



Motion Trajectory Control and Robust Control Based on Nonlinear Bicycle Model to Stabilization for In-wheel Motor Electric Vehicle in Emergency Scenario

Mohammad Amin Ghomashi¹, Reza Kazemi^{2*}

¹ Ph.D. Student, Faculty of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University, Tehran, Iran

² Professor, Faculty of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University, Tehran, Iran

HIGHLIGHTS

- Stability control for in-wheel motor electric vehicle
- Robust control based on nonlinear bicycle model
- Motion trajectory control for in-wheel electric vehicle

ARTICLE INFO

Article history:

Article Type: Research paper

Received: 21 September 2023

Received in revised form: 14 October 2023

Accepted: 21 November 2023

Available online: 21 November 2023

*Correspondence: kazemi@kntu.ac.ir

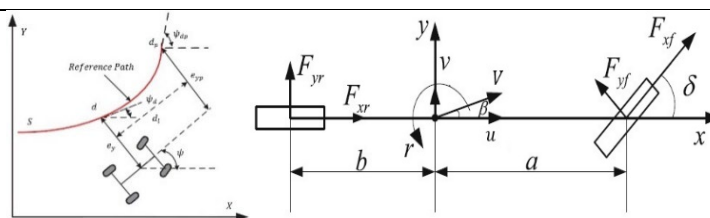
How to cite this article:

M.A. Ghomashi, R. Kazemi. Motion trajectory control and robust control based on nonlinear bicycle model to stabilization for in-wheel motor electric vehicle in emergency scenario. Journal of Aerospace Mechanics. 2024; 20(1):107-122.

Keywords:

Emergency Condition
In-wheel Motor
Sliding Mode
Sliding Surface
Observer

GRAPHICAL ABSTRACT



ABSTRACT

During the vehicle motion trajectory tracking process, there are uncertainty considerations in vehicle modeling, including parameter changes, modeling error, and external disturbance that have a significant effect on the tracking performance. Therefore, in this research, a control strategy for motion trajectory tracking of the in-wheel motor electric vehicle, which has a high capability, is proposed. At first, a dynamic model with two degrees of freedom is used to create a trajectory tracking error model, and then it becomes the problem of tracking yaw. Therefore, the amount of the steering angle as the input of the controller is obtained by controlling yaw tracking. In order to estimate and compensate the uncertainties related to the system, in this research, the design the nonlinear mode observer is applied. And also, the controller algorithm is designed to detect yaw tracking. In the next step, in order to stabilize the in-wheel electric vehicle, a sliding mode control algorithm is designed to achieve the desired yaw torque. Then, by designing the optimal torque distributor, the optimal force of the tires is allocated. Finally, simulation is done using Simulink Matlab/Carsim software. The results of the performed simulations show the performance and high capabilities of the proposed control algorithm in emergency situations and despite external disturbances.

This is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license.



کنترل مسیر حرکت و کنترل مقاوم بر اساس مدل دوچرخه غیرخطی جهت پایدارسازی خودرو الکتریکی موتور در چرخ در سناریو اضطراری

محمدامین قماش^۱، رضا کاظمی^{۲*}

^۱ دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه‌نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

^۲ استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه‌نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

برجسته‌ها

- کنترل پایداری خودرو الکتریکی موتور در چرخ
- کنترل مقاوم بر اساس مدل غیرخطی دوچرخه
- کنترل مسیر حرکت خودرو الکتریکی موتور در چرخ

مشخصات مقاله

تاریخچه مقاله:

نوع مقاله: علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۲/۰۶/۳۰

بازنگری: ۱۴۰۲/۰۷/۲۲

پذیرش: ۱۴۰۲/۰۸/۳۰

ارائه برخط: ۱۴۰۲/۰۸/۳۰

*نویسنده مسئول:

kazemi@kntu.ac.ir

کلیدواژه‌ها:

شرایط اضطراری

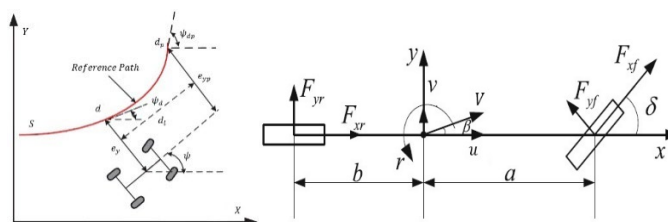
موتور در چرخ

مود لغزان

سطح لغزش

مشاهده‌گر

چکیده گرافیکی



چکیده

در طول فرآیند ردیابی مسیر حرکت خودرو، ملاحظات عدم قطعیت در مدل‌سازی خودرو شامل تغییرات پارامتر، خطای مدل‌سازی، اغتشاش خارجی که بر روی عملکرد ردیابی مسیر حرکت تأثیر بسزایی دارد، موجود می‌باشد؛ بنابراین، در این پژوهش، یک استراتژی کنترل ردیابی مسیر حرکت خودرو الکتریکی موتور در چرخ که دارای قابلیت بالایی می‌باشد، پیشنهاد می‌گردد. در ابتدا، نسبت به استفاده از یک مدل دینامیکی با دو درجه آزادی جهت ایجاد مدل خطا ردیابی مسیر حرکت و سپس تبدیل به مسئله ردیابی زاویه چرخشی خودرو حول محور یا اقدام می‌گردد؛ بنابراین، میزان زاویه فرمان به‌عنوان ورودی کنترلر، با کنترل ردیابی زاویه چرخشی خودرو حول محور یا حاصل می‌گردد. جهت تخمین و جبران عدم قطعیت‌های مرتبط با سیستم، در این پژوهش نسبت به طراحی مشاهده‌گر حالت غیرخطی اقدام می‌گردد. همچنین الگوریتم کنترلر جهت تشخیص ردیابی زاویه چرخشی خودرو حول محور یا مورد طراحی واقع می‌گردد. در مرحله بعد، جهت پایدارسازی خودرو، نسبت به طراحی یک الگوریتم کنترلر مود لغزان جهت دستیابی به گشتاور زاویه چرخشی مطلوب خودرو حول محور یا اقدام می‌گردد. سپس با طراحی توزیع‌کننده گشتاور بهینه، نیروی بهینه تاپرها تخصیص داده می‌شود. در نهایت، با استفاده از نرم‌افزارهای سیمولینک متلب/کارسیم نسبت به شبیه‌سازی اقدام می‌گردد. نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌های انجام‌شده، کارایی و قابلیت‌های بالا الگوریتم کنترل پیشنهادی را در شرایط اضطراری و باوجود اغتشاش‌های خارجی به نمایش می‌گذارد.

۱- مقدمه

در سال‌های اخیر پیشرفت‌های چشمگیری در طراحی و تولید خودروها اتفاق افتاد که این پیشرفت‌ها در زندگی عادی مردم تغییرات محسوس را ایجاد می‌نماید. با توجه به این تحولات، حمل‌ونقل راحت‌تر شده است و سبب ارتقاء توسعه اقتصادی شده است. با این حال در کنار توسعه صنعت خودرو، باید به عوارض جانبی توسعه این صنعت هم به‌طور نمونه مسائل زیست‌محیطی، مسئله انرژی و سوخت، تراکم ترافیک و ایمنی اشاره نمود؛ بنابراین، در بسیاری از کشورهای پیشرفته نسبت به توسعه خودروهای جدید اقدام شده است. منظور از خودروهای جدید، خودروهای الکتریکی می‌باشد که نسبت به خودروهای احتراق داخلی دارای مزایایی به‌طور مثال، آلودگی به‌شدت پایین‌تر، سیستم کنترلی مطلوب‌تر و سهل‌تر، مصرف انرژی پایین‌تر و غیره می‌باشد. با توجه به طرح‌های مختلف سیستم انتقال قدرت در خودروهای الکتریکی، این خودروها دارای پیکربندی‌های مختلفی می‌باشد و به دو نوع، نوع اول، خودرو الکتریکی با سیستم رانش متمرکز و نوع دوم، خودرو الکتریکی با سیستم رانش توزیع‌شده تقسیم‌بندی شده است [۱]. نوع اول مبتنی بر توسعه سنتی بوده و از لحاظ پیکربندی مشابه خودروهای احتراق داخلی می‌باشد. تفاوت ساختاری و اصلی مابین نوع اول و خودرو با موتور احتراق داخلی در استفاده از یک موتور الکتریکی به‌جای یک موتور احتراق داخلی به‌عنوان منبع انرژی می‌باشد [۲]. خودروهای الکتریکی با سیستم رانش توزیع‌شده به دودسته اصلی به ترتیب دسته اول، خودروهای الکتریکی با موتور درون چرخ و دسته دوم، خودروهای الکتریکی با موتور در نزدیک چرخ تقسیم‌بندی می‌گردد [۳]. خودروهای الکتریکی موتور در چرخ به دلیل ساده بودن ساختار و امکان کنترل آسان آن‌ها، جهت توسعه و کاربرد آن‌ها در سیستم کنترل رانندگی خودروان مناسب می‌باشد [۴]. از میان پیکربندی‌های خودروهای الکتریکی، پیکربندی خودرو با چهار موتور الکتریکی موتور درون چرخ به دلیل مزایایی به‌طور مثال قابلیت بالای مانور پذیری و انعطاف‌پذیری توجه پژوهشگران و صنعتگران را به خود جلب نموده است. طراحی و ردیابی مسیر حرکت خودرو

