

## نواحی پایدار دینامیک عرضی خودرو در فضای پارامترهای راننده

رضا حسن زاده قاسمی\*  
 دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه حکیم سبزواری، سبزوار، ایران، r.h.ghasemy@gmail.com  
 جواد احمدی  
 استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه پیام نور، تهران، ایران، sjavadahmadi@yahoo.com

### چکیده

در این مقاله، به کمک مدل خطی و غیر خطی راننده-خودرو، اثر تأخیر عکس‌العمل راننده روی پایداری چرخشی سمت و پایداری جانبی بررسی شده است. تأخیر زمانی راننده یک موضوع اجتناب‌ناپذیر در دینامیک فرمان‌پذیری خودرو می‌باشد. علاوه بر تأخیر زمانی ذاتی در پاسخ حسی-حرکتی انسان، وضعیت سلامتی راننده می‌تواند به طور بالقوه روی زمان واکنش راننده موثر باشد. در نظر گرفتن تأخیر زمانی در مدل‌سازی، دینامیک خودرو به یک سیستم با معادلات دیفرانسیل تأخیری تبدیل می‌شود، که از نظر ریاضی دارای بی‌نهایت جواب است. در این مقاله برای حل معادله دیفرانسیل تأخیری، مدل تأخیر زمانی با سری تیلور تقریب زده می‌شود. نمودارهای پایداری، نواحی قابل قبول برای بهره‌های تناسبی و مشتقی راننده را در تأخیر زمانی خاص یک راننده تعیین می‌کند. نتایج نشان می‌دهد با افزایش تأخیر زمانی یا افزایش سرعت خودرو، ناحیه پایداری کوچک‌تر می‌شود. در این مقاله همچنین مقدار بحرانی تأخیر زمانی راننده برای مجموعه مشخص از بهره‌های تناسبی و مشتقی راننده، محاسبه شده است. این تحلیل نشان می‌دهد در صورتی که راننده با سرعت‌های زیادتر رانندگی نماید، باید سریع‌تر عکس‌العمل نشان دهد تا خودرو ناپایدار نشود. برای تایید نتایج بدست آمده نمودارهای پایداری، شبیه‌سازی عددی مدل خودرو-راننده تحت مانور تغییر مسیر شدید انجام گرفته است. در شبیه‌سازی، مدل هفت درجه آزادی غیرخطی از خودرو به همراه مدل غیر خطی از تایر استفاده شده است. نتایج شبیه‌سازی، کاملاً نتایج حاصل از تحلیل‌های پایداری را تایید می‌کند.

**واژه‌های کلیدی:** مدل راننده-خودرو؛ تحلیل پایداری؛ تأخیر زمانی راننده؛ دینامیک جانبی خودرو؛ نمودارهای پایداری؛ تأخیر زمانی بحرانی.

### Stable regions of vehicle lateral dynamics in the parameter space of driver

**R. Hasanzadeh Ghasemi**  
**J. Ahmadi**

Department of Mechanical Engineering, Hakim Sabzevari University, Sabzevar, Iran  
 Department of Mechanical Engineering, Payame Noor University, Tehran, Iran

### Abstract

In this paper, using the linear and non-linear vehicle-driver model, the effect of the driver's time delay on the vehicle lateral stability has been investigated. Driver's time delay is an unavoidable issue in vehicle handling dynamics. Apart from intrinsic time-delay in human sensory-motor response, the driver's health condition can potentially affect the reaction-time. Taking into account the driver time delay in the modeling, transforms the vehicle handling dynamics to a system of delay differential equations (DDE), which has infinite solution in mathematical sense. In this paper, to solve the follow-on DDE, the time delay is approximated via a Taylor series. Stability charts, demonstrating the acceptable regions for driver's proportional and derivative gains are provided for a specified driver time delay. The results show that as the time delay increases or the vehicle speed increases, the stability region becomes smaller. The critical value of driver time delay for a specified set of driver's proportional and derivative gains is also calculated. This analysis shows that if the driver drives at higher speeds, he must react faster so that the vehicle does not become unstable. Numerical simulation of a vehicle driver model subjected to a rigorous lane change maneuver is carried out to verify the results obtained from the stability charts. In the simulation a nonlinear seven degrees of freedom of vehicle and a nonlinear tire model is used. The simulation results fully confirm the stability analysis results.

**Keywords:** Vehicle-driver model; Stability analysis; Driver's time delay; Vehicle lateral dynamics; Stability charts; Critical Time Delay.

### ۱- مقدمه

میلیون نفر دچار آسیب یا معلولیت می‌گردند که اکثر این مرگ و میرها (۹۰٪) در کشورهای در حال توسعه اتفاق می‌افتد. هزینه‌های اقتصادی تصادفات جاده‌ای در سال ۲۰۱۳، ۶ درصد تولید ناخالص داخلی تخمین زده شده است. همانطور که در [۲] گزارش شده است، خطاهای انسانی دلیل بیش از ۹۰ درصد تصادفات است. امروزه فناوری رانندگی خودکار به صورت جدی در حال توسعه است که انتظار می‌رود بتواند با کاهش اثرات روحی و فیزیکی راننده، خطاهای انسانی را به حداقل برساند. براساس تعریف

در حالیکه مکانیزم اساسی برای تأخیر زمانی<sup>۱</sup> انسان همچنان یک مساله باز است، آسیب توابع حسی-حرکتی<sup>۲</sup> و اثرات آن روی ایمنی رانندگی به خوبی تجربه شده است. حوادث رانندگی به عنوان رویدادهای معمول روزمره، با مرگ یا جراحت، ایمنی هر فردی را تقریباً در هر جایی تهدید می‌کند. براساس [۱]، در حوادث جاده‌ای در سرتاسر جهان، هر ساله ۱/۲ میلیون نفر جان خود را از دست می‌دهند و ۵۰

<sup>۱</sup> Time delay

<sup>۲</sup> Vestibular- Proprioceptive

SAE<sup>۱</sup> (انجمن مهندسان خودرو) از ۵ سطح از شش سطح موجود از خودکاری، راننده در حلقه کنترل وجود دارد. اما سطح کاملاً خودکار، همچنان با شبهات و چالش‌های بزرگی روبروست که در [۳-۵] گزارش شده است و تجاری سازی آنها در کوتاه مدت پیش‌بینی نمی‌شود. توجه روزافزون به دینامیک راننده در خودروهای خودکار و نیمه خودکار در تحقیقات صنعتی اخیر مشاهده می‌شود [۶ و ۷]. اهمیت عکس‌العمل راننده روی پایداری در [۸ و ۹] بررسی شده است. در [۱۰] حافظه رانندگان از وسیله نقلیه جلویی به عنوان عاملی موثر بر رفتار مورد انتظار رانندگان معرفی می‌شود. بسیاری از مطالعات نشان می‌دهد وضعیت و رفتار راننده، عوامل مهمی در احتمال ایجاد تصادفات می‌باشند [۱۱ و ۱۲].

