

УДК 62-83

Р. П. Герасимьяк, д-р техн. наук,

Е. В. Найденко, канд. техн. наук

НАГРУЗКИ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧАХ ДВУХМАССОВОЙ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ В РЕЖИМЕ ТОРМОЖЕНИЯ

Аннотация. Рассмотрены динамические нагрузки в кинематических передачах двухмассовой электромеханической системы в режиме торможения при мгновенном изменении задающего воздействия и переключении без люфта для экстремальных начальных условий и различных значениях соотношения моментов инерции. Представлены результаты моделирования.

Ключевые слова: двухмассовая электромеханическая система, кинематическая передача, динамические нагрузки, момент инерции, упругая связь

R. P. Gerasymiak, ScD.,

E. Naydenko, PhD.

THE KINEMATIC TRANSMISSION LOADS OF TWO-MASS ELECTROMECHANICAL SYSTEM DURING BRAKING

Abstract. The kinematics transmission dynamic loads of two-mass electromechanical system during deceleration at an instantaneous change in the reference variable and shifting without gear for extreme initial conditions and different values of the ratio of the moments of inertia is considered.

Keywords: two-mass electromechanical system, kinematic transmission, dynamic loads, moment of inertia, elastic connection, упругая связь

Р. П. Герасимьяк, д-р техн. наук,

Е. В. Найденко, канд. техн. наук

НАВАНТАЖЕННЯ В КИНЕМАТИЧНИХ ПЕРЕДАЧАХ ДВОМАСОВИХ ЕЛЕКТРОМЕХАНИЧНИХ СИСТЕМ В РЕЖИМІ ГАЛЬМУВАННЯ

Анотація. Розглянуто динамічні навантаження в кінематичних передачах двомасової електромеханічної системи в режимі гальмування при миттєвій зміні вхідного сигналу і перемиканні без люфту для екстремальних початкових умов і різних значеннях співвідношення моментів інерції. Представлені результати моделювання.

Ключові слова: двомасова електромеханічна система, кінематична передача, динамічні навантаження, момент інерції, пружний зв'язок

Введение. Известно, что динамические моменты в переходных режимах передаются от двигателя к рабочему органу через упругие звенья – валы, металлоконструкции, значительно их нагружая. Здесь же нельзя не учитывать, что для оптимального управления механизмом, обеспечивающим быстрые переходные процессы и одновременно гашение колебаний груза, требуются не плавные, а мгновенные приложения максимального момента [3]. Таким образом предполагается, что двигатель, разгонявший механизм с постоянным моментом M_m , мгновенно переходит в тормозной режим, развивая момент – M_m (рис. 1). Это реальный случай, когда за время разгона и торможения механизм (для определённости в дальнейшем рассматрива-

ется поворотная платформа крана или экскаватора) проходит требуемый путь (угол поворота), после чего необходима его остановка [1].

Такое мгновенное изменение момента и поддержание его постоянным при пуске и торможении может быть реализовано электроприводом ПЧ-АД, если при этом электромагнитными процессами в двигателе можно пренебречь. Последнее вполне допустимо для рассматриваемых инерционных поворотных механизмов.

Именно скачкообразное приложение момента к передаточным звеньям между двигателем и рабочим органом приводит к наибольшим динамическим нагрузкам в этих элементах [3].

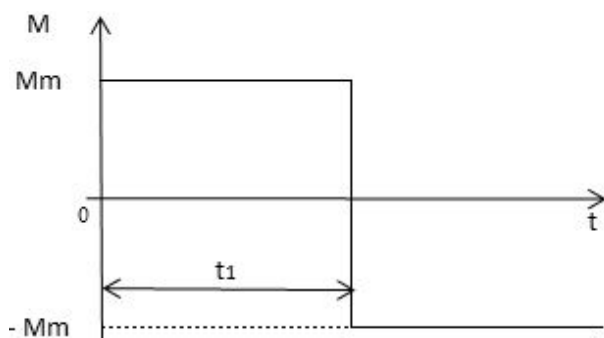


Рис. 1. Диаграмма момента $M(t)$ при разгоне и торможении

Для учёта влияния скачкообразного закона изменения усилия на нагрузки в звеньях кинематической передачи целесообразно рассматривать двухмассовую электромеханическую систему (ДЭМС), в которой упругая (податливая) связь между двигателем и поворотной платформой обладает конечным значением жёсткости C_y .

