

**І. З. ЩУР****СИСТЕМА АКТИВНОГО РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ В ЕЛЕКТРОННОМУ ДИФЕРЕНЦІАЛІ ЕЛЕКТРОМОБІЛЯ З ІНДИВІДУАЛЬНИМ ПРИВОДОМ ДВОХ ПЕРЕДНІХ КОЛІС**

Розроблено систему керування індивідуальними приводами передніх ведучих коліс електромобіля (ЕМ), яка забезпечує потрібне тягове зусилля, а також виконує функцію електронного диференціала. Остання полягає в заданні в поворотах ЕМ крутних моментів ведучих коліс відповідно до геометрії рульового керування Аккермана. Крім того, відповідне активне керування моментами коліс забезпечує задане підсилення керма, а також демпфування пружних коливань рульового механізму. Робота системи ілюструється результатами комп'ютерного симулювання.

**Ключові слова:** електромобіль, індивідуальний привід ведучих коліс, електронний диференціал, активне рульове керування.

**И. З. ЩУР****СИСТЕМА АКТИВНОГО РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ В ЭЛЕКТРОННОМ ДИФФЕРЕНЦИАЛЕ ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ С ИНДИВИДУАЛЬНЫМ ПРИВОДОМ ДВУХ ПЕРЕДНИХ КОЛЕС**

Разработана система управления индивидуальными приводами передних ведущих колес электромобиля (ЭМ), которая обеспечивает необходимое тяговое усилие, а также выполняет функцию электронного дифференциала. Последняя заключается в задании в поворотах ЭМ крутящих моментов ведущих колес в соответствии с геометрии рулевого управления Аккермана. Кроме того, соответствующее активное управление моментами колес обеспечивает заданное усиление руля, а также демпфирование упругих колебаний рулевого механизма. Работа системы иллюстрируется результатами компьютерного моделирования.

**Ключевые слова:** электромобиль, индивидуальный привод ведущих колес, электронный дифференциал, активное рулевое управление.

**I. Z. SHCHUR****ACTIVE POWER STEERING SYSTEM IN ELECTRONIC DIFFERENTIAL OF ELECTRIC VEHICLE WITH INDIVIDUAL DRIVE OF TWO FRONT WHEELS**

In an electric vehicle (EV) with individual drives of the front driving wheels, an electronic differential can successfully perform the mechanical differential function. An electronic differential is a system for controlling the torques of the driving wheels in the turns of the EV according to Ackermann's steering geometry. This ensures such a difference in the angular velocities of the outer and inner wheels in relation to the direction of turn, which minimizes their slip. The control system of individual drives of the front driving wheels of EV is developed, which provides the required traction effort and performs the specified function of the electronic differential. In addition, the system carries out such additional active control of the wheels torques to provide a given steering wheel reinforcement in the steering column, as well as damping the elastic oscillations of the steering mechanism. The computer model of the conversion EV based on Audi A2 with an electronic differential and developed active steering system is created in the environment of Matlab/Simulink. Electric drives of the front wheels are realized based on brushless DC motors. The results of computer simulation, which confirm the effectiveness of the proposed solutions, are presented.

**Keywords:** electric vehicle, individual drive of driving wheels, electronic differential, active steering control.

**Введение.** На відміну від автомобіля, в електро-мобілі (ЕМ) підсистема тяги може будуватися за різними конфігураціями, які надають нові можливості щодо якості керування транспортним засобом, підвищення надійності його конструкції, спрощення конструювання [1]. Зокрема, перспективною щодо вказаного є конфігурація ЕМ з індивідуальним приводом двох передніх коліс. Проте така конфігурація є непростю щодо складності автоматичного керування, про що свідчить практична відсутність такого рішення в серійних ЕМ різних фірм, більшість із яких йдуть простим шляхом створення однодвигунного електропривода.

