

МОДЕЛЮВАННЯ РЕЖИМІВ БУКСУВАННЯ АСИНХРОННОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДУ ЕЛЕКТРОМОБІЛЯ

- СЕНЧЕНКО С.О.** аспірант кафедри автоматизовані електромеханічні системи Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: Serhii.Senchenko@ieec.khpi.edu.ua, ORCID: 0000-0002-0486-2471;
- ВОРОБІЙОВ Б.В.** д-р філософії (к.т.н.), завідувач кафедри автоматизовані електромеханічні системи Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: bohdan.vorobiov@khpi.edu.ua, ORCID: 0000-0002-0264-354X;
- КИРИЛЕНКО Я.О.** асистент кафедри автоматизовані електромеханічні системи Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: Yaroslav.Kyrylenko@ieec.khpi.edu.ua, ORCID: 0000-0002-0331-617X;
- ЛІХНО Я.В.** аспірант кафедри автоматизовані електромеханічні системи Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: Yaroslav.Likhno@ieec.khpi.edu.ua, ORCID: 0000-0001-7082-7562;
- ХАНЬ Л.** аспірант кафедри автоматизовані електромеханічні системи Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: seanhanzi@mail.com, ORCID: 0000-0001-8182-0040;

Мета роботи. Створення імітаційної моделі електроприводу електромобіля з можливістю моделювання в режимах ковзання, а також подальше визначення методу виявлення ковзання якомога раніше для подальшого зменшення або запобігання ковзанню.

Методи дослідження. Під час проведення дослідження використано метод еквівалентної потужності для вибору асинхронного двигуна. Використовуючи методи математичного моделювання в середовищі візуального програмування створено імітаційну модель електроприводу.

Отримані результати. Математичні моделі в структурній формі системи керування, силового перетворювача та двигуна додаються спрощено, як блоки. Для складання імітаційної моделі блоки системи керування та силового перетворювача будуть зібрані за моделями елементів силових електричних кіл. Модель дозволяє моделювати ЕП з величезною кількістю змінних параметрів – моделювати процеси буксування одним або двома колесами, різку зміну параметрів двигуна, вихід з ладу одного з компонентів силового ланцюга тощо. З використанням пакетів Simulink та SimPower програмного комплексу Matlab, а також структурної схеми електроприводу, була синтезована імітаційна модель ЕП. Комп'ютерне моделювання проводилося для двох режимів: початок руху електромобіля, коли одне з коліс з моменту запуску знаходилося на поверхню дороги зі зниженим коефіцієнтом зчеплення (0,1) та розгін з наїздом на поверхню зі зниженим коефіцієнтом зчеплення (0,1) одним колесом у момент часу 6,3 с. Отримані діаграми повністю відповідають реальним фізичним процесам, що відбуваються в електромобілі і дають підстави вважати, що побудовані математичні та імітаційні моделі є адекватними. Виходячи з цього отримано та проаналізовано електромеханічні перехідні процеси в електроприводі під час розгону з пробуксовкою та наїзду одного колеса на дорожнє покриття зі зниженим зчепленням. В результаті цього аналізу визначено найбільш оптимальний і надійний спосіб визначення режиму заносу для його подальшого усунення.

Наукова новизна. Побудовано імітаційну модель асинхронного електроприводу електромобіля з детальною механічною частиною з урахуванням механічного диференціала. Отримана модель дозволяє моделювати процеси буксування одним або двома колесами, різку зміну параметрів двигуна, вихід з ладу одного з компонентів силового ланцюга тощо.

Практична цінність. На основі отриманих результатів сформульовано основні умови ковзання по відношенню до електромобіля. Відповідно до отриманих даних запропоновано алгоритм ідентифікації початку ковзного режиму.

Ключові слова: електропривод; електромобіль; пробуксовка шин; пробуксовка; асинхронний двигун; імітаційна модель; механічний диференціал.

I. ВСТУП

Згідно зі статистичними даними [1] - [2], сьогодні автомобіль є найнебезпечнішим видом транспорту. Більшість аварій відбувається через втрату керування, наприклад, під час дощу чи ожеледі. Причиною цього є пробуксовка – процес втрати зчеплення коліс з дорожнім покриттям і подальше їх пробуксовування. Необхідність підвищення безпеки водіння є першочерговою метою.

Тенденція до переходу від автомобілів з двигуном внутрішнього згорання до електромобілів (ЕМБ) актуальна як ніколи. Багато країн посилюють екологічні стандарти щодо забруднення повітря, щоб покращити навколишнє середовище [3] - [5], і тому існує потреба у підвищенні безпеки електромобілів. Це також пов'язано з поліпшеними пусковими характеристиками електродвигунів в порівнянні з двигунами внутрішнього згорання і, як наслідок, більш легким поломкою на буксування.

II. АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Сучасний мікропроцесорний електропривод (ЕП) має швидкий час відгуку, що дає можливість використовувати ЕП електромобіля для запобігання пробуксовці та заносу шляхом раннього виявлення пробуксовки.

Для вирішення цієї проблеми необхідно досліджувати процеси, що відбуваються в електроприводі з урахуванням електромеханічних особливостей, особливостей механіки автомобіля, а також особливостей дорожнього покриття.

Механічна частина ЕП електромобіля включає механічний диференціал, тому можна досліджувати пробуксовку кількох ведучих коліс, а також одного. Ця обставина виділяє електропривод електромобіля серед інших тягових ЕП, вносячи свої особливості в процеси, що відбуваються. На даний момент відповідних досліджень з урахуванням особливостей ЕП та наявності диференціала в механічній частині немає, що дає підстави вважати цю роботу актуальною. У роботах [6] - [9] наведено деякі дослідження процесів буксування для автомобілів з двигуном внутрішнього згорання, однак вони не враховують особливості електроприводу.

III. МЕТА РОБОТИ

Метою даної роботи є створення імітаційної моделі електроприводу електромобіля з можливістю моделювання в режимах ковзання, а також подальше визначення методу виявлення ковзання якомога раніше для подальшого зменшення або запобігання ковзанню.

