



Semnan University

# Journal of Modeling in Engineering

Journal homepage: <https://modelling.semnan.ac.ir/>



## Research Article

# Motion path following coordinated control for in-wheel motor electric vehicle via implementation robust control and optimal control

Mohammad amin Ghomashi<sup>1\*</sup>, Reza Kazemi<sup>2</sup>

1. PhD student, Faculty of Mechanical Engineering, K.N.T University of Technology, Tehran, Iran
2. Professor, Faculty of Mechanical Engineering, K.N.T University of Technology, Tehran, Iran

\*Corresponding Author:

---

### PAPER INFO

#### *Paper history:*

Received:  
Revised:  
Accepted:

#### *Keywords:*

Path Following,  
Sliding Mode,  
Stability,  
Sliding Surface,  
In-wheel Motor.

---

### ABSTRACT

The purpose of this research is to develop an integrated control algorithm system to track the vehicle path in the double lane change scenario with critical and emergency conditions. The proposed control system includes two layers. The first layer is responsible for controlling the motion of the vehicle and benefits from the implementation of two different types of controllers in the proposed algorithm system. In the first layer, the sliding mode control algorithm technique is used to control the longitudinal movement of the vehicle, and the task of controlling the lateral movement of the vehicle is the responsibility of the controller based on model prediction control. The second layer includes an optimal distribution function for allocating rotational torque to the four vehicle tires. In order to consider the real behavior of the vehicle, the nonlinear dynamics of the tire is considered. The proposed control algorithm is analyzed and investigated in different scenarios with different working conditions and critical and emergency conditions. The results of the performed simulations show the optimal and effectiveness performance of the proposed control algorithm. Also, MATLAB/Carsim software is used to validate the performed simulations.

# کنترل هماهنگ ردیابی مسیر حرکت خودرو الکتریکی موتور در چرخ با پیاده‌سازی کنترل مقاوم و کنترل بهینه

محمد امین قماش<sup>۱\*</sup>، رضا کاظمی<sup>۲</sup>

اطلاعات مقاله	چکیده
نوع مقاله:	هدف از این پژوهش توسعه یک سیستم الگوریتم یکپارچه جهت ردیابی مسیر حرکت خودرو در
دریافت مقاله:	مانور تعویض خط دوگانه با شرایط بحرانی و اضطراری می‌باشد. سیستم کنترل پیشنهادی شامل
بازنگری مقاله:	دولایه می‌باشد. لایه اول وظیفه کنترل حرکت خودرو را بر عهده دارد و از پیاده‌سازی دو نوع
پذیرش مقاله:	الگوریتم کنترل متفاوت در سیستم الگوریتم کنترل پیشنهادی بهره‌مند می‌باشد. در لایه اول، از
<b>واژگان کلیدی:</b>	تکنیک الگوریتم کنترل مود لغزان جهت کنترل حرکت طولی خودرو استفاده می‌گردد و وظیفه
ردیابی مسیر،	کنترل حرکت جانبی خودرو بر عهده الگوریتم کنترل مبتنی بر پیش‌بینی مدل می‌باشد. در نهایت،
مود لغزان،	در کنترل لایه دوم سیستم الگوریتم کنترل نسبت به توزیع گشتاور مابین چرخ‌های خودرو
پایداری،	الکتریکی موتور در چرخ اقدام می‌گردد. به منظور در نظر گرفتن رفتار واقعی خودرو، دینامیک
سطح لغزش،	غیرخطی تایر لحاظ می‌گردد. الگوریتم کنترل پیشنهادی در سناریوهای مختلف با شرایط متفاوت
موتور در چرخ.	کاری و شرایط بحرانی و اضطراری مورد تحلیل و بررسی واقع می‌گردد. نتایج حاصل از
	شبیه‌سازی‌های انجام شده عملکرد مطلوب و اثربخش الگوریتم کنترل پیشنهادی را به نمایش
	می‌گذارد. همچنین جهت صحت‌گذاری شبیه‌سازی‌های انجام شده از نرم‌افزارهای متلب/کارسیم
	استفاده می‌گردد.

## ۱- مقدمه<sup>۱</sup>

رو به رشد می‌باشد. لذا محققان نیز در پنج سال گذشته در این زمینه تحقیقات مناسبی داشته‌اند. با توجه به اهمیت مسائل ایمنی، بحث پایداری در خودروهای الکتریکی، یک مبحث جدی و پراهمیت به ویژه در شرایط و مانورهای اضطراری و خطرناک می‌باشد. در مانورهای بحرانی و اضطراری، جفت‌شدگی‌های بسیار قوی مابین دینامیک طولی و عرضی در چندین سطح دینامیک، سینماتیک و نیروهای تایر وجود دارد. بنابراین، نیاز به یک سیستم کنترل یکپارچه که بتواند در این مانورها خودرو را هدایت نماید، به خوبی احساس می‌گردد. در سال‌های اخیر نسبت به ارائه و پیشنهاد روش‌های کنترلی جهت ردیابی مسیر حرکت

در دهه اخیر با پیشرفت تکنولوژی‌های مرتبط، تولید خودروهای الکتریکی توسط خودروسازان مطرح دنیا و تقاضای رو به رشد مشتریان این خودروها سبب پررنگ شدن حضور آنها به سبب مصرف انرژی بسیار کمتر، آلایندگی کمتر در صنعت خودروسازی گردید. به طور همزمان با پیشرفت کنترل خودرو و احساس رانندگان در کمک به رانندگی آنها به ویژه در شرایط بحرانی سبب گردید که خودروسازان مطرح دنیا نسبت به طراحی و تولید خودروهای الکتریکی اقدام نمایند. همچنین رویکرد به توسعه خودروهای خودران الکتریکی در کشورهای پیشرفته

\* پست الکترونیک نویسنده مسئول: [m.ghomashi@email.kntu.ac.ir](mailto:m.ghomashi@email.kntu.ac.ir)

۱. دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین

طوسی، تهران، ایران

۲. استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران،

ایران

خودرو اقدام شده است. [۳،۲،۱] در پژوهشی نسبت به ارائه روش کنترل بهینه پیش‌دید با یک زاویه سمتی کوچک خودرو اقدام شده است. [۴] در پژوهش دیگری نسبت به پیشنهاد مدل شبکه عصبی بهینه‌شده پیش‌دید اقدام شده است و زاویه فرمان جلو فعال بر اساس نقطه پیش‌دید و وضعیت جاری خودرو مورد هدایت واقع می‌گردد. [۵] مقادیر تحلیلی پارامترهای مدل با تجزیه و تحلیل میزان خطا حاصل می‌گردد. [۶] در تحقیقی، پژوهشگران نسبت به طراحی کنترل‌ریدیابی مسیر بر اساس تکنیک مود لغزشی با بهره‌گیری از مدل تاپر غیرخطی و مقایسه آنها با کنترلر تنظیم‌کننده درجه دوم خطی اقدام شده است. [۷] با توجه به پژوهش انجام شده و نتایج حاصله، کاملاً مشخص است که کنترلر مود لغزشی در کنترل زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو عملکرد مطلوبی را دارا می‌باشد. در پژوهشی نسبت به طراحی کنترل‌ریدیابی مسیر خودرو بر اساس نامساوی ماتریس خطی اقدام شده است که از تاپر خطی اشباع شده جهت حصول مدل دینامیک چانبی که دربرگیرنده مشخصات متغیر با زمان در تاپر می‌باشد استفاده شده است. همچنین کنترلر پیشنهادی با کنترلر مبتنی بر پیش‌بینی مدل مورد مقایسه واقع می‌گردد. [۸] نتایج حاصله نشان می‌دهد که کنترلر پیشنهادی عملکرد دقیق‌تری در ردیابی دارا می‌باشد. محققان در پژوهش دیگری نسبت به پیشنهاد یک روش ترکیبی که شامل کنترل فازی تطبیقی و کنترل مبتنی بر پیش‌بینی مدل می‌باشد جهت کنترل ردیابی میسر حرکت خودرو در یک محیط پیچیده اقدام کرده‌اند. [۹] در پژوهشی نسبت به طراحی یک ساختار کنترل مقاوم که بر اساس ترکیبی از روش کنترل پسگام، شبکه عصبی و کنترل مود لغزشی در حضور عدم قطعیت پارامترها و اختلال‌های خارجی جهت ردیابی مسیر حرکت خودرو اقدام شده است. [۱۰] در پژوهش دیگری نسبت به پیشنهاد یک الگوریتم کنترلر پیش‌دید بر اساس کنترل مود لغزشی تطبیقی و یک کنترلر فیدبک بر اساس کنترل فازی اقدام گردیده است. [۱۱] که این ترکیب دو الگوریتم کنترلی، سبب بهبود سازگاری و استحکام سیستم الگوریتم کنترل می‌گردد. محققان در تحقیقاتی نسبت به ارائه مود لغزشی مرتبه دوم جهت سرکوب و خنثی نمودن نوسانات اقدام کرده‌اند و جهت افزایش استحکام سیستم از یک مشاهده‌گر غیرخطی استفاده شده است. [۱۲] و عملکرد کنترلر پیشنهادی مطلوب‌تر از کنترل تناسبی مشتق‌گیر