تجربه ناکافی رانندگی، احساس خستگی در راننده، وضعیت ناسالم، پریشانی، سن و مصرف الکل و داروهای پزشکی به عنوان عوامل مهم خطرآفرین هستند که روی هوشیاری و عملکرد شناختی راننده تأثیرگذار است و تهدید جدی برای ایمنی جاده‌ها می‌باشد. تأثیر مستقیم، اولیه و معمول این عوامل خطر آفرین ذکر شده، کاهش هوشیاری راننده یا به عبارت دیگر افزایش مقدار تأخیر زمانی راننده خواهد بود.

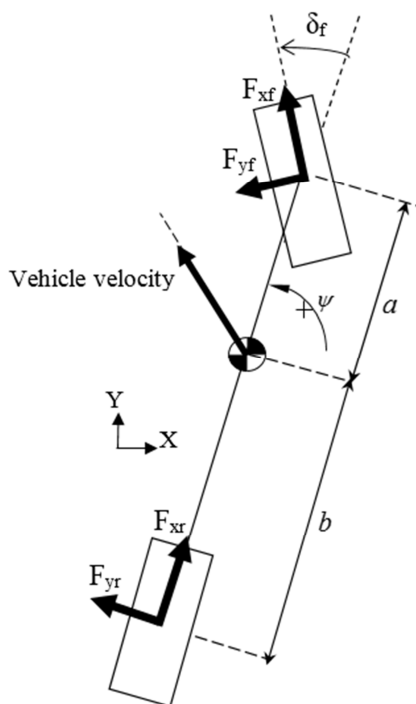
تأخیر زمانی، خاصیت ذاتی هر سیستم دینامیکی واقعی است. پاسخ یک سیستم در معرض ورودی، به دلیل پدیده‌های فیزیکی مانند انتقال، حمل و نقل و اثرات اینرسی با تأخیر همراه خواهد بود. بحث پایداری سیستم‌های با تأخیر زمانی توسط محققان زیادی مانند [۱۳ و ۱۴] مورد بررسی قرار گرفته است. نحوه تعامل با سیستم‌های دارای تأخیر زمانی نیز مورد توجه قرار گرفته است. در [۱۵] مشاهده گر یک سیستم با تأخیر زمانی مورد طراحی قرار گرفته است و در [۱۶] پایدارسازی یک سیستم دارای تأخیر بررسی شده است.

ناپایداری حرکت چرخشی سمت خودرو در معرض اغتشاش جزئی در صورت وجود تأخیر بزرگ در عکس‌العمل راننده به خوبی تجربه شده است. تمرکزهای مطالعاتی در استفاده از سیستم کمک‌راننده، به منظور جبران اثرات تأخیر زمانی در پاسخ راننده به تصادف قریب‌الوقوع یا انحراف از جاده بوده است [۱۷ و ۱۸]. وانگ و همکاران [۱۹] با استفاده از شبیه‌سازی عددی، اثرات زمان عکس‌العمل راننده را در خودرو مجهز به سیستم هدایت خودرو با فرمان‌پذیری چرخ عقب بررسی نموده‌اند.

تحلیل پایداری یک مدل پیگیری خودروی بهبودیافته با در نظر گرفتن مشخصات راننده در [۲۰] ارائه شده است. یک مدل هیدرویدینامیکی توسعه‌یافته با در نظر گرفتن حافظه حسی راننده و کنترل پس‌خورد تأخیر دار در [۲۱] بررسی شده است. اما مطالعات تحلیلی برای بررسی اثرات تأخیر زمانی راننده روی دینامیک جانبی<sup>۲</sup> انجام نگرفته است. این مقاله، به بررسی اثرات تأخیر عکس‌العمل راننده روی پایداری چرخشی سمت و پایداری جانبی به کمک مدل خطی و غیر خطی راننده-خودرو می‌پردازد. نوآوری اصلی این کار در استخراج نمودارهای پایداری در فضای پارامترهای راننده برای حرکت صفحه چرخشی سمت خودرو و محاسبه مقادیر بحرانی تأخیر زمانی راننده است.

خروجی‌های این تحقیق را می‌توان برای مطالعاتی مانند: مدلسازی راننده-خودرو [۲۲]، ارزیابی دینامیک فرمان‌پذیری خودرو [۲۳]، تحلیل پایداری پارامترهای شناسایی شده راننده [۲۴ و ۲۵]، ایمنی جاده برای ارائه اطلاعات در مورد خطرات احتمالی تصادف و رانندگان آسیب‌پذیر که می‌تواند به استراتژی جدیدی برای ایمنی براساس پایداری حدی منتج شود. همچنین اثر بخشی سیستم‌های کمک‌راننده [۱۷، ۱۸، ۲۶ و ۲۷]، به ویژه آن سیستم‌هایی که از فرمان راننده برای ایجاد مرجع مدل استفاده می‌کنند [۱۸، ۲۶ و ۲۷]، می‌تواند با استفاده از داده‌های ارائه شده در این مقاله بهبود پیدا کند.

در ادامه مقاله این مطالب ارائه خواهد شد: در بخش دوم مدلسازی دینامیکی خودرو و مدل راننده ارائه خواهد شد. بخش سوم روش تحلیل پایداری بررسی و نمودارهای پایداری بدست آورده می‌شود. بخش چهارم برای بررسی اعتبار نمودارهای پایداری بدست آمده در بخش سوم، شبیه‌سازی عددی برای مانور تغییر مسیر را تشریح می‌کند. نتیجه‌گیری در بخش پنجم ارائه می‌شود.

