

بهبود عملکرد سیستم ترمز ضد قفل با در نظر گرفتن دینامیک پیچ و مدل مرجع لغزش طولی مبتنی بر شبکه عصبی

یکی از مهمترین جنبه های عملکردی خودرو، ایمنی آن است. از این رو عملکرد سیستم ترمزگیری و طراحی کنترل کننده ترمزی از اهمیت خاصی برخوردار است. عملکرد بهینه ترمزگیری در حالتی است که طول توقف کمینه شود و در عین حال فرمان پذیری خودرو حفظ شود. به منظور دستیابی به این شرایط نیاز است تا مقدار لغزش تایر در نقطه بهینه کنترل گردد. نوع کنترل کننده لغزش و نحوه مدل سازی سیستم، مقدار لغزش بهینه و نیروی عمودی روی تایر از مهم ترین پارامترها در کنترل مقدار لغزش است. در این مطالعه با توسعه مدل پنج درجه آزادی نیم ارا به خودرو با در نظر گرفتن دینامیک پیچ خودرو به عنوان یکی از پارامترهای تأثیرگذار بر عملکرد کنترل کننده و روش کنترل غیرخطی بهینه پیش بین، سیستم کنترلی برای کنترل همزمان گشتاور ترمزی چرخ های جلو و عقب خودرو طراحی می شود. به منظور بهبود عملکرد سیستم و دستیابی به بیشینه شتاب ترمزی ممکن، مقدار لغزش بهینه لحظه ای با استفاده از شبکه عصبی مصنوعی (ANN) تعیین می گردد. نتایج حاصل از شبیه سازی سیستم کنترلی طراحی شده در ترکیب با نرم افزار کارسیم تأیید کننده بهبود عملکرد ترمزگیری همراه با کاهش قابل توجه طول توقف می باشد.

علی حسینی سالاری^۱
دانشجوی دکتری

حسین میرزائی نژاد^۲
دانشیار

واژه های راهنما: لغزش طولی لحظه ای، شبکه عصبی مصنوعی (ANN)، دینامیک پیچ، نیروی عمودی تایر، ضریب اصطکاک جاده

۱- مقدمه

با پیشرفت صنعت و فناوری، صنعت خودرو نیز پیشرفت چشم گیری داشته است. مهمترین دلایل پیشرفت، تغییر و تحولات در صنعت خودرو، افزایش سطح فناوری، بحران آلودگی و کاهش منابع جهانی انرژی است. این دلایل باعث توسعه و گسترش کنترل کننده های مکترونیک شده است زیرا دارای سرعت عملکرد و ایمنی

^۱ دانشجوی دکتری، دانشگاه شهید باهنر کرمان، بخش مهندسی مکانیک، کرمان، ایران، ahsalari@eng.uk.ac.ir

^۲ نویسنده مسئول، دانشیار، دانشگاه شهید باهنر کرمان، بخش مهندسی مکانیک، کرمان، ایران، h_mirzaeinejad@uk.ac.ir

بالا هستند تا افزایش ایمنی خودرو را میسر سازند [۱]. از طرفی به دلیل خاصیت سیستم‌های مکترونیک، عملکرد خودرو نیز بهبود پیدا کرده و با عملکرد در حالت مکانیکی خالص قابل رقابت است. همچنین بیشترین تلاش خودروسازان در جهت افزایش ایمنی خودرو ضمن کاهش قیمت تمام شده خودرو است [۲]. در این راستا با افزایش سطح دانش کنترلی و فناوری الکترونیک، سیستم‌های ایمنی خودرو نیز توسعه یافته است. شرکت‌های تولیدکننده پردازنده‌ها و المان‌های الکترونیک به صورت پیوسته در حال توسعه محصولات خود با کاربری ویژه خودرویی هستند تا علاوه بر بهبود عملکرد، سطح ایمنی عملکرد را نیز افزایش دهند [۳].

یکی از مانورهای پرتکرار خودرو حالت ترمزگیری است. در این حالت حساسیت بسیاری در افزایش ایمنی خودرو و افزایش شتاب کاهنده خودرو است. بیشینه توان ترمزی برای ایجاد ایمن‌ترین حالت ممکن، در حالتی است که سیستم‌های کنترل‌کننده گشتاور ترمز از حداکثر ظرفیت چسبندگی بین تایر و جاده استفاده کنند. بیشترین ظرفیت تایر در مقادیر لغزش مشخصی رخ می‌دهد که این میزان به ضریب اصطکاک سطح تایر و جاده، نیروی عمودی تایر و سرعت خودرو وابسته است [۴]. از طرف دیگر، ویژگی‌های غیرخطی دینامیک خودرو به ویژه خاصیت اشباع نیروهای تایر و همچنین وجود عوامل نامعین از جمله موارد فوق‌العاده با اهمیت در طراحی کنترل‌کننده سیستم ترمز ضد قفل می‌باشند. با افزایش مقدار لغزش طولی تایر، رفتار غیرخطی نیروی تایر شروع شده و مقدار آن به اشباع رسیده و در ادامه کاهش می‌یابد. از طرفی درجات آزادی صرف نظر شده در مدل‌سازی، تغییر پارامترهای خودرو از قبیل جرم، ضریب اصطکاک و لغزش طولی بهینه تایر به عنوان عوامل نامعین موجود می‌باشند [۵]. در این مقاله عوامل تأثیرگذار شامل محل لغزش طولی بهینه، دینامیک‌های اثرگذار در مانور ترمزگیری در نظر گرفته خواهد شد. در اکثر کارهای انجام شده، عامل اول یعنی لغزش طولی بهینه یک مقدار ثابت در نظر گرفته شده است و کنترل‌کننده طراحی شده این مقدار ثابت را ردیابی می‌کند- [۶،۷]. اما همان‌گونه که اشاره گردید از آنجایی که نیروی طولی تایر با توجه به شرایط تایر و جاده و نیروی عمودی تایر متغیر است، این فرض دارای خطای زیادی بوده و لزوماً نمی‌تواند کمترین فاصله توقف را ایجاد کند. برای محاسبه بیشینه نیروی طولی و پیدا کردن لغزش طولی مطلوب بایستی در هر لحظه به اطلاعات ضریب اصطکاک بین تایر و جاده دسترسی داشت [۸]. در برخی مراجع تنها با در نظر گرفتن ضریب اصطکاک تایر و جاده مقدار بهینه لغزش انتخاب شده است. همچنین الگوریتم‌هایی همچون جستجوی اکستریم^۱ و روش‌های بازگشتی جهت مکان‌یابی موقعیت مقدار بهینه لغزش توسعه داده شده است [۹-۱۲]. در پژوهش Zengin و همکارانش روش جستجوی اکستریم تطبیقی جهت مکان‌یابی موقعیت مقدار بهینه به کار گرفته شده است [۱۳]. عامل مهم دوم، در نظر گرفتن دینامیک پیچ^۲ در مدل طراحی کنترل‌کننده است. در بسیاری از کارهای انجام شده، مدل طراحی کنترل‌کننده فقط شامل دینامیک طولی خودرو و دینامیک دورانی چرخ‌ها بوده و دینامیک پیچ نادیده گرفته شده است. این در حالی است که انتقال بار در ترمزگیری و شتاب‌گیری تأثیر قابل ملاحظه‌ای در عملکرد ترمزگیری و شتاب‌گیری دارد [۱۴-۲۱]. در تحقیق Guo و همکارانش از کنترل‌کننده مد لغزشی همراه با ضرایب فازی به منظور بهبود در سیستم ترمزی استفاده شده است [۲۲]. این مقاله با هدف استفاده از سیستم ترمزی و گشتاور احیاکننده، جهت مدیریت عملیات ترمزگیری نگاشته شده

^۱ Extremum seeking^۲ Pitch dynamic

است. در این مقاله از مدل یک چهارم خودرو جهت طراحی کنترل‌کننده و بررسی عملکرد آن استفاده شده است. Li و همکارانش با استفاده از مدل‌سازی مربوط به موتور و کنترل‌کننده‌های مدل پیش‌بین و کنترل‌کننده مد لغزشی، اقدام به طراحی، شبیه‌سازی و کنترل خودرو در دو حالت ترمزگیری معمولی و ترمزگیری اضطراری شده است [۲۳]. در این مقاله میزان لغزش بهینه در حالت ثابت قرار داده شده است.

همانطور که نتایج بررسی فوق نشان می‌دهد، نیاز به ارائه ساختاری کامل برای سیستم ترمز ضد قفل وجود دارد تا با کاهش عدم قطعیت مدل‌سازی، بتوان عملکرد سیستم را بهبود بخشید. در نظر گرفتن مقدار مطلوب لغزش بر اساس شرایط آنی خودرو و جاده و همچنین توسعه یک کنترل‌کننده بر اساس مدل شامل تمامی دینامیک‌های تأثیرگذار موجب استفاده از بیشینه ظرفیت ترمزی جهت کاهش طول توقف خواهد شد. عدم وجود یک ساختار منسجم و کامل در کارهای گذشته و پوشش موارد فوق، محرک نویسندگان جهت توسعه ساختار ترمزگیری و نگارش این مقاله شده است. در این مقاله ابتدا به معرفی مدل نیم‌ارابه خودرو با پنج درجه آزادی جهت مدل‌سازی دینامیک طولی خودرو پرداخته می‌شود. این مدل شامل تمام حالاتی است که به صورت مستقیم و یا غیر مستقیم بر عملکرد کنترل‌کننده سیستم ترمز و دستیابی به مقدار بیشینه شتاب ترمزی تأثیر می‌گذارند. سپس با استفاده از مدل توسعه‌یافته، کنترل‌کننده غیرخطی بهینه مبتنی بر پیش‌بینی طراحی و مورد استفاده قرار می‌گیرد تا میزان شتاب کاهنده ترمزگیری را در بیشترین حالت ممکن، کنترل کند. دینامیک پیچ خودرو از حالات سیستم است که علاوه بر سایر حالات معمول، در معادلات کنترلی قرار می‌گیرد. برخلاف بسیاری از مطالعات پیشین، در این تحقیق میزان لغزش بهینه به صورت مقدار پیش‌فرض و ثابت در نظر گرفته نشده است و با استفاده از مقدار خروجی تخمین‌گر وزن در لحظه و با به‌کارگیری ساختار شبکه عصبی مصنوعی (ANN^۱) به صورت آنی تعیین می‌شود. در ادامه، کنترل‌کننده غیرخطی پیش‌بین جهت کنترل لغزش در مقدار لحظه‌ای بهینه توسعه داده شده است و نتایج حاصل از طراحی تخمین‌گر مقدار لغزش بهینه و کنترل‌کننده در ترکیب با نرم‌افزار کارسیم تشریح شده است. در نتایج ارائه شده، تأثیر هر کدام از عوامل یاد شده بر عملکرد سیستم ترمز مورد بررسی قرار گرفته است.

ادامه این مقاله بدین شکل سازمان‌دهی شده که ابتدا مدل‌سازی‌های مربوط به مدل پنج درجه آزادی و ضریب لغزش بهینه در بخش (۲) ارائه شده است. طراحی کنترل‌کننده در بخش (۳) آورده شده است و در بخش (۴) شبیه‌سازی و نتایج حاصل از به‌کارگیری مدل مرجع لغزش طولی و سیستم کنترلی طراحی شده، ارائه می‌شود.