IV. ВИКЛАДЕННЯ ОСНОВНОГУ МАТЕРІАЛУ І АНАЛІЗ ОТРИМАННИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

Побудова математичної моделі ЕП враховує такі припущення:

- ведучі колеса передні;
- електромобіль має коробку передач;
- механічна частина ЕМБ має диференціал;
- ЕМБ рухається прямолінійно.

Сила тяги F_{tr} створюється крутним моментом електродвигуна T , що передається на піввісь коліс через коробку передач і диференціал з відповідними передавальними числами i_{GB} і i_d і загальним передавальним числом трансмісії.

$$\dot{i} = i_{GB} \cdot i_d. \quad (1)$$

Завдяки диференціалу крутні моменти на осях T_1 і T_2 однакові і рівні.

$$T_1 = T_2 = \frac{i \cdot T \cdot \eta}{2}, \quad (2)$$

де η – ККД передачі,

T – момент двигуна.

Сила опору руху для електромобіля F_{res} створюється кількома складовими [10]:

$$F_{res} = F_{rol} + F_{gr} + F_a, \quad (3)$$

де F_{rol} – сила тертя кочення,

$$F_{rol} = \mu_{rol} \cdot m \cdot g \cdot \cos(\alpha), \quad (4)$$

F_{gr} – сила опору при русі з кутом α ,

$$F_{gr} = m \cdot g \cdot \sin(\alpha), \quad (5)$$

F_a – аеродинамічний опір,

$$F_a = k_a \cdot V^2, \quad (6)$$

k_a – загальний аеродинамічний коефіцієнт,

$$k_a = \frac{C_x \cdot \rho_a \cdot S}{2}. \quad (7)$$

У наведених вище виразах зазначено, що: μ_{rol} – коефіцієнт тертя кочення; m – маса електромобіля; g – прискорення вільного падіння; α – кут нахилу дороги; C_x – коефіцієнт опору повітря, для легкових автомобілів 0,30 – 0,49 [11]; S – площа лобового опору; V – швидкість електромобіля; ρ_a – щільність повітря.

Створені двигуном крутні моменти на осях коліс T_1 і T_2 реалізуються у вигляді тягових сил $F_{wh,1}$ і $F_{wh,2}$. Вони можуть відрізнитися через різні динамічні компоненти:

$$F_{wh,i} = \frac{T_i - J_{wh} \frac{d\omega_i}{dt}}{r_{wh}}, \quad (8)$$

де J_{wh} – момент інерції колеса,

r_{wh} – радіус колеса,

ω_i – кутова швидкість i -го колеса.

Ці крутні моменти є рушійними для ЕМБ, якщо їх значення не перевищують значень сил зчеплення коліс з дорогою $F_{adh,1}$ і $F_{adh,2}$:

$$\frac{T_1}{r_{wh}} \leq F_{adh,1}, \quad (9)$$

$$\frac{T_2}{r_{wh}} \leq F_{adh,2}. \quad (10)$$

Сила зчеплення в даному випадку є реакцією на прикладений до колеса тяговий момент і є силою тертя ковзання, яка виникає між проїжджою частиною і колесом.

Сила зчеплення дорівнює:

$$F_{adh,i} = \psi_i(\omega_i) P_{n,i}, \quad (11)$$

де $\psi_i(\omega_i)$ – коефіцієнт зчеплення в залежності від швидкості обертання i -го колеса,

$P_{n,i}$ – нормальна сила тиску i -го колеса.

$$P_{n,i} = m_i g \cos(\alpha), \quad (12)$$

де m_i – частина маси ЕМБ i -го колеса.

Результуюча сила тяги електромобіля F_{tr} , є сумою сил тяги ведучих коліс:

$$F_{tr} = F_{wh,1} + F_{wh,2}, \quad (13)$$

і відповідно до 2-го закону Ньютона рух ЕМБ описується рівнянням:

$$F_{tr} - F_{res} = m_{\Sigma} \frac{dV}{dt} = F_d, \quad (14)$$

де m_{Σ} – приведена до швидкості V маса ЕМБ з урахуванням інерції J_{wh} двох ведених коліс:

$$m_{\Sigma} = m + 2 \frac{J_{wh}}{r_{wh}^2}. \quad (15)$$

У цьому випадку сили тяги коліс дорівнюють відповідним силам тертя ковзання:

$$F_{wh,i} = F_{sl,i} = \mu_{sl,i}(s_i) P_{n,i}, \quad (16)$$

де $\mu_{sl,i}(s_i)$ – коефіцієнт тертя ковзання, залежний від ковзання i -го колеса.

$$s_i = \frac{\omega_i r_{wh} - V}{\omega_i r_{wh}}. \quad (17)$$

Характер цієї залежності для різних дорожніх умов (I – сухий асфальт, II – мокрий асфальт, III – сніг, IV – лід) представлена на рис. 1 [8].

При постійному нормальному тиску колеса на дорогу залежність $F_{wh} = f(s)$ має такий же характер, як

$i \mu_{sl}(s)$.

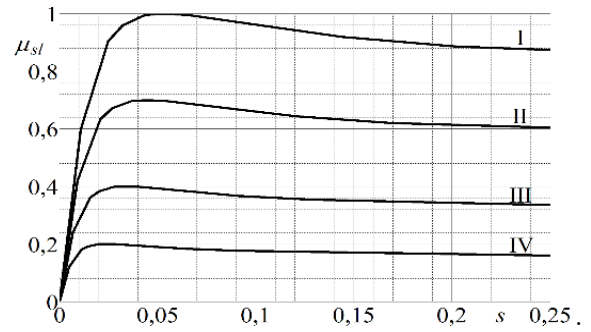


Рисунок 1. Залежність коефіцієнта тертя ковзання від прослизання

При наїзді одного колеса на ділянку зі зменшеним зчепленням через диференціал значення моментів на пів осях коліс T_1 і T_2 залишаються незмінними і рівними.

$$T_A + J_{wh} \frac{d\omega_1}{dt} = T_1 = T_2 = \frac{i_{tr} T \eta_{tr}}{2}, \quad (18)$$

При цьому момент ковзання 2-го колеса став рівним T_B , і $T_A > T_B$. Це призводить до прискорення його обертання відповідно до рівняння: прискорення його обертання відповідно до рівняння:

$$T_A - T_B = J_{wh} \frac{d(\omega_2 - \omega_1)}{dt}. \quad (19)$$

При цьому збільшення швидкості буксування колеса ω_2 супроводжується збільшенням кутової швидкості веденої шестерні диференціала ω_{inh} відповідно до рівняння:

$$\omega_{inh} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}. \quad (20)$$

Швидкість руху не може зменшитися миттєво, тому збільшення швидкості колеса відбувається за рахунок збільшення швидкості прослизання з прискоренням:

$$\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{T_A - T_{wh,2}(s)}{J_{wh}} + \frac{d\omega_1}{dt}. \quad (21)$$

Крутний момент, створюваний на колесах з диференціалом, визначається за рівнянням:

$$T_d = \Delta \omega \frac{C_d}{p}, \quad (22)$$

де C_d – коефіцієнт пружності механічного зв'язку двигуна з диференціалом.