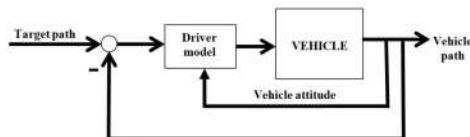


شکل ۱- طرحواره‌ای از مدل دوچرخه خودرو

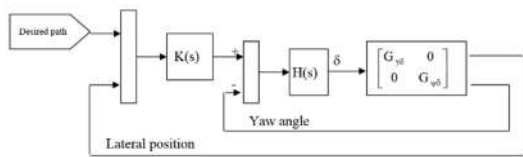
## ۲- مدل خودرو و راننده

معادلات حرکت جانبی و چرخشی سمت خودرو براساس فرض مدل دوچرخه خطی [۲۸] و شکل طرحواره ارائه شده در شکل ۱ به صورت زیر خواهد بود [۲۹]:

<sup>1</sup> Society Automotive Engineers  
<sup>2</sup> lateral dynamics



شکل ۲- ساختار اساسی مدل راننده چند ورودی



شکل ۳- ساختار دقیق‌تر مدل راننده چند ورودی

مدل از خطای موقعیت جانبی و نیز زاویه چرخشی سمت به عنوان ورودی استفاده می‌کند. همانطور که در شکل‌های طرحواره‌ای مشاهده می‌شود، ساختار ارتباط راننده- خودرو برای تعیین وضعیت خودرو شامل دو حلقه است: یک حلقه بیرونی برای پسخورد دادن جابجایی جانبی که مربوط به دنبال کردن مسیر است و یک حلقه داخلی که برای پسخورد دادن زاویه چرخشی سمت خودرو است. زمان لازم برای دریافت اطلاعات حسی، انتقال به مغز، پردازش و انتقال دوباره بوسیله سیستم عضلانی، با تأخیر زمانی خالص  $e^{-\tau s}$  مدلسازی شده است و یک تأخیر مرتبه اول  $(T_1 s + 1)^{-1}$  برای مدلسازی تأخیرهای موجود در دینامیک سیستم عضلانی و فرمان‌پذیری چرخ‌ها بکار برده می‌شود. می‌توان فرض کرد که این تأخیرها با قصد و تصمیم راننده دچار تغییر نمی‌شود [۳۱]. این مدل پنج پارامتر متغیر را وارد کار می‌کند:  $T_{1\psi}$ ،  $\tau$ ،  $T_{1y}$ ،  $k_{\psi}$  و  $k_y$  پارامترهای بهره  $k_{\psi}$  و  $k_y$  به ترتیب رفتار تناسبی راننده نسبت به خطای جانبی و زاویه چرخشی سمت را بیان می‌کند. فاکتورهای  $T_{1y}$  و  $T_{1\psi}$  برای مدلسازی رفتار پیش‌بینی‌کننده راننده<sup>۱</sup> استفاده می‌شود، این پارامترها بهره‌های مشتقی نسبت به خطای جانبی و زاویه چرخشی سمت هستند. تابع تبدیل مولفه‌های مدل راننده در شکل‌های ۲ و ۳ به صورت زیر است:

$$K(s) = k_y(T_{1y}s + 1) \quad (2)$$

$$H(s) = k_{\psi}(T_{1\psi}s + 1) \frac{e^{-\tau s}}{T_1 s + 1} \quad (3)$$

### ۳- تحلیل پایداری

برای تحلیل پایداری مدل راننده- خودرو در فضای لاپلاس، تابع تبدیل ماتریسی خودرو،  $G = [G_Y \delta \quad G_{\psi} \delta]^T$ ، براساس بیان فضای حالت دینامیک خودرو داده شده در معادله (۱) بدست آورده می‌شود.  $G_Y \delta$  و  $G_{\psi} \delta$  به ترتیب توابع تبدیل اسکالر موقعیت جانبی خودرو و زاویه چرخشی سمت خودرو به فرمان راننده<sup>۲</sup> است که به صورت زیر محاسبه شده است:

$$\begin{bmatrix} \dot{V}_y \\ \dot{\psi} \\ \dot{Y} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -2 \frac{c_f + c_r}{M V_x} & -2 \frac{a c_f - b c_r}{M V_x} - V_x & 0 & 0 \\ -2 \frac{a c_f - b c_r}{I_z V_x} & -2 \frac{a^2 c_f + b^2 c_r}{I_z V_x} & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & V_x \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_y \\ \psi \\ Y \\ \psi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 2 \frac{c_f}{M} \\ 2a \frac{c_f}{I_z} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \delta_f \quad (1)$$

که در آن  $\delta_f$  زاویه فرمان، اعمال شده توسط راننده است،  $Y$  موقعیت جانبی خودرو در مختصات زمینی است،  $\psi$  زاویه چرخشی سمت خودرو است،  $V_y$  و  $V_x$  به ترتیب سرعت‌های طولی و جانبی خودرو در مختصات بدنه است. مدلسازی دینامیکی خودرو به فرضیات زیر محدود شده است:

- (۱) فرض شده است سرعت طولی خودرو ثابت باشد؛ بنابراین نیروی تایر طولی در دیاگرام آزاد خودرو اعمال نمی‌شود.
  - (۲) فقط چرخ‌های جلو فرمان‌پذیر بوده و زوایای فرمان‌پذیری کوچک هستند.
  - (۳) خودرو، نیروهای تایر و شرایط جاده همه نسبت به محور طولی خودرو متقارن هستند.
  - (۴) جاده صاف بوده و از حرکات رول، پیچ و هیو صرف‌نظر شده است.
- مدل معادله (۱) مطابق با معادلات دینامیکی [۲۹ و ۳۰] است. پارامترها و مقادیر مدل در جدول ۱ تعریف شده است.

جدول ۱- پارامترهای خودرو

Parameter	Description	Value	Unit
$M$	Vehicle mass	1600	kg
$I_z$	Mass moment of inertia about z-z axis	2400	kgm <sup>2</sup>
$a$	Distance between C.G and front axle	1.29	m
$b$	Distance between C.G and rear axle	1.52	m
$V_x$	Vehicle forward speed	60	km/hour
$c_f$	Front tire lateral stiffness	1.29	M
$c_r$	Rear tire lateral stiffness	1.52	M

### ۲-۱- مدل راننده

یک مدل راننده چند ورودی برای فرمان‌پذیری ارائه شده بوسیله هیروچی [۳۱] در اینجا استفاده می‌شود. ساختار سیستم راننده- خودرو را می‌تواند در شکل‌های ۲ و ۳ مشاهده کرد.