انتگرال‌گیر و مود لغزان مرتبه اول می‌باشد. [۱۳] در پژوهشی، برای یک سیستم غیرخطی نسبت به طراحی یک کنترلر دو لایه فازی اقدام شده است که یک لایه مختص کنترلر شبکه عصبی و در لایه دیگر از کنترلر مود لغزشی که سبب افزایش توانایی تقریب دینامیکی و کاهش بهره سوئیچینگ می‌گردد. [۱۴] در پژوهش‌های اخیر از کنترل مبتنی بر پیش‌بینی مدل به طور گسترده‌ای به سبب استحکام و توانایی در کنترل محدودیت‌ها و مسائل مورد استفاده واقع گردیده است. در تحقیقاتی نسبت به ارائه کنترلر مبتنی بر پیش‌بینی مدل غیرخطی جهت ممانعت از برخورد اقدام شده است. [۱۵] در پژوهش دیگری از یک مدل غیرخطی هفت درجه آزادی خودرو در جهت هدایت طولی و عرضی خودرو با استفاده از الگوریتم کنترل مبتنی بر پیش‌بینی مدل غیرخطی استفاده شده است. [۱۶] در پژوهشی نسبت به طراحی و توسعه استراتژی کنترل‌ریدیابی مسیر حرکت خودرو الکتریکی موتور در چرخ با لحاظ عدم قطعیت‌ها به طور نمونه تغییرات پارامترها، خطای مدل‌سازی و اغتشاش‌های خارجی اقدام شده است و همچنین جهت پایدارسازی و افزایش مانورپذیری خودرو، نسبت به طراحی یک الگوریتم کنترل مود لغزان اقدام گردیده است. [۱۷] همچنین از سیستم کنترل مبتنی بر پیش‌بینی مدل غیرخطی بر اساس فرمان فعال و ترمزگیری در جهت افزایش دامنه عملکرد سیستم ترمز اضطراری در جهت افزایش پایداری خودرو استفاده شده است. [۱۸] زاویه فرمان چرخ‌های جلو و شتاب طولی در متغیر کنترلی در جهت به حداقل رساندن انحراف مابین مسیر پیش‌بینی شده و مسیر مدنظر و مطلوب در جهت حفظ پایداری خودرو مورد استفاده واقع می‌گردد. [۱۹] در پژوهش دیگری، نسبت به طراحی سیستم الگوریتم کنترل گشتاور چرخشی خودرو جهت پایدارسازی و بهبود مانورپذیری اقدام گردیده است. و نسبت به طراحی مشاهده‌گر جهت تخمین زاویه لغزش جانبی خودرو اقدام شده است. [۲۰] در تحقیق دیگری، با پیاده‌سازی تکنیک مود لغزان نسبت به توسعه الگوریتم کنترل خودرو جهت بهبود عملکرد سیستم در فرمان‌پذیری در شرایط اضطراری اقدام گردیده است. [۲۱] در پژوهشی، نسبت به معرفی الگوریتم کنترل با توسعه یک روش کنترل تطبیقی جهت افزایش مانورپذیری و پایداری اقدام شده است. [۲۲] در پژوهش‌هایی، به جای ردیابی مسیر، نسبت به ردیابی سرعت زاویه چرخشی خودرو حول محور یاو [۲۳]

جداسازی کنترل حرکت طولی و جانبی خودرو اقدام و یک کنترلر مجزا مورد طراحی واقع می‌گردد. [۳۹]

در این پژوهش نسبت به یکپارچه‌سازی کنترل حرکت طولی و عرضی خودرو اقدام می‌گردد. ویژگی‌های جفت‌شدگی مکانیک تایر بر اساس مدل فرمول جادویی پژا در محدودیت‌های پایداری طولی و عرضی لحاظ می‌گردد. نتایج حاصل شده برتری کنترلر پیشنهادی را نسبت به کنترلر مبتنی بر پیش‌بینی مدل به نمایش می‌گذارد. در این پژوهش مدل تایر جادویی پژا در ساختار سیستم که به طور دقیق قادر به بیان ویژگی‌های جفت‌شدگی‌های پیچیده تحت شرایط کاری متفاوت می‌باشد، پیاده‌سازی می‌گردد. در سیستم الگوریتم کنترل این پژوهش، غیرخطی بودن سیستم با خطی‌سازی محلی برطرف می‌گردد. با استفاده از مدل تایر فرمول جادویی پژا، یک روش محاسباتی عددی ساده جهت حصول نیروی تایر ایجاد می‌گردد. استفاده از مدل تایر پیشنهادی سبب افزایش دقت ردیابی الگوریتم در شرایط بحرانی و پیچیده می‌گردد. که این افزایش دقت در عملکرد الگوریتم، سبب حفظ پایداری خودرو در مانورهای اضطراری می‌گردد.

ساختار بخش‌های مختلف این پژوهش به شرح ذیل می‌باشد در ادامه مدل دینامیکی خودرو و دینامیک تایر به تفصیل در بخش دوم ارائه شده‌اند. بخش بعد به بیان جزئیات طراحی سیستم کنترلی می‌پردازد. الگوریتم کنترل طراحی شده شامل دو لایه می‌باشد. لایه بالایی نسبت به کنترل حرکت خودرو اقدام می‌نماید و لایه پائینی وظیفه توزیع‌کننده کنترل را بر عهده دارد. در کنترلر حرکت، کنترلر مبتنی بر پیش‌بینی مدل جهت محاسبه زاویه فرمان چرخ جلو خودرو و گشتاور چرخشی خودرو در جهت کنترل عرضی خودرو استفاده می‌گردد. و کنترلر مود لغزشی جهت محاسبه نیروهای رانشی و ترمزی در جهت کنترل طولی خودرو مورد استفاده واقع می‌گردد. در لایه پائینی، توزیع‌کننده کنترل نسبت به توزیع بهینه گشتاور چرخشی و نیروهای رانشی و ترمزی به چهار چرخ خودرو الکتریکی موتور در چرخ اقدام می‌گردد. بخش چهارم به بیان نتایج حاصل از شبیه‌سازی و بررسی عملکرد الگوریتم سیستم کنترل پیشنهادی اختصاص یافته است. در ادامه نیز نتیجه‌گیری ارائه گردیده است.

## ۲- مدل دینامیکی

و ردیابی زاویه لغزش جانبی خودرو حول محور یاء [۲۴] اقدام گردیده است. در تحقیقی، نسبت به پیشنهاد یک سیستم کنترل هماهنگ متشکل از سیستم‌های فرمان فعال و گشتاور چرخشی حول محور یاء اقدام شده است. [۲۵] در پژوهشی، نسبت به ارائه تکنیکی جهت پایداری کنترل اشتراکی مابین سرعت زاویه چرخشی خودرو و زاویه لغزش جانبی اقدام گردیده است. [۲۶] در تحقیقی، نسبت به بکارگیری تکنیک تنظیم‌کننده درجه دوم خطی در الگوریتم سیستم کنترل جهت بهبود عملکرد مانورپذیری خودرو اقدام شده است. [۲۷] در پژوهشی نسبت به مطالعه بر روی بررسی کاربرد مدل خطی دو درجه آزادی خودرو و مدل‌های سینماتیک در حالت رانندگی خودکار اقدام شده است. [۲۸] بر اساس داده‌های حاصل شده، خطای ناشی از مدل در پیش‌بینی وضعیت خودرو و تجزیه و تحلیل اثر گسسته‌سازی در خطای پیش‌بینی مورد بررسی واقع گردیده است. الگوریتم کنترل مبتنی بر پیش‌بینی مدل با مدل سینماتیک مورد طراحی واقع گردیده و اثربخشی کنترلر در حضور باد به عنوان اغتشاش در شرایط محیطی با سرعت‌های مختلف خودرو مورد تأیید واقع گردیده است. [۲۹] در تعدادی از پژوهش‌ها از کنترل مبتنی بر پیش‌بینی مدل جهت ردیابی مسیر حرکت خودرو در شرایط چسبندگی پائین جاده استفاده شده است که دقت بالای ردیابی مسیر حرکت سبب تخمین پایداری خودرو می‌گردد. [۳۰-۳۴] در پژوهشی نسبت به پیشنهاد کنترل مبتنی بر پیش‌بینی مدل با یادگیری عمیق و تطبیقی جهت ردیابی مسیر با حضور عدم قطعیت‌ها و با حضور اغتشاش‌ها اقدام شده است. با توجه به نتایج، می‌توان مشاهده نمود که دقت ردیابی کنترلر طراحی شده بهتر از کنترل مبتنی بر پیش‌بینی مدل می‌باشد. [۳۵] در تحقیقاتی، نسبت به ارائه سیستم طراحی و ردیابی مسیر اجتناب از برخورد با مانع بر اساس روش کنترل مبتنی بر پیش‌بینی مدل اقدام شده است. [۳۶] در پژوهش دیگری نسبت به خطی‌سازی مدل غیرخطی دینامیک خودرو و جهت طراحی الگوریتم کنترل ردیابی مسیر حرکت بر اساس پیش‌بینی مدل اقدام شده است. [۳۷] با اینحال، هدف الگوریتم کنترل مبتنی بر پیش‌بینی مدل به حداقل رساندن تابع هدف با استفاده از روش وزنی می‌باشد. [۳۸] در ردیابی مسیر نه تنها به ردیابی موقعیت نیاز می‌باشد بلکه ردیابی سرعت هم نیاز می‌باشد. به منظور کاهش خطای ردیابی سرعت خودرو، نسبت به

سطح تصویر شده خودرو در راستای طولی بوده که برای خودرو سواری با جرم ۸۰۰ تا ۲۰۰۰ کیلوگرم برابر  $0.167 + 0.00056(m - 765)$  فرض می‌گردد.