Математична модель ЕП ЕМБ у структурній формі, представлена на рис. 2. Механічна частина моделі побудована з урахування наведених вище рівнянь.

Математичні моделі в структурній формі системи керування, силового перетворювача та двигуна додаються спрощено, як блоки. Для складання імітаційної моделі блоки системи керування та силового перетворювача будуть зібрані за моделями елементів силових електричних кіл.

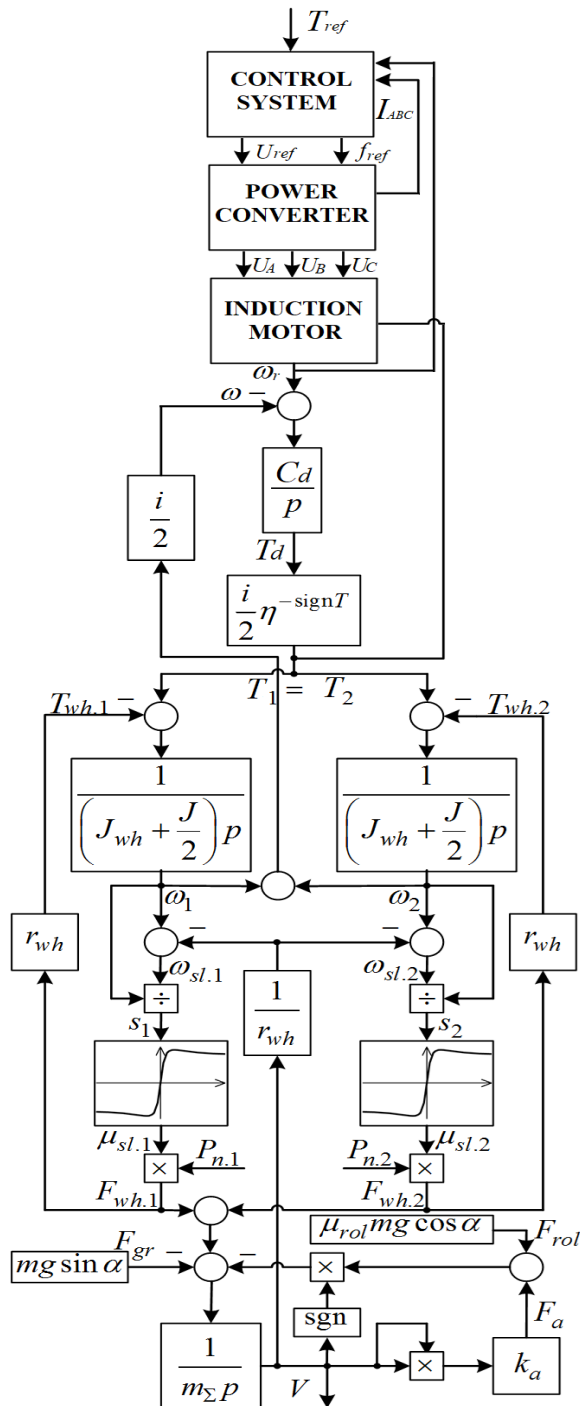


Рисунок 2. Математична модель у структурній формі

Еталонним значенням для ЕП є T_s - опорний момент, який імітує натискання водія педалі. Система керування реалізує векторне керування, а саме пряме

керування моментом (DTC) [12]. На підставі опорного сигналу, а також поточного значення струмів статора і потокозчеплення система управління розраховує частоту і напругу, необхідні для підтримки моменту, який необхідно прикласти до обмотки статора двигуна. Виходом системи керування є імпульси, що керують ключами силового перетворювача.

До складу силового перетворювача входить автономний інвертор на основі IGBT-транзисторів, а також гальмівний резистор. Параметри перетворювача вибрано наступними: опір ключів $R_k = 1$ мОм. Падіння прямої напруги, а також падіння напруги на зворотних діодах прийнято $V_f = 1,4$ В. Час наростання імпульсу $t_r = 1$ мкс, а час спаду $t_f = 2$ мкс.

Модель асинхронного двигуна складається з рівнянь у координатах $d-q$. Математичний опис базується на [12]. Вибір асинхронного двигуна здійснювався методом еквівалентної потужності з використанням стандартного міського циклу WLTP [13], як базова циклограма руху. Було обрано двигун серії АІР180М2 потужністю $P_n = 30$ кВт, номінальною швидкістю $n_n = 2935$ об/хв і ККД $\eta = 91\%$.

Модель дозволяє моделювати ЕП з величезною кількістю змінних параметрів – моделювати процеси буксування одним або двома колесами, різку зміну параметрів двигуна, вихід з ладу одного з компонентів силового ланцюга тощо.

З використанням пакетів Simulink та SimPower програмного комплексу Matlab, а також структурної схеми ЕП (рис. 2), була синтезована імітаційна модель ЕП, яка представлена на рис. 3. В якості параметрів, що використовуються в моделі, взято характеристики ЕМБ, побудованого на базі кафедри «АЕМС» НТУ «ХП». Для його створення за основу був взятий автомобіль «Ланос» з розрахунковою масою $m = 1500$ кг. Габаритні розміри та інші параметри взяті з [14]. Модель складається з акумулятора, гальмівного резистора, силового перетворювача, регулятора швидкості (для обмеження максимальної швидкості), регулятора моменту, асинхронного двигуна, блоку механіки, блоку формування керуючого сигналу та блоків вимірювання.

