



بهبود پایداری چرخشی خودرو توسط سیستم ترمز فعال با استفاده از کنترل مود لغزشی تطبیقی

احمد باقری^۱، شهرام آزادی^۲ و عباس سلطانی^{۳*}

^۱ استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی، دانشگاه گیلان، رشت

^۲ دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

^۳ دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی، دانشگاه گیلان، رشت

مقاله مستقل؛ تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۰۸/۱۴؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۵/۰۷/۰۴؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۶/۰۱/۱۲

چکیده

در این مقاله، یک کنترل کننده مود لغزشی تطبیقی جهت بهبود پایداری چرخشی با استفاده از سیستم ترمز فعال طراحی شده است. از آنجا که در وضعیت رانندگی‌های طولانی، خودروها در معرض تغییر در پارامترها مانند تغییر در ضریب اصطکاک جاده قرار می‌گیرند و همچنین به دلیل وابستگی نیروهای ترمزی به این ضریب، یک روش کنترلی مقاوم تطبیقی جهت تضمین پایداری لازم است. به همین منظور، یک سیستم کنترلی با ساختار دو لایه طراحی شده که در لایه بالایی، میزان گشتاور چرخشی اصلاح کننده جهت ردیابی سرعت چرخشی مطلوب خودرو تعیین می‌شود و لایه پایین لغزش طولی چرخ‌ها را روی مقدار مطلوب خود تنظیم می‌کند. کنترل کننده طراحی شده که به نامعینی‌های سیستم حساس نیست، بهره‌های لغزشی تطبیقی را جهت حذف نامعینی‌ها با کران‌های مشخص به کار می‌گیرد. از یک مدل دینامیکی خودرو با هفت درجه آزادی و مدل غیرخطی تاپر پسچکا جهت شبیه‌سازی‌های کامپیوتری استفاده شده و اثر کنترل کننده در مانورهای ورودی پله فرمان و تعویض خط روی جاده‌های خشک و لغزان، مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج شبیه‌سازی، نشانگر عملکرد مناسب‌تر کنترل کننده پیشنهادی در مقابل کنترل کننده مود لغزشی مرسوم، در بهبود پایداری چرخشی خودرو روی جاده‌های لغزان است.

کلمات کلیدی: کنترل مود لغزشی تطبیقی؛ دینامیک خودرو؛ پایداری چرخشی.

Vehicle Yaw Stability Improvement via Active Braking System Using Adaptive Sliding Mode

A. Bagheri¹, Sh. Azadi², A. Soltani^{3,*}

¹ Prof., Dep. of Mech. Eng., Guilan Univ., Rasht, Iran.

² Assoc. Prof., Dep. of Mech. Eng., K.N. Toosi Univ., Tehran, Iran.

³ Ph.D. Student, Dep. of Mech. Eng., Guilan Univ., Rasht, Iran.

Abstract

In this paper, an adaptive sliding mode controller has been proposed to improve the vehicle yaw stability through an active braking system. Since the vehicles undergo changes in parameters with respect to the wide range of driving condition, such as changing in road friction coefficient and also the dependency of braking forces on this coefficient, an adaptive robust control method is required to guarantee the system stability. So, a two-layer hierarchical control architecture has been designed which in the upper-layer, the value of corrective yaw moment is determined to track the desired vehicle yaw rate and the lower-layer adjust the longitudinal slip of the wheels to its target value. The designed controller, which is insensitive to system uncertainties, offers the adaptive sliding gains to eliminate the bounds of uncertainties. A dynamics vehicle model with seven degrees of freedom and Pacejka non-linear tyre model have been used to computer simulations and evaluated the effect of controller in the step steer input and lane change maneuvers on dry and slippery roads. The simulation results demonstrate the high effectiveness of the proposed controller against the conventional sliding mode controller to improve the vehicle yaw stability in the slippery roads.

Keywords: Adaptive Sliding Mode Control; Vehicle Dynamics; Yaw Stability.

۱- مقدمه

به طور کلی، حرکت چرخشی خودرو به دو روش زیر کنترل می‌شود. روش اول، اعمال مستقیم گشتاور چرخشی کنترلی^۱ از طریق کنترل نیروهای طولی چرخ در طرفین خودرو بوده که موثرترین روش در پایداری خودرو محسوب می‌شود و روش دوم، کنترل نیروهای جانبی چرخ‌های جلو یا عقب است که به طور غیرمستقیم، گشتاور چرخشی به خودرو اعمال می‌کند. ظرفیت تولید گشتاور چرخشی در این روش، به دلیل اشباع نیروی جانبی چرخ‌ها، محدود به ناحیه خطی است. این در حالی است که روش اول، ناحیه غیرخطی لاستیک (ناحیه پس از اشباع نیروهای طولی) را نیز شامل است.

کنترل سرعت چرخشی^۲ خودرو جهت‌دیابی مقدار مطلوب به دست آمده از ورودی‌های راننده، باعث می‌شود که مسیر حرکت خودرو به مسیر راننده نزدیک شود؛ اما در صورتی که سطح جاده لغزنده باشد، زاویه لغزش جانبی^۳ خودرو سریعاً افزایش یافته، سبب ناپایداری خودرو می‌شود؛ بنابراین هر دو مقدار سرعت چرخشی و زاویه لغزش جانبی و همچنین مسیر حرکت خودرو باید متناسب با ضریب اصطکاک جاده محدود شوند. به همین جهت، در مطالعات اخیر سیستم‌های کنترل دینامیک خودرو، اغلب هر دو کمیت سرعت چرخشی و زاویه لغزش خودرو به عنوان متغیرهای کنترلی بوده، کنترل همزمان آنها مدنظر قرار گرفته است.

در همین راستا، یک سیستم کنترلی گشتاور چرخشی جهت بهبود عملکرد فرمان‌پذیری خودرو و افزایش پایداری عرضی آن بر اساس روش کنترل فازی ارائه شده که در آن، میزان گشتاور چرخشی تولید شده، از اختلاف نیروهای ترمزی بین چرخ‌های جلو به دست آمده تا مقادیر مطلوب سرعت چرخشی و زاویه لغزش خودرو ردیابی شوند [۱]. در یک تحقیق دیگر، به طراحی کنترل یکپارچه سیستم‌های شاسی خودرو پرداخته شده که در آن، با استفاده از روش ترکیبی کنترل مود لغزشی (SMC) و فازی، دینامیک عرضی و طولی خودرو تحت کنترل قرار گرفت و در نتیجه، پایداری چرخشی و جانبی خودرو و نیز ویژگی‌های فرمان‌پذیری آن

ارتقاء یافت [۲]. در اکثر کارهای انجام شده به روش SMC، دو سطح لغزش جداگانه برای تعقیب مقادیر مطلوب زاویه لغزش جانبی و سرعت گردشی خودرو تعریف شده است؛ اما در یک پژوهش دیگر که جهت افزایش پایداری خودرو انجام شد، در طراحی SMC از یک سطح لغزش استفاده شد که شامل ترکیب وزنی زاویه لغزش جانبی و خطای تعقیب سرعت چرخشی خودرو است [۳]. از ساختار کنترلی چندلایه، برای بهبود پایداری چرخشی و کنترل یکپارچه شاسی خودروهای کاملاً الکتریکی استفاده می‌شود و جهت تعقیب بهتر خروجی‌های مطلوب، روش کنترل مود لغزشی اتخاذ شده و برای نزدیک شدن به واقعیت، رفتار راننده نیز مدل می‌شود [۴]. در یک تحقیق دیگر، هماهنگی سیستم‌های کنترل گشتاور چرخشی و زاویه فرمان فعال چرخ‌های جلو، جهت بهبود در ویژگی‌های فرمان‌پذیری خودرو ارائه شده است. با حل یک مسئله بهینه‌سازی تطبیقی، مقدار گشتاور چرخشی بهینه تعیین شده، پس از آن، مقدار بهینه گشتاور ترمزی و زاویه فرمان فعال چرخ‌های جلو محاسبه می‌شوند [۵]. برای افزایش پایداری دینامیک خودرو و غلبه بر مشکلات و محدودیت‌هایی که در مدل‌سازی خودرو و دینامیک غیرخطی لاستیک پیش می‌آید، روش‌های بهینه‌سازی می‌تواند مفید واقع شود [۶]. به دلیل غیرخطی‌های مدل لاستیک و همچنین نامعینی‌های پارامتری خودرو، از دیگر روش‌های کنترل مقاوم مانند، سنتز μ و H_∞ در کنترل فرمان چرخ‌های جلو به کار گرفته شده است [۷]؛ همچنین در این راستا، یک ساختار کنترل خطی پارامتر متغیر (LPV)^۵ بر پایه کنترل مقاوم H_∞ ، جهت رسیدن به گشتاور چرخشی مطلوب طراحی شده که در آن، خودرو به صورت چهارچرخ رانش در نظر گرفته شده است [۸]. به دلیل وجود اغتشاش و نامعینی‌ها در مدل‌سازی دینامیکی خودرو از جمله، تغییر ضریب اصطکاک جاده در طی رانندگی و ثابت نبودن جرم و ممان اینرسی خودرو، اخیراً محققان به استفاده از روش کنترل مود لغزشی تطبیقی (ASMC)^۶ روی آورده‌اند. از آن جمله می‌توان، به مقاله کاظمی و دستیارانش اشاره کرد که در آن، یک سیستم SMC با بهره‌های تطبیقی جهت تقویت

¹ Direct Yaw-Moment Control (DYC)

² Yaw Rate

³ Side Slip Angle

⁴ Sliding Mode Control (SMC)

⁵ Linear Parameter-Varying (LPV)

⁶ Adaptive Sliding Mode Control (ASMC)

توابع شعاع مینا^۱ را با کنترل مود لغزشی به عنوان ASMC در کنترل بازوی رباتیک ارائه نموده‌اند. [۱۶، ۱۷، ۱۵].

