

Нестеренко Олександр Григорович, аспірант кафедри автоматизованих електромеханічних систем, +38(066)504-61-38, Oleksandr.Nesterenko@ieee.khpi.edu.ua, ORCID ID: 0009-0005-0226-1153
*Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»
 вул. Кирпичова, 2, Харків, 61002*

Кунченко Тетяна Юріївна, канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри автоматизованих електромеханічних систем, +38(050)734-72-02, Tetiana.Kunchenko@khpi.edu.ua, ORCID ID: 0009-0002-2462-1509
*Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»
 вул. Кирпичова, 2, Харків, 61002*

АНАЛІЗ АЛГОРИТМІВ КЕРУВАННЯ ТА МОДЕЛЕЙ ОЦІНЮВАННЯ БУКСУВАННЯ В ІНДИВІДУАЛЬНОМУ ЕЛЕКТРОПРИВОДІ ЕЛЕКТРОМОБІЛЯ

***Анотація.** У статті систематизовано сучасні підходи до керування тяговим моментом і оцінювання буксування в індивідуальному електроприводі електромобіля. Показано доцільність комбінованих схем, що поєднують швидке моментне регулювання з оцінюванням стану контакту колеса з дорогою, та обґрунтовано використання дворівневої імітаційної моделі з референтним приводом YASA-400.*

***Ключові слова:** електромобіль, індивідуальний електропривід, керування тяговим моментом, протибуксувальне керування, коефіцієнт буксування, оцінювання буксування, спостерігач буксування.*

Nesterenko Oleksandr, postgraduate student of the Department of Automated Electromechanical Systems, +38(066)504-61-38, Oleksandr.Nesterenko@ieee.khpi.edu.ua, ORCID ID: 0009-0005-0226-1153
*National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”
 2 Kyrpychova St., Kharkiv, 61002*

Kunchenko Tetiana, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Automated Electromechanical Systems, +38(050)734-72-02, Tetiana.Kunchenko@khpi.edu.ua, ORCID ID: 0009-0002-2462-1509
*National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”
 2 Kyrpychova St., Kharkiv, 61002*

ANALYSIS OF CONTROL ALGORITHMS AND SLIP ESTIMATION MODELS IN AN INDIVIDUAL ELECTRIC DRIVE OF AN ELECTRIC VEHICLE

***Abstract.** The paper examines control strategies for individual electric drives of battery electric vehicles with an emphasis on traction torque regulation and slip estimation under variable road adhesion. Predictive, direct slip-control, observer-based and integrated multi-loop approaches are compared in terms of response speed, sensing demands, robustness to changing tyre-road conditions and computational complexity. The analysis indicates that the most effective solutions are not single-method controllers, but combined architectures in which fast torque control is supported by slip estimation and road-contact state assessment. The study also substantiates the use of a two-layer*

simulation framework that links the electromechanical drive with longitudinal vehicle dynamics and employs a YASA-400 permanent-magnet machine as a reference traction unit. For passenger-car-class applications, the reference drive is shown to require a reduction gear. These results define the basis for further simulation studies and for selecting algorithms for experimental validation.

Keywords: *electric vehicle, individual electric drive, traction torque control, traction control, slip ratio, slip estimation, slip observer.*

Вступ. Індивідуальні регульовані електроприводи відкривають широкі можливості для точного дозування тягового моменту на кожному колесі, що є принципово важливим для електромобілів із незалежним або квазінезалежним приводом. Разом із цим зростає роль алгоритмів, здатних підтримувати допустимий рівень поздовжнього ковзання під час рушання, інтенсивного розгону, рекуперативного гальмування та руху по покриттях зі змінним коефіцієнтом зчеплення. Проблема ускладнюється тим, що оптимальне буксування не є сталою величиною, а визначається станом шини, дорожнім покриттям, вертикальним навантаженням і динамікою транспортного засобу. Тому для систем протибуксувального керування в електромобілях критичними є не лише швидкі закони керування моментом, а й надійні моделі та спостерігачі коефіцієнта буксування, придатні для реального часу [1–6].

Отже, науково-практична проблема полягає в необхідності узгодженого опису процесів керування тяговим моментом і оцінювання буксування в індивідуальному електроприводі електромобіля за змінних дорожніх умов. Її розв'язання є важливим для підвищення ефективності реалізації тяги, стійкості руху та обґрунтованого вибору алгоритмів керування.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Сучасні публікації з цієї тематики можна умовно поділити на три напрями. Перший охоплює власне алгоритми протибуксувального керування, де основний акцент зроблено на регулюванні поздовжнього ковзання або тягового моменту колеса [1, 3–4, 7–9]. Другий напрям пов'язаний з оцінюванням станів автомобіля та параметрів контакту «шина–дорога», зокрема за допомогою оцінювачів на основі узагальненого фільтра Калмана (UKF), спостерігачів на основі прискорення та підходів із компенсацією збурень [2, 4, 8, 10]. Третій напрям стосується інтегрованого керування багатоприводними електромобілями, де задачі утримання

буксування поєднуються з векторним розподілом тягового моменту, керуванням курсом і розподілом енергії між приводами [5–6, 11–13].

Порівняння цих підходів показує, що прогнозні та модельно-орієнтовані методи забезпечують кращу проактивність, але вимагають ідентифікованої моделі та чутливі до похибок параметрів. Методи безпосереднього регулювання ковзання простіші у впровадженні, проте їхня якість істотно залежить від точності оцінювання швидкості транспортного засобу та фільтрації шумів. Інтегровані багатоконтурні схеми дають найширші можливості для багатокритеріального керування, але потребують узгодження між рівнями керування, більшої кількості вимірювань і вищої обчислювальної потужності [5–6, 9, 11–13]. Незважаючи на наявність значної кількості публікацій, недостатньо висвітленим залишається питання систематизації алгоритмів керування та моделей оцінювання буксування з позицій їх придатності до подальшого імітаційного дослідження в складі моделі індивідуального електропривода електромобіля. Саме ця невирішена частина проблеми зумовлює доцільність виконаного дослідження.

Мета і завдання роботи. Мета роботи полягає в аналітичному порівнянні алгоритмів керування тяговим моментом і моделей оцінювання буксування для індивідуального електропривода електромобіля, а також в обґрунтуванні структури дворівневої імітаційної моделі в MATLAB/Simulink для подальших досліджень цих алгоритмів.

Методи дослідження. Методи дослідження включають аналіз сучасних наукових публікацій, порівняння алгоритмів за критеріями швидкодії, вимог до датчиків, стійкості до зміни коефіцієнта зчеплення та обчислювальної складності, а також аналітичні розрахунки граничного передаваного моменту і впливу передавального числа на область застосування референтного електропривода. Для формування методологічної бази подальших досліджень використано структурне моделювання у середовищі MATLAB/Simulink.

