot{x} + m_r l \cos \varphi \ddot{\varphi} = f_{\text{упр}} - f_{\text{тр}} + m_r l \dot{\varphi}^2 \sin \varphi, \\ m_r l \cos \varphi \ddot{x} + m_r (l^2 + r_r^2) \ddot{\varphi} = -m_r g l \sin \varphi - l f_B \cos \varphi, \\ x_T = x + l \sin \varphi; \end{cases}$$

где g – ускорение свободного падения.

Поскольку угол отклонения груза небольшой (на практике не более $10\text{--}20^\circ$), угловая скорость также невысокая, с учетом кинематики движения можно принять: $\sin \varphi \approx \varphi$, $\cos \varphi \approx 1$, $\dot{\varphi}^2 \sin \varphi \approx 0$. Поэтому систему (1) можно описать в линеаризованном виде как

$$(2) \quad \begin{cases} \ddot{x} \approx a_x^f (f_{\text{упр}} - f_{\text{тр}}) + a_x^\varphi \varphi + a_x, \\ \ddot{\varphi} \approx a_\varphi^f (f_{\text{упр}} - f_{\text{тр}}) + a_\varphi^\varphi \varphi + a_\varphi, \\ x_T \approx x + l \varphi; \end{cases}$$

где $a_x^f = \gamma^{-1} m_r (l^2 + r_r^2)$; $a_x^\varphi = \gamma^{-1} g (m_r l)^2$;

$$a_x = \gamma^{-1} m_r [-(l^2 + r_r^2) f_{\text{тр}} + l^2 f_B]; \quad a_\varphi^f = -\gamma^{-1} m_r l;$$

$$a_\varphi^\varphi = -\gamma^{-1} (m_T + m_r) m_r g l; \quad a_\varphi = \gamma^{-1} l [m_r f_{\text{тр}} - (m_T + m_r) f_B];$$

$$\gamma = m_r [m_T l^2 + (m_T + m_r) r_r^2].$$

Подставляя первое и второе равенства системы (2) в дважды продифференцированное третье равенство этой системы, также выражая сигнал $(f_{\text{упр}} - f_{\text{тр}})$ из первого равенства (2) и подставляя его в полученный результат, определим, что движение груза через скорость тележки можно описать приближительным равенством:

$$(3) \quad \ddot{x}_T \approx a_T^v \dot{v} + a_T^\varphi \varphi + a_T,$$

где $a_T^v = r_r^2 / (r_r^2 + l^2)$; $a_T^\varphi = l (a_\varphi^\varphi - a_x^\varphi a_\varphi^f / a_x^f) = -g \mu$,

$\mu = l^2 / (l^2 + r_r^2)$ – безразмерный коэффициент влияния радиуса инерции груза; $a_T = l (a_\varphi - a_x a_\varphi^f / a_x^f)$ – параметр, определяемый действием внешних возмущений $f_{\text{тр}}$ и f_B .

С использованием третьего равенства из (2), уравнение (3) запишем в следующем виде:

$$(4) \quad \mu \ddot{x} + l \ddot{\varphi} \approx a_r^\varphi \varphi + a_r.$$

Для определения свойств собственного углового движения при отсутствии возмущений и $\dot{x} \equiv 0$ это равенство переписывается как

$$(5) \quad \ddot{\varphi} + \omega_0^2 \varphi \approx 0,$$

где $\omega_0 = 2\pi/T_0 = \sqrt{-a_r^\varphi/l} = \sqrt{\mu g/l}$ – собственная частота углового движения подвеса груза, равная собственной частоте физического маятника при отсутствии ускорения тележки; $T_0 = 2 T_{0,5}$ – период собственных колебаний, а $T_{0,5}$ – полупериод собственных колебаний.

Для дальнейших рассуждений примем следующие допущения:

$$(6) \quad r_r \leq l, \quad \mu \in [1/2, 1],$$

что соответствует большинству практических случаев. Также примем, что сила ветрового воздействия f_v представляет собой ступенчатую функцию в произвольный момент времени и с ограниченной интенсивностью.

Сформулируем следующую цель, основанную на свойствах аperiodического и колебательного движений [8]: построить закон формирования заданной скорости тележки ($v_{\text{зад}}$), который бы при фиксированном наборе своих параметров и условии $\dot{x} \equiv v_{\text{зад}}$ обеспечил для широкой области параметров крана и груза, действия внешнего возмущения следующие свойства переходных процессов:

$$(7) \quad x_r \xrightarrow{\approx T_{\text{зад}}} x_{r \text{ зад}}; \quad \dot{\varphi} \xrightarrow{\approx \zeta_{\text{зад}}} 0,$$

где $x_{r \text{ зад}}$ – заданное положение груза, или его целевая точка; $T_{\text{зад}}$ – заданная постоянная времени линейного перемещения груза по аperiodической динамике; $\zeta_{\text{зад}}$ – заданный коэффициент демпфирования углового движения. То есть требуется, чтобы груз перемещался в целевую точку с динамикой, близкой динамике аperiodического движения с постоянной времени $T_{\text{зад}}$, а угловое движение было близко колебательному движению

с коэффициентом демпфирования $\xi_{\text{зад}}$. Знак « \approx » в (7) имеет смысл приблизительного обеспечения указанных качественных характеристик замкнутой системы управления.

В качестве датчиков информации могут использоваться измерители: x , φ или x , $\dot{\varphi}$.

