

## کنترل خودروی فرمان سیمی بعد از ترکیدن تایر با کنترل مودلغزشی تطبیقی

این مقاله یک طرح کنترل مودلغزشی تطبیقی برای خودروی فرمان سیمی در زمان ترکیدن تایر در حضور عدم قطعیت های مدل سازی و اختلالات خارجی پیشنهاد می کند. برای برآورد زاویه لغزش جانبی خودرو پس از ترکیدن تایر، یک رویکرد مودلغزشی ارائه می شود تا زاویه لغزش جانبی را از طریق سرعت چرخشی و اندازه گیری های شتاب جانبی تخمین بزند. ابتدا یک کنترلر مودلغزشی تطبیقی (ASMC)، به عنوان یک کنترل کننده پایداری جانبی سطح بالا، برای محاسبه زاویه فرمان اصلاح شده و دستیابی سرعت چرخشی و زاویه لغزش به مقادیر مطلوب خود طراحی شده است. علاوه بر این، یک قانون تطبیقی در قانون کنترل گنجانده شده است تا بهره سوئیچینگ را تخمین بزند به طوری که از اطلاعات محدود عدم قطعیت پیچیده جلوگیری شود. پس از آن، زاویه فرمان مورد نظر توسط یک کنترل کننده فرمان پایین تر از طریق کنترلر مودلغزشی تطبیقی برای یک سیستم فرمان سیمی (SBW) ایجاد می شود. نتایج شبیه سازی در نرم افزار متلب سیمولینک و کارسیم، کنترل پایداری مطلوب را برای مانورهای مختلف فرمان با ترکیدن تایر نشان داده و عملکرد جامع طرح کنترلر مودلغزشی تطبیقی را در ردیابی مسیر اصلی و کنترل پایداری جانبی مورد ارزیابی و بحث قرار می دهد.

حسین صیاد کشوری<sup>۱</sup>  
دانشجوی کارشناسی ارشد

مسعود مسیح طهرانی<sup>۲</sup>  
استادیار

سلیمان ابراهیمی نژاد<sup>۳</sup>  
استادیار

واژه های راهنما: کنترل رواداری خطا، خودروی فرمان سیمی، کنترلر مودلغزشی تطبیقی، ترکیدگی تایر، رویکرد مودلغزشی

### ۱- مقدمه

تایر به عنوان تنها اجزاء ارتباطی بین خودرو و جاده، نقش مهمی در پایداری جانبی خودرو دارد [۱]. کاهش تصادفات ناشی از ترکیدن تایر برای اطمینان از ایمنی شخصی بسیار مهم است.

<sup>۱</sup> دانشجوی کارشناسی ارشد، آزمایشگاه سیستم های دینامیکی خودرو، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، ایران  
keshvarihoman@gmail.com

<sup>۲</sup> استادیار، آزمایشگاه سیستم های دینامیکی خودرو، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، ایران  
masih@iust.ac.ir

<sup>۳</sup> نویسنده مسئول، استادیار، آزمایشگاه سیستم های دینامیکی خودرو، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، ایران  
ebrahiminejad@iust.ac.ir\*

نسبت تصادفات ناشی از ترکیدن تایر ۳۲ درصد و میزان مرگ و میر نزدیک به ۴۹ درصد است [۲]. بنابراین، کاهش تصادفات ناشی از ترکیدن تایر برای اطمینان از ایمنی شخصی اهمیت زیادی دارد. امروزه اکثر خودروها مجهز به سیستم‌های کنترل فشار باد تایر هستند، در حالی که این سیستم تنها نقش هشدار دادن به راننده را ایفا می‌کند. برای رفع این مشکل، هو و همکاران یک طرح کنترل فعال برای وسیله نقلیه پس از ترکیدن تایر پیشنهاد می‌کنند [۳]. خودرو فرمان سیمی، به دلیل جایگزینی قطعات مکانیکی فرمان با اتصالات سیمی، پاسخ سریع، راندمان انرژی بالا و مانورپذیری مطلوب، نگرانی‌های زیادی را ایجاد می‌کند [۴]. از این رو، کنترل ترکیدن تایر برای خودرو فرمان سیمی یک مطالعه معنادار و چالش برانگیز است. مو و همکاران [۵] طراحی و شبیه‌سازی کنترل کننده مود لغزشی را در زمان ترکیدن تایر پیشنهاد می‌کنند.

الکوران و همکاران یک تثبیت کننده غیرخطی تایر بر اساس کنترلر مود لغزشی ترمینال جدید را ارائه کردند [۶]. یانگ و همکاران یک کنترلر مود لغزشی ترمینال مبتنی بر شبکه عصبی مبتنی بر تابع پایه شعاعی (RBFNN) را برای خودرو الکتریکی زمینی در معرض ترکیدن تایر در بزرگراه در حضور غیرخطی‌های تایر، دینامیک و اختلالات خارجی پیشنهاد می‌کنند [۷]. الکوران و همکاران یک کنترل کننده پایداری غیرخطی را برای خودرو زمینی در معرض ترکیدن تایر با استفاده از کنترل کننده مود لغزشی انتگرال ارائه کردند [۸]. در مقایسه با سایر روش‌ها، کنترل مود لغزشی (SMC) دارای برتری‌های بیشتری از نظر مقاومت در مقابل عدم قطعیت‌ها و اختلال و همچنین عدم حساسیت به تغییرات پارامتریک سیستم می‌باشد. به دلیل استفاده از سطح مود لغزشی خطی، حالت‌های سیستم در طرح سنتی کنترلر مود لغزشی نمی‌توانند در زمان محدود به نقطه تعادل همگرا شوند. در بسیاری از مقالات کنترل مود لغزشی ترمینال (TSMC)، با استفاده از عبارت توان کسری در سطح مود لغزشی، توسعه یافته است. TSMC وضعیت سیستم را برای رسیدن به نقطه تعادل در زمان محدود تضمین می‌کند و همچنین برخی از ویژگی‌های برتر مانند پاسخ سریع، استحکام مقاوم و دقت بالاتر را ارائه می‌دهد [۹]. با این وجود، خودرو با ترکیدگی تایر در معرض عدم قطعیت‌های مختلف مانند غیرخطی بودن تایر، دینامیک و اختلالات خارجی می‌باشد که عملکرد ذاتی کنترلر از بین می‌رود. شناسایی و جبران عدم قطعیت، به طور فزاینده‌ای در سیستم‌های پیچیده الکترومکانیکی مانند کنترل موتور [۱۰]، دستکاری ربات [۱۱]، ربات متحرک [۱۲] و غیره استفاده شده است. بنابراین، کنترل تطبیقی در این مقاله برای مقاومت کنترل کننده و ردیابی مسیر معرفی شده است. به دلیل عملکرد قابل توجه کنترل مود لغزشی برای اهداف کنترل ردیابی، کنترل حالت لغزشی تطبیقی (ASM) برای کنترل پایداری جانبی (LSC) برای اطمینان از عملکرد پایداری مقاوم پیشنهاد شده است. برای این منظور، این مقاله تلاش می‌کند یک کنترل پایداری جانبی و کنترل کننده فرمان برای خودرو پس از ترکیدن تایر بر اساس کنترل مود لغزشی تطبیقی و پیشنهاد کند. کنترل پیشنهادی باید به‌طور مطلوبی سرعت چرخشی و زاویه لغزش جانبی مطلوب را در زمان ترکیدگی تایر ردیابی کند.

در بخش (۲) مدلسازی خودرو و فرمان سیمی ارائه می‌گردد. در بخش (۳) کنترل پایداری جانبی خودرو، کنترل زاویه فرمان خودرو، طراحی رویتگر مود لغزشی و کنترل خودرو در حالت ترکیدگی تایر معرفی می‌گردد. بخش (۴) نیز ارائه نتایج می‌باشد. تاکنون مطالعه‌ای در مورد کنترل خودرو پس از ترکیدن تایر با در نظر گرفتن کنترل مود لغزشی تطبیقی انجام نشده که نوآوری این مقاله می‌باشد.

## ۲- مدل خودرو

در این قسمت مدل سازی خودرو با فرمان سیمی انجام می شود که شامل مدل سازی دینامیک خودرو و مدل سازی سیستم فرمان سیمی می باشد.

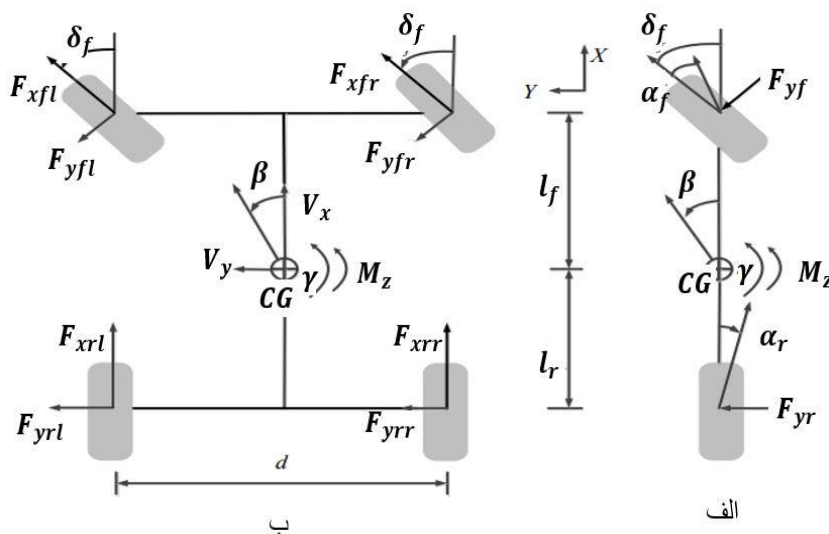
### ۲-۱- مدل سازی دینامیک خودرو

شکل (۱) مدل خودرو را در دو طرح خودروی چهار چرخ شکل (ب) و طرح جانبی آن را برای مدل دوچرخه در شکل (الف) نشان می دهد که به عنوان مدل دینامیکی خودرو استفاده می شود. این مدل دارای ۳ درجه آزادی در راستای طولی، جانبی و چرخشی می باشد. دینامیک جانبی و چرخشی مربوطه با معادلات زیر شرح داده شده است [۱۳].

$$Ma_y = (F_{yfl} + F_{yfr})\cos\delta_f + (F_{xfl} + F_{xfr})\sin\delta_f + F_{yrl} + F_{yrr} + F_w \quad (1)$$

$$I_z\dot{\gamma} = (F_{yfl} + F_{yfr})l_f\cos\delta_f + \frac{d}{2}\sin\delta_f(F_{yfl} - F_{yfr}) - l_r(F_{yrl} + F_{yrr}) \\ + \frac{d}{2}(F_{xfr} - F_{xfl})\cos\delta_f + (F_{xfr} + F_{xfl})l_f\sin\delta_f \\ + \frac{d}{2}((F_{xrr} - F_{xrl}) + l_w F_w) \quad (2)$$

در معادله بالا  $F_{xrl}$ ،  $F_{xrr}$ ،  $F_{xfl}$ ،  $F_{xfr}$  به ترتیب نیروهای طولی تایلر جلو و عقب و  $F_{yrl}$ ،  $F_{yrr}$ ،  $F_{yfl}$ ،  $F_{yfr}$  نیروهای جانبی تایلر جلو و عقب هستند.  $F_w$  نیروی باد جانبی می باشد.



شکل ۱- مدل خودرو (الف) مدل دوچرخه (ب) مدل خودروی چهارچرخ [۱۳]

فرض می‌شود که زاویه فرمان چرخ‌های جلو بسیار کوچک است،  $\cos\delta_f \approx 1$ ،  $\sin\delta_f \approx 0$ . در این مقاله، برای سادگی طراحی فرض بر این است که خودرو با سرعت ثابت و با زاویه لغزش کوچک حرکت می‌کند:

$$V_x \approx V, \left| \frac{L\gamma}{2V} \right| \ll 1, |\dot{V}| \approx 0, \beta \ll 1$$

بنابراین، مدل خودرو چهار چرخ با یک مدل دوچرخه تک مسیره ساده شده است. مدل دوچرخه برای بدست آوردن دینامیک جانبی در طراحی روی‌تگر و کنترل‌کننده بسیار مفید است. نیروهای جانبی تایرهای جلو و عقب  $F_{yf}$  و  $F_{yr}$  از معادله (۳) به دست می‌آیند [۱۴].

$$F_{yfl} = F_{yfr} = F_{yf} = C_f \alpha_f = C_f \left( -\beta - \frac{l_f \gamma}{V_x} + \delta_f \right) \quad (۳)$$

$$F_{yrl} = F_{yrr} = F_{yr} = C_r \alpha_r = C_r \left( -\beta + \frac{l_r \gamma}{V_x} \right) \quad (۴)$$

رابطه بین  $a_y$  و  $\beta$  و  $\gamma$  بصورت زیر می‌باشد:

$$a_y = V_x \gamma \cos\beta + \dot{V}_x \sin\beta + V_x \dot{\beta} \cos\beta \approx V_x (\dot{\beta} + \gamma) \quad (۵)$$

معادلات دینامیکی جانبی به صورت زیر بدست می‌آید:

$$MV_x \dot{\beta} + 2(C_f + C_r)\beta + \left[ MV_x + \frac{2(l_f C_f - l_r C_r)}{V_x} \right] \gamma = 2\delta_f C_f + F_w \quad (۶)$$

$$I_z \dot{\gamma} + 2(l_f C_f - l_r C_r)\beta + \frac{2(l_f^2 C_f - l_r^2 C_r)}{V_x} \gamma = 2\delta_f C_f l_f + l_w F_w \quad (۷)$$

