

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДА З ДВОМА ЗАЗОРАМИ В ТРАНСМІСІЇ ТА ЛІНІЙНОЮ МОДЕЛЛЮ ДВИГУНА

Ільків А.В., магістрант, Пижов В.М., к.т.н., доц.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, кафедра автоматизації електромеханічних систем та електроприводу

Вступ. Проблема урахування зазору у механічній трансмісії електроприводу достатньо відома. У відповідних дослідженнях механічна частина найчастіше представлена двомасовою розрахунковою схемою з одним пружним або пружно-в'язким зв'язком із зазором [1]. Але у деяких електроприводах, зокрема групових, коли один двигун рухає декілька механізмів, або багатодвигунних, коли декілька двигунів працюють на один механізм, існують принаймні два зазори (люфти), які можуть суттєво впливати на роботу електромеханічної системи. В таких випадках, механічна частина електроприводу має бути представлена більш складною трьохмасовою системою з двома пружними зв'язками та зазорами. Дослідження таких систем залишається актуальною задачею.

Мета роботи. Розробити математичну модель трьохмасової електромеханічної системи з двома зазорами та дослідити динаміку системи при варіаціях різних параметрів, зокрема початкових значень зазорів.

Матеріал і результати дослідження. Схематичний вигляд трьохмасової електромеханічної системи з двома зазорами представлений на рисунку 1. В даній системі електродвигун працює на два виконуючі органи (механізм 1 та механізм 2). Кожен з механізмів з'єднаний з двигуном пружним зв'язком з зазором.

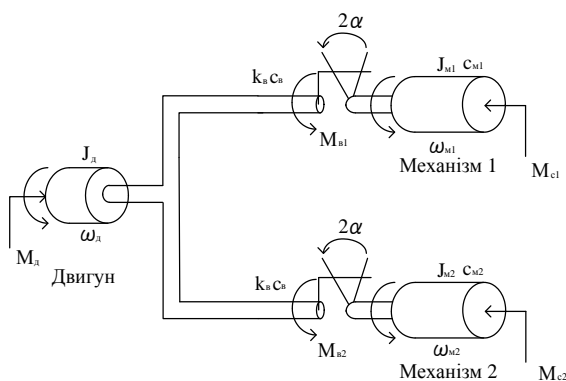


Рисунок 1 – Схематичний вигляд трьохмасової електромеханічної системи з двома зазорами

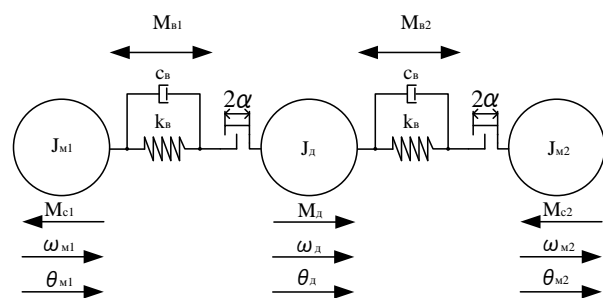


Рисунок 2 – Розрахункова схема механічної частини електропривода з двома зазорами

Відповідна розрахункова схема трьохмасової механічної частини електропривода з двома зазорами представлена на рисунку 2. За її допомогою складаємо рівняння руху механічної частини. Зазор представляємо як зону нечутливості.

До маси двигуна прикладаються моменти пружного зв'язку валів першого та другого механізмів M_{e1} , M_{e2} та момент, який створює сам

електродвигун M_δ . Зазначимо, що у момент пружного зв'язку входять дві складові: безпосередньо пружний момент та момент внутрішнього в'язкого тертя. Координатами цієї маси є кутове положення θ_δ та кутова швидкість двигуна ω_δ . Тоді для даної маси можна записати рівняння руху (1):

$$\begin{cases} J_\delta \dot{\omega}_\delta = -M_{\delta 1} - M_{\delta 2} + M_\delta \\ \dot{\theta}_\delta = \omega_\delta \end{cases} \quad (1)$$

де J_δ – момент інерції двигуна.

