УПРАВЛІННЯ МОМЕНТОМ ДВИГУНА В ЕЛЕКТРОПРИВОДІ КОНТЕЙНЕРНОГО КРАНА**А. І. Шестака**Національний університет «Одеська морська академія»
вул. Дідріхсона, 8, м. Одеса, 65029, Україна. E-mail: a.shestaka@gmail.com**Л. В. Мельнікова**Одеський національний політехнічний університет
просп. Шевченка, 1, м. Одеса, 65044, Україна. E-mail: lubov.v.melnikova@gmail.com**В. В. Бушер**Національний університет «Одеська морська академія»
вул. Дідріхсона, 8, м. Одеса, 65029, Україна. E-mail: victor.v.bousher@gmail.com

Розглянуто метод гасіння коливань підвішеного на канаті вантажу шляхом управління моментом приводного двигуна. Метою роботи є удосконалення методу гасіння коливань вантажу відповідно до можливостей сучасних частотно-керованих асинхронних електроприводів з використанням режиму управління моментом двигуна з орієнтацією за полем. На підставі рівнянь, що зв'язують тягове зусилля і кут відхилення канату з вантажем від вертикалі, сформульовано закон управління моментом. Для підвищення точності та компенсації інерційності зовнішнього контуру регулювання швидкості, в складі системи керування, на базі вбудованого контролера, сформовано наглядчик та запропоновано додатковий ПІ-регулятор, що за різницею між очікуваною і фактичною швидкостями двигуна розраховує сигнал корекції. Такий підхід забезпечує компенсацію динамічних помилок як в перетворювачі частоти, так і тих, що виникають внаслідок різниці між фактичними і розрахунковими параметрами системи: маси вантажу і довжини троса. Результати моделювання в режимі розгону для характерних співвідношень маси вантажу і довжини канату підтверджують можливості гасіння коливань вантажу шляхом безпосереднього управління моментом приводного двигуна з запропонованим методом.

Ключові слова: контейнерний перевантажувач, двомасова система, вантаж, коливання, частотно-керований електропривод, момент двигуна, програмований логічний контролер.

УПРАВЛЕНИЕ МОМЕНТОМ ДВИГАТЕЛЯ В ЭЛЕКТРОПРИВОДЕ КОНТЕЙНЕРНОГО КРАНА**А. И. Шестака**Национальный университет «Одесская морская академия»
ул. Дидрихсона, 8, г. Одесса, 65029, Украина. E-mail: a.shestaka@gmail.com**Л. В. Мельникова**Одесский национальный политехнический университет
просп. Шевченка, 1, г. Одеса, 65044, Украина. E-mail: lubov.v.melnikova@gmail.com**В. В. Бушер**Национальный университет «Одесская морская академия»
ул. Дидрихсона, 8, г. Одесса, 65029, Украина. E-mail: victor.v.bousher@gmail.com

Рассмотрен метод гашения колебаний подвешенного на канате груза путем управления моментом приводного двигателя. Целью работы является совершенствование метода гашения колебаний в соответствии с возможностями современных частотно-управляемых асинхронных электроприводов с использованием режима управления моментом с ориентацией по полю. На основании уравнений, связывающих тяговое усилие и угол отклонения каната с грузом от вертикали, сформулирован закон управления моментом. Для повышения точности и компенсации инерционности внешнего контура регулирования скорости, в системе управления, на базе встроенного контроллера, сформированы наблюдатель и предложен дополнительный ПИ-регулятор, который рассчитывает сигнал коррекции по разнице между ожидаемой и фактической скоростями двигателя. Такой подход обеспечивает компенсацию динамических ошибок как в преобразователе частоты, так и тех, что возникают вследствие разницы между фактическими и расчетными параметрами системы: массы груза и длины троса. Результаты моделирования в режиме разгона для характерных соотношений массы груза и длины каната подтверждают возможности гашения колебаний груза путем непосредственного управления моментом приводного двигателя с предложенным методом.

Ключевые слова: контейнерный перегружатель, двухмассовая система, груз, колебания, частотно-управляемый электропривод, момент двигателя, программируемый логический контроллер.

АКТУАЛЬНІСТЬ РОБОТИ. В сучасному світі перевантажувальні операції складають суттєву частку більшості технологічних процесів, пов'язаних з виготовленням і розповсюдженням матеріальних товарів. Особливо в морському торговельному флоті швидка та надійна

експлуатація контейнерних кранів суттєво впливає на ефективність портових терміналів. Підвищення продуктивності крана вимагає вивчення та глибокого аналізу роботи як у стаціонарних, так і в динамічних режимах роботи. Тому приділяється увага розробці математичних моделей різного рівня

складності для імітації роботи кранів різних типів [1–9], в тому числі, з використанням математичних та фізичних моделей у складі систем керування [10–12].