**Аналіз стану питання.** Механічний диференціал є необхідним елементом три- та чотириколісного засобу транспорту з двома ведучими колесами на одній осі і одним двигуном. Його функція полягає у розподілі обертового моменту двигуна на два колеса, які в повороті мають різні кутові швидкості. Наявність в ЕМ двох окремо керованих своїми двигунами ведучих коліс дає можливість максимально спростити та здешифкувати механічну трансмісію – крім коробки передач

та зчеплення, за такої конфігурації не потрібно також і механічного диференціала, що також знижує масу та підвищує надійність ЕМ. Функцію механічного диференціала виконує електронний диференціал (ЕД) – відповідне керування моментами та швидкостями кожного з ведучих коліс [2-7]. ЕД досить просто реалізувати у випадку задньопривідного ЕМ [3-7]. У такому випадку завдання на швидкості коліс в повороті обчислюються відповідно до геометрії рульового керування Аккермана (Ackermann) [4-6]. У випадку передньопривідного ЕМ завдання ЕД та рульового керування припадають на ті ж колеса, що ускладнює задачу керування електроприводами передніх коліс. Тут застосовують такі концептуально різні вирішення:

«drive-by-wire control» (керування приводом по проводах) – керування лише обертовими моментами коліс без ручного керування їх кутом повороту відносно осі транспортного засобу [3÷5];

«steer-by-wire control» (керування рульовим механізмом по проводах) – керування кутом повороту коліс за допомогою спеціального електропривідного актуатора [8];

© І. З. Щур, 2019

«power steering control» – спеціальне керування обертовими моментами коліс таким чином, щоб забезпечити потрібний рух, а також підсилення керування кермом, яким задається кут повороту коліс [9].

В усіх трьох випадках ЕМ обладнано рульовою колонкою, як і в автомобілі, проте її функції відмінні. У першому випадку кут повороту руля задає лише значення диференціального моменту обох коліс, а ручний вплив на кут повороту коліс відсутній. Це істотно знижує безпеку руху. У другому випадку рулем задається кут повороту коліс, проте відсутній зворотний вплив коліс на рульову колонку, що обмежує можливості водія у формуванні курсової стабільності ЕМ. У третьому випадку можна досягнути повної аналогії з уже звичним керуванням автомобілем, коли водій безпосередньо впливає на кут повороту та відчуває віддачу транспортного засобу на рульову колонку. Проте, на відміну від автомобіля, для полегшення керування кермом тут не потрібно додаткової досить складної та дорогої системи гідро- чи електропідсилення. Ця функція забезпечується відповідним керуванням електроприводами окремих ведучих коліс. Крім того, системою керування можна також забезпечити демпфування механічних коливань, що виникають через пружність елементів рульової системи.

**Мета роботи.** Розроблення системи активного рульового керування в електронному диференціалі за принципом «power steering control» та дослідження роботи ЕМ шляхом комп'ютерного симулювання.

**Математичне моделювання та дослідження об'єкта керування.** Диференціальне тягове зусилля, яке забезпечує поворот ведучих коліс, рівне [9]

$$F_n - F_l = \frac{1}{r_k} (M_n - M_l) - \frac{J_k}{r_k} (\dot{\omega}_n - \dot{\omega}_l), \quad (1)$$

де  $F_n$  та  $F_l$  – тягові зусилля, що створюються правим та лівим колесами;

$M_n$  та  $M_l$  – крутні моменти правого та лівого коліс;

$J_k$  та  $r_k$  – відповідно момент інерції та радіус колеса;

$\dot{\omega}_n$  та  $\dot{\omega}_l$  – кутові швидкості правого та лівого коліс.

Диференціальне тягове зусилля (1) прикладається також і до рульового механізму та зумовлює його обертання. Динаміка руху рульової системи на рівні коліс у цьому процесі описується таким рівнянням:

$$J_p \ddot{\delta} + b_p \dot{\delta} + k_p \delta = (F_n - F_l) \frac{d}{2} + i M_b - M_c, \quad (2)$$

де  $J_p$ ,  $b_p$  та  $k_p$  – відповідно момент інерції, коефіцієнт в'язкого тертя та коефіцієнт пружності рульової системи на рівні коліс;

$\delta$  – кут рульового керування (середній кут повороту коліс відносно поздовжньої осі ЕМ);

$d$  – віддаль між передніми колесами ЕМ;

$i$  – передавальне число рульового механізму, рівне відношенню кута повороту рульової колонки до відповідного кута повороту коліс;

$M_b$  – обертовий момент, який прикладає водій до

рульової колонки;

$M_c$  – момент сухого тертя в рульовій системі.

