مجله مهندسی مکانیک مدرس، دی 1396، دوره 17، شماره 10، ص‌ص 81-92

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

طراحی کنترل سرعت تطبیقی بر پایهٔ رفتار ماکروسکوپیک ترافیک و کنترل پیش‌بین به منظور کاهش تصادف‌های زنجیره‌ای در بزرگراه‌ها

مژگان فرامرزی[1]، شهرام آزادی[2*]، رضا کاظمی[3]، اردلان قدیمی[1]

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران
2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران
3- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران
* تهران، صندوق پستی 1999143344، azadi@kntu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 25 خرداد 1396
پذیرش: 15 مرداد 1396
ارائه در سایت: 13 مهر 1396

کلید واژگان:
دینامیک کامل طولی خودرو
تصادف زنجیره‌ای
کنترل سرعت تطبیقی
کنترل پیش‌بین
مدل ماکروسکوپیک ترافیک

چکیده

امروزه سیستم‌های حمل‌ونقل اتوماتیک نقش مهمی در کاهش خطاهای انسانی و روان‌سازی ترافیک‌های درون‌شهری و برون‌شهری دارند. پیاده‌سازی کنترل‌کننده‌ها برای بهینه کردن سفر، چه از نظر زمان و چه از نظر راحتی و ایمنی، نیاز به مدل دقیقی از سیستم مورد بررسی دارد. هرچه این مدل دقیق‌تر و به سیستم واقعی نزدیک‌تر باشد، نتایج حاصل از شبیه‌سازی، دقیق‌تر و قابل اعتمادتر است. از طرفی، با افزایش تصادفات ناشی از عدم احتیاط و دقت راننده در کنترل خودرو و همچنین، گسترش روزافزون خودروها، نقش سیستم‌های همیار راننده برای به عهده‌گرفتن کنترل خودرو به منظور آسایش راننده، کاهش تصادف‌ها و افزایش ایمنی و راحتی پررنگ‌تر شده است. در این مقاله، یک مدل غیرخطی کامل از دینامیک طولی خودرو، با هدف نزدیک‌تر کردن مدل به واقعیت و کاهش خطای مدل در شبیه‌سازی و کاربردهای کنترلی، انتخاب شده است. در بخش کنترلی راه حل جدیدی برای توسعه‌ی سیستم کنترل تطبیقی سرعت ارائه شده است که در آن، شتاب خودروی میزبان، علاوه بر حرکت خودروی هدف، از حرکت ماکروسکوپیک موج ترافیک نیز تاثیر می‌پذیرد. بدین منظور نشان داده شده است که با به‌کارگیری کنترل پیش‌بین و تبعیت شتاب خودرو از حرکت خودروی هدف و همچنین موج ترافیک، تصادف‌های زنجیره‌ای ناشی از ترمزگیری‌های ناگهانی، قابل کنترل می‌باشند. در بخش کنترل سطح پایین، برای محاسبه‌ی دریچه‌ی گاز و یا پدال ترمز برای رسیدن به شتاب مطلوب، از کنترل فازی برمبنای کاهش خطای ردیابی بهره گرفته شده است. این دستور محاسبه شده بر روی مدل طولی، اعمال می‌شود تا عملکرد مدل انتخاب شده در سیستم همیار راننده‌ی کروز کنترل تطبیقی، ارزیابی گردد.

The Design of Adaptive Cruise Control based on Macroscopic Traffic behavior applying Model Predictive Control to reduce Pile up

Mozhgan Faramarzi, Shahram Azadi*, Reza Kazemi, Ardalan Ghadimi

Department of Mechanical Engineering, Khajeh Nasir Toosi University of Technology, Tehran, Iran
* P.O.B. 1999143344 Tehran, Iran, azadi@kntu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 15 June 2017
Accepted 06 August 2017
Available Online 05 October 2017

Keywords:
Complete Longitudinal Dynamic Model
pile up
Adaptive Cruise Control
Model Predictive Control
Macroscopic traffic model

ABSTRACT

Automatic transportation systems nowadays play a key role in decreasing human errors and accelerating traffic flow. To implement controllers aiming at optimizing commute in terms of comfort and safety demands a rigorous modeling of the system. An accurate full-scale model will result in a more precise and reliable simulation. On the other hand, the growing number of vehicles and consequent rise in accidents associated with lack of driver attention highlights the need for driver assistant systems whereby more driver convenience, reduced accidents, safety and comfort could be provided. In the present study, a complete nonlinear model of longitudinal vehicle dynamics has been chosen in order to make the model more compliant with reality and to minimize simulation and control uses errors. In the control section, a novel approach to developing an adaptive cruise control system is proposed in which the host vehicle acceleration is not only influenced by target car motion but also by the macroscopic motion of the traffic flow. The results indicate that the pile up resulted from sudden braking could be avoided by using a predictive control over vehicle acceleration which takes account of the motion of both front car and traffic jam. In the low level control section, a fuzzy control based on tracking error minimization is employed to maintain desired acceleration through calculating throttle angle and brake pedal. Such control command is then applied to the longitudinal model so as to appraise the selected model performance in the driver assistant system.

1- مقدمه

در سال‌های اخیر کنترل اتوماتیک توجه بسیاری از محققان را به مباحث کنترل موتور، انتقال قدرت و کنترل سیستم تعلیق جلب کرده است. تحلیل دینامیکی خودرو به منظور کاربردهای کنترلی، نیازمند یک مدل ریاضی از

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:

M. Faramarzi, Sh. Azadi, R. Kazemi, A. Ghadimi, The Design of Adaptive Cruise Control based on Macroscopic Traffic behavior applying Model Predictive Control to reduce Pile up, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 10, pp. 81-92, 2017 (in Persian)

ساختار خودروی مورد بررسی می‌باشد. افزایش آگاهی و لزوم کارآیی و کیفیت در کنار ارزان بودن، کارآمد و مورد اعتماد بودن مدل‌های شبیه‌سازی شده، کاربرد آن را گسترش می‌دهد. همچنین در بین روش‌های کنترل اتوماتیک خودرو، کنترل سرعت تطبیقی در سیستم‌های همیار راننده از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. کنترل سرعت تطبیقی، نوع پیشرفتهٔ کنترل سرعت‌های سنتی می‌باشند که کنترل طولی خودرو را برعهده دارد و راحتی راننده را افزایش، حجم کار راننده را کاهش می دهد و ایمنی خودرو را بهبود می‌بخشد و قابلیت هماهنگ شدن با ترافیک و شرایطی که رانندگی با سرعت ثابت ممکن نیست را دارا هستند.

کراسلی و کوک در سال 1999 یک مدل ریاضی از موتور جرقه‌ای چهار سیلندری ارائه و عملکرد موتور را به منظور توسعهٔ انتقال قدرت مورد بررسی قرار دادند [1]. این مدل به‌عنوان بخشی از سیستم انتقال قدرت کامل، در سیستم کنترل کشش شبیه‌سازی شد. موسکاوا و هدریک یک مدل غیرخطی از موتور را برای کنترل موتور و کاربردهای کنترلی به هنگام، در سال 1992 ارائه دادند [2] و سپس با تکمیل مدل‌های دینامیک منیفولد ورودی، انتقال سوخت و با اعمال تاخیر در عملکرد موتور آن را بهبود بخشیدند و دینامیک طولی را با در نظر گرفتن معادلات ساده‌ای از سیستم انتقال قدرت و دینامیک بدنه کامل کردند. در سال 1995، کوپند و هدریک کنترل طولی خودرو توسط کنترل‌کننده تطبیقی را بر روی مدل ساده‌ای از موتور پیاده کردند [3]. در این تحقیق زیرسیستم‌های جایگزینی از موتور و سیستم انتقال قدرت به‌منظور کنترل فاصله و هموار کردن ویژگی سواری و همچنین مشاهده‌گرهای تطبیقی به منظور تخمین فاصلهٔ بین خودرویی در کنترل مود لغزشی مورد استفاده قرار گرفتند. در نهایت این مدل کنترلی بر روی چهار خودروی تست در اتوبان پیاده شد. نتیجه این شد که در سرعت‌های پایین اتوبان، چهار خودرو فقط با استفاده از پدال گاز کنترل شدند. در سال 1997 مدل‌های ساده‌ای از دینامیک ترمز برای کاربردهای کنترلی توسط هدریک و همکاران ارائه شد که در آن مدل‌های کاهش یافته‌ای از مدل سیال برای مستر سیلندر و ترمز هیدرولیک برای کاربردهای کنترلی در خودروها و اتوبان‌های هوشمند استخراج شد [4]. این مدل برای کنترل فاصله توسط کنترل مود لغزشی در سیستم کنترل سرعت، شبیه‌سازی شد.

در سال 2002 راجامانی و ژو مفهوم سیستم کنترل سرعت تطبیقی نیمه خودکار را به منظور افزایش ایمنی و ظرفیت بزرگراه‌ها توسعه دادند [5]. این سیستم مزیت خودروهای اتوماتیک را با کارآیی سیستم بزرگراه خودکار ترکیب می‌کند به این ترتیب رانندگی خودکار و رانندگی دستی هر دو در تعیین ویژگی‌های حرکت دخالت دارند. در سال 2004 بگ اشوار و همکاران از کنترل پیش‌بین در سیستم کنترل سرعت تطبیقی برای محاسبه قانون کنترل فاصله در مانور گذرا بهره گرفتند [6]. این قانون کنترل فاصله به عنوان هدف کنترلی مانور گذرا فرمول‌بندی و محاسبه شده است. در سال 2008، گریت نواس و همکاران چارچوب کنترل پیش‌بین را برای پیاده سازی الگوریتم کنترل سرعت تطبیقی در سیستم توقف- حرکت ارئه دادند [7]. کارایی این کنترل‌کننده می‌توانست متناسب با راحتی سرنشین و نیاز حرکتی ترافیک، تغییر کند که این الگو در شرایط ترافیکی مختلف شبیه‌سازی شد. کرونا و اسکات نیز در سال 2008 کنترل پیش‌بینی برای سیستم کروز کنترل تطبیقی بر روی مدلی شامل رفتار غیرخطی موتور و گیربکس پیاده کردند [8]. هر دو روش غیرخطی و سیستم صلب تکه‌ای با یکدیگر مقایسه و نقاط ضعف و قدرت آن‌ها برشمرده شد.

دایهن و هنکلوود سه مدل ساده از مدل‌های موتور شامل مدل چند جمله‌ای، سهمی و برنولی برای کاربردهای کنترلی ارائه دادند [9]. این مدل‌ها برمبنای سیستم متریک شامل دقت، در دسترس بودن، بازدهٔ محاسباتی و نیاز به کالیبراسیون ارزیابی شد. در 2010، لییو و همکاران یک الگوریتم جدید کنترل سرعت تطبیقی، برای ارضای معادلهٔ چند هدفه شامل ایمنی[1]، تعقیب خودرو[2]، راحتی سفر[3] و صرفه‌جویی در سوخت[4] ارئه دادند [10]. در این پژوهش ایمنی با تعیین فاصله داخلی تضمین شد و نیاز راحتی و ردیابی به عنوان معیارهای عملکرد در نظر گرفته شد و مسیرهای مرجع مطلوب جهت کاهش مصرف سوخت ارائه شد. نتایج نشان داد نه تنها ایمنی و ردیابی ارضا شده است، بلکه راحتی و مصرف سوخت نیز بهبود پیدا کردند. در سال 2010، یک الگوریتم کنترل پیش‌بین برپایه‌ی مدل[5] برای سیستم کنترل سرعت تطبیقی توسط اف.بیو و همکاران ارائه و در سیستم ترکیبی کنترل سرعت تطبیقی[6] به‌کار گرفته شد [11]. در این روش ارتباط بین خودروها توسط تکنولوژی بی‌سیم صورت می‌گیرد. این تحقیق دو روش کنترل سرعت تطبیقی و کنترل سرعت تطبیقی ترکیبی را با هم مقایسه کرده و اثربخشی روش پیشنهاد شده را تایید کرده است.

