



Computational Intelligence in Electrical Engineering
Vol. 14, No. 2, 2023
Research Paper

Stability Control of Front and Rear Wheel Independent Drive Type Electric Vehicle on Roads with Low Friction Coefficient

Saheb Khanabdal¹, Mohammad Bagher Bannae Sharifian², Mehran Sabahi³

¹ Master Graduate, Dept. of Electrical Engineering, Faculty of Electrical & Computer Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

² Professor, Dept. of Electrical Engineering, Faculty of Electrical & Computer Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

³ Associate Professor, Dept. of Electrical Engineering, Faculty of Electrical & Computer Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Abstract:

In recent years, the development of electric vehicles has accelerated. In this manuscript, a new control method is proposed to maintain the stability of the front and rear wheel independent drive type electric vehicle (FRID EV) on the roads with a low friction coefficient. This control method specifies an optimized bound proportionally to the state of the road's surface for the torque values produced by the front and rear electric motors to prevent the vehicle from slipping. In addition, a fuzzy logic-based braking system is proposed to improve the vehicle performance during decelerating. The vehicle is described by the model with three degrees of freedom that provides good accuracy. The tires are modeled based on the magic formula. To evaluate the effectiveness of the proposed method, simulations have been carried out in MATLAB/SIMULINK software environment. The results show that the proposed control method can well maintain the stability of the electric vehicle on dry and slippery roads, during moving straight, accelerating or decelerating, as well as turning. As a result, the vehicle is prevented from slipping and locking the wheels.

Keywords: Electric Vehicle, Fuzzy Logic, Regenerative Braking, Stability Control.



This is an open access article under the CC BY-NC-ND/4.0/ License (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>).



<https://doi.org/10.22108/isee.2022.127665.1457>

کنترل پایداری خودروی الکتریکی با دو موتور محرک مستقل در محورهای جلو و عقب در جاده‌های لغزنده

صاحب خان عبدال^۱، محمدباقر بناء شریفیان^{۲*}، مهران صباحی^۳

۱- فارغ‌التحصیل کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی برق و کامپیوتر - دانشگاه تبریز - تبریز - ایران

s.khanabdal@gmail.com

۲- استاد، دانشکده مهندسی برق و کامپیوتر - دانشگاه تبریز - تبریز - ایران

sharifian@tabrizu.ac.ir

۳- دانشیار، دانشکده مهندسی برق و کامپیوتر - دانشگاه تبریز - تبریز - ایران

sabahi@tabrizu.ac.ir

چکیده: در سال‌های اخیر روند توسعه خودروهای الکتریکی، شتاب بیشتری گرفته است. در این مقاله، یک روش جدید کنترلی برای حفظ پایداری خودروی الکتریکی با دو موتور محرک مستقل در محورهای جلو و عقب در جاده‌های لغزنده پیشنهاد شده است. در این روش کنترلی، به منظور جلوگیری از لغزش خودرو، یک حد بهینه برای گشتاورهای اعمالی به موتورهای جلو و عقب، متناسب با شرایط جاده تعیین می‌شود. به علاوه یک سیستم ترمز مبتنی بر کنترل فازی ارائه شده است که عملکرد خودرو را هنگام کاهش سرعت بهبود می‌بخشد. برای مدل‌سازی خودرو با دقت بالا، از مدل با سه درجه آزادی بهره برده شده است. مدل‌سازی چرخ‌ها نیز بر مبنای فرمول جادویی انجام شده است. به منظور ارزیابی کارایی روش ارائه شده، از شبیه‌سازی در محیط نرم‌افزار MATLAB/SIMULINK استفاده شده است. نتایج نشان می‌دهند روش کنترلی پیشنهادی به خوبی قادر به کنترل پایداری خودروی الکتریکی در جاده‌های خشک و لغزنده، هنگام حرکت مستقیم، هنگام شتاب‌گیری یا کاهش شتاب خودرو و همچنین هنگام دور زدن است؛ در نتیجه، از سُر خوردن و قفل شدن چرخ‌های خودرو جلوگیری می‌شود.

واژه‌های کلیدی: ترمز بازیابی، خودروی الکتریکی، کنترل فازی، کنترل پایداری.

۱- مقدمه

خودروهای امروزی از موتورهای احتراق داخلی استفاده می‌کنند، استفاده از این نوع خودروها، به ویژه در شهرهای صنعتی و بزرگ از عوامل اصلی ایجاد مشکلات زیست‌محیطی و آلودگی هوا به حساب می‌آیند. خودروسازان معتبر بین‌المللی در سال‌های اخیر، به توسعه خودروهای الکتریکی به عنوان یک راهکار مؤثر در حل مشکلات اشاره شده توجه داشته‌اند. خودروی الکتریکی یک وسیله پاک به شمار می‌رود [۱-۲]. این خودرو تا ۹۷ درصد از انتشار هیدروکربن‌ها و مونوکسید کربن در هوا می‌تواند بکاهد [۳]؛ بنابراین، نقش بسزایی در پاکیزگی هوا دارد؛ به ویژه در مناطق شهری و پرجمعیت که با مشکلات آلودگی روبرو هستند. همچنین، ارتقای سطح ایمنی این خودروها و

در زندگی مدرن امروزی خودرو نقش تأثیرگذاری برای برای بهبود رفاه و کیفیت زندگی بشر دارد. همچنین، تمایل رو به افزایش شهروندان به داشتن اتومبیل سبب شده است تعداد خودروهای جهان هر روز بیشتر شود. اگرچه بیشتر

^۱ تاریخ ارسال مقاله: ۱۳۹۹/۱۲/۱۷

تاریخ پذیرش مقاله: ۱۴۰۱/۰۴/۰۱

نام نویسنده مسئول: محمدباقر بناء شریفیان

نشانی نویسنده مسئول: ایران - تبریز - دانشگاه تبریز - دانشکده مهندسی برق و کامپیوتر

می‌شوند، مشخصه‌های دینامیکی و الکتریکی موتورها برای کنترل مناسب باید یکسان باشد. همچنین، در صورت بروز خطا در یکی از موتورها، کنترل خودرو سخت می‌شود و به دلیل از دست رفتن توازن، لغزش و تکان‌های ناگهانی رخ می‌دهد. در این ساختار هر دو حالت هدایت خودرو امکان‌پذیر است؛ هم زاویه چرخ‌های عقب را نسبت به خودرو می‌توان ثابت نگه داشت و هم امکان تغییر زاویه برای چهار چرخ را می‌توان ایجاد کرد. هرچند تغییرات زاویه چهار چرخ، عملکرد خودرو هنگام دورزدن را بهبود می‌بخشد، اما همین عامل هنگام حرکت خودرو در جاده‌های لغزنده، کنترل سیستم را مشکل‌تر می‌کند.

در ساختار سوم خودروهایی الکتریکی مشابه شکل (۱)، از دو موتور استفاده می‌شود که به صورت مستقل از هم قابلیت کنترل دارند. یکی از موتورها در محور جلو و دیگری در محور عقب قرار دارد. نیروی جلوبرنده موتورهای محرک از طریق دیفرانسیل به چرخ‌ها منتقل می‌شود. در مرجع [۹] با روش‌های توزیع گشتاور ترمزی و محرک، خودروی الکتریکی چهار چرخ متحرک با دو موتور مستقل در محورهای جلو و عقب کنترل می‌شود. به علاوه، روش ارائه شده به صورتی است که امکان کنترل مناسب خودرو حین بروز خطا را نیز فراهم می‌کند تا در صورت از کار افتادن یکی از سیستم‌های پیشران، خودرو به نحو مطلوبی کنترل شود و توقف ناگهانی یا غیرمنتظره رخ ندهد. اگرچه وجود دو موتور باعث افزایش هزینه نسبت به ساختار اول می‌شود، اما مزایایی که این مدل دارد، این افزایش هزینه را جبران می‌کند. با توجه به اینکه موتورها توانایی کنترل مستقل از هم را دارند، الگوریتم‌های کنترلی ساده‌تر قابل پیاده‌سازی است. با توجه به کاربرد، امکان استفاده از موتورهای مختلف در محورهای جلو و عقب وجود دارد و الزامی هم وجود ندارد که این دو موتور یکسان باشند. از دیدگاه قابلیت اطمینان، این مدل بسیار مناسب است. در صورت بروز خطا در یکی از موتورها، سیستم محرک آن را می‌توان غیرفعال کرد و حرکت را با موتور دیگر ادامه داد. وجود دو موتور باعث افزایش شتاب خودرو و همچنین، بهبود عملکرد کاهش سرعت در هنگام ترمز می‌شود. در مرجع [۱۰] روشی برای بهبود مانور

حفظ پایداری در تمامی شرایط آب و هوایی و وضعیت‌های مختلف جاده‌ای، منطبق بر استانداردهای جهانی، تأثیر فراوانی در گسترش استفاده از خودروهایی الکتریکی دارد [۴-۵].

خودروهایی الکتریکی از نظر تعداد موتورهای به کاررفته و نحوه قرارگیری آنها به سه دسته تقسیم می‌شود: (۱) یک موتور در محور جلو یا عقب (۲) موتورهای کوپل شده به چرخ‌ها (۳) دو موتور محرک مستقل در محورهای جلو و عقب.

در خودروهایی دسته اول، به منظور تولید نیروی محرکه برای حرکت خودرو از یک موتور الکتریکی استفاده می‌شود که در محور جلو یا در محور عقب قرار می‌گیرد. با توجه به استفاده از تنها یک موتور، این ساختار از نظر اقتصادی مقرون به صرفه و الگوریتم کنترلی آن ساده‌تر است؛ اما در صورت بروز مشکل در موتور، خودرو توانایی ادامه مسیر را ندارد. همچنین در جاده‌های لغزنده، کنترل خودرو بسیار مشکل می‌شود؛ در نتیجه، احتمال خارج شدن از مسیر و وقوع تصادف بسیار محتمل است.

