Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 53(6) (2021) 841-844
DOI: 10.22060/mej.2020.18448.6817

Combination of active braking and semi-active suspension systems to improve the roll and yaw vehicle stability

A. Soltani[1*] , Sh. Azadi[2]

1Department of Industrial, Mechanical and Aerospace Engineering, Buein Zahra Technical University, Buein Zahra, Iran.
2Department of Mechanical Engineering, K.N. Toosi University, Tehran, Iran.

ABSTRACT: This paper presents a combined use of active chassis systems to enhance vehicle roll and yaw stability using semi-active suspension and active braking systems. The designed active braking system based on sliding mode control reduces the probability of vehicle rollover by decreasing the longitudinal velocity and lateral acceleration. Also, a semi-active suspension is proposed through fuzzy control method to improve the vehicle roll stability, which attenuates the effect of lateral acceleration on roll angle and roll rate. The lateral load transfer ratio is selected as the rollover index based on roll angle and lateral and roll accelerations. A vehicle dynamics model is built in the ADAMS environment, which includes subsystems of steering, braking and front and rear suspension, tire model and body. Also, the nonlinear characteristics of tires, bushings, springs and dampers are considered in the model. So, it can accurately express the dynamics performance of the vehicle. The control algorithm is evaluated under step steer and lane change maneuvers utilizing MATLAB and ADAMS co-simulation. Simulation results show that the proposed system with combined controllers can effectively improve the vehicle yaw stability and the rollover prevention compared with the only active braking and semi-active suspension systems.

Review History:

Received: May. 16, 2020
Revised: Oct. 27, 2020
Accepted: Oct. 27, 2020
Available Online: Dec. 13, 2020

Keywords:

Vehicle chassis control
Roll stability
Yaw stability
Co-simulation of software
ADAMS and MATLAB

1. Introduction

Recently, vehicle safety is one of the most important topics for sale market in the automotive technology. Vehicle dynamics research indicates that the main causes of severe accidents are the vehicle yaw, lateral and roll instabilities [1]. In the recent decade, vehicle dynamics researchers have presented an approach called “integrated vehicle dynamics control.” The main task of such systems is coordination between all chassis control subsystems to enhance the overall vehicle performance, involving safety and comfort. Many studies have been performed for research and development of integrated vehicle dynamics control systems [2-5].

A multi-layer hierarchical control structure designed to integrate active front steering and active rear braking systems to improve the yaw stability. The control strategy was based on combined method of H-infinity, linear parameter varying and linear matrix inequality [3]. The multilayer control structure was used to improve the yaw stability and integrated control of the chassis for fully electric vehicles. In order to better track the desired outputs, the Sliding Mode Control (SMC) method was adopted and to get closer to reality, the driver’s behavior was also modeled [4]. Coordination of active front steering system and Direct Yaw-moment Control (DYC) to improve vehicle handling characteristics is a topic discussed in reference [5]. Rahimi et al. proposed a fuzzy logic-based strategy for coordinating active steering, active differential, active braking and active anti-roll bar subsystems with the aim of improving the vehicle yaw and roll stability [6].

In most of the mentioned papers, researchers have investigated the integrated vehicle stability control systems, including four-wheel steering, active front or rear steering, active braking, and active roll angle control. They pay less attention to the integration of Semi-Active Suspension (SAS) and vehicle stability control systems. It is worth mentioning that in this regard, the integrated control of SAS and four-wheel steering systems by the method of robust optimal control studied and a full vehicle model with eleven Degrees Of Freedom (DOF) utilized for simulation [7]. In almost all studies in this field, lumped mass models of vehicles with 7, 8 or 14 DOF were used. These models do not specify the characteristics of nonlinear, bushes, springs and dampers. However, researchers designed anti-lock brakes and active braking systems to reduce the stopping distance and increase the lateral stability, respectively using co-simulation of MATLAB and ADAMS software [8-10]. In each of the papers, only one active safety system is analyzed separately without using the combination of chassis control systems. For this reason, in this research for the first time, the combined control of SAS and active built-in ADAMS software and the control algorithm is evaluated utilizing the co-simulation of MATLAB and ADAMS software.

*Corresponding author’s email: soltani@bzte.ac.ir

Copyrights for this article are retained by the author(s) with publishing rights granted to Amirkabir University Press. The content of this article is subject to the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY-NC 4.0) License. For more information, please visit https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode.

2. Vehicle Dynamic Model

In this paper, to analyze the dynamic response of the vehicle, a full vehicle model is used in ADAMS/CAR software. The front suspension is of a Mc-pherson type, anti-roll bar which has been modeled by flexible beams. The vehicle rear suspension is of a compound type (torsion beam axle). For steering system, a rack and pinion as conventional system is chosen. To design the control system of active Differential Braking System (DBS) in order to utilize the full vehicle model in ADAMS software, a non-linear full vehicle model with 14-DOF, including the longitudinal, lateral, vertical, roll, pitch and the yaw motions of the vehicle body, vertical jump and the rotation of four wheels is established.

3. Control System Design

Controller design includes two parts, DBS and SAS. The DBS based on DYC method is proposed to force the vehicle to track a desired predefined yaw rate while keeping the vehicle sideslip angle as small as possible. The desired sideslip angle is assumed zero. The corrective yaw moment, M_{zc}, required to counteract the undesired yaw motion, is created by the DYC system through the DBS by assigning a proper slip ratio to each wheel. The control system consists of two layers. The upper-layer controller determines the M_{zc} value using the SMC in order to track the desired yaw motion. Thereafter, the lower-layer controller computes the required longitudinal tire force to create the M_{zc}, and then according to the Fx-λ curve of non-linear tire model, the desired slip ratio (λ_d) is obtained by interpolation method. Finally, the brake torque is generated through the SMC to maintain the slip ratio near the λ_d as follows:

$$T_{bi} = -R_\omega F_{XW} - \frac{I_\omega a_{xw} \omega_i}{v_x} + \frac{I_\omega v_x k_b e_b}{R_\omega} \tag{1}$$

$$+\frac{I_\omega v_x}{R_\omega} \eta_b \, sat(s_b) \quad (\eta_b > 0) \tag{2}$$

$$e_b = \lambda - \lambda_d$$

$$s_b = e_b + k_b \int_0^t e_b dt \; ; \quad (k_b > 0) \tag{3}$$

where, ω_i is the angular velocity of each wheel, T_{bi} is the active braking torque, v_x is the longitudinal vehicle velocity, αxw is the longitudinal wheel acceleration, F_{xw} is tire-road longitudinal force, R_w is the wheel radius, sat(.) describes saturation function and Iw defines the wheel inertia moment.