معادلات دینامیکی جانبی فوق به صورت معادله فضای حالت به شرح زیر می‌باشد:

$$\dot{X} = A_s X + B_s u + D_s \quad (۸)$$

در معادله (۸) برای  $X$ ،  $u$ ،  $A_s$ ،  $B_s$  و  $D_s$  داریم:

$$X = [x_1 \ x_2]^T = [\beta \ \gamma]^T, u = \delta_f$$

$$A_s = \begin{bmatrix} \frac{-2(C_f+C_r)}{MV_x} & -1 + \frac{2(l_r C_r - l_f C_f)}{MV_x^2} \\ \frac{2(l_r C_r - l_f C_f)}{I_z} & \frac{-2(l_f^2 C_f + l_r^2 C_r)}{I_z V_x} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}$$

$$B_s = \begin{bmatrix} \frac{2C_f}{MV_x} & \frac{2C_f l_f}{I_z} \end{bmatrix}^T = [b_1 \quad b_2]^T$$

$$D_s = \begin{bmatrix} \frac{F_w}{MV_x} & \frac{l_w F_w}{I_z} \end{bmatrix}^T = [d_{s1} \quad d_{s2}]^T$$

برای خودرو با سیستم فرمان سیمی، ورودی زاویه فرمان چرخ جلو  $\delta_f$ ، مجموع زاویه ورودی از سمت راننده  $\delta_{cmd}$  و زاویه فرمان اصلاح شده،  $\delta_{cor}$  می‌باشد، که توسط [۱۵] ارائه شده است.

$$\delta_f = \delta_{cmd} + \delta_{cor} \quad (9)$$

معادلات دینامیک جانبی و چرخشی با استفاده از معادله (۱۰) و (۱۱) به صورت زیر می‌باشد [۱۶]:

$$\dot{\beta} = a_{11}\beta + a_{12}\gamma + b_1(\delta_{cmd} + \delta_{cor}) + d_1 \quad (10)$$

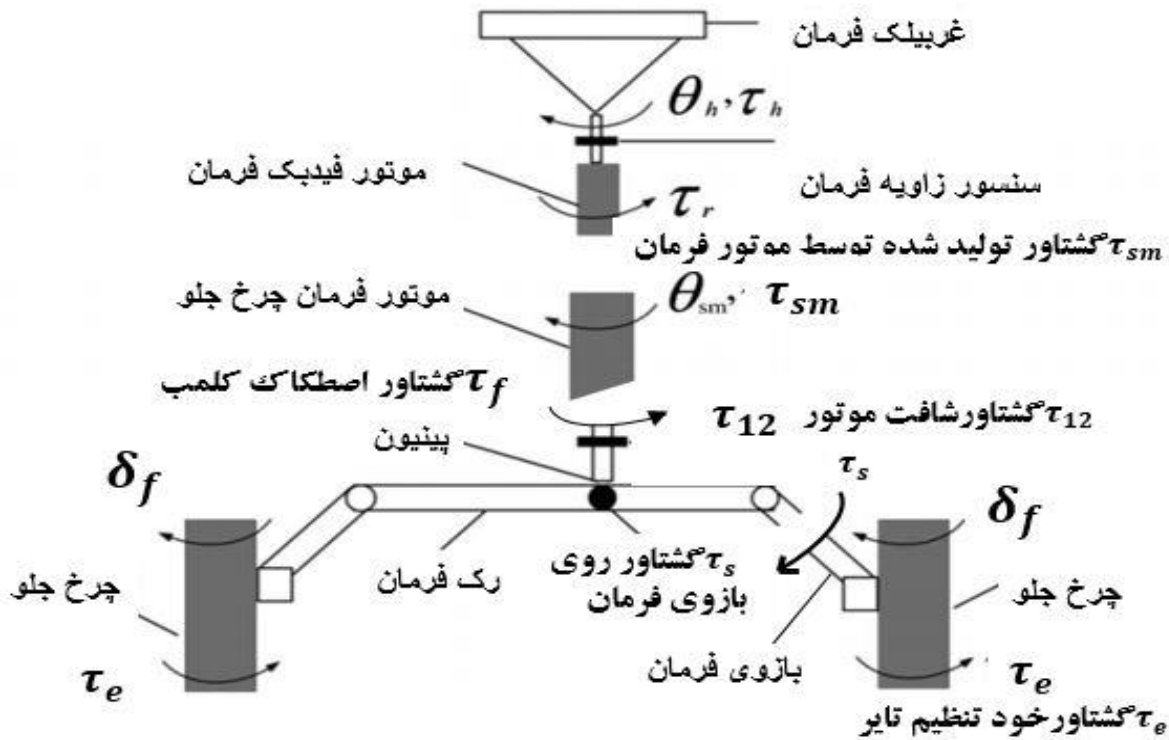
در معادله بالا  $d_1$  و  $d_2$  نشان‌دهنده عدم قطعیت‌ها شامل نامعینی‌های سیستم  $d_{\Delta 1}$ ،  $d_{\Delta 2}$  و اختلالات خارجی مانند نیروهای جانبی  $F_w$  است و  $\delta_{cor}$  زاویه فرمان اصلاح شده است که توسط کنترلر پایداری جانبی ایجاد می‌شود. عدم قطعیت‌های  $d_1$  و  $d_2$  بصورت زیر نشان داده می‌شوند:

$$d_1 = \frac{F_w}{MV_x} + d_{\Delta 1}, \quad d_2 = \frac{F_w l_w}{I_z} + d_{\Delta 2}$$

## ۲-۲- مدل سازی سیستم فرمان سیمی

مدل شماتیک سیستم فرمان سیمی در شکل (۲) نشان داده شده است [۱۷].

از شکل (۳) مشاهده می‌شود که سیستم فرمان سیمی را می‌توان به دو قسمت تقسیم کرد: قسمت فوقانی به ترتیب شامل غربلیک فرمان، سنسور زاویه فرمان و موتور بازخورد فرمان است و قسمت پایینی از موتور فرمان، سنسور زاویه پینیون، چرخنده رک و پینیون و چرخ‌های جلو تشکیل شده است. موتور بازخورد فرمان به شیوه‌ای کنترل می‌شود که عکس‌العمل راننده در هنگام رانندگی و واکنش بین چرخ‌های جلو و سطح جاده را دریافت می‌کند. موتور فرمان جلو گشتاور را برای حرکت چرخ جلو از طریق چرخنده رک و پینیون و بازوی فرمان ایجاد می‌کند.



شکل ۲- شماتیک سیستم فرمان سیمی

هدف کنترل موتور فرمان این است که زاویه فرمان چرخ جلو را مطابق با زاویه ورودی از طرف راننده توسط غریبلیک تنظیم کند. معادله دینامیکی موتور فرمان جلو با معادله دیفرانسیل مرتبه دوم زیر داده شده است [۱۸]:

$$J_{sm}\ddot{\theta}_{sm} + B_{sm}\dot{\theta}_{sm} + \tau_{12} = \tau_{sm} \quad (11)$$

در معادله (۱۲)،  $J_{sm}$  و  $B_{sm}$  به ترتیب ممان‌های اینرسی و اصطکاک ویسکوز موتور فرمان می‌باشند،  $\theta_{sm}$  زاویه محور موتور فرمان است،  $\tau_{12}$  گشتاور شافت موتور است و  $\tau_{sm}$  ورودی کنترل گشتاور برای موتور فرمان است.

در این مقاله، چرخش چرخ جلو در شکل (۳) را می‌توان به عنوان بار موتور فرمان در نظر گرفت که حول محور عمودی که از مرکز چرخ عبور می‌کند، می‌چرخد. بنابراین، چرخش چرخ جلو در معادله دینامیکی زیر صدق می‌کند:

$$J_{fw}\ddot{\delta}_{f.rep} + B_{fw}\dot{\delta}_{f.rep} + \tau_e + \tau_f = \tau_s \quad (12)$$

در معادله بالا  $J_{fw}$  و  $B_{fw}$  ممان اینرسی و اصطکاک ویسکوز چرخ‌های جلو هستند،  $\tau_s$  گشتاوری است که توسط موتور فرمان بر روی بازوی فرمان از طریق چرخنده رک و پینیون اعمال می‌شود،  $\tau_e$  گشتاور خود تنظیم است که نشان‌دهنده تعامل بین سطح جاده و چرخ‌های جلو در هنگام چرخش خودرو می‌باشد.

کلمب در سیستم فرمان است،  $F_s$  به عنوان ثابت اصطکاک کلمب تعریف شده است و  $\text{sign}(\dot{\delta}_{f.rep})$  تابع علامت بصورت زیر می باشد:

$$\text{sign}(\dot{\delta}_{f.rep}) = \begin{cases} 1 & \text{for } \dot{\delta}_{f.rep} > 0 \\ 0 & \text{for } \dot{\delta}_{f.rep} = 0 \\ -1 & \text{for } \dot{\delta}_{f.rep} < 0 \end{cases} \quad (13)$$

با فرض این که هیچ برخورد شدیدی بین دندانهای رک و پینیون وجود ندارد، روابط زیر برقرار است:

$$\frac{\delta_{f.rep}}{\theta_{sm}} = \frac{N_1}{rN_2} = \frac{\tau_{12}}{\tau_s} \quad (14)$$

در معادله بالا  $N_1$  و  $N_2$  به ترتیب تعداد دندانهای چرخنده رک و پینیون می باشند،  $r$  مقیاسی برای تبدیل حرکت خطی رک به حرکت دورانی در بازوی فرمان یا زاویه فرمان چرخهای جلو است. علاوه بر این، روابط زیر را در مورد زاویه محور موتور  $\theta_{sm}$ ، زاویه فرمان  $\delta_{f.rep}$  و مشتقات آنها بدست می آوریم:

$$\frac{\delta_{f.rep}}{\theta_{sm}} = \frac{\dot{\delta}_{f.rep}}{\dot{\theta}_{sm}} = \frac{\ddot{\delta}_{f.rep}}{\ddot{\theta}_{sm}} = \frac{N_1}{rN_2} = \frac{\tau_{12}}{\tau_s} \quad (15)$$

در نهایت:

$$J_{eq}\ddot{\delta}_{f.rep} + B_{eq}\dot{\delta}_{f.rep} + \tau_e + \tau_f = k_c\tau^* \quad (16)$$

در معادله (۱۷)  $k_c$  نسبت تعداد دندانهای پینیون به تعداد دندانهای چرخنده شانه ای می باشد،  $\delta_{f.rep}$  زاویه فرمان چرخهای جلو،  $\tau^*$  گشتاور کنترل موتور،  $J_{eq}$  و  $B_{eq}$  مجموع اینرسی و میرایی معادل سیستم فرمان سیمی بوده و بصورت زیر تعریف می شوند:

$$J_{eq} = J_{fw} + k_c^2 J_{sm} \quad (17)$$

$$B_{eq} = B_{fw} + k_c^2 B_{sm} \quad (18)$$

و سیگنال گشتاور معادل درایو بصورت معادله (۲۰) می باشد:

$$\tau^* = \frac{rN_2}{N_1} \tau_s \quad (19)$$

شکل (۳) نیروهای تایر و گشتاور خودتنظیم در چرخ جلوی مدل دوچرخه را نشان می‌دهد. همانطور که در شکل نشان داده شده است، گشتاور خودتنظیم تولید شده توسط نیروی جانبی تایر به دست می‌آید:

$$\tau_e = (\tau_m + \tau_p) F_{yf} \quad (20)$$

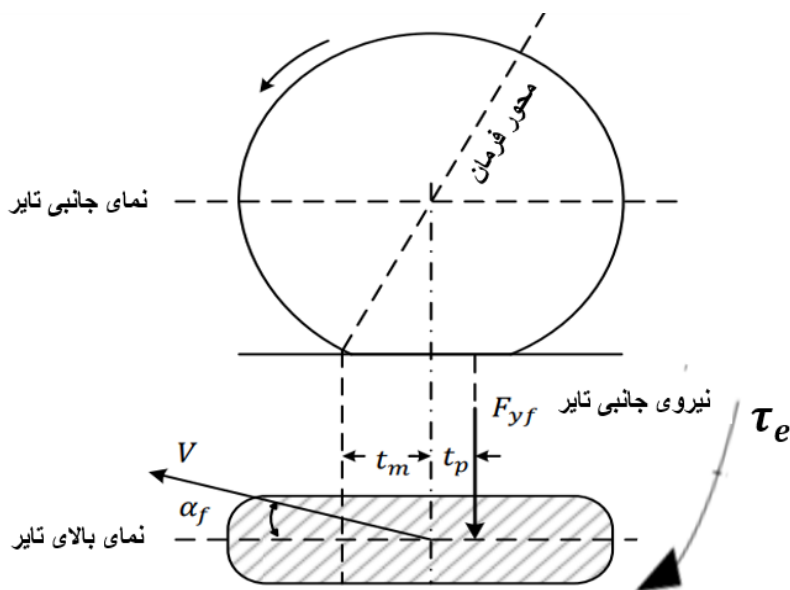
در معادله (۲۱)،  $\tau_m$  مسیر مکانیکی می‌باشد که فاصله بین مرکز تایر و نقطه تلاقی محور فرمان با سطح زمین است و  $\tau_p$  مسیر پنوماتیکی بوده که فاصله بین نقطه اعمال نیروی جانبی و مرکز تایر می‌باشد [۱۹]. در یک زاویه لغزش کوچک، نیروی جانبی به طور خطی با زاویه لغزش تایر مرتبط است و می‌توان آن را به صورت زیر مدل کرد:

$$F_{yf} = -C_f \alpha_f \quad (21)$$

که در آن  $C_f$  ضریب سفتی پیچشی تایر جلو است، پارامتری که ارتباط نزدیکی با اصطکاک تایر و جاده دارد. با فرض اینکه زاویه لغزش بدنه خودرو نزدیک به صفر است، زاویه لغزش چرخ جلو به صورت زیر است [۲۰]:

$$\alpha_f \approx \beta + \frac{\gamma l_f}{V} - \delta_f \quad (22)$$

جدول (۱) مقادیر پارامترهای ورودی به مدل خودروی مورد نظر را نشان می‌دهد.



