



## استفاده از نیروی جانبی تایر برای افزایش مانورپذیری یک خودروی سه چرخ در شرایط بحرانی

محمد امین سعیدی <sup>ID</sup>

استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران، ایران.

### برجسته‌ها

- یک مدل دینامیکی دوازده درجه آزادی غیرخطی برای شبیه‌سازی دینامیک جانبی خودروی سه چرخ توسعه داده شده است.
- سیستم کنترلی با تعقیب سرعت زاویه‌ای چرخشی مطلوب فرمان‌پذیری خودرو در شرایط مختلف را بهبود می‌دهد.

### مشخصات مقاله

تاریخچه مقاله:

نوع مقاله: علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۱/۰۵/۲۶

بازنگری: ۱۴۰۱/۰۶/۱۲

پذیرش: ۱۴۰۱/۰۷/۰۵

ارائه برخط: ۱۴۰۱/۰۷/۲۶

\*نویسنده مسئول:

amin\_saedi@sru.ac.ir

کلیدواژه‌ها:

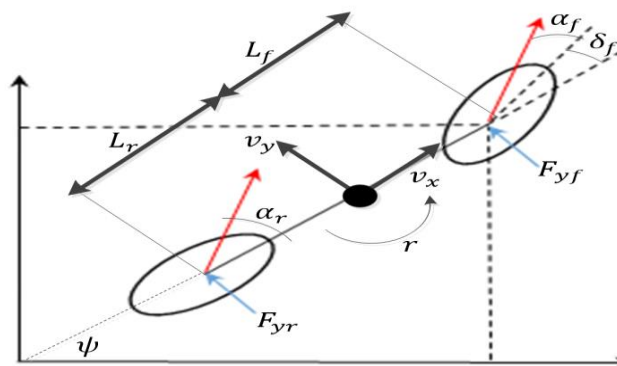
عملکرد دینامیکی

فرمان‌پذیری

ناپایداری

خطای تعقیب

### چکیده گرافیکی



### چکیده

در این مقاله افزایش پایداری چرخشی خودروی سه چرخ با استفاده از یک سیستم کنترلی جدید مورد بررسی قرار گرفته است. بدین منظور یک مدل دینامیکی غیرخطی دوازده درجه آزادی برای شبیه‌سازی دینامیک جانبی یک خودروی سه چرخ توسعه داده شده است و با استفاده از نرم‌افزار کارسیم در مانورهای استاندارد صحنه‌گذاری می‌شود. درجات آزادی مدل دینامیکی شامل سرعت طولی، جانبی، عمودی، زاویه رول، پیچ و یاو برای مرکز جرم خودرو، سه درجه آزادی برای جابجایی عمودی و سه درجه آزادی برای حرکت دورانی جرم‌های فنربندی نشده در نظر گرفته شده است. همچنین برای بهبود فرمان‌پذیری و افزایش پایداری جانبی، یک سیستم کنترلی فرمان فعال با استفاده از نیروهای جانبی تایر طراحی شده است. در سیستم کنترلی، سرعت زاویه‌ای چرخشی و سرعت جانبی خودرو به‌عنوان متغیرهای حالت در نظر گرفته می‌شوند که می‌بایستی مقادیر مطلوبشان را تعقیب نمایند. سپس، برای جلوگیری از ناپایداری چرخشی خودرو در مانورهای بحرانی، روش کنترل بهینه بکار گرفته شده است. همچنین به منظور ارزیابی عملکرد سیستم کنترلی توسعه داده شده، یک سیستم کنترلی فرمان فعال بر مبنای روش کنترل فیدبک خطی پیشنهاد شده است. سپس عملکرد مدل دینامیکی در حالت کنترل شده و بدون کنترل در شرایط جاده‌ای مختلف بررسی شده است. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهند که سیستم کنترلی بهینه با حذف خطای سرعت زاویه‌ای چرخشی و مقدار مطلوب آن و محدود ساختن سرعت جانبی، موجب بهبود مانورپذیری و پایداری جانبی در مانورهای بحرانی می‌شود.

## ۱- مقدمه

نمودند [۱۴]. بروت و همکارانش یک سیستم کنترلی برای جلوگیری از وقوع ناپایداری واژگونی خودروی سه چرخ در شرایط حالت مانا و گذرا طراحی کردند. شبیه سازی کامپیوتری در شرایط جاده ای مختلف و در حوزه فرکانس انجام شد. نتایج شبیه سازی نشان دادند که مدل دینامیکی در شرایط حالت یکنواخت عملکرد پایدار دارد در حالی که ناپایداری شدیدی در مانور حالت گذرا مشاهده شد [۱۵]. بهبود فرمان پذیری خودروی سه چرخ با استفاده از سیستم کنترلی ترمز فعال در مانورهای استاندارد در پژوهش های قبلی نویسنده مقاله انجام شد [۱۶ و ۱۷]. چیهو و همکارانش بهبود پایداری واژگونی را با استفاده از روش کنترل PID بررسی نمودند [۱۸]. ژانگ و همکارانش برای بهبود پایداری واژگونی خودروی سه چرخ یک سیستم کنترلی فرمان فعال برای محور عقب خودرو توسعه دادند. عملکرد سیستم کنترلی ارائه شده در مانورهای استاندارد و سرعت های مختلف مورد بررسی قرار گرفت [۱۹]. لازم به ذکر است که یکی از مسائل مهم مرتبط با دینامیک جانبی خودرو، موضوع افزایش پایداری چرخشی در شرایط بحرانی رانندگی با افزایش سرعت، کاهش ضریب اصطکاک و ... است. در این شرایط تایر از ناحیه ی خطی خارج شده و رفتار غیرخطی از خود به نمایش می گذارد. در چنین شرایطی خودرو ناپایدار شده و در این حالت رانندگان حرفه ای قادر به کنترل آن هستند. بررسی های انجام گرفته نشان می دهند که مدل تایر بکار گرفته شده در اکثر تحقیقات برای شبیه سازی نیروهای تایر و طراحی سیستم کنترلی به صورت خطی است؛ بنابراین استفاده از مدل تایر غیرخطی در طراحی سیستم کنترلی برای مقابله با عدم قطعیت سیستم جهت عدم اشباع نیروهای جانبی تایر امری ضروری است. همچنین اکثر تحقیقات انجام شده در جهت بهبود پایداری واژگونی خودروهای سه چرخ می باشند و تعداد اندکی از پژوهش های انجام شده در جهت افزایش فرمان پذیری این نوع خودروها هستند. به همین دلیل در این مقاله سعی شده است تا با استفاده از یک سیستم کنترلی فعال، با تعقیب مقدار مطلوب سرعت زاویه ای چرخشی و محدود ساختن سرعت جانبی، مانورپذیری خودرو در سرعت های مختلف و انواع مانورها بهبود داده شود. امروزه کارخانه های

در سال های اخیر استفاده از وسایل نقلیه کوچک و باریک به منظور کاهش ترافیک، مدیریت مصرف انرژی و استفاده بهینه از فضای پارک به میزان قابل توجهی افزایش یافته است. یکی از پرکاربردترین این نوع وسایل نقلیه، خودروهای سه چرخ هستند که به دو صورت مدل می شوند. مدل اول دلتا نامیده می شود که یک چرخ در جلو و دو چرخ بر روی محور عقب قرار دارد. در حالت دوم که تدپل نام دارد دو چرخ بر روی محور جلو و یک چرخ در عقب قرار دارد. با وجود مزایای ذکر شده، مسائل زیادی در ارتباط با فرمان پذیری ضعیف و ناپایداری واژگونی به خاطر طراحی این نوع خودروها مشاهده می شود. ناپایداری واژگونی کمتر این نوع خودروها در مقایسه با خودروهای چهارچرخ، به وجود تک محور در قسمت جلو یا عقب این نوع خودروها ارتباط می یابد. علاوه بر آن، ناپایداری چرخشی مورد مهم دیگری است که برای این نوع خودروها می بایستی مورد توجه قرار بگیرد. در سال های اخیر محققان زیادی تحقیقات گسترده ای در ارتباط با بهبود پایداری جانبی خودروهای سه چرخ انجام داده اند [۱۰-۱]. ادلمان و همکارانش دو مدل دینامیکی برای خودروی سه چرخ توسعه دادند و پایداری واژگونی را در مانورهای استاندارد و سرعت های مختلف با یک خودروی چهارچرخ مورد مقایسه قرار دادند [۱۱]. نادیده در نظر گرفتن درجات آزادی مربوط به حرکات رول و پیچ یکی از مهم ترین نقاط ضعف این مقاله بود. موردا و همکارانش کنترل دینامیک جانبی را با استفاده از شتاب جانبی با استفاده از مکانیسم تیلت بررسی نمودند [۱۲]. آن ها در تحقیقات خود تأثیر سیستم کنترلی را بر شتاب جانبی، زاویه رول و نسبت انتقال بار جانبی در شرایط مختلف بررسی کردند. انجام دادند. گاواد و همکارانش یک مدل دینامیکی دلتا با شش درجه آزادی توسعه دادند و تحلیل پایداری آن را در حوزه فرکانس بررسی نمودند. همچنین صحت گذاری مدل دینامیکی در یک مانور حالت یکنواخت انجام شد [۱۳]. جانجیردی و همکارانش بهبود پایداری جانبی یک خودرو سه چرخ را در مانورهای حالت مانا و گذرا در سرعت های مختلف شبیه سازی و صحت گذاری

قابل توجهی افزایش می‌دهد [۲۸]. روش کنترل فازی توسط تعدادی زیادی از محققین برای طراحی سیستم کنترلی مورد بررسی قرار گرفت. منگ و همکارانش با استفاده از روش کنترل بهینه، یک سیستم کنترلی فرمان فعال ارائه نمودند. از معایب این روش می‌توان به نادیده در نظر گرفتن اثرات غیرخطی سیستم تعلیق و تایر، در شتاب‌های جانبی بالا اشاره نمود [۲۹].