در کاربردهای عملی کنترل دینامیک خودرو، با توجه به شرایط مختلف جاده در رانندگی‌های طولانی مدت و متغیر بودن جرم خودرو به دلیل ثابت نبودن تعداد سرنشینان، تعیین دقیق ضریب اصطکاک جاده، جرم، مرکز جرم و ممان اینرسی‌های خودرو نسبتاً دشوار خواهد بود. لازم به ذکر است، داشتن اطلاعات کافی از شرایط جاده و ضریب اصطکاک آن، بسیار حائز اهمیت است؛ زیرا همه نیروهای لازم جهت پایداری عرضی و چرخشی خودرو از اصطکاک بین جاده و لاستیک به وجود می‌آیند.

برای غلبه بر چالش‌های مذکور، محققان کنترل‌کننده-های تطبیقی و مقاومرا پیشنهاد کردند. کنترل تطبیقی می‌تواند عدم قطعیت‌های پارامتری را جبران کند، اما کنترل مقاوم مانند، کنترل مود لغزشی، علاوه بر عدم قطعیت‌های ساختاری، در دفع اغتشاش خارجی و عدم قطعیت‌های غیرساختاری یا دینامیک‌های مدل نشده، عملکرد مناسبی دارد و پایداری سیستم حلقه بسته را جبران می‌کند. در طراحی کنترل مود لغزشی، تعیین کران عدم قطعیت‌ها لازم است؛ همچنین یکی از معایب آن این است که قانون کنترل شامل، کلیدزنی است که سبب ایجاد لرزش سیگنال کنترل می‌شود که پدیده‌ای نامطلوب بوده است؛ در نتیجه روش‌های هموارسازی همچون روش لایه مرزی و روش‌های تطبیقی کاهش لرزش سیگنال کنترل مطرح شده است. ترکیب کنترل تطبیقی و مقاوم، مزایای هر دو نوع کنترل‌کننده را دارد. اگر دینامیک‌های غیرساختاری در اختیار باشند، کنترل مقاوم تطبیقی در ردیابی خروجی‌های مطلوب مفید خواهد بود [۱۷].

در مقاله حاضر، به بررسی عملکرد کنترل‌کننده‌های مود لغزشی و مود لغزشی تطبیقی و مقایسه آن‌ها در کنترل دینامیک جانبی خودرو پرداخته شده است. نتایج شبیه‌سازی، نشان از کارایی بالاتر روش کنترل مود لغزشی تطبیقی در قیاس با کنترل مود لغزشی مرسوم در افزایش پایداری چرخشی خودرو و ردیابی دقیق‌تر مدل مرجع دارد، هنگامی

خصوصیات فرمان‌پذیری خودرو با سیستم فرمان برقی طراحی کردند. آنها مقدار گشتاور کنترلی را که باید به سیستم فرمان برقی وارد شود، به روش ASMC تعیین کردند تا زاویه چرخ‌ها را به مقدار مطلوب خود جهت ایجاد نیروی جانبی لازم برساند [۹]؛ همچنین محققان از این روش کنترلی جهت بهبود پایداری چرخشی خودروهای با نیروی محرکه الکتریکی استفاده کردند؛ به این صورت که به جای کنترل نیروی ترمزی، گشتاور رانشی هر چرخ را به طور مستقل به روش ASMC کنترل کردند. در این مطالعه، سرعت زاویه‌ای چرخ‌ها هر یک توسط یک موتور الکتریکی کنترل شد و شبیه‌سازی‌های کامپیوتری روی جاده خشک با سرعت پایین انجام شد [۱۰]. یک ایده دیگر در کنترل مستقیم گشتاور چرخشی جهت تقویت پایداری خودرو ارائه شده که در آن از یک مدل غیرخطی نه درجه آزادی استفاده شده، نیز برای ایجاد حرکات جانبی مطلوب، مدل خطی دو درجه آزادی فرمان‌پذیری به کار گرفته شده است. از ساختار کنترلی سه لایه استفاده شده که در لایه اول، گشتاور چرخشی لازم به روش ASMC جهت ردیابی سرعت چرخشی مطلوب خودرو تعیین شده است. در لایه میانی، توزیع بهینه تطبیقی نیروهای عرضی و ترمزی چرخ‌ها به دست آمده و در لایه سوم، ورودی‌های کنترلی زاویه فرمان فعال و نیروهای ترمزی چرخ‌ها که منحصرأ و به‌طور جداگانه به هر چرخ وارد شده، محاسبه شده است. از آنجایی که نیروهای چرخ که اهداف کنترلی را برآورده می‌کنند، نمی‌توانند به راحتی تعیین شوند، یک مسئله بهینه‌سازی تطبیقی غیرخطی برای مینیمم کردن اثرات منفی کنترل گشتاور مستقیم چرخشی مثل کاهش نامطلوب سرعت خودرو ارائه شده است [۱۱]. از روش ASMC، برای افزایش در دقت مکان‌یابی عملگرهای پیژوالکتریک نیز استفاده می‌شود؛ زیرا غیر خطی‌های شدید پسماند، دقت عملگرها را محدود کرده، برای حذف اثرات پسماند و افزایش دقت، این روش ارائه شده به طوری که توانسته خطا را تا نصف مقدار خود کاهش دهد [۱۲]. استفاده از این روش کنترلی در کاهش پدیده لرزش، تنظیم بهره‌های مود لغزشی، مقابله با نامعینی‌های مدل و اغتشاش مناسب و کارا بوده است [۱۳، ۱۴]. در سال‌های اخیر نیز پژوهشگران، ترکیب شبکه‌های فازی و عصبی تطبیقی از نوع

^۱ Radial Basis Functions (RBF)

$$m(\dot{v}_x - v_y \omega_z) = \sum_{i=1}^4 F_{xgi} + F_{xd} \quad (1)$$

$$m(\dot{v}_y + v_x \omega_z) = \sum_{i=1}^4 F_{ygi} + F_{yd} \quad (2)$$

$$I_z \dot{\omega}_z = M_z + M_{zc} + M_{zd} \quad (3)$$

$$F_{xgi} = (F_{xwi} - F_{zif_r}) \cos \delta - F_{ywi} \sin \delta \quad (4)$$

$$F_{ygi} = (F_{xwi} - F_{zif_r}) \sin \delta + F_{ywi} \cos \delta \quad (5)$$

$$M_z = -t_l (F_{xg1} + F_{xg3}) + t_r (F_{xg2} + F_{xg4}) + l_f (F_{yg1} + F_{yg2}) - l_r (F_{yg3} + F_{yg4}) \quad (6)$$

معادلات دینامیکی چرخ نام نیز به صورت رابطه (۷) است [۱]:

$$I_\omega \dot{\omega}_i = -R_\omega (F_{xwi} - F_{zif_r}) - T_{bi} \quad (7)$$

در روابط فوق، F_{xwi} و F_{ywi} نشان‌دهنده نیروهای طولی و عرضی لاستیک نام، F_{xgi} و F_{ygi} نیز، برآیند نیروهای لاستیک مذکور در جهات محورهای مختصات طولی و جانبی بدنه خودرو است. M_z گشتاور ناشی از نیروهای طولی و عرضی لاستیک‌ها حول محور عمودی گذرنده از مرکز جرم، M_{zc} گشتاور تصحیح‌کننده چرخشی است. به منظور در نظر گرفتن نامعینی‌ها در مدل‌سازی دینامیک غیرخطی خودرو، عبارات نامشخص ولی محدود، F_{xd} ، F_{yd} و M_{zd} به ترتیب به معادلات (۱) تا (۳) اضافه شده که می‌توانند اغتشاش‌های سیستم در دینامیک طولی، عرضی و چرخشی خودرو لحاظ شوند. m جرم کل، I_z ممان اینرسی خودرو حول محور عمودی آن، f_r ضریب اصطکاک غلتشی لاستیک، T_{bi} و ω_i به ترتیب، گشتاور ترمزی و سرعت دورانی چرخ نام، R_ω و I_ω شعاع و ممان اینرسی چرخ و F_z نیروی عمودی وارد بر چرخ است. δ زاویه فرمان چرخ‌های جلو، t_l و t_r فاصله عرضی مرکز جرم تا چرخ‌های راست و چپ و l_f و l_r فاصله طولی مرکز جرم تا چرخ‌های جلو و عقب است. F_z (نیروی عمودی وارد بر هر چرخ) طبق روابط (۸) تا (۱۱) تعیین می‌شوند [۱۸]:

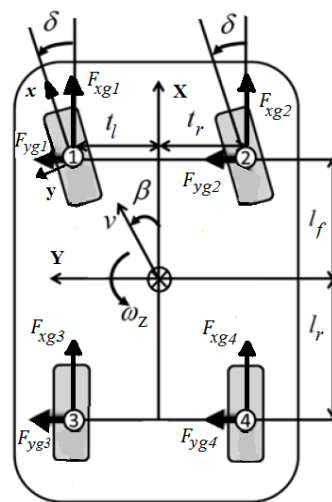
$$F_{z1} = \frac{0.5mgl_r}{L} - \frac{0.5m\dot{v}_x h}{L} - \frac{0.5mh(\dot{v}_y + v_x \omega_z)}{(t_l + t_r)} \quad (8)$$

که ضریب اصطکاک جاده دچار کاهش شدید شود. این شرایط، معادل رانندگی در جاده کاملاً لغزنده است.

