ISSN: 2476-6909; Modares Mechanical Engineering. 2024;24(04):225-238.

Motion Planning in Critical Lane Change Maneuvers Considering the Stability Margins of the Vehicle

ARTICLE INFO

Article Type
Original Research

Authors
Sazgar H.[1*],
Keymasi Khalaji A.[2],

How to cite this article
Sazgar H, Keymasi Khalaji A, Motion Planning in Critical Lane Change Maneuvers Considering The Stability Margins of The Vehicle. Modares Mechanical Engineering; *2024;24(04):225-238.*

ABSTRACT

In recent years, advancements in driver assistance technology have significantly minimized the impact of human error on traffic accidents. The development of these systems is of great interest, especially for critical and accident-causing maneuvers such as critical lane change on the highway. One of the important parts of automatic lane change is the motion planning. In this research, taking into account the criteria of collision avoidance and feasibility of the path, an algorithm for the motion planning is proposed. The main innovation of the present research is that the dynamic limits and stability margins of the vehicle have been converted into quantitative criteria and considered in the motion planning. To evaluate the performance of the motion planning algorithm, the complete model of the car is used in the Carsim-Simulink software. Also, to follow the designed path, an integrated longitudinal-lateral control has been designed and implemented. The simulation results show that the proposed method provides a more accurate assessment of the trajectory dynamic feasibility in high-speed critical lane change maneuvers compared to the previous methods. This issue is especially evident for critical maneuvers where the lateral acceleration of the trajectory is more dominant than the longitudinal acceleration.

Keywords Motion Planning, Critical Lane Change, Vehicle Dynamic Limits, Collision Avoidance, Feasible Path

CITATION LINKS

1 - Road traffic injuries. 2 - Development and Validation of Adaptive Cruise Control Algorithm for ADAS Applications. 3 - advanced-technologies. 4 - Path planning algorithms in the autonomous driving system: A comprehensive review. 5 - An Efficient Trajectory Planning Approach for Autonomous Ground Vehicles Using Improved Artificial Potential Field. 6 - Collision avoidance for autonomous vehicles using reachability-based trajectory planning in highway driving. 7 - Design and implementation of a hybrid path planning approach for autonomous lane change manoeuvre. 8 - Lane-change trajectory planning and control based on stability region for distributed drive electric vehicle. 9 - Lane-changing trajectory planning model for automated vehicles driving on a curved road. 10 - Feasible trajectory planning for minimum time manoeuvring. 11 - Trajectory planning and integrated control with the Nonlinear Bicycle Model for high-speed autonomous lane change. 12 - Trajectory planning and combined control design for critical high-speed lane change manoeuvres. 13 - Integrated longitudinal and lateral guidance of vehicles in critical high speed manoeuvres. 14 - Integrated Control of Longitudinal and Lateral Vehicle Dynamics to Improve Automated Lane Change Maneuver. 15 - Vehicle dynamics and control. 16 - Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies. 17 - Automotive control systems: for engine, driveline, and vehicle. 18 - Electro-hydraulic braking system for autonomous vehicles.

[1] Mechanical Research Center, Iranian Research Organization for Science and Technology, Tehran, Iran
[2] Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Kharazmi University, Tehran, Iran

Correspondence
Address: Mechanical Research Center, Iranian Research Organization for Science and Technology, Tehran, Iran.

sazgar@irost.org

Article History
Received: May 15, 2024
Accepted: July 27, 2024
ePublished: August 8, 2024

Copyright© 2020, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.

طراحی مسیر حرکت در مانورهای تعویض خط بحرانی با در نظر گرفتن مرزهای پایداری خودرو

هادی سازگار[۱*]، علی کیماسی خلجی[۲]

[۱] پژوهشکده مکانیک، سازمان پژوهش‌های علمی و صنعتی ایران، تهران، ایران

[۲] گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه خوارزمی، تهران، ایران

چکیده

امروزه با پیشرفت سیستم‌های کمک راننده تا حد زیادی اثر خطای انسانی در حوادث رانندگی کاهش یافته است. توسعه این سیستم‌ها بویژه برای مانورهای بحرانی و حادثه ساز مانند تعویض خط بحرانی در بزرگراه بسیار مورد توجه می‌باشد. یکی از بخش‌های مهم تعویض خط خودکار، طراحی مسیر حرکت می‌باشد. در این پژوهش با در نظر گرفتن معیارهای اجتناب از برخورد و قابل پیمایش بودن مسیر، یک الگوریتم طراحی مسیر حرکت پیشنهاد شده است. نوآوری اصلی پژوهش حاضر این است که محدودیت‌های دینامیکی و مرزهای پایداری خودرو با معیارهای کمی بیان شده و در طراحی مسیر حرکت در نظر گرفته شده‌اند. براي ارزیابی عملکرد الگوریتم طراحی مسیر حرکت از مدل کامل خودرو در نرم‌افزار CarSim-Simulink استفاده شده است. همچنین برای تعقیب مسیر حرکت، یک کنترل یکپارچه طولی-عرضی نیز طراحی و پیاده‌سازی شده است. نتایج شبیه‌سازي نشان می‌دهد که روش پیشنهادی در مقایسه با روش‌های قبلی، در مانورهاي تعویض خط بحرانی سرعت بالا، ارزیابی دقیق‌تری از قابل پیمایش بودن مسیر از منظر دینامیک خودرو ارائه می‌دهد. این موضوع بویژه برای مانورهای بحرانی که شتاب عرضی مسیر حرکت نسبت به شتاب طولی غالب است، بیشتر نمایان می‌شود.

کلیدواژه‌ها: طراحی مسیر حرکت، تعویض خط بحرانی، محدودیت‌های دینامیک خودرو، اجتناب از برخورد، مسیر قابل پیمایش

تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۰۲/۲۶

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۳/۰۵/۰۶

*نویسنده مسئول: sazgar@irost.org

۱- مقدمه

امروزه درکنار عواملی مانند کیفیت خودرو و جاده، همچنان اصلی‌ترین عامل تصادفات خطاهای انسانی می‌باشد[1]. در همین راستا خودروسازان مطرح به دنبال این هستند که با توسعه سیستم‌های کمک راننده، نقش خطاهای انسانی را کاهش دهند. خوشبختانه پیشرفت‌های انجام شده در حوزه سنسور و سیستم‌های پردازنده، نیز زیرساخت سخت‌افزاری لازم را فراهم نموده‌اند. یکی از قدیمی‌ترین سیستم‌های کمک راننده در این حوزه، کروز کنترل تطبیقی (ACC) بوده که با اولویت حفظ فاصله ایمن با خودرو جلویی، سعی می‌کند سرعت تنظیم شده توسط راننده را حفظ نماید[2]. نمونه‌های دیگر سیستم‌های کمک راننده مرتبط با این حوزه، سیستم اجتناب از برخورد می‌باشند[3]. یکی از مانورهای حادثه‌ساز و پیچیده، تعویض خط بحرانی در بزرگراه می‌باشد. تعویض خط بحرانی زمانی رخ می‌دهد که سرعت دو خودرو بالا و فاصله بین آن‌ها اندک است. در یک لحظه خودرو جلویی به صورت ناگهانی متوقف می‌شود، به دلیل فاصله اندک بین دو خودرو، در صورتی که فقط از ترمز استفاده شود، حتما برخورد رخ خواهد داد، بنابراین علاوه بر ترمز باید از فرمان نیز استفاده گردد. به دلیل جفت‌شدگی‌های بسیار قوی بین دینامیکِ طولی و دینامیکِ عرضی در چندین سطح دینامیک، سینماتیک و نیروهای تایر، هدایت صحیح خودرو در چنین مانورهایی حتی برای رانندگان حرفه‌ای نیز کار چندان ساده‌ای نخواهد بود. با توجه به پیچیدگی زیاد و خسارت‌های بالای ناشی از تصادف در این دسته از مانورها، توسعه سیستم‌های کمک راننده برای آن‌ها از اهمیت بسیار بالایی برخوردار است. یکی از بخش‌های مهم این سیستم کمک راننده، الگوریتمی است که بتواند با در نظر گرفتن شرط اجتناب از برخورد و محدودیت‌های دینامیکی خودرو، مسیر حرکت مناسب را استخراج نماید.

پژوهشگران زیادی مسئله طراحی مسیر حرکت را مورد مطالعه قرار داده‌اند[4]. در [5]، با در نظر گرفتن هندسه پیچیده جاده و خودروهای اطراف، طراحی مسیر حرکت به کمک روش میدان پتانسیل بهبود یافته مورد مطالعه قرار گرفته است. در [6]، طراحی مسیر حرکت برای مانور اجتناب از برخورد در محدوده عملکرد خطی رفتار خودرو در بزرگراه انجام شده است. مرجع[7] با یک الگوریتم ترکیبی از منحنی‌های بِزیر و درخت کاوش تصادفی سریع، طراحی مسیر حرکت برای مانور تعویض خط خودکار را مورد بررسی قرار داده است. آقای ونگ و همکاران مسئله طراحی مسیر حرکت و کنترل خودرو برقی چند موتوره با در نظر گرفتن محدوده‌های پایدرای را مورد مطالعه قرار داده‌اند[8]. طراحی مسیر حرکت مانورهای تعویض خط در جاده های منحنی نیز در [9] انجام شده است.

با بررسی پژوهش‌های انجام شده در حوزه طراحی مسیر حرکت، مشاهده می‌شود که در اکثر پژوهش‌ها تمرکز اصلی بر روی هندسه جاده و محیط پیرامون خودرو می‌باشد[10]. به عبارتی موضوع امکانپذیری پیمایش مسیر توسط خودرو کمتر در نظر گرفته شده است.

نوآوری پژوهش: الگوریتم طراحی مسیر حرکت پیشنهادی در این پژوهش به نوعی نسخه تکمیلی الگوریتم‌های ارائه شده در مراجع [11-13] بوده که نقاط ضعف آن‌ها را بر طرف نموده است. در روش ۵ درجه آزادی مراجع [11,12] اثر انتقال بار عرضی در نظر گرفته نشده بود و لذا برای مانورهای با شتاب عرضی بالا، ارزیابی قابل پیمایش بودن مسیر حرکت به درستی امکان‌پذیر نبود. در روش ۷ درجه آزادی [13] هر چند اثر انتقال بار عرضی در نظر گرفته شده بود اما این روش نیز به دلیل پیچیدگی حل معادلات و خطای تجمیعی، نتایج قابل قبولی ارائه نمی‌کرد. مزیت اصلی روش پیشنهادی این است که برای ارزیابی قابل پیمایش بودن مسیرهای حرکت با شتاب عرضی بالا از معیار ماکزیمم نرخ زاویه سمتی و برای سایر مسیرها نیز از روش ۵ درجه آزادی استفاده می‌شود. با این تکنیک با یک عملیات ریاضی ساده، اثر انتقال بار عرضی که در شتاب های

عرضی بالا مهم است در نظر گرفته می‌شود. همچنین چنانچه مسیر بر اساس معیار ماکزیمم نرخ زاویه سمتی مجاز، غیر قابل پیمایش باشد، دیگر نیازی به ادامه انجام محاسبات روش ۵ درجه آزادی برای آن مسیر نخواهد بود. بنابراین می‌توان گفت که از نظر حجم محاسبات که در واقعیت بسیار مهم است، نسبت به هر دو روش ۵ درجه و ۷ درجه آزادی برتری قابل توجهی دارد.