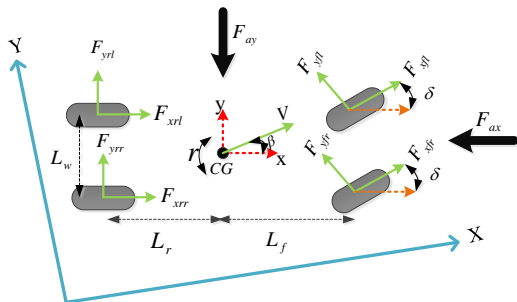
در خودروی الکتریکی با موتورهای درون چرخ، از دو یا چهار موتور محرک استفاده می‌شود که به طور مستقیم به چرخ‌ها کوپل می‌شوند [۶]. در مدل دو موتوره، این دو موتور می‌توانند به چرخ‌های جلو یا عقب کوپل شوند. مدل چهار موتوره نیز، ترکیب مدل‌های دو موتوره است. در مرجع [۷] با استفاده از تخمین‌گرهای زاویه انحراف و زاویه شیب جانبی خودرو اقدام به کنترل خودرو با چهار موتور درون چرخ شده است. برای تخمین زاویه انحراف از الگوریتم برگشت‌پذیر و برای تخمین زاویه شیب جانبی از فیلتر کالمن استفاده شده است. در مرجع [۸] یک روش کنترلی سه مرحله‌ای برای بهبود قابلیت حرکت، پایداری جانبی و همچنین جلوگیری از واژگونی خودرو در خودروی الکتریکی چهار چرخ متحرک ارائه شده است. با توجه به افزایش تعداد موتورهای الکتریکی در این ساختار، هزینه‌های این سیستم نیز افزایش می‌یابد. همچنین، الگوریتم‌های کنترلی، پیچیده‌تر می‌شوند و استفاده از تکنیک‌های همگام‌سازی موتورها الزامی است. به علاوه، با توجه به اینکه موتورها به طور مستقیم به چرخ‌ها کوپل

خودرو در سطوح حرکتی مختلف ارائه شده است که مبتنی بر ویژگی‌های ساختاری FRID EV است؛ به صورتی که نیروهای طولی وارد شده به چرخ‌های جلو و عقب به صورت انعطاف‌پذیری متناسب با وضعیت جاده تنظیم می‌شوند. این ویژگی همچنین، موجب صرفه‌جویی در مصرف انرژی می‌شود. به علاوه، با کنترل نسبت لغزش، امکان جابجایی بار درون خودرو از جمله وزن سرنشینان حین افزایش سرعت خودرو فراهم می‌شود.

۲- مدل‌سازی دینامیکی

۲-۱- مدل دینامیکی خودرو

مدل با سه درجه آزادی [۱۱] مطابق شکل (۲) برای مدل دینامیکی خودروی الکتریکی استفاده می‌شود. برای سادگی، تنها مقاومت آیرودینامیکی در نظر گرفته شده است. برای توصیف این مدل دو دستگاه مختصات به کار می‌رود: (۱) دستگاه مختصات جهانی متصل به زمین که مبدأ آن روی زمین قرار دارد و نسبت به خودرو تغییر نمی‌کند؛ شتاب جاذبه زمین همواره در جهت $+Z$ قرار دارد. (۲) دستگاه مختصات متصل به بدنه خودرو که مبدأ آن منطبق بر مرکز ثقل خودرو است و با تغییرات مکان خودرو تغییر می‌کند.



شکل (۲): مدل خودرو با سه درجه آزادی.

برآیند نیروها در راستای محورهای x ، y و z

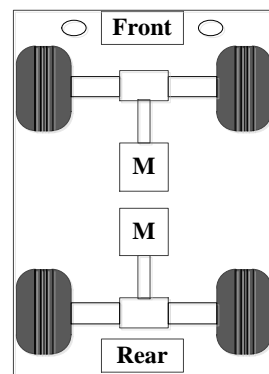
به صورت زیر حساب می‌شوند:

$$F_{tx} = (F_{xfl} + F_{xfr}) \times \cos \delta - (F_{yfl} + F_{yfr}) \times \sin \delta + F_{xrl} + F_{xrr} - F_{ax} \quad (1)$$

$$F_{ty} = (F_{xfl} + F_{xfr}) \times \sin \delta + (F_{yfl} + F_{yfr}) \times \cos \delta + F_{yrl} + F_{yrr} - F_{ay} \quad (2)$$

$$M_{tz} = (F_{xfl} + F_{xfr}) \times \sin \delta \times L_f + (F_{yfl} + F_{yfr}) \times \cos \delta \times L_f - (F_{yrr} + F_{yrl}) \times L_r + ((F_{xfl} - F_{xfr}) \times \cos \delta) \times L_w \times 0.5 + ((F_{yfr} - F_{yfl}) \times \sin \delta + F_{xrl} - F_{xrr}) \times L_w \times 0.5 \quad (3)$$

شکل (۱): خودروی الکتریکی با دو موتور محرک مستقل در محوره‌های جلو و عقب.



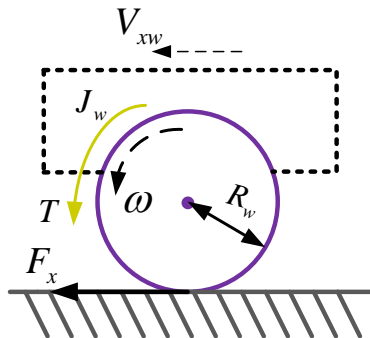
شکل (۱): خودروی الکتریکی با دو موتور محرک مستقل در محوره‌های جلو و عقب.

در این مقاله، روشی برای بهبود پایداری خودروهای الکتریکی با دو موتور محرک مستقل در محوره‌های جلو و عقب در جاده‌های لغزنده پیشنهاد می‌شود. همچنین، یک سیستم کنترل ترمز مبتنی بر منطق فازی ارائه می‌شود تا عملکرد سیستم محرکه ارتقا یابد؛ به طوری که امکان بازیابی انرژی هنگام ترمز فراهم شود و در نتیجه، مصرف انرژی بهینه شود.

ساختار این مقاله در ادامه به شرح ذیل است: در بخش دوم، به مدل‌سازی دینامیکی خودرو و چرخ با ارائه روابط ریاضی پرداخته می‌شود. در بخش سوم، بلوک دیاگرام کنترل موتورهای الکتریکی استفاده شده در این پژوهش تشریح می‌شود. در بخش چهارم، استراتژی کنترلی پیشنهادی برای بهبود پایداری خودروی الکتریکی ارائه می‌شود. همچنین، ساختار سیستم ترمز مبتنی بر منطق فازی در بخش پنجم بحث می‌شود. برای ارزیابی عملکرد روش پیشنهادی، از شبیه‌سازی در محیط نرم‌افزار

کنترل پایداری خودروی الکتریکی با دو موتور محرک مستقل در محورهای جلو و عقب در جاده‌های لغزنده

چرخ‌ها صرف‌نظر شده است؛ بنابراین، شعاع مؤثر چرخ با شعاع ظاهری آن برابر است. شکل (۳) مدل دینامیکی چرخ خودرو را نشان می‌دهد. برای گشتاور داریم:



شکل (۳): مدل دینامیکی چرخ خودرو.

$$m_t \times a_x = F_{tx} \quad (۴)$$

$$m_t \times a_y = F_{ty} \quad (۵)$$

$$J_z \times \dot{r} = M_{tz} \quad (۶)$$

با استفاده از قانون دوم نیوتون، معادلات دینامیکی حرکات طول، جانبی و چرخشی خودرو به صورت روابط (۴)–(۶) به دست آمدند. مقاومت‌های آیرودینامیکی طولی و مقاومت آیرودینامیکی جانبی تابعی از چگالی هوا، مجذور سرعت خودرو، سطح جلویی و جانبی خودرو و ضریب بازدارندگی هستند و از روابط زیر محاسبه می‌شوند:

$$F_{ax} = 0.5 \times \rho \times A_x \times C_d \times V^2 \quad (۷)$$

$$F_{ay} = 0.5 \times \rho \times A_y \times C_d \times V^2 \quad (۸)$$

برای محاسبه سرعت و شتاب طولی و جانبی خودرو داریم:

$$V_x = V \times \cos \beta \quad (۹)$$

$$V_y = V \times \sin \beta \quad (۱۰)$$

$$a_x = \dot{V}_x - r \times V_y \quad (۱۱)$$

$$a_y = \dot{V}_y + r \times V_x \quad (۱۲)$$

با توجه به شکل (۱)، زاویه لغزش بدنه، برابر با زاویه بین بردار سرعت خودرو نسبت به راستای طولی آن است. موقعیت مکانی خودرو در مرجع جهانی از روابط ذیل به دست می‌آید:

$$X = X_0 + \int_0^t (V_x \times \cos \varphi - V_y \times \sin \varphi) dt \quad (۱۳)$$

$$Y = Y_0 + \int_0^t (V_x \times \sin \varphi - V_y \times \cos \varphi) dt \quad (۱۴)$$

$$\varphi = \varphi_0 + \int_0^t (\dot{r}) dt \quad (۱۵)$$

$$J_w \frac{d\omega}{dt} = T - R_w \times F_x \quad (۱۶)$$

گشتاور از طریق دیفرانسیل و سیستم ترمز اعمال می‌شود. نیروهای اصطکاک طولی و جانبی به صورت زیر محاسبه می‌شوند:

$$F_x = M u_x \times F_z \quad (۱۷)$$

$$F_y = M u_y \times F_z \quad (۱۸)$$

نیروهای عمودی تکیه‌گاه با روابط ذیل حاصل می‌شوند:

$$F_{zfl} = m_t \times \frac{g}{4} - F_{tx} \times \frac{2 \times h_g}{L_f + L_r} + F_{ty} \times \frac{2 \times h_g}{L_w} \quad (۱۹)$$

$$F_{zfr} = m_t \times \frac{g}{4} - F_{tx} \times \frac{2 \times h_g}{L_f + L_r} - F_{ty} \times \frac{2 \times h_g}{L_w} \quad (۲۰)$$

$$F_{zrl} = m_t \times \frac{g}{4} + F_{tx} \times \frac{2 \times h_g}{L_f + L_r} + F_{ty} \times \frac{2 \times h_g}{L_w} \quad (۲۱)$$

$$F_{zrr} = m_t \times \frac{g}{4} + F_{tx} \times \frac{2 \times h_g}{L_f + L_r} - F_{ty} \times \frac{2 \times h_g}{L_w} \quad (۲۲)$$