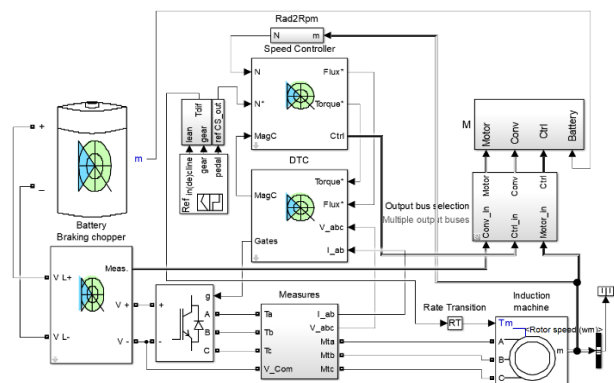


Рисунок 3. Імітаційна модель ЕП

На рис. 4 показана модель блоку DTC.

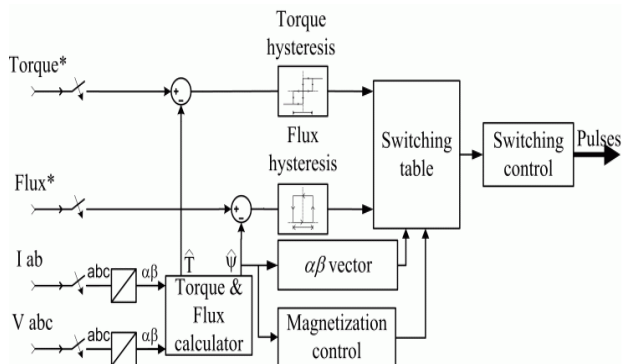


Рисунок 4. Загальна модель системи керування

Структура системи керування побудована на блоках пакету SimPower, Matlab. Блок калькулятора Torque & Flux використовується для оцінки компонентів $\alpha\beta$ потоку двигуна та електромагнітного моменту. Цей калькулятор ґрунтується на синтезі рівняння двигуна. Блок вектора $\alpha\beta$ використовується для знаходження сектора площини $\alpha\beta$, в якому лежить вектор потоку. Площина $\alpha\beta$ поділена на шість різних секторів, що розташовані на 60 градусів один від одного. Блоки Flux & Torque Hysteresis містять дворівневий компаратор гістерезису для керування потоком і тривірневий компаратор гістерезису для керування крутним моментом. Опис гістерезисних компараторів наведено нижче. Блок Switching table містить дві довідкові таблиці, які вибирають конкретний вектор напруги відповідно до вихідних даних компараторів Flux & Torque Hysteresis. Цей блок також здійснює початковий потік у машині. Блок керування перемиканням використовується для обмеження частоти комутації інвертора до максимально встановленого значення [15].

На рис. 5 представлена модель механічної частини ЕП. Моделі формування складових навантаження, передавального числа, а також вузла формування нормальних сил тиску представлені на рис. 6.

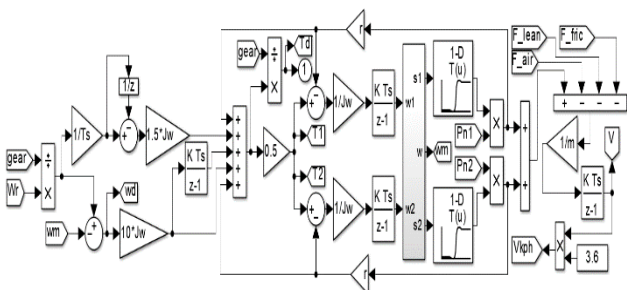


Рисунок 5. Комп'ютерна модель механічної частини ЕП

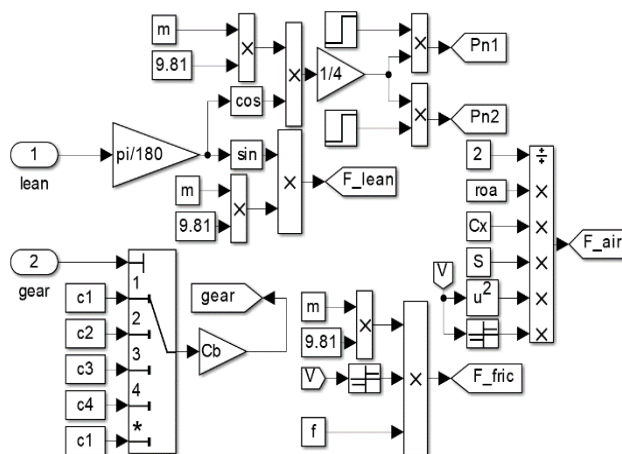


Рисунок 6. Модель формування складових навантаження ЕП, нормальних сил тиску і-го колеса, передатного відношення на заданій передачі

Механічна модель складена відповідно до наведених вище рівнянь та структурної схеми (рис.2). Позначення моделі механічної частини: T_s – крок дискретизації моделі; W_r – швидкість електродвигуна; w_1 і w_2 – кутові швидкості коліс; V , V_{kph} – лінійна швидкість ЕМБ у м/с та км/год; F_{fric} , F_{air} , F_{lean} – сила тертя, сила опору повітря та сила тяжіння, що діють на ЕМБ при русі під гору; gear – передавальне число трансмісії; r – радіус колеса; J_w – приведена інерція колеса; T_d – момент на виході трансмісії; m – повна маса ЕМБ; $T1$, $T2$ – моменти на колесах 1 і 2; w_m – середня швидкість двох коліс; $s1$, $s2$ – прослизання коліс 1 і 2.

Результати моделювання початку руху електромобіля, а також прямолінійного руху з проїздом одного колеса по поверхні дороги зі знизеним зчепленням наведені на рис. 7-14. На рис. 7 показано перехідний процес опорних сигналів.

На рис. 7 представлено вихідні дані для моделювання. Нахил дороги встановлено 0° . Крутний момент встановлюється у відносних (до номінальних) одиницях.