На масу, пов'язану з першим механізмом, діють такі моменти: момент пружного зв'язку валу першого механізму $M_{\delta 1}$ та статичний момент навантаження M_{c1} . Координатами цієї маси є кутове положення θ_{m1} та кутова швидкість першого механізму ω_{m1} . Тож можна записати рівняння руху для даної маси (2):

$$\begin{cases} J_{m1} \dot{\omega}_{m1} = M_{\delta 1} - M_{c1} \\ \dot{\theta}_{m1} = \omega_{m1} \end{cases} \quad (2)$$

де J_{m1} – момент інерції двигуна.

До маси другого механізму прикладаються момент пружного зв'язку валу другого механізму $M_{\delta 2}$ та статичний момент навантаження M_{c2} . Координатами цієї маси є кутове положення θ_{m2} та кутова швидкість другого механізму ω_{m2} . Рівняння руху для даної маси мають вигляд (3):

$$\begin{cases} J_{m2} \dot{\omega}_{m2} = M_{\delta 2} - M_{c2} \\ \dot{\theta}_{m2} = \omega_{m2} \end{cases} \quad (3)$$

де J_{m2} – момент інерції другого механізму.

Моменти пружного зв'язку визначається рівняннями (4)-(7) [2]:

$$M_{\delta 1} = k_\delta D_\alpha (\Delta\theta_1) + c_\delta \Delta\omega_1 \quad (4)$$

$$M_{\delta 2} = k_\delta D_\alpha (\Delta\theta_2) + c_\delta \Delta\omega_2 \quad (5)$$

$$\Delta\omega_1 = \omega_\delta - \omega_{m1}, \Delta\omega_2 = \omega_\delta - \omega_{m2}, \Delta\theta_1 = \theta_\delta - \theta_{m1}, \Delta\theta_2 = \theta_\delta - \theta_{m2} \quad (6)$$

$$D_\alpha = \begin{cases} \Delta\theta - \alpha, \Delta\theta > \alpha \\ 0, |\Delta\theta| < \alpha \\ \Delta\theta + \alpha, \Delta\theta < -\alpha \end{cases} \quad (7)$$

де D_α – функція зони нечутливості; k_δ – коефіцієнт пружності валів; c_δ – внутрішній коефіцієнт демпфування валів; α – половина від величини зазору; $\Delta\omega_1$ – різниця кутових швидкостей двигуна та першого механізму; $\Delta\omega_2$ – різниця кутових швидкостей двигуна та другого механізму; $\Delta\theta_1$ – різниця кутів оберту валів двигуна та першого механізму; $\Delta\theta_2$ – різниця кутів оберту валів двигуна та другого механізму.

На даному етапі прийємо лінеаризовану модель двигуна, наприклад асинхронного. У цьому випадку двигун можна описати аперіодичною ланкою першого порядку [3] з рівнянням (8):

$$T_e \dot{M}_d = \beta(\omega_0 - \omega_d) - M_d \quad (8)$$

де $\omega_0 = \frac{2\pi f_1}{p_n}$ – швидкість холостого ходу двигуна; $\beta = \frac{2M_k}{s_k \omega_0}$ – коефіцієнт жорсткості механічної характеристики двигуна; $T_e = \frac{1}{\omega_{0ел} s_k} = \frac{1}{2\pi f_1 s_k}$ – електромагнітна стала часу; f_1 – частота живлення статора; p_n – кількість пар полюсів двигуна; M_k – критичний момент двигуна; s_k – критичне ковзання двигуна.

В сумі рівняння (1) – (8) дадуть нам математичну модель трьохмасової електромеханічної системи з двома зазорами.

Структурна схема електромеханічної системи, що відповідає рівнянням (1) - (8), представлена на рисунку 3.