Расчётная схема такой ДЭМС после приведения всех элементов к валу двигателя приведена на рис. 2.

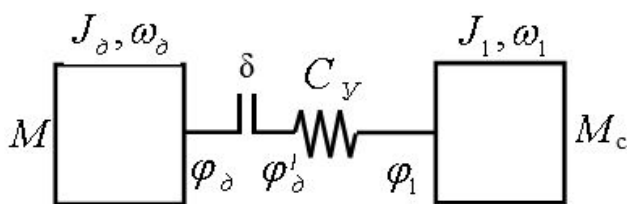


Рис. 2. Расчетная схема ДЭМС

Здесь ротор двигателя с моментом инерции J_0 ; механизм поворота с моментом инерции J_1 ; M – момент (усилие) двигателя; ω_0 и ω_1 – угловые скорости вращения двигателя и рабочего органа соответственно; $M_y = C_y(\varphi_0 - \varphi_1)$ – момент упругой деформации между двигателем и механизмом; именно этот момент нагружает кинематическую передачу механизма; δ – эквивалентный зазор в передаче.

В публикациях последних лет представлены материалы, свидетельствующие о повышенном интересе к исследованиям многомассовых ЭМС. Так, в работе [4] показана возможность реализации плавных переходных процессов крановых механизмов. В [5; 6] представлены практические результаты ограничения динамических нагрузок в ДЭМС за счёт демпфирующего эффекта электроприво-

да, в [7] предложена схема, позволяющая обеспечить эффективное управление режимами работы крановых механизмов при их модернизации. В работе [8] приведены соотношения, учитывающие потери на диссипацию, а в [9] показана возможность расщепления систем управления многомассовых объектов на подсистемы, связанные только вектором неопределённости, и управления каждой из них.

Целью работы является определение возможной динамической нагрузки в элементах ЭМС при резком торможении механизма, характеризуемого в общем случае различным моментом инерции.

Материалы исследования. Для режима торможения или реверса, когда двигатель развивает тормозной момент, мгновенно достигающий значения $-M_m$, получено дифференциальное уравнение для двухмассовой ЭМС после выбора зазора δ без учёта потерь на диссипацию [3]:

$$T^2 \frac{d^2 M_y}{dt^2} + M_y = M_{yep} - 2M_m \frac{J_1}{J}, \quad (1)$$

$J = J_0 + J_1$, а среднее значение упругого момента определяется [3]

$$M_{yep} = (M - M_c) \frac{J_1}{J} + M_c,$$

где M – момент двигателя на основном участке переходного процесса; M_c – статический момент, который можно считать постоянным.

Как показали предварительные исследования [8], учёт диссипации в крановых механизмах снижает пиковые нагрузки на 6 – 10 %.

Общее решение этого уравнения без учета потерь на деформацию можно получить в виде

$$M_y = M_{yep} - 2M \frac{J_1}{J} + A \sin \Omega t + B \cos \Omega t, \quad (2)$$

где A и B – постоянные интегрирования. Корни характеристического уравнения в этом случае чисто мнимые, а частота собственных колебаний.

$$\Omega = \sqrt{C_y \frac{J}{J_0 J_1}}.$$

В общем случае начальные условия ненулевые

$$M_y = M_{унач2}, \quad \frac{dM_y}{dt} = C_y w_{\delta 1}, \quad (3)$$

причём $M_{унач2}$ – это конечное значение упругого момента на первом этапе (разгона) перед началом торможения; $w_{\delta 1}$ – разность скоростей двигателя и рабочего органа в момент переключения $t = t_1$ (рис. 3).

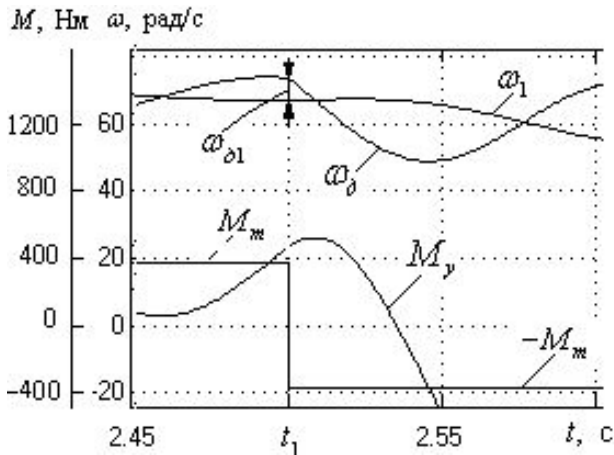


Рис. 3. Момент упругой связи, скорости двигателя и платформы при переключении

Используя эти начальные значения момента и разности скоростей (3), запишем в общем случае уравнения для упругого момента и его производной в момент времени t_1 , считая для начала второго этапа $t = 0$:

$$M_{унач2} = M_{усп} - 2M_m \frac{J_1}{J} + B \quad \text{и} \quad C_y w_{\delta 1} = A\Omega;$$