<sup>۱</sup> Lead or predictive action

<sup>۲</sup> steering command

با صرفنظر کردن از ترم‌های مرتبه بالا در این معادله، تقریبی بدست می‌آید که با عنوان تقریب پد<sup>۱</sup> نامیده می‌شود. در این مطالعه دو ترم از سری تیلور معادله (۱۱) در مخرج و صورت کسر مورد استفاده قرار می‌گیرد که به صورت زیر خواهد بود:

$$e^{-\tau s} = \frac{2 - \tau s}{2 + \tau s} \quad (12)$$

با جایگذاری تقریب بالا بجای معادله (۹) به این صورت نتیجه خواهد شد:

$$a_1 s^2 + a_2 s + 2 + (a_3 s^3 + a_4 s^2 + a_5 s + a_6) G_{Y\delta} + (a_7 s^2 + a_8 s + a_9) G_{\psi\delta} = 0 \quad (13)$$

که در آن

$$\begin{aligned} a_1 &= T_1 \tau, a_2 = 2T_1 + \tau, a_3 = -k_y k_\psi T_{ly} T_{l\psi} \tau, a_4 \\ &= k_y k_\psi (2T_{ly} T_{l\psi} - (T_{ly} + T_{l\psi}) \tau), \\ a_5 &= k_y k_\psi (2(T_{l\psi} + T_{ly}) - \tau), a_6 = 2k_y k_\psi, a_7 \\ &= -\tau k_\psi T_{l\psi}, a_8 = k_\psi (2T_{l\psi} - \tau), \\ a_9 &= 2k_\psi \end{aligned} \quad (14)$$

بعد از جایگذاری  $G_{Y\delta}$  و  $G_{\psi\delta}$  شکل نهایی معادله مشخصه به صورت زیر خواهد بود:

$$b_6 s^6 + b_5 s^5 + b_4 s^4 + b_3 s^3 + b_2 s^2 + b_1 s + b_0 = 0 \quad (15)$$

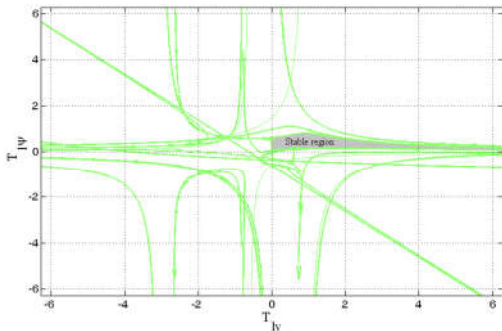
عبارت‌های نمادین  $b_i$  (برای  $i = 0, \dots, 6$ ) به دلیل طولانی بودن در اینجا آورده نشده است. با بکار بردن معیار پایداری معروف روث-هرویتس<sup>۲</sup> شرایط لازم و کافی برای پایداری به این صورت خواهد بود:

$$b_0, b_1, \dots, b_7 > 0, b_9 > 0, b_{11} > 0, b_{12} > 0 \quad (16)$$

ضرایب تعریف نشده در معادله (۱۶) به این صورت قابل محاسبه است

$$\begin{aligned} b_7 &= \frac{b_4 b_5 - b_3 b_6}{b_5}, b_8 = \frac{b_2 b_5 - b_1 b_6}{b_5} \text{ and } b_9 \\ &= \frac{b_4 b_5 - b_3 b_6}{b_5} \\ b_{10} &= \frac{b_2 b_5 - b_1 b_6}{b_5}, b_{11} = \frac{b_8 b_9 - b_7 b_{10}}{b_9} \text{ and } b_{12} \\ &= \frac{b_{11} b_{10} - b_0 b_9}{b_{11}} \end{aligned} \quad (17)$$

نواحی که همه نامعادله‌های داده شده در معادله (۱۶) را ارضا نماید، نواحی پایدار در فضای بهره‌های مشتقی راننده خواهد بود که برای مجموعه مشخص از پارامترها در شکل ۴ بدست آورده شده است.



شکل ۴- ناحیه پایداری تقریبی در صفحه  $[T_{ly}, T_{l\psi}]$  بر اساس معیار پایداری روث-هرویتس برای پارامترهای  $V_x = 60 \frac{km}{h}$ ,  $k_\psi = 1$ ,  $\tau = 0.15$  و  $k_y = 0.1$

$$\begin{aligned} G_{Y\delta} &= \frac{A}{B} \\ A &= ((I_z V_x^2) s^2 + (2c_r b^2 + 2abc_r) s \\ &\quad + 2(a + b)c_r V_x) 2V_x c_f \\ B &= s^2 (m I_z V_x^2 s^2 + 2V_x (I_z (c_f + c_r) \\ &\quad + m(a^2 c_f + b^2 c_r)) s \\ &\quad + 4c_f c_r (a + b)^2 \\ &\quad + 2mV_x^2 (bc_r - ac_f)) \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} G_{\psi\delta} &= \frac{(maV_x) s + 2(a + b)c_r 2V_x c_f}{C} \\ C &= s (m I_z V_x^2 s^2 + 2V_x (I_z (c_f + c_r) \\ &\quad + m(a^2 c_f + b^2 c_r)) s \\ &\quad + 4c_f c_r (a + b)^2 \\ &\quad + 2mV_x^2 (bc_r - ac_f)) \end{aligned} \quad (5)$$

همانطور که در شکل طرحواره‌ای مدل راننده-خودرو (شکل ۳) مشاهده می‌شود، در این مدل دو سیگنال پسخورد  $Y$  و  $\psi$  وجود دارد و یک ورودی مرجع،  $Y_{des}$ ، که مقدار مطلوب موقعیت جانبی خودرو است و در دستگاه زمینی بیان شده است. در نتیجه معادله مشخصه دو تابع تبدیل اسکالر حلقه بسته، پایداری را تعیین می‌کند. تابع تبدیل حلقه بسته به این صورت خواهد بود:

$$G_{Y/Y_{des}} = \frac{KHG_{Y\delta}}{1 + KHG_{Y\delta} + G_{\psi\delta}} \quad (6)$$

$$G_{\psi/Y_{des}} = \frac{KHG_{\psi\delta}}{1 + KHG_{Y\delta} + G_{\psi\delta}} \quad (7)$$

که در آن  $G_{Y/Y_{des}}$  و  $G_{\psi/Y_{des}}$  به ترتیب توابع تبدیل موقعیت جانبی خودرو و زاویه چرخشی سمت خودرو به موقعیت جانبی مطلوب می‌باشد. با بررسی دو تابع تبدیل حلقه بسته، مخرج‌های یکسان به صورت زیر خواهد بود:

$$1 + KHG_{Y\delta} + G_{\psi\delta} = 0 \quad (8)$$

که با جایگذاری  $K$  و  $H$  معادله غیر جبری زیر ایجاد خواهد شد:

$$1 + (k_y (T_{ly} s + 1)) \left[ k_\psi (T_{l\psi} s + 1) \frac{e^{-\tau s}}{T_1 s + 1} G_{Y\delta} + k_\psi (T_{l\psi} s + 1) \frac{e^{\tau s}}{T_1 s + 1} G_{\psi\delta} \right] = 0 \quad (9)$$

با جایگذاری  $G_{Y\delta}$  و  $G_{\psi\delta}$  یک معادله غیر جبری مرتبه (۵) به صورت زیر بدست می‌آید.

$$s^5 + a_5 s^4 + a_6 s^3 + a_7 s^2 + (a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0) e^{-\tau s} = 0 \quad (10)$$