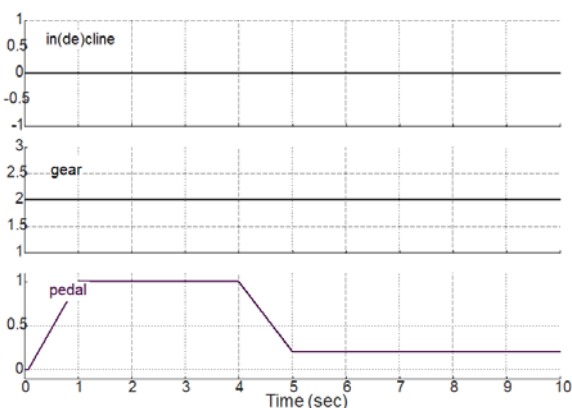


Рисунок 7. Діаграма опорних сигналів

На рис. 8 показані перехідні процеси швидкості та крутного моменту двигуна при пуску з повним зчепленням коліс. Швидкість досягає встановленого значення за 6 с. Крива крутного моменту відповідає моменту відліку від педалі (номінальний крутний момент двигуна $T_n = 95$ нм).

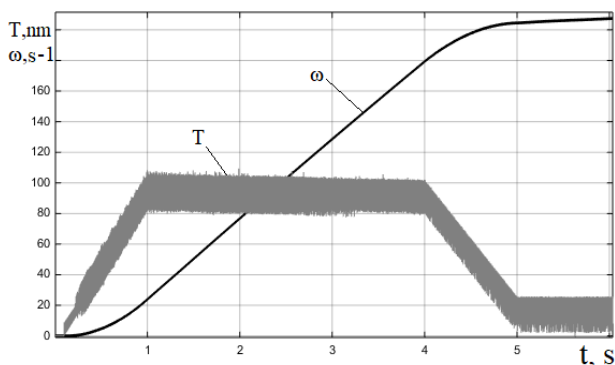


Рисунок 8. Швидкість і момент двигуна при пуску без пробуксовки

На рис. 9 зображено перехідні графіки швидкостей і моментів двох коліс без пробуксування. На графіках видно повну їх рівність.

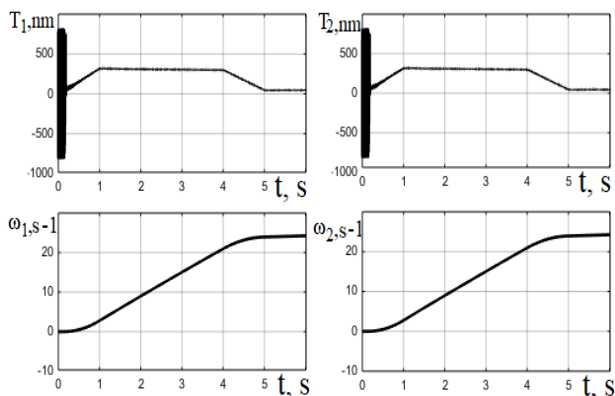


Рисунок 9. Швидкості та крутні моменти дво коліс при рушанні без пробуксовки

На рис. 10 зображено графік перехідних процесів швидкостей і крутних моментів двох коліс, одне з яких з моменту запуску знаходилося на поверхні дороги зі зниженим коефіцієнтом зчеплення. Коефіцієнт зчеплення колеса 1 становив $\psi_1 = 0,95$, а другого колеса $\psi_2 = 0,1$. Модель не враховує бічний занос, тому може спостерігатися лише невідповідність швидкостей коліс і лінійна зміна швидкості ЕМБ. Дослідження бокового ковзання передбачає подальше ускладнення моделі.

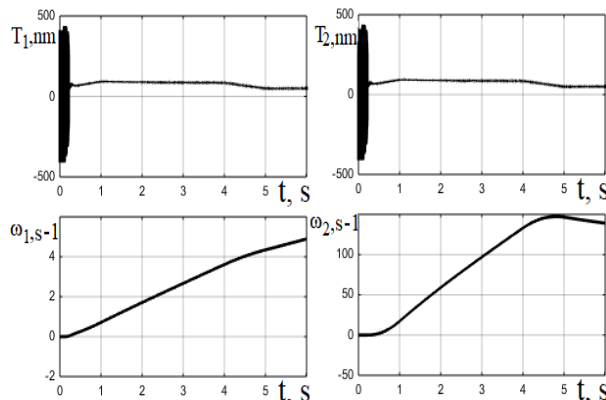


Рисунок 10. Швидкості та крутні моменти двох коліс при рушанні з пробуксуванням другого колеса

З графіків видно, що з моменту пуску перше колесо за такий самий час набрало кутову швидкість $\omega_1 = 5$ рад/с, а друге $\omega_2 = 150$ рад/с. Крутні моменти, прикладені до обох коліс, однакові і відповідають розподілу диференціала. Система керування підтримує постійний момент подачі і значно знижує навантаження за рахунок відсутності зчеплення з дорожнім покриттям в режимі пробуксовки.

На рис. 11 показано графік лінійної швидкості ЕМБ під час розгону без пробуксовки (I) і з пробуксовкою (II). Фактичні значення швидкості з пробуксовкою будуть відрізнятися через появу бічного заносу при пробуксовці одного з коліс.

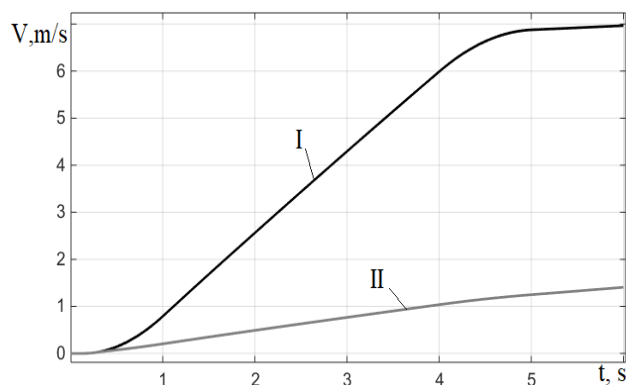


Рисунок 11. Лінійні швидкості ЕМБ з і без пробуксовки

Лінійна швидкість з повним тяговим зусиллям досягає $V = 7$ м/с для прискорення $\Delta t = 5$ с і продовжує плавно зростати зі зниженим опорним крутним моментом. Швидкість при пробуксовці одного колеса зростає значно повільніше. У цьому випадку складові моменти навантаження, що залежать від швидкості, значно менші. Динамічний момент навантаження також менший.