ضرایب طولی و جانبی اصطکاک مربوط به هر چرخ از روابط (۲۳) تا (۲۶) محاسبه می‌شوند که مبتنی بر نمودارهای ضرایب اصطکاک هستند. در جاده‌هایی که وضعیت آنها از چند حالت تشکیل می‌شود، ضرایب اصطکاک طولی و جانبی روی هم اثر می‌گذارند؛ به همین دلیل، اثرگذاری آنها در روابط (۲۳) تا (۲۶) وزن‌دهی شده است. نسبت لغزش چرخ عددی بین ۱ و -۱ تغییر می‌کند

۲-۲- مدل دینامیکی چرخ‌های خودرو

محاسبه موقعیت خودرو و بررسی وضعیت پایداری نیاز به داشتن اطلاعات نیروهای وارد بر چرخ‌ها دارد؛ بنابراین، مدل‌سازی چرخ‌های خودرو اهمیت دارد. به دلیل جامعیت و دقت بیشتر از مدل فرمول جادویی استفاده می‌شود. فرض بر این است که از مقاومت ناشی از شیب و مقاومت گردشی

$$\overline{Mu}_x = \left(D_x \times \sin \left(C_x \times \operatorname{tg}^{-1} \left(B_x \times sr - E_x \times \left(B_x \times sr - \operatorname{tg}^{-1} (B_x \times sr) \right) \right) \right) \right) \quad (23)$$

$$\overline{Mu}_y = \left(D_y \times \sin \left(C_y \times \operatorname{tg}^{-1} \left(B_y \times \tan \alpha - E_y \times \left(B_y \times \alpha - \operatorname{tg}^{-1} (B_y \times \tan \alpha) \right) \right) \right) \right) \quad (24)$$

$$Mu_x = \overline{Mu}_x \times \cos \left(\operatorname{tg}^{-1} \left(\tan \alpha \times r_{x1} \times \cos \left(\operatorname{tg}^{-1} (r_{x2} \times sr) \right) \right) \right) \quad (25)$$

$$Mu_y = \overline{Mu}_y \times \cos \left(\operatorname{tg}^{-1} \left(sr \times r_{y1} \times \cos \left(\operatorname{tg}^{-1} (r_{y2} \times \tan \alpha) \right) \right) \right) \quad (26)$$

۳- درایو موتور القایی

ساختار FRID EV دارای انعطاف پذیری مناسبی در انتخاب موتور الکتریکی است. در این مقاله از دو موتور القایی برای تولید گشتاور استفاده می شود که سیستم محرکه آنها مبتنی روش کنترل غیرمستقیم جهت یابی میدان (IFOC) است. استفاده از موتورهای القایی برای کاربردهای تولید نیروی پیشران در خودروهای هایبرید و الکتریکی مرسوم است که به یک موتور الکتریکی با قدرت زیاد نیاز دارند. برعکس موتورهای سنکرون مغناطیس دائم، این موتورها در توان های بالا نیز استفاده می شوند. همچنین، نسبت به موتورهای سویچ رلوکتانس نویز کمتری دارند. به علاوه، فناوری این موتورها به اندازه کافی توسعه یافته است، به نسبت ارزان ترند و هزینه های نگهداری کمتری دارند.

شکل (۵) بلوک دیاگرام روش IFOC را نشان می دهد که از قاب مرجع $d-q$ بهره می برد. δ برابر با جمع زاویه روتور از موقعیت حسگر θ_r و زاویه θ_2 حاصل از انتگرال گیری لغزش سرعت است. در این روش، ساخت بردارهای واحد به شرایط ترمینال ماشین بستگی ندارد؛ پس مسئله اعوجاج نیز ظهور پیدا نخواهد کرد. کنترل گشتاور با تنظیم i_{qs}^e و سرعت لغزش $\omega_e - \omega_r$ انجام می شود. شار روتور نیز با تنظیم i_{ds}^e کنترل می شود که ω_e سرعت سنکرون و ω_r سرعت روتور هستند. i_{qs}^e و i_{ds}^e به ترتیب جریان های مرجع در راستای محورهای q و d هستند.

به طوری که هنگام شتاب گیری عددی مثبت و هنگام ترمز عددی منفی است و به صورت زیر تعریف می شود:

$$sr = \frac{R_w \times \omega - V_{xw}}{\max(R_w \times \omega, V_{xw})} \quad (27)$$

سرعت طولی چرخ ها از روابط زیر محاسبه می شود:

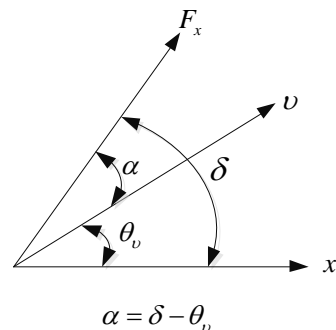
$$V_{xfl} = (V_x - L_w \times 0.5 \times r) \times \cos \delta + (V_y + L_f \times r) \times \sin \delta \quad (28)$$

$$V_{xfr} = (V_x + L_w \times 0.5 \times r) \times \cos \delta + (V_y + L_f \times r) \times \sin \delta \quad (29)$$

$$V_{xrl} = V_x - L_w \times 0.5 \times r \quad (30)$$

$$V_{xrr} = V_x + L_w \times 0.5 \times r \quad (31)$$

α ، زاویه لغزش جانبی، زاویه بین راستای چرخ و راستای بردار سرعت است که در شکل (۴) نشان داده شده است. فرض می شود که زوایای هدایت چرخ های سمت چپ و راست یکسان است و چرخ های عقب قابلیت هدایت ندارند و نسبت به خودرو دارای زاویه ثابتی اند.



شکل (۴): زاویه لغزش جانبی.

یکی از علل سرخوردن خودرو در جاده‌های لغزنده

اختلاف شتاب دورانی چرخ‌ها \dot{V}_w و شتاب خودرو \dot{V} است. اگر نسبت این دو مقدار، عددی نزدیک به یک باشند، از لیز خوردن خودرو جلوگیری می‌شود؛ به همین دلیل رابطه (۳۶) تعریف می‌شود و از طریق آن گشتاور اعمالی به چرخ‌ها کنترل می‌شوند. قانون دوم نیوتون برای شتاب خودرو به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$M_t \times \dot{V} = F_t - f_b \quad (37)$$

در این پژوهش به دلیل کوچکی نیروی مقاوم و سادگی محاسبات در بخش کنترلی، از آن صرف‌نظر می‌شود. همچنین، بیشترین نیروی تحمل‌پذیر در نقطه تماس چرخ و زمین، بدون اینکه خودرو دچار لغزش شود، برابر است با:

$$F_{t-\max} = \mu \times N \quad (38)$$

چون سعی بر این است که خودرو بیشترین شتاب ممکن را داشته باشد و همچنین، دچار لغزش نشود و شرط پایداری خودرو مهم‌تر از شرط افزایش سرعت تلقی می‌شود؛ با استفاده از رابطه (۳۸) بیشترین شتاب خودرو به عنوان مبنا قرار داده می‌شود. بیشترین شتاب دورانی خودرو به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\dot{V}_w = \frac{T_{\max} - R_w \times F_{t-\max}}{J_w} \times R_w \quad (39)$$

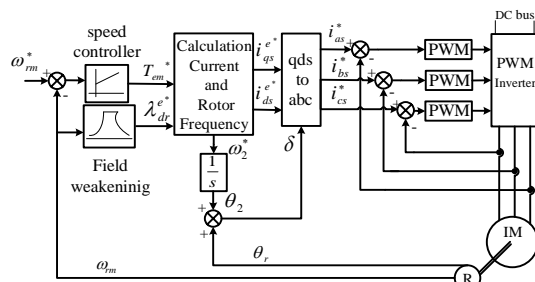
با مرتب‌سازی و بازنویسی رابطه (۳۹) و استفاده از روابط (۳۶) و (۳۷) بیشترین مقدار گشتاور اعمالی بر حسب بیشترین نیروی قابل تحمل سطح تماس به دست می‌آید:

$$T_{\max} = \frac{J_w \times \frac{F_{t-\max}}{R_w} + R_w \times F_{t-\max}}{\kappa \times M_t} \quad (40)$$