У межах цієї аналітичної статті наукова новизна полягає у систематизації та узгодженому порівнянні алгоритмів керування і спостерігачів буксування з урахуванням специфіки індивідуального електропривода. Практичне значення

роботи полягає у можливості використання отриманих висновків для вибору структури імітаційної моделі та первинного відбору алгоритмів, доцільних для подальшої експериментальної верифікації.

Отримані аналітичні висновки використано для формування структури моделі, у якій можна досліджувати типові режими руху електромобіля за змінних умов зчеплення без проведення натурних випробувань.

Виклад основного матеріалу. Аналіз сучасних досліджень підтверджує, що для електромобілів з індивідуальним приводом коліс задача утримання поздовжнього ковзання є центральною, оскільки саме вона визначає реалізацію тягового потенціалу шини, стійкість руху та енергоефективність привода [1, 3, 5, 9]. На відміну від традиційних силових установок, електропривод дає змогу дуже швидко змінювати момент, але ця перевага реалізується лише за наявності достовірної оцінки поточного стану контакту «шина–дорога».

Системи протибуксувального керування та суміжні алгоритми розподілу моментів працюють у межах компромісу між максимізацією поздовжньої сили, збереженням курсової стійкості та обмеженням енергетичних втрат. У простіших реалізаціях регулятор діє лише на поздовжній канал, тоді як у складніших багатоприводних схемах одночасно враховуються момент рискання, бокова динаміка та пріоритет енергоефективності [5–6, 11–13].

У сучасній літературі алгоритми доцільно класифікувати як: прогнознi i модельно-орієнтовані; методи безпосереднього регулювання буксування; методи прямого керування крутним моментом колеса; інтегровані багаторівневі схеми для багатоприводних електромобілів [1, 3–6, 9, 11]. Така класифікація є зручною, оскільки дозволяє пов'язати закон керування з набором доступних вимірювань і цільовими показниками якості.

Порівняно з класичними підходами типу ASC, сучасні реалізації для електромобілів дедалі частіше спираються на координацію між верхнім рівнем, який формує цільові сили або момент рискання, і нижнім рівнем, який розподіляє момент між колесами чи окремими електромашинами [5–6, 11–13]. Така

декомпозиція особливо ефективна для індивідуальних електроприводів, оскільки дає змогу поєднати протибуксувальне керування з функціями стабілізації руху.

Важливою тенденцією є скорочення кількості дорогих сенсорів і перенесення частини функцій оцінювання у програмне забезпечення. Це зумовило активний розвиток спостерігачів і оцінювачів, які використовують виміряні швидкості коліс, прискорення кузова, електромагнітний момент двигуна та спрощені моделі шини для відновлення коефіцієнта буксування та запасу зчеплення [2, 4, 8, 10].

Для електромобілів з кількома приводами додатково актуальним є узгодження протибуксувального контуру з алгоритмами векторного розподілу тягових моментів та інтегрованого керування шасі. Оглядові й прикладні роботи свідчать, що найвищий потенціал мають архітектури, де локальні контури тяги поєднані з верхнім рівнем керування динамікою автомобіля [6, 11–13].

Максимальні тягові реакції в зоні контакту шини з дорогою визначаються залежностями:

$$\tau_{FRmax} = \frac{\varphi_{road} \cdot F_{FR} \cdot r_{tyre}}{g_{ratio}}, \quad (1)$$

$$\tau_{FLmax} = \frac{\varphi_{road} \cdot F_{FL} \cdot r_{tyre}}{g_{ratio}}, \quad (2)$$

$$\tau_{RRmax} = \frac{\varphi_{road} \cdot F_{RR} \cdot r_{tyre}}{g_{ratio}}, \quad (3)$$

$$\tau_{RLmax} = \frac{\varphi_{road} \cdot F_{RL} \cdot r_{tyre}}{g_{ratio}}, \quad (4)$$

де τ – граничні тангенціальні реакції на колесах, φ_{road} – коефіцієнт зчеплення, F – нормальні реакції, r_{tyre} – динамічний радіус колеса, g_{ratio} – передаточне число редуктора. Ці рівняння описують межу передавання тягового зусилля залежно від дорожніх умов.

Прогнозні та модельно-орієнтовані алгоритми використовують апріорну або адаптивно уточнювану модель взаємодії «шина–дорога» для завчасного обмеження моменту ще до переходу у виражене буксування. Перевагою таких

алгоритмів є проактивність і можливість урахування зміни дорожнього покриття, а недоліком – залежність від точності моделі, наявності адекватних параметрів і необхідність стабільної оцінки швидкості транспортного засобу [1, 3, 9–10].

Розвитком цього підходу є алгоритми, що працюють не в самій точці максимуму сили зчеплення, а в її околі, підтримуючи режим із запасом стійкості. Це зменшує ризик зриву зчеплення при різких збуреннях, хоча може дещо знижувати пікову реалізацію тяги.

До методів безпосереднього регулювання ковзання належать ПІ-регулятори, регулятори ковзного режиму та регулятори на основі спостерігачів, у яких керуюча дія формується за поточним або оціненим значенням коефіцієнта буксування. Їх перевагою є відносна простота реалізації та добрі динамічні властивості, але якість роботи значною мірою залежить від фільтрації шумів і похибок у визначенні поздовжньої швидкості автомобіля [4, 7–8, 10].

До методів регулювання крутного моменту належать алгоритми прямого керування моментом колеса, які обмежують або перерозподіляють тягу відповідно до оціненого запасу зчеплення. У порівнянні з класичним регулюванням ковзання вони дають коротший контур керування та краще узгоджуються з можливостями електропривода, проте вимагають коректного врахування інерції колеса, вертикального навантаження та динаміки транспортного засобу [5, 11–13].

$$\frac{M_{ki}}{M_a} = \frac{f_{ki} \cdot G_{ki}}{f_a \cdot G_a}, \quad (5)$$

де M_{ki} – момент на i -му колесі, M_a – сумарний момент, f_{ki} – коефіцієнт опору коченню, G_{ki} – сила ваги, що припадає на колесо, f_a, G_a – відповідні сумарні значення.

Такий підхід дає змогу враховувати перерозподіл навантаження між колесами і безпосередньо пов'язувати керуючий момент із допустимою тяговою реакцією в контакт. Для багатоприводних електромобілів це створює передумови для одночасного розв'язання задач протибуксувального керування та векторного розподілу тягових моментів.

Комбіновані підходи поєднують переваги прогнозного оцінювання, спостереження буксування та швидкого моментного керування. У таких системах верхній рівень визначає бажаний режим руху або допустиму область ковзання, а нижній – реалізує моментні команди для окремих приводів з урахуванням локального стану кожного колеса [6, 9, 11–13].