Підставляючи (1) у (2), отримуємо рівняння динаміки рульової колонки у вигляді

$$J_p \ddot{\delta} + b_p \dot{\delta} + k_p \delta = \frac{d}{2r_k} \Delta M_{n-l} + i M_b - M_c - J_k \frac{d}{2r_k} (\dot{\omega}_n - \dot{\omega}_l), \quad (3)$$

де  $\Delta M_{n-l} = M_n - M_l$  – диференціальний момент коліс.

З рівняння (3) видно, що диференціальний момент коліс разом з моментом, який прикладає водій до рульової колонки  $M_b$ , формують динаміку та усталене значення кута рульового керування  $\delta$ . Враховуючи незначну різницю між кутовими прискореннями коліс, останнім доданком в (3) можна знехтувати.

У системі ЕД «steer-by-wire control»  $M_b = 0$ , і поворот забезпечується лише за рахунок потрібного задання диференціального моменту коліс. У системі «power steering control» диференціальним моментом треба керувати так, щоб забезпечувати разом із потрібним кутом повороту також і потрібне підсилення керування кермом водієм, а також демпфування пружних коливань рульового механізму, що описуються рівнянням (3). Отож, закон керування диференціальним моментом коліс ЕМ можна сформувати за аналогією [9] у вигляді

$$\Delta M_{n-l} = \frac{2r_k i}{d} (\gamma M_b - k_{ck} \alpha - b_{ck} \dot{\alpha}) \quad (4)$$

де  $\gamma$  – задане значення коефіцієнта підсилення керма;

$k_{ck}$  та  $b_{ck}$  – параметри системи керування, які забезпечують демпфування пружних коливань рульової системи;

$\alpha$  – кут повороту рульової колонки.

Для реалізації закону керування (4) необхідні такі давачі: моменту  $M_b$ , який можна реалізувати, використовуючи тензометричний давач; кута повороту рульової колонки  $\alpha$ , яким може служити потенціометричний давач чи спеціальний безконтактний абсолютний магнітний давач з цифровим виходом, який застосовується в рульовій системі автомобіля.

Підставляючи закон керування (4) в (3) та враховуючи, що  $\alpha = i \cdot \delta$ , отримуємо рівняння динаміки замкненої керованої динамічної рульової системи ЕМ:

$$J_p \ddot{\delta} + (b_p + i^2 b_{ck}) \dot{\delta} + (k_p + i^2 k_{ck}) \delta = (1 + \gamma) i M_b - M_c - J_k \frac{d}{2r_k} (\dot{\omega}_n - \dot{\omega}_l). \quad (5)$$

За рівнянням (5) можна дослідити динаміку роботи рульової системи ЕМ та вибрати відповідні параметри системи керування  $\gamma$ ,  $k_{ck}$  та  $b_{ck}$ . Параметри об'єкта керування  $J_p$ ,  $b_p$ ,  $k_p$ ,  $J_k$  та  $M_c$  отримуються експериментально.

Для дослідження вибрано конверсійний електрообмоть, що проектується на базі автомобіля Audi A2. На підставі технічних характеристик цього автомобіля орієнтовно визначено параметри, необхідні для побудови математичної моделі роботи рульової системи відповідно до рівнянь (3) і (5):  $J_p = 2,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ,  $b_p = 7,5 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$ ,  $k_p = 65 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ,  $d = 1,462 \text{ м}$ ,  $r_k = 0,294 \text{ м}$ .

Якщо прийняти, що за два оберти руля колеса повертаються на  $45^\circ$ , то передавальне число рульового механізму рівне  $i = 2 \cdot 360 / 45 = 16$ .