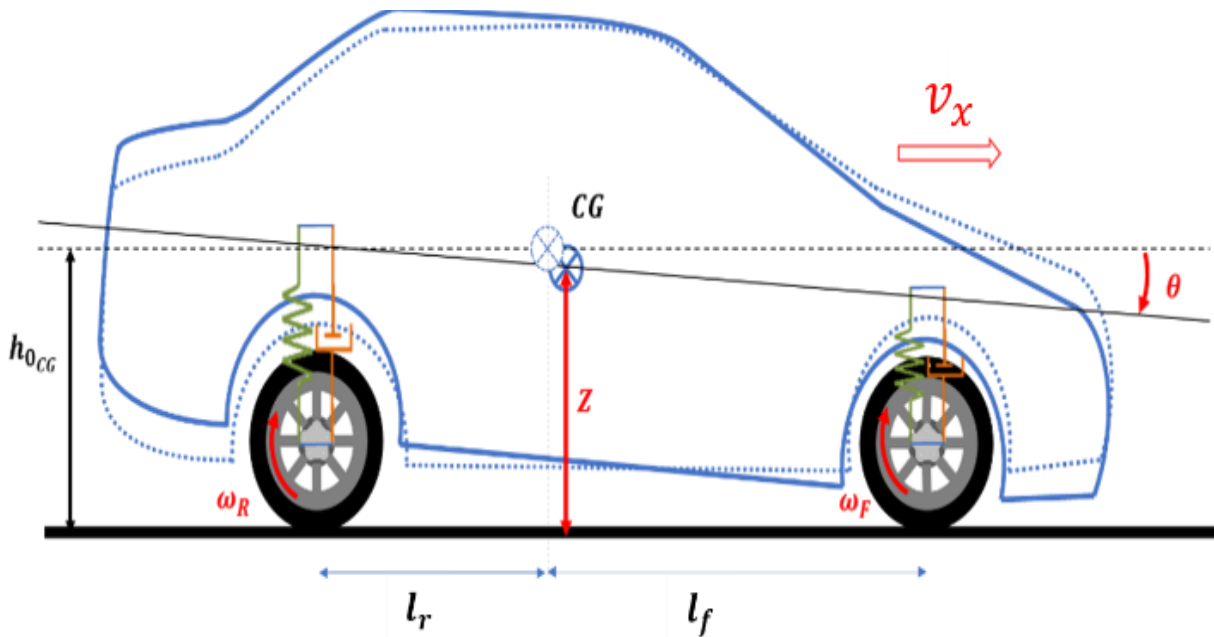
۲- مدل‌سازی

۲-۱- معرفی مدل پنج درجه آزادی

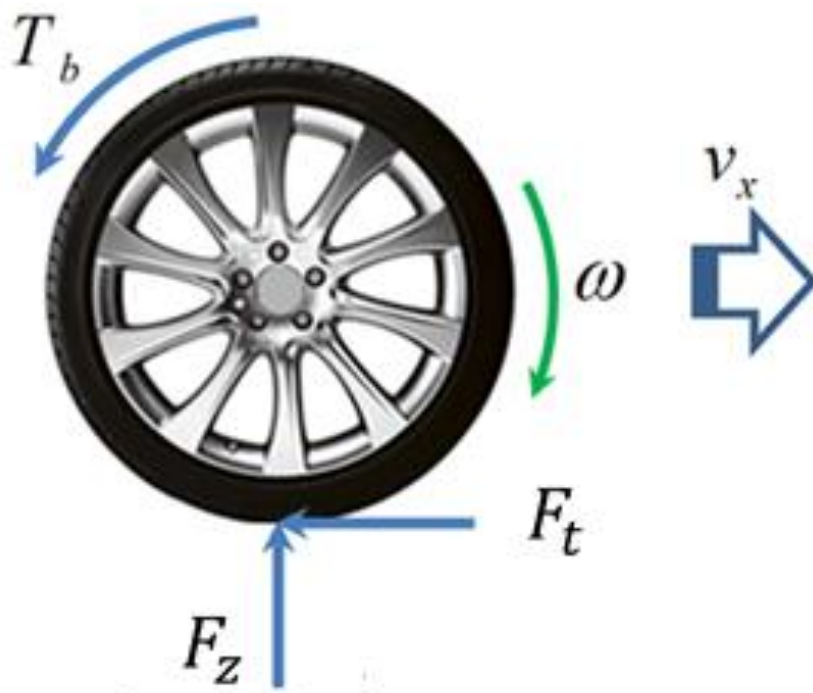
دستیابی به مقدار دقیق حداکثر میزان شتاب ترمزی و ایجاد آن به‌دقت مدل‌سازی، نوع کنترل‌کننده گشتاور ترمز و پیاده‌سازی آن بستگی دارد. در این بخش به مدل‌سازی حرکت طولی خودرو پرداخته می‌شود. مدل انتخاب‌شده، مدل پنج درجه آزادی شامل تمامی درجات آزادی مؤثر در ترمزگیری در جاده مستقیم در نظر گرفته شود. درجات آزادی شامل سرعت طولی کل خودرو، v_x ، جابه‌جایی عمودی جرم فربندی شده، z ، جابه‌جایی دورانی بدنه خودرو، θ ، و دو حرکت دورانی چرخ‌های جلو، ω_f ، و عقب، ω_r ، است.

^۱ Artificial Neural Networks

در شکل (۱)، l_f و l_r به ترتیب فاصله مرکز ثقل خودرو تا محور جلو و عقب خودرو و h_{CG} ارتفاع اولیه مرکز ثقل خودرو تا سطح زمین است. هنگامی که تایر در حال غلتش است، نیروهای مقاومت غلتشی، نیروی جلوبرنده، نیروی ترمزی و گشتاور راه انداز و یا گشتاور ترمزگیری بر تایر وارد می شود. از آنجایی که در این مقاله حالت ترمزگیری مورد بحث است، مدل سازی در حالت ترمزگیری انجام می شود. شکل (۲) نیروها و گشتاورهای وارده به تایر را در حالت ترمزگیری نشان می دهد.



شکل ۱- مدل خودرو با پنج درجه آزادی در حال ترمزگیری



شکل ۲- شماتیک چرخ و نیروهای وارد بر آن

معادله حاکم بر دینامیک دورانی هر چرخ به صورت زیر است:

$$\dot{\omega}_i = \frac{1}{I_t} (RF_{t,i} - T_{b,i}) \quad i = f, r \quad (1)$$

در حالی که R شعاع چرخ، $F_{t,i}$ نیروی ترمزی بین تایر و جاده، $T_{b,i}$ گشتاور ترمزگیری و $\dot{\omega}_i$ شتاب زاویه‌ای چرخ و I_t ممان اینرسی مجموعه گردنده است که می‌تواند شامل بخشی از موتور، دیفرانسیل، شفت درایو، پلوس‌ها، رینگ و تایر باشد. در این مقاله مشخصه $i = f, r$ ، به ترتیب به جلو و عقب خودرو اشاره دارد. برای مدل‌سازی تایر و نیروی $F_{t,i}$ مدل‌های مختلفی ارائه شده است. در اینجا از یکی از معتبرترین مدل‌های تایر به نام مدل جادویی داگوف، استفاده می‌شود. روابط (۲) تا (۴) بیان‌گر مدل داگوف جهت مدل‌سازی نیروهای طولی تایر در حالت ترمزگیری در مسیر مستقیم می‌باشند. در این حالت، نیروی تایر در لغزش طولی خالص (زاویه فرمان صفر) برابر است با:

$$F_{t,i} = C_\lambda \frac{\lambda_i}{1 - \lambda_i} \cdot f(S_i) \quad i = f, r \quad (2)$$

که $f(S_i)$ در رابطه فوق به شرح زیر است:

$$S_i = \frac{\mu F_{z,i}(1 - \varepsilon_r v_x \lambda_i)}{2C_\lambda \lambda_i} \quad i = f, r \quad (3)$$

$$f(S_i) = \begin{cases} (2 - S_i)S_i & S_i < 1 \\ 1 & S_i \geq 1 \end{cases} \quad i = f, r \quad (4)$$

که λ_i ضریب لغزش تایر و μ ضریب اصطکاک تایر و جاده است. همچنین ε_r و C_λ پارمترهای مربوط به تایر می‌باشند. همان‌طور که روابط (۲) تا (۴) نشان می‌دهند، میزان نیروی طولی چرخ‌ها وابسته به نیروی عمودی تایر است. جهت مدل‌سازی و محاسبه میزان بار عمودی روی هر چرخ، از مدل‌سازی پنج درجه آزادی یاد شده استفاده می‌شود. معادلات حاکم جهت مدل‌سازی نیروی عمودی روی هر تایر، $F_{z,i}$ ، به شرح زیر است:

$$F_{z,f} = F_{z_0,f} + K_f l_f \theta + C_f l_f \dot{\theta} \quad , \quad F_{z,r} = F_{z_0,r} - K_r l_r \theta - C_r l_r \dot{\theta} \quad (5)$$

که θ مقدار زاویه پیچ و $\dot{\theta}$ سرعت تغییرات آن است. K_i و C_i به ترتیب ضرایب میرایی و فنریت سیستم تعلیق هستند. از آنجایی که در مدل‌سازی، اصل سادگی به منظور راحتی رسیدن به نتیجه مطلوب مدنظر است، از

زوایای دینامیکی چرخ و دمپر و تأثیرات آن چشم پوشی شده است. F_{z0i} مقدار بار عمودی استاتیکی روی چرخ‌ها است و به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$F_{z0,f} = \frac{l_r}{2l} m_t g \quad (6)$$

$$F_{z0,r} = \frac{l_f}{2l} m_t g \quad (7)$$

در حالی که m_t کل جرم انتقالی خودرو و l فاصله محور جلو تا عقب خودرو که بایستی تخمین زده شوند و g شتاب گرانش است. معادله مربوط به دینامیک پیچ در حالت حرکت طولی به صورت زیر است:

$$\ddot{\theta} = \left(\frac{1}{I_y} \right) \left(-m_s h_s \dot{v}_x - l_f (K_f l_f \theta + C_f l_f \dot{\theta}) + l_r (K_r l_r \theta + C_r l_r \dot{\theta}) \right) \quad (8)$$