بر این اساس در این مقاله، ابتدا یک مدل غیرخطی هفت درجه آزادی خودرو با مدل ترکیبی تایلر پسجکا^۱ بیان می‌شود. سپس یک سیستم ASMC، بر پایه تئوری پایداری لیاپانوف ارائه شده است و در انتها، عملکرد سیستم کنترلی بیان شده با شبیه‌سازی کامپیوتری مانورهای ورودی پله فرمان^۲ و تعویض‌خط^۳ در جاده‌های خشک و کاملاً لغزان، مورد ارزیابی قرار می‌گیرد و توانایی رویکرد پیشنهادی در مقابل روش کنترل مود لغزشی مرسوم سنجیده می‌شود.

۲- مدل‌سازی دینامیکی خودرو

مدل مورد بررسی، یک خودرو با هفت درجه آزادی است که درجات آزادی آن، سرعت‌های طولی و عرضی مرکز جرم خودرو که به ترتیب با v_x و v_y نشان داده شده است، سرعت چرخشی خودرو حول محور عمودی خود، ω_z ، و سرعت زاویه-ای هر یک از چهار چرخ، ω_i ($i = 1$ to 4) است. معادلات دینامیکی بدنه خودرو با توجه به سیستم مختصات نشان داده شده در شکل ۱، به صورت روابط (۱) تا (۷) بیان می‌شوند [۳]:



شکل ۱- مدل کامل خودرو با هفت درجه آزادی [۳]

¹Pacejka Tire Model

² Step Steering Input

³ Lane Change

$$\phi_x = (1 - E_x)\lambda + \frac{E_x}{B_x} \arctan(B_x \lambda) \quad (20)$$

$$F_{y0} = \mu D_y \sin[C_y \arctan(B_y \phi_y)] \quad (21)$$

$$\phi_y = (1 - E_y)\alpha + \frac{E_y}{B_y} \arctan(B_y \alpha) \quad (22)$$

$$F_{xw} = \frac{\delta_x}{\delta_t} F_{x0} \quad (23)$$

$$F_{yw} = \frac{\delta_y}{\delta_t} F_{y0} \quad (24)$$

$$\delta_x = \frac{\lambda}{1 + \lambda} \quad (25)$$

$$\delta_y = \frac{\tan \alpha}{1 + \lambda} \quad (26)$$

$$\delta_t = \sqrt{\delta_x^2 + \delta_y^2} \quad (27)$$

که در آن μ ضریب اصطکاک جاده، F_{x0} معرف نیروی طولی لاستیک است، اگر چرخ فقط دارای لغزش طولی (λ) باشد و زاویه لغزش (α) در آن صفر باشد. F_{y0} نیز نشانگر نیروی عرضی لاستیک است، اگر چرخ فقط زاویه لغزش داشته باشد و فاقد لغزش طولی باشد. در حالت اعمال زاویه فرمان و چرخش خودرو، هر یک از نیروهای طولی و عرضی لاستیک تابع ترکیبی از هر دو کمیت لغزش طولی و زاویه لغزش است که از طریق روابط (۲۳) و (۲۴) محاسبه می‌شوند. E و D, C, B به ترتیب بیانگر، ضریب سختی، ضریب شکل، ضریب ماکزیمم و ضریب انحنای لاستیک بوده که توصیف کامل آن‌ها، در مراجع [۱۸-۱۹] ذکر شده است. در تعیین نیروهای طولی و جانبی، چون هر یک از این ضرایب، مقادیر یکسانی ندارند؛ به همین دلیل با اندیس‌های x و y از هم متمایز شده‌اند.

۳- طراحی کنترل کننده

هدف از طراحی این کنترل کننده، ایجاد پایداری و فرمان-پذیری مناسب خودرو در تمامی شرایط حرکتی آن است؛ به طوری که بتواند در مقابل تغییر پارامترها و اغتشاش، مقاوم بوده و سرعت چرخشی و زاویه لغزش جانبی را روی مقادیر مطلوب خود نگه دارد. مقدار مطلوب سرعت چرخشی از مدل خودرو دوچرخ خطی دو درجه آزادی محاسبه می‌شود، [۲۰]:

$$\omega_{zd} = \frac{v_x \delta}{L(1 + K_{us} v_x^2)} \quad (28)$$

در معادله (۲۸)، K_{us} ضریب کم فرمانی است که از رابطه (۲۹) تعیین می‌شود [۲۰]:

$$F_{z2} = \frac{0.5mgl_r}{L} - \frac{0.5m\dot{v}_x h}{L} + \frac{0.5mh(\dot{v}_y + v_x \omega_z)}{(t_l + t_r)} \quad (9)$$

$$F_{z3} = \frac{0.5mgl_f}{L} + \frac{0.5m\dot{v}_x h}{L} - \frac{0.5mh(\dot{v}_y + v_x \omega_z)}{(t_l + t_r)} \quad (10)$$

$$F_{z3} = \frac{0.5mgl_f}{L} + \frac{0.5m\dot{v}_x h}{L} + \frac{0.5mh(\dot{v}_y + v_x \omega_z)}{(t_l + t_r)} \quad (11)$$

که در آن h ارتفاع مرکز جرم خودرو از زمین و L طول خودرو است که برابر مجموع l_f و l_r است. زاویه لغزش و نسبت لغزش طولی چرخ نام به ترتیب از روابط (۱۲) و (۱۳) محاسبه می‌شوند [۳]:

$$\alpha_i = \delta_i - \arctan\left(\frac{v_{ywi}}{v_{xwi}}\right) \quad (12)$$

$$\lambda_i = \frac{R_\omega \omega_i - v_{xwi}}{\max(R_\omega \omega_i, v_x)} \quad (13)$$

در آن، $\delta_1 = \delta_2 = 0$ ، $\delta_3 = \delta_4 = 0$ ، v_{ywi} و v_{xwi} به ترتیب، سرعت طولی و جانبی چرخ نام در مختصات متصل به چرخ (xy) بوده که از معادلات (۱۴-۱۷) به دست می‌آیند [۳]:

$$v_{xw1} = v_{xw3} = v_x + t_l \omega_z \quad (14)$$

$$v_{xw2} = v_{xw4} = v_x - t_r \omega_z \quad (15)$$

$$v_{yw1} = v_{yw2} = v_y + l_f \omega_z \quad (16)$$

$$v_{yw3} = v_{yw4} = v_y - l_r \omega_z \quad (17)$$

زاویه لغزش جانبی نیز از رابطه (۱۸) تعیین می‌شود: [۳]

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{v_y}{v_x}\right) \quad (18)$$

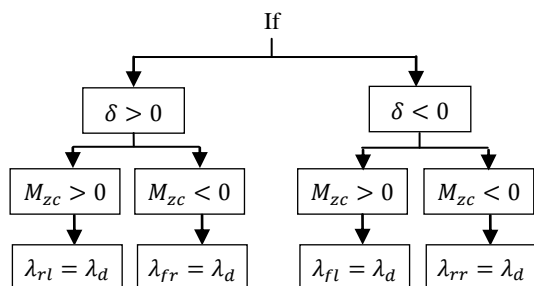
۲-۱- مدل سازی لاستیک

با توجه به اینکه نیروهای طولی و عرضی لاستیک به هر دو مقدار لغزش طولی و زاویه لغزش لاستیک وابسته است، به همین جهت در این مقاله از مدل غیر خطی لاستیک پسجکا با در نظر گرفتن لغزش ترکیبی لاستیک‌ها، استفاده شده است. معادلات نیروهای طولی و عرضی هر لاستیک به صورت روابط (۱۹-۲۷) بیان می‌شوند [۱۸]:

$$F_{x0} = \mu D_x \sin[C_x \arctan(B_x \phi_x)] \quad (19)$$

جدول ۱- تاثیر تغییر نیروهای تابر بر تغییر جهت گشتاور تصحیح کننده چرخشی [۲۱]

نیروی تابر	جلو داخلی	جلو خارجی	پشت داخلی	پشت خارجی
افزایش M_{zc}	$F_x + \Delta M_{zc} - \Delta M_{zc}$	$F_x + \Delta M_{zc} - \Delta M_{zc}$	$+\Delta M_{zc}$	$-\Delta M_{zc}$
کاهش M_{zc}	$F_y - \Delta M_{zc} - \Delta M_{zc}$	$F_y - \Delta M_{zc} - \Delta M_{zc}$	$+\Delta M_{zc}$	$+\Delta M_{zc}$



شکل ۲- اصول منطقی کنترل در سیستم ترمز فعال [۲۱]

برای مقابله با تغییر پارامترهای خودرو و نامعینی‌های مدل، بهره‌های کنترل کننده را متغیر در نظر گرفته تا به یک سیستم ASMC تبدیل شود.