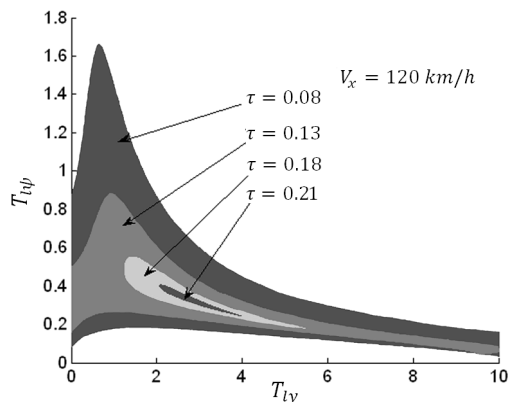
که در این معادله  $a_i$  (برای  $i = 0, \dots, 8$ )، توابعی از پارامترهای راننده-خودرو هستند که با توجه به طولانی بودن عبارت‌ها در اینجا آورده نشده است. باید توجه داشت که تحلیل‌های پایداری معطوف به تأخیر زمانی راننده و فضای دو بعدی از بهره‌های مشتقی راننده  $[T_{ly}, T_{l\psi}]$  بوده است. دیگر پارامترها ثابت در نظر گرفته شده است مگر اینکه جایی غیر از این گفته شود.

عبارت تأخیر زمانی را می‌توان با کمک سری تیلور به فرم معادل زیر نوشت:

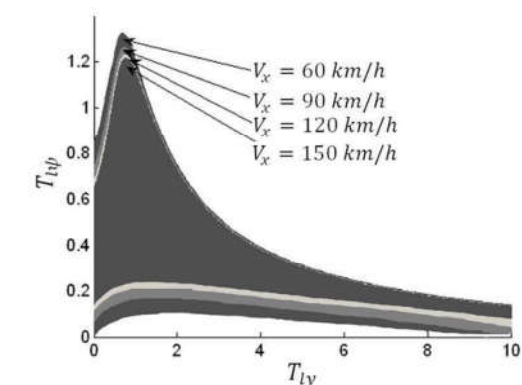
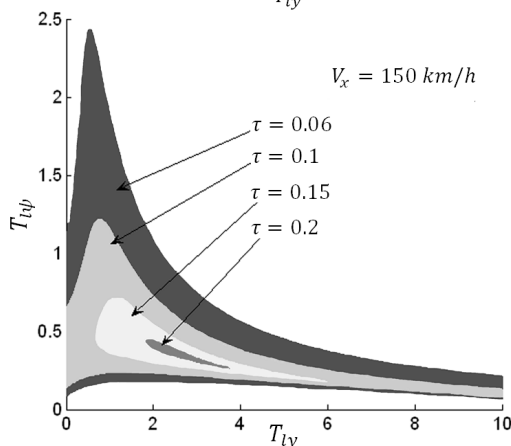
$$e^{-\tau s} = \frac{e^{-\tau s}}{e^{\tau s}} = \frac{1 - \frac{\tau s}{2} + \frac{(\tau s)^2}{8} - \frac{(\tau s)^3}{48} + \dots}{1 + \frac{\tau s}{2} + \frac{(\tau s)^2}{8} + \frac{(\tau s)^3}{48} + \dots} \quad (11)$$

<sup>1</sup> Pade Approximation

<sup>2</sup> Routh-Hurwitz stability criterion



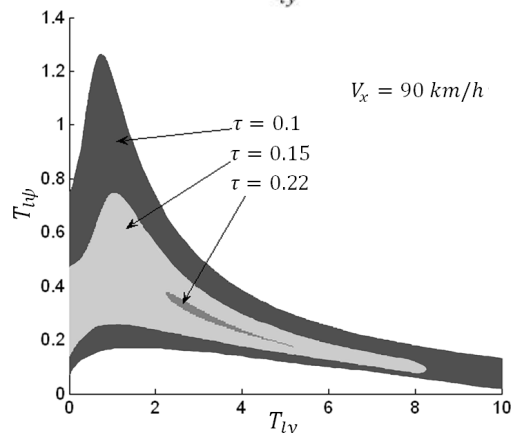
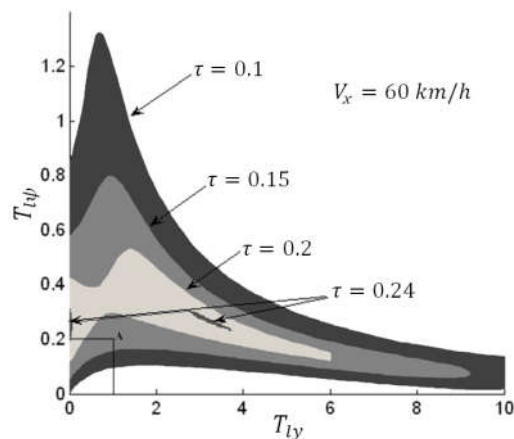
شکل ۵- ناحیه پایداری تقریبی در صفحه  $[T_{ly}, T_{l\psi}]$  برای مقادیر متفاوت سرعت خودرو و تأخیر زمانی برای پارامترهای  $(k_{\psi} = 1)$ ،  $(T_1 = 0.1$  و  $k_y = 0.1$



شکل ۶- ناحیه پایداری تقریبی در صفحه  $[T_{ly}, T_{l\psi}]$  برای مقادیر متفاوت سرعت خودرو برای پارامترهای  $(\tau = 0.1)$ ،  $k_{\psi} = 1$ ،  $T_1 = 0.1$  و  $k_y = 0.1$

در شکل‌های ۵ و ۶، اثرات سرعت خودرو روی نواحی پایداری در فضای بهره‌های مشتقی راننده ارائه شده است. همانطور که از مقایسه نمودارها مشهود است، ناحیه پایداری و با افزایش تأخیر زمانی یا افزایش سرعت خودرو کوچک‌تر شده است. به عنوان یک مثال، اگر یک راننده مبتدی که معمولاً دارای تأخیر زمانی نسبتاً زیاد در عکس‌العمل می‌باشد، یک مقدار بزرگ برای عکس‌العمل مشتقی استفاده کند، خودرو دچار ناپایداری چرخشی خواهد شد.

به کمک این نمودارها می‌توان در مورد عملکرد راننده‌ها با مشخصات مختلف پیش‌بینی انجام داد. با افزایش تأخیر زمانی که یکی از پارامترهای مهم در عکس‌العمل راننده است، راننده مجبور است برای کنترل خودرو، محدوده کوچک‌تری از پارامترهای دیگر را بکار بگیرد تا بتواند خودرو را همچنان در وضعیت پایدار حفظ نماید. این محدوده‌ها در سرعت‌های کم، بزرگ‌تر بوده و با افزایش سرعت کوچک‌تر می‌شود. در واقع با افزایش سرعت امکان کنترل خودرو سخت‌تر خواهد شد. اگر راننده در سرعت کم با پارامترهای مشخص می‌توانست خودرو را کنترل کند، در سرعت‌های بالا با آن پارامترهای امکان کنترل خودرو را نخواهد داشت.