شکل ۳- نیروی جانبی و گشتاور خودتنظیم تایر



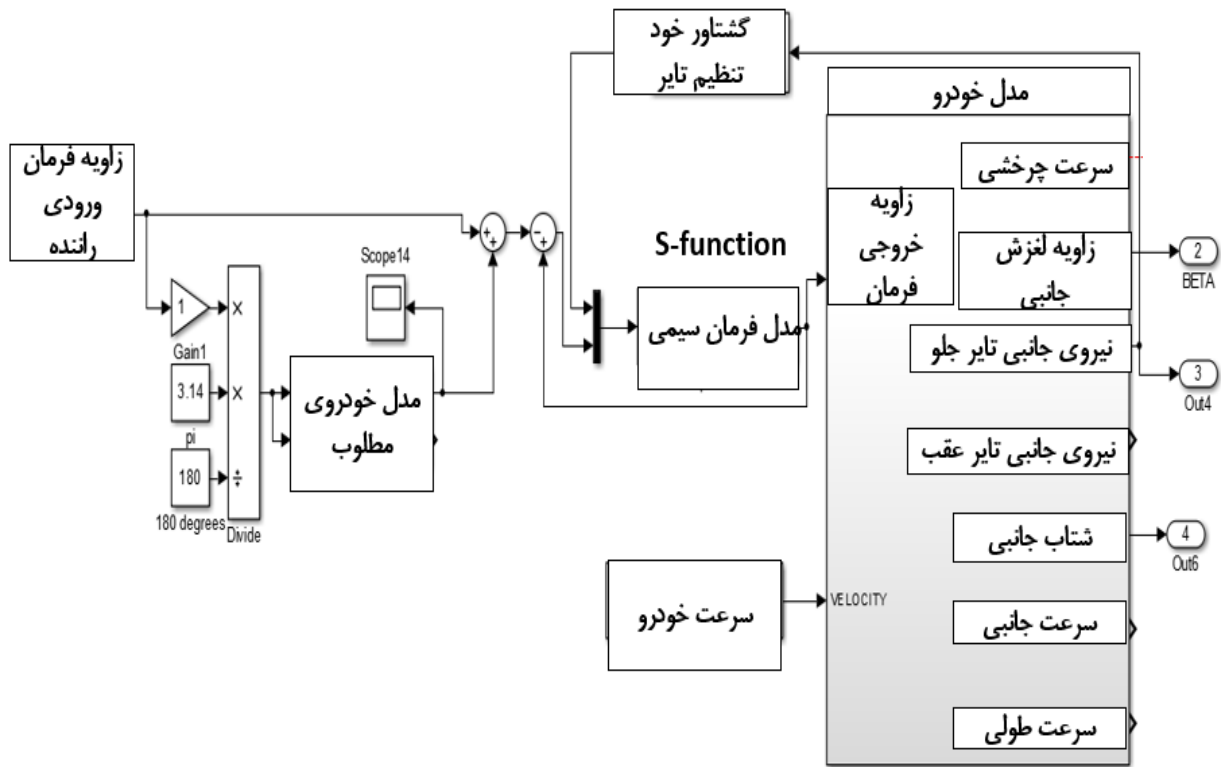
## جدول ۱- پارامترهای خودرو با فرمان سیمی

واحد	مقادیر	نماد	کمیت
Kg	۱۲۷۴	M	جرم خودرو
$Kg.m^2$	۱۵۲۳	$I_z$	ممان اینرسی خودرو حول مرکز ثقل
m	۱/۰۱۶	$l_f$	فاصله محور جلو از مرکز جرم
M	۱/۵۲۶	$l_r$	فاصله محور عقب از مرکز جرم
M	۱/۵۳۹	D	فاصله محور سمت راست از محور سمت چپ
N/rad	۵۷۰۰۰	$C_f$	ضریب سختی پیچشی تایر جلو
N/rad	۶۸۰۰۰	$C_r$	ضریب سختی پیچشی تایر عقب
	۰/۶	$\mu$	ضریب اصطکاک بین تایر و جاده
$Kg.m^2$	۹/۱۱۳	$J_{eq}$	ممان اینرسی معادل سیستم فرمان
(N.m/(rad/s))	۲۰/۲۱۹	$B_{eq}$	ضریب میرایی معادل سیستم فرمان
$Kg.m^2$	۱/۸	$J_{fw}$	ممان اینرسی چرخ‌های جلو
$Kg.m^2$	۰/۰۳۲۵	$J_{sm}$	ممان اینرسی موتور فرمان
(N.m/(rad/s))	۹	$B_{fw}$	ضریب میرایی چرخ‌های جلو
(N.m/(rad/s))	۰/۰۴۸۹	$B_{sm}$	ضریب میرایی موتور فرمان
	۱۵	$k_c$	ثابت گیربکس موتور و رک و پینیون
	۳	$N_2/N_1$	نسبت دندانه پینیون به رک
Nm	۲/۶۸	$F_s$	ثابت اصطکاک کلمب
	۶	R	مقیاس تبدیل حرکت خطی رک به دورانی در بازوی فرمان یا زاویه چرخ جلو
km/h	Random	V	سرعت خودرو

شکل (۴) سیمولینک خودروی فرمان سیمی بدون کنترلر را در نرم‌افزار متلب سیمولینک نشان می‌دهد.

## ۳- طراحی کنترلر پایداری جانبی

هدف از این قسمت تخمین خطای زاویه لغزش جانبی خودرو در صورت ترکیدگی تایر با استفاده از رویکرد مود لغزشی و کنترل خودرو در زمان اعمال خطا می‌باشد تا هم پایداری جانبی خودرو کنترل شود و هم مسیر اصلی بخوبی ردیابی شود. کنترل مود لغزشی تطبیقی به خوبی کنترل پایداری جانبی و ردیابی مسیر را در حضور عدم قطعیت‌ها و اغتشاش انجام می‌دهد. به همین منظور در این قسمت از کنترل مود لغزشی تطبیقی جهت کنترل پایداری خودرو بعنوان کنترلر بالا و کنترل فرمان خودرو بعنوان کنترلر پایین استفاده شده است.



شکل ۴- سیمولینک سیستم خودروی فرمان سیمی بدون کنترلر

### ۳-۱- طراحی رویترگر مود لغزشی برای تخمین زاویه لغزش جانبی

اگرچه فقط سرعت چرخشی اندازه گیری شده  $\gamma$  برای تخمین زاویه لغزش جانبی خودرو  $\beta$  در رویترگرهای خطی معمولی استفاده شده است، اما در عمل دو مشکل جدی وجود دارد [۲۱].

مورد اول، زمانی که  $C_r l_r - C_f l_f = 0$ ، سیستم غیرقابل مشاهده می شود. دوم اینکه، یک خطای تخمینی بزرگ به ویژه از اختلالات خارجی ایجاد می شود. برای مقابله با این مشکلات، ابتدا شتاب جانبی قابل اندازه گیری  $a_y$  را به همراه نرخ انحراف  $\gamma$  به معادله خروجی اضافه می کنیم که توسط معادله (۲۴) بدست می آید:

$$Y = C_s X + E_s u + G_s \quad (23)$$

که مقادیر  $Y$ ،  $C_s$  و  $E_s$  بصورت زیر می باشند.

$$Y = [y_1 \ y_2]^T = [\gamma \ a_y]^T$$

$$C_s = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ V_x a_{11} & V_x (a_{12} + 1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{s11} & C_{s12} \\ C_{s21} & C_{s22} \end{bmatrix}$$

$$E_s = [0 \ V_x b_1]^T = [0 \ E_{s2}]^T, \quad G_s = [0 \ d_{s1}]^T$$

با در نظر گرفتن معادلات حالت و خروجی بدون هیچ گونه اختلالات خارجی، سیستم کنترل شده را می توان به شرح زیر مشخص کرد:

$$\begin{aligned} \dot{X} &= A_s X + B_s u \\ Y &= C_s X + E_s u \end{aligned} \quad (24)$$

بر اساس معادله (25)، رویتنگر مود لغزشی برای تخمین زاویه لغزش جانبی خودرو به صورت زیر است:

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}_1 = a_{11} \hat{x}_1 + a_{12} \hat{x}_2 + b_1 u + L_2 L_1 \text{sign}(\tilde{x}_2) + L_3 \tilde{y}_2 \\ \dot{\hat{x}}_2 = a_{21} \hat{x}_1 + a_{22} \hat{x}_2 + b_2 u + L_1 \text{sign}(\tilde{x}_2) + L_4 \tilde{y}_2 \\ \hat{y}_2 = C_{s21} \hat{x}_1 + C_{s22} \hat{x}_2 + E_{s2} u \end{cases} \quad (25)$$

در معادله (26)،  $\hat{x}_1 = \hat{\beta}$ ،  $\hat{x}_2 = \hat{\gamma}$  و  $\hat{y}_2 = \hat{a}_y$  به ترتیب تخمین مقادیر  $x_1$ ،  $x_2$  و  $y_2$  می باشند. خطای تخمین تعریف می شوند.

با کم کردن معادله (26) از (24) دینامیک خطای رویتنگر زیر بدست می آید:

$$\begin{cases} \dot{\tilde{x}}_1 = a_{11} \tilde{x}_1 + a_{12} \tilde{x}_2 - L_2 L_1 \text{sign}(\tilde{x}_2) - L_3 \tilde{y}_2 \\ \dot{\tilde{x}}_2 = a_{21} \tilde{x}_1 + a_{22} \tilde{x}_2 - L_1 \text{sign}(\tilde{x}_2) - L_4 \tilde{y}_2 \\ \tilde{y}_2 = c_{s21} \tilde{x}_1 + c_{s22} \tilde{x}_2 \end{cases} \quad (26)$$

برای اینکه پایداری رویتنگر مود لغزشی را نشان دهیم، ابتدا تابع لیاپانوف را بصورت زیر در نظر می گیریم:

$$V_{ob} = \frac{1}{2} \tilde{x}_2^2$$

و مشتق زمانی آن بصورت زیر داده شده است:

$$\begin{aligned} \dot{V}_{ob} &= \tilde{x}_2 \dot{\tilde{x}}_2 \\ &= \tilde{x}_2 [a_{21} \tilde{x}_1 + a_{22} \tilde{x}_2 - L_1 \text{sign}(\tilde{x}_2) - L_4 (c_{s21} \tilde{x}_1 + c_{s22} \tilde{x}_2)] \\ &= \tilde{x}_2 [(a_{21} - L_4 c_{s21}) \tilde{x}_1 + (a_{22} - L_4 c_{s22}) \tilde{x}_2 - L_1 \text{sign}(\tilde{x}_2)] \end{aligned}$$

اگر بهره  $L_1$  به اندازه کافی بزرگ باشد شرایط زیر را برآورده می کند:

$$L_1 \geq |(a_{21} - L_4 c_{s21}) \tilde{x}_1| + |(a_{22} - L_4 c_{s22}) \tilde{x}_2| + \varepsilon_{ob}$$

بطوریکه

$$\varepsilon_{ob} > 0$$

معادله زیر را خواهیم داشت:

$$\dot{V}_{ob} \leq -\varepsilon_{ob} |\tilde{x}_2| < 0$$

می توان نشان داد که حرکت حالت لغزشی را می توان بر روی نرخ خطای  $\tilde{x}_2$  قرار داد. سپس  $\tilde{x}_2 = 0$  را به دست می آوریم. با توجه به روش کنترل معادل، عبارت کنترل معادل به صورت زیر بیان می شود:

$$[sign(\tilde{x}_2)]_{eq} = \frac{(a_{21} - L_4 c_{s21}) \tilde{x}_1}{L_1}$$

نتیجه نهایی زیر بدست می آید:

$$\dot{\tilde{x}}_1 = [a_{11} - L_2 a_{21} + (L_2 L_4 - L_3) c_{s21}] \tilde{x}_1$$

از آنجایی که سیستم کاملاً مشاهده پذیر است،  $\tilde{x}_1$  تمایل به همگرایی دارد با انتخاب صحیح بهره های  $L_2$ ،  $L_3$  و  $L_4$  بصورت نمایی صفر شود.

### ۳-۲- کنترل پایداری جانبی خودرو با کنترلر مود لغزشی تطبیقی

در این قسمت یک کنترل پایداری جانبی با استفاده از کنترلر مود لغزشی تطبیقی به عنوان یک کنترل کننده فوقانی، جهت بدست آوردن زاویه لغزش جانبی و سرعت چرخشی مطلوب طراحی شده است تا در صورت عدم قطعیت مدل سازی و اختلالات خارجی مسیر مطلوب را ردیابی کند. علاوه بر این، یک قانون تطبیقی در قانون کنترل گنجانده شده است تا بهره سوئیچینگ را تخمین بزند به طوری که بتوان از اطلاعات محدود عدم قطعیت های پیچیده اجتناب کرد.

