



استراتژی جدید کنترل فرمان و ترمز خودروی کشنده نیم‌تریلر در هنگام مانور تعویض خط بحرانی

امیر کریمیان^۱، علی رحمانی هنزکی^{۲*}، شهرام آزادی^۳

^۱ دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران

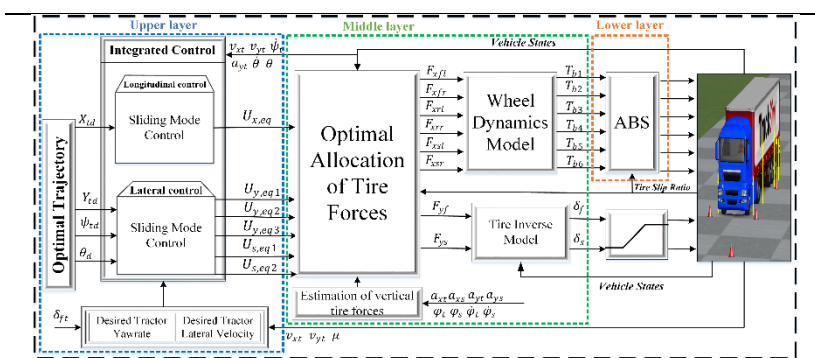
^۲ دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران

^۳ دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

برجسته‌ها

- طراحی کنترل‌کننده یکپارچه برای کشنده نیم‌تریلر به‌منظور کنترل، ردیابی با حفظ پایداری جانبی در شرایط سرعت‌بالا و اصطکاک پایین
- توسعه توزیع بهینه نیروهای طولی و عرضی تایر به‌منظور استفاده حداکثری از ظرفیت نیروهای تایر با استفاده از بهینه‌سازی چندهدفه

چکیده گرافیکی



مشخصات مقاله

تاریخچه مقاله:

نوع مقاله: علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۲/۰۴/۱۸

بازنگری: ۱۴۰۲/۰۵/۰۷

پذیرش: ۱۴۰۲/۰۷/۱۸

ارائه آنلاین: ۱۴۰۲/۰۷/۲۴

*نویسنده مسئول:

a.rahmani@sru.ac.ir

کلیدواژه‌ها:

خودروی کشنده نیم‌تریلر

کنترل یکپارچه دینامیک خودرو

کنترل فرمان فعال

کنترل ترمز فعال

چکیده

در این پژوهش، کنترل یکپارچه جدیدی برای فرمان و ترمز خودروهای کشنده نیم‌تریلر به‌منظور ردیابی در مانورهای ترکیبی طولی و عرضی پیشنهاد شد. بدین منظور ابتدا به مدل‌سازی یک مدل غیرخطی از کشنده نیم‌تریلر با ۱۰ درجه آزادی شامل حرکت طولی، عرضی و چرخشی کشنده، زاویه مفصل و سرعت چرخ‌ها پرداخته شد. سپس کنترل‌کننده فرمان و ترمز فعال با هدف ردیابی و با استفاده از روش مد لغزشی طراحی شد. به‌منظور پایداری چرخشی خودرو، یک کنترل‌کننده پایداری جانبی با استفاده از روش کنترل لغزشی پیشنهاد شد. سپس با به‌کارگیری یک بهینه‌سازی چندهدفه، استراتژی کنترل یکپارچه جدید به‌منظور تخصیص بهینه نیروهای طولی و عرضی تایرها، ارائه شد. این استراتژی بر مبنای دستیابی به اهداف ردیابی و پایداری با استفاده از ظرفیت نیروهای تایر در محدوده لغزش مطلوب با استفاده از ضرایب وزنی متغیر طرح‌ریزی شد. به‌منظور پیاده‌سازی کنترل‌کننده یکپارچه از مدل خودروی کشنده نیم‌تریلر ارائه‌شده در نرم‌افزار تراک‌سیم استفاده شد. نتایج به‌دست‌آمده حاکی از عملکرد خوب استراتژی کنترل‌کننده یکپارچه طراحی‌شده در ردیابی با حفظ پایداری جانبی هنگام انجام مانور تعویض خط همراه با ترمزگیری است. با به‌کارگیری کنترل‌کننده پیشنهادی، بیشینه خطای ردیابی موقعیت طولی و عرضی، زاویه چرخش کشنده و زاویه مفصل به ترتیب برابر با ۱/۸۳، ۰/۵۶ و ۴/۴۲ درصد شد. این در حالی است که خودروی بدون کنترل‌کننده، به دلیل ناپایداری جانبی، مسیر مرجع را ردیابی نکرد.

۱- مقدمه

مورد تقاضا پرداختند. در این استراتژی به منظور بهبود نیروی عرضی تایر، لغزش طولی تایر بر مبنای ردیابی متغیرهای مرجع، تنظیم شده است. در پژوهشی دیگر بای و همکاران [۷] به منظور افزایش پایداری جانبی کشنده نیم‌تریلر به کنترل گشتاور چرخشی بر اساس ترمزگیری تفاضلی با به کارگیری روش PID-فازی پرداخته‌اند. شجاعی و همکاران [۸ و ۹] طرح ریزی مسیرهای بدون برخورد خودرو مفصلی در شرایط ترافیکی و طراحی کنترل فرمان فعال به منظور ردیابی در شرایط سرعت ثابت را مورد بررسی قرار داده‌اند. کریمیان و همکاران [۱۰] با استفاده از کنترل کننده مدل پیش‌بین، کنترل کننده فرمان فعالی برای محور جلو کشنده نیم‌تریلر به منظور ردیابی مسیر بدون برخورد در هنگام انجام مانور تعویض خط در شرایط سرعت بالا پیشنهاد داده‌اند. آبروشان و همکاران [۱۱] به منظور افزایش پایداری کشنده نیم‌تریلر، کنترل کننده ترمز فعال تفاضلی را با استفاده از روش مدل پیش‌بین خطی پیشنهاد داده‌اند. کای و خو [۱۲] در پژوهشی به منظور افزایش پایداری جانبی در سرعت‌های بالا به طراحی کنترل گشتاور چرخشی بر اساس ترمزگیری تفاضلی با به کارگیری کنترل مدل پیش‌بین پرداخته‌اند. همچنین دنگ و همکاران [۱۳] به منظور بهبود فرمان‌پذیری خودروی مفصلی سنگین با دو تریلر، به طراحی کنترل فرمان فعال برای تریلر با استفاده از روش تنظیم کننده خطی درجه دوم پرداخته‌اند. هو و خو [۱۴] در پژوهشی به کنترل فرمان فعال تریلر به منظور ردیابی دینامیک جانبی و بهبود پایداری با استفاده از روش LQR در شرایط سرعت ثابت پرداخته‌اند. صادقی کاتی و همکاران [۱۵] در پژوهشی به منظور بهبود دینامیک جانبی خودروی مفصلی با دو تریلر به طراحی کنترل کننده فرمان با استفاده از ترکیب روش فیدبک خروجی و روش پیش‌خور دینامیک پرداخته‌اند. گاورکار و همکاران [۱۶] در پژوهشی به طراحی کنترل ترمز خودروی مفصلی سنگین بر اساس توسعه سیستم ترمز ضد قفل با استفاده از تخمین برخط لغزش طولی مرجع تایر پرداخته‌اند. ژاو و همکاران [۱۷] به طراحی سیستم ترمز پنوماتیکی فعال به منظور بهبود ترمزگیری کشنده نیم‌تریلر پرداختند. شارما و هی [۱۸] در پژوهشی به طراحی کنترل

خودروهای سنگین مفصلی نقش مهمی در کاهش هزینه‌های جابه‌جایی و آلودگی ایفا می‌کنند. وجود مدهای مختلف ناپایدار کننده این خودروها مانند قیچی شدن، چرخش شدید تریلر و حرکت نوسانی واحد نیم‌تریلر نسبت به واحد کشنده، موجب ضعف پایداری جانبی این خودروها شده است [۱]. از سوی دیگر سیستم‌های پیشرفته کمک‌راننده، باعث افزایش ایمنی خودرو شده‌اند، به طوری که استفاده از این سیستم‌ها منجر به افزایش راحتی، بهبود اقتصادی، کاهش ترافیک و آلودگی و همچنین کاهش تصادفات جاده‌ای شده است [۲]. این سیستم‌ها شامل سیستم ترمز اضطراری، هشدار برخورد از جلو خودرو، حفظ مسیر حرکت، کروز کنترل تطبیقی، سیستم تعویض خط خودکار و غیره است. استفاده از سیستم‌های پیشرفته کمک‌راننده در سال ۲۰۱۶ در کشور آمریکا به ترتیب منجر به کاهش ۲۹ و ۳۷ درصدی مرگ‌ومیر و جراحات شده است [۳]. سیستم تعویض خط خودکار یکی از سیستم‌های کمک‌راننده می‌باشد که استفاده از آن می‌تواند باعث کاهش تصادفات جاده‌ای ناشی از خواب‌آلودگی و اشتباهات راننده شود. استفاده از سیستم‌های پیشرفته کمک‌راننده با به کارگیری سیستم‌های کنترل شاسی در خودروهای مفصلی سنگین، با توجه به سختی رانندگی و وجود مدهای ناپایداری در این خودروها از اهمیت بسزایی برخوردار است. بر این اساس در ادامه به بررسی پژوهش‌های انجام شده در حوزه توسعه سیستم‌های کنترل شاسی شامل سیستم‌های فرمان و ترمز خودروهای سنگین مفصلی پرداخته شده است.

طباطبائی و همکاران [۴] با ارائه یک رویکرد جدید برای استخراج زاویه مفصل مرجع به طراحی یک کنترل فرمان فعال به منظور افزایش مانورپذیری و پایداری خودروهای مفصلی سنگین پرداخته‌اند. زونگ و همکاران [۵] در پژوهشی به ارائه روشی برای کنترل پایداری خودروی مفصلی با استفاده از ترمزگیری تفاضلی پرداختند. موریسون و سین [۶] به منظور کاهش فاصله ترمزگیری با حفظ پایداری جانبی به طراحی کنترل لغزش طولی خودروی مفصلی سنگین بر اساس استراتژی کاهش لغزش طولی

خودرو به ترتیب، روش‌های مد لغزشی و مدل پیش‌بین مقید را پیشنهاد داده‌اند.

برخی از پژوهشگران از اصطلاح توزیع بهینه نیروهای تایلر در طراحی کنترل یکپارچه با ساختار متمرکز نام برده‌اند که در ادامه به بررسی آن‌ها پرداخته شده است. در پژوهشی مخیمار و آبه [۲۲] با روش کمینه‌سازی مجموع بار تایلرهای خودروی چهارچرخ و حل تحلیلی آن، به توزیع نیروهای تایلر پرداختند. در این پژوهش خودرو دارای چهارچرخ فرمان‌پذیر بوده و همچنین تمامی چرخ‌ها قابلیت اعمال گشتاور رانشی و ترمزی را داشتند. یم [۲۳] یک روش جدید به منظور تعیین میزان مشارکت سیستم کنترل پایداری و سیستم فرمان فعال جلو و عقب ارائه داده است. او در این پژوهش با استفاده از روش برنامه‌ریزی درجه دوم با قیود برابری و ضریب وزنی متغیر به حداقل‌سازی بار کاری نیروهای تایلر پرداخته است.