مقدار بحرانی تأخیر زمانی راننده، که در آن دینامیک جانبی خودرو در مرز پایداری قرار می‌گیرد، در شکل ۷ نشان داده شده است. از این شکل می‌توان به این نتیجه رسید که برای رانندگی ایمن، راننده‌ای با مقدار بهره بزرگ تناسبی نسبت به زاویه چرخشی سمت خودرو، باید دارای تأخیر عکس‌العمل کوچک باشد. به عبارت دیگر، بار فیزیکی رانندگی بزرگ نیازمند عکس‌العمل سریع راننده است و بالعکس.

**جدول ۴- اثر تأخیر عکس العمل راننده روی سرعت بحرانی خودرو برای**

**پارامترهای مشخص راننده**

$$(T_{I\psi} = 0.3, T_{Iy} = 1, k_y = 0.1, k_{\psi} = 1)$$

$\tau(sec)$	$V_{cr}(km/h)$
0.12	192.88
0.15	106.84
0.18	72.64
0.21	55.36

**جدول ۵- اثر تأخیر عکس العمل راننده روی سرعت بحرانی خودرو برای**

**پارامترهای مشخص راننده**

$$(T_{I\psi} = 0.3, T_{Iy} = 1, k_y = 0.1, k_{\psi} = 5)$$

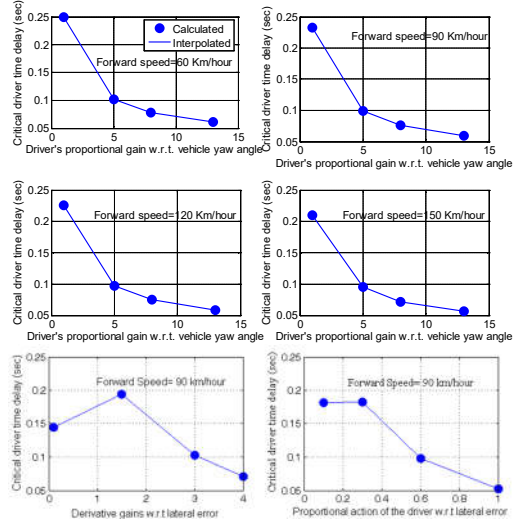
$\tau(sec)$	$V_{cr}(km/h)$
0.07	96.76
0.075	37.36
0.08	24.40
0.085	19.00

**۴- نتایج شبیه سازی**

شبیه سازی عددی یک مدل راننده- خودرو تحت مانور شدید تغییر مسیر، برای اعتبار سنجی نتایج بدست آمده از نمودارهای پایداری، انجام گرفته است. در اینجا یک مدل خودرو غیرخطی هفت درجه آزادی و یک مدل تایر غیرخطی دوگاف<sup>۱</sup> ارائه شده در [۱۸] استفاده شده است. درجات آزادی شامل حرکت جانبی، طولی و چرخشی سمت خودرو و دوران چهار چرخ حول محور چرخ است. شبیه سازی برای دو مجموعه از پارامترهای راننده-خودرو (پایدار و ناپایدار) که از روش تحلیل پایداری پیشنهادی بدست آمده است، اجرا شده است. سرعت خودرو  $60 km/hour$  و وظیفه راننده نگهداشتن خودرو روی مسیر مطلوب نشان داده شده در شکل ۱۲ است. در شکل های ۸ تا ۱۲، چهار کمیت: سرعت چرخشی سمت، فرمان راننده، زاویه لغزش جانبی و مسیر حرکت خودرو نشان داده شده است. براساس خروجی های تحلیل پایداری در بخش قبل، انتظار می رود که خودرو با پارامترهای جدول ۶ و تأخیر زمانی برابر  $0.2 sec$  ناپایدار باشد. در صورتی که تأخیر زمانی به  $0.1 sec$  کاهش پیدا کند و بقیه پارامترها بدون تغییر باقی بماند، نتایج بدست آمده از تحلیل پایداری پیش بینی می کند که این مجموعه پارامترها متعلق به ناحیه پایدار است. در واقع با این پارامترها و مقدار تأخیر  $0.1$ ، از شکل ۵ انتظار می رود که سیستم پایدار باشد اما اگر تأخیر زمانی به  $0.2$  افزایش پیدا کند، شکل ۵ نشان می دهد این مجموعه پارامترها از ناحیه پایدار خارج شده است. همانطور که مشاهده می شود، نتایج شبیه سازی، کاملاً نتایج حاصل از تحلیل های پایداری را تایید می کند. همچنین در شکل های ۸ و ۹، مقادیر مطلوب نرخ چرخشی سمت خودرو که برای سیستم پسخورده رهگیری نرخ چرخشی سمت در وسایل کمک راننده استفاده می شود، نشان داده شده است [۱۸ و ۲۸]. این سیگنال از رابطه زیر تولید می شود.

$$\dot{\psi}_{des} = \frac{V_x}{1 + k_{us} V_x^2} \delta = f(\delta, V_x) \quad (18)$$

<sup>۱</sup> Dugoff



**شکل ۷- تأخیر زمانی بحرانی راننده برای مجموعه ای خاص از**

**پارامترهای راننده- خودرو (  $T_1 = 0.1$  و  $k_y = 0.1$  ،  $k_{\psi} = 1$  )**

در جدول های ۲ و ۳، اثرات سرعت خودرو روی تأخیر زمانی بحرانی راننده مورد بررسی قرار گرفته است. همانطور که مشاهده می شود، در صورتی که راننده با سرعت های زیادتر رانندگی نماید، باید سریع تر عکس العمل نشان دهد تا خودرو ناپایدار نشود. در جداول ۴ و ۵ برای مجموعه ای خاص از پارامترها، مقدار حدی سرعت خودرو که پایداری را تضمین می کند با دقت دو رقم اعشار آورده شده است.