### ۲-۲- معادله چرخ

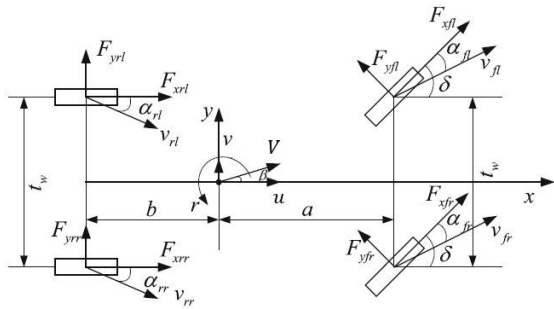
چرخ یکی از زیرسیستم‌ها در تحلیل رفتار دینامیکی خودرو در حالت‌های شتابگیری و ترمزگیری می‌باشد.

$$I_w \frac{d\omega_j}{dt} = T_{d_j} - T_{b_j} - F_{x_j} R - T_{Roll} \quad (۵)$$

که  $I_w$  ممان اینرسی دورانی چرخ،  $F_{x_j}$  نیروی طولی تایلر،  $R$  شعاع موثر چرخ،  $T_{d_j}$ ،  $T_{b_j}$  به ترتیب معرف گشتاور ترمزی و رانشی می‌باشد. همچنین گشاور مقاوم غلتشی نیز با استفاده از رابطه شماره (۶) قابل محاسبه می‌باشد.

$$T_{Roll} = f_r R F_z \quad (۶)$$

که  $F_z$  و  $f_r$  به ترتیب معرف مقاومت غلتشی تایلر و نیروی نرمال تایلر می‌باشد.



شکل (۱)- مدل هفت درجه آزادی دینامیک خودرو

### ۲-۳- دینامیک تایلر

با فرض وابستگی خطی نیروی اصطکاک تایلرها به نیروی عمودی هر تایلر، می‌توان نیروی اصطکاک طولی یا عرضی تایلر را با رابطه شماره (۷) بیان نمود.

$$F_{Y_{\tau,\epsilon}} = \mu_{k_{\tau,\epsilon}} F_{Z_{\tau,\epsilon}} \cdot K \quad K \in \{x, y\}, \tau \in \{f, r\}, \epsilon \in \{l, r\} \quad (۷)$$

که  $F_{Z_{\tau,\epsilon}}$  معرف بار عمودی هر یک از تایلرهای جلو و عقب بوده  $\mu_{k_{\tau,\epsilon}}$  نیز بیانگر ضریب اصطکاک طولی یا عرضی تایلر می‌باشد. نیروی عمودی تایلر با روابط شماره (۸) الی (۱۱) توصیف می‌گردد.

$$F_{Z_{f,l}} = m \left[ \frac{gb - a_x h_{cg} - F_{aero} h_{aero} / m}{2(a+b)} - \frac{ba_y h_{cg}}{(a+b)t_w} \right] - \frac{0.6F_{aero}}{4} \quad (۸)$$

$$F_{Z_{f,r}} = m \left[ \frac{gb - a_x h_{cg} - F_{aero} h_{aero} / m}{2(a+b)} + \frac{ba_y h_{cg}}{(a+b)t_w} \right] - \frac{0.6F_{aero}}{4} \quad (۹)$$

$$F_{Z_{r,l}} = m \left[ \frac{ga + a_x h_{cg} + F_{aero} h_{aero} / m}{2(a+b)} - \frac{aa_y h_{cg}}{(a+b)t_w} \right] - \frac{0.6F_{aero}}{4} \quad (۱۰)$$

مدل دینامیکی استفاده شده در این پژوهش مدل هفت درجه آزادی می‌باشد. مدل دینامیکی را می‌توان به سه بخش معادلات حرکت خودرو، معادله حرکت چرخ و دینامیک تایلر تقسیم‌بندی نمود. در ادامه هر یک از این بخش‌ها به تفصیل تشریح خواهد گردید.

### ۲-۱- معادلات حرکت خودرو

مدل هفت درجه آزادی خودرو در شکل شماره (۱) نشان داده شده است. این مدل شامل هفت درجه آزادی، موقعیت طولی، موقعیت عرضی، زاویه سمتی و سرعت زاویه‌ای چهار چرخ خودرو که به ترتیب با  $x, y, \psi$  و  $\omega_{z_j}$  نشان داده می‌شود. سرعت مرکز جرم خودرو برابر  $V$  بوده که با تجزیه آن در دستگاه مختصات به دو مولفه  $u$  و  $v$  (سرعت طولی و عرضی) حاصل می‌گردد. زاویه فرمان و زاویه لغزش جانبی خودرو به ترتیب با  $\delta$  و  $\beta$  نشان داده می‌شود. همچنین فرض می‌گردد که خودرو تنها از طریق چرخ‌های جلو فرمان‌پذیر می‌باشد. فاصله مرکز جرم خودرو تا محورهای جلو و عقب به ترتیب با نمادهای  $a$  و  $b$  معرفی می‌گردد. نیروهای تایلر نیز برحسب مختصات محلی تایلر بیان می‌گردد. نیرویی که در راستای تایلر بوده با زیرنویس  $x$  و نیرویی که عمود بر تایلر می‌باشد با زیرنویس  $y$  مشخص می‌گردد. جرم خودرو و ممان اینرسی آن به ترتیب با  $m$  و  $I_z$  معرفی می‌گردد. و فاصله چرخ‌های چپ و راست خودرو با  $t_w$  نمایش داده می‌شود. با توجه به شکل شماره (۱) و بکارگیری قانون دوم نیوتن، معادلات حرکت خودرو به شرح روابط شماره (۱) الی (۳) توصیف می‌گردد.

$$m(\ddot{u} - v\dot{\psi}) = F_{x_{rl}} + F_{x_{rr}} + (F_{x_{fl}} + F_{x_{fr}}) \cos \delta - (F_{y_{fl}} + F_{y_{fr}}) \sin \delta - F_{aero} \quad (۱)$$

$$m(\ddot{v} + u\dot{\psi}) = F_{y_{rl}} + F_{y_{rr}} + (F_{y_{fl}} + F_{y_{fr}}) \sin \delta + (F_{x_{fl}} + F_{x_{fr}}) \cos \delta \quad (۲)$$

$$I_z \ddot{\psi} = a(F_{y_{fl}} + F_{y_{fr}}) \cos \delta - (t_w/2)(F_{y_{fr}} - F_{y_{fl}}) \sin \delta - b(F_{y_{rl}} + F_{y_{rr}}) + a(F_{x_{fl}} + F_{x_{fr}}) \sin \delta \quad (۳)$$

که  $F_{aero}$  معرف نیروی آیرودینامیکی بوده و با رابطه شماره (۴) تعریف می‌گردد.

$$F_{aero} = \frac{1}{2} \rho C_d A (u + v_{wind})^2 \quad (۴)$$

که در آن  $C_d$  و  $A$  به ترتیب چگالی هوا، ضریب بازدارندگی آیرودینامیکی و سرعت باد می‌باشد.  $A$  بیانگر

عقب را می‌توان با استفاده از روابط شماره (۲۱) الی (۲۴) تعیین نمود.

$$\alpha_{f,l} = \delta - \arctan\left(\frac{v+ra}{u-rt_w/2}\right) \quad (21)$$

$$\alpha_{f,r} = \delta - \arctan\left(\frac{v+ra}{u+rt_w/2}\right) \quad (22)$$

$$\alpha_{r,l} = -\arctan\left(\frac{v-rb}{u-rt_w/2}\right) \quad (23)$$

$$\alpha_{r,r} = -\arctan\left(\frac{v-rb}{u+rt_w/2}\right) \quad (24)$$

حال که زاویه لغزش مشخص گردید، با کمک روابط (۲۵) و (۲۶) می‌توان لغزش عرضی را محاسبه نمود. حالت اول ( $\sigma_{x_{\tau,\varepsilon}} \leq 0$ ):

$$\sigma_{y_{\tau,\varepsilon}} = \frac{v_{rw_{\tau,\varepsilon}} \sin(\alpha_{\tau,\varepsilon})}{v_{cw_{\tau,\varepsilon}}}, \quad \tau \in \{f,r\}, \varepsilon \in \{l,r\} \quad (25)$$

حالت دوم ( $\sigma_{x_{\tau,\varepsilon}} > 0$ ):

$$\sigma_{y_{\tau,\varepsilon}} = \tan(\alpha_{\tau,\varepsilon}) \cdot \tau \in \{f,r\}, \varepsilon \in \{l,r\} \quad (26)$$

پارامترهای مدل دینامیکی خودرو مورد نظر در جدول شماره (۱) ارائه شده‌اند.

جدول ۱- پارامترهای خودرو.