Для оцінювання стану системи застосовують показники:

$$\frac{a_x}{\varepsilon_{ki}} < 0,4, \quad (6)$$

де a_x – лінійне прискорення автомобіля, ε_{ki} – кутове прискорення i -го колеса. Робоча зона ковзання задається відповідно до оціненого стану покриття, а обмеження крутного моменту визначається граничним значенням, яке може бути передано без зриву зчеплення.

$$M_{\text{ТЕД}i} \leq M_{\text{ТЕД}i_{\text{const}}}, 0,15 > S_i > 0,19, \quad (7)$$

Такі критерії дозволяють адаптувати закон керування до змін дорожніх умов і підтримувати електропривод у робочій області, близькій до максимуму реалізованої тяги.

Багаторежимні регулятори передбачають перемикання між кількома законами керування залежно від дорожніх умов, швидкості руху та поточного режиму електромобіля. Така побудова є особливо доцільною для електромобілів, у яких один і той самий привід повинен однаково коректно працювати при рушанні, розгоні, рекуперації та на покриттях зі змінним μ [5–6, 9].

Перевагою багаторежимних схем є краща адаптація до режиму, однак додатковою задачею стає забезпечення плавного перемикання між контурами та мінімізація впливу похибок у радіусі колеса, масі автомобіля та оцінці поздовжньої швидкості.

Одним із прикладних рішень прямого регулювання є структура, у якій формується оцінка максимально передаваного моменту для поточного стану покриття та навантаження на колесо. Такий підхід дозволяє обмежувати момент без явного виходу в зону інтенсивного буксування і добре поєднується з

швидкодіючими електроприводами [4–5, 9]. Загальну структуру такої системи наведено на рис. 1.

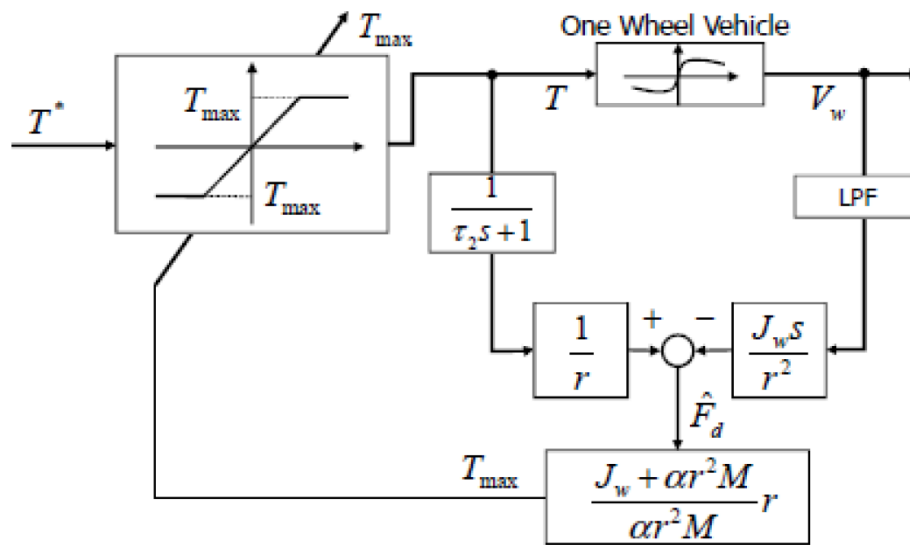


Рисунок 1 – Узагальнена структура системи керування з оцінюванням максимально передаваного моменту

Максимальне значення крутного моменту визначається виразом:

$$T_{\max} = \left(\frac{J_w}{a \cdot M \cdot r} + 1 \right) \cdot r \cdot F_d, \quad (8)$$

де J_w – момент інерції колеса, a – відношення лінійного прискорення автомобіля до кутового прискорення колеса, M – маса транспортного засобу, r – динамічний радіус колеса, F_d – сила тяги. У практичному застосуванні ця залежність виступає як верхня межа для моментної команди і може використовуватися спільно зі спостерігачем буксування.

У сучасних роботах значна увага приділяється моделям оцінювання буксування, що відновлюють коефіцієнт буксування за непрямыми вимірюваннями. Найпростішими є структури, які використовують кутову швидкість колеса, оцінений крутний момент і модель поздовжньої динаміки; складніші підходи додатково враховують поздовжнє прискорення кузова, використовують спостерігачі стану або реалізують компенсацію збурень [2, 4, 7–8, 10]. Узагальнену блок-схему оцінювання коефіцієнта буксування за даними про швидкість колеса та крутний момент наведено на рис. 2.

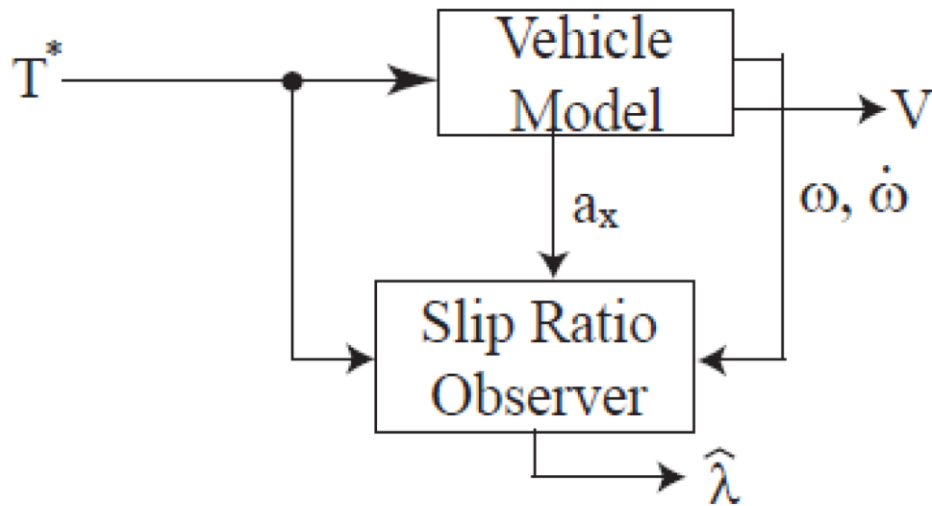


Рисунок 2 – Узагальнена блок-схема оцінювання коефіцієнта буксування за даними про швидкість колеса та крутний момент

Основне рівняння має вигляд:

$$\dot{\lambda} = -\frac{\dot{\omega}}{\omega} \lambda + \left(1 + \frac{J_{\omega}}{r^2 \cdot M}\right) \frac{\dot{\omega}}{\omega} - \frac{T}{r^2 \cdot M \cdot \omega}, \quad (9)$$

де λ – коефіцієнт буксування, ω – кутова швидкість колеса, r – радіус колеса, J_{ω} – момент інерції, M – маса автомобіля, T – крутний момент на колесі. Обчислена похідна коефіцієнта буксування порівнюється з вимірними або оціненими сигналами стану, що дозволяє виявляти перехід у зону нестійкого ковзання.