یکی از مهم‌ترین زمینه‌های تحقیقاتی در خودروهای خودروان می‌باشد [۵ و ۶]. در این مبحث، ردیابی مسیر مرجع با حداقل خطای جانبی و جهت‌گیری، ویژگی اصلی مربوط به پیمایش مسیر می‌باشد. حین فرآیند ردیابی مسیر حرکت، بایستی هم کنترل طولی و هم کنترل عرضی لحاظ گردد. جهت سهولت، سرعت طولی خودرو ثابت فرض می‌گردد و ردیابی مسیر با کنترل جانبی خودرو طی مسیر می‌نماید [۷ و ۸]. سه روش مختلف جهت پیاده‌سازی ردیابی مسیر موجود می‌باشد. روش اول، روش ردیابی مسیر مبتنی بر هندسه، روش دوم، روش ردیابی مسیر مبتنی بر سینماتیک، روش سوم، روش ردیابی مسیر مبتنی بر مدل دینامیکی می‌باشد [۹ و ۱۰]. با توجه به اینکه در دو روش اول، دقت ردیابی پائین می‌باشد و همچنین وجود دشواری در هماهنگی و سازگاری با شرایط پیچیده رانندگی، سبب شده است که این دو روش کمتر مورد توجه پژوهشگران قرار گیرد. در حالی که روش سوم به‌طور گسترده‌ای مورد توجه پژوهشگران و صنعتگران قرار گرفته است [۱۱]. بسیاری از الگوریتم‌های کنترلی برای روش سوم پیشنهاد شده است، به‌طور نمونه، کنترل تناسبی انتگرال‌گیر مشتق‌گیر [۱۲]، کنترل فازی [۱۳]، تنظیم‌کننده درجه دوم خطی [۱۴]، کنترل مود لغزان [۱۵]، کنترل مبتنی بر پیش‌بینی مدل [۱۶]. در پژوهشی، یک الگوریتم کنترل تناسبی انتگرال‌گیر مشتق‌گیر جهت ردیابی مسیر یک خودرو خودروان طراحی و توسعه داده شده است [۱۷]. در پژوهش دیگری، از ترکیب کنترل فازی با الگوریتم کنترل تناسبی انتگرال‌گیر مشتق‌گیر جهت بهبود ردیابی مسیر حرکت خودرو استفاده شده است [۱۸]. در یک پژوهش، نسبت به طراحی مسیر حرکت مبتنی بر تنظیم‌کننده درجه دوم جهت بهینه نمودن ورودی سیستم فرمان جلو فعال اقدام شده است [۱۹]. در پژوهشی، ساختار ردیابی مسیر حرکت مبتنی بر پیش‌بینی مدل که کنترل سینماتیک و دینامیک را به‌طور هم‌زمان لحاظ و عملکرد قابل قبولی را در هماهنگی مابین عملکرد سیستم و هزینه محاسباتی ایجاد شده، طراحی شده است [۲۰]. در پژوهش‌هایی، به‌جای ردیابی مسیر، نسبت به ردیابی زاویه چرخشی خودرو حول محور یابو [۲۱] و ردیابی سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یابو [۲۲] اقدام شده است.

شامل کنترلرهای کمتر و ساختار ساده‌تری می‌باشد. در مقابل، کنترلر طراحی شده در ساختار توزیع شده عملکرد مشخص‌تری دارد. باین‌حال، ذکر این نکته قابل ذکر می‌باشد که پارامترهای کنترلی ساختار متمرکز به راحتی قابل تنظیم نمی‌باشد. باین‌حال، به دلیل وجود اغتشاشات، ایجاد یک مدل دقیق برای خودرو الکتریکی موتور در چرخ پیچیده و دشوار می‌باشد. همچنین مقاومت و استحکام الگوریتم مورد بحث را نمی‌توان تضمین نمود. در تحقیقاتی، برخی از محققان نسبت به ارائه و پیشنهاد استراتژی کنترل به همراه مشاهده گر حالت اقدام شده است [۳۴]. قابل ذکر می‌باشد که در خصوص نوآوری این پژوهش، نسبت به ارائه و توسعه یک استراتژی کنترل ردیابی مسیر مبتنی بر دو الگوریتم کنترل مجزا و جداگانه، اقدام می‌گردد. یک الگوریتم کنترلی جهت کنترل زاویه فرمان، یک الگوریتم کنترلی دیگر جهت کنترل گشتاور چرخشی خودرو حول محور یاو اختصاص می‌یابد. یک ردیابی مسیر دقیق با پیاده‌سازی یک الگوریتم کنترلی حاصل می‌گردد و سیستم در مقابل عدم قطعیت‌ها با استفاده از کنترلر دیگر مقاوم می‌گردد. با انجام فرآیند توزیع گشتاور بهینه توسط الگوریتم کنترلی دیگر نسبت به پایدارسازی خودرو الکتریکی موتور در چرخ اقدام می‌گردد.

چیدمان بخش‌های مختلف این پژوهش به شرح زیر می‌باشد که در ادامه مدل دینامیکی خودرو به تفصیل در بخش دوم ارائه شده‌اند. در بخش سوم جزئیات طراحی مسیر حرکت بیان گردیده است. بخش چهارم به معرفی و بیان جزئیات طراحی الگوریتم کنترلر اختصاص یافته است. بخش پنجم به بیان نتایج حاصل از شبیه‌سازی و بررسی عملکرد الگوریتم کنترلر و طراحی مسیر حرکت پیشنهادی اختصاص یافته است. در ادامه نیز نتیجه‌گیری ارائه گردیده است.

۲- مدل سازی دینامیکی

مدل دینامیکی استفاده شده در این پژوهش همان مدل دوچرخه می‌باشد [۳۵]. مدل دوچرخه خودرو در شکل (۱) نشان داده شده است. این مدل شامل دو درجه آزادی ψ و γ که به ترتیب بیانگر موقعیت عرضی و زاویه سمتی خودرو می‌باشد. در این پژوهش فرضیات زیر لحاظ می‌گردد:

در سال‌های اخیر پیاده‌سازی روش تنظیم‌کننده خطی درجه دوم [۲۳]، روش کنترل مبتنی بر پیش‌بینی مدل [۲۴] و [۲۵] و روش کنترل مود لغزشی [۲۶] در خودرو الکتریکی موتور در چرخ بسیار پر کاربرد بوده است. با تجزیه، تحلیل و مشاهده نتایج تحقیقات قبلی، می‌توان به این نتیجه دست یافت که در طول فرآیند ردیابی مسیر، پایداری خودرو دارای اهمیت بسیار بوده و در مقایسه با دقت فرآیند ردیابی مسیر بسیار با اهمیت می‌باشد. در پژوهشی، یک روش توزیع گشتاور مبتنی بر داده‌های نیروی تایلر که در خودروهای الکتریکی موتور در چرخ سبب افزایش پایداری می‌گردد، پیشنهاد شده است [۲۷]. در یک پژوهش، با ایجاد هماهنگی و ترکیب دو سطح لغزش، نسبت به بهبود پایداری در طول فرآیند ردیابی مسیر اقدام شده است [۲۸]. در پژوهشی دیگر، نسبت به در تضاد بودن ردیابی مسیر با پایداری دینامیک خودرو در شرایط رانندگی بسیار شدید اشاره شده است و نسبت به ارائه یک سازوکار هماهنگ جهت حل مشکل تضاد اقدام شده است. علاوه بر این، به عنوان یک تکنیک جهت بهبود استحکام و مقاوم بودن مورد استفاده واقع می‌گردد [۲۹]. در بین همه استراتژی‌های کنترلی، دو نوع الگوریتم بیشتر مورد استفاده واقع می‌گردد. الگوریتم نوع اول، با چارچوب متمرکز شده می‌باشد [۳۰ و ۳۱] و الگوریتم نوع دوم، با چارچوب توزیع شده می‌باشد [۳۲ و ۳۳]. در الگوریتم نوع اول با ساختار متمرکز شده، یک سیستم با دو کنترلر، کنترلرهای سطح پائین و سطح بالا پیشنهاد شده است. به منظور محاسبه و تعیین زاویه فرمان و گشتاور چرخشی خودرو حول محور یاو، کنترلر سطح بالا جهت محاسبه میزان زاویه فرمان و میزان گشتاور چرخشی حول محور یاو مورد استفاده واقع می‌گردد. سپس به هر تایلر توسط کنترلر سطح پائین یک نیرو اختصاص داده می‌شود. در حالی که در الگوریتم نوع دوم با ساختار توزیع شده و مجزا به دو کنترلر مجزا و جداگانه جهت تولید و ایجاد زاویه فرمان مطلوب و گشتاور چرخشی مطلوب نیاز می‌باشد. در این الگوریتم کنترلر فرمان به ردیابی مسیر حرکت خودرو می‌پردازد و کنترلر گشتاور چرخشی نسبت به تضمین پایداری خودرو اقدام می‌نماید. با مقایسه دو نوع الگوریتم کنترلی، می‌توان به این نتیجه رسید که ساختار متمرکز

$$F_{y_r} = 2C_r \alpha_r \quad (۴)$$

که سفتی گوشه تایرهای عقب و جلو خودرو به ترتیب با نمادهای C_r و C_f نشان داده می‌شود. α_r و α_f به ترتیب بیانگر زاویه لغزش تایرهای عقب و جلو خودرو می‌باشد. زاویه لغزش تایرهای جلو و عقب را می‌توان در روابط (۵) و (۶) تعریف نمود [۲۷].

$$\alpha_f = \delta - ((v + a\dot{\psi})/u) \quad (۵)$$

$$\alpha_r = -(v - b\dot{\psi})/u \quad (۶)$$

با لحاظ $D(t)$ جهت محاسبه اغتشاش و ترکیب روابط (۱) الی (۶)، رابطه (۷) حاصل می‌گردد.

$$\ddot{\psi} = \frac{2aC_f}{I_z} \left(-\beta - \frac{a\dot{\psi}}{u} \right) - 2bC_r \left(\frac{b\dot{\psi}}{u} - \beta \right) + \frac{aC_f}{I_z} \delta + D(t) \quad (۷)$$

که $D(t)$ معرف اغتشاش می‌باشد که شامل اغتشاش خارجی و اغتشاش داخلی می‌باشد.

$$\ddot{\psi} = g(\dot{\psi}) + bu \quad (۸)$$

که $u = \delta$ $b = \left(\frac{aC_f}{I_z} \right)$ و $g(\dot{\psi})$ در رابطه (۹) تعریف می‌گردد.

$$g(\dot{\psi}) = -\frac{2aC_f}{I_z} \left(\beta + \frac{a}{u} \dot{\psi} \right) + 2bC_r \left(\beta - \frac{b\dot{\psi}}{u} \right) + D(t) \quad (۹)$$

جدول (۱): پارامترهای خودرو.