۳-۱-۱- کنترل مود لغزشی

در این بخش، یک کنترل کننده مود لغزشی جهت ردیابی سرعت چرخشی و زاویه لغزش مطلوب طراحی می‌شود. به همین منظور، ابتدا یک تابع خطای ترکیبی به صورت رابطه (۳۱) تعریف می‌شود [۳]:

$$e_y = k_{y1}(\omega_z - \omega_{zd}) + (\beta - \beta_d) \quad (31)$$

البته در عبارت (۳۱)، $k_{y1} > 0$ ، β_d طبق رابطه (۳۰)، صفر خواهد بود. سپس یک سطح لغزش که شامل تابع خطا و انتگرال آن است، به شکل رابطه (۳۲) انتخاب می‌شود [۲۱]:

$$s_y = e_y + k_{y2} \int_0^t e_y dt \quad (32)$$

یک پارامتر مثبت است. مشتق عبارت (۳۲) خواهد شد:

$$\dot{s}_y = k_{y1}(\dot{\omega}_z - \dot{\omega}_{zd}) + \dot{\beta} + k_{y2}e_y \quad (33)$$

در رابطه (۳۳)، از رابطه (۳) جایگزین می‌شود:

$$\dot{s}_y = k_{y1} \left(\frac{M_z + M_{zc} + M_{zd}}{I_z} - \dot{\omega}_{zd} \right) + \dot{\beta} + k_{y2}e_y \quad (34)$$

$\dot{\omega}_{zd}$ با مشتق‌گیری از رابطه (۲۸) بدست آمده $\dot{\beta}$ نیز با مشتق گرفتن از رابطه (۱۸) به صورت رابطه (۳۵) محاسبه می‌شود:

$$K_{us} = m \left(\frac{l_r}{\mu C_f} - \frac{l_f}{\mu C_r} \right) L^2 \quad (29)$$

که در آن، C_f و C_r به ترتیب، سختی کناری لاستیک‌های جلو و عقب مدل دوچرخ است. مقدار مطلوب زاویه لغزش جانبی، β_d ، نیز صفر در نظر گرفته شده است [۲]:

$$\beta_d = 0 \quad (30)$$

عملکرد کنترل کننده به این نحو است که خطای تعقیب زاویه لغزش جانبی و سرعت چرخشی خودرو توسط کنترل کننده محاسبه و گشتاور تصحیح کننده گردش M_{zc} توسط مکانیزم ترمزگیری اختلافی با اعمال ترمز روی یکی از چرخ‌ها تولید می‌شود. نیروهای ایجاد شده توسط لاستیک به مقدار لغزش طولی چرخ وابسته است، لذا با تنظیم لغزش هر چرخ روی مقدار مطلوب خود، λ_d می‌توان نیروی ترمزی لازم و در نهایت گشتاور تصحیح کننده چرخشی را تولید کرد.

با توجه به توضیحات فوق، سیستم کنترل طراحی شده شامل دو لایه کنترلی است. در لایه بالا یا لایه نظارتی کنترل کننده، میزان گشتاور لازم جهت پایداری خودرو تعیین می‌شود و لایه پایین به عنوان عملگر سیستم، با توجه به علامت گشتاور تصحیح کننده، تصمیم بر انتخاب چرخ مناسب جهت تنظیم لغزش طولی گرفته و با اعمال ترمز روی این چرخ، گشتاور چرخشی مورد نیاز را ایجاد می‌کند. در هر دو لایه کنترلی، روش ASMC به کار رفته است. برای این منظور، مناسب‌تر است، ترمزگیری فقط روی چرخ عقب داخلی یا جلو خارجی صورت پذیرد تا نیروی جانبی مزاحم کاهش یابد که گشتاور چرخشی نامطلوب تولید می‌کند؛ زیرا عموماً، افزایش نیروی ترمزی لاستیک‌ها، باعث کاهش نیروی عرضی در آنها شده، این تغییر متفاوت در نیروها، سبب تولید گشتاور چرخشی با علامت‌های مختلف در یک لاستیک می‌شود. نتایج این موضوع برای هر یک از چرخ‌ها در جدول ۱ آمده است. همچنین جهت زاویه فرمان نیز در عمل تصمیم‌گیری بر انتخاب چرخ مناسب در کنترل لغزش طولی لاستیک موثر است. برای این منظور، از روش شکل ۲ نشان استفاده شده است.

۳-۱- کنترل لایه بالایی

در این تحقیق، همانطور که در قسمت قبل به آن اشاره شد، در هر لایه ابتدایک SMCMر سومطراحی می‌شود، سپس

که در آن، بهره‌های متغیر $\hat{\eta}_{y1}$ و $\hat{\eta}_{y2}$ در هر لحظه با حل معادلات دیفرانسیل (۳۸-۳۹) تعیین شده و به‌روز می‌شوند [۱۱]:

$$\dot{\hat{\eta}}_{y1} = \gamma_{y1} |s_y|; \quad (\gamma_{y1} > 0) \quad (38)$$

$$\dot{\hat{\eta}}_{y2} = \gamma_{y2} |e_y| |s_y|; \quad (\gamma_{y2} > 0) \quad (39)$$

با مساوی قرار دادن روابط (۳۴) و (۳۷)، گشتاور تصحیح‌کننده چرخشی M_{zc} به روش ASMC به دست می‌آید:

$$M_{zc} = \hat{I}_z \left(\frac{k_{y1} \dot{\omega}_{zd} - \dot{\beta} - k_{y2} e_y}{k_{y1}} \right) - M_z - (\hat{\eta}_{y1} + \hat{\eta}_{y2} |e_y|) \operatorname{sgn}(s_y) \quad (40)$$

در قانون کنترلی بالا، مقدار تخمینی \hat{I}_z است. $\dot{\omega}_{zd}$ با مشتق-گیری از رابطه (۲۸)، $\dot{\beta}$ از رابطه (۳۵) و M_z هم از معادله (۶) جایگزین می‌شوند. لازم به ذکر است، عبارات \dot{v}_x و \dot{v}_y را باید به ترتیب از روابط (۱) و (۲) در رابطه (۳۵) قرار داد. حال فرض می‌کنیم که مقادیر ثابت و مثبت η_{y1}^d و η_{y2}^d وجود دارند به طوری که:

$$\eta_{y1}^d > |d(t)| \quad (41)$$

$$\eta_{y2}^d > \frac{k_{y2}}{k_{y1}} |\hat{I}_z| \quad (42)$$

در رابطه (۴۱)، $d(t)$ به عنوان گشتاور اغتشاشی سیستم در دینامیک چرخشی است که از تمامی نامعینی‌ها در مدل-سازی نیروهای طولی و عرضی لاستیک‌ها به علت نامشخص بودن و همچنین متغیر بودن ضریب اصطکاک جاده به وجود آمده، از رابطه (۴۳) تعیین می‌شود:

$$d(t) = M_{zd} + \hat{I}_z \dot{\omega}_{zd} - \frac{\hat{I}_z \dot{\beta}}{k_{y1}} \quad (43)$$

\hat{I}_z نیز، اختلاف میان مقدار تخمینی \hat{I}_z و مقدار واقعی I_z را نشان می‌دهد؛ بنابراین، $\hat{I}_z = I_z - \tilde{I}_z$ از فرض‌هایی که در روابط (۴۱) و (۴۲) بیان شد، می‌توان نتیجه گرفت، نامعینی-های پارامتریک سیستم، دارای مقادیر محدود می‌باشند.

اکنون به اثبات پایداری سیستم کنترلی طراحی شده به روش ASMC پرداخته می‌شود. به همین منظور، ابتدا یک تابع لیاپانوف به شکل زیر تعریف می‌شود:

$$V = \frac{1}{2} I_z s_y^2 + \frac{k_{y1}}{2\gamma_{y1}} \tilde{\eta}_{y1}^2 + \frac{k_{y2}}{2\gamma_{y2}} \tilde{\eta}_{y2}^2 \quad (44)$$

که در آن:

$$\tilde{\eta}_{y1} = \hat{\eta}_{y1} - \eta_{y1}^d; \quad \tilde{\eta}_{y2} = \hat{\eta}_{y2} - \eta_{y2}^d \quad (45)$$

با مشتق‌گیری از رابطه (۴۴) به دست می‌آوریم:

$$\dot{\beta} = k_\beta \left(\frac{\dot{v}_y}{v_x} - \frac{\dot{v}_x}{v_x} \tan(\beta) \right) \quad (35)$$

که در آن، $k_\beta = (1 + \tan^2(\beta))^{-1}$ است. برای آنکه شرط لغزشی برقرار باشد، باید داشته باشیم [۲۱]:

$$\dot{s}_y = -\eta_y \operatorname{sgn}(s_y); \quad (\eta_y > 0) \quad (36)$$

در این صورت خواهیم داشت:

$$\frac{1}{2} \left(\frac{d}{dt} \right) s_y^2 = \dot{s}_y s_y = -\eta_y \operatorname{sgn}(s_y) s_y < 0$$

sgn تابع علامت می‌باشد.

با برابر قرار دادن روابط (۳۴) و (۳۶)، گشتاور تصحیح-کننده چرخشی M_{zc} ، به روش کنترل مود لغزشی به دست آمده که در این بخش، از نوشتن آن صرف‌نظر می‌شود. M_{zc} در لایه بالایی کنترل به عنوان ورودی کنترلی محسوب می‌شود. به دلیل اینکه هدف اصلی این مقاله، ارزیابی عملکرد کنترل مود لغزشی تطبیقی است، در قسمت بعد به معرفی این روش کنترلی و همچنین تعیین و بیان کامل ورودی کنترلی M_{zc} پرداخته خواهد شد.