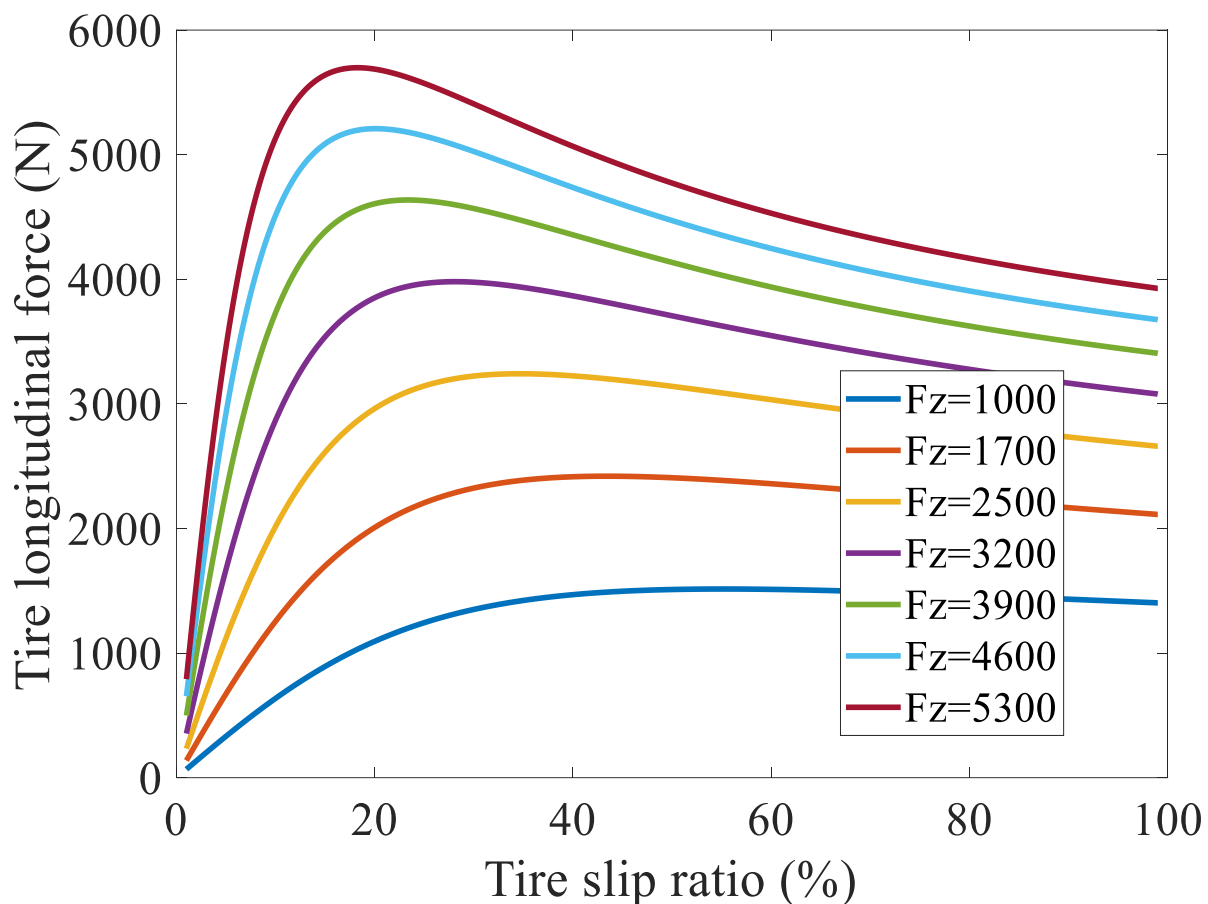
که m_s جرم فنربندی نشده، h_s ارتفاع مرکز جرم فنربندی نشده و I_y ممان اینرسی جرم فنربندی نشده حول محول جانبی خودرو است و شتاب طولی خودرو، \dot{v}_x عبارت است از:

$$\dot{v}_x = \frac{F_x}{m_t} \quad (9)$$

۲-۲- ضریب لغزش بهینه

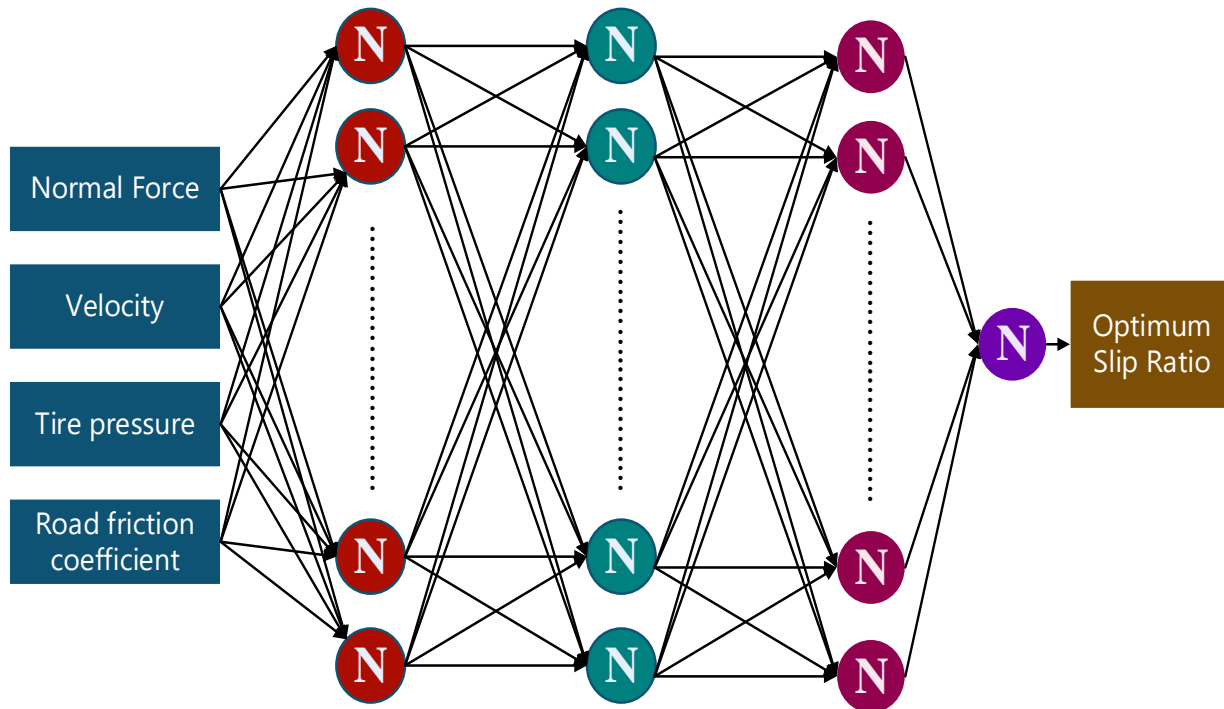
با توجه به معادلات (۲) تا (۴) مقدار نیروی طولی ایجاد شده تابعی است از متغیرهای نرخ لغزش طولی، ضریب اصطکاک جاده، نیروی عمودی تایر، سرعت خودرو، فشار باد و کیفیت تایر است. مقدار مشخصی از هر کدام از پارامترهای یاد شده معادل مقدار مشخصی از نیروی طولی است. ضریب اصطکاک جاده وابسته به نوع جاده است و نیروی عمودی روی تایر، وابسته به جرم و مرکز جرم خودرو و همچنین دینامیک رول و پیچ است. در طراحی سیستم تعلیق، تلاش بر این است که میزان تغییرات نیروی عمودی نسبت به حالت استاتیک در مانورهای متفاوت، کمترین مقدار ممکن باشد [۲۴]. عموماً مقدار فشار باد تایر در خودرو مقدار ثابتی است. از متغیرهای نام برده شده نرخ لغزش تایر، کنترل پذیرترین پارامتر کنترلی برای بهبود نیروی طولی تایر است. شکل (۳) تغییرات نیروی طولی را در لغزش‌های متفاوت و در نیروهای عمودی متفاوت نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل (۳) مشاهده می‌شود، با توجه به نیروی عمودی تایر، بیشینه نیروی طولی تایر در مقدار خاصی از نرخ لغزش قابل دستیابی است. این مقدار برای نیروهای عمودی متفاوت، مقداری متفاوت است. عملکرد ترمزگیری بدین صورت است که با فشردن پدال ترمز توسط راننده، سیستم ترمزگیری فعال می‌شود و اولین میزان گشتاور ترمز که معادل میزان تغییرات مکانی پدال ترمز است، وارد می‌شود.

در صورتی که این میزان گشتاور باعث عبور نرخ لغزش از نقطه بهینه لغزش شود، قبل و یا بعد اعمال گشتاور اولیه، عملکرد ترمز ضد قفل (ABS) فعال می‌شود. با فعال شدن سیستم ABS سعی می‌شود تا نرخ لغزش را در نقطه بهینه کنترل شود. برای دسترسی به نقطه بهینه لغزش عموماً از دو روش استفاده می‌شود. روش اول استفاده از الگوریتم‌ها بر پایه گرادیان تغییرات، مانند کاهش گرادیانی^۱ است [۲۷-۲۵]. این الگوریتم با حرکت روی نمودار عملکرد تایر، تلاش می‌کند تا به نقطه بهینه دست یابد. علیرغم عدم وابستگی به پارامترهای تایر و جاده، به دلیل احتمال وجود تغییرات بالا در سطح تماس تایر و جاده و پایین بودن سرعت بهینه‌سازی، این دسته الگوریتم‌ها در نسل‌های جدید سیستم‌های ABS کاربرد چندانی ندارند. روش دوم استفاده از داده‌ها و مشخصه‌های تایر، تخمین بار عمودی روی تایر و ضریب اصطکاک تایر و جاده است. از آنجایی که مدل‌های متفاوتی برای تشریح عملکرد تایر ارائه شده است، روش‌های متفاوتی نیز به منظور دستیابی به مقدار لغزش بهینه ارائه شده است. به دلیل پیچیدگی و وجود پارامترهای بسیار در محاسبه مقدار نیروی طولی، به دست آوردن رابطه تحلیلی مناسب و ساده جهت دسترسی به مقدار بهینه بدون ساده‌سازی، امکان‌پذیر نیست. در این مقاله به دلیل پیچیدگی مدل، محاسبه آنی مقدار بهینه لغزش با استفاده از شبکه عصبی مصنوعی (ANN) انجام شده است.



شکل ۳- تغییرات نیروی طولی تایر با تغییر مقدار لغزش خودرو در نیروهای متفاوت

^۱ Gradient decent



شکل ۴- ساختار مدل شبکه عصبی مصنوعی-سه لایه مخفی مشتمل بر ۱۰ نورون در هر لایه

شبکه‌های عصبی مصنوعی دارای ساختار قدرتمند و درون‌یاب غیرخطی هستند و قادر به ایجاد ساختار بیان‌کننده هر نوع روابط پیچیده‌ای هستند. در این مقاله ساختار چندلایه‌ای از نورون مورد استفاده قرار گرفته است. ساختار برگزیده برای شبکه عصبی پیشنهادی را می‌توان در شکل (۴) مشاهده کرد. همان‌طور که در این شکل مشخص است، شبکه عصبی دارای سه لایه پنهان است که هر کدام متشکل از ۱۰ نورون می‌باشند که این ساختار با استفاده از آزمون و خطا انتخاب شده است.

در حالت کلی مطابق با شکل (۴) ورودی‌های شبکه نام برده را می‌توان پارامترهای اثرگذار در نیروی طولی تایر [۲۸] از جمله نیروی عمودی روی تایر، سرعت خودرو، فشار باد تایر و ضریب اصطکاک نامی جاده در نظر گرفت. شبکه عصبی مصنوعی نیاز به بانک داده جهت آموزش، اعتبارسازی و آزمایش دارد. یکی از مراجع معتبر برای مدل‌سازی خودرو و تایر نرم‌افزار کارسیم است. این نرم‌افزار دارای بانک داده‌های غنی از خودروها و اجزا مختلف خودرو است که از داده‌های واقعی و آزمایشگاهی استخراج شده است. بدین منظور از یکی از مدل‌های موجود در این نرم‌افزار جهت تولید داده‌های بانک مورد نظر استفاده شده است. پارامترهای مربوط به شبکه عصبی معرفی شده به صورت شکل (۱) است.

با محاسبه مقدار بهینه نرخ لغزش، به دلیل ایجاد پیوستگی در سطح کنترل از معادله زیر به عنوان مدل مرجع لغزش طولی تایر استفاده خواهد شد که بایستی توسط کنترل‌کننده ردیابی شود [۲۹].

$$\lambda_d(t) = \lambda_{opt} - \lambda_{opt}e^{-at} \quad (10)$$

که در آن λ_{opt} مقدار بهینه ضریب لغزش تایر است.