نماد پارامتر	واحد	مقدار
m	kg	۱۴۱۱
I_w	kgm ²	۲/۶
t_w	m	۱/۴۸
a	m	۱/۵۶
b	m	۱/۰۴
h	m	۰/۵۴
I_z	kgm ²	۲۰۳۱/۴

جهت حفظ پایداری خودرو، گشتاور چرخشی بایستی مورد تحلیل و محاسبه واقع گردد که در رابطه (۱۰) قابل توصیف می‌باشد که در آن t_w فاصله چرخ‌های راست و چپ خودرو می‌باشد.

(۱) از تأثیر سیستم فرمان چشم‌پوشی می‌گردد و زوایای فرمان راست و چپ خودرو برابر فرض می‌گردد.

(۲) خودرو دارای زاویه فرمان کوچک می‌باشد.

(۳) سرعت طولی خودرو ثابت فرض می‌گردد.

(۴) از اثرات انتقال بار چشم‌پوشی می‌گردد.

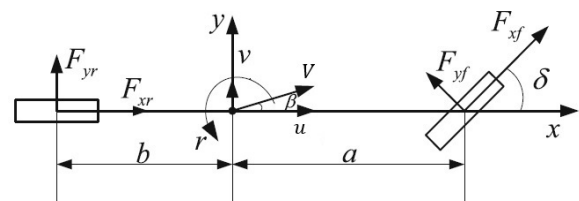
(۵) خودرو تنها از طریق چرخ‌های جلو فرمان‌پذیر می‌باشد.

سرعت مرکز جرم خودرو برابر V بوده که با تجزیه آن در دستگاه مختصات، دو مؤلفه u و v (سرعت طولی و عرضی) حاصل می‌گردد. زاویه فرمان و زاویه لغزش جانبی خودرو به ترتیب با نمادهای δ و β نمایش داده می‌شود. نیروهای تایلر نیز برحسب مختصات تایلر بیان می‌گردد. در واقع نیرویی که در راستای تایلر می‌باشد با زیرنویس x و نیرویی که عمود بر تایلر می‌باشد با زیرنویس y مشخص می‌شود. فاصله مرکز جرم خودرو تا محورهای عقب و جلو نیز به ترتیب با a و b معرفی شده‌اند. همچنین جرم خودرو با m و ممان اینرسی آن نیز با نماد I_z معرفی می‌گردد. با توجه به شکل ۱ و به‌کارگیری قانون دوم نیوتن، معادلات حرکت خودرو را می‌توان با روابط (۱) و (۲) توصیف نمود [۲۷].

$$m(\dot{v} + u\dot{\psi}) = F_{y_f} \cos \delta + F_{x_f} \sin \delta + F_{y_r} \quad (۱)$$

$$I_z \dot{\psi} = aF_{x_f} \sin \delta + aF_{y_f} \cos \delta - bF_{y_r} \quad (۲)$$

در معادلات حرکت، r و f به ترتیب معرف تایرهای عقب و جلو خودرو می‌باشد. با توجه به اینکه زاویه فرمان خودرو کوچک فرض می‌گردد، لذا $\cos \delta \cong 1$ می‌باشد. پارامترهای خودرو در جدول ۱ قابل مشاهده می‌باشد.



شکل (۱): مدل دوچرخه خودرو.

رابطه مابین نیروهای عرضی تایلر با زاویه لغزش تایلر را می‌توان با روابط (۳) و (۴) توصیف نمود [۲۹].

$$F_{y_f} = 2C_f \alpha_f \quad (۳)$$

$$d_l = \begin{cases} d_{l_{min}} & u < u_{min} \\ u\Delta t & u_{min} \leq u \leq u_{max} \\ d_{l_{max}} & u > u_{max} \end{cases} \quad (15)$$

که حداکثر و حداقل میزان فاصله به ترتیب با نمادهای $d_{l_{min}}$ و $d_{l_{max}}$ نمایش داده می‌شود. Δt معرف زمان می‌باشد. حداقل و حداکثر سرعت طولی خودرو به ترتیب با نمادهای u_{min} و u_{max} نشان داده می‌شود. همچنین انحراف طولی x_p و خروج از مرکز جانبی y_p هم با رابطه (۱۶) مورد تعریف واقع می‌گردد.

$$\begin{cases} x_p = (\cos \psi)(X_p - X) + (\sin \psi)(Y_p - Y) \\ y_p = (-\sin \psi)(X_p - X) + (\cos \psi)(Y_p - Y) \end{cases} \quad (16)$$

با ترکیب روابط (۱) الی (۷) با رابطه (۹)، مدل دینامیک خطا را می‌توان در رابطه (۱۷) تعریف نمود.

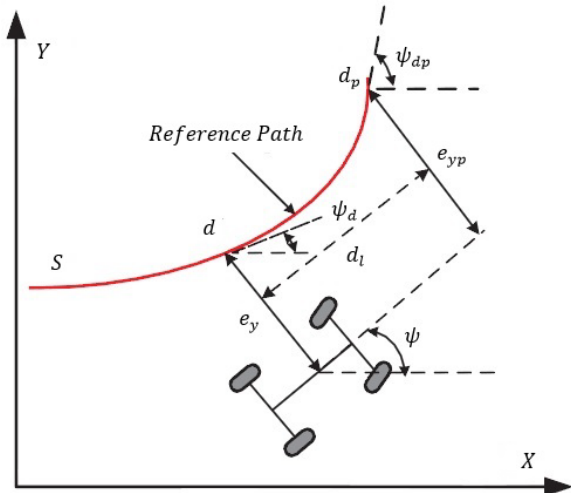
$$\dot{e} = ae + b_1\delta + b_2\dot{\psi}_{dp} + L \quad (17)$$

که

$$b_1 = [0 \quad (2C_f/m) \quad 0 \quad (2C_f a/I_z)]^T$$

$$b_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ ((2C_r b - 2C_f a)/mu) - u \\ 0 \\ ((-2C_r b^2 - 2C_f a^2)/I_z u) \end{bmatrix}$$

و L معرف عدم قطعیت‌ها می‌باشد که شامل اختلال‌های پارامترها، دینامیک مدل نشده و اغتشاش خارجی می‌باشد.



شکل (۲): مدل دینامیکی مسیر حرکت.

۴- طراحی الگوریتم کنترل

در این پژوهش نسبت به طراحی یک استراتژی کنترل مبتنی بر کنترلر پایداری چرخشی و کنترلر ردیابی زاویه

$$\begin{aligned} \Delta M = t_w & (F_{x_{fr}} - F_{x_{fl}}) \cos \delta \\ & + a (F_{x_{fr}} + F_{x_{fl}}) \sin \delta \\ & + t_w (F_{x_{rr}} - F_{x_{rl}}) \end{aligned} \quad (10)$$

۳- مدل ردیابی مسیر حرکت

در شکل ۲ مدل دینامیکی مسیر حرکت را می‌توان مشاهده نمود. با توجه به شکل، خط قرمز، نشان‌دهنده مسیر مرجع می‌باشد. e_y بیانگر خطای موقعیت عرضی می‌باشد که نشان‌دهنده فاصله از مرکز جرم خودرو تا مسیر مرجع می‌باشد. زاویه سمتی خودرو با ψ نمایش داده می‌شود و ψ_d معرف زاویه سمتی مسیر مرجع خودرو می‌باشد که خطای ردیابی به‌طور کلی مطابق با رابطه (۱۱) تعریف می‌گردد.

$$e_\psi = \psi - \psi_d \quad (11)$$

در حالیکه در این پژوهش به دلیل اینکه خودرو با سرعت بالا در حال حرکت می‌باشد، مسئله لغزش جانبی خودرو نیز مطرح می‌گردد و خطای زاویه سمتی به شرح رابطه (۱۲) توصیف می‌گردد.

$$e_\psi = \psi - \psi_d + \beta \quad (12)$$

با توجه به مدل دینامیکی ردیابی مسیر حرکت، می‌توان رابطه (۱۳) را بیان نمود.

$$\begin{cases} \dot{e}_\psi = \dot{\psi} - \dot{\psi}_d = r - \dot{\varphi} u \\ \dot{e}_y = u \sin \psi + v \cos \psi \end{cases} \quad (13)$$

که r و φ به ترتیب بیانگر سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یابو و انحنای مسیر مرجع می‌باشد. جهت دستیابی به کنترل پایدارتر، می‌توان رابطه (۱۳) را بازنویسی نمود.

$$\begin{cases} \dot{e}_{ypp} = u \sin(e_{\psi pp}) + v \cos(e_{\psi pp}) + r d_l \\ \dot{e}_{\psi pp} = \dot{\psi} - \dot{\psi}_{dp} \end{cases} \quad (14)$$

انتخاب فاصله پیش‌دید d_l در ردیابی بسیار مهم می‌باشد. با توجه به اینکه خودرو دارای سرعت قابل توجهی می‌باشد، لذا بر این فاصله تاثیرگذار می‌باشد. جهت اطمینان از رانندگی ایمن، افزایش فاصله پیش‌دید d_l با افزایش سرعت خودرو، امری ضروری می‌باشد. در مقابل با کاهش سرعت خودرو، فاصله پیش‌دید قابل کاهش می‌باشد. با اینحال، فاصله d_l بایستی کمتر از حداکثر فاصله باشد که می‌توان با رابطه (۱۵) توصیف نمود.