خطاهای ردیابی بین زاویه لغزش جانبی و سرعت چرخشی به صورت زیر تعریف می شود:

$$e_\beta = \beta - \beta_{des} = \beta \quad (27)$$

$$e_\gamma = \gamma - \gamma_{des} \quad (28)$$

برای معادلات دینامیک جانبی در (۱۰)-(۱۱)، دینامیک خطای مربوطه بدست می آید:

$$\dot{e}_\gamma = a_{21}\beta + a_{22}\gamma + b_2(\delta_{cmd} + \delta_{cor}) + d_2 - \dot{\gamma}_{des} \quad (29)$$

$$\dot{e}_\beta = a_{11}\beta + a_{12}\gamma + b_1(\delta_{cmd} + \delta_{cor}) + d_1 \quad (30)$$

به منظور در نظر گرفتن سرعت چرخشی و زاویه لغزش جانبی در کنترل، سطح لغزشی به صورت زیر طراحی می‌شود:

$$s = \rho_1 e_\gamma + \rho_2 (\hat{\beta} - \beta_{des}) = \rho_1 e_\gamma + \rho_2 \hat{\beta} \quad (31)$$

در معادله (32)  $\hat{\beta}$  تخمین زاویه لغزش جانبی است،  $\rho_1$  و  $\rho_2$  دو ضریب وزنی مثبت هستند. قانون رسیدن زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$\dot{s} = -\sigma_1 s - \sigma_2 |s|^\epsilon \text{sign}(s) \quad (32)$$

که در آن  $\sigma_1$  و  $\sigma_2$  دو ثابت مثبت هستند. همگرایی زمان محدود مسیر حلقه بسته را می‌توان با قانون کنترل رسیدن بالا تضمین کرد، زیرا در یک زمان محدود روی سطح لغزش قرار می‌گیرد [22]. با تنظیم صحیح  $\sigma_1$  و  $\sigma_2$  می‌توان چترینگ را کاهش داد.

برای طراحی کنترل پایداری جانبی دینامیک خطای سیستم حلقه بسته حرکت جانبی خودرو در نظر گرفته می‌شود. در صورتی که زاویه فرمان تصحیح شده به صورت  $\delta_{cor}$  که در زیر بیان شده طراحی شود، سرعت چرخشی  $\gamma$  به  $\gamma_{des}$  و  $\beta$  به مجموعه مانده  $\beta_{des}$  همگرا می‌شود.

$$\delta_{cor} = \frac{1}{\Lambda_3} [-\sigma_1 s - \sigma_2 |s|^\epsilon \text{sign}(s) - \Lambda_2 \gamma + \rho_1 \dot{\gamma}_{des} - \Lambda_1 \hat{\beta} - \hat{\eta}_1 \text{sign}(s)] - \delta_{cmd} \quad (33)$$

با توجه به معادله (34):

$$\Lambda_1 = \rho_1 a_{21} + \rho_2 a_{11}$$

$$\Lambda_2 = \rho_1 a_{22} + \rho_2 a_{12}$$

$$\Lambda_3 = \rho_1 b_2 + \rho_2 b_1$$

$\hat{\beta}$  تخمین زاویه لغزش جانبی خودرو از روی تگر است و  $\hat{\eta}_1$  تخمین بهره سوئیچینگ است که توسط قانون تطبیقی زیر برآورده می‌شود.

$$\hat{\eta}_1 = \sigma_3 |s| \quad (34)$$

تخمین خطای بهره سوئیچینگ به صورت تعریف می شود.

$$\tilde{\eta}_1 = \hat{\eta}_1 - \eta_1 \quad (35)$$

برای اثبات یک تابع معین مثبت لیاپانوف تعریف می شود.

$$V = \frac{1}{2} s^2 + \sigma_3^{-1} \frac{\tilde{\eta}_1^2}{2}$$

و از  $V$  مشتق می گیریم که خواهیم داشت:

$$\begin{aligned} \dot{V} &= s\dot{s} + \sigma_3^{-1} \tilde{\eta}_1 \dot{\tilde{\eta}}_1 \\ &= s(\rho_1 \dot{e}_\gamma + \rho_2 \dot{\hat{\beta}}) + \sigma_3^{-1} \tilde{\eta}_1 \dot{\tilde{\eta}}_1 \\ &= s[c\beta + a_{22}\gamma + b_2 u + d_2 - \dot{\gamma}_{des}] + \rho_2 \dot{\hat{\beta}} + \sigma_3^{-1} \tilde{\eta}_1 \dot{\tilde{\eta}}_1 \\ &= s[\rho_1(a_{21}\beta + a_{22}\gamma + b_2 u + d_2 - \dot{\gamma}_{des}) \\ &\quad + \rho_2(a_{11}\beta + a_{12}\gamma + b_1 u + d_1) - \rho_2 \dot{\hat{x}}_1] + \sigma_3^{-1} \tilde{\eta}_1 \dot{\tilde{\eta}}_1 \end{aligned}$$

با توجه به اینکه  $\hat{x}_1$ ،  $\hat{x}_2$  و  $\hat{y}_2$  همگی محدود می شوند می توانیم یک ثابت مثبت  $C_{\hat{x}_1}$  پیدا کنیم بطوریکه

$$|\rho_2 \dot{\hat{x}}_1| \leq C_{\hat{x}_1}$$

بنابر این:

$$\begin{aligned} \dot{V} &\leq s[(\rho_1 a_{21} + \rho_2 a_{11})(\hat{\beta} + \Delta\beta) + (\rho_1 a_{22} + \rho_2 a_{12})\gamma - \rho_1 \dot{\gamma}_{des} + (\rho_1 b_2 + \\ &\quad \rho_2 b_1)u + \rho_1 d_2 + \rho_2 d_1 + C_{\hat{x}_1}] + \sigma_3^{-1} \tilde{\eta}_1 \dot{\tilde{\eta}}_1 \\ &\leq s[(\rho_1 a_{21} + \rho_2 a_{11})\hat{\beta} + (\rho_1 a_{22} + \rho_2 a_{12})\gamma - \rho_1 \dot{\gamma}_{des} + (\rho_1 b_2 + \rho_2 b_1)u + \\ &\quad (\rho_1 a_{21} + \rho_2 a_{11}) \Delta\beta \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & +\rho_1 d_2 + \rho_2 d_1 + C_{\tilde{x}_1}] + \sigma_3^{-1} \tilde{\eta}_1 \dot{\tilde{\eta}}_1 \\
 \leq & s[\Lambda_1 \hat{\beta} + \Lambda_2 \gamma - \rho_1 \dot{\gamma}_{des} + \Lambda_3 (\delta_{cmd} + \delta_{cor}) + \Omega] + \sigma_3^{-1} \tilde{\eta}_1 \dot{\tilde{\eta}}_1
 \end{aligned}$$

که از معادله بالا داریم:

$$\begin{aligned}
 \Omega = & \Lambda_4 \Delta \beta + \rho_1 d_2 + \rho_2 d_1 + C_{\tilde{x}_1} \\
 \Lambda_4 = & \rho_1 a_{21} + \rho_2 a_{11} \\
 \dot{V} \leq & s[-\sigma_1 s - \sigma_2 |s|^\epsilon \text{sign}(s) - \hat{\eta}_1 \text{sign}(s) + \Omega] \\
 & + (\hat{\eta}_1 - \eta_1) |s|
 \end{aligned}$$

از آنجایی که  $d_2$  و  $d_1$ ،  $\Delta \beta$  همگی محدود هستند  $\Omega$  نیز باید محدود شود. اگر بهره مثبت  $\eta_1$  برای برآورده کردن شرایط زیر انتخاب شود:

$$\eta_1 \geq |\Omega| + \varepsilon_1$$

که  $\varepsilon_1 > 0$  ثابت دلخواه می باشد. سپس خواهیم داشت:

$$\begin{aligned}
 \dot{V} & \leq -|s|(\eta_1 - |\Omega|) - \sigma_1 s^2 - \sigma_2 |s|^\epsilon |s| \\
 & \leq -\varepsilon_1 |s| < 0 \quad \forall s \neq 0
 \end{aligned}$$

به این معنی است که

$$\lim_{t \rightarrow \infty} V(t) = V(\infty)$$

با ادغام  $\dot{V}$  از ۰ تا  $\infty$  معادله زیر را به دست می آوریم:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \int_0^t |s| d\tau < \frac{1}{\varepsilon_1} [V(0) - V(\infty)]$$

از آنجا که سمت راست معادله بالا محدود است  $\lim_{t \rightarrow \infty} s = 0$  بدست می آید.

سپس، خطای نرخ انحراف  $e_\gamma$  و زاویه لغزش  $\hat{\beta}$  یک همگرایی نمایی خواهند داشت، یعنی به ترتیب خواهیم داشت:

$$\gamma \rightarrow \gamma_{des}$$

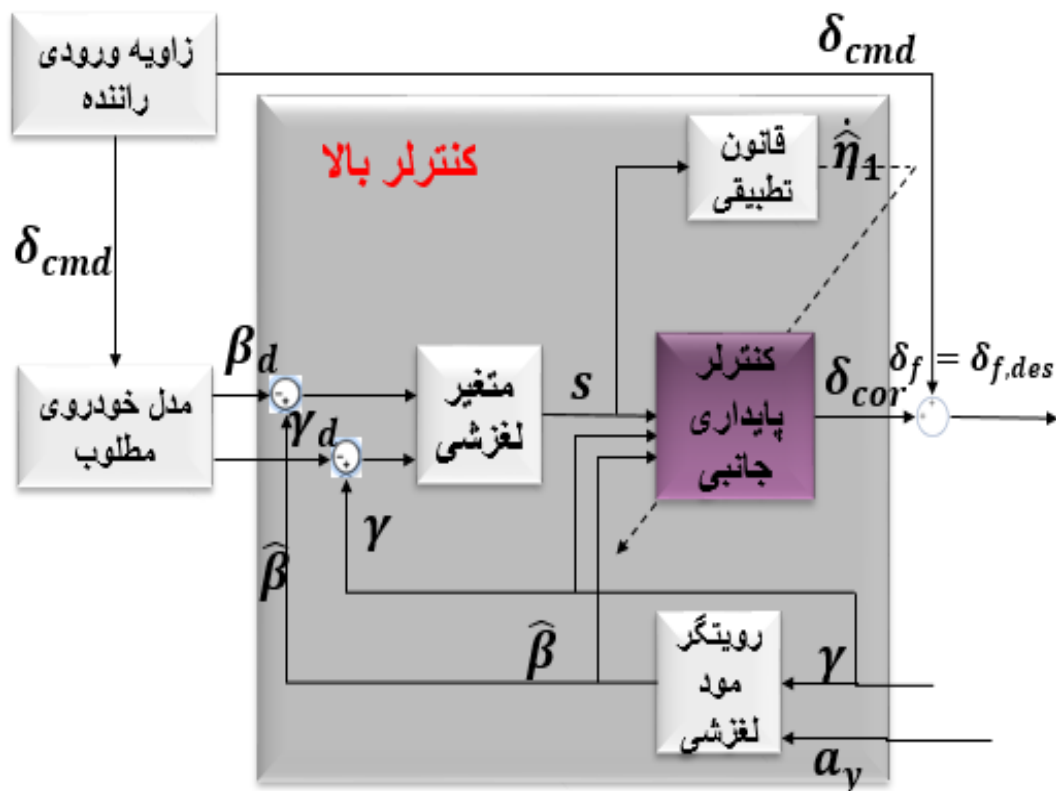
$$\hat{\beta} \rightarrow \beta_{des}$$

با در نظر گرفتن  $|\beta - \hat{\beta}| \leq \Delta\beta$  می توان نتیجه گرفت که زاویه لغزش جانبی به صفر همگرا می شود. این اثبات را کامل می کند.

دیاگرام خودروی فرمان سیمی با کنترلر پایداری جانبی نمود لغزشی تطبیقی در شکل (۵) نشان داده شده است.

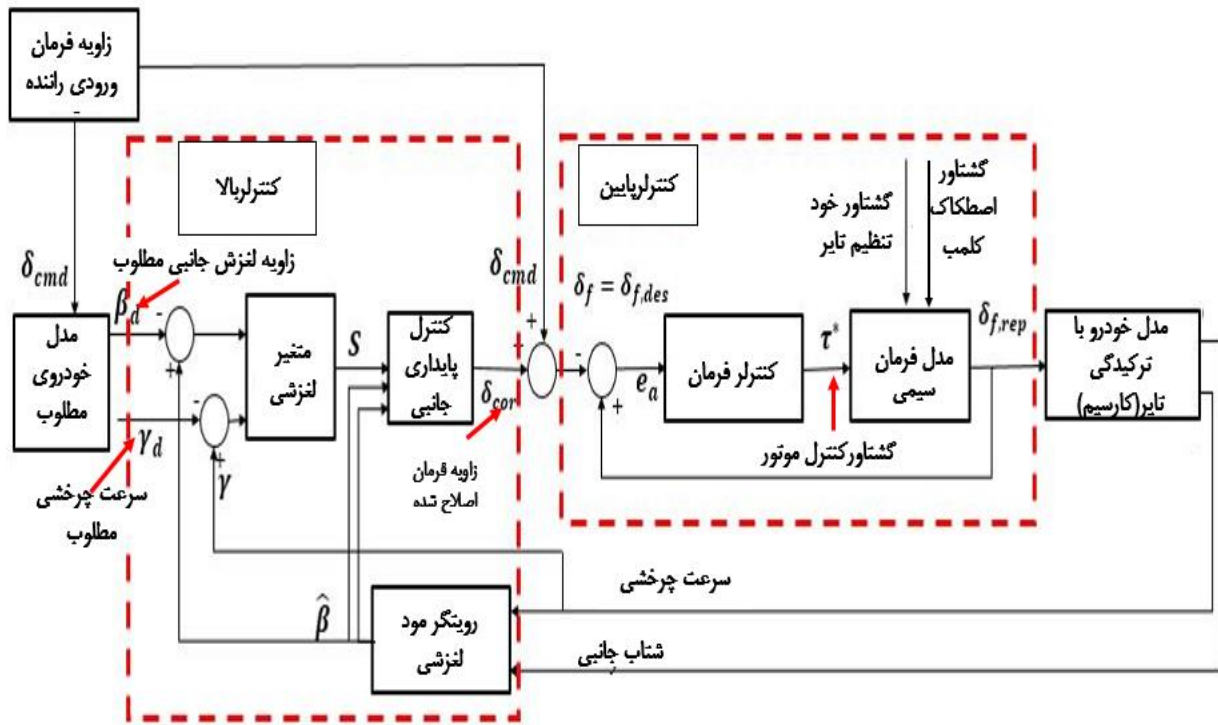
### ۳-۳- کنترل زاویه فرمان خودرو مبتنی بر کنترلر نمود لغزشی تطبیقی

در این قسمت یک کنترل کننده فرمان مبتنی بر نمود لغزشی تطبیقی (کنترل کننده پایین) برای یک سیستم فرمان سیمی ایجاد شده است. هدف از طراحی کنترلر پایین در سیستم فرمان سیمی این است که زاویه چرخ جلو را طوری کنترل کند تا زاویه فرمان تصحیح شده مورد نظر  $\delta_{cor}$  را که از کنترلر بالایی تولید می شود را ردیابی کند. بلوک دیاگرام خودروی فرمان سیمی با کنترلر نمود لغزشی تطبیقی و روینگر در شکل (۶) نشان داده شده است.