۳-۱-۲- کنترل مود لغزشی با بهره‌های تطبیقی

از مشکلاتی که در کنترل‌کننده مود لغزشی طراحی شده وجود دارد، انتخاب بهره آن، η_y در رابطه (۳۶) است که وابستگی زیادی به کران‌های بالای نامعینیدر دینامیک خودرو از جمله، جرم و ممان اینرسی خودرو دارد. در عمل، این نامعینی‌ها و اغتشاش‌ها به دلیل غیرخطی بودن دینامیک خودرو و لاستیک ایجاد می‌شوند که کاملاً مشخص و معین نیستند و مقدار دقیق آنها را نمی‌توان تعیین کرد. در تنظیم بهره این نوع کنترل‌کننده‌ها، اغلب از روش‌های سعی و خطا استفاده می‌شود. به همین دلیل عملکرد آن‌ها محافظه‌کارانه خواهد بود و ممکن است عمل ردیابی را به خوبی انجام نداده و یا در سیگنال کنترل، نوسانات نامطلوبی ایجاد کنند.

غلبه بر این مشکل، اخیراً بهره‌های SMC را به صورت تطبیقی در نظر گرفته به طوری که می‌توانند به صورت برخط^۱ تنظیم و به‌روز^۲ شوند. بر این اساس، رابطه (۳۶) به صورت رابطه (۳۷) اصلاح می‌شود [۱۱]:

$$\dot{s}_y = -(\hat{\eta}_{y1} + \hat{\eta}_{y2} |e_y|) \operatorname{sgn}(s_y) \quad (37)$$

¹ Online

² Update

$$\text{sat}(s_y) = \begin{cases} 1 & (s_y > \varphi) \\ \frac{s_y}{\varphi} & (|s_y| \leq \varphi) \\ -1 & (s_y < -\varphi) \end{cases} \quad (51)$$

φ بیانگر ضخامت لایه مرزی است.

۳-۲- کنترل لایه پایینی

پس از تعیین مقدار گشتاور چرخشی تصحیح کننده M_{zc} در لایه بالایی، در لایه پایینی کنترل، باید میزان گشتاور ترمزی لازم جهت ایجاد گشتاور M_{zc} و همچنین چرخشی تعیین شوند که باید تحت ترمزگیری قرار گیرد. در این راستا، ابتدا با توجه به علامت‌های زاویه فرمان و M_{zc} ، چرخشی که باید ترمز فعال بر آن اعمال شود، انتخاب خواهد شد که نحوه تعیین آن در شکل ۲ آمده است. سپس باید نیروی ترمزی لازم، F_{xb} ، طبق رابطه (۵۲) محاسبه شود. برای مثال، اگر قرار است گشتاور ترمزی بر چرخ جلو-راست وارد شود:

$$F_{xb} = \frac{M_{zc}}{t_r} \quad (52)$$

در مرحله بعد، با استفاده از روش‌های درون‌یابی، لغزش طولی مطلوب تایر مربوطه λ_d بدست می‌آید و در انتها، با استفاده از یک کنترلر مود لغزشی تطبیقی، گشتاور ترمزی لازم T_b ، جهت تعقیب λ_d بدست می‌آید؛ بنابراین، یک تابع خطا و سطح لغزش دیگر تعریف می‌شود [۲۱]:

$$e_b = \lambda - \lambda_d \quad (53)$$

$$s_b = e_b + k_b \int_0^t e_b dt; \quad (k_b > 0) \quad (54)$$

برای برقراری شرط لغزشی، رابطه (۵۵) تعریف می‌شود:

$$\dot{s}_b = -(\hat{\eta}_{b1} + \hat{\eta}_{b2}|e_b|) \text{sat}(s_b) \quad (55)$$

در آن، بهره‌های تطبیقی $\hat{\eta}_{b1}$ و $\hat{\eta}_{b2}$ با حل معادلات دیفرانسیل (۵۶-۵۷) تعیین می‌شوند [۲۱]:

$$\dot{\hat{\eta}}_{b1} = \gamma_{b1}|s_b|; \quad (\gamma_{b1} > 0) \quad (56)$$

$$\dot{\hat{\eta}}_{b2} = \gamma_{b2}|e_b||s_b|; \quad (\gamma_{b2} > 0) \quad (57)$$

و در نهایت، مقدار گشتاور ترمزی لازم چرخ‌ام که همان ورودی کنترلی است، با ترکیب روابط (۵۳) تا (۵۷) و همچنین استفاده از رابطه (۷)، به صورت رابطه (۵۸) محاسبه می‌شود که در آن، a_x شتاب طولی خودرو است.

$$T_{bi} = -R_\omega F_{xwi} - \frac{I_\omega a_x \omega_i}{v_x} + \frac{I_\omega v_x k_b e_b}{R_\omega} + \frac{I_\omega v_x}{R_\omega} (\hat{\eta}_{b1} + \hat{\eta}_{b2}|e_b|) \text{sat}(s_b) \quad (58)$$

$$\dot{V} = I_z s_y \dot{s}_y + \frac{k_{y1}}{\gamma_{y1}} \hat{\eta}_{y1} \dot{\hat{\eta}}_{y1} + \frac{k_{y2}}{\gamma_{y2}} \hat{\eta}_{y2} \dot{\hat{\eta}}_{y2} \quad (46)$$

طرفین رابطه (۳۴) را در I_z ضرب کرده، M_{zc} را از رابطه (۴۰) در آن جایگزین می‌کنیم:

$$I_z \dot{s}_y = k_{y1} [\hat{I}_z \left(\frac{k_{y1} \dot{\omega}_{zd} - \beta - k_{y2} e_y}{k_{y1}} \right) + M_{zd} - (\hat{\eta}_{y1} + \hat{\eta}_{y2}|e_y|) \text{sgn}(s_y)] - k_{y1} I_z \dot{\omega}_{zd} + I_z \beta + k_{y2} I_z e_y \quad (47)$$

با استفاده از روابط (۴۵) و جایگذاری رابطه (۴۷) در (۴۶) و همچنین با توجه به اینکه $|s_y \text{sgn}(s_y)| = |s_y|$ است، مشتق تابع لیاپانوف به شکل زیر ساده خواهد شد:

$$\dot{V} = s_y (k_{y1} M_{zd} + k_{y1} \hat{I}_z \dot{\omega}_{zd} - \hat{I}_z \beta - k_{y2} \hat{I}_z e_y) - k_{y1} |s_y| \eta_{y1}^d - k_{y1} |s_y| |e_y| \eta_{y2}^d \quad (48)$$

با توجه به عبارت $d(t)$ در رابطه (۴۳) که بیانگر نامعینی‌های سیستم است، رابطه (۴۸) به صورت زیر می‌شود:

$$\begin{aligned} \dot{V} &= k_{y1} s_y (d(t) - \frac{k_{y2} \hat{I}_z e_y}{k_{y1}}) - k_{y1} |s_y| \eta_{y1}^d - k_{y1} |s_y| |e_y| \eta_{y2}^d \\ &\leq k_{y1} |s_y| (|d(t)| + \frac{k_{y2} |\hat{I}_z| |e_y|}{k_{y1}}) - k_{y1} |s_y| \eta_{y1}^d - k_{y1} |s_y| |e_y| \eta_{y2}^d \\ &\leq k_{y1} |s_y| (|d(t)| - \eta_{y1}^d) + |e_y| |s_y| (k_{y2} |\hat{I}_z| - k_{y1} \eta_{y2}^d) \end{aligned} \quad (49)$$

از روابط (۴۱) و (۴۲) نتیجه می‌شود:

$$\dot{V} < 0 \quad (50)$$

با توجه به اینکه تابع لیاپانوف تعریف شده در رابطه (۴۴) یک تابع مثبت معین و مشتق آن، \dot{V} ، تابع منفی معین است، بنابراین از روش مستقیم لیاپانوف می‌توان نتیجه گرفت سیستم کنترلی طراحی شده به روش ASMC پایدار می‌باشد.

به دلیل ناپیوستگی تابع sgn در رابطه (۴۰)، معمولاً نوساناتی در قانون کنترلی، M_{zc} ، ظاهر می‌شوند که برای حذف آن‌ها، بهتر است تابع sgn با تابع اشباع sat جایگزین شود. تابع اشباع به شکل رابطه (۵۱) تعریف می‌شود:

۴-۱- مانور دور زدن با زاویه فرمان ثابت

در ابتدا شبیه‌سازی روی جاده خشک ($\mu = 0.9$) برای دو خودروی بدون کنترلر و با کنترلر SMC بررسی می‌شود. در این مانور، زاویه فرمان چرخ‌های جلو (δ) مطابق شکل ۴، در ثانیه اول، از صفر به $\delta = 3^\circ$ رسیده، سرعت اولیه خودرو 30 m/s است. در شکل ۵، نمودار سرعت چرخشی خودرو در سه حالت مقدار مطلوب، خودروی بدون کنترلر و خودروی با کنترلر مود لغزشی (SMC) رسم شده است.