در یک جاده ممکن است سطوح مختلفی با ضریب اصطکاک مختلف وجود داشته باشد؛ به طوری که چرخ‌های یک محور در دو سطح مختلف در حال حرکت باشند؛ بنابراین، برای حفظ پایداری چرخ‌ها که در سطح لغزنده‌تر در حال حرکت است، شروط ذیل اعمال می‌شوند:

$$T_{\max-\text{front axle}} = \min(T_{\max-fl}, T_{\max-fr}) \quad (41)$$

$$T_{\max-\text{rear axle}} = \min(T_{\max-rl}, T_{\max-rr}) \quad (42)$$



شکل (۵): بلوک دیاگرام کنترل موتور القایی به روش IFOC

۴- استراتژی کنترلی پیشنهادی گشتاور

در این مقاله طرحی ارائه می‌شود که با کنترل گشتاور اعمالی به چرخ‌های جلو و عقب، از سرخوردن و ناپایداری خودرو جلوگیری می‌شود. شکل (۶) بلوک دیاگرام طرح کنترل گشتاور پیشنهادی را نشان می‌دهد. از آنجایی که در مدل خودروی پیشنهادی، کنترل گشتاور باید قبل از اعمال به محور انجام گیرد و با موتورهای درون چرخ متفاوت است، در طرح پیشنهادی برای حفظ پایداری خودرو، حد پایداری گشتاور شافت در محورهای جلو و عقب تعیین می‌شود. به عبارت دیگر، با حفظ گشتاور شافت در این محدوده، پایداری خودرو حفظ خواهد شد و از سرخوردن چرخ‌ها جلوگیری می‌شود. برای تعیین حد پایین گشتاور شافت، ابتدا تابع لغزش محور جلو و عقب تعریف می‌شود:

$$sr_f = \max(|sr_{fl}|, |sr_{fr}|) \quad (32)$$

$$sr_r = \max(|sr_{rl}|, |sr_{rr}|) \quad (33)$$

برای جلوگیری از خروج از ناحیه پایداری کنترلی (بین ۰ و ۰/۲) به عنوان نخستین مرحله کنترل شرط زیر وجود دارد:

$$\text{if } sr_f \notin [0, 0.2] \Rightarrow T_f^* = 0 \quad (34)$$

$$\text{if } sr_r \notin [0, 0.2] \Rightarrow T_r^* = 0 \quad (35)$$

روابط (۳۴) و (۳۵) نشان می‌دهند اگر هر کدام از چرخ‌های جلو یا عقب از ناحیه کنترلی پایداری خارج شوند، برای حفظ پایداری خودرو، گشتاور اعمالی به محور متصل به آن چرخ، صفر می‌شود. در مرحله بعدی کنترل، تابع κ تعریف می‌شود:

$$\kappa = \dot{V} / \dot{V}_w \quad (36)$$

بر اساس روابط (۴۳) تا (۴۶) حد بالای گشتاور شافت محوره‌های جلو و عقب تعیین می‌شود. با تعیین این حدود، شتاب دورانی و شتاب خطی خودرو نزدیک به هم باقی می‌ماند و اجازه داده نمی‌شود خودرو دچار لغزش شود و در نتیجه، پایداری خودرو حفظ می‌شود. در جاده‌های لغزنده به دلیل اینکه نیروی تحمل‌پذیر در محدوده تماس چرخ و زمین کاهش چشمگیری پیدا می‌کند، سرعت باید به‌کندی افزایش یا کاهش یابد تا خودرو دچار لغزش نشود.

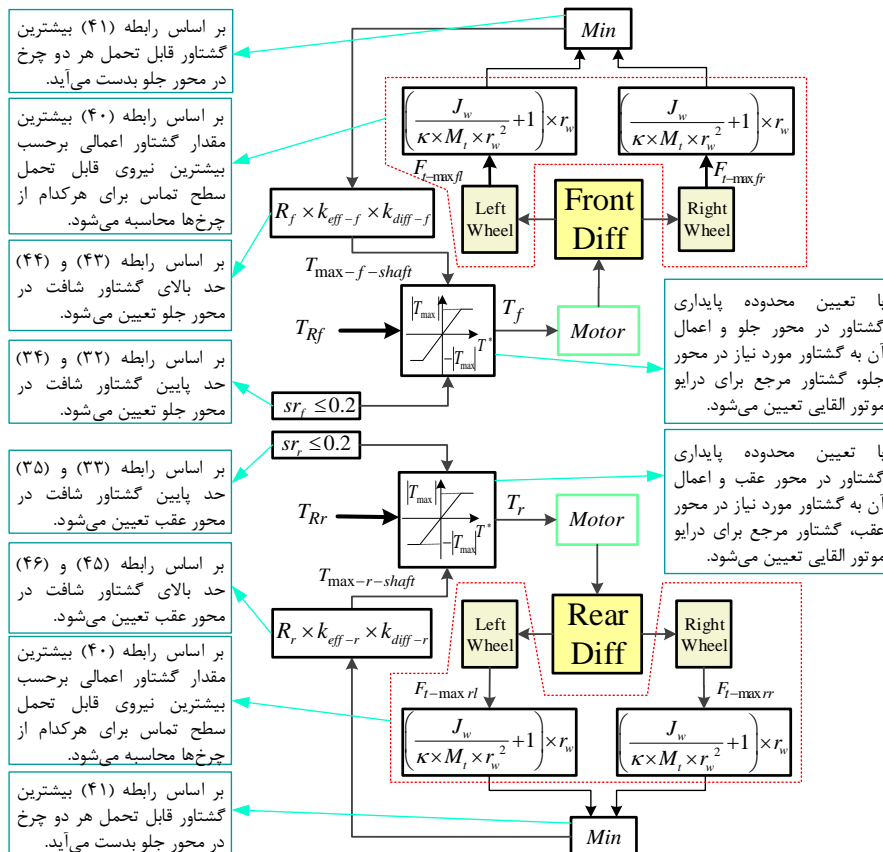
بیشترین گشتاور تحمل‌پذیر چرخ‌های محور جلو $T_{max-front\ axle}$ برابر با کمترین مقدار گشتاور تحمل‌پذیر چرخ سمت چپ T_{max-fl} و چرخ سمت راست T_{max-fr} در محور جلو است. به‌طور مشابه، بیشترین گشتاور تحمل‌پذیر چرخ‌های محور عقب $T_{max-rear\ axle}$ برابر با کمترین مقدار گشتاور تحمل‌پذیر چرخ سمت چپ T_{max-rl} و چرخ سمت راست T_{max-rr} در محور عقب است. بدین ترتیب بر اساس روابط (۳۴) و (۳۵) حد پایین و

$$\text{if } \min(T_{max-fl}, T_{max-fr}) = T_{max-fl} \Rightarrow T_{max-f-shaft} = \frac{\omega_{fl} + \omega_{fr}}{\omega_{fr}} \times k_{eff-f} \times k_{diff-f} \times T_{max-fl} \quad (43)$$

$$\text{if } \min(T_{max-fl}, T_{max-fr}) = T_{max-fr} \Rightarrow T_{max-f-shaft} = \frac{\omega_{fl} + \omega_{fr}}{\omega_{fl}} \times k_{eff-f} \times k_{diff-f} \times T_{max-fr} \quad (44)$$

$$\text{if } \min(T_{max-rl}, T_{max-rr}) = T_{max-rl} \Rightarrow T_{max-r-shaft} = \frac{\omega_{rl} + \omega_{rr}}{\omega_{rr}} \times k_{eff-r} \times k_{diff-r} \times T_{max-rl} \quad (45)$$

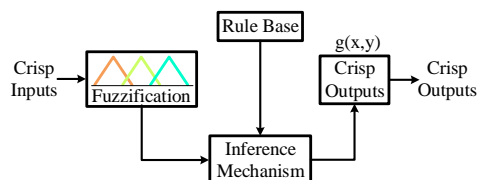
$$\text{if } \min(T_{max-rl}, T_{max-rr}) = T_{max-rr} \Rightarrow T_{max-r-shaft} = \frac{\omega_{rl} + \omega_{rr}}{\omega_{rl}} \times k_{eff-r} \times k_{diff-r} \times T_{max-rr} \quad (46)$$



شکل (۶): استراتژی پیشنهادی کنترل گشتاور.

۵- ترمز

ترمز خودرو یکی بخش‌های مهم به‌شمار می‌رود و عملکرد مطلوب آن سبب افزایش قابلیت اطمینان سیستم می‌شود. در ترمزهای شدید خودرو دچار تکان‌هایی می‌شود که ممکن است خودرو را دچار ناپایداری کند. برای جلوگیری از این تکان‌ها و تغییرات ناگهانی سرعت که به سرخوردن و لغزش خودرو و در نتیجه ناپایداری آن منجر می‌شود، در این مقاله پیشنهاد می‌شود کنترل‌کننده منطق فازی استفاده شود. منطق فازی، در طراحی کنترل‌کننده برای سیستم‌های با دینامیک پیچیده یا سیستم‌های غیرخطی بسیار مناسب است [۱۳-۱۲]. شکل (۷) ساختار کنترل‌کننده



شکل (۷): کنترل‌کننده فازی پیشنهادی.

فازی استفاده‌شده در این مقاله را نشان می‌دهد. ورودی سیستم فازی مقدار نسبت لغزش و همچنین، مشتق آن و خروجی سیستم فازی ضریبی است که با آن مقدار گشتاور ترمز اعمالی به‌نحوی به چرخ‌ها اعمال می‌شود که خودرو دچار تکان شدید نشود. از توابع عضویت مثلثی به سبب سادگی و عملکرد خوب کنترلی آن استفاده می‌شود که در شکل‌های (۸) و (۹) آمده‌اند. شکل (۱۰) نیز نمودار سه‌بعدی خروجی بر حسب ورودی را نشان می‌دهد. این کنترل‌کننده فازی مبتنی بر تکنیک ساگنو طراحی شده است. جدول (۱) قواعد فازی در این سیستم ترمز را بیان می‌کند.

علائم اختصاری در توابع عضویت و جدول قواعد

فازی عبارت‌اند از:

vvh: very very high , vh: very high , h: High
 m: medium , l: low, vvl: very very low
 nb: negative big , n: negative , z: zero
 p: positive , pb: positive big

علاوه بر کنترل ترمز به‌صورت سیستم فازی پیشنهادی، یک مکانیسم بازیابی انرژی برای سیستم ترمز تعبیه شده

است که در مواقع کاهش سرعت و ترمزگیری اقدام به شارژ باطری می‌کند؛ البته به شرطی که ولتاژ باطری و حالت شارژ آن از محدوده مجاز ترمز بازیابی تجاوز نکنند. همچنین، محدوده مجاز نسبت لغزش محور جلو و عقب نیز در اعمال گشتاور ترمزی به چرخ‌ها در نظر گرفته می‌شود تا از ورود به ناحیه ناپایدار کنترلی و در نتیجه، لغزش چرخ‌ها جلوگیری شود. عملکرد ترمز بازیابی به این صورت است که هنگام کاهش سرعت، گشتاور شافت موتورهای بیشتر از مقدار مدنظر است و شافت با سرعتی بیشتر از سرعت مدنظر می‌چرخد؛ در نتیجه، موتورهای وارد حالت ژنراتوری می‌شوند و بار روی شافت، آنها را می‌چرخاند و انرژی الکتریکی تولیدی مجموعه باطری‌ها را شارژ می‌کند.