For the design of the SAS, a fuzzy controller is applied to reduce the vertical tire deflection. The corner sprung mass velocity and the relative velocity between the sprung and un-sprung mass are considered as fuzzy system input and its output is the control force of SAS. Five linguistic variables and easily calculated triangle membership functions are selected for both the input and output. Table 1 shows the fuzzy rules of the roll stability improvement strategy, where, NB, NS, ZE, PS, PB represent 'negative big', 'negative small', 'zero', positive small' and 'positive big', respectively. A Mamdani method is employed in the fuzzy reasoning based on Table 1 whereas max-min inference method is chosen as aggregation operator, and defuzzification is performed using the center-average method. According to Fig. 1, co-simulation model of combination control of active braking and semi-active suspension systems is built using Simulink and ADAMS software.

Table 1. The fuzzy rules of SAS system [11]

Control force of SAS		Relative velocity ($\dot{z}_{su} = \dot{z}_s - \dot{z}_u$)				
		NB	*NS*	*ZE*	*PS*	*PB*
	NB	*PB*	*PB*	*PB*	*ZE*	*ZE*
	NS	*PB*	*PB*	*PS*	*ZE*	*ZE*
$\dot{z}_s$	*ZE*	*PB*	*PS*	*PS*	*ZE*	*NS*
	PS	*PS*	*PS*	*ZE*	*NS*	*NB*
	PB	*ZE*	*ZE*	*ZE*	*NS*	*NB*

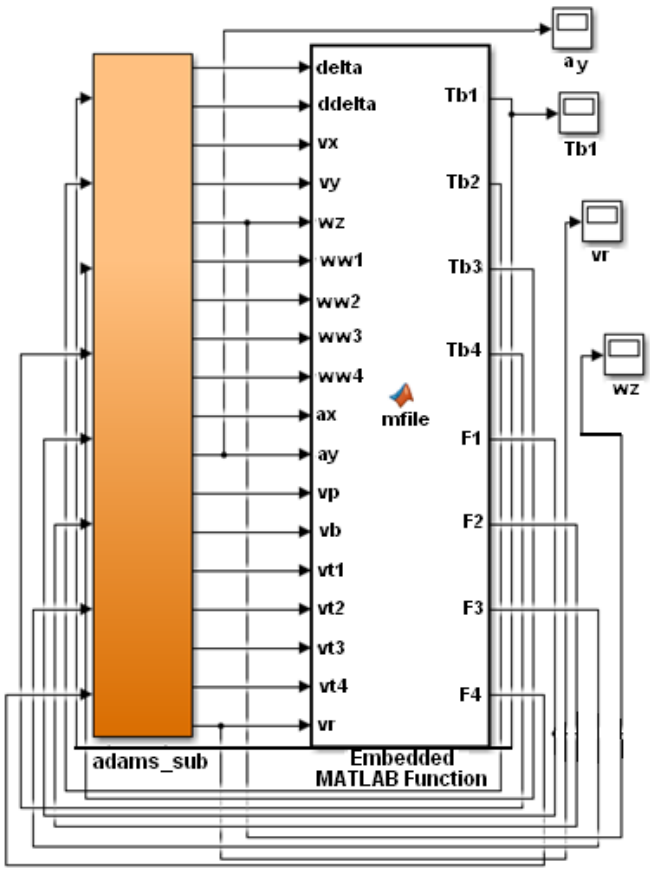


Fig. 1. Co-simulation model of combined control of chassis system

Table 2. The Maximum value and RMS of tracking error of yaw rate for step steering input maneuver

Control strategy	Error maximum (rad/s)	Error RMS (rad/s)
Passive	0.137	0.124
AB only	0.03	0.015
AB with SAS	0.019	0.006

Table 3. The Maximum value and RMS of tracking error of yaw rate for lane change maneuver

Control strategy	Error maximum (rad/s)	Error RMS (rad/s)
Passive	0.335	0.181
SAS only	0.357	0.188
AB only	0.042	0.023
AB with SAS	0.016	0.009

4. Simulation Results

Simulation of step steering input and lane change maneuver is utilized to evaluate the effectiveness of the proposed control system in the lateral and roll stability. The vehicle runs at an initial velocity of 25 m/s on a B class of road. To evaluate the performance of the control systems, the passive system, active braking system alone (AB only), SAS alone (SAS only), active braking system with semi-active suspension (AB with SAS) are simulated. In Table 2, the values of Root Mean Square (RMS) and maximum of error are applied to compare the active chassis systems for step steering input.

Table 3 shows the values of RMS and maximum of error to compare the active chassis systems for lane change maneuver.

5. Conclusions

In this research, the combination of active chassis subsystems is presented to improve the yaw and roll stability using the SAS and the AB systems based on a validated full vehicle model in ADAMS software. The AB system causes the reduction of vehicle rollover probability by decreasing the longitudinal velocity and lateral acceleration. Since the vehicle's normal tire forces affect the lateral and longitudinal ones, control of vertical tire forces through the SAS can enhance the vehicle handling and stability performance. The lateral load transfer ratio based on roll angle and lateral acceleration was chosen as rollover index. The control algorithm was evaluated under maneuvers of step steering input and lane change utilizing the co-simulation of Simulink and ADAMS software. The simulation results demonstrated the effectiveness of proposed control system for combined active chassis subsystems than the only AB system to track the desired yaw rate, accurately, reduce the lateral load transfer ratio, improve the vehicle yaw stability and also prevent the rollover.

References

[1] A.T. Van Zanten, R. Erhardt, K. Landesfeind, G. Pfaff, VDC systems development and perspective, SAE transactions, (1998) 424-444.

[2] J. Zhang, J. Li, Integrated vehicle chassis control for active front steering and direct yaw moment control based on hierarchical structure, Transactions of the Institute of Measurement and Control, 41(9) (2019) 2428-2440.

[3] M. Doumiati, O. Sename, L. Dugard, J.-J. Martinez-Molina, P. Gaspar, Z. Szabo, Integrated vehicle dynamics control via coordination of active front steering and rear braking, European Journal of Control, 19(2) (2013) 121-143.