۲- مدل دینامیکی

در این پژوهش از مدل دینامیکی هفت درجه آزادی خودرو استفاده شده است. با توجه به شکل ۱ درجه‌های آزادی این مدل شامل سه درجه حرکت در صفحه (x، y و ψ) و چهار درجه آزادي براي چهار چرخ می‌باشد. به منظور افزایش دقت مدل اثرات انتقال بار طولی، انتقال بار عرضی، دینامیک غیر خطی تایر، دینامیک زنجیره توان و دینامیک ترمز نیز در نظر گرفته شده است.

معرفی جزئیات این مدل دینامیکی و اعتبارسنجی آن با نرم‌افزار CarSim به تفصیل در مرجع [14] بیان شده است. در جدول ۱ معرفی نمادها، متغیرها و پارامترهای استفاده شده در مدل دینامیکی انجام پذیرفته است.

مدل دینامیکی خودرو به صورت خلاصه به شرح ذیل می‌باشد.

معادلات حرکت خودرو

$$ma_x = \left(F_{x_{f,l}} + F_{x_{f,r}}\right)\cos\delta - \left(F_{y_{f,l}} + F_{y_{f,r}}\right)\sin\delta + \left(F_{x_{r,l}} + F_{x_{r,r}}\right) - F_{aero} \quad (۱)$$

$$ma_y = \left(F_{x_{f,l}} + F_{x_{f,r}}\right)\sin\delta + \left(F_{y_{f,l}} + F_{y_{f,r}}\right)\cos\delta + \left(F_{y_{r,l}} + F_{y_{r,r}}\right) \quad (۲)$$

$$I_z\ddot{\psi} = l_f\left[\left(F_{x_{f,l}} + F_{x_{f,r}}\right)\sin\delta + \left(F_{y_{f,l}} + F_{y_{f,r}}\right)\cos\delta\right] - l_r\left(F_{y_{r,l}} + F_{y_{r,r}}\right) \quad (۳)$$

که

$$a_x = \dot{v}_x - v_y\dot{\psi} \quad (۴)$$

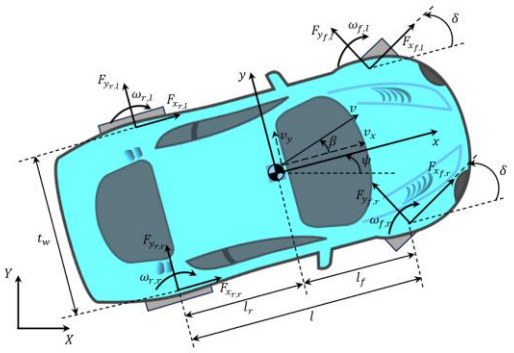
$$a_y = \dot{v}_y + v_x\dot{\psi} \quad (۵)$$

$$F_{aero} = \frac{1}{2}\rho C_d A_F (v_x + v_{wind})^2 \quad (۶)$$

A_F سطح موثر جلو خودرو بوده و برابر $۱.۶ + ۰.۰۰۰۵۶(m - ۷۶۵)$ می‌باشد[15].

معادلات تایر

$$F_{\gamma_{\tau,\varepsilon}} = \mu_{\kappa_{\tau,\varepsilon}} F_{z_{\tau,\varepsilon}}, \kappa \in \{x,y\}, \tau \in \{f,r\}, \varepsilon \in \{l,r\} \quad (۷)$$



شکل ۱) مدل دینامیکي ۷ درجه آزادی خودرو

که

$$F_{z_{f,l/r}} = m\left[\frac{gl_r - a_x h_{CG} - F_{aero}h_{aero}/m}{2l} \mp \frac{l_r}{l}\frac{h_{CG}}{t_w}a_y\right] \quad (۸)$$

$$F_{z_{r,l/r}} = m\left[\frac{gl_f + a_x h_{CG} + F_{aero}h_{aero}/m}{2l} \mp \frac{l_f}{l}\frac{h_{CG}}{t_w}a_y\right] \quad (۹)$$

همچنین ضریب $\mu_{\kappa_{\tau,\varepsilon}}$ نیز با استفاده از فرمول پژکا جادویي محاسبه مي‌شود[16]:

$$\mu_{\kappa_{\tau,\varepsilon}} = \frac{\sigma_{\kappa_{\tau,\varepsilon}}}{\sigma_{\tau,\varepsilon}}\mu_{\tau,\varepsilon}, \kappa \in \{x,y\}, \tau \in \{f,r\}, \varepsilon \in \{l,r\} \quad (۱۰)$$

$$\mu_{\tau,\varepsilon} = D_{\tau,\varepsilon}\sin\left[C_{\tau,\varepsilon}\arctan\left(B_{\tau,\varepsilon}\,\sigma_{\tau,\varepsilon}\right)\right], \quad \tau \in \{f,r\}, \varepsilon \in \{l,r\} \quad (۱۱)$$

$$\sigma_{\tau,\varepsilon} = \sqrt{\left(\sigma_{x_{\tau,\varepsilon}}\right)^2 + \left(\sigma_{y_{\tau,\varepsilon}}\right)^2}, \tau \in \{f,r\}, \varepsilon \in \{l,r\} \quad (۱۲)$$

$$\sigma_{x_{\tau,\varepsilon}} = \frac{v_{rw_{\tau,\varepsilon}} - v_{cw_{\tau,\varepsilon}}}{max\left(v_{rw_{\tau,\varepsilon}}, v_{cw_{\tau,\varepsilon}}\right)}, \tau \in \{f,r\}, \varepsilon \in \{l,r\} \quad (۱۳)$$

سرعت طولي نقطه تماس تایرها با سطح جاده را مي‌توان با کمک روابط زیر محاسبه نمود.

$$v_{cw_{f,l}} = v_{cg} - \dot{\psi}\left(\frac{T}{2} - l_f\beta\right) \quad (۱۴)$$

$$v_{cw_{f,r}} = v_{cg} + \dot{\psi}\left(\frac{T}{2} + l_f\beta\right) \quad (۱۵)$$

$$v_{cw_{r,l}} = v_{cg} - \dot{\psi}\left(\frac{T}{2} + l_r\beta\right) \quad (۱۶)$$

$$v_{cw_{r,r}} = v_{cg} + \dot{\psi}\left(\frac{T}{2} - l_r\beta\right) \quad (۱۷)$$

همچنین سرعت طولي معادل دوران چرخ نیز از رابطه (۱۸) قابل محاسبه مي‌باشد[17]:

$$v_{rw_{\tau,\varepsilon}} = r_{w_{\tau,\varepsilon}}\omega_{\tau,\varepsilon}, \quad \tau \in \{f,r\}, \quad \varepsilon \in \{l,r\} \quad (۱۸)$$

براي محاسبه لغزش عرضي تایر ($\sigma_{y_{\tau,\varepsilon}}$)، ابتدا باید زاویه لغزش تایر ($\alpha_{\tau,\varepsilon}$) معین گردد[17].

$$\alpha_{f,l/r} = \delta - arctan\left(\frac{v_y + \dot{\psi}l_f}{v_x \mp \dot{\psi}t_w/2}\right) \quad (۱۹)$$

$$\alpha_{r,l/r} = -arctan\left(\frac{v_y - \dot{\psi}l_r}{v_x \mp \dot{\psi}t_w/2}\right) \quad (۲۰)$$

جدول ۱) معرفی نمادها، متغیرها و پارامترهای استفاده شده در مدل دینامیکی

پارامترها	توصیف پارامترها	پارامترها	توصیف پارامترها
CG	مرکز گرانش خودرو	T_b	گشتاور ترمزی کل اعمالی به چرخ‌ها
(X,Y)	موقعیت مرکز جرم در دستگاه مختصات اینرسی	t_c	زمان رسیدن خودرو میزبان به خودرو هدف
(x,y)	دستگاه مختصات متصل به بدنه	T_d	گشتاور رانشی کل اعمالی به چرخ‌ها
O_R	مقدار مطلوب	T_e	گشتاور خالص موتور
O_{HV}	خودرو میزبان	t_f	مدت زمان تعویض خط
O_{TV}	خودرو هدف	T_{roll}	گشتاور مقاوم غلتشی
O_f/O_r	محور جلو/ محور عقب	t_w	فاصله بین تایرهای چپ و راست
$O_{f,l}$	تایر جلو سمت چپ	v	سرعت مرکز جرم خودرو
$O_{f,r}$	تایر جلو سمت راست	v_{cw}	سرعت نقطه تماس چرخ با سطح جاده
$O_{r,r}$	تایر عقب سمت راست	v_{rw}	سرعت دورانی معادل چرخ
$O_{r,l}$	تایر عقب سمت چپ	v_{wind}	سرعت باد
a	شتاب	v_x/v_y	سرعت طولی / عرضی خودرو
B,C,D	ضرایب تایر	v_0	سرعت اولیه خودرو هدف یا میزبان
b_f/b_r	فاصله مرکز جرم تا سپر جلو / عقب	v	سرعت مرکز جرم خودرو
C_d	ضریب بازدارندگی آیرودینامیکی	v_{cw}	سرعت نقطه تماس چرخ با سطح جاده
e_X/e_Y	خطای طولی /عرضی	v_{rw}	سرعت دورانی معادل چرخ
F_{aero}	نیروی بازدارندگی آیرودینامیکی	w	عرض خودرو
f_r	ضریب مقاومت غلتشی	α	زاویه لغزش تایر
F_x,F_y,F_z	نیروی تایر (طولی، عرضی و عمودی)	α_{th}	درصد بازشدگی دریچه گاز
g	شتاب گرانش	β	زاویه لغزش جانبی خودرو
h	ماکزیمم جابجایی عرضی خودرو میزبان	γ	نسبت گشتاور ترمزی چرخ‌های عقب به جلو
h_{aero}	ارتفاع محل اعمال نیروی آیرودینامیکی از سطح جاده	δ	زاویه فرمان چرخ‌های جلو
h_{CG}	ارتفاع مرکز جرم از سطح جاده	η_d	بازده زنجیره توان
I_w	ممان اینرسی چرخ حول محور دوران	η_g	نسبت انتقال دنده
I_z	ممان اینرسی خودرو حول محور یاو	μ	ضریب اصطکاک
k_b	بهره ترمز	ρ	چگالی جرم هوا
k_d	بهره زنجیره توان (شامل نسبت کاهش نهایی)	σ	لغزش کل
k_{diff}	نسبت کاهش دنده نهایی در دیفرانسیل	σ_x/σ_y	لغزش طولی / عرضی
l	فاصله محور جلو و عقب خودرو	τ_b	ثابت زمانی سیستم ترمز
l_r/l_f	فاصله مرکز جرم تا محور جلو / عقب	τ_d	تاخیر سیستم ترمز
m	جرم خودرو	ψ	زاویه سمتی خودرو
P_b	فشار سیلندر اصلی ترمزی	$\dot{\psi}/\ddot{\psi}$	سرعت /شتاب زاویه‌ای خودرو حول محور یاو
r_w	شعاع موثر چرخ	$\omega/\dot{\omega}$	سرعت / شتاب دورانی چرخ
sd	فاصله ایمن عرضی	ω_e	سرعت دورانی موتور