بهبود فرمان‌پذیری خودروی سه‌چرخ با به‌کارگیری یک سیستم کنترلی فرمان فعال در این مقاله مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین ارزیابی عملکرد کنترل از طریق مقایسه مهم‌ترین پاسخ‌های دینامیکی خودرو با حالت بدون کنترل بررسی شده است. در ادامه مقاله به صورت زیر سازمان‌دهی شده است:

ابتدا یک مدل دینامیکی دوازده درجه آزادی غیرخطی برای شبیه‌سازی دینامیک جانبی خودروی سه‌چرخ توسعه داده شد و با استفاده از نرم‌افزار کارسیم در یک مانور گذرا صحه‌گذاری گردید و مهم‌ترین پاسخ‌های دینامیکی خودرو مورد بررسی قرار گرفتند. سپس به منظور افزایش مانورپذیری خودرو، یک مدل دینامیکی دو درجه آزادی شامل درجات آزادی سرعت زاویه‌ای چرخشی و سرعت جانبی ارائه شد. در قسمت سوم، یک سیستم کنترلی فرمان فعال بر مبنای روش کنترل بهینه خطی طراحی گردید. سپس به منظور ارزیابی عملکرد کنترل بهینه، یک سیستم کنترلی بر مبنای روش خطی سازی فیدبک ارائه شد. در این سیستم، زاویه اصلاحی فرمان به‌عنوان ورودی کنترلی در نظر گرفته شد. همچنین عملکرد دو سیستم کنترلی ارائه شده برای بهبود فرمان‌پذیری، در سرعت‌ها و ضریب اصطکاک‌های مختلف در انواع مانورها مورد بررسی قرار گرفتند. در انتها نتایج نشان داده شده‌اند.

## ۲- مدل‌سازی دینامیکی خودرو

به‌منظور شبیه‌سازی عملکرد جانبی خودرو، از یک مدل دینامیکی غیرخطی ۱۲ درجه آزادی استفاده می‌شود. مطابق شکل ۱ درجات آزادی متعلق به این مدل، شامل سرعت طولی، جانبی و عمودی  $(v_x, v_y, v_z)$ ، سرعت زاویه‌ای چرخشی  $(\psi)$ ، زاویه پیچ  $(\theta)$  زاویه رول  $(\varphi)$ ، سه درجه

خودروسازی برای افزایش فرمان‌پذیری و مانورپذیری خودروها، از سیستم‌های کنترلی فعال مانند سیستم ترمز فعال و فرمان فعال استفاده می‌نمایند. سیستم‌های فوق، با تنظیم نمودن متغیرهای حرکتی خودرو بر اساس مقادیر مطلوب، عملکرد هندلینگ و پایداری خودرو را در مانورهای بحرانی بهبود می‌بخشند. استفاده از سیستم‌های فوق در هنگام شرایط بحرانی و مانورهای با شتاب جانبی بالا در جاده‌های لغزنده موجب می‌شود که با حفظ لغزش چرخ‌ها در ناحیه پایدار، از اشباع نیروهای جانبی تایرها جلوگیری شود. همچنین با حفظ نیروی ترمزی در محدوده بیشینه، فاصله توقف را کمینه می‌نماید.

سیستم‌های فوق بر اساس زاویه فرمان اعمال شده توسط راننده و سرعت طولی خودرو، حرکت جانبی مطلوب و مورد انتظار راننده را تشخیص داده و با مقایسه آن با حرکت واقعی خودرو، دینامیک خودرو را تنظیم و رفتار آن را به آنچه ایده‌آل و مطلوب راننده است، نزدیک می‌نمایند. لازم به ذکر است که تأثیرگذاری قابل توجه سیستم‌های فرمان فعال بر رفتارهای جانبی خودرو، از دلایل به‌کارگیری این سیستم‌ها است [۲۰-۲۲]. در سال‌های اخیر تحقیقات زیادی بر روی استفاده از سیستم‌های کنترلی ترمز فعال در جهت افزایش مانورپذیری خودروهای سواری انجام شده است [۲۳ و ۲۴]. کیم و همکارانش یک سیستم کنترلی فرمان فعال برای بهبود مانورپذیری یک خودروی چهارچرخ ارائه نمودند. برای مدل‌سازی خودرو از یک مدل دینامیکی هفت درجه آزادی استفاده شد. همچنین سیستم کنترلی بر مبنای روش کنترل بهینه طراحی گردید [۲۵ و ۲۶].

طالبی و همکارانش مسئله بهینه‌سازی آستانه واژگونی خودرو را برای حالت‌های مختلف بررسی نمودند [۲۷]. شی و همکارانش برای بهبود فرمان‌پذیری خودرو، یک سیستم کنترلی با استفاده از زیرسیستم فرمان طراحی نمودند. سیستم کنترلی بر مبنای یک مدل خطی و با فرض ضریب اصطکاک معلوم طراحی شد. همچنین عملکرد سیستم کنترلی ارائه شده، در مانورهای بحرانی مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج شبیه‌سازی نشان دادند که سیستم کنترلی، پایداری جانبی خودرو را در مانورهای مختلف به میزان

که در معادله فوق،  $v_x$  سرعت طولی،  $v_y$  سرعت جانبی،  $v_z$  سرعت عمودی،  $\psi$  زاویه یاو،  $\theta$  زاویه پیچ و  $\varphi$  زاویه رول است.

### ۲-۲-۲- حرکت دورانی مرکز جرم خودرو

معادلات مربوط به گشتاور غلتشی، گشتاور پیچشی و گشتاور چرخشی به صورت زیر محاسبه می شود.

حرکت غلت:

$$\sum M_x = I_{xx}\ddot{\phi} - (I_{syy} - I_{szz})\dot{\theta}\dot{\psi} \quad (5)$$

$$M_x = (Fz_{rr} - Fz_{rl})T_r/2 - (FY_f + FY_{rl} + FY_{rr})h$$

حرکت پیچ:

$$\sum M_y = I_{yy}\ddot{\theta} - (I_{syy} - I_{szz})\dot{\phi}\dot{\psi} \quad (6)$$

$$M_y = (Fz_{rl} + Fz_{rr})L_r - (FX_f + FX_{rl} + FX_{rr})h$$

حرکت یاو:

$$\sum M_z = I_{zz}\ddot{\psi} - (I_{sxx} - I_{syy})\dot{\phi}\dot{\theta} \quad (7)$$

$$M_z = (FX_{rl} - FX_{rr})T/2 - (FY_{rl} + FY_{rr})L_r$$

که در معادله فوق،  $I_{xx}$  ممان اینرسی طولی،  $I_{yy}$  ممان اینرسی جانبی،  $I_{zz}$  ممان اینرسی عمودی،  $FX_{ij}$  نیروهای طولی و  $FY_{ij}$  نیروهای جانبی تایر هستند.

### ۲-۳- دینامیک چرخ

چرخ یکی از مهم ترین زیرسیستم ها در بررسی رفتار دینامیکی خودرو در حالت ترمزگیری و شتابگیری می باشد. معادله حرکت چرخ، به صورت زیر به دست می آید [۱۷]:

$$I_w\dot{\omega} = -R_w F_{ti} + T_i \quad (8)$$

که در آن،  $I_w$  ممان اینرسی چرخ،  $\omega$  سرعت زاویه ای،  $R_w$  شعاع چرخ،  $F_{ti}$  نیروی طولی و  $T_i$  گشتاور اعمال شده به چرخ  $i$  ام است

### ۲-۴- دینامیک تایر

آزادی برای حرکت دورانی چرخ ها ( $\omega_i = 1,2,3$ ) و سه درجه آزادی برای جابجایی عمودی جرم نا معلق است. در این مدل، چرخ های جلویی خودرو فرمان پذیر در نظر گرفته شده اند.

### ۲-۱- معادلات حرکت مدل دینامیکی خودروی سه چرخ

جهت ارائه معادلات حاکم بر دینامیک طولی و جانبی باید نیروهای وارد بر سیستم معرفی شود. نیروهای خارجی مؤثر بر دینامیک سیستم در صفحه، نیروهای طولی و عرضی ایجاد شده در محل تماس تایر و کف جاده می باشند [۱۷]. نیروهای طولی و عرضی هر تایر به ترتیب با  $FY_{ij}$  و  $FX_{ij}$  نمایش داده می شود. حال می توان با استفاده از قانون دوم نیوتن، معادلات حرکت را توسعه داد که در رابطه زیر،  $\delta_i$  زاویه فرمان می باشد:

$$\begin{aligned} FX_{ij} &= FX_{ij} \cos(\delta_{ij}) - FY_{ij} \sin(\delta_{ij}) \\ FY_{ij} &= FY_{ij} \cos(\delta_{ij}) + FX_{ij} \sin(\delta_{ij}) \end{aligned} \quad (1)$$

### ۲-۲- معادلات حرکت خودرو

#### ۲-۲-۱- حرکات انتقالی مرکز جرم خودرو

حال معادلات حرکت خودرو با استفاده از قانون دوم نیوتن به صورت زیر به دست می آیند [۱۷]:

حرکت طولی:

$$\begin{aligned} \sum_3 F_x &= M_t a_x \\ \sum_{i=1}^3 F_{xi} &= M_t (\dot{v}_x + \dot{\theta} v_z - v_y \dot{\psi}) \end{aligned} \quad (2)$$

حرکت جانبی:

$$\begin{aligned} \sum_3 F_y &= M_t a_y \\ \sum_{i=1}^3 F_{yi} &= M_t (\dot{v}_y - \dot{\phi} v_z + v_x \dot{\psi}) \end{aligned} \quad (3)$$

حرکت عمودی:

$$\begin{aligned} \sum_3 F_z &= M_t a_z \\ \sum_{i=1}^3 F_{zi} &= M_t (\dot{v}_z + \dot{\phi} v_z - v_x \dot{\theta}) \end{aligned} \quad (4)$$

۴۹۶	kg. m <sup>2</sup>	I <sub>xx</sub>
۲۲۱۲	kg. m <sup>2</sup>	I <sub>yy</sub>
۱/۱	kg. m <sup>2</sup>	I <sub>wi</sub>
(۵۰۰۰۰) ۴۶۸۰۰	N. m/rad	KS <sub>f(r)</sub>
(۱/۵۵۹) ۱/۰۵۳	M	L <sub>f</sub> (L <sub>r</sub> )
(۱۱۷۶) ۱۳۴۹	kg	m <sub>t(s)</sub>
(۲۷/۲) ۲۴/۱۵	kg	m <sub>uf(r)</sub>
۰/۲۸	m	R <sub>wi</sub>
۱/۴۸۳	m	T <sub>r</sub>

### ۱-۳- مانور سینوسی

در این مانور خودرو با سرعت اولیه ۷۰ km/h در جاده‌ای با ضریب اصطکاک ۰/۷ شروع به حرکت می‌کند و ورودی فرمان مطابق شکل ۱ و ۲ به خودرو اعمال می‌شود. نتایج شبیه‌سازی برای مهم‌ترین پاسخ‌های دینامیکی خودرو در شکل‌های ۳ تا ۶ نشان داده شده است. همان‌طوری که از شکل ۳ مشخص است نتایج مناسبی برای سرعت زاویه‌ای چرخشی بین مدل دینامیکی و خودروی کارسیم مشاهده می‌شود. همچنین مطابق شکل‌های ۴ و ۵، علیرغم اختلافات اندک در ماکزیمم مقدار زاویه رول و شتاب جانبی خودرو، تطابق مناسبی بین مدل خودروی سه‌چرخ و خودروی کارسیم دیده می‌شود. شکل ۶ منحنی مسیر حرکت را نشان می‌دهد که در آن نتایج مناسبی بین مدل دینامیکی غیرخطی و خودروی تست نشان داده شده است.