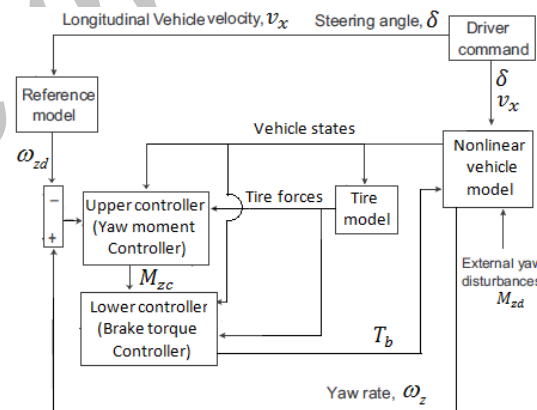
همانطور که در شکل ۵ نمایان است، کنترلرکننده SMC به خوبی توانسته نرخ چرخش خودرو را تا مقدار مطلوب خود کاهش دهد و به دنبال آن، باعث افزایش پایداری چرخشی آن شود؛ اما این سیستم کنترلی نمی‌تواند در مواقعی که ضریب اصطکاک جاده تغییرات شدیدی دارد، رفتار خوبی با همین دقت داشته باشد؛ زیرا این ضریب، یکی از پارامترهای مهم در تولید نیروهای لاستیک است. به همین منظور در این قسمت، عملکرد کنترلرکننده‌های SMC و ASMC تحت همین مانور روی جاده لغزنده ($\mu = 0.3$) بررسی و مقایسه می‌شود. با این تفاوت که در این حالت، دامنه زاویه فرمان، $\delta = 0.6^\circ$ و سرعت اولیه خودرو 25 m/s است.

در شکل ۶، نمودار سرعت چرخشی در چهار حالت مقدار مطلوب، خودروی بدون کنترلرکننده و خودروی با کنترلرکننده‌های SMC و ASMC رسم شده است. همانطور که در شکل ۶ نشان داده شده، در نمودار مربوط به کنترلرکننده SMC، نوسانات قابل توجهی در ردیابی نرخ چرخش ظاهر شده است که در صورت شدیدتر شدن، می‌تواند سیستم را به سمت ناپایداری نیز سوق دهد؛ اما در خودروی با کنترلرکننده ASMC این نوسانات حذف شده، در نتیجه امکان رسیدن سیستم به ناپایداری کاهش می‌یابد. تعقیب سرعت چرخشی نیز با دقت نسبتاً قابل قبولی انجام شده است؛ بنابراین در این نمودار می‌توان کارایی بالاتر روش ASMC نسبت به SMC در ردیابی مقادیر مطلوب با حضور تغییر شدید پارامترها از جمله، ضریب اصطکاک جاده را نتیجه گرفت. البته در سیستم کنترلی ASMC، خطای حالت ماندگار ناچیزی ظاهر شده که می‌تواند به علت اشباع نیروهای طولی تأثیر به دلیل لغزنده بودن بیش از حد جاده با ضریب اصطکاک پایین ($\mu = 0.3$) باشد، زیرا در این حالت، سیستم ترمز فعال دیگر قادر نیست هر نیروی ترمزی لازم جهت ردیابی یک سرعت

بلوک دیاگرام ساختار کنترل‌کننده، در شکل ۳ رسم شده است.

۴- شبیه‌سازی و تحلیل سیستم کنترلی

شبیه‌سازی‌های کامپیوتری که به منظور ارزیابی سیستم کنترلی پیشنهادی انجام شده‌اند، شامل مانورهای دور زدن با زاویه فرمان ثابت یا همان ورودی پله فرمان و تعویض خطمی‌باشند. به همین منظور، یک مدل غیرخطی هفت درجه آزادی همراه با مدل ترکیبی تأثیر پس‌جکا بکار گرفته شده که در بخش دوم مقاله معرفی شد و از پارامترهای موجود در مرجع [۲۰] که در جدول ۲ آمده، جهت شبیه‌سازی استفاده شده است. هدف از این شبیه‌سازی‌ها، مقایسه دو رویکرد کنترلی SMC و ASMC در مانورها و جاده‌ها با ضرایب اصطکاک مختلف و ارزیابی عملکرد آنها در بهبود پایداری، ردیابی سرعت چرخشی مطلوب و کنترل زاویه لغزش جانبی خودرو است.



شکل ۳- بلوک دیاگرام ساختار کنترل‌کننده

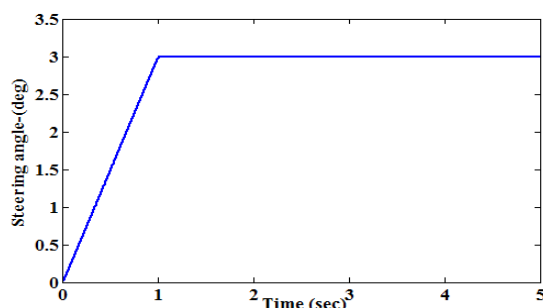
جدول ۲- پارامترهای خودرو [۲۰]

پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
m	1030 kg	t_r	0.64 m
I_z	1088 kg · m ²	t_l	0.64 m
C_f	36000 N/rad	l_f	0.97 m
C_r	36000 N/rad	l_r	1.39 m
μ	[0.3, 0.9]	I_ω	2.1 kg · m ²
f_r	0.015	R_ω	0.3 m
h	0.5 m		

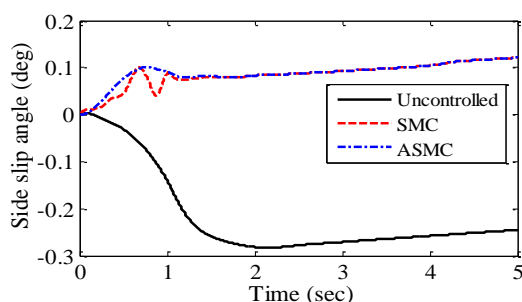
در شکل ۸ نیز که نمودار شتاب جانبی خودرو رسم شده، کاهش زیاد این کمیت روی جاده لغزان که مطلوب است، در خودروهای با کنترل کننده SMC و ASMC به وضوح نمایان است؛ زیرا در جاده لغزنده با ضریب اصطکاک پایین، لاستیک، ظرفیت ایجاد نیروی جانبی بالا برای غلبه بر شتاب جانبی را ندارد، بنابراین بهتر است تا حد امکان شتاب جانبی کاهش داده شود.

مسیر خودرو طی مانور دور زدن با زاویه فرمان ثابت در شکل ۹ رسم شده است. با توجه به این شکل دیده می‌شود که کنترل کننده، خودرو را به حالت کم فرمان^۱ درآورده، باعث افزایش شعاع دوران شده که مطلوب راننده‌ها نیز است؛ زیرا در این حالت، راننده‌ها می‌توانند با افزایش زاویه فرمان، خودرو را به داخل پیچ برگردانند. منحنی‌های مربوط به هم خودروی با کنترل کننده‌های SMC و ASMC، نزدیک به هم هستند با این تفاوت که شعاع چرخش خودروی با ASMC، کمی بیشتر از حالت SMC است.

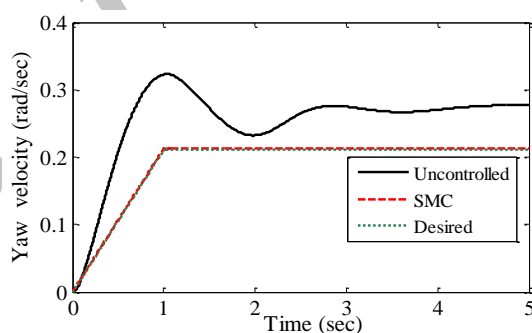
چرخشی مطلوب را ایجاد کند. شکل ۷ نیز، زاویه لغزش جانبی خودرو را نشان می‌دهد. در این شکل نیز در منحنی سیستم SMC، نوساناتی مشاهده شده، در حالی که در نمودار سیستم ASMC دیده نمی‌شوند؛ و این نشان‌دهنده سیر منظم در تغییرات سرعت جانبی خودرو است.



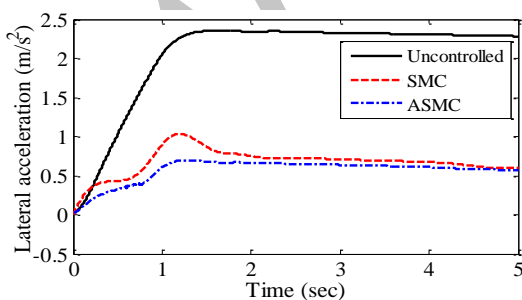
شکل ۴- زاویه فرمان چرخ‌های جلو در مانور دور زدن روی جاده خشک



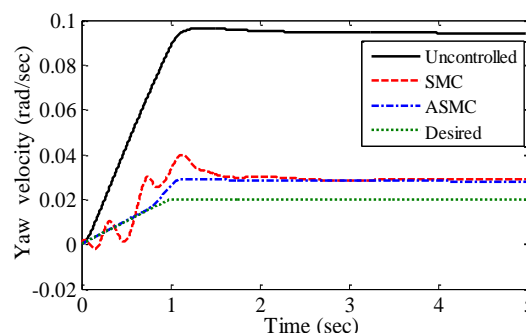
شکل ۷- نمودار زمان‌بندی زاویه لغزش جانبی خودرو در مانور ورودی پله فرمان روی جاده لغزان