با بررسی مطالعات انجام‌شده در زمینه کنترل‌کننده‌های فرمان و ترمز، می‌توان به فقدان کنترل‌کننده‌های یکپارچه در مانورهای هم‌زمان فرمان‌گیری و ترمزگیری برای خودروهای مفصلی در شرایط سرعت متغیر با در نظر گرفتن دینامیک طولی پی برد. در این مقاله یک کنترل‌کننده یکپارچه فرمان و ترمز جدید با ساختار متمرکز برای کشنده نیم‌تریلر به منظور ردیابی با حفظ پایداری در شرایط بحرانی طراحی شده است. بدین منظور در گام نخست با استفاده از سیستم کنترل ترمز فعال و روش مد لغزشی به طراحی کنترل طولی خودرو پرداخته شده است. سپس با استفاده از کنترل فرمان فعال محور جلو کشنده و محورهای نیم‌تریلر به ردیابی موقعیت جانبی، زاویه چرخش کشنده و زاویه مفصل با استفاده از کنترل‌کننده مد لغزشی پرداخته شده است. سپس به منظور افزایش پایداری کشنده نیم‌تریلر هنگام ردیابی، کنترل‌کننده گشتاور چرخشی مستقیم بر مبنای ترمزگیری تفاضلی بر اساس روش مد لغزشی طراحی شده است. در ادامه به منظور توزیع بهینه نیروهای تایلر به منظور دستیابی به اهداف کنترلی ردیابی با حفظ پایداری به توسعه یک روش بهینه‌سازی چندهدفه پرداخته شده است. در نهایت نتایج به دست آمده از استراتژی کنترلی پیشنهادشده با مدل راننده نرم‌افزار تراک‌سیم و

فرمان فعال به منظور ردیابی خودروی مفصلی سنگین با استفاده از روش کنترل مدل پیش‌بین پرداختند.

محققان به منظور دستیابی به اهداف مختلف برای کنترل خودرو به ارائه استراتژی کنترل یکپارچه پرداخته‌اند. بر مبنای ساختار بکار گرفته شده، کنترل یکپارچه به دو دسته متمرکز و غیرمتمرکز تقسیم می‌شود. در ساختار متمرکز از یک کنترل‌کننده چند متغیره که به صورت هم‌زمان متغیرهای کنترلی را تنظیم می‌کند، استفاده شده است؛ اما در ساختار غیرمتمرکز سیستم‌های کنترلی به صورت مستقل به منظور دستیابی به هدف مستقل، طراحی می‌شوند. سپس توسط یک سیستم ناظر، مشارکت سیستم‌های کنترلی وابسته به شرایط حرکتی خودرو تنظیم می‌گردند [۱۹]. از مزیت‌های ساختار یکپارچه متمرکز می‌توان به نتایج دقیق و بهینه با سازگاری بالا اشاره کرد. از معایب این روش نیز می‌توان به پیچیدگی در محاسبات به ویژه وقتی که تعداد زیرسیستم‌ها زیاد باشد، اشاره کرد. این مسئله می‌تواند منجر به ناسازگاری بین سیستم‌های کنترلی و ناپایداری خودرو شود [۱۹]. از مزیت‌های ساختار غیرمتمرکز نیز می‌توان به مدل‌سازی ساده‌تر، اجرا و پیاده‌سازی راحت‌تر اشاره کرد. از معایب این ساختار می‌توان به عدم تضمین پایداری خودرو به خصوص در هنگامی که کنترل‌کننده‌ها هم‌زمان فعالیت کنند، اشاره کرد. همچنین با توجه به ساده‌سازی روابط دینامیکی (حذف ارتباط بین معادلات دینامیکی) در این روش، امکان دارد که نتایج بهینه حاصل نشود [۱۹]. در زمینه کنترل یکپارچه دینامیک خودروهای مفصلی سنگین، اسماعیلی و همکاران [۲۰] به منظور بهبود پایداری یک خودروی مفصلی طولی، کنترل یکپارچه فرمان و ترمز با ساختار متمرکز و بر اساس سیستم فرمان فعال و گشتاور چرخشی ناشی از ترمزگیری تفاضلی در شرایط سرعت ثابت پیشنهاد داده‌اند. کریمیان و همکاران [۲۱] در پژوهشی به ارائه یک رویکرد جدید در طرح‌ریزی و ارزیابی مسیرهای بدون برخورد برای کشنده نیم‌تریلر در شرایط ترافیکی با حضور خودروهای شتاب‌دار پرداخته‌اند. سپس آن‌ها به منظور ردیابی مسیر بدون برخورد انتخاب‌شده، به طراحی یک کنترل یکپارچه طولی و عرضی با ساختار متمرکز پرداخته‌اند. آن‌ها به منظور کنترل طولی و عرضی

تحقیقاتی خود از این نرم‌افزار بهره می‌برند. از طرفی دیگر در بسیاری از پژوهش‌های زمینه دینامیک خودرو، محققان از مدل‌های خودروی آن به‌منظور انجام شبیه‌سازی و یا صحت‌گذاری مدل‌های ساده‌شده، استفاده کرده‌اند [۸-۱۱]. در این مطالعه از یک مدل خودروی کشنده نیم‌تریلر با ۳۰ درجه آزادی استفاده شده است. واحد کشنده و نیم‌تریلر خودرو، به ترتیب دارای ۲ و ۳ محور می‌باشد. مشخصات خودروی مورد استفاده در این پژوهش بر مبنای مشخصات خودروی مورد مطالعه در پژوهش مرجع [۹] انتخاب شده است. در این پژوهش ورودی نرم‌افزار تراک‌سیم شامل زاویه فرمان چرخ‌های جلو کشنده و محور نیم‌تریلر و همچنین گشتاور ترمزی تمامی چرخ‌ها می‌باشد.

۳- کنترل‌کننده پیشنهادی

کنترل‌کننده مورد استفاده در این پژوهش یک سیستم یکپارچه فرمان و ترمز با ساختار متمرکز است که به‌منظور ردیابی خودرو با حفظ پایداری با استفاده از روش مد لغزشی بکار گرفته شده است. در شکل ۱ بلوک دیاگرام کنترل یکپارچه پیشنهادی این پژوهش بر مبنای سه لایه، ارائه شده است. در لایه بالایی بر مبنای بخش سمت چپ بلوک دیاگرام، ابتدا متغیرهای مسیر ایمن استخراج شده و سپس متغیر مرجع نرخ چرخش واحد کشنده بر مبنای مدل حالت‌پایا و با استفاده از زاویه فرمان محور جلو و سرعت طولی خودرو تعیین شده است. سپس با تعیین متغیرهای مرجع در بلوک مرتبط با آن‌ها، به‌منظور محاسبه خطای ردیابی به بخش کنترل یکپارچه ارسال می‌شوند. سپس در بلوک کنترل‌کننده با دریافت سیگنال‌های متغیرهای حالت نشان داده شد، ورودی‌های معادل طولی و عرضی بر مبنای کنترل‌کننده مد لغزشی محاسبه خواهد شد. سپس در لایه میانی با استفاده از بلوک تخصیص بهینه نیروهای تایلر و بر مبنای حل مسئله بهینه‌سازی چندهدفه، ورودی‌های معادل تبدیل به نیروهای طولی و عرضی تایلرها می‌شوند. لازم به ذکر است به‌منظور تخصیص بهینه نیروهای تایلر می‌بایست نیروهای عمودی چرخ‌ها محاسبه شوند که در این پژوهش، با استفاده از روابط ارائه شده در مرجع [۴]، نیروهای عمودی چرخ‌ها تخمین زده شده است. پس از مشخص شده نیروهای

روش پیشنهادی مرجع [۲۱] مقایسه شده است. نتایج به‌دست‌آمده بیانگر عملکرد قابل قبول استراتژی کنترلی خودرو در شرایط سرعت بالا و اصطکاک پایین می‌باشد. استراتژی کنترل یکپارچه پیشنهاد شده می‌تواند به‌عنوان سیستم کنترل شاسی خودروهای مفصلی سنگین در هنگام مانورهای مختلف بر مبنای ردیابی مسیر طرح‌ریزی شده بدون برخورد با موانع در شرایط ترافیکی بزرگراه‌ها مورد استفاده قرار بگیرد. در واقع نوآوری اصلی این پژوهش، طراحی کنترل‌کننده مد لغزشی بر مبنای مدل غیرخطی خودرو کشنده نیم‌تریلر و ارائه استراتژی یکپارچه‌سازی سیستم فرمان و ترمز با استفاده از بهینه‌سازی بر مبنای یک تابع هدف چندهدفه به‌منظور ردیابی با حفظ پایداری جانبی در شرایط سرعت بالا و اصطکاک پایین می‌باشد.

سازمان‌دهی این مقاله به‌صورت زیر می‌باشد:

در بخش اول، کلیات موضوع، بررسی پژوهش‌های پیشین، چالش‌های پیش‌رو و نوآوری اصلی پژوهش مورد بررسی قرار گرفت. در بخش دوم به بررسی مدل خودروی کشنده نیم‌تریلر نرم‌افزار تراک‌سیم پرداخته شده است. در بخش سوم واحد کنترل‌کننده پیشنهاد شده در این پژوهش مورد بررسی قرار گرفته است. در بخش چهارم نکات مربوط به شبیه‌سازی هم‌زمان نرم‌افزار تراک‌سیم و متلب ارائه شده است. همچنین جزئیات مانور تعویض خط همراه با ترمزگیری مورد بحث قرار گرفته است. در بخش پنجم نیز به بررسی نتایج شبیه‌سازی کنترل‌کننده یکپارچه پیشنهاد شده با مدل کشنده نیم‌تریلر با وضعیت‌های متفاوت پرداخته شده است. در بخش انتهایی نیز، جمع‌بندی استراتژی کنترل یکپارچه پیشنهادی این پژوهش، ارائه شده است.

۲- مدل خودرو

در این تحقیق به‌منظور پیاده‌سازی روش کنترلی پیشنهاد شده از مدل خودروی ارائه شده در نرم‌افزار تراک‌سیم پرداخته شده است. تراک‌سیم یک نرم‌افزار بسیار قدرتمند در زمینه شبیه‌سازی دینامیک خودرو و انجام تست انواع مانورهای مختلف برای خودروهای مختلف است [۲۴]. به‌طوری‌که شرکت‌های مختلف خودروسازی همچون مرسدس بنز، ولوو، دوو، تویوتا و غیره در آزمایشگاه‌های

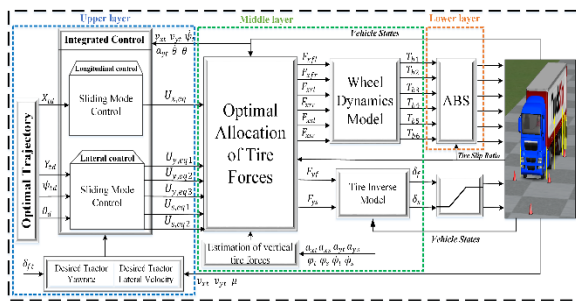
$$-L_{hs}\sin\theta(F_{xf} + F_{xr})$$

همچنین با توجه به شکل ۲ می‌توان جابه‌جایی طولی و عرضی مرکز جرم کشنده را در چارچوب XY به صورت زیر نوشت [۲۱]:

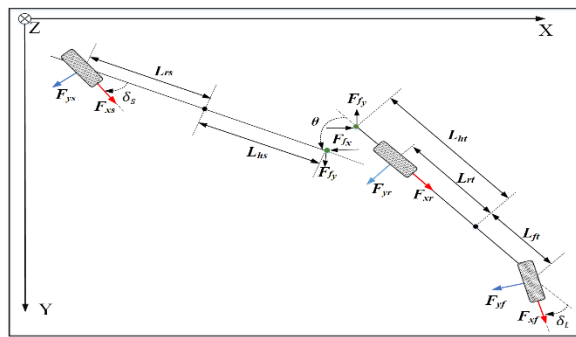
$$X_t = \int_0^t (v_{xt}\cos\psi_t - v_{yt}\sin\psi_t)dt \quad (۵)$$

$$Y_t = \int_0^t (v_{yt}\cos\psi_t + v_{xt}\sin\psi_t)dt \quad (۶)$$

در این پژوهش برای هر چرخ یک درجه آزادی مربوط به دوران آن در نظر گرفته شده است. همچنین به منظور محاسبه لغزش طولی و عرضی تیر از روابط استخراج شده در مرجع [۴] استفاده شده و مدل ترکیبی تیر داگوف برای محاسبه نیروهای طولی و عرضی تیر به کار گرفته شده است [۲۵].