Однією з актуальних задач автоматизації і підвищення ефективності вантажних операцій є гасіння коливань вантажу. На сьогоднішній день є відомою певна кількість підходів до вирішення цього завдання: від механічних (запасовка канатів вантажопідйомного пристрою, підтягуючи канати для спредера [13, 14]) до електричних (формування завдання швидкості візка контейнерного перевантажувача з нульовим відхиленням вантажу від вертикалі в кінці періодів розгону-гальмування [15–17]). Також мають місце різні пропозиції щодо використання зворотних зв'язків в таких системах: від сенсорів натягання підтягуючих тросів до інклінометрів [18, 19] та відеокамер [20, 21] для вимірювання кута відхилення вантажу.

Також для невеликих діапазонів висоти підйому вантажу широко використовуються так звані «Crate Card» (наприклад, Schneider Electric), які дозволяють вирішувати задачу, по суті, робастними або Fuzzy Logic методами, розбиваючи довжину троса на декілька діапазонів (зазвичай три) або використовуючи метод ковзання [22–24]. Але силовий електричний вплив на привод пересування (повороту), як правило, реалізовується прикладанням знакозмінного повного моменту двигуна до механізму пересування візка або повороту крана [14–16], що призводить до прискореного зносу і механічних передач, і приводного двигуна. Характерним також є те, що відомі системи гасіння коливань (Anti-Sway Control Systems) в якості контрольованого параметру системи використовують швидкість візка, або кут відхилення троса опосередковано також через швидкість.

Треба зазначити, що сучасні частотно-керовані електроприводи (Variable Frequency Drive, VFD) передбачають режими керування і швидкістю, і моментом двигуна. Завдання для керування моментом може сприйматися через аналоговий вхід, через термінал RS-485 (Modbus-RTU; Modbus-ASCII), через шину CANopen, або в інших стандартах через COMM Card, як це показано на рис. 1 на прикладі сучасної VFD серії C2000 виробництва Delta Electronics Inc [25]. При цьому існує можливість керування моментом як із застосуванням енкодера, так і без нього в режимі "Sensorless". Важливою технічною характеристикою сучасних VFD є наявність «вбудованого» програмованого логічного контролера (Programmable Logical Controller, PLC) середньої продуктивності з повноцінним функціоналом для програмування та з достатнім для більшості технічних задач керування електроприводом на рівні "цех" об'ємом пам'яті. При сумісній роботі VFD і вбудованого PLC в режимі "Servo" між ними здійснюється обмін результатами логічних операцій

та арифметичних розрахунків, який не перешкоджає активній обробці сигналів зовнішніх інтерфейсів. Що стосується характеристик власне VFD, то їх функціональні можливості і пристосованість до вирішення певного кола типових технологічних задач постійно вдосконалюються.

Таким чином, перераховані вище можливості сучасних електроприводів дають змогу побудувати систему управління механізмом пересування з безпосереднім впливом на момент двигуна (тягове зусилля канатів візка).

Метою роботи є удосконалення методу гасіння коливань відповідно до можливостей сучасних частотно-керованих асинхронних електроприводів з векторним керуванням в режимі управління моментом з орієнтацією за полем.

МАТЕРІАЛ І РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ.

1. Основні співвідношення та особливості налаштувань VFD

В [13] було детально розглянуто процес коливань в двомасовій системі «візок–вантаж» механізму пересування вздовж консолі причального контейнерного перевантажувача. В такому механізмі всі процеси представляються в двовірних декартових координатах (рис. 1). Для розгляду процесу з позиції керування тяговим зусиллям F (тобто, моментом двигуна) бажано отримати співвідношення, що зв'язують кут відхилення вантажу з прикладеною до візка силою, як це було зроблено в [7].

Процес пересування двомасової системи «візок–вантаж» першочергово зумовлений прикладанням тягового зусилля F до першої маси візка m_1 . Зміщення візка відносно другої маси (як наслідок прикладеної сили F) супроводжується відхиленням троса довжини l від вертикалі на кут α внаслідок інерційності вантажу (рис. 1) і залежить від співвідношення мас візка m_1 і вантажу з захоплюючим пристроєм m_2 .

Рисунок 1 – Спрощена кінематична схема системи «візок–вантаж» контейнерного перевантажувача

При відхиленні на кут α силу тяжіння $G_2 = m_2 g$, яка діє на вантаж, може бути розкладено на дві складові: силу пружності F_s вздовж канату і силу F_t по дотичній до траєкторії розгойдування вантажу (кола радіусом l).