در سال 2011، الگوریتم ترکیبی کنترل سرعت تطبیقی به منظور بهبود توانایی خودروهای اتوماتیک توسط ارتباطات و تبادل اطلاعات، توسط پلاگ و همکاران توسعه یافت [12]. برای ارزیابی این روش ترکیبی، کنترل‌کننده بر روی خودروی تست با پنج سرنشین ازمایش شد و نتایج، صحت تئوری و همچنین امکان تعقیب خودرویی در فاصلهٔ کم را تایید کردند. در سال 2013، میلانس و همکاران، تصادف‌های ترافیکی و جریان ترافیک را با به‌کارگیری تکنولوژی بی‌سیم ارتباط بین خودروها برای یک مدل درجهٔ دوی به‌دست آمده از داده‌های تجربی، بهبود بخشید [13]. این پژوهش طراحی، توسعه، پیاده‌سازی و آزمایش این روش را توسط دو کنترل‌کننده شامل می‌شود. کنترل‌کننده اول در هنگام نزدیک شدن به خودروی مرجع و کنترل‌کننده دوم در هنگام پیوستن به گروه خودروها استفاده می‌گردد. در سال 2014، الگوریتم ترکیبی پیش‌بین بر پایهٔ مدل به منظور جلوگیری از برخورد از عقب اتومبیل توسط سنکار و همکاران ارائه شد [14]. در این روش، کنترل پیش‌بین علاوه بر این‌که اطلاعات سنسورها را با پارامترهای تعیین شده تطبیق می‌دهد، در برخورد از عقب خودرو نیز دخالت دارد. بدین ترتیب هم فاصله از خودروی مقابل حفظ می‌شود و هم از برخورد از عقب با خودروی پشت سر جلوگیری می‌شود.

در سال 2017 قویدل و همکارارن برای سیستم فازی تطبیقی، یک تخمین‌گر مبتنی بر رویتگر ارائه کردند که در آن از تابع فیدبک خطا به عنوان ورودی سیستم فازی استفاده‌شد تا اثر عدم قطعیت‌ها و اغتشاش خارجی را از بین ببرد [15]. همچنین در همان سال یک کنترل فازی ترکیبی تطبیقی برای سیستم چند ورودی چند خروجی در حضور اشباع ورودی ارائه دادند که در آن خطای سیستم بین متغیرهای حالت سیستم و شناسایی آن برای تقریب نامعینی‌ها مورد استفاده قرار گرفت [16]. همچنین قویدل یک مشاهده‌گر مقاوم هیبریدی برمبنای کنترل فازی تطبیقی هیبریدی در حضور ورودی اشباع ارائه داد که در آن طرح کنترل هیبریدی به منظور جلوگیری از به‌وجود آمدن نقاط تکینگی ممکن استفاده شده است [17].

[1] Safety
[2] Car following
[3] Driving comfort
[4] Fuel economy
[5] Model Predictive Control
[6] Cooperative Adaptive Cruise Control

پژوهش‌های مطرح شده در زمینهٔ کنترل سرعت، غالبا بر روی مدل‌های ساده‌ای از خودرو اعمال شده و این مدل‌های ساده می‌توانند به جز در مواردی که سیستم کنترلی به‌صورت تجربی پیاده‌سازی می‌شود، خطای شبیه‌سازی را افزایش دهد. در این پژوهش مدل کاملی از دینامیک طولی خودرو انتخاب شده است. این مدل یک الگوی ریاضی کامل می‌باشد. بدین ترتیب، با به‌کارگیری مدل طولی کامل، نتایج شبیه‌سازی قابل اعتمادتر و به مقادیر واقعی نزدیک‌تر می‌گردند.

همچنین حرکت خودروی هدف به عنوان مدل مرجع با جمع دو حرکت ماکروسکوپیک موج ترافیک و حرکت تصادفی خودرو، شبیه‌سازی شده است. زیرا هر خودرو علاوه بر حرکت در موج ترافیک، ترمزگیری‌ها و شتاب‌گیری‌های تصادفی و مستقلی دارد که موجب تمایز حرکت آن از موج ترافیک می‌گردد.

همچنین، الگوریتم جدیدی برای بخش کنترل سرعت تطبیقی ارائه شده که در آن از اطلاعات ترافیکی برای محاسبهٔ شتاب مطلوب توسط کنترل نظارتی پیش‌بین، استفاده می‌گردد. در واقع با داشتن تغییرات موج ترافیک برای زمان‌های نمونه‌برداری آینده، می‌توان تخمینی از نوع حرکت خودروی هدف در زمان‌های آینده را به‌دست آورد. بدین ترتیب ورودی مرجع برای کنترل پیش‌بین در افق پیش‌بینی و زمان‌های نمونه‌برداری آینده، برخلاف کنترل‌کننده‌های مرسوم، فقط تابع سرعت کنونی خودروی هدف نیست و رفتار احتمالی آینده نیز لحاظ می‌گردد. این موضوع خودرو را برای مواجهه با هر تغییر رفتار احتمالی در موج ترافیک و ترمزگیری‌های ناگهانی آماده نگه می‌دارد تا با حدف این ترمزگیری‌ها، ایمنی سفر و راحتی سرنشین را بهبود دهد و تصادف‌های زنجیره‌ای را کنترل کند. همچنین می‌توان با وزن‌دهی به پارامترهای ایمنی، راحتی و روان‌سازی ترافیک، نسبت ترکیب موج ترافیک در ورودی‌های مرجع کنترل پیش‌بین را متناسب با نوع کاربری تغییر داد.

به‌علاوه دستور کنترلی مناسب گاز یا ترمز برای دنبال کردن شتاب مطلوب و تأمین ایمنی و راحتی سرنشین، توسط کنترل فازی محاسبه می‌گردد. قوانین این کنترل‌کننده برمبنای صفر کردن خطای ردیابی طراحی شده و به راحتی بر روی هر مدل غیرخطی دیگری قابل پیاده‌سازی می‌باشد.

به‌کارگیری این مجموعه در سیستم کنترل سرعت تطبیقی دو هدف اصلی سفر یعنی ایمنی سفر و راحتی سرنشین را تامین می‌کند و همزمان روان‌سازی جریان ترافیک را برآورده می‌سازد.

2- شبیه‌سازی دینامیک طولی خودرو

این مدل شامل دینامیک گاز و دینامیک ترمز می‌باشد که در آن کنترل‌گر توسط کنترل دریچهٔ گاز و پدال ترمز، می‌تواند حرکت اتوماتیک خودرو را به منظور برآورده کردن پارامترهای مختلف کنترلی مانند تعقیب مسیر، کنترل سرعت، بهینه‌سازی مصرف سوخت و... ممکن سازد. این مدل شامل دینامیک موتور، دینامیک سیستم انتقال قدرت، دینامیک تایر و بدنه‌ی خودرو می‌باشد که از مرجع [18] و [19] گرفته شده است.

2-1- شبیه‌سازی موتور

در بین مدل‌های موتور، مدل مقدار متوسط، علاوه بر سرعت محاسباتی مناسب، دقت خوبی در تخمین متغیرهای موتور دارد. این مدل شامل زیرمدل‌های دریچهٔ گاز، منیفولد ورودی، تولید گشتاور موتور و دینامیک دورانی، گشتاور اندیکاتوری، گشتاور تلفاتی می‌باشد.

2-1-1- مدل دریچهٔ گاز

برای کنترل کردن گشتاور تولیدی موتور، جریان هوای عبوری از دریچهٔ گاز و در نتیجه هوای ورودی به موتور کنترل می‌شود. جریان هوای عبوری از دریچهٔ گاز، براساس معادلهٔ جریان ایزنتروپیک حاکم بر اوریفیس مدل می‌شود که در رابطهٔ (1) آورده شده است.

$$\dot{m}_{\mathrm{ath}} = 0.212 \cdot C_{\mathrm{d}} \frac{P_0}{\sqrt{T_0}} \cdot A(\theta) \cdot \beta(P_{\mathrm{r}}) \qquad (1)$$

که $A(\theta)$ بیانگر سطح مقطع عبور جریان برحسب زاویهٔ دریچهٔ گاز، $\beta(P_{\mathrm{r}})$ اثر نسبت فشار و C_{d} عدد ثابت اعمالی برای اصلاح واحدها می‌باشد.

2-1-2- مدل منیفولد ورودی

وظیفهٔ منیفولد ورودی، توزیع یکنواخت هوا بین سیلندرها می‌باشد که به صورت یک حجم کنترل در نظر گرفته می‌شود که در آن هوا از طریق دریچهٔ گاز وارد شده و از طریق سوپاپ‌ها از آن خارج می‌شود. با فرض انجام فرآیند هم‌دما در منیفولد و با فرض تبعیت گاز درون منیفولد از قانون گازهای کامل، قانون بقای جرم در رابطهٔ (2) نوشته شده است.

$$\frac{dm_{\mathrm{m}}}{dt} = \dot{m}_{\mathrm{ath}} - \dot{m}_{\mathrm{acyl}} \rightarrow \dot{P}_{\mathrm{m}} = \frac{RT_m}{V_m}\left(\dot{m}_{\mathrm{ath}} - \dot{m}_{\mathrm{acyl}}\right) \qquad (2)$$

که $\dot{m}_{\mathrm{acyl}}$ جریان هوای ورودی به سیلندر (خروجی از منیفولد)، P_{m} و T_m به ترتیب فشار و دما است، V_{m} حجم منیفولد ورودی می‌باشد و R ثابت ویژهٔ هوا می‌باشد.

2-1-3- مدل تولید گشتاور موتور و دینامیک دورانی

در این مدل ابتدا گشتاور اندیکاتوری و تلفاتی محاسبه می‌شود که در آن اثرات نسبت هوا به سوخت و آوانس جرقه به صورت توابع نرمال شده بر روی گشتاور اندیکاتوری اعمال می‌شود. سپس گشتاور ترمزی از اختلاف این دو گشتاور طبق رابطهٔ (3) تقریب زده می‌شود.

$$T_{\mathrm{b}} = T_{\mathrm{i}} - T_{\mathrm{f/p}} \qquad (3)$$

که گشتاور اندیکاتوری و گشتاور تلفاتی از [19] گرفته شده‌است.

2-1-4- دینامیک سیستم انتقال قدرت

سیستم انتقال قدرت خودرو از نوع چرخ جلو محرک یا دیفرانسیل جلو می‌باشد که شامل زیرسیستم‌های مبدل گشتاور، دینامیک جعبه دنده و کنترل جعبه دنده و محورها می‌باشد. مدل دینامیکی مبدل گشتاور از [19] گرفته شده است. جعبه دنده نیز به همراه دیفرانسیل، موجب افزایش گشتاور و کاهش دور می‌گردد. برای برآورده نمودن نیازهای مختلف حرکتی، جعبه دنده دارای چند نسبت دندهٔ مختلف می‌باشد که عملکرد آن توسط یک سیستم اتوماتیک تعویض دنده، کنترل می‌گردد. برای هر نسبت دنده می‌توان نوشت:

$$w_{\mathrm{out}} = \frac{1}{G_{\mathrm{g}}} w_{\mathrm{in}} \quad \rightarrow \quad T_{\mathrm{out}} = \eta_{\mathrm{g}} G_{\mathrm{g}} T_{\mathrm{in}} \qquad (4)$$

که در رابطهٔ (4)، w_{in} سرعت دورانی شفت ورودی به جعبه دنده و w_{out} سرعت دورانی شفت خروجی از جعبه دنده می‌باشد. T_{in} گشتاور ورودی به جعبه دنده که همان گشتاور توربین است و T_{out} گشتاور خروجی از جعبه دنده و η_{g} نیز راندمان انتقال گشتاور می‌باشند. کنترل‌کننده تعویض دنده در حالت ساده با استفاده از سرعت خطی خودرو طراحی شده است.