شکل (۱): بلوک دیاگرام کنترل کننده یکپارچه این پژوهش.



شکل (۲): مدل صفحه‌ای کشنده نیم‌تریلر.

۳-۱- کنترل طولی کشنده نیم‌تریلر

کنترل‌کننده‌های مد لغزشی به دلیل مقاومت بالایی که در مقابل عدم قطعیت‌ها و اغتشاش‌ها دارند، در سال‌های اخیر بسیار مورد توجه محققان قرار گرفته‌اند. در این بخش به طراحی یک کنترل‌کننده دینامیکی طولی خودرو بر اساس کنترل ترمز فعال و با استفاده از روش مد لغزشی

طولی چرخ‌ها، با استفاده از بلوک مدل دینامیک چرخ، این نیروها به گشتاور ترمزی تبدیل شده است. سپس با استفاده از لایه پایینی لغزش طولی تیرها کنترل می‌شود. از طرفی دیگر پس از محاسبه نیروی عرضی محورهای فرمان‌پذیر، بر اساس بلوک مدل معکوس تیر، زوایای فرمان چرخ‌ها استخراج شده است. لازم به ذکر است که بلوک ABS بخشی از مدل خودروی تراکسیم بوده و فقط به منظور درک بهتر ارتباط بین خروجی نهایی دینامیک طولی و مدل خودرو به صورت مستقل نمایش داده شده است. جهت پیاده‌سازی سیستم کنترل یکپارچه فرمان و ترمز از مدل دینامیکی ۱۰ درجه آزادی کشنده نیم‌تریلر استفاده شده است. درجات آزادی شامل حرکت طولی، عرضی و چرخشی کشنده، زاویه مفصل مابین کشنده و نیم‌تریلر و سرعت چرخ‌ها است. در شکل ۲ مدل صفحه‌ای کشنده نیم‌تریلر به منظور طراحی کنترل طولی و عرضی ارائه شده است. در این مدل چرخ‌های هر محور در قسمت مرکزی فرض شده‌اند و مجموعه شش چرخ نیم‌تریلر به صورت یک چرخ در وسط محور تریلر در نظر گرفته شده است.

با توجه به شکل ۲ با نوشتن قانون دوم نیوتن و با فرض کوچک بودن زاویه فرمان خودروی مفصلی سنگین هنگام مانور تعویض خط با سرعت بالا می‌توان معادلات دینامیک طولی را به صورت زیر در نظر گرفت [۲۱]:

$$\begin{aligned} (m_t + m_s)(\dot{v}_{xt} - v_{yt}\dot{\psi}_t) &= -m_s L_{ht}\dot{\psi}_t^2 \\ -m_s L_{hs}(\ddot{\theta} + \dot{\psi}_t)\sin\theta + F_{xs}\cos\theta - F_{ys}\sin\theta \\ -m_s L_{hs}(\ddot{\theta} + \dot{\psi}_t)^2 \cos\theta + F_{xf} + F_{xr} \end{aligned} \quad (۱)$$

همچنین روابط دینامیک عرضی خودروی مفصلی نیز به صورت زیر حاصل می‌گردد [۲۱]:

$$\begin{aligned} (m_t + m_s)(\dot{v}_{yt} + v_{xt}\dot{\psi}_t) &= m_s L_{ht}\dot{\psi}_t^2 \\ = m_s L_{hs}(\ddot{\theta} + \dot{\psi}_t)\cos\theta + F_{yf} + F_{xs}\sin\theta \end{aligned} \quad (۲)$$

$$\begin{aligned} -m_s L_{hs}(\ddot{\theta} + \dot{\psi}_t)^2 \sin\theta + F_{yr} + F_{ys}\cos\theta \\ I_{zzt}\dot{\psi}_t + m_t L_{ht}(\dot{v}_{yt} + v_{xt}\dot{\psi}_t) \\ = (L_{ft} + L_{ht})F_{yf} + (L_{ht} - L_{rt})F_{yr} \end{aligned} \quad (۳)$$

$$\begin{aligned} I_{zss}(\ddot{\theta} + \dot{\psi}_t) + m_t L_{hs}(\dot{v}_{yt} + v_{xt}\dot{\psi}_t)\cos\theta \\ = m_t L_{hs}(\dot{v}_{xt} - v_{yt}\dot{\psi}_t)\sin\theta - L_{rs}F_{ys} \\ + L_{hs}\cos\theta(F_{yf} + F_{yr}) \end{aligned} \quad (۴)$$

$$s_x \dot{s}_x \leq -\varepsilon_x |s_x| \quad (14)$$

بر این اساس U_{xs} به ترتیب زیر حاصل می‌گردد:

$$U_{xs} = -k_x \text{sat}(s_x, \phi_x) \quad (15)$$

که در آن پارامترهای k_x و ε_x دارای مقادیر مثبت و ثابتی هستند. در نهایت ورودی کنترلی $U_{x,eq}$ به صورت زیر حاصل می‌گردد:

$$\begin{aligned} \bar{U}_{x,eq} = & \left(\frac{\hat{m}_s + m_t}{\cos \psi_t} \right) (\ddot{X}_{td} - 2\lambda_x (\dot{X}_t - \dot{X}_{td}) - \\ & \lambda_x^2 (X_t - X_{td}) - (\dot{v}_{yt} + v_{xt} \dot{\psi}_t) \sin \psi_t) \\ & - \bar{D} - K_x \text{sat}(s_x, \phi_x) \end{aligned} \quad (16)$$

که در روابط فوق \bar{D} و \hat{m}_s مقادیر نامی D و m_s می‌باشند.

۳-۲- کنترل عرضی کشنده نیم‌تریلر

با افزایش سرعت خودرو در مسیرهایی با اصطکاک کم، سرعت عملکرد و مقاوم بودن کنترل‌کننده در برابر عدم قطعیت‌ها و اغتشاش‌های مداخله‌کننده، نقشی کلیدی در بازدهی عملکرد خودرو در ردیابی سریع مسیر و حفظ پایداری دارد. از این رو در این پژوهش از کنترل مد لغزشی برای کنترل عرضی نیز استفاده شده است. هدف از طراحی کنترل‌کننده عرضی ردیابی متغیرهای جابه‌جایی عرضی، زاویه چرخش کشنده و زاویه مفصل است. ورودی‌های کنترل عرضی شامل زاویه فرمان محور جلوی کشنده و محورهای نیم‌تریلر می‌باشد. به منظور طراحی کنترل‌کننده مد لغزشی، بردار سطح لغزش به صورت زیر تعریف می‌گردد:

$$\begin{aligned} \mathbf{S}_y = & [s_{y1} \quad s_{y2} \quad s_{y3}]^T \\ = & \dot{\mathbf{e}}_y + 2\Lambda_y \mathbf{e}_y + \Lambda_y^2 \mathbf{P} \end{aligned} \quad (17)$$

که \mathbf{e}_y ، $\dot{\mathbf{e}}_y$ و Λ_y و \mathbf{P} به صورت زیر تعریف شده است:

$$\begin{aligned} \mathbf{e}_y = & [e_{y1} \quad e_{y2} \quad e_{y3}]^T \\ = & [Y - Y_d \quad \psi_t - \psi_{td} \quad \theta - \theta_d]^T \\ \dot{\mathbf{e}}_y = & [\dot{e}_{y1} \quad \dot{e}_{y2} \quad \dot{e}_{y3}]^T \\ \Lambda_y = & \text{diag}(\lambda_{y1}, \lambda_{y2}, \lambda_{y3}) \end{aligned} \quad (18)$$

$$\mathbf{P} = \left[\int e_{y1} dt \quad \int e_{y2} dt \quad \int e_{y3} dt \right]^T$$

با مشتق‌گیری از سطح لغزش رابطه زیر حاصل می‌گردد:

$$\dot{\mathbf{S}}_y = \dot{\mathbf{e}}_y + 2\Lambda_y \dot{\mathbf{e}}_y + \Lambda_y^2 \mathbf{e}_y \quad (19)$$

پرداخته شده است. در این پژوهش جرم و ممان اینرسی چرخشی واحد نیم‌تریلر به عنوان عدم قطعیت پارامتری در نظر گرفته شده است. سطح لغزش کنترل‌کننده مد لغزشی به صورت رابطه زیر در نظر گرفته شده است [۲۶]:

$$s_x = \left(\frac{d}{dt} + \lambda_x \right)^2 \int e_x dt \quad (7)$$

که λ_x عدد ثابت مثبت و معین است. همچنین تابع خطا به صورت رابطه ۸ در نظر گرفته شده است:

$$e_x = X_t - X_{td} \quad (8)$$

که X_t و X_{td} به ترتیب موقعیت طولی واقعی و مطلوب مرکز جرم کشنده می‌باشند. با مشتق‌گیری از سطح لغزش و برابر صفر قرار دادن آن ($\dot{s}_x = 0$) رابطه زیر حاصل می‌گردد:

$$\ddot{e}_x + 2\lambda_x \dot{e}_x + \lambda_x^2 e_x = 0 \quad (9)$$

که در آن \dot{e}_x و \ddot{e}_x به ترتیب بیانگر مشتق اول و دوم تابع خطای ردیابی هستند. با جایگذاری رابطه ۸ در رابطه ۹ رابطه زیر حاصل می‌گردد:

$$\ddot{X}_t = \ddot{X}_{td} - 2\lambda_x (\dot{X}_t - \dot{X}_{td}) - \lambda_x^2 (X_t - X_{td}) \quad (10)$$

همچنین با دو بار مشتق‌گیری از رابطه ۵ و جایگذاری آن در رابطه ۱، رابطه ۱۱ به ترتیب زیر حاصل می‌گردد:

$$\begin{aligned} \ddot{X}_t = & (\dot{v}_{yt} + v_{xt} \dot{\psi}_t) \sin \psi_t \\ & + \frac{\cos \psi_t (D + U_x)}{m_s + m_t} \end{aligned} \quad (11)$$

که D و U_x به صورت زیر به دست می‌آیند:

$$\begin{aligned} D = & -m_s L_{hs} (\ddot{\theta} + \ddot{\psi}_t) \sin \theta \\ & - m_s L_{hs} (\dot{\theta} + \dot{\psi}_t)^2 \cos \theta - m_s L_{ht} \dot{\psi}_t^2 \end{aligned} \quad (12)$$

$$U_x = F_{xf} + F_{xr} + F_{xs} \cos \theta - F_{ys} \sin \theta$$

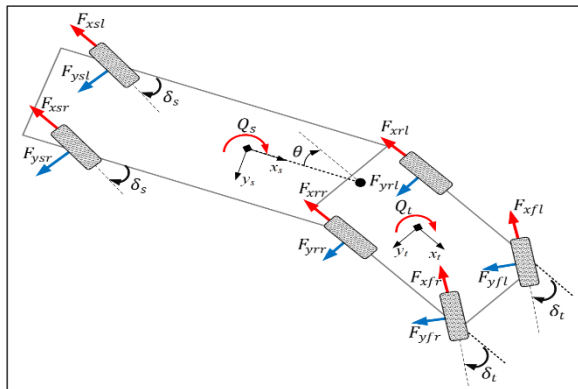
با ترکیب رابطه‌های ۱۰ و ۱۱، می‌توان ورودی کنترل‌کننده (U_x) را از رابطه زیر به دست آورد:

$$\begin{aligned} U_x = & \left(\frac{m_s + m_t}{\cos \psi_t} \right) (\ddot{X}_{td} - 2\lambda_x (\dot{X}_t - \dot{X}_{td}) - \\ & \lambda_x^2 (X_t - X_{td}) - (\dot{v}_{yt} + v_{xt} \dot{\psi}_t) \sin \psi_t) \end{aligned} \quad (13)$$

حالت‌های سیستم با استفاده از ورودی U_x به سطح لغزش s_x می‌رسند و هدف از ورودی U_{xs} حفظ حالت‌های سیستم بر روی سطح s_x است. با توجه به شرایط لغزش رابطه (۱۶) حاصل می‌گردد:

خودرو زیاد است، خودرو در شرایط ناپایداری قرار می‌گیرد. در این وضعیت سیستم فرمان به‌تنهایی قابلیت بهبود نیروی جانبی تیر را نداشته و پایداری جانبی خودرو نمی‌تواند تضمین شود. برای حل این مسئله در این بخش به طراحی کنترل گشتاور یاو خودروی مفصلی سنگین بر مبنای ترمز تفاضلی پرداخته شده است. بدین منظور با استفاده از توزیع مطلوب نیروهای ترمزی هر چرخ و اعمال گشتاور مناسب به واحد کشنده و نیم‌تریلر، پایداری جانبی و چرخشی افزایش می‌یابد.