Зрозуміло:

$$F_s = m_2 g \cos \alpha ;$$

$$F_t = m_2 g \sin \alpha ,$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

Звернемо увагу на наступні припущення. Проекція x відхилення вантажу на горизонтальну вісь дорівнює:

$$x = l \sin \alpha .$$

Амплітуда коливань вантажу на практиці не перевищує 4° . Для такого кута відносна похибка складає 0,025 % при припущенні $\sin \alpha \approx \alpha$ (при вимірюванні α в радіанах) і 0,24 % при припущення $\cos \alpha \approx 1$. Таким чином, з високою точністю надалі будемо вважати, що $\sin \alpha = \alpha$ і $\cos \alpha = 1$. Приймаючи це до уваги, отримаємо:

$$x \approx l \alpha .$$

Важливим наслідком цього припущення є можливість розташувати складову F_t не по дотичній до дуги кола, а по горизонтальній осі, оскільки точне значення дотичної складової сили G_2 дорівнює:

$$F_t = m_2 g \sin \alpha \approx m_2 g \alpha ,$$

а горизонтальна проекція дотичної складової F_t може бути з високою точністю прирівняна до самої F_t , тобто:

$$F_t \cos \alpha = F_t ,$$

що дозволяє надалі істотно спростити математичний опис процесу. Необхідно зауважити, що нормальна компонента F_s розкладення G_2 , що дорівнює силі натягу тросу, не впливає на рух m_2 , але є однією з причин природнього поступового гасіння коливань (в зв'язку з наявністю пружності та розтягнення тросу) разом з силами тертя в місцях підвісу вантажу і тросу, а також з силою опору повітря.

Дотична ж складова F_t є причиною коливань. І вона ж, по суті, є силою навантаження для приводного двигуна опосередковано через першу масу візка m_1 в двомасовій системі «візок–вантаж».

Кінцеве співвідношення між тяговим зусиллям і кутом відхилення вантажу

$$F = m_1 l \frac{d^2 \alpha}{dt^2} + (m_1 + m_2) g \alpha \quad (1)$$

встановлює однозначну залежність сили від кута. Отже, з (1) можна отримати закон зміни зусилля, яке треба прикласти до візка, для отримання бажаного кута відхилення вантажу або бажаного характеру зміни в часі цього кута. Інакше кажучи, при подачі на вхід системи управління рухом механізму пересування бажаного кута відхилення можна за допомогою вбудованого контролера розрахувати завдання для керування моментом у відповідному

режимі роботи VFD. Таким чином, метою управління є формування такого сигналу на вхід завдання моменту VFD, який забезпечує відсутність відхилення вантажу по закінченні процесу зміни швидкості вантажу від початкової до заданої.

Очевидно, закон зміни кута повинен характеризуватись неперервною функцією, що двічі диференціюється, з нульовими початковими і кінцевими умовами (включно з її першою похідною). Як було показано в [13], одним з можливих бажаних законів зміни кута відхилення на етапах розгону-гальмування вантажу може бути зміщена на величину власної амплітуди косинусоїда:

$$\left. \begin{aligned} \omega_\alpha &= 2\pi f \alpha_{\max} = 2\pi \frac{1}{T \alpha_m} = \frac{2\pi}{t_{acc}} \\ T \alpha_m &= t_{acc} = t_{dec} \\ \alpha(t) &= \alpha_m \left(1 - \cos \omega_\alpha t \right) = \alpha_m \left(1 - \sin \left(\frac{2\pi}{T \alpha_{\max}} t + \frac{\pi}{2} \right) \right) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Підставивши (2) в (1), отримаємо закон зміни моменту в часі.

Треба зазначити, що наведений розгляд процесів виникнення і гасіння коливань в одній площині дозволяє сформулювати базові принципи інженерного підходу до вирішення задачі гасіння коливань доступними на сьогоднішній день технічними можливостями VFD, а також розробити основні алгоритми керування VFD в цьому процесі. Для поворотних кранів ці принципи мають бути доповнені математичними співвідношеннями, що здійснюють перехід від декартової системи координат до полярної та враховують виникнення відцентрової та коріолісової сил.

Оскільки задача гасіння коливань вантажу не передбачає надшвидкого регулювання координат, для її технічної реалізації наявність сенсорів швидкості, моменту, кута відхилення, тощо не є необхідною умовою. Тому будемо використовувати реальні можливості налаштувань роботи VFD, коли використовуються поточні дані координат, які отримуються з вбудованої в програмне забезпечення VFD моделі двигуна. Тобто, будемо використовувати режим "Sensorless", зрозуміло за умови точного автоматичного налаштування VFD до параметрів конкретного двигуна.

При інженерній реалізації системи управління необхідно ділити рух двомасової системи «візок–вантаж» на два етапи: динамічний, що супроводжується зміною швидкостей обох мас при керуванні моментом двигуна, і усталений, який характеризується рівністю швидкостей обох мас і рухом в умовах стабілізації швидкості візка.

Характерною особливістю першого етапу є робота VFD в режимі керування моментом – "Induction Motor Sensorless Torque Control, IM TQC" для Delta C2000 VFD (рис. 2) – при формуванні необхідного, припустимого за умовами експлуатації і міркувань безпеки закону відхилення вантажу від

вертикалі на етапі розгону–гальмування механізму пересування вантажу. В цьому режимі для Delta C2000 треба належним чином налаштувати параметри 00-10, 00-13 та 11-39 при організації зовнішнього керування через Modbus RTU [6].