Подальший розвиток оцінювачів буксування пов'язаний із введенням коригувальних членів, що враховують помилку моделі або зовнішні збурення. Це підвищує точність оцінки в перехідних режимах і робить спостерігач менш чутливим до змін параметрів шини та дорожнього покриття [2, 4, 8, 10].

У такій структурі додатково використовується різниця між розрахованим і вимірним поздовжнім прискоренням автомобіля. Завдяки цьому спостерігач швидше реагує на початок пробуксовування та краще компенсує похибки простої моделі поздовжньої динаміки. Блок-схему спостерігача буксування з корекцією за поздовжнім прискоренням наведено на рис. 3.

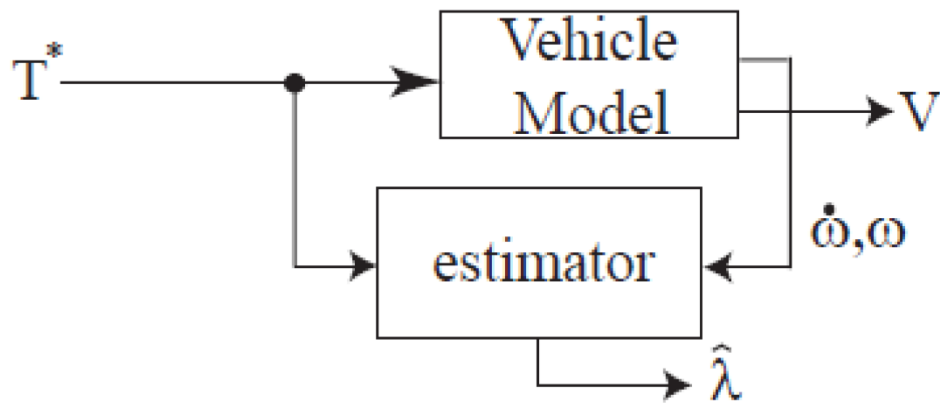


Рисунок 3 – Блок-схема спостерігача буксування з корекцією за поздовжнім прискоренням

Похідна коефіцієнта буксування описується:

$$\dot{\lambda} = -\frac{\dot{\omega}}{\omega} \lambda + \left(1 + \frac{J_{\omega}}{r^2 \cdot M}\right) \frac{\dot{\omega}}{\omega} - \frac{T}{r^2 \cdot M \cdot \omega} + k(\lambda) \cdot (\dot{V}_p - \dot{V}_d), \quad (10)$$

де $k(\lambda)$ – коефіцієнт підсилення, V_p – розрахункове лінійне прискорення, V_d – прискорення, отримане з датчика. Введення каналу корекції за прискоренням підвищує якість оцінки на неоднорідних покриттях, але збільшує вимоги до фільтрації шуму.

У варіанті з компенсацією збурень спостерігач безпосередньо оцінює невраховані зовнішні впливи та використовує їх для уточнення коефіцієнта буксування. Така схема є привабливою для реалізацій, де небажано ускладнювати модель шини, але потрібно забезпечити підвищену стійкість до невизначеностей та зміни умов контакту [4]. Блок-схему спостерігача буксування з компенсацією збурень наведено на рис. 4.

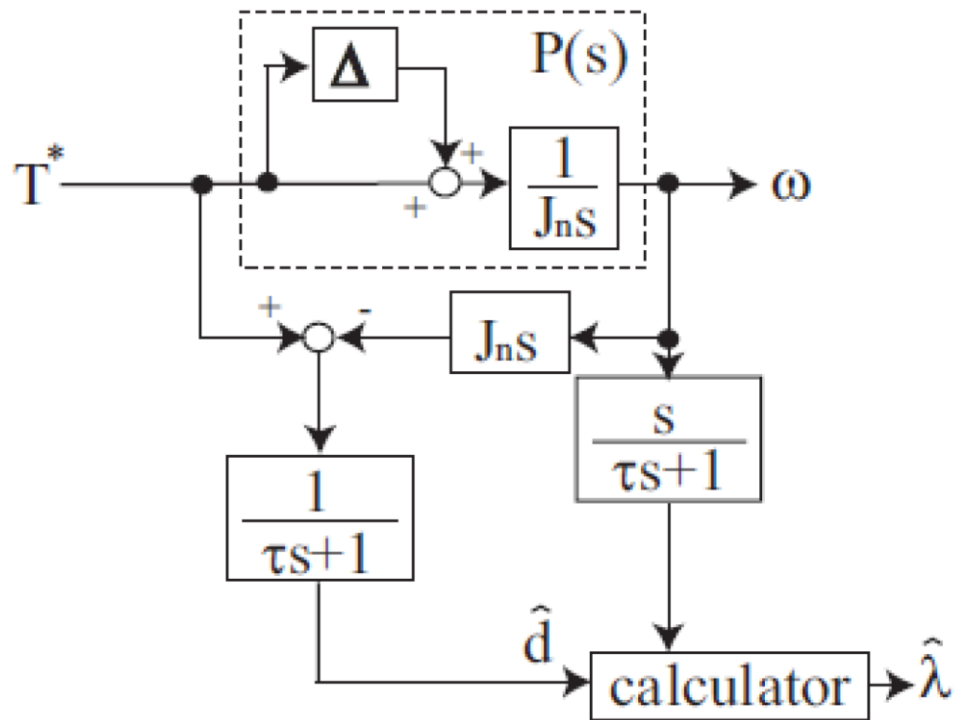


Рисунок 4 – Блок-схема спостерігача буксування з компенсацією збурень

$$\hat{\lambda} = -\frac{d}{r^2 \cdot M \cdot \dot{\omega}}, \quad (11)$$

де d – оцінене збурення. Кутове прискорення визначається як похідна від швидкості обертання колеса з подальшою фільтрацією. Перевагою такого підходу є проста структура, а обмеженням – залежність від якості фільтрації та коректності вибору смуги пропускання.

Для стабілізації невеликих відхилень навколо робочої точки часто застосовують ПІ-регулятор, у якому характеристику «сила зчеплення – буксування» локально лінеаризують. За незначних змін умов контакту такий підхід забезпечує прийнятну якість регулювання й простоту налаштування [4, 10]. Структуру ПІ-регулятора наведено на рис. 5.