### ۴- طراحی سیستم کنترلی

#### ۱-۴- مدل دینامیکی دو درجه آزادی برای طراحی سیستم کنترلی

در این قسمت برای افزایش پایداری جانبی و بهبود مانورپذیری خودروی سه‌چرخ، یک سیستم کنترلی فرمان فعال بر مبنای یک مدل دینامیکی دو درجه آزادی توسعه یافت. مدل ساده دو درجه آزادی در شکل ۷ نشان داده شده است. در توسعه مدل دو درجه آزادی فرضیات زیر در نظر گرفته شده‌اند:

نقش تایلر در بررسی رفتار دینامیکی خودرو اهمیت بسیاری دارد زیرا خودرو توسط نیروهای طولی و جانبی ناشی از تماس تایلر با جاده کنترل شده و بر روی جاده حرکت کرده، جهت می‌گیرد یا توقف می‌کند. در مدل خطی با توجه به رابطه مستقیم نیروهای جانبی با زاویه لغزش طولی تایلر، نیروی عمودی روی چرخ‌ها لحاظ نشده و در نتیجه در این حالت میزان پتانسیل لاستیک برای جلوگیری از لغزش و اشباع شدن آن لحاظ نمی‌شود. با توجه به این‌که مدل تایلر در سرعت‌های بالا و در زاویه‌های لغزش بالا از حالت خطی خارج شده و رفتار غیرخطی از خود به نمایش می‌گذارد لذا از یک مدل پیچیده و واقعی‌تر نسبت به مدل خطی استفاده می‌شود. در اینجا از مدل تایلر مجیک فرمولا برای محاسبه نیروهای طولی و جانبی استفاده می‌نماییم [۳۰]. روابط مربوط به نیروهای تایلر در پیوست ارائه شده است. نیروهای عمودی تایلر به صورت تابعی از وزن خودرو، شتاب‌های طولی، جانبی و نسبت انتقال بار جانبی محاسبه می‌شوند. بدین ترتیب نیروهای عمودی تایلر به صورت جمع بار استاتیکی، انتقال بار دینامیکی در جهت طولی و انتقال بار دینامیکی در جهت جانبی محاسبه می‌شوند. نیروهای عمودی هر تایلر در پیوست نشان داده شده است. پارامترهای خودرو در جدول ۱ نشان داده شده‌اند.

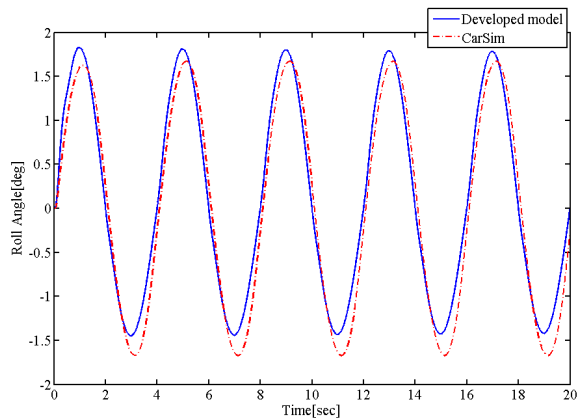
### ۳- صحه‌گذاری مدل دینامیکی خودرو

به منظور اعتبار بخشیدن به مدل دینامیکی ارائه شده و ارزیابی عملکرد آن، صحه‌گذاری مدل غیرخطی با استفاده از نرم‌افزار کارسیم در مانور حالت گذرا بررسی می‌شود. همچنین لازم به ذکر است مشخصات مدل دینامیکی ارائه شده با خودروی کارسیم یکسان در نظر گرفته شده است [۳۱].

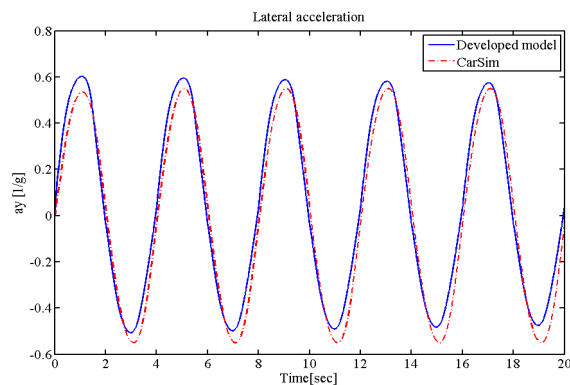
جدول (۱): پارامترهای خودرو.

پارامتر	واحد	مقدار
CS <sub>f(r)</sub>	N. m. s/rad	(۴۰۰۰) ۳۰۰۰
h	m	۰/۵
I <sub>zz</sub>	kg. m <sup>2</sup>	۲۲۴۹

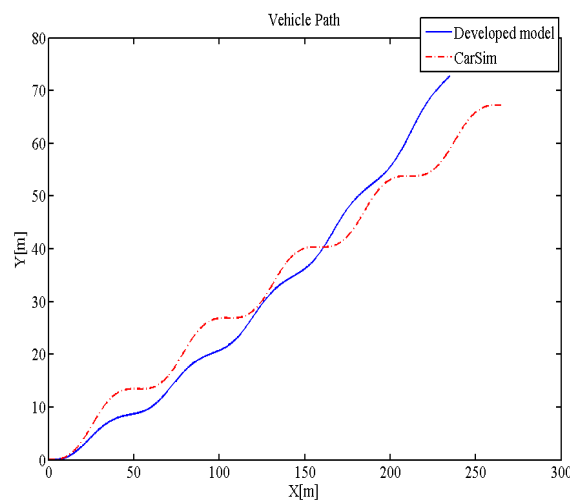
شکل (۳): تغییرات سرعت زاویه‌ای چرخشی.



شکل (۴): تغییرات زاویه رول.



شکل (۵): تغییرات شتاب جانبی.



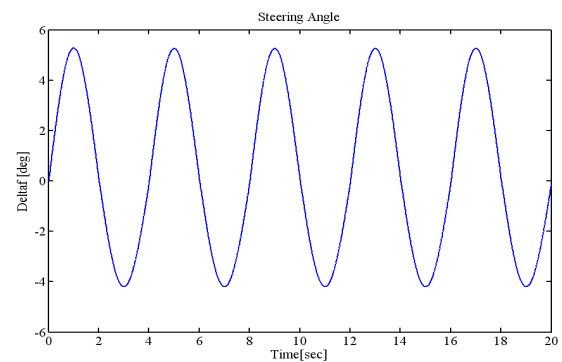
شکل (۶): مسیر حرکت خودرو.

(۱) چرخ‌های سمت راست و چپ در مرکز خودرو قرار گرفته‌اند.

(۲) سرعت خودرو در جهت طولی ثابت در نظر گرفته شده است.

(۳) از انتقال بار جانبی و طولی صرف نظر شده است. معادلات حرکت مدل ساده دینامیکی بر مبنای قانون دوم نیوتن به صورت زیر محاسبه می‌شود [۳۲]:

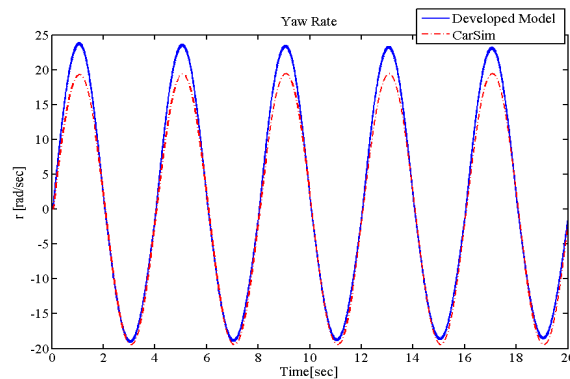
$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{v}_y \\ \dot{r} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & mv_x \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_y \\ r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{yf} + F_{yr} \\ L_f F_{yf} - L_r F_{yr} \end{bmatrix} \quad (9)$$



شکل (۱): زاویه فرمان.