3. Формирование закона управления

Из изложенного выше о свойствах современных сервоприводов примем, что текущая скорость тележки приблизительно равна заданной: $\dot{x} \cong v_{\text{зад}}$. Рассмотрим четыре варианта закона управления, последовательно вытекающие друг из друга.

3.1. ПЕРВЫЙ ВАРИАНТ

Заданную скорость тележки сформируем в виде

$$(8) \quad \dot{x} \approx v_{\text{зад}} = k_{\varphi} \varphi,$$

где k_{φ} – задаваемый положительный коэффициент. Тогда с учетом (5) и описания колебательного процесса по теории автоматического управления равенство (4) можно записать как

$$(9) \quad \ddot{\varphi} + (2\xi_0 \omega_0) \dot{\varphi} + \omega_0^2 \varphi \approx a_T / l,$$

где ξ_0 – относительный коэффициент затухания, который можно определить по одному из равенств (в зависимости от располагаемой априорной информации – ω_0 , T_0 или l и μ):

$$(10) \quad \xi_0 = \left(\frac{\omega_0}{2g} \right) k_{\varphi} = \left(\frac{\pi}{T_0 g} \right) k_{\varphi} = 0,5 \left(\sqrt{\frac{\mu}{gl}} \right) k_{\varphi}.$$

Отсюда несложно определить коэффициент k_{φ} по заданному значению относительного коэффициента затухания ($\xi_{\text{зад}}$):

$$(11) \quad k_{\varphi} = (2g/\omega_0) \xi_{\text{зад}} = (T_0 g/\pi) \xi_{\text{зад}} = (2\sqrt{gl/\mu}) \xi_{\text{зад}}.$$

Для качественного гашения колебаний требуется назначить, например, $\xi_{\text{зад}} = 0,8$, что следует из известного влияния этого параметра на качество колебательного процесса [8]. Тогда закон управления (8) обеспечит устойчивость колебательного движения замкнутой системы управления, быстрое и эффективное гашение колебаний при отсутствии внешних возмущений.

На основе полученного можно предложить целесообразный для практики вариант назначения коэффициента k_φ в (8), требующий знания лишь длины подвеса (без учета значения μ , в силу (6)) или периода собственных колебаний (единицы измерения в системе СИ):

$$(12) \quad k_\varphi \stackrel{\xi_{\text{зад}}=0,8}{\approx} 5\sqrt{l} \approx 5T_{0,5}.$$

Для дальнейших рассуждений будем использовать первую зависимость в (12). Не сложно определить, что при назначении k_φ по ней в замкнутой системе управления при всех вариациях радиуса инерции груза в указанном ограничении (6) относительный коэффициент затухания будет находиться в диапазоне

$$(13) \quad \xi_0 \in [0,71\xi_{\text{зад}}, \xi_{\text{зад}}] \stackrel{\xi_{\text{зад}}=0,8}{\approx} [0,57; 0,8].$$

Соотношение (13) детализировано в виде графиков на рис. 2 на примере изменения длины подвеса в диапазоне $l = 5 - 15$ м и изменения радиуса инерции груза в диапазоне $r_\Gamma = 0 - 5$ м.

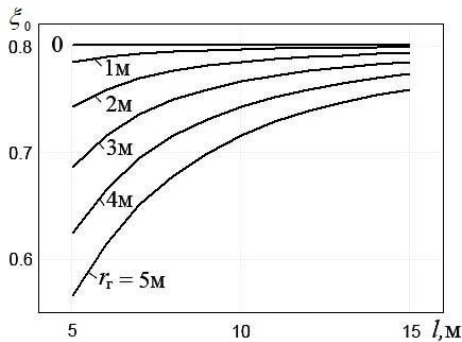


Рис. 2. Кривые реализуемых значений относительного коэффициента затухания

Из теории автоматического управления следует, что если левая часть равенства (9) является устойчивой, то в силу принятого характера внешнего возмущения угол φ стремится к своему установившемуся значению:

$$(14) \varphi \rightarrow a_{\Gamma} / (l\omega_0^2) = \text{const}.$$

Можно утверждать, что закон управления (8) обеспечивает выполнение второй части целевой задачи (7) по демпфированию угловых колебаний, но не дает решения по перемещению груза в целевую точку.

3.2. ВТОРОЙ ВАРИАНТ

Для устранения указанного недостатка вместо (8) примем другой закон управления в виде

$$(15) \dot{x} \approx v_{\text{зад}} = k_{\varphi}\varphi + T_{\text{зад}}^{-1}(x_{\Gamma \text{ зад}} - x_{\Gamma}) = k_{\varphi}\varphi + T_{\text{зад}}^{-1}(x_{\text{зад}} - x),$$

где $x_{\text{зад}} = x_{\Gamma \text{ зад}} - l \varphi_{\text{уст}}$ – положение тележки, формируемое оператором крана по наблюдению за положением груза относительно его целевой точки с учетом установившегося значения угла подвеса (для простоты дальнейших рассуждений будем считать, что оператор это делает мгновенно); $T_{\text{зад}} > 0$ – задаваемая постоянная времени линейного движения, требование к которой указано ниже.