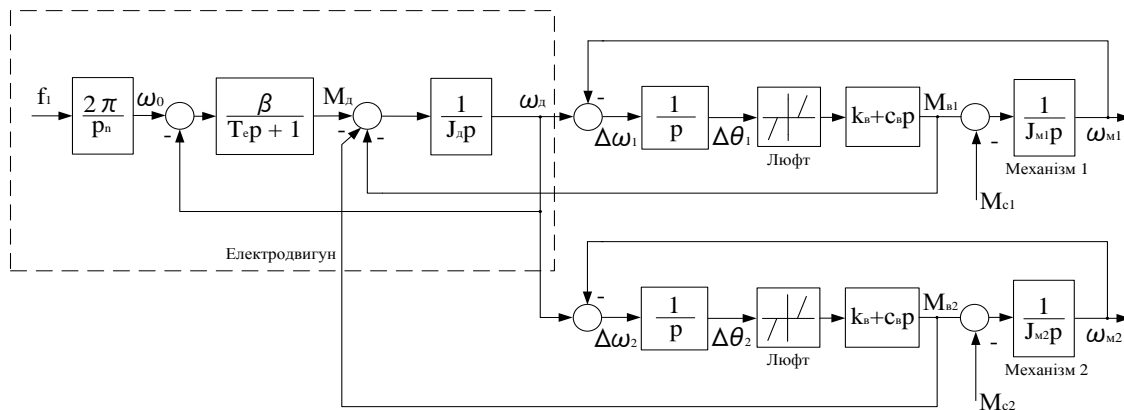


Рисунок 3 – Структурна схема трьохмасової електромеханічної системи з двома зазорами

На основі даної структурної схеми було складено модель в середовищі MATLAB Simulink, за допомогою якої можна досліджувати динаміку електромеханічної системи у різних режимах при різних параметрах трансмісії та початкових умовах. Як приклад, нижче наведено результати моделювання для різних початкових значень зазорів при стрибкоподібній зміні частоти живлення статора від 0 до 25 Гц. В моделі були використанні наступні параметри: статичні моменти рівні 0 ($M_{c1} = M_{c2} = 0$), електромагнітна стала часу $T_e = 0.028$ с, коефіцієнт жорсткості механічної характеристики двигуна $\beta = 2.69$ Нмс, момент інерції двигуна $J_d = 0.0086$ кг·м², моменти інерції першого та другого механізмів $J_{m1} = J_{m2} = J_d$, коефіцієнт пружності валу $k_g = 100$ Нм/рад, внутрішній коефіцієнт демпфування валу $c_g = 0.5$ Нмс, половина від величини люфта $\alpha = 0.25$ рад.

На рисунках 4 - 12 представленні графіки перехідних процесів моменту двигуна та пружних моментів двох валів, кутових швидкостей двигуна та двох механізмів і кутових положень двигуна та двох механізмів для трьох випадків

початкових умов: параметри двох механічних гілок рівні (рис. 4 – 6); перший зазор повністю закритий, а другий наполовину закритий (рис. 7 – 9); перший зазор повністю закритий, а другий повністю відкритий (рис. 10 – 12).

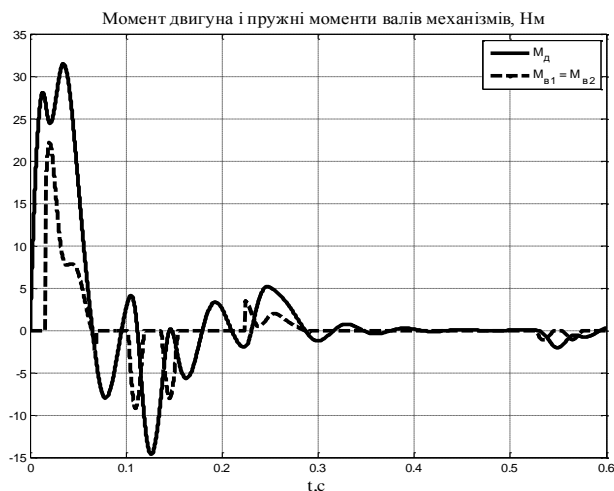


Рисунок 4 – Графіки переходних процесів при рівних параметрах пружних зв'язків та зазорів