отсюда находим постоянные интегрирования, которые подставляем в уравнение (2). Окончательно

$$M_y = (M_{унач2} - M_{усп} + 2M_m \frac{J_1}{J}) \cos \Omega t + \frac{C_y w_{\delta 1}}{\Omega} \sin \Omega t + M_{усп} - 2M_m \frac{J_1}{J}, \quad (4)$$

а максимальное значение момента упругой деформации

$$M_{y \max} = \left| M_{усп} - 2M_m \frac{J_1}{J} \right| + \sqrt{\left(M_{унач2} - M_{усп} + 2M_m \frac{J_1}{J} \right)^2 + \left(\frac{C_y w_{\delta 1}}{\Omega} \right)^2}. \quad (5)$$

Коэффициент динамичности – важный показатель условий работы механического оборудования [1; 4]

$$K_{\delta} = \frac{M_{y \max}}{M_{усп}};$$

его можно найти, используя (5), по формуле:

$$K_{\delta 2} = \left| 1 - 2 \frac{M_m J_1}{M_{усп} J} \right| + \sqrt{\left(\frac{M_{унач2}}{M_{усп}} + \frac{2M_m J_1}{M_{усп} J} - 1 \right)^2 + \left(\frac{C_y w_{\delta 1}}{\Omega M_{усп}} \right)^2}. \quad (6)$$

Конечно, коэффициент динамичности K_{δ} существенно зависит от начальных условий – $M_{унач}$ и $w_{\delta 1}$, а последние определяются предыдущим режимом работы ЭМС.

Если перед торможением режим был установившимся, то $M_{унач} = M_c$ и $w_{\delta 1} = 0$ (рис. 4). В этом случае при наличии зазора δ (рис. 2) уравнение для упругого момента

$$M_y = M_c \cos \Omega t + M_{усп} (1 - \cos \Omega t) + \frac{C_y w_{\delta 1}}{\Omega} \sin \Omega, \quad (7)$$

а максимальное значение его можно найти по такой формуле:

$$M_{y \max} = |M_{усп}| + \sqrt{(M_c - M_{усп})^2 + \left(\frac{C_y w_{\delta 1}}{\Omega} \right)^2}. \quad (8)$$

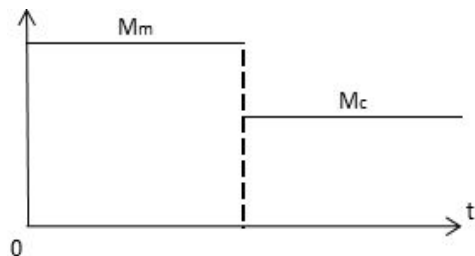


Рис. 4. График момента двигателя при разгоне и установившемся движении

Здесь уже $w_{\delta 1}$ – разность скоростей при переключении после выбора зазора.

Это значение $M_{y \max}$ больше $2M_{усп}$ и оно наступает в момент времени

$$t_m = \frac{1}{\Omega} \left[\pi - \arctg \frac{C_y w_{\delta 1}}{(M_{усп} - M_c) \Omega} \right], \quad (9)$$

который соответствует $\frac{\pi}{2} < \Omega t_m < \pi$ (рис. 5).