جدول ۱- پارامترهای شبکه عصبی توسعه داده شده

پارامتر	مقدار
تعداد ورودی‌ها	۴
تعداد خروجی‌ها	۱
تعداد لایه‌های مخفی	۳
اندازه لایه مخفی اول	۱۰
اندازه لایه مخفی دوم	۱۰
اندازه لایه مخفی سوم	۱۰
تابع فعال‌سازی لایه مخفی اول	'tansig'
تابع فعال‌سازی لایه مخفی دوم	'tansig'
تابع فعال‌سازی لایه مخفی سوم	'tansig'
تابع فعال‌سازی لایه خروجی	'pureline'
الگوریتم آموزش	Bayesian
معیار عملکرد	Mean Squared Error (MSE)
تعداد تلاش	۲۰۰۰
اندازه کل داده‌ها	۹۲۸۲
درصد تقسیم داده (آموزش، معتبرسازی و تست)	٪۷۰ - ٪۱۵ - ٪۱۵

۳- طراحی سیستم کنترلی

یکی از مهم‌ترین پارامترهای تعیین‌کننده میزان نیروی طولی تأیر مقدار لغزش است. از این‌رو سیستم کنترلی با هدف تنظیم مقدار لغزش در مقدار بهینه آن، طراحی می‌شود. در این بخش به طراحی کنترل‌کننده با استفاده از مدل‌سازی انجام شده در بخش (۱-۲) پرداخته می‌شود. در مدل طراحی علاوه بر متغیرهای حالت در نظر گرفته شده توسط بسیاری از محققین، زاویه پیچ و سرعت زاویه‌ای پیچ نیز به‌عنوان دو متغیر حالت سیستم در نظر گرفته شده است [۲۵]، [۲۷]، [۳۰-۳۴]. مقدار لغزش طولی تأیر در حالت ترمزگیری عبارت است از:

$$\lambda_i = \frac{v_x - R\omega_i}{v_x} \quad i = f, r \quad (11)$$

که λ_i ضریب لغزش طولی هر کدام از چرخ‌ها است. با در نظر گرفتن معادله (۱) و (۱۱) معادله (۱۲) حاصل می‌شود.

$$\lambda_i = \frac{-1}{v_x} \left[\frac{F_x}{m_t} (1 - \lambda_i) + \frac{R^2 F_{t,i}}{I_t} \right] + \left(\frac{R}{v_x I_t} \right) T_{b,i} \quad i = f, r \quad (12)$$

در حالی که

$$F_x = F_{t,f} + F_{t,r} + F_{Aero} + F_{RR} \quad (13)$$

که در آن نیروهای آیرودینامیکی و مقاومت غلتشی عبارتند از:

$$F_{Aero} = \frac{1}{2} \rho c_d A_f v_x^2 \quad (14)$$

$$F_{RR} = (F_{z_0,f} + F_{z_0,r}) f_{rr} \quad (15)$$

که ρ چگالی هوا، c_d ضریب درگ خودرو، A_f سطح مؤثر جلو خودرو و f_{rr} ضریب مقاومت غلتشی تایلر است. با توجه به معادلات (۲) تا (۴) F_x ، تابعی از λ_f ، λ_r ، θ ، $\dot{\theta}$ و v_x است. با در نظر گرفتن معادلات فوق، فرم فضای حالت به صورت معادلات (۱۶) تا (۲۰) تعریف می‌شود:

$$\dot{x}_1 = f_1(x) \quad (16)$$

$$\dot{x}_2 = f_2(x) + \left(\frac{R}{x_1 I_t} \right) T_{b,f} \quad (17)$$

$$\dot{x}_3 = f_3(x) + \left(\frac{R}{x_1 I_t} \right) T_{b,r} \quad (18)$$

$$\dot{x}_4 = x_5 \quad (19)$$

$$\dot{x}_5 = f_4(x) \quad (20)$$

که در آن

$$f_1(x) = F_x(x)/m_t \quad (21)$$

$$f_2(\mathbf{x}) = \frac{-1}{x_1} \left[\frac{F_x}{m_t} (1 - x_2) + \frac{R^2 F_{t,f}}{I_t} \right] \quad (22)$$

$$f_3(\mathbf{x}) = \frac{-1}{x_1} \left[\frac{F_x}{m_t} (1 - x_3) + \frac{R^2 F_{t,r}}{I_t} \right] \quad (23)$$

$$f_4(\mathbf{x}) = \left(\frac{1}{I_y} \right) \left(-\frac{m_s h_s F_x}{m_t} - l_f (K_f l_f x_4 + C_f l_f x_5) + l_r (K_r l_r x_4 + C_r l_r x_5) \right) \quad (24)$$

که $\mathbf{y} = [\lambda_f, \lambda_r]$ به صورت $\mathbf{x} = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5]^T = [v_x, \lambda_f, \lambda_r, \theta, \dot{\theta}]^T$ و خروجی سیستم به صورت $\mathbf{y} = [\lambda_f, \lambda_r]$ است. $f_i(\mathbf{x})$ دربرگیرنده مدل غیرخطی تایر تعریف شده در معادلات (۲) تا (۴) است.

به منظور طراحی سیستم کنترلی جهت کنترل لغزش چرخ، یک کنترل کننده غیرخطی بر پایه بهینه سازی توسعه داده شده است [۳۵-۳۷]. در این روش ابتدا با استفاده از بسط تیلور پاسخ غیرخطی سیستم برای یک گام زمانی جلوتر $\mathbf{x}(t+h)$ ، پیش بینی می شود که h یک مقدار مثبت است. آنگاه ورودی کنترلی T_{bi} در لحظه فعلی به منظور کاهش مقدار خطای پیش بینی شده محاسبه می شود. روش مذکور در تحقیق میرزایی نژاد و میرزایی به منظور کنترل گشتاور ترمزی برای یک چرخ و با مدل یک چهارم خودرو به کار گرفته شده است [۳۵]. هدف، تنظیم مقدار لغزش هر کدام از چرخ های جلو و عقب در مقدار مطلوب لحظه ای مربوط به هر یک است. از آنجایی که پاسخ لغزش در چرخ های جلو و عقب مستقل از هم هستند دو تابع انرژی مستقل از هم تعریف می شوند:

$$J_i = \frac{1}{2} [x_i(t+h) - x_{id}(t+h)]^2, \quad i = f, r \quad (25)$$

به منظور محاسبه مقدار لغزش تایرهای جلو و عقب در یک گام زمانی جلوتر از بسط تیلور استفاده می شود:

$$x_i(t+h) = x_i(t) + h\dot{x}_i(t) + \frac{h^2}{2!} \ddot{x}_i(t) + \dots + \frac{h^k}{k!} x_i^{(k)}(t), \quad i = f, r \quad (26)$$

نکته مهم در استفاده از تابع تیلور حداقل مقدار مرتبه k است تا با دقت مناسب مقدار $x_i(t+h)$ برای طراحی کنترل کننده، پیش بینی گردد. مرتبه بسط برابر با مرتبه کنترل کننده بعلاوه درجه نسبی سیستم غیرخطی است. طبق معادلات حالت سیستم، خروجی های سیستم شامل x_f و x_r هستند و درجه نسبی سیستم برای هر دو برابر با یک است زیرا مرتبه مشتق خروجی ها در اولین پیدایش ورودی کنترلی T_b برابر با یک است. گشتاور ترمزی در سیستم های ترمزی اصطکاکی خودروهای سواری معمول با استفاده از فشار هیدرولیک پشت سیلندر ترمز ایجاد می شود که این فشار با قطع و وصل کردن شیرهای کنترلی و پمپ هیدرولیک داخل ماژول

ABS تنظیم می‌شود. در سیستم‌های مجهز به ترمز احیاکننده، این امر با استفاده از کنترل‌کننده موتور کنترل می‌شود. در هر دو نوع این سیستم‌ها تلاش بر این است که میزان تغییرات گشتاور کنترلی، کم‌ترین میزان ممکن باشد زیرا در سیستم‌های هیدرولیکی با به‌کارگیری و تنظیم گشتاور با نرخ تغییرات پایین توسط عملگرهای هیدرولیکی بسیار ساده‌تر است. از این‌رو در طراحی کنترل‌کننده و مقدار T_b تلاش بر این است تا کمترین مرتبه کنترلی را داشته باشد. در این مقاله تلاش بر این است که گشتاور کنترلی دارای کمترین مرتبه ممکن باشد از این‌رو تغییرات گشتاور کنترلی در گام زمانی پیش‌بینی، صفر در نظر گرفته می‌شود.

$$\frac{d}{d\tau} T_{b,i}(\tau + h) = 0 \quad \tau \in [0 h] \quad (27)$$

در نظر گرفتن مرتبه کنترلی صفر، موجب می‌شود تا مشتقات ورودی کنترلی در پیش‌بینی پاسخ سیستم ظاهر نشده که این امر باعث سهولت در محاسبات و حل مسئله می‌شود. باید توجه کرد که مرتبه کنترلی به عنوان یک پارامتر طراحی باید طوری انتخاب شود تا مصالحه‌ای بین سادگی حل مسئله و میزان خطا ایجاد کند. با توجه به موارد فوق، سری تیلور مرتبه اول برای پیش‌بینی پاسخ سیستم کافی است، در نتیجه داریم:

$$x_i(t + h) = x_i(t) + h\dot{x}_i(t), \quad i = f, r \quad (28)$$

$$x_i(t + h) = x_i(t) + \left[hf_i + \left(\frac{hR}{x_1 I_t} \right) T_{b,i} \right], \quad i = f, r \quad (29)$$

و به همین ترتیب برای لغزش مطلوب نیز داریم:

$$x_{d,i}(t + h) = x_{d,i}(t) + h\dot{x}_{d,i}(t), \quad i = f, r \quad (30)$$

که مقدار بهینه نرخ لغزش چرخ‌های جلو و عقب با استفاده از شبکه عصبی مصنوعی محاسبه می‌شود. حال با استفاده از مقادیر بسط داده شده و جایگذاری در معادلات تابع انرژی (۲۵)، شرط لازم برای بهینگی اعمال خواهد شد:

$$\frac{\partial J_i}{\partial T_{b,i}} = 0, \quad i = f, r \quad (31)$$

با حل معادله (۳۱)، قانون کنترلی برای چرخ‌های جلو و عقب به صورت زیر استخراج می‌شود:

$$T_{b,i} = - \left(\frac{I_t x_1}{Rh} \right) (hf_i + e_i - ah\lambda_{opt_i} e^{-at}), \quad i = f, r \quad (32)$$

که e_i خطای ردیابی لغزش طولی تایر در لحظه فعلی است.