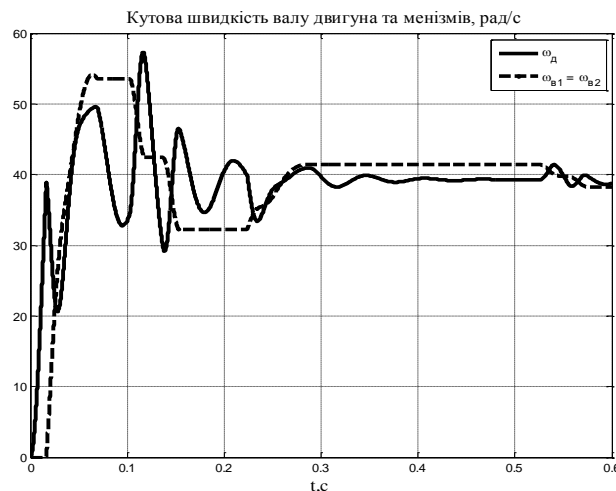


Рисунок 5 – Графіки переходних процесів при рівних параметрах пружних зв'язків та зазорів

При однакових параметрах механічних гілок їх графіки переходних процесів співпадають (рис. 4-6). Тобто обидва механізми починають свій рух не одразу, а тільки після повної вибірки зазору в 0.017с (рис. 6).

Також можна побачити значне зменшення моменту та швидкості двигуна в період коли пружній момент починає наростати. Це зумовлене тим, що відразу після подачі напруги живлення двигун фізично ще не з'єднаний з механізмами (це видно на графіку переходних процесів кутових положень двигуна та двох механізмів, бо механізми починають рухатися не відразу з двигуном) і він обертається незалежно.

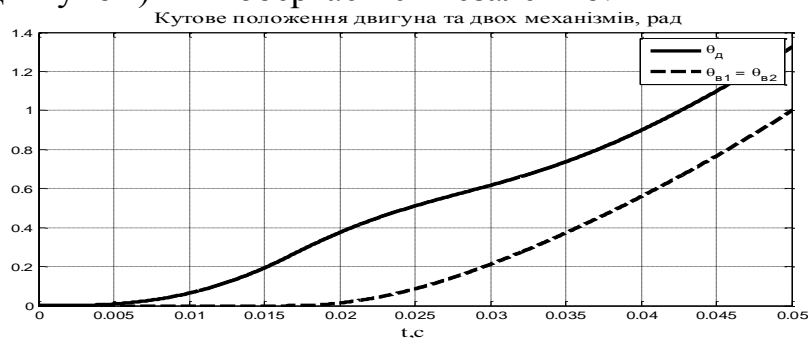


Рисунок 6 – Графіки переходних процесів при рівних параметрах пружних зв'язків та зазорів (на відрізку від 0 до 0.05с)

Після проходження ним величини люфта відбувається удар, який призводить до зменшення моменту та швидкості двигуна. Далі двигун і механізми обертаються разом.

Коли в початковий момент часу зазори мають різні величини (перший повністю закритий, а другий на половину відкритий), то перший механізм (в якого зазор вже закритий) починаю рухатися разом з двигуном, а другий стоїть поки не вибереться зазор.

Вибірка відбувається швидше ніж в попередньому випадку (0.014с). Це пов'язано з тим, що при наполовину закритому зазорі валу двигуна потрібно пройти меншу відстань до з'єднання з валом механізму.

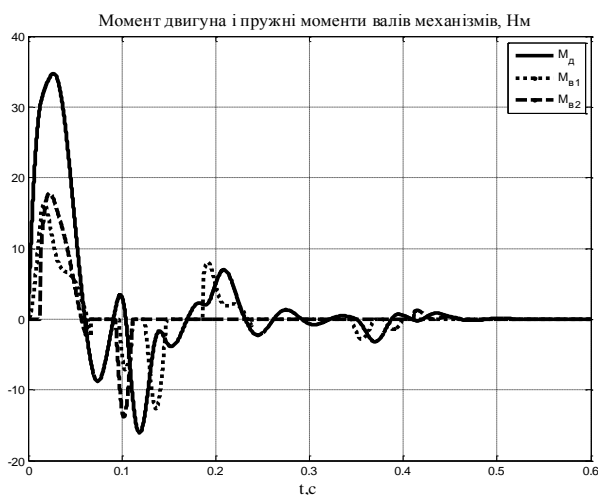


Рисунок 7 – Графіки переходних процесів при повністю закритому першому та наполовину закритому другому зазорах