[4] P. Song, M. Tomizuka, C. Zong, A novel integrated chassis controller for full drive-by-wire vehicles, Vehicle System Dynamics, 53(2) (2015) 215-236.

[5] S. Yim, S. Kim, H. Yun, Coordinated control with electronic stability control and active front steering using the optimum yaw moment distribution under a lateral force constraint on the active front steering, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 230(5) (2016) 581-592.

[6] S. Rahimi, M. Naraghi, Design of an integrated control system to enhance vehicle roll and lateral dynamics, Transactions of the Institute of Measurement and Control, 40(5) (2018) 1435-1446.

[7] X. Shen, F. Yu, Investigation on integrated vehicle chassis control based on vertical and lateral tyre behaviour correlativity, Vehicle System Dynamics, 44(sup1) (2006) 506-519.

[8] S. Li, L. He, Co-simulation Study of Vehicle ESP System Based on ADAMS and MATLAB, JSW, 6(5) (2011) 866-872.

[9] F. Ying, G. Yiming, Z. Hongni, Control for vehicle handing stability based on ADAMS and Matlab, in: 2010 International Conference on Computer Application and System Modeling (ICCASM 2010), IEEE, 2010, pp. V8-546-V548-549.

[10] Z. Xiu-qin, Y. Bo, Y. Chao, X. Guan-neng, Research on ABS of multi-axle truck based on ADAMS/Car and Matlab/Simulink, Procedia Engineering, 37 (2012) 120-124.

[11] A. Soltani, A. Bagheri, S. Azadi, Integrated vehicle dynamics control using semi-active suspension and active braking systems, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 232(3) (2018) 314-329.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

A. Soltani, Sh. Azadi, Combination of active braking and semi-active suspension systems to improve the roll and yaw vehicle stability, *Amirkabir J. Mech. Eng., 53(6)(2021) 841-844.*

DOI: 10.22060/mej.2020.18448.6817

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۳، شماره ۶، سال ۱۴۰۰، صفحات ۳۵۴۹ تا ۳۵۷۰
DOI: 10.22060/mej.2020.18448.6817

ترکیب سیستم‌های ترمز فعال و تعلیق نیمه‌فعال جهت بهبود پایداری چرخشی و غلتشی خودرو

عباس سلطانی[۱،*]، شهرام آزادی[۲]

۱- گروه مهندسی صنایع، مکانیک و هوافضا، مرکز آموزش عالی فنی و مهندسی بوئین زهرا، بوئین‌زهرا، ایران.
۲- دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

خلاصه: این مقاله، ترکیبی از سیستم‌های فعال شاسی جهت بهبود پایداری چرخشی و غلتشی خودرو با استفاده از سیستم‌های ترمز فعال و تعلیق نیمه‌فعال را ارائه می‌کند. سیستم ترمز فعال طراحی‌شده براساس کنترل مود لغزشی، احتمال واژگونی خودرو را با کاهش سرعت طولی و شتاب جانبی کاهش می‌دهد. همچنین، یک سیستم تعلیق نیمه‌فعال به روش کنترل فازی جهت بهبود پایداری غلتشی طراحی شده که اثر شتاب جانبی را بر زاویه غلت و سرعت آن کاهش می‌دهد. نرخ انتقال بار جانبی، به‌عنوان معیار واژگونی انتخاب می‌شود که برپایه زاویه غلت و شتاب‌های عرضی و غلتشی می‌باشد. یک مدل دینامیکی خودرو در محیط نرم‌افزار آدامز ساخته می‌شود که شامل زیرسیستم‌های تعلیق عقب و جلو، ترمز و فرمان، مدل تایر و بدنه می‌باشد. ویژگی‌های غیرخطی تایرها، بوش‌ها، فنرها و میراگرها نیز در این مدل لحاظ شده‌اند. بنابراین مدل، عملکرد دینامیکی خودرو را به‌طور دقیق بیان می‌کند. الگوریتم کنترلی تحت مانورهای زاویه پله فرمان و تعویض مسیر با استفاده از شبیه‌سازی مشترک نرم‌افزارهای آدامز و متلب ارزیابی می‌شود. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که سیستم طراحی‌شده با کنترل‌کننده‌های ترکیبی در مقایسه با سیستم‌های جداگانه ترمز فعال و تعلیق نیمه‌فعال به‌خوبی می‌تواند پایداری چرخشی و جلوگیری از واژگونی خودرو را بهبود بخشد.

تاریخچه داوری:
دریافت: ۱۳۹۹/۰۲/۲۷
بازنگری: ۱۳۹۹/۰۸/۰۶
پذیرش: ۱۳۹۹/۰۸/۰۶
ارائه آنلاین: ۱۳۹۹/۰۹/۲۳

کلمات کلیدی:
کنترل شاسی خودرو
پایداری چرخشی
پایداری غلتشی
شبیه‌سازی مشترک نرم‌افزار
آدامز و متلب

۱- مقدمه

امروزه ایمنی خودرو در عرصه رقابت جهانی از مهمترین عوامل فروش خودروسازان است. خودروسازان مطرح جهان سعی می‌کنند از سیستم‌های ایمنی مطلوب بر روی خودروهای خود استفاده کنند. با افزایش سرعت خودروها، مسئله پایداری یکی از مهمترین مسائل در مهندسی خودرو بوده به‌طوری که در دهه‌های اخیر، توجه زیادی به تحقیق و توسعه سیستم‌های کنترلی جهت بهبود پایداری و افزایش ایمنی خودروها شده است. در مطالعات انجام‌شده در زمینه دلایل تصادفات منجر به صدمات مالی و جانی شدید، دوران شدید و کنترل‌نشده خودرو در چرخش حول محورهای عمودی[۱] و طولی[۲] و همچنین لغزش زیاد خودرو در حرکت عرضی[۳] آن، به‌عنوان مهمترین عوامل بروز تصادفات شدید شناخته‌شده که به‌ترتیب، ناپایداری چرخشی، غلتشی و جانبی نامیده می‌شوند [۱].