محورها نیز گشتاور خروجی از دیفرانسیل را به چرخ‌ها منتقل می‌کنند. در این تحقیق فقط اثر دینامیک سیستم انتقال قدرت مدنظر می‌باشد و محورها به صورت صلب مدل شده است.

$$T_{\mathrm{axcel\ shaft}} = T_{\mathrm{differential}} - I_{\mathrm{Drive\ shaft}}\, \alpha_{\mathrm{Drive\ shaft}} \qquad (5)$$

$$T_{\text{axcel shaft}} = T_{\text{differential}} - I_{\text{Drive shaft}}\,\alpha_{\text{Drive shaft}} \quad (6)$$

2-2- شبیه‌سازی دینامیک خودرو و تایر

دینامیک خودرو شامل نیروهای طولی تایر، نیروهای کشش یا درگ آیرودینامیکی، نیروهای مقاومت غلتشی و نیروهای گرانشی است. با نوشتن معادلهٔ نیرویی در جهت طولی خودرو داریم:

$$m\ddot{x} = F_{xf} + F_{xr} - R_{xf} - R_{xr} - F_{\text{aero}} - mg\sin(\theta) \quad (7)$$

که نیروهای خارجی طولی اعمال شده بر خودرو در سمت چپ تساوی به ترتیب از چپ به راست شامل نیروهای رانش اعمالی بر تایر، نیروهای مقاومت غلتشی، نیروهای کشش آیرودینامیک و نیروهای گرانشی می‌باشند. همچنین معادلات تایر توسط معادلات فیلا مدل شده است [20].

2-2-1- مدل تایر فیلا

در این تحقیق فقط نیروی لغزش طولی موردنیاز است و با فرض لغزش جانبی صفر، به معادلات لغزش طولی بسنده می‌شود.

$$S_{\text{critical}} = \text{abs}\left(\frac{\mu \,.\, F_z}{2\,.\,C_s}\right) \quad (8)$$

$$F_{x1} = \mu \cdot F_z \quad (9)$$

$$F_{x2} = \text{abs}\left(\frac{\mu \cdot F_z^2}{4 \cdot |S_s| C_s}\right) \quad (10)$$

$$F_x = \begin{cases} -C_s \cdot S_s & |S_s| < S_{\text{critical}} \\ -\text{sgn}(S_s) \cdot (F_{x1} - F_{x2}) & |S_s| > S_{\text{critical}} \end{cases} \quad (11)$$

که C_s لغزش طولی بحرانی و S_s سختی طولی تایر است.

2-2-2- نیروهای عمودی وارد بر تایر

در این مدل دو درجه‌ی آزادی طولی x و حرکت شیرجه[1] برای خودرو در نظر گرفته شده است. بنابراین بدنه و چرخ‌ها هریک به عنوان یک جسم مجزا حرکت دارند. اثر انتقال دینامیکی بار ابتدا بر روی نیروی فنربندی و سپس طبق معادلات دینامیکی تایر بر روی نیروی عمودی آن‌ها تاثیر می‌گذارد. با نوشتن معادلهٔ گشتاور حول محور y برای بدنه:

$$\sum M_o = I_o\,\ddot{\theta} \rightarrow F_{\text{sf}} l_f - F_{\text{sr}} l_r - F_{\text{earodynamic}}(h_{\text{d}} - h)\,I_{\text{o}}\,\ddot{\theta} \quad (12)$$

که ترم‌های سمت چپ معادلهٔ (12) به ترتیب از چپ به راست، گشتاور ناشی از فنربندی جلو، گشتاور ناشی از فنربندی عقب و گشتاور نیروی درگ آیرودینامیکی می‌باشند که بر بدنه اعمال می‌شوند. همچنین با نوشتن معادلهٔ تعادل نیرویی در راستای عمودی برای چرخ جلو:

$$F_{zf} = W_{\text{w}} + k_f l_f \theta \quad (13)$$

و برای چرخ عقب:

$$F_{zf} = W_{\text{w}} + k_f l_f \theta \quad (14)$$

بنابراین، با شتابگیری خودرو، بار عمودی وارد بر تایرهای جلو، کاهش و بار عمودی تایرهای عقب افزایش می‌یابد (تغییرات θ کاهشی است) و در ترمزگیری، عکس آن اتفاق می‌افتد.

در نهایت دینامیک طولی خودرو طبق مدل برگرفته شده از مراجع عنوان‌شده، به بلوک دیاگرام "شکل 1" با ورودی دریچهٔ پدال گاز و خروجی شتاب، تبدیل می‌شود. اولین بلوک این دیاگرام (اولین بلوک سمت چپ) مدل موتور و با نام موتور می‌باشد که ورودی آن دریچهٔ گاز) ورودی تتا و خروجی آن گشتاور تولیدی موتور است و همچنین بازخورد دور موتور که خروجی مبدل گشتاور می‌باشد به این بلوک برمی‌گردد. بلوک بعدی، مبدل گشتاور است که گشتاور تولیدی موتور و بازخورد شتاب دورانی چرخ از بلوک مدل تایر، ورودی آن و خروجی آن گشتاور انتقالی می‌باشد. گشتاور خروجی مبدل گشتاور وارد بلوک انتقال قدرت یا همان دینامیک محورها می‌شود که در آن مقاومت دورانی محورها از گشتاور انتقالی کم می‌شود و این گشتاور به سر چرخ‌ها یا بلوک تایر می‌رسد. دو ورودی دیگر این بلوک شتاب خطی خودرو و نیروی عمودی تایرهاست که از بلوک دینامیک بدنه بازخورد می‌شوند. درنهایت نیروی کشش تایرها که خروجی بلوک می‌باشد و نیروی محرک زیر چرخ‌ها برای حرکت نهایی و کلی خودرو می‌باشد وارد بلوک بدنه شده و موجب حرکت نهایی خودرو و تولید شتاب خطی که خروجی مدل دینامیک کامل طولیاست، می‌شود. به این ترتیب ابتدا زاویه‌ی پدال گاز وارد بلوک موتور شده و موجب تولید گشتاور موتور می‌شود. سپس این گشتاور با عبور از مبدل گشتاور و بعد از آن سیستم انتقال قدرت، به گشتاور منتقل شده به سر چرخ تبدیل می‌شود. این گشتاور وارد بلوک مدل تایر شده و نیروی رانشی زیر چرخ را موجب می‌شود و درنهایت این نیروی طولی موجب حرکت طولی خودرو و تولید شتاب طولی می‌گردد.

یکی از نوآوری‌های پژوهش استفاده از مدل دینامیک طولی کامل برای نزدیک کردن هرچه بیشتر مدل به واقعیت و کاهش خطای شبیه‌سازی می‌باشد. همانگونه که در مقدمه آورده شد، اغلب مدل‌های به‌کارگرفته‌شده در سیستم کنترل سرعت تطبیقی، مدل‌های ساده و بدون جزئیات است که این امر می‌تواند موجب افزایش خطای شبیه‌سازی شود. هدف از ترکیب زیربخش‌های مدل از مراجع مختلف، نزدیک کردن مدل به واقعیت و کاهش خطا است. به همین منظور مدل طولی کامل ارائه شد و در نرم‌افزار کارسیم[2] صحه‌گذاری گردید که در "شکل 2 تا 4" نمودارهای آن آورده شده است. در این مقایسه‌ها باید توجه داشت که پلت فرم‌های آماده‌ی کارسیم، شامل جزئیات زیادی از خودروی واقعی می‌باشد که بسیاری از آن‌ها در مدل طولی استخراج شده، به‌صورت فرض‌های ساده‌سازی شده در نظر گرفته شده است. یکی کردن پارامترهای نرم‌افزار کارسیم با مدل طولی می‌تواند فاصله‌ی جواب‌ها را کم کند، اما به‌دلیل فرض‌های ساده‌سازی مدل طولی و تعدد پارامترهای به‌کار گرفته شده در کارسیم، نباید انتظار داشت که جواب‌ها به‌طور کامل بر هم منطبق باشند. "شکل 2" ورودی دریچهٔ گاز به‌منظور اعتبارسنجی مدل می‌باشد که به مدل طولی توسعه داده شده و همچنین به

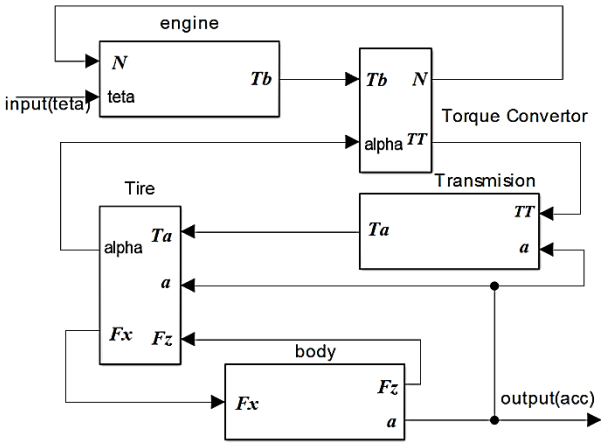

Fig. 1 The complete Longitudinal dynamic model and its subsystems.

شکل 1 مدل کامل دینامیک طولی و زیربخش‌های آن

[1] Pitch

[2] Carsim

مدل کارسیم اعمال شده، تا خروجی‌های دو مدل با یکدیگر مقایسه گردند. "شکل 3" خروجی گشتاور موتور را در دو مدل نشان می‌دهد که نقاط شکستگی در مدل کارسیم، به دلیل تعداد دنده‌های بالاتر و مکانیزم تغییر دندهٔ متفاوت در آن می‌باشد. "شکل 4" نیز مقایسهٔ سرعت خطی در دو مدل است که مقایسهٔ نتایج نشان می‌دهد که مدل توسعه‌داده شده با دقت خوبی، قابل قبول و قابل اثبات می‌باشد.

3- شبیه‌سازی حرکت خودروی هدف

برای دنبال کردن خودروی هدف و تعقیب حرکت آن، نیاز به مدلی از حرکت آن داریم تا سیستم بتواند به عنوان ورودی مرجع، از آن پیروی کند.