**جدول ۲- اثر سرعت خودرو روی تأخیر زمانی بحرانی برای پارامترهای**

**مشخص راننده**

$$(T_{I\psi} = 0.5, T_{Iy} = 0.5, k_y = 0.1, k_{\psi} = 1)$$

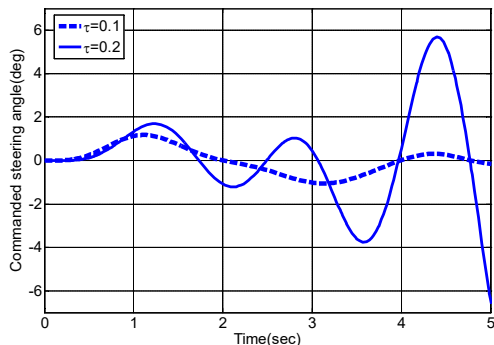
$V_x(km/h)$	$\tau_{cr}(sec)$
60	0.1815
90	0.1581
120	0.1476
150	0.1416

**جدول ۳- اثر سرعت خودرو روی تأخیر زمانی بحرانی برای پارامترهای**

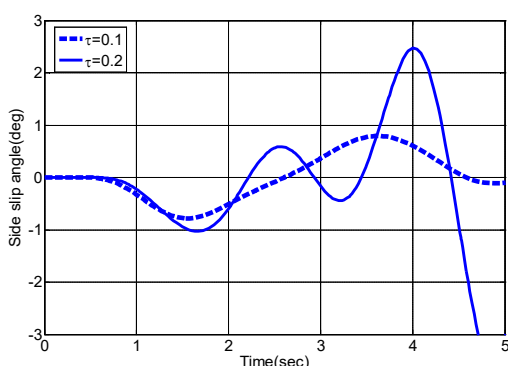
**مشخص راننده**

$$(T_{I\psi} = 0.5, T_{Iy} = 0.5, k_y = 0.1, k_{\psi} = 5)$$

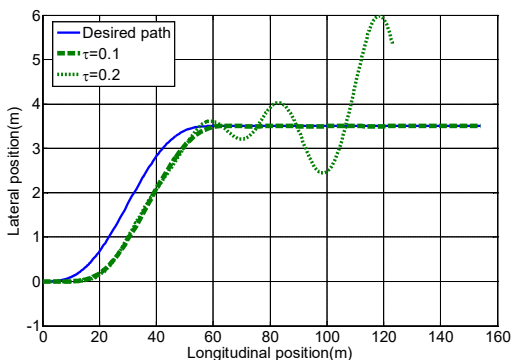
$V_x(km/h)$	$\tau_{cr}(sec)$
60	0.0578
90	0.0562
120	0.0554
150	0.0550



شکل ۱۰- زاویه فرمان ایجاد شده توسط راننده- شبیه سازی با دو مجموعه پارامتر: خط چین برای مجموعه پارامتر پایدار و خط ممتد برای مجموعه پارامتر ناپایدار



شکل ۱۱- زاویه لغزش جانبی خودرو در مدت مانور تغییر مسیر- شبیه سازی با دو مجموعه پارامتر: خط چین برای مجموعه پارامتر پایدار و خط ممتد برای مجموعه پارامتر ناپایدار



شکل ۱۲- مسیر حرکت خودرو در مدت مانور تغییر مسیر- شبیه سازی با دو مجموعه پارامتر: خط چین برای مجموعه پارامتر پایدار و خط ممتد برای مجموعه پارامتر ناپایدار

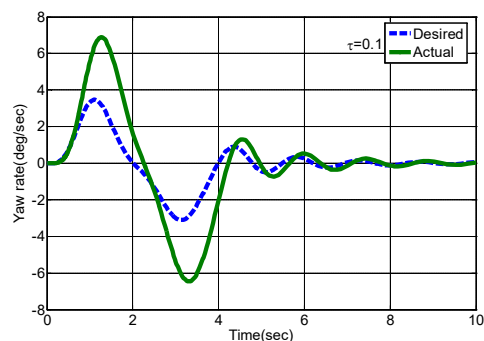
## ۵- نتیجه گیری

نتایج این مقاله نشان داد که توانایی راننده می تواند اثر مهمی روی تضعیف خواص دینامیک فرمان پذیری خودرو داشته باشد. برای بررسی این موضوع، از نمودارهای پایداری برحسب بهره های تناسبی و مشتقی راننده کمک گرفته شد که نشان داد، نواحی پایداری به سبب افزایش تأخیر زمانی دچار کاهش خواهد شد. برای تایید نتایج از شبیه سازی

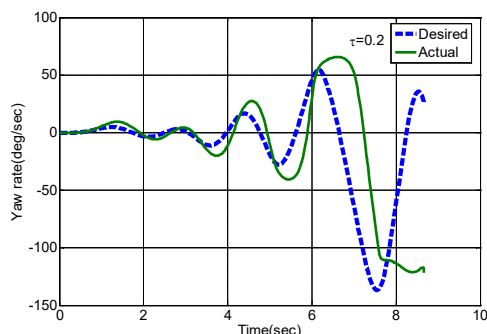
که در این رابطه  $l = a + b$  و  $k_{us}$  ضرایب کم فرمانی<sup>۱</sup> هستند. این مقادیر مرجع، تابعی از فرمان راننده و سرعت خودرو می باشند. از آنجا که این سیگنال در شکل ۹ به طور ناپایدار در حال افزایش است، طراحی سیستم ایمنی فعال [۱۸]، که طراحی های آن به این نوع از مقادیر مرجع تکیه می کند، باید از چنین ناپایداری هایی مطلع باشد. پارامترهای مدل خودرو و مدل راننده استفاده شده در این شبیه سازی ها به ترتیب در جدول ۱ و ۶ آورده شده است.

جدول ۶- پارامترهای مدل راننده برای شبیه سازی

Parameter	Value	Unit
$T_{l\psi}$	0.2	—
$T_{ly}$	1	—
$k_y$	0.1	—
$k_\psi$	1	—
$T_1$	0.1	sec



شکل ۸- پاسخ سرعت چرخشی سمت خودرو کنترل شده بوسیله راننده با  $\tau = 0.1 \text{ sec}$



شکل ۹- پاسخ سرعت چرخشی سمت خودرو کنترل شده بوسیله راننده با  $\tau = 0.2 \text{ sec}$

<sup>۱</sup> Understeer

زیرسطحی، نشریه مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، د ۵۲، ش ۲، ص ۱۴۰۱، ۴۱-۳۱.

[17] Lutz A., Schick B., Holzmann H., Kochem M., Meyer-Tuvc H., Lange O., Mao Y. and Tosolin G., Simulation methods supporting homologation of Electronic Stability Control in vehicle variants, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 55, pp. 1432-1497, 2017.

[18] Ahmadi J. and Sedigh A. K., Adaptive vehicle lateral-plane motion control using optimal tire friction forces with saturation limits consideration, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol. 58, No. 8, PP. 4098-4107, 2009.

[19] Wang B., Abe M. and Kano Y., Influence of driver's reaction time and gain on driver-vehicle system performance with rear wheel steering control systems: part of a study on vehicle control suitable for the aged driver, *JSAE Review*, Vol. 23, pp. 75-82, 2002.