با پیشرفت علم مهندسی کنترل، تحقیقات گسترده‌ای بر روی کاربرد سیستم‌های کنترلی فعال ایمنی خودرو جهت بهبود در رفتار فرمان‌پذیری، پایداری و خوش‌سواری انجام گرفته که به‌عنوان مثال، می‌توان به سیستم ترمز فعال[۴]، سیستم فرمان جلوفعال[۵]، کنترل فعال زاویه غلت[۶] و تعلیق نیمه‌فعال[۷] اشاره نمود. این سیستم‌های کنترلی فعال، هر یک برای اهداف خاصی در خودرو طراحی می‌شوند و عملکرد آنها به‌طور مستقل از هم می‌باشد. بنابراین دارای ساختار کنترلی موازی هستند. چنین ساختارهایی معمولاً دو مشکل اساسی دارند. مشکل اول اینکه، سیستم از نظر فیزیکی، پیچیدگی‌های زیادی خواهد داشت. زیرا دارای تجهیزات سخت‌افزاری و نرم‌افزاری زیادی می‌باشند. مورد دوم، تداخل و کوپل در عملکرد سیستم‌های کنترلی

1 Yaw motion
2 Roll motion
3 Lateral motion

4 Active braking (AB)
5 Active front steering
6 Active roll control
7 Semi-active suspension (SAS)

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: soltani@bzte.ac.ir

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode دیدن فرمائید.

بوده که اجتناب‌ناپذیر هم می‌باشد؛ زیرا حرکات عمودی، جانبی و طولی خودرو به‌طور ذاتی، کوپل و به هم وابسته بوده و بهبود یکی می‌تواند باعث افت دیگری شود [۲].

برای غلبه بر این مشکلات در دهه اخیر، محققان و مهندسان خودرو رویکردی به نام «کنترل یکپارچه دینامیک خودرو[1] » را مطرح نموده‌اند. در این‌گونه سیستم‌ها، هماهنگی بین همه سیستم‌های کنترلی و اجزای آن، به منظور بهبود در عملکرد دینامیکی کل خودرو از لحاظ ایمنی و راحتی انجام می‌پذیرد. در سال‌های اخیر، مطالعات زیادی جهت تحقیق و توسعه این‌گونه سیستم‌ها صورت گرفته است [۳-۱۰]. در مرجع [۴] یک الگوریتم کنترل تطبیقی جهت یکپارچه‌سازی سیستم‌های فرمان جلوفعال و ترمز فعال با استفاده از روش مستقیم لیاپانوف معرفی شد. در این روش، جهت تضمین مقاوم‌بودن کنترل‌کننده، تغییرات سختی کناری تایرها در قوانین تطبیقی الگوریتم درنظرگرفته شد و به‌منظور شبیه‌سازی، یک مدل غیرخطی خودرو هشت درجه آزادی به‌همراه مدل تایر داگوف استفاده شد.

در یک تحقیق، روش‌های کنترلی چندورودی-چندخروجی و مقاوم اچ بی‌نهایت با پارامترهای قابل تنظیم با هم ترکیب شده‌اند که هدف از آن، یکپارچه‌سازی عملگرهای سیستم ترمز و فرمان فعال با درنظرگرفتن محدودیت‌های آنها به‌منظور افزایش پایداری چرخشی و جانبی خودرو بوده است. برای رسیدن به این اهداف، یک کنترل‌کننده با تغییرات خطی پارامتر[2] همراه با بهینه‌سازی به‌روش نامساوی ماتریسی خطی[3] ، طراحی شده است [۵].

یک استراتژی جهت هماهنگی بهینه در یکپارچه‌سازی سیستم‌های فرمان جلو و عقب‌فعال و ترمز فعال که نیروهای ترمزی آن توسط هر تایر، به‌طور جداگانه تولید می‌شود، معرفی گردید. از یک مدل غیرخطی نه درجه آزادی استفاده شد که شامل دینامیک‌های مدل‌نشده، عدم قطعیت‌ها و اغتشاشات خارجی بود. جهت تعیین نیروها و گشتاورهای لازم برای رسیدن به پاسخ مطلوب خودرو، مدل خطی دو درجه آزادی فرمان‌پذیری به‌کارگرفته شد و طراحی کنترل‌کننده نیز به‌روش کنترل مود لغزشی انجام گرفت [۶].

در پژوهشی دیگر، کنترل یکپارچه سیستم‌های میله پادغلت فعال و ترمز فعال برای جلوگیری از واژگونی[4] خودرو پیشنهاد شد. سیستم ترمز فعال، سرعت طولی خودرو را کنترل می‌نماید و سبب کاهش این سرعت و در نتیجه کاهش شتاب جانبی خودرو به‌منظور جلوگیری از واژگونی خواهد شد. جهت افزایش کارایی سیستم برای رسیدن به این هدف، میله پادغلت فعال به سیستم کنترل پایداری خودرو افزوده می‌شود [۷]. یک استراتژی کنترلی لایه‌ای جهت یکپارچه‌سازی کنترل سیستم‌های فرمان جلوفعال و ترمز عقب فعال جهت بهبود پایداری چرخشی طراحی می‌شود که در آن، روش ترکیبی کنترل مقاوم اچ بی‌نهایت، تغییرات خطی پارامتر و نامساوی ماتریسی خطی استفاده می‌گردد [۸].

در مرجع [۹]، ساختار کنترلی چندلایه، برای بهبود پایداری چرخشی و کنترل یکپارچه شاسی خودروهای کاملاً الکتریکی مورد استفاده قرار گرفت. جهت تعقیب بهتر خروجی‌های مطلوب، روش کنترل مود لغزشی اتخاذ گردید و برای نزدیک‌شدن به واقعیت، رفتار راننده نیز مدل شد. هماهنگی سیستم‌های فرمان چرخ‌های جلوفعال و کنترل مستقیم گشتاور چرخشی به‌منظور بهبود در ویژگی‌های فرمان‌پذیری خودرو، موضوعی است که در مرجع [۱۰] مورد بررسی قرار گرفت. در مطالعه‌ای دیگر، روش‌های بهینه‌سازی تطبیقی برای افزایش پایداری چرخشی خودرو و غلبه بر مشکلات و محدودیت‌هایی که در مدل‌سازی خودرو و دینامیک غیرخطی تایر پیش می‌آید، ارائه گردید [۱۱].