Поскольку по (15)

$$\ddot{x} \approx k_{\varphi}\dot{\varphi} - T_{\text{зад}}^{-1}\dot{x} = k_{\varphi}\dot{\varphi} - T_{\text{зад}}^{-1}k_{\varphi}\varphi - T_{\text{зад}}^{-2}(x_{\text{зад}} - x),$$

подстановка этой зависимости в (4) порождает:

$$(16) \ddot{\varphi} + 2\xi_{\text{зад}}\omega_0\dot{\varphi} + \left[\omega_0^2 - (\mu/l)T_{\text{зад}}^{-1}k_{\varphi} \right] \varphi \approx (\mu/l)T_{\text{зад}}^{-2}(x_{\text{зад}} - x) + a_{\Gamma}/l.$$

Правая часть этого уравнения практически не зависит от левой его части. Только один ее член зависит от текущего значения φ на переходном процессе: $-T_{\text{зад}}^{-2}(\mu/l)x$. Но в силу малости первого его коэффициента, на что будет указано ниже, таким влиянием можно пренебречь. Тогда для устойчивости уравнения (16) требуется обеспечить устойчивость левой его части, что в свою очередь требует условия $\omega_0^2 > (\mu/l)T_{\text{зад}}^{-1}k_{\varphi}$. Подставляя сюда значение k_{φ} по (11), находим требование к постоянной времени $T_{\text{зад}}$:

$$(17) T_{\text{зад}} \gg (2\xi_{\text{зад}})\omega_0^{-1} = (\xi_{\text{зад}}/\pi)T_0 = (2\xi_{\text{зад}}/\sqrt{mg})\sqrt{l}, \quad T_{\text{зад}} \rightarrow \infty.$$

Первое из требований (17) с увеличением $T_{\text{зад}}$ обеспечивает приближение уравнения (16) к уравнению (9), т.е. к переходному

процессу по угловому движению при законе управления (8). Нарушение второго требования (17) приводит к затянутости переходного процесса по x . Это следует непосредственно из закона управления (15):

$$(18) T_{\text{зад}} \dot{x} + x - x_{\text{зад}} \approx T_{\text{зад}} k_{\varphi} \varphi.$$

Отсюда также ясно, что динамика движения тележки близка к апериодическому процессу с постоянной времени $T_{\text{зад}}$ с возмущением от изменения φ . В силу (16), (17) можно отнести апериодическое (собственное) движение тележки, описываемое левой частью (18), к низкочастотному движению, а угловое движение, или возмущение для апериодического движения – уравнение (16) и правую часть (18) – к высокочастотному. Это объясняет смысловое содержание параметра $T_{\text{зад}}$ и второе условие (17).

При выборе параметра $T_{\text{зад}}$ закона управления (15) также нужно учесть максимальную скорость тележки (v_{max}). Для учета этого будем рассматривать только второе слагаемое в правой части (15). Тогда из динамики собственного апериодического движения (18) следует, что для этого требуется условие: $|x_{\Gamma \text{ зад}} - x_{\Gamma 0}| / T_{\text{зад}} \leq v_{\text{max}}$, где $x_{\Gamma 0}$ – начальное положение груза [8]. Отсюда с учетом того, что движение тележки (груза) не чисто апериодическое, можно записать дополнительное требование к назначению параметра $T_{\text{зад}}$:

$$(19) T_{\text{зад}} \geq k_1 |x_{\Gamma \text{ зад}} - x_{\Gamma 0}| / v_{\text{max}},$$

где $1/3 < k_1 \leq 1$ – назначаемый коэффициент со значением меньше единицы для ускорения переходного процесса (с сопутствующим этому отставанием от желаемого движения на некоторых этапах переходного процесса – см. модельные исследования); нижняя граница соответствует минимально возможному времени переходного процесса при заданном параметре v_{max} .

Из указанных соотношений (17)–(19) можно сформировать два варианта зависимостей по выбору параметра $T_{\text{зад}}$ при $\zeta_{\text{зад}} = 0,8$ (в приведенных ниже зависимостях – единицы измерения в системе СИ):

– если имеется требование обеспечить заданное время переходного процесса ($t_{\text{пп зад}}$) с очевидным ограничением $t_{\text{пп зад}} \geq |x_{\Gamma \text{ зад}} - x_{\Gamma 0}| / v_{\text{max}}$:

$$(20) \begin{cases} T_{\text{зад}} \gg 0,51\sqrt{l}, \\ T_{\text{зад}} \geq k_1 |x_{\Gamma \text{ зад}} - x_{\Gamma 0}| / v_{\text{max}}, \\ T_{\text{зад}} \rightarrow t_{\text{пп зад}} / 3; \end{cases}$$

– если требуется обеспечить максимальное быстродействие крановых работ:

$$(21) T_{\text{зад}} = \max \left[(k_1 |x_{\Gamma \text{ зад}} - x_{\Gamma 0}| / v_{\text{max}}), k_2 0,51\sqrt{l} \right],$$

где $k_2 \gg 1$ – назначаемый безразмерный коэффициент; по опыту исследований достаточной его величиной является, например, число 3.

Кроме указанного при рассмотрении второго варианта закона управления, из (16) при соблюдении (17), зависимости (18) и из ранее изложенного также следует, что при отсутствии внешних возмущений ($a_{\Gamma} \equiv 0$) в замкнутой системе управления с законом (15) и k_{φ} по (11) или (12): $\varphi \rightarrow 0$, $x \rightarrow x_{\text{зад}}$, а значит по (15) и $x_{\Gamma} \rightarrow x_{\Gamma \text{ зад}}$, т.е., с учетом изложенного выше, достигается цель управления (7).

При наличии внешнего возмущения ($a_{\Gamma} \neq 0$): $\varphi \rightarrow \varphi_{\text{уст}} = \text{const} \neq 0$, $\dot{x} \rightarrow 0$, $x \not\rightarrow x_{\text{зад}}$, $x_{\Gamma} \not\rightarrow x_{\Gamma \text{ зад}}$, т.е. цель управления (7) не достигается.