شکل ۵- دیاگرام خودروی فرمان سیمی با کنترلر پایداری جانبی نمود لغزشی تطبیقی





شکل ۶- دیاگرام خودروی فرمان سیمی با کنترلر مود لغزشی تطبیقی و روینگر

برای طراحی کنترلر فرمان، ابتدا خطای ردیابی زاویه فرمان به صورت تعریف می‌شود:

$$e_a = \delta_{f.rep} - \delta_{f.des} \quad (36)$$

در معادله (۳۷)  $\delta_{f.rep} = \delta_{f.des}$  زاویه فرمان مطلوب چرخ جلو است. متغیر لغزشی خطی به صورت زیر طراحی شده است:

$$s_a = \dot{e}_a + \lambda e_a \quad (37)$$

در معادله (۳۸)،  $\lambda$  یک ثابت مثبت است. سپس، برای طراحی کنترلر فرمان مود لغزشی سیستم فرمان سیمی با سطح لغزشی، اگر گشتاور کنترل موتور بصورت معادله زیر داده شود خطاهای ردیابی به صفر همگرا می‌شوند.

$$\tau^* = \frac{1}{k_c} [B_{eq} \dot{\delta}_{f.rep} - J_{eq} \lambda \dot{e}_a - \hat{\eta}_2 \text{sign}(s_a) - \sigma_4 s_a] \quad (38)$$

که در آن  $\sigma_4$  ثابت مثبت است،  $\hat{\eta}_2$  بهره تخمین‌زده می‌باشد که باید توسط قانون تطبیقی زیر به روز شود:

$$\dot{\hat{\eta}}_2 = \sigma_5 |s_a| \quad (39)$$

در معادله (۴۰)،  $\sigma_5$  ثابت مثبت است. خطای تخمین بهره سوئیچینگ به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\tilde{\eta}_2 = \hat{\eta}_2 - \eta_2 \quad (40)$$

در معادله (۴۱)،  $\eta_2$  بهره سوئیچینگ مورد نظر است. پارامترهای کنترلر و رویتگر در جدول (۲) ذکر شده است.

### ۳-۴- کنترل خودرو در حالت ترکیدگی تایر با کنترلر مود لغزشی تطبیقی

هنگامی که یک خودرو دچار ترکیدگی تایر می‌شود، دنبال کردن مسیر اصلی و پایداری جهت، دو مشکل اساسی می‌باشند. با در نظر گرفتن نیاز به کنترل سریع حرکت خودرو در زمان ترکیدن تایر، در این قسمت کنترلر مود لغزشی تطبیقی برای کنترل پایداری جانبی خودرو و ردیابی مسیر و تکنیک شکل‌دهی ورودی برای مهار تغییر ناگهانی سیگنال فرمان پس از ترکیدن تایر ارائه شده است. دینامیک سیستم خودرو با ترکیدن تایر را می‌توان بصورت زیر بیان کرد [۲۳]:

$$a_y = -V_x \gamma - \frac{2(C_f + C_r)}{MV_x} \beta - \left[ \frac{2(l_f C_f - l_r C_r)}{MV_x} \right] \gamma + 2 \frac{C_f}{M} \delta_f + \frac{1}{M} F_w \quad (41)$$

$$\dot{\gamma} = \frac{1}{I_z} [-2(l_f C_f - l_r C_r) \beta - \frac{2(l_f^2 C_f - l_r^2 C_r)}{V_x} \gamma + 2 \delta_f C_f l_f + l_w F_w] \quad (42)$$

جدول ۲- پارامترهای کنترلر و رویتگر [۲۳]

پارامترها	مقادیر
$\rho_1 \cdot \rho_2$	۱ و ۰/۰۵
$\sigma_1 \cdot \sigma_2$	۲ و ۴۰۰
$\sigma_3$	۵/۲
$\epsilon$	۳/۵
$\zeta_1$	۱/۱
$\lambda$	۶
$\sigma_4$	۴
$L_1$	۶
$L_2$	۰/۳
$L_3$	۰/۴
$L_4$	۶۰

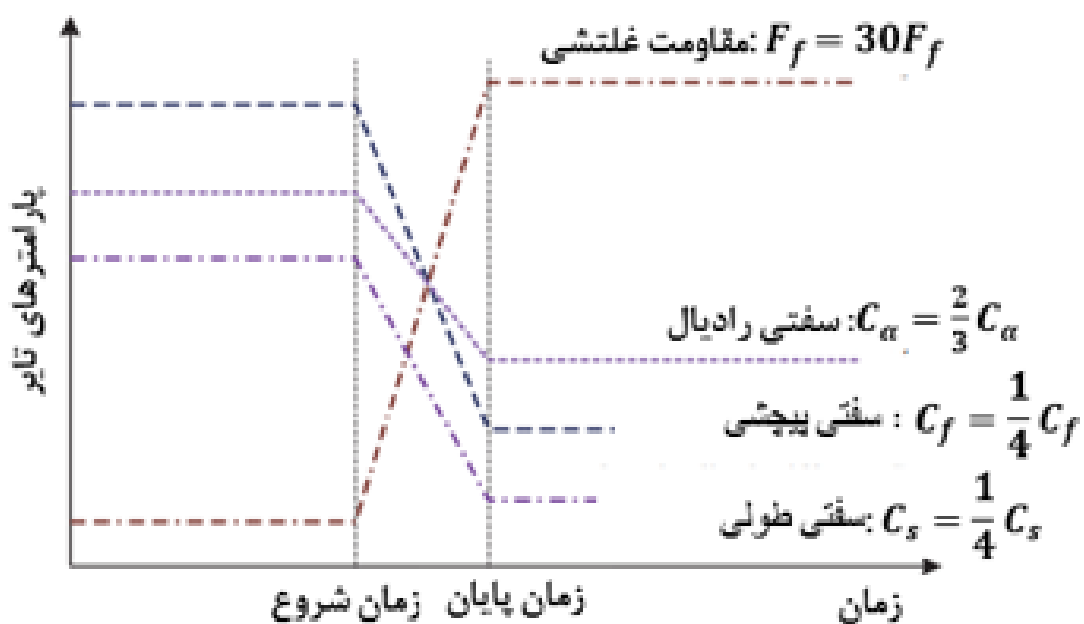
به طور خلاصه، مسئله کنترل پایداری خودرو پس از ترکیدن تایر را می‌توان در دو مرحله انجام داد، اولین قدم یافتن سرعت چرخشی مطلوب برای ردیابی مسیر اصلی است. دومین مرحله طراحی زاویه فرمان جلو مطلوب در زمان محدود تحت شرایط غیرخطی بودن تایرها و اختلالات خارجی است. کنترلر مود لغزشی تطبیقی در قسمت‌های قبلی طوری طراحی شده است که بتواند مسیر مورد نظر را دنبال کند، مدل مرجع زاویه لغزش جانبی و سرعت چرخشی مطلوب توسط معادله (۴۴) ارائه می‌شود [۲۴]:

$$\frac{V_x}{(1 + k_{st} V_x^2)(l_f + l_r)} \delta_{cmd} = \gamma_{des} \quad (43)$$

در معادله (۴۳) برای  $k_{st}$  داریم:

$$k_{st} = \frac{M(c_r l_r - c_f l_f)}{2(l_f + l_r)^2 c_f c_r}$$

با توجه به اینکه مدت زمان ترکیدن تایر بسیار کوتاه است، تغییرات پارامترهای مکانیکی آن را می‌توان به طور خطی متغیر با زمان در نظر گرفت، همانطور که در شکل (۷) نشان داده شده است [۲۵]. برای انعکاس خواص مکانیکی ترکیدگی تایر، تغییرات سفتی پیچشی و مقاومت غلتشی به معادلات اعمال می‌شوند. همانطور که در جدول (۳) مشاهده می‌شود ضریب مقاومت غلتشی پس از ترکیدن تایر ۳۰ برابر افزایش می‌یابد، سفتی پیچشی تایرها به یک چهارم مقدار اصلی و سفتی رادیال به دو سوم مقدار اصلی کاهش می‌یابد [۲۶].



شکل ۷- تغییرات خواص مکانیکی تایر در مدت زمان ترکیدن

## جدول ۳- تغییرات خواص مکانیکی تایر بعد از ترکیدن

خواص مکانیکی تایر بعد از ترکیدن	کمیت	نماد
$\frac{1}{4}C_f$	سفتی پیچشی	$C_f$
$\frac{1}{4}C_s$	سفتی	$C_s$
$30F_f$	مقاومت غلتشی	$F_f$
$\frac{2}{3}C_\alpha$	سفتی	$C_\alpha$

برای در نظر گرفتن شرایط ایمنی و راننده برای وضعیت ترکیدگی تایر ضرایب ایمنی به صورت زیر در نظر گرفته می شود [۲۷].

برای در نظر گرفتن ضرایب ایمنی جهت جلوگیری از انحراف از خط مسیر مورد نظر در امتداد خط مرکزی فرض می شود. همانطور که در شکل (۸) نشان داده شده است، در صورت محدود بودن جابجایی جانبی تایر جلو، خودرو در خط باقی می ماند، که از طریق رابطه هندسی فرموله شده است.  $e_{yR}$  و  $e_{yL}$  انحرافات جانبی تایر جلو می باشند.  $d$  نصف عرض خط است. از آنجایی که وقتی خودرو به سمت چپ و راست مسیر مورد نظر منحرف می شود  $e_y$  مثبت و منفی می شود، علامت مثبت و منفی نیز به  $d$  در معادله بالا اختصاص داده می شود.  $e_{yR}$  و  $e_{yL}$  به صورت معادله (۴۵) می باشند:

$$\begin{aligned} e_{yL} &= e_y + \left( \frac{l_t}{2} + l_f \tan e_\psi \right) \cos e_\psi \\ e_{yR} &= e_y - \left( \frac{l_t}{2} - l_f \tan e_\psi \right) \cos e_\psi \end{aligned} \quad (44)$$

در معادله بالا  $l_t$  مسیر چرخ،  $e_y$  افست جانبی است که به عنوان فاصله از مرکز ثقل تا نزدیکترین نقطه P در مسیر مورد نظر تعریف می شود. محدوده شرایط برای ماندن خودرو در خط به شرح زیر می باشد:

$$-d + \frac{l_t}{2} \leq e_y + l_f e_\psi \leq -d - \frac{l_t}{2}$$

زاویه ورودی نادرست (بیش از حد) فرمان می تواند شتاب جانبی بزرگی را ایجاد کند. با رسیدن شتاب جانبی به حدی مشخص، جدا شدن تایر و رینگ ممکن است رخ دهد و خودرو در خطر واژگونی قرار گیرد. حداکثر شتاب جانبی که منجر به جدا شدن رینگ و تایر می شود از طریق آزمایش بدست آمده است. بنابراین، شتاب جانبی باید در یک محدوده مورد اطمینان قرار گیرد، که  $a_{ymax}$  و  $a_y$  نشان دهنده شتاب جانبی و حداکثر مقدار آن است.

$$e_{yL} \leq d$$

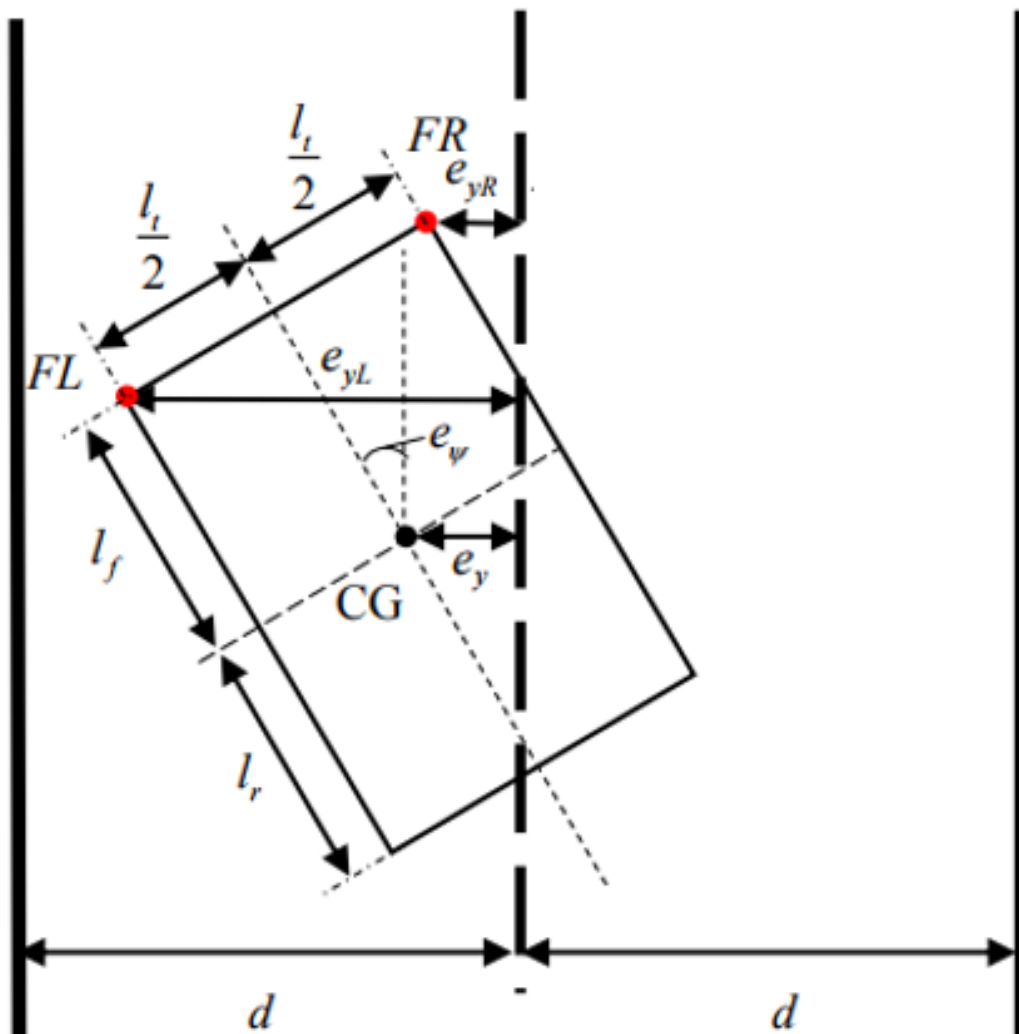
$$e_{yR} \geq -d$$

$$-a_{ymax} \leq a_y \leq a_{ymax}$$

برای جلوگیری از فرمان بیش از حد توسط راننده، زاویه ورودی راننده بر اساس محدوده مناسب ارزیابی می‌شود، که به شرح زیر است.