حرکت هر خودرو در موجی از ترافیک، علاوه بر رفتارهایی تصادفی که توسط راننده به صورت ترمزگیری‌ها و شتاب‌گیری‌های مستقل از سایر خودروها اعمال می‌گردد، به ناچار از حرکت موج ترافیک یا به بیان دیگر از میانگین سرعت موج ترافیک نیز تبعیت می‌کند.

$$\vartheta_{\text{front}} = u + \vartheta' \quad (15)$$

سرعت خودروی هدف =

که ترم u سرعت میانگین موج ترافیک به‌دست آمده از حل معادلهٔ ماکروسکوپیک حرکت در یک مسیر و ϑ' حرکت اتفاقی و مستقل خودروی هدف می‌باشد. معادلهٔ ماکروسکوپیک مرتبه دوم ویتهام[1] در رابطهٔ (16) آورده شده است [24]:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{1}{\tau}[u - u^{e}(k)] - \frac{\mu}{\rho T}\left(\frac{\partial \rho}{\partial x}\right) \quad (16)$$

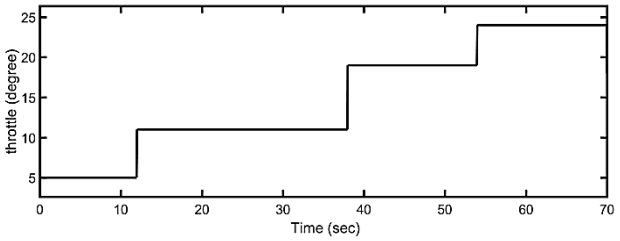

Fig. 2 Throttle input for verification

شکل 2 ورودی دریچهٔ گاز برای صحه‌گذاری

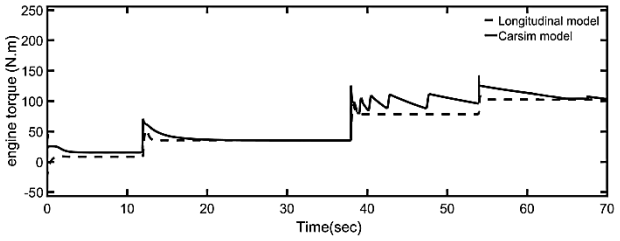

Fig. 3 Engine torque output

شکل 3 خروجی گشتاور موتور

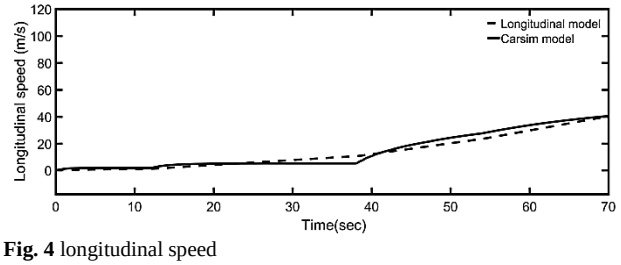

Fig. 4 longitudinal speed

شکل 4 سرعت خطی طولی

[1] Payne & whitham

که τ ضریب زمانی عکس‌العمل[2]، μ/T ضریب پیش‌بینی[3]، $u^{e}(\rho)$ سرعت تعادل[4] و ρ چگالی می‌باشد که مقادیر آن‌ها از مرجع [20] گرفته شده است. اطلاعات ترافیکی توسط زیرساخت‌های جاده‌ای به خودرو منتقل می‌شود.

ϑ' حرکت مستقل خودروی هدف با عبور دادن یک ورودی اتفاقی از فیلتر FRI، برای ترمزگیری‌ها و شتابگیری‌های مستقل آن، شبیه‌سازی شده است. نمونه‌هایی از نتایج این شبیه‌سازی در نمودارهای "شکل 5 تا 7" آورده شده است.

4- کنترل پیش‌بین به عنوان کنترل نظارتی

کنترل پیش‌بین به دلیل توانایی اعمال کردن محدودیت‌های فیزیکی حاکم بر مسئله در شبیه‌سازی و کنترل، کاربرد وسیعی در کنترل سرعت تطبیقی پیدا کرده است. همان‌گونه که پیش‌تر بیان شد، نوآوری استفاده از کنترل پیش‌بین در این پژوهش، استفاده از اطلاعات ترافیکی برای پیش‌بینی ترمزگیری‌های احتمالی آینده و تامین ایمنی و راحتی سفر می‌باشد که در آن از معادلات فضای حالت برای پیاده‌سازی بر روی مدل سینماتیک حرکت به منظور محاسبه‌ی شتاب مطلوب بهره گرفته شده است.

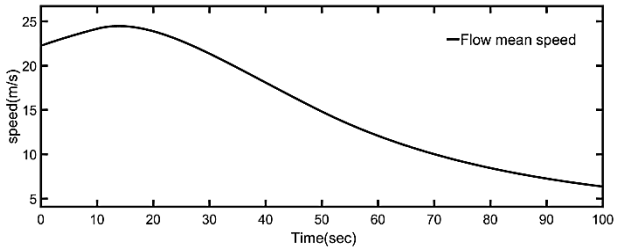

Fig. 5 Flow mean speed solving equation (16)

شکل 5 سرعت میانگین موج ترافیک از حل معادلهٔ (16)

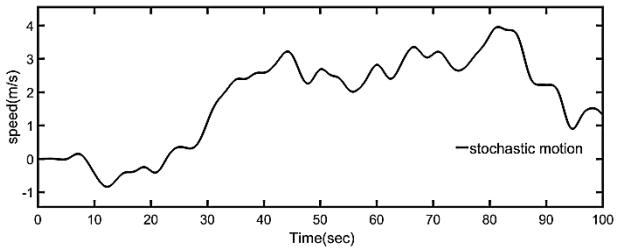

Fig. 6 Stochastic motion

شکل 6 حرکت تصادفی

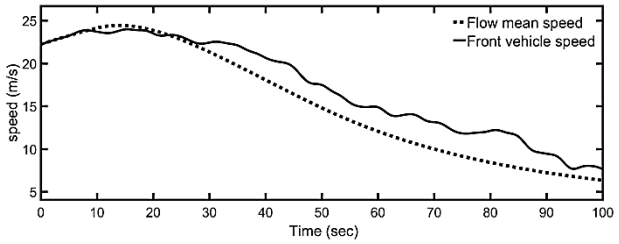

Fig. 7 Traffic flow and simulated stochastic motion of target vehicle comparison

شکل 7 مقایسهٔ سرعت میانگین موج ترافیک و حرکت تصادفی شبیه‌سازی شدهٔ خودروی هدف

[2] Reaction Time coefficient
[3] Anticipation coefficient
[4] Equilibrium speed

4-1- مدل‌سازی سینماتیک حرکت

همان‌گونه که در "شکل 8" نشان داده شده است، سیستم کنترل سرعت تطبیقی از دو بخش کنترلی مستقل از خودرو[1] و یا کنترل نظارتی و بخش وابسته به خودرو[2] و یا کنترل سطح پایین تشکیل شده است که شتاب مطلوب در بخش کنترل نظارتی و دستور پدال گاز و ترمز در کنترل بخش پایین تعیین می‌گردد.

در این پژوهش نیز بخش کنترل سطح پایین، وظیفهٔ کنترل دینامیک طولی حرکت خودرو را بر عهده دارد. به این منظور مدل کنترل سطح پایین بر روی مدل دینامیک طولی کامل که شامل دینامیک موتور، سیستم انتقال قدرت، تایر و بدنه است، پیاده‌سازی شده (مدل وابسته به خودرو) و مدل کنترل نظارتی، با مدل سینماتیک حرکت خودرو، مدل شده است. مدل سینماتیک حرکت خودرو مطابق رابطهٔ (17) تا (19) از مرجع [22] گرفته شده است.

ایمنی حرکت معمولا به فاصله‌ی نسبی خودروی میزبان با خودروی هدف و نیز سرعت نسبی آن‌ها وابسته است. ایمنی حرکت با افزایش فاصلهٔ نسبی و کاهش سرعت نسبی، افزایش می‌یابد. از طرفی مقادیر ماکزیمم و مینیمم شتاب و جرک (مشتق شتاب) به عنوان پارامترهایی برای تعیین راحتی سرنشین در حین حرکت در نظر گرفته می‌شوند.

$$x_r(t) = x_r(0) + \int_{t0}^{t} v_r(t)\,dt \tag{17}$$

$$v_r(t) = v_r(0) + \int_{t0}^{t} a_r(t)\,dt \tag{18}$$

$$v_{\rm h}(t) = v_{\rm h}(0) + \int_{t0}^{t} a_{\rm h}(t)\,dt \tag{19}$$

که $x_r(t)$ فاصلهٔ نسبی، $v_r(t) = v_{\rm t}(t) - v_{\rm h}(t)$ سرعت نسبی، $a_r(t) = a_{\rm t}(t) - a_{\rm h}(t)$ شتاب نسبی، $v_{\rm h}(t)$ سرعت خودروی میزبان و $a_{\rm h}(t)$ شتاب خودروی میزبان در لحظه‌ی t می‌باشند. در حالت واقعی، مقادیر فاصله و سرعت نسبی توسط رادار اندازه‌گیری می‌شوند و سرعت و شتاب خودروی میزبان نیز با سنسورهای سرعت و شتاب‌سنج در دسترس می‌باشند. در شبیه‌سازی و در معادله‌ی شتاب نسبی، چون شتاب خودروی هدف در دسترس نیست، در این مرحله مقدار آن را صفر قرار می‌دهیم بنابراین $a_r(t) = -a_{\rm h}(t)$ و در انتها این شتاب به‌صورت اغتشاش بر سیستم مدل می‌شود.

مدل به‌دست آمده در این مرحله، مدل حالت زمان-پیوسته می‌باشد. این معادلات با استفاده از نگه‌دارندهٔ مرتبه صفر[3] و زمان نمونه‌برداری T_s، به فرم معادله‌ی فضای حالت و زمان-گسسته‌ی (20) تبدیل می‌شوند:

$$X(k+1) = AX(k) + Ba_{\rm h}(k)\,, \qquad k \in N \tag{20}$$

که:

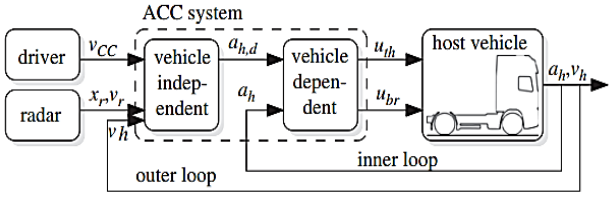

Fig. 8 ACC control loop.[19]

شکل 8 شماتیک حلقهٔ کنترلی سیستم کنترل سرعت تطبیقی [22]

$$X(k) = \left(x_r(k)\,, v_r(k)\,, v_{\rm h}(k)\right)^{\rm T}$$
$$A = \begin{pmatrix} 1 & T_s & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \qquad B = \begin{pmatrix} -\frac{1}{2}{T_s}^2 \\ -T_s \\ T_s \end{pmatrix} \tag{21}$$

با فرض این‌که تعقیب شتاب مطلوب تحقق یابد، به‌عبارت دیگر $a_{\rm h}(k) = a_{{\rm h,d}}(k)$، در این صورت شتاب مطلوب خودروی میزبان می‌تواند به عنوان ورودی سیستم $u(k)$ درنظر گرفته شود. همچنین کل متغیرهای حالت سیستم، به‌عنوان خروجی سیستم درنظر گرفته‌می‌شود. بنابراین مدل کلی برابر است با:

$$\mu: \begin{cases} x(k+1) = Ax(k) + Bu(k)\,, & k \in N \\ y(k) = x(k) \end{cases} \tag{22}$$

که:

$$u(k) = a_{\rm h}(k) \tag{23}$$

برای کاهش خطای حالت ماندگار، طبق رابطهٔ اثبات شده در [23] مدل ورودی خروجی μ با اضافه کردن شتاب خودروی میزبان به متغیرهای حالت، به مدل μ_e[4] تبدیل می‌شود.

$$\mu_{\rm e}: \begin{cases} X_{\rm e}(k+1) = A_{\rm e}X_{\rm e}(k) + B_{\rm e}\delta u(k)\,, & k \in N \\ Y_{\rm e}(k) = X_{\rm e}(k) \end{cases} \tag{24}$$

و $X_{\rm e}(k) = \left(X^{\rm T}(k), u(k-1)\right)^{\rm T}$ بردار حالت جدید و $\delta u(k) = u(k) - u(k-1)$ ورودی کنترلی جدید و

$$A = \begin{pmatrix} 1 & T_s & 0 & -\frac{1}{2}{T_s}^2 \\ 0 & 1 & 0 & -T_s \\ 0 & 0 & 1 & T_s \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}\,, \quad B = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} \tag{25}$$

ماتریس‌های مدل جدید می‌باشند. اکنون باید قیدهای کنترلی نیز بر روی $\delta u(k)$ تعریف شوند.