جدول (۱): خروجی بر حسب قواعد فازی ورودی.

Number	Slip	Rate of slip	Coefficient
1	vh	nb	0.125
2	vh	n	0.25
3	vh	z	0.375
4	vh	p	0.5
5	vh	pb	0.625
6	h	nb	0.25
7	h	n	0.376
8	h	z	0.5
9	h	p	0.625
10	h	pb	0.75
11	m	nb	0.375
12	m	n	0.5
13	m	z	0.625
14	m	p	0.75
15	m	pb	0.875
16	l	nb	0.5
17	l	N	0.625
18	l	Z	0.75
19	l	P	0.875
20	l	pb	1
21	vvh	-	0
22	vvl	nb	0.75
23	vvl	n	0.875
24	vvl	Z	1
25	vvl	P	1
26	vvl	pb	1

برای تولید نیروی پیشران از دو موتور القایی در محورهای جلو و عقب استفاده شده است. این موتورها به روش IFOC کنترل می‌شوند. پارامترهای این موتورها یکسانند و در جدول (۳) آورده شده‌اند.

برای شبیه‌سازی مدل چرخ براساس فرمول جادویی از ضرایب آورده شده در جدول (۴)، برای محاسبه اصطکاک و نیروهای وارد بر چرخ استفاده می‌شود. برای مدل‌سازی مقاومت آیرودینامیکی طولی و جانبی هوا در خودرو از ضرایب جدول (۵) استفاده شده است.

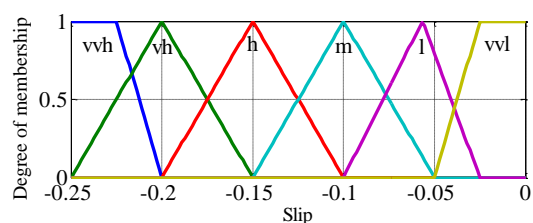
پارامترهای ورودی سیستم شامل سرعت خطی خودرو و زاویه فرمان هستند. در ادامه به بررسی مدل خودروی مورد بحث و سیستم کنترلی پیشنهادی در حالت‌های مختلف پرداخته می‌شود و نتایج آنها بررسی می‌شوند.

جدول (۳): پارامترهای موتورهای القایی.

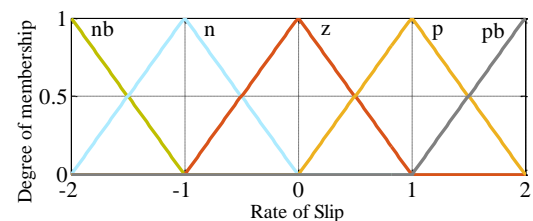
پارامتر	مقدار
L_m (H)	۰/۰۴۰۳
L_r (H)	۰/۰۴۱۲
L_s (H)	۰/۰۴۱۵
R_r (Ω)	۰/۲۵
R_s (Ω)	۰/۳
b	۰/۰۲
J (kg / m^2)	۰/۱
Pole Pairs	۲

جدول (۴): ضرایب فرمول جادویی برای مدل‌سازی چرخ.

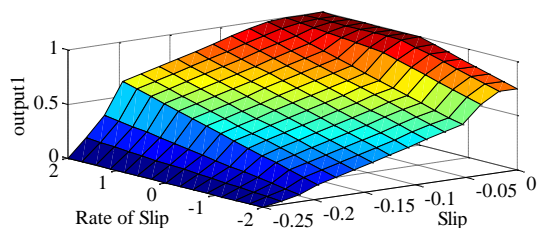
پارامتر	مقدار
r_{y2}	۱۵
r_{y1}	۱۵
E_y	-۰/۲۱
C_y	۱/۳
B_y	۱۵
r_{x2}	۱۵
r_{x1}	۱۵
E_x	۰/۴
C_x	۱/۵
B_x	۱۷



شکل (۸): توابع عضویت نسبت لغزش.



شکل (۹): توابع عضویت نرخ تغییرات نسبت لغزش.



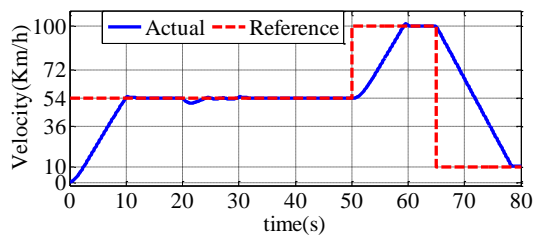
شکل (۱۰): نمودار سه بعدی خروجی بر حسب ورودی.

۵- نتایج شبیه‌سازی

به منظور ارزیابی عملکرد سیستم کنترلی پیشنهادی برای FRID EV، از شبیه‌سازی در محیط نرم‌افزار Matlab/Simulink استفاده می‌شود و نتایج آن تحلیل و بررسی می‌شوند. پارامترهای خودروی شبیه‌سازی شده در جدول ۲ آمده‌اند.

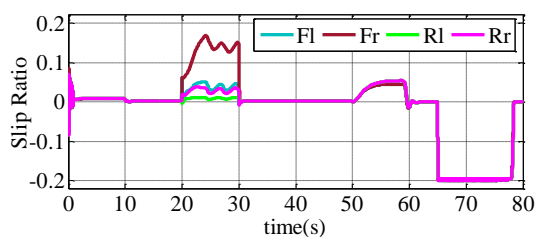
جدول (۲): پارامترهای FRID EV مورد مطالعه.

پارامتر	مقدار
R_w (m)	۰/۲
J_w (kg / m^2)	۱۲
m_t	۱۵۰۰
L_w (m)	۱/۵
h_g (m)	۰/۴
L_r (m)	۱/۵
L_f (m)	۱/۵



شکل (۱۲): سرعت در شرایط جاده خشک.

این امر برای چرخ‌های عقب نیز صادق است. در ثانیه ۳۰ که حرکت به صورت مستقیم آغاز می‌شود، نسبت لغزش چرخ‌ها کاهش می‌یابد و این امری مطلوب است. در ضمن نسبت لغزش هیچ کدام از چرخ‌ها از مقدار ۰/۲ تجاوز نکرده که این امر حاکی از عملکرد خوب کنترلی و همچنین عملکرد مناسب سیستم ترمز هنگام کاهش سرعت است که از قفل شدن چرخ‌ها و سرخوردن خودرو جلوگیری می‌کند.



شکل (۱۳): نسبت لغزش در شرایط جاده خشک.

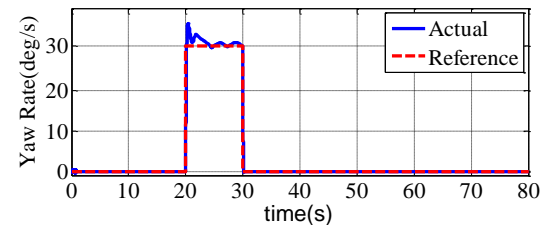
شکل (۱۴) نمودارهای گشتاور در محور جلو و عقب را نشان می‌دهد. در حالت افزایش سرعت و شتاب چون سطح جاده خشک و ضریب اصطکاک بزرگ است، حد گشتاور عددی بزرگ است؛ بنابراین، عملکرد شتاب‌گیری تحت تأثیر قرار نگرفته است؛ اما در هنگام تغییر زاویه فرمان، چون تغییرات نسبت لغزش روی می‌دهد، به منظور حفظ عملکرد پایدار حد گشتاور کوچک‌تر شده است تا از ناپایداری خودرو جلوگیری کند. در ثانیه ۶۵ که خودرو قصد کاهش شتاب را دارد، نسبت لغزش خودروها به عدد ۰/۲- می‌رسد که حد ناحیه پایداری است؛ به همین دلیل، حد گشتاور نیز تغییرات سریع دارد تا سیستم از ناحیه پایدار خارج نشود.

جدول (۵): پارامترهای مدل مقاومت آیرودینامیکی.

پارامتر	C_d	$ro(kg / m^3)$	$A_y (m^2)$	$A_x (m^2)$
مقدار	۰/۰۴۱	۱/۲	۴	۱/۸

۵-۱- شرایط جاده خشک

در این بخش عملکرد خودرو در یک جاده با ضریب اصطکاک ۰/۸ بررسی می‌شود. تغییرات زاویه فرمان مطابق شکل (۱۱) است. در ثانیه ۲۰ زاویه هدایت ۳۰ درجه اعمال می‌شود و به مدت ۱۰ ثانیه این انحراف وجود دارد. سپس در ثانیه ۳۰ خودرو دوباره در مسیر مستقیم حرکت می‌کند. با توجه به شکل (۱۱)، در روش پیشنهادی، مطابق منحنی مرجع، تغییرات لازم زاویه فرمان فراهم می‌شود.



شکل (۱۱): زاویه فرمان در شرایط جاده خشک.

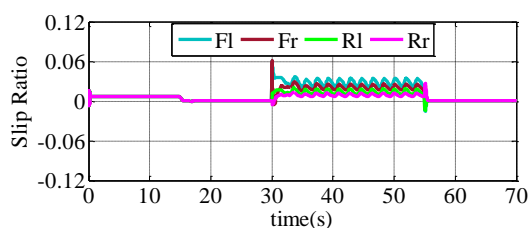
سرعت مرجع و همچنین، سرعت خودرو در شکل (۱۲) نمایش داده شده‌اند. ورودی مرجع در ابتدا سرعت ۵۴ کیلومتر در ساعت است. در ثانیه ۵۰ سرعت به ۱۰۰ کیلومتر در ساعت افزایش می‌یابد و سپس در ثانیه ۶۵ سرعت مرجع به مقدار ۱۰ کیلومتر در ساعت کاهش می‌یابد.