На рис. 1, а показано перехідну характеристику 1 рульової системи як об'єкта керування за скачкоподібного прикладення водієм до рульового колеса моменту величиною  $M_b = 5$  Нм. Ця характеристика отримана з передавальної функції об'єкта, що визначена з (3), за відсутності диференційного моменту  $\Delta M_{п-л}$  та нехтування останніми двома доданками:

$$W_o(s) = \frac{\delta}{iM_b} = \frac{1/k_p}{J_p/k_p \cdot s^2 + b_p/k_p \cdot s + 1}. \quad (6)$$

На рис. 1, а показано перехідну характеристику 2 керованої рульової системи за скачкоподібного прикладення водієм до рульового колеса моменту величиною  $M_b = 1$  Нм та підсилення цього моменту у 5 разів. Характеристика отримана з передавальної функції керованої динамічної рульової системи ЕМ, що визначена з (5), за нехтування останніми двома доданками:

$$W_c(s) = \frac{\delta}{(1+\gamma)iM_b} = \frac{1/(k_p + i^2 k_{ck})}{\frac{J_p}{k_p + i^2 k_{ck}} \cdot s^2 + \frac{b_p + i^2 b_{ck}}{k_p + i^2 k_{ck}} \cdot s + 1}. \quad (7)$$

Як видно з отриманих перехідних характеристик, шляхом підбору раціональних параметрів системи керування  $k_{ck} = 0,051$  Н·м і  $b_{ck} = 0,062$  Н·м·с забезпечено демпфування пружних коливань, що мають місце в рульовій системі ЕМ. При цьому диференціальний момент формується системою керування відповідно до виразу (4) і за вищенаведених умов вигляд, показаний на рис. 1, б.

**Побудова комп'ютерної моделі роботи ЕМ з двома передніми ведучими колесами.** Для побудови математичної моделі руху ЕМ, необхідно описати кінематичні закономірності, що мають місце під час його повороту.

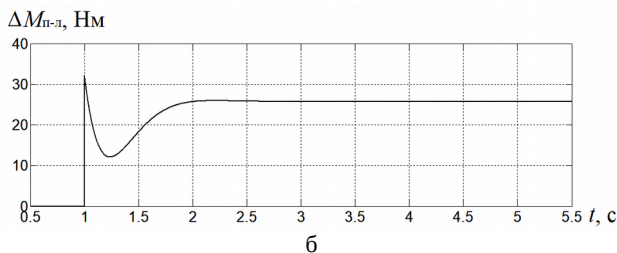
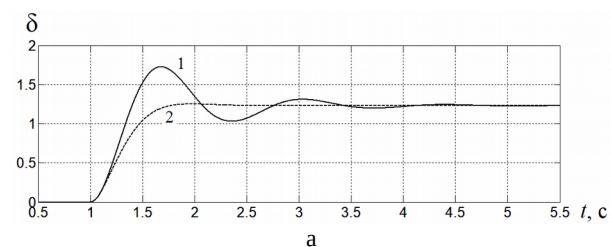


Рис. 1 – Перехідні процеси в системі рульового керування: а – кута керування в об'єкті (1) та замкненій системі (2), б – сформованого диференціального моменту коліс

Для цього використаємо геометрію Ackermann-

Jeantaud [10], яка лежить в основі побудови систем рульового керування автомобілів. Якщо ЕМ рухається зі швидкістю  $V$  та здійснює при цьому поворот на середній кут  $\delta$  – кут рульового керування, то радіуси по яких рухаються праве  $R_n$  і ліве  $R_l$  колеса, є різними (рис. 2).