Другий етап відбувається в режимі керування швидкістю з орієнтацією за полем (рис. 3) "Induction Motor Field Oriented Sensorless Vector Control, IM FOC Sensorless" (параметри 00-10, 00-11), характерною особливістю якого є вирішення задачі стабілізації з високою точністю швидкості валу двигуна розрахунковим (Sensorless) шляхом з

використанням заздалегідь вимірних даних для схеми заміщення двигуна.

Зрозуміло, що при такому розділенні задачі на етапи необхідно перевести VFD з роботи в режимі керування моментом в режим керування швидкістю. Такий сигнал може бути наданий за однією з декількох умов або за їх сукупністю: закінчення прогнозованого часу зміни швидкості, рівність досягнутої та заданої швидкостей, нульове значення розрахункового кута відхилення, тощо. В VFD Delta C2000 цей сигнал може бути поданий на дискретний або аналоговий вхід VFD, по шині Modbus RTU, по внутрішній шині даних від вбудованого PLC.

Chapter 12 Description of Parameter Settings | C2000

Pr. 00-13=2, IM TQC Sensorless control diagram is as follows:

Рисунок 2 – Блок-схема VFD Delta C2000 в режимі управління моментом двигуна IM TQC Sensorless

When Pr. 00-10=0, and you set Pr. 00-11 to 5, IMFOC Sensorless control diagram is as follows:

Рисунок 3 – Блок-схема VFD Delta C2000 в режимі управління швидкістю двигуна IM FOC Sensorless

2. Математичне моделювання

Для перевірки висунутих пропозицій проведено моделювання в середовищі Matlab поведінки двомасової системи «візок–вантаж» при безпосередньому керуванні моментом двигуна для характерних значень l (30, 50 м) і m_2 (30 т) при незмінному значенні m_1 (10 т), що відповідає реальним умовам експлуатації крана. При виборі цих значень, а також при розрахунку відповідних коефіцієнтів використовувались реальні дані контейнерного перевантажувача Liebherr P-179 L Super.

В кожній із задач моделювання реалізовано розгін двигуна і механізму від нульової швидкості до швидкості $V_1 = V_2 = 1$ м/с за час $T_{acc} = 5$ с за

умови відповідності характеру кута відхилення вантажу співвідношенням (2).

На основі виразу (2) побудовано модель (рис. 5,а) генератора сигналу завдання моменту T_{1_ref} (сіро-блакитні блоки) та ідеального маятника (світло-зелені блоки). Початкові параметри механізму та час розгону-гальмування задають блоки синього кольору. З цієї досить простої моделі отримано теоретично очікувані графіки моментів, швидкостей візка та вантажу і відхилення вантажу від вертикалі (рис. 5,б).

Надалі для розглядання отриманих результатів зручно буде користуватися наступною легендою (рис. 4) до графіків на рис. 5–7 та на рис. 9.

Позначення на графіках та фізична суть		Одиниця	Колір	Лінія	Позначення на графіках та фізична суть		Одиниця	Колір	Лінія
V1	Швидкість візка отримана	м/с	червоний	суцільна	I _s	Струм статора	А	чорний	суцільна
V1	Швидкість візка очікувана	м/с	червоний	-----	T _{1ref}	Сигнал завдання моменту	Нм	чорний	суцільна
V2	Швидкість вантажу отримана	м/с	синій	суцільна	T1:1	Досягнутий момент	Нм	червоний	суцільна
V2	Швидкість вантажу очікувана	м/с	синій	-----	T1:2	Сумарний сигнал завдання моменту	Нм	чорний	-----
ΔS	Різниць шляхів	м	чорний	суцільна	T2	Момент навантаження	Нм	синій	суцільна

Рисунок 4 – Легенда до графіків

Рисунок 5 – Фрагмент моделі генератора завдання моменту, ідеального маятника, блоку початкових значень (а); теоретично очікуваний результат поведінки системи (б)

Дослідження в моделі дозволили виявити певну кількість інженерних помилок, які часто мають місце на практиці на стадії проектування. Так, при підключенні моделі VFD в режимі керування моментом "IM TQC Sensorless", через дію на візок сил тертя з'являється розбіжність очікуваних та отриманих швидкостей візка V_1 і вантажу V_2 . Як наслідок, виникають залишкові коливання (рис. 6), що без сумніву буде мати місце на реальному крані.

Отримана модель дозволяє використати сигнал V_1 в якості завдання при роботі VFD в режимі керування швидкістю "IM FOC Sensorless". При цьому розбіжність значно зменшується, але внаслідок наявності певного стартового запізнення VFD, а також внаслідок побудови системи за принципом підпорядкованого регулювання також наявна помилка в траєкторіях моменту та швидкостей (рис. 7).