کنترل مد لغزشی همچنین به‌منظور پیاده‌سازی کنترل گشتاور چرخشی استفاده شده است. به‌منظور بررسی سیستم ترمز تفاضلی، با توجه به شکل ۳، گشتاور چرخشی مستقیم به روابط دینامیک چرخشی اضافه می‌شود.



شکل (۳): مدل ۱۰ درجه آزادی کشنده نیم‌تریلر به همراه گشتاور چرخشی ناشی از ترمزگیری تفاضلی.

گشتاور چرخشی وارد شده به خودروی مفصلی از رابطه زیر حاصل می‌گردد:

$$Q_t = \frac{T_t}{2} [(F_{xfl} + 2F_{xrl}) - (F_{xfr} + 2F_{xrr})] \quad (24)$$

$$Q_s = \frac{T_s}{2} [3(F_{xsl} - F_{xsr})]$$

با اضافه شدن گشتاور چرخشی مستقیم به روابط ۳ و ۴، روابط زیر حاصل می‌گردد:

$$I_{zzt} \ddot{\psi}_t + m_t L_{ht} (\dot{v}_{yt} + v_{xt} \dot{\psi}_t) = (L_{ft} + L_{ht}) F_{yf} + (L_{ht} - L_{rt}) F_{yr} + Q_t \quad (25)$$

$$I_{zzs} (\ddot{\theta} + \dot{\psi}_t) + m_t L_{hs} (\dot{v}_{yt} + v_{xt} \dot{\psi}_t) \cos \theta = m_t L_{hs} a_{xt} \sin \theta + L_{hs} \cos \theta (F_{yf} + F_{yr}) \quad (26)$$

از سوی دیگر می‌توان با ترکیب روابط دینامیک عرضی خودروی کشنده مفصلی (روابط ۲ تا ۴) و مشتق دوم رابطه جابه‌جایی عرضی مرکز جرم واحد کشنده (رابطه ۶)، فرم فضای حالت دینامیک جانبی را به‌صورت رابطه ۲۰ به دست آورد:

$$M \ddot{X}_y = A + b U_y \quad (20)$$

$$\ddot{X}_y = \begin{bmatrix} \ddot{\psi} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix}$$

$$U_y = \begin{bmatrix} U_{y1} \\ U_{y2} \\ U_{y3} \end{bmatrix}$$

$$b = \cos \psi_t$$

$$A = \begin{bmatrix} -m_s \cos \psi_t L_{fs} (\dot{\psi}_t + \dot{\theta})^2 \sin \theta + (m_t + m_s) \sin \psi_t (\dot{v}_{xt} - \dot{\psi}_t v_{yt}) \\ (m_t L_{ht} \sin \theta) \sin \psi_t (\dot{v}_{xt} - \dot{\psi}_t v_{yt}) \\ (m_t L_{fs} \sin \theta \cos \psi_t + m_t L_{fs} \cos \theta) (\dot{v}_{xt} - \dot{\psi}_t v_{yt}) \end{bmatrix}$$

$$U_y = \begin{bmatrix} F_{yf} + F_{yr} + F_{ys} \cos \theta + F_{xs} \sin \theta \\ (F_{yf} + F_{yr}) L_{ht} + F_{yf} L_{ft} - F_{yr} L_{rt} \\ (F_{yf} + F_{yr}) L_{fs} \cos \theta - (F_{xf} + F_{xr}) L_{fs} \sin \theta - F_{ys} L_{rs} \end{bmatrix}$$

با صفر در نظر گرفتن رابطه ۱۹ و ترکیب آن با رابطه ۲۰، رابطه (۲۱) حاصل می‌گردد:

$$U_y = \frac{1}{b} M (\ddot{X}_{yd} - 2\Lambda_y \dot{e}_y - \Lambda_y^2 e_y) - \frac{1}{b} A \quad (21)$$

همچنین با لحاظ کردن شرایط ارائه شده در رابطه ۱۴، ورودی کنترل‌کننده مد لغزشی به‌صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\hat{U}_{y,eq} = \frac{1}{b} \hat{M} (\ddot{X}_{yd} - 2\Lambda_y \dot{e}_y - \Lambda_y^2 e_y) - \frac{1}{b} \hat{A} - K_y U_{ys} \quad (22)$$

که در روابط فوق \hat{M} و \hat{A} مقادیر نامی ماتریس‌های M و A می‌باشند. همچنین K_y و U_{ys} نیز عبارتند از:

$$K_y = \text{diag}(K_{y1}, K_{y2}, K_{y3}) \quad (23)$$

$$U_{ys} = [\text{sat}(s_{y1}, \phi_{y1}) \quad \text{sat}(s_{y2}, \phi_{y2}) \quad \text{sat}(s_{y3}, \phi_{y3})]^T$$

۳-۳- کنترل پایداری کشنده نیم‌تریلر

کنترل فرمان با استفاده از نیروی جانبی تیرها، حرکت خودروی را به‌منظور ردیابی تنظیم می‌کند. با توجه به اشباع شده نیروی‌های تیر در شرایط بحرانی که لغزش

سناریو تعویض خط با سرعت بالا در بزرگراه استخراج شده‌اند. از سوی دیگر بر اساس اهمیت محدودسازی لغزش جانبی کشنده در پیشگیری از قیچی کردن کشنده و تاب خوردن نیم‌تریلر، مقدار مطلوب سرعت جانبی کشنده (v_{yd}) صفر در نظر گرفته شده است. همچنین نرخ چرخش مرجع کشنده نیز بر اساس مدل حالت پایا بر مبنای مدل سه‌چرخ در نظر گرفته شده است:

$$\dot{\psi}_{tss} = \frac{v_{xt}}{L_{ft} + L_{rt} + K_u v_{xt}^2} \delta_t$$

$$K_u = m_t \frac{L_{rt} C_{rt} - L_{ft} C_{ft}}{C_{ft} C_{rt} (L_{ft} + L_{rt})} \quad (33)$$

$$+ m_s L_{rs} \frac{(L_{rt} - L_{ht}) C_{rt} - (L_{ft} + L_{ht}) C_{ft}}{C_{ft} C_{rt} (L_{ft} + L_{rt}) (L_{hs} + L_{rs})}$$

از طرفی به منظور در نظر گرفتن محدودیت بیشینه نرخ چرخش کشنده ناشی از محدودیت ضریب اصطکاک تایر با جاده و شتاب جانبی آستانه واژگونی استاتیکی، نرخ چرخش مرجع کشنده به صورت زیر در نظر گرفته شده است [۲۷]:

$$\dot{\psi}_{t,lim} = \frac{1}{v_{xt}} \min(0.85\mu g, a_{yroll})$$

$$\dot{\psi}_{td} = \begin{cases} \frac{1}{v_{xt}} \min(0.85\mu g, a_{yroll}), & \dot{\psi}_{t,ss} \geq \dot{\psi}_{t,lim} \\ \dot{\psi}_{t,ss}, & \dot{\psi}_{t,ss} < \dot{\psi}_{t,lim} \end{cases} \quad (34)$$

با توجه به مشخصات خودروی مورد مطالعه در این پژوهش و مرجع [۲۸]، a_{yroll} برابر با 0.3g در نظر گرفته شده است. همچنین از مدل زاویه مفصل مرجع پیشنهاد شده در مرجع [۴] استفاده شده است.

۳-۴- تخصیص نیروهای تایرها

توزیع نامناسب نیروهای ترمزی یکی از علت‌های اصلی بروز ناپایداری کشنده نیم‌تریلر در هنگام ترمزگیری است. در مانورهای ترکیبی ترمز و فرمان، توزیع مناسب نیروهای ترمزی از اهمیت بیشتری برخوردار است. در شرایط حرکت با سرعت بالا و اصطکاک پایین، محدوده پایداری خودرو کاهش می‌یابد، به صورتی که با افزایش گشتاور ترمزی چرخ‌ها، احتمال قفل شدن آن‌ها بیشتر می‌شود. هنگامی که چرخ‌های محور جلویی کشنده قفل شود، چرخ‌ها فرمان نگرفته و در نتیجه کشنده فرمان ناپذیر می‌شود. از طرفی قفل

$$-L_{hs} \sin\theta (F_{xf} + F_{xr}) - L_{rs} F_{ys} + Q_s$$

در این بخش به منظور افزایش پایداری جانبی و مانورپذیری خودرو مفصلی سنگین، به طراحی سیستم ترمز تفاضلی به منظور ردیابی سرعت جانبی و سرعت چرخشی واحد کشنده با استفاده از روش مد لغزشی پرداخته شده است. بر این اساس سطح لغزش در این بخش به صورت رابطه زیر در نظر گرفته شده است:

$$S_{s1} = \left(\frac{d}{dt} + \lambda_1 \right) \int e_{s1} dt \quad (27)$$

$$S_{s2} = \left(\frac{d}{dt} + \lambda_2 \right) \int e_{s2} dt$$

با مشتق‌گیری از سطح لغزش، رابطه زیر حاصل می‌گردد:

$$\dot{S}_s = \dot{e}_s + \text{diag}(\lambda_1, \lambda_2) e_s \quad (28)$$

که e_s و \dot{S}_s به صورت زیر تعریف شده است:

$$\dot{S}_s = [\dot{S}_{s1} \quad \dot{S}_{s2}]^T$$

$$e_s = [e_{s1} \quad e_{s2}]^T \quad (29)$$

$$= [\dot{\psi}_t - \dot{\psi}_{td} + \eta(v_{yt} - v_{ytd}) \quad \dot{\theta} - \dot{\theta}_d]^T$$

با صفر در نظر گرفتن رابطه ۲۸ و لحاظ کردن شرایط لغزش ارائه شده در رابطه ۱۴، رابطه زیر به دست می‌آید:

$$U_{s,eq} = \hat{M}_s (A_{sd} - \text{diag}(\lambda_1, \lambda_2) e_s)$$

$$- \hat{A}_s - K_s U_{ss} \quad (30)$$

که M_s ، \dot{X}_{sd} ، A_s ، $U_{s,eq}$ و K_s به صورت زیر می‌باشد:

$$M_s = \begin{bmatrix} I_{zt} & 0 \\ I_{zs} & I_{zs} \end{bmatrix} \quad A_{sd} = \begin{bmatrix} \dot{\psi}_{td} - \eta(\dot{v}_{yt} - \dot{v}_{ytd}) \\ \dot{\theta}_d \end{bmatrix}$$

$$A_s = \begin{bmatrix} -m_t L_{ht} (\dot{v}_{yt} + \dot{\psi}_t v_{xt}) \\ m_t L_{fs} \sin\theta a_{xt} - m_t L_{fs} \cos\theta (\dot{v}_{yt} + \dot{\psi}_t v_{xt}) \end{bmatrix} \quad (31)$$

$$U_{s,eq} = \begin{bmatrix} U_{s,eq1} \\ U_{s,eq2} \end{bmatrix} \quad K_s = \text{diag}(K_{s1}, K_{s2})$$

$$U_{ss} = [\text{sat}(s_{s1}, \phi_{s1}) \quad \text{sat}(s_{s2}, \phi_{s2})]^T$$