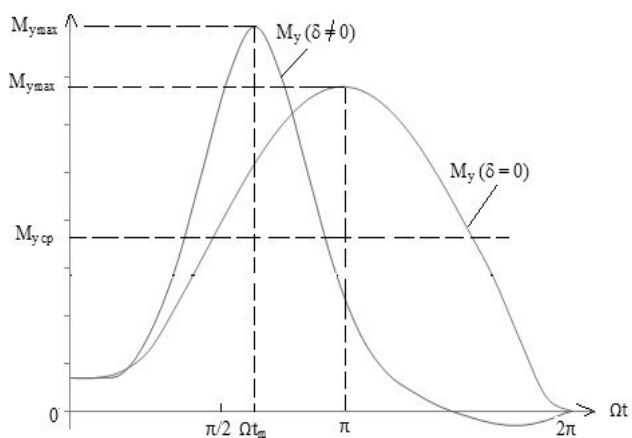


Рис. 5. Зависимость момента упругой связи от времени при переключении

При этом скорости до переключения изменяются по следующим законам: двигателя

$$w_{\delta} = w_{\delta 1} + \varepsilon_{cp} t - \frac{J_1}{J} w_{\delta 1} (1 - \cos \Omega t) + \frac{\varepsilon_{cp} J_1 + M_c}{J_{\delta} \Omega} \sin \Omega t, \quad (10)$$

рабочего органа

$$w_1 = \varepsilon_{cp} t - \frac{J_{\delta}}{J} w_{\delta 1} (1 - \cos \Omega t) + \frac{\varepsilon_{cp} J_1 + M_c}{J_1 \Omega} \sin \Omega t. \quad (11)$$

В дальнейшем рассмотрим процессы переключения в упрощенном виде, когда зазор отсутствует ($\delta = 0$, $w_{\delta 1} = 0$). Тогда все выражения упрощаются, и скорости изменяются по следующим законам:

$$w_{\delta} = \varepsilon_{cp} t + \frac{M_{ycp}}{J_{\delta} \Omega} \sin \Omega t, \quad (12)$$

$$w_1 = \varepsilon_{cp} t - \frac{M_{ycp}}{J_1 \Omega} \sin \Omega t, \quad (13)$$

а момент $M_y = M_{ycp} (1 - \cos \Omega t)$, (14) причём $M_{y_{max}} = 2M_{ycp}$ и $\Omega t_m = \pi$ (рис. 5).

В последних выражениях ε_{cp} – ускорение абсолютно жёсткой двухмассовой ЭМС.

В этом случае для предварительной оценки нагрузки в передачах целесообразно и достаточно рассмотреть окончание первого этапа (начальные – для второго этапа) в конкретные моменты времени t_1 , используя (12) – (14). Так, если:

$$1) \Omega t_1 = 2\pi n, \text{ где } n = 0, 1, 2 \dots,$$

то $M_{y_{нач}} = 0$ и $w_{\delta} = w_1$, потому что $w_{\delta 1} = 0$.

$$2) \Omega t_1 = (2n + 1) \frac{\pi}{2}, \text{ в этом случае}$$

$$M_{y_{нач}} = M_{y_{cp}} \text{ и } \omega_{\delta 1} = \omega_{\delta 1_{max}} = \frac{M_{y_{cp}} \Omega}{C_y}.$$

$$3) \Omega t_1 = (2n + 1)\pi, \text{ тогда } M_{y_{нач 2}} = 2M_{y_{cp}} \text{ и } \omega_{\delta 1} = 0.$$

Для подтверждения результатов расчёта по приведенным формулам трёх вариантов проведено моделирование ЭМС. Моделирование проводилось известным методом [3, 8] по структурной схеме ДЭМС.

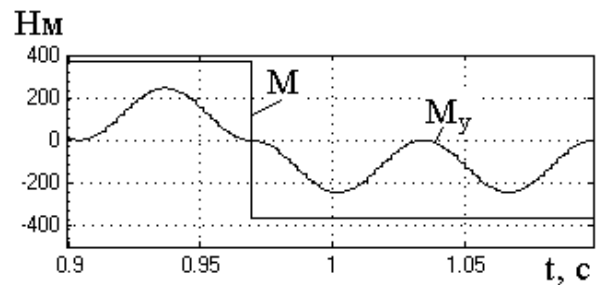
При моделировании использовались данные реального портального крана, у которого $C_y = 3621,90$ Нм. Поворотная платформа приводится в движение двумя асинхронными двигателями с короткозамкнутым ротором серии МТКФ 411-6, номинальная мощность каждого из них $P_n = 30$ кВт, номинальная скорость $\omega_n = 101,53$ с⁻¹. Принят максимальный пусковой (тормозной) момент $M_m = 2,5M_n = 367,68$ Нм, момент инерции двух двигателей $J_{\delta} = 1,15$ кгм². Момент инерции поворотной платформы составляет $13 J_{\delta} = 14,92$ кгм².