در حرکت خودرو، حفظ پایداری مهم‌تر از سرعت است؛ به همین دلیل، به منظور حفظ پایداری خودرو هنگام تغییر زاویه فرمان و برای جلوگیری از ایجاد ناپایداری و در مسیر اصلی ماندن خودرو، سرعت آن مقداری کاهش می‌یابد تا تغییرات زاویه فرمان به طور مناسب اعمال شود.

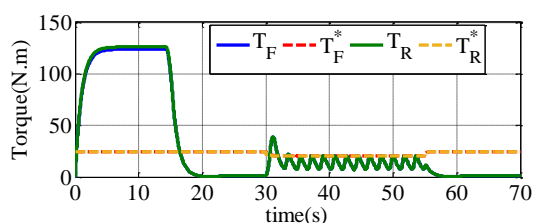
شکل (۱۳)، نسبت لغزش چرخ‌ها را نشان می‌دهد. در ثانیه ۲۰ که فرمان تغییر زاویه صادر می‌شود، لغزش چرخ‌های جلو افزایش می‌یابد تا شرایط جدید تأمین شود. زاویه فرمان مثبت به معنی حرکت به سمت راست است؛ بنابراین، چرخ سمت راست باید با سرعت کمتری بچرخد و این سبب می‌شود نسبت لغزش آن افزایش یابد و نسبت به چرخ سمت چپ نسبت لغزش بیشتری داشته باشد.

با توجه به شکل (۱۷) که لغزش چرخ‌ها را نشان می‌دهد، خودرو حین شتاب‌گیری و همچنین، تغییر زاویه فرمان کاملاً پایدار عمل می‌کند و مقدار نسبت لغزش عددی نزدیک به صفر را نشان می‌دهد که بیان‌کننده عملکرد مناسب و خوب سیستم است. چون زاویه فرمان عددی منفی است، خودرو به سمت چپ حرکت می‌کند و این سبب می‌شود نسبت لغزش چرخ‌های سمت چپ بیشتر از چرخ‌های سمت راست شود. چون خودرو به صورت کاملاً کنترل شده در حال شتاب‌گیری است، در تمام مدت نسبت لغزش چرخ‌های آن عددی بسیار کوچک است و فقط هنگام تغییر زاویه فرمان به منظور حفظ عملکرد مطلوب و تنظیم سرعت چرخش چرخ‌های سمت چپ و راست خودرو نسبت لغزش اندکی افزایش می‌یابد؛ بنابراین، در تمام مدت، سیستم در ناحیه پایدار عمل می‌کند.

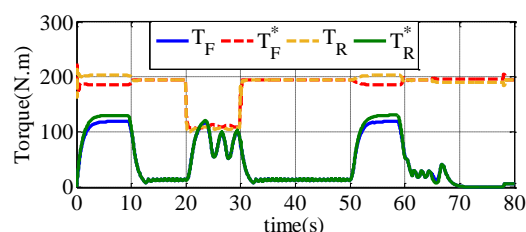
با توجه به شکل (۱۸)، حد گشتاور به‌عنوان محدودکننده بهینه گشتاور سبب می‌شود شتاب خطی و دورانی خودرو همواره نزدیک به هم باشند و سیستم کنترل پایداری خودرو در این سطح فوق‌العاده لغزنده، به‌خوبی عمل کند.



شکل (۱۷): نسبت لغزش در شرایط شتاب‌گیری در جاده لغزنده.



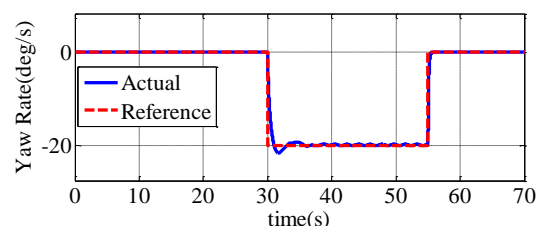
شکل (۱۸): گشتاور در شرایط شتاب‌گیری در جاده لغزنده.



شکل (۱۴): گشتاور در شرایط جاده خشک.

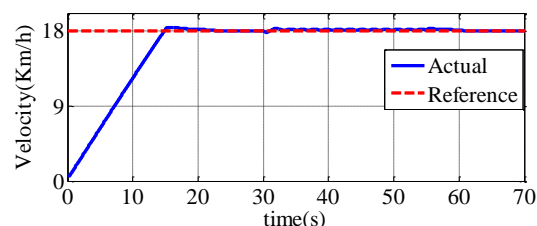
۵-۲- شرایط شتاب‌گیری در جاده لغزنده

در این بخش به ارزیابی عملکرد خودرو هنگام شتاب‌گیری در جاده لغزنده با ضریب اصطکاک ۰/۱ پرداخته می‌شود. زاویه فرمان مطابق شکل (۱۵) است. در ثانیه ۳۰ زاویه هدایت ۲۰- می‌شود. سپس در ثانیه ۵۵ دوباره زاویه هدایت برابر صفر می‌شود. همان‌طور که مشاهده می‌شود روش پیشنهادی، به‌خوبی زاویه فرمان مرجع را فراهم می‌کند.

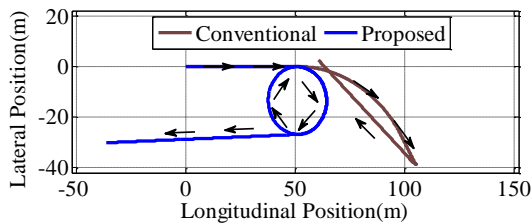


شکل (۱۵): زاویه فرمان در شرایط شتاب‌گیری در جاده لغزنده.

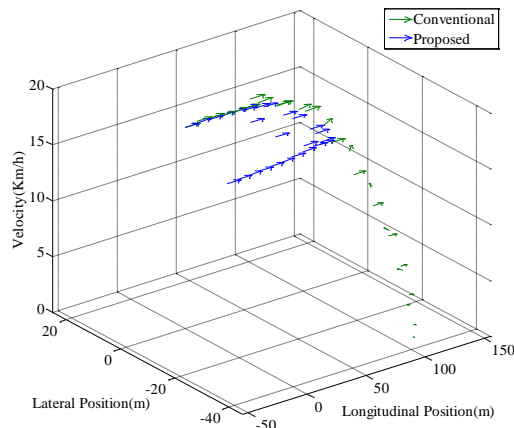
سیگنال مرجع سرعت و همچنین، سرعت خطی خودرو در شکل (۱۶) آورده شده است. در لحظه صفر سرعت مرجع برابر با ۱۸ کیلومتر در ساعت است که در لحظه حدود ۲۰ ثانیه سرعت خودرو به مقدار مرجع می‌رسد و سپس با همین سرعت به مسیر خود ادامه می‌دهد.



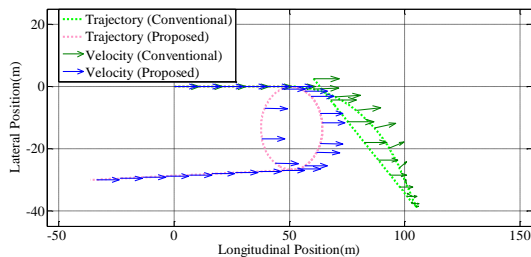
شکل (۱۶): سرعت در شرایط شتاب‌گیری در جاده لغزنده.



(الف)



(ب)



(ج)

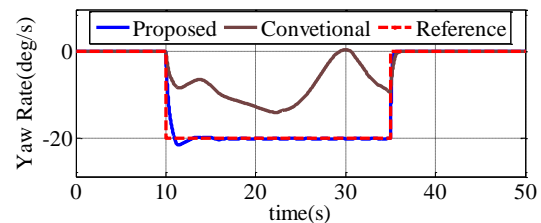
شکل (۲۰): نمایش موقعیت مکانی و بردار سرعت در شرایط گردش در جاده لغزنده:

(الف) موقعیت مکانی خودرو (ب) نمایش جهت و اندازه بردار (ج) نمایش بردار سرعت در مسیر حرکت.

به منظور ارزیابی عملکرد مدل پیشنهاد شده، نتایج نسبت لغزش آن با روش متداول مقایسه شده است. به دلیل مشابهت رفتار نسبت لغزش در سایر چرخ‌ها، تنها منحنی نسبت لغزش چرخ سمت راست در محور جلو در شکل (۲۱) آورده شده و از آوردن منحنی‌های مربوط به سایر چرخ‌ها صرف نظر شده است. در جاده لغزنده، سیستم پیشنهادی عملکرد مقاومی در هنگام دورزدن دارد و نسبت لغزش آن همواره نزدیک به صفر است؛ البته مقدار آن هنگام دورزدن برای تنظیم سرعت چرخ‌ها تغییر می‌کند و هنگامی

۳-۵- شرایط گردش در جاده لغزنده

در این بخش عملکرد خودرو با سرعت ثابت ۱۸ کیلومتر در ساعت، در یک پیچ ۲۰ درجه، بررسی و با مدل بدون حد گشتاور و ترمز فازی مقایسه شده است. زاویه فرمان مطابق شکل (۱۹) به خودرو اعمال می‌شود. همان‌طور که دیده می‌شود روش پیشنهادی به‌خوبی، زاویه فرمان مرجع را فراهم می‌کند؛ در صورتی که روش متداول نمی‌تواند زاویه فرمان مرجع را دنبال کند. این امر عملکرد بهتر روش پیشنهادی را اثبات می‌کند.

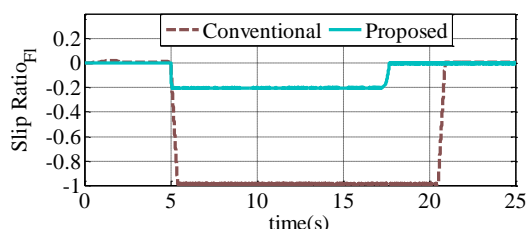


شکل (۱۹): زاویه فرمان در شرایط گردش در جاده لغزنده.