$$e_i = x_i(t) - x_{di}(t), \quad i = f, r \quad (33)$$

جهت بررسی پایداری سیستم حلقه بسته، قوانین کنترلی استخراج شده معادله (۳۲) در معادلات (۱۷) و (۱۸) جایگزین شده و دینامیک خطای سیستم به شکل زیر بدست خواهد آمد:

$$\dot{e}_i + \frac{1}{h} e_i = (f_i - \hat{f}_i) \quad (34)$$

انحراف از مقدار واقعی \hat{f}_i نسبت به f_i به دلیل عدم وجود قطعیت‌های پارامترهای دخیل در مدل‌سازی و دینامیک‌های مدل نشده است. از آنجایی که مهم‌ترین پارامتر در ترمزگیری مربوط به تراکنش بین تایر و جاده است. از این رو مهم‌ترین پارامتر در ایجاد انحراف، انحراف مقدار نیروی مدل شده از مقدار واقعی \hat{F}_x است. با فرض محدود بود میزان انحراف داریم:

$$|\hat{f}_i - f_i| \leq F_i \quad (35)$$

به طوری که $F_i > 0$ مقداری ثابت است. دینامیک خطای لغزش طولی (۳۶) را می‌توان با استفاده از کران بالای رابطه (۳۵) به فرم زیر نوشت:

$$\dot{e}_i + \frac{1}{h} e_i \leq F_i \quad (36)$$

با تعریف تابع لیاپانوف $V_i = \frac{1}{2} e_i^2$ و جایگذاری رابطه (۳۶) در مشتق تابع لیاپانوف، رابطه زیر حاصل می‌شود:

$$\dot{V}_i \leq -\frac{1}{h} e_i^2 + F_i |e_i| \quad (37)$$

با در نظر گرفتن سمت راست معادله (۳۷)، استفاده از نامعادله $ab \leq ma^2 + b^2/4m$ برای هر a و b و $m > 0$ و با در نظر گرفتن $m = \frac{1}{4h}$ داریم:

$$\dot{V}_i \leq -\frac{3}{4h} e_i^2 + h F_i^2 \leq -\frac{3}{2h} V_i + h F_i^2 \quad (38)$$

با استفاده از لم مقایسه‌ای و حل معادله دیفرانسیل مرتبه یک خواهیم داشت [۳۸]:

$$V_i = \frac{1}{2} e_i^2 \leq \left[V_i(0) - \frac{2}{3} h^2 F_i^2 \right] e^{-\frac{3}{2h} t} + \frac{2}{3} h^2 F_i^2 \quad (39)$$

معادله (۳۹) نشان می‌دهد که مقدار خطای ناشی از عدم قطعیت‌ها به صورت یکنواخت در تمام زمان‌ها محدود بوده و به مجموعه بسته زیر همگرا می‌شود:

$$|e_i| \leq \frac{2}{\sqrt{3}} h F_i \quad (40)$$

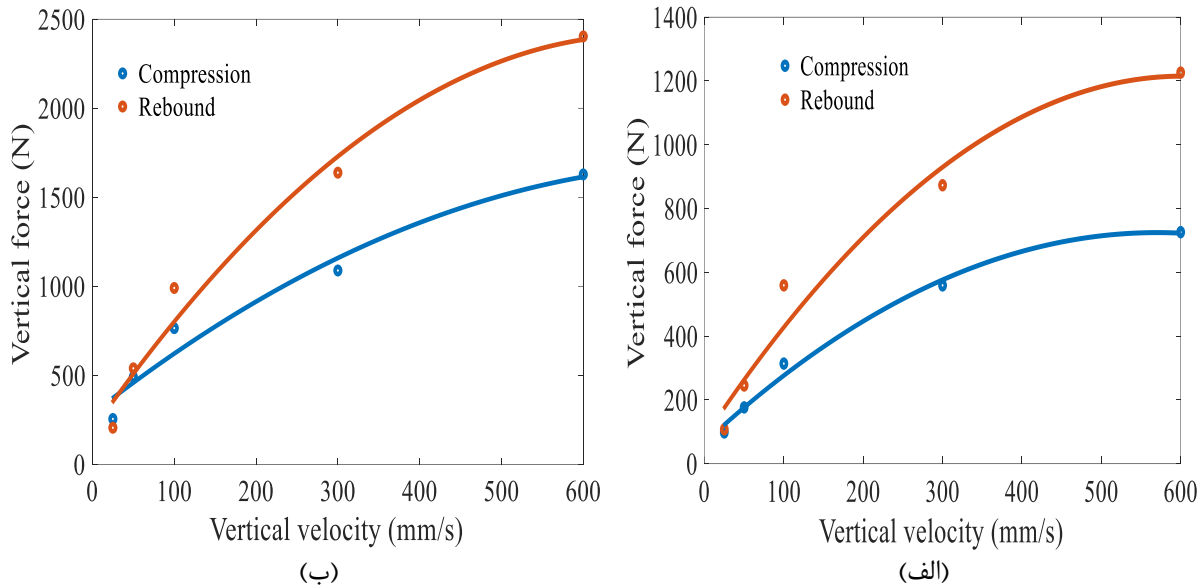
بنابراین با کاهش زمان پیش‌بین h ، امکان کاهش خطای ردیابی وجود دارد. با در نظر گرفتن هر $\varepsilon > 0$ با انتخاب $0 < h < \frac{\sqrt{3} \varepsilon}{2 F_i}$ در قانون کنترلی می‌توان نشان داد که مقدار خطا محدود خواهد بود؛ یعنی $|e_i| \leq \varepsilon$. بنابراین پایداری کنترل‌کننده با فرضیات مطرح‌شده از دیدگاه لیاپانوف اثبات می‌شود.

۴- شبیه‌سازی و نتایج

جهت بررسی عملکرد کنترل‌کننده یک مانور ترمزگیری شدید پیاده‌سازی شده است. در این مانور فرض شده است که ترمزگیری در مسیر مستقیم (بدون زاویه فرمان) انجام شده است؛ در نتیجه هیچگونه انحرافی در مسیر حرکت شکل نمی‌گیرد و هدف تنها کاهش فاصله توقف است. در ادامه از کوپل نرم‌افزاری کارسیم-سیمولینک متلب برای شبیه‌سازی و بررسی عملکرد استفاده شده است. نتایج و بررسی‌ها در این بخش به بررسی عملکرد کنترل‌کننده ترمزی طراحی‌شده همراه با دینامیک پیچ بدون استفاده از شبکه عصبی تخمین مقدار لغزش بهینه (مورد ۲) پرداخته می‌شود و با کنترل‌کننده‌های طراحی‌شده مراجع پیشین (مورد ۱) مقایسه می‌شود. در حالی که مقدار لغزش بهینه به صورت یک ضریب ثابت (۰/۲۰) در نظر گرفته می‌شود. به‌منظور شبیه‌سازی و بررسی عملکرد کنترل طراحی‌شده، از کوپل نرم‌افزاری متلب و کارسیم استفاده شده است. به‌طوری که مدل خودرو در نرم‌افزار کارسیم شبیه‌سازی شده است و کنترل‌کننده‌ها و تخمین‌گرها در نرم‌افزار متلب توسعه داده شده است.

جدول ۲- مشخصات خودرو شبیه‌سازی شده

پارامتر	مقدار	پارامتر
m	۱۳۷۵	جرم خودروی خالی (kg)
m_{us}	۱۶۳	جرم فنربندی نشده (kg)
l_F	۱/۵۳۵	فاصله مرکز جرم تا اکسل جلو در خودرو خالی (mm)
l_R	۱/۳۲۷	فاصله مرکز جرم تا اکسل عقب در خودرو خالی (mm)
I_y	۱۱۱۶	ممان اینرسی راستای y (kgm^2)
R	۳۰۱	شعاع چرخ (mm)
μ	۰/۷	ضریب اصطکاک جاده
C_λ	۵۰۰۰	سفتی طولی تایر (N / unit slip)
ε_r	۰/۰۱۵	ضریب کاهش عملکرد تایر ناشی از سرعت



شکل ۵- (الف) نیروی میرایی سیستم تعلیق جلو در سرعت‌های عمودی متفاوت، (ب) نیروی میرایی سیستم تعلیق عقب در سرعت‌های مختلف عمودی

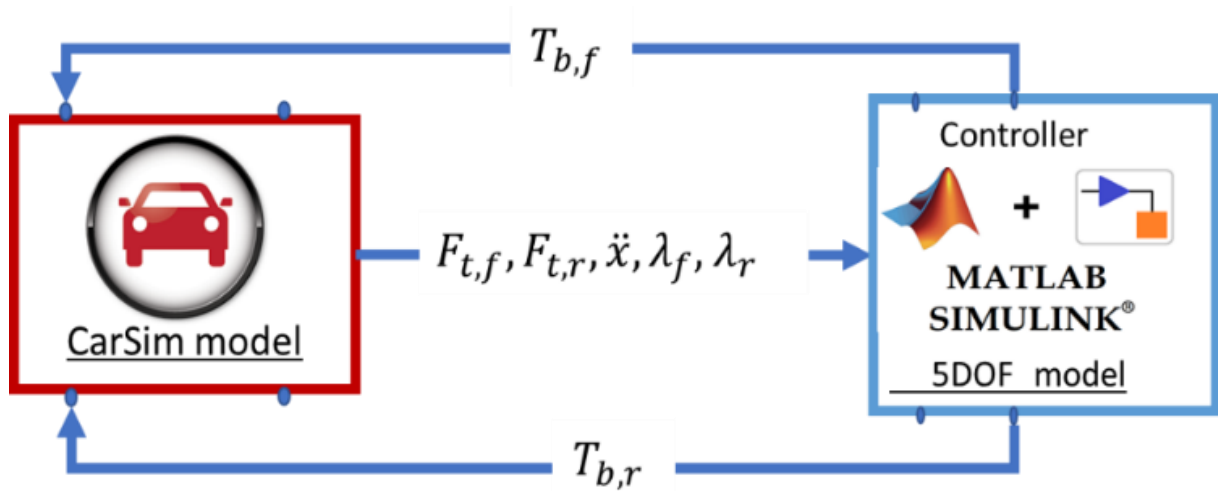
داده‌های مربوط به شبیه‌سازی خودرو به صورت شکل (۲) است. پارامترهای خودرو تنظیم شده در نرم‌افزار کارسیم از یک نمونه خودرو سراتو تغییر یافته الگو گرفته شده است. سیستم تعلیق جلو و عقب در شبیه‌سازی به صورت نیروی‌های فنر و دمپر مدل‌سازی شده است. نیروی فنریت به صورت ضریب ثابت شاخص فنر در نظر گرفته شده که در شکل (۲) آورده شده است. برای مدل‌سازی نیروی میرایی دمپرها که از نوع روغنی هستند، از نتایج آزمایشگاهی تست دمپر خودرو نمونه استفاده شده است.

شکل (۵) نشان‌دهنده نیروی دمپینگ در سرعت‌های متفاوت عمودی است. به منظور استفاده از نتایج تست، چند جمله‌ای درجه دوم بر داده‌ها برازش شده است و برای دستیابی به مقدار ضریب میرایی معادل (C_n) در هر نقطه و حالت کاری از تقسیم نیروی برازش شده بر سرعت عمودی لحظه‌ای استفاده می‌شود.