На рис. 12 показано графік перехідних процесів швидкостей двох коліс у фіксованому режимі руху, одне з яких наїжджає на дорожнє покриття зі зниже-

ним коефіцієнтом зчеплення.

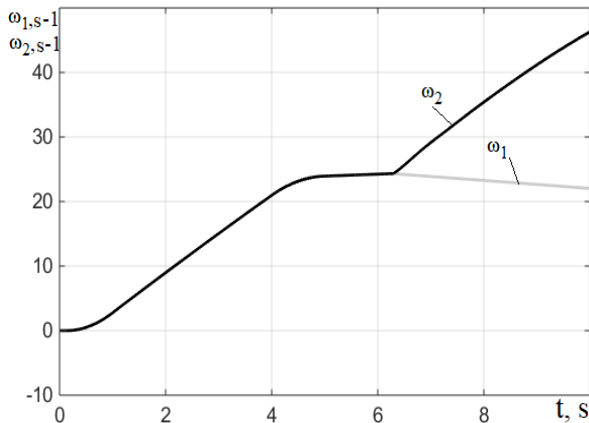


Рисунок 12. Швидкості двох коліс із пробуксовкою при сталому прямолінійному русі

Розгін електромобіля починається з повного зчеплення двох коліс. У момент часу, близький до $t = 6$ s, швидкості досягають квазістаціонарних значень і є практично постійними. У момент часу $t = 6,3$ с друге колесо майже повністю втрачає зчеплення. Коефіцієнт зчеплення другого колеса стає $\psi_2 = 0,1$, а першого залишається незмінним $\psi_1 = 0,95$. Після цього швидкість першого колеса ω_1 , яке жорстко пов'язане з дорожнім покриттям, починає зменшуватися за рахунок того, що загальний момент навантаження перевищує момент T_1 , який підводиться до першого колеса. Швидкість другого колеса ω_2 , яке втратило зчеплення, починає швидко зростати, оскільки момент T_2 залишається постійним.

На рис. 13 наведено графіки перехідних процесів напруги джерела живлення U_d і струму фази А I_a . Також збільшена зона переходу одного з коліс в режим пробуксовки.

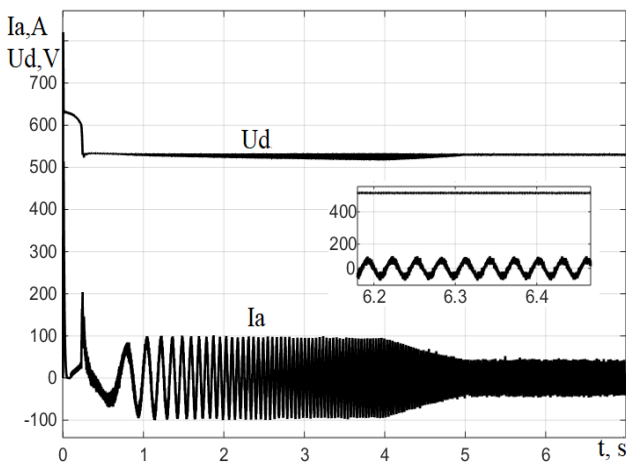


Рисунок 13. Напруга живлення та струм фази А

Одночасно відбувся наїзд на поверхню зі знизеним коефіцієнтом $t = 6,3$ с. З графіків видно, що струм

і напруга не змінилися, оскільки з моменту включення двигуна T_m не змінилося свого значення. Це пов'язано з тим, що система керування успішно працює навіть при різко змінному навантаженні. За цими графіками неможливо визначити момент початку прослизання.

На рис. 14 показано перехідні процеси швидкостей коліс ω_1 , ω_2 , а також швидкість ω_E , яка визначається з рівняння $\omega_E = V/r_{wh}$.

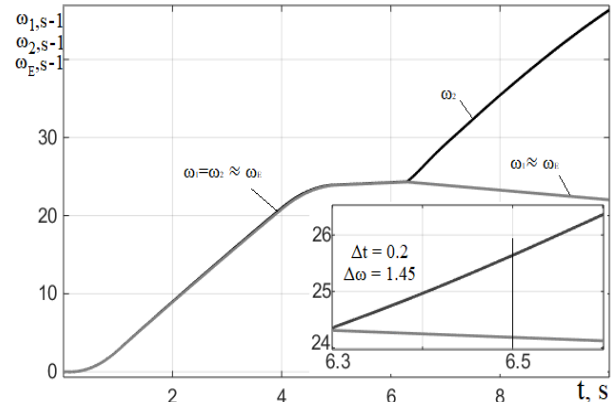


Рисунок 14. Швидкості двох коліс і приведена до ЕМБ куттова швидкість

При заданому коефіцієнті зчеплення $\psi_1 = \psi_2 = 0,95$ розгін відбувався при майже жорсткому з'єднанні коліс з дорожнім покриттям. З графіка видно, що швидкості коліс ω_1 і ω_2 з мінімальним, майже непомітним випередженням відповідають приведеній швидкості ЕМБ ω_E . При наїзді другого колеса на дорожнє покриття зі знизеним коефіцієнтом зчеплення виникає неузгодженість швидкостей коліс. Швидкість ЕМБ, в той же час, також тісно пов'язана зі швидкістю колеса з повним зчепленням. На графіку збільшено показано ділянку переходу в режим ковзання.

На основі отриманих графіків сформульовано основні умови ковзання по відношенню до цього ЕМБ з його конкретними параметрами. Ці умови, згодом, стануть основою для ідентифікації початку ковзного режиму та синтезу системи запобігання ковзному режиму.

В ідеальних умовах середній час прихованого періоду простої реакції водія на світловий сигнал становить близько 0,2 с, на звуковий - 0,14 с.

Час загальної рухової реакції (тривалість прихованого періоду реакції і відповіді) істотно змінюється в залежності від часу, необхідного для завершення відповіді. Так, середній час загальної реакції на увімкнений стоп-сигнал і час витрачений на переведення правої ноги з педалі газу на педаль гальма становить 0,4 - 0,6 с [16].

Виходячи з цього було обрано час ідентифікації входу в режим ковзання, після якого можна буде достовірно виявити режим ковзання. Позначимо цей час $t_s = 0,2$ с. Для цього періоду часу при параметрах, що

використовуються в моделі, розбіжність швидкостей ω_2 і ω_E становить 1,45 рад/с.