Рисунок 6 – Розбіжності швидкостей з теоретично очікуваними значеннями при урахуванні сил тертя

Рисунок 7 – Наявність розбіжностей швидкостей при використанні V_1 в якості сигналу завдання та ілюстрація впливу стартового запізнення VFD

З метою усунення цих розбіжностей в модель регулятора внесено наступні зміни: додано зміщення при запуску, що фактично можна трактувати як «бустировку моменту» (відповідний параметр присутній у всіх сучасних VFD), додано

коригуючий ПІ-регулятор швидкості (червоні блоки на рис. 8), який створює додатковий до T_{1_ref} сигнал завдання моменту (зелені блоки на рис. 8) та контролює похибку між швидкістю двигуна в ідеальній моделі та швидкістю, визначеною VFD.

Сумарний сигнал T_{1_set} (чорна штрихова лінія) подається на вхід завдання VFD, коли він знаходиться в режим керування моментом "IM TQC Sensorless". Результати роботи моделі з такими змінами в регуляторі наведено на рис. 9, де з

графіків моментів добре видно, що сумарний сигнал завдання моменту (чорна штрихова лінія) відрізняється від теоретичного в ідеальній моделі (чорна суцільна лінія).

Рисунок 8 – Удосконалена модель програми вбудованого PLC

Рисунок 9 – Процес розгону в удосконаленій моделі при завданні швидкості

Наведені результати моделювання підтверджують можливість отримання керованого та прогнозованого процесу гасіння коливань в двомасовій системі «візок-вантаж» при безпосередньому керуванні моментом приводного двигуна. Необхідно звернути увагу на те, що:

1) момент двигуна є знакозмінним, але він накладається не стрибком, як це пропонується в більшості відомих методів, а змінюється плавно в відповідності до завдання;

2) кут відхилення не залежить від співвідношення m_1 і m_2 та l . Він задається згідно (2),

і в точності відпрацьовується приводом;

3) по закінченні періоду розгону, швидкості візка і вантажу зрівнюються при заданому значенні (1 м/хв). При цьому швидкість візка може змінювати знак в процесі розгону (при великій довжині канату і малому заданому значенні T);

4) шлях, який проходять візок і вантаж до кінця періоду розгону є абсолютно детермінованим, оскільки, по суті, це задано формулами (2). Цей шлях також не залежить від m_1 , m_2 та l .

Таким чином, керування за запропонованим методом на етапах зміни швидкості двомасової

системи забезпечує точне задане відхилення вантажу в середині етапу і нульове відхилення наприкінці його. При цьому шлях, який проходить вантаж, є очікуваним і прогнозованим, що автоматично вирішує актуальну задачу зупинки вантажу в заданій точці.

ВИСНОВКИ. 1. Запропонований в роботі метод гасіння коливань шляхом безпосереднього керування моментом робить розглянуту систему певною мірою інваріантною до похибок вимірювання довжини канату l і маси вантажу m_2 : час розгону (гальмування) – удосконалені регулятори відпрацьовують можливі похибки визначення довжини тросу та маси контейнера. Кут відхилення і шлях, який проходять візок і вантаж на етапі зміни швидкості, задаються (2), тому метод дозволяє просто вирішувати задачу зупинки вантажу в заданій точці при гальмуванні, оскільки шлях, що проходить вантаж на цій стадії, є прогнозованим.

2. Важливою особливістю методу є відсутність ударного знакозмінного моменту на валу. Момент може змінювати знак, але цей процес відбувається плавно і повністю керовано, в точній відповідності до завдання.

3. Процес розгону з гасінням коливань являється повністю керованим процесом, наслідком чого є відповідність швидкості візка та моменту двигуна до закладених технологічних і технічних обмежень.

4. Характер зусилля (моменту двигуна) залежить від співвідношення мас візка і вантажу та довжини тросу. Ці величини входять до (2) в вигляді коефіцієнтів: $m_1 = \text{const}$, а m_2 та l визначаються на початку операції. При сучасній організації вантажних робіт маса кожного конкретного контейнера є задалегідь відомою величиною, закладеною в завдання оператора на обробку певних контейнерів в передбаченому логістами порядку. Дані ж про робочу довжину троса можуть бути отримані від енкодера механізму підйому.

5. Метод є простим в технічній реалізації: генератор косинусоїди та обчислювач зусилля можуть бути закладені в алгоритми програми окремого або вбудованого PLC разом з алгоритмом перемикання режимів VFD з управління моментом в стадії розгону-гальмування на автоматичну стабілізацію швидкості в стадії пересування вантажу із усталеною швидкістю.