که در روابط فوق \hat{M}_s و \hat{A}_s مقادیر نامی ماتریس‌های A_s و M_s می‌باشند. در نهایت گشتاورهای چرخشی وارد شده به خودروی مفصلی سنگین از رابطه زیر حاصل می‌گردد:

$$Q_{t,eq} = U_{s,eq1} - U_{y2}; \quad Q_{s,eq} = U_{s,eq2} - U_{y3} \quad (32)$$

در این پژوهش متغیرهای مرجع بر اساس یک مانور تعویض خط همراه با ترمزگیری در شرایط اصطکاک پایین انتخاب شده‌اند. بر این اساس v_{xt} ، Y_t ، ψ_t و θ بر اساس یک

مفصلی دارد. با بررسی نمودار تغییرات نیروی طولی و عرضی تایرها برحسب نسبت لغزش، می‌توان به اهمیت نسبت لغزش مطلوب به نحوی که ظرفیت نیروهای تایر در محدوده مناسب حفظ شوند، پی برد. نسبت لغزش بهینه در عمل تابعی از شرایط جاده و تایر، سرعت خودرو و عوامل محیطی است. در شرایطی که نسبت لغزش تایر از مقدار مطلوب بیشتر شود، مقدار نیروهای طولی و عرضی کاهش می‌یابد. از طرفی با توجه به شیب بیشتر نیروی جانبی تایر، کاهش آن بیشتر می‌باشد [۶]. بر این اساس در صورتی که در چرخ‌های فرمان‌پذیر نسبت لغزش از نسبت لغزش مطلوب بیشتر شود، عملکرد کنترل‌کننده ردیابی دینامیک عرضی کاهش می‌یابد. در ادامه با انجام شبیه‌سازی‌های مختلف و بررسی محدوده نیروهای تایر در محدوده اصطکاک پایین و سرعت بالا، مقدار لغزش مطلوب برای چرخ‌های فرمان‌پذیر و فرمان‌ناپذیر به ترتیب ۰/۰۶ و ۰/۱۲ در نظر گرفته شده است. همچنین به منظور تنظیم نیروهای تایر از ضرایب وزنی w_i استفاده شده، که این ضرایب برای چرخ‌های طرفین یک محور ثابت و بر اساس ماکزیمم مقدار لغزش طولی آن‌ها به صورت زیر تعیین می‌شوند:

$$w_i = \begin{cases} 0.1 \frac{\lambda_i}{\lambda_{opt,i}}; & 0 \leq \frac{\lambda_i}{\lambda_{opt,i}} < 1 \\ \frac{\lambda_i}{\lambda_{opt,i}}; & 1 \leq \frac{\lambda_i}{\lambda_{opt,i}} < 2 \\ 10 \frac{\lambda_i}{\lambda_{opt,i}}; & \frac{\lambda_i}{\lambda_{opt,i}} \geq 2 \end{cases} \quad (36)$$

به منظور حل مسئله بهینه‌سازی از رابطه ۳۵ نسبت به متغیرهای مستقل ارائه شده در رابطه زیر مشتق گرفته و نتیجه برابر صفر قرار داده می‌شود. در نهایت فرم نهایی رابطه جبری، به صورت رابطه ۳۷ ساده‌سازی می‌شود:

$$\mathbf{E} [F_{xfr} \ F_{xfl} \ F_{xrr} \ F_{xrl} \ F_{xsr} \ F_{xsl} \ F_{yfr} \ F_{ysr}] \quad (37)$$

$$= \mathbf{G}_{8 \times 1}$$

درایه‌های ماتریس‌های E و G در پیوست ارائه شده است. لازم به ذکر است که در این پژوهش برای نیروی جانبی تایرهای طرفین یک محور از نسبت نیروهای عمودی چرخ‌های همان محور استفاده شده است. این نحوه تقسیم نیروی جانبی در مرجع [۳۰] نیز پیشنهاد شده است. بر این اساس از ضرایب $\beta_{zs} = \frac{F_{zsl}}{F_{zsr}}$ و $\beta_{zr} = \frac{F_{zrl}}{F_{zrr}}$ ، $\beta_{zf} = \frac{F_{zfl}}{F_{zfr}}$ محورهای کشنده نیم‌تریلر استفاده شده است. پس از

شدن چرخ‌های عقب کشنده منجر به چرخش سریع آن نسبت به نیم‌تریلر می‌گردد که نتیجه آن قیچی کردن خودروی مفصلی است. همچنین وقتی چرخ‌های نیم‌تریلر قفل شوند، ممکن است نیم‌تریلر حول مفصل چرخیده که باعث تاب خوردن تریلر می‌شود [۲۹]. از طرفی عملکرد سیستم فرمان فعال در سرعت بالا و اصطکاک پایین، کاهش پیدا می‌کند و سیستم‌های ترمز فعال در این شرایط می‌توانند به عنوان سیستم کمکی، به بهبود عملکرد دینامیکی خودرو کمک کنند. از سوی دیگر با توجه به هدف کنترل ردیابی مسیر در این پژوهش، سیستم ترمز فعال می‌بایست به منظور دستیابی به کنترل ردیابی سرعت طولی کشنده، گشتاور ترمزی چرخ‌های خودرو مفصلی را تنظیم نماید. در این پژوهش جهت تخصیص بهینه نیروی تایرها، یک مسئله بهینه‌سازی پیشنهاد شده است. به منظور دستیابی به اهداف کنترل ردیابی با حفظ پایداری جانبی بر مبنای ظرفیت نیروهای تایر، تابع چندهدفه با ضرایب متغیر به کار گرفته شده است. نیروهای اصطکاک تایرها، از نظر فیزیکی با ضریب اصطکاک سطح جاده و نیروهای عمودی تایر، لحظه‌ای محدود می‌شوند. عملکرد سیستم‌های کنترل خودرو وابسته به نیروهای تایر می‌باشد. لذا این سیستم‌ها تنها زمانی خوب عمل می‌کنند که نیروی‌های تایر محاسبه شده در محدوده مجاز اصطکاک تایر با جاده باشند. در این پژوهش به منظور توزیع بهینه نیروهای ترمزی چرخ‌ها، تابع بهینه‌سازی زیر کمینه‌سازی می‌شود:

$$J_T = \sum_{i=fl,fr,rl,rr,sl,sr} \left(\frac{\beta_{xi} F_{xi}^2}{2} \right) \quad (35)$$

$$+ \sum_{j=fl,fr,sl,sr} \frac{(\beta_{yi} F_{yi}^2)}{2}$$

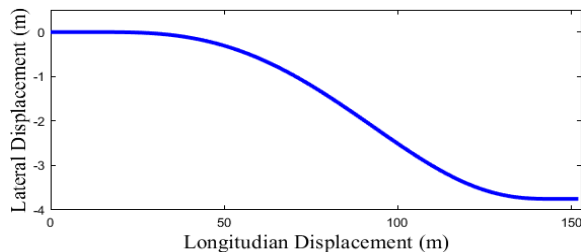
$$+ \sum_{k=1,2,3} \frac{(U_{y,eqk} - U_{yk})^2}{2}$$

$$+ \frac{(U_{x,eq} - U_x)^2}{2}$$

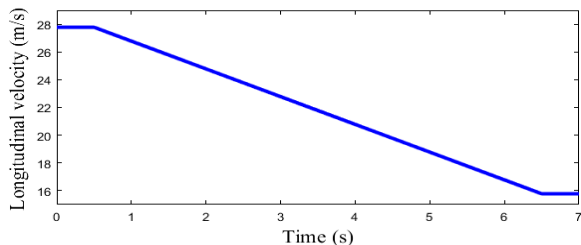
$$+ \sum_{m=t,s} \frac{(Q_{m,eq} - Q_m)^2}{2}$$

که در آن $\beta_{xi} = \frac{w_i \alpha}{(\mu_i F_{zi})^2}$ و $\beta_{yz} = \frac{\alpha}{(\mu_j F_{zj})^2}$ است. مقدار نسبت لغزش طولی تایرها اهمیت زیادی در دستیابی به اهداف کنترل ردیابی و همچنین پایداری جانبی خودروی

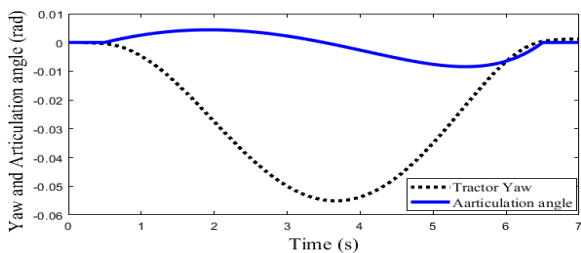
ثانیه بوده و شتاب ترمزگیری خودرو نیز 2 m/s^2 می‌باشد. همچنین ضریب اصطکاک تایر با جاده 0.3 در نظر گرفته شده است. در شکل ۴ مسیر حرکت خودرو، سرعت، زاویه چرخش واحد کشنده و زاویه مفصل مرجع در مانور تعویض خط ذکر شده، نشان داده شده است.



(الف)



(ب)



(ج)

شکل (۴): مانور تعویض خط شبیه‌سازی شده: (الف) مسیر حرکت خودرو؛ (ب) سرعت طولی کشنده؛ (ج) زاویه چرخش واحد کشنده و زاویه مفصل مرجع.

به منظور مقایسه عملکرد خودروی کنترل شده، نتایج کنترل کننده پیشنهاد شده با مدل راننده تراکسیم و خودروی معمولی دارای کنترل کننده ABS و بدون کنترل کننده ABS با هم مقایسه شده‌اند. مدل کنترل کننده راننده تراکسیم بر اساس کنترل بهینه مسیر با دو متغیر مستقل جابه‌جایی عرضی و طولی همراه با کنترل کننده طولی بر اساس شرایط ذکر شده استخراج شده است.

استخراج نیروهای ترمزی چرخ، با استفاده از رابطه دینامیک چرخ و با فرضیاتی همچون در دسترس بودن تغییرات سرعت دورانی چرخ‌ها، برابر بودن نیروی طولی تایر با نیروی ترمزی استخراج شده و همچنین صرف نظر کردن از گشتاور مقاوم غلتشی، گشتاور ترمزی هر چرخ محاسبه می‌شود. به منظور محاسبه تغییرات سرعت دورانی چرخ‌ها نیز از مشتق سرعت دورانی چرخ‌های مدل خودروی تراکسیم استفاده شده است.

همچنین به منظور محاسبه زاویه فرمان چرخ‌های محور جلو کشنده و محور نیم‌تریلر از روابط معکوس تایر ارائه شده در مرجع [۳۱] استفاده شده است. در این پژوهش به منظور در نظر گرفتن رفتار دینامیک عملگر ترمز از مدل مرتبه اول به صورت رابطه زیر استفاده شده است:

$$T_{bi} = \frac{T_{bi,ref}}{\tau_b S + 1} \quad (38)$$

که $T_{bi,ref}$ گشتاور ترمزی مرجع خروجی کنترل کننده یکپارچه، τ_b ثابت زمانی و S نیز عملگر لاپلاس می‌باشد. ثابت زمانی τ_b برای عملگرهای ترمز 0.09 در نظر گرفته شده است. همچنین به طور مشابه، برای عملگر فرمان نیز از مدل مرتبه اول با ثابت زمانی 0.05 استفاده شده است.