$$-\delta_{fmax} \leq \delta_f \leq \delta_{fmax}$$

در جدول (۴) شاخص‌های ارزیابی در ترکیبگی تایر با توجه به اطلاعات فوق نشان داده شده است:



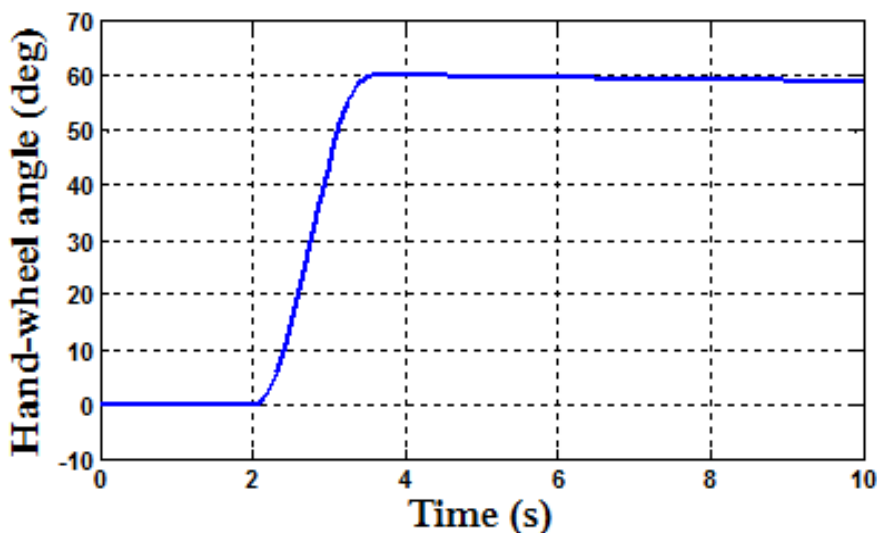
شکل ۸- ردیابی مسیر مطلوب بعد ترکیدگی تایر

## جدول ۴- شاخص‌های ارزیابی در ترکیدگی تایلر

$-a_{ymax} \leq a_y \leq a_{ymax}$
$-\delta_{fmax} \leq \delta_f \leq \delta_{fmax}$
$a_{ymax} \leq 6 \text{ m/s}^2$
$\delta_{fmax} = 5^\circ$

## ۴- نتایج شبیه سازی

در این قسمت به بیان نتایج خروجی از کنترلر مود لغزشی تطبیقی در صورت ترکیدن تایلر پرداخته خواهد شد، که این نتایج خروجی با کنترلر مود لغزشی انتگرالی (ISMC) و PI نیز مقایسه می‌شود. مدل خودروی استفاده شده در شبیه‌سازی خودروی کلاس E بوده و قسمت جلویی شامل موتور فرمان ۵۵۰ وات، جعبه دنده رک و پینیون و چرخ خودرو می‌باشد. از آنجا که یک خودروی واقعی در دسترس نیست، برای شبیه‌سازی انجام شده در این مقاله، مدل ماشین مجازی کارسیم و قانون کنترل پیشنهادی در متلب سیمولینک پیاده سازی شده است. کنترل زمان واقعی خروجی‌های مدل خودروی کارسیم عبارتند از سرعت چرخشی و شتاب جانبی که به سیستم کنترل پایداری جانبی در سیمولینک منتقل می‌شود، به گونه‌ای که زاویه فرمان مورد نظر در کنترلر فوقانی برای پایداری جانبی خودرو به دست آید. سیستم فرمان سیمی جهت ایجاد زاویه فرمان واقعی چرخ جلو کنترل می‌شود. سپس، زاویه فرمان جلو به کارسیم وارد می‌شود. برای بررسی اثربخشی طرح کنترل پایداری جانبی، در این مقاله از شبیه‌سازی مشترک کارسیم سیمولینک استفاده شده است. پارامترهای مدل خودرو در جدول (۱) خلاصه شده است، در حالی که پارامترهای کنترل کننده و رویتگر در جدول (۲) ذکر شده است. مدل راننده ورودی زاویه فرمان را برای هر مانور رانندگی فراهم می‌کند. دو شبیه‌سازی با ورودی غربلیک فرمان در شکل (۹) و شکل (۱۰) در نظر گرفته می‌شود.



شکل ۹- ورودی زاویه فرمان با مانور J-Turn

اولین مانور J-turn است که از فرمان شیب دار استفاده می‌کند، در حالی که دومی مانور تغییر مسیر (SLC) با یک ورودی فرمان سینوسی است. برای آزمایش استحکام کنترل، در مانورهای J-turn و SLC، یک اختلال ناشی از ترکیدگی تایر ایجاد می‌شود. سرعت طولی خودرو ۵۴ کیلومتر در ساعت و ضریب اصطکاک تایر و جاده ۰/۶ برای دو آزمایش تعیین شده است.

به منظور نشان دادن بیشتر مزایای کنترل پیشنهادی برای کنترلر فوقانی، یک کنترل کننده PI و یک کنترل کننده مود لغزشی انتگرالی (ISMC) نیز به ترتیب به عنوان کنترل کننده‌های مقایسه‌ای طراحی شده‌اند.

۱- کنترل کننده PI: کنترل کننده PI به شکل زیر است:

$$\delta_{cor} = K_p e + K_I \int_0^t e dt - \delta_{cmd} \quad (45)$$

در معادله (۴۵):

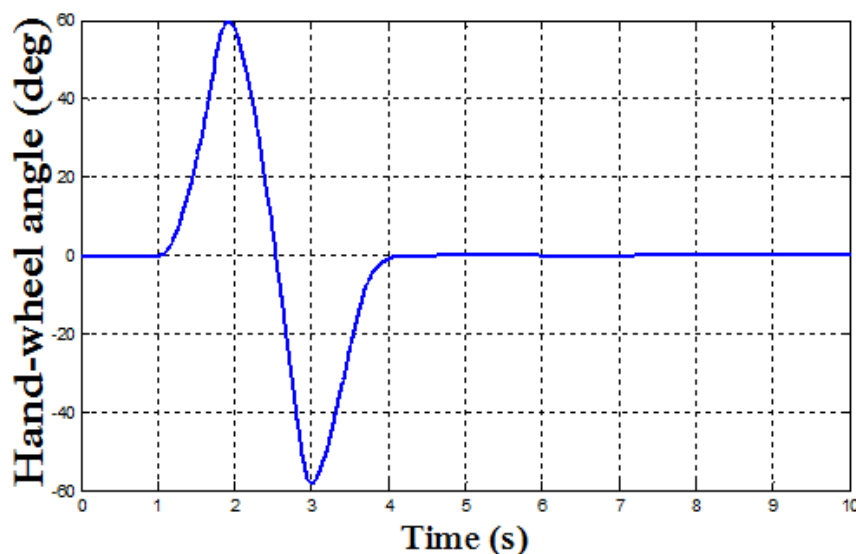
$$e = \gamma - \gamma_{des}, \quad K_p = -4.5, \quad K_I = -0.6$$

۲- کنترلر مود لغزشی انتگرالی: کنترلر مذکور طراحی شده توسط معادله (۴۷) داده شده است:

$$\delta_{cor} = \frac{1}{b_2} [-a_{21}\hat{\beta} - a_{22}\gamma + \dot{\gamma}_{des} - Q(\gamma - \gamma_{des}) - K_1 \text{sign}(s)] \quad (46)$$

در معادله (۴۶) داریم:

$$e = \gamma - \gamma_{des}, \quad s = e + Q \int_0^t dt, \quad Q = 8, \quad K_1 = 10$$

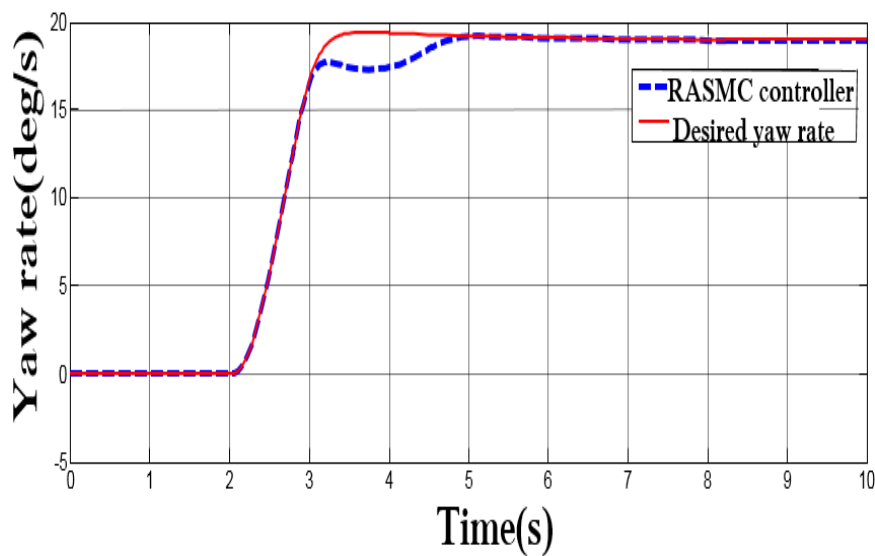


شکل ۱۰- ورودی فرمان مانور Single-lane chang

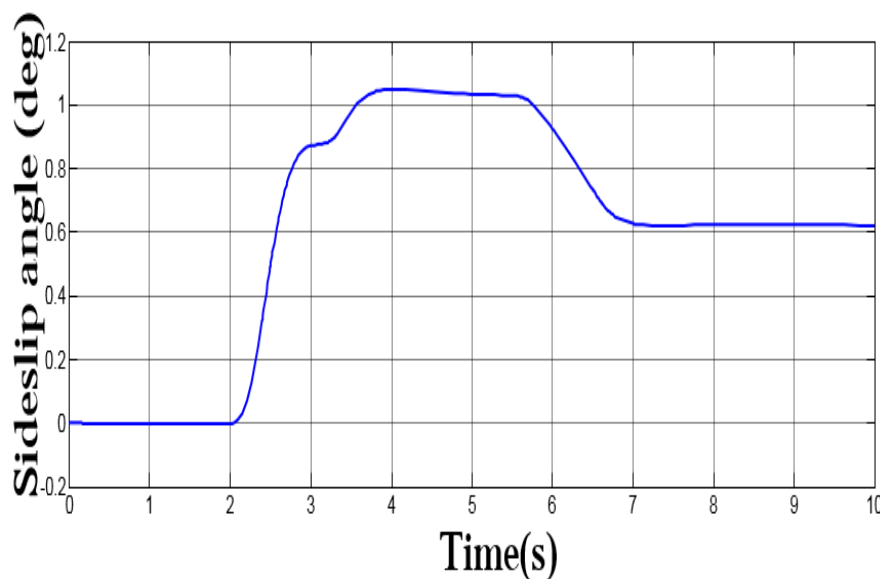
#### ۴-۱- مانور J-Turn با ترکیدگی تایر

در این شبیه‌سازی سرعت خودرو و ضریب اصطکاک جاده به ترتیب ۵۴ کیلومتر بر ساعت و ۰/۶ تعیین شده است و ترکیدگی تایر جلو در ۳/۵ ثانیه از کل زمان شبیه‌سازی ۱۰ ثانیه‌ای رخ می‌دهد. ورودی موردنظر برای خودرو، فرمان شیب‌دار می‌باشد. شکل (۱۱) نشان‌دهنده خروجی سرعت چرخشی بعد از ترکیدن تایر در سیستم فرمان سیمی می‌باشد.

از شکل (۱۱) مشخص است که کنترلر مود لغزشی تطبیقی مورد نظر در حالت ترکیدگی تایر بعد از مدت زمان ۵ ثانیه عملکرد سرعت چرخشی مطلوب را ردیابی می‌کند. مقدار تورفتگی در نمودار ناشی از اختلال ترکیدگی تایر می‌باشد. شکل (۱۲) زاویه لغزش جانبی خودرو پس از ترکیدن تایر تحت مانور J-Turn را نشان می‌دهد.