با فرض این‌که در حین مانور نیروهاي طولي و عرضي مورد نیاز براي هدایت خودرو توسط تایرها قابل تأمین باشند، مي‌توان فرض کرد که $v_{rw_{\tau,\varepsilon}} \approx v_{cw_{\tau,\varepsilon}}$ بوده و زاویه لغزش تایر نیز کوچک مي‌باشد. بنابراین

$$\sigma_{y_{\tau,\varepsilon}} \approx \alpha_{\tau,\varepsilon}, \quad \tau \in \{f,r\}, \quad \varepsilon \in \{l,r\} \qquad (۲۱)$$

دینامیک چرخ . ارتباط نیروي طولي با گشتاورهاي رانشي و ترمزي از طریق معادله حرکت چرخ‌ها برقرار مي‌گردد[15].

$$I_w\dot{\omega}_{\tau,\varepsilon} = -F_{x_{\tau,\varepsilon}}.r_w + \left(T_{d_{\tau,\varepsilon}} + T_{b_{\tau,\varepsilon}}\right) - f_r F_{z_{\tau,\varepsilon}} r_w\,, \quad \tau \in \{f,r\}\,, \varepsilon \in \{l,r\} \qquad (۲۲)$$

گشتاورهای اعمالی به چرخ‌ها را نیز می‌توان به صورت زیر تعریف نمود.

$$T_{d_{f,l}} = T_{d_{f,r}} = \frac{T_d}{2}, \quad T_{d_{r,l}} = T_{d_{r,r}} = 0 \qquad (۲۳)$$

$$T_{b_{\tau,l}} = T_{b_{\tau,r}} = \frac{T_{b_\tau}}{2}, \quad \tau \in \{f,r\} \qquad (۲۴)$$

دینامیک زنجیره توان. در مانورهاي سرعت‌بالا و در شرایط رانشي مي‌توان فرض نمود که مبدل گشتاور کاملاً قفل است[15].

$$T_e = \frac{T_d}{\eta_d k_{diff} n_g} \qquad (۲۵)$$

جدول ۲) پارامترهاي خودرو

نماد	مقدار	واحد	نماد	مقدار	واحد
m	۱۵۳۰	kg	τ_d	۳۱	msec
I_z	۲۳۱۵	$\mathrm{kg.m^2}$	η_d	۰/۸۵	---
l_f	۱/۱۱	m	k_{diff}	٤/۱	---
l_r	۱/٦۷	m	r_w	۰/۳۲۵	m
b_f	۲/۱۸	m	I_w	۰/۹	$\mathrm{kg.m^2}$
b_r	۲/۷٤	m	f_r	۰/۰۱۵	---
w	۰/۸۵	m	B_{low}	۲۵	---
t_w	۱/۵۵	m	C_{low}	۱/۵	---
h_{CG}	۰/۵۲	m	D_{low}	۰/۵	---
h_{aero}	۱/۳۹	m	B_{high}	۱۸	---
k_b	۷۰۰	$\mathrm{(N.m)/MPa}$	C_{high}	۱/۳۷	---
τ_b	۰/۰٦	---	D_{high}	۰/۸۵	---

دینامیک ترمز. رابطه تقریبي گشتاور ترمزي و فشار ترمزي سیلندر اصلي (P_b) را مي‌توان با رابطه زیر تعریف نمود[18].

$$\frac{T_b(s)}{P_b(s)} = \frac{k_b e^{-\tau_d s}}{\tau_b s + 1} \qquad (۲٦)$$

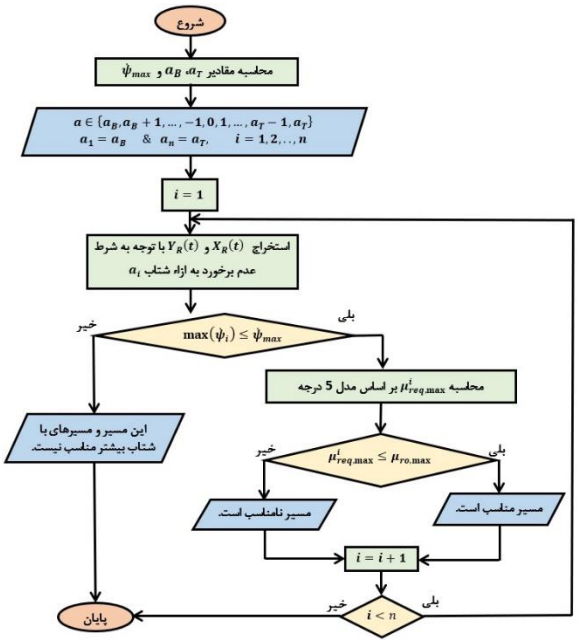
پارامترهاي مدل دینامیکي خودرو مورد نظر در جدول ۲ ارائه شده‌اند. مقدار این پارامترها مربوط به یک خودرو سدان کلاس D است که از نرم‌افزار CarSim استخراج شده است.

۳- طراحي مسیر حرکت

در بحث طراحی مسیر به‌صورت هم‌زمان دو هدف اجتناب از برخورد و ارزیابی قابل پیمایش بودن مسیر حرکت دنبال می‌گردد. در این پژوهش ابتدا با توجه به شرط عدم برخورد، مسیرهای حرکت پیشنهادی استخراج شده و سپس در مرحله دوم با در نظر گرفتن دینامیک خودرو و دینامیک تایر، بحث قابل پیمایش و یا عدم قابل پیمایش بودن هر مسیر تعیین خواهد گردید. در این بخش، گام‌های الگوریتم طراحی مسیر حرکت به‌صورت خلاصه ارائه خواهد شد (فلوچارت شکل ۲).

گام اول: ابتدا باید بازه مجاز شتاب‌های طولی و نرخ زاویه سمتی را مشخص نمود (بخش‌های ۳-۲ و ۳-٤-۱). ماکزیمم شتاب طولی رانشی و ترمزی به ترتیب a_T و a_B در نظر گرفته شده‌اند. همچنین ماکزیمم نرخ زاویه سمتی مجاز نیز برابر $\dot{\psi}_{max}$ در نظر گرفته شده است. بازه شتاب طولی نیز به‌صورت $\{a_B, a_B+1, \dots, -1,0,+1, \dots, a_T-1, a_T\}$ در نظر گرفته می‌شود.

گام دوم: در این گام با اعمال شرایط عدم برخورد، به ازاء هر شتاب طولی یک مسیر حرکت ($X_R(t)$،$Y_R(t)$) تولید می‌شود (بخش ۳-۳).



شکل ۲) فلوچارت الگوریتم طراحی مسیر حرکت

گام سوم: چنانچه ماکزیمم نرخ زاویه سمتی مسیر حرکت با شتاب a_B، از $\dot{\psi}_{max}$ بیشتر باشد می‌توان گفت که این مسیر غیر قابل پیمایش است. همچنین می‌توان نتیجه گرفت که سایر مسیرهای حرکت پیشنهادی در گام اول (مسیرهایی که شتاب طولی آن‌ها در بازه $\{a_B+1, \dots, -1,0,+1, \dots, a_T-1, a_T\}$ می‌باشد) نیز غیر قابل پیمایش خواهند بود.

گام چهارم: اگر ماکزیمم نرخ زاویه سمتی مسیر حرکت، از $\dot{\psi}_{max}$ کمتر باشد برای ارزیابی قابل پیمایش بودن باید تحلیل‌ها و بررسی‌های دقیق‌تری انجام پذیرد. این ارزیابی بر مبنای ظرفیت اصطکاکی تایر-جاده انجام می‌پذیرد. بدین معنا که چنانچه مجموعه تایر و جاده نتواند اصطکاک لازم برای این مسیر حرکت را تأمین کند، مسیر غیر قابل پیمایش و در غیر این صورت مسیر قابل پیمایش خواهد بود. همچنین هر چه ضریب اصطکاک لازم به ماکزیمم ضریب اصطکاک موجود نزدیک‌تر باشد، مسیر حرکت پیشنهادی بحرانی‌تر خواهد بود. بنابراین در این مرحله علاوه بر بحث قابل و یا غیر قابل پیمایش بودن، میزان بحرانی بودن مسیر پیشنهادی نیز تعیین می‌گردد (بخش ۳-٤).گام‌های دوم تا چهارم باید برای شتاب‌های $\{a_B+1, \dots, -1,0,+1, \dots, a_T-1, a_T\}$ نیز انجام پذیرد. البته چنانچه برای یک مسیر حرکت (مثلاً a_B+2)، حداقل در یک نقطه، نرخ زاویه سمتی بیش از ماکزیمم نرخ زاویه سمتی مجاز ($\dot{\psi}_{max}$) شود، در گام سوم، طراحی مسیر حرکت به اتمام خواهد رسید و لازم نیست برای سایر شتاب‌های باقیمانده محاسباتی انجام پذیرد.

۳-۱- معرفی مسیر حرکت مطلوب در دستگاه‌های مختصات

مؤلفه‌های سرعت مطلوب و شتاب مطلوب در دستگاه‌های مختصات محلی و اینرسی در شکل ۳ نشان داده شده‌اند.

حرکت مطلوب خودرو میزبان در راستای عرضی ($Y_R(t)$)، به‌صورت یک منحنی درجه ۵ برحسب زمان در نظر گرفته می‌شود. زیرنویس R بیانگر مقدار مطلوب می‌باشد.

$$Y_R(t) = b_1 t^5 + b_2 t^4 + b_3 t^3 + b_4 t^2 + b_5 t + b_6 \qquad (۲۷)$$

در معادله اخیر t، معرف زمان و b_1 تا b_6، نیز ثوابتی هستند که برای تعریف مسیر استفاده می‌شوند. شرایط اولیه و انتهایی موقعیت عرضی مطلوب خودرو میزبان نیز به فرم ذیل در نظر گرفته شده است.

$$\begin{matrix} Y_R(0) = 0, & \dot{Y}_R(0) = 0, & \ddot{Y}_R(0) = 0 \\ Y_R(t_f) = h, & \dot{Y}_R(t_f) = 0, & \ddot{Y}_R(t_f) = 0 \end{matrix} \qquad (۲۸)$$

با اعمال شرایط (۲۸)، معادله (۲۷) به معادله (۲۹) تبدیل می‌گردد.

$$Y_R(t) = \left(\frac{6h}{{t_f}^5}\right) t^5 - \left(\frac{15h}{{t_f}^4}\right) t^4 + \left(\frac{10h}{{t_f}^3}\right) t^3 \qquad (۲۹)$$

سرعت عرضی مطلوب $\dot{Y}_R$ و شتاب عرضی مطلوب $\ddot{Y}_R$ نیز به‌راحتی با مشتق‌گیری از معادله (۲۹) قابل‌محاسبه می‌باشند. همچنین با معلوم بودن شتاب طولی مطلوب (a_{x_R}) نیز می‌توان با یک انتگرال‌گیری ساده، سرعت طولی مطلوب (v_r) را محاسبه نمود. با این‌حال برای طراحی مسیر و طراحی کنترل‌کننده لازم است مقدار کمیت‌های مطلوب دیگری مانند ψ_R، $\dot{\psi}_R$، $\dot{X}_R$ و a_{y_R} نیز مشخص گردد.