شکل (۲): نمایشی از خودرو در مانور.



$$\begin{aligned}
 & [E][U] - \dot{X}_d \\
 & = -[D]([X] - [X_d]) - [D][X_d] + \\
 & [E][U] - \dot{X}_d \\
 & = -[D]e - [D][X_d] + [E][U] - \dot{X}_d
 \end{aligned}$$

ورودی کنترلی به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$U = U_{fb} + U_{ff} \quad (17)$$

با جایگذاری معادلات در یکدیگر داریم:

$$\dot{e} = -[D]e - [D][X_d] + [E][U_{fb} + U_{ff}] - \dot{X}_d \quad (18)$$

ورودی کنترلی مستقیم به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$[U_{ff}] = [E]^{-1}([D][X_d] + \dot{X}_d) \quad (19)$$

با ترکیب معادلات فوق داریم:

$$\dot{e} = -[D]e + [E][U_{fb}] \quad (20)$$

ورودی کنترلی فیدبک در معادله فوق با استفاده از روش

کنترل بهینه محاسبه می‌شود. به همین منظور برای

محاسبه ورودی کنترلی تابع زیر می‌بایستی مینیمم شود:

$$J = \int_0^{\infty} (e^T Q e + U_{fb}^T R U_{fb}) dt \quad (21)$$

که در معادله فوق  $Q$  و  $R$  ماتریس‌های وزنی متغیرهای

حالت و ورودی کنترلی هستند. ورودی کنترلی فیدبک

به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\begin{aligned}
 U_{fb} & = -Ke \\
 K & = R^{-1}E^{-1}P
 \end{aligned} \quad (22)$$

که  $P$  از حل معادله ریکاتی زیر به دست می‌آید:

$$D^T P + P D - P E R^{-1} E^T P + Q = 0 \quad (23)$$

ورودی کنترلی با استفاده از معادله بالا محاسبه می‌شود.

### ۴-۳ - سیستم کنترلی با استفاده از روش کنترلی

#### فیدبک خطی

در این قسمت به منظور بررسی سیستم کنترلی ارائه شده در

قسمت قبل، یک سیستم کنترلی با استفاده از روش کنترلی

فیدبک خطی طراحی می‌گردد. معادله حرکت مدل دو درجه

آزادی مطابق معادله به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$[A][\dot{X}] + [B][X] = [C][U] \quad (24)$$

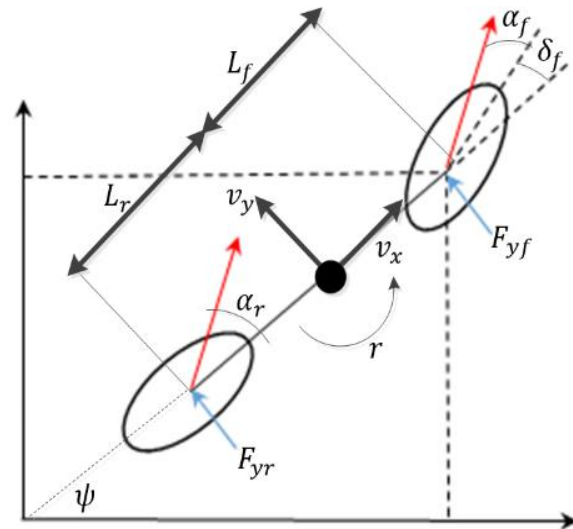
با در نظر گرفتن  $X_d$  به عنوان مقدار مطلوب متغیرهای حالت

و خطای دینامیکی به صورت  $e = X_d - X$  و ورودی کنترلی

به صورت زیر تعریف می‌گردد:

$$[U] = [C]^{-1}([A][\dot{X}] + [B][X]) \quad (25)$$

با فرض  $\dot{X} = w$  داریم:



شکل (۷): مدل دینامیکی دو درجه آزادی [۳۲].

### ۴-۲ - سیستم کنترلی با استفاده از روش کنترلی

#### بهینه

با نوشتن معادلات فوق به فرم ماتریسی داریم:

$$[A][\dot{X}] + [B][X] = [C][U] \quad (10)$$

که در آن داریم:

$$\begin{aligned}
 [A] & = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I_{zz} \end{bmatrix}, & [B] & = \begin{bmatrix} 0 & mv_x \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \\
 [C] & = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ L_f & -L_r \end{bmatrix}, & [X] & = \begin{bmatrix} v_y \\ r \end{bmatrix}, \\
 [U] & = \begin{bmatrix} F_{yf} \\ F_{yr} \end{bmatrix}
 \end{aligned} \quad (11)$$

داریم:

$$[\dot{X}] = -[A]^{-1}[B][X] + [A]^{-1}[C][U] \quad (12)$$

با ساده‌سازی معادله فوق خواهیم داشت:

$$[\dot{X}] = -[D][X] + [E][U] \quad (13)$$

که در آن داریم:

$$[D] = [A]^{-1}[B], \quad [E] = [A]^{-1}[C] \quad (14)$$

با تعریف خطای دینامیکی به صورت زیر داریم:

$$e = X - X_d \quad (15)$$

در معادله فوق،  $X_d$  مقدار مطلوب متغیرهای حالت تحت

کنترل است.

با مشتق‌گیری از معادله فوق داریم:

$$\begin{aligned}
 \dot{e} & = [\dot{X}] - [\dot{X}_d] \\
 \dot{e} & = -[D][X] + [E][U] - [\dot{X}_d] \\
 & = -[D][X] + [D][X_d] - [D][X_d] +
 \end{aligned} \quad (16)$$

$$\lambda = \frac{\mu F_{zi} \left[ 1 - \varepsilon_r u_i \sqrt{S_i^2 + \tan^2 \alpha_i} \right] (1 - S_i)}{2 \sqrt{C_i^2 S_i^2 + C_a^2 \tan^2 \alpha_i}} \quad (32)$$

$$f(\lambda) = \begin{cases} \lambda(\lambda - 2) & \text{if } \lambda < 1 \\ 1 & \text{if } \lambda > 1 \end{cases} \quad (33)$$

حال زوایای فرمان برای محور جلو و عقب با استفاده از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\begin{aligned} \delta_{fc} &= \alpha_f + \arctan\left(\frac{v_y + L_f r}{v_x}\right) \\ \delta_{rc} &= \alpha_f + \arctan\left(\frac{v_y - L_r r}{v_x}\right) \end{aligned} \quad (34)$$

## ۵- نتایج شبیه‌سازی

در این قسمت برای ارزیابی عملکرد سیستم‌های کنترلی ارائه‌شده، عملکرد دینامیکی مدل غیرخطی دوازده درجه آزادی خودروی سه‌چرخ در حالت کنترل‌شده و بدون سیستم کنترلی در سرعت‌های مختلف و انواع شرایط جاده-ای مورد بررسی قرار می‌گیرد. همچنین نتایج شبیه‌سازی برای پاسخ‌های دینامیکی خودرو شامل سرعت زاویه‌ای چرخشی، سرعت جانبی، مسیر حرکت خودرو و ورودی کنترلی ارزیابی می‌شوند.

### ۵-۱- مانور Fishhook

در این آنالیز، خودرو با سرعت اولیه ۶۰ km/h در جاده‌ای خشک، شروع به حرکت کرده و ورودی فرمان به صورت شکل ۸ به آن اعمال شده است. مطابق شکل ۹، خودروی کنترل نشده پایدار است ولی سرعت زاویه‌ای چرخشی آن نسبت به مقدار مطلوب خود انحراف زیادی دارد.

در شکل ۱۰ نتایج مربوط به سرعت جانبی برای حالت بدون کنترل و کنترل‌شده نشان داده شده‌اند. مطابق شکل، در حالت کنترل‌شده کاهش قابل توجهی برای متغیر حالت مذکور در مقایسه با حالت کنترل نشده مشاهده می‌شود. همان‌طوری که از شکل مشخص است سیستم کنترل بهینه

$$w = \dot{X}_d + ke \quad (26)$$

که در معادله فوق،  $k$  یک ثابت مثبت در نظر گرفته می‌شود. با استفاده از معادلات رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\dot{e} + ke = 0 \quad (27)$$

در معادله فوق هنگامی که  $t \rightarrow \infty$  داریم  $e \rightarrow 0$ .

## ۴-۴- مقدار مطلوب متغیرهای حالت

### ۴-۴-۱- سرعت جانبی

در تعداد زیادی از تحقیقات انجام‌شده برای افزایش پایداری جانبی خودرو، مقدار مطلوب سرعت جانبی صفر در نظر گرفته شده است [۳۲ و ۳۳].

$$v_y = 0 \quad (28)$$

### ۴-۴-۲- سرعت زاویه‌ای چرخشی

مقدار مطلوب سرعت زاویه‌ای چرخشی به صورت زیر محاسبه می‌شود [۳۴]:

$$r_d = \frac{v_x}{L(1 + K_{us} v_x^2)} \delta \quad (29)$$

که در معادله فوق،  $L$  ویلبیس خودرو  $K_{us}$  و ضریب کم-فرمانی است.

## ۴-۵- محاسبه زاویه فرمان اصلاحی

استفاده از یک مدل تایر غیرخطی برای تخمین نیروهای جانبی تایر امری ضروری است. به همین دلیل، مدل تایر داگف جهت استخراج نیروهای جانبی تایر بکار گرفته می‌شود:

$$F_{yi} = \frac{C_\alpha \tan \alpha_i}{1 - S_i} f(\lambda) \quad (30)$$

که در معادله فوق،  $C_\alpha$  سختی جانبی،  $\alpha_i$  زاویه لغزش جانبی و  $S_i$  لغزش طولی است.

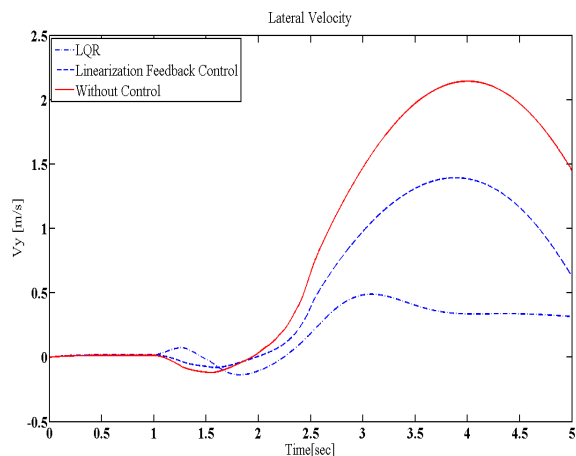
زاویه لغزش جانبی تایر با استفاده از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\alpha_i = \tan^{-1} \left( \frac{(1 - S_i) y_i}{C_\alpha f(\lambda)} \right) \quad (31)$$

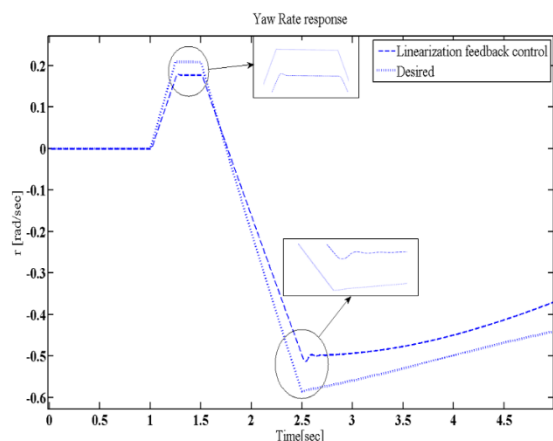
که در معادله فوق



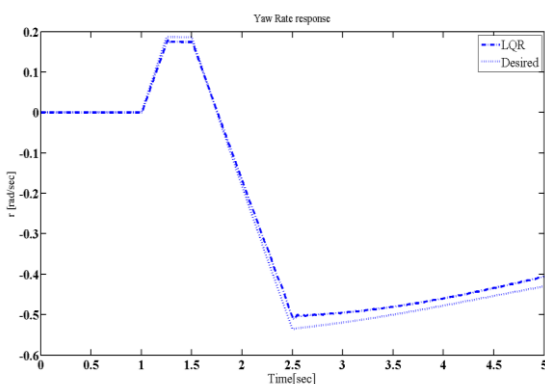
شکل (۹): تغییرات سرعت زاویه‌ای چرخشی خودروی کنترل نشده.