شکل ۵- نمودار زمانی سرعت چرخشی خودرو در مانور ورودی پله فرمان روی جاده خشک

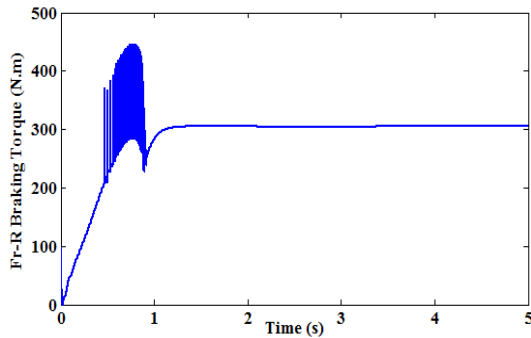


شکل ۸- نمودار زمان‌بندی شتاب جانبی خودرو در مانور ورودی پله فرمان روی جاده لغزان

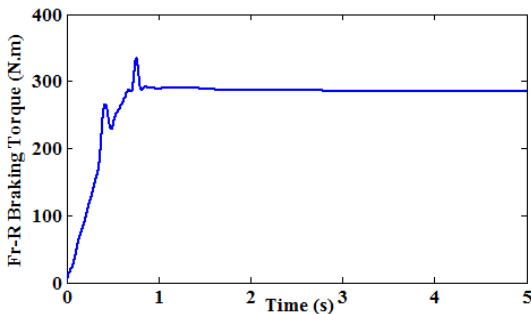


شکل ۶- نمودار زمانی سرعت چرخشی خودرو در مانور ورودی پله فرمان روی جاده لغزان

^۱ Under Steer

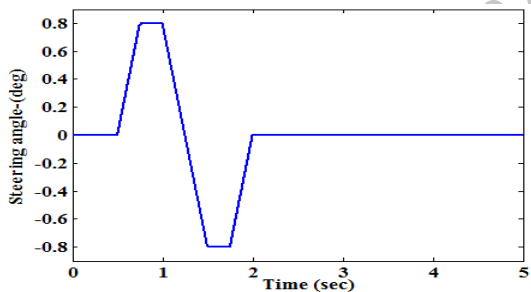


(الف)



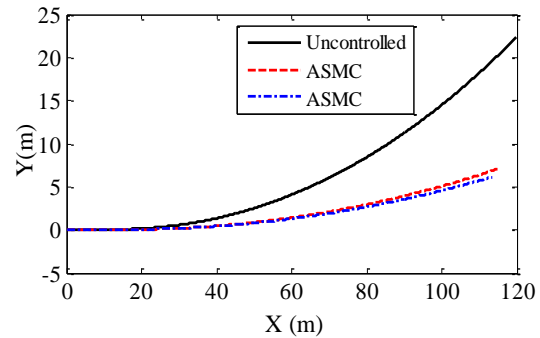
(ب)

شکل ۱۰- گشتاور ترمزی چرخ جلو-راست در مانور ورودی پله فرمان روی جاده لغزان SMC و (ب) ASMC



شکل ۱۱- زاویه فرمان چرخ‌های جلو در مانور تعویض خط روی جاده لغزان

نمودار نرخ چرخش خودرو در حالات مقدار مطلوب، خودروی بدون کنترل‌کننده و خودروی با کنترل‌کننده‌های SMC و ASMC در شکل ۱۲ نشان داده شده است. همانطور که در این شکل مشاهده می‌شود، کنترل‌کننده ASMC بهتر توانسته عمل ردیابی را نسبت به کنترل‌کننده SMC انجام دهد و همچنین نوساناتی نیز در منحنی مربوط به کنترل‌کننده SMC ظاهر شده که از ضعف‌های یک سیستم کنترلی به شمار می‌آید؛ اما در خودروی با کنترل‌کننده ASMC، این



شکل ۹- نمودار مسیر خودرو در مانور ورودی پله فرمان روی جاده لغزان

نمودار ورودی کنترلی نیز در شکل ۱۰ مشاهده می‌شود که همان گشتاور ترمزی اعمال‌شده بر چرخ جلو-راست در دو حالت خودروی با SMC (شکل ۱۰-الف) و ASMC (شکل ۱۰-ب) است. در حالت کنترل مود لغزشی مرسوم در شکل ۱۰-الف، نوسانات شدیدی در ورودی کنترلی به علت تغییرات بسیار زیاد در ضریب اصطکاک جاده که از پارامترهای سیستم بوده و همچنین ثابت بودن بهره‌های کنترل‌کننده ایجاد شده که می‌تواند با کاهش ضریب تابع اشباع در کنترل لایه پایین (کنترل گشتاور ترمزی) حذف شود. به همین دلیل، در سیستم ASMC که این ضرایب متغیر بوده، به صورت تطبیقی تعیین می‌شوند، این پدیده که یک نقطه ضعف در عملکرد سیستم‌های کنترلی به‌شمار آید، حذف‌شده است؛ به طوری که منحنی نسبتاً همواری را می‌توان در شکل ۱۰-ب مشاهده کرد.

با توجه به مثبت بودن زاویه فرمان این مانور و منفی بودن گشتاور چرخشی تصحیح‌کننده M_{zc} و نیز با ملاحظه اصول منطقی کنترل سیستم ترمز فعال که در شکل ۲ نشان داده شده، می‌توان نتیجه گرفت که بر چرخ جلو-راست باید گشتاور ترمزی کنترلی وارد شود تا باعث کاهش سرعت چرخشی خودرو شود. به همین دلیل از رسم گشتاور ترمزی سه چرخ دیگر صرف‌نظر شده است.

۴-۲- مانور تعویض خط

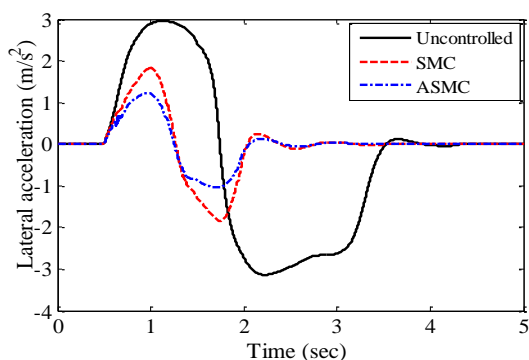
در این مانور، شبیه‌سازی‌ها فقط روی جاده لغزنده صورت گرفته و زاویه فرمان چرخ‌های جلو مطابق شکل ۱۱ است. حداکثر دامنه زاویه فرمان، $\delta = 0.8^\circ$ و سرعت اولیه خودرو 35 m/s است.

سیستم کنترل مود لغزان تطبیقی، بهتر از کنترل مود لغزشی مرسوم است.

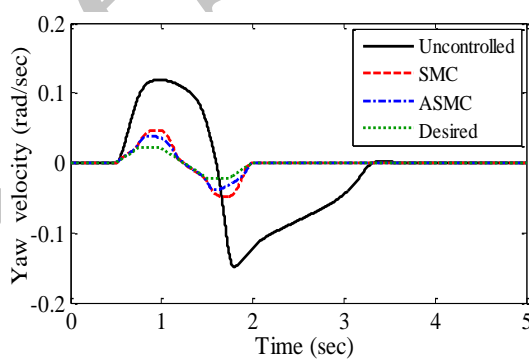
مسیر خودرو طی مانور تعویض خط، در شکل ۱۵ آمده است. همان طور که از این شکل پیداست، هر یک از کنترل-کننده‌ها تاثیر بسزایی بر مسیر خودرو داشته، توانسته‌اند خودروی بدون کنترل‌کننده را که در حالت ناپایداری قرار گرفته، به حالت پایدار درآورند. حرکت جانبی خودرو کاهش یافته و عملکرد فرمان‌پذیری بهبود چشمگیری یافته است. از این منحنی‌ها نیز می‌توان گفت که حرکت عرضی خودروی با سیستم ASMC، نسبت به سیستم SMC بهتر تحت کنترل درآمده، به میزان قابل قبولی کاهش یافته است. نمودار گشتاور ترمزی اعمال شده بر چرخ‌های جلو-راست و جلو-چپ در دو حالت سیستم SMC و ASMC به ترتیب در شکل‌های ۱۶-الف و ۱۶-ب رسم شده است.

نوسانات حذف و تعقیب سرعت چرخشی نیز با خطای کمتری نسبت به حالت SMC انجام شده است.