یک ساختار یکپارچه کنترل مستقیم گشتاور چرخشی جهت تقویت پایداری خودرو طراحی شده است که شامل سه لایه می‌باشد. در لایه اول، گشتاور چرخشی لازم جهت ردیابی سرعت چرخشی مطلوب خودرو تعیین می‌شود و در لایه میانی، توزیع بهینه تطبیقی نیروهای عرضی و ترمزی چرخ‌ها به‌دست می‌آید. در لایه سوم نیز، ورودی‌های کنترلی زاویه فرمان فعال و نیروهای ترمزی چرخ‌ها محاسبه می‌گردد. از یک مدل کامل غیرخطی نه درجه آزادی خودرو جهت تحلیل سیستم کنترلی استفاده شده است [۱۲]. رحیمی و همکارش [۱۳]، یک استراتژی براساس منطق فازی برای هماهنگ‌سازی زیرسیستم‌های فرمان فعال، دیفرانسیل فعال، ترمز فعال و میله پادغلت فعال پیشنهاد دادند که هدف از آن، بهبود پایداری چرخشی و غلتشی خودرو بوده است.

1 Integrated vehicle dynamics control
2 Linear parameter varying (LPV)
3 Linear matrix inequality (LMI)
4 Rollover

در اکثر مقالات ذکرشده، محققان به یکپارچه‌سازی سیستم‌های کنترل پایداری خودرو از جمله سیستم‌های چهارچرخ فرمان‌پذیر، فرمان جلو یا عقب‌فعال، ترمز فعال و کنترل فعال زاویه غلت پرداخته‌اند و کمتر به یکپارچه‌سازی سیستم تعلیق نیمه‌فعال و سیستم‌های کنترل پایداری خودرو توجه نموده‌اند. شایان ذکر است در این راستا، کنترل یکپارچه سیستم‌های تعلیق نیمه‌فعال و چهارچرخ فرمان‌پذیر به‌روش کنترل بهینه مقاوم اچ بی‌نهایت مورد بررسی قرار گرفته و از یک مدل کامل یازده درجه آزادی خودرو جهت شبیه‌سازی استفاده شده است. روش ارائه‌شده در این تحقیق، باعث کاهش زاویه لغزش جانبی، سرعت چرخشی و شتاب جانبی در حالت کنترل یکپارچه شده که به دلیل کنترل نیروی عمودی تایر توسط سیستم تعلیق نیمه‌فعال می‌باشد [۲].

گاسپار و همکارانش [۱۴]، یک ساختار کنترل یکپارچه سیستم‌های تعلیق و ترمز فعال جهت افزایش ایمنی خودرو به‌همراه یک فیلتر تشخیص عیب در عملگرهای سیستم تعلیق طراحی کردند. روش کنترلی در تضمین پایداری، استراتژی تغییرات خطی پارامتر بود. نتایج نشان می‌داد که کنترل یکپارچه سیستم‌های شاسی، توانسته با وجود سیستم عیب و خرابی در یکی از عملگرهای سیستم تعلیق فعال، سیستم فعال ترمز را به‌کار اندازد و احتمال واژگونی را کاهش دهد.

در تحقیقی دیگر، کنترل یکپارچه سیستم فرمان الکتریکی و سیستم تعلیق فعال مورد بحث قرار گرفته است [۱۵]. از یک مدل کامل غیرخطی خودرو شامل چهارده درجه آزادی سواری و فرمان‌پذیری جهت شبیه‌سازی دینامیکی به‌کار گرفته شد.

در مراجع [۱۶, ۱۷] نیز طراحی کنترل یکپارچه سیستم‌های تعلیق و ترمز فعال بر روی یک مدل چهارده درجه آزادی انجام گرفته به‌طوری که سبب بهبود سواری، کنترل بهتر زاویه غلت، کاهش شتاب جانبی و کاهش احتمال واژگونی خودرو شده است. چراکه یک میراگر نیمه‌فعال، نه تنها برای بهبود سواری اتخاذ می‌شود؛ بلکه در زمان ترمزگیری، می‌تواند در جهت افزایش پایداری جانبی، چرخشی و کاهش زاویه غلت خودرو، با تغییر نیروی عمودی تایرها به سیستم‌های ایمنی فعال نیز یاری رساند.

در مطالعه‌ای دیگر [۱۸]، طراحی سیستم فرمان فعال به‌روش کنترل مود لغزشی بر روی یک مدل چهارده درجه آزادی ارائه شد. این سیستم، باعث بهبود مانورپذیری، پایداری عرضی و همچنین جلوگیری از بیش‌غلتی خودرو شد. در مرجع [۱۹]، یک شاخص واژگونی خودرو در هر دو حالت لغزشی و غیرلغزشی بیش‌غلتی ارائه گردید. جاده‌های شبیه‌سازی‌شده، شامل حالات افقی و شیبدارِ پوشیده از خاک نرم و یا دارای سطوح برجسته، بودند. جهت ارزیابی کنترل‌کننده طراحی‌شده، یک مدل خودروی شاسی‌بلند اتخاذ گردید. در همین راستا، یک سیستم کنترل یکپارچه سیستم‌های فرمان و ترمز فعال برای کاهش احتمال واژگونی و همچنین ردیابی مسیر مطلوب راننده به‌کمک روش ترکیبی کنترل مود لغزشی و کنترل پیش‌بین پیشنهاد شد [۲۰].

تقریباً در کلیه مطالعات انجام‌گرفته در این حوزه، مدل‌های جرم متمرکز خودرو که کامل‌ترین آنها، معمولاً مدل چهارده درجه آزادی سواری و فرمان‌پذیری می‌باشد، استفاده شده است. این در حالی است که این مدل‌ها خصوصیات غیرخطی‌ها، بوش‌ها، فنرها و میراگرها را بیان نمی‌کنند. البته محققان در این زمینه، به طراحی سیستم‌های ترمز ضدقفل و ترمز فعال به‌ترتیب جهت کاهش فاصله ترمزگیری تا توقف و افزایش پایداری عرضی به‌کمک شبیه‌سازی مشترک دو نرم‌افزار متلب و آدامز[1] پرداخته‌اند [۲۱-۲۳]. در هر یک از این مقالات، تنها یک سیستم ایمنی فعال به‌طور مجزا مورد بررسی قرار گرفته است بدون آنکه رویکرد ترکیب سیستم‌های کنترلی شاسی استفاده شود. به‌همین منظور در این تحقیق برای اولین بار، کنترل ترکیبی سیستم‌های تعلیق نیمه‌فعال و ترمز فعال برروی یک مدل کامل خودرو ساخته‌شده در نرم‌افزار آدامز طراحی می‌شود و الگوریتم کنترلی ارائه‌شده به‌کمک شبیه‌سازی مشترک دو نرم‌افزار متلب و آدامز مورد بررسی قرار می‌گیرد.