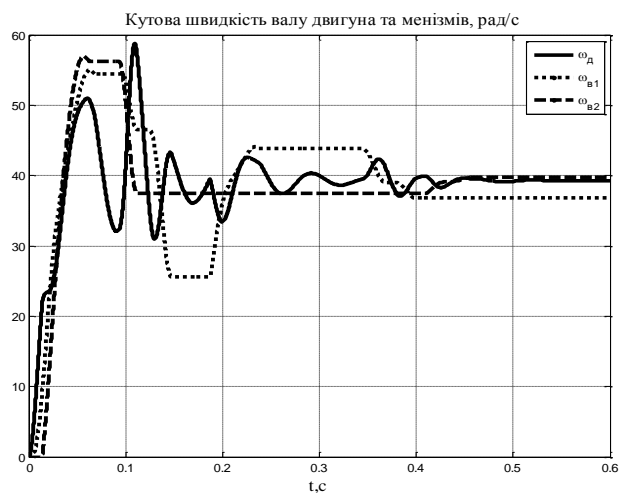


Рисунок 8 – Графіки переходних процесів при повністю закритому першому та наполовину закритому другому зазорах

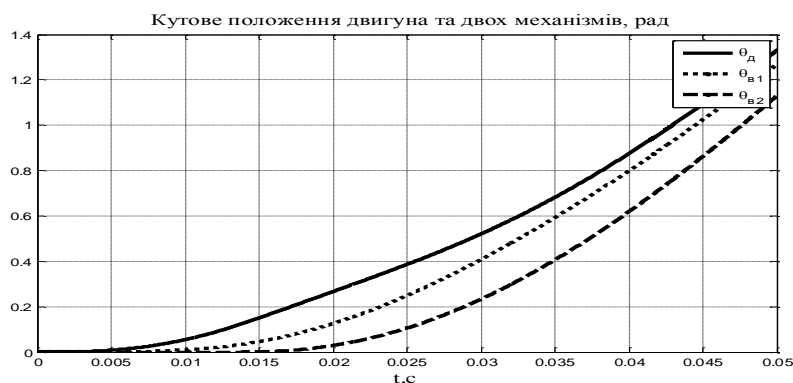


Рисунок 9 – Графіки переходних процесів при повністю закритому першому та наполовину закритому другому зазорах (на відрізку від 0 до 0.05 с)

Як і в попередньому випадку, після вибірки люфтів відбувається удар, який відображається як на моменті та швидкості двигуна, так і на моменті та швидкості першого механізму.

На рисунках 7 та 8 видно, що коливання, які виникли після удару передаються і першому механізму.

Коли ж в початковий момент часу перший зазор повністю закритий, а другий повністю відкритий перехідні процеси моменту двигуна та пружних моментів, кутових швидкостей двигуна та механізмів і кутових положень двигуна та механізмів (рис. 10 – 12) мають схожий характер з попереднім випадком.

Вибірка зазору в гілці другого механізму відбувається довше (0.02с) навіть в порівнянні з випадком коли параметри обох гілок однакові. Це пов'язано з тим, що двигун повільніше набирає швидкість через збільшений момент інерції (в початковий момент часу сумарний момент інерції системи дорівнює сумі моменту інерції двигуна та моменту інерції першого механізму).