با توجه به شکل ۳، ψ_R در هر لحظه را می‌توان از رابطه (۳۰) محاسبه نمود.

$$\psi_R = arcsin\left(\frac{\dot{Y}_R}{v_R}\right) \qquad (۳۰)$$

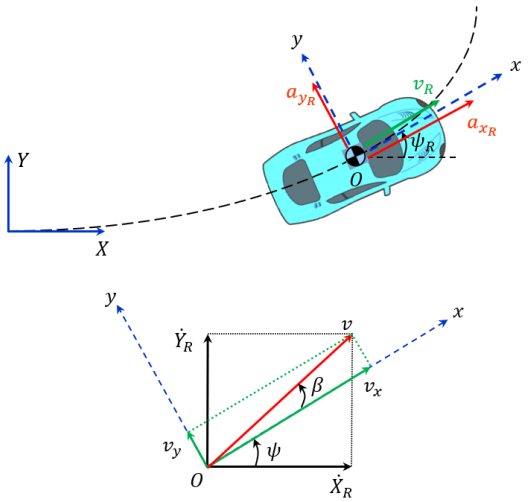
همچنین سرعت طولی مطلوب و موقعیت طولی مطلوب نیز با استفاده از معادلات (۳۱) و (۳۲) قابل‌محاسبه می‌باشند.

$$\dot{X}_R = v_R \cos\psi_R \qquad (۳۱)$$

$$X_R(t) = \int_0^t v_R \cos\psi_R \; dt + X_R(0) \qquad (۳۲)$$

دو کمیت مهم در بحث طراحی مسیر حرکت و همچنین طراحی کنترل‌کننده، نرخ تغییرات زاویه سمتی مطلوب و شتاب زاویه سمتی مطلوب ($\dot{\psi}_R$ و $\ddot{\psi}_R$) می‌باشند. با توجه به این‌که در حالت مطلوب، خودرو مماس بر مسیر حرکت مطلوب است، با داشتن شتاب عمود بر مسیر مطلوب (a_{y_R}) و سرعت مطلوب می‌توان $\dot{\psi}_R$ را محاسبه نمود ($\dot{\psi}_R = \frac{a_{y_R}}{v_R}$). با توجه به شکل ۳ شتاب a_{y_R} را می‌توان از معادله (۳۳) تعیین نمود.

$$a_{y_R} = \frac{\ddot{Y}_R - a_{x_R} \sin\psi_R}{\cos\psi_R} \qquad (۳۳)$$



شکل ۳) تشریح دستگاه مختصات اینرسی و محلی

حال که a_{y_R} مشخص شد، می‌توان $\dot{\psi}_R$ را از معادله (۳٤) محاسبه کرد.

$$\dot{\psi}_R = \frac{\ddot{Y}_R - a_{x_R} \sin\psi_R}{v_R \cos\psi_R} \qquad (۳٤)$$

برای محاسبه $\ddot{\psi}_R$، باید از رابطه (۳٤) مشتق‌گیری شود. با تعریف $f_1 = \ddot{Y}_R - a_{x_R}\sin\psi_R$ و $g_1 = v_R\cos\psi_R$، $\ddot{\psi}_R$ را می‌توان به فرم ذیل بیان کرد.

$$\ddot{\psi}_R = \frac{\frac{df_1}{dt} g_1 - \frac{dg_1}{dt} f_1}{{g_1}^2} \qquad (۳۵)$$

۳-۲- استخراج ماکزیمم شتاب طولی ترمزی و رانشی

ماکزیمم شتاب رانشی مجاز (a_T). با در نظر گرفتن دینامیک طولی خودرو، معادله حرکت چرخ و استفاده از منحنی گشتاور- سرعت موتور به ازای ماکزیمم بازشدگی دریچه گاز می‌توان یک مقدار تقریبی برای ماکزیمم شتاب رانشی مجاز را محاسبه نمود. در شرایط رانشی، دینامیک طولی خودرو معادله (۱) را می‌توان به فرم ساده شده معادله‌ی (۳٦) نوشت.

$$ma_T = F_{x_f} - F_{aero} \qquad (۳٦)$$

دقت شود که در شرایط رانشی نیروی طولی تایرهای عقب ناچیز است. با در نظر گفتن حالت پایدار چرخ و صرف‌نظر از مقاومت غلتشی، معادله حرکت چرخ‌های جلو را می‌توان به‌صورت معادله (۳۷) بیان نمود.

$$F_{x_f} r_w = T_{d_{max}} \qquad (۳۷)$$

برای رسیدن به ماکزیمم شتاب رانشی مجاز باید نسبت دنده ماکزیمم باشد ($n_g = 1$)، بنابراین طبق رابطه (۵)، $T_{e_{max}} = \frac{T_{d_{max}}}{\eta_d k_{diff}}$. با فرض بالا بودن سرعت خودرو، قفل بودن مبدل گشتاور، صرف‌نظر از لغزش طولی، می‌توان

رابطه بین سرعت دورانی چرخ (ω) و سرعت موتور (ω_e) را به صورت $\omega_e = k_{diff}\omega$ در نظر گرفت. با مشخص شدن ω_e و $T_{e_{max}}$ و با استفاده از منحنی گشتاور $T - \omega_e$، می‌توان ماکزیمم شتاب رانشی مجاز را از رابطه (۳۸) محاسبه نمود.

$$a_T = \frac{\eta_d k_{diff} T_{e_{max}}}{m r_w} - \frac{F_{aero}}{m} \qquad (۳۸)$$

ماکزیمم شتاب ترمزی مجاز (a_B): در این بخش هدف یافتن یک مقدار تقریبی است، لذا از اثر انتقال بار طولی و همچنین نیروی عرض تایرها صرف نظر شده و خودرو به‌صورت یک نقطه جرمی در نظر گرفته می‌شود. اگر ماکزیمم ضریب اصطکاک موجود بین تایر و جاده برابر $\mu_{ro,max}$ باشد می‌باشد. مقدار تقریبی ماکزیمم گشتاور ترمزی مجاز را می‌توان از رابطه (۳۹) محاسبه نمود.

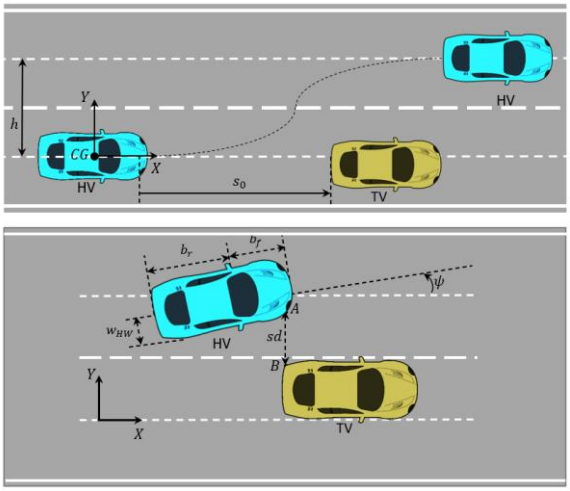
$$a_B = \frac{\mu_{ro,max} mg - F_{aero}}{m} \qquad (۳۹)$$

۳-۳- اجتناب از برخورد

نمای کلی مانور تعویض خط و موقعیت خودروها در لحظه رسیدن در شکل ٤ نشان داده شده است. به منظور اجتناب از برخورد باید خودرو میزبان با یک فاصله عرضی ایمن sd از کنار خودرو هدف عبور کرده و به خط حرکت مجاور منتقل گردد.

در بخش طراحی مسیر حرکت، حرکت طولی خودرو میزبان می‌تواند هر نوع حرکتی اختیاری باشد، با این‌حال به‌منظور تکمیل فرمول-بندی روش ارائه‌شده، با لحاظ نمودن دینامیک ترمز و دینامیک خودرو، شتاب طولی مطلوب خودرو میزبان (a_{HV_R}) به‌صورت پاسخ تابع تبدیل مرتبه اول با بهره K و تأخیر τ از شتاب طولی ثابت (a_{HV_R}) در نظر گرفته می‌شود.

$$\frac{A_{HV_R}(s)}{A_{HV}(s)} = \frac{Ke^{-\tau s}}{s + K} \qquad (٤٠)$$



شکل ٤) مانور تعویض خط

با گرفتن لاپلاس معکوس از معادله (٤٠)، می‌توان شتاب برحسب زمان را به فرم (٤١) نوشت.

$$a_{HV_R}(t) = \begin{cases} 0 & if\ \ t \le \tau \\ a_{HV}\left(1 - exp^{-K(t-\tau)}\right) & if\ \ t > \tau \end{cases} \qquad (٤١)$$

با در نظر گرفته شرایط اولیه v_0 و $X_R(0) = 0$ و انتگرال‌گیری از معادله شتاب، موقعیت طولی مطلوب $X_R(t)$ به صورت ذیل حاصل خواهد شد.

$$X_R(t) = \begin{cases} V_0 t & if\ \ t \le \tau \\ a_{HV}\left[\frac{1}{K^2}\left(1 - exp^{-K(t-\tau)}\right) - \frac{(t-\tau)}{K} + \frac{(t-\tau)^2}{2}\right] + v_0 t & if\ \ t > \tau \end{cases} \qquad (٤٢)$$

فرض می‌شود که خودرو هدف با یک شتاب منفی ثابت (a_{TV})، در حال حرکت مستقیم بوده و در ابتدا سرعت و موقعیت طولی آن به ترتیب v_0 و x_0 باشند.

$$X_{TV}(t) = \frac{1}{2} a_{TV} t^2 + v_0 t + x_0 \qquad (٤٣)$$

$$Y_{TV}(t) = f(t) \qquad (٤٤)$$

حال که توابع حرکت خودروها برحسب زمان مشخص گردید، با اعمال شرط فاصله ایمن، می‌توان زمان انتهایی مانور (t_f) را به دست آورد.

با توجه به شکل ٤ در زمان t_a، موقعیت طولی نقطه A با موقعیت طولی نقطه B برابر می‌باشد. با مساوی قرار دادن این دو موقعیت می‌توان زمان رسیدن (t_a) را محاسبه نمود.

$$X_A(t_a) = X_R(t_a) + b_f \qquad (٤٥)$$

$$X_B(t_a) = X_{TV}(t_a) - b_r \qquad (٤٦)$$

با توجه به شکل ٤ داریم:

$$Y_A(t_a) = Y_B(t_a) + sd \qquad (٤٧)$$

که $Y_A(t_a)$ با رابطه ذیل بیان می‌شود.

$$Y_A(t_a) = Y_R(t_a) - w_{HV} \cos\psi_R + b_f \sin\psi_R \qquad (٤٨)$$

با توجه به معلوم بودن $\dot{Y}_R(t_a)$ و $v_R(t_a)$، با استفاده از رابطه (۳۰) می‌توان $\psi_R(v)$ را محاسبه نمود. در نهایت نظر به کوچک بودن ψ_R می‌توان معادله (٤٨) را به فرم ساده‌شده ذیل بیان کرد.

$$Y_A(t_a) = Y_R(t_a) - w_{HV} + b_f \frac{\dot{Y}_R(t_a)}{v_R(t_a)} \qquad (٤٩)$$

با جایگزینی $Y_A(t_a)$ در معادله (٤٧) و انجام ساده‌سازی‌های مناسب، یک معادله درجه ۵ برای t_f حاصل خواهد شد.

$$t_f{}^5 - 10ht_a{}^2\left(t_a + \frac{3b_f}{v_R(t_a)}\right)t_f{}^2 + 15ht_a{}^3\left(t_a + \frac{4b_f}{v_R(t_a)}\right)t_f - 6ht_a{}^4\left(t_a + \frac{5b_f}{v_R(t_a)}\right) = 0 \qquad (٥٠)$$

با حل معادله (۵۰)، مقدار t_f تعیین شده و لذا مسیر حرکت کاملاً معین می‌گردد. در انتهای این مرحله برای طراحی مسیر حرکت به ازای a_{HV} مختلف، مسیرهای حرکت مختلفی حاصل خواهند شد.