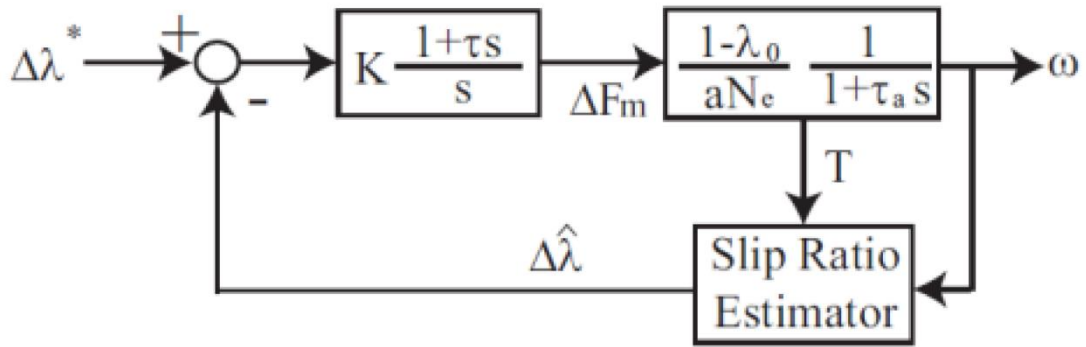


Рисунок 5 – Блок-схема ПІ-регулятора

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_I \cdot e(t) dt, \quad (12)$$

де $e(t)$ – похибка між поточною та заданою швидкістю ковзання, K_p і K_I – коефіцієнти пропорційної та інтегральної складових. ПІ-регулятор добре працює поблизу обраної робочої точки, однак при різкій зміні μ його ефективність помітно знижується.

Для усунення цього обмеження застосовують нелінійні λ -регулятори та підходи ковзного режиму, у яких керуючий сигнал формується з урахуванням поточної похибки, її похідної та нелінійності шини. Такі регулятори краще переносять зміну дорожніх умов і забезпечують менше перерегулювання, проте потребують надійнішого спостерігача та більш уважного налаштування [7–10]. Блок-схему λ -регулятора наведено на рис. 6.

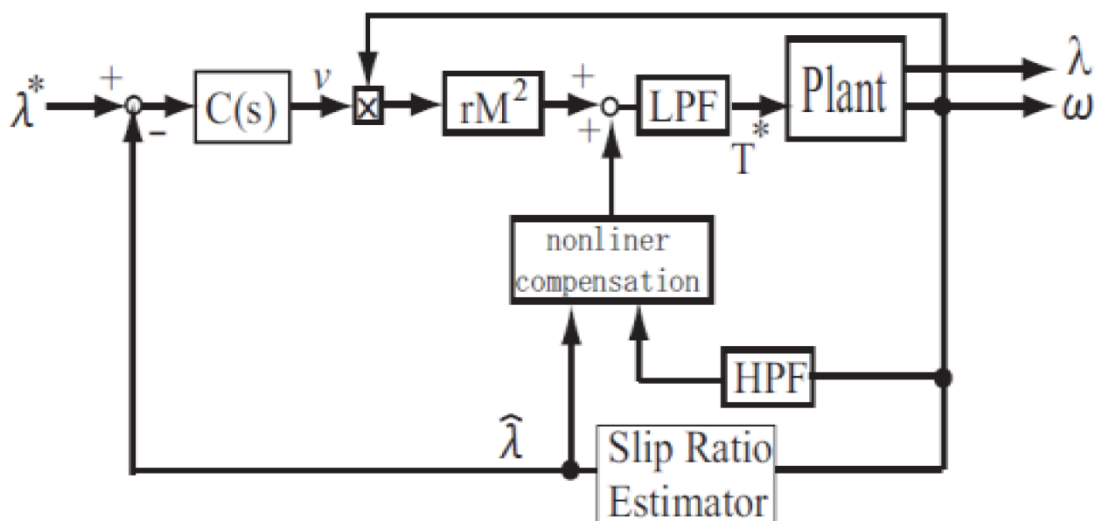


Рисунок 6 – Блок-схема контролю λ

За даними сучасних публікацій і випробувань, нелінійні регулятори та комбінації зі спостерігачами буксування зазвичай перевищують лінійні ПІ-схеми у швидкоплинних режимах і на неоднорідних покриттях, але ці переваги реалізуються лише за достатньої якості оцінювання станів та коректної параметризації моделі [4, 7–8, 10].

Модифіковані λ -регулятори поєднують ідею зворотної лінеаризації з додатковим демпфуванням кутового прискорення колеса або адаптацією бажаного коефіцієнта буксування. Це дозволяє зменшити пульсації керуючого сигналу і зробити роботу системи стабільнішою на покриттях зі швидкою зміною коефіцієнта зчеплення. Узагальнену структуру модифікованого λ -регулятора наведено на рис. 7.

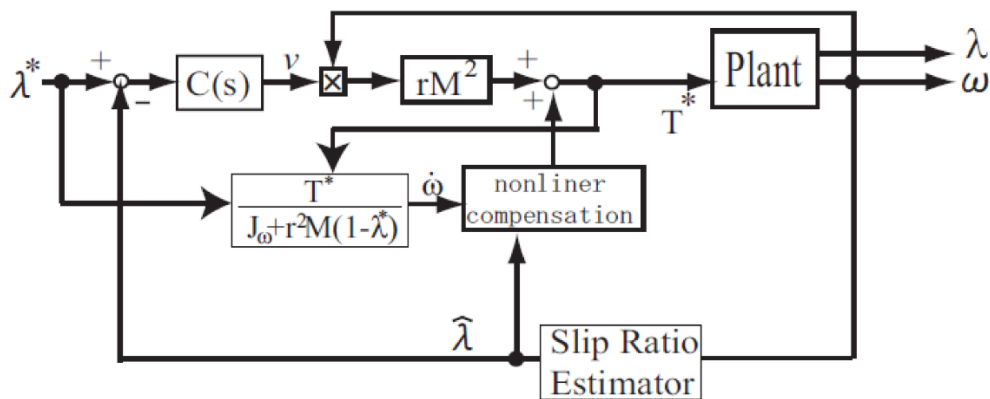


Рисунок 7 – Узагальнена структура модифікованого λ -регулятора

Узагальнюючи результати, можна зробити висновок, що для подальшого імітаційного дослідження доцільно розглядати не один «універсальний» закон керування, а комбінацію швидкого моментного контуру, спостерігача буксування та адаптивного вибору робочої області коефіцієнта ковзання.

Опис методу та об'єкта дослідження. Для подальшого дослідження вибраних алгоритмів використано методи математичного та імітаційного моделювання у середовищі MATLAB/Simulink. Такий підхід дає змогу відтворювати типові дорожні режими та зміну коефіцієнта зчеплення без проведення натурних експериментів на ранньому етапі розробки.

