

ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧАХ С ЗАЗОРОМ ПРИ ОПТИМАЛЬНОМ УПРАВЛЕНИИ МЕХАНИЗМОМ ПОВОРОТА

Е. В. Найденко

Одесский национальный политехнический университет

Аннотация. Исследованы динамические нагрузки в кинематических передачах с зазором при оптимальном законе управления механизмом поворота. Изменением момента двигателя по экспоненциальному закону достигается существенное снижение нагрузок в кинематических передачах. Показано, что учет вязкого трения дает дополнительное снижение нагрузок, а отклонение способа управления от идеального оказывает незначительное влияние на показатели качества оптимальных переходных процессов ЭМС.

Ключевые слова: оптимальный закон управления, электромеханическая система, кинематическая передача, динамические нагрузки, момент инерции, упругая связь.

Введение

Механизмы поворота кранов характеризуются большим моментом инерции, т. е. для них большую часть цикла составляют переходные режимы. Таким образом для повышения их производительности необходимо уменьшать время переходных процессов.

Ранее были обобщены материалы проведенных исследований, получены теоретические научно обоснованные результаты, которые в совокупности решают проблему оптимального управления асинхронным электроприводом механизмов поворота по критерию быстрейшего и одновременного гашения колебаний груза, увеличивая таким образом производительность многих технологических процессов [1-3].

Полученный с использованием принципа максимума Понтрягина закон изменения динамического момента электропривода на всех этапах переходного процесса обеспечивает гашение тангенциальной составляющей колебаний груза к концу переходного процесса пуска (торможения) механизма поворота и при данных параметрах электромеханической системы – минимальную длительность этих процессов (рис. 1).

Таким образом, для оптимального управления механизмом, обеспечивающим быстрые переходные процессы и одновременно гашение колебаний груза, требуются не плавные, а мгновенные приложения максимального момента. А именно скачкообразное приложение момента к передаточным звеньям между двигателем и рабочим органом приводит к наибольшим динамическим нагрузкам в этих элементах [2].

© Найденко Е. В., 2018

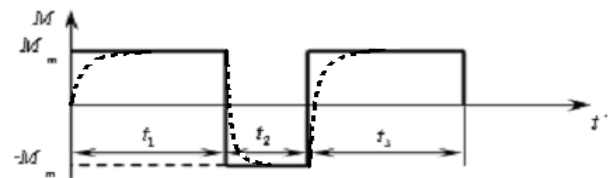


Рис. 1. Диаграмма изменения усилия

Скачкообразное приложение момента двигателя при оптимальном управлении может привести к значительным перегрузкам в податливых звеньях кинематических передач, составляющим 3 – 10 кратные значения по отношению к среднему моменту.

Известно, что упругие звенья – валы, металлоконструкции, через которые передаются от двигателя к рабочему органу динамические моменты, характеризуются также зазорами в передачах.

Цель работы - ограничение ударных нагрузок в кинематических передачах с учетом зазора при оптимальном управлении механизмом поворота и отмеченным выше характером приложения момента двигателя.

1. Нагрузки в кинематических звеньях

Для выяснения значения нагрузок в кинематических передачах следует анализировать исследуемый механизм с его электроприводом как электромеханическую систему с трехмассовой механической частью, в которой упругая связь между двигателем и механизмом перемещения – валы механической передачи – обладает конечным значением жесткости C_y . Расчетная схема такой ЭМС после приведения к валу двигателя приведена на рис. 2.