۳-۴- ارزیابی قابل پیمایش بودن مسیر حرکت بر مبنای ظرفیت اصطکاکی تایر- جاده

با توجه به محدود بودن ظرفیت اصطکاکی تایر-جاده، چنانچه در یک نقطه از مسیر حرکت، برآیند نیروی وارده از تایر به خودرو از ظرفیت اصطکاکی تایر- جاده فراتر رود، خودرو ناپایدار شده و به عبارتی این مسیر قابل پیمایش نخواهد بود. به زبان ساده‌تر می‌توان ارزیابی قابل پیمایش بودن یک مسیر را بر اساس ماکزیمم میزان ضریب اصطکاک رخ داده در آن مسیر ($\mu_{\text{req,max}}$) تعیین کرد. هر چه مقدار $\mu_{\text{req,max}}$ از ماکزیمم اصطکاک در دسترس جاده ($\mu_{\text{ro,max}}$) فراتر رود، خودرو ناپایدارتر خواهد شد. همچنین هرچه $\mu_{\text{req,max}}$ از $\mu_{\text{ro,max}}$ کمتر باشد، خودرو پایدارتر خواهد بود.

در پایان بخش اجتناب از برخورد برای هر مسیر حرکت، منحنی‌های موقعیت، سرعت و شتاب مطلوب در هر سه جهت x، y و ψ استخراج شد. ممکن است تصور شود که با توجه به مشخص شدن شتاب‌ها و ارتباط نیرو با شتاب، می‌توان به سادگی در مورد قابل پیمایش بودن این مسیرها اظهار نظر کرد. با این حال با توجه به کوپلینگ پیچیده دینامیک طولی، عرضی و دورانی خودرو و همچنین دینامیک غیرخطی تایر، این موضوع به راحتی انجام‌پذیر نمی‌باشد.

در روش پیشنهادی، ابتدا بر اساس $\mu_{\text{ro,max}}$، ماکزیمم نرخ زاویه سمتی مجاز خودرو ($\dot{\psi}_{max}$) محاسبه می‌شود (بخش۳-٤-۱). سپس برای هر مسیر حرکت $\boldsymbol{i}$ ماکزیمم نرخ زاویه سمتی ($\max(\dot{\psi}_i)$) را با مقدار مجاز مقایسه می‌نماید. اگر $\max(\dot{\psi}_i)$ بیشتر از $\dot{\psi}_{max}$ مسیر غیر قابل پیمایش و در غیر این صورت باید ارزیابی تکمیلی انجام پذیرد. ارزیابی تکمیلی به این صورت است که با استفاده از مقادیر شتاب‌های طولی، عرضی و زاویه‌ای مرکز جرم و بکارگیری برخی قواعد تجربی و کاربردی، نیروی طولی هر یک از تایرها، مجموع نیروهای عرضی تایرهای جلو و مجموع نیروهای عرضی تایرهای عقب تعیین می‌شود (روش ۵ درجه آزادی). در ادامه با در نظر گرفتن معادلات حرکت خودرو، اصطکاک مورد نیاز تایرهای جلو و تایرهای عقب در حین حرکت محاسبه می‌گردد. سپس با مقایسه $\mu_{\text{req,max}}$ و $\mu_{\text{ro,max}}$ راجع به قابل پیمایش و یا عدم قابل پیمایش بودن مسیر حرکت اظهار نظر می‌شود. همانطور که در بخش بعد نشان داده خواهد شد در مانورهای تعویض خط با شتاب عرضی بالا، $\dot{\psi}_{max}$ به نوعی متناسب با همان $\mu_{\text{ro,max}}$ خواهد بود.

۳-۴-۱- ماکزیمم نرخ زاویه سمتی مجاز

برای حفظ پایداری عرضی خودرو، نرخ زاویه سمتی نباید از یک مقدار مشخص ($\dot{\psi}_{max}$) فراتر رود. این مقدار وابسته به سرعت خودرو، انحناء مسیر حرکت و ظرفیت اصطکاکی تایر- جاده می‌باشد. با توجه به شکل ۱، رابطه سرعت طولی و سرعت عرضی مرکز جرم خودرو را می‌توان به فرم (۵۱) نوشت.

$$v_y = v_x \tan(\beta) \quad (۵۱)$$

با مشتق‌گیری از رابطه (۵۱) و جایگزینی $\dot{v}_y$ در رابطه (۵)، a_y برابر است با

$$a_y = v_x\dot{\psi} + \tan(\beta)\dot{v}_x + v_x\dot{\beta}\left(1+\tan^2(\beta)\right) \quad (۵۲)$$

با توجه به محدود بودن ضریب اصطکاک تایر- جاده، شتاب عرضی نیز باید محدود باشد. به عبارتی باید همواره نامساوی ذیل برقرار باشد.

$$a_y \le \mu_{ro,max}\, g \quad (۵۳)$$

سهم عمده شتاب عرضی مربوط به ترم $\boldsymbol{v_x\dot{\psi}}$ می‌باشد. اگر زاویه لغزش خودرو و مشتق آن کوچک باشد، در معادله (۵۲) سهم ترم‌های دوم و سوم اندک خواهد بود. بنابراین با ترکیب معادلات (۵۲) و (۵۳) ماکزیمم نرخ زاویه سمتی مجاز برابر است با:

$$\dot{\psi}_{max} = 0.85\frac{\mu_{ro,max}\, g}{v_x} \quad (٥٤)$$

با در نظر گرفتن ضریب ۰/۸۵، امکان این فراهم می‌شود که اگر مجموع ترم‌های دوم و سوم معادله (۵۲) کمتر از ۰/۱۵ کل شتاب عرضی باشند، همچنان ماکزیمم نرخ زاویه سمتی مجاز، با ظرفیت اصطکاکی خودرو قابل تأمین باشد.

۳-۴-۲- روش ۵ درجه آزادی

روش ۵ درجه آزادی بر مبنای مدل دوچرخه می‌باشد. با فرض مدل دوچرخه، معادلات (۱) تا (۳) را می‌توان به فرم ذیل نوشت.

$$ma_x = F_{x_f} + F_{x_r} - F_{aero} \quad (٥٥)$$

$$ma_y = F_{y_f} + F_{y_r} \quad (٥٦)$$

$$I_z\ddot{\psi} = l_f F_{y_f} - l_r F_{y_r} \quad (٥٧)$$

با توجه به معلوم بودن شتاب عرضی مطلوب (a_{y_R}) و شتاب زاویه مطلوب ($\ddot{\psi}_R$)، با استفاده از معادلات (٥٦) و (٥٧) می‌توان نیروی عرضی تایرهای جلو و عقب را به دست آورد.

$$F_{y_f} = \frac{ml_r a_{y_R} + I_z\ddot{\psi}_R}{l} \quad (٥٨)$$

$$F_{y_r} = \frac{ml_f a_{y_R} - I_z\ddot{\psi}_R}{l} \quad (٥٩)$$

با معلوم بودن شتاب طولی مطلوب (a_{x_R}) می‌توان نیروهای طولی چرخ‌های جلو و عقب را تعیین کرد.

مود رانشی. در مود رانش چون گشتاوری به چرخ‌های عقب وارد نمی‌شود، نیروهای طولی تایرهای عقب ناچیز بوده و نیروی تایرهای جلو نیز از رابطه (٦٠) قابل محاسبه است.

$$F_{x_f} = ma_{x_R} + F_{aero} \quad (٦٠)$$

$$F_{x_r} \approx 0 \quad (٦١)$$

مود ترمزی. با توجه به فرض سوم که $F_{x_r} = \gamma F_{x_f}$ می‌باشد، مقادیر F_{x_f} و F_{x_r} را می‌توان از روابط (٦٢) و (٦٣) تعیین نمود.

$$F_{x_f} = \frac{ma_{x_R} + F_{aero}}{1+\gamma} \quad (٦٢)$$

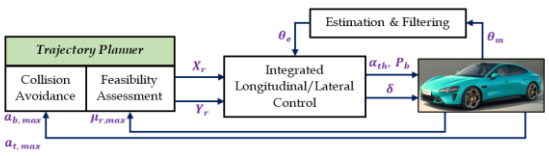
$$F_{x_r} = \frac{\gamma}{1+\gamma}\left(ma_{x_R} + F_{aero}\right) \quad (٦٣)$$

در بخش اجتناب از برخورد شتاب‌های مطلوب طولی و عرضی مرکز جرم (a_{x_R} و a_{y_R}) برای مسیر مورد نظر تعیین شدند. با جایگزینی a_{x_R} و a_{y_R} در معادلات نیروهای عمودی تایر مشخص می‌گردند. حال با در نظر گرفتن مدل 5 درجه برای خودرو، می‌توان ضریب اصطکاک متوسط تایرهای جلو و تایرهای عقب در حین مانور را محاسبه و ماکزیمم ضریب اصطکاک مورد نیاز ($\mu_{\text{req,max}}$) و زمان آن ($t_{\mu_{\max}}$) را نیز مشخص نمود.

$$\mu_{req,max} = max\left(\frac{\sqrt{{F_{x_f}}^2 + {F_{y_f}}^2}}{F_{z_f}}, \frac{\sqrt{{F_{x_r}}^2 + {F_{y_r}}^2}}{F_{z_r}}\right) \quad (٦٤)$$

۴- شبیه‌سازی الگوریتم طراحی مسیر حرکت

به منظور ارزیابی الگوریتم پیشنهادی شبیه‌سازی‌های مختلفی با استفاده از نرم‌افزارهای CarSim و MATLAB/Simulink انجام پذیرفته است. مدل دینامیکی در نظر گرفته شده برای شبیه‌سازی یک مدل ١٤ درجه آزادی بوده که دینامیک سیستم ترمز، زنجیره توان و سیستم فرمان و دینامیک غیر خطی تایر را در بر دارد. خودرو مورد استفاده از نوع D-Class Sedan می‌باشد. کلیه تنظیمات و پارامترها همان پیش‌فرض‌های CarSim می‌باشد. بلوک دیاگرام طراحی مسیر حرکت و کنترل یکپارچه طولی-عرضی که بر اساس آن شبیه‌سازی‌ها انجام پذیرفته در شکل-٥ نشان داده شده است. جزئیات بلوک‌های Estimation & Filtering و Integrated Longitudinal/Lateral Control نیز در مرجع [13] بیان شده است. لازم به ذکر است که θ_m بردار مقادیر ثبت شده توسط سنسورها و θ_e، بردار مقادیر تخمینی می‌باشد.