شکل (۲۰)، موقعیت مکانی خودرو را در مدت زمان شبیه‌سازی در شرایط گردش در جاده لغزنده و همچنین، تغییرات اندازه و جهت بردار سرعت در طی این مسیر را نشان می‌دهد. با توجه به زاویه فرمان مرجع و مدت زمان اعمال گردش، انتظار می‌رود خودرو مسیری دایره‌ای شکل را بپیماید؛ اما به دلیل عدم پیگیری زاویه فرمان مرجع در روش متداول، خودرو از مسیر اصلی منحرف می‌شود؛ اما در روش پیشنهادی، به دلیل فراهم شدن نرخ گردش متناسب با زاویه فرمان خواسته شده، خودرو در مسیر مورد انتظار مسیر خود را می‌پیماید. به عبارت دیگر، در ثانیه ۱۰ خودرو وارد پیچ می‌شود و به مدت ۲۵ ثانیه با پیچ ۲۰ درجه به حرکت خود ادامه می‌دهد. سپس به مسیر خود به‌صورت مستقیم ادامه می‌دهد. همچنین، در روش پیشنهادی اندازه بردار سرعت در تمام طول مسیر برابر با ۱۸ کیلومتر در ساعت و جهت آن به سمت جهت مثبت بردار سرعت است؛ اما در روش متداول، به دلیل از دست رفتن پایداری خودرو و خارج شدن آن از مسیر تعیین شده، اندازه بردار سرعت تا صفر کاهش می‌یابد و جهت آن نیز تغییر می‌کند.

تماس چرخ و زمین می‌تواند تحمل کند، کم است و اعمال نیروی ترمزی زیاد به لغزش و ناپایداری خودرو منجر می‌شود؛ به همین دلیل، سیستم ترمز نباید به‌طور ناگهانی نیروی پدال راننده را به چرخ‌ها منتقل کند. این عمل در سیستم کنترل پیشنهادی از طریق کنترل‌کننده فازی انجام می‌شود.

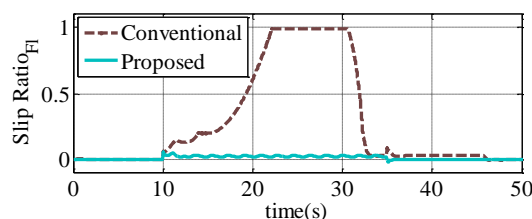
شکل (۲۳) نسبت لغزش چرخ سمت چپ در محور جلو را نشان می‌دهد. با توجه به منحنی نسبت لغزش مربوط به روش پیشنهادی، در ثانیه ۵ که عمل کاهش سرعت آغاز می‌شود، لغزش به بیشترین حد پایدار خود یعنی $0/2-$ رسیده است و از آن مقدار بیشتر نمی‌شود. مقدار لغزش در $0/2-$ می‌ماند تا سرعت خودرو به اندازه کافی کاهش یابد و به مقدار مرجع برسد و پس از آن دوباره مقادارش کاهش می‌یابد و عددی نزدیک صفر می‌رسد؛ در حالی که در روش کنترل متداول، با انجام عملیات ترمز نسبت لغزش چرخ‌ها به $1-$ می‌رسد که نشان‌دهنده سرخوردن کامل خودرو است؛ در نتیجه، پایداری آن از دست می‌رود و سرعت خودرو به‌طور پیوسته کاهش می‌یابد تا به صفر برسد.



شکل (۲۳): نسبت لغزش چرخ سمت چپ در محور جلو در ارزیابی عملکرد ترمز پیشنهادی.

با توجه به اینکه یکی از موانع پیشرفت خودروهای الکتریکی مرتبط با ظرفیت باتری و مسافت پیموده‌شده به‌ازای یکبار شارژ باتری است، امکان انجام بازیابی انرژی و شارژ باتری در حین ترمز، اهمیت زیادی دارد. شکل (۲۴) وضعیت شارژ باتری را در این حالت نشان می‌دهد. در استراتژی پیشنهادی برای سیستم ترمز، الگوریتم مدونی به‌منظور بازیابی انرژی و شارژ باتری در نظر گرفته نشده و استراتژی کنترل پایداری خودرو مدنظر بوده است؛ اما می‌توان در مطالعات آینده بررسی کرد و به بهبود عملکرد

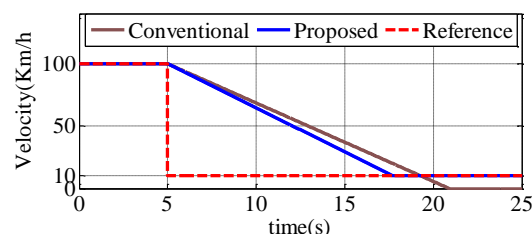
که حرکت در پیچ به اتمام می‌رسد دوباره مقدارشان کمتر می‌شود و با هم سنکرون می‌شوند؛ در حالی که نسبت لغزش در متداول هنگام دورزدن در پیچ مدنظر به یک می‌رسد. رسیدن مقدار نسبت لغزش به عدد یک به معنای قفل شدن چرخ‌ها است که این امر سبب سرخوردن، لغزش خودرو و درنهایت ناپایداری آن می‌شود.



شکل (۲۱): نسبت لغزش چرخ سمت چپ در محور جلو در شرایط گردش در جاده لغزنده.

۶- ارزیابی عملکرد ترمز پیشنهادی

به‌منظور بررسی مدل ترمز پیشنهادی در هنگام کاهش سرعت عملکرد آن بررسی و نتایج آن مقایسه شده‌اند. زاویه فرمان هنگام کاهش سرعت برابر صفر در نظر گرفته شده و سیگنال کاهش سرعت مرجع در شکل (۲۲) نشان داده شده است. در لحظه ۵ سرعت خودرو از ۱۰۰ کیلومتر در ساعت به ۱۰ کیلومتر در ساعت کاهش می‌یابد و با همین سرعت به مسیر خود ادامه می‌دهد. با توجه به شکل (۲۲)، مشاهده می‌شود روش پیشنهادی به‌خوبی سرعت مرجع را پیگیری می‌کند؛ در حالی که در روش متداول، به دلیل قفل شدن چرخ‌ها حین کاهش سرعت، خودرو از حالت پایداری خارج می‌شود و سرعت خودرو به سمت صفر میل می‌کند.



شکل (۲۲): سرعت در ارزیابی عملکرد ترمز پیشنهادی

به دلیل پایین بودن ضریب اصطکاک در جاده لغزنده (ضریب اصطکاک برابر $0/1$)، بیشترین نیرویی که نقطه

۷- مقایسه نتایج

به منظور ارزیابی استراتژی پیشنهادی، نتایج عملکرد آن با روش‌های ارائه شده در مراجع معتبر، مقایسه و در جدول (۶) گزارش شدند. درخور ذکر است این مقایسه برای حالت حرکت در جاده لغزنده انجام شده است. استراتژی پیشنهاد شده دارای عملکرد کنترلی ساده تری است و محاسبات کمتری دارد. همچنین، هنگام وقوع خطا عملکرد بهتری نسبت به موتورهای درون چرخ دارد. هنگام گردش در یک پیچ خطای استراتژی پیشنهادی کمتر از موارد دیگر است و نسبت لغزش آن هنگام دورزدن حداکثر به ۰/۱ می‌رسد که نسبت به بقیه بهتر است.

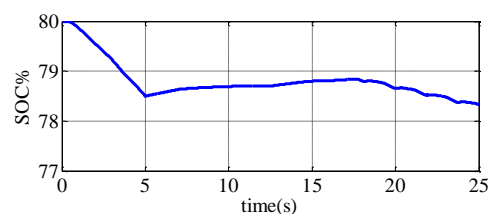
جدول (۶): پارامترهای مدل مقاومت آیرودینامیکی.

روش	استراتژی پیشنهادی	مرجع [۹]	مرجع [۱]
عملکرد کنترلی	ساده	پیچیده	پیچیده
سیستم ترمز	مطلوب	مطلوب	مطلوب
خطای نرخ گردش	۲	۳	۵
نسبت لغزش هنگام دور زدن	۰/۱	۰/۲	۱

۸- نتیجه گیری

در این مقاله، خودروی الکتریکی با دو موتور محرک مستقل در محورهای جلو و عقب مطالعه شد و بخش‌های مختلف آن از جمله دینامیک بدنه، چرخ‌ها، موتور الکتریکی و کنترل آن، باتری و سیستم ترمز، معرفی و روابط مربوط به آنها استخراج شدند. برای کنترل پایداری، استراتژی تعیین حداکثر گشتاور انتقالی به چرخ‌ها از طریق دیفرانسیل پیشنهاد شد. برای سیستم ترمز، طرحی مبتنی بر منطق فازی ارائه شد که از سرخوردن و ناپایداری خودرو در جاده‌های لغزنده هنگام کاهش سرعت جلوگیری می‌کند. به منظور ارزیابی استراتژی کنترلی پیشنهادی و مدل ارائه شده برای بخش‌های مختلف ساختار مدنظر، از شبیه‌سازی در محیط نرم‌افزار MATLAB/SIMULINK بهره برده شد. نتایج به دست آمده، عملکرد مناسب سیستم پیشنهادی را در کنترل پایداری خودرو در جاده‌های لغزنده نشان می‌دهد؛ به صورتی که خودرو به طور مناسب در این نوع سطوح کنترل