مقدار	واحد	نماد پارامتر
۱۴۱۱	kg	m
۰/۴۵	-	C <sub>d</sub>
۲/۶	kgm <sup>2</sup>	I <sub>w</sub>
۱/۴۸	m	t <sub>w</sub>
۱/۵۶	m	a
۱/۰۴	m	b
۰/۵۴	m	h <sub>s</sub>
۲۰۳۱/۴	kgm <sup>2</sup>	I <sub>z</sub>
۷۳۵	kgm <sup>2</sup>	I <sub>xx</sub>
۲۳/۱۱	kgm <sup>2</sup>	I <sub>xz</sub>
۲/۰۷	m <sup>2</sup>	A <sub>F</sub>

### ۳- طراحی الگوریتم کنترل

در شکل شماره (۲) ساختار الگوریتم کنترل ردیابی مسیر حرکت خودرو قابل مشاهده می‌باشد. با توجه به ساختار الگوریتم پیشنهادی که از دو لایه بالایی و پائینی تشکیل شده است. لایه بالایی شامل دو کنترلر مود لغزشی و کنترلر مبتنی بر پیش‌بینی مدل می‌باشد.

$$F_{z,r} = m \left[ \frac{ga + a_x h_{cg} + F_{aero} h_{aero} / m}{2(a+b)} + \frac{aa_y h_{cg}}{(a+b)t_w} \right] - \frac{0.6F_{aero}}{4} \quad (11)$$

که  $g$ ،  $h_{aero}$  و  $h_{cg}$  به ترتیب معرف شتاب جاذبه، ارتفاع مرکز اعمال نیروی آیرودینامیکی از سطح جاده و ارتفاع مرکز جرم از سطح جاده می‌باشد. عبارت  $0.6F_{aero}$  بیانگر نیروی آیرودینامیکی می‌باشد که در جهت قائم به خودرو اعمال می‌گردد. در این پژوهش فرض می‌شود که این نیرو به صورت برابر بین تایرها تقسیم شده است. همچنین ضریب  $\mu_{k_{\tau,\varepsilon}}$  نیز می‌تواند با استفاده از فرمول جادویی پژا محاسبه گردد. [۳۸]

$$\mu_{k_{\tau,\varepsilon}} = \frac{\sigma_{k_{\tau,\varepsilon}}}{\sigma_{\tau,\varepsilon}} \mu_{\tau,\varepsilon} \cdot k \in \{x,y\}, \tau \in \{f,r\}, \varepsilon \in \{l,r\} \quad (12)$$

$$\mu_{\tau,\varepsilon} = D_{\tau,\varepsilon} \sin(C_{\tau,\varepsilon} \arctan(B_{\tau,\varepsilon} \sigma_{\tau,\varepsilon})) \cdot \tau \in \{f,r\}, \varepsilon \in \{l,r\} \quad (13)$$

که  $D_{\tau,\varepsilon}$ ،  $C_{\tau,\varepsilon}$ ،  $B_{\tau,\varepsilon}$  ضرایب ثابتی هستند که برای تایر و جاده مورد نظر مشخص می‌باشند. همچنین در این پژوهش فرض می‌شود که این ضرایب برای چهار تایر یکسان باشند.  $\sigma_{\tau,\varepsilon}$  بیانگر لغزش کل تایر بوده که تابعی از لغزش‌های طولی و عرضی تایر می‌باشد. [۳۹]

$$\sigma_{\tau,\varepsilon} = \sqrt{\sigma_{x_{\tau,\varepsilon}}^2 + \sigma_{y_{\tau,\varepsilon}}^2}, \tau \in \{f,r\}, \varepsilon \in \{l,r\} \quad (14)$$

لغزش طولی هر یک از تایرهای جلو یا عقب تابعی از سرعت طولی نقطه تماس تایر با سطح جاده ( $v_{cw_{\tau,\varepsilon}}$ ) و سرعت طولی معادل دوران چرخ ( $v_{rw_{\tau,\varepsilon}}$ ) بوده و با رابطه شماره (۱۵) قابل تعریف می‌باشد.

$$\sigma_{x_{\tau,\varepsilon}} = \frac{v_{rw_{\tau,\varepsilon}} - v_{cw_{\tau,\varepsilon}}}{\max(v_{rw_{\tau,\varepsilon}}, v_{cw_{\tau,\varepsilon}})}, \tau \in \{f,r\}, \varepsilon \in \{l,r\} \quad (15)$$

سرعت طولی نقطه تماس هر یک از تایرها با سطح جاده برای را می‌توان با کمک روابط شماره (۱۶) الی (۱۹) محاسبه نمود.

$$v_{cw_{f,l}} = v_{cg} - r \left( \frac{T}{2} - a\beta \right) \quad (16)$$

$$v_{cw_{f,r}} = v_{cg} + r \left( \frac{T}{2} + a\beta \right) \quad (17)$$

$$v_{cw_{r,l}} = v_{cg} - r \left( \frac{T}{2} + b\beta \right) \quad (18)$$

$$v_{cw_{r,r}} = v_{cg} + r \left( \frac{T}{2} - b\beta \right) \quad (19)$$

همچنین سرعت طولی معادل دوران چرخ نیز از رابطه شماره (۲۰) قابل محاسبه می‌باشد. [۴۰]

$$v_{rw_{\tau,\varepsilon}} = r_{w_{\tau,\varepsilon}} \omega_{\tau,\varepsilon}, \tau \in \{f,r\}, \varepsilon \in \{l,r\} \quad (20)$$

که  $\omega_{\tau,\varepsilon}$  سرعت دورانی چرخ می‌باشد.

جهت محاسبه لغزش عرضی تایر، ابتدا باید زاویه لغزش تایر ( $\alpha_{\tau,\varepsilon}$ ) معین گردد. [۴۱] زاویه‌های لغزش تایرهای جلو و

$$fal(s, \eta, e) = \begin{cases} |s|^\eta sign(s) & |s| > e \\ \frac{s}{e^{1-\eta}} & |s| \leq e \end{cases} \quad (31)$$

که  $0 < e < 1$ ،  $\Omega > 0$ ،  $\Phi > 0$ ،  $\eta > 0$ ،  $0 < e < 1$  طول مثبت و منفی فاصله تقارن نزدیک مبدا می‌باشد،  $arsinh(s)$  تابع سینوس هذلولی معکوس می‌باشد و  $fal(s, \eta, e)$  یک تابع چندجمله‌ای می‌باشد. از ترکیب روابط شماره (۲۹) و (۳۰)، مشتق سطح لغزش حاصل می‌گردد.

$$\begin{aligned} \dot{s} &= \dot{u} - \dot{u}_d + b(u - u_d) \\ &= -\Phi fal(s, \eta, e) \\ &\quad - \Omega arsinh(s) \end{aligned} \quad (32)$$

با جایگذاری رابطه شماره (۳۲) در رابطه شماره (۲۷)، نیروی کنترل طولی مطلوب در رابطه شماره (۳۳) قابل تعریف می‌باشد.

$$\begin{aligned} F_{x_d} &= (F_{y_{fr}} + F_{y_{fl}}) \sin \delta \\ &\quad - m[\Phi fal(s, \eta, e) \\ &\quad + \Omega arsinh(s)] - m[\dot{\psi}v \\ &\quad - \dot{u}_d + b(u - u_d)] \end{aligned} \quad (33)$$

۳-۲- طراحی الگوریتم کنترل مبتنی بر پیش‌بینی

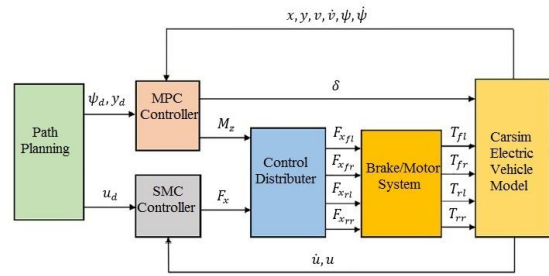
در لایه بالایی جهت کنترل جانبی خودرو از کنترل مبتنی بر پیش‌بینی مدل استفاده می‌گردد. در ابتدا نسبت به بازنویسی معادلات حرکت خودرو در حرکت‌های عرضی و سمتی اقدام می‌گردد. که با روابط شماره (۳۴) و (۳۵) قابل توصیف می‌باشد.

$$\begin{aligned} m(\dot{V} + \psi u) &= (F_{x_{fr}} + F_{x_{fl}}) \sin \delta \\ &\quad + (F_{y_{fl}} + F_{y_{fr}}) \cos \delta \\ &\quad + F_{y_{rr}} + F_{y_{rl}} \end{aligned} \quad (34)$$

$$\begin{aligned} I_z \ddot{\psi} &= a(F_{y_{fr}} + F_{y_{fl}}) \cos \delta \\ &\quad - \frac{t_w}{2}(F_{y_{fr}} - F_{y_{fl}}) \sin \delta \\ &\quad - b(F_{y_{rr}} + F_{y_{rl}}) + M_z \end{aligned} \quad (35)$$

که  $M_z$  معرف گشتاور چرخشی بوده و در رابطه شماره (۳۶) قابل توصیف می‌باشد.

$$\begin{aligned} M_z &= -\frac{t_w}{2}(F_{x_{fl}} - F_{x_{fr}}) \cos \delta \\ &\quad - \frac{t_w}{2}(F_{x_{rl}} - F_{x_{rr}}) \\ &\quad + a(F_{x_{fr}} + F_{x_{fl}}) \sin \delta \end{aligned} \quad (36)$$



شکل ۲- ساختار الگوریتم کنترل پیشنهادی.