می‌باشد. در حین فرآیند طراحی مشاهده‌گر غیرخطی، اغتشاش سیستم به یک متغیر حالت جدید که قادر به تخمین و جبران مقادیر ورودی و خروجی سیستم می‌باشد. تبدیل می‌گردد. فرآیند طراحی در رابطه (۱۸) قابل توصیف می‌باشد.

$$\begin{cases} \dot{e}_1 = P_1 - y \\ \dot{P}_1 = P_2 - Q_1 e_1 \\ \dot{P}_2 = P_3 - Q_2 \text{fal}(e_1, 1/2, \xi) + bu \\ \dot{P}_3 = -Q_3 \text{fal}(e_1, 1/4, \xi) \end{cases} \quad (18)$$

که P_1 مقدار مشاهده‌شده سیستم می‌باشد. یعنی مقدار مشاهده‌شده زاویه چرخشی خودرو حول محور یاء، P_2 مقدار مشاهده‌شده سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یاء و P_3 مقدار مشاهده‌شده اغتشاش کل سیستم می‌باشد. Q_1 ، Q_2 ، Q_3 و ξ مؤلفه‌های قابل تنظیم می‌باشند. تابع غیرخطی fal در رابطه (۱۹) تعریف می‌گردد.

$$\text{fal}(x, c, \xi) = \begin{cases} x(\xi^{c-1}) & |x| \leq \xi \\ \text{sign}(x)|x|^c & |x| > \xi \end{cases} \quad (19)$$

که sign تابع علامت می‌باشد. زاویه چرخشی مطلوب خودرو حول محور یاء در رابطه (۲۰) قابل تعریف می‌باشد [۲۹].

$$\psi_d = -b_0 \tanh(b_1 e_y) - \beta + \psi \quad (20)$$

b_0 و b_1 پارامترهای قابل تنظیم می‌باشد. b_0 در محدوده $0 < b_0 < \pi$ جهت محدود نمودن حداکثر میزان زاویه سمتی مورد استفاده واقع می‌گردد.

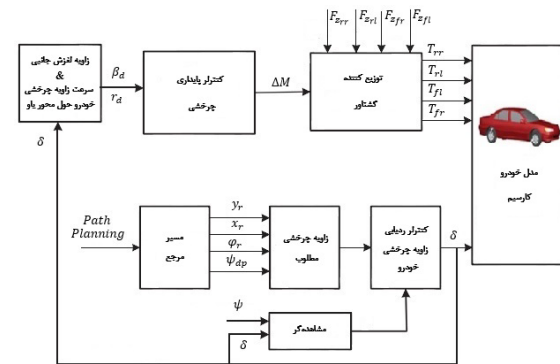
۴-۲- الگوریتم کنترل مود لغزشی

برای ردیابی زاویه چرخشی خودرو حول محور یاء، یک الگوریتم کنترل فیدبک خطا مورد طراحی واقع می‌گردد. که در این پژوهش از کنترل مود لغزشی استفاده می‌گردد. در ابتدا سطح لغزش که در رابطه (۲۱) قابل توصیف می‌باشد، پیاده‌سازی می‌گردد.

$$S = e_\psi + \phi |\dot{e}_\psi|^{q_1 q_2^{-1}} \text{sign}(e_\psi) \quad (21)$$

که $\phi > 0$ ، q_1 و q_2 اعداد فرد مثبت می‌باشند و $q_1 q_2^{-1}$ در محدوده $1 < q_1 q_2^{-1} < 2$ برقرار می‌باشد. با انجام فرایند مشتق‌گیری نسبت به زمان از سطح لغزش (رابطه (۲۱))، رابطه (۲۲) به‌عنوان مشتق سطح لغزش حاصل می‌گردد.

چرخشی خودرو حول محور یاء که قادر به مقابله با عدم قطعیت‌ها بوده و همچنین سبب حفظ پایداری خودرو در خلال ردیابی مسیر حرکت بوده، اقدام می‌گردد. ساختار استراتژی کنترل پیشنهادی در شکل ۳ قابل مشاهده می‌باشد. در بخش طراحی مسیر حرکت نسبت به تولید مسیر مرجع جهت ایجاد زاویه لغزش چرخشی خودرو با استفاده از اطلاعات جاده اقدام می‌گردد. کنترل ردیابی زاویه چرخشی خودرو حول محور یاء که کنترل فیدبک خطا می‌باشد. با استفاده از کنترل مود لغزشی جهت بهبود، تقویت استحکام و مقاومت سیستم مورد طراحی واقع می‌گردد. سپس، زاویه فرمان به عملگر فرمان اعمال شده و به‌منظور ایجاد گشتاور چرخشی، کنترلر پایداری چرخشی بر اساس تکنیک کنترل مود لغزشی توسعه داده می‌شود. و در نهایت گشتاورهای توزیع‌شده به چرخ‌های خودرو الکتریکی موتور در چرخ اعمال می‌گردد.



شکل (۳): ساختار الگوریتم کنترل پیشنهادی.

۴-۱- کنترلر ردیابی زاویه چرخشی خودرو

حول محور یاء

هدف از این بخش، توسعه یک مشاهده‌گر اغتشاش می‌باشد. که می‌توان آن را در یک کنترلر فیدبک خطا که بر مبنای یک الگوریتم کنترل مود لغزشی طراحی شده است، جبران نمود. کنترل اختلال فعال از سه بخش، متمایزکننده ردیابی، مشاهده‌گر حالت غیرخطی و فیدبک خطا حالت غیرخطی تشکیل می‌گردد. استفاده از مشاهده‌گر غیرخطی به دلیل دارا بودن قابلیت ضد اغتشاش، دقت بالا در ردیابی و سرعت‌بالا در پاسخ در مقایسه با مشاهده‌گر خطی مؤثرتر

که β_t و β_{max} به ترتیب در رابطه‌های (۳۱) و (۳۲) بیان می‌گردد.

$$\beta_{max} = \arctan(0.02\mu g) \quad (31)$$

$$\beta_t = \frac{b - (mu^2)/(2C_f(a+b))}{(2C_f C_r(a+b) - mu^2(aC_f - bC_r))/(2C_f C_r)} \delta \quad (32)$$

۴-۴- کنترل پایداری زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو

در این بخش، نسبت به طراحی یک کنترلر مود لغزشی جهت حفظ پایداری خودرو الکتریکی موتور در چرخ حین فرآیند ردیابی مسیر حرکت اقدام می‌گردد. هدف کنترلر راندن زاویه لغزش جانبی خودرو و سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یاو جهت ردیابی و دنبال نمودن زاویه لغزش جانبی مطلوب و سرعت زاویه‌ای مطلوب خودرو حول محور یاو می‌باشد. برخلاف روش مود لغزشی مرسوم، کنترلر مود لغزشی طراحی شده مسئله پرش و نوسان‌ها را کاهش می‌دهد و در برابر اختلال‌ها و اغتشاش‌ها مقاوم‌تر و مستحکم‌تر می‌باشد. سطح لغزش در رابطه (۳۲) قابل تعریف می‌باشد.

$$S = (\gamma/|\Delta r|_{max})|r - r_d| + ((1-\gamma)/|\Delta\beta|_{max})|\beta - \beta_d| \quad (33)$$

که γ یک ثابت بوده و $0 \leq \gamma \leq 1$ می‌باشد. ماکزیمم مقدار مطلق خطا سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یاو و ماکزیمم مقدار مطلق خطا زاویه لغزش جانبی خودرو به ترتیب با $|\Delta r|_{max}$ و $|\Delta\beta|_{max}$ نمایش داده می‌شود. قابل ذکر است که در این پژوهش از سطح لغزش بر اساس دو ملاحظه ذیل استفاده نمی‌گردد:

(۱) این سطح لغزش قادر به تضمین در خصوص اینکه مقادیر سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یاو و زاویه لغزش جانبی به‌طور هم‌زمان به صفر همگرا شود، نیست.

(۲) حداکثر میزان مطلق خطا زاویه لغزش جانبی و حداکثر میزان سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یاو دارای بعد متفاوتی می‌باشد.

$$\dot{S} = \dot{e}_\psi + \phi q_1 q_2^{-1} |\dot{e}_\psi|^{q_1 q_2^{-1}} \text{sign}(e_\psi) \ddot{e}_\psi \quad (22)$$

با توجه به رابطه (۸)، رابطه (۲۳) حاصل می‌گردد.

$$\ddot{e}_\psi = g + bu \quad (23)$$

از این‌رو با جایگذاری رابطه (۲۳) در رابطه (۸)، رابطه (۲۴) به‌عنوان مشتق سطح لغزش بازنویسی شده حاصل می‌گردد.

$$\dot{S} = \dot{e}_\psi + \phi q_1 q_2^{-1} |\dot{e}_\psi|^{q_1 q_2^{-1}-1} \text{sign}(e_\psi) (g + bu) \quad (24)$$

با انجام فرایند $\dot{S} = 0$ ورودی کنترلر که معادل با زاویه فرمان می‌باشد در رابطه (۲۵) حاصل می‌گردد.

$$u = -\frac{1}{b} \left[\frac{1}{\phi_1} q_1^{-1} q_2 \text{sign}(e_\psi) |\dot{e}_\psi|^{2-q_1 q_2^{-1}} + g \right] \quad (25)$$

از طرفی

$$\dot{S} = E_1 S + E_2 \text{sign}(s) \quad (26)$$

بنابراین ورودی کنترلر، زاویه فرمان را می‌توان در رابطه (۲۷) تعریف نمود.

$$u = -\frac{1}{b} \left[\frac{1}{\phi_1} q_1^{-1} q_2 \text{sign}(e_\psi) |\dot{e}_\psi|^{2-q_1 q_2^{-1}} + g + E_1 S + E_2 \text{sign}(s) \right] \quad (27)$$

۴-۳- سرعت زاویه‌ای مطلوب خودرو حول محور یاو و زاویه لغزش جانبی مطلوب

سرعت زاویه‌ای مطلوب و مرجع خودرو حول محور یاو می‌تواند با توجه به زاویه فرمان، سرعت خودرو و پارامترهای خودرو حاصل گردد.

$$\dot{\psi}_t = \left[\frac{u}{((a+b) - mu^2 \left(\frac{aC_f - bC_r}{2C_f C_r(a+b)} \right))} \right] \delta \quad (28)$$

با لحاظ شرایط جاده و تایر، سرعت زاویه‌ای مطلوب را می‌توان با رابطه (۲۹) توصیف نمود.

$$r_d = \begin{cases} \dot{\psi}_t & |\dot{\psi}_t| < \left(\frac{0.85\mu g}{u} \right) \\ \left(\frac{0.85\mu g}{u} \right) \text{sign}(\dot{\psi}_t) & |\dot{\psi}_t| \geq \left(\frac{0.85\mu g}{u} \right) \end{cases} \quad (29)$$

که μ ضریب اصطکاک سطح جاده و تایر می‌باشد.