ЛІТЕРАТУРА

1. Ma B., Fang Y., Zhang Y. Switching-based emergency braking control for an overhead crane system. *IET Control Theory*. 2010. № 4 (9). P. 1739–1747.
2. Sun N., Fang Y. C., Zhang X. B., Yuan Y. H. Phase plane analysis based motion planning for underactuated overhead cranes. *Proceedings of 2011 IEEE International Conference on Robotics and Automation*. 2011. P. 3483–3488.

3. Yu W., Moreno-Armendariz M. A., Rodriguez F. O. Stable adaptive compensation with fuzzy CMAC for an overhead crane. *Inf. Sci.* 2011. 181 (21). P. 4895–4907.

4. Sun N., Fang Y. C. New energy analytical results for the regulation of underactuated overhead cranes: an end-effector motion-based approach. *IEEE Trans. Ind. Electron.* 2012. 59 (12). P. 4723–4734.

5. Kim D., Park Y., Park Y.-s. Feasibility test of tracking control to moving target in dual-stage trolley control system. *Control Automation and Systems (ICCAS) 2012 12th International Conference*. 2012. P. 235–239.

6. Zhao Y., Gao H. Fuzzy-model-based control of an overhead crane with input delay and actuator saturation. *IEEE Trans. Fuzzy Syst.* 2012. 20 (1). P. 181–186.

7. Sun N., Fang Y. C. Nonlinear tracking control of underactuated cranes with load transferring and lowering: theory and experimentation. *Automatica*. 2014. 50 (9). P. 2350–2357.

8. Fang Y., Wang P., Sun N., Zhang Y. Dynamics analysis and nonlinear control of an offshore boom crane. *Industrial Electronics IEEE Transactions on*. 2014. Vol. 61. P. 414–427.

9. Wu Z., Xia X. H. Model predictive control for improving operational efficiency of overhead cranes. *Nonlinear Dyn.* 2015. 19 (4). P. 2639–2657.

10. Terashima K., Ito R., Noda Y., Masui Y., Iwasa T. Innovative integrated simulator for agile control design on shipboard crane considering ship and load sway. *Control Applications (CCA) 2010 IEEE International Conference*. 2010. P. 1293–1300.

11. Kim D., Park Y., Park Y.-s., Kwon S., Kim E. Dual stage trolley control system for anti-swing control of Mobile Harbor crane. *Control Automation and Systems (ICCAS) 2011 11th International Conference*. 2011. P. 420–423.

12. Jolevski D., Bego O. Model predictive control of gantry/bridge crane with anti-sway algorithm. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2015. Vol. 29. P. 827–834.

13. Busher V., Melnikova L., Shestaka A., Coordinated control of simultaneous operation of container crane mechanisms. *Electrotechnic and Computer Systems*. 2015. Vol. 19. P. 58–61. URL: <http://dx.doi.org/10.15276/eltecs.19.95.2015.15>. (дата звернення: 10.05.2020).

14. Khandakji K., Busher V., Melnikova L. Parabolic Angle-based Anti-sway Control for Container Cranes with Limited Dynamic Loads *Int. J. of Automation and Control*. 2019. Vol. 13. №. 3. P. 282–300. URL: <https://doi.org/10.1504/IJAAC.2019.098581>. (дата звернення: 10.05.2020).

15. Герасимьяк Р. П., Лещев В. А. Анализ и синтез крановых электромеханических систем. Оосса : СМИЛ, 2008. 192 с.

16. Gerasymyak R., Melnikova L. V., Shestaka A. I. Optimal Control of Electric Drive Rotational Mechanisms Accounting for the Mechanical

Components. *5th Conf. on Technology and Automation*. Thessaloniki. 2005. P. 264–266.

17. Busher V., Mukha N., Shestaka A. Anti-sway control method with dynamic correction of the suspension length for ship-to-shore cranes. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2015. 3 (7(75)). P. 58–63. URL: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2015.43405>. (дата звернення: 07.05.2020).

18. Yong-Seok Kim, Keum-Shik Hong Seung-Ki Sul. Anti-Sway Control of Container Cranes: Inclinator, Observer, and State Feedback. *International Journal of Control, Automation, and Systems*. 2004. Vol. 2. № 4. P. 435–449. https://www.researchgate.net/publication/228361549_Anti-sway_control_of_container_cranes_Inclinometer_observer_and_state_Feedback. (дата звернення: 07.05.2020).

19. Garrido S., Abderrahim M., Giménez A., Diez R., Balaguer C. Anti-swinging input shaping control of an automatic construction crane. *IEEE Trans. Autom. Sci. Eng.* 2008. 5 (3). P. 549–557.

20. Miyata N., Nishioka M. Development of Feedforward Anti-Sway Control for Highly efficient and Safety Crane Operation. *Mitsubishi Heavy*

Industries, Ltd. Technical Review. 2010. 38 (2). P. 73–77.

21. Sun N., Fang Y. Nonlinear tracking control of underactuated cranes with load transferring and lowering: theory and experimentation. *Automatica*. 2014. Vol. 50. no. 9. P. 2350–2357.