### ۳-۱- طراحی الگوریتم کنترل مود لغزشی

قبل از طراحی الگوریتم کنترل مود لغزان طولی، لازم است که نسبت به ساده‌سازی معادلات حرکت دینامیک طولی خودرو اقدام گردد. نیروی طولی تأثیر در معادلات حرکت طولی خودرو را می‌توان به طور مستقل کنترل نمود. جهت کاهش درجه آزادی کنترل‌پذیر در سیستم، مشخصه نیروهای طولی به یک نیروی مجموع طولی کاهش می‌یابد.

$$m(\dot{u} - \dot{\psi}v) = F_x - (F_{y_{fl}} + F_{y_{fr}}) \sin \delta \quad (27)$$

که

$$F_x = F_{x_{rl}} + F_{x_{rr}} + (F_{y_{fr}} + F_{y_{fl}}) \cos \delta \quad (28)$$

کنترلر حرکت طولی با استفاده از تکنیک مود لغزان طراحی می‌گردد. در تعریف سطح لغزش که در رابطه شماره (۲۹) توصیف می‌گردد. از یک انتگرال‌گیر جهت حذف خطاهای استاتیکی استفاده می‌گردد.

$$s = u - u_d + b \int (u - u_d) dt \quad (29)$$

در ساختار کنترل مود لغزشی، مشخصه سوئیچینگ ناپیوسته سبب ایجاد نوسان در سیستم می‌گردد. پدیده نوسان در سیستم را نمی‌توان به طور کامل حذف نمود ولی می‌توان در یک محدوده مشخص و معین کاهش داد. به منظور ایجاد یک سیستم دینامیکی مطلوب و کاهش بیشتر نوسان می‌توان از رابطه شماره (۳۰) استفاده نمود.

$$\dot{s} = -\Phi fal(s, \eta, e) - \Omega arsinh(s) \quad (30)$$

که

در سیستم گسسته خطی متغیر با زمان،  $G_t.H_t$  ماتریس زاکوبین معادله حالت مربوط به کمیت حالت و میزان کنترل حاصل شده توسط قاعده مشتق جزئی می‌باشد که در روابط شماره (۴۴) و (۴۵) بیان می‌گردد.

$$G_t = \left. \frac{\partial g(\zeta(t), \varphi(t))}{\partial \zeta} \right|_{\zeta(t), \varphi(t-1)} \quad (44)$$

$$H_t = \left. \frac{\partial g(\zeta(t), \varphi(t))}{\partial \varphi} \right|_{\zeta(t), \varphi(t-1)} \quad (45)$$

با توجه به پیچیدگی مدل تاپر فرمول جادویی پژا، اگر  $G_t.H_t$  با روش تحلیلی حاصل گردد. نتیجه آن برای اجرا در سیستم بسیار پیچیده می‌باشد. لذا در سیستم الگوریتم کنترل، تقریب‌های عددی  $\hat{G}_t, \hat{H}_t$  به شرح رابطه‌های شماره (۴۶) و (۴۷) مورد استفاده واقع می‌گردد.

$$\hat{G}_t = \frac{g(\zeta(t), \varphi(t)) - g(\zeta(t-1), \varphi(t-1))}{\zeta(t) - \zeta(t-1)} \quad (46)$$

$$\hat{H}_t = \frac{g(\zeta(t), \varphi(t)) - g(\zeta(t), \varphi(t-1))}{\varphi(t) - \varphi(t-1)} \quad (47)$$

### ۳-۳- توزیع گشتاور چرخشی بهینه

در لایه پائینی الگوریتم کنترل پیشنهادی از یک تابع توزیع بهینه استفاده می‌گردد. در این بخش نسبت به مسئله توزیع گشتاور چرخشی که تخصیص گشتاور چرخشی به هر تاپر می‌باشد پرداخته می‌شود. با بازنویسی رابطه شماره (۳۶)، رابطه شماره (۴۸) حاصل می‌گردد.

$$M_z = t_w F_{x_{rr}} - t_w F_{x_{rl}} + (t_w \cos \delta + a \sin \delta) F_{x_{fr}} + (a \sin \delta - t_w \cos \delta) F_{x_{fl}} \quad (48)$$

که  $F_x = [F_{x_{fl}} \ F_{x_{fr}} \ F_{x_{rl}} \ F_{x_{rr}}]^T$  نیروی طولی تاپر می‌باشد. رابطه مابین  $F_{x_{ij}}$  و  $T_{x_{ij}}$  را می‌توان با رابطه شماره (۴۹) بیان نمود.

$$F_{x_{ij}} = \frac{T_{x_{ij}}}{R} \quad (49)$$

که  $R$  شعاع غلتشی چرخ می‌باشد. با انجام تغییر متغیر به شرح رابطه شماره (۵۰) و با بازنویسی رابطه شماره (۴۸)، رابطه شماره (۵۱) حاصل می‌گردد.

$$C = [(-t_w \cos \delta + a \sin \delta) \ (t_w \cos \delta + a \sin \delta) \ -t_w \ t_w] \quad (50)$$

حرکت‌های چرخشی و عرضی و موقعیت مربوط به سیستم مختصات در الگوریتم کنترل مبتنی بر پیش‌بینی مدل لحاظ می‌گردد. پنج متغیر به عنوان متغیرهای حالت کنترلر به شرح رابطه‌های شماره (۳۷) و (۳۸) لحاظ می‌گردد.

$$\zeta = [v \ \psi \ \dot{\psi}]^T \quad (37)$$

گشتاور چرخشی و زاویه فرمان هم به عنوان متغیرهای کنترل تعریف می‌گردد.

$$\varphi = [M_z \ \delta]^T \quad (38)$$

برای ردیابی دقیق مسیر مطلوب،  $\psi, \gamma$  به عنوان متغیرهای خروجی کنترل انتخاب می‌گردد. همچنین جهت اطمینان از پایداری کنترلر، چهار زاویه لغزش جانبی تاپرها هم در سیستم لحاظ می‌گردد.

$$\gamma = [\psi \ \alpha_{fl} \ \alpha_{fr} \ \alpha_{rl} \ \alpha_{rr}]^T \quad (39)$$

مدل دینامیک غیرخطی خودرو به شرح رابطه شماره (۴۰) بیان می‌گردد.

$$\dot{\zeta} = g(\zeta, \varphi) = [g_1(\zeta, \varphi) \ g_2(\zeta, \varphi) \ g_3(\zeta, \varphi) \ g_4(\zeta, \varphi) \ g_5(\zeta, \varphi)]^T \quad (40)$$

و

$$\gamma = P(\zeta, \varphi) = [\psi \ \alpha_{fl} \ \alpha_{fr} \ \alpha_{rl} \ \alpha_{rr}]^T \quad (41)$$

که

$$\begin{cases} g_1(\zeta, \varphi) = \frac{1}{m} [(F_{x_{fr}} + F_{x_{fl}}) \sin \delta + (F_{y_{rl}} + F_{y_{rr}}) \cos \delta + F_{y_{rr}} + F_{y_{rl}}] \\ g_2(\zeta, \varphi) = \dot{\psi} \\ g_3(\zeta, \varphi) = \frac{1}{I_z} [a (F_{y_{fr}} + F_{y_{fl}}) \cos \delta - b (F_{y_{rl}} + F_{y_{rr}}) - \frac{t_w}{2} (F_{y_{rr}} - F_{y_{rl}}) \sin \delta + M_z] \\ g_4(\zeta, \varphi) = u \sin \psi + v \cos \psi \\ g_5(\zeta, \varphi) = u \cos \psi - v \sin \psi \end{cases} \quad (42)$$

و

$$\begin{cases} P_1(\zeta, \varphi) = \psi \\ P_2(\zeta, \varphi) = \arctan \left[ \frac{v + a\dot{\psi}}{u - \frac{t_w}{2}\dot{\psi}} \right] - \delta \\ P_3(\zeta, \varphi) = \arctan \left[ \frac{v + a\dot{\psi}}{u + \frac{t_w}{2}\dot{\psi}} \right] - \delta \\ P_4(\zeta, \varphi) = \arctan \left[ \frac{v - a\dot{\psi}}{u - \frac{t_w}{2}\dot{\psi}} \right] \\ P_5(\zeta, \varphi) = \arctan \left[ \frac{v - a\dot{\psi}}{u + \frac{t_w}{2}\dot{\psi}} \right] \end{cases} \quad (43)$$



$$F_{zfr} = b \left[ \frac{mg}{2(a+b)} - \frac{ma_y h}{2t_w(a+b)} \right] - \frac{ma_x h}{2(a+b)} \quad (58)$$

$$F_{zrl} = a \left[ \frac{mg}{2(a+b)} + \frac{ma_y h}{2t_w(a+b)} \right] + \frac{ma_x h}{2(a+b)} \quad (59)$$

$$F_{zrl} = a \left[ \frac{mg}{2(a+b)} - \frac{ma_y h}{2t_w(a+b)} \right] + \frac{ma_x h}{2(a+b)} \quad (60)$$

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.