شکل ۵) بلوک دیاگرام طراحی مسیر وکنترل یکپارچه طولی-عرضی خودرو

۴-۱- معرفی سناریوهای شبیه‌سازی

به منظور ارزیابی شرایط مختلف برای ارزیابی الگوریتم طراحی مسیر حرکت، دو سناریو تعویض بحرانی با ماکزیمم اصطکاک در دسترس تایر- جاده ۰/۸۵ و ۰/۵ در نظر گرفته شده است (جدول ۳).

۴-۲- سناریو اول: اصطکاک ۰/۸۵

با انجام گام اول الگوریتم طراحی مسیر حرکت (فلوچارت شکل ۲) نتایج ذیل حاصل خواهد شد.

ماکزیمم شتاب طولی رانشی و ترمزی مجاز به ترتیب $+۲/۱\ \text{m/sec}^2$ و $-۸/۱۵\ \text{m/sec}^2$ می‌باشد. بنابراین بازه شتاب طولی به‌صورت $[-۸, -۷, -۶, -۵, -۴, -۳, -۲, -۱, ۰, +۱, +۲]$ می‌باشد.

جدول ۳) سناریوهای شبیه‌سازی

نماد پارامتر	واحد	سناریو اول	سناریو دوم
v_0	km/h	۱۰۰	۸۰
s_0	m	۵	۵/۵
h	m	٤	٤
a_{TV}	m/sec^2	-۱۲	-۸
w_{TV}	m	۰/۸۵	۰/۸۵
sd	m	۰/٦	۰/٦
$\mu_{\text{ro,max}}$	---	۰/۸۵	۰/۵
K	---	۱۷	۱۷

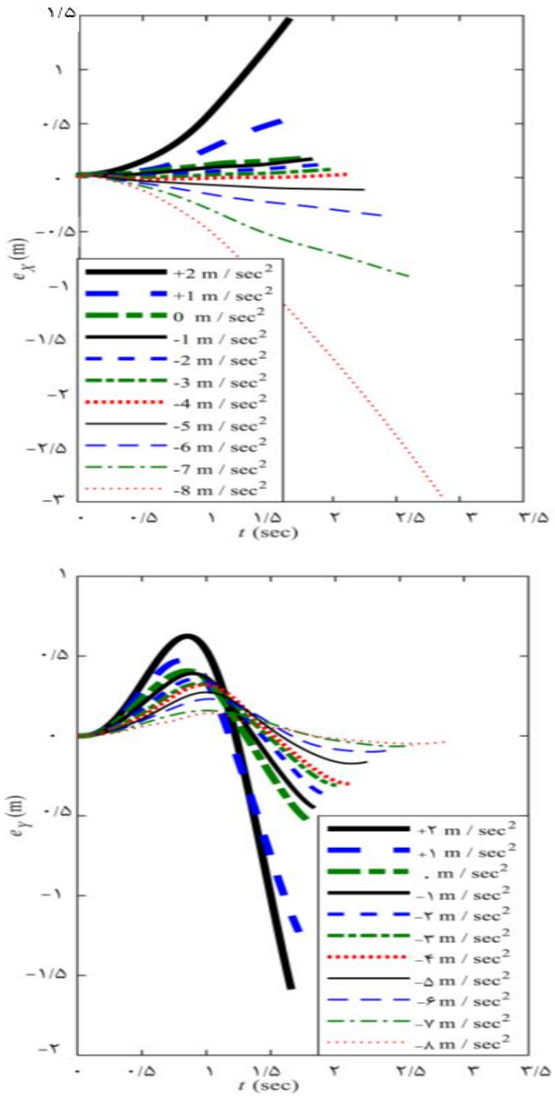
جدول ٤- نتایج الگوریتم طراحی مسیر حرکت برای سناریو دوم

شماره مسیر	شتاب طولی (m/sec^2)	زمان رسیدن (sec)	زمان مانور (sec)	ماکزیمم نرخ زاویه سمتی (rad/sec^2)	ماکزیمم ضریب اصطکاک مورد نیاز: تایرهای جلو	تایرهای عقب
۱	+۲	۰/۸۵	۱/٦٦	۰/۲۹۱	۱/۰٤۰	۰/۷۸٤
۲	+۱	۰/۸۸	۱/۷۲	۰/۲۷٦	۰/۸۷۸	۰/۷۵۸
۳	۰	۰/۹۱	۱/۷۸	۰/۲٦۳	۰/۷٦٤	۰/۷۳٦
٤	-۱	۰/۹٤	۱/۸٤	۰/۲۵۲	۰/۷۰٤	۰/۷۳۲
۵	-۲	۰/۹۸	۱/۹۲	۰/۲۳۷	۰/٦۵٦	۰/۷۳۲
٦	-۳	۱/۰۳	۲/۰۱	۰/۲۲۲	۰/٦۳۳	۰/۷٤۷
۷	-٤	۱/۰۸	۲/۱۱	۰/۲۰۹	۰/٦۳۸	۰/۷۷۵
۸	-۵	۱/۱۵	۲/۲۵	۰/۱۹۱	۰/٦٦۰	۰/۸۰٤
۹	-٦	۱/۲۳	۲/٤۰	۰/۱۷۷	۰/۷۰۹	۰/۸٤۹
۱۰	-۷	۱/۳۳	۲/٦۰	۰/۱٦۲	۰/۷۲۲	۰/۸۹۹
۱۱	-۸	۱/٤٦	۲/۸٦	۰/۱٤۸	۰/۸٤۸	۰/۹۵۷

ماکزیمم نرخ زاویه سمتی مجاز برابر ۰/۲۵۵ rad/sec می‌باشد. خلاصه نتایج الگوریتم طراحی مسیر حرکت برای مسیرهای حرکت پیشنهادی در جدول ٤ بیان شده است. با دقت در این نتایج مشاهده می‌شود که در مسیرهای حرکت ترمزی با مقدار شتاب ۶ m/sec^2 و کمتر، هم ماکزیمم نرخ زاویه سمتی کمتر از مقدار ۰/۲۵۵ rad/sec بوده و هم ماکزیمم ضریب اصطکاک مورد نیاز، کمتر از ۰/۸۵ است. برای شتاب طولی صفر، ماکزیمم نرخ زاویه سمتی برابر ۰/۲٦۳ بوده که بیشتر از ۰/۲۵۵ rad/sec می‌باشد. در همین مرحله می‌توان گفت که مسیرهای حرکت با شتاب رانشی بیشتر ($+۱ m/sec^2$ و $+۲ m/sec^2$) نیز غیر قابل پیمایش خواهند بود.

با توجه به نتایج الگوریتم طراحی مسیر حرکت که در جدول ارائه شده است. انتظار می‌رود مسیرهای که ماکزیمم نرخ زاویه سمتی و ماکزیمم ضریب اصطکاک مورد نیاز آن از مقادیر مجاز فاصله بیشتری دارند (مسیرهای با شتاب $-۲ m/sec^2$، $-۳ m/sec^2$، $-۴ m/sec^2$، $-۵ m/sec^2$)، از منظر پیمایش نسبت به سایر مسیرها مناسب‌تر می‌باشند. به‌منظور ارزیابی صحت نتایج الگوریتم طراحی مسیر حرکت خطای تعقیب برای مسیرهای حرکت مختلف در شکل ٦ نشان داده شده است. با دقت در این شکل مشاهده می‌شود که خطای تعقیب طولی و عرضی مسیرهای پیشنهادی توسط الگوریتم طراحی مسیر حرکت، نسبت به سایر مسیرهای حرکت، بسیار کمتر می‌باشد. بنابراین می‌توان گفت که الگوریتم طراحی مسیر حرکت با دقت بالایی مأموریت خود را انجام داده است.

به منظور درک بهتر عملکرد کنترل‌کننده استفاده شده، ورودی‌های کنترلی شامل زاویه غربیلک فرمان (δ_{sw}) درصد بازشدگی دریچه گاز (α_{th})، فشار سیلندر ترمزی (P) در شکل ۷ نشان داده شده‌اند.

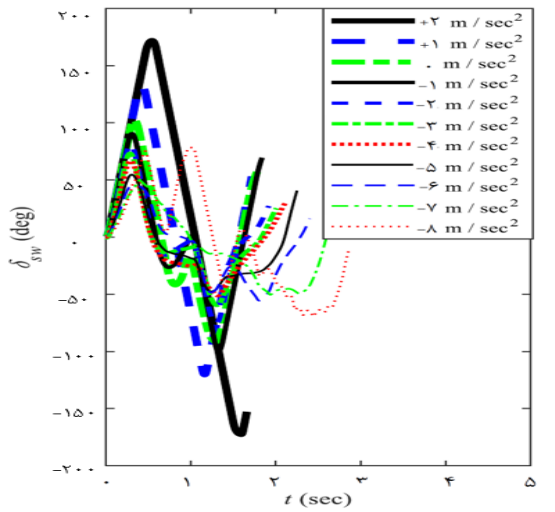


شکل ٦) خطای تعقیب موقعیت طولی و موقعیت عرضی کنترل یکپارچه برای سناریو اول

۴-۳- سناریو دوم: اصطکاک ۰/۵

با انجام گام اول الگوریتم طراحی مسیر حرکت برای این سناریو نتایج ذیل حاصل خواهد شد. ماکزیمم شتاب طولی رانشی و ترمزی مجاز به ترتیب $+۲/۰۱ m/sec^2$ و $-٤/۷۸ m/sec^2$ می‌باشد. بنابراین بازه شتاب طولی پیشنهادی به‌صورت $[+۲, +۱, ۰, -۱, -۲, -۳, -۴, -۵]$ می‌باشد. هرچند شتاب ترمزی پیشنهادی باید کمتر از $-۴/۷۸ m/sec^2$ باشد با این‌حال به جهت ارائه نتایج کامل‌تر مسیر با شتاب ترمزی $-۵ m/sec^2$ نیز در مسیرهای پیشنهادی گنجانده شده است.

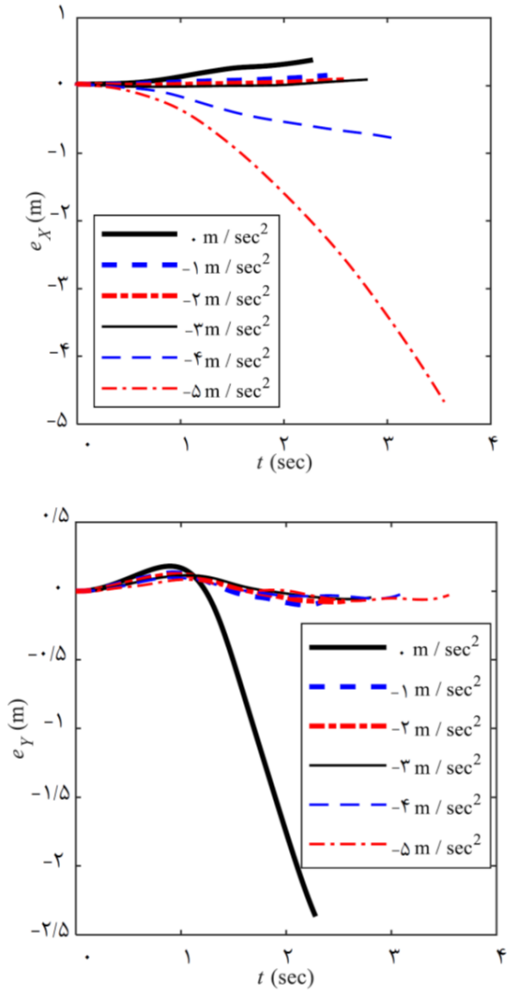
ماکزیمم نرخ زاویه سمتی مجاز برابر ۰/۱۸۸ rad/sec می‌باشد. خلاصه نتایج برای مسیرهای حرکت پیشنهادی در جدول ۵ بیان شده است.