4-2- قیود و اهداف کنترلی

تابع هزینهٔ سیستم از جمع توان دوم تلاش کنترلی و توان دوم خطای ردیابی به فرم درجه دوم (26) ساخته شده است [24,22].

$$J = (R_s - Y')^{\rm T} Q\,(R_s - Y') + \Delta U^{\rm T}\,\bar{R}\,\Delta U$$
$$Y' = (x_r\,, v_h)^{\rm T} \quad , \quad R_s = \left(x_{r,d}\,, v_{\rm set}\right)^{\rm T} \tag{26}$$

که $\bar{R}$ و Q توابع وزنی می‌باشند. R_s در فرمول کلی تابع هزینه بردار مرجع می‌باشد. در اینجا نیز برای حفظ فرم کلی تابع هزینه، به عنوان بردار مرجع در نظر گرفته شده است اما در واقع درایه‌ی دوم، سرعت مرجع می‌باشد و درایه‌ی اول، قید زمانی حفظ فاصله می‌باشد که طبق [22] برای حفظ فرم کلی تابع هزینه، در بردار مرجع آورده شده است. قید زمانی حفظ فاصله نیز طبق مرجع [22] به فرم (27) انتخاب شده است.

$$x_{r,d}(k) = x_{r,0} + v_{\rm h}(k)t_{\rm hw,d} \tag{27}$$

قیدهای مسئله نیز ازمرجع [22] گرفته شده که در آن برای حفظ ایمنی، فاصلهٔ نسبی بزرگتر از صفر و کوچکتر از دامنهٔ رادار، سرعت خودروی میزبان بین صفر و سرعت بیشینهٔ تعریف‌شده (120 km/h)، شتاب خودرو بین -3 $\rm m/s^2$ و 2.5 $\rm m/s^2$ و مشتق شتاب (دستور کنترلی) بین -3 و 3 محدود شده‌است. همچنین قید سرعت نسبی نیز از مرجع [22] برگرفته شده است. این قیدها در رابطهٔ (28) آورده شده است.

$$\begin{cases} 0 < x_r \le x_{\rm rr} \\ -v_{\rm h} \le v_r \le v_{\rm t,max} \\ 0 \le v_{\rm h} \le v_{\rm h,max} \\ -3 \le a_{\rm h} \le 2.5 \\ -3 \le j_{\rm h} = \Delta u \le 3 \end{cases} \tag{28}$$

متغیرهای حالت پیش‌بینی‌شده و خروجی‌های پیش‌بینی‌شده برحسب

[1] Vehicle independent
[2] Vehicle dependent
[3] zero-order hold
[4] Incremented Input- Output model

تغییرات دستور کنترلی‌های آینده ΔU و متغیرهای حالت کنونی سیستم طبق [24] فرمول‌بندی می‌شود. برای بهینه‌کردن تابع هزینه برحسب تغییرات دستور کنترلی آینده، قیدهای مسئله نیز باید به قید بر روی تغییرات دستور کنترلی اعمال شود. در مبحث بهینه‌سازی، ΔU تصمیم کنترلی نامیده می‌شود. با استفاده از مرجع [24] قیدهای روی ورودی و خروجی‌ها تبدیل به قید روی تصمیم کنترلی می‌گردند. به این ترتیب مسئله‌ی کنترل پیش‌بین در حضور قید سخت، تبدیل به یافتن بردار پارامترهای ΔU می‌گردد به‌گونه‌ای که معادله‌ی (26) را متناسب با قیود (28) کمینه کند.

به دلیل این‌که تابع هزینه J درجه دوم و قیود حاکم بر آن قید نامساوی خطی می‌باشند، مسئله‌ی بهینه‌سازی کنترل پیش‌بین تبدیل به حل مسئله‌ی برنامه‌ریزی استاندارد درجه دوم[1] می‌شود.

نوآوری اصلی در طراحی این کنترل، تعیین مسیر مرجع آن (v_{set} در رابطهٔ (26)) می‌باشد. در مسائل کنترل سرعت خودرو، مسیر مرجع برای زمان نمونه‌برداری k_i، برابر سرعت خودروی هدف در همان لحظه می‌باشد و از آن‌جایی که مسیر مرجع برای زمان‌های نمونه‌برداری بزرگتر از k_i در افق پیش‌بینی مشخص نیست، این مقدار مرجع برابر همان مقدار ثابت سرعت خودروی هدف در لحظهٔ k_i قرار می‌گیرد. همان‌گونه که پیش از این اشاره شد، هدف از این تحقیق، به‌کارگیری اطلاعات ترافیکی برای مواجه با شرایط اضطراری می‌باشد. بدین منظور، مسیر مرجع مطلوب v_{set} برای زمان نمونه‌برداری k_i، سرعت خودروی مقابل در لحظهٔ k_i و برای زمان‌های نمونه‌برداری بزرگتر از k_i، تلفیقی از میانگین سرعت ترافیک منتقل شده توسط زیرساخت‌های جاده‌ای به خودرو و سرعت خودروی هدف در لحظهٔ k_i می‌باشد.

$$\begin{cases} v_{\text{set}}(k_i|k_i) = v_{\text{t}}(k_i) \\ v_{\text{set}}(k_{i+n}|k_i) = \alpha \,.\, v_{\text{t}}(k_i) + \beta \,.\, v_{\text{flow}}(k_i) \qquad n > 1 \end{cases} \tag{29}$$

که α و β ضرائب مثبت کوچکتر از یک می‌باشند به‌گونه ای که

$$\alpha + \beta = 1 \tag{30}$$

که بسته به نیاز ایمنی و راحتی یا راون‌سازی ترافیک می‌توان نسبت این دو پارامتر را تغییر داد.

بدین ترتیب، خودروی میزبان علاوه بر تبعیت کردن از رفتار خودروی هدف در هر لحظه، به‌منظور برآورده کردن هدف اصلی کنترل سرعت تطبیقی، یعنی کنترل فاصله، با در نظر گرفتن حرکت موج ترافیک، هرگونه ترمزگیری‌های شدید احتمالی را در محاسبهٔ شتاب مطلوب اعمال می‌کند تا پیش از این‌که این ترمزگیری شدید به خودروی هدف و در نتیجه خودروی میزبان برسد، خودروی میزبان با کاهش شتاب و افزایش فاصله، ایمنی خود را افزایش داده و بدین ترتیب می‌تواند مانع بروز تصادف‌های زنجیره‌ای گردد و همچنین راحتی سفر را بهبود دهد.

5- کنترل سطح پایین

اکنون که مقدار شتاب بهینهٔ مطلوب به‌دست آمد، کنترل فازی به عنوان کنترل سطح پایین سیستم کنترل تطبیقی سرعت و برای محاسبهٔ دستور دریچهٔ گاز و یا پدال ترمز، طراحی شده است. ایدهٔ طراحی این کنترل‌کننده برمبنای دنبال کردن مسیر مطلوب و صفر کردن خطای ردیابی می‌باشد. به این ترتیب ورودی‌های کنترلی، خطای شتاب و مشتق خطای شتاب می‌باشند. طبیعتا قوانین کنترلی نیز برای صفر کردن خطا و مشتق آن پایه‌ریزی شده‌اند. هفت تابع عضویت مثلثی برای هر یک از دو ورودی و نه تابع عضویت برای خروجی درنظر گرفته شده است و قوانین کنترلی برمبنای قوانین ممدانی به صورت جدول 1 استخراج شده است.

که در مورد خطا و مشتق خطا، N به معنی منفی، NM متوسط منفی، NS کوچک منفی، z صفر، PS کوچک مثبت، PM متوسط مثبت و P مثبت می‌باشد و در مورد قوانین NB بزرگ منفی، N منفی، NM متوسط منفی، NS کوچک منفی، z صفر، PS کوچک مثبت، PM متوسط مثبت، P مثبت و PB بزرگ مثبت معنی می‌دهند. همچنین توابع عضویت ورودی‌ها شامل خطا و مشتق خطا و خروجی شامل دریچهٔ گاز در "شکل 9 تا11" آورده شده است.

جدول 1 قوانین فاری مورد استفاده در کنترل سطح پایین

Table 1 Fuzzy rules used in low level control

e de	N	NM	NS	z	PS	PM	P
N	N	NM	NS	z	NB	N	NB
NM	NS	z	PS	NM	N	N	NB
NS	z	PS	PM	NS	N	NM	N
z	P	PS	PM	z	NS	NM	N
PS	P	P	PM	z	PS	NS	NM
PM	P	PB	P	PS	PM	z	NS
P	PB	PB	P	PS	PM	P	z

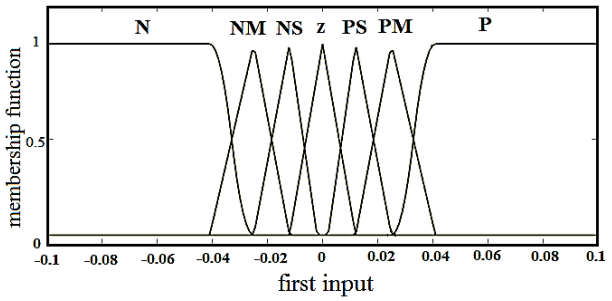

Fig. 9 Error membership function (input 1)

شکل9 توابع عضویت خطا (ورودی اول)

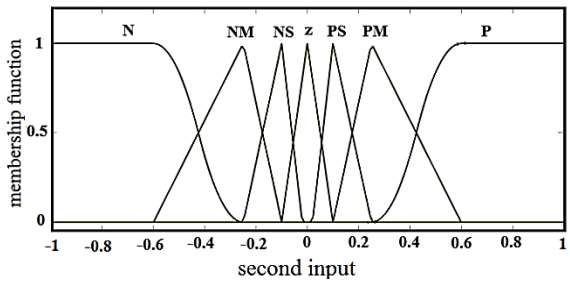

Fig. 10 Error derivative membership function (input 2)

شکل 10 توابع عضویت مشتق خطا (ورودی دوم)

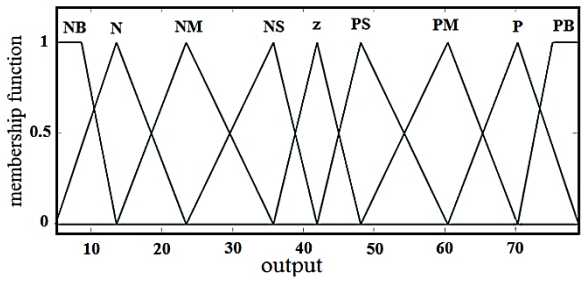

Fig. 11 Throttle membership function (output)

شکل11 توابع عضویت دریچهٔ گاز (خروجی)