براین‌اساس در بخش دوم این مقاله، ابتدا یک مدل کامل خودرو در نرم‌افزار آدامز ارائه می‌شود که قبلاً باتوجه به نتایج تست‌های آزمایشگاهی تصدیق شده است. سپس یک مدل کامل غیرخطی چهارده درجه آزادی خودرو با مدل تایر پسجکا[2] به‌منظور طراحی سیستم ترمز فعال بیان می‌شود. در انتهای این بخش، به صحه‌گذاری این مدل از طریق نتایج حاصل از شبیه‌سازی مدل تصدیق‌شده در نرم‌افزار آدامز پرداخته می‌شود. سپس در قسمت سوم، سیستم‌های ترمز فعال و تعلیق نیمه‌فعال به‌ترتیب به‌کمک روش‌های کنترل مود

1 ADAMS
2 Pacejka tire model

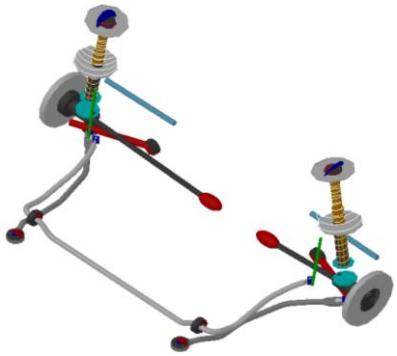
لغزشی و فازی و همچنین ترکیب کنترل آنها طراحی شده و در ادامه، نحوه ساخت سیستم کنترل در ماژول آدامز-کنترل و ارتباط آن با محیط سیمولینک متلب توضیح داده می‌شود. در قسمت چهارم نیز، عملکرد سیستم کنترل ترکیبی با شبیه‌سازی مشترک دو نرم‌افزار نامبرده مورد بررسی قرار می‌گیرد و توانایی رویکرد پیشنهادی سنجیده می‌شود.

۲- مدل‌سازی دینامیکی خودرو

۲-۱- مدل کامل خودرو در نرم‌افزار آدامز

در این بخش، یک مدل کامل خودرو در نرم‌افزار آدامز ارائه می‌شود که در زیر، به معرفی چند زیرسیستم[1] مهم آن پرداخته می‌شود. در شکل ۱ شمای کلی سیستم تعلیق جلو از نوع مک‌فرسون[2] نشان داده شده است. این مدل باتوجه به مختصات هندسی نقاط مختلف، پارامترها و ضرایب فنرهای مارپیچ و میراگرهای به‌کاررفته در این سیستم ساخته شده و برای مدل‌کردن میلهٔ پادغلت از یک میله انعطاف‌پذیر[3] استفاده شده است. شکل ۲، سیستم تعلیق عقب را نشان داده که از نوع مرکب (محور با تیر پیچشی[4]) می‌باشد. تیر پیچشی به‌صورت یک جسم انعطاف‌پذیر مدل شده است. شکل ۳، زیرسیستم مکانیزم فرمان را که از نوع دنده-شانه‌ای[5] است، نشان می‌دهد و براساس مشخصات هندسی و فیزیکی این سیستم ساخته شده است.

بعد از ساختن این زیرسیستم‌ها و مونتاژ آنها، مدل کامل خودرو در نرم‌افزار آدامز ساخته می‌شود که در شکل ۴ نشان داده شده است. پارامترهای این مدل در جداول ۱ و ۲ ذکر شده‌اند که به‌ترتیب مربوط به پارامترهای مدل تایر و پارامترهای هندسی و جرمی خودرو می‌باشند. برای نزدیک‌ترکردن رفتار مدل به واقعیت، فنر و کمک‌فنر به‌صورت غیرخطی در نرم‌افزار آدامز مدل شده‌اند. بنابراین ضریب ثابتی برای فنرها و میراگرهای سیستم تعلیق نمی‌توان لحاظ کرد بلکه به‌ترتیب به‌صورت منحنی‌های نیرو-جابجایی و نیرو-سرعت قابل‌بیان می‌باشند.



شکل ۱. مدل سیستم تعلیق جلو در نرم‌افزار آدامز

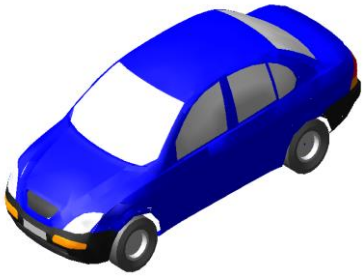
Fig. 1. The model of front suspension system in ADAMS software

شکل ۲. مدل سیستم تعلیق عقب در نرم‌افزار آدامز

Fig. 2. The model of rear suspension system in ADAMS software

شکل ۳. مدل زیرسیستم مکانیزم فرمان در نرم‌افزار آدامز

Fig. 3. The model of steering mechanism subsystem in ADAMS software



شکل ۴. مدل کامل خودرو در نرم‌افزار آدامز

Fig. 4. The full vehicle model in ADAMS software

1 Subsystem
2 Mc-pherson
3 Flexible rod
4 Torsion beam axle
5 Rack and pinion

جدول ۱. پارامترهای مدل تایر [۲۴]

Table 1. The parameters of tire model [24]

پارامتر	واحد	مقدار
ضریب لغزش نیروی طولی	N	۵۰۰۰۰
ضریب سفتی نیروی عرضی	N/deg	۷۲۲/۸
ضریب اصطکاک در لغزش صفر	-	۰/۹
ضریب اصطکاک در لغزش کامل	-	۰/۷
ضریب مقاومت غلتشی	-	۰/۰۱۵
جرم تایر	kg	۱۴/۹
ضریب سفتی عمودی	N/m	۱۵۳۰۰۰
ضریب میرایی	N.s/m	۱۰۰
شعاع تایر	m	۰/۲۸۳

جدول ۲. پارامترهای مدل کامل خودرو در ADAMS [24]

Table 2. The parameters of full vehicle model in ADAMS [24]