На основі отриманих даних запропоновано наступний алгоритм визначення ковзання. Передбачається, що ЕМБ увійшов у режим пробуксовки одного колеса, якщо виконуються такі умови:

$$\begin{cases} \omega_1 \neq \omega_2 \\ \omega_i - \omega_E > 1 \\ \omega_i - \omega_E < 1 \end{cases} \quad (23)$$

де ω_i – швидкість проковзування колеса,

ω_E – швидкість колеса, що не пробуксовує.

Вважаємо, що ЕМБ увійшов у режим пробуксовки двох коліс, якщо виконуються наступні умови:

$$\begin{cases} \omega_1 - \omega_E > 1 \\ \omega_2 - \omega_E > 1 \end{cases} \quad (24)$$

При визначенні пробуксовки за цими співвідношеннями не буде враховуватися блокування коліс при екстремому гальмуванні, коли лінійна швидкість ЕМБ змінюється плавно, а колеса повністю блокуються гальмівними колодками, утворюючи значну розбіжність швидкостей.

V. ВИСНОВКИ

Отримані діаграми повністю відповідають реальним фізичним процесам, що відбуваються в електромобілі і дають підстави вважати, що побудовані математичні та імітаційні моделі є адекватними. Виходячи з цього отримано та проаналізовано електро-механічні перехідні процеси в електроприводі під час розгону з пробуксовкою та наїзду одного колеса на дорожнє покриття зі знизеним зчепленням. В результаті цього аналізу визначено найбільш оптимальний і надійний спосіб визначення режиму заносу для його подальшого усунення.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Який вид транспорту найбезпечніший [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://turvopros.com/samyiy-bezopasnyiy-vid-transporta-statistika/>.
- [2] Population Division of the Department of Economic and Social Affairs of the United Nations Secretariat. World population prospects: the 2012 revision, highlights [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://population.un.org/wpp/publications/Files/WP2012_Volume-II-Demographic-Profiles.pdf.
- [3] Швеція в 2030 році заборонить двигуни внутрішнього згорання [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.epravda.com.ua/news/2019/01/23/64457>.
- [4] Транспортні тенденції в національних планах економічного відновлення та стійкості [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://ukraine.europarl.europa.eu/cmsdata/269714/1274845UK.pdf>.
- [5] Serbia installs subsidies for most electrified vehicles [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.electrive.com/2020/03/17/serbia-installs-subsidies-for-most-electrifiedvehicles/>.
- [6] Pacejka H. Tire and Vehicle Dynamics / H. Pacejka. – Oxford: Butterworth-Heinemann, 2012. – P. 672.
- [7] Ghandour R., Victorino A., Doumiati M., Charara A. Tire/road friction coefficient estimation applied to road safety / R. Ghandour, A. Victorino, M. Doumiati, A. Charara // 18th Mediterranean Conference on Control and Automation, MED'10. – 2010. – P. 1485-1490. DOI: 10.1109/MED.2010.5547840
- [8] Rajamani R., Piyabongkarn N., Lew J., Yi K., Phanomchoeng G. Tire-Road Friction-Coefficient Estimation / R. Rajamani, N. Piyabongkarn, J. Lew, K. Yi, G. Phanomchoeng // IEEE Control Systems Magazine. – 2010. – P. 54-69. DOI: 10.1109/MCS.2010.937006
- [9] Muller S., Uchanski M., Hedrick K. Estimation of the Maximum Tire-Road Friction Coefficient / S. Muller, M. Uchanski, K. Hedrick // Journal of Dynamic Systems Measurement and Control. – 2003. – P. 607–617. DOI: 10.1115/1.1636773
- [10] Bonnick A., Newbold D. A Practical Approach to Motor Vehicle Engineering and Maintenance / A. Bonnick, D. Newbold. – Oxford: Butterworth-Heinemann, 2011. – P. 384.
- [11] Car Drag Coefficients [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.buildyourownracecar.com/race-car-aerodynamics-basics-and-design/>.
- [12] Carlos C. Modeling, vector control and DTC: control of asynchronous machines. Hermes Science, Europe Ltd. 2000.
- [13] Більш реалістичні показники споживання палива: новий стандарт їздового циклу WLTP замінив діючий NEDC [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.audi.ru/ru/web/ru/innovations/wltp-lp.html>.
- [14] Клепиков В. Б., Семіков А. В. та ін. З досвіду створення електроприводу електромобіля з суперконденсаторним накопичувачем енергії / В. Б. Клепиков, А. В. Семіков та ін. // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Харків: НТУ "ХПІ". – 2015. – Вип. 112 (1121). – С. 195–198.

[15] Bose B. K. Modern Power Electronics and AC Drives / B. K. Bose. – Prentice Hall PTR, 2002. – P. 558.

[16] Jurecki R. S., Stańczyk T. L. Driver reaction time to lateral entering pedestrian in a simulated crash traffic situation / R. S. Jurecki, T. L. Stańczyk // Transporta-

tion Research Part F: Traffic Psychology and Behaviour. – 2014. – P. 22-36. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.trf.2014.08.006>

Стаття надійшла до редакції 31.12.2023

SLIP MODES MODELING OF ELECTRIC VEHICLE ASYNCHRONOUS ELECTRIC DRIVE

SENCHENKO S.O.

Ph.D. student of the Department Automated Electromechanical systems, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Kharkiv, Ukraine, e-mail: Serhii.Senchenko@ieec.khpi.edu.ua, ORCID: 0000-0002-0486-2471;

VOROBIOV B.V.

Ph.D, Head of the Department Automated Electromechanical systems, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Kharkiv, Ukraine, e-mail: bohdan.vorobiov@khpi.edu.ua, ORCID: 0000-0002-0264-354X;

KYRYLENKO Y.O.

Assistant of the Department Automated Electromechanical systems, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Kharkiv, Ukraine, e-mail: Yaroslav.Kyrylenko@ieec.khpi.edu.ua, ORCID: 0000-0002-0331-617X;

LIKHNO Y.V.

Ph.D. student of the Department Automated Electromechanical systems, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Kharkiv, Ukraine, e-mail: Yaroslav.Likhno@ieec.khpi.edu.ua, ORCID: 0000-0001-7082-7562;

KHAN L.