[1] standard quadratic programming problem

دستور زاویهٔ دریچهٔ گاز و یا نیروی پدال ترمز محاسبه شده در کنترل سطح پایین، به مدل طولی استخراج شده اعمال می‌شود و حلقهٔ کنترلی در کروز کنترل تطبیقی طراحی شده مطابق بلوک دیاگرام "شکل 12" بسته می‌شود. همان‌گونه که در شکل مشاهده می‌شود، از سمت چپ نمودار، حرکت تصادفی خودروی هدف به اضافهٔ حرکت میانگین موج ترافیک که در بخش 3 شبیه‌سازی شد تحت عنوان حرکت تصادفی و میانگین موج ترافیک به عنوان ورودی سیستم کنترل سرعت تطبیقی، ابتدا وارد کنترل‌کنندهٔ نظارتی در بلوک کنترل پیش‌بین می‌شود که مدل خطی این کنترل‌کننده توسط معادلات سینماتیک حرکت در بخش 4-1 تعریف شد. خروجی این بلوک، شتاب مطلوبی است که کنترل پیش‌بین با کمینه کردن تابع هزینه و در حضور قیدهای تعریف شده در بخش 4-2 محاسبه می‌کند. همان‌طور که گفته شد نوآوری اصلی این پژوهش در تعیین نقاط مرجع کنترل پیش‌بین است که نقاط مرجع آینده، ترکیبی خطی از سرعت خودروی هدف و موج ترافیک در نظر گرفته شده است. خروجی بلوک کنترل نظارتی، ورودی کنترل سطح پایین فازی است که چون کنترل‌کنندهٔ فازی بر مبنای صفر کردن خطای ردیابی طراحی شده، تفاضل خروجی کنترل نظارتی و خروجی مدل به عنوان ورودی کنترل‌کنندهٔ سطح پایین فازی می‌باشد. خروجی کنترل فازی که همان خروجی نهایی سیستم کنترل سرعت تطبیقی است، به عنوان ورودی مدل طولی، برای اعمال دستور گاز و یا ترمز به مدل طولی شبیه‌سازی شده در بخش 2 اعمال می‌شود. درنهایت با اعمال بازخورد خروجی مدل طولی که همان متغیرهای حالت سیستم می‌باشند به ابتدای دیاگرام بلوکی و ورودی سیستم کنترل سرعت تطبیقی، حلقهٔ کنترلی بسته می‌شود.

6- شبیه‌سازی

6-1- مدل حرکت خودروی هدف

برای بررسی سیستم کنترل سرعت تطبیقی ارائه شده، ابتدا یک مانور سادهٔ ردیابی مسیر برای تعقیب خودروی هدف توسط خودروی میزبان و صحت عملکرد آن ارائه شده است. سپس برای بررسی عملکرد الگوی پیشنهاد شده، دو مانور ترمزگیری اضطراری طراحی شده است. در مانور دوم (مانور اول ترمزگیری) فرض شده که خودروی میزبان مانند کنترل‌های مرسوم فقط از حرکت خودروی هدف و در مانور سوم (مانور دوم ترمزگیری) از الگوی پیشنهاد شده در این پژوهش تبعیت می‌کند. لازم به ذکر است که مانور سوم فقط به منظور بررسی صحت عملکرد الگوی پیشنهاد شده به منظور ارائهٔ حاشیهٔ امنیت بالای آن طراحی شده است که در آن اهمیت دو سرعت ترافیک و خودروی هدف به نسبت تساوی درنظر گرفته شده است. بدیهی

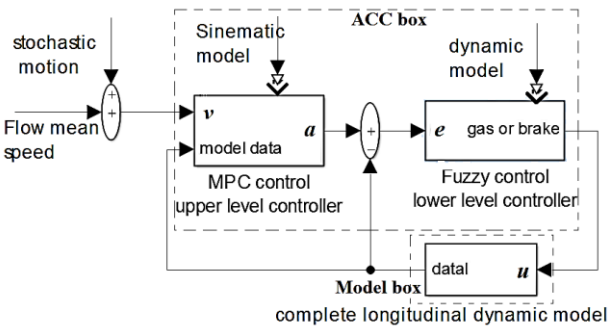

Fig. 12 ACC control close loop

شکل 12 بلوک دیاگرام حلقه‌بستهٔ کنترلی

است که برای کاربردهای عملی، بسته به اختلاف دو سرعت و حاشیه‌ی امنیتی که برای راحتی، ایمنی و یا روان‌سازی ترافیک در نظر گرفته می‌شود، این نسبت‌ها به مقادیر عملی نزدیک می‌گردد. نمودارهای "شکل 13، 14 و 15 " به ترتیب مانورهای شبیه‌سازی شدهٔ اول، دوم و سوم را نشان می‌دهند که طبق روش پیشنهاد شده در بخش 3 شبیه‌سازی شده‌اند و در مانور دوم و سوم، در زمان 40 ثانیه ترمزگیری اضطراری صورت گرفته است که در آن‌ها سرعت خودرو از میزان مستقل آن، تا سرعت موج ترافیک و به‌صورت ناگهانی (مانور ترمزگیری) افت می‌کند. منحنی تغییرات سرعت میانگین موج ترافیک، سرعت مستقل و تصادفی خودروی هدف و سرعت انتخاب شده برای ورودی کنترلی در سیستم کنترل سرعت تطبیقی، بر روی نمودارها نمایش داده شده است.

6-2- شتاب مطلوب به‌دست آمده از کنترل پیش‌بین

در این مرحله سرعت به‌دست آمده در بخش 6-1 به عنوان ورودی سیستم کنترلی به کنترل نظارتی پیش‌بین اعمال می‌شود و خروجی شتاب مطلوب بدست می‌آید.

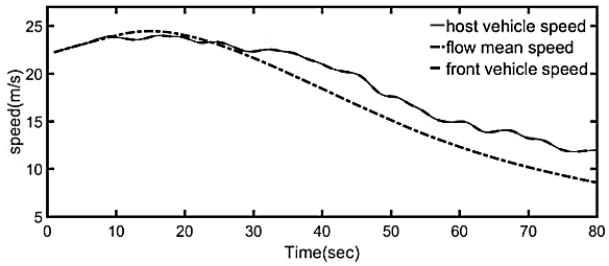

Fig. 13 First maneuver: Tracking target vehicle to check accuracy of adaptive cruise control

شکل 13 مانور اول: ردیابی خودروی هدف به منظور بررسی صحت عملکرد کنترل سرعت تطبیقی

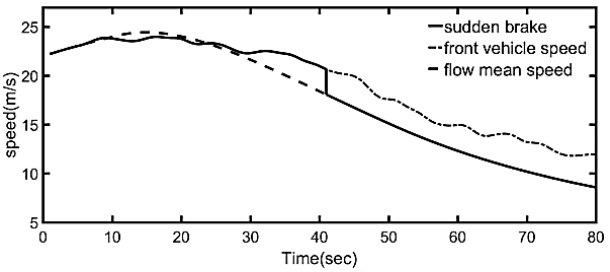

Fig. 14 second maneuver: Simulation of sudden braking in tracking target vehicle

شکل14 مانور دوم: شبیه‌سازی ترمزگیری اضطراری در حالت تعقیب خودروی هدف

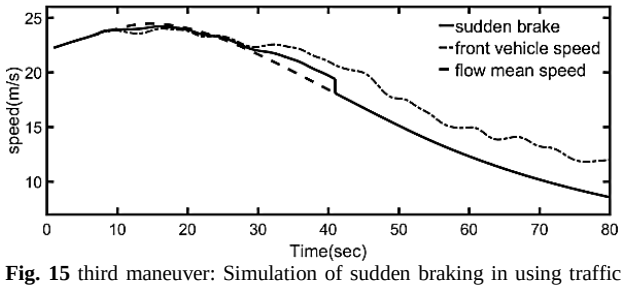

Fig. 15 third maneuver: Simulation of sudden braking in using traffic parameters

شکل 15 مانور سوم: شبیه‌سازی ترمزگیری اضطراری در حالت اعمال پارامترهای ترافیکی

چون هدف این تحقیق بررسی عملکرد راه‌حل پیشنهاد شده در زمان ترمزگیری‌های اضطراری می‌باشد، برای واضح‌تر شدن مسئله به کنترل خودرو از ثانیهٔ 15 بسنده می‌کنیم. همچنین حرکت و کنترل خودرو پس از اتمام پروسهٔ ترمزگیری بررسی نشده است و نمایش بازهٔ بعد از ترمزگیری صرفا برای بررسی پاسخ خودرو به ترمز آورده شده است. شتاب مطلوب به‌دست آمده از کنترل پیش‌بین برای هر سه مانور در "شکل 16 تا 18" آورده شده است.

3-6- تعقیب خودرو و کنترل فاصله

شتاب به‌دست آمده در مرحلهٔ قبل، به منظور محاسبهٔ زاویه‌ی پدال گاز برای کنترل فاصله و پیروی کردن از خودروی هدف، وارد کنترل سطح پایین فازی می‌شود. این خروجی به مدل کامل اعمال شده و در نهایت منجر به کنترل فاصله، سرعت و شتاب می‌شود. در "شکل 19 تا 21" نمودارهای تعقیب خودرو و کنترل فاصله، در "شکل 22 تا 24" نمودارهای خطای نسبی سرعت (کنترل سرعت) و در "شکل 25 تا 27" نمودارهای نسبی شتاب (کنترل شتاب) برای سه مانور آورده شده است.

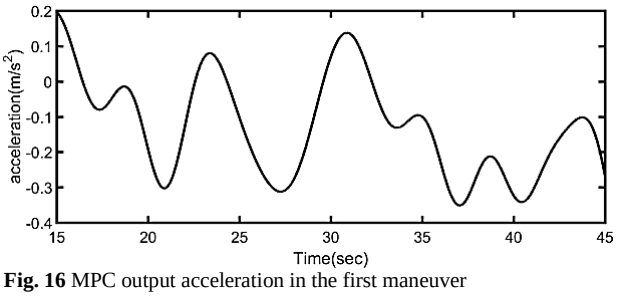

Fig. 16 MPC output acceleration in the first maneuver

شکل 16 شتاب به‌دست آمده از کنترل پیش‌بین در مانور اول

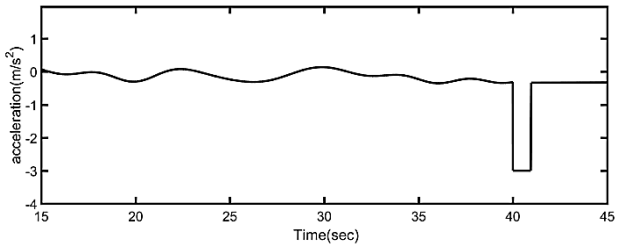

Fig. 17 MPC output acceleration in the second maneuver. Sudden brake and sudden speed drop, causes sudden jump in acceleration

شکل 17 شتاب به‌دست آمده از کنترل پیش‌بین در مانور دوم. ترمزگیری ناگهانی در زمان 40 ثانیه و کاهش ناگهانی سرعت، موجب ایجاد پرش در نمودار شتاب مطلوب گردیده است.

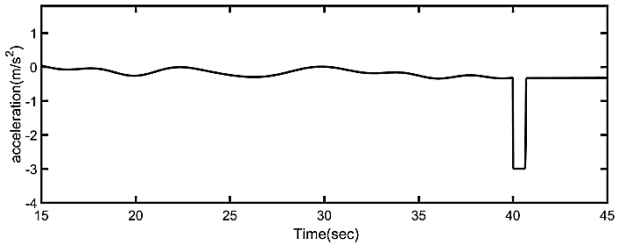

Fig. 18 MPC output acceleration in the third maneuver. Sudden brake and sudden speed drop, causes sudden jump in acceleration

شکل18 شتاب به‌دست آمده از کنترل پیش‌بین در مانور سوم. ترمزگیری ناگهانی در زمان 40 ثانیه و کاهش ناگهانی سرعت، موجب ایجاد پرش در نمودار شتاب مطلوب گردیده است.