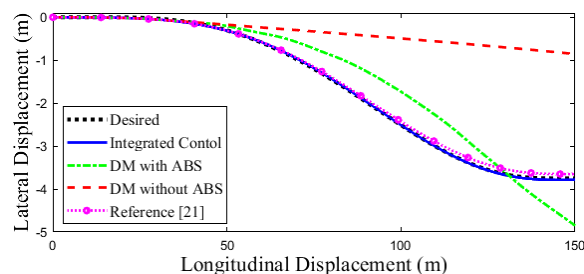
۴- شبیه‌سازی

به منظور ارزیابی استراتژی کنترلی پیشنهاد شده به شبیه‌سازی کامپیوتری با استفاده از نرم‌افزار متلب/سیمولینک پرداخته شده است. بدین منظور به بررسی عملکرد خودروی 30 درجه آزادی نرم‌افزار تراکسیم در مانور تعویض خط بحرانی پرداخته شده است. مانور تعویض خط در سرعت‌های بالا یکی از خطرناک‌ترین مانورها بوده که بیش از 17 درصد از تصادفات جاده‌ای را شامل می‌شود [۳۲]. مانور تعویض خط همراه با ترمزگیری به منظور عدم برخورد در بزرگراه‌ها بر اساس واحد طرح‌ریزی مسیر تعیین شده و در نهایت، اطلاعات زمانی جابه‌جایی طولی و عرضی مرکز جرم کشنده استخراج شده است [۹]. در این مانور، خودرو با سرعت اولیه 100 km/h در حال حرکت است که پس از گذشت نیم ثانیه راننده تصمیم به انجام تعویض خط با ترمزگیری می‌کند. زمان انجام این مانور 6

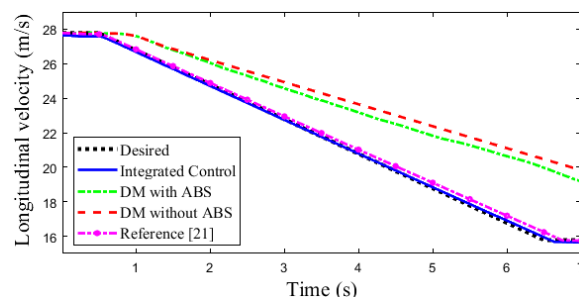
۵- نتایج و بحث

در این بخش به منظور مقایسه بهتر عملکرد خودرو به بررسی عملکرد خودروی مفصلی مدل شده در نرم افزار تراکسیم بر اساس مدل راننده پرداخته شده است. خودروی کشنده نیم‌تریلر در دو وضعیت دارای سیستم ترمز ABS و بدون این سیستم مورد بررسی قرار گرفته است. بر این اساس به منظور بررسی بهتر، در این بخش به مقایسه عملکرد سه حالت از مدل خودروی کشنده نیم‌تریلر پرداخته شده است. در حالت اول، خودروی مفصلی بدون سیستم ترمز ABS و بدون استفاده از کنترل کننده یکپارچه و فقط بر اساس مدل راننده نرم افزار تراکسیم در نظر گرفته شده است. در حالت دوم شبیه به حالت اول اما با ترمز ABS، در نظر گرفته شده است. همچنین در حالت سوم از خودروی کنترل شده توسط کنترل کننده یکپارچه کنترل شده، استفاده شده است.

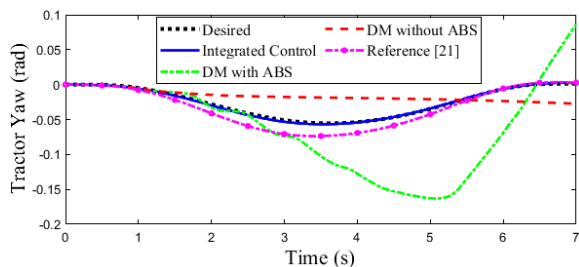
نتایج حالت اول بیانگر ضعف خودرو بدون سیستم ترمز ABS در ردیابی در همان ابتدا ترمزگیری است. همان طور که در شکل های ۵ تا ۸ مشاهده می شود، با قفل شدن چرخ های جلوی کشنده، توانایی فرمان پذیری خودرو کاهش پیدا کرده، سپس با قفل شدن چرخ های نیم‌تریلر، مد ناپایداری تاب خوردن نیم‌تریلر شروع شده است.



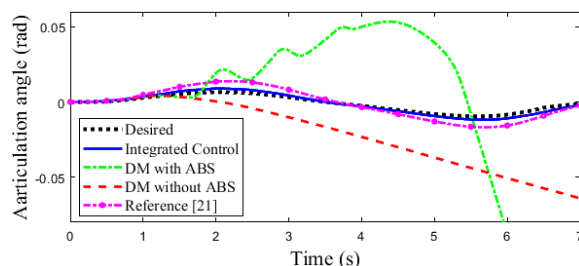
شکل (۵): مسیر حرکت مرکز جرم کشنده.



شکل (۶): سرعت طولی کشنده.



شکل (۷): زاویه چرخش کشنده.

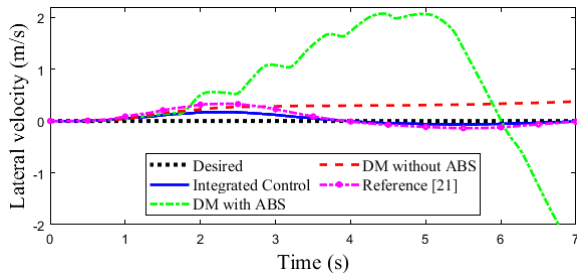


شکل (۸): زاویه مفصل.

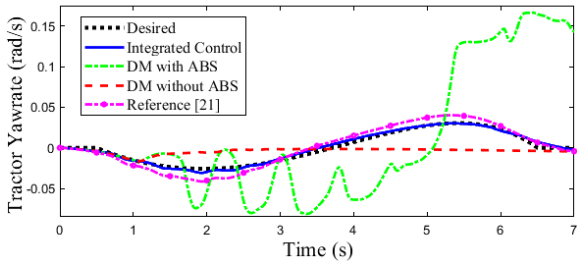
به منظور بررسی دینامیک جانبی خودروی مفصلی در شکل های ۹ و ۱۰، تغییرات سرعت جانبی و نرخ چرخش واحد کشنده نشان داده شده است. نتایج ردیابی و عملکرد دینامیک خودرو حالت دوم نسبت به حالت اول به دلیل وجود سیستم ABS بهتر می باشد. اگرچه سیستم ABS از قفل شدن چرخ ها جلوگیری کرده، اما به دلیل توزیع نامناسب نیروهای تایر، کنترل ردیابی به خوبی انجام نشده است و محدوده پایداری خودرو کوچک می باشد به طوری که در انتهای مانور خودرو ناپایدار می شود؛ زیرا که لغزش طولی چرخ های محور عقب کشنده و محور نیم‌تریلر بالا بوده و افزایش آن ها می تواند به ترتیب منجر به مدهای ناپایداری قیچی شدن و چرخش نیم‌تریلر شود. از سوی دیگر با بررسی نمودارهای سرعت جانبی و نرخ زاویه چرخش خودرو می توان به تأثیر نامناسب توزیع نیروهای تایر بر فرمان پذیری و پایداری عرضی خودروی کشنده نیم‌تریلر نیز پی برد.

از طرفی با توجه به توزیع نامناسب نیروی ترمزی، نیروی طولی تایرهای محور جلو کشنده خیلی زود به حالت اشباع رسیده و چرخ های جلو قفل می شوند. به همین دلیل خودرو نتوانسته مانور را با موفقیت انجام دهد. به منظور بررسی عملکرد دینامیک طولی خودرو در شکل های ۱۱ تا ۱۶ تغییرات لغزش طولی تایرها و سرعت چرخ های خودرو در هنگام انجام مانور نمایش داده شده است. در حالت اول

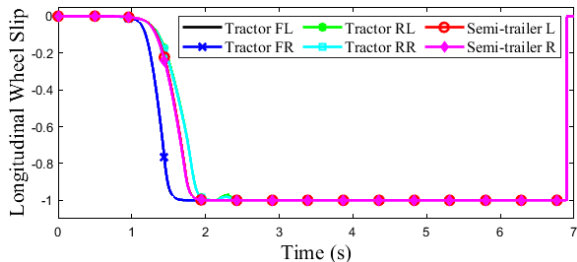
و زاویه مفصل خودرو کنترل‌کننده پیشنهادی نسبت به مدل بدون کنترل‌کننده است.



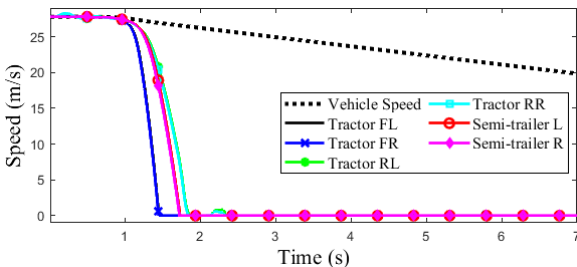
شکل (۹): سرعت جانبی کشنده



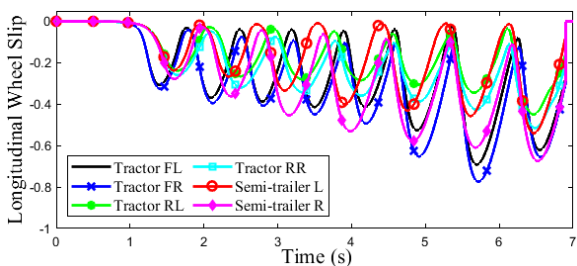
شکل (۱۰): نرخ زاویه چرخش کشنده



شکل (۱۱): لغزش طولی تایرهای خودروی حالت اول.



شکل (۱۲): سرعت چرخ‌های خودروی حالت اول.



شکل (۱۳): لغزش طولی تایرهای خودروی حالت دوم.

حدوداً پس از ۱/۵ ثانیه سرعت چرخ‌های جلو به صفر رسیده و خودرو فرمان‌ناپذیر شده است. از طرفی در حالت دوم سرعت هیچ یک از چرخ‌ها به صفر نرسیده اما نسبت لغزش تایرها زیاد است و این مسئله منجر به کاهش نیروهای جانبی تایرها و افزایش ناپایداری جانبی خودرو شده است. این در حالی است که در حالت سوم به دلیل توزیع مناسب نیروهای تایر، نسبت لغزش تایر در محدوده لغزش بهینه حفظ‌شده که منجر به حفظ نیروهای طولی و عرضی تایر در محدوده ماکزیمم شده است. از سوی دیگر با بررسی نمودارهای لغزش و نرخ زاویه چرخش خودرو می‌توان به تأثیر نامناسب توزیع نیروهای تایر بر فرمان‌پذیری و پایداری عرضی خودروی کشنده نیم‌تریلر نیز پی برد.

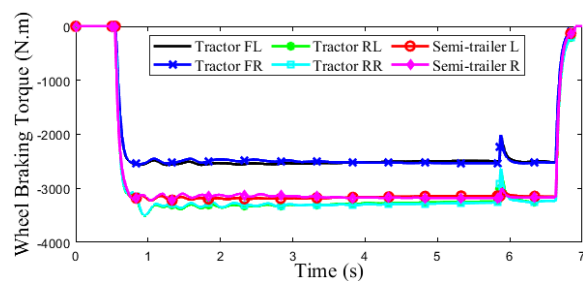
نتایج ردیابی مربوط به حالت سوم بیانگر تأثیر بسزای کنترل‌کننده یکپارچه پیشنهادشده در ردیابی می‌باشد. طوری که بیشینه خطای ردیابی موقعیت طولی و عرضی، زاویه چرخش کشنده و زاویه مفصل به ترتیب برابر ۱/۸۳، ۰/۵۶، ۴/۴۲ و ۹/۵۳ درصد است. همان‌طور که مشاهده می‌شود کنترل‌کننده یکپارچه تأثیر بسزایی بر روی بهبود عملکرد دینامیک طولی و عرضی خودروی مفصلی گذاشته است.