[20] Zhao H., Chen Q., Shi W., Gu T. and Li W., Stability analysis of an improved car-following model accounting for the driver's characteristics and automation, *Physica A: Statistical Mechanics and its Applications*, Vol. 526, pp. 120990, 2019.

[21] Chang Y., He Z. and Cheng R., An extended lattice hydrodynamic model considering the driver's sensory memory and delayed-feedback control, *Physica A: Statistical Mechanics and its Applications*, Vol. 514, pp. 522-532, 2019.

[22] Gholami A. and Majidi M., Development of a neuromuscular driver model with an estimation of steering torque feedback in vehicle steer-by-wire systems, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, Vol. 233, pp. 657-667, 2019.

[23] Ishio J., Ichikawa H., Kano Y. and Abe M., Vehicle-handling quality evaluation through model-based driver steering behavior, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 46, pp. 197-204, 2008.

[24] Nash C. J. and Cole D. J., Identification and validation of a driver steering control model incorporating human sensory dynamics, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 58, No. 4, p.p. 495-517, 2020.

[25] Chen L. K. and Ulsoy A. G., Identification of a Driver Steering Model, and Model Uncertainty, From Driving Simulator Data, *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 123, pp. 623-629, 2001.

[26] Bagheri A., Azadi S. and Soltani A., A combined use of adaptive sliding mode control and unscented Kalman filter estimator to improve vehicle yaw stability, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, Vol. 231, 2, pp. 388-401, 2016.

[27] Asiabar A. N. and Kazemi R., A direct yaw moment controller for a four in-wheel motor drive electric vehicle using adaptive sliding mode control, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, Vol. 233, pp. 549-567, 2019.

[28] Wong J. Y., *Theory of Ground Vehicles*. Hoboken, NJ: Wiley, 2008.

[29] Mehrabi N., Razavian R. and McPhee J., Steering disturbance rejection using a physics-based neuromusculoskeletal driver model, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 53, No. 10, pp. 1393-1415, 2015.

[30] Cole D. J., Pick A. J. and Odhams A. M. C., Predictive and linear quadratic methods for potential application to modelling driver steering control, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 44, No. 3, pp. 259-284, 2006.

[31] Horiuchi S. and Yuhara N., An Analytical Approach to the Prediction of Handling Qualities of Vehicles With Advanced Steering Control System Using Multi-Input Driver Model, *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 122, pp. 490-497, 2000.

عددی یک مدل راننده-خودرو تحت مانور تغییر مسیر شدید استفاده شد. نتایج بدست آمده در این مقاله یک طرح برای ارزیابی مشخصات اساسی راننده و سرعت خودرو ارائه می‌دهد که به کمک آن پایداری جانبی خودرو تضمین می‌شود.

## ۶- مراجع

[1] World Health Organization, Global Status Report on Road Safety 2013: Supporting a Decade of Action, 2013.

[2] Son Y., Kim W. and Lee S., Robust multirate control scheme with predictive virtual lanes for lane-keeping system of autonomous highway driving, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol. 64, pp. 3378-3391, 2015.

[3] Chen T., Chen L., Xu X., Cai Y., Jiang H. and Sun X., Passive fault-tolerant path following control of autonomous distributed drive electric vehicle considering steering system fault, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 123, pp. 298-315, 2019.

[4] Boukhari M., Chaibetb A., Boukhni M. and Glaser S., Two longitudinal fault tolerant control architectures for an autonomous vehicle, *Mathematics and Computers in Simulation*, Vol. 156, pp. 236-253, 2019.

[5] Hu X., Chen L., Tang B., Cao D. and He H., Dynamic path planning for autonomous driving on various roads with avoidance of static and moving obstacles, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 100, pp. 482-500, 2018.

[6] Rezaeian A., Peng Q., Gurudutt A., Li H. and Klesing J. J., Driver readiness assessment system and method for vehicle, *US Patent App*, 16/294,435, 2019.

[7] Ryne P. M., Story M. R., Greb M., Klesing J. J., Longuemare P. C., Rezaeian A., Li H. and Llaneras R., Driving style evaluation system and method, *US Patent App*, 15/829,289, 2019.

[8] Fayolle G., Lasgouttes J., Flores C., Stability and string stability of car-following models with reaction-time delay, *SIAM Journal on Applied Mathematics, Society for Industrial and Applied Mathematics*, In press, 2022.

[9] Das S. and Maurya A.K., A Car-Following Model Considering Driver's Instantaneous Reaction Delay in Nonlane-Based Traffic Environments, *Journal of Transportation Engineering, Part A: Systems*, Vol. 148, No. 8, pp. 1-13, 2022.

[10] Pan Y., Wang Y., Miao B. and Cheng R., Stabilization Strategy of a Novel Car-Following Model with Time Delay and Memory Effect of the Driver, *Sustainability*, Vol. 14, pp. 7281-7300, 2022.

[11] Hours M., Fort E., Charnay P., Bernard M., Martin J. L., Boisson D., Sancho P. and Laumon B., Diseases, consumption of medicines and responsibility for a road crash: A case-control study, *Accident Analysis and Prevention*, Vol. 40, pp. 1789-1796, 2008.

[12] Wier M., Weintraub J., Humphreys E. H., Seto E. and Bhatia R., An area-level model of vehicle-pedestrian injury collisions with implications for land use and transportation planning, *Accident Analysis and Prevention*, Vol. 41, pp. 137-145, 2009.

[13] Li Y., Qiu T. and Yang Y., Delay-dependent Stability Criteria for Linear Systems with Two Additive Time-varying Delays, *International Journal of Control, Automation and Systems*, Vol. 20, pp. 392-402, 2022.

[14] Elshenhab A.M., Wang X., Cesarano C., Almarri B. and Moaz O., Finite-Time Stability Analysis of Fractional Delay Systems, *Mathematics*, Vol. 10, pp. 1883-1893, 2022.

[۱۵] سجادی م.، عطایی م. و اکرامیان م.، طراحی رویکنگر بهره بالا برای کلاس خاصی از سیستم‌های غیرخطی با تاخیر همزمان و متفاوت در حالت، ورودی و خروجی، مهندسی مکانیک مدرس، د ۱۷، ش ۱۲، ص ۴۶۳-۴۶۸، ۱۳۹۶.

[۱۶] هدایتی خدایاری م.، پریر ن. و بلوچیان س.، پایدارسازی رده‌ای از سیستم‌های غیرخطی تکین با تاخیرمتغیردرحالت و عدم قطعیت پارامتری با درنظر گرفتن قید عملگر و کاربرد آن درربات خودگردان