به‌طور مشابه، زاویه لغزش جانبی مطلوب خودرو را هم می‌توان با رابطه (۳۰) تعریف نمود.

$$\beta_d = \begin{cases} \beta_t & |\beta_t| < \beta_{max} \\ \beta_{max} \text{sign}(\beta_t) & |\beta_t| \geq \beta_{max} \end{cases} \quad (30)$$

$$\Delta M = t_w F_{x_{rr}} - t_w F_{x_{rl}} + (t_w \cos \delta + a \sin \delta) F_{x_{fr}} + (-t_w \cos \delta + a \sin \delta) F_{x_{fl}} \quad (38)$$

که $F_x = [F_{x_{fl}} \ F_{x_{fr}} \ F_{x_{rl}} \ F_{x_{rr}}]^T$ نیروی طولی تایلر می‌باشد. رابطه مابین $F_{x_{ij}}$ و $T_{x_{ij}}$ را می‌توان با رابطه (۳۹) بیان نمود.

$$F_{x_{ij}} = T_{x_{ij}}/R \quad (39)$$

که R شعاع غلتشی چرخ می‌باشد. با انجام تغییر متغیر به شرح رابطه (۴۰) و با بازنویسی رابطه (۲۵)، رابطه (۴۱) حاصل می‌گردد.

$$C = [(-t_w \cos \delta + a \sin \delta) \cdot (t_w \cos \delta + a \sin \delta) \cdot -t_w \cdot t_w] \quad (40)$$

که رابطه (۴۱) را خواهیم داشت.

$$\Delta M = C F_x \quad (41)$$

جهت حصول توزیع گشتاور چرخشی بهینه، نسبت به تعریف تابع هزینه اقدام می‌گردد.

$$J = F_x^T W_1 F_x + (C F_x - \Delta M)^T W_2 (C F_x - \Delta M) \quad (42)$$

که W_1 ماتریس وزنی توزیع نیروی تایلر $W_1 = \text{diag}[w_{fl} \ w_{fr} \ w_{rl} \ w_{rr}]^T$ می‌باشد که جهت تنظیم بزرگی نیروهای تایلر مورد استفاده واقع می‌گردد. W_2 ماتریس وزنی تنظیم‌کننده بوده که برای تنظیم بزرگی $(C F_x - \Delta M)$ مورد استفاده قرار می‌گیرد. با توجه به رابطه (۴۲) خواهیم داشت.

$$\frac{\partial J}{\partial F_x} = W_1 F_x + C^T W_2 (C F_x - \Delta M) = (W_1 + C^T W_2 C) F_x - C^T W_2 \Delta M \quad (43)$$

و

$$\frac{\partial^2 J}{\partial^2 F_x} = W_1 + C^T W_2 C \quad (44)$$

از رابطه (۴۲) می‌دانیم که اگر $W_1 > 0$ و $C^T W_2 C > 0$ باشد، بنابراین تابع هزینه دارای حداقل میزانی می‌باشد و رابطه (۴۵) را دنبال می‌نماید.

$$F_x = (W_1 + C^T W_2 C)^{-1} C^T W_2 \Delta M \quad (45)$$

سپس با انجام فرایند مشتق‌گیری از رابطه (۳۳) به‌عنوان مشتق سطح لغزش حاصل می‌گردد.

$$\dot{S} = (\gamma/|\Delta r|_{max})|\dot{r} - \dot{r}_d| + ((1 - \gamma)/|\Delta \beta|_{max})|\dot{\beta} - \dot{\beta}_d| \quad (34)$$

مشتق سطح لغزش از پیش تعریف‌شده، انواع مختلفی از سطح لغزش از پیش تعریف‌شده موجود می‌باشد. شامل $\dot{s} = -k_1 s - k_2 \text{sign}(s)$ و $\dot{s} = -k_1 |s|^{n_1} \text{sign}(s) - k_2 |s|^{n_2} \text{sign}(s)$ این قوانین رسیدن از لحاظ همگرایی (سرعت و زمان همگرایی) ویژگی‌هایی را دارا می‌باشند. در این پژوهش از یک قانون اصلاح‌شده که مزایای همگرایی قوانین دیگر را هم شامل می‌شود، استفاده می‌گردد. قانون پیشنهادی در رابطه (۳۴) قابل تعریف می‌باشد.

$$\dot{s} = -k_1 |s|^{n_1} s - k_2 |s|^{n_2} \text{sign}(s) \quad (35)$$

سپس با ترکیب رابطه (۱۰) با روابط (۳۱) و (۳۲)، قانون کنترل ردیابی به شرح رابطه (۳۶) قابل توصیف می‌باشد.

$$M_z = M_{eq} - k_1 |s|^{n_1} s - k_2 |s|^{n_2} \text{sign}(s) \quad (36)$$

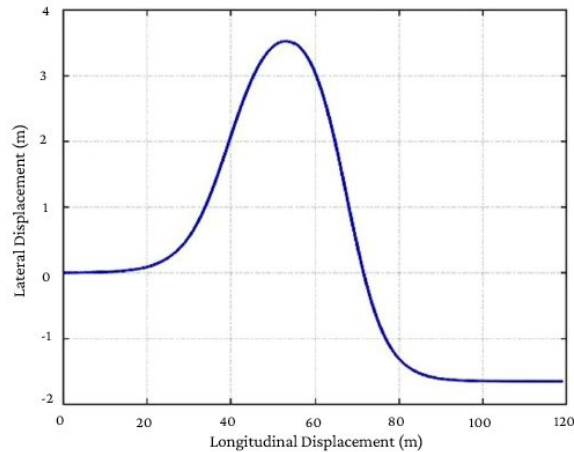
که $n_1 > 1$ عدد زوج بزرگ‌تر از یک می‌باشد. n_2 عدد گویا $2 < n_2 < 4$ می‌باشد. $k_1 > 0$ و $k_2 > 0$ می‌باشد. M_{eq} گشتاور معادل که می‌توان با رابطه (۳۷) بیان نمود.

$$M_{eq} = \left[b(F_{y_{rl}} + F_{y_{rr}}) + \frac{t_w}{2}(F_{y_{fr}} - F_{y_{fl}}) - a(F_{y_{fl}} + F_{y_{fr}}) \right] - \left(\frac{(1 - \gamma) I_z |\Delta r|_{max}}{(\gamma) |\Delta \beta|_{max} \text{sign}(r - r_d)} \right) [(\dot{\beta} - \dot{\beta}_d) \text{sign}(\beta - \beta_d)] \quad (37)$$

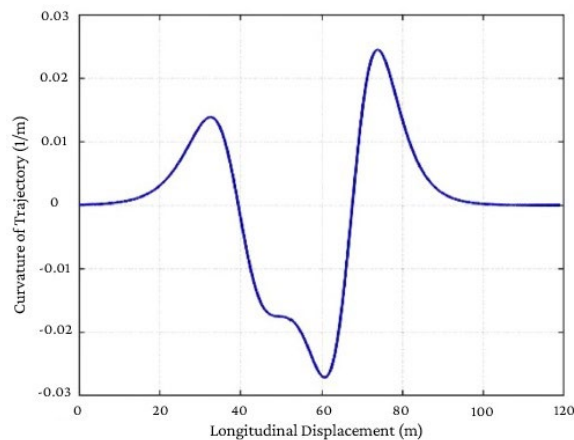
جهت مقابله با مسئله پرش و نوسانات، به‌جای تابع علامت از تابع هایپربولیک استفاده می‌گردد.

۴-۵- توزیع گشتاور چرخشی بهینه

در این بخش نسبت به مسئله توزیع گشتاور چرخشی که تخصیص گشتاور چرخشی خارجی به هر تایلر می‌باشد، پرداخته می‌شود. با بازنویسی رابطه (۱۰)، رابطه (۳۸) حاصل می‌گردد.



شکل (۴): مسیر مرجع.



شکل (۵): انحناء مسیر مرجع.

۵-۱- صحه‌گذاری اثربخشی

در این بخش، نسبت به بررسی و تحلیل استراتژی کنترل پیشنهادی جهت قابل‌اجرا بودن و اثربخش بودن اقدام می‌گردد. در ابتدا، اثربخشی استراتژی کنترل پیشنهادی را تحت شرایط با ضریب اصطکاک سطح جاده و تایر و سرعت خودرو به ترتیب به میزان ۰/۷ و ۱۰ متر بر ثانیه مورد بررسی واقع می‌گردد. نتایج ردیابی مسیر حرکت خودرو در حالت‌های با و بدون حضور سیستم کنترل در شکل ۶ نمایش داده شده است. با توجه به نتایج، عملکرد ردیابی مسیر حرکت خودرو با حضور سیستم کنترل در مقایسه با حالت بدون کنترل بهبود یافته است. در شکل‌های شماره (۷) و (۸)، نتایج شبیه‌سازی‌های توزیع گشتاور چرخشی به ترتیب با حضور توابع علامت و تانژانت هذلولی نمایش داده شده است. با توجه به شکل ۷، تغییر ناگهانی در

در اینجا، W_1 به‌عنوان تابعی از نیروی نرمال که متناسب با نیروی عمودی تایرها طراحی شده است و با افزایش نیروی عمودی، افزایش می‌یابد.

$$W_{1ij} = F_z / F_{zij} \quad (46)$$

که $F_z = mg/4$ و F_{zij} معرف نیروی عمودی هر تایر می‌باشد که در روابط (۴۷) الی (۵۰) قابل‌تعریف می‌باشد.