Расчёты и моделирование проводились для ДЭМС с различным соотношением моментов инерции: с моментом инерции реальной поворотной платформы ($J_1 = 13 J_{\delta}$), а также с моментом инерции рабочего органа, когда он равен $0,5 J_{\delta}$, что часто соответствует механизму подъёма, работающему на холостом ходу. Кроме того, расчёт проводился для идеального случая, когда можно считать $J_1 \gg J_{\delta}$ ($J_1 = 100 J_{\delta}$).

Полученные по расчетным формулам и моделированием основные данные и значения коэффициента динамичности в режиме торможения ДЭМС при отсутствии статического момента и люфта, мгновенном изменении задающего воздействия (рис. 1) и экстремальных начальных условиях, представленных выше тремя вариантами, приведены в таблицах 1 и 2.

1. Вариант I, $M_c = 0$

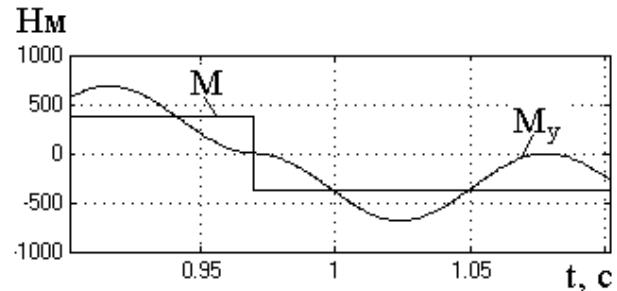
$\frac{J_1}{J_0}$	Моделирование			По формулам
	$M_{y\text{ ср}},$ Н·м	$M_{y\text{ max}},$ Н·м	K_ϕ	K_ϕ
0,5	122,56	245	2,00	2,00
13	341,41	683	2,00	2,00
100	364,00	730,4	2,00	2,00



а

2. Вариант III, $M_c = 0$

$\frac{J_1}{J_0}$	Моделирование			По формулам
	$M_{y\text{ ср}},$ Н·м	$M_{y\text{ max}},$ Н·м	K_ϕ	K_ϕ
0,5	122,56	490	4,00	4,00
13	341,41	1365	4,00	4,00
100	364,00	1456	4,00	4,00

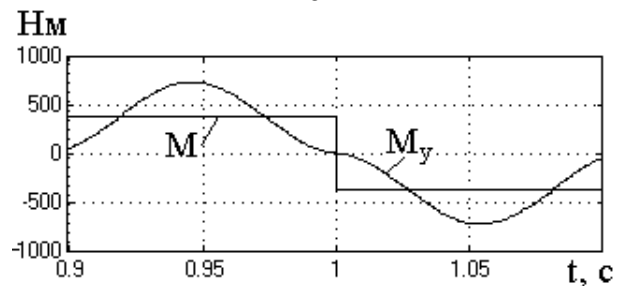


б

Аналогичные данные, но при реальном значении статической нагрузки механизма поворота ($M_c = 0,15M_m$) при тех же экстремальных начальных условиях представлены в таблицах 3 и 4.

3. Вариант I, $M_c = 0,15 M_m$

$\frac{J_1}{J_0}$	Моделирование			По формулам
	$M_{y\text{ ср}},$ Н·м	$M_{y\text{ max}},$ Н·м	K_ϕ	K_ϕ
0,5	159,20	171,5	1,08	1,08
13	345,31	674,5	1,95	1,95
100	364,54	729,48	1,99	1,99

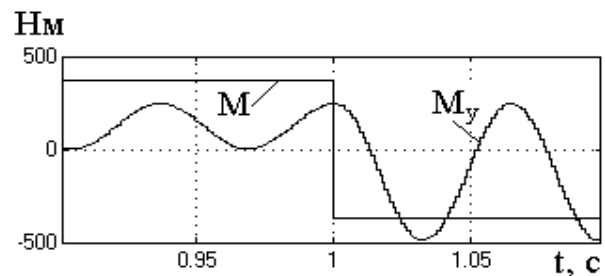


в

Рис. 6. Торможение при $M_c = 0$ в момент времени $\Omega t = 2\pi n$ при $J_1/J_0 = 0,5$ (а); 13(б); 100 (в)