3.3. ТРЕТИЙ ВАРИАНТ

Он предназначен для устранения указанного недостатка. Здесь вместо закона управления (15) примем:

$$(22) \dot{x}(s) \approx v_{\text{зад}}(s) = k_{\varphi} T_{\varphi} \dot{\varphi}_{\text{нч}}(s) + T_{\text{зад}}^{-1} [x_{\Gamma \text{ зад}}(s) - x_{\Gamma}(s)],$$

где s – переменная преобразования Лапласа; $\dot{\varphi}_{\text{нч}}(s) = \varphi(s)s / (T_{\varphi}s + 1) = \dot{\varphi}(s) / (T_{\varphi}s + 1)$ – низкочастотная составляющая скорости углового движения; $T_{\varphi} > 0$ – задаваемая постоянная времени углового движения, требования к которой сформированы ниже.

Исходя из частотных характеристик первого слагаемого рассматриваемого закона управления (см., например, [8]), уравнение (22) с учетом (15) можно записать как:

$$\dot{x} \approx T_{\text{зад}}^{-1}(x_{\text{зад}} - x) + \begin{cases} k_{\varphi}\varphi, & \text{на частотах выше } T_{\varphi}^{-1}, \\ k_{\varphi}T_{\varphi}\dot{\varphi} & \text{на частотах менее } T_{\varphi}^{-1}. \end{cases}$$

Отсюда и из ранее рассмотренного следует, что на частотах выше $1/T_{\varphi}$, если в эту область попадает собственная частота угловых движений: $\varphi \rightarrow \varphi_{\text{уст}} = \text{const}$, $\dot{x} \rightarrow 0$, т.е. обеспечивается устойчивость системы управления. По низким частотам (область частот ниже $1/T_{\varphi}$), в частности во время приближении переходного процесса к установившемуся состоянию, получаем вместо (18): $T_{\text{зад}}\dot{x} + x \approx x_{\text{зад}} + T_{\text{зад}}k_{\varphi}T_{\varphi}\dot{\varphi}$, т.е. $x \rightarrow x_{\text{зад}}$, а значит $x_{\Gamma} \rightarrow x_{\Gamma \text{ зад}}$, чем достигается цель управления (7). При этом если справедливо частотное соотношение: $1/T_{\varphi} > 1/T_{\text{зад}}$, то это происходит с динамикой не хуже представленной в (7). Обобщая указанное, можно записать требование к параметру T_{φ} :

$$(23) \omega_0^{-1} \ll T_{\varphi} < T_{\text{зад}}, \text{ или } 3\omega_0^{-1} < T_{\varphi} < T_{\text{зад}},$$

где второе соотношение основано на модельных исследованиях; при этом желательно, чтобы параметр T_{φ} был ближе к середине указанного диапазона.

На основании (5) и (6), вместо (23) можно записать достаточное условие для его выполнения:

$$(24) 4,2\sqrt{l/g} < T_{\varphi} < T_{\text{зад}}.$$

Таким образом, закон управления (22) является ПД-регулятором с пропорциональной частью по ошибке линейного перемещения груза и дифференциальной частью по углу отклонения подвеса груза от вертикали с низкочастотной фильтрацией. Он обеспечивает достижение цели (7), но его недостатком является то, что его параметры k_{φ} , $T_{\text{зад}}$, T_{φ} должны перестраиваться в зависимости от длины подвеса. Заметим, что закон управления требует измерения переменных x , φ . Последняя может быть заменена на $\dot{\varphi}$. Например, для измерения угла можно использовать видеокамеру, а если используется микромехани-

ческий датчик типа MPU6050, расположенный на тросе подвеса [6], – лучшим вариантом будет измерение угловой скорости.

3.4. ЧЕТВЕРТЫЙ ВАРИАНТ – РЕЗУЛЬТИРУЮЩИЙ

Он устраняет необходимость настройки по длине подвеса рассмотренного выше ПД-регулятор, или закона управления (22). Здесь предлагается, что все указанные параметры настраиваются по максимальной длине подвеса крана (l_{max}). То есть вместо l подставляется l_{max} в зависимостях (11) или (12) для расчета k_φ , (20) или (21) для расчета $T_{зад}$, (24) для назначения T_φ . Обозначим настроенные таким образом параметры как $k_\varphi(l_{max})$, $T_{зад}(l_{max})$, $T_\varphi(l_{max})$, $\xi_0(l_{max})$, а параметры по прежней настройке – как $k_\varphi(l)$, $T_{зад}(l)$, $T_\varphi(l)$, $\xi_0(l)$.

Из изложенного выше следует, что такая настройка закона управления обеспечит выполнение цели управления (7) при $l = l_{max}$. Возникает естественный вопрос: что будет, если $l < l_{max}$, как будут соблюдаться требования к параметрам закона управления и как будет вести себя замкнутая система управления? Попробуем на него ответить.

Из первого неравенства (20) и зависимости (24) следует, что $T_{зад}(l_{max})$ и $T_\varphi(l_{max})$ также будут удовлетворять уменьшенным значениям длины подвеса, если вместо l_{max} в них подставить l . Из (10)–(12) следует, что $k_\varphi(l_{max})$ порождает

$$\xi_0(l_{max}) > \xi_0(l) \approx \xi_{зад} = 0,8.$$

То есть колебательное движение подвеса будет иметь завышенное значение относительного коэффициента затухания в сравнении с заданной его величиной.