$$F_{zfl} = b(mg/2(a+b) + ma_y h/2t_w(a+b) - ma_x h/2(a+b)) \quad (47)$$

$$F_{zfr} = b(mg/2(a+b) - ma_y h/2t_w(a+b) - ma_x h/2(a+b)) \quad (48)$$

$$F_{zrl} = a(mg/2(a+b) + ma_y h/2t_w(a+b) + ma_x h/2(a+b)) \quad (49)$$

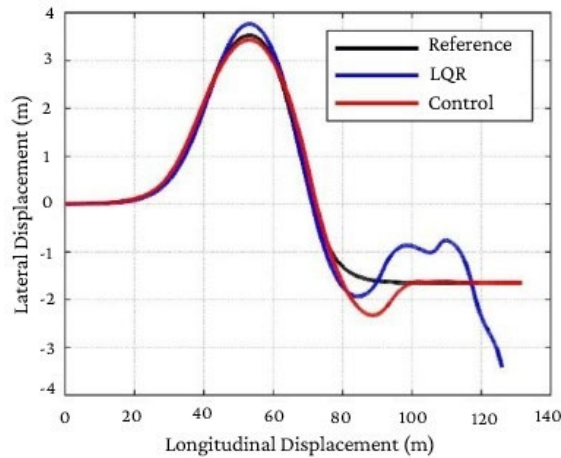
$$F_{zrr} = a(mg/2(a+b) - ma_y h/2t_w(a+b) + ma_x h/2(a+b)) \quad (50)$$

که g معرف شتاب گرانشی می‌باشد. ارتفاع مرکز جرم خودرو با h نمایش داده می‌شود. شتاب‌های طولی و عرضی خودرو به ترتیب با a_x و a_y نشان داده می‌شود.

۵- نتایج حاصل از شبیه‌سازی

در این پژوهش، از شبیه‌سازی در محیط نرم‌افزارهای متلب/سیمولینک و کارسیم جهت صحه‌گذاری اثربخشی و استحکام روش کنترل پیشنهادی استفاده می‌گردد. جهت ارزیابی عملکرد ردیابی مسیر حرکت خودرو نسبت به پیاده‌سازی سناریو تغییر خط دوگانه اقدام می‌گردد. مسیر مرجع و انحنای آن به ترتیب در شکل‌های ۴ و ۵ قابل‌نمایش می‌باشد. در ادامه، استراتژی کنترل پیشنهادی و روش تنظیم‌کننده درجه دوم خطی مورد مقایسه واقع می‌گردد.

جاده و تایر خودرو به میزان 0.3 و سرعت خودرو 20 متر بر ثانیه لحاظ گردیده است.



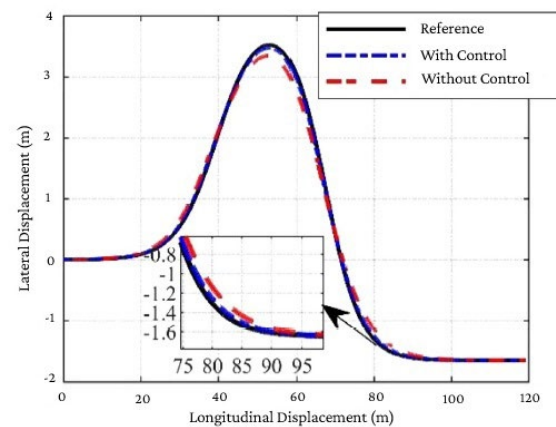
شکل (۹): ردیابی مسیر حرکت خودرو.

جدول (۲): مقایسه نتایج ردیابی مسیر حرکت خودرو.

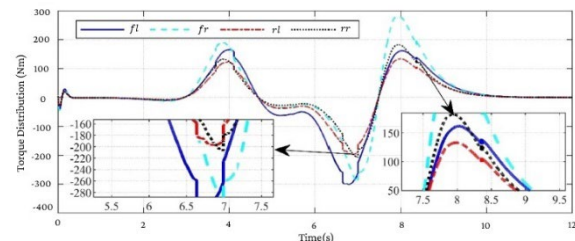
کنترل تنظیم کننده درجه دوم خطی	الگوریتم کنترل پیشنهادی	کنترلر پارامتر
۱/۷۶۹۲	۰/۷۲	حداکثر خطا عرضی (متر)
۰/۴۹	۰/۱۷	خطا میانگین مربعات ریشه عرضی (متر)
۰/۱۷	۰/۱۱	حداکثر خطا زاویه سمتی (رادیان)
۰/۰۹	۰/۰۳	حداکثر مربعات ریشه زاویه سمتی (رادیان)
۱۴/۵۹	۱/۳	حداکثر خطا سرعت طولی (متر بر ثانیه)

همان‌طور که در شکل ۹ قابل مشاهده می‌باشد، کنترلر پیشنهادی به خوبی قادر به ردیابی مسیر حرکت مرجع می‌باشد. باین‌حال، همان‌طور که در شکل ۹ می‌توان مشاهده نمود، خودرو کنترل شده با الگوریتم کنترل تنظیم کننده درجه دوم خطی در انتهای تغییر خط دوم،

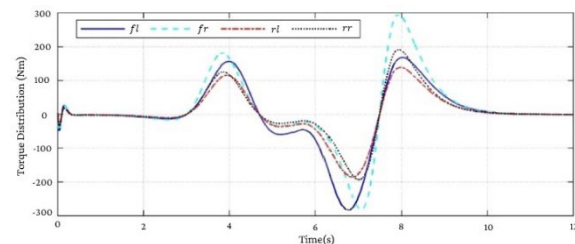
محدوده زمانی ۷ ثانیه و پدیده پرش در محدوده زمانی ۸ ثانیه اتفاق می‌افتد که به دلیل تابع علامت می‌باشد. زمانی که تابع تانژانت هذلولی جایگزین تابع علامت می‌گردد، نتایج منحنی بهتر می‌گردد که در شکل ۸ قابل مشاهده می‌باشد. علاوه بر این، با توجه به شکل ۸ می‌توان مشاهده نمود که در هنگام مانور تعویض خط گشتاور اختصاص داده شده به چرخ‌های خارجی حداکثر و گشتاور اختصاص داده شده به چرخ‌های داخلی حداقل می‌باشد. در بخش بعدی، عملکرد ردیابی مسیر حرکت خودرو تحت شرایط شدید و بحرانی با استراتژی‌های کنترل مورد بررسی واقع می‌گردد.



شکل (۶): ردیابی مسیر حرکت با و بدون حضور کنترل.

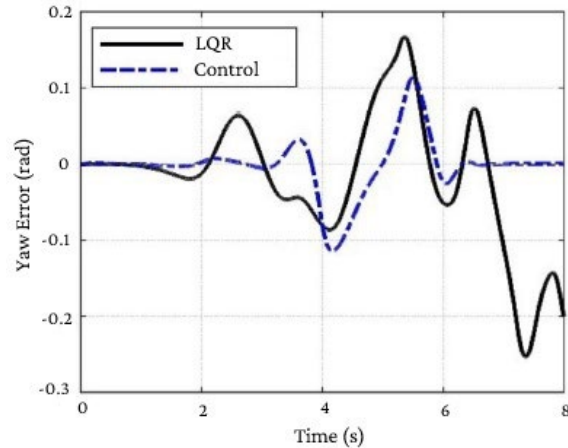


شکل (۷): توزیع گشتاور با حضور تابع علامت.



شکل (۸): توزیع گشتاور با حضور تابع تانژانت هذلولی.

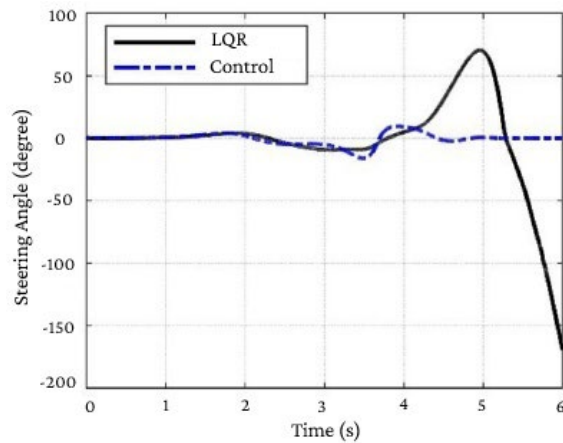
در شکل ۹ نتایج حاصل از ردیابی مسیر حرکت را با استفاده از الگوریتم کنترل پیشنهادی و تنظیم کننده درجه دوم خطی ارائه می‌گردد. در این مورد، ضریب اصطکاک سطح



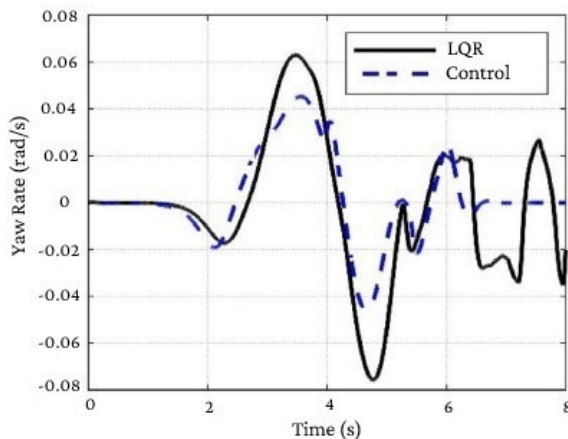
کنترل خود را از دست می‌دهد و خودرو پایداری خود را از دست می‌دهد و کاملاً مشخص می‌باشد که استراتژی کنترل پیشنهادی عملکرد مطلوب و بهتری در ردیابی مسیر تحت شرایط شدید و بحرانی در مقایسه با کنترلر تنظیم‌کننده درجه دوم خطی دارد.