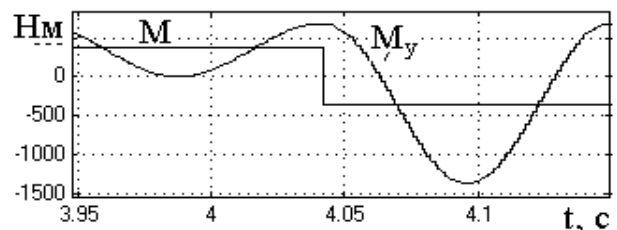
4. Вариант III, $M_c = 0,15 M_m$

$\frac{J_1}{J_0}$	Моделирование			По формулам
	$M_{y\text{ ср}},$ Н·м	$M_{y\text{ max}},$ Н·м	K_ϕ	K_ϕ
0,5	159,20	490	3,08	3,08
13	345,31	1365	3,95	3,95
100	364,54	1456	3,99	3,99

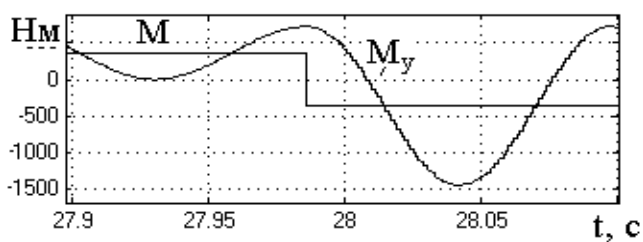


а

Процесс торможения в ДЭМС при мгновенном изменении задающего воздействия (рис. 1) и переключении без люфта для экстремальных начальных условий и различных значениях соотношения моментов инерции, полученных при моделировании, представлен на рисунках 6 и 7.



б



в

Рис. 7. Торможение при $M_c = 0$ в момент времени $\Omega t = (2n + 1)\pi$ при $J_1/J_0 = 0,5$ (а); 13 (б); 100 (в)

Было проведено детальное моделирование торможения ДЭМС с $J_1/J_0 = 13$ при различных начальных условиях. Полученные в результате значения максимального момента упругости и коэффициента динамичности при $M_c = 0$ и $M_c = 0,15 M_m$, подтвержденные расчётными формулами, приведены соответственно в таблицах 5 и 6.

5. $M_c = 0$

Момент переключения	$M_{y \max}$, Н·м	K_d
$\Omega t = 0$	683,5	2,00
$\Omega t = \pi/4$	860	2,52
$\Omega t = \pi/2$	1120	3,28
$\Omega t = 3\pi/4$	1305	3,82
$\Omega t = \pi$	1365	4,00
$\Omega t = 5\pi/4$	1290	3,77
$\Omega t = 3\pi/2$	1092	3,20
$\Omega t = 7\pi/4$	831	2,43
$\Omega t = 2\pi$	683,5	2,00

6. $M_c = 0,15 M_m$

Момент переключения	$M_{y \max}$, Н·м	K_d
$\Omega t = 0$	676	1,95
$\Omega t = \pi/4$	855	2,48
$\Omega t = \pi/2$	1117	3,23
$\Omega t = 3\pi/4$	1304	3,78
$\Omega t = \pi$	1365	3,95
$\Omega t = 5\pi/4$	1289	3,73
$\Omega t = 3\pi/2$	1090	3,16
$\Omega t = 7\pi/4$	826	2,39
$\Omega t = 2\pi$	676	1,95

График зависимости коэффициента динамичности от начальных условий в момент торможения для $J_1/J_0 = 13$ представлен на рис. 8.

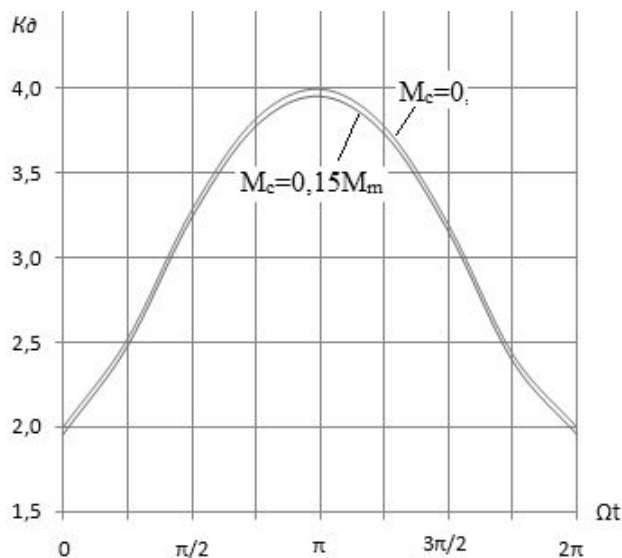


Рис. 8. Зависимость коэффициента динамичности от начальных условий в момент торможения $J_1/J_0 = 13$