Ph.D. student of the Department Automated Electromechanical systems, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Kharkiv, Ukraine, e-mail: seanhanzi@mail.com, ORCID: 0000-0001-8182-0040;

Purpose. Creation a simulation model of electric drive of an electric vehicle with the possibility of modeling in slip modes, as well as the subsequent determination of the slippage detection method as early as possible to further reducing or preventing slippage.

Methodology. The study used the equivalent power method to select an asynchronous motor. Using the methods of mathematical modeling in the visual programming environment, a simulation model of the electric drive was created.

Findings. The mathematical models in the structural form of the control system, power converter and motor are added in a simplified way, as the blocks. For compiling a simulation model, the blocks of the control system and the power converter will be assembled using models of elements of power electric circuits. The model allows the ED simulation with a huge number of parameters varying – modeling slipping processes with one or two wheels, a sharp change in engine parameters, failure of one of the components of the power circuit, etc. Using the Simulink and SimPower packages of the Matlab software package, as well as the block diagram of the electric drive, a simulation model of the ED was synthesized. Computer simulations were carried out for two modes: start of electric vehicle movement, when one of the wheels was on the road surface with a reduced coefficient of adhesion (0,1) from the moment of start-up and acceleration with a collision with a surface with a reduced coefficient of adhesion (0,1) with one wheel at the moment of time of 6.3 s. The obtained diagrams fully correspond to the real physical processes occurring in the electric vehicle and give reason to believe that the constructed mathematical and simulation models are adequate. Based on this, electromechanical transients in the electric drive during acceleration with slipping and one wheel hitting a road surface with reduced traction were obtained and analyzed. As a result of this analysis, the most optimal and reliable way to determine the skidding mode for its further elimination was determined.

Originality. Simulation model of the asynchronous electric drive of an electric vehicle with a detailed mechanical part, taking into account the mechanical differential gear, was built. The resulting model allows simulating the processes of slipping with one or two wheels, a sharp change in motor parameters, failure of one of the components of the power circuit, etc.

Practical value. Based on the obtained results the basic conditions for slipping in relation to this electric vehicle were formulated. According to the obtained data, an algorithm for determining the beginning of the slipping mode is proposed.

Keywords: electric drive; electric vehicle; tire slip; slippage; asynchronous motor; simulation model; mechanical differential.

REFERENCES

- [1] Yakiy vyd transportu naibezpechnishyi. [What type of transport is the safest] [Electronic resource] – Access mode: <http://turvopros.com/samyiy-bezopasnyiy-vid-transporta-statistika/>. (in Ukrainian).
- [2] Population Division of the Department of Economic and Social Affairs of the United Nations Secretariat. World population prospects: the 2012 revision, highlights [Electronic resource] – Access mode: https://population.un.org/wpp/publications/Files/WP_P2012_Volume-II-Demographic-Profiles.pdf. (in Ukrainian).
- [3] Shvetsiia v 2030 hotsi zaboronyt dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia. [Sweden will ban internal combustion engines in 2030] [Electronic resource] – Access mode: <https://www.epravda.com.ua/news/2019/01/23/644572/>. (in Ukrainian).
- [4] Transportni tendentsii v natsionalnykh planakh ekonomichnoho vidnovlennia ta stiikosti. [Transport trends in national economic recovery and sustainability plans] [Electronic resource] – Access mode: <https://ukraine.europarl.europa.eu/cmsdata/269714/1274845UK.pdf>. (in Ukrainian).
- [5] Serbia installs subsidies for most electrified vehicles [Electronic resource] – Access mode: <https://www.electrify.com/2020/03/17/serbia-installs-subsidies-for-most-electrifiedvehicles/>. (in Ukrainian).
- [6] Pacejka H. (2012). Tire and Vehicle Dynamics. Oxford, Butterworth-Heinemann.
- [7] Ghandour R., Victorino A., Doumiati M., Charara A. (2010). Tire/road friction coefficient estimation applied to road safety. *18th Mediterranean Conference on Control and Automation, MED'10*, 1485-1490. DOI: 10.1109/MED.2010.5547840
- [8] Rajamani R., Piyabongkarn N., Lew J., Yi K., Phanomchoeng G. (2010). Tire-Road Friction-Coefficient Estimation. *IEEE Control Systems Magazine*, 54-69. DOI: 10.1109/MCS.2010.937006
- [9] Muller S., Uchanski M., Hedrick K. (2003). Estimation of the Maximum Tire-Road Friction Coefficient *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, 607–617. DOI: 10.1115/1.1636773
- [10] Bonnick A., Newbold D. (2011). A Practical Approach to Motor Vehicle Engineering and Maintenance. Oxford, Butterworth-Heinemann.
- [11] Car Drag Coefficients [Electronic resource] – Access mode: <https://www.buildyourownracecar.com/racecar-aerodynamics-basics-and-design/>.
- [12] Carlos C. (2000). Modeling, vector control and DTC: control of asynchronous machines. Hermes Science, Europe Ltd.
- [13] Bilsh realistychns pokaznyky spozhyvannia palyva: novyi standart yizdovoho tsykladu WLTP zaminyv diiuchy NEDC. [More realistic fuel consumption: the new WLTP driving cycle standard will replace the current NEDC] [Electronic resource] – Access mode: <https://www.audi.ru/ru/web/ru/innovations/wltp-lp.html>. (in Ukrainian).
- [14] Klepikov V. B., Semikov A. V. ta in. (2015). Z dosvidu stvorennia elektropryvodu elektromobilia z supe kondensatornym nakopychuvachem enerhii. [From the experience of creating electric drive electric vehicle with a super capacitor energy storage]. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. [Bulletin of the National Technical University “KhPI”]. Kharkiv: NTU «KhPI», issue 112 (1121), 195–198 (in Ukrainian).
- [15] Bose B. K. (2002). Modern Power Electronics and AC Drives. Prentice Hall PTR.
- [16] Jurecki R. S., Stańczyk T. L. (2014). Driver reaction time to lateral entering pedestrian in a simulated crash traffic situation. *Transportation Research Part F: Traffic Psychology and Behaviour*, 22-36. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.trf.2014.08.006>