Из теории автоматического управления следует, что увеличение относительного коэффициента затухания приводит к увеличению времени переходного процесса. Будем условно считать, что этот коэффициент может иметь значение: $\xi_0 \geq 1$. В этом случае колебательный процесс распадается на апериодический второго порядка с двумя постоянными времени, максимальная из которых ($T_{ап}$) определяется как

$$(25) T_{ап} = \omega_0^{-1} \left(\xi_0 + \sqrt{\xi_0^2 - 1} \right) \approx \omega_0^{-1} (2,05\xi_0 + 0,4),$$

где приближительная зависимость получена линейной аппроксимацией для $\xi_0 > 1,5$; при меньших значениях ξ_0 реальная функция меньше аппроксимационной, т.е. $T_{ап}$ меньше.

Как было установлено ранее, движение по φ является более высокочастотным, чем собственное аperiодическое движение тележки в (18) с собственной частотой ω_0 . Если потребовать, чтобы при повышенном относительной коэффициенте затухания выполнялось условие $T_{ап} \leq T_{зад}(l_{max})$, то, очевидно, на результирующее качество перемещения груза в замкнутой системе управления это не окажет существенного влияния (далее подтверждено модельными исследованиями). Следовательно, из (25) и последнего соотношения следует условие справедливости указанного (в приближительном смысле):

$$(26) \quad \xi_0(l_{max}) \leq T_{зад}(l_{max})\omega_0/2,05 - 0,2.$$

Определим минимальное значение в правой части (26). Оно получится, если подставить сюда минимальное значение $T_{зад}(l_{max})$ из возможных по (20), (21), т.е. по второму выражению в правой части (21), в плане достаточности, и $\omega_0 = \omega_0(l)$ по (5) с минимальным значением $\mu = 0,5$ по (6). Отсюда найдем достаточное условие выполнения (26):

$$(27) \quad \xi_0(l_{max}) \leq 1,62\sqrt{l_{max}/l} - 0,2.$$

Из зависимостей (12) и (10) следует, что $k_\varphi(l_{max})/k_\varphi(l) = \xi_0(l_{max})/\xi_0(l) = \sqrt{l_{max}/l}$, а также $\xi_0(l) \approx \xi_{зад} = 0,8$. Это значит, что при новой настройке и при текущем значении длины подвеса l относительный коэффициент затухания увеличится в $\sqrt{l_{max}/l}$ раз. А по зависимости (27), поделенной на $\xi_0(l) \approx 0,8$, его можно увеличивать приближительно в 2 раза больше указанной величины. То есть предлагаемая форма настройки параметров ПД-регулятора должна обеспечить достижение цели управления (7) независимо от вариации длины подвеса.

Следовательно, закон управления (22) с настройкой своих параметров: $k_\varphi(l_{max})$, $T_{зад}(l_{max})$, $T_\varphi(l_{max})$ обеспечивает достижение цели (7) без подстроек по длине подвеса. Из зависимостей (11), (12), (20), (21) и (24) следует, что эти параметры не зависят

от параметров груза – его массы и момента инерции – и слабо зависят от длины подвеса, а значит система управления практически инвариантна к их вариациям. То есть замкнутая система управления обладает робастными свойствами в очень широкой области вариации параметров крана и груза.

4. Модельные исследования

В качестве модельного примера рассматривалось управление тележкой типового среднего крана с параметрами: $m_T = 4000$ кг, $m_G = 100 - 50\,000$ кг, $l = 5 - 18$ м, $r_G = 0 - 5$ м, $f_{TP} = k_{TP}v$, $k_{TP} = 0,3$ Нс/м, $x_{G\text{зад}} = 10$ м. Сервопривод, формирующий скорость перемещения тележки крана (\dot{x}) по заданной скорости ($v_{\text{зад}}$), моделировался аperiodическим звеном с единичным коэффициентом усиления и с постоянной времени 0,04 с. Система управления также имела следующие нелинейности: временную задержку 0,1 с и ограничения по выходному сигналу: $v_{\text{max}} = 0,67$ м/с, $|v| \leq 3$ м/с². Большинство из указанных параметров соответствуют стандарту [3] и многообразию типовых переносимых грузов.

Предполагалось, что на переносимый груз в момент времени 50 с действует ступенчатое ветровое возмущение интенсивностью 5% от веса груза («ступенька» сглажена аperiodическим звеном с постоянной времени 1 с).

Модель с такими параметрами была реализована в компьютерной среде Matlab/Simulink/SimMechanics на основе соотношений (1), описывающих динамику движения крана, закон управления (ПД-регулятор) – по (22) с настройкой его параметров по (12), (21) и (24) для максимальной длины подвеса ($l_{\text{max}} = 18$ м). Поэтому эти параметры имеют значения ($\zeta_{\text{зад}} = 0,8$, $k_1 = 0,5$, $x_{G0} = 0$):

$$(28) \quad k_\varphi = 21,2 \text{ м/с}, \quad T_{\text{зад}} = 7,5 \text{ с}, \quad T_\varphi = 6,7 \text{ с}.$$

Дифференциальные уравнения решались методом Рунге – Кутты четвертого и пятого порядка с шагом 0,01 с.