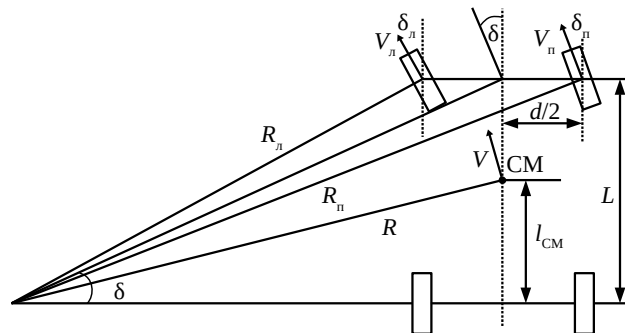


Рис. 2. Схема повороту ЕМ

З метою мінімізації ковзання шин, кути повороту коліс є теж різними – внутрішнє стосовно повороту колесо повертається на більший кут, ніж зовнішнє:  $\delta_n > \delta_l$ . Відповідно до рис. 2, значення цих кутів можна описати такими рівняннями:

$$\delta_n = \arctan \frac{L}{\frac{L}{\tan \delta} + \frac{d}{2}}; \delta_l = \arctan \frac{L}{\frac{L}{\tan \delta} - \frac{d}{2}}, \quad (8)$$

де  $L$  – колісна база ЕМ.

Радіуси, по яких рухаються колеса, відповідно рівні

$$R_n = \frac{L}{\sin \delta_n}; R_l = \frac{L}{\sin \delta_l}. \quad (9)$$

Співвідношення лінійних швидкостей коліс, відповідно  $V_n$  і  $V_l$ , є прямо пропорційним їх радіусам повороту:

$$\frac{V_n}{R_n} = \frac{V_l}{R_l} = \frac{V}{R}, \quad (10)$$

де  $V$  – лінійна швидкість руху центра мас ЕМ, що знаходиться в точці СМ;

$R$  – радіус центра мас.

Значення останнього відповідно до рис. 2 рівне

$$R = \sqrt{\left(\frac{L}{\tan \delta}\right)^2 + l_{CM}^2} = L \sqrt{\tan^{-2} \delta + (l'_{CM})^2} \quad (11)$$

де  $l'_{CM} = l_{CM} / L$  – відносна розміщення центра мас ЕМ стосовно колісної бази.

З (10) можна легко визначити різницю між лінійними швидкостями коліс у вигляді

$$\Delta V_{п-л} = V_n - V_l = \frac{V}{R} (R_n - R_l). \quad (12)$$

Для досліджуваного ЕМ на базі Audi A2  $L = 2,405$  м,  $l'_{CM}$  залежатиме від розміщення акумуляторних батарей (прийемо  $l'_{CM} = 0,45$ ).

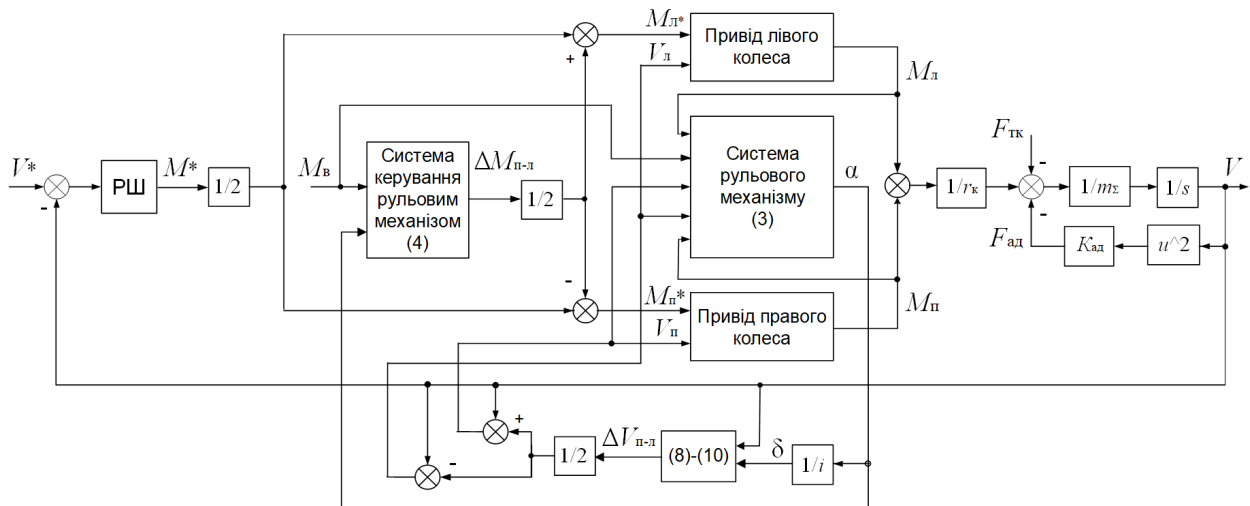


Рис. 3. Функціональна схема тягової системи ЕМ з електронним диференціалом

На рис. 3 приведено функціональну схему тягової системи разом із системою керування ЕД в ЕМ з індивідуальними приводами двох передніх ведучих коліс. Відповідно до цієї схеми в середовищі Matlab/Simulink побудована комп'ютерна модель.