کنترل‌کننده یکپارچه با تقسیم مناسب نیروهای تایر، منجر به کاهش مقدار ماکزیمم نیروی نرمالیز شده تایر در محدوده لغزش بهینه‌شده است. بدین ترتیب احتمال وقوع مدهای ناپایداری مربوط به قیچی شدن و چرخش تریلر را کاهش داده است و محدوده پایداری خودرو را افزایش داده است. در شکل ۱۷ گشتاور ترمزی واردشده به چرخ‌های خودروی مفصلی نشان داده‌شده است. در شکل ۱۸ نیز زوایای فرمان محور جلو کشنده و محور عقب نیم‌تریلر ارائه‌شده است. در جدول ۱ به مقایسه عملکرد ردیابی طولی و عرضی خودرو مفصلی کنترل‌شده با کنترل‌کننده پیشنهادی این پژوهش و کنترل‌کننده پیشنهادی مرجع [۲۱] و مدل خودرو بدون کنترل‌کننده (حالت دوم) پرداخته‌شده است. نتایج به‌دست‌آمده بیانگر بهبود ۱۰، ۵۶، ۸۵ و ۹۱ درصدی در عملکرد ردیابی موقعیت طولی، عرضی، زاویه چرخش کشنده

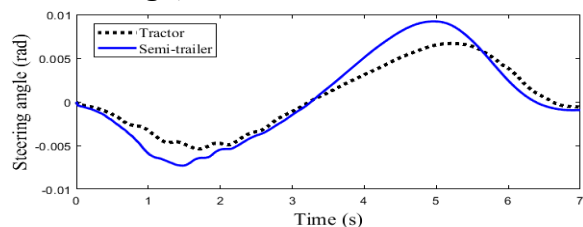
پیشنهادی این پژوهش رفتار مقاوم‌پذیرتری نسبت به این عدم قطعیت‌ها داشته است. به صورتی که بیشترین کاهش عملکرد ردیابی عرضی روش پیشنهادی حداکثر ۱۳ درصد بوده است. این در حالی است که این مقدار در روش پیشنهادشده در مرجع [۲۱]، ۴۲ درصد است.

۶- نتیجه‌گیری

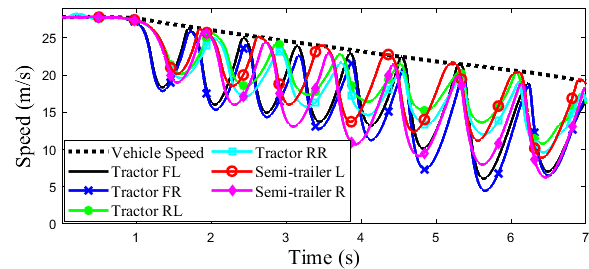
این پژوهش به ارائه یک استراتژی نوین به‌منظور کنترل یکپارچه خودروی کشنده نیم‌تریلر هنگام مانور فرمان و ترمزگیری هم‌زمان به‌منظور کنترل ردیابی با حفظ پایداری جانبی پرداخته است. بدین منظور این مطالعه را می‌توان به دو بخش طراحی کنترل ردیابی مسیر و ارائه یک الگوریتم جدید به‌منظور تخصیص نیروهای طولی و عرضی تایرها تقسیم کرد.



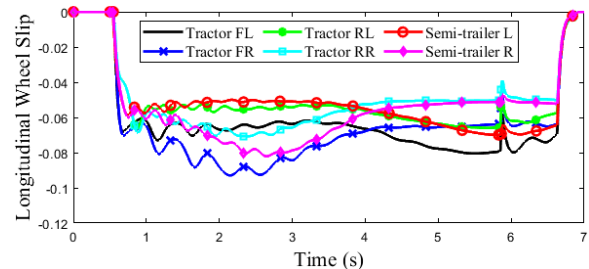
شکل (۱۷): گشتاور ترمزی واردشده به چرخ‌های خودرو.



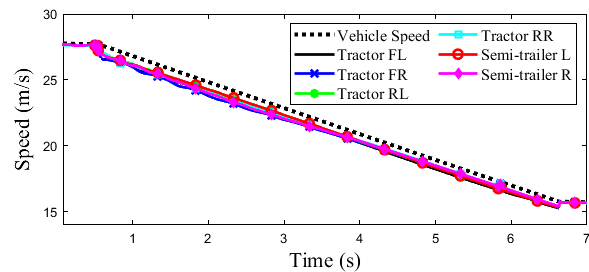
شکل (۱۸): زاویه فرمان چرخ‌های کشنده و نیم‌تریلر.



شکل (۱۴): سرعت چرخ‌های خودروی حالت دوم.



شکل (۱۵): لغزش طولی تایرهای خودروی کنترل‌شده.



شکل (۱۶): سرعت چرخ‌های خودروی کنترل‌شده.

همچنین با مقایسه نتایج مربوط به روش پیشنهادی این پژوهش با مرجع [۲۱] می‌توان به بهبود ۲۲، ۸۸، ۸۷ و ۸۴ درصدی در عملکرد ردیابی موقعیت طولی، عرضی، زاویه چرخش کشنده و زاویه مفصل خودرو کنترل‌کننده پیشنهادی نسبت به مدل بدون کنترل‌کننده مرجع [۲۱] پی برد. نکته قابل‌تأمل دیگر رفتار کنترل‌کننده‌ها در مقابل عدم قطعیت جرم و ممان اینرسی چرخشی نیم‌تریلر به‌اندازه ۲۰ درصد مقادیر نامی است. بدین‌صورت که کنترل‌کننده

جدول (۱): مقایسه درصد خطای ردیابی طولی و عرضی خودرو مفصلی بر اساس حالت‌های مختلف.

متغیر	جابه‌جایی طولی		جابه‌جایی عرضی		زاویه چرخش کشنده		زاویه مفصل	
	RMS	بیشینه	RMS	بیشینه	RMS	بیشینه	RMS	بیشینه
بدون کنترل‌کننده	۶/۳۵	۱۱/۹۶	۲۸/۵۹	۵۶/۶۸	۳۷/۸۹	۸۹/۹۱	۵۹/۶۵	۱۰۰/۰۰
مرجع [۹]	۱/۶۱	۲/۳۶	۳/۰۵	۴/۸۲	۲۰/۰۹	۳۵/۲۴	۲۵/۵۱	۵۷/۲۳
مرجع [۹] (با وجود عدم قطعیت)	۱/۸۱	۲/۶۶	۳/۶۳	۶/۴۱	۲۵/۱۱	۴۸/۶۳	۴۷/۹۳	۸۱/۲۶
کنترل‌کننده پیشنهادی	۰/۵۴	۱/۸۳	۰/۲۴	۰/۵۶	۱/۴۹	۴/۴۲	۷/۹۲	۹/۵۳
کنترل‌کننده پیشنهادی (با وجود عدم قطعیت)	۰/۵۶	۲/۰۱	۰/۲۶	۰/۶۲	۱/۶۴	۵/۰۱	۸/۷۲	۱۰/۸۷

نیروی عرضی چرخ محور جلو (عقب) کشنده	$F_{yf(r)}$
نیروی عرضی چرخ نیم‌تریلر	F_{ys}
نیروی عمودی چرخ	F_z
شتاب گرانش	g
جرم کشنده (نیم‌تریلر)	$m_{t(s)}$
فاصله بین مرکز جرم نیم‌تریلر و محور جلو (عقب) نیم‌تریلر	$L_{fs(rs)}$
فاصله بین مرکز جرم کشنده (نیم‌تریلر) و چرخ پنجم	$L_{ht(s)}$
فاصله بین مرکز جرم کشنده و محور جلو (عقب) آن	$L_{ft(rt)}$
سرعت طولی (عرضی) واحد کشنده	$v_{xt(yt)}$
موقعیت طولی (مرجع) مرکز جرم کشنده	$X_{t(td)}$
موقعیت عرضی (مرجع) مرکز جرم کشنده	$Y_{t(td)}$
زاویه فرمان کشنده (نیم‌تریلر)	$\delta_{t(s)}$
زاویه (مرجع) مفصل	$\theta_{(d)}$
نسبت لغزش تایر	λ
ضریب اصطکاک تایر با جاده	μ
زاویه (مرجع) چرخش کشنده	$\psi_{t(td)}$
نرخ زاویه (مرجع) چرخش کشنده	$\dot{\psi}_{t(td)}$

۸- مراجع

- [1] Elhemly M, Fayed M, Elmaihy A. Tractor-semitrailer jackknifing elimination using semitrailer differential braking technique. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*. 2013;20:19-34.
- [2] Brookhuis K, Waard D, Janssen W. Behavioural impacts of Advanced Driver Assistance Systems-an overview. *European Journal of Transport and Infrastructure Research*. 2001;1.
- [3] Benson AJ, Tefft BC, Svancara AM, Horrey. Potential reductions in crashes, injuries, and deaths from large-scale deployment of advanced driver assistance systems. 2018.
- [4] Tabatabaei Oreh SH, Kazemi R, Azadi S. A sliding-mode controller for directional control of articulated heavy vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2014;228(3):245-62.

در بخش نخست، به طراحی کنترل ردیابی مسیر تعویض خط همراه با ترمزگیری در شرایط سرعت‌بالا و اصطکاک پایین پرداخته شده است. در این مطالعه، کنترل‌کننده مد لغزشی برای ردیابی موقعیت طولی بر اساس سیستم کنترل ترمز فعال، همچنین به منظور ردیابی متغیرهای دینامیک جانبی با استفاده از سیستم فرمان فعال برای محور جلوی کشنده و محورهای نیم‌تریلر و برای افزایش عملکرد سیستم کنترل ردیابی با حفظ پایداری جانبی کنترل‌کننده مد لغزشی به صورت مستقل پیشنهاد داده شده است. سپس به منظور تخصیص بهینه نیروهای تایر، یک الگوریتم جدید ارائه شده است.

نتایج به دست آمده حاکی از تأثیر بسزای کنترل‌کننده یکپارچه در کنترل ردیابی و افزایش محدوده پایداری خودروی کشنده نیم‌تریلر با استفاده مناسب از ظرفیت نیروهای تایر است. همان‌گونه که مشاهده شد، با توزیع مناسب نیروهای طولی و عرضی، مشارکت سیستم‌های کنترلی به خوبی مدیریت شده است. با استفاده از این کنترل‌کننده نیروی ترمزی محورها محافظه کارانه توزیع شده است. بدین ترتیب احتمال وقوع مدهای ناپایداری مربوط به قیچی شدن و تاب خوردن نیم‌تریلر کاهش داده شده و محدوده پایداری خودرو، افزایش یافته است؛ بنابراین کنترل‌کننده یکپارچه پیشنهاد شده به خوبی منجر به دستیابی به اهداف کنترل ردیابی با حفظ پایداری جانبی در سرعت‌بالا و وضعیت اصطکاک پایین شده است. لازم به ذکر است کنترل‌کننده یکپارچه به دلیل محاسبات بالا دارای چالش‌هایی همچون افزایش هزینه و زمان حل می‌باشد. همچنین با توجه به بازه متفاوت فرکانس کاری سیستم فرمان و ترمز فعال، پیاده‌سازی کنترل یکپارچه نیازمند سیستم‌های با سخت‌افزار و نرم‌افزار قدرتمندی می‌باشد. از طرفی در صورت حل عددی مسئله بهینه‌سازی، احتمال گرفتار شدن در نقاط مینیمم محلی وجود دارد که این موضوع نیز می‌تواند چالشی برای یافتن جواب مطلوب باشد.