دقت کنترل را در شکل ۱۰ از لحاظ خطای جانبی و دقت کنترل را در شکل ۱۱ از لحاظ خطای زاویه سمتی می‌توان بررسی نمود. شکل ۱۲، زاویه فرمان را با استفاده از هر دو کنترلر به نمایش می‌گذارد. با توجه به شکل، می‌توان مشاهده نمود که زاویه فرمان مورد نیاز کنترلر پیشنهادی به میزان قابل توجهی کمتر از کنترلر تنظیم‌کننده درجه دوم خطی می‌باشد. این بدان معنی می‌باشد که خودرو با حضور کنترلر تنظیم‌کننده خطی درجه دوم، کنترلش را از دست می‌دهد. همچنین می‌توان نتیجه گرفت که با بهره‌گیری از کنترلر پیشنهادی علاوه بر عملکرد مطلوب ردیابی مسیر حرکت خودرو، انرژی کمتری هم مورد مصرف واقع می‌گردد. منحنی سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو خودرو در شکل ۱۳ قابل مشاهده می‌باشد. کنترلر پیشنهادی میزان سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو را در یک منطقه قابل قبول و در یک حد مطلوب نگه می‌دارد. در حالی که کنترلر تنظیم‌کننده درجه دوم خطی قادر به حفظ پایداری خودرو نبوده و میزان سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو دچار نوسانات می‌شود. علاوه بر این، قابل مشاهده است که کنترلر پیشنهادی قادر به از بین بردن چشمگیر نوسانات می‌باشد.

شکل (۱۱): تغییرات خطای زاویه سمتی بر حسب زمان.

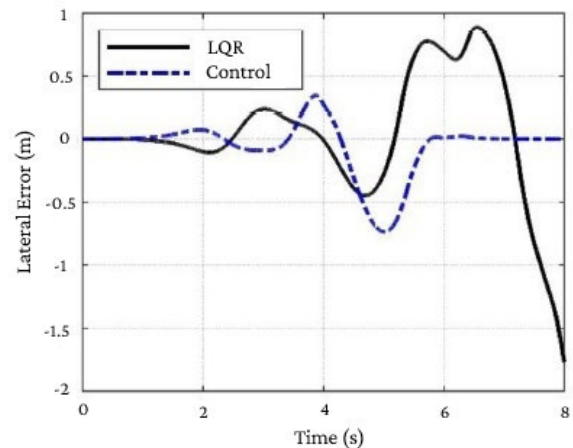


شکل (۱۲): تغییرات زاویه فرمان بر حسب زمان.



شکل (۱۳): تغییرات نرخ زاویه چرخشی خودرو بر حسب زمان.

شکل ۱۴، سرعت طولی خودرو را در حین مانور تعویض خط نشان می‌دهد. با توجه به شکل ۱۴، می‌توان تغییرات شدید در سرعت طولی خودرو را از ۲۰ متر بر ثانیه به ۵/۴۱ متر بر



شکل (۱۰): تغییرات خطای جابجایی عرضی بر حسب زمان.

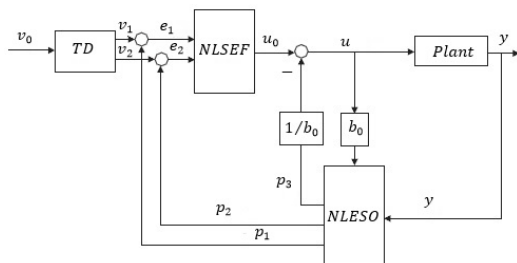
اثربخشی و مقاومت الگوریتم کنترل پیشنهادی رضایت بخش و مطلوب می‌باشد.

۷- فهرست علائم

m	جرم خودرو (kg)
a	فاصله مرکز جرم خودرو تا محور جلو خودرو (m)
b	فاصله مرکز جرم خودرو تا محور عقب خودرو (m)
ψ	زاویه سمتی خودرو (rad)
x	موقعیت طولی (m)
y	موقعیت عرضی (m)
r	سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو
\dot{r}	شتاب زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو
ω	سرعت دورانی چرخ
$\dot{\omega}$	شتاب دورانی چرخ
μ	ضریب اصطکاک
δ	زاویه فرمان
α	زاویه لغزش تایر
g	شتاب گرانش
β	زاویه لغزش جانبی خودرو
v	سرعت عرضی خودرو
u	سرعت طولی خودرو

۸- پیوست

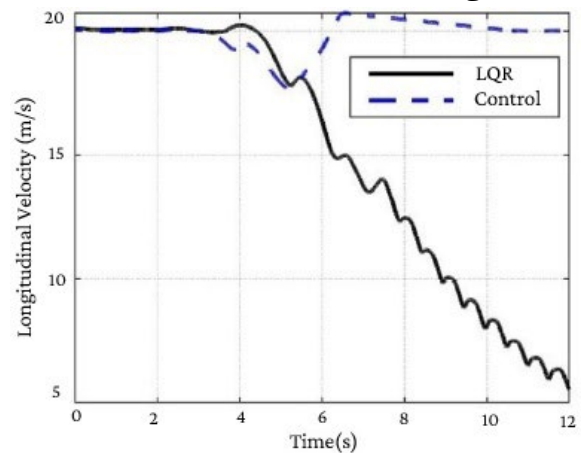
ساختار مشاهده‌گر در شکل ۱۵ قابل مشاهده می‌باشد. مشاهده‌گر پیشنهادی شامل سه بخش به شرح، متمایزکننده ردیابی، مشاهده‌گر حالت توسعه‌یافته غیرخطی و فیدبک خطا حالت غیرخطی می‌باشد.



شکل (۱۵): ساختار مشاهده‌گر.

شکل ۱۶ میزان مشاهده‌شده زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو برحسب زمان را به نمایش می‌گذارد. میزان تخمین

ثانیه در کنترلر تنظیم‌کننده درجه دوم خطی مشاهده نمود. درحالی‌که تغییرات سرعت طولی خودرو در حین فرآیند تعویض خط با حضور کنترل پیشنهادی از ۱۸/۷ متر بر ثانیه تا ۲۰/۴۵ متر بر ثانیه می‌باشد؛ بنابراین، می‌توان نتیجه گرفت که الگوریتم کنترل پیشنهادی تأثیر کمتری در مقایسه با کنترلر تنظیم‌کننده درجه دوم خطی بر روی سرعت طولی خودرو دارد.



شکل (۱۴): تغییرات سرعت طولی خودرو بر حسب زمان.

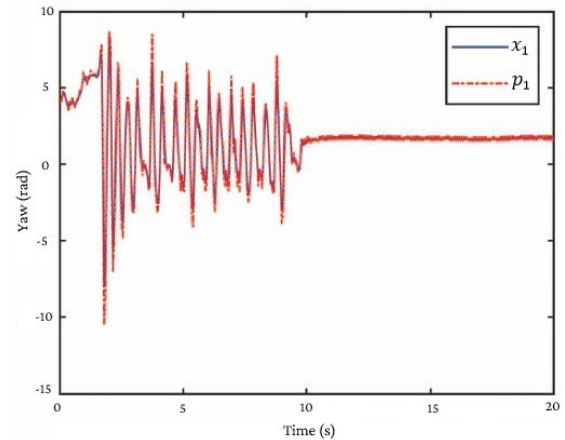
۶- جمع‌بندی

در این پژوهش، نسبت به طراحی الگوریتم کنترل مسیر حرکت خودرو الکتریکی موتور در چرخ با لحاظ اغتشاش خارجی اقدام گردیده است. ساختار الگوریتم کنترل پیشنهادی بر اساس دو کنترلر جداگانه و مستقل می‌باشد. در این پژوهش نسبت به طراحی و توسعه سیستم الگوریتم کنترل بر اساس یک مشاهده‌گر حالت غیرخطی و کنترلر مود لغزشی جهت ردیابی مسیر حرکت خودرو الکتریکی موتور در چرخ اقدام شده است. علاوه بر این، کنترلر مود لغزان با روش توزیع گشتاور بهینه جهت ردیابی زاویه لغزش جانبی مطلوب و سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو جهت حفظ پایداری خودرو ارائه گردیده است. در این پژوهش، جهت تخمین و جبران عدم قطعیت‌های مرتبط با سیستم نسبت به طراحی مشاهده‌گر حالت غیرخطی اقدام گردیده است. جهت صحت‌گذاری نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌های انجام شده از نرم‌افزارهای متلب/کارسیم استفاده می‌گردد. با توجه به نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌ها،

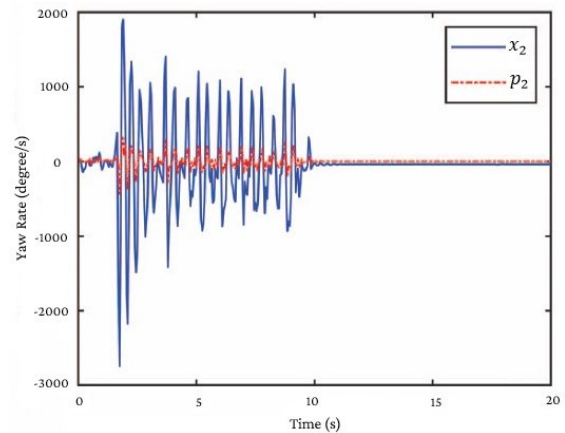
۸- مراجع

- [1] Hang P, Chen X. Integrated chassis control algorithm design for path tracking based on four-wheel steering and direct yaw-moment control. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering. 2019;233(6):625-41. DOI <https://doi.org/10.1177/0959651818806075>.
- [2] Chindamo D, Lenzo B, Gadola M. On the vehicle sideslip angle estimation: a literature review of methods, models, and innovations. Applied Sciences. 2018 Mar 1;8(3):355. DOI <https://doi.org/10.3390/app8030355>.
- [3] Chen T, Chen L, Xu X, Cai Y, Jiang H, Sun X. Sideslip Angle Fusion Estimation Method of an Autonomous Electric Vehicle Based on Robust Cubature Kalman Filter with Redundant Measurement Information. World Electric Vehicle Journal. 2019 May 30;10(2):34. DOI <https://doi.org/10.3390/wevj10020034>.
- [4] Imine H, Madani T. Sliding-mode control for automated lane guidance of heavy vehicle. International Journal of Robust and Nonlinear Control. 2013;23(1):67-76. DOI <https://doi.org/10.1002/rnc.1818>.
- [5] Zhang N, Wang J, Li Z, Li S, Ding H. Multi-Agent-Based Coordinated Control of ABS and AFS for Distributed Drive Electric Vehicles. Energies. 2022;15(5):1919. DOI <https://doi.org/10.3390/en15051919>.
- [6] Zhai L, Hou R, Sun T, Kavuma S. Continuous steering stability control based on an energy-saving torque distribution algorithm for a four in-wheel-motor independent-drive electric vehicle. Energies. 2018;11(2):350. DOI <https://doi.org/10.3390/en11020350>.
- [7] Katsuyama E, Yamakado M, Abe M. A state-of-the-art review: toward a novel vehicle dynamics control concept taking the driveline of electric vehicles into account as promising control actuators. Vehicle System Dynamics. 2021;59(7):976-1025. DOI <https://doi.org/10.1080/00423114.2021.1916048>.
- [8] Wang RC, Wei ZD, Ye Q. A research on visual preview longitudinal and lateral cooperative control of intelligent vehicle. Automotive Engineering. 2019;41(7):763.
- [9] Kumarawadu S, Lee TT. Neuroadaptive combined lateral and longitudinal control of highway vehicles using RBF networks. IEEE