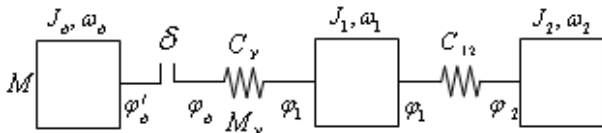


Рис. 2. Расчётная схема трёхмассовой ЭМС механизма поворота

Здесь поворотная платформа представляется в виде двух сосредоточенных масс – собственно поворотной платформы с моментом инерции J_1 и ротора двигателя с расположенными на его валу инерционными элементами J_d . На рис.2 показаны также подвешенный груз массой m_2 , приведенный к вращательному движению вала двигателя (J_2), суммарный зазор в механических передачах (редукторе, кинематической связи вал-шестерня - зубчатый венец поворотной платформы и др.) δ ; коэффициент реальной жесткости упругих элементов (быстроходного и тихоходного валов, вал-шестерни) C_y , эквивалентная жесткость, соответствующая раскачиванию подвешенного груза и зависящая от длины каната l , C_{12} :

$$C_{12} = \frac{g}{l} J_2 \quad (1)$$

Кроме того, ω_1 , ω_2 , и ω_d – угловые скорости вращения соответственно первой, второй масс и двигателя, M_y – момент упругой деформации кинематических звеньев между двигателем и поворотной платформой, собственно и определяющий нагрузки в податливых элементах

$$M_y = C_y (\varphi_d - \varphi_1) \quad (2)$$

Здесь и далее все величины приведены к валу двигателя через i – передаточное отношение между двигателем и платформой.

Наибольшее превышение нагрузки в передачах над средней характеризуется коэффициентом динамичности [1-3]

$$K_o = \frac{M_{y \max}}{M_{y \text{cp}}} \quad (3)$$

где $M_{y \max}$, $M_{y \text{cp}}$ – соответственно максимальное и среднее значение момента упругой деформации; среднее значение момента упругой связи для двухмассовой механической части (двигатель – поворотная платформа с грузом) при $M_c=0$ определяется по формуле [1]:

$$M_{y \text{cp}} = \frac{M_m (J_1 + J_2)}{J_d + J_1 + J_2} J_2 \quad (4)$$

Здесь предполагается, что груз и поворотная платформа связаны жестко ($l \rightarrow 0$). Если рассматривать переходный процесс при отсутствии груза

($J_2 = 0$), то расчетная схема ЭМС рис.2 также может быть упрощена до двухмассовой.

Коэффициент динамичности – важный показатель условий работы механического оборудования, его желательно по возможности снижать, создавая щадящий режим для этого оборудования.

Без учета зазоров и вязкого трения в кинематических передачах [1] выражения для коэффициентов динамичности на первом, втором и третьем этапах переключения будут соответственно

$$K_{o1} = 2; \quad (5)$$

- при реверсе на втором этапе

$$K_{o2} = \left| \frac{2M_m}{M_{y \text{cp}}} \frac{J_1}{J_d + J_1} - 1 \right| + \sqrt{\left(\frac{M_{y \text{нач1}}}{M_{y \text{cp}}} + 1 \right)^2 + \left(\frac{C_y \cdot w_{d1}}{\Omega_y \cdot M_{y \text{cp}}} \right)^2}; \quad (6)$$

- при реверсе на третьем этапе

$$K_{o3} = 1 + \sqrt{\left(\frac{M_{y \text{нач2}}}{M_{y \text{cp}}} - 1 \right)^2 + \left(\frac{C_y \cdot w_{d2}}{\Omega_y \cdot M_{y \text{cp}}} \right)^2}. \quad (7)$$

Таким образом, при реверсе двигателя, т.е. переходе ко второму и третьему этапам оптимального переходного процесса (рис.1), даже без учета люфтов в передачах коэффициент динамичности K_d существенно зависит от начальных условий $M_{y \text{нач1}}$, ω_{d1} , и $M_{y \text{нач2}}$, ω_{d2} , являющихся конечными для первого и второго этапов соответственно, и которые в общем случае носят случайный характер.