Предполагалось измерение сигналов x , $\dot{\varphi}$, которые моделировались с аддитивными шумами, представляющими собой центрированный гауссовский случайный процесс со средне-

квадратическим отклонением 0,01 м и 0,1 град/с соответственно. Для снижения влияния шумов перед их подачей на формирование закона управления они сглаживались на фильтрах низких частот в виде апериодических звеньев с постоянными времени, выбранными по принципу практического отсутствия влияния на основные процессы: по линейному перемещению $0,1T_{\text{зад}} = 0,75$ с, по угловому движению $0,1/\omega_0(l_{\text{min}}) = 0,1$ с.

Поведение замкнутой системы управления по переменной x_{Γ} сравнивалось с переменной x_{Γ}^M , которая является выходом эталона, соответствующего уравнению (15): $\dot{x}_{\Gamma}^M = T_{\text{зад}}^{-1}(x_{\Gamma \text{ зад}} - x_{\Gamma}^M)$ с указанным выше значением параметра $T_{\text{зад}}$, также оценивалась устойчивость поведения угла φ .

Исследование проводилось в полном диапазоне указанных характеристик крана и груза при одной настройке ПД-регулятора (28). Результаты представлены на рис. 3–5.

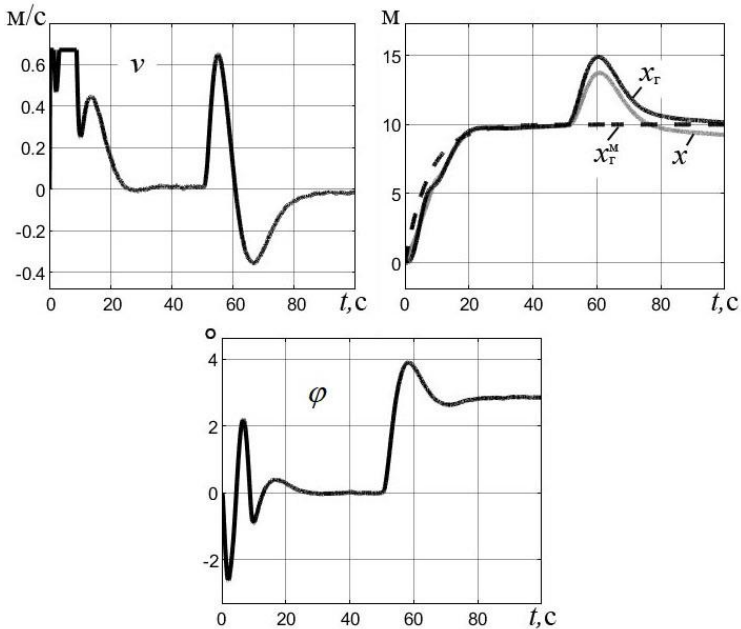


Рис. 3. Замкнутая система управления при $l = 18$ м,
 $v_{\text{max}} = 0,67$ м/с

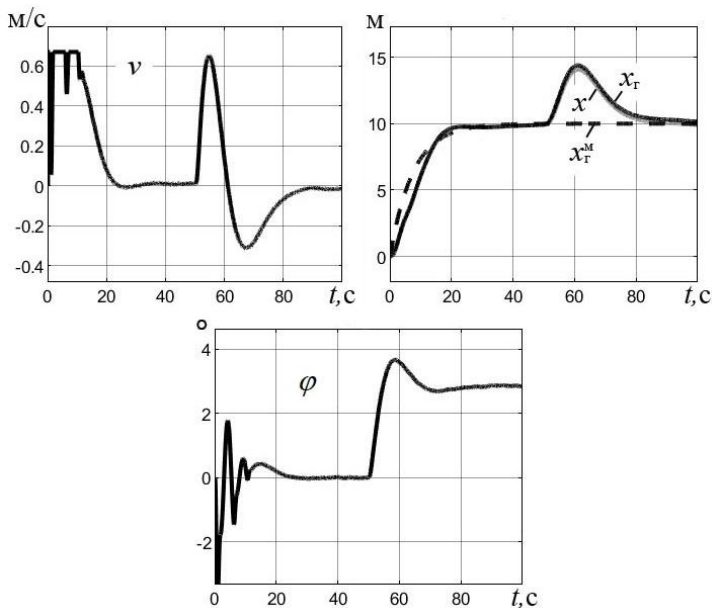


Рис. 4. Замкнутая система управления при $l = 5$ м,
 $v_{max} = 0,67$ м/с

На рис. 3 приведены графики поведения крана при $l = l_{max} = 18$ м, $m_r = 1000$ кг, $r_r = 2$ м. Представленные графики практически не отличаются от тех, которые получаются при варьировании параметров m_r , r_r в полных диапазонах их изменения, указанных выше. На рис. 4 – такие же характеристики при $l = l_{min} = 5$ м с теми же самыми свойствами. Промежуточные варианты длины подвеса дают промежуточное качество регулирования.

Как видим, линейное движение груза близко к эталонному, угловое движение устойчиво, действие ветрового воздействия парируется. При уменьшении длины подвеса изменение в поведении объекта «тележка – груз» касается только более высокочастотных переходных процессов. Заметим, что повышенные колебания груза на начальном этапе его движения объясняются выходом на предел скорости перемещения тележки крана. Если

параметр v_{max} назначить больше, например, в 2 раза (остальные параметры – по рис. 3), то их не будет – см. рис. 5. Если постоянную времени $T_{зад}$ сделать больше, то на начальном этапе движения (до момента времени 40 с) переменные x_r и x_r^M практически тождественны. Подобные результаты были получены при других значениях $x_{r\text{ зад}}$.