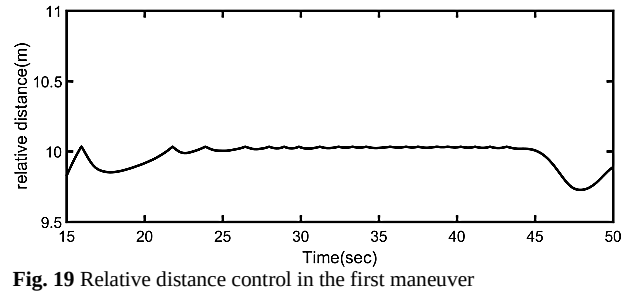

Fig. 19 Relative distance control in the first maneuver

شکل 19 کنترل فاصله در مانور اول (فاصلهٔ نسبی)

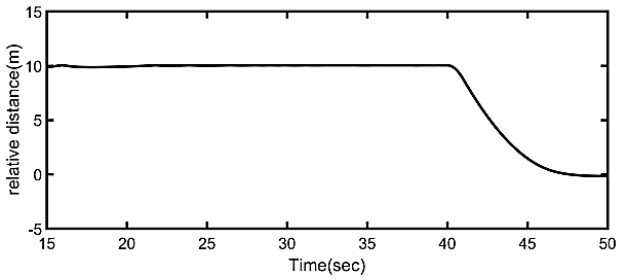

Fig. 20 Relative distance control in the second maneuver. Sudden brake caused collision in the first maneuver

شکل 20 کنترل فاصله در مانور دوم (فاصلهٔ نسبی). ترمزگیری ناگهانی در مانور اول، باعث صفر شدن فاصلهٔ نسبی و برخورد دو خودرو شده است

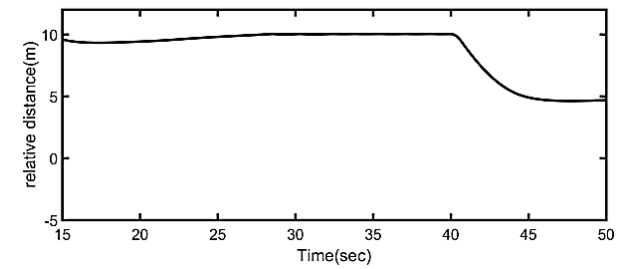

Fig. 21 Relative distance control in the third maneuver

شکل 21 کنترل فاصله در مانور سوم (فاصلهٔ نسبی)

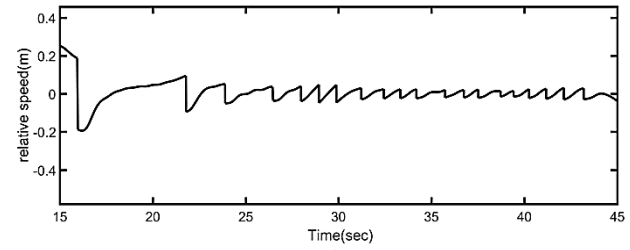

Fig. 22 Relative speed control in the first maneuver

شکل 22 کنترل سرعت نسبی در مانور اول

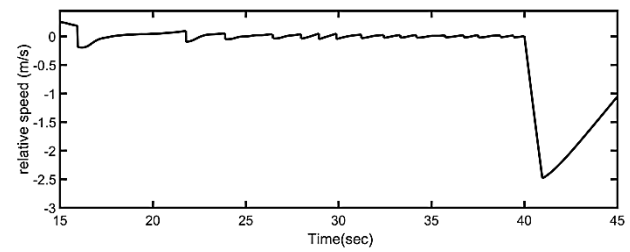

Fig. 23 Relative speed control in the second maneuver

شکل 23 کنترل سرعت نسبی در مانور دوم

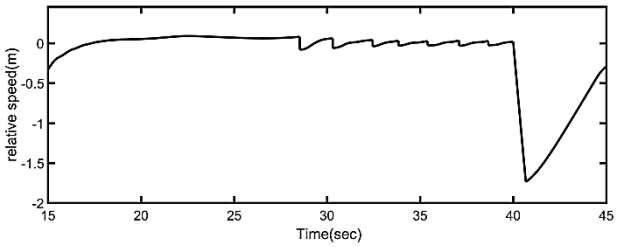

Fig. 24 Relative speed control in the third maneuver

شکل 24 کنترل سرعت نسبی در مانور سوم

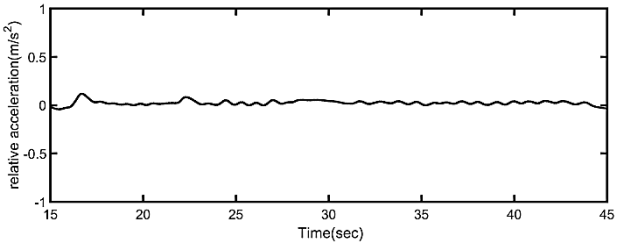

Fig. 25 Relative acceleration control in the first maneuver

شکل 25 کنترل شتاب نسبی در مانور اول

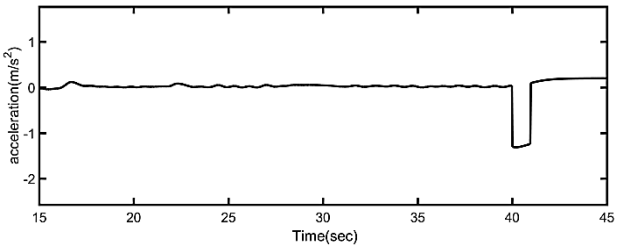

Fig. 26 Relative acceleration control in the second maneuver

شکل 26 کنترل شتاب نسبی در مانور دوم

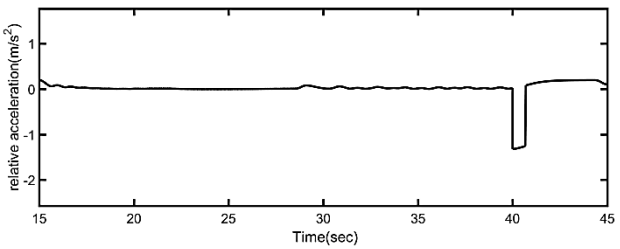

Fig. 27 Relative acceleration control in the third maneuver

شکل 27 کنترل شتاب نسبی در مانور سوم

همان‌گونه که از "شکل 19" استنتاج می‌شود، در مانور سادهٔ اول که برای صحت عملکرد کنترل‌کننده، طراحی شده و همچنین الگوریتم کنترل سرعت، فقط از سرعت خودروی هدف و بدون دخالت پارامترهای ترافیکی پیروی می‌کند، خودروی میزبان با حفظ فاصلهٔ ثابت مشخص شده در شکل، خودروی هدف را با شتاب تعیین شده در "شکل 16" و با خطای نسبی مشخص شده در نمودار "شکل 25" دنبال می‌کند. به این ترتیب خودروی میزبان با حفظ فاصلهٔ ثابت، با پیروی از شتاب مطلوب تعیین شده در پیش‌بین، سرعت خودروی هدف را پیروی می‌کند که این تعقیب حرکت، صحت عملکرد کنترل پیش‌بین را اثبات می‌کند.

در مانور دوم که فرض شده خودروی میزبان مانند کنترل‌های مرسوم فقط از حرکت هر لحظهٔ خودروی هدف بدون دخالت پارامترهای ترافیکی، به عنوان مرجع کنترلی استفاده می‌کند، نمودارها نشان می‌دهد علاوه بر این‌که شتاب وارد بر سرنشین در فرآیند ترمزگیری بالا است "شکل 17" فاصلهٔ نسبی دو خودرو نیز صفر شده (شکل 20) و دو خودرو برخورد داشته‌اند.

اما مانور سوم برای بررسی عملکرد راه‌حل پیشنهاد شده و نشان دادن حاشیهٔ ایمنی آن طراحی شده است که در آن خودروی میزبان علاوه بر تعقیب خودروی هدف، برای تعیین شتاب مطلوب از سرعت میانگین موج ترافیک نیز بهره گرفته است. از نمودارها استنتاج می‌شود که در این حالت علاوه بر این‌که اختلاف شتاب وارد بر سرنشین (شکل 18) کمتر از حالت قبل است (دامنهٔ تغییرات شتاب کمتر از حالت قبل است)، بعد از اتمام فرآیند ترمزگیری هنوز فاصلهٔ نسبی بین خودروی میزبان و خودروی فرضی که سرعت آن از ترکیب به نسبت تساوی دو سرعت خودروی هدف و موج ترافیک ساخته شد، تقریبا پنج متر می‌باشد (شکل 21).

همان‌گونه که اشاره شد، عملکرد و حاشیهٔ امنیت الگوی پیشنهاد شده از مقایسهٔ این مانورها مشخص می‌گردد. اکنون برای کاربردهای عملی، می‌توان با وزن‌دهی به پارامترهای ایمنی، راحتی و روان‌سازی ترافیک، حاشیهٔ امنیت و فاصله تا خودروی واقعی را کاهش داد و متناسب با کاربرد، هریک از پارامترهای نام‌برده را ارضا کرد.

از مقایسهٔ مانور دوم و سوم و بررسی حرکت خودرو و فاصلهٔ نسبی بین دو خودرو، استنتاج می‌شود که الگوی پیشنهاد شده مبنی بر اعمال پارامترهای ترافیکی در کنترل سرعت تطبیقی، می‌تواند از ترمزگیری‌های شدید پیش آمده در موج ترافیک به نفع درگیر نشدن خودروی میزبان در آن استفاده‌کند و بدین ترتیب مانع بروز تصادف‌های زنجیره‌ای گردد.

7- عدم قطعیت‌ها و تحلیل پایداری

عدم قطعیت متوجه شرایط ترافیک می‌باشد که با استفاده از استراتژی پیشنهاد شده در مدل پیش‌بین لحاظ شده است. همچنین سرعت وزش باد و نیز شرایط جاده، از جمله عدم قطعیت‌های سیستم می‌باشند. سرعت وزش باد می‌تواند در شرایط مختلف، در نیروی آئرودینامیک وارد بر بدنهٔ خودور لحاظ شود. همچنین پیشنهاد اولیهٔ این تئوری با فرض حرکت خودرو در جادهٔ خشک مورد بررسی قرار گرفته است و شرایط و نتایج مطرح و بررسی شده، فقط برای این نوع جاده معتبر می‌باشد. در مورد پایداری سیستم نیز ذکر این نکته لازم است که کنترل‌کننده‌های نظارتی و سطح پایین با هم سیستم را کنترل می‌کنند. در بخش کنترل پیش‌بین، طبق اثبات مرجع [23]، کنترل‌کنندهٔ پیش‌بین به‌دلیل داشتن جواب‌های امکان‌پذیر، پایدار می‌باشد. در بخش کنترل فازی، چون کنترل‌کننده مبتنی بر مدل نیست، اثبات پایداری برای آن امکان‌پذیر نمی‌باشد. در این نوع کنترل‌ها می‌توان با آزمایش تا حدودی مقاوم بودن کنترل‌کننده را نشان داد. در این تحقیق همان‌طور که نتایج نشان می‌دهد، سیستم کنترل سرعت تطبیقی طراحی شده، برای شرایط عنوان‌شده یعنی جادهٔ خشک و بدون وزش باد و همچنین دامنهٔ سرعت خطی خودرو مابین 5 تا 30 متر بر ثانیه، دارای جواب قابل قبول و در نتیجه سیستم پایدار می‌باشد.