شکل ۱۱- سرعت چرخشی خودرو در حالت ترکیدگی تایر - مانور J-Turn



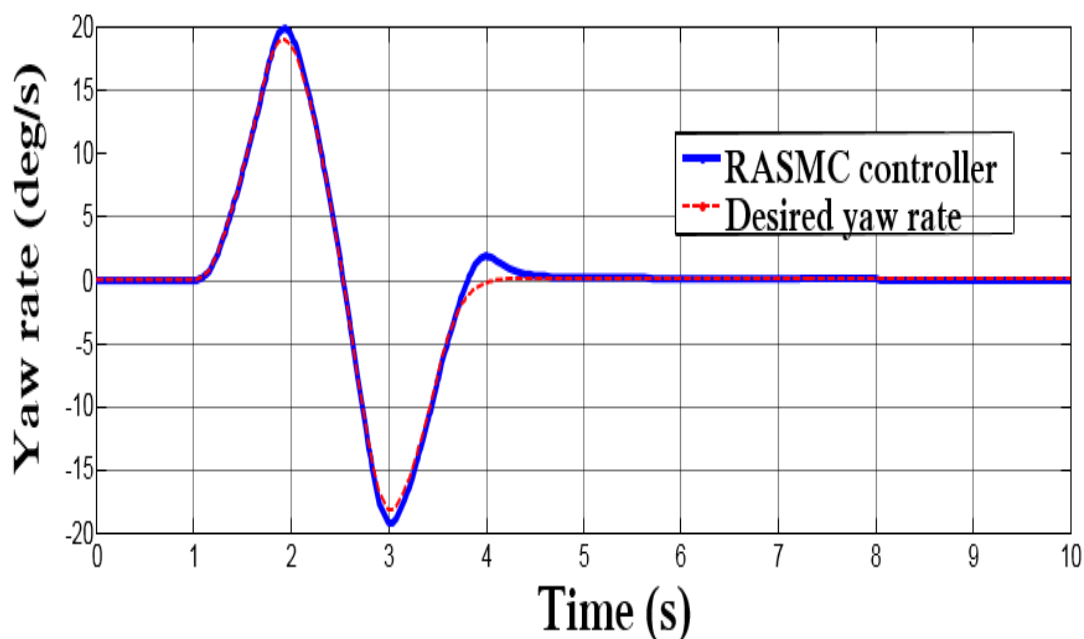
شکل ۱۲- زاویه لغزش جانبی خودرو در حالت ترکیدگی تایر - مانور J-Turn



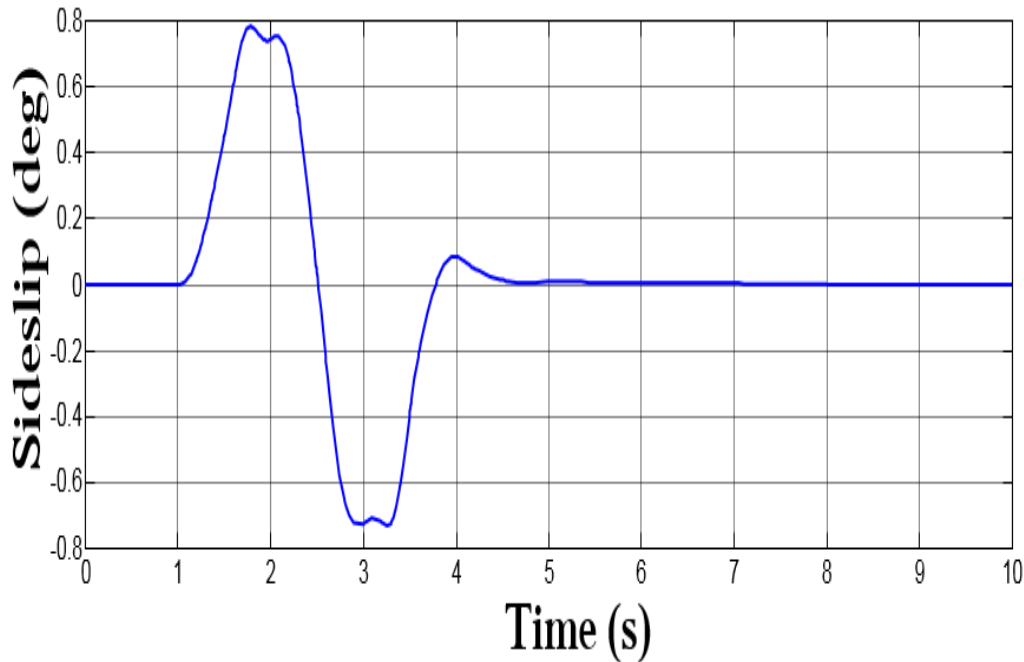
در شکل (۱۲) مشاهده می شود که بعد از ترکیدن تایلر در زمان  $3/5$  ثانیه یک تورفتگی در نمودار ایجاد شده است. زاویه لغزش جانبی از  $3/5$  ثانیه تا  $6$  ثانیه ثابت بوده، سپس تا مدت زمان  $7$  ثانیه با کنترلر مورد نظر کاهش یافته و تا مدت زمان  $10$  ثانیه پایداری جانبی خودرو را به خوبی کنترل می کند. با تنظیم دقیق پارامترهای کنترل می توان مقدار تورفتگی ناشی از اختلال ترکیدگی را کاهش داد.

#### ۴-۲- مانور تعویض خط واحد در ترکیدگی تایلر

در این قسمت، خودرو یک تغییر مسیر با ورودی سینوسی دارد که در شکل (۱۳) نشان داده شده است. در اینجا نیز خودرو با سرعت رانندگی ثابت  $54$  کیلومتر در ساعت رانده می شود و ترکیدگی تایلر جلو در زمان  $3/5$  ثانیه اتفاق می افتد. شکل (۱۳) نتایج شبیه سازی از سرعت چرخشی خودرو برای مانور تغییر مسیر یک خط با ترکیدگی تایلر تحت کنترلر مود لغزشی تطبیقی را نشان می دهد. همانطور که مشخص است تا  $3/5$  ثانیه کنترلر به خوبی مسیر مطلوب را ردیابی می کند، بعد از ترکیدن تایلر در زمان  $3/5$  ثانیه یک برآمدگی در نمودار ایجاد شده و مقدار خطای نمودار بعد از زمان  $4/5$  ثانیه به صفر می رسد که نشان دهنده این است که سیستم برای دنبال کردن سرعت چرخشی مطلوب  $1$  ثانیه زمان لازم دارد. نهایتاً توسط کنترلر مورد نظر، مقادیر مطلوب خود را تا زمان ترکیدگی تایلر به خوبی دنبال می کند. شکل (۱۴) نتایج شبیه سازی از زاویه لغزش جانبی خودرو برای مانور تغییر مسیر یک خط با ترکیدگی تایلر تحت کنترلر مود لغزشی تطبیقی را نشان می دهد. همانطور که در شکل مشاهده می شود حداکثر خطای ردیابی زاویه لغزش جانبی با  $0/8$  درجه می باشد. همچنین نمودار در زمان  $2$  و  $3$  ثانیه دارای اختلال در زاویه لغزش جانبی  $0/79$  درجه می باشد. نمودار در زمان  $4$  ثانیه دارای بالازدگی می باشد و بعد از زمان  $4/5$  ثانیه خطای ردیابی زاویه لغزشی به صفر می رسد.



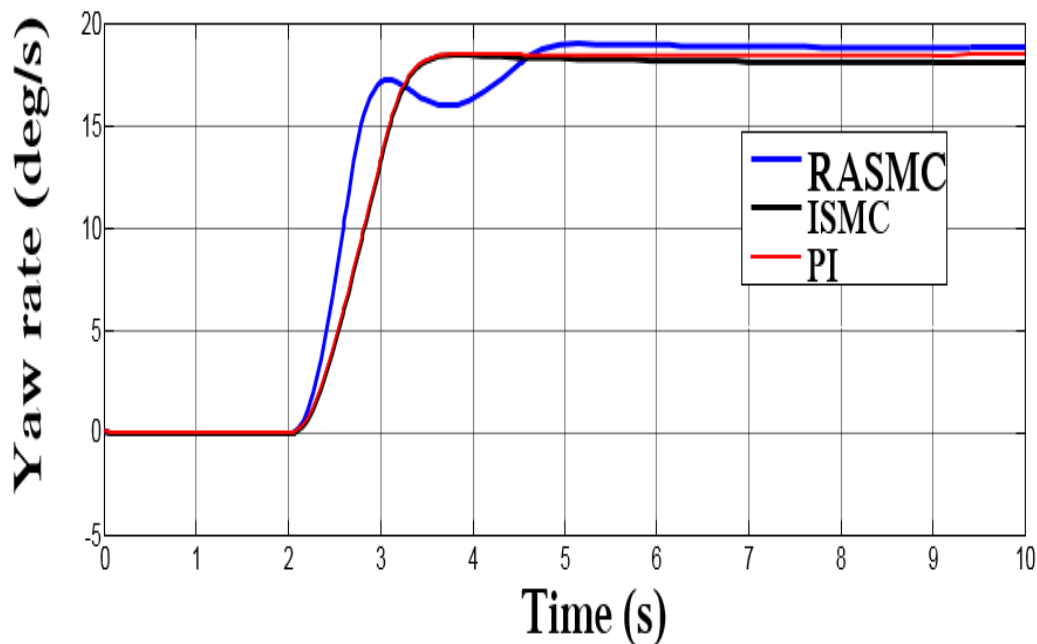
شکل ۱۳- سرعت چرخشی خودرو در حالت ترکیدگی تایلر- مانور Single-lane change



شکل ۱۴- زاویه لغزش جانبی خودرو در حالت ترکیدگی تایر- مانور Single-lane change

#### ۳-۴- مقایسه نتایج خروجی کنترلر مود لغزشی تطبیقی با کنترلر ISMC و PI

به منظور نشان دادن بیشتر مزایای کنترلر مود لغزشی تطبیقی در هنگام ترکیدگی تایر، یک کنترلر کننده PI و یک کنترلر کننده مود لغزشی انتگرالی (ISMC) به ترتیب به عنوان کنترل کننده‌های مقایسه‌ای تحت مانور J-Turn و مانور تعویض خط واحد در حالت ترکیدگی تایر طراحی شده‌اند. شکل (۱۵) ردیابی سرعت چرخشی با سه کنترل کننده، تحت مانور J-Turn را نشان می‌دهد.

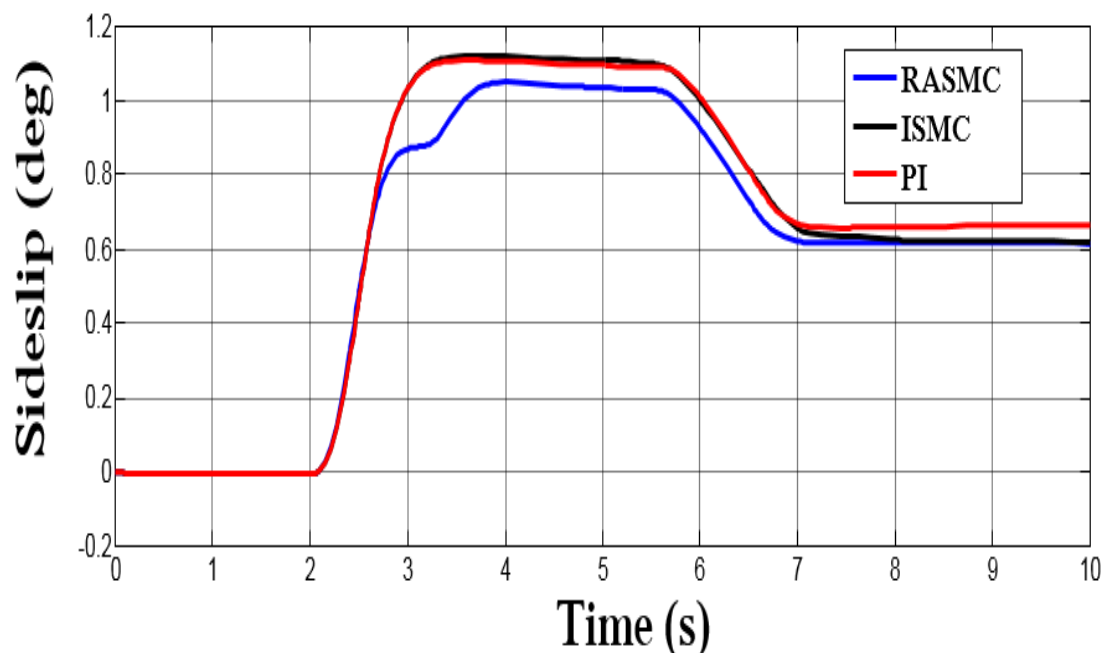


شکل ۱۵- مقایسه سرعت چرخشی خودرو در ترکیدگی تایر با سه کنترلر PI، ISMC، RASMC

به خوبی می‌توان دریافت که کنترل پیشنهادی بیشترین عملکرد کنترل پایداری را به دست می‌آورد، زیرا سرعت چرخشی تحت کنترل پیشنهادی، نزدیکترین مقدار به مطلوب خود را دارد. در مقایسه، کنترل ISMC و PI که عملکرد کنترل مشابهی دارند به اندازه کنترل پیشنهادی خوب نیستند. هنگامی که اختلال جانبی ناشی از ترکیدگی تایلر از ۴/۵ ثانیه به ۱۰ ثانیه می‌رسد، سه کنترل مذکور دارای عملکرد ردیابی سرعت چرخشی مشابهی می‌باشند.

شکل (۱۶) ردیابی زاویه لغزش جانبی با سه کنترل کننده تحت مانور J-Turn در حالت ترکیدگی تایلر را نشان می‌دهد.

خروجی زاویه لغزش جانبی تحت کنترل‌های PI و ISMC نسبت به کنترلر مود لغزشی تطبیقی بزرگتر می‌باشد. اگرچه اختلال جانبی ناشی از ترکیدگی تایلر بیش از حد بر زاویه لغزش خودرو تأثیر می‌گذارد، که در مورد ردیابی سرعت چرخشی متفاوت است، اما کنترل پیشنهادی بهترین توانایی را برای حفظ زاویه لغزش جانبی به دست می‌آورد. جدول (۵) مقایسه پارامتری زاویه لغزش جانبی با سه کنترلر را نشان می‌دهد. مقدار اورشوت لغزش جانبی دو کنترلر پیشنهادی ۰/۵۳ درجه بوده در حالی که این مقدار برای کنترلر مد لغزشی تطبیقی ۰/۴۲ درجه می‌باشد.