شکل (۱۰): تغییرات سرعت جانبی برای حالت بدون کنترل و کنترل شده.



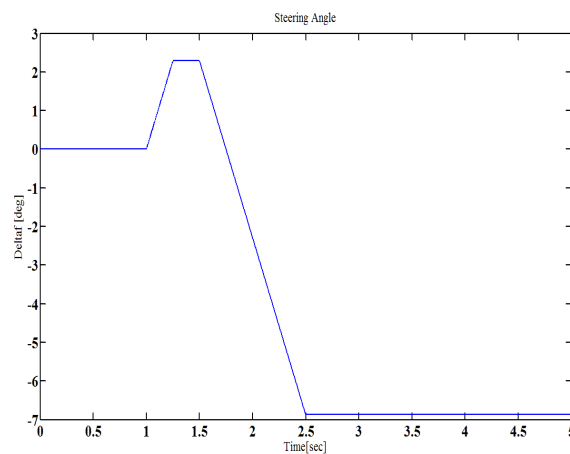
شکل (۱۱): تغییرات سرعت زاویه‌ای چرخشی با سیستم کنترل فیدبک خطی.



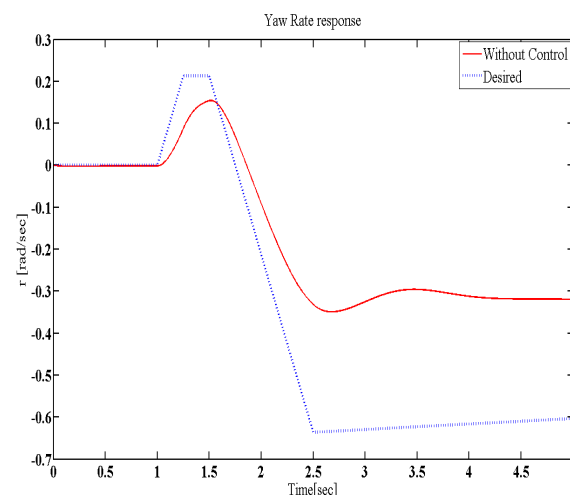
شکل (۱۲): تغییرات سرعت زاویه‌ای چرخشی با سیستم کنترل بهینه.

عملکرد بهتری در مقایسه با سیستم کنترل فیدبک خطی از نظر کاهش ماکزیمم مقدار جهش و کاهش زمان نشست را نشان می‌دهد. در این حالت سیستم کنترل بهینه با کاهش سرعت جانبی، پایداری جانبی خودرو را افزایش می‌دهد.

در شکل‌های ۱۱ و ۱۲ نتایج مربوط به سرعت زاویه‌ای چرخشی برای حالت کنترل شده نشان داده شده است. مطابق شکل ۱۱، برای حالتی که از سیستم کنترل فیدبک حالت استفاده می‌شود علی‌رغم بهبود عملکرد خودرو در تعقیب سرعت زاویه‌ای چرخشی مطلوب، انحرافات قابل توجهی در زمان ۱ تا ۱/۵ ثانیه و از زمان ۲/۲ ثانیه به بعد مشاهده می‌شود. درحالی‌که با استفاده از سیستم کنترل بهینه، عملکرد بسیار مناسبی در تعقیب مقدار مطلوب سرعت زاویه‌ای چرخشی مطابق شکل ۱۲ به دست می‌آید.



شکل (۸): تغییرات زاویه فرمان خودرو.

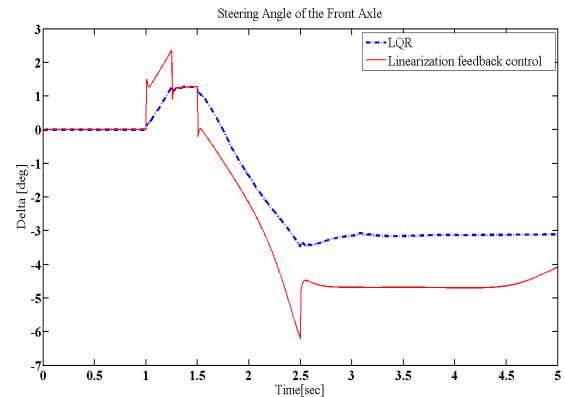


به‌شدت ناپایدار است و از مسیر مطلوب منحرف می‌شود. در این حالت سرعت زاویه‌ای چرخشی باگذشت زمان به میزان قابل‌توجهی افزایش می‌یابد و انحراف قابل‌توجهی را نسبت به مقدار مطلوب خود نشان می‌دهد. همچنین مطابق شکل ۱۶، برای سرعت جانبی خودرو افزایش قابل‌ملاحظه‌ای مشاهده می‌شود. از نمودار مشخص است که تأثیر عملکرد سیستم کنترل بهینه هم در کاهش ماکزیمم مقدار جهش و هم در کاهش زمان نشست در مقایسه با سیستم کنترل فیدبک خطی مناسب‌تر است. به‌عبارت‌دیگر سیستم کنترل بهینه با محدود ساختن سرعت جانبی، پایداری جانبی را افزایش می‌دهد. در شکل‌های ۱۷ و ۱۸، تغییرات سرعت زاویه‌ای چرخشی به ترتیب با استفاده از سیستم کنترل فیدبک خطی و سیستم کنترل بهینه نشان داده شده است. مطابق شکل ۱۸، سیستم کنترل بهینه عملکرد بهتری نسبت به سیستم کنترل فیدبک خطی در تعقیب مقدار مطلوب سرعت زاویه‌ای چرخشی در همه زمان‌ها دارد. درحالی‌که با استفاده از سیستم کنترل فیدبک خطی، انحرافات قابل‌توجهی در بعضی زمان‌های خاص نسبت به سرعت زاویه‌ای چرخشی مطلوب مشاهده می‌شود. نمودار زاویه فرمان کنترلی در محور جلو و محور عقب خودرو برای سیستم کنترل فیدبک خطی و سیستم کنترل بهینه به ترتیب در شکل‌های ۱۹ و ۲۰ نشان داده شده است. همان‌طوری که از شکل مشخص است منحنی مربوط به سیستم کنترل بهینه علاوه بر کاهش تلاش کنترلی دارای فرم ملایم و یکنواخت‌تری در مقایسه با سیستم کنترل فیدبک خطی است. مطابق شکل برای سیستم کنترل فیدبک خطی در زمان‌های ۱/۵ ثانیه و ۲/۵ ثانیه در نمودارهای مربوط به زاویه فرمان کنترلی روی محور جلو و محور عقب اتفاق می‌افتد. با توجه به عملکرد مناسب سیستم کنترل بهینه در مقایسه با سیستم کنترل فیدبک خطی در تعقیب سرعت زاویه‌ای چرخشی مطلوب، کاهش سرعت جانبی و فرم بهتر ورودی کنترلی تأثیر این سیستم در مسیر حرکت خودرو نشان داده شده است. در شکل ۲۱ نمودار مسیر حرکت خودرو برای حالت بدون کنترل و در حضور سیستم کنترلی نشان داده شده است. مطابق شکل، خودروی کنترل نشده ناپایدار است و از مسیر مطلوب منحرف می‌شود

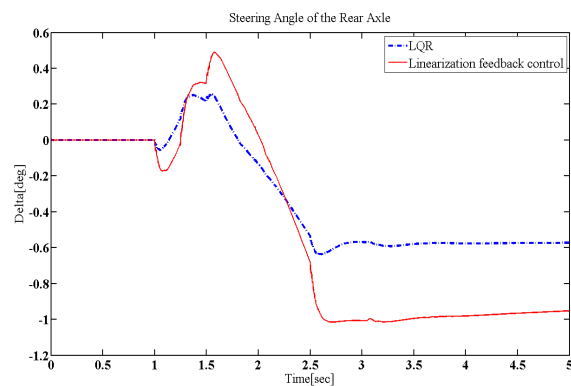
در شکل ۱۳ و ۱۴ زاویای فرمان کنترلی در محورهای جلو و عقب نشان داده شده است که سیستم کنترل بهینه از نظر فرم منحنی و کاهش تلاش کنترلی عملکرد بهتری را در مقایسه با سیستم کنترل فیدبک خطی نشان می‌دهد. مطابق شکل برای حالتی که از سیستم کنترل فیدبک خطی استفاده می‌شود ناپیوستگی‌هایی در منحنی مربوط به زاویه فرمان کنترلی روی محور جلو و محور عقب در بعضی زمان‌ها مشاهده می‌شود.

## ۲-۵- مانور Fishhook شدید

در این آنالیز، خودرو با سرعت اولیه ۹۰ km/h در جاده‌ای با ضریب اصطکاک ۰/۳، شروع به حرکت کرده و ورودی فرمان به صورت شکل ۱۰ به آن اعمال شده است.

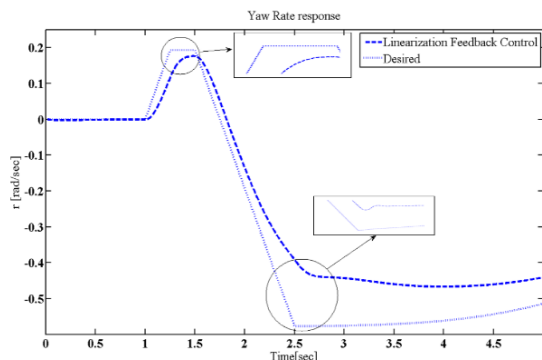


شکل (۱۳): زاویه فرمان کنترلی روی محور جلو.

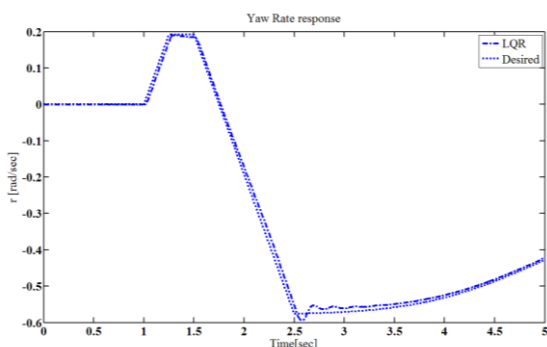


شکل (۱۴): زاویه فرمان کنترلی روی محور عقب.

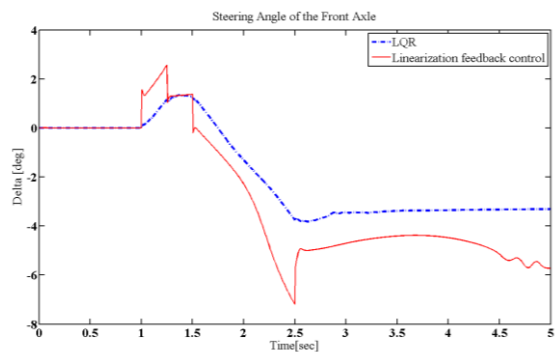
در شکل‌های ۱۵ تا ۲۱ نتایج مربوط به سرعت زاویه‌ای چرخشی، سرعت جانبی، مسیر حرکت خودرو و ورودی‌های کنترلی ارائه شده‌اند. مطابق شکل ۱۵، خودروی کنترل نشده



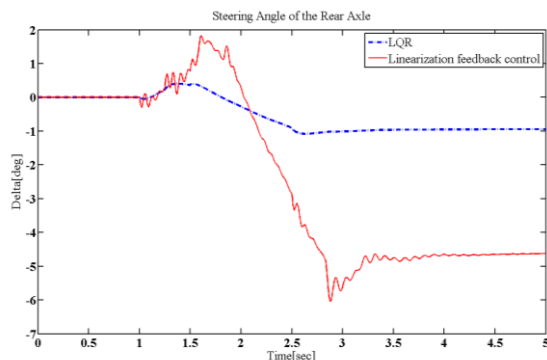
شکل (۱۷): تغییرات سرعت زاویه‌ای چرخشی با سیستم کنترل فیدبک خطی.



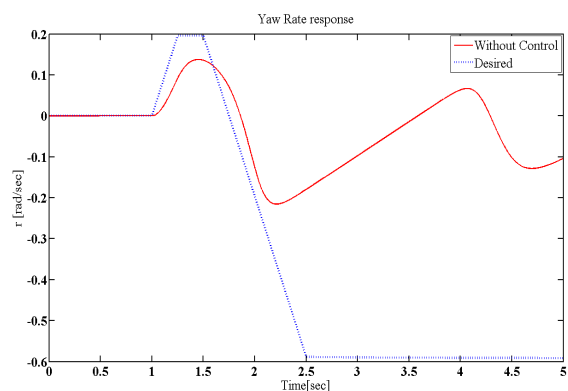
شکل (۱۸): تغییرات سرعت زاویه‌ای چرخشی با سیستم کنترل بهینه.



شکل (۱۹): زاویه فرمان کنترلی روی محور جلو.



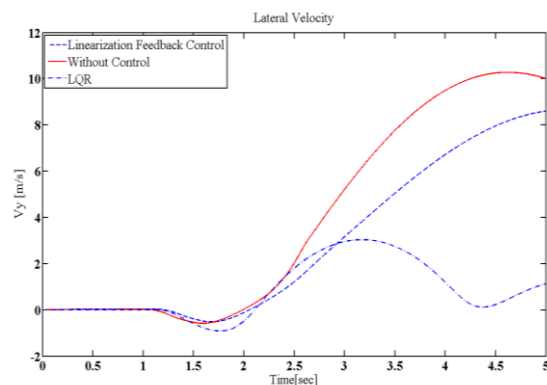
ولی برای حالت کنترل شده، کنترل متغیرهای حالت تحت کنترل این امکان را فراهم می‌آورد تا خودرو در مسیر مطلوب قرار بگیرد.



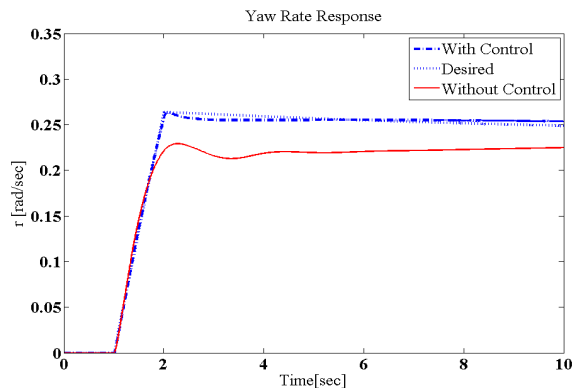
شکل (۱۵): تغییرات سرعت زاویه‌ای چرخشی خودروی کنترل نشده.

### ۳-۵- مانور J-Turn

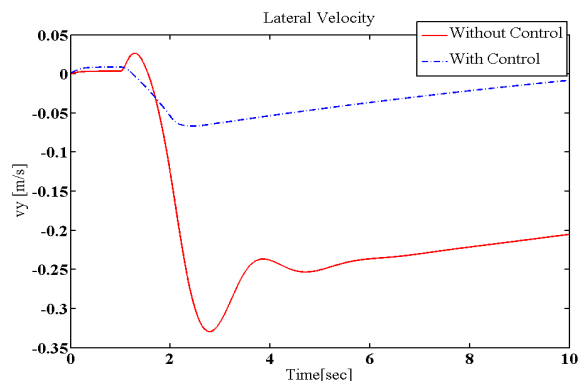
در این آنالیز، خودرو با سرعت اولیه ۷۰ km/h در جاده‌ای خشک، شروع به حرکت کرده و ورودی فرمان به صورت شکل ۲۲ به آن اعمال شده است. با توجه به عملکرد مناسب کنترلر بهینه، تأثیر این سیستم کنترلی بر پاسخ‌های دینامیکی خودرو نشان داده شده است.



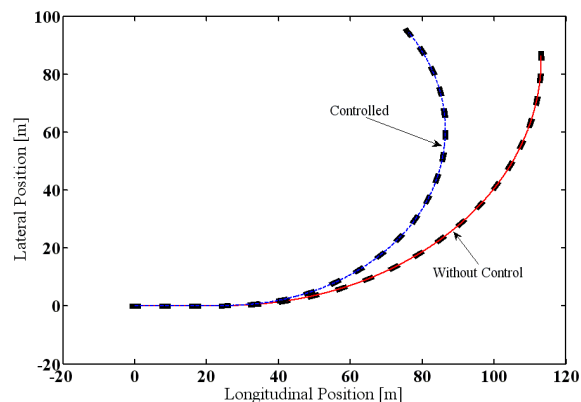
شکل (۱۶): تغییرات سرعت جانبی برای حالت بدون کنترل و کنترل شده.



شکل (۲۳): تغییرات سرعت زاویه‌ای چرخشی.

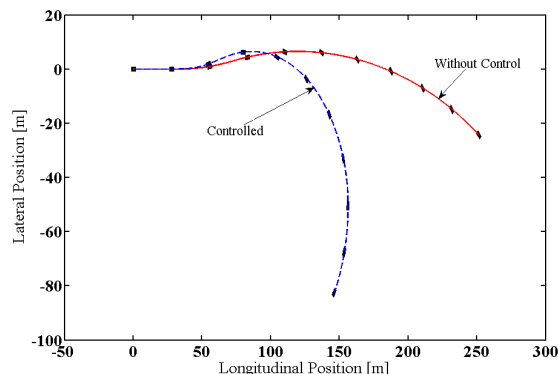


شکل (۲۴): تغییرات سرعت جانبی برای حالت بدون کنترل و کنترل شده.

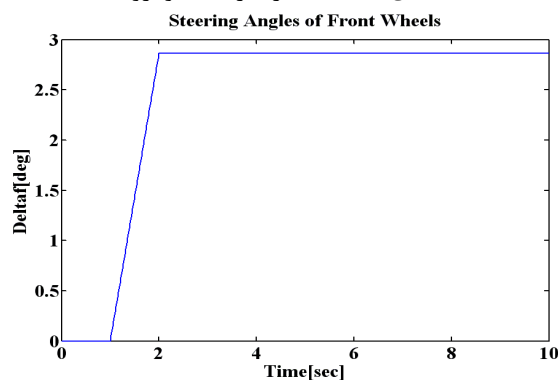


شکل (۲۵): مسیر حرکت خودرو.

شکل (۲۰): زاویه فرمان کنترلی روی محور عقب.



شکل (۲۱): مسیر حرکت خودرو.



شکل (۲۲): تغییرات زاویه فرمان خودرو.

مطابق شکل ۲۳، خودروی کنترل نشده پایدار است ولی سرعت زاویه‌ای چرخشی آن نسبت به مقدار مطلوب خود انحراف دارد درحالی‌که برای حالت کنترل شده، با صفر شده خطای دینامیکی، هدف کنترلی موردنظر به دست می‌آید. در شکل ۲۴ نتایج مربوط به سرعت جانبی برای حالت بدون کنترل و کنترل شده نشان داده شده‌اند. مطابق شکل، متغیر حالت ذکر شده در حالت کنترل شده، کاهش قابل توجهی را نسبت به حالت بدون کنترل نشان می‌دهد. همان طوری که از شکل ۲۵ مشخص است خودروی کنترل نشده از مسیر مطلوب منحرف می‌شود. برای حالت کنترل شده، سیستم ترمز فعال این امکان را فراهم می‌آورد تا با تعقیب متغیرهای حالت تحت کنترل، خودرو در مسیر مطلوب قرار بگیرد. در شکل ۲۶ ورودی کنترلی نشان داده شده است که از نظر فرم منحنی کاملاً مطلوب می‌باشد.

درحالی که برای حالت کنترل شده، با استفاده از کنترل بهینه، به صورت مناسبی مقدار مطلوب خود را در مقایسه با کنترلر فیدبک خطی تعقیب می نماید. همچنین برای سرعت جانبی خودرو در حالت کنترل شده، کاهش قابل توجهی هم در ماکزیمم مقدار جهش و هم در زمان نشست برای سیستم کنترل بهینه در مقایسه با سیستم کنترل فیدبک خطی مشاهده می شود.

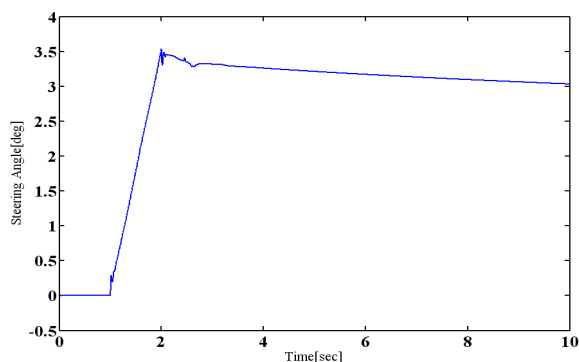
• برای مانور severe Fishhook خودروی کنترل نشده بشدت ناپایدار شده و از مسیر مطلوب خارج می شود. در این حالت سیستم کنترلی فرمان فعال بهینه، با تعقیب متغیرهای حالت تحت کنترل، با افزایش مانورپذیری موجب می شود خودرو در مسیر مطلوب قرار بگیرد. در این حالت برای سیستم کنترل فیدبک خطی، انحراف قابل توجهی در تعقیب سرعت زاویه ای چرخشی مطلوب و افزایش بسیار زیاد سرعت جانبی دیده می شود.

• استفاده از سیستم کنترل بهینه موجب کاهش تقریباً ۸۰ درصدی ماکزیمم مقدار سرعت جانبی نسبت به حالت کنترل نشده و ۶۰ درصدی نسبت به سیستم کنترل فیدبک خطی در مانور Fishhook می شود. لازم به ذکر است که میزان این کاهش در مانور Fishhook شدید باگذشت زمان روبه افزایش است.

• با استفاده از کنترلر بهینه کاهشی به میزان تقریباً ۹۶ درصد و ۵۵ درصدی در پیک اول و دوم زاویه فرمان کنترلی روی محور جلو در مانور Fishhook شدید اتفاق می افتد. همچنین علیرغم کاهش زمان نشست برای زاویه فرمان کنترلی روی محور عقب با استفاده از سیستم کنترل بهینه، کاهش قابل توجهی در ماکزیمم مقدار جهش در پیک اول و دوم در مقایسه با سیستم کنترل فیدبک خطی مشاهده می شود.

• با به کارگیری سیستم کنترل بهینه، عملکرد جانبی خودروی سه چرخ در مانورهای استاندارد، سرعت های مختلف و انواع شرایط جاده ای تقویت می گردد.

## ۷- فهرست علائم



شکل (۲۶): ورودی کنترلی.

## ۶- نتیجه گیری

در این مقاله بهبود مانورپذیری یک خودروی سه چرخ در حالت مانا و گذرا تحلیل شد. ابتدا یک مدل دینامیکی کامل خودروی سه چرخ ارائه گردید. سپس مدل دینامیکی غیرخطی با استفاده از نرم افزار کارسیم در یک مانور گذرا صحت گذاری شد. سپس برای بهبود مانورپذیری خودرو، یک سیستم کنترلی ترمز فعال طراحی شد. بدین منظور، یک مدل دینامیکی ساده شامل مهم ترین درجات آزادی مرتبط با دینامیک جانبی خودرو ارائه شد. همچنین روش کنترل مود لغزش برای طراحی سیستم کنترلی بکار گرفته شد. سپس عملکرد دینامیکی خودرو در حالت بدون کنترل و کنترل شده در شرایط مختلف بررسی شد. مهم ترین دستاوردهای این پژوهش عبارتند از:

- ارائه یک مدل دینامیکی کامل خودروی سه چرخ شامل درجات آزادی حرکات طولی، جانبی، عمودی، رول، پیچ و یاو مرکز جرم فربندی شده، سه درجه آزادی مربوط به حرکات عمودی و سه درجه آزادی برای حرکات دورانی جرم های فربندی نشده.
- صحت گذاری مدل دینامیکی خودروی سه چرخ با استفاده از نرم افزار کارسیم در مانور گذرا.
- ارائه یک مدل دینامیکی دو درجه آزادی شامل درجات آزادی سرعت زاویه ای چرخشی و سرعت جانبی برای طراحی سیستم کنترلی.
- مطابق تحلیل های انجام شده، خودروی کنترل نشده در مانور Fishhook پایدار است ولی سرعت زاویه ای چرخشی آن نسبت به مقدار مطلوب انحراف دارد.

Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics. 2021;235(1):106-21.

[3] Sharma RC, Sharma SK. Sensitivity analysis of three-wheel vehicle's suspension parameters influencing ride behavior. Noise & Vibration Worldwide. 2018;49(7-8):272-80.

[4] Liu P, Gu Y, Xu Z, Zhang J, Wei W, Wang Y. Research on steering-tilting characteristics of an active tilting three-wheeled vehicle. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2022:09544070221117023.

[5] Sharma R, Sharma S, Sharma S, Sharma N, Singh G. Analysis of bio-dynamic model of seated human subject and optimization of the passenger ride comfort for three-wheel vehicle using random search technique. Proc IMechE, Part K: Journal of Multibody Dynamics, 2021, 235(1), 106-121.

[6] Kidane S, Alexander L, Rajamani R, Starr P, Donath M. A fundamental investigation of tilt control systems for narrow commuter vehicles. Vehicle System Dynamics. 2008;46(4):295-322.

[7] Licea MAR. Robust lateral and longitudinal stability control for delta three-wheeled vehicles with suspension system. International Journal of Vehicle Design. 2021;87(1-4):49-72.

[8] Dandiwalla A, Chakraborty B, Chakravarty D, Sindha J. Vehicle dynamics and active rollover stability control of an electric narrow three-wheeled vehicle: a review and concern towards improvement. Vehicle System Dynamics. 2022:1-24.

[9] Ataei M, Khajepour A, Jeon S. Rollover stabilities of three-wheeled vehicles including road configuration effects. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2017;231(7):859-71.

[10] TharehalliMata G, Krishna H, Keshav M. Characterization of magneto-rheological fluid having elongated ferrous particles and its implementation in MR damper for three-wheeler passenger vehicle. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2022:09544070221078451.

[11] Edelmann J, Plöchl M, Lugner P. Modelling and analysis of the dynamics of a tilting three-

میرایی پیچشی سیستم تعلیق جلوی (عقب) واحد کشنده	$CS_{f(r)}$
فاصله مرکز جرم از سطح زمین	$h$
ممان اینرسی چرخ	$I_{wi}$
ممان اینرسی غلت حول محور طولی خودرو	$I_{xx}$
ممان اینرسی پیچ حول محور جانبی گذرنده از خودرو	$I_{yy}$
ممان اینرسی چرخشی حول محور عمودی خودرو	$I_{zz}$
سختی پیچشی سیستم تعلیق قسمت جلوی (عقب)	$KS_{f(r)}$
سختی پیچشی	$K_w$
فاصله میان مرکز جرم خودرو از محور جلو (عقب)	$L_f(L_r)$
جرم فنربندی شده	$M_s$
جرم کل	$M_t$
شعاع هر چرخ	$R_{wi}$
سرعت طولی	$v_x$
سرعت جانبی	$v_y$
سرعت عمودی	$v_z$
عرض محور جلو (محور عقب)	$T_{f(r)}$
سرعت زاویه‌ای چرخشی	$\dot{\psi}$
زاویه غلت	$\varphi$
زاویه پیچ	$\theta$
زاویه فرمان چرخ	$\delta_i$
زاویه لغزش چرخ	$\alpha$
لغزش طولی تایر	$\lambda_i$

## ۸- مراجع

[1] Navikas D, Pitrenas A. Determination and Evaluation of a Three-Wheeled Tilting Vehicle Prototype's Dynamic Characteristics. Applied Sciences. 2022;12(10):5121.

[2] Sharma RC, Sharma S, Sharma SK, Sharma N, Singh G. Analysis of bio-dynamic model of seated human subject and optimization of the passenger ride comfort for three-wheel vehicle using random search technique. Proceedings of the Institution of

- moment control based on direct Lyapunov method. *Vehicle System Dynamics*. 2010;48(10):1193-213.
- [22] Saeedi MA, Kazemi R, Azadi S. Improvement in the rollover stability of a liquid-carrying articulated vehicle via a new robust controller. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2017;231(3):322-46.
- [23] Nam K, Oh S, Fujimoto H, Hori Y. Robust yaw stability control for electric vehicles based on active front steering control through a steer-by-wire system. *International Journal of Automotive Technology*. 2012;13(7):1169-76.
- [24] Yang X, Wang Z, Peng W. Coordinated control of AFS and DYC for vehicle handling and stability based on optimal guaranteed cost theory. *Vehicle System Dynamics*. 2009;47(1):57-79.
- [25] Kim S, Kwak B, Chung S, Kim J. Development of an active front steering system. *International journal of automotive technology*. 2006;7(3):315-20.
- [26] Yoon J, Yi K, Kim D. Rollover index-based rollover mitigation control system. *International Journal of Automotive Technology*. 2006;7(7):821-6.
- [27] Talebitooti R, Shojaeefard M, Yarmohammadisatri S. Shape design optimization of cylindrical tank using b-spline curves. *Computers & Fluids*. 2015;109:100-12.
- [28] Shi K, Yuan X, Huang G, He Q. MPC-based compensation control system for the yaw stability of distributed drive electric vehicle. *International Journal of Systems Science*. 2018;49(8):1795-808.
- [29] Meng Q, Zhao T, Qian C, Sun Z-y, Ge P. Integrated stability control of AFS and DYC for electric vehicle based on non-smooth control. *International Journal of Systems Science*. 2018;49(7):1518-28.
- [30] Pacejka H. *Tire and vehicle dynamics*: Elsevier; 2005.
- [31] Manual CU. *Mechanical simulation corporation*. Ann Arbor, MI. 2002;48013.
- [32] Boada B, Boada M, Diaz V. Fuzzy-logic applied to yaw moment control for vehicle stability. *Vehicle System Dynamics*. 2005;43(10):753-70.
- [33] Inagaki S, Kushiro I, Yamamoto M. Analysis on vehicle stability in critical cornering using wheeled vehicle. *Multibody System Dynamics*. 2011;26(4):469-87.
- [12] Mourad L, Claveau F, Chevrel P. A Lateral Control Strategy for Narrow Tilting Commuter Vehicle Based on the Perceived Lateral Acceleration. *IFAC Proceedings Volumes*. 2011;44(1):6254-9.
- [13] Gawade T, Mukherjee S, Mohan D. Six-degree-of-freedom three-wheeled-vehicle model validation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2005;219(4):487-98.
- [14] Gangireddy D, Ravikanth G, Gawade T, Jeyamurugan V, Nagarjunreddy M, editors. *Simulation and experimental study to improve wobbling stability in 3-wheeler*. 15th Small engine technology conference, Penang, Malaysia; 2009.
- [15] Berote J, Darling J, Plummer A. Lateral dynamics simulations of a three-wheeled tilting vehicle. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2015;229(3):342-56.
- [16] Saeedi M, Kazemi R. *Stability of three-wheeled vehicles with and without control system*. 2013.
- [17] Saeedi MA. A novel nonlinear controller for enhancement of the transient dynamics performance of a three-wheeled vehicle during different conditions, *Proc IMechE, Part K: Journal of Multibody Dynamics*, 2021, 235(4): 568-585.
- [18] Chiou J-C, Lin C-Y, Chen C-L, Chien C-P, editors. *Tilting motion control in narrow tilting vehicle using double-loop PID controller*. 2009 7th Asian Control Conference; 2009: IEEE.
- [19] Zhang Y, Khajepour A, Xie X. Rollover prevention for sport utility vehicles using a pulsed active rear-steering strategy. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2016;230(9):1239-53.
- [20] Fridman L, Shtessel Y, Edwards C, Yan XG. Higher-order sliding-mode observer for state estimation and input reconstruction in nonlinear systems. *International Journal of Robust and Nonlinear Control: IFAC-Affiliated Journal*. 2008;18(4-5):399-412.
- [21] Ding N, Taheri S. An adaptive integrated algorithm for active front steering and direct yaw

$$t = Dt \cdot \cos \left( Ct \cdot \operatorname{atan} \left( (Bt \cdot \operatorname{Alpha}_{teq}) - \left( Et \cdot \left( (Bt \cdot \operatorname{Alpha}_{teq}) - \operatorname{atan} (Bt \cdot \operatorname{Alpha}_{teq}) \right) \right) \right) \right) \cdot u(6);$$

$$M_{prim_z} = -t \cdot F_{prim_y};$$

$$M_z = (M_{prim_z} + M_{zr} + (s \cdot F_x));$$

phase-plane method. Jsaee Review. 1995;2(16):216.

[34] Zanthén ATv, Erhardt R, Pfaff G. The vehicle dynamics control system of Bosch. Automatisierungstechnik. 1996;44(7):359-65.

### پایوست:

نیروهای عمودی تایر به صورت زیر محاسبه می شود [۱۷]:

$$m_{usi} \ddot{z}_{usi} = F_{z_{ti}} - F_{z_i}, \quad i = f, rl, rr \quad (35)$$

نیروهای عمودی وارد بر جرم فنربندی شده از طریق سیستم تعلیق بصورت زیر هستند:

$$F_{z_i} = k_{si}(z_{ui} - z_i) + c_{si}(\dot{z}_{ui} - \dot{z}_i), \quad i = f, rl, rr \quad (36)$$

نیروی عمودی تایر با در نظر گرفتن بار استاتیکی خودرو و انتقال بار دینامیکی بصورت زیر محاسبه می شود:

$$F_{ni} = F_{z_i} - F_{z_{ti}}, \quad i = f, rl, rr \quad (37)$$

$$F_{z_{ti}} = k_{ti}(z_{si} - z_{ui}) + c_{ti}(\dot{z}_{si} - \dot{z}_{ui}), \quad i = f, rl, rr \quad (38)$$

$$F_{z_f} = \frac{mgL_r}{2(L_f+L_r)} - \frac{m a_x h}{2(L_f+L_r)}$$

$$F_{z_{rr}} = \frac{mgL_f}{2(L_f+L_r)} + \frac{m a_x h}{2(L_f+L_r)} + \frac{m a_y h}{2T_r} \quad (39)$$

$$F_{z_{rl}} = \frac{mgL_f}{2(L_f+L_r)} + \frac{m a_x h}{2(L_f+L_r)} - \frac{m a_y h}{2T_r}$$

نیروهای طولی و جانبی تایر:

$$F_x = F_{x0} \cdot \cos((R_{cx1} \cdot \operatorname{atan}(B_{x0} \cdot \operatorname{alfa}) - (R_{ex1} + R_{ex2} \cdot dfz) \cdot (B_{x0} \cdot \operatorname{alfa} - \operatorname{atan}(B_{x0} \cdot \operatorname{alfa}))) / (\cos((R_{cx1} \cdot \operatorname{atan}(B_{x0} \cdot \operatorname{Rhx1}) - (R_{ex1} + R_{ex2} \cdot dfz) \cdot (B_{x0} \cdot \operatorname{Rhx1} - \operatorname{atan}(B_{x0} \cdot \operatorname{Rhx1}))))))$$

$$F_y = F_{y0} \cdot \cos((R_{cy1} \cdot \operatorname{atan}(f_u \cdot S) - (R_{ey1} + R_{ey2} \cdot dfz) \cdot (f_u \cdot S - \operatorname{atan}(f_u \cdot S))) / (\cos((R_{cy1} \cdot \operatorname{atan}(f_u \cdot (R_{hy1} + R_{hy2} \cdot dfz)) - (R_{ey1} + R_{ey2} \cdot dfz) - \operatorname{atan}(f_u \cdot (R_{hy1} + R_{hy2} \cdot dfz)))))) \quad (40)$$

$$M_{zr} = D_r \cdot \cos(C_r \cdot \operatorname{atan}(B_r \cdot \operatorname{Alpha}_{req}));$$

$$F_{prim_y} = F_y - S V_{yk};$$





## Using the Lateral Tire Force to Maneuverability Increment of a Three-wheeled Vehicle During Critical Conditions

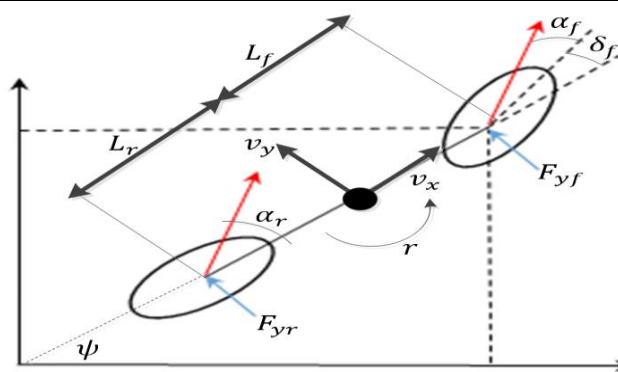
Mohammad Amin Saeedi<sup>ID</sup>

Assistant Professor, Faculty of Mechanical Engineering, Shahid Rajaee Teacher Training University, Tehran, Iran.

### HIGHLIGHTS

- A nonlinear twelve-degrees-of-freedom dynamic model to simulate the lateral dynamics of the three-wheeled vehicle has been developed.
- The control system improves handling of the vehicle by tracking the desired yaw rate at different conditions.

### GRAPHICAL ABSTRACT



### ARTICLE INFO

Article history:

Article Type: Research paper

Received: 17 August 2022

Received in revised form: 3 September 2022

Accepted: 27 September 2022

Available online: 18 October 2022

\*Correspondence:

amin\_saeedi@sru.ac.ir

*How to cite this article:*

M.A. Saeedi. Using the lateral tire force to maneuverability increment of a three-wheeled vehicle during critical conditions. Journal of Aerospace Mechanics. 2022; 18(4):163-179.

*Keywords:*

Dynamic Performance

Handling

Instability

Tracking Error

### ABSTRACT

In this paper, yaw stability increment of a three-wheeled vehicle has been considered using a new control system. Therefore, a nonlinear dynamic model with twelve-degrees-of-freedom to simulate lateral dynamics of the three-wheeled vehicle has been developed and dynamic model validation is done by means of CarSim software during a standard maneuver. The degrees of freedom are the longitudinal, lateral and vertical velocity and the roll, pitch and yaw angle of the sprung mass, three degrees of freedom for the vertical displacement and three degrees of freedom for rotational movement of the unsprung masses. Moreover, to improve handling and lateral stability increment, an active steering control system based on the lateral tire forces has been designed. In the control system, the yaw rate and the lateral velocity of the dynamic model are studied as control states in which must track their desired values. Then, to avoid yaw instability during severe maneuvers, linear quadratic control system (LQR) has been used. Furthermore, to evaluate the performance of the developed control system, an active steering control system has been proposed employing linearization feedback control method. Then, the performance of the dynamic model has been evaluated during without control and controlled conditions. The simulation results show that the LQR control system improves maneuverability and lateral stability during critical maneuver by elimination the error between the yaw rate and its desired value and the lateral velocity restriction.