Модель системи охоплює два взаємопов'язані рівні. Перший – електромеханічний – описує індивідуальний електропривід з параметрами тягового електродвигуна, силового інвертора, алгоритму керування та моменту навантаження на валу.

Другий рівень – рівень транспортного засобу – включає модель поздовжнього руху, шину та вплив дорожніх умов на процеси ковзання. У цій частині враховується нелінійний характер взаємодії «шина–дорога», а обмін сигналами між рівнями дозволяє коректно формувати навантаження на привід.

Поєднання цих рівнів забезпечує узгоджене відтворення процесів у приводі та динаміці руху автомобіля, що є достатньою методологічною основою для порівняльного аналізу алгоритмів у перехідних і квазісталих режимах.

У процесі моделювання розглядаються типові режими руху електромобіля – рушання, розгін на покриттях зі зниженим зчепленням, перехід між різними μ та рекуперативні режими – що дозволяє оцінювати швидкодію системи, стійкість регулювання та рівень обмеження буксування.

Для параметризації електромеханічного рівня моделі використано синхронний двигун з постійними магнітами типу YASA-400 як референтний приклад високопитомої тягової машини. Такий вибір зумовлений наявністю відкритих паспортних характеристик і можливістю побудови коректної імітаційної моделі електромеханічної частини [14].

Обґрунтування вибору пов'язане з придатністю машини для швидкодіючого моментного керування, достатнім рівнем питомої потужності та наявністю характеристик, необхідних для параметризації моделі. При цьому YASA-400 у роботі розглядається не як єдине оптимальне рішення, а як референтний об'єкт для порівняльних розрахунків.

Таким чином, модель YASA-400 використовується для відтворення динаміки синхронного електропривода і оцінювання того, як параметри машини та редуктора впливають на області застосування алгоритмів керування.

Технічні параметри електромашин двоконтурного IPE наведено в табл. 1 за даними [14].

Таблиця 1 – Технічна специфікація електромашин двоконтурного ІРЕ

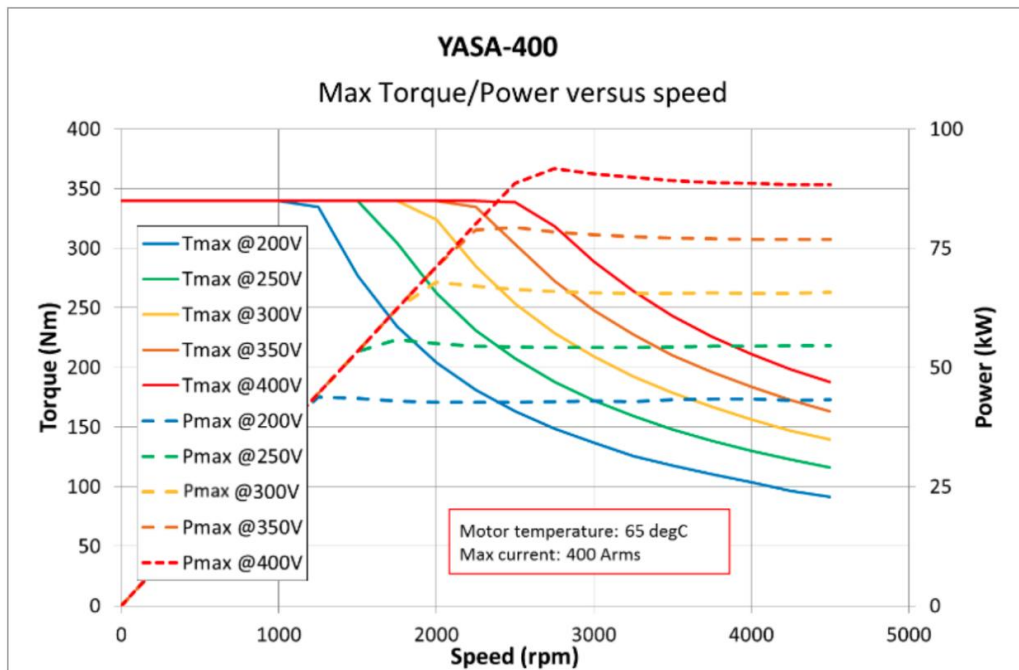
Параметр	Позначення	Значення
Максимальний крутний момент	M_{\max}	360 Н·м
Номінальний крутний момент	$M_{\text{ном}}$	250 Н·м
Максимальна потужність	P_{\max}	150 кВт
Макс. частота обертання	n	7500 об/хв
Маса електромашини	m	24 кг

Зовнішній вигляд синхронної електромашини YASA-400, розробленої компанією YASA Motors, наведено на рис. 8 [14].