Однако можно, исходя из тех же выражений, представить следующие экстремальные начальные условия при переключении без люфта на второй и третий этапы оптимального переходного процесса [1]:

1. если переходный процесс предыдущего этапа заканчивается при $\Omega_y t_1 = \Omega_y t_1 = 2\pi n$, когда проходит целое число периодов, тогда $M_{y \text{нач}} = 0$ и $\omega_{d1} = \omega_{d2} = 0$;
 2. если он заканчивается при $\Omega_y t_1 = \Omega_y t_1 = (2n+1)\pi$, тогда $M_{y \text{нач}} = 2M_{y \text{cp}}$ и $\omega_{d1} = \omega_{d2} = 0$;
- здесь везде $n = 0, 1, 2, \dots$

Другим путем снижения коэффициента динамичности независимо от начальных условий может быть изменение момента не скачком, а плавно, например, по экспоненте (рис.1) [1-3]:

- при пуске, на первом этапе, по закону

$$M = M_m \left(1 - e^{-t/T_m} \right);$$

- при реверсе, на втором этапе,

$$M = M_m e^{-t/T_m} - M_m \left(1 - e^{-t/T_m} \right);$$

- при реверсе, на третьем этапе,

$$M = -M_m e^{-t/T_m} + M_m (1 - e^{-t/T_m});$$

где T_m - постоянная времени нарастания момента, M_m - установившееся значение момента (рис. 1).

Было показано, что в этом случае коэффициент динамичности не превышает 2-3, если постоянная времени экспоненты составляет в зависимости от состояния кинематики 0,5...2 периода собственных колебаний двухмассовой механической части.

Моделирование подтвердило, что отклонение способа управления от идеального (скачка) практически не оказывает влияния на показатели качества: погрешность для углов составляет около 3 - 5,5 %.

2. Динамические нагрузки в кинематических передачах при выборе зазоров

Из-за наличия люфтов в кинематических звеньях механизмов – узлах вал-шестерня-зубчатый венец поворотной платформы – дифференциальные уравнения реальных электромеханических систем являются нелинейными.

Моделирование проводилось известным методом [1] по структурной схеме ЭМС с включением элемента, моделирующего характеристику нелинейности (люфта). При моделировании использовались данные портального крана, у которого $C_y = 3,6$ кН·м, номинальная скорость $\omega_n = 101,5$ с⁻¹, максимальный пусковой (тормозной) момент $M_m = 368$ Н·м, момент инерции поворотной платформы составляет $13J_0 = 15$ кг·м².

Вначале (в течение времени выбора зазора t_z) происходит пуск только двигателя, когда механическая связь между ним и поворотной платформой отсутствует, и под действием момента двигателя происходит разгон его ротора (первой массы с моментом инерции J_0). Затем, после выбора воздушного зазора величиной $\delta/2$, когда двигатель разогнал до скорости ω_z , происходит деформация упругих элементов: кинетическая энергия

$$J_0 = \frac{\omega_z^2}{2},$$

запасенная во вращающейся массе с моментом инерции J_0 , пытается разогнать поворотную платформу – вторую массу с моментом инерции J_1 , деформируя упругую связь. Именно в это время t_z в упругих звеньях кинематической передачи возникает динамическая нагрузка – упругий момент $M_y = C_y (\varphi_0 - \varphi_1)$, характер которого для пуска идеальной трехмассовой ЭМС с учетом люфта показан на рис.3. В реальных условиях из-за наличия вязкого трения и неабсолютно упругого удара при выборе люфта все последующие

пики момента будут меньше. Потому в действительности следует учитывать лишь первый пик M_y .

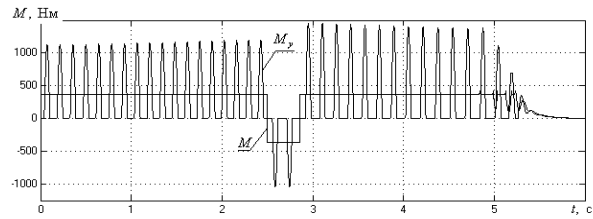


Рис.3. Момент упругой связи при разгоне ЭМС и изменении управляющего воздействия скачком

Известно, что коэффициент динамичности при выборе зазоров во время пуска в двухмассовой ЭМС может определяться по следующей формуле, когда $M_m = \text{const}$ [1]:

$$K_\delta = 1 + \sqrt{1 + \frac{2\delta C_y J_1}{J_0 + J_1} \cdot \frac{M_m}{M_{y\text{cp}}^2}} \quad (8)$$

Иными словами, при разгоне всегда $K_\delta > 2$; он тем выше, чем больше сам зазор δ и коэффициент жесткости C_y . Поэтому реально в этом случае коэффициент динамичности может составлять 5...9 и более.