#### ۴- نتایج حاصل از شبیه‌سازی

در این بخش به تحلیل و بررسی نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌های انجام شده در یک مانور تعویض خط دوگانه اقدام می‌گردد. جهت صحت‌گذاری شبیه‌سازی‌های انجام شده ردیابی مسیر حرکت تحت شرایط چسبندگی متفاوت سطح جاده با سرعت‌های مختلف از نرم‌افزارهای متلب/کارسیم استفاده می‌گردد. جهت بررسی شبیه‌سازی‌های انجام شده، نسبت به پیاده‌سازی سناریوهای مختلف اقدام می‌گردد. در شبیه‌سازی مانور اول، ضریب اصطکاک سطح جاده ۰/۶ فرض می‌گردد سرعت خودرو ۸۰ کیلومتر بر ساعت لحاظ می‌شود. در شبیه‌سازی مانور دوم، ضریب اصطکاک سطح جاده ۰/۳ لحاظ می‌شود و سرعت خودرو ۷۰ کیلومتر بر ساعت فرض می‌گردد. با توجه به نتایج حاصل از شبیه‌سازی، اثربخشی کنترلر پیشنهادی بر اساس الگوریتم کنترل مود لغزشی و الگوریتم کنترل مبتنی بر پیش‌بینی مدل قابل مشاهده می‌باشد.

##### ۴-۱- مانور اول

عملکرد الگوریتم کنترل پیشنهادی در یک مانور تعویض خط دوگانه با ضریب اصطکاک ۰/۶ سطح جاده و تأثیر مورد تحلیل و بررسی قرار می‌گیرد. در این مانور سرعت اولیه خودرو ۸۰ کیلومتر بر ساعت لحاظ می‌گردد. راننده پس از ۲ ثانیه شروع به کنترل فرمان می‌نماید. نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌های انجام شده در شکل‌های شماره (۳) الی (۷) قابل مشاهده می‌باشد. شکل شماره (۳) تغییرات زاویه لغزش جانبی خودرو را به نمایش می‌گذارد. و تغییرات

که رابطه شماره (۵۱) را خواهیم داشت.

$$M_z = CF_x \quad (51)$$

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

$$J = F_x^T w_1 F_x + (CF_x - M_z)^T w_2 (CF_x - M_z) \quad (52)$$

که  $w_1$  ماتریس وزنی توزیع نیروی تأیر جهت تنظیم بزرگی نیروهای تأیر مورد استفاده واقع می‌گردد.  $w_2$  ماتریس وزنی تنظیم کننده بوده که برای تنظیم بزرگی  $(CF_x - M_z)$  مورد استفاده واقع می‌گردد.

با توجه به رابطه شماره (۵۲) خواهیم داشت.

$$\frac{\partial J}{\partial F_x} = w_1 F_x + C^T w_2 (CF_x - M_z) = (w_1 + C^T w_2 C) F_x - C^T w_2 M_z \quad (53)$$

و

$$\frac{\partial^2 J}{\partial^2 F_x} = w_1 + C^T w_2 C \quad (54)$$

از رابطه شماره (۵۲) می‌دانیم که اگر  $C^T w_2 C > 0$  و  $w_1 > 0$  باشد،  $\frac{\partial^2 J}{\partial^2 F_x} > 0$  برقرار می‌باشد. بنابراین تابع هزینه دارای حداقل میزان می‌باشد و  $F_x$  رابطه شماره (۵۵) را دنبال می‌نماید.

$$F_x = (w_1 + C^T w_2 C)^{-1} C^T w_2 M_z \quad (55)$$

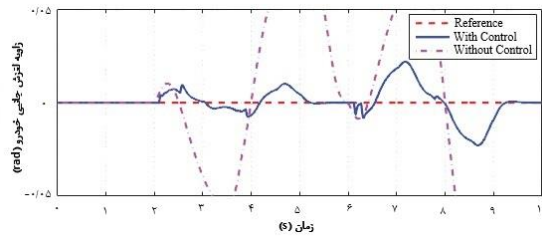
در اینجا،  $w_1$  به عنوان تابعی از نیروی نرمال که متناسب با نیروی عمودی تأیر طراحی شده است و با افزایش نیروی عمودی، افزایش می‌یابد.

$$w_{1ij} = \frac{F_z}{F_{zij}} \quad (56)$$

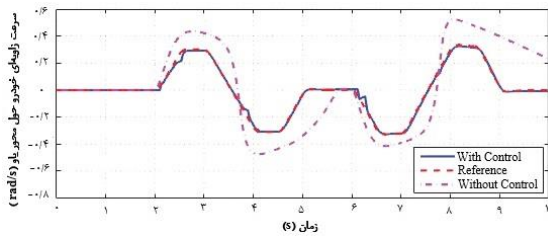
که  $F_z = \frac{mg}{4}$  و  $F_{zij}$  معرف نیروی عمودی هر تأیر می‌باشد که در رابطه‌های شماره (۵۷) الی (۶۰) قابل تعریف می‌باشد.

$$F_{zfl} = b \left[ \frac{mg}{2(a+b)} + \frac{ma_y h}{2t_w(a+b)} \right] - \frac{ma_x h}{2(a+b)} \quad (57)$$

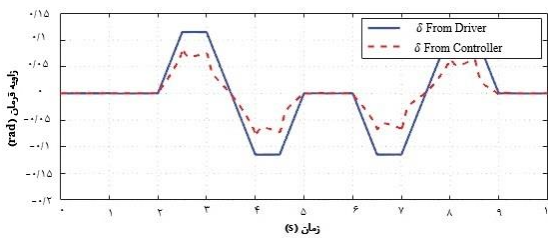
دارای مانورپذیری مطلوبی بوده و همچنین قادر به حفظ پایداری حین مانور می‌باشد.



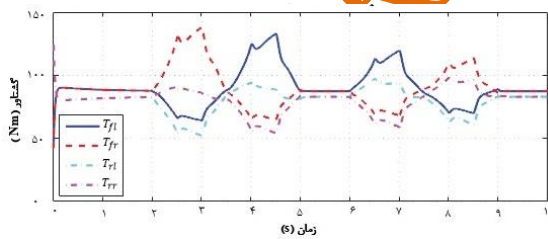
شکل ۳- تغییرات زاویه لغزش جانبی خودرو حین مانور تعویض خط دوگانه.



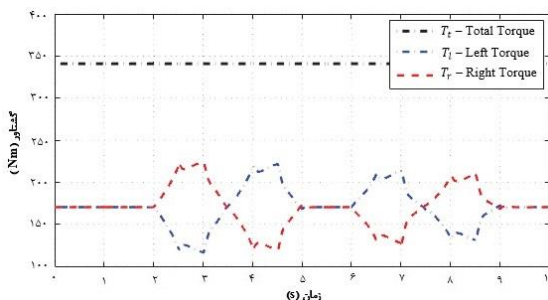
شکل ۴- تغییرات سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یابو.



شکل ۵- تغییرات زاویه فرمان در مانور تعویض خط دوگانه.



شکل ۶- تغییرات گشتاور بر حسب زمان.



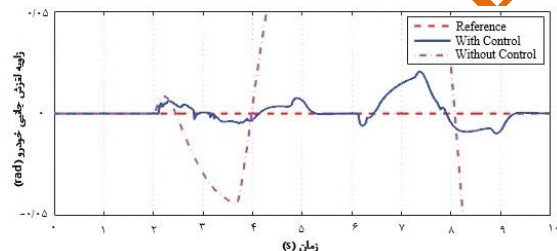
سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یابو در شکل شماره (۴) نشان داده می‌شود. با توجه به نتایج قابل مشاهده می‌باشد که در حالت بدون حضور الگوریتم کنترلی، زاویه لغزش جانبی خودرو به شدت افزایش یافته و به حدود ۰/۱ رادیان می‌رسد که بزرگتر از عدد ۰/۰۶ رادیان که به عنوان حداکثر میزان زاویه لغزش جانبی خودرو برای حالت پایدار خودرو می‌باشد. و در حالت بدون حضور کنترلر، سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یابو قادر به ردیابی سرعت زاویه‌ای مطلوب خودرو حول محور یابو نمی‌باشد و خطای ردیابی حدود ۰/۱۲ رادیان بر ثانیه است که بدین معنی می‌باشد که خودرو ناپایدار می‌گردد. در مقابل در حالت با حضور الگوریتم کنترل پیشنهادی، حداکثر میزان لغزش جانبی خودرو به ۰/۰۱۴ رادیان کاهش می‌یابد. و سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یابو به خوبی قادر به ردیابی سرعت زاویه‌ای مطلوب خودرو حول محور یابو می‌باشد. و حداکثر میزان خطای ردیابی سرعت زاویه‌ای خودرو کمتر از ۰/۰۱۵ رادیان بر ثانیه می‌باشد. این نتایج نشان می‌دهد که منحنی‌های زاویه لغزش جانبی خودرو و سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یابو در حالت با حضور الگوریتم کنترل پیشنهادی به منحنی‌های مرجع نزدیک می‌باشند. و پایداری خودرو در حالت با حضور سیستم الگوریتم کنترل پیشنهادی برقرار می‌باشد. منحنی‌های تغییرات زاویه فرمان و تغییرات گشتاور به ترتیب در شکل‌های شماره (۵) و (۶) قابل مشاهده می‌باشد. با توجه به شکل شماره (۵)، می‌توان مشاهده نمود که خودرو در حالت با حضور کنترلر پیشنهادی به زاویه فرمان کمتری در مقایسه با زاویه فرمان اعمالی از سوی راننده نیاز دارد. با توجه به شکل شماره (۶)، میزان گشتاور هر چرخ با حضور کنترلر کمتر از حداکثر گشتاور موتور الکتریکی می‌باشد. با نگاهی به توزیع نمودارهای گشتاور، می‌توان مشاهده نمود که گشتاور واقعی موتور در چرخ‌های سمت راست خودرو بزرگتر از چرخ‌های سمت چپ خودرو می‌باشد. زیرا گشتاور به طور مستقیم از نیروهای طولی تایرها جهت کمک به فرمان‌دهی خودرو تولید می‌گردد. با توجه به شکل شماره (۷)، مشاهده می‌شود که مجموع گشتاور موتور سمت چپ و مجموع گشتاور موتور سمت راست متقارن بوده و مجموع هر دو گشتاور برابر با کل گشتاور محرک می‌باشد. با توجه به نتایج مشاهده شده، می‌توان بیان نمود که عملکرد الگوریتم کنترل پیشنهادی مطلوب و اثربخش می‌باشد. و خودرو

شکل ۷- توزیع گشتاور به سمت‌های راست و چپ خودرو.