پارامتر	واحد	مقدار
جرم خودرو	kg	۱۰۰۰
ممان اینرسی خودرو حول محور عمودی	$kg.m^2$	۱۲۴۰
ممان اینرسی چرخ	$kg.m^2$	۱/۲
فاصله مرکز جرم خودرو تا محور چرخ‌های جلو	m	۱
فاصله مرکز جرم خودرو تا محور چرخ‌های عقب	m	۱/۴
فاصله عمودی مرکز جرم خودرو تا مرکز غلت	m	۰/۴۹۷
فاصله بین چرخ‌های جلو یا عقب	m	۱/۴

۲-۲- مدل کامل چهارده درجه آزادی خودرو

۲-۲-۱- معادلات دینامیک خودرو

همان‌طور که قبلاً اشاره شد، برای طراحی سیستم کنترل ترمز تفاضلی فعال جهت استفاده در مدل کامل خودرو در نرم‌افزار آدامز، یک مدل کامل غیرخطی خودرو با چهارده درجه آزادی (شامل شش درجه حرکات انتقالی و چرخشی بدنه خودرو، چهار درجه جابجایی عمودی جرم‌های نامعلق و چهار درجه حرکت دورانی چرخ‌ها) استفاده شده است. در شکل ۵ حرکت چرخشی حول محورهای عمودی، عرضی و طولی را می‌توان مشاهده نمود. فرض‌های زیر برای مدل‌سازی دینامیک خودرو لحاظ شده‌اند:

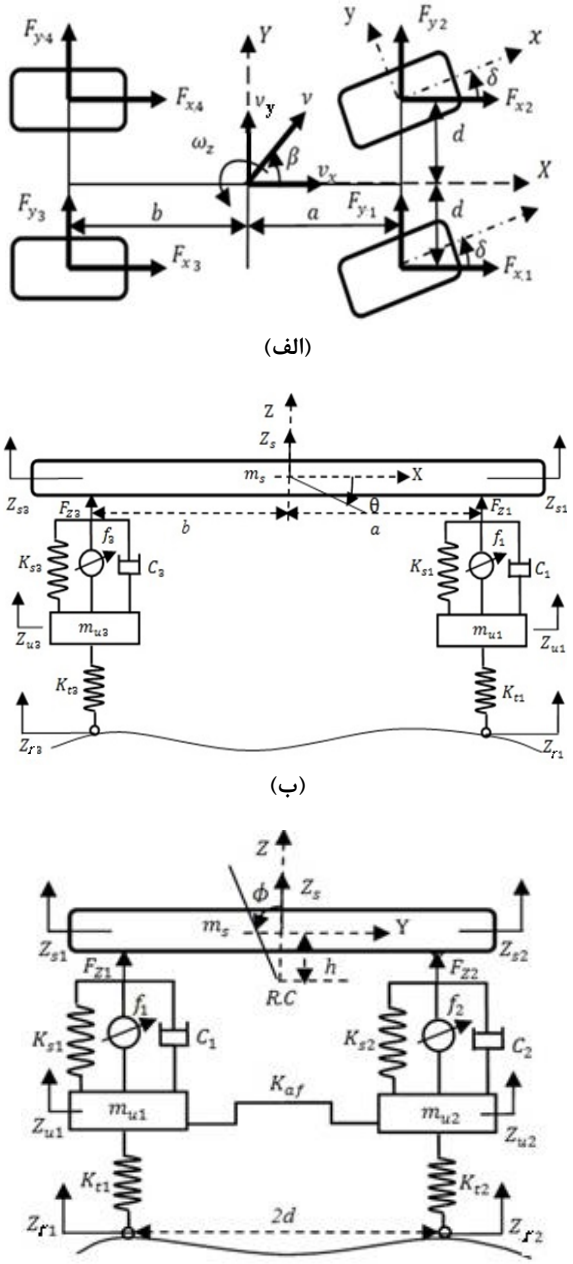
* دستگاه مختصات متحرک بدنه، محورهای مختصات اصلی می‌باشند و ممان اینرسی‌های حاصل‌ضرب بدنه خودرو، قابل صرفنظر هستند.

* زاویه فرمان چرخ‌های جلو با هم برابر و مقداری کوچک (کمتر از ۶ درجه) فرض شده است. همچنین چرخ‌های عقب فرمان نمی‌گیرند.

* زوایای کله‌زنیِ θ و غلتِ ϕ کوچک (کمتر از ۶ درجه) لحاظ شده است.

* از نیروهای آیرودینامیک صرفنظر شده است.

* سرعت چرخشی(ω_z) و عرضی خودرو در مقایسه با سرعت طولی آن، ناچیز است.



شکل ۵. سه حرکت دورانی معمول خودرو حول محورهای (الف): عمودی، (ب): عرضی، (ج): طولی [۱۷]

Fig. 5. Three typical vehicle rotational motions: (a) yaw motion; (b) pitch motion; (c) roll motion [17]

* بدنه خودرو به‌صورت مدل جرم-متمرکز و صلب درنظرگرفته شده است.

* گشتاور خودتنظیم تایر، ناچیز فرض شده است.

* از زاویه فرمان اضافی ایجادشده در اثر نرمی سیستم فرمان، صرفنظر شده است.

* توزیع جرمی خودرو در جهت عرضی، متقارن فرض شده است یعنی فاصله عمودی چرخ‌های چپ و راست از مرکز ثقل خودرو برابر درنظرگرفته‌شده‌است.

معادله حرکت چرخش حول محور عمودی در کامل‌ترین حالت را باتوجه به مرجع [۲۵]، به‌صورت زیر می‌توان نوشت:

$$I_z\dot{\omega}_z+\left(I_z\theta_r-I_{xz}\right)\ddot{\phi}-mh\left(\dot{v}_x-v_y\omega_z\right)\phi=M_z+M_{zc}$$ ۱- الف

که در آن، θ_r زاویه انحراف محور غلت[1] می‌باشد که در این تحقیق، محور غلت، موازی محور طولی x فرض شده است. درنتیجه $\theta_r=0$ خواهد بود. از ممان اینرسی حاصل‌ضرب I_{xz} نیز بنا بر فرض اول ذکر شده در صفحه قبل صرفنظر شده است. باتوجه به اینکه در این پژوهش، کنترل مانورپذیری خودرو براساس ردیابی سرعت چرخشی مطلوب، مورد بررسی قرار گرفته است؛ شتاب طولی خودرو مقدار قابل‌ملاحظه‌ای نخواهد بود. زیرا خودرو تحت ترمزگیری شدید فعال قرار نمی‌گیرد و با ترمزگیری، تنها یکی از چرخ‌ها که منطق آن در قسمت‌های بعدی ارائه می‌شود، کنترل سرعت چرخشی انجام می‌شود. همچنین زاویه غلت برحسب رادیان نیز بنا به فرض لحاظ‌شده، میزان بسیار کمی خواهد داشت. بنابراین از حاصل‌ضرب دو عبارت کوچک ذکرشده می‌توان صرفنظر کرد. ازاین‌رو در این مقاله، رابطه (۱-الف) به‌شکل معادله (۱-ب) به‌کار گرفته شده است. M_{zc}، گشتاور چرخشی اصلاح‌شده توسط سیستم ترمز فعال است.