Обычно при пусках рекомендуется на период выбора зазоров снижать момент двигателя, однако в наших условиях эта рекомендация не может быть использована из-за малой продолжительности этапов. Исследования показали, что и в этом случае нагрузки реально снижаются при изменении момента, по экспоненциальному закону, причем это снижение тем сильнее, чем больше значение T_m [1-3]. И главное, что таким образом K_δ можно снизить до значений даже меньших 2. Коэффициенты динамичности при различных значениях T_m для $\delta = 0,5$ рад и $\gamma = 6,6$ представлены в табл. 1, где

$$\gamma = \frac{J_0 + J_1}{J_0};$$

а K_δ приведены для экстремальных начальных условий в начале второго и третьего этапов наиболее благоприятных (колонка 1) и худших (колонка 2).

Диапазон изменений коэффициентов динамичности на первом $K_{\delta 1}$, втором $K_{\delta 2}$ и третьем $K_{\delta 3}$ этапах при разгоне поворотной платформы с $\gamma = 6,6$ и $\delta = 0,5$ рад наглядно иллюстрирует рис.4. Очевидно, что при $T_m > 1,5T_0$ значение коэффициента динамичности уже вполне допустимое. Практически целесообразно принимать $T_m = T_0$ на первом и втором этапах и $T_m = 1,5T_0$ - на третьем, тогда коэффициенты динамичности не бу-

дуг превышать 2,7 на первом и втором этапах и 3,2 – на третьем.

Для примера осциллограммы переходного процесса при указанных значениях T_m и T_δ приведены на рис.5. Для этого случая коэффициенты динамичности на этапах во время разгона – 2,64; 1,61; 3,04; во время торможения – 2,72; 2,37; 2,93. Погрешности по составляющим угла отклонения соответственно тангенциальной и нормальной – 5,5%; 5,6%; по скорости – 4,0%.

Таблица 1

T_m/T_δ		$K_{\delta 1}$	$K_{\delta 2}$	$K_{\delta 3}$
0	1	3,38	3,00	3,51
	2	3,38	5,84	8,87
1	1	2,22	1,80	2,27
	2	2,22	2,73	3,84
2	1	2,18	0,96	1,71
	2	2,18	1,96	3,21
3	1	2,11	0,8	1,5
	2	2,11	1,26	3,04
4	1	2,03	0,71	1,5
	2	2,03	1,08	2,87

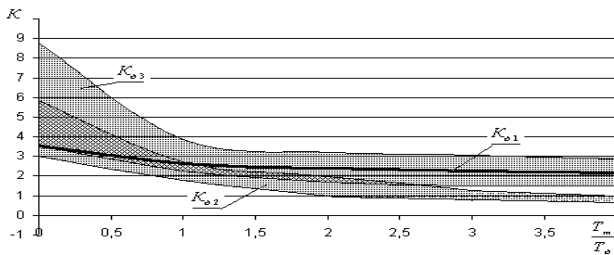


Рис.4. Изменение коэффициентов динамичности на всех этапах при выборе люфта $\delta = 0,5$ рад и экспоненциальном изменении момента двигателя

Как было отмечено ранее (8), коэффициент динамичности зависит и от соотношения моментов инерции, причем чем больше $J_2(\gamma)$, тем выше K_δ . Влияние соотношения моментов инерции (γ) показано в расчетной табл.2. Там получены $K_{\delta 1}$ по формуле (3) при разных γ , но среднее значение момента $M_{y, cp}$ рассчитано по формуле (4) для одного максимального значения J_2 .