سیستم پیشنهادی کمک کرد. هنگام کاهش سرعت، به شرطی که شارژ باتری از ۹۰ درصد آن بیشتر نباشد، ترمز بازیابی فعال می‌شود و موتورها به حالت ژنراتوری می‌روند و انرژی شافت‌های محورهای جلو و عقب با استفاده از عملکرد حالت ژنراتوری بازیابی می‌شود و باتری را شارژ می‌کند. درخور ذکر است اگرچه بخش بزرگ‌تری از انرژی جنبشی حین عملیات ترمز قابل بازیابی نیست، بازیابی همین مقدار کم انرژی نیز به مدت زمان طولانی‌تر شدن زمان تخلیه باتری منجر می‌شود. به علاوه، سیستم بازیابی انرژی باید توانایی عکس‌العمل سریع در مدت زمان کوتاه فرآیند ترمزگیری را داشته باشد. با توجه به شکل (۲۴)، در لحظه $t=0$ s که سرعت از ۱۰۰ به ۱۰ کیلومتر در ساعت کاهش می‌یابد، باتری در طی این کاهش سرعت، اندکی شارژ می‌شود که میزان این شارژ شدن به بازده حالت ژنراتوری نیز وابسته است. همچنین، با طراحی یک الگوریتم مناسب می‌توان در افزایش بازده و بهبود عملکرد حالت شارژ باتری گام مهمی برداشت. بعد از عملیات کاهش سرعت و در حین نوسانات سرعت حول مقدار مرجع نیز باتری اندکی شارژ می‌شود و کمک می‌کند این نوسانات زودتر میرا شوند. همان‌طور که پیش‌تر نیز ذکر شد سیستم ترمز پیشنهادی، نیرویی را که راننده به پدال ترمز وارد می‌کند، با استفاده از منطق فازی کنترل می‌کند تا از وارد شدن ناگهانی نیروی ترمز به چرخ‌ها و سرخوردن خودرو جلوگیری کند. همچنین، در این شرایط موتورها وارد حالت ژنراتوری می‌شوند و با استفاده از ادوات الکترونیک قدرت، انرژی ناشی از چرخش محورهای جلو و عقب باعث چرخش شافت‌های آنها می‌شود و بدین صورت بخشی از انرژی تلف شده در فرآیند ترمزگیری بازیابی می‌شود.



شکل (۲۴): وضعیت شارژ باتری در ارزیابی عملکرد ترمز پیشنهادی.

1499, 2012.
 [12] K. Sabahi, M. Tavan, and A. Hajjzadeh, "Adaptive T2FPID controller for load frequency control in a nonlinear time-delay power system," *Applied Soft Computing*, vol. 11, no. 4, pp. 81-92, 2021.
 [13] H. Eliasi, "Supervisory Control Based on Fuzzy Cognitive Maps for a Dynamic System, Case Study: Energy Management in a Plug-in Hybrid Electric Vehicle," *Applied Soft Computing*, vol. 11, no. 2, pp. 111-120, 2020.

فهرست علائم اختصاری

X, Y, Z	دستگاه مختصات جهانی متصل به زمین
x, y	دستگاه مختصات متصل به بدنه خودرو
m_t	جرم خودرو بر حسب kg
F_{xfl}	نیروی وارد بر چرخ سمت چپ در محور جلو در راستای محور X بر حسب N
F_{xfr}	نیروی وارد بر چرخ سمت راست در محور جلو در راستای محور X بر حسب N
F_{xrl}	نیروی وارد بر چرخ سمت چپ در محور عقب در راستای محور X بر حسب N
F_{xrr}	نیروی وارد بر چرخ سمت راست در محور عقب در راستای محور X بر حسب N
δ	زاویه هدایت چرخ‌های جلو بر حسب rad
L_f	فاصله مرکز ثقل خودرو از محور جلو بر حسب m
L_r	فاصله مرکز ثقل خودرو از محور عقب بر حسب m
L_w	عرض خودرو بر حسب m
F_{tx}	مجموع نیروهای وارد بر خودرو در راستای محور X بر حسب N
F_{ty}	مجموع نیروهای وارد بر خودرو در راستای محور Y بر حسب N
F_{yfl}	نیروی وارد بر چرخ سمت چپ در محور جلو در راستای محور Y بر حسب N
F_{yfr}	نیروی وارد بر چرخ سمت راست در محور جلو در راستای محور Y بر حسب N
F_{yrl}	نیروی وارد بر چرخ سمت چپ در محور عقب در راستای محور Y بر حسب N
F_{yrr}	نیروی وارد بر چرخ سمت راست در

می‌شود و از سرخوردن یا قفل شدن چرخ‌ها و از دست رفتن پایداری جلوگیری به عمل می‌آید.

مراجع

[1] H. Zhang, J. Liang, H. Jiang, Y. Cai and X. Xu, "Stability research of distributed drive electric vehicle by adaptive direct yaw moment control," *IEEE Access*, vol. 7, pp. 106225-106237, 2019.
 [2] L. Guo and J. Ye, "Cyber-physical security of electric vehicles with four motor drives," *IEEE Transactions on Power Electronics*, vol. 36, no. 4, pp. 4463-4477, 2021.
 [3] Electric Cars: Effect on Environment, 1998, (<https://www.fueleconomy.gov/feg/evtech>).
 [4] C. Chatzikomis, A. Sorniotti, P. Gruber, M. Zanchetta, D. Willans and B. Balcombe, "Comparison of path tracking and torque-vectoring controllers for autonomous electric vehicles," *IEEE Transactions on Intelligent Vehicles*, vol. 3, no. 4, pp. 559-570, 2018.
 [5] W. Zhang, Z. Wang, L. Drugge and M. Nybacka, "Evaluating model predictive path following and yaw stability controllers for over-actuated autonomous electric vehicles," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 69, no. 11, pp. 12807-12821, 2020.
 [6] T. Nemeth, A. Bubert, J. N. Becker, R. W. De Doncker and D. U. Sauer, "A simulation platform for optimization of electric vehicles with modular drivetrain topologies," *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, vol. 4, no. 4, pp. 888-900, 2018.
 [7] K. Nam, S. Oh, H. Fujimoro, and Y. Hori, "Estimation of sideslip and roll angles of electric vehicles using lateral tire force sensors through RLS and Kalman filter approaches," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 60, no. 3, pp. 988-1000, 2013.
 [8] J. Kang, J. Yoo, and K. Yi, "Driving control algorithm for maneuverability, lateral stability, and rollover prevention of 4WD electric vehicles with independently driven front and rear wheels," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 60, no. 7, pp. 2987-3001, 2011.
 [9] N. Mutoh, "Driving and braking torque distribution methods for front- and rear-wheel-independent drive-type electric vehicles on roads With Low friction coefficient," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 59, no. 10, pp. 3919-3933, 2012.
 [10] N. Mutoh, K. Suzuki, and K. Kawaguchi, "Front and rear wheel independent drive type electric vehicle (FRID EV) providing efficient running performance on various road surfaces," *IEEE Conference on Vehicle Power and Propulsion*, pp. 1-6, 2011, (VPPC 2011).
 [11] N. Mutoh, and Y. Nakano, "Dynamics of front-and-rear-wheel-independent-drive-type electric vehicles at the time of failure," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 59, no. 3, pp. 1488-

h_g	ارتفاع مرکز ثقل خودرو از سطح زمین بر حسب m	محور عقب در راستای محور y بر حسب N
$B_x, B_y, C_x, C_y, D_x, D_y$	ضرایب متناسب با نوع جاده	مجموع گشتاور در راستای محور z
F_z	نیروی عمودی تکیه‌گاه در محل تماس هر چرخ با زمین بر حسب N	اینرسی خودرو در راستای محور z
Mu_x	ضریب اصطکاک طولی هر چرخ	نرخ تغییرات زاویه در راستای محور z بر حسب rad/s
Mu_y	ضریب اصطکاک جانبی هر چرخ	شتاب در راستای محور x
sr	نسبت لغزش چرخ	شتاب در راستای محور y
V_{xw}	سرعت طولی چرخ بر حسب m/s	مقاومت آیرودینامیکی طولی
α	زاویه لغزش جانبی بر حسب rad	مقاومت آیرودینامیکی جانبی
sr_f	نسبت لغزش چرخ‌های محور جلو	سطح مقطع جلویی خودرو بر حسب m^2
sr_r	نسبت لغزش چرخ‌های محور عقب	سطح مقطع جانبی خودرو بر حسب m^2
sr_{fl}	نسبت لغزش چرخ سمت چپ در محور جلو	ضریب مقاومت آیرودینامیکی هوا، چگالی هوا بر حسب kg/m^3
sr_{fr}	نسبت لغزش چرخ سمت راست در محور جلو	اندازه بردار سرعت خودرو بر حسب m/s
sr_{rl}	نسبت لغزش چرخ سمت چپ در محور عقب	اندازه بردار سرعت طولی در راستای محور x بر حسب m/s
sr_{rr}	نسبت لغزش چرخ سمت راست در محور عقب	اندازه بردار سرعت جانبی در راستای محور y بر حسب m/s
F_t	مقدار نیروی جلوبرنده بر حسب N	زاویه لغزش بدنه بر حسب rad
f_b	نیروی مقاوم بر حسب N	موقعیت مکانی خودرو در لحظه شروع
$T_{max-f-shaft}$	حد گشتاور شفت محور جلو	زاویه بین محور طولی خودرو و راستای محور X
k_{eff-f}	بازده دیفرانسیل محور جلو	سرعت طولی چرخ بر حسب m/s
$T_{max-r-shaft}$	حد گشتاور شفت محور عقب	شعاع مؤثر خودرو بر حسب m
k_{eff-r}	بازده دیفرانسیل محور عقب	ممان اینرسی چرخ خودرو بر حسب kg/m^2
		گشتاور اعمالی به چرخ بر حسب $N.m$
		سرعت چرخش چرخ بر حسب rad/s
		نیروی اصطکاک طولی چرخ بر حسب N
		نیروی عمودی تکیه‌گاه چرخ سمت چپ در محور جلو بر حسب N
		نیروی عمودی تکیه‌گاه چرخ سمت راست در محور جلو بر حسب N
		نیروی عمودی تکیه‌گاه چرخ سمت چپ در محور عقب بر حسب N
		نیروی عمودی تکیه‌گاه چرخ سمت راست در محور عقب بر حسب N
		شتاب جاذبه زمین بر حسب m/s^2