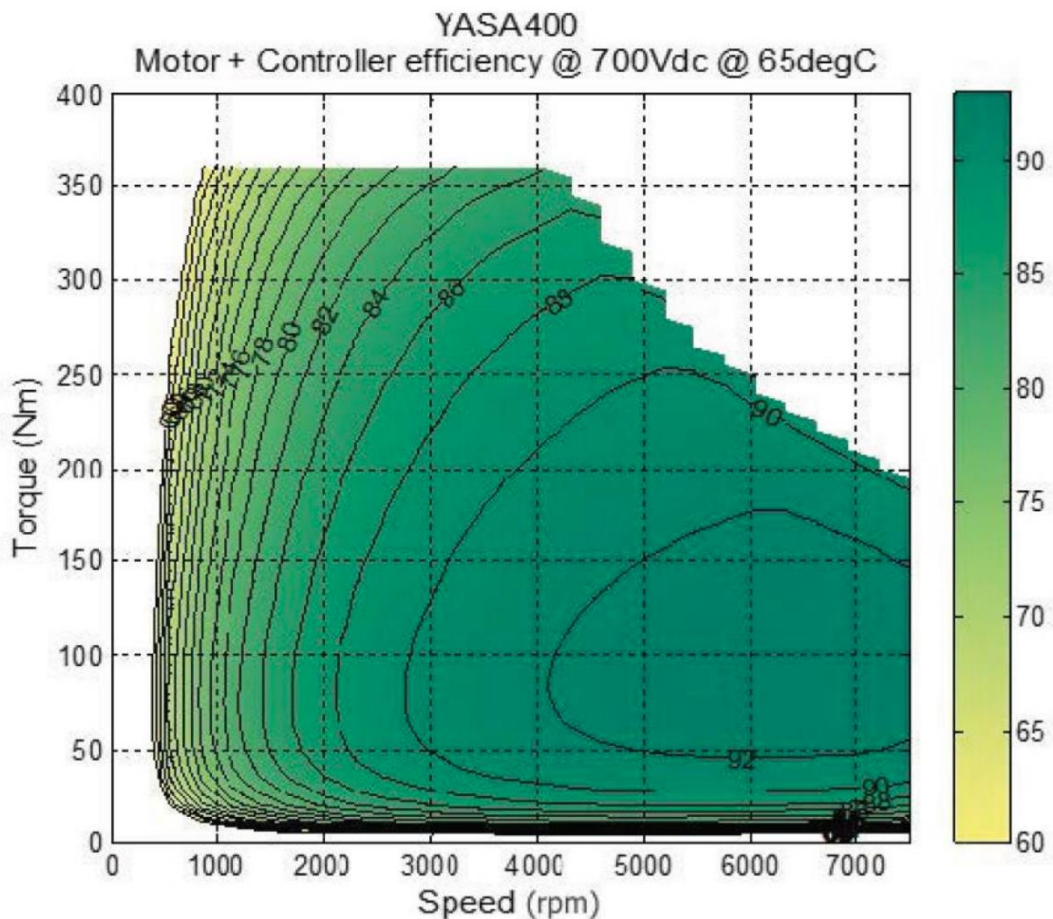


Рисунок 8 – Синхронні електромашини з постійними магнітами YASA-400

Типові вихідні характеристики синхронної електромашини YASA-400 наведено на рис. 9 [14].



(a)



(б)

Рисунок 9 – Типові характеристики електромашини YASA-400:
(а) крутний момент і потужність при різних напругах живлення;
(б) діаграма ККД у координатах «крутний момент – частота обертання».

Паспортні характеристики виробника використано як вхідні дані для побудови математичної моделі в MATLAB/Simulink. Практичний інтерес становить не лише сама машина, а й межі її застосування при різних передавальних числах редуктора та масах транспортного засобу.

За даними табл. 1 [14] YASA-400 є високошвидкісною машиною з максимальною частотою 7500 об/хв. За прямого з'єднання з колесом це відповідає надлишково високій теоретичній швидкості автомобіля, що свідчить не про практичну доцільність прямого приводу, а про необхідність понижувального редуктора для більшості реальних дорожніх транспортних засобів.

Водночас за умовою реалізації тяги без зриву зчеплення гранична маса транспортного засобу без редуктора залишається обмеженою, тобто безпосереднє використання такої машини за схемою мотор-колеса доцільне лише для легких або спеціалізованих транспортних засобів.

Введення редуктора істотно розширює область застосування привода: зменшується надлишкова швидкість на колесі та зростає доступний тяговий момент, що робить таку машину придатною для транспортних засобів категорій M1/N1 у межах розрахункових режимів.

Узагальнені результати придатності електропривода YASA-400 до різних категорій транспортних засобів наведено в табл. 2.

Отже, виконані розрахунки слід трактувати як попередню оцінку сумісності параметрів машини та транспортного засобу. Для подальших досліджень YASA-400 доцільно використовувати саме як референтний електропривод у складі моделі з редуктором, а не як безумовно безредукторне рішення.

Таблиця 2 – Придатність електропривода YASA-400 до категорій та класів автомобілів за класифікаціями ЄЕК ООН і Європейської конвенції

Міжнародна класифікація (ЄЕК ООН)	Класифікація за Європейською конвенцією	Маса M, [кг] (категорійна)	Придатність YASA-400
L1–L7	A	M < 550 (без урахування маси акумуляторів)	–
M1	B	M < 3500	так
M2	D	M < 5000	так

M3	D, E	$M < 5000$	обмежено
N1	B	$M < 3500$	так
N2	C	$3500 < M < 12000$	обмежено
N3	C	$M > 12000$	ні

У результаті проведеного аналізу обґрунтовано доцільність використання комбінованих схем керування, у яких швидке регулювання тягового моменту поєднується з модельно-орієнтованим оцінюванням або спостереженням коефіцієнта буксування. Також показано, що для подальших імітаційних досліджень доцільною є дворівнева структура моделі електромобіля, а референтний електропривод YASA-400 при моделюванні транспортних засобів категорій M1/N1 слід розглядати у складі системи з редуктором.

Висновки. У статті систематизовано сучасні алгоритми керування тяговим моментом і моделі оцінювання буксування для індивідуального електропривода електромобіля та обґрунтовано доцільність комбінованих схем, у яких швидке моментне керування поєднується зі спостерігачем або модельно-орієнтованим оцінюванням коефіцієнта буксування. Показано, що пряме регулювання крутного моменту є доцільною основою для багатопровідних електромобілів, однак його ефективність суттєво залежить від якості оцінки стану контакту «шина–дорога». Аналіз референтного електропривода YASA-400 свідчить, що при моделюванні легкових електромобілів його доцільно розглядати разом із редуктором.

Подальші дослідження доцільно спрямувати на кількісне порівняння вибраних спостерігачів і регуляторів у єдиній MATLAB/Simulink-моделі за критеріями часу реакції, перерегулювання, чутливості до шуму вимірювань, похибок оцінки швидкості та стійкості при швидкій зміні коефіцієнта зчеплення. Окремим етапом має стати експериментальна верифікація найбільш придатних алгоритмів.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК:

1. Saha S., Amrr S. M. Design of slip-based traction control system for EV and validation using co-simulation between Adams and Matlab/Simulink. *Simulation*, 2020. Vol. 96. № 6. P. 537–549. DOI: 10.1177/0037549719897834.