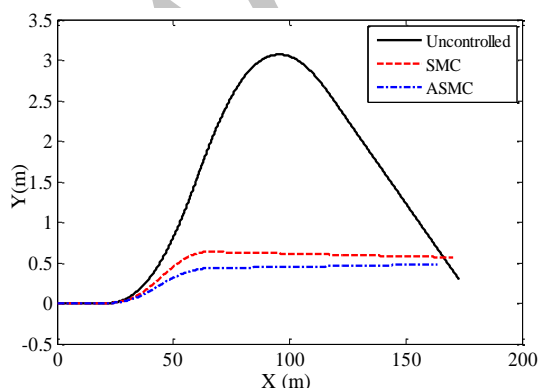
در شکل ۱۳ نیز، زاویه لغزش جانبی خودرو رسم شده است و دیده می‌شود، کنترل‌کننده ASMC به خوبی توانسته زاویه لغزش کناری را به مقدار مطلوب خود، یعنی صفر بسیار نزدیک کند و توانایی بالاتر خود در کاهش زاویه لغزش جانبی خودرو را نسبت به سیستم SMC آشکار کند. شکل ۱۴ نیز، نمودار شتاب جانبی خودرو را نشان می‌دهد؛ به طوری که کاهش چشمگیر این کمیت روی جاده لغزان در خودروهای با کنترل‌کننده SMC و ASMC در مقایسه با خودروی بدون کنترل‌کننده به خوبی مشاهده می‌شود؛ چون در جاده لغزنده، ضریب اصطکاک کم است، لاستیک قادر به ایجاد نیروی جانبی زیاد برای غلبه بر شتاب جانبی ندارد، بنابراین باید شتاب جانبی کاهش یابد. بر این اساس، عملکرد



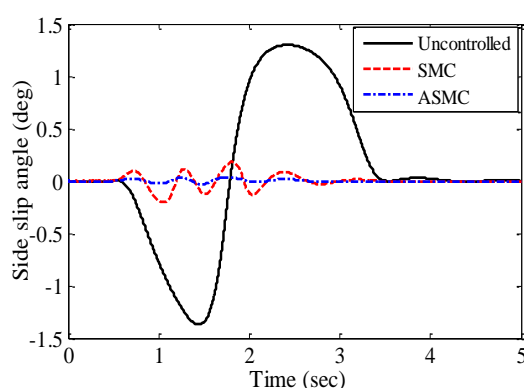
شکل ۱۴-نمودار شتاب جانبی خودرو در مانور تعویض خط



شکل ۱۲- نمودار زمانی سرعت چرخشی خودرو در مانور تعویض خط روی جاده لغزان



شکل ۱۵-نمودار مسیر خودرو در مانور تعویض خط

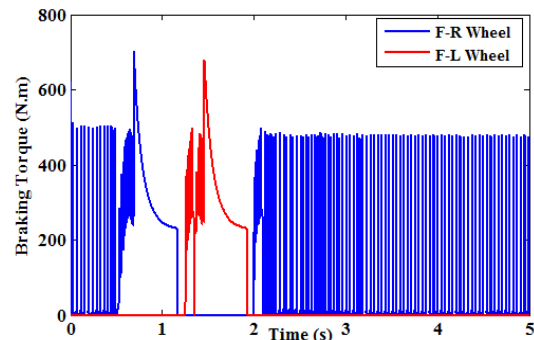


شکل ۱۳- زاویه لغزش جانبی خودرو در مانور تعویض خط

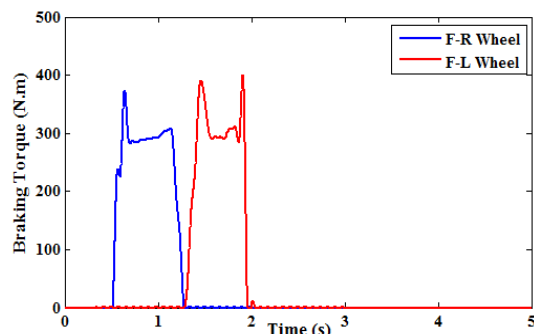
خودرو به روش ASMC تعیین شده و در لایه پایین، با توجه به علامت گشتاور تصحیح‌کننده M_{zc} ، چرخ مناسب جهت تنظیم لغزش طولی انتخاب شده و از مقدار M_{zc} ، نیروی لازم ترمزی بدست آمده است. سپس لغزش مطلوب چرخ از مقدار نیروی ترمزی بدست آمده و یک کنترل‌کننده ASMC نیز جهت تنظیم لغزش روی مقدار مطلوب خود، μ_d طراحی شده است. نتایج شبیه‌سازی، بیانگر عملکرد مناسب‌تر کنترل‌کننده پیشنهادی به روش کنترل مود لغزشی تطبیقی در مقایسه با کنترل مود لغزشی مرسوم در کنترل همزمان بر هر دو متغیر سرعت چرخشی و زاویه لغزش جانبی خودروی در حال حرکت روی جاده لغزان با ضریب اصطکاک متغیر است.

۶- مراجع

- [1] Boada BL, Boada ML, Diaz V (2005) Fuzzy-logic applied to yaw moment control for vehicle stability. *Vehicle Sys Dyn* 43(10): 753-770.
- [2] Song J (2003) Development and comparison of integrated dynamics control systems with fuzzy logic control and sliding mode control. *JMST* 27(6): 1853-1861.
- [3] Tchamna R, Youn I (2013) Yaw rate and side-slip control considering vehicle longitudinal dynamics. *IJAT* 14(1): 53-60.
- [4] Song P, Tomizuka M, Zong C (2015) A novel integrated chassis controller for full drive-by-wire vehicles. *Vehicle Sys Dyn* 53(2): 215-236.
- [5] Seongjin Y, Seungjun K, Heesung Y (2016) Coordinated control with electronic stability control and active front steering using the optimum yaw moment distribution under a lateral force constraint on the active front steering. *IMechE, Part D* 230(5): 581-592.
- [6] Hyundong H, Eunhyek J, Kyongsu Y, Kilsoo K (2016) Integrated chassis control for optimized tyre force coordination to enhance the limit handling performance. *IMechE, Part D* 230(8): 1011-1026.
- [7] Jian WU, Youqun Z, Xuewu J, Yahui L, Lipeng Z, (2015) Generalized internal model robust control for active front steering intervention. *Chinese J of MechEng* 28(2): 285-293.
- [8] Wang H, Zhang H, Wang J, Yan F, Chen N (2015) Robust lateral motion control of four-wheel independently actuated electric vehicles with tire force saturation consideration. *JFranklin Ins* 352: 645-668.
- [9] Janbakhsh AA, Khaknejad MB, Kazemi R (2012) Simulation vehicle-handling and path-tracking



(الف)



(ب)

شکل ۱۶- نمودار گشتاور ترمزی چرخ‌های جلو در مانور تعویض خط روی جاده لغزان، (الف) SMC و (ب) ASMC

همانطور که دیده می‌شود، سیگنال ورودی کنترلی در حالت ASMC، بسیار هموارتر از حالت SMC شده که نشان‌دهنده قابلیت بهتر آن در رفتار یک سیستم کنترلی است. به دلیل اینکه در این مانور، این دو چرخ اغلب در معرض ترمز فعال قرار می‌گیرند و انرژی اتلافی ترمزی در آنها بسیار محسوس‌تر از چرخ‌های عقب است، از رسم منحنی گشتاور ترمزی مربوط به دو چرخ عقب صرف‌نظر شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، دامنه گشتاور ترمزی در محدوده قابل قبولی است.

۵- بحث و نتیجه‌گیری

در این تحقیق، کارایی بالاتر سیستم ASMC در مقایسه با سیستم SMC در کنترل مستقیم گشتاور چرخشی برای بهبود پایداری عرضی و عملکرد فرمان‌پذیری خودرو، مورد بررسی قرار گرفت. کنترل‌کننده طراحی شده شامل، دو لایه اصلی است. در لایه بالا، میزان گشتاور لازم جهت تعقیب نرخ چرخش مطلوب، کاهش زاویه لغزش جانبی و افزایش پایداری

- minimum parameter learning method. *J Discrete Math Sci Cryptography* 19(1): 185-197.
- [۱۶] افاتح م.م، عرب ع.الف (۱۳۹۲) کنترل مود لغزشی تطبیقی ربات متحرک. *مجله علمی پژوهشی مکانیک سازه‌ها و شاره‌ها* ۳(۲): ۱۱-۲۱.
- [۱۷] افاتح م.م، اسراری ح، خراشادی زاده س (۱۳۹۴) کنترل حالت لغزشی فازی تطبیقی بازوی رباتیک در فضای کار با راهبرد کنترل ولتاژ. *مجله علمی پژوهشی مکانیک سازه‌ها و شاره‌ها* ۵(۳): ۱۷-۲۶.
- [18] Zhang J, Lv C, Gou J, Kong D (2012) Cooperative control of regenerative braking and hydraulic braking of an electrified passenger car. *IMEchE, Part D* 226(10): 1289-1302.
- [19] Wong JY (2001) *Theory of ground vehicles*. 3th edn. John Wiley, New York.
- [20] Xiao H, Chen W, Zhou H, Zu JW, Liu L (2011) Integrated control of vehicle system dynamics: theory and experiment. *Advances in Mechatronics* chap 1: 1-30.
- [21] Lu SB, Li YN, Choi SB, Han, Seong MS (2010) Global integrated control of vehicle suspension and chassis key subsystems. *IMEchE, Part D*, 224: 423-441.
- improvement using adaptive dynamic surface control via a steer-by-wire system. *IMEchE, Part D* 14(1): 1-16.
- [10] Nam K, Oh S, Fujimoto H, Hori Y (2012) Design of adaptive sliding mode controller for robust yaw stabilization of in-wheel-motor-driven electric vehicles. *EVS26 int battery, hybrid and fuel cell electric vehicle symposium*, May, Los angeles, California.
- [11] Tavasoli A, Naraghi M (2013) Interior-point method to optimize tire force allocation in 4-wheeled vehicle using high-level sliding mode control with adaptive gain. *Asian J Cont* 15(4): 1-13.
- [12] Zhou M, Yang P, Wang J, Gao W (2016) Adaptive sliding mode control based on duhem model for piezoelectric actuators. *IETE Tech Rev* 33(5): 1-13.
- [13] Taleb M, Polestar F (2016) Adaptive robust controller based on integral sliding mode concept. *IntJ Cont* 89(9): 1788-1797.
- [14] Bartolini G, Levant A, Pisano A, Usai E (2016) Adaptive second-order sliding mode control with uncertainty compensation, *Int J Cont* 89(9): 1747-1758.
- [15] Cui Y, Tian C (2016) Adaptive sliding mode control of manipulator based on RBF network

Archive