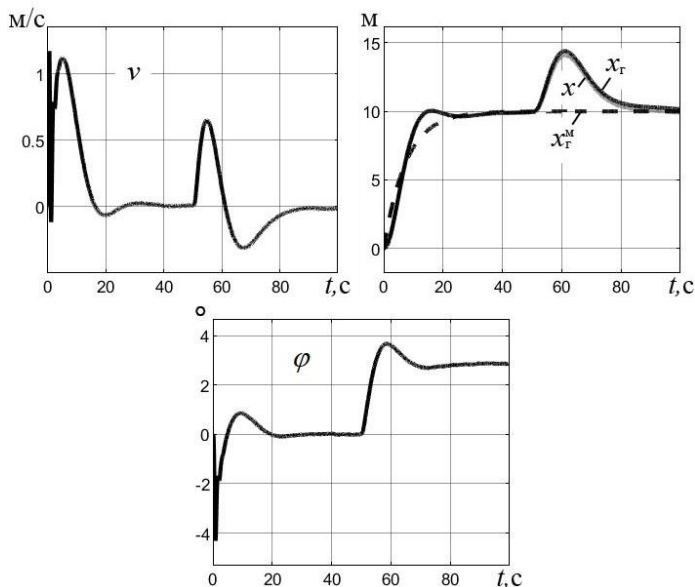


Рис. 5. Замкнутая система управления при $l = 5$ м,
 $v_{max} = 1,34$ м/с

5. Заключение

Полученный закон управления тележкой мостового крана (22) представляет собой ПД-регулятор, формирующий заданную скорость перемещения тележки, с пропорциональной частью по ошибке линейного перемещения тележки крана и с дифференциальной частью по углу отклонения подвеса от вертикали с низкочастотной фильтрацией. Настройка его параметров осуществляется по зависимостям (11) или (12) для расчета k_ϕ ,

(20) или (21) для расчета $T_{\text{зад}}$, (24) для назначения T_{φ} , где вместо l подставляется l_{max} . Этот закон управления обеспечивает достижение цели (7) в полном диапазоне вариаций параметров груза и крана без дополнительных подстроек. Также происходит парирование ветровых возмущений.

Особенностью выбора указанных параметров является то, что все они рассчитываются на основе паспортных данных крана и привода, заданных качественных показателей переходного процесса (коэффициента относительного затухания, времени переходного процесса), а также на расстоянии перемещения груза. Настройки закона управления не зависят от параметров груза – его массы и момента инерции – и слабо зависят от длины подвеса, а значит система управления практически инвариантна к их вариациям. То есть замкнутая система управления обладает робастными свойствами в очень широкой области вариации параметров крана и груза, покрывающую возможные режимы использования крана на практике. Это было показано на основе теоретических выкладок и модельного примера с основными характеристиками современного оборудования. Следует отметить, что в приведенных исследованиях не учтены задержки на принятие решения оператором крана.

Очевидно, что этот регулятор можно использовать и для управления балкой (мостом) мостового крана с соответствующей настройкой. В целом описанный подход можно использовать на других типах кранов с подвешенным грузом и имеющих сервоприводы для управления перемещением груза.

Предложенный закон управления планируется внедрить в конкретных практических задачах. Также ведется работа по использованию и исследованию предложенного закона управления на экспериментальной установке.

Литература

1. ГЕРМАН-ГАЛКИН С.Г. *Компьютерное моделирование полупроводниковых систем в MATLAB 6.0: Учебное пособие.* – СПб.: КОРОНА принт, 2010. – 320 с.

2. *ГОСТ 1575-81. Краны грузоподъемные. Ряды основных параметров.* – М.: Издательство стандартов, 1987.
3. *ГОСТ 3332-54. Краны мостовые электрические общего назначения грузоподъёмностью от 5 до 50 т среднего и тяжелого режимов работы. Основные параметры и размеры.* – М.: Издательство стандартов, 1974.
4. ЕНИН С.С. *Совершенствование системы управления электроприводами мостового крана для демпфирования колебаний подвешенного груза.* Дисс. канд. техн. наук. – Магнитогорск: Магнитогорский ГТУ им. Г.И. Носова, 2020. – 150 с. – URL: <https://www.dissercat.com/content/sovershenstvovanie-sistemy-upravleniya-elektroprivodami-mostovogo-krana-dlya-dempfirovaniya> (дата обращения 05.06.2023).
5. КРУГЛОВ С.П., АКСАМЕНТОВ Д.Н. *Адаптивное управление мостовым краном по скорости перемещения тележки* // Доклады ТУСУР. – 2022. – Т. 25, № 1. – С. 86–92.
6. КРУГЛОВ С.П., КОВЫРШИН С.В. *Идентификационное скоростное управление мостовым краном с сокращенной моделью переноса груза* // Проблемы управления. – 2023. – №4. – С. 28–37.
7. ПАХОМОВ А.Н., ФЕДОРЕНКО А.А., ЧЕРТЫКОВ П.Н. *Модальное управление асинхронным электроприводом тележки мостового крана с наблюдающим устройством* // Журн. Сиб. федер. ун-та. Техника и технологии. – 2022. – №15(5). – С. 583–592.
8. ПЕРВОЗВАНСКИЙ А.А. *Курс теории автоматического управления. Учеб. пособие для вузов.* – СПб: Лань, 2023. – 616 с.
9. РОГОВА Н.С., ЮРКЕВИЧ В.Д. *Разработка алгоритмов управления для перемещения груза порталным краном* // Сборник научных трудов НГТУ. – 2017. – №2 (88). – С. 7–18.
10. САБЛИНА Г.В., ХОДАКОВА Д.И. *Разработка алгоритма стабилизации системы «подвешенный груз»* // Сборник научных трудов НГТУ. – 2009. – №3(57). – С. 33–40.