2. Heidfeld H., Schünemann M., Kasper R. UKF-based state and tire slip estimation for a 4WD electric vehicle. *Vehicle System Dynamics*, 2020. Vol. 58. № 10. P. 1479–1496. DOI: 10.1080/00423114.2019.1648836.
3. Nguyen B.-M., Tsumura K., Hara S. Global traction control for in-wheel-motor electric vehicles – A passivity approach. *IFAC-PapersOnLine*, 2020. Vol. 53. № 2. P. 14079–14084. DOI: 10.1016/j.ifacol.2020.12.942.
4. Kim S., Yu S. H., Lee H. Traction control using a disturbance observer for hybrid electric vehicles. *International Journal of Automotive Technology*, 2021. Vol. 22. P. 1485–1494. DOI: 10.1007/s12239-021-0128-x.
5. Katsuyama E., Yamakado M., Abe M. A state-of-the-art review: toward a novel vehicle dynamics control concept taking the driveline of electric vehicles into account as promising control actuators. *Vehicle System Dynamics*, 2021. Vol. 59. № 7. P. 976–1025. DOI: 10.1080/00423114.2021.1916048.
6. Mazzilli V., De Pinto S., Pascali L., Contrino M., Bottiglione F., Mantriota G., Gruber P., Sorniotti A. Integrated chassis control: classification, analysis and future trends. *Annual Reviews in Control*, 2021. Vol. 51. P. 172–205. DOI: 10.1016/j.arcontrol.2021.01.005.
7. Alföldi Á., Fényes D., Gáspár P. Design and implementation of a slip control for electric Formula Student vehicle using sliding mode control. In: *Advanced Vehicle Control AVEC 2024. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Cham: Springer, 2024. P. 700–706. DOI: 10.1007/978-3-031-70392-8_99.
8. Morimoto Y., Mizuguchi T., Hosomi Y., Nguyen B.-M., Fujimoto H. Proposal of Active Sensing Wheel Based Optimal Slip Ratio Estimation for In-Wheel Motor Vehicles. *IFAC-PapersOnLine*, 2025. Vol. 59. № 17. P. 317–322. DOI: 10.1016/j.ifacol.2025.10.183.
9. Nguyen B.-M., Hosomi Y., Morimoto Y., Mizuguchi T., Fujimoto H. A comprehensive history of driving force control for electric vehicles. *IEEJ Journal of Industry Applications*, 2026. Vol. 15, no. 2. P. 173–186. DOI: 10.1541/ieejia.20250102.
10. Vošahlík D., Haniš T. Real-time estimation of the optimal longitudinal slip ratio for attaining the maximum traction force. *Control Engineering Practice*, 2024. Vol. 145. Art. 105876. DOI: 10.1016/j.conengprac.2024.105876.
11. Mangia A., Lenzo B., Sabbioni E. An integrated torque-vectoring control framework for electric vehicles featuring multiple handling and energy-efficiency modes selectable by the driver. *Meccanica*, 2021. Vol. 56. № 5. P. 991–1010. DOI: 10.1007/s11012-021-01317-3.
12. Vidal V., Stano P., Tavolo G., Dhaens M., Tavernini D., Gruber P., Sorniotti A. On pre-emptive in-wheel motor control for reducing the longitudinal acceleration oscillations caused by road irregularities. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2022. Vol. 71. № 9. P. 9322–9337. DOI: 10.1109/TVT.2022.3172172.
13. Asperti M., Vignati M., Sabbioni E. On torque vectoring control: review and comparison of state-of-the-art approaches. *Machines*, 2024. Vol. 12. № 3. Art. 160. DOI: 10.3390/machines12030160.
14. YASA Motors Limited. *YASA-400 Axial Flux Electric Motor. Product Sheet*. Rev. 3. August 2015. 2 p. Available at: www.yasamotors.com.

REFERENCES:

1. Saha S., Amrr S. M. Design of slip-based traction control system for EV and validation using co-simulation between Adams and Matlab/Simulink. *Simulation*, 2020. Vol. 96. № 6. P. 537–549. DOI: 10.1177/0037549719897834.
2. Heidfeld H., Schünemann M., Kasper R. UKF-based state and tire slip estimation for a 4WD electric vehicle. *Vehicle System Dynamics*, 2020. Vol. 58. № 10. P. 1479–1496. DOI: 10.1080/00423114.2019.1648836.
3. Nguyen B.-M., Tsumura K., Hara S. Global traction control for in-wheel-motor electric vehicles – A passivity approach. *IFAC-PapersOnLine*, 2020. Vol. 53. № 2. P. 14079–14084. DOI: 10.1016/j.ifacol.2020.12.942.

4. Kim S., Yu S. H., Lee H. Traction control using a disturbance observer for hybrid electric vehicles. *International Journal of Automotive Technology*, 2021. Vol. 22. P. 1485–1494. DOI: 10.1007/s12239-021-0128-x.
5. Katsuyama E., Yamakado M., Abe M. A state-of-the-art review: toward a novel vehicle dynamics control concept taking the driveline of electric vehicles into account as promising control actuators. *Vehicle System Dynamics*, 2021. Vol. 59. № 7. P. 976–1025. DOI: 10.1080/00423114.2021.1916048.
6. Mazzilli V., De Pinto S., Pascali L., Contrino M., Bottiglione F., Mantriota G., Gruber P., Sorniotti A. Integrated chassis control: classification, analysis and future trends. *Annual Reviews in Control*, 2021. Vol. 51. P. 172–205. DOI: 10.1016/j.arcontrol.2021.01.005.
7. Alföldi Á., Fényes D., Gáspár P. Design and implementation of a slip control for electric Formula Student vehicle using sliding mode control. In: *Advanced Vehicle Control AVEC 2024. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Cham: Springer, 2024. P. 700–706. DOI: 10.1007/978-3-031-70392-8_99.
8. Morimoto Y., Mizuguchi T., Hosomi Y., Nguyen B.-M., Fujimoto H. Proposal of Active Sensing Wheel Based Optimal Slip Ratio Estimation for In-Wheel Motor Vehicles. *IFAC-PapersOnLine*, 2025. Vol. 59. № 17. P. 317–322. DOI: 10.1016/j.ifacol.2025.10.183.
9. Nguyen B.-M., Hosomi Y., Morimoto Y., Mizuguchi T., Fujimoto H. A comprehensive history of driving force control for electric vehicles. *IEEJ Journal of Industry Applications*, 2026. Vol. 15, no. 2. P. 173–186. DOI: 10.1541/ieejia.20250102.
10. Vošahlík D., Haniš T. Real-time estimation of the optimal longitudinal slip ratio for attaining the maximum traction force. *Control Engineering Practice*, 2024. Vol. 145. Art. 105876. DOI: 10.1016/j.conengprac.2024.105876.
11. Mangia A., Lenzo B., Sabbioni E. An integrated torque-vectoring control framework for electric vehicles featuring multiple handling and energy-efficiency modes selectable by the driver. *Meccanica*, 2021. Vol. 56. № 5. P. 991–1010. DOI: 10.1007/s11012-021-01317-3.
12. Vidal V., Stano P., Tavolo G., Dhaens M., Tavernini D., Gruber P., Sorniotti A. On pre-emptive in-wheel motor control for reducing the longitudinal acceleration oscillations caused by road irregularities. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2022. Vol. 71. № 9. P. 9322–9337. DOI: 10.1109/TVT.2022.3172172.
13. Asperti M., Vignati M., Sabbioni E. On torque vectoring control: review and comparison of state-of-the-art approaches. *Machines*, 2024. Vol. 12. № 3. Art. 160. DOI: 10.3390/machines12030160.
14. YASA Motors Limited. *YASA-400 Axial Flux Electric Motor. Product Sheet*. Rev. 3. August 2015. 2 p. Available at: www.yasamotors.com.

Стаття надійшла до редакції: 03.03.2026; рецензування: 19.03.2026;

прийнята до публікації 27.03.2026. Автори прочитали і дали згоду рукопису.

The article was submitted on 03.03.2026; revised on 19.03.2026; and accepted for publication on 27.03.2026. The authors read and approved the final version of the manuscript.