۷- فهرست علائم

نیروی طولی چرخ محور جلو (عقب) کشنده	$F_{xf(r)}$
نیروی طولی چرخ نیم‌تریلر	F_{xs}

- [16] Gaurkar PV, Ramakrushnan K, Challa A, Subramanian SC, Vivekanandan G, Sivaram S. An anti-lock braking system algorithm using real-time wheel reference slip estimation and control. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2022;236(4):676-88.
- [17] Zhao R, Li G, Yu B, Yang F. The brake pressure change rate in brake chamber and its online monitoring in semitrailer transport vehicle for dangerous cargo. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2023;237(6):1290-8.
- [18] Sharma T, He Y, Huang W. An Autonomous Steering Control Scheme for Articulated Heavy Vehicles Using-Model Predictive Control Technique. SAE Technical Paper. 2023 .Report No.: 0148-7191.
- [19] Chokor A. Design of several centralized and decentralized multilayer robust control architectures for global chassis control: Compiègne; 2019.
- [20] Esmaeili N, Kazemi R, Tabatabaei Oreh SH. Design of a new integrated controller (braking and steering) to maintain the stability of a long articulated vehicle. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 2020;234(5):981-1013.
- [21] Karimyan A, Rahmani Hanzaki A, Azadi S. An integrated longitudinal and lateral control strategy for low friction conditions of tractor semi-trailer vehicles. Mechanics Based Design of Structures and Machines. 2023:1-38.
- [22] Mokhiamar O, Abe M. How the four wheels should share forces in an optimum cooperative chassis control. Control engineering practice 2006;14(3):295-304.
- [23] Yim S. Coordinated control with electronic stability control and active steering devices. Journal of Mechanical Science and Technology. 2015;29:5409-16.
- [24] McCormack RJ. TRUCKSIM-a log truck performance simulator. Journal of Forest Engineering. 1990;2(1):31-7.
- [25] Dugoff H. Tire performance characteristics affecting vehicle response to steering and braking control inputs. Final report. 1969.
- [5] Zong C, Zhu T, Wang C, Liu H. Multi-objective stability control algorithm of heavy tractor semi-trailer based on differential braking. Chinese journal of mechanical engineering. 2012;25(1):88-97.
- [6] Morrison G, Cebon D. Combined emergency braking and turning of articulated heavy vehicles. Vehicle system dynamics. 2017;55(5):725-49.
- [7] Bai Z, Lu Y, Li Y. Method of improving lateral stability by using additional yaw moment of semi-trailer. Energies. 2020;13(23):6317.
- [8] Shojaei S, Rahmani A, Azadi S, SAEEDI MA. Automated guided of articulated heavy vehicle in traffic situation by sliding-mode controller. Aerospace Mechanics Journal. 2020;16(2):1-14.
- [9] Shojaei S, Rahmani Hanzaki A, Azadi S, Saedi MA. A novel decision-making unit for automated maneuver of articulated vehicles in real traffic situations. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2020;234(1):152-71.
- [10] Karimyan A, Rahmani A, Azadi S. Model predictive control design for a heavy articulated vehicle during critical lane change maneuver. Aerospace Mechanics Journal. 2020;16(2):39-53.
- [11] Abroshan M, Hajiloo R, Hashemi E, Khajepour A. Model predictive-based tractor-trailer stabilisation using differential braking with experimental verification. Vehicle system dynamics. 2021;59(8):1190-213.
- [12] Cai H, Xu X. Lateral Stability Control of a Tractor-Semitrailer at High Speed. Machines. 2022;10(8):716.
- [13] Deng ZW, Zhao QX, Zhao YQ, Wang BH, Gao W, Kong XX. Active LQR multi-axle-steering method for improving maneuverability and stability of multi-trailer articulated heavy vehicles. International journal of automotive technology. 2022;23(4):939-55.
- [14] Hou Y, Xu X. High-speed lateral stability and trajectory tracking performance for a tractor-semitrailer with active trailer steering. PloS one. 2022;17(11):e0277358.
- [15] Kati MS, Fredriksson J, Jacobson B, Laine L. A feedback-feed-forward steering control strategy for improving lateral dynamics stability of an A-double vehicle at high speeds. Vehicle system dynamics. 2022;60(11):3955-76.

$$\begin{aligned}
e_{41} &= e_{13}; e_{42} = e_{14}; e_{48} = e_{38}; \\
e_{45} &= e_{46} = e_{15}; e_{68} = e_{58} = 0 \\
e_{51} &= e_{52} = e_{61} = e_{62} = 3\cos\theta; \\
e_{53} &= e_{54} = e_{63} = e_{64} = 6\cos\theta; \\
e_{55(66)} &= \beta_{xsr(l)} + 9 + (1.5T_s)^2 \\
e_{56} &= e_{65} = 9 - (1.5T_s)^2; \\
e_{67} &= e_{57} = 3\sin\theta(1 + \beta_{zf}); e_{75} = e_{76} = e_{57} \\
e_{71} &= e_{72} = -L_{fs}^2 \sin\theta \cos\theta; e_{73} = e_{74} = 2e_{71}
\end{aligned}$$

[26] Shtessel Y, Edwards C, Fridman L, Levant A. Sliding mode control and observation: Springer. 2014.

[27] Li B, Rakheja S. Yaw stability enhancement of articulated commercial vehicles via gain-scheduling optimal control approach. SAE International Journal of Commercial Vehicles. 2017;10(2017-01-0437):275-82.

[28] Chandrasekharan S. Development of a tractor-semitrailer roll stability control model: The Ohio State University; 2007.

[29] Ervin R, Mallikarjunarao C. A study of the yaw stability of tractor-semitrailer combinations. Vehicle System Dynamics. 1981;10(2-3):102-6.

[30] Zhang L, Yu L, Wang Z, Zuo L, Song J. All-wheel braking force allocation during a braking-in-turn maneuver for vehicles with the brake-by-wire system considering braking efficiency and stability. IEEE Transactions on Vehicular Technology. 2015;65(6):4752-67.

[31] Abe M. Estimation of vehicle side-slip angle for DYC by using on-board tire model. Proc 4th International Symposium on Advanced Vehicle Control. 1998.

[32] Shawky M. Factors affecting lane change crashes. IATSS research. 2020;44(2):155-61.

۹- پیوست

درایه‌های ماتریس رابطه (۳۷):

$$\begin{aligned}
e_{11(22)} &= \beta_{xfr(l)} + 1 + (L_{fs} \sin\theta)^2 + (0.5T_t)^2 \\
e_{12} &= 1 + (L_{fs} \sin\theta)^2 - (0.5T_t)^2 \\
e_{13(14)} &= 2 + 2(L_{fs} \sin\theta)^2 \pm (T_t)^2 / 2; e_{15} = \sin\theta \\
e_{16} &= e_{25} = e_{26} = e_{35} = e_{36} = e_{35} = e_{36} = e_{15} \\
e_{17} &= -L_{fs}^2 \sin\theta \cos\theta (1 + \beta_{zf}) \\
e_{18} &= 3\sin\theta(L_{fs}L_{rs} + 1)(1 + \beta_{zs}) \\
e_{21} &= e_{12}; e_{23} = e_{14}; e_{24} = e_{13} \\
e_{43} &= 2e_{13}; e_{27} = e_{37} = e_{47} = e_{17} \\
e_{28} &= e_{18}; e_{31} = e_{13}; e_{32} = e_{14} \\
e_{33(44)} &= \beta_{xrr(l)} + 2e_{13(14)}; e_{34} = 2e_{14} \\
e_{47} &= e_{37} = e_{27} = e_{17}; e_{38} = 2e_{18}
\end{aligned}$$



A New Steering and Braking Control Strategy for Tractor Semi-Trailer Truck During a Critical Lane Change Maneuver

Amir Karimyan¹, Ali Rahmani Hanzaki^{2*}, Shahram Azadi³

¹ Ph.D. Student, Faculty of Mechanical Engineering, Shahid Rajaei Teacher Training University, Tehran, Iran

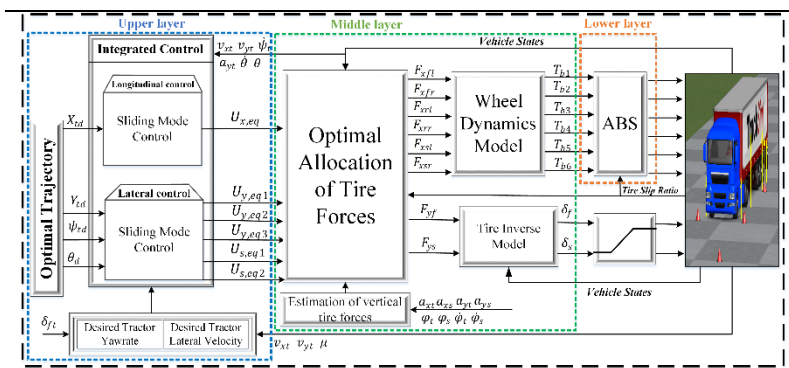
² Associate Professor, Faculty of Mechanical Engineering, Shahid Rajaei Teacher Training University, Tehran, Iran

³ Associate Professor, Faculty of Mechanical Engineering, K.N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran

HIGHLIGHTS

- Integrated controller design for tractor semi-trailer in order to track the maneuver path in high speed and low friction conditions with lateral stability guarantee.
- Optimal distribution of tire forces in order to use the maximum capacity of longitudinal and lateral forces using multi-objective optimization.

GRAPHICAL ABSTRACT



ARTICLE INFO

Article history:

Article Type: Research paper

Received: 9 June 2023

Received in revised form: 29 July 2023

Accepted: 10 October 2023

Available online: 16 October 2023

*Correspondence:

a.rahmani@sru.ac.ir

How to cite this article:

A. Karimyan, A.R. Hanzaki, S. Azadi. A new steering and braking control strategy for tractor semi-trailer truck during a critical lane change maneuver. Journal of Aerospace Mechanics. 2024; 20(1):59-75.

Keywords:

Tractor Semi-Trailer
Integrated vehicle dynamics control
Active steering control
Active braking control

ABSTRACT

In this study, a new integrated control for the steering and braking of semi-trailer trucks for tracking in longitudinal and lateral combined maneuvers is proposed. For this purpose, a nonlinear model of a tractor semi-trailer with 10 degrees of freedom including the longitudinal, lateral and yaw motion of the tractor unit, the articulation angle and the rotational motion of each wheel is used. Then the active steering and braking controller is designed with the purpose of tracking and utilizing the sliding mode method. Also, for the yaw stability of the vehicle, a lateral stability controller is proposed using the sliding control method. Then, by utilizing multi-objective optimization, a new integrated control strategy is presented in order to optimally allocate the longitudinal and lateral forces of the tires. This strategy is designed based on achieving the purposes of tracking and stability by using the capacity of tire forces in the optimum slip range by using variable weight coefficients. In order to implement the integrated controller, the tractor semi-trailer model presented in the TruckSim software is used. The obtained results indicate the excellent performance of the integrated controller strategy designed for tracking by maintaining lateral stability when performing the lane change maneuver with braking. So, by using the proposed controller, the maximum tracking error of the longitudinal and lateral position, the yaw angle of the tractor and the articulation angle are equal to 1.83, 0.56, 4.42 and 9.53%, respectively. This is while in the case of a vehicle without a controller, due to lateral instability, the reference path is not tracked.

* Copyrights for this article are retained by the author(s) with publishing rights granted to Imam Hossein University Press. The content of this article is subject to the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY-NC 4.0) License. For more information, please visit <https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode>.