M_z نیز با رابطه (۲) بیان می‌شود:

$$I_z\dot{\omega}_z=M_z+M_{zc}$$ ۱- ب

$$M_z=d\left(F_{x1}+F_{x3}\right)-d\left(F_{x2}+F_{x4}\right)+a\left(F_{y1}+F_{y2}\right)-b\left(F_{y3}+F_{y4}\right)$$ (۲)

معادلات حرکات طولی و عرضی، به‌ترتیب به‌صورت زیر خواهند بود:

$$m\left(\dot{v}_x-v_y\omega_z\right)-m_sh\,\dot{\omega}_z\phi=\sum_{i=1}^{4}F_{xi}$$ (۳)

$$m\left(\dot{v}_y+v_x\omega_z\right)+m_sh\,\ddot{\phi}=\sum_{i=1}^{4}F_{yi}$$ (۴)

معادلات حرکات چرخشی حول محورهای عرضی و طولی نیز به‌صورت زیر می‌باشند:

$$I_y\ddot{\theta}=b\left(F_{z3}+F_{z4}\right)-a\left(F_{z1}+F_{z2}\right)$$ (۵)

$$I_x\ddot{\phi}+m_s\left(\dot{v}_y+v_x\omega_z\right)h=m_sgh\phi-d\left(F_{z2}+F_{z4}-F_{z1}-F_{z3}\right)$$ (۶)

همچنین معادلات حرکات عمودی جرم‌های معلق و نامعلق، به‌ترتیب به‌صورت زیر نوشته می‌شود:

$$m_s\ddot{z}_s=\sum_{i=1}^{4}F_{zi}$$ (۷)

$$m_{ui}\ddot{z}_{ui}=k_{ti}\left(z_{ri}-z_{ui}\right)-F_{zi}$$ (۸)

مقدار شمارنده i، برای چرخ‌های جلو-راست، جلو-چپ، عقب-راست و عقب-چپ به‌ترتیب برابر ۱، ۲، ۳ و ۴ می‌باشد. نیروی F_{zi} نیز از روابط زیر به‌دست می‌آید:

$$F_{zi}=k_{si}\left(z_{ui}-z_{si}\right)+c_i\left(\dot{z}_{ui}-\dot{z}_{si}\right)+(-1)^i\frac{k_{af}}{2d}\left[\phi-\frac{\left(z_{u2}-z_{u1}\right)}{2d}\right]+f_i\quad(i=1,2)$$ (۹)

$$F_{zi}=k_{si}\left(z_{ui}-z_{si}\right)+c_i\left(\dot{z}_{ui}-\dot{z}_{si}\right)+(-1)^{i+1}\frac{k_{ar}}{2d}\left[\phi-\frac{\left(z_{u3}-z_{u4}\right)}{2d}\right]+f_i$$ (۱۰)

$$(for\ i=3,4)$$

1 Inclination angle of roll axle

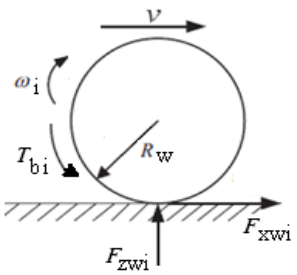
که در آن، f_i نیروی کنترلی سیستم تعلیق نیمه‌فعال است و توسط میراگر مغناطیسی ایجاد می‌شود. درصورتی‌که زوایای θ و ϕ کوچک باشند، تقریب‌های زیر را می‌توان به‌کار برد:

$$z_{si} = z_s - a\theta + (-1)^i d\phi \qquad (for\ i = 1, 2) \qquad (۱۱)$$

$$z_{si} = z_s + b\theta + (-1)^i d\phi \qquad (for\ i = 3, 4) \qquad (۱۲)$$

با درنظرگرفتن دوران چرخ که در شکل ۶ نشان داده شده، معادله دینامیکی چرخ i ام به‌صورت زیر بیان می‌شود:

$$I_w \dot{\omega}_i = -R_w \left(F_{xwi} - F_{zwi}\mu_r\right) - T_{bi} \qquad (۱۳)$$



شکل ۶. مدل دینامیک چرخ

Fig. 6. Wheel dynamic model

همچنین باید توجه نمود که به‌علت زاویه‌ای که بین محورهای مختصات چسبیده به چرخ iام، (x-y)w و محورهای مختصات متصل به بدنه و در امتداد طولی خودرو، (x-y)، وجود دارد که همان زاویه فرمان δ_i می‌باشد، رابطه‌ای بین نیروهای طولی و عرضی تایر در مختصات چسبیده به چرخ (F_{xwi},F_{ywi}) و مختصات بدنه خودرو (F_{xi},F_{yi}) وجود دارد که برای چرخ iام به‌صورت زیر بیان می‌شود:

$$F_{xi} = F_{xwi} cos\delta_i - F_{ywi} sin\delta_i \qquad (۱۴)$$

$$F_{yi} = F_{xwi} sin\delta_i + F_{ywi} cos\delta_i \qquad (۱۵)$$

نیروی عمودی وارد بر چرخ iام، از روابط زیر به‌دست می‌آید:

$$F_{zwi} = k_{ti}\left(z_{ri} - z_{ui}\right) + \frac{0.5mgb}{L} \qquad (i = 1, 2) \qquad (۱۶)$$

$$F_{zwi} = k_{ti}\left(z_{ri} - z_{ui}\right) + \frac{0.5mga}{L} \qquad (i = 3, 4) \qquad (۱۷)$$

در روابط فوق، ω_z سرعت چرخشی خودرو حول محور عمودی، v_x و v_y به‌ترتیب سرعت طولی و عرضی خودرو، z_s و z_u به‌ترتیب جابجایی عمودی مرکز جرم و جرم نامعلق، z_{si} جابجایی