11. Сайт компании ООО «Зетек»: https://www.servosystem.ru/catalog/servotekhnika_i_servoprivod/ (дата обращения: 25.09.2023).
12. ТЕРЕХОВ В.М., ОСИПОВ О.И. *Системы управления электроприводов. Учебник для студ. высш. учеб. заведений / Под ред. В.М. Терехова. 2-е изд. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 304 с.*
13. ФРАНЦУЗОВА Г.А., ВОСТРИКОВ А.С. *Особенности синтеза ПИД-регулятора для нелинейного объекта второго порядка // Автометрия. – 2019. – Т. 55, №4. – С. 57–64.*
14. ENIN S. OMELCHENKO E., MAKSIMOV I. *Crane Anti-Sway Control System Algorithm // IEEE Russian Workshop on Power Engineering and Automation of Metallurgy Industry: Research & Practice – 2019 (PEAMI–2019), Magnitogorsk, Russia. – 2019. – P. 54–58.*
15. FADLALLA A.A.M., HASSAN M. *Dynamic Modeling and Feedback Linearization Control of a 3-D Overhead Gantry Crane System // IEEE Int. IOT, Electronics and Mechatronics Conference – 2021 (IEMTRONICS–2021), Toronto, ON, Canada. – 2021. – P. 1–6.*
16. HUANG W., ZHANG M., SUN F., ZHANG J. et al. *Saturated PD with sliding mode control method for 4-DOF tower crane systems // IEEE Int. Conf. on Real-time Computing and Robotics – 2021 (RCAR–2021), Xining, China. – 2021. – P. 96–100.*
17. JAAFAR H.I., MOHAMED Z., MOHD SUBHA N.A., HUSAIN A.R. et al. *Efficient control of a nonlinear double-pendulum overhead crane with sensorless payload motion using an improved PSO-tuned PID controller // Journal of Vibration and Control. – 2018. – No 25(4). – P. 907–921.*
18. KISS B., LEVINE J., MULLHAUPT P. *A simple output feedback PD controller for nonlinear cranes // Proc. of the 39th IEEE Conference on Decision and Control (Cat. No.00CH37187), Sydney, NSW, Australia. – 2000. – Vol. 5. – P. 5097–5101.*
19. MOHAMED K.T., ABDEL-RAZAK M.H., HARAZ E.H., ATA A.A. *Fine tuning of a PID controller with inlet derivative filter using Pareto solution for gantry crane systems // Alexan-*

- dria Engineering Journal. – 2021. – Vol. 61, No. 9. – P. 6659–6673.
20. PAPADOPOULOS A.-A.D., ROMPOKOS A.A., ALEXANDRIDIS A.T. *Nonlinear and observer-based PD position and sway control of convey-crane systems // 24th Mediterranean Conference on Control and Automation – 2016 (MED–2016), Athens, Greece. – 2016. – P. 696–700.*
 21. RAMLI L., MOHAMED Z., ABDULLAHI A.M., JAAFAR H.I. et al. *Control strategies for crane systems: A comprehensive review // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2017. – Vol. 95. – P. 1–23.*
 22. YANG T., SUN N., CHEN H., FANG Y. *Observer-Based Nonlinear Control for Tower Cranes Suffering From Uncertain Friction and Actuator Constraints with Experimental Verification // IEEE Trans. on Industrial Electronics. – 2021. – Vol. 68, No. 7. – P. 6192–6204.*

SPEED PD CONTROLLER WITH WIDE ROBUST PROPERTIES FOR OVERHEAD CRANE CONTROL

Sergey Kruglov, Irkutsk State Transport University, Irkutsk, Doctor of Technical Sciences, Professor (kruglov_s_p@mail.ru).

Abstract: Control of overhead crane trolley is considered in task of cargo movement along one horizontal axis to specified point with damping of angular oscillations and possibility of parry of external disturbances, for example, wind ones with provision of specified quality characteristics. It is assumed that the crane is equipped with a servo motor capable of quickly tracking the specified speed of movement of the trolley. This corresponds to the use of modern asynchronous servo motors. An automated control system is considered, which assumes the presence of a crane operator. It is proposed to build a PD-regulator, which forms the specified speed of the trolley. It is built on the basis of a linearized single-pendulum model of cargo movement depending on the speed of the trolley. Includes proportional part by error of linear movement of crane bogie and differential part by angle of suspension deviation from vertical with low-frequency filtration. The justification of the synthesis of the parameters of the PD-regulator is proposed in stages, by considering four of its options. The peculiarity of the PD-regulator parameters selection is that all of them are based on the passport data of the crane and the drive, on the specified qualitative parameters of the transient process, as well as at the distance of cargo movement. The closed-loop control system at a fixed setting has robust properties in a very wide range of variations in crane and cargo parameters, covering the possi-

ble modes of crane use in practice, is able to counteract external disturbances. The results of model studies are presented.

Keywords: overhead crane, control system, PD-regulator, qualitative indicators of control, robustness.

УДК 621.874, 681.521.7

ББК 30.2, 22.213

DOI: 10.25728/ubs.2023.101.9

*Статья представлена к публикации
членом редакционной коллегии В.А. Уткиным.*

Поступила в редакцию 27.09.2023.

Опубликована 30.11.2023.