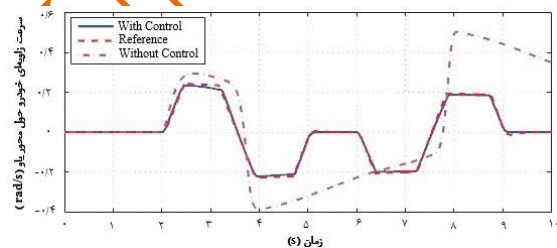
## ۲-۴- مانور دوم

عملکرد الگوریتم کنترل پیشنهادی در یک مانور تعویض خط دوگانه با ضریب اصطکاک  $0.3$  سطح جاده و تایر مورد بررسی و تحلیل واقع می‌گردد. در این مانور سرعت اولیه خودرو  $70$  کیلومتر بر ساعت لحاظ می‌گردد. نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌های انجام شده در شکل‌های شماره (۸) الی (۱۴) قابل مشاهده می‌باشد. تغییرات زاویه لغزش جانبی خودرو حین مانور تعویض خط دوگانه تحت شرایط بحرانی سطح جاده در شکل شماره (۸) نشان داده می‌شود. و میزان تغییرات سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یاو در شکل شماره (۹) نمایش داده می‌شود. با توجه نتایج، قابل مشاهده می‌باشد که در حالت بدون حضور الگوریتم کنترل پیشنهادی، زاویه لغزش جانبی خودرو به شدت افزایش یافته و به حدود  $0.4$  رادیان می‌رسد که بسیار بزرگتر از میزان  $0.06$  رادیان که به عنوان حداکثر میزان زاویه لغزش جانبی خودرو برای حالت پایدار خودرو می‌باشد. و همچنین سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور قادر به ردیابی سرعت زاویه‌ای مطلوب خودرو حول محور یاو نمی‌باشد و خطای ردیابی حدود  $0.21$  رادیان بر ثانیه می‌باشد. زمانیکه الگوریتم کنترل پیشنهادی فعال می‌گردد، زاویه لغزش جانبی خودرو محدود شده و به میزان  $0.19$  کاهش می‌یابد. و سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یاو به خوبی قادر به ردیابی سرعت زاویه‌ای مطلوب خودرو حول محور یاو می‌باشد و حداکثر میزان خطای ردیابی سرعت زاویه‌ای خودرو کمتر از  $0.02$  رادیان بر ثانیه می‌باشد. این نتایج نشان می‌دهد که منحنی‌های زاویه لغزش جانبی خودرو و سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یاو در حالت با حضور الگوریتم کنترل پیشنهادی به منحنی‌های مرجع نزدیک می‌باشند. و پایداری خودرو در حالت با حضور سیستم الگوریتم کنترل پیشنهادی برقرار می‌باشد. با توجه به شرایط بحرانی سطح جاده و ضریب اصطکاک پائین سطح جاده و تایر، به دلیل لغزش تایرها، میزان خطای ردیابی سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یاو در شرایط سطح جاده بحرانی نسبت به سطح جاده با شرایط بهتر (ضریب اصطکاک بالاتر)، بزرگتر می‌باشد. شکل‌های شماره (۱۰) و (۱۱) به ترتیب نمایانگر تغییرات نسبت لغزش طولی تایرها در حالت‌های بدون حضور کنترلر و با حضور کنترلر

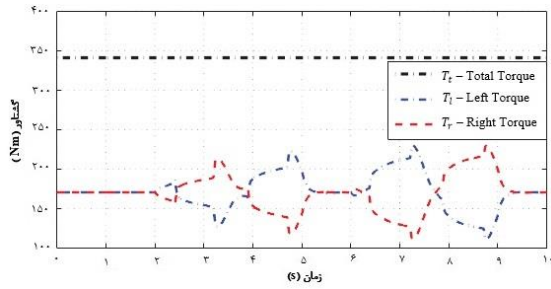
می‌باشد. با توجه به شکل شماره (۱۰)، قابل مشاهده می‌باشد که نسبت به لغزش طولی تایرها به سرعت افزایش می‌یابد و در حالت بدون حضور الگوریتم کنترلر فراتر از  $0.1$  می‌باشد. بدین معنی که لغزش تایرها بسیار جدی می‌باشد و سطح جاده قادر به ایجاد نیروی اصطکاک کافی برای تایرها نمی‌باشد. در مقابل با توجه به شکل شماره (۱۱)، نسبت لغزش طولی تایرها در حالت با حضور سیستم الگوریتم کنترل پیشنهادی حداکثر به میزان  $0.15$  تحت کنترل می‌باشد. بدین معنی که الگوریتم کنترل پیشنهادی عملکرد مطلوبی در کنترل لغزش تایرها داشته و نسبت لغزش تایرها را در سطح جاده با ضریب اصطکاک بحرانی و پائین در یک محدوده پایدار نگه می‌دارد. منحنی تغییرات زاویه فرمان و تغییرات گشتاور به ترتیب در شکل‌های شماره (۱۲) و (۱۳) قابل مشاهده می‌باشد. با توجه به شکل شماره (۱۲)، می‌توان مشاهده نمود که خودرو در حالت با حضور کنترلر به زاویه فرمان کمتری در مقایسه با زاویه فرمان اعمالی از سوی راننده نیاز دارد. با توجه به شکل شماره (۱۳)، میزان گشتاور هر چرخ با حضور کنترلر کمتر از حداکثر گشتاور موتور می‌باشد. با توجه به شکل شماره (۱۴)، مشاهده می‌شود که مجموع گشتاور موتور سمت راست و مجموع گشتاور موتور سمت چپ دارای تقارن بوده و مجموع هر دو گشتاور برابر کل گشتاور محرک می‌باشد.



شکل ۸- تغییرات زاویه لغزش جانبی خودرو حین مانور تعویض خط دوگانه.



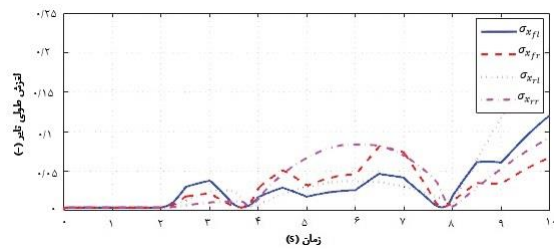
شکل ۹- تغییرات سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور یاو.



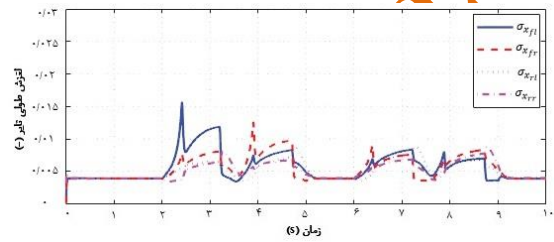
شکل ۱۴- توزیع گشتاور به سمت‌های راست و چپ خودرو حین مانور تعویض خط دوگانه.

### ۵- نتیجه گیری

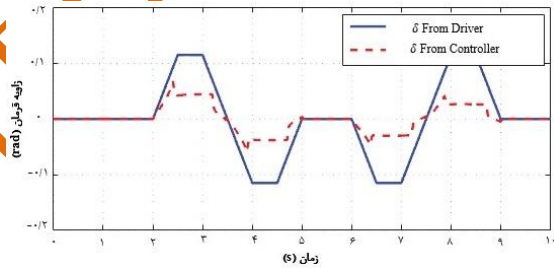
در این پژوهش یک الگوریتم کنترل یکپارچه در مانورهای تعویض خط دوگانه با شرایط بحرانی و اضطراری ارائه گردید. این الگوریتم راهکارهای مناسبی برای مسئله تعقیب مسیر حرکت خودرو ارائه نمود. نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌های انجام شده برای دو مانور تعویض خط دوگانه با شرایط اصطکاک متفاوت سطح جاده و سرعت متفاوت خودرو به خوبی کارایی و قابلیت‌های بالای الگوریتم کنترل پیشنهادی را به نمایش گذاشت. الگوریتم پیشنهادی شامل دو لایه بالایی و پائینی می‌باشد. در لایه بالایی از دو کنترلر مدول لغزشی و کنترلر مبتنی بر پیش‌بینی مدل استفاده گردید. کنترلر مدول لغزشی جهت کنترل حرکت طولی مورد استفاده واقع می‌گردد. در طراحی الگوریتم کنترلر مدول لغزشی رویکردی جدید جهت کاهش نوسانات سیستم و همگرایی سریع‌تر به سطح مدول لغزشی می‌شود، پیاده‌سازی گردید. و کنترلر مبتنی بر پیش‌بینی مدل جهت کنترل حرکت جانبی خودرو پیاده‌سازی گردید. در لایه پائینی الگوریتم سیستم کنترل پیشنهادی از یک تابع توزیع بهینه جهت تخصیص گشتاور مابین چهار چرخ خودرو الکتریکی موتور در چرخ استفاده گردید. به منظور در نظر گرفتن رفتار واقعی خودرو، دینامیک غیرخطی تاثیر در نظر گرفته شد. جهت صحت‌گذاری شبیه‌سازی‌های انجام شده از نرم‌افزار متلب/کارسیم استفاده گردید. نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌ها نشان داد که الگوریتم کنترل پیشنهادی به خوبی عمل نموده است و دارای کارایی مطلوب می‌باشد.