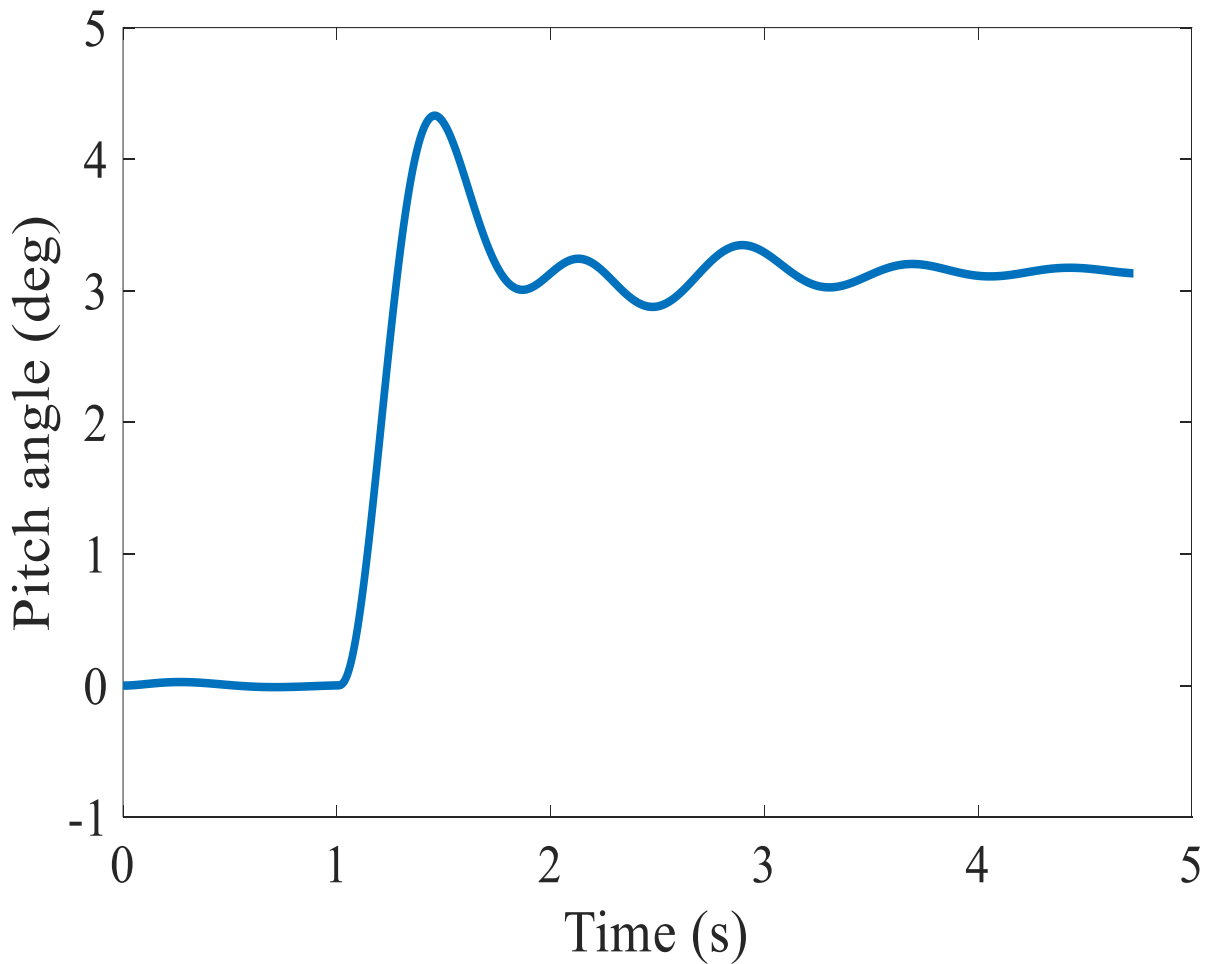
به منظور بررسی عملکرد کنترل‌کننده طراحی شده با در نظر گرفتن مدل ۵ درجه آزادی همراه با حالت پیچ همراه با شبکه عصبی تخمین‌گر مقدار لحظه‌ای لغزش بهینه (مورد ۲)، مانور ترمزگیری شبیه‌سازی شد. نتایج خروجی شبیه‌سازی با نتایج تحقیق میرزایی نژاد و میرزایی مقایسه شده است (مورد ۱) [۳۵]. در پژوهش میرزایی نژاد و میرزایی از مدل $\frac{1}{4}$ خودرو استفاده شده است که مقدار پیش‌فرض ضریب لغزش بهینه به صورت یک عدد ثابت و از قبل مشخص در نظر گرفته شده است [۳۵]. شماتیک کلی شبیه‌سازی مورد (۲) به صورت (۶) است.

تغییرات زاویه پیچ خودرو در حین ترمز به صورت (۷) است. مقدار زاویه پیچ، تعیین‌کننده میزان فشردگی سیستم تعلیق است و میزان فشردگی، مقدار نیروی روی تاپر را نشان می‌دهد.

همچنین میزان گشتاور خروجی کنترل‌کننده مورد نظر برای ایجاد شتاب ترمزی به صورت شکل (۹) است. لازم به ذکر است که محدوده مجاز جهت اعمال گشتاور ترمزی بر اساس بیشینه ظرفیت ترمزهای خودرو نمونه، اعمال شده است.

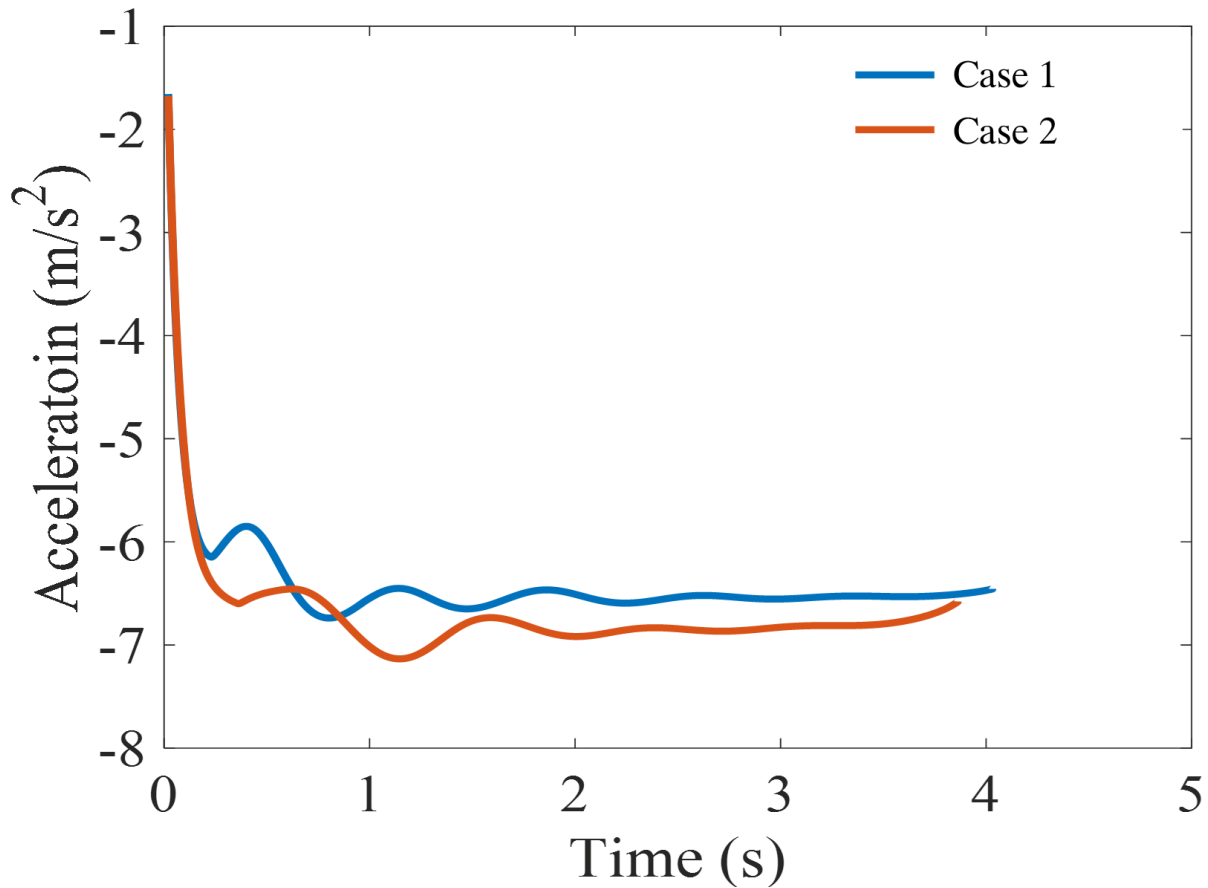


شکل ۶- شماتیک شبیه‌سازی عملکرد کنترل‌کننده ترمزی (مورد ۲)

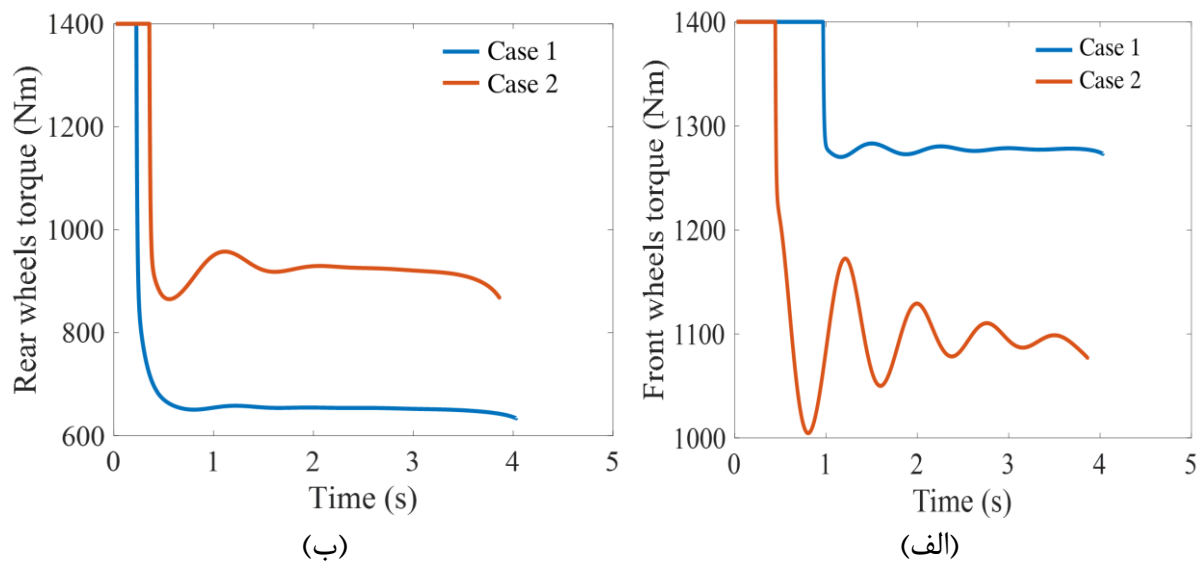


شکل ۷- تغییرات زاویه پیچ خودرو حین ترمزگیری

همانطور که گفته شد در مورد (۳)، مقدار لغزش بهینه لحظه‌ای با به کارگیری شبکه عصبی توسعه داده شده، استخراج و به کار گرفته می‌شود. شماتیک کلی شبیه‌سازی به صورت شکل (۱۰) است. شکل‌های (۱۱) و (۱۲) ارتقاء عملکرد کنترل‌کننده از مورد (۲) به مورد (۳) را نشان می‌دهند.