22. Ngo Q. H., Hong K.-S. Sliding-mode antisway control of an offshore container crane. *Mechatronics IEEE/ASME Transactions on*. 2012. Vol. 17. P. 201–209.

23. Ngo Q. H., Hong K. S. Adaptive sliding mode control of container cranes. *IET control theory & applications*. 2012. Vol. 6. P. 662–668.

24. Tuan L. A., Moon S. C., Lee W. G., Lee S. G. Adaptive sliding mode control of overhead cranes with varying cable length. *J. Mech. Sci. Technol.* 2013. Vol. 27. P. 885–893.

25. Delta Vector Control Drive C2000 Series User Manual. DELTA IA-MDS VFD-C2000 UM EN 20190213. 2019. 936 p. URL: <https://www.deltaww.com/services/DownloadCenter3.aspx?secID=8&pid=2&tid=0&itemID=&typeID=1&downloadID=&title=&dataType=&check=0&hl=en-US&CID=0> (дата звернення: 10.05.2020).

MOTOR TORQUE CONTROL FOR ELECTRIC DRIVE CONTAINER CRANE

A. Shestaka

National University “Odessa Maritime Academy”

vul. Didrikhsona, 8, Odessa, 65029, Ukraine. E-mail: a.shestaka@gmail.com

L. Melnikova

Odessa National Polytechnic University

prosp. Shevchenko, 1, Odessa, 65044, Ukraine. E-mail: lubov.v.melnikova@gmail.com

V. Busher

National University “Odessa Maritime Academy”

vul. Didrikhsona, 8, Odessa, Ukraine, 65029. E-mail: victor.v.bousher@gmail.com

Abstract. In this paper, a novel anti-sway control system that uses an a new approach to cargo sway damping by controlling induction motor torque, as such functionality is available today in modern Variable Frequency Drives (VFD) is investigated. The process of oscillations in the two-mass system “trolley-load” of the mechanism of movement of cargo along the console of the a rail-mounted quayside crane (RMQC) is considered. Based on the equations linking the traction force and the angle of deviation of the load from the vertical, the structure of the control system of the drive motor torque is proposed. One of the conditions for such control is the zero deviation of the load from the vertical at the end of the stages of acceleration and deceleration. **Results.** The article presents the results of modeling the behavior of a two-mass system “trolley-load” for the typical mass of the load and the length of the rope ratios. Based on these results, some improvements were made to the initial structures of the speed and torque controllers, which allowed taking into account the action of friction forces in the trolley, VFD start delay and the difference between the calculated and actual speeds of the system elements. The possibility of adjusting the regulators in case of changing the load center of gravity height was also investigated. An important feature of the proposed anti-sway control approach is the absence of pulses of alternating torque on the shaft: the moment, although it changes sign, but it happens smoothly and in exact accordance with the task. In this case, the process of acceleration-deceleration with zero sway angle is fully controlled, resulting in compliance of the trolley and load speed, rope angle and motor torque to the specified taking into account the established technological and technical limitations. Also predicted are the acceleration-deceleration time and the distance taken by the load in these processes. This allows you to easily solve the actual problem of stopping the load at a given point without oscillation.

The method is quite simple in technical implementation. Cosine generator for the system input, speed and torque regulators, calculators of the rope angle and applied to the trolley force can be performed by the embedded (in the modern VFD) Programmable Logical Controller (PLC), together with the algorithms for switching VFD modes: from torque control in the acceleration-deceleration stage to automatic speed stabilization in the stage of cargo movement at a constant speed. Figures 9, references 25.

Key words: frequency-controlled electric drive, two-mass system, damping of oscillations of suspended cargo, container reloader, direct control of motor torque, programmable logic controller.