Водій задає швидкість  $V^*$ , яка порівнюється з реальною швидкістю ЕМ  $V$ . На виході регулятора швидкості РШ формується завдання на момент  $M^*$ , яке рівномірно розподіляється між приводами лівого і правого коліс. До останніх додається чи віднімається половина диференціального моменту  $\Delta M_{п-л}$ , сформованого системою керування відповідно до виразу (4).

Завдання на електромагнітні моменти правого  $M_p^*$  та лівого  $M_l^*$  коліс поступають на відповідні системи приводів цих коліс. Обертові моменти приводних машин додаються і поступають на механічну частину електромобіля, де враховуються споряджена маса ЕМ  $m_\Sigma$ , а також сили опору тертя кочення  $F_{тк}$  і аеродинамічного опору  $F_{ад}$ , які обчислюються відповідно до виразів

$$\begin{aligned} F_{тк} &= k_{тк} g m_\Sigma; \\ F_{ад} &= 0,5 \rho_n c_{ад} A_\phi V^2, \end{aligned} \quad (13)$$

де  $k_{тк}$  – коефіцієнт тертя кочення;

$\rho_n$  – густина повітря;

$c_{ад}$  – аеродинамічний коефіцієнт кузова ЕМ;

$A_\phi$  – фронтальна площа ЕМ.

На схемі (рис. 3)

$$K_{ад} = 0,5 \rho_n c_{ад} A_\phi.$$

Система рульового механізму, робота якої побудована на основі інтегрування диференціального рівняння (3), дає змогу визначати динаміку кута повороту рульової колонки  $\alpha$  за відповідними входними сигналами. Отримане з нього значення кута рульового керування  $\delta = \alpha / i$  використовується для обчислення різниці швидкостей коліс за виразами (8)÷(10) та формування системою керування завдання на диференціальний момент коліс.

**Результати комп'ютерного симулювання роботи ЕМ.** Параметри дослідного ЕМ, а також умови руху (по асфальту на горизонтальній ділянці дороги), необхідні для комп'ютерного симулювання, взято такими:  $k_{тк} = 0,015$ ;  $m_\Sigma = 1400$  кг;  $c_{ад} = 0,3$ ;  $A_\phi = 2,1$  м<sup>2</sup>;  $\rho_n = 1,24$  кг/м<sup>3</sup>.

Електроприводи коліс реалізовано на базі безщіткових двигунів постійного струму, які позиційно керуються за сигналами вмонтованих датчиків Холла. Параметри двигунів з постійними магнітами: кількість пар полюсів 10, активний опір та індуктивність обмотки якоря відповідно 0,15 Ом та 8 мГн, потокозчеплення пари полюсів постійних магнітів з обмоткою якоря 0,2 Вб. Двигуни з'єднані з колесами через редуктори з передавальним числом 2,65.

Результати комп'ютерного симулювання представлено на рис. 4.

Дослідний транспортний цикл був сформований так (рис. 4, а-в). До моменту часу 4 с ЕМ розганяється під дією обертового моменту коліс  $M$  до швидкості  $V = 15$  км/год. З цієї швидкості в інтервалі часу від 10 с до 18 с ЕМ здійснює лівий поворот з кутом рульового керування  $\delta = 30^\circ$ . На проміжку часу від 25 с до 29 с відбувається розгін ЕМ до швидкості 30 км/год. На цій швидкості протягом часу 37 ÷ 45 с ЕМ здійснює правий поворот з кутом рульового керування  $\delta = -30^\circ$ .