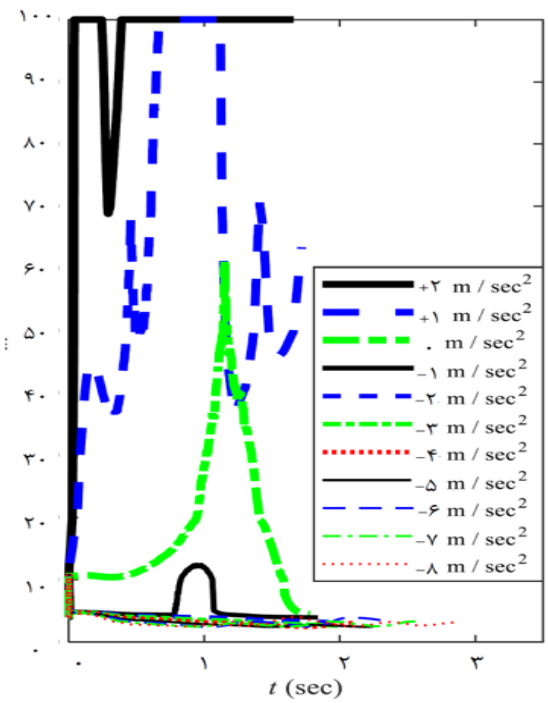
جدول ۵) نتایج الگوریتم طراحی مسیر حرکت برای سناریو دوم

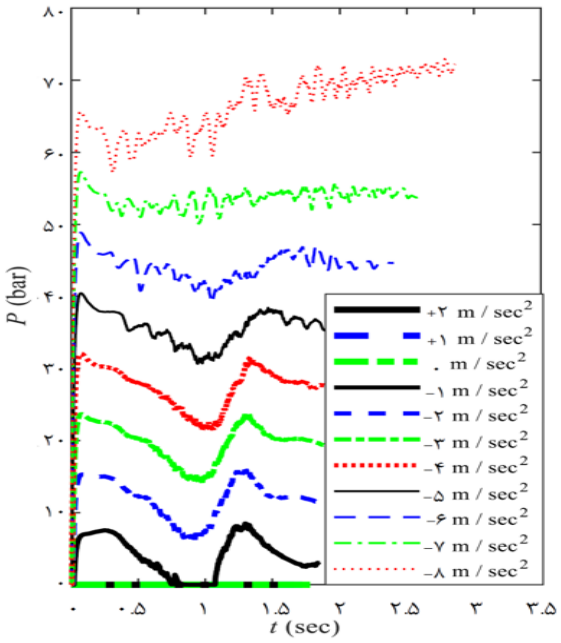
شماره مسیر	شتاب طولی (m/s^2)	زمان رسیدن (sec)	زمان مانور (sec)	ماکزیمم نرخ زاویه سمتی (rad/sec^2)	ماکزیمم ضریب اصطکاک مورد نیاز: تایرهای جلو	تایرهای عقب
۱	۰	۱/۱۷	۲/۲۸	۰/۲۰۰	۰/٤٦۲	۰/٤٥۲
۲	-۱	۱/۲٤	۲/٤۲	۰/۱۸٥	۰/٤۱٤	۰/٤۳٦
۳	-۲	۱/۳۳	۲/٥۹	۰/۱٦۹	۰/۳۹۹	۰/٤٤۲
٤	-۳	۱/٤٤	۲/۸۱	۰/۱٥۲	۰/٤۱۸	۰/٤٦۹
٥	-٤	۱/٥۹	۳/۱۱	۰/۱۳٥	۰/٤٦٦	۰/٥۱۳
٦	-٥	۱/۸۱	۳/٥٥	۰/۱۱۹	۰/٥۳٦	۰/٥۷۳

همانطور که در پایان مقدمه اشاره شد، مزیت این روش نسبت به روش ۵ درجه آزادی [11] این است که اثر انتقال بار عرضی در طراحی مسیر حرکت در نظر گرفته می‌شود. با بررسی دقیق نتایج مسیر حرکت شماره ۱ (شتاب طولی صفر)، این موضوع به خوبی مشخص می‌شود. طبق جدول ۵، اگر مبنای ارزیابی قابل پیمایش بودن مسیر حرکت، روش ۵ درجه آزادی باشد، چون در مسیر



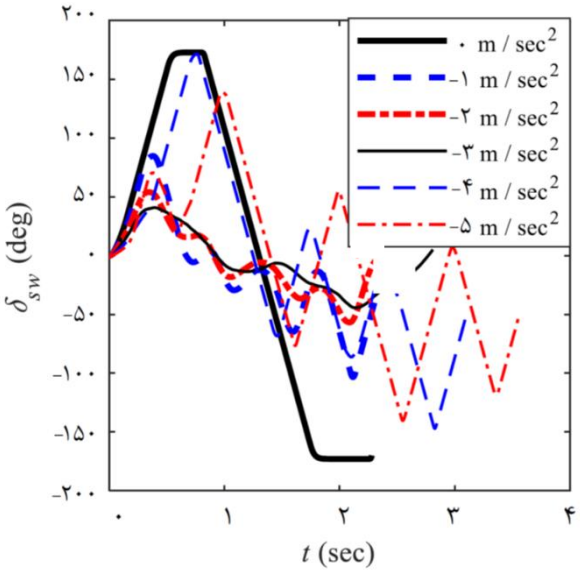
شکل ۸) خطای تعقیب موقعیت طولی و موقعیت عرضی کنترل یکپارچه برای سناریو دوم

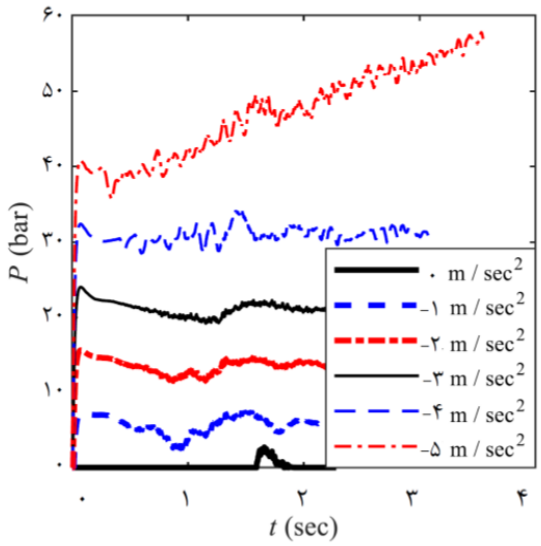


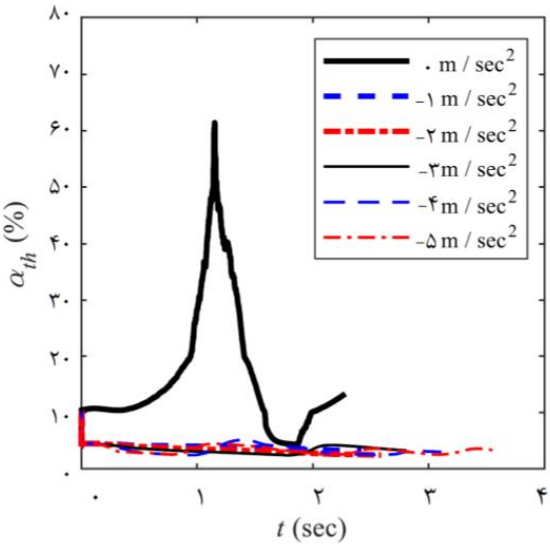


شکل ۷) ورودی‌های کنترلی سناریو اول

با بررسی نتایج مربوط به مسیرهای شماره ۲، ۳ و ٤، مشاهده می‌شود که در این مسیرهای حرکت هم ماکزیمم نرخ زاویه سمتی و هم ماکزیمم ضریب اصطکاک مورد نیاز، کمتر از مقادیر مجاز بوده و بنابراین این مسیرها قابل پیمایش خواهند بود. بررسی خطای تعقیب مسیرهای حرکت مختلف در شکل ۸، صحت نتایج الگوریتم طراحی مسیر حرکت را به‌خوبی تأیید می‌کند. مشابه سناریو قبل برای درک بهتر عملکرد کنترل‌کننده استفاده شده، ورودی‌های کنترلی مربوط به این سناریو در شکل ۹ نشان داده شده‌اند.







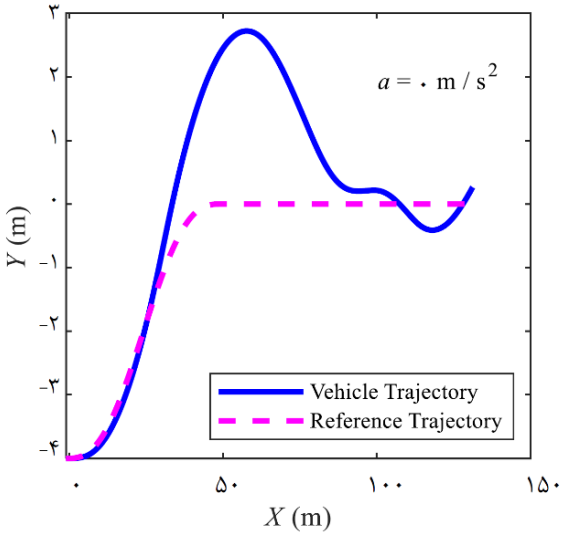
شکل ۹) ورودی‌های کنترلی کنترل سناریو دوم

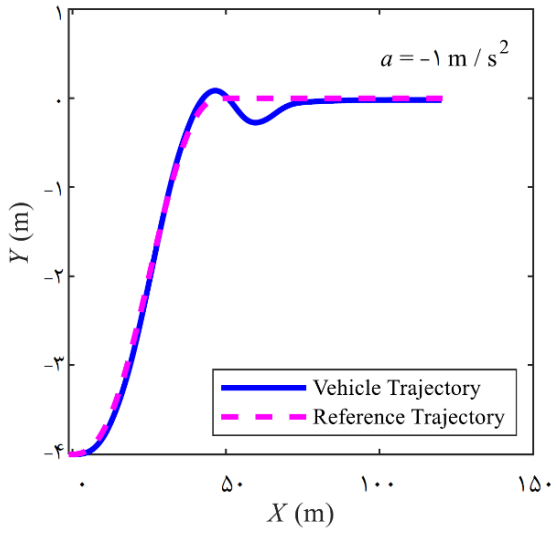
شماره ۱ ماکزیمم مقدار ضریب اصطکاک محور جلو (۰/٤٦۲) و محور عقب (۰/٤٥۲) از ماکزیمم ضریب اصطکاک تایر جاده در دسترس (۰/۵) کمتر می‌باشند، این مسیر قابل پیمایش است. اما نتایج خطای تعقیب شکل ۷ نشان می‌دهد که این مسیر قابل پیمایش نیست. بنابراین می‌توان گفت که روش ۵ در جه آزادی برای مانورهای تعویض خط با شتاب عرضی بالا از دقت کافی برخوردار نمی‌باشد. اما الگوریتم طراحی مسیر حرکت ارائه شده در این پژوهش با بهره بردن از معیار ماکزیمم نرخ زاویه سمتی مجاز، این نقص روش ۵ درجه آزادی را بر طرف کرده است. در جدول ۵، ماکزیمم نرخ زاویه سمتی مسیر حرکت شماره ۱، ۰/۲۰ بوده که بیشتر از ۰/۱۸۸ rad/sec می‌باشد. در نتیجه این مسیر حرکت غیر قابل پیمایش خواهد بود. به منظور درک بهتر موقعیت خودرو، نمودارهای مسیر مرجع و مسیر حرکت خودرو به ازاء مسیرهای مختلف این سناریو در شکل ۱۰ نشان داده شده‌اند.