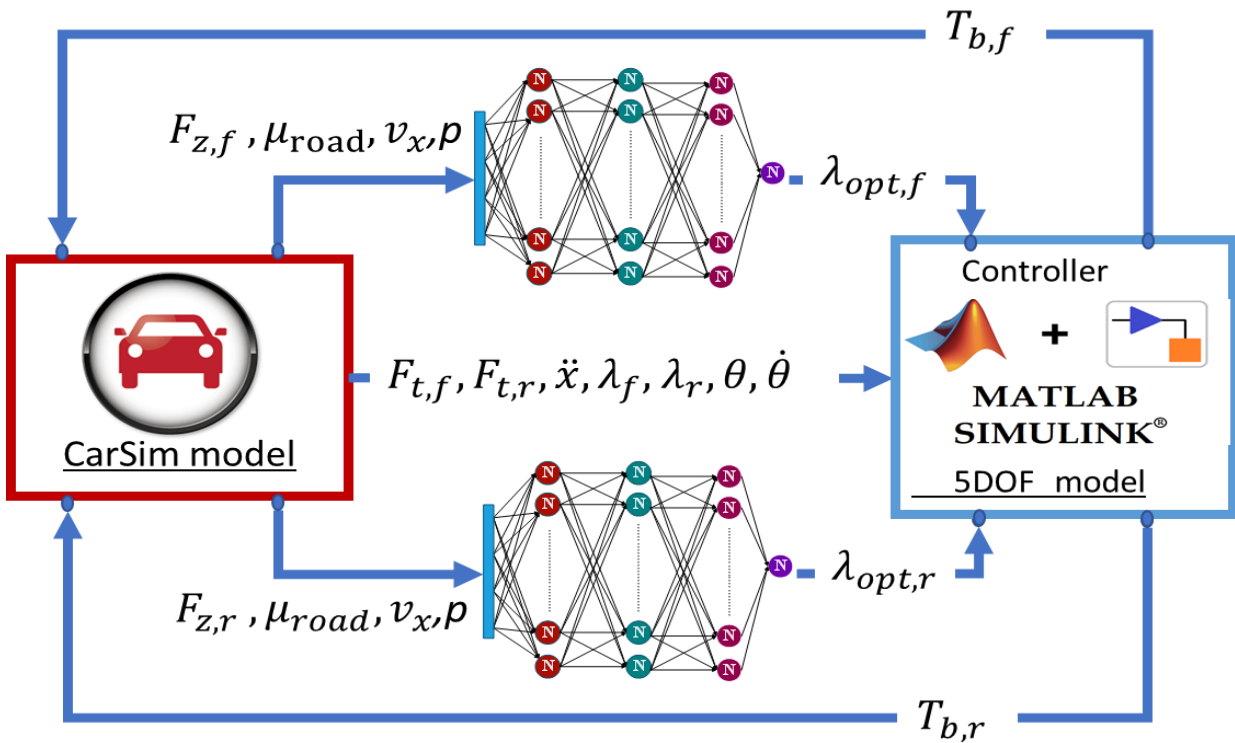
شکل ۸- شتاب منفی ایجاد شده حین ترمزگیری در کنترل کننده با حالت پیچ و بدون حالت پیچ



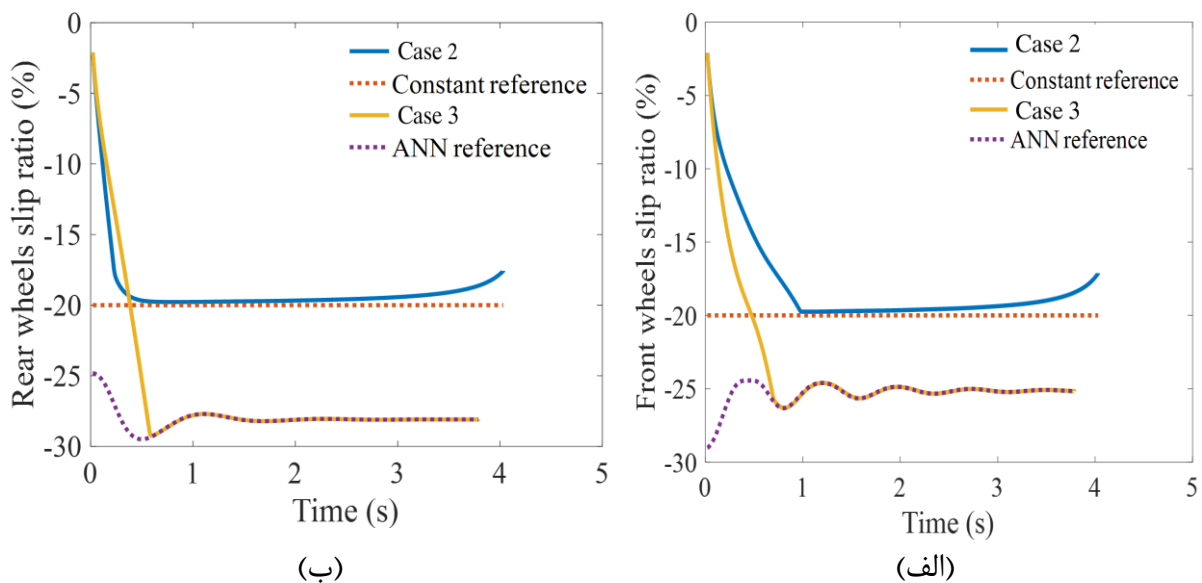
شکل ۹- تغییرات گشتاور ترمز چرخ‌های جلو (الف) و عقب (ب) همراه و بدون در نظر گرفتن حالت پیچ

شکل (۳) طول خط ترمز از سرعت ۱۰۰ تا ۴ کیلومتر بر ساعت در چهار حالت کنترل کننده طراحی شده با مدل یک چهارم با ضریب لغزش بهینه ثابت (مورد ۱)، در نظر گرفتن حالت زاویه پیچ (مورد ۲) و شبکه عصبی تخمین گر موقعیت لغزش بهینه (مورد ۳) را نشان می‌دهد.

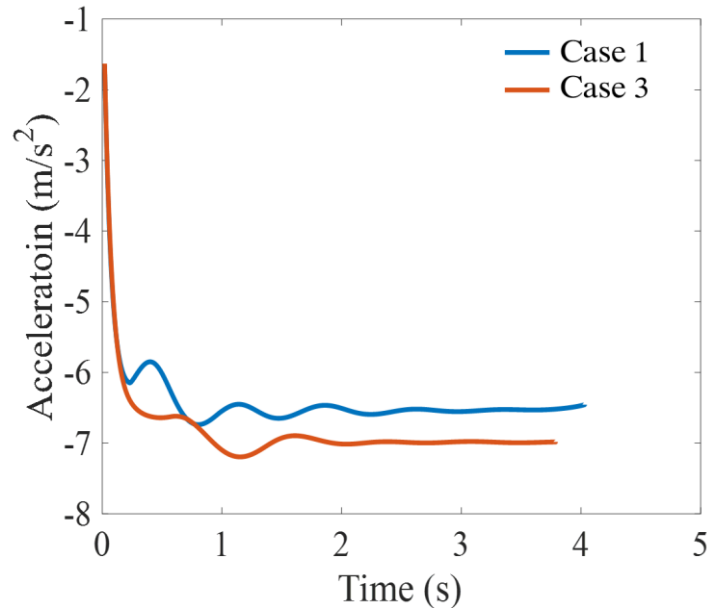
همانطور که بیان شد، ساختار کنترلی طراحی شده که شامل کنترل‌کننده بر اساس مدل کامل و تخمین‌گر مقدار بهینه لغزش است، برای به کارگیری در مانور ترمزگیری بدون انحراف جانبی است. در مانورهای ترمزگیری همراه با انحراف خودرو، کنترل‌کننده طراحی شده بر اساس مدل کامل را می‌توان به کار گرفت اما روش مقدار بهینه لغزش نیاز به تغییر دارد تا علاوه بر کاهش طول توقف خودرو هدف پایداری جانبی را نیز دنبال کند.



شکل ۱۰- شماتیک شبیه‌سازی عملکرد کنترل‌کننده ترمزی با حضور شبکه عصبی (مورد ۳)



شکل ۱۱- تغییرات زاویه لغزش چرخ جلو (الف) و عقب (ب) با استفاده از کنترل‌کننده مورد (۲) و مورد (۳)



شکل ۱۲- شتاب منفی ایجاد شده حین ترمزگیری در کنترل کننده مورد (۱) و مورد (۳)

جدول ۳- طول خط ترمز با استفاده از کنترل کننده در سه حالت کنترل کننده مدل یک چهارم و همچنین کنترل کننده همراه با پیچ و حالت همراه با شبکه عصبی تخمین گر موقعیت لغزش بهینه از سرعت ۱۰۰ تا ۴ کیلومتر بر ساعت

مورد ۳	مورد ۲	مورد ۱	حالت
۵۷/۹۳ (m)	۵۹/۷۳(m)	۶۰/۵۱(m)	طول خط ترمز

همانطور که مقادیر جدول (۳) نشان می‌دهد، با تکمیل مدل و اضافه کردن دینامیک پیچ در حضور عدم قطعیت جرم و مقدار لغزش ثابت، مقدار طول توقف ۷۸ سانتی‌متر کاهش یافته است. در واقع اضافه کردن دینامیک پیچ باعث کاهش عدم قطعیت نیروی عمودی روی تایر و بهبود عملکرد کنترل کننده شده است. در ادامه با تعیین ضریب بهینه لغزش به صورت آنی، طول خط ترمز ۱۸۰ سانتی‌متر کاهش پیدا کرده است، این موضوع نشان دهنده تأثیر بالای نقطه بهینه لغزش در عملکرد کلی سیستم است.

۵- جمع بندی

در این مقاله، مدل پنج درجه آزادی جهت طراحی سیستم ترمز و همچنین ابزاری جهت طراحی استراتژی ترمزگیری تشریح شده است. سپس به طراحی کنترل کننده با در نظر گرفتن زاویه پیچ به عنوان یکی از حالات، پرداخته شده است. در ادامه به منظور ارتقا عملکرد سیستم ترمز، مقدار بهینه لغزش به صورت لحظه‌ای و با استفاده از ساختار شبکه عصبی مصنوعی استخراج گردید.

نتایج نشان می‌دهد که استفاده از مدل نیم ارا به خودرو (پنج درجه آزادی) همراه با دینامیک پیچ و مکان یابی لحظه‌ای مقدار بهینه لغزش باعث بهبود در ایمنی و کاهش طول توقف در ترمزگیری می‌شود و مقدار شتاب ترمزی ایجاد شده با استفاده از کنترل کننده طراحی شده بیشتر از مقداری است که با استفاده از مدل‌های معمول $\frac{1}{4}$ تولید شده است.