شکل ۱۶- مقایسه زاویه لغزش جانبی خودرو در ترکیدگی تایلر با سه کنترلر PI, ISMC, RASMC

جدول ۵- مقایسه پارامتری زاویه لغزش جانبی با سه کنترلر

کنترلر مود لغزشی تطبیقی	کنترلر مود لغزشی انتگرالی	کنترلر PI	پارامتر
۰/۴۲	۰/۵۳	۰/۵۱	اورشوت
۶/۸	۷	۷	تأخیر (ثانیه)

برای مقایسه عملکرد کنترل پایداری مود لغزشی تطبیقی مورد نظر، از ماکزیمم خطا و مقادیر میانگین مربع خطا<sup>۴</sup> به عنوان شاخص‌های ارزیابی عملکرد استفاده می‌شود:

$$MAX(e) = \max(|e|) \quad (۴۷)$$

$$RMS(e) = \sqrt{\sum_{i=1}^N \frac{e^2(i)}{N}} \quad (۴۸)$$

در معادله (۴۹) N تعداد نمونه‌ها است و e باید خطای سرعت چرخشی و خطای زاویه لغزش را نشان دهد. مقایسه ردیابی سرعت چرخشی و زاویه لغزش جانبی کنترل‌کننده مودلغزشی تطبیقی تحت مانور Single-lane change و ترکیبگی تایر در جدول (۶) نشان داده شده است. به وضوح از مقادیر RMS و MAX خطاهای سرعت چرخشی و خطاهای زاویه جانبی مشاهده می‌شود که RMS کنترل مورد نظر عملکرد کنترل پایداری خوبی را در مقایسه با دو کنترلر دیگر دارد. از مقادیر خطای RMS و ماکزیمم می‌توان دریافت که تمام خطاهای پیک و خطاهای RMS کنترلر RASM کوچکتر از کنترل‌کننده ISMC و PI است. زیرا کنترل‌کننده‌های مبتنی بر تطبیق به یک دوره زمانی کوچک برای یادگیری ویژگی دینامیک سیستم نیاز دارند. بنابراین RASM پیشنهادی بهترین عملکرد کنترل پایداری را در مقایسه با ISMC و PI نشان می‌دهد.

جدول ۶- مقایسه عملکرد ردیابی سه کنترلر

عملکرد	کنترلر	مانور	خطای RMS (deg/s)	خطای ماکزیمم (deg/s)
سرعت چرخشی	RASM	Single-lane change	۱۳	0/7268
	ISMC		1/4562	2/3625
	PI		1/5321	1/8215
زاویه لغزش جانبی	RASM	Single-lane change	0/1432	0/6576
	ISMC		0/2415	0/7256
	PI		0/2419	0/7516

<sup>4</sup> Root Mean Square Error (RMS)

## ۵- نتیجه گیری

در این مقاله، یک کنترلر مود لغزشی تطبیقی برای بهبود عملکرد کنترل پایداری جانبی خودرو فرمان سیمی با ترکیدگی تایر پیشنهاد شده است. کنترلر مذکور شامل یک کنترلر پایداری جانبی و یک کنترلر فرمان است. علاوه بر این، یک قانون تطبیقی در قانون کنترل برای تخمین بهره سوئیچینگ قرار داده شده است که می تواند شرایط پیچیده ناشی از عدم قطعیت را کاهش دهد. رویکرد مود لغزشی برای تخمین اطلاعات زاویه لغزش جانبی خودرو در کنترل پیشنهادی طراحی شده است. نتایج متلب، سیمولینک و نرم افزار کارسیم نشان داده است که کنترل پیشنهادی در مقایسه با کنترل مود لغزشی انتگرالی و PI به عملکرد مطلوبی برای هر دو مانور J-turn و SLC دست می یابد. این نتایج نشان می دهد که کنترل پیشنهادی می تواند به طور مطلوبی سرعت چرخشی و زاویه لغزش جانبی مطلوب را در زمان ترکیدگی تایر ردیابی کند.

## مراجع

- [1] C. E. Beal and J. C. Gerdes, "Model Predictive Control for Vehicle Stabilization at the Limits of Handling," *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 21, No. 4, pp. 1258-1269, 2012, doi: 10.1109/TCST.2012.2200826.
- [2] D. Bu and X. Hu, "Research on Influencing Factors and Analysis of Characteristics of Vehicle Tyre Burst in Traffic Accident," in *Proc. 16th Int. Forum of Automotive Traffic Safety (INFATS 2019)*, 2019, doi: 10.1016/j.asoc.2020.106304.
- [3] C. Hu, L. Cao, L. Zhao, and N. Wang, "Model Predictive Control-based Steering Control of Unmanned Ground Vehicle with Tire Blowout," *J. Tianjin Univ.(Sci. Technol.)*, Vol. 52, No. 5, pp. 468-474, 2019, doi: 10.1016/j.asoc.2020.106304.
- [4] M. Segawa, S. Nakano, O. Nishihara, and H. Kumamoto, "Vehicle Stability Control Strategy for Steer by Wire System," *JSAE Review*, Vol. 22, No. 4, pp. 383-388, 2001, doi: 10.1016/S0389-4304(01)00144-8.
- [5] T. Mo, X. Zhang, K. Fan, W. Mo, and Y. Qiu, "Design and Simulation of the Sliding Mode Controller for the Vehicle Blow-out Process Control," *International Journal of Vehicle Safety*, Vol. 6, No. 4, pp. 333-346, 2013, doi: 10.1504/IJVS.2013.056967.
- [6] M. Al-Quran and A. R. O. Mayyas, "A Nonlinear Tire Blowout Stabilizer based on a Novel Integral Terminal Sliding Mode Controller," *IEEE Access*, Vol. 9, pp. 46652-46663, 2021, doi: 10.1109/ACCESS.2021.3067818.
- [7] L. Yang, M. Yue, Y. Liu, and L. Guo, "RBFNN based Terminal Sliding Mode Adaptive Control for Electric Ground Vehicles after Tire Blowout on Expressway," *Applied Soft Computing*, Vol. 92, p. 106304, 2020, doi: 10.1016/j.asoc.2020.106304.
- [8] M. Alquran and A. R. Mayyas, "Design of a Nonlinear Stability Controller for Ground Vehicles Subjected to a Tire Blowout using Double-integral Sliding-mode Controller," *SAE*

*International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH*, Vol. 5, No. 10-05-03-0020, pp. 291-305, 2021, doi: 10.4271/10-05-03-0020.

[9] M. Chen, Q.-X. Wu, and R.-X. Cui, "Terminal Sliding Mode Tracking Control for a Class of SISO Uncertain Nonlinear Systems," *ISA Transactions*, Vol. 52, No. 2, pp. 198-206, 2013, doi: 10.1016/j.isatra.2012.09.009.

[10] A. Rodríguez-Molina, M. G. Villarreal-Cervantes, J. Álvarez-Gallegos, and M. Aldape-Pérez, "Bio-inspired Adaptive Control Strategy for the Highly Efficient Speed Regulation of the DC Motor under Parametric Uncertainty," *Applied Soft Computing*, Vol. 75, pp. 29-45, 2019, doi: 10.1016/j.asoc.2018.11.002.

[11] C. Yang, Y. Jiang, W. He, J. Na, Z. Li, and B. Xu, "Adaptive Parameter Estimation and Control Design for Robot Manipulators with Finite-time Convergence," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 65, No. 10, pp. 8112-8123, 2018, doi: 10.1109/TIE.2018.2803773.

[12] W. He and Y. Dong, "Adaptive Fuzzy Neural Network Control for a Constrained Robot using Impedance Learning," *IEEE Transactions on Neural Networks and Learning Systems*, Vol. 29, No. 4, pp. 1174-1186, 2017, doi: 10.1109/TNNLS.2017.2665581.

[13] Y. Yamaguchi and T. Murakami, "Adaptive Control for Virtual Steering Characteristics on Electric Vehicle using Steer-by-wire system," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 56, No. 5, pp. 1585-1594, 2008, doi: 10.1109/TIE.2008.2010171.

[14] H. Ohara and T. Murakami, "A Stability Control by Active Angle Control of Front-wheel in a VehicleSystem," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 55, No. 3, pp. 1277-1285, 2008, doi: 10.1109/TIE.2007.909051.

[15] S. Ding, L. Liu, and W. X. Zheng, "Sliding Mode Direct Yaw-moment Control Design for In-wheel Electric Vehicles," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 64, No. 8, pp. 6752-6762, 2017, doi: 10.1109/TIE.2017.2682024.

[16] J.-S. Hu, Y. Wang, H. Fujimoto, and Y. Hori, "Robust Yaw Stability Control for In-wheel Motor Electric Vehicles," *IEEE/ASME Transactions On Mechatronics*, Vol. 22, No. 3, pp. 1360-1370, 2017, doi: 10.1109/TMECH.2017.2677998.

[17] P. Yih and J. C. Gerdes, "Modification of Vehicle Handling Characteristics via Steer-by-wire," *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 13, No. 6, pp. 965-976, 2005, doi: 10.1109/TCST.2005.854320.

[18] H. Wang, H. Kong, Z. Man, Z. Cao, and W. Shen, "Sliding Mode Control for Steer-by-wire Systems with AC Motors in Road Vehicles," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 61, No. 3, pp. 1596-1611, 2013, doi: 10.1109/TIE.2013.2258296.

[19] H. Pacejka, Butterworth-Heinemann, Ed. *Tire and Vehicle Dynamics*, Second ed. Elsevier, 2005.

[20] C. Edwards and S. Spurgeon, E. R. J. O. Reilly, Ed. *Sliding Mode Control: Theory and Applications*, First ed. Taylor & Francis, 1998.

- [21] J. Zhang *et al.*, "Adaptive Sliding Mode-based Lateral Stability Control of Steer-by-wire Vehicles with Experimental Validations," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol. 69, No. 9, pp. 9589-9600, 2020, doi: 10.1109/TVT.2020.3003326.
- [22] L. Yang, M. Yue, H. Zhang, and G. Xu, "Toward Hazard Reduction of Road Vehicle after Tire Blowout: A Driver Steering Assist Control Strategy," in *2019 Chinese Control Conference (CCC)*, 2019: IEEE, pp. 6600-6605, doi: 10.23919/ChiCC.2019.8865137.
- [23] A. Li, Y. Chen, W.-C. Lin, and X. Du, "Shared Steering Control of Tire Blowout for Ground Vehicles," in *2020 American Control Conference (ACC)*, 2020: IEEE, pp. 4862-4867, doi: 10.23919/ACC45564.2020.9147390.
- [24] P. H. Chang and H.-S. Park, "Time-varying Input Shaping Technique Applied to Vibration Reduction of an Industrial Robot," *Control Engineering Practice*, Vol. 13, No. 1, pp. 121-130, 2005, doi: 10.1016/j.conengprac.2004.02.009.
- [25] S. Lu *et al.*, "Active Rectifying Control of Vehicle with Tire Blowout Based on Adaptive Fuzzy Proportional–integral–derivative Control," *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 11, No. 3, p. 1687814019835108, 2019, doi: 10.1177/1687814019835.
- [26] L. Yang, M. Yue, H. Tian, and B. Yao, "Tire Blow-out Control for Direct Drive Electric Vehicles using Reconfiguration of Torque Distribution and Vertical Load," *Transactions of the Institute of Measurement and Control*, Vol. 42, No. 8, pp. 1547-1558, 2020, doi: 10.1177/0142331219892114.
- [27] M. Yue, L. Yang, H. Zhang, and G. Xu, "Automated Hazard Escaping Trajectory Planning/Tracking Control Framework for Vehicles Subject to Tire Blowout on Expressway," *Nonlinear Dynamics*, Vol. 98, pp. 61-74, 2019, doi: 10.1007/s11071-019-05171-7.

## Steer-By-Wire Vehicle Control after Tire Burst with Adaptive Sliding Mode Control

**Hossein Sayad Keshvari**

M.Sc. Student, Department of Automotive Engineering, University of Science and Technology  
keshvarihoman@gmail.com

**Masoud Masih-Tehrani**

Assistant Professor, Department of Automotive Engineering, University of Science and Technology  
masih@iust.ac.ir

\*Corresponding author: **Salman Ebrahimi-Nejad**

Assistant Professor, Department of Automotive Engineering, University of Science and Technology  
ebrahiminejad@iust.ac.ir

### Abstract

This paper proposes an adaptive sliding mode control scheme for steer-by-wire (SBW) vehicles subject to tire burst in the presence of uncertainties and external disturbances. To estimate the lateral slip angle of the vehicle after the tire has burst, a sliding mode observer is provided to estimate the lateral slip angle through rotational speed and lateral acceleration measurements. First, an adaptive sliding mode controller (ASMC), as a high-level lateral stability controller, is designed to calculate the modified steering angle and achieve the desired rotational speed and slip angle. In addition, an adaptive rule is included in the control rule to estimate the switching gain so as to overcome the lack of information due to complex uncertainty. The desired steering angle is then created by a lower steering controller via an adaptive sliding mode controller for an SBW wired steering system. The simulation results in MATLAB Simulink and CarSim software show the optimal stability control for different steering maneuvers by bursting the tire. Finally, the comprehensive performance of the adaptive slip mode controller design in tracking the main track and controlling lateral stability is evaluated and discussed.

*Keywords:* Fault tolerance control, Steer-by-wire (SBW) vehicles, Sliding mode observer, Adaptive sliding mode controller, Tire burst