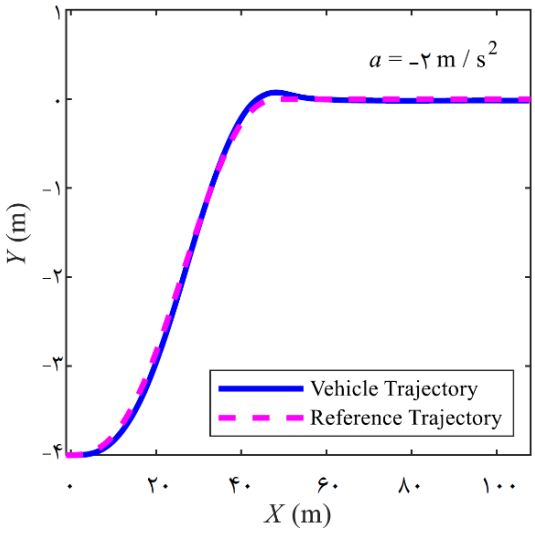
۵- نتیجه گیری

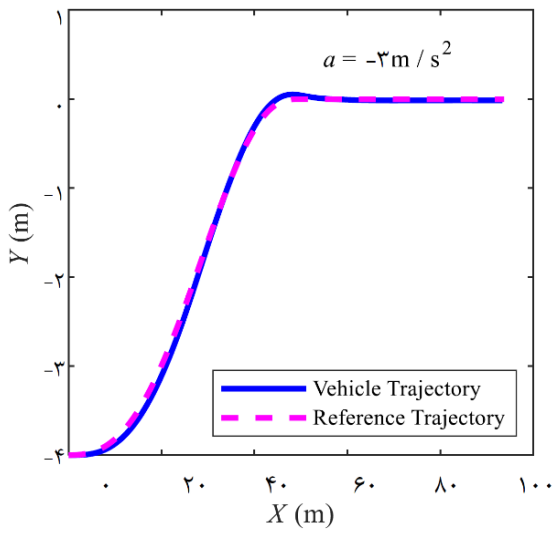
در این پژوهش یک الگوریتم طراحی مسیر حرکت برای مانور تعویض خط بحرانی پیشنهاد و عملکرد آن نیز مورد تحلیل و بررسی قرار گرفت. در گام اول با در نظر گرفتن ظرفیت رانشی و ترمزی خودرو و همچنین تأمین پایداری عرضی آن به ترتیب بازه شتاب طولی مجاز و ماکزیمم نرخ زاویه سمتی مجاز تعیین گردید. در ادامه با توجه به شرط عدم برخورد، به ازای هر شتاب یک مسیر حرکت ارائه شد. سپس با انجام محاسبات جبری، ماکزیمم نرخ زاویه سمتی و ماکزیمم اصطکاک مورد نیاز برای هر مسیر حرکت تعیین گردید. در ادامه با مقایسه این مقادیر با مقادیر مجاز قابل پیمایش بودن و یا نبودن هر مسیر حرکت ارزیابی شد. شبیه‌سازی‌های انجام شده با اعمال کنترل یکپارچه به مدل کامل خودرو و با در نظر گرفتن دینامیک سنسورها، نشان داد که الگوریتم طراحی مسیر حرکت به‌خوبی مأموریت خود را انجام داده است.

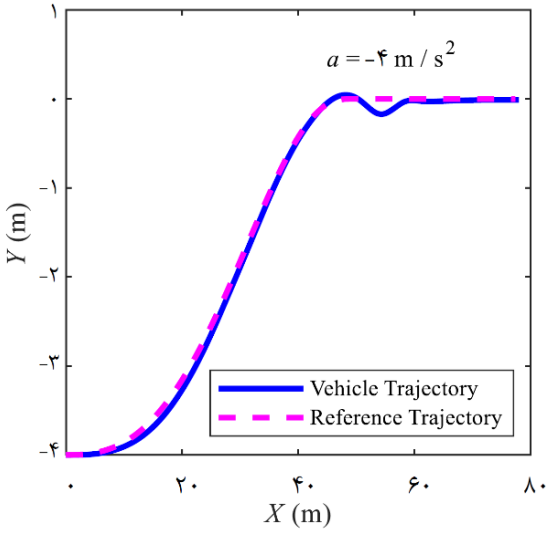
روش طراحی مسیر حرکت پیشنهادی در مقایسه با سایر پژوهش‌های انجام‌شده، مزیت‌های مهمی را دارا می‌باشد. مزیت اول این است که روش پیشنهادی در مقایسه با روش‌های قبلی، در مانورهاي تعویض خط بحرانی سرعت بالا، ارزیابی دقیق‌تری از قابل پیمایش بودن مسیر از منظر دینامیک خودرو ارائه می‌دهد. این موضوع بویژه برای مانورهای بحرانی که شتاب عرضی مسیر حرکت نسبت به شتاب طولی غالب است، بیشتر نمایان می‌شود. مزیت مهم دیگر این است که محاسبات آن، هم در حوزه اجتناب از برخورد و هم ارزیابی قابل پیمایش‌بودن مسیر حرکت بدون حل معادلات دیفرانسیل و تنها با استفاده از حل مجموعه‌ای از معادلات جبری نسبتاً ساده انجام پذیرفته است. بنابراین روش پیشنهادی ضمن دقت بالا، در مقایسه با سایر روش‌ها هزینه محاسباتی بسیار اندکی دارد.

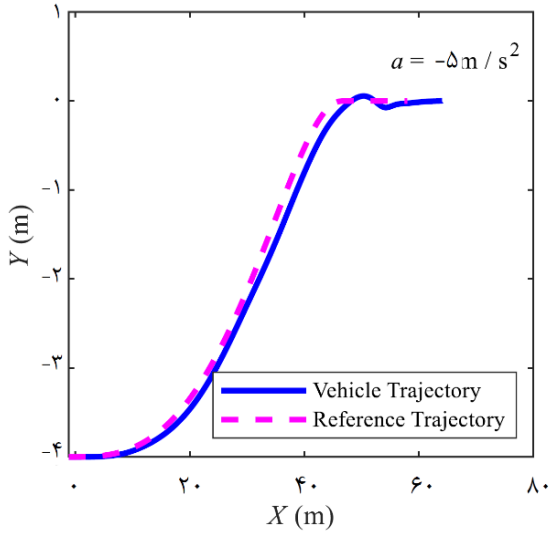












شکل ۱۰) مسیرهای مرجع و مسیرهای حرکت خودرو در سناریو دوم

تاییدیه اخلاقی: محتویات علمی این مقاله حاصل پژوهش نویسندگان است و در هیچ نشریه ایرانی و غیر ایرانی منتشر نشده است.

تعارض منافع: در این مقاله هیچگونه تعارض منافعی برای اظهار وجود ندارد.

منابع

1- Road traffic injuries [Internet]. Available from: https://www.who.int/news-room/fact-sheets/detail/road-traffic-injuries.

2- Priyadharshini AH, Khan J, Sreedharan P. Development and Validation of Adaptive Cruise Control Algorithm for ADAS Applications. InFourth Congress on Intelligent Systems: CIS 2023, Volume 2 2024 (Vol. 2, p. 361). Springer Nature.

3- advanced-technologies [Available from: https://www.nhtsa.gov/crash-avoidance/advanced-technologies.

4- Reda M, Onsy A, Haikal AY, Ghanbari A. Path planning algorithms in the autonomous driving system: A comprehensive review. Robotics and Autonomous Systems. 2024 Apr 1;174:104630.

5- Jin X, Li Z, Opinat Ikiela NV, He X, Wang Z, Tao Y, Lv H. An Efficient Trajectory Planning Approach for Autonomous Ground Vehicles Using Improved Artificial Potential Field. Symmetry. 2024 Jan 15;16(1):106.

6- Raeesi H, Khosravi A, Sarhadi P. Collision avoidance for autonomous vehicles using reachability-based trajectory planning in highway driving. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2024 Feb 6:09544070231222053.

7- Skačkauskas P, Karpenko M, Prentkovskis O. Design and implementation of a hybrid path planning approach for autonomous lane change manoeuvre. International journal of automotive technology. 2024 Feb;25(1):83-95.

8- Wang F, Shen T, Zhao M, Ren Y, Lu Y, Feng B, Yin G. Lane-change trajectory planning and control based on stability region for distributed drive electric vehicle. IEEE Transactions on Vehicular Technology. 2023 Oct 5.

9- Luo H, Wang M, Luo W, Lv W, Yang D. Lane-changing trajectory planning model for automated vehicles driving on a curved road. Transportation research record. 2023 Jan;2677(1):929-42.

10- Tucker K, Gover R, Jazar RN, Marzbani H. Feasible trajectory planning for minimum time manoeuvring. Vehicle System Dynamics. 2024 Jan 2;62(1):244-75.

11- Sazgar H, Azadi S, Kazemi R. Trajectory planning and integrated control with the Nonlinear Bicycle Model for high-speed autonomous lane change. Modares Mechanical Engineering. 2018 Apr 10;18(2):103-14.

12- Sazgar H, Azadi S, Kazemi R. Trajectory planning and combined control design for critical high-speed lane change manoeuvres. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2020 Feb;234(2-3):823-39.

13- Sazgar H, Azadi S, Kazemi R, Khalaji AK. Integrated longitudinal and lateral guidance of vehicles in critical high speed manoeuvres. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics. 2019 Dec;233(4):994-1013.

14- Sazgar H. Integrated Control of Longitudinal and Lateral Vehicle Dynamics to Improve Automated Lane Change Maneuver: K. N. Toosi University of Technology; 2019.

15- Rajamani R. Vehicle dynamics and control. Springer Science & Business Media; 2011 Dec 21.

16- Bakker E, Nyborg L, Pacejka HB. Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies. SAE transactions. 1987 Jan 1:190-204.

17- Kiencke U, Nielsen L. Automotive control systems: for engine, driveline, and vehicle.

18- Milanés V, González C, Naranjo JE, Onieva E, De Pedro T. Electro-hydraulic braking system for autonomous vehicles. International Journal of Automotive Technology. 2010 Feb;11:89-95.