Для управления процессом переключения необходимо стремиться к тому, чтобы оно осуществлялось, по возможности, в моменты времени $2\pi n/\Omega$. Для этого вначале следует найти период колебаний T из формулы $\Omega = \frac{2\pi}{T}$, а дальше рассчитать, сколько периодов этой частоты укладывается за время разгона двигателя до скорости отсечки, когда он переходит на жёсткий участок экскаваторной механической характеристики, которая несложно формируется электроприводом ПЧ-АД. Если при этом число периодов окажется дробным, используется только целая часть, выяснив, до какой скорости можно разогнаться за это целое число периодов. На этом основании составляется программа работы процессора, который и будет таким образом управлять приводом.

Для нашего конкретного случая с приведёнными данными механизма поворота частота колебаний составляет $58,3 \text{ с}^{-1}$, а скорость, до которой должен разогнаться двигатель за целое число периодов (16) $93,7 \text{ рад/с}$. Погрешность по скорости при этом составляет 1,5 %.

Выводы. Очевидно, что с увеличением J_1 возрастает амплитуда колебаний скорости двигателя и максимальное значение момента упругой деформации, однако коэффициент динамичности не изменяется. Он зависит главным образом от начальных условий, поэтому желательно обеспечить переключение в моменты времени, кратные периоду колебаний. Наличие статического момента приводит к снижению динамических нагрузок, особенно при малых значениях момента инерции J_1 .

Задавая в программе управляющего электропривода микропроцессора значение времени разгона, кратным числу периодов колебаний, а после этого подавая команду на переключение для торможения, можно существенно снизить динамические нагрузки в кинематических передачах при незначительной погрешности управления.

Разработка алгоритма управления электроприводом для существенного снижения нагрузок при переходе к торможению представляет собой этап последующего исследования.

Список использованной литературы

1. Ключев В. И. Электропривод и автоматизация общепромышленных механизмов / В. И. Ключев, В. М. Терехов. – М. : Энергия, 1980. – 360 с.

2. Комаров М. С. Динамика грузоподъемных машин / М. С. Комаров – М. : Машгиз, 1962. – 268 с.

3. Герасимьяк Р. П. Анализ и синтез крановых электромеханических систем / Р. П. Герасимьяк, В. А. Лещёв – 2008. – Одесса : СМИЛ, – 192 с.

4. Фираго Б. И. Применение устройств плавного пуска и торможения асинхронных двигателей в электроприводах крановых механизмов передвижения / Б. И. Фираго, Д. С. Васильев // *Электротехнические и компьютерные системы*. – К. : – 2011. Техника. – № 4 (80). – С. 30 – 38.

5. Задорожный Н. А. Исследование динамических свойств ДЭМС по амплитудно-частотным характеристикам / Н. А. Задорожный, Н. С. Пономарев // *Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и*

практика. – К. : – Техника. – 2011. – № 3 (79). – С. 28 – 32.

6. Задорожная И. Н. Исследование влияния степени электромеханической связи на демпфирующее действие электропривода с упругими связями / И. Н. Задорожная, Н. А. Задорожный // *Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика*. – К. : Техника. – 2014. – № 15 (91). – С. 99 – 103.

7. Андриенко П. Д. Энергоэффективное торможение противовключением асинхронного двигателя с фазным ротором / П. Д. Андриенко, Д. С. Андриенко, М. И. Коцур, С. В. Калужный // *Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика*. – К. : Техника. – 2014. – № 15 (91). – С. 89 – 91.

8. Герасимьяк Р. П. Улучшение качества переходных процессов при выборе зазора в электромеханических системах / Р. П. Герасимьяк, В. В. Субботин // *Электротехнические и компьютерные системы*. – К. : Техника. – № 10 (86). – 2013. – С. 27 – 32.

9. Казурова А. Е. Высокоточное управление многомассовой неопределенной упругой системой / А. Е. Казурова // *Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика*. – К. : Техника. – 2014. – № 15 (91). – С. 96 – 98.