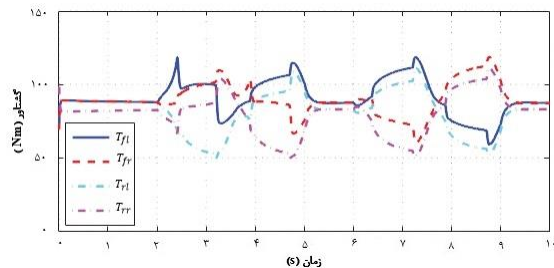
شکل ۱۰- تغییرات لغزش طولی تایرها در حالت بدون حضور الگوریتم کنترل.



شکل ۱۱- تغییرات لغزش طولی تایرها در حالت با حضور الگوریتم کنترل.



شکل ۱۲- تغییرات زاویه فرمان حین مانور تعویض خط دوگانه.



شکل ۱۳- تغییرات گشتاور بر حسب زمان.

### مراجع

- [1] Hang, P.; Chen, X. Integrated chassis control algorithm design for path tracking based on four-wheel steering and direct yaw-moment control. Proc. Inst. Mech. Eng. Part I J. Syst. Control. Eng. 2019, 233, 625–641.
- [2] Chindamo, D.; Lenzo, B.; Gadola, M. On the Vehicle Sideslip Angle Estimation: A Literature Review of Methods, Models, and Innovations. Appl. Sci. 2018, 8, 355.

- [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 Electr. Veh. J.* 2019, 10, 34.
- [4] Imine, H.; Madani, T. Sliding-mode control for automated lane guidance of heavy vehicle. *Int. J. Robust Nonlinear Control.* 2013, 23, 67–76.
- [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, 1919.
- [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, 350.
- [7] Jalali, K.; Uchida, T.; McPhee, J.; Lambert, S. Development of an Integrated Control Strategy Consisting of an Advanced Torque Vectoring Controller and a Genetic Fuzzy Active Steering Controller. *SAE Int. J. Passeng. Cars Electron. Electr. Syst.* 2013, 6, 222–240.
- [8] Wang, R.C.; Wei, Z.D.; Ye, Q. A research on visual preview longitudinal and lateral cooperative control of intelligent vehicle. *Automot. Eng.* 2019, 41, 763–770.
- [9] Kumarawadu, S.; Lee, T.T. Neuroadaptive Combined Lateral and Longitudinal Control of Highway Vehicles Using RBF Networks. *IEEE Trans. Intell. Transp. Syst.* 2006, 7, 500–512.
- [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 Trans. Veh. Technol.* 2021, 70, 5565–5577.
- [11] i, S.E.; Xu, B.; Wang, J. Distributed model predictive control of multi-vehicle systems with switching communication topologies. *Transp. Res. Part C Emerg. Technol.* 2020, 118, 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 Trans. Veh. Technol.* 2019, 68, 9604–9618.
- [13] Rahman M, Masrur M, Uddin MN (2012) Impacts of interior permanent magnet machine technology for electric vehicles. In: 2012 IEEE International Electric Vehicle Conference, pp. 1–5: IEEE.
- [14] Hartani K, Merah A, Draou A (2015) Stability enhancement of four-in-wheel motor-driven electric vehicles using an electric differential system. *J Power Elect.*
- [15] Sekour M, Hartani K, Merah A (2017) Electric vehicle longitudinal stability control based on a new multimachine nonlinear model predictive direct torque control. *J Adv Transp* 2017.
- [16] Mousavinejad E, Han Q-L, Yang F, Zhu Y, Vlacic L (2017) Integrated control of ground vehicles dynamics via advanced terminal sliding mode control. *Veh Syst Dyn* 55(2):268–294.
- [17] Ghomashi M.A., Kazemi R., "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/ Vol.20/ No.1/ 109-124.*
- [18] Ahmed T, Kada H, Allali A (2020) New DTC strategy of multi machines single-inverter systems for electric vehicle traction applications. *Int J Power Electron Drive Syst* 11(2):641.
- [19] Cabrera, A., Gowal, S. and Martinoli, A. (2012). A new collision warning system for lead vehicles in rear-end collisions. *IEEE Intelligent Vehicles Symp. (IV)*, Madrid, Spain.
- [20] Hartani K, Merah A, Draou A., Stability enhancement of four-in-wheel motor-driven electric vehicles using an electric differential system. *J Power Elect*, 2017.
- [21] Sekour M, Hartani K, Merah A (2017) Electric vehicle longitudinal stability control based on a new multi machine nonlinear model predictive direct torque control. *J Adv Transp* 2017.
- [22] Ahmed T, Kada H, Allali A (2020) New DTC strategy of multi machines single-inverter systems for electric vehicle traction applications. *Int J Power Electron Drive Syst* 11(2):641.
- [23] Cabrera, A., Gowal, S. and Martinoli, A. (2012). A new collision warning system for lead vehicles in rear-end collisions. *IEEE Intelligent Vehicles Symp. (IV)*, Madrid, Spain.
- [24] Lee, H. K., Shin, S. G. and Kwon, D. S. (2017). Design of emergency braking algorithm for pedestrian protection based on multi-sensor fusion. *Int. J. Automotive Technology* 18, 6, 1067–1076.

- [25] Lopez, A., Sherony, R., Chien, S., Li, L., Qiang, Y. and Chen, Y. (2015). Analysis of the braking behaviour in pedestrian automatic emergency braking. IEEE 18th Int. Conf. Intelligent Transportation Systems (ITSC), Las Palmas de Gran Canaria, Spain.
- [26] Wang, X., Zhu, M., Chen, M. and Tremont, P. (2016). Drivers' rear end collision avoidance behaviors under different levels of situational urgency. *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*, 71, 419–433.
- [27] Guo, N., Zhang, X., Zou, Y., Lenzo, B., Zhang, T., Göhlich, D.: A fast model predictive control allocation of distributed drive electric vehicles for tire slip energy saving with stability constraints. *Control Eng. Pract.* 102(1), 104554, 2020
- [28] Lee, H. K., Shin, S. G. and Kwon, D. S. (2017). Design of emergency braking algorithm for pedestrian protection based on multi-sensor fusion. *Int. J. Automotive Technology* 18, 6, 1067–1076.
- [29] Funke, J., Brown, M., Erlien, S.M., Gerdes, J.C.: Collision avoidance and stabilization for autonomous vehicles in emergency scenarios. *IEEE Trans. Control Syst. Technol.* 25(4), 1204–1216, 2016.
- [30] Wang, X., Zhu, M., Chen, M. and Tremont, P. (2016). Drivers' rear end collision avoidance behaviors under different levels of situational urgency. *Transportation Research Part C: Emerging Technologies*, 71, 419–433.
- [31] Zheng, Y.; Li, S.E.; Li, K.; Borrelli, F.; Hedrick, J.K. Distributed Model Predictive Control for Heterogeneous Vehicle Platoons Under Unidirectional Topologies. *IEEE Trans. Control. Syst. Technol.* 2017, 25, 899–910.
- [32] Zhou, C.; Liu, X.-H.; Xu, F.-X. Intervention criterion and control strategy of active front steering system for emergency rescue vehicle. *Mech. Syst. Signal Process.* 2021, 148, 107160.
- [33] Mernone. A. V., Mazumdar. J. N., " A Mathematical Study of Peristaltic Transport of a Casson Fluid", *Mathematical and Computer Modelling* 35 , Volume 35, Issues 7–8, pp 895-912, February 2011
- [34] Liu, J.; Song, J.; Li, H.; Huang, H. Direct yaw-moment control of vehicles based on phase plane analysis. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D: J. Automob. Eng.* 2022, 236, 2459–2474.
- [35] 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. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.* 2022, 236, 59–74.
- [36] 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. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.* 2022.
- [37] Akermi, K.; Chouraqui, S.; Boudaa, B. Novel SMC control design for path following of autonomous vehicles with uncertainties and mismatched disturbances. *Int. J. Dyn. Control.* 2020, 8, 254–268.
- [38] Pacejka, H. *Tire and Vehicle Dynamics*; Elsevier: Amsterdam, Netherlands, 2005.
- [39] 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. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.* 2022, 237, 544–559.
- [40] Jing, C.Q.; Shu, H.Y.; Shu, R.; Song, Y. Integrated control of electric vehicles based on active front steering and model predictive control. *Control. Eng. Pract.* 2022, 121, 105066.
- [41] 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. *J. Frankl. Inst.* 2022, 359, 4776–4803.