REFERENCES

1. Ma, B., Fang, Y., & Zhang, Y. (2010). Switching-based emergency braking control for an overhead crane system. *IET Control Theory Appl*, 4 (9), 1739–1747.
2. Sun, N., Fang, Y. C., Zhang, X. B., & Yuan, Y. H. (2011). Phase plane analysis based motion planning for underactuated overhead cranes. In: *Proceedings of 2011 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 3483–3488.
3. Yu, W., Moreno-Armendariz, M. A., & Rodriguez, F. O. (2011). Stable adaptive compensation with fuzzy CMAC for an overhead crane. *Inf. Sci*, 181 (21), 4895–4907.
4. Sun, N., & Fang, Y. C. (2012). New energy analytical results for the regulation of underactuated overhead cranes: an end-effector motion-based approach. *IEEE Trans. Ind. Electron*, 59 (12), 4723–4734.
5. Kim, D., Park, Y., & Park, Y.-s. (2012). Feasibility test of tracking control to moving target in dual-stage trolley control system, *Control Automation and Systems (ICCAS) 2012 12th International Conference*, 235–239.
6. Zhao, Y., & Gao, H. (2012). Fuzzy-model-based control of an overhead crane with input delay and actuator saturation. *IEEE Trans. Fuzzy Syst*, 20 (1), 181–186.
7. Sun, N., & Fang, Y. C. (2014). Nonlinear tracking control of underactuated cranes with load transferring and lowering: theory and experimentation. *Automatica*, 50 (9), 2350–2357.
8. Fang, Y., Wang, P., Sun, N., & Zhang, Y. (2014). Dynamics analysis and nonlinear control of an offshore boom crane, *Industrial Electronics IEEE Transactions on*, 61, 414–427.
9. Wu, Z., & Xia, X. H. (2015). Model predictive control for improving operational efficiency of overhead cranes. *Nonlinear Dyn*, 19 (4), 2639–2657.
10. Terashima, K., Ito, R., Noda, Y., Masui, Y., & Iwasa, T. (2010). Innovative integrated simulator for agile control design on shipboard crane considering ship and load sway", *Control Applications (CCA) 2010 IEEE International Conference*, 1293–1300.
11. Kim, D., Park, Y., Park, Y.-s., Kwon, S., & Kim, E. (2011). Dual stage trolley control system for anti-swing control of Mobile Harbor crane, *Control Automation and Systems (ICCAS) 2011 11th International Conference*, 420–423.
12. Jolevski, D., & Bego, O. (2015). Model predictive control of gantry/bridge crane with anti-sway algorithm, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29, 827–834.
13. Busher, V., Melnikova, L., & Shestaka, A. (2015). Coordinated control of simultaneous operation of container crane mechanisms, *Electrotechnic and Computer Systems*, 19, 58–61. URL: <http://dx.doi.org/10.15276/eltecs.19.95.2015.15>.
14. Khandakji, K., Busher, V., & Melnikova, L. (2019). Parabolic Angle-based Anti-sway Control for Container Cranes with Limited Dynamic Loads, *Int. J. of Automation and Control*, 13, 3, 282–300. URL: <https://doi.org/10.1504/IJAAC.2019.098581>.
15. Gerasymiak, R. P., & Leshchev, V. A. (2008). *Analiz i sintez kranovykh elektromekhanicheskikh system [Analysis and Synthesis Electromechanical Systems of Cranes]*. Odessa: SMIL. [in Russian].
16. Gerasymiak, R., Melnikova, L. V., & Shestaka, A. I. (2005). Optimal Control of Electric Drive Rotational Mechanisms Accounting for the Mechanical Components, *5th Conf. on Technology and Automation*, Thessaloniki, 264–266.
17. Busher, V., Mukha, N., & Shestaka, A. (2015). Anti-sway control method with dynamic correction of the suspension length for ship-to-shore cranes, *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3 (7 (75)), 58–63. URL: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2015.43405>.
18. Yong-Seok, Kim, Keum-Shik, Hong, & Seung-Ki, Sul. (2004). Anti-Sway Control of Container Cranes: Inclinator, Observer, and State Feedback, *International Journal of Control, Automation, and Systems*, 2, 4, 435–449. URL: https://www.researchgate.net/publication/228361549_Anti-sway_control_of_container_cranes_Inclinometer_observer_and_state_Feedback.
19. Garrido, S., Abderrahim, M., Giménez, A., Díez, R., & Balaguer, C. (2008). Anti-swinging input shaping control of an automatic construction crane. *IEEE Trans. Autom. Sci. Eng*, 5 (3), 549–557.
20. Miyata, N., & Nishioka, M. (2010). Development of Feedforward Anti-Sway Control for Highly efficient and Safety Crane Operation. *Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review*, 38 (2), 73–77.
21. Sun, N., & Fang, Y. (2014). Nonlinear tracking control of underactuated cranes with load transferring and lowering: theory and experimentation, *Automatica*, 50, 9, 2350–2357.
22. Ngo, Q. H., & Hong, K.-S. (2012). Sliding-mode anti-sway control of an offshore container crane, *Mechatronics IEEE/ASME Transactions on*, 17, 201–209.
23. Ngo, Q. H., & Hong, K. S. (2012). Adaptive sliding mode control of container cranes, *IET control theory & applications*, 6, 662–668.
24. Tuan, L. A., Moon, S. C., Lee, W. G., & Lee, S. G. (2013). Adaptive sliding mode control of overhead cranes with varying cable length, *J. Mech. Sci. Technol.*, 27, 885–893.
25. Delta Vector Control Drive C2000 Series User Manual (2019). DELTA IA-MDS VFD-C2000 UM EN 20190213. URL: <https://www.deltawww.com/services/DownloadCenter3.aspx?secID=8&pid=2&tid=0&itemID=&typeID=1&downloadID=&title=&dataType=&check=0&hl=en-US&CID=0>

Стаття надійшла 17.05.2020