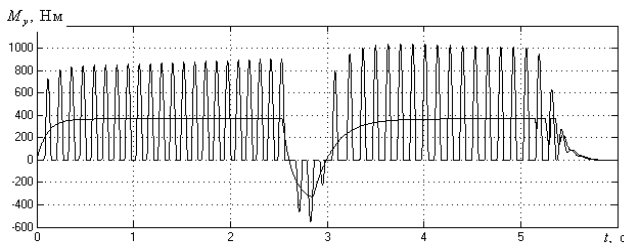


Рис.5. Момент упругой деформации в трехмассовой ЭМС при изменении задающего воздействия по экспоненте ($T_m = T_\delta$ на первом и втором этапах, $T_m = 1,5T_\delta$ - на третьем)

Таблица 2

T_m/T_δ	γ	$K_{\delta 1}$	$K_{\delta 2}$	$K_{\delta 3}$
0	3,3	2,77	4,12	7,40
	6,6	3,21	5,84	8,87
	13,0	3,43	6,22	8,96
1	3,3	2,04	1,95	3,12
	6,6	2,64	2,73	3,84
	13,0	2,72	3,35	4,18
2	3,3	1,88	1,60	2,14
	6,6	2,40	1,96	3,21
	13,0	2,42	2,80	3,32
3	3,3	1,80	1,51	1,94
	6,6	2,27	1,26	3,04
	13,0	2,30	2,70	3,23
4	3,3	1,72	1,38	1,80
	6,6	2,18	2,00	2,87
	13,0	2,21	2,56	3,15

Таким образом, расчеты подтвердили, что уменьшение γ (снижение J_2 , например, при уменьшении вылета стрелы) приводит и к снижению нагрузок в кинематических звеньях.

Пока все расчеты проводились для $\delta = 0,5$ рад, однако реально величина зазора в худшем случае может доходить до одного оборота двигателя, т.е. составлять 5,5 – 6,0 рад. В табл.3 приведены наибольшие коэффициенты динамичности при указанных параметрах ЭМС для трех этапов разгона при различных наиболее распространенных значениях люфта при мгновенном изменении управляющего воздействия (колонка 1) и управляющем воздействии, изменяющемся по экспоненте с $T_m = T_\delta$ на первом и втором этапах и $T_m = 1,5T_\delta$ - на третьем (колонка 2).

Таблица 3

Коэффициент динамичности при различных управляющих воздействиях и изменении значениях зазора

δ , рад		$K_{\delta 1}$	$K_{\delta 2}$	$K_{\delta 3}$
0	1	2,0	3,5	5,6
	2	1,2	1,0	1,4
0,5	1	3,5	5,8	8,7
	2	2,6	2,6	3,3
1	1	4,4	7,3	10,7
	2	3,5	3,7	5,0
2	1	5,7	9,3	13,4
	2	4,8	5,6	7,2
3	1	7,7	11,0	15,5
	2	5,8	6,9	8,8
4	1	7,6	12,4	17,4
	2	6,6	7,7	10,1
5	1	8,4	13,6	19,1
	2	7,3	8,3	10,8

Примечание: колонка 1, когда момент изменяется мгновенно; колонка 2, когда момент изменяется по экспоненциальному закону.

На основании данных табл.3 построены зависимости, приведенные на рис.6. Здесь подтверждается, что с увеличением зазора коэффициенты динамичности сильно возрастают. Любопытно, что изменение управляющего воздействия по экспоненте особенно эффективно на втором и третьем этапах: например, при $\delta = 0,5$ рад коэффициенты динамичности снижаются на 39% и 43% соответственно. В то же время снижение коэффициента динамичности на первом этапе не столь убедительно - 13%. Диапазон изменения коэффициента динамичности на трех этапах разгона при разных значениях зазора приведен в табл.4.

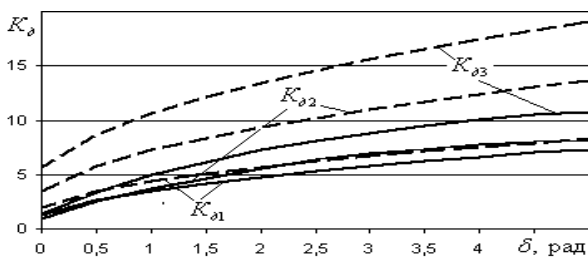


Рис.6. Зависимость коэффициентов динамичности от величины зазора при различных управляющих воздействиях: при экспоненциальном (—) и при скачкообразном (- - -)

Таблица 4

Диапазон изменения коэффициентов динамичности при различных значениях δ

δ , рад		K_{d1}	K_{d2}	K_{d3}
0	1	1,06	0,85	1,15
	2	1,06	1,13	1,41
1	1	3,29	2,00	1,29
	2	3,29	3,93	5,27
2	1	4,53	2,90	1,34
	2	4,53	5,85	7,20
3	1	5,45	4,19	1,45
	2	5,45	7,27	8,74
4	1	6,28	5,17	1,50
	2	6,28	8,47	9,83
5	1	6,72	6,28	1,51
	2	6,72	8,76	10,98

3. Динамические нагрузки с учетом вязкого трения

В предыдущих расчетах механические потери от вязкого трения при деформации не учитывались, так как полагали, что естественное затухание колебаний незначительно (так, коэффициент демпфирования ЭМС механизмов поворота $\xi_m = 0,048...0,08$ [1]), а момент упругой де-

формации достигает своего максимального значения в течение первого периода колебаний.

Однако рассчитанный коэффициент вязкого трения по формуле [1]

$$b_y = 2\xi_m C_y \frac{1}{\Omega_y} \quad (9)$$

составил 7,72 Н·м·с. Поэтому из-за наличия вязкого трения коэффициент динамичности при зазоре 0,5 рад снижается на 10-12%. На рис.7 приведена зависимость среднего значения коэффициента динамичности от величины зазора без учета потерь на деформацию и с учетом вязкого трения.

Осциллограммы переходного процесса ЭМС для $T_m = T_d$ на первом этапе и втором этапе и $T_m = 1,5T_d$ - на третьем с учетом вязкого трения показаны на рис.8.

Выводы

При реверсе двигателя даже без учета люфтов в передачах коэффициент динамичности K_d существенно зависит от начальных условий, являющихся конечными для первого и второго этапов соответственно. Процессы усугубляются при наличии зазоров в кинематических передачах механической части ЭМС.

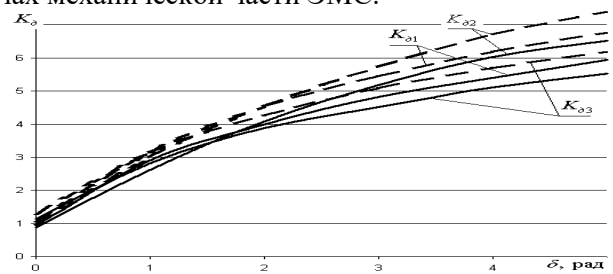


Рис.7. Зависимость среднего значения коэффициента динамичности от величины зазора в идеальной системе (- - -) и с учетом вязкого трения (—).

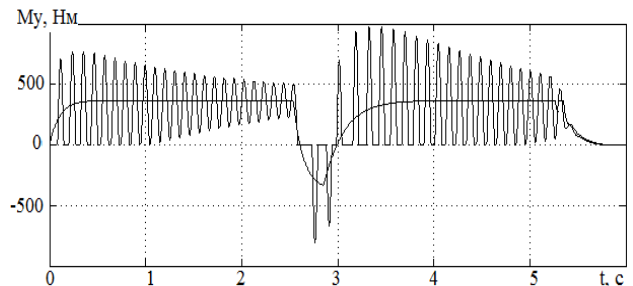


Рис.8. Момент упругой деформации в трехмассовой ЭМС с $\delta = 0,5$ рад при изменении задающего воздействия по экспоненте ($T_m = T_d$ на первом этапе и втором этапе, $T_m = 1,5T_d$ - на третьем) с учетом вязкого трения

Изменяя момент двигателя по экспоненциальному закону, можно достичь существенного снижения нагрузок в кинематических передачах при $T_m = (0,6 \dots 1,5)T_\delta$. Однако при больших δ даже при этих условиях нагрузки в передачах могут быть недопустимыми. Поэтому рекомендуемое суммарное значение зазора в передачах 1 – 1,5 рад.

Учет вязкого трения дает дополнительное снижение нагрузок на 10-12%, хотя и в этом случае зазор не должен превышать 1 – 1,5 рад.

Отклонение способа управления от идеального оказывает незначительное влияние на показатели качества оптимальных переходных процессов ЭМС. Разработка модели асинхронного частотно-управляемого электропривода с векторным управлением представляет собой этап последующего исследования.

Список использованной литературы

1. Герасимьяк, Р. П. Анализ и синтез крановых электромеханических систем [Текст] / Р. П. Герасимьяк, В. А. Лещев. – Одесса: СМІЛ, 2008. – 192 с.
2. Герасимьяк, Р. П. Динамические нагрузки при оптимальном управлении электроприводом механизма перемещения с подвешенным грузом [Текст] / Р. П. Герасимьяк, Е. В. Найденко, А. Л. Тогобицкий, В. А. Лещев // *Электромашинобуд. та електрообладн.* – 2006. – Вип. 66. – С.144–146.
3. Герасимьяк, Р. П. Особенности управления электромеханическими системами механизмов поворота [Текст] / Р. П. Герасимьяк, Е. В. Найденко – Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика. – Вісник НТУ «ХПІ» – Харків: НТУ «ХПІ», 2010. – № 28. – С. 270–271.
4. Герасимьяк, Р. П. Нагрузки в кинематических передачах двухмассовой электромеханической системы в режиме торможения [Текст] / Р. П. Герасимьяк, Е. В. Найденко // *Электротехнические и компьютерные системы.* – К.: Техника. – 2015. – №17(93). – С.15–22.
5. Найденко, Е. В. Снижение нагрузок в кинематических передачах двухмассовой электромеханической системы с люфтом [Текст] / Е. В. Найденко // *Электротехнические и компьютерные системы.* – Киев: Техника, 2016. – Вып.22(98). – С.15–19.

References

1. Gerasimyak, R. P., Leshchev, V. A. (2008). Analysis and Synthesis of Crane Electromechanical Systems [Analiz i sintez kranovih elektromehanicheskih system], Odessa, Ukraine, *SMIL*, 192 p. (In Russian).
2. Gerasimyak, R. P., Naydenko, E. V., Toghobiskiy, A. L., Leshchev, V. A. (2006). Dynamic loads with optimal control of the electric drive of the moving mechanism with suspended load [Dinamicheskie nagruzki pri optimalnom upravlenii elektroprivodom peremesheniya s podveshenim gruzom], Kiev, Ukraine *Electro-technical and computer systems*, Vol. 66, pp.144–146 (in Russian).
3. Gerasimyak, R. P., Naydenko, E. V. (2010). Features of controlling electromechanical systems of turning mechanisms [Osobenosti upravleniya elektromehanicheskimi sistemami mehanizmov povorota], Harkiv, Ukraine *Electro-technical and computer systems*, Vol. 28, pp.270–271 (in Russian).
4. Gerasimyak, R. P., Naydenko, E. V. (2015). Loads in kinematic transmissions of two-mass electromechanical system in braking mode [Nagruski v kinematicheskih peredachah dvuhmassovoi elektromehanicheskoi sistemi v regime tormogenia], Kiev, Ukraine *Electro-technical and computer systems*, Vol. 17 (93), pp.15–22 (in Russian).
5. Naydenko, E. V. (2016). Reduction of loads in kinematic transmissions of a two-mass electromechanical system with backlash [Snijenie nagrusok v kinematicheskih peredachah dvuhmassovoi elektromehanicheskoi sistemi s luftom], Kiev, Ukraine *Electro-technical and computer systems*, Vol. 21 (97), pp.36–42 (in Russian).

DYNAMIC LOADS IN KINEMATIC TRANSMISSIONS WITH LIUFT AT THE OPTIMUM CONTROL OF THE MECHANISM OF TURNING

E. V. Naidenko

Odessa National Polytechnic University

Abstract. With the purpose of increasing the productivity of many technological processes, optimal control of an asynchronous electric drive of turning mechanisms by the criterion of speed and simultaneous damping of cargo fluctuations is considered. The law of change of the dynamic moment of the electric drive obtained with the use of Pontryagin's maximum principle ensures the damping of the load oscillations by the end of the transient process of the rotation mechanism and the minimum duration of these processes. How-

ever, this requires not smooth, but instantaneous applications of maximum torque, which leads to the greatest dynamic loads in the transmission links. Dynamic loads in kinematic gears with a clearance under the optimal control of the rotation mechanism are investigated. It is shown that when the engine is reversed, even without taking into account the play in gears, the dynamism coefficient essentially depends on the initial conditions. Processes are aggravated by the presence of gaps in the kinematic transmissions of the mechanical part of the electromechanical system. It is shown that by changing the motor torque according to an exponential law, it is possible to achieve a significant reduction in loads in kinematic gears. However, with large gaps, even under these conditions, the loads in the gears can be unacceptable. Therefore, it is desirable so to contain the mechanical part of the rotation mechanism, so that the total value of the gap in the transmissions does not exceed 1 to 1.5 rad. It is shown that taking into account viscous friction gives an additional reduction in loads, and deviation of the control method from the ideal has an insignificant effect on the quality indices of the optimal transient processes of the electromechanical system.

Keywords: asynchronous electric drive, rotation mechanism, vibration damping, optimal control principle, electromechanical system, dynamic factor, dynamic loads, moment of inertia, elastic coupling.

ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ У КІНЕМАТИЧНИХ ПЕРЕДАЧАХ З ЗАЗОРОМ ПРИ ОПТИМАЛЬНОМУ УПРАВЛІННІ МЕХАНІЗМОМ ПОВОРОТУ

О. В. Найденко

Одеський національний політехнічний університет

Анотація. З метою збільшення продуктивності багатьох технологічних процесів розглянуто оптимальне управління асинхронним електроприводом механізмів повороту за критерієм швидкодії і одночасного гасіння коливань вантажу. Отриманий з використанням принципу максимуму Понтрягіна закон зміни динамічного моменту електроприводу забезпечує гасіння коливань вантажу до кінця перехідного процесу механізму повороту і мінімальну тривалість цих процесів. Однак при цьому потрібні не плавні, а миттєві додатки максимального моменту, що призводить до найбільших динамічних навантажень в передавальних ланках. В роботі досліджені динамічні навантаження в кінематичних передачах з зазором при оптимальному законі керування механізмом повороту. Показано, що при реверсі двигуна навіть без урахування люфтів в передачах коефіцієнт динамічності істотно залежить від початкових умов. Процеси посилюються наявністю зазорів в кінематичних передачах механічної частини електромеханічної системи. Показано, що змінюючи момент двигуна за експоненціальним законом, можна досягти суттєвого зниження навантажень в кінематичних передачах. Однак при великих зазорах навіть за цих умов навантаження в передачах можуть бути неприпустимими. Тому бажано так містити механічну частину механізму повороту, щоб сумарне значення зазору в передачах не перевищувало 1 - 1,5 рад. Показано, що облік в'язкого тертя дає додаткове зниження навантажень, а відхилення способу управління від ідеального має незначний вплив на показники якості оптимальних перехідних процесів електромеханічної системи.

Ключові слова: асинхронний електропривод, механізм повороту, гасіння коливань, принцип оптимального управління, електромеханічна система, коефіцієнт динамічності, динамічні навантаження, момент інерції, пружний зв'язок.

Получено 28.12.2017



Найденко Елена Валерьевна, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры электромеханических систем с компьютерным управлением Одесского национального политехнического университета. Просп. Шевченко, 1, Одесса, Украина, E-mail: alena2808@ukr.net, тел. +38-048-705-84-67

Elena Naydenko, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of electromechanical systems, computer-controlled, Odessa National Polytechnic University, Shevchenko ave., 1, Odessa, Ukraine

ORCID ID: 0000-0001-5684-5617