10. Здрозис К.П. Повышение качества электромеханических систем с асинхронным электроприводом / К. П. Здрозис // *Электромашинобудування та електрообладнання*. – К. : – 2000. Техніка – Вип. 55. – С. 36 – 41.

Получено 28.02.2015

References

1. Kluchev V.I., and Terekhov V.M. *Elektroprivod i avtomatizacija obshchepromishlennih mehanizmov* [Electric Drive and Automation of General-Purpose Machinery], (1980), Moscow, Russian Federation, *Energy*, 360 p. [In Russian].

2. Komarov M.S. *Dinamika obshchepromishlennih mashin* [Dynamics of Lifting Equip-

ment], (1962), Moscow, Russian Federation, *Mashgiz*,. 268 p. [In Russian].

3. Gerasimyak R.P., and Leshchev V.A. Analiz i sintez kranovih elektromehani-cheskih system [Analysis and Synthesis of Crane Electro-mechanical Systems], (2008), Odessa, Ukraine, *SMIL*, 192 p. [In Russian].

4. Firago B.I., and Vasilyev D.S. Primenenie ustrojstv plavnogo puska i tormogenija asinhronnih dvigatelej v elektroprivodah kranovih mehanizmov peredvigenija [The use of Soft Starters and Braking Asynchronous Motors in Electric Crane Mechanisms of Movement], (2011), Kiev, Ukraine, *Electrical and Computer Systems*, No. 4 (80), pp.30 – 38 [In Russian].

5. Zadorozhnyj N.A., and Ponomarev N.S. Issledovanie mehanicheskikh svojstv DEMS po amplitudno-chastotnim harakteristikam [DEMS Study of the Dynamic Properties for the Amplitude-Frequency Characteristics], (2011), *Problems of Automated Electric. Theory and Practice*, Kiev, Ukraine, *Technical*, No. 3 (79), pp. 28 – 32 [In Russian].

6. Zadorozhnyaya I.N., and Zadorozhnii N.A. Issledovanie vlijanija stepeni elektromehani-cheskoj svjazi na dempfirujushchee dejstvie elektroprivoda s uprugimi svjazjami [Investigation of the Influence Degree of Electromechanical Coupling in the Damping Effect of Actuator and Elastic Constraints], (2014), *Problems of Automated Electric. Theory and Practice*, Kiev, Ukraine, *Technical*, No. 15 (91), pp. 99 – 103 [In Russian].

7. Andrienko P.D., Andrienko D.S., Kocur M.I., and Kalyuzhny S.V. Energoeffektivnoe tormogenie protivovklucheniem asinhronnogo dvigatelja s faznim rotorom [Energy Efficient Braking Opposition Asynchronous Motor with Wound Rotor], (2014), *Problems Automated Electric. Theory and Practice*, Kiev, Ukraine, *Technical*, No. 15 (91), pp. 89 – 91 [In Russian].

8. Gerasimyak R.P., and Subbotin V.V. Uluchshenie kachestva perehodnih prozessov pri vibore zazora v elektromehani-cheskih sistemah [Improving the Quality of Transients in the Selection of the Gap in Electromechanical Systems], (2013), Kiev, Ukraine, *Electrical and Computer Systems*, No. 10 (86), pp. 27 – 32 [In Russian].

9. Kazurova A.E. Visokotochnoe upravlenie mnogomassovoj neopredelennoj sistemoj [Pre-

cision Control Mealtimes Uncertain Elastic System], (2014), *Problems Automated Electric. Theory and Practice*, Kiev, Ukraine, *Technical*, No. 15 (91), pp. 96 – 98 [In Russian].

10. Zdrozis K.P. Povishenie kachestva elektromehani-cheskih system s asinhronnim elektroprivodom [Improving the Quality of Electromechanical Systems with Asynchronous Electric], (2000), Kiev, Ukraine, *Elektromashinobud i Elektroobl*, Vol.55, pp.36 – 41 [In Russian].



Герасимьяк
Ростислав Павлович,
д-р техн. наук,
проф. каф. электромехани-
ческих систем с компью-
терным управлением
Одесского нац. политехн.
ун-та. Тел. 048-705-8467.
E-mail:
rgerasymiak@gmail.com



Найденко
Елена Валерьевна,
канд.техн.наук, доц.
каф. электромеханических
систем с компьютерным
управлением
Одесского нац. политехн.
ун-та. Тел. 048-705-8467.
E-mail:
alena2808@ukr.net