

Control of Vehicle's Mixed Longitudinal and Lateral Stability with Engine Dynamics Using Super Twisting Control Algorithm

S. Namdari, S. Rezapour Khaneghah, M. A. Hamed*

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

ABSTRACT: Vehicle stability control is one of the most important subjects in the control engineering field. Many research activities have been done to develop more comfort and safe travel for passengers. In this paper, vehicle mixed stability in longitudinal and lateral motion has been investigated. Four-wheel seven degrees of freedom model of vehicle is considered to extract the dynamic equations and closed-loop system simulation. Dugoff's nonlinear model has been used to simulate the behavior of tires and road, and Cho's engine model with two state variables has been used for vehicle power system simulation, so it makes the input torque to wheels to be more realistic. Because of the good robustness properties of sliding mode control, the second-order sliding mode with a super-twisting algorithm has been used for calculation of control inputs. This method is proved to be so appropriate and useful in the case of uncertainty in a complicated vehicle dynamic model and multiple disturbances in vehicle motion. Engine throttle angle and yaw moment have been considered as a longitudinal system and lateral system control inputs respectively. The longitudinal slip coefficient and yaw rate are considered as system output. Simulation results show the effectiveness of the proposed method.

Review History:

Received: May, 18, 2019

Revised: Sep. 11, 2019

Accepted: Dec. 29, 2019

Available Online: Jan. 13, 2020

Keywords:

Vehicle stability

Mixed longitudinal and lateral stability

Dugoff tire model

Cho motor model

Super-twisting algorithm

1. INTRODUCTION

One of the major aspects of vehicle dynamics is the stability of motion which is divided into two main problems, the stability of longitudinal and lateral motion. Traction/ABS control system is used for longitudinal stability in accelerating/decelerating maneuvers [1, 2]. Lee and Tomizuka [2] used adaptive sliding mode and adaptive fuzzy logic control methods to vehicle traction force stability and control in order to achieve the fastest acceleration/deceleration and compared the results of the two methods. Kabganian and Kazemi [3] applied the first order sliding mode to control the traction force of the vehicle. They involved the engine dynamics into dynamic equations and, using two sliding surfaces, designed a tracking controller to compute the engine throttle angle based on the desired slip ratio.

Two major methods are proposed for lateral stability control, Active Front Steering (AFS) method which is based on the modification of steering input of driver, and Yaw Moment control which is by introducing turning yaw moment to vehicle dynamics to control its lateral stability [4, 5]. Canal et al. [4] used an internal mode control method to improve vehicle yaw rate dynamics and Liaw and Chung [5] applied a feedback linearization technique for vehicle lateral stability. Zhao et al. [6] designed a modular integrated longitudinal, lateral, and vertical vehicle stability control for distributed electric vehicles.

In this paper, vehicle mixed stability in longitudinal and lateral motion has been investigated considering engine dynamics. Four-wheel seven degrees of freedom model of the vehicle [7] is considered to extract the dynamic equations. Dugoff's nonlinear model has been used to simulate the behavior of tire and road, and Cho's [8] engine model has been used for vehicle power system simulation. Two separate control systems are provided to maintain the vehicle's longitudinal and lateral stability, each designed with a second-order sliding mode using a super-twisting algorithm [9]. The throttle angle is computed by using one sliding surface resulting in a reduction in the computational cost of the controller.

2. PROBLEM FORMULATION

Differential equations governing vehicle and engine dynamics are given through Eqs. (1) to (8) including seven degrees of freedom for vehicle dynamics [7] and two degrees of freedom concerning engine dynamics [8]. The vehicle is considered front-wheel steer and drives through differential gear. The kinematic coupling between the engine and front wheels imposes kinematic constraints between front wheels speeds and engine speed, which eliminates one of the state equations. The remaining state equations include dynamics of, vehicle's longitudinal and lateral velocities, yaw rate, rotational speeds of tires, and the air mass in the intake manifold of engine respectively.

*Corresponding author's email: ma.hamed@tabrizu.ac.ir

$$\dot{V}_x = \frac{1}{m} \left[(F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta - (F_{yfl} + F_{yfr}) \sin \delta + F_{xrl} + F_{xrr} - F_{loss} + m V_y r \right] \quad (1)$$

$$\dot{V}_y = \frac{1}{m} \left[(F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta + (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta + F_{yrl} + F_{yrr} - m V_x r \right] \quad (2)$$

$$\dot{r} = \frac{1}{I_z} \left[(F_{yfl} - F_{yfr}) l_s \sin \delta + (F_{xfr} - F_{xfl}) l_s \cos \delta + (F_{xrr} - F_{xrl}) l_s - (F_{yrl} + F_{yrr}) l_r + (F_{xfr} + F_{xfl}) l_f \sin \delta + (F_{yfr} + F_{yfl}) l_f \cos \delta \right] \quad (3)$$

$$\dot{\omega}_{rr} = \frac{\frac{T_{ind} - T_{loss}}{2} - \frac{R.F_{xfr}}{N}}{\frac{J}{N} + \frac{N.J_{eff}}{2}} \quad (4)$$

$$\dot{\omega}_{fl} = \frac{\frac{T_{ind} - T_{loss}}{2} - \frac{R.F_{xfl}}{N}}{\frac{J}{N} + \frac{N.J_{eff}}{2}} \quad (5)$$

$$\dot{\omega}_{rr} = \frac{1}{J} [T_{rr} - R.F_{rr}] \quad (6)$$

$$\dot{\omega}_{rl} = \frac{1}{J} [T_{rl} - R.F_{rl}] \quad (7)$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{ai} - \dot{m}_{ao} \quad (8)$$

2-1- Longitudinal Controller

In a longitudinal controller, the controlled variable is chosen as the longitudinal slip ratio and input variable as engine throttle angle. By defining the slip ratio tracking error and the longitudinal sliding surface by:

$$e_l = \lambda_f - \lambda_d \quad (9)$$

$$s_l = \dot{e}_l + \alpha e_l$$

Using the super twisting algorithm of second-order sliding mode method, control input TC [10] which is a simple function of throttle angle is computed by the following relations:

$$TC = \frac{u}{x_5}, u = -\eta_l \sqrt{|s_l|} \text{sign}(s_l) + u_l \quad (10)$$

$$\dot{u}_l = -\omega_l \text{sign}(s_l)$$

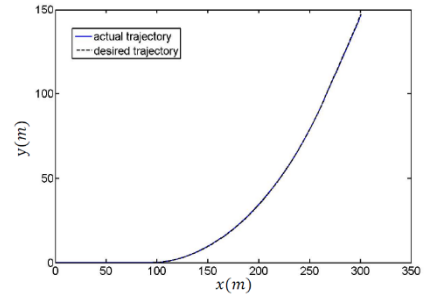
In these equations x_5 is a defined function of the system state variables, and ω_l and η_l are controller parameters.

2-2- Lateral Controller

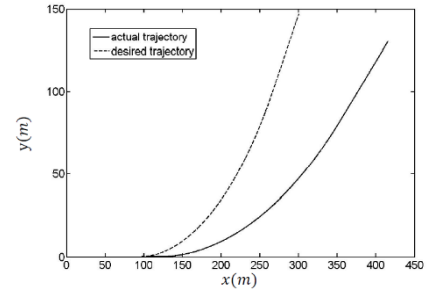
Similar to the longitudinal controller, the lateral controller is defined as bellow:

$$u = -\eta_a \sqrt{|s_a|} \text{sign}(s_a) + u_a \quad (11)$$

where $\dot{u}_a = -\omega_a \text{sign}(s_a)$, ω_a and η_a are controller parameters and s_a is the sliding variable of lateral controller



A. Vehicle path: controlled by mixed controller vs. the desired path



B. Vehicle path: open-loop vs. the desired path

Fig. 1. Vehicle path: controlled vs. open-loop

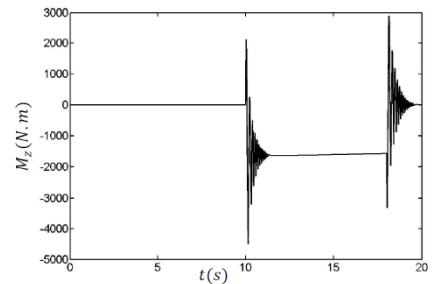


Fig. 2. Yaw moment applied by the lateral controller

defined by:

$$s_a = \dot{e}_a + \alpha e_a, e_a = r - r_d \quad (12)$$

2-3- Mixed Controller

The longitudinal and lateral controllers were initially designed separately and a mixed controller system was designed based on them.

3. SIMULATION RESULTS

The vehicle is considered initially moving along the x-axis which is followed by applying the steering angle. Fig. 1 shows the resulting vehicle path compared between the controlled system and the open-loop system. The optimal amount of the desired longitudinal slip is considered $\lambda_d = 0.1$. The Figure shows controller performance in following the desired path. Fig. 2, shows the applied yaw moment M_z by the controller.

4. CONCLUSIONS

In this paper, the mixed longitudinal and lateral controller design was developed for the system in three stages. The longitudinal and lateral controllers were initially designed separately. Finally, a mixed controller system was designed based on them. Engine dynamics were also taken into account in controller computations. Engine throttle angle was computed by using only one sliding surface which reduces the computational cost of the controller. Simulation results show the mixed controller good performance in correcting the open-loop system defects.

REFERENCES

- [1] S. Drakunov, U. Ozguner, P. Dix, B. Ashrafi, ABS control using optimum search via sliding modes, IEEE Transactions on Control Systems Technology, 3(1) (1995) 79-85.
- [2] H. Lee, M. Tomizuka, Adaptive vehicle traction force control for intelligent vehicle highway systems (IVHSs), IEEE Transactions on Industrial Electronics, 50(1) (2003) 37-47.
- [3] M. Kabganian, R. Kazemi, A new strategy for traction control in turning via engine modeling, IEEE Transactions on Vehicular Technology, 50(6) (2001) 1540-1548.
- [4] M. Canale, L. Fagiano, M. Milanese, P. Borodani, Robust vehicle yaw control using an active differential and IMC techniques, Control Engineering Practice, 15(8) (2007) 923-941.
- [5] D.-C. Liaw, W.-C. Chung, A feedback linearization design for the control of vehicle's lateral dynamics, Nonlinear Dynamics, 52(4) (2008) 313-329.
- [6] H. Zhao, W. Chen, J. Zhao, Y. Zhang, H. Chen, Modular Integrated Longitudinal, Lateral, and Vertical Vehicle Stability Control for Distributed Electric Vehicles, IEEE Transactions on Vehicular Technology, 68(2) (2019) 1327-1338.
- [7] D.E. Smith, J.M. Starkey, Effects of model complexity on the performance of automated vehicle steering controllers: Model development, validation and comparison, Vehicle System Dynamics, 24(2) (1995) 163-181.
- [8] D. Cho, J. Hedrick, A nonlinear controller design method for fuel-injected automotive engines, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 110(3) (1988) 313-320.
- [9] Y. Shtessel, C. Edwards, L. Fridman, A. Levant, Sliding mode control and observation, Springer, 2014.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

S. Namdari, S. Rezapour Khaneghah, M. A. Hamed, Control of Vehicle's Mixed Longitudinal and Lateral Stability with Engine Dynamics Using Super Twisting Control Algorithm, Amirkabir J. Mech. Eng., 53(2) (2021) 229-232.

DOI: [10.22060/mej.2020.16337.6345](https://doi.org/10.22060/mej.2020.16337.6345)





کنترل ترکیبی پایداری طولی و جانبی در خودروهای سواری با در نظر گرفتن دینامیک موتور و استفاده از الگوریتم کنترل فرایپچشی

سینا نامداری، سعید رضاپور خانقاه، محمدعلی حامد*

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۸/۰۲/۲۸

بازنگری: ۱۳۹۸/۰۷/۱۹

پذیرش: ۱۳۹۸/۱۰/۰۸

ارائه آنلاین: ۱۳۹۸/۱۰/۲۳

کلمات کلیدی:

پایداری خودرو

پایداری ترکیبی طولی و جانبی

مدل تایر داگاف

مدل موتور چو

کنترل مد لغزشی فرایپچشی

خلاصه: یکی از مسائل پر اهمیت در مورد خودروهای سواری بحث پایداری حرکتی می‌باشد، که با توجه به اهمیت این موضوع تحقیقات زیادی در زمینه پایداری کششی و پایداری حرکت جانبی خودروها انجام گرفته است. در این مقاله، بررسی پایداری خودرو برای حرکت طولی و جانبی به صورت همزمان انجام گرفته است. مدل چهارچرخ خودرو برای استخراج معادلات در نظر گرفته شده و برای مدل‌سازی رفتار تایرها و جاده از مدل غیرخطی داگاف استفاده شده است. برای سیستم قدرت خودرو از مدل موتور چو با دو متغیر حالت استفاده شده است که موجب می‌شود اعمال گشتاور به چرخ‌ها به حالت عملی نزدیک‌تر باشد. برای کنترل سیستم از روش کنترل غیرخطی مد لغزشی فرایپچشی استفاده شده است که روشی مقاوم در برابر اغتشاشات و عدم قطعیت‌های مدل است. در مدل کنترلی ارائه شده برای کنترل پایداری طولی و پایداری جانبی، به ترتیب زاویه درجه گاز و گشتاور چرخشی به عنوان ورودی و ضریب لغزش طولی و سرعت چرخشی به عنوان خروجی در نظر گرفته شده‌اند. در بخش بررسی نتایج سیستم به سه شکل مجزا در حالت‌های دارای کنترل‌کننده طولی، دارای کنترل‌کننده جانبی و در نهایت سیستم با کنترل‌کننده ترکیبی و همزمان طولی و جانبی مورد بررسی قرار گرفته است. در هر سه مورد ذکر شده به بررسی پایداری سیستم در حضور عدم قطعیت‌ها و اغتشاشات پرداخته شده است. نتایج به‌دست آمده کارآمدی روش ارائه شده را در کنترل ترکیبی پایداری طولی و جانبی نشان می‌دهد.

۱- مقدمه

نهایت کاهش کنترل‌پذیری سیستم می‌گردد، جلوگیری شود. هنگام حرکت خود در مسیرهای منحنی، حفظ مسیر حرکت بهینه در عین حرکت پایدار ضروری می‌باشد که با توجه به سرعت خودرو و میزان زاویه فرمان می‌تواند منجر به چرخش خودرو به دور خود و یا خروج خودرو از مسیر گردد. کنترل‌کننده جانبی با اصلاح زاویه فرمان اعمال شده یا اصلاح گشتاور وارد بر چرخ‌ها، پایداری جانبی خودرو را تامین می‌نماید.

در زمینه پایداری خودرو تحقیقات متعددی صورت گرفته است و همواره مورد توجه دانشمندان و محققان بوده است. این تحقیقات به‌طور عمده در دو زمینه جداگانه مورد بررسی قرار می‌گیرد: ۱- پایداری جانبی ۲- پایداری طولی.

امروزه در مورد خودروهای سواری بحث پایداری حرکتی یکی از مهمترین مسائل مورد بررسی می‌باشد. دینامیک حرکتی خودروها دارای جنبه‌های متعددی می‌باشد که در خودروهای سواری با توجه به وزن و ارتفاع کم تعیین‌کننده‌ترین عامل پایداری، مباحث پایداری حرکت طولی و پایداری حرکت جانبی در جهت انحراف زاویه‌ای می‌باشند. منظور از کنترل پایداری طولی، کنترل حرکت خودرو در حالت‌های افزایش و کاهش سرعت، گاز و ترمز، است به‌طوری‌که حرکت چرخ‌های خودرو پایدار بمانند و از لغزش آن‌ها بر سطح جاده که موجب کاهش قید حرکتی تایرها و افزایش درجه آزادی و در

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: ma.hamed@tabrizu.ac.ir



حول محور عمود اعمالی با سرعت افقی ثابت خودرو اقدام نمود. لیاو و چانگ [۹] در سال ۲۰۰۸ روش کنترل خطی‌سازی با فیدبک^۵ را جهت کنترل حرکت جانبی خودرو با فرض سرعت طولی ثابت معرفی کردند.

با استفاده از یک کنترل‌کننده ترکیبی می‌توان با استفاده از کنترل آهنگ تغییر زاویه و ضریب لغزش طولی به طور همزمان کنترل جانبی خودرو را بررسی نمود. در سال ۲۰۱۳، الماراکبی و همکاران [۱۰] از این روش استفاده کردند.

چامنا و یون [۱۱] در سال ۲۰۱۳ با استفاده از کنترل مد لغزشی، اقدام به اعمال تغییرات سرعت در کنترل‌کننده جانبی نمودند. در سال ۲۰۱۴، طراحی کنترل‌کننده با استفاده از یک مدل خودرو چهارچرخ با فرمان‌پذیری چرخ‌های جلو توسط جین و همکاران [۱۲] انجام گردید. برخی از محققین از جمله امیرلر و همکاران [۱۳] و لی و همکاران [۱۴] هر دو در سال ۲۰۱۴ کنترل‌کننده جانبی خودرو برای خودروهای الکتریکی طراحی کردند. کیم و همکاران [۱۵] در سال ۲۰۱۵ اقدام به بهبود فرمان‌پذیری با کنترل سرعت زاویه‌ای خودرو به وسیله تخصیص گشتاور برای هر چرخ یا همان دیفرانسیل فعال نمودند.

در سال ۲۰۱۹ نوری و کاظمی [۱۶] در مقاله‌ای به بررسی کنترل جانبی خودرو با استفاده از روش مد لغزشی پرداختند. آن‌ها در مدل خود از مدل خودروی الکتریکی همراه با موتور متصل به چرخ در هر چهار چرخ استفاده کردند.

لی و همکاران [۱۷] در سال ۲۰۱۵ طرح کنترل طولی و جانبی همزمان را برای خودرو الکتریکی با سیستم قدرت و فرمان مستقل برای هر چرخ به روش کنترل مد لغزشی عنوان کردند. در این تحقیق جهت جلوگیری از تداخل سیگنال‌های کنترلی در عملگرها از روش گروه‌بندی در عملگرها استفاده شده است و هر گروه هدف کنترلی خاصی را دنبال می‌کند.

با توجه به این‌که برای افزایش آسایش سرنشینان تاثیر نیروی عمودی خودرو نیز قابل ملاحظه است و با توجه به کوپل بودن روابط طولی، جانبی و عمودی خودرو در سال‌های اخیر برخی تحقیقات در زمینه کنترل پایداری در سه جهت طولی، جانبی و عمودی انجام گرفته‌اند که هر چند با افزایش هزینه محاسباتی همراه بوده است ولی

در زمینه پایداری طولی خودرو، دراکانوف و همکاران [۱] در سال ۱۹۹۵ روش مد لغزشی^۱ را برای کنترل سیستم ترمز ضدقفل را پیشنهاد کرد. معادلات دینامیکی سیستم بدین قرار بود: مدل خطی برای حرکت طولی، یک سیستم با معادلات غیرخطی برای مدل‌سازی سیستم هیدرولیک و همچنین منحنی تجربی پاچجکا^۲ برای مدل‌سازی رفتار چرخ. در سال ۲۰۰۳ لی و تومیزوکا [۲] به بررسی و مقایسه دو روش مد لغزشی و کنترل فازی^۳ برای پایداری طولی خودرو پرداختند. فرارا و پیسو [۳] در سال ۲۰۰۴ از روش مد لغزشی درجه دوم جهت تنظیم فاصله نسبت به خودروهای عقب و جلو و پایداری حرکتی طولی خودرو بهره بردند.

کبگانیان و کاظمی [۴] در سال ۲۰۰۱ به بررسی پایداری طولی و کنترل کشش خودرو با در نظر گرفتن مدل موتور پرداختند. یک کنترل‌کننده مد لغزشی برای کنترل طولی خودرو و تعیین گشتاور مطلوب برای چرخ‌ها در نظر گرفته شد. با توجه به اطلاعات گشتاور مطلوب و مدل موتور، دبی هوای ورودی مطلوب خودرو محاسبه شد و با یک کنترل‌کننده مد لغزشی دبی هوای واقعی، دبی مطلوب را دنبال می‌کند.

در کنترل طولی خودرو می‌توان از کنترل دو مرحله‌ای استفاده کرد به گونه‌ای که کنترلر اول گشتاور مورد نیاز چرخ و کنترلر دوم زاویه دریچه گاز برای تولید گشتاور مورد نیاز را کنترل می‌نماید. کانگ و همکاران [۵] در سال ۲۰۰۴ از این مدل به روش مد لغزشی بهره بردند و برای حل مساله چترینگ^۴ یک لایه مرزی با استفاده از تابع اشباع به سطح لغزشی سیستم اضافه گردید.

روش مد لغزشی مرتبه دوم، دقت بالا و تولید سیگنال‌های کنترلی پیوسته را نسبت به روش‌های دیگر مد لغزشی تضمین می‌کند. در سال ۲۰۱۰ آمودئو و همکاران [۶] برای کنترل طولی خودرو از این روش بهره بردند. کنتاناپریدا [۷] در سال ۲۰۱۵ از روش کنترل مد لغزشی مرتبه دوم با الگوریتم فراپیچشی، جهت کنترل نیروی کششی خودرو استفاده کرد و بدون در نظر گرفتن سیستم قدرت، خروجی کنترل‌کننده را گشتاور اعمالی به چرخ در نظر گرفت.

در زمینه پایداری جانبی خودرو در سال ۲۰۰۶ کانال و همکاران [۸] به بررسی کنترل آهنگ تغییر زاویه با کنترل گشتاور چرخشی

1 Sliding Mode

2 Pacejka

3 Fuzzy Control

4 Chattering

5 Feedback Linearization

مختلفی می‌باشند. در این مقاله مدل دینامیکی خودرو با انجام ساده‌سازی‌های زیر ارائه گردیده است.

۱- مسیر حرکت خودرو به صورت مسطح و بدون شیب طولی یا جانبی در نظر گرفته شده است. ۲- از دینامیک دوران جانبی یا غلتشی خودرو^۶ صرف نظر شده است. ۳- از دینامیک دوران طولی خودرو^۷ یا غلتش بدنه حول محور Y صرف نظر شده است. ۴- حرکت عمودی و سیستم فربندی خودرو در نظر گرفته نشده است.

برای تحلیل حرکت خودرو مدل خودروی چهارچرخ با سه درجه آزادی در صفحه $x-y$ ، شکل ۱، در نظر گرفته شده است [۲۲]. از این رو معادلات تعادل دینامیکی خودرو با سه درجه آزادی در صفحه $x-y$ به شکل زیر بیان می‌گردد [۲۳].

$$m\dot{V}_x = (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta - (F_{yfl} + F_{yfr}) \sin \delta + F_{xrl} + F_{xrr} - F_{loss} + mV_y r \quad (1)$$

$$m\dot{V}_y = (F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta + (F_{yfl} + F_{yfr}) \sin \delta + F_{yrl} + F_{yrr} - mV_x r \quad (2)$$

$$I_z \dot{r} = [(F_{yfl} - F_{yfr}) \sin \delta + (F_{xfr} - F_{xfl}) \cos \delta] l_s + (F_{xrr} - F_{xrl}) l_s - (F_{yrl} + F_{yrr}) l_r + [(F_{xfr} + F_{xfl}) \sin \delta + (F_{yfr} + F_{yfl}) \cos \delta] l_f \quad (3)$$

که در آن دستگاه xyz دستگاه بدنه متصل به خودرو است که در آن x در امتداد محور طولی خودرو، y در امتداد محور عرضی و z در امتداد محور عمودی خودرو است. V_x و V_y به ترتیب سرعت خطی خودرو در جهت‌های x و y ، r ، سرعت زاویه‌ای خودرو حول محور z ، δ ، زاویه چرخ‌های خودرو، m ، جرم خودرو، I_z ، ممان اینرسی جرمی خودرو حول محور z ، l_r و l_f به ترتیب فاصله چرخ‌های عقب و جلو تا مرکز جرم خودرو و F_x و F_y نیروهای وارد بر چرخ‌ها را نشان می‌دهد. سرعت مرکز هر چرخ از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$\vec{V}_i = V_x \hat{i} + V_y \hat{j} + (r \hat{k}) \times \vec{r}_i^* \quad ; \quad i = fl, fr, rl, rr \quad (4)$$

که در این رابطه \vec{r}^* نشان دهنده بردار مکان هر یک از چرخ‌ها

6 Roll
7 Pitch

نتایج بهتری داشته و راحتی بیشتری برای سرنشینان فراهم می‌آورد. در سال ۲۰۱۸ ژاو و همکاران [۱۸] با استفاده از روش کنترل مد لغزشی به بررسی این نوع کنترل کننده پرداختند.

استفاده از روش شبکه عصبی یک روش نوین دیگر در شبیه‌سازی عدم قطعیت‌ها در رفتار خودرو به جهت طراحی کنترل کننده می‌باشد. جی و همکاران [۱۹ و ۲۰] در سال ۲۰۱۸ در دو مقاله مختلف با استفاده از روش‌های کنترلی مختلف، یکی با روش مد لغزشی و دیگری با روش H_∞ به بررسی این روش پرداختند.

کنترل غیرخطی پیش‌بینی مدل، روش دیگری است که با استفاده از آن طراحی کنترل کننده برای پایداری حرکتی خودرو انجام می‌پذیرد. در سال ۲۰۱۹ متزلر و همکاران [۲۱] با ارائه یک الگوریتم بر پایه این روش، به طراحی کنترل کننده پایداری جانبی پرداختند و سعی کردند مشکل حجم محاسبات بالای این روش را تا حدودی کاهش دهند.

در این مقاله پایداری و کنترل طولی^۱ و کنترل جانبی^۲ خودرو به صورت همزمان مورد بررسی قرار می‌گیرد. برای مدل‌سازی حرکتی خودرو از مدل خودروی چهارچرخ با فرمان‌پذیری و سیستم انتقال قدرت در چرخ‌های جلو استفاده شده است. برای سیستم قدرت از مدل موتور چو^۳ و برای مدل چرخ‌ها از مدل تایر داگاف^۴ بهره گرفته شده است. دو سیستم کنترلی مجزا برای حفظ پایداری کششی و جرکت جانبی خودرو در نظر گرفته شده است که هر یک به روش کنترلی غیرخطی مد لغزشی مرتبه دوم با الگوریتم فرایچه^۵ طراحی شده‌اند. نوآوری این مقاله بررسی پایداری جانبی و طولی به صورت همزمان با در نظر گرفتن مدل موتور احتراق داخلی می‌باشد به طوری که خروجی کنترل کننده طولی، زاویه دریچه گاز موتور است.

۲- مدل‌سازی دینامیکی

۲-۱- مدل دینامیکی خودرو

در سال‌های اخیر بر اساس نیاز، در زمینه پایداری خودرو، مدل‌های متنوع دینامیک خودرو، توسط محققین مختلف مورد استفاده قرار گرفته است و طبیعتاً هر کدام حسب نیاز شامل ساده‌سازی‌های

1 Longitudinal
2 Lateral
3 Cho
4 Dugoff
5 Super Twisting

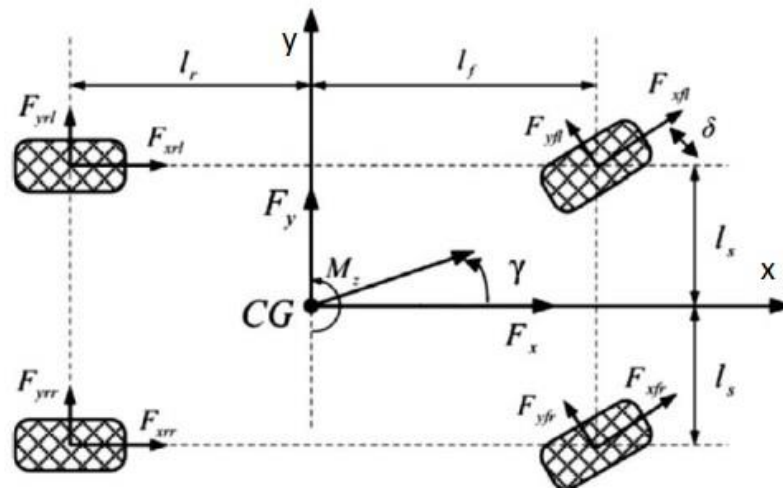


Fig. 1. Four-wheel model of vehicle [22]

شکل ۱: نمودار آزاد مدل خودروی چهارچرخ [۲۲]

۲-۲- مدل سازی نیروهای وارد بر چرخها

همان طور که در بخش ۲-۱ مشاهده شد جهت مدل سازی دینامیکی حرکت خودرو نیروهای وارد بر چرخها در دو راستای طولی و جانبی باید محاسبه و تعیین گردند. بدین منظور در این مقاله از مدل تایر داگاف [۲۵ و ۲۶] استفاده شده است. یکی از نکات مثبت این مدل مستقل بودن سفتی تایر در جهات طولی و جانبی است که با توجه به اختلاف این مقادیر حائز اهمیت است. با توجه به این که در این مقاله از هر دو نیروی طولی و جانبی تایر جهت مدل سازی خودرو و طراحی کنترل کننده استفاده می شود، از این رو استفاده از مدل داگاف مناسب می باشد.

در این مدل در ناحیه تماس چرخ با زمین توزیع نیرو به صورت یکنواخت فرض شده است و از این جهت نسبت به مدل های دیگر مانند مدل پاچجکا [۲۶ و ۲۷] که توزیع نیرو را سهموی در نظر گرفته است، ساده تر می باشد. رابطه (۱۰) و (۱۱) نحوه محاسبه نیروهای طولی و جانبی تایر خودرو با استفاده از مدل تایر داگاف را نشان می دهد.

$$F_{xi} = C_l \frac{\lambda_i}{1 + \lambda_i} \cdot f(D) \quad (10)$$

$$F_{yi} = C_\alpha \frac{\tan(\alpha_i)}{1 + \lambda_i} \cdot f(D) \quad (11)$$

می باشد. زاویه لغزش چرخها با استفاده از روابط (۵) تا (۸) به صورت زیر محاسبه می گردد که در آن، بیانگر زاویه بین سرعت هر چرخ و محور افقی خودرو-محور X دستگاه مختصات متصل به خودرو در امتداد طول خودرو است و برای محاسبه آن از رابطه (۴) استفاده می شود.

$$\alpha_{fl} = \delta - \beta_{fl} \quad (5)$$

$$\alpha_{fr} = \delta - \beta_{fr} \quad (6)$$

$$\alpha_{rl} = -\beta_{rl} \quad (7)$$

$$\alpha_{rr} = -\beta_{rr} \quad (8)$$

ضریب لغزش هر یک از چرخها نیز با استفاده از رابطه (۹) قابل محاسبه خواهد بود:

$$\lambda_i = \frac{R\omega_i - V_{xwi}}{\max(R\omega_i, V_{xwi})} \quad (9)$$

که در آن نشانگر سرعت زاویه ای هر چرخ و V_{xwi} بیانگر سرعت چرخ در راستای طولی دستگاه مختصات متصل به تایر مطابق شکل ۲ است.

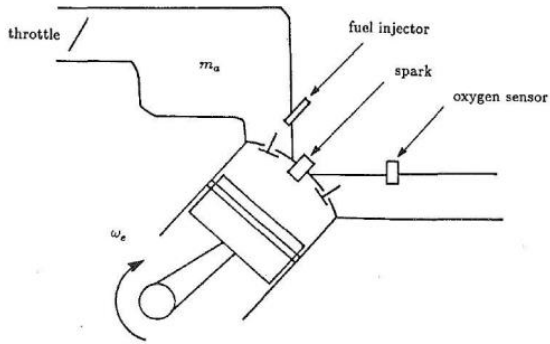


Fig. 3. Cho's engine model with two state variables [28]

شکل ۳: مدل موتور چو با دو متغیر حالت [۲۸]

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{ai} - \dot{m}_{ao} \quad (14)$$

که در آن \dot{m}_a ، نشان‌دهنده دبی هوای داخل چندراه ورودی، \dot{m}_{ai} ، دبی هوای ورودی منیفولد ورودی و \dot{m}_{ao} ، دبی هوای خروجی منیفولد ورودی و ورودی به موتور می‌باشد. برای محاسبه دبی هوای ورودی منیفولد ورودی \dot{m}_{ai} از رابطه (۱۵) استفاده می‌شود.

$$\dot{m}_{ai} = k_1 \cdot TC \cdot PRT \quad (15)$$

که در آن،

$$TC = (1 - \cos(k_2 \cdot \theta - k_3)) \quad (16)$$

$$PRT = (1 - \exp(2808m_a - 9)) \quad (17)$$

می‌باشد. از نظر فیزیکی TC نشان‌دهنده رفتار دریچه گاز می‌باشد که با استفاده از رابطه (۱۶) قابل محاسبه می‌باشد. در این رابطه θ نشان‌دهنده زاویه دریچه گاز بر حسب درجه است. همچنین PRT رفتار جریان خفه شده هوا را در شیر ورودی مدل می‌کند. برای محاسبه دبی هوای خروجی منیفولد ورودی \dot{m}_{ao} ، از رابطه (۱۸) استفاده می‌شود.

$$\dot{m}_{ao} = k_4 \eta_{vol} \cdot m_a \cdot \omega_e \quad (18)$$

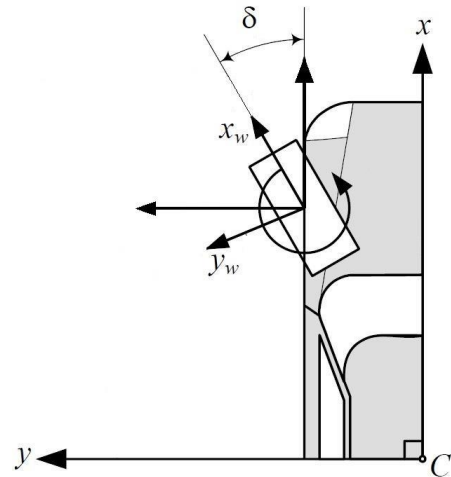


Fig. 2. Wheel coordinate system [24]

شکل ۲: نمایش دستگاه مختصات متصل به چرخ [24]

در روابط مدل تایر داگاف، λ_i ، ضریب لغزش طولی، α_i ، زاویه لغزش، C_l و C_α به ترتیب ضریب سفتی طولی و جانبی تایر می‌باشد. همچنین در این رابطه $f(D)$ برابر است با:

$$f(D) = \begin{cases} (2-D)D & ; D \leq 1 \\ 1 & ; D \geq 1 \end{cases} \quad (12)$$

که در آن برای محاسبه D از رابطه (۱۳) استفاده می‌گردد:

$$D = \frac{\mu F_z (1 + \lambda_i)}{2 \left[(C_l \lambda_i)^2 + (C_\alpha \tan(\alpha_i))^2 \right]^{1/2}} \quad (13)$$

در این رابطه نیز، F_z ، نیروی عمودی وارد بر چرخ‌ها و μ ، ضریب اصطکاک ایستایی بین تایر و جاده را نشان می‌دهد.

۲-۳- مدل‌سازی سیستم قدرت

برای مدل‌سازی سیستم قدرت از مدل موتور چو [۲۸]، شکل ۳، با دو متغیر حالت جرم هوای ورودی چند راه موتور و سرعت دورانی شفت خروجی مدل استفاده شده است. در این مدل از اینرسی سیستم قدرت صرف‌نظر شده است. با اعمال قانون پایستگی جرم برای چند راه ورودی موتور می‌توان نوشت:



Fig. 4. Block diagram of vehicle power transmission system

شکل ۴: دیاگرام بلوکی سیستم قدرت خودرو

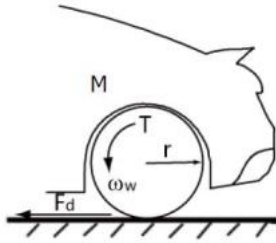


Fig. 5. Tyre freebody diagram [18]

شکل ۵: دیاگرام آزاد چرخ‌های خودرو [۱۸]

$$J\dot{\omega}_{fr} = T_{fr} - R.F_{fr} \quad (26)$$

$$J\dot{\omega}_{fl} = T_{fl} - R.F_{fl} \quad (27)$$

$$J\dot{\omega}_{rr} = T_{rr} - R.F_{rr} \quad (28)$$

$$J\dot{\omega}_{rl} = T_{rl} - R.F_{rl} \quad (29)$$

۲-۴- دستگاه معادلات نهایی

با استفاده از روابط بیان شده در بخش‌های قبل دستگاه معادلات دیفرانسیل خودرو همراه با مدل موتور قابل دسترسی است. این معادلات شامل هشت متغیر حالت می‌باشد که عبارتند از سرعت افقی خودرو، V_x ، سرعت جانبی خودرو، V_y ، سرعت دورانی خودرو حول محور عمود بر صفحه حرکت، r ، سرعت‌های دورانی چرخ‌های جلو که با معادله گشتاور خروجی موتور ادغام شده‌اند، ω_{fl} و ω_{fr} ، سرعت‌های دورانی چرخ‌های عقب، ω_{rl} و ω_{rr} و نیز جرم هوای داخل چنדרه ورودی، m_a .

$$\dot{V}_x = \frac{1}{m} \left[(F_{xfl} + F_{xfr}) \cos \delta - (F_{yfl} + F_{yfr}) \sin \delta + F_{xrl} + F_{xrr} - F_{loss} + mV_y r \right] \quad (30)$$

$$\dot{V}_y = \frac{1}{m} \left[(F_{yfl} + F_{yfr}) \cos \delta + (F_{xfl} + F_{xfr}) \sin \delta + F_{yrl} + F_{yrr} - mV_x r \right] \quad (31)$$

در این رابطه η_{vol} ، نشان‌دهنده بازده حجمی می‌باشد و از رابطه (۱۹) قابل محاسبه است.

$$\eta_{vol} = m_a^2 [k_5 \omega_e + k_6] + m_a [k_7 \omega_e + k_8] + [k_9 \omega_e + k_{10}] \quad (19)$$

با اعمال قانون تعادل دینامیکی بر شفت خروجی موتور رابطه (۲۰) حاصل می‌گردد. که در این رابطه T_L بار اعمالی به موتور و T_{ind} نشان‌دهنده گشتاور تولیدی موتور در نتیجه احتراق می‌باشد. همچنین T_{loss} نشان‌دهنده تلفات اصطکاکی می‌باشد.

$$J_{eff} \dot{\omega}_e = T_{ind} - T_{loss} - T_L \quad (20)$$

$$T_{ind} = k_{11} \cdot \frac{\dot{m}_{ao}}{\omega_e} \quad (21)$$

$$T_{loss} = T_{fric} = k_{12} + k_{13} \omega_e \quad (22)$$

برای محاسبه گشتاور و سرعت اعمالی بر چرخ‌های جلو خودرو با استفاده از گشتاور و سرعت خروجی موتور، نیاز است تا معادلات جعبه دنده طبق دیاگرام، شکل ۴، بر سیستم اعمال شود. با استفاده از روابط جعبه دنده روابط (۲۳) و (۲۴) حاصل می‌گردد.

$$\omega_e = N \cdot \omega_f \quad (23)$$

$$T_f = N \cdot T_L \quad (24)$$

در روابط (۲۳) و (۲۴) N نسبت دنده جعبه دنده می‌باشد. با استفاده از این روابط و رابطه (۲۰) می‌توان نوشت:

$$\left(J_{eff} \cdot N + \frac{J}{N} \right) \dot{\omega}_f = T_{ind} - T_{loss} - \frac{R}{N} 2F_{xf} \quad (25)$$

لازم به ذکر است برای نوشتن رابطه (۲۵) از روابط زیر که اعمال قانون دوم نیوتن به تایر، شکل ۵، است، استفاده شده است [۴].

$$u = -c\sqrt{|s|} \cdot \text{sign}(s) + w \quad c \geq 0 \quad (39)$$

$$\dot{w} = b \cdot \text{sign}(s) \quad (40)$$

با استفاده از این کنترل کننده علاوه بر سطح لغزش، مشتق آن نیز با زمان به صفر میل می کند و به این کنترل کننده، کنترل کننده فرایپچشی مرتبه دوم گفته می شود.

در بخش های بعد با استفاده از روابط (۴۳) و (۴۴) و با انتخاب مناسب سطح لغزشی، ابتدا در دو بخش مجزا طراحی کنترل کننده پایداری طولی و پایداری جانبی ارائه می گردد و در نهایت با تلفیق این دو الگوریتم، کنترل کننده ترکیبی طولی و جانبی که به صورت همزمان پایداری جانبی و پایداری طولی خودرو را تضمین می کند توصیف خواهد شد.

۳-۲- طراحی کنترل کننده طولی

اساس کار کنترل کننده های مد لغزشی به این صورت است که یک زیر فضا از فضای حالت به عنوان سطح لغزشی انتخاب می شود. مسیر فاز سیستم به کمک کنترل کننده ای مناسب به این زیرفضا هدایت می شود و در این زیر فضا می ماند. به متغیر تعریف شده از زیرفضای متغیرهای حالت سیستم، اصطلاحاً متغیر لغزشی گفته می شود. با مساوی صفر قرار دادن متغیر لغزشی، سطح لغزشی پدید می آید. واضح است که سطح لغزشی باید به گونه ای طراحی شود که ورودی کنترلی در مشتق آن ظاهر گردد، همچنین رفتار سیستم در مد لغزشی رفتار مطلوب از سیستم باشد. طبیعی است که جملات شامل عدم قطعیت و اغتشاش در معادلات ظاهر می گردد که با توجه به خاصیت مقاوم بودن روش مد لغزشی پس از وارد شدن به فاز حرکت در سطح لغزشی، این اثرات حذف یا کاهش می یابد [۳۰ و ۳۱].

در بررسی پایداری طولی خودرو، متغیر خطای ضریب لغزش، e ، که همان اختلاف ضریب لغزش طولی واقعی و ضریب لغزش طولی مطلوب است به شکل زیر تعریف می شود [۴].

$$e_l = \lambda_f - \lambda_d \quad (41)$$

با جایگذاری λ_f از معادله (۹) می توان نوشت:

$$\begin{aligned} \dot{r} = & \frac{1}{I_z} [(F_{yfl} - F_{yfr}) l_s \sin \delta + (F_{xfr} - F_{xfl}) l_s \cos \delta + \\ & (F_{xrr} - F_{xrl}) l_s - (F_{yrl} + F_{yrr}) l_r \\ & + (F_{xfr} + F_{xfl}) l_f \sin \delta + (F_{yfr} + F_{yfl}) l_f \cos \delta] \end{aligned} \quad (32)$$

$$\dot{\omega}_{fr} = \frac{\frac{T_{ind} - T_{loss}}{2} - \frac{R.F_{xfr}}{N}}{\frac{J}{N} + \frac{N.J_{eff}}{2}} \quad (33)$$

$$\dot{\omega}_{fl} = \frac{\frac{T_{ind} - T_{loss}}{2} - \frac{R.F_{xfl}}{N}}{\frac{J}{N} + \frac{N.J_{eff}}{2}} \quad (34)$$

$$\dot{\omega}_{rr} = \frac{1}{J} [T_{rr} - R.F_{rr}] \quad (35)$$

$$\dot{\omega}_{rl} = \frac{1}{J} [T_{rl} - R.F_{rl}] \quad (36)$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{ai} - \dot{m}_{ao} \quad (37)$$

۳- طراحی کنترل کننده

۳-۱- کنترل کننده مد لغزشی فرایپچشی

در مدل سازی سیستم های مکانیکی، همواره بین سیستم واقعی و سیستم مدل شده اختلافات متعددی وجود دارد که می تواند ناشی از عواملی از جمله اغتشاشات نامعلوم، خطی سازی سیستم و پارامترهای نامعلوم باشد. از این رو استفاده از روش های کنترل مقاوم در طراحی سیستم های کنترل مورد توجه قرار می گیرد. یکی از اصلی ترین روش های کنترل مقاوم استفاده از روش مد لغزشی می باشد [۲۹].

روش کنترلی مد لغزشی مورد استفاده در این مقاله، روش مد لغزشی فرایپچشی می باشد [۳۰ و ۳۱]. در این روش مشتق سطح لغزشی به صورت رابطه زیر در نظر گرفته می شود:

$$\dot{s} = \varphi(x) + u \quad (38)$$

با فرض محدود بودن $\varphi(x)$ و معلوم بودن کران بالای آن، می توان ورودی کنترلی را به صورت زیر تعریف کرد. $|\varphi(x)| \leq c$

دریچه ورودی هوا می‌باشد. بدین منظور TC ، که طبق رابطه (۱۶) تعریف شده است، به عنوان ورودی کنترلی در نظر گرفته می‌شود و برای ظاهر شدن آن از پارامتر e دوباره مشتق گرفته می‌شود.

$$\ddot{e}_l = x_3 + x_2 \dot{T}_{ind} \quad (50)$$

$$x_3 = \dot{x}_1 + \dot{x}_2 \dot{T}_{ind} \quad (51)$$

با استفاده از روابط (۱۸)، (۱۹) و (۲۱) گشتاور تولیدی موتور، T_{ind} و مشتق آن به شکل زیر بدست می‌آید.

$$T_{ind} = k_{11}.k_4 (m_a^3 [k_5 \omega_e + k_6] + m_a^2 [k_7 \omega_e + k_8] + m_a [k_9 \omega_e + k_{10}]) \quad (52)$$

$$\dot{T}_{ind} = k_{11}.k_4 (b_1 \dot{m}_a + b_2) \quad (53)$$

$$b_1 = 3m_a^2 [k_5 \omega_e + k_6] + 2m_a [k_7 \omega_e + k_8] + [k_9 \omega_e + k_{10}] \quad (54)$$

$$b_2 = m_a^3 [k_5 \dot{\omega}_e] + m_a^2 [k_7 \dot{\omega}_e] + m_a [k_9 \dot{\omega}_e] \quad (55)$$

با جایگذاری رابطه (۵۳) در رابطه (۵۱) و نیز استفاده از روابط (۱۴) و (۱۵) می‌توان نوشت:

$$\ddot{e}_l = x_4 + x_5.TC \quad (56)$$

$$x_4 = x_3 + x_2 k_{11} k_4 b_2 - x_2 k_{11} k_4 b_1 \dot{m}_{ao} \quad (57)$$

$$x_5 = x_2 k_{11} k_4 b_1 k_1.PRI \quad (58)$$

حال سطح لغزشی و مشتق آن به شکل زیر تعریف می‌گردد:

$$s_l = \dot{e}_l + \alpha e_l \quad (59)$$

$$\dot{s}_l = \ddot{e}_l + \alpha \dot{e}_l = x_4 + x_5.TC + \alpha (x_1 + x_2.T_{ind}) = x_6 + x_5.TC \quad (60)$$

$$x_6 = x_4 + \alpha (x_1 + x_2.T_{ind}) \quad (61)$$

با در نظر گرفتن TC به عنوان ورودی کنترلی، با توجه به الگوریتم فراپیشی، کنترل‌کننده به شکل معادلات (۶۲) تا (۶۴)

$$e_l = 1 - \frac{V_{xf}}{R.\omega_f} - \lambda_d = 0 \quad (42)$$

$$\dot{e}_l = \dot{\lambda}_f - \dot{\lambda}_d = -\frac{\dot{V}_{xf}}{R.\omega_f} + \frac{\dot{\omega}_f V_{xf}}{R.\omega_f^2} - \dot{\lambda}_d = 0 \quad (43)$$

که در آن V_{xf} ، سرعت چرخ جلو در راستای x مختصات تایلر می‌باشد.

$$V_{xf} = V_x \cos \delta + (V_y + l_f r) \sin \delta \quad (44)$$

با توجه به کوچک بودن زاویه چرخ، δ ، می‌توان نوشت:

$$V_{xf} \cong V_x \quad (45)$$

$$\dot{V}_{xf} \cong \dot{V}_x \quad (46)$$

با جایگذاری \dot{V}_x و $\dot{\omega}_f$ به ترتیب از روابط (۱) و (۲۵) در رابطه (۴۳)، رابطه (۴۷) حاصل می‌گردد.

$$\dot{e}_l = x_1 + x_2.T_{ind} \quad (47)$$

که در آن:

$$x_1 = \frac{-1}{mR\omega_f} (2F_{rx} + 2F_{fx} \cos \delta - 2F_{fy} \sin \delta - F_{loss} + mV_y r) + \frac{V_{xf}}{R\omega_f^2 \left(J_{eff}.N + \frac{1}{N} \right)} \left(-T_{loss} - \frac{R}{N} F_{fx} \right) \quad (48)$$

$$x_2 = \frac{V_{xf}}{R\omega_f^2 \left(J_{eff}.N + \frac{1}{N} \right)} \quad (49)$$

می‌باشد.

هدف کنترل کردن ضریب لغزش طولی خودرو با طراحی کنترل‌کننده برای دبی هوای ورودی چندراه ورودی موتور توسط

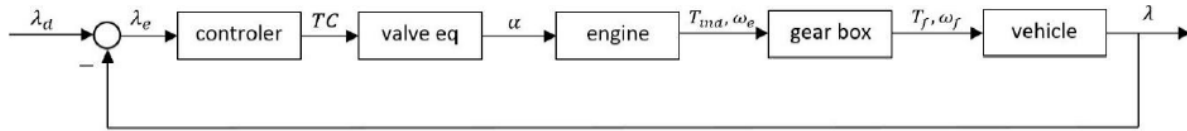


Fig. 6. Block diagram of longitudinal control system

شکل ۶: دیاگرام بلوکی سیستم کنترل طولی

$$I_z \dot{r} = \left[(F_{yfl} - F_{yfr}) \sin \delta + (F_{xfr} - F_{xfl}) \cos \delta \right] l_s + (F_{xrr} - F_{xrl}) l_s - (F_{yrl} + F_{yrr}) l_r + \left[(F_{xfr} + F_{xfl}) \sin \delta + (F_{yfr} + F_{yfl}) \cos \delta \right] l_f + M_z \quad (65)$$

هدف کنترل جانبی صفر کردن خطای سرعت چرخشی خودرو، r_e ، که معادل اختلاف سرعت چرخشی واقعی، r ، و سرعت چرخشی مطلوب، r_d ، می‌باشد. بدین منظور برای مشخص کردن سرعت چرخشی مطلوب از رابطه (۶۶) بهره گرفته می‌شود [۳۲].

$$r_d = \frac{V_x}{(l_f + l_r) + k_{us} V_x^2} \delta \quad (66)$$

در رابطه (۶۶)، k_{us} نشان‌دهنده شاخص پایداری است که طبق مشخصات هندسی خودرو از رابطه (۶۷) محاسبه می‌گردد.

$$k_{us} = \frac{m(l_f C_f - l_r C_r)}{(l_f + l_r) C_f C_r} \quad (67)$$

برای طراحی کنترل‌کننده از روش مد لغزشی فرایپچشی مرتبه دوم استفاده می‌گردد و به همین دلیل و برای جلوگیری از پدیده چترینگ، مشتق گشتاور چرخشی حول محور عمود وارد بر سیستم، \dot{M}_z ، به عنوان ورودی کنترلی مجازی سیستم در نظر گرفته می‌شود که پس از محاسبه آن گشتاور چرخشی با انتگرال‌گیری از این ورودی مجازی به دست می‌آید. طبق هدف کنترلی خطای سرعت چرخشی به شکل معادله (۶۸) تعریف می‌گردد.

$$e_a = r - r_d \quad (68)$$

با مشتق‌گیری از رابطه (۶۸) می‌توان نوشت:

$$\dot{e}_a = \dot{r} - \dot{r}_d = \rho - h_a M_z \quad (69)$$

خواهد بود. در صورت کران‌دار بودن ضرایب x_5 و x_6 می‌توان ضرایب کنترل‌کننده، η_l و ω_l را به گونه‌ای تنظیم کرد که کنترل‌کننده u متغیر لغزشی s_l و مشتق مرتبه اول آن را در زمان محدود و با یک سیگنال کنترلی پیوسته به صفر میل دهد. با توجه به تعریف متغیر لغزشی، صفر شدن آن بدین معناست که خطای ضریب لغزش طولی صفر شده و مقدار مطلوب را دنبال خواهد کرد.

$$TC = \frac{u}{x_5} \quad (62)$$

$$u = -\eta_l \sqrt{|s_l|} \text{sign}(s_l) + u_l \quad (63)$$

$$\dot{u}_l = -\omega_l \text{sign}(s_l) \quad (64)$$

شکل ۶، نشان‌دهنده دیاگرام بلوکی سیستم خودرو به همراه کنترل‌کننده ضریب لغزش می‌باشد. طبق شکل، کنترل‌کننده با دریافت سیگنال خطای ضریب لغزش طولی، سیگنال کنترلی مناسب را جهت صفر کردن خطا به دریچه هوا اعمال می‌کند و زاویه‌ی مناسب دریچه به سیستم واقعی اعمال می‌گردد.

۳-۳- طراحی کنترل‌کننده جانبی

در بحث کنترل جانبی خودرو از عملگرهای مختلفی برای برآورده کردن پایداری جانبی می‌توان استفاده کرد. از مهم‌ترین این روش‌ها می‌توان به کنترل خودرو به وسیله اعمال گشتاور حول محور عمود بر صفحه حرکت خودرو و اصلاح زاویه‌ی فرمان توسط کنترل‌کننده اشاره کرد. در استفاده از گشتاور کنترلی، یک ورودی کنترلی گشتاوری، M_z ، در معادله تعادل گشتاوری خودرو، رابطه (۳)، حول محور عمود بر صفحه حرکت وارد می‌گردد. این گشتاور را که به عنوان گشتاور شاسی شناخته می‌شود می‌توان از طریق نیروهای وارد بر چرخ‌ها تامین کرد.

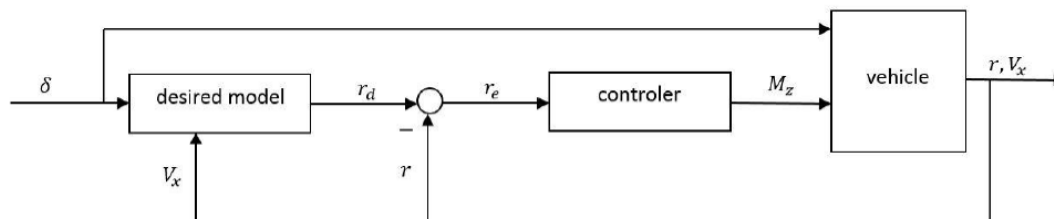


Fig. 7. Block diagram of lateral control system

شکل ۷: دیاگرام بلوکی سیستم کنترل جانبی

$$\dot{u}_a = -\omega_a \text{sign}(s_a) \quad (77)$$

در رابطه (۷۴) در صورت کران دار بودن متغیر $\bar{\rho}$ می توان ضرایب کنترل کننده یعنی ω_a و η_a را به گونه ای تنظیم کرد که کنترل کننده u متغیر لغزشی s_a و مشتق مرتبه اول آن را در زمان محدود و با یک سیگنال پیوسته به صفر میل دهد که این خود به مفهوم دنبال کردن سرعت چرخشی مطلوب توسط خروجی سیستم می باشد. شکل ۷ نشان دهنده دیاگرام بلوکی سیستم خودرو به همراه کنترلر سرعت چرخشی حول محور عمود بر صفحه حرکت می باشد.

۳-۴- کنترل طولی و جانبی خودرو به صورت همزمان

پس از بررسی و طراحی سیستم های کنترل طولی و جانبی به صورت مجزا، نیاز است تا نحوه کار همزمان این دو سیستم به صورت ترکیبی مورد بررسی قرار گیرد. سیستم پس از اعمال ضریب لغزش طولی مطلوب بر کنترل کننده توسط راننده، شروع به حرکت می کند و با تنظیم دریچه هوا، قدرت مورد نیاز سیستم را جهت ایجاد ضریب لغزش مطلوب تامین می نماید. سیستم کنترل جانبی تا زمانی که خطای سرعت چرخشی خودرو صفر باشد یا به عبارتی زاویه فرمان وارد نشده باشد، وارد عمل نخواهد شد. با اعمال زاویه فرمان، خودرو شروع به حرکت زاویه ای خواهد کرد و سرعت های جانبی و زاویه ای آن افزایش می یابند و همچنین اندازه سرعت چرخشی مطلوب نیز تغییر خواهد کرد. در این حالت متغیر لغزش جانبی دیگر صفر نخواهد بود و سیستم کنترل جانبی وارد عمل شده و سیگنال گشتاور ورودی سیستم را تنظیم می کند. کنترل کننده طولی در هنگام عملکرد کنترل کننده جانبی به کار خود در جهت تنظیم ضریب لغزش طولی

که در این رابطه:

$$\rho = \frac{1}{I_z} \left[\left[(F_{yfl} - F_{yfr}) \sin \delta + (F_{xfr} - F_{xfl}) \cos \delta \right] l_s + (F_{xrr} - F_{xrl}) l_s - (F_{yrl} + F_{yrr}) l_r + \left[(F_{xfr} + F_{xfl}) \sin \delta + (F_{yfr} + F_{yfl}) \sin \delta \right] l_f \right] - \dot{r}_d \quad (70)$$

$$h_a = -\frac{1}{I_z} \quad (71)$$

می باشد.

از رابطه (۶۹) دوباره مشتق گرفته می شود.

$$\ddot{e}_a = \dot{\rho} - h_a \dot{M}_z = 0 \quad (72)$$

حال سطح لغزشی و مشتق آن به شکل زیر تعریف می گردد:

$$s_a = \dot{e}_a + \alpha e_a = 0 \quad (73)$$

$$\dot{s}_a = \ddot{e}_a + \alpha \dot{e}_a = \left[\dot{\rho} + \alpha (\rho - h_a M_z) \right] - h_a \dot{M}_z = \bar{\rho} - h_a \dot{M}_z \quad (74)$$

طبق الگوریتم فرایچهی توصیفی در بخش ۳-۱، کنترل کننده بر روی \dot{M}_z طبق روابط زیر تعریف می گردد.

$$\dot{M}_z = \frac{u}{h_a} \quad (75)$$

$$u = -\eta_a \sqrt{|s_a|} \text{sign}(s_a) + u_a \quad (76)$$

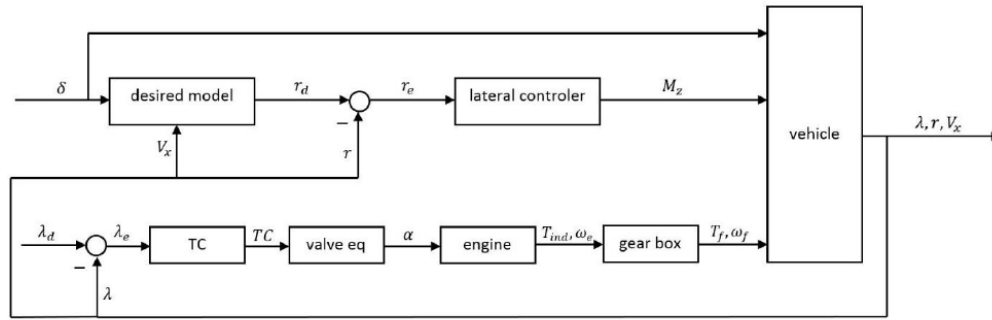


Fig. 8. Block diagram of mixed longitudinal-lateral control system

شکل ۸: دیاگرام بلوکی سیستم کنترل ترکیبی خودرو

جدول ۱: پارامترهای هندسی خودرو [۳۳]

Table. 1. Geometric parameters of vehicle [33]

واحد	مقدار	پارامتر
kg.m^2	۱/۰۷	J
m/s^2	۹/۸۱	g
m	۰/۳۲	R
kg	۱۳۶۶	m
m	۰/۷۵	l_s
m	۱	l_r
m	۱/۵	l_f
	۰/۴	C_{air}
kg.m^2	۹۶۷/۵۸	I_z
	۴۰۰۰۰	C_a
	۳۰۰۰۰	C_l
	۰/۰۱۳	f_{roll}
	۲	N

کنار سیستم حلقه باز شبیه‌سازی شده مورد بررسی قرار گرفته و در نهایت نحوه عملکرد سیستم کنترل ترکیبی در شرایط مختلف مورد آزمایش قرار می‌گیرد. پارامترهای فیزیکی خودرو شبیه‌سازی شده طبق جدول ۱ در نظر گرفته شده و پارامترهای موتور از مرجع [۲۸] اقتباس گردیده است.

۱-۴- شبیه‌سازی کنترل کننده طولی

روش کار سیستم کنترل طولی خودرو بدین گونه است که ابتدا ضریب لغزش طولی مورد نظر توسط راننده به سیستم اعمال می‌گردد. این سیگنال با سیگنال ضریب لغزش طولی واقعی خودرو

ادامه می‌دهد. دیاگرام بلوکی عملکرد همزمان کنترل کننده طولی و کنترل کننده جانبی در شکل ۸، قابل مشاهده است.

۴- شبیه‌سازی سیستم کنترلی

در این بخش سیستم‌های کنترلی طراحی شده در بخش ۳ برای یک سیستم خودرو شبیه‌سازی شده و نتایج حاصل مورد بحث و بررسی قرار می‌گیرد. ابتدا پاسخ کنترل کننده طولی خودرو در شرایط حضور جملات عدم قطعیت شبیه‌سازی شده و با نتایج حاصل از سیستم حلقه باز مورد مقایسه قرار می‌گیرد. در ادامه نحوه عملکرد کنترل کننده جانبی خودرو با در نظر گرفتن مانورهای حرکتی در

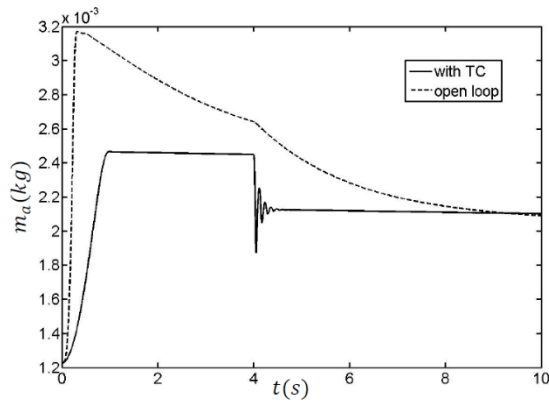


Fig. 9. Air mass in manifold

شکل ۹: نمودار جرم هوای داخل منیفلد

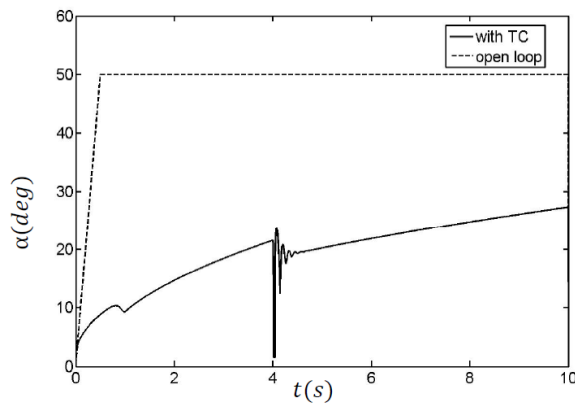


Fig. 10. Engine throttle angle

شکل ۱۰: نمودار زاویه دریچه ورودی هوای منیفلد

اثر تغییر شرایط جاده از 0.7 به 0.5 ، سیستم کنترلی با کاهش هوای داخل منیفلد ورودی موتور، قدرت تولیدی و انتقالی به چرخ‌ها را کاهش می‌دهد تا خطای ضریب لغزش طولی به وجود آمده را از بین ببرد، که این امر در شکل ۱۰ قابل مشاهده است. در لحظه کاهش ضریب اصطکاک جاده سیستم کنترلی با کاهش زاویه دریچه هوای ورودی موتور قدرت تولیدی را تنظیم می‌کند.

شکل ۱۱ نمودار ضریب لغزش طولی چرخ‌ها در حالت حلقه باز و حلقه بسته را نشان می‌دهد. ضریب لغزش طولی در حالت حلقه باز با اعمال زاویه پدال $\alpha = 50^\circ$ از طرف راننده، از ابتدا در اثر لغزش چرخ‌های خودرو تا میزان 0.8 افزایش می‌یابد. این در حالی است که سیستم در حالت حلقه بسته ضریب لغزش را در حد مطلوب حفظ می‌کند و در ادامه نیز با کاهش ضریب اصطکاک، سیستم همچنان ضریب لغزش مطلوب را دنبال می‌کند.

مقایسه می‌شود و کنترل‌کننده با توجه به سیگنال خطای بدست آمده، ورودی کنترلی را که همان زاویه دریچه هوا می‌باشد، تنظیم می‌کند.

در این شبیه‌سازی ابتدا خودرو ساکن در نظر گرفته شده است. با گذشت زمان ضریب لغزش طولی خودرو به مقدار مطلوب میل می‌کند که این امر توسط کنترل‌کننده انجام می‌پذیرد. برای شبیه‌سازی مثال اول ورودی سیستم $\lambda_H = 0.1$ در نظر گرفته شده است. ضریب اصطکاک ایستایی جاده در ابتدا $\mu = 0.7$ در نظر گرفته شده است که در ادامه با فرض تغییر شرایط جاده در ثانیه ۴ از حرکت به $\mu = 0.5$ کاهش می‌یابد.

شکل‌های ۹ و ۱۰ به ترتیب نشان‌گر رفتار جرم هوای داخل منیفلد و زاویه دریچه هوای منیفلد با گذشت زمان می‌باشد. با توجه به شکل ۹ مشخص است که در ثانیه ۴ به دلیل کاهش ضریب اصطکاک در

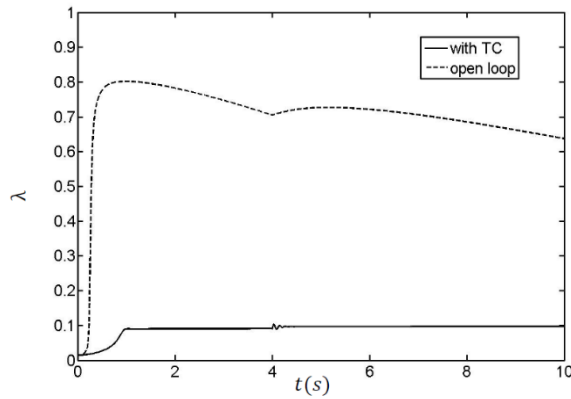


Fig. 11. Tyre's longitudinal slip ratio

شکل ۱۱: نمودار ضریب لغزش چرخ ها

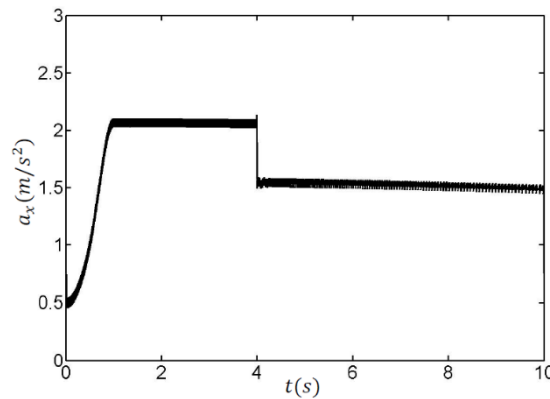


Fig. 12. Longitudinal acceleration of vehicle

شکل ۱۲: نمودار شتاب افقی خودرو

می کند تا خطای سرعت چرخشی صفر گردد.

در این مقاله برای شبیه سازی سیستم کنترل جانبی، خودرو بدون موتور در نظر گرفته شده است و فرض می گردد که مستقیماً با اعمال گشتاور ورودی ثابت $T_{fl} = T_{fr} = 200 \text{ N.m}$ به چرخ های جلو شروع به حرکت می کند. در این مثال یک مانور تغییر مسیر حرکت برای خودرو در نظر گرفته شده است. این مانور بر دو سیستم یکی با کنترل کننده جانبی و دیگری بدون کنترل کننده اعمال می شود و نمودارهای سرعت چرخشی مطلوب و مسیر حرکت در هر حالت با حالت مطلوب مقایسه می گردد.

شکل ۱۳ شامل دو نمودار الف و ب است که به ترتیب نشانگر مقایسه سرعت چرخشی سیستم کنترل شده و سیستم حلقه باز با حالت مطلوب می باشد. همچنین شکل ۱۴ این مقایسه را برای مسیر حرکت نشان می دهد. مشاهده می گردد که کنترل کننده قادر می باشد

شکل ۱۲ نشانگر نمودار شتاب افقی خودرو است که طبق انتظار در لحظه کاهش ضریب اصطکاک دچار افت شده و باعث حفظ ضریب لغزش طولی خودرو می گردد.

۲-۴- شبیه سازی کنترل کننده جانبی

در رابطه با پایداری جانبی خودرو باید در نظر داشت که آهنگ تغییر زاویه مطلوب خودرو تنها در صورتی مخالف صفر است که اولاً خودرو در حال حرکت باشد، یعنی سرعت افقی خودرو، V_x ، مخالف صفر باشد، ثانیاً از طرف راننده زاویه فرمان مورد نظر به خودرو اعمال شده باشد. در این حالت سرعت های جانبی، V_y ، و زاویه ای خودرو، θ ، نیز مخالف صفر می شوند و در نهایت با تغییر اندازه متغیر لغزش جانبی، S_a ، سیستم کنترل جانبی وارد عمل می شود و با اعمال گشتاور اصلاحی، M_z ، سرعت چرخشی خودرو را به گونه ای اصلاح

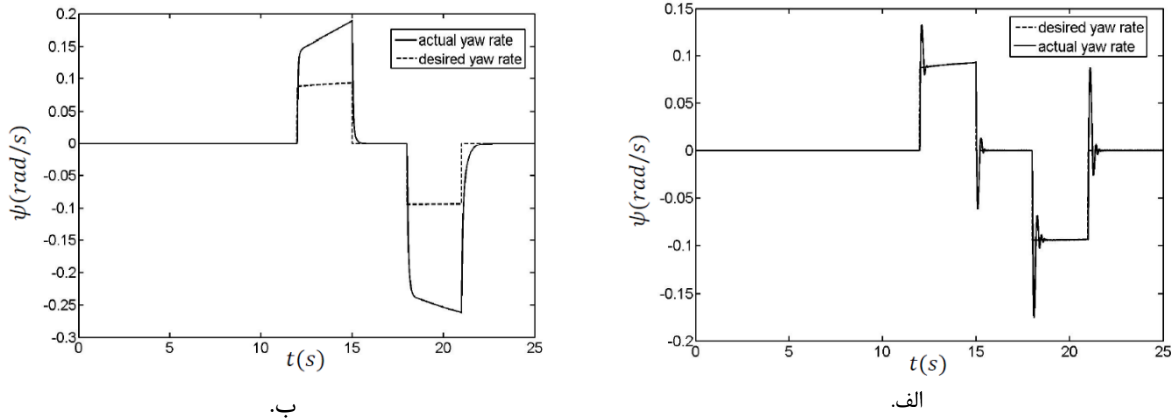


Fig. 13. Comparison of vehicle actual yaw rate (A. controlled with lateral controller, B. open loop) with desired yaw rate

شکل ۱۳: نمودار مقایسه سرعت چرخشی واقعی (الف. کنترل شده با کنترل کننده جانبی ب. حلقه باز) و سرعت چرخشی مطلوب خودرو

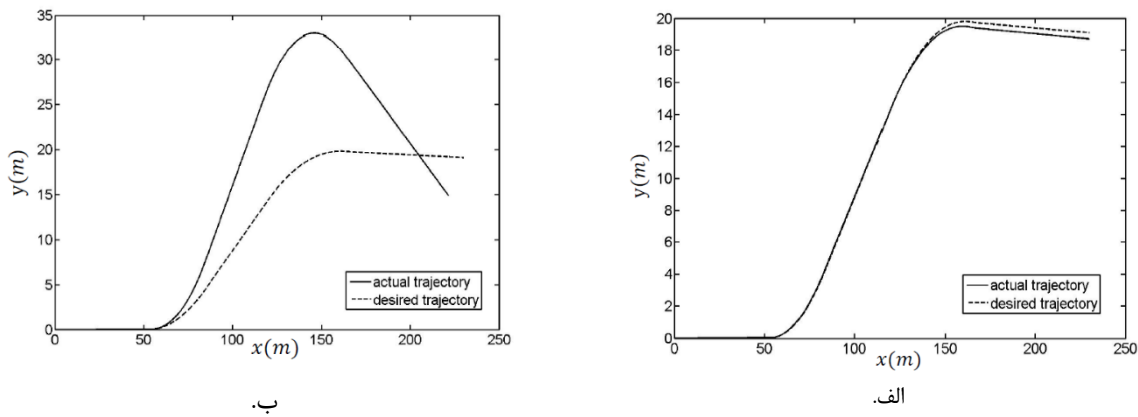


Fig. 14. Comparison of vehicle actual path (A. controlled with lateral controller, B. open loop) with desired path

شکل ۱۴: نمودار مقایسه مسیر حرکت واقعی (الف. کنترل شده با کنترل کننده جانبی ب. حلقه باز) و مسیر حرکت مطلوب خودرو

ورودی‌های سیستم که عبارتند از زاویه‌ی دریچه هوای موتور و زاویه فرمان، به صورت مستقیم توسط راننده اعمال می‌گردد. مثال حرکتی مورد نظر با حرکت طولی سیستم در جهت محور X دستگاه مختصات متصل به خودرو آغاز می‌گردد و در ادامه با اعمال زاویه فرمان، خودرو شروع به حرکت جانبی می‌نماید. مقدار مطلوب لغزش طولی 0.1 $\lambda_h =$ برای حالات اول و دوم در نظر گرفته شده است.

شکل ۱۷ در دو نمودار الف و ب به ترتیب نشانگر نمودار مقایسه‌ای سرعت چرخشی خودرو در حالت کنترل شده و حلقه باز با حالت مطلوب می‌باشد. همچنین در شکل ۱۸ مقایسه مسیر حرکت خودرو در دو حالت کنترل شده و حلقه باز با مسیر مطلوب خودرو، در حالت حرکت ایده‌ال، بدون سرخوردن و انحراف از مسیر ناشی از لغزش ناپایدار، قابل مشاهده است. با مقایسه نمودارهای الف با ب در هر دو

نقص سیستم حلقه باز در دنبال کردن مسیر و ورودی مطلوب را جبران نماید.

در شکل ۱۵ گشتاور ورودی، M_z ، لازم جهت انجام مانور مورد نظر رسم گردیده است. طبق شکل به دلیل افزایش سرعت افقی و جانبی با گذشت زمان، گشتاور مورد نیاز برای حفظ مسیر حرکت واقعی در مسیر مطلوب، افزایش می‌یابد. این امر در میزان فراجهدش و زمان نشست پاسخ سیستم نیز تاثیرگذار است. در شکل ۱۶ نمودار مقایسه ای سرعت جانبی خودرو در دو حالت دارای کنترل کننده و حلقه باز نشان داده شده است.

۴-۳- شبیه‌سازی کنترل کننده ترکیبی

برای شبیه‌سازی کنترل کننده ترکیبی در سیستم حلقه باز،

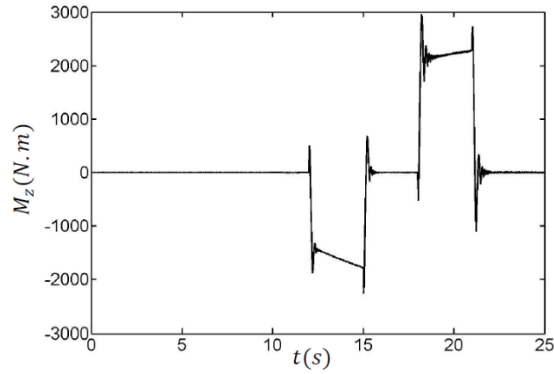


Fig. 15. Yaw moment generated by lateral controller

شکل ۱۵: نمودار تغییرات گشتاور کنترلی حاصل از کنترل کننده جانبی

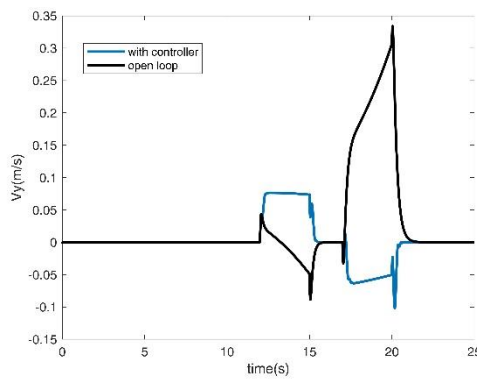
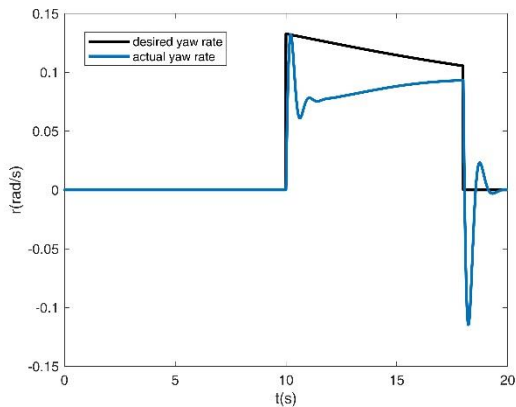
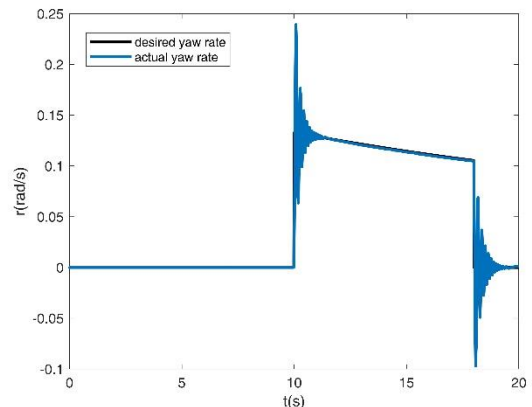


Fig. 16. Comparison of vehicle side velocity v_y controlled with lateral controller vs. open loop system

شکل ۱۶: نمودار تغییرات سرعت جانبی در حالت دارای کنترل کننده جانبی و حلقه باز



ب.



الف.

Fig. 17. Comparison of vehicle actual yaw rate (A. controlled with mixed controller, B. open loop) with desired yaw rate

شکل ۱۷: نمودار مقایسه سرعت چرخشی واقعی (الف. کنترل شده با کنترل کننده ترکیبی ب. حلقه باز) و سرعت چرخشی مطلوب خودرو

شکل ۱۹ تغییرات M_z مورد نیاز کنترل کننده جانبی را نمایش می‌دهد. طبق انتظار سیستم کنترل جانبی تا قبل از اعمال زاویه

شکل ۱۷ و ۱۸ مشاهده می‌گردد که کنترل کننده ترکیبی توانسته است نقص سیستم حلقه باز را اصلاح نماید.

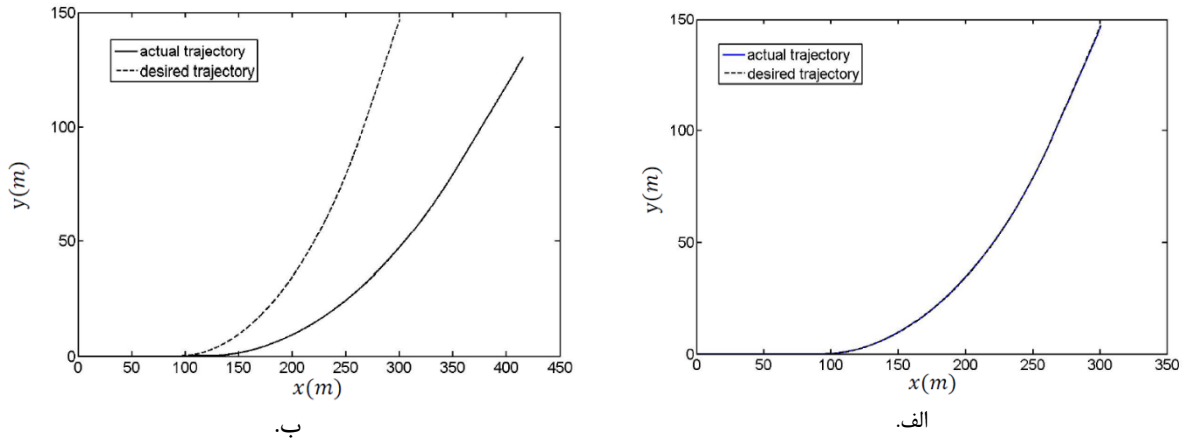


Fig. 18. Comparison of vehicle actual path (A. controlled with mixed controller, B. open loop) with desired path

شکل ۱۸: نمودار مقایسه مسیر حرکت واقعی (الف. کنترل شده با کنترل کننده ترکیبی ب. حلقه باز) و مسیر حرکت مطلوب خودرو

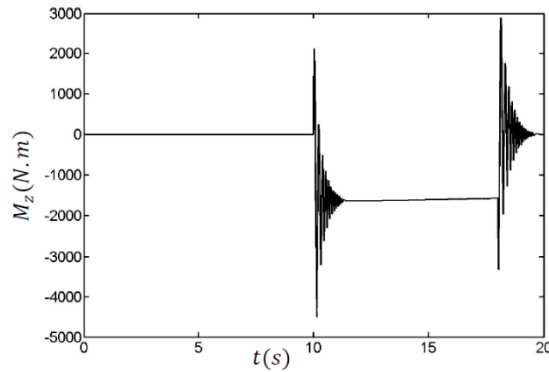


Fig. 19. Yaw moment generated by lateral controller in mixed controller

شکل ۱۹: نمودار تغییرات گشتاور کنترلی حاصل از کنترل کننده ترکیبی

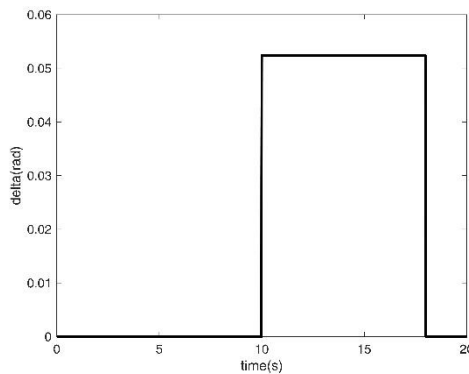


Fig. 20. Front wheels steer angle vs. time

شکل ۲۰: نمودار تغییرات زاویه چرخ اعمالی توسط زاویه فرمان در کنترل کننده ترکیبی

فرمان است، در شکل ۲۰ نشان داده شده است. نمودارهای مقایسه‌ای ضرب لغزش طولی و زاویه‌ی دریچه هوای موتور استفاده شده در کنترل کننده طولی در دو حالت با کنترل کننده و حلقه باز به ترتیب

فرمان توسط راننده، غیرفعال می‌باشد و از لحظه اعمال زاویه چرخ سیستم کنترل جانبی شروع به کار کرده و گشتاور لازم را تولید می‌کند، تغییرات زاویه چرخ اعمالی به خودرو نیز که متناسب با زاویه

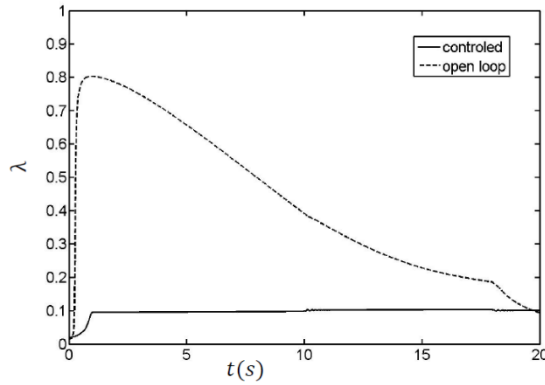


Fig. 21. Comparison of longitudinal slip ratio controlled by mixed controller vs. open loop system

شکل ۲۱: نمودار مقایسه ضریب لغزش طولی خودرو با کنترل کننده ترکیبی و سیستم حلقه باز

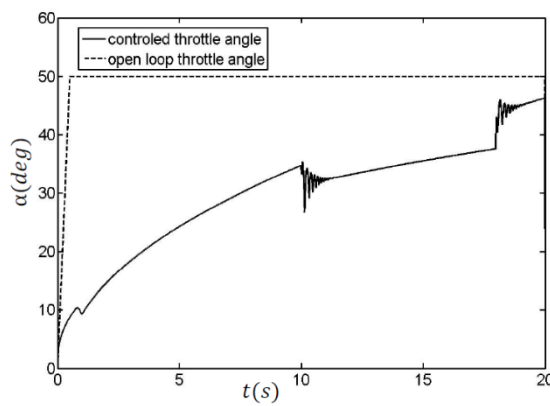


Fig. 22. Comparison of engine throttle angle controlled by mixed controller vs. open loop system

شکل ۲۲: نمودار مقایسه زاویه دریچه هوای موتور خودرو با کنترل کننده ترکیبی و سیستم حلقه باز

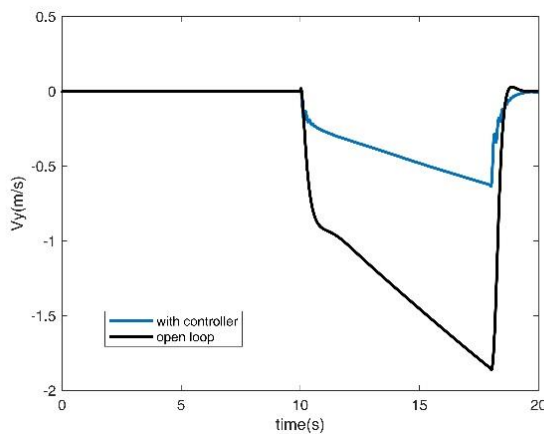


Fig. 23. Comparison of vehicle side velocity v_y controlled by mixed controller vs. open loop system

شکل ۲۳: نمودار مقایسه سرعت جانبی خودرو با کنترل کننده ترکیبی و سیستم حلقه باز

و کاهش قدرت تولیدی موتور اقدام به تنظیم ضریب لغزش طولی خودرو می‌نماید. در شکل ۲۳ نمودار مقایسه‌ای سرعت جانبی خودرو در دو حالت دارای کنترل کننده و حلقه باز نشان داده شده است.

در شکل‌های ۲۱ و ۲۲ نمایش داده شده است. مشاهده می‌شود که در ثانیه ۱۰ به دلیل افزایش ضریب لغزش طولی خودرو در لحظه تغییر زاویه فرمان، کنترل کننده طولی با کاهش زاویه هوای ورودی موتور

۵- نتیجه گیری

در این مقاله طراحی کنترل کننده نهایی طی سه مرحله برای سیستم صورت گرفت. سیستم‌های کنترل کننده طولی و جانبی ابتدا به صورت جداگانه طراحی شدند و در ادامه سیستم کنترلی ترکیبی با توجه به سیستم‌های کنترلی طولی و جانبی ارائه شد.

در طراحی کنترل کننده طولی با در نظر گرفتن مدل موتور، زاویه دریچه هوای ورودی موتور به طور مستقیم به جای گشتاور وارد بر چرخ‌ها مورد استفاده قرار گرفت که این امر باعث ساده شدن محاسبات کنترلی برای تعیین دریچه گاز و نزدیک شدن مدل شبیه سازی شده به حالت عملی گردید. از طرف دیگر به دلیل استفاده از الگوریتم کنترلی مرتبه دوم فرایپجشی، سیگنال کنترلی تولید شده بدون چترینگ و کاملاً هموار تولید شد که در کاربردهای عملی برای افزایش دقت و عمر قطعات عملگر امری حیاتی است.

کنترل کننده جانبی مستقل از کنترل کننده طولی طراحی شده ولی اثر تغییرات V_x به عنوان عدم قطعیت در کنترل کننده جانبی لحاظ گردیده است. در این مورد کنترل کننده با توجه به تغییرات سرعت طولی همچنان در هنگام مانور سیگنال ورودی مناسب را جهت دنبال کردن ورودی مطلوب به سیستم اعمال کرد. این سیستم کنترلی نیز مانند سیستم کنترلی طولی خودرو با توجه به استفاده از الگوریتم مرتبه دوم فرایپجشی و در نظر گرفتن مشتق ورودی گشتاور شاسی به عنوان سیگنال کنترلی، سیگنالی هموار و پیوسته را به سیستم اعمال نمود.

در نهایت با سوار کردن هر دو سیستم کنترلی بر مجموعه و اعمال ورودی‌های مطلوب به سیستم توسط راننده، حرکت خودرو، حرکت حالت مطلوب را با حفظ پایداری طولی و جانبی دنبال کرد. در واقع ضریب لغزش طولی و مسیر حرکت واقعی خودرو منطبق بر شرایط مطلوب حفظ شد.

با توجه به نتایج بدست آمده موارد زیر پیشنهاد می‌گردد:

• با توجه به استفاده از مدل جعبه دنده ساده، در آینده می‌توان با استفاده از مدل جعبه دنده اتوماتیک برای شبیه سازی سیستم انتقال قدرت استفاده کرد که با در نظر گرفتن این مساله می‌توان سیگنال کنترلی را از نظر مصرف سوخت بهینه سازی نمود.

• در مدل سازی موتور خودرو علاوه بر متغیرهای حالت جرم هوای ورودی موتور و سرعت دورانی شفت خروجی موتور، می‌توان جرم

سوخت مورد استفاده موتور را نیز وارد شبیه سازی کرد و برای پاسخ بهینه به عنوان ورودی کنترلی برای سیستم در نظر گرفت.
• برای ایجاد گشتاور کنترلی کنترل کننده جانبی می‌توان از مدل دیفرانسیل فعال یا اکتیو استفاده کرد که با اعمال گشتاور موافق و مخالف به چرخ‌ها باعث تولید این گشتاور می‌گردد.

علائم انگلیسی

ضریب مقاومت هوا	C_{air}
ضرایب طولی و جانبی کشسانی لاستیک	$C_p C_a$
نیروی مقاومت هوا	F_{air}
مجموع نیروهای اتلافی حرکت طولی	F_{loss}
نیروی مقاومت غلتشی	F_{roll}
نیروهای وارد بر چرخ‌ها در جهت‌های مختلف	F_{ijk}
ضریب مقاومت غلتشی	f_{roll}
شتاب گرانش زمین	G
ممان اینرسی خودرو حول محور Z	I_z
ممان اینرسی چرخ‌ها حول محور دوران	J
ممان اینرسی موثر بر شفت خروجی موتور	J_{eff}
ضرایب شبیه سازی موتور $i=1,2, \dots, 15$	k_i
فاصله محور جلو تا مرکز جرم خودرو	l_f
فاصله محور عقب تا مرکز جرم خودرو	l_r
نصف عرض خودرو	l_s
جرم خودرو	M
جرم هوای داخل منیفلد هوا	m_a
گشتاور ورودی کنترل کننده جانبی	M_z
ضریب تبدیل جعبه دنده	N
تابع رفتار جریان هوا در شیر ورودی	PRI
شعاع چرخ‌ها	R
سرعت چرخشی مطلوب خودرو	r_d
خطای سرعت دورانی خودرو	r_e
تابع لغزشی کنترل کننده	S
تابع عملکرد شیر ورودی	TC
گشتاورهای ورودی چرخ‌ها	T
گشتاور تولیدی موتور	T_{ind}
گشتاور باراعمال شده بر موتور	T_L

- Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 219(5) (2005) 645-653.
- [6] M. Amodeo, A. Ferrara, R. Terzaghi, C. Vecchio, Wheel slip control via second-order sliding-mode generation, IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 11(1) (2010) 122-131.
- [7] S. Kuntanapreeda, Super-twisting sliding-mode traction control of vehicles with tractive force observer, Control Engineering Practice, 38 (2015) 26-36.
- [8] M. Canale, L. Fagiano, M. Milanese, P. Borodani, Robust vehicle yaw control using an active differential and IMC techniques, Control Engineering Practice, 15(8) (2007) 923-941.
- [9] D.-C. Liaw, W.-C. Chung, A feedback linearization design for the control of vehicle's lateral dynamics, Nonlinear Dynamics, 52(4) (2008) 313-329.
- [10] A. Elmarakbi, C. Rengaraj, A. Wheatley, M. Elkady, New integrated chassis control systems for vehicle handling performance enhancement, International Journal of Dynamics and Control, 1(4) (2013) 360-384.
- [11] R. Tchamna, I. Youn, Yaw rate and side-slip control considering vehicle longitudinal dynamics, International Journal of Automotive Technology, 14(1) (2013) 53-60.
- [12] X.J. Jin, G. Yin, N. Chen, Gain-scheduled robust control for lateral stability of four-wheel-independent-drive electric vehicles via linear parameter-varying technique, Mechatronics, 30 (2015) 286-296.
- [13] M. Emırler, K. Kahraman, M. Şentürk, O. Acar, B.A. Güvenç, L. Güvenç, B. Efendioğlu, Lateral stability control of fully electric vehicles, International Journal of Automotive Technology, 16(2) (2015) 317-328.
- [14] B. Li, H. Du, W. Li, Y. Zhang, Side-slip angle estimation based lateral dynamics control for omni-directional vehicles with optimal steering angle and traction/brake torque distribution, Mechatronics, 30 (2015) 348-362.
- [15] H. Kim, S. Lee, J.K. Hedrick, Active yaw control for handling performance improvement by using traction force, International Journal of Automotive Technology, 16(3) (2015) 457-464.
- [16] A.N. Asiabar, R. Kazemi, A direct yaw moment
- مجموع گشتاورهای اطلافی موتور T_{loss}
- گشتاور اتلافی غلتشی در موتور T_{roll}
- ورودی‌های کنترلی طولی و جانبی u_p, u_a
- سرعت‌های طولی و جانبی خودرو V_y, V_x
- ضرایب کنترلی طولی و جانبی w_p, w_a
- علائم یونانی**
- زاویه‌ی دریچه ورودی هوای موتور α
- زاویه لغزش چرخ‌ها α_{ij}
- زاویه‌های بردارهای سرعت چرخ‌ها نسبت به محور افقی β_{ij}
- ضرایب کنترلی طولی و جانبی η_p, η_a
- بازده حجمی موتور η_{vol}
- ضرایب لغزش طولی چرخ‌ها λ_{ij}
- ضریب لغزش طولی مطلوب چرخ‌ها λ_d
- خطای ضریب لغزش طولی λ_e
- ضریب اصطکاک ایستایی لاستیک و جاده μ
- سرعت دورانی شفت خروجی موتور ω_e
- سرعت‌های دورانی چرخ‌ها ω_{ij}
- مراجع**
- [1] S. Drakunov, U. Ozguner, P. Dix, B. Ashrafi, ABS control using optimum search via sliding modes, IEEE Transactions on Control Systems Technology, 3(1) (1995) 79-85.
- [2] H. Lee, M. Tomizuka, Adaptive vehicle traction force control for intelligent vehicle highway systems (IVHSs), IEEE Transactions on Industrial Electronics, 50(1) (2003) 37-47.
- [3] A. Ferrara, P. Pisu, Minimum sensor second-order sliding mode longitudinal control of passenger vehicles, IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 5(1) (2004) 20-32.
- [4] M. Kabgani, R. Kazemi, A new strategy for traction control in turning via engine modeling, IEEE Transactions on Vehicular Technology, 50(6) (2001) 1540-1548.
- [5] S. Kang, M. Yoon, M. Sunwoo, Traction control using a throttle valve based on sliding mode control and load torque estimation, Proceedings of the Institution of

- the performance of automated vehicle steering controllers: Model development, validation and comparison, *Vehicle System Dynamics*, 24(2) (1995) 163-181.
- [24] R.N. Jazar, *Vehicle dynamics: theory and application*, Springer, 2017.
- [25] H. Dugoff, Tire performance characteristics affecting vehicle response to steering and braking control inputs. Final report, (1969).
- [26] R. Rajamani, *Vehicle dynamics and control*, Springer Science & Business Media, 2011.
- [27] H.B. Pacejka, E. Bakker, The magic formula tyre model, *Vehicle system dynamics*, 21(S1) (1992) 1-18.
- [28] D. Cho, J. Hedrick, A nonlinear controller design method for fuel-injected automotive engines, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 110(3) (1988) 313-320.
- [29] H.K. Khalil, J.W. Grizzle, *Nonlinear systems*, Prentice hall Upper Saddle River, NJ, 2002.
- [30] Y. Shtessel, C. Edwards, L. Fridman, A. Levant, *Sliding mode control and observation*, Springer, 2014.
- [31] W. Perruquetti, J.-P. Barbot, *Sliding mode control in engineering*, CRC press, 2002.
- [32] M. Aripin, Y. Md Sam, K.A. Danapalasingam, K. Peng, N. Hamzah, M. Ismail, A review of active yaw control system for vehicle handling and stability enhancement, *International journal of vehicular technology*, 2014 (2014).
- [33] A. Ferrara, C. Vecchio, Low vibration vehicle traction control to solve fastest acceleration/deceleration problems via second order sliding modes, in: 2007 American Control Conference, IEEE, 2007, pp. 5236-5241.
- 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*, (2019) 1464419318807700.
- [17] B. Li, H. Du, W. Li, Fault-tolerant control of electric vehicles with in-wheel motors using actuator-grouping sliding mode controllers, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 72 (2016) 462-485.
- [18] H. Zhao, W. Chen, J. Zhao, Y. Zhang, H. Chen, Modular Integrated Longitudinal, Lateral, and Vertical Vehicle Stability Control for Distributed Electric Vehicles, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 68(2) (2019) 1327-1338.
- [19] X. Ji, X. He, C. Lv, Y. Liu, J. Wu, A vehicle stability control strategy with adaptive neural network sliding mode theory based on system uncertainty approximation, *Vehicle System Dynamics*, 56(6) (2018) 923-946.
- [20] X. Ji, X. He, C. Lv, Y. Liu, J. Wu, Adaptive-neural-network-based robust lateral motion control for autonomous vehicle at driving limits, *Control Engineering Practice*, 76 (2018) 41-53.
- [21] M. Metzler, D. Tavernini, A. Sorniotti, P. Gruber, Explicit non-linear model predictive control for vehicle stability control, in: 9th International Munich Chassis Symposium 2018, Springer, 2019, pp. 733-752.
- [22] H. Alipour, M. Sabahi, M.B.B. Sharifian, Lateral stabilization of a four wheel independent drive electric vehicle on slippery roads, *Mechatronics*, 30 (2015) 275-285.
- [23] D.E. Smith, J.M. Starkey, Effects of model complexity on

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

S. Namdari, S. Rezapour Khaneghah, M. A. Hamed, *Control of Vehicle's Mixed Longitudinal and Lateral Stability with Engine Dynamics Using Super Twisting Control Algorithm*, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 53(2) (2021) 959-978.

DOI: [10.22060/mej.2020.16337.6345](https://doi.org/10.22060/mej.2020.16337.6345)