8- نتیجه‌گیری

توسعهٔ مدل کامل دینامیک طولی، ارائه‌ی الگوریتمی برای شبیه‌سازی حرکت خودروی هدف ناشی از حرکت مستقل آن و حرکت میانگین موج ترافیک، استفاده از پارامترهای ترافیکی ماکروسکوپیک در کنترل پیش‌بین به منظور پیش‌بینی رفتار پرخطر و مواجهه با آن و استفاده از آن در کنترل میکروسکوپیک، و به‌کارگیری کنترل فازی برمبنای خطای ردیابی در کنترل سطح پایین، از جمله نوآوری‌ها و نقاط برجسته‌ی این تحقیق می‌باشند.

1- به‌منظور توسعهٔ الگوریتم‌های کنترلی و کاهش خطای شبیه‌سازی، مدل

کاملی از دینامیک طولی خودرو توسعه داده شده است تا نتایج شبیه‌سازی قابل اعتمادتر و به واقعیت نزدیک‌تر گردد. پژوهش‌های انجام شده در بحث کنترل سرعت تطبیقی غالبا از مدل‌های سادهٔ طولی بهره گرفته‌اند که این امر می‌تواند خطای شبیه‌سازی را زیاد کند.

2- همچنین برای شبیه‌سازی رفتار تصادفی خودروی هدف روش جدیدی ارائه شده که با اعمال اغتشاش به عنوان حرکت مستقل خودروی هدف بر روی سرعت میانگین موج ترافیک پروفیل سرعت خودروی هدف به‌دست آمده است. زیرا هر خودرو علاوه بر ترمزگیری و شتاب‌گیری‌های مستقلی که دارد، به علت حرکت در موج ترافیک به ناچار از میانگین آن نیز پیروی می‌کند. به عبارتی حرکت خودروی هدف از مجموع حرکت میانگین موج ترافیک و حرکت‌های تصادفی مستقل، شبیه‌سازی شده است.

3- نوآوری اصلی پژوهش به‌کارگیری سه مفهوم کنترل سرعت تطبیقی و کنترل پیش‌بین و مدل ماکروسکوپیک ترافیک برای بهره گرفتن از اطلاعات ترافیک برای کنترل حرکت خودرو در کنترل سرعت تطبیقی توسط کنترل پیش‌بین متناسب با روش پیشنهاد شده می‌باشد که در آن برای نخستین بار برای محاسبهٔ شتاب مطلوب از اطلاعات ترافیکی در کنترل پیش‌بین بهره گرفته شده است. در واقع با داشتن تغییرات موج ترافیک برای زمان‌های نمونه‌برداری آینده، می‌توان تخمینی از نوع حرکت آیندهٔ خودروی هدف به‌دست آورد. بدین ترتیب ورودی مرجع برای کنترل پیش‌بین در افق پیش‌بینی و زمان‌های آینده، برخلاف کنترل‌کننده‌های مرسوم، فقط تابع سرعت کنونی خودروی هدف نیست. در الگوریتم پیشنهادی ورودی مرجع برای زمان حال، همان سرعت خودروی هدف می‌باشد که ویژگی اصلی کنترل سرعت تطبیقی، یعنی ردیابی خودروی هدف و کنترل فاصله را ارضا می‌کند. اما ورودی مرجع برای زمان‌های آینده، ترکیبی از سرعت خودروی هدف در زمان حال و تخمینی است که برای حرکت آیندهٔ خودروی هدف (وابسته به حرکت در موج ترافیک) زده شده است. این موضوع خودرو را برای مواجهه با هر تغییر رفتار احتمالی در موج ترافیک و ترمزگیری‌های ناگهانی آماده نگه می‌دارد. این الگوریتم حرکتی نه تنها ایمنی سفر را افزایش می‌دهد بلکه موجب کنترل تصادف‌های زنجیره‌ای می‌گردد. همچنین با حذف ترمزگیری‌های ناگهانی، راحتی سرنشین را بهبود می‌دهد و موجب روان‌سازی حرکت موج ترافیک می‌شود.

4- همچنین می‌توان با وزن‌دهی به پارامترهای ایمنی، راحتی و روان‌سازی ترافیک، نسبت ترکیب موج ترافیک در ورودی‌های مرجع کنترل پیش‌بین برای زمان‌های آینده را تغییر داد تا متناسب با کاربری، هریک از پارامترهای دلخواه به میزان لازم کنترل و ارضا گردند.

5- به علاوه کنترل فازی به عنوان کنترل سطح پایین برای بستن بلوک دیاگرام کنترلی انتخاب شده است. قوانین این کنترل‌کننده برمبنای صفر کردن خطای ردیابی طراحی شده و می‌تواند به راحتی بر روی هر مدل کنترلی اعمال گردد. بنابراین ویژگی اصلی این کنترل فازی، قوانینی است که براساس این مدل خاص طراحی نشده است و به راحتی بر روی هر مدل غیرخطی دیگری قابل پیاده‌سازی می‌باشد.

9- فهرست علایم

C_d	عدد ثابت اصلاح واحد
C_s	لغزش طولی بحرانی
N_c	افق کنترل
I_o	اینرسی (kgm^2)
N_p	افق پیش‌بین
P_m	فشار منیفولد (kPa)
P_0	فشار بالادست جریان (kPa)
R	ثابت ویژهٔ هوا (kJ/kgK)
S_s	سختی طولی تایر
T_m	دمای منیفولد (K)
T_0	دمای بالادست جریان(K)
V_m	حجم منیفولد (cc)

زیرنویس‌ها

aero	آیرودینامیک
g	دنده
h	میزبان
in	ورودی
m	منیفولد
out	خروجی
r	نسبی
s	زمان نمونه‌برداری
xf	در راستای طولی و جلو
xr	در راستای طولی و عقب

علایم یونانی

α	سرعت زاویه‌ای
η_g	راندمان
θ	زاویهٔ پیچ
μ	ضریب اصطکاک
ρ	چگالی ترافیک
τ	ضریب زمانی عکس العمل

10- مراجع

[1] P. R. Crossley, J. A. Cook, A nonlinear engine model for drivetrain system development, *International Conference on control, Edinburgh, UK*, March 25-28, 1991.

[2] J. J. Moskwa, J. K. Hedrick, Modeling and validation of automotive engines for control algorithm development, *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, Vol. 114, No. 2, pp. 278-285, 1992.

[3] S. B. Chopand, J. K. Hedrickt, Vehicle longitudinal control using an adaptive observer for automated highway system, *Proceding Of the American Control Conference Seatlla*, Washington, June 1995.

[4] J. K. Hedrick, J. C. Gerdes, D. B. Maciuca, D. Swaroop, *Brake System Modeling Control and Integrated Brake/Throttle Swiching Phase*, Mechanical Engineering, Department University of California at Berkeley, CA94720-1740, UCB-ITS-PRR-97-21, May 1997.

[5] R. Rajamani, C. Zhu, Semi-Autonomous, Adaptive Cruise Control Systems, *IEEE Transactions On Vehicular Technology*, Vol. 51, No. 5, pp. 1186 – 1192, September 2002.

[6] V. L. Bageshwar, W. L. Garrad, R. Rajamani, Model predictive control of transitional maneuvers for adaptive cruise control vehicles, *IEEE Vehicular Technology Society*, Vol. 51, pp. 1573 – 1585, September 2004.

[7] G. Naus, J. Ploeg, R.V.d. Molengraft, M. Steinbuch, Explicit MPC design and performance-based tuning of an adaptive cruise control Stop-&-Go, IEEE conference on intelligent vehicles Symposium, Eindhoven, Netherlands, 4-6 June 2008.

[8] D. Corona, B. D. Schutte, Adaptive cruise control for a smart car: a comparison benchmark for MPC-PWA control methods, *IEEE Transactions On Control Systems Technology*, Vol. 16, No. 2, pp. 365 - 372 , March 2008.

[9] D. Ni, D. Henclewood, Simple engine models for VII-Enabled in-vehicle applications, *IEEE Transactions On Vehicular Tecnology*, Vol. 57, No. 5, pp. 2695 – 2702, September 2008.

[10] L. H. Luo, H. Liu, P. Li, H. Wang, Model predictive control for adaptive cruise control with multi-objectives: Comfort, fuel-economy, safety and car following, *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A (Applied Physics & Engineering)*, Vol. 11, No. 3 pp. 191-201, 2010.

[11] F. Bu, H. S. Tan, J. Huang, Design and field testing of a cooperative adaptive cruise control system, *American Control Conference (ACC)*, Baltimore, MD,

USA, pp. 4616–4621, 30 June-2 July 2010.
[12] J. Ploeg, B. Scheepers, E. V. Nunen, N. D. Wouw, H. Nijmeijer, Design and experimental evaluation of cooperative adaptive cruise control, in intelligent transportation systems (ITSC), *14th International IEEE Conference on*, Washington, DC, USA, 5-7 Oct. 2011.
[13] V. Milanés, S. E. Shladover, J. Spring, C. Nowakowski, H. Kawazoe, M. Nakamura, Cooperative adaptive cruise control in real traffic situations, IEEE journal of transactions on intelligent transportation systems, Vol. 15 , pp. 296 – 305, 30 August 2013.
[14] F. E. Sancar, B. Fidan, J. P. Huissoon, S. L. Waslander, MPC based collaborative adaptive cruise control with rear end collision avoidance, *IEEE conference on Intelligent Vehicles Symposium*, Dearborn, MI, USA, 8-11 June 2014.
[15] H. F. Ghavidel1, A. A. Kalat1, V. Ghorbani, Observer-Based robust adaptive fuzzy approach for current control of robot manipulators by estimation of uncertainties, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 6, pp. 286-294, 2017. (in Persian فارسی)
[16] H. F. Ghavidel1, A. A. Kalat1, Robust composite adaptive fuzzy identification control of uncertain MIMO nonlinear systems in the presence of input saturation, *Arabian Journal for Science and Engineering*, Vol. 42, No. 4, pp. 1–14, 2017.
[17] H. F. Ghavidel1, Robust control of large-scale nonlinear systems by a hybrid adaptive fuzzy observer design with input saturation, Vol. 21, No. 12, pp. 1–15, 2017.
[18] J. J. Moskwa, J. K. Hedrick, Automotive engine modeling for real time control application, *American Control Conference*, Minneapolis, MN, USA, USA, 10-12 June 1988.
[19] R. Rajamani, *Vehicle Dynamics and Control*, pp. 87-109 & 241-162, Mechanical Engineering Series Springer, Series Ed: Kulacki, Francis A, 2012.
[20] M. Tylor, Implementation and validation of the fiala tire model in chrono, *Technical Report TR-2015-13*, pp. 5-8, 4 November 2015.
[21] T. Bellemans, B. D. Schutter, B. D. Moor, Models for traffic control, *Journal A*, Vol. 43, No. 3–4, pp. 13–22, 2002.
[22] G. J. L. Naus , J. Ploeg, M. J. G. Molengraft, W. P. M. H. Heemels, M. Steinbuch, Design and implementation of parameterized adaptive cruise control: An explicit model predictive control approach, *Control Engineering Practice*, Vol. 18, Issue 8, pp. 882-892 August 2010.
[23] J. Maciejowski, *Predictive Control With Constraints*, pp. 167- 180, Pearson Education, first edition, January 2002.
[24] L. Wang, *Model Predictive Control System Design and Implementation Using Matlab*, pp. 43-81, Series Editors: Grimble, Michael J., Johnson, Michael A, Department of Electronic and Electrical Engineering University of Strathclyde, United Kingdom, Springer, 2009.