مراجع

- [1] F. Un-Noor, S. Padmanaban, L. Mihet-Popa, M. N. Mollah, and E. Hossain, "A Comprehensive Study of Key Electric Vehicle (EV) Components, Technologies, Challenges, Impacts, and Future Direction of Development," *Energies*, Vol. 10, No. 8, pp. 1–82, 2017, doi: 10.3390/en10081217.
- [2] X. Xin, and Z. Chengning, "Optimal Design of Electric Vehicle Power System with the Principle of Minimum Curb Mass," *Energy Procedia*, Vol. 105, pp. 2629–2634, 2017, doi: 10.1016/j.egypro.2017.03.758.
- [3] M. S. Kumar, and S. T. Revankar, "Development Scheme and Key Technology of an Electric Vehicle: An Overview," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 70, April 2017, pp. 1266-1285, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.12.027>.
- [4] N. Sina, V. Esfahanian, M. R. Hairi Yazdi, and S. Azadi, "Introducing the Modified Tire Power Loss and Resistant Force Regarding Longitudinal Slip," *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems-VI27-6EJ*, Vol. 11, No. 2, pp. 167–176, 2018, <https://doi.org/10.4271/06-11-02-0014>.
- [5] C. Acosta Lúa, S. Di Gennaro, and J. P. Barbot, "Nonlinear Control of an Antilock Braking System in the Presence of Tire–road Friction Uncertainties," *Journal of the Franklin Institute*, Vol. 359, No. 6, pp. 2608–2626, 2022, doi: 10.1016/j.jfranklin.2022.02.010.
- [6] D. V Gowda, and A.C. Ramachandra, "Slip Ratio Control of Anti-lock Braking System with Bang-bang Controller," *International Journal of Computer Techniques – IJCT*, Vol. 4, No. 1, pp. 97–104, 2017, [Online]. Available: <http://www.ijctjournal.org>.
- [7] Y.U. Feng, and X.I.E. Jun, "Simulation Analysis of Efficiency and Stability for Vehicle's ABS Control on Combined Steering and Braking Maneuvers," *MATEC Web of Conferences*, College of Mechanical Engineering, Chongqing Vocational Institute of Engineering, Chongqing, 402260, Chin, Vol. 272, p. 01024, 2019, doi: 10.1051/mateconf/201927201024.
- [8] D. Tavernini, F. Vacca, M. Metzler, D. Savitski, V. Ivanov, P. Gruber, A.E. Hartavi, M. Dhaens, and A. Sorniotti, "An Explicit Nonlinear Model Predictive ABS Controller for Electro-hydraulic Braking Systems," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 67, No. 5, pp. 3990–4001, 2020, doi: 10.1109/TIE.2019.2916387.
- [9] J. Kim, B. Kwon, Y. Park, H. J. Cho, and K. Yi, "A Control Strategy for Efficient Slip Ratio Regulation of a Pneumatic Brake System for Commercial Vehicles," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 236 No. 7, 2021, <https://doi.org/10.1177/09544070211038466>.
- [10] S. Seyedtabaai, and A. Velayati, "Adaptive Optimal Slip Ratio Estimator for Effective Braking on a Non-uniform Condition Road," *Automatika*, Vol. 60, No. 4, pp. 413–421, 2019, <https://doi.org/10.1080/00051144.2019.1637053>.
- [11] Q. Peng, J. Liu, Z. Huang, W. Liu, and H. Li, "Sliding Model Control Based on

Estimation of Optimal Slip Ratio for Railway Wheel Slide Protection using Extremum Seeking,” *ECCE 2016 - IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*, No. 1, 18-22 September 2016, Milwaukee, WI, USA, doi: 10.1109/ECCE.2016.7855445.

[12] E. Dinçmen, B. A. Güvenç, and T. Acarman, “Extremum-seeking Control of ABS Braking in Road Vehicles with Lateral Force Improvement,” *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 22, No. 1, pp. 230–237, January 2014, doi: 10.1109/TCST.2012.2229465.

[13] N. Zengin, H. Zengin, B. Fidan, and A. Khajepour, “Slip Ratio Optimization in Vehicle Safety Control Systems using Least-squares Based Adaptive Extremum Seeking,” *IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics (SMC)*, 11-14 October 2020, Toronto, ON, Canada, pp. 1445–1450, 2020, <https://doi.org/10.1109/TCST.2012.2229465>.

[14] H. Liu, Y. Lei, Y. Fu, and X. Li, “Multi-objective Optimization Study of Regenerative Braking Control Strategy for Range-extended Electric Vehicle,” *Applied Sciences*, Vol. 10, No. 5, pp. 1789, 2020, <https://doi.org/10.3390/app10051789>.

[15] H. Xiong, X. Zhu, and R. Zhang, “Energy Recovery Strategy Numerical Simulation for Dual Axle Drive Pure Electric Vehicle Based on Motor Loss Model and Big Data Calculation,” *Complexity*, Vol. 2018, No. 1, pp. 4071743, 2018, <https://doi.org/10.1155/2018/4071743>.

[16] R. Kubaisi, “Adaptive Regenerative Braking in Electric Vehicles,” (Doctoral Dissertation, Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2018, <https://dnb.info/115382857X/34>).

[17] C. Qiu, G. Wang, M. Meng, and Y. Shen, “A Novel Control Strategy of Regenerative Braking System for Electric Vehicles under Safety Critical Driving Situations,” *Energy*, Vol. 149, pp. 329–340, 2018, doi: 10.1016/j.energy.2018.02.046.

[18] F. Naseri, E. Farjah, and T. Ghanbari, “An Efficient Regenerative Braking System Based on Battery/Supercapacitor for Electric, Hybrid, and Plug-in Hybrid Electric Vehicles with BLDC Motor,” *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol. 66, No. 5, pp. 3724–3738, 2017, <https://doi.org/10.1109/TVT.2016.2611655>.

[19] B. Xiao, H. Lu, H. Wang, J. Ruan, and N. Zhang, “Enhanced Regenerative Braking Strategies for Electric Vehicles: Dynamic Performance and Potential Analysis,” *Energies*, Vol. 10, No. 11, 2017, doi: 10.3390/en10111875.

[20] M. Brown, “Regenerative Braking Efficiency,” *ProEV*, Vol. 94, No. Im, pp. 3–4, 2016, [Online], Available: <http://large.stanford.edu/courses/2016/ph240/brown1/>.

[21] M. Doumiati, A. Victorino, A. Charara, and D. Lechner, “Lateral Load Transfer and Normal Forces Estimation for Vehicle Safety: Experimental Test,” *Vehicle System Dynamics*, Vol. 47, No. 12, pp. 1511–1533, 2009, <https://doi.org/10.1080/00423110802673091>.

[22] J. Guo, X. Jian, and G. Lin, “Performance Evaluation of an Anti-lock Braking System for Electric Vehicles with a Fuzzy Sliding Mode Controller,” *Energies*, Vol. 7, No. 10, pp. 6459–6476, 2014, <https://doi.org/10.3390/en7106459>.

- [23] W. Li, H. Du, and W. Li, "Driver Intention Based Coordinate Control of Regenerative and Plugging Braking for Electric Vehicles with in-wheel PMSMs," *IET Intelligent Transport Systems*, 2018, doi: 10.1049/iet-its.2018.5300, [Driver intention based coordinate control of regenerative and plugging braking for electric vehicles with in-wheel PMSMs](#).
- [24] X. Shao, F. Naghdy, and H. Du, "Reliable Fuzzy H_∞ Control for Active Suspension of in-wheel Motor Driven Electric Vehicles with Dynamic Damping," *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 87, Part A, pp. 365–383, 2017, <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2016.10.032>.
- [25] F. Pretagostini, L. Ferranti, G. Berardo, V. Ivanov, and B. Shyrokau, "Survey on Wheel Slip Control Design Strategies, Evaluation and Application to Antilock Braking Systems," *IEEE Access*, Vol. 8, No. Section III, pp. 10951–10970, 2020, doi: 10.1109/ACCESS.2020.2965644.
- [26] T. Sardarmehni, H. Rahmani, and M. B. Menhaj, "Robust Control of Wheel Slip in Anti-lock Brake System of Automobiles," *Nonlinear Dynamics*, Vol. 76, No. 1, pp. 125–138, 2014, <https://doi.org/10.1007/s11071-013-1115-1>.
- [27] T. L. Le, "Intelligent Fuzzy Controller Design for Antilock Braking Systems," *Journal of Intelligent & Fuzzy Systems*, Vol. 36, No. 4, pp. 3303–3315, 2019, doi: 10.3233/JIFS-181014.
- [28] H. B. Pacejka, "Tire and Vehicle Dynamics," Second Edition, *Butterworth-Heinemann*, Elsevier, UK, 2005, ISBN-13: 980-0-7506-6918-4.
- [29] W. S. Levine, "The Control Handbook - Control Theory Fundamentals," 2nd Edition, *CRC Press*, Boca Raton, 2011, <https://doi.org/10.1201/9781315218694>.
- [30] V. Sharma, P. Chaudhari, P. D. Shendge, and S. B. Phadke, "Multiple Sliding Surface Controller Based on Disturbance Observer for Anti-lock Braking System," *IEEE 1st International Conference on Power Electronics, Intelligent Control and Energy Systems (ICPEICES)*, 04-06 July 2016, Delhi, India, pp. 1–6, 2017, doi: 10.1109/ICPEICES.2016.7853358.
- [31] L. Li, X. Li, X. Wang, Y. Liu, J. Song, and X. Ran, "Transient Switching Control Strategy from Regenerative Braking to Anti-lock Braking with a Semi-brake-by-wire System," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 54, No. 2, pp. 257–283, 2016, doi: 10.1080/00423114.2015.1129059.
- [32] C. F. Hsu, "Intelligent Exponential Sliding-mode Control with Uncertainty Estimator for Antilock Braking Systems," *Neural Computing and Applications*, Vol. 27, No. 6, pp. 1463–1475, 2016, doi: 10.1007/s00521-015-1946-4.
- [33] W. Batayneh, M. Jaradat, and A. Bataineh, "Intelligent Adaptive Control for Anti-lock Braking System," *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, November 9–15, Pittsburgh, Pennsylvania, USA, Vol. 4A: Dynamics, Vibration, and Control, 2018, pp. 1–13, 2018, doi: 10.1115/IMECE2018-87659.
- [34] M. K. Ishak and F. K. Khan, "Unique Message Authentication Security Approach Based

Controller Area Network (CAN) for Anti-lock Braking System (ABS) in Vehicle Network,” *Procedia Computer Science*, Vol. 160, pp. 93–100, 2019, doi: 10.1016/j.procs.2019.09.448.

[35] H. Mirzaeinejad and M. Mirzaei, “A Novel Method for Non-linear Control of Wheel Slip in Anti-lock Braking Systems,” *Control Engineering Practice*, Vol. 18, No. 8, pp. 918–926, 2010, doi: 10.1016/j.conengprac.2010.03.015.

[36] H. Mirzaeinejad, “Robust Predictive Control of Wheel Slip in Antilock Braking Systems Based on Radial Basis Function Neural Network,” *Applied Soft Computing*, Vol. 70, pp. 318–32, 2018, doi:10.1016/j.asoc.2018.05.043.

[37] S. Deylaghian and H. Mirzaeinejad, "Instantaneous Optimum Wheel Slip Estimation of Anti-lock Braking System Based on Extremum Seeking Algorithm and Fuzzy Method", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, Vol. 237, No. 3, pp. 406-421, 2023, <https://doi.org/10.1177/14644193231176606>.

[38] H. Khalil, *Nonlinear Systems*, Prentice-Hall, Inc, 2001, https://books.google.com/books/about/Nonlinear_Systems.html?id=t_d1QgAACAAJ.

Wheel Slip Control Enhancement Considering Pitch Dynamics, and Neural-network-based Wheel Slip Reference Model

Ali Hosseini Salari

PhD Candidate, Department of Mechanical Engineering, Shahid Bahonar University of Kerman,
Kerman, Iran

ahsalari@eng.uk.ac.ir

*Corresponding author: **Hossein Mirzaeinejad**

Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, Shahid Bahonar University of Kerman,
Kerman, Iran

h_mirzaeinejad@uk.ac.ir

Abstract

One of the most significant operational aspects of vehicles is their safety in critical braking maneuvers. Proper braking performance occurs when the stopping distance is minimized while the vehicle's steerability is maintained. To meet these objectives, the tire slip ratio should be regulated at its optimum value. In this study, a control system is designed for simultaneously controlling the brake torque of the front and rear wheels using the nonlinear prediction-based control method. In the control design process, the pitch dynamics have been considered which plays an important role in braking maneuvers. Moreover, the instantaneous optimum wheel slip is determined via an artificial neural network (ANN) to improve the performance of the system and achieve the maximum possible brake deceleration. The performance of the designed control system is investigated through conducted simulations in the CarSim and Matlab/Simulink software environments. The obtained results confirm the enhancement in the braking performance along with a considerable reduction in the stopping distance.

Keywords: Online longitudinal slip, Artificial neural networks, Pitch dynamics, Tire normal load, Road friction coefficient