Під час повороту ЕМ система керування рульовим механізмом формує відповідно до (4) диференціальний момент  $\Delta M$  (рис. 4, г), за яким змінюються сигнали завдання на моменти коліс  $M_p^*$  та  $M_l^*$  (рис. 4, д). Після відпрацювання системами електроприводів цих завдань (рис. 4, е) кутові швидкості коліс набувають різних значень (рис. 4, є), а різниця їх лінійних швидкостей (рис. 4, ж) забезпечує поворот на заданий кут.

**Висновки.** Дводвигунна передньопривідна конфігурація ЕМ дає змогу шляхом керування електроприводами ведучих коліс вирішити низку задач: забезпечити потрібне тягове зусилля, виконати в поворотах функцію електронного диференціала, створювати задане підсилення керма в рульовій колонці, а та-

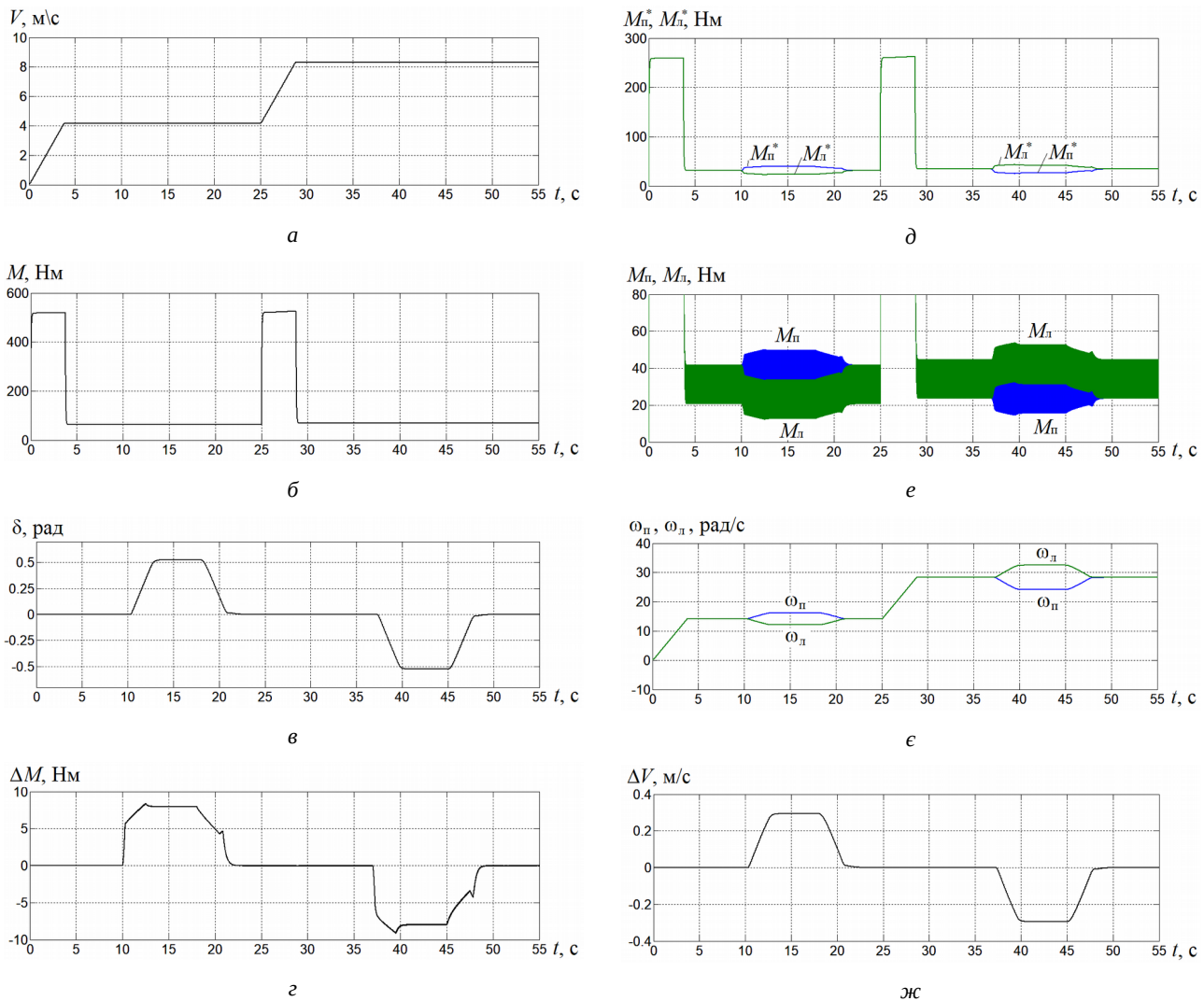


Рис. 4. Результати комп'ютерного симулювання

кож демпфувати пружні коливання рульового механізму. Це підтверджується результатами комп'ютерного симулювання роботи ЕМ з розробленою системою керування.

У подальших дослідженнях перелік вказаних задач доцільно розширити також у напрямку забезпечення курсової стабільності ЕМ подібно як в [11].

#### Список літератури

1. Yildirim M., Polat M., Kurum H. A survey on comparison of electric motor types and drives used for electric vehicles. *Proceedings of the 16th International Power Electronics and Motion Control Conference and Exposition*. Antalya, 2014. pp. 218 – 223.
2. Draou A. A simplified sliding mode controlled electronic differential for an electric vehicle with two independent wheel drives. *Energy and Power Engineering*. 2013. Vol. 5. pp. 416 – 421.
3. Gou Y., Tao X. The simulation research of electronic differential system for rear-wheel motor drive electric vehicle. *Proceedings of the 2nd International Conference on Electrical, Computer Engineering and Electronics*. Jinan, 2015. pp. 1576 – 1579.
4. Голубчик Т. В., Феофанова Л. С., Феофанов С. А., Лазарев Д. Б., Насибулов И. Р. Разработка алгоритмов работы электрического дифференциала с микропроцессорным управлением с использованием интеллектуальных ключей. *Электронный научный журнал. Современные проблемы науки и образования*. 2014, № 2. URL: <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=12366>. (дата обращения: 26.07.2019).

#### роботи ЕМ з електронним диференціалом

5. Uysal A., Emel Soylu E. Embedded system design and implementation of an intelligent electronic differential system for electric vehicles. *Advanced Computer Science and Applications*. 2017. Vol. 8, issue 9. pp. 129 – 134.
6. Yin D., Shan D., Hu J.-S. A study on the control performance of electronic differential system for four-wheel drive electric vehicles. *Applied Sciences*. 2017, Vol. 7, issue 74. 11 p. DOI: 10.3390/app7010074.
7. Clavero-Ordóñez L., Fernández-Ramos J., Gago-Calderón A. Electronic differential system for light electric vehicles with two inwheel motors. *Renewable Energy and Power Quality Journal*. 2018, Vol. 1, issue 16. pp. 325 – 329. DOI: <https://doi.org/10.24084/repqj.16.300>.
8. Tumari M. Z. M., Saealal M. S., Rashid W. N. A., Saat S., Nasir M. A. M. The Vehicle Steer by Wire Control System by Implementing PID Controller. *Journal of Telecommunication, Electronic and Computer Engineering*. 2017. Vol. 9, № 3-2. pp. 43 – 47.
9. Wu F.-K., Yeh T.-J., Huang C.-F. Motor control and torque coordination of an electric vehicle actuated by two in-wheel motors. *Mechatronics*. 2013. Vol. 23, № 1. pp. 46 – 60.
10. Yildirim M., Oksuztepe E., Tanyeri B., Kurum H. Electronic differential system for an electric vehicle with in-wheel motor. *Proceedings of the 9th International Conference on Electrical and Electronics Engineering*. Bursa, 2015. pp. 1048 – 1052. DOI: 10.1109/ELECO.2015.7394567.
11. Tabbache B., Kheloui A., Benbouzid M. E. H. An adaptive electric differential for electric vehicles motion stabilization. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. 2011. Vol. 60, № 1. pp. 104 – 110.