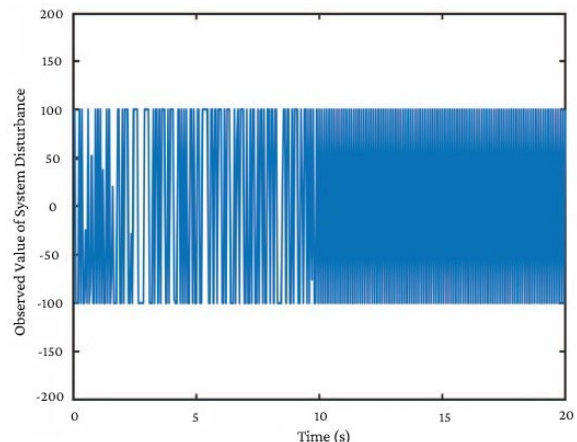
سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاء برحسب زمان در شکل ۱۷ قابل مشاهده می‌باشد. شکل ۱۸، میزان تخمین اغتشاش سیستم برحسب زمان را نشان می‌دهد.



شکل (۱۶): میزان تخمین زاویه چرخشی خودرو حول محور یاء برحسب زمان.



شکل (۱۷): میزان تخمین سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یاء برحسب زمان.



شکل (۱۸): میزان تخمین اغتشاش سیستم برحسب زمان.

<http://doi.org/10.11591/ijpeds.v11.i2.pp641-650>.

- [18] Cabrera A, Gowal S, Martinoli A. A new collision warning system for lead vehicles in rear-end collisions. In 2012 IEEE Intelligent Vehicles Symposium. 2012;674-679, IEEE. DOI <https://doi.org/10.1109/IVS.2012.6232244>.
- [19] Lee HK, Shin SG, Kwon DS. Design of emergency braking algorithm for pedestrian protection based on multi-sensor fusion. International Journal of Automotive Technology. 2017;18:1067-76. DOI <https://doi.org/10.1007/s12239-017-0104-7>.
- [20] Lopez A, Sherony R, Chien S, Li L, Qiang Y, Chen Y. Analysis of the braking behaviour in pedestrian automatic emergency braking. In 2015 IEEE 18th International Conference on Intelligent Transportation Systems. 2015; 1117-1122, IEEE. DOI <https://doi.org/10.1109/ITSC.2015.185>.
- [21] Wang X, Zhu M, Chen M, Tremont P. Drivers' rear end collision avoidance behaviors under different levels of situational urgency. Transportation Research Part C: Emerging Technologies. 2016;71:419-33. DOI <https://doi.org/10.1016/j.trc.2016.08.014>.
- [22] Zheng Y, Li SE, Li K, Borrelli F, Hedrick JK. Distributed model predictive control for heterogeneous vehicle platoons under unidirectional topologies. IEEE Transactions on Control Systems Technology. 2016;25(3):899-910. DOI <https://doi.org/10.1109/TCST.2016.2594588>.
- [23] Zhou C, Liu XH, Xu FX. Intervention criterion and control strategy of active front steering system for emergency rescue vehicle. Mechanical Systems and Signal Processing. 2021;148:107160. DOI <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.107160>.
- [24] Mernone AV, Mazumdar JN, Lucas SK. A mathematical study of peristaltic transport of a Casson fluid. Mathematical and Computer Modelling. 2002;35(7-8):895-912. DOI [https://doi.org/10.1016/S0895-7177\(02\)00058-4](https://doi.org/10.1016/S0895-7177(02)00058-4).
- [25] Liu J, Song J, Li H, Huang H. Direct yaw-moment control of vehicles based on phase plane analysis. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2022;236(10-11):2459-74. DOI <https://doi.org/10.1177/09544070211052375>.

Transactions on Intelligent Transportation Systems. 2006;7(4):500-12. DOI <https://doi.org/10.1109/TITS.2006.883113>.

- [10] Liang J, Lu Y, Yin G, Fang Z, Zhuang W, Ren Y, Xu L, Li Y. A distributed integrated control architecture of AFS and DYC based on MAS for distributed drive electric vehicles. IEEE transactions on vehicular technology. 2021;70(6):5565-77. DOI <https://doi.org/10.1109/TVT.2021.3076105>.
- [11] Li K, Bian Y, Li SE, Xu B, Wang J. Distributed model predictive control of multi-vehicle systems with switching communication topologies. Transportation Research Part C: Emerging Technologies. 2020;118:102717. DOI <https://doi.org/10.1016/j.trc.2020.102717>.
- [12] Peng H, Wang W, Xiang C, Li L, Wang X. Torque coordinated control of four in-wheel motor independent-drive vehicles with consideration of the safety and economy. IEEE Transactions on Vehicular Technology. 2019;68(10):9604-18. DOI <https://doi.org/10.1109/TVT.2019.2935617>.
- [13] Rahman MA, Masrur MA, Uddin MN. Impacts of interior permanent magnet machine technology for electric vehicles. In 2012 IEEE International Electric Vehicle Conference. 2012;1-5, IEEE. DOI <https://doi.org/10.1109/IEVC.2012.6183226>.
- [14] Hartani K, Merah A, Draou A. Stability enhancement of four-in-wheel motor-driven electric vehicles using an electric differential system. Journal of Power Electronics. 2015;15(5):1244-55. DOI <https://doi.org/10.6113/JPE.2015.15.5.1244>.
- [15] Hartani K, Merah A. Electric vehicle longitudinal stability control based on a new multimachine nonlinear model predictive direct torque control. Journal of Advanced Transportation. 2017. DOI <https://doi.org/10.1155/2017/4125384>.
- [16] Mousavinejad E, Han QL, Yang F, Zhu Y, Vlacic L. Integrated control of ground vehicles dynamics via advanced terminal sliding mode control. Vehicle System Dynamics. 2017;55(2):268-94. DOI <https://doi.org/10.1080/00423114.2016.1256489>.
- [17] Ahmed T, Kada H, Allali A. New DTC strategy of multi-machines single-inverter systems for electric vehicle traction applications. International Journal of Power Electronics and Drive Systems. 2020;11(2):641. DOI

- disturbance observer for PMSM drives. IEEE Transactions on Transportation Electrification. 2021;7(4):2753-62. DOI <https://doi.org/10.1109/TTE.2021.3083925>.
- [35] Ding S, Mei K, Yu X. Adaptive second-order sliding mode control: A Lyapunov approach. IEEE Transactions on Automatic Control. 2021;67(10):5392-9. DOI <https://doi.org/10.1109/TAC.2021.3115447>.
- [26] Yao X, Gu X, Jiang P. Coordination control of active front steering and direct yaw moment control based on stability judgment for AVs stability enhancement. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2022;236(1):59-74. DOI <https://doi.org/10.1177/09544070211018104>.
- [27] Wang L, Zhu S, Liu Y, Du X, Zhu Z, Zhai Z. A novel path tracking method of tractor based on improved second-order sliding mode considering front wheel steering angle compensation. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2023;237(9):2205-16. DOI <https://doi.org/10.1177/09544070221108315>.
- [28] Akermi K, Chouraqui S, Boudaa B. Novel SMC control design for path following of autonomous vehicles with uncertainties and mismatched disturbances. International Journal of Dynamics and Control. 2020;8(1):254-68. DOI <https://doi.org/10.1007/s40435-018-0478-z>.
- [29] Pacejka H. Tire and vehicle dynamics. Elsevier; 2005.
- [30] Zhai L, Wang C, Hou Y, Hou R, Ming Mok Y, Zhang X. Two-level optimal torque distribution for handling stability control of a four hub-motor independent-drive electric vehicle under various adhesion conditions. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2023;237(2-3):544-59. DOI <https://doi.org/10.1177/09544070221075508>.
- [31] Jing C, Shu H, Shu R, Song Y. Integrated control of electric vehicles based on active front steering and model predictive control. Control Engineering Practice. 2022;121:105066. DOI <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2022.105066>.
- [32] Lin F, Qian C, Cai Y, Zhao Y, Wang S, Zang L. Integrated tire slip energy dissipation and lateral stability control of distributed drive electric vehicle with mechanical elastic wheel. Journal of the Franklin Institute. 2022;359(10):4776-803. DOI <https://doi.org/10.1016/j.jfranklin.2022.04.024>.
- [33] Ding S, Sun J. Direct yaw-moment control for 4WID electric vehicle via finite-time control technique. Nonlinear dynamics. 2017;88:239-54. DOI <https://doi.org/10.1007/s11071-016-3240-0>.
- [34] Xu B, Zhang L, Ji W. Improved non-singular fast terminal sliding mode control with