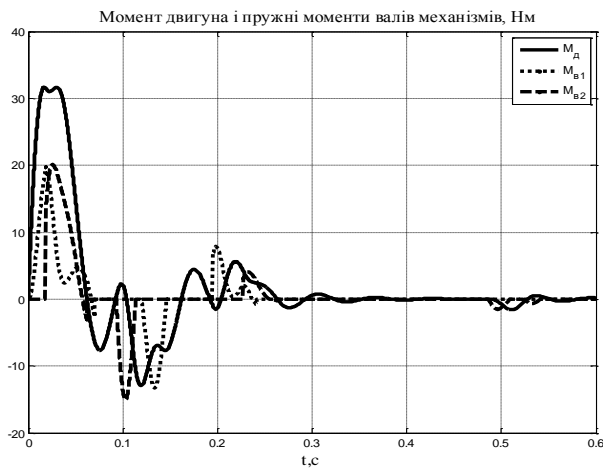


Рисунок 10 – Графіки перехідних процесів при повністю закритому першому та повністю відкритому другому зазорах

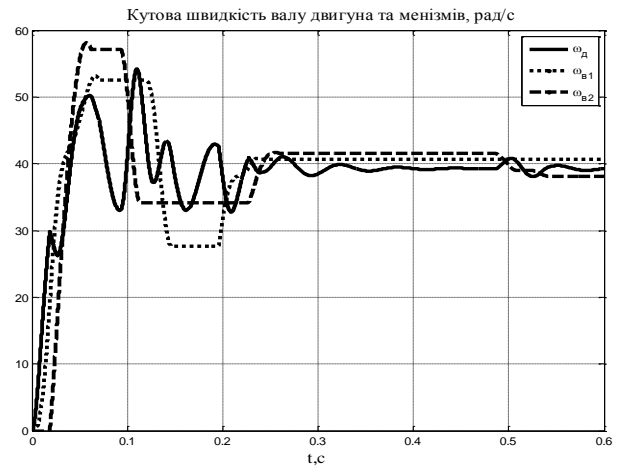


Рисунок 11 – Графіки перехідних процесів при повністю закритому першому та повністю відкритому другому зазорах

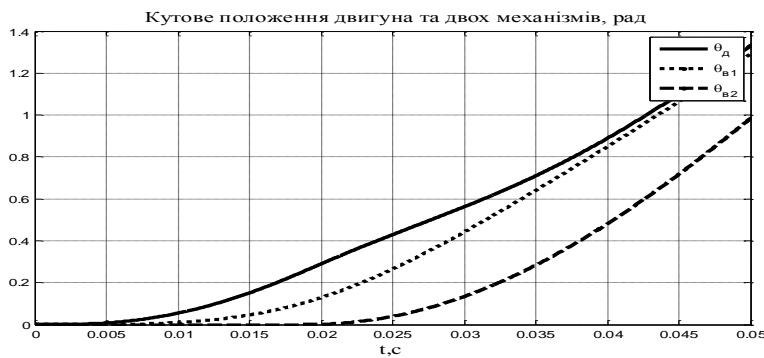


Рисунок 12 – Графіки перехідних процесів при повністю закритому першому та повністю відкритому другому зазорах (на відрізьку від 0 до 0.05 с)

Також зменшення початкового значення другого зазору призвело до збільшення періоду часу коли перший механізм і двигун розімкнені (при розгоні ділянка коли перший механізм рухається зі сталою швидкістю збільшилась).

Висновки: Розроблена математична модель електромеханічної системи з трьохмасовою пружно-в'язкою механічною частиною з двома зазорами у трансмісії та лінійною моделлю двигуна. Проведено моделювання розімкненої системи для дослідження динаміка та аналізу впливу різних факторів та параметрів системи. Зокрема, досліджено вплив варіацій початкових значень зазорів у трансмісії. Показано коливальний характер процесів з повторним відкриттям та закриттям люфтів. Це дало можливість визначити необхідність розробки алгоритмів керування у замкнених системах, які б сприяли покращенню динаміки таких систем.

Перелік посилань

1. Ключев В. И. Теория электропривода: Учеб. для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 2001 – 704 с.
2. Nordin M. Gutman P.O . Controlling mechanical systems with backlash – a survey, Automatica (2002).
3. Чорний О.П., Луговой А.В., Д.Й.Родькін, Сисюк Г.Ю., Садовой О.В. Моделирование электромеханических систем: Підручник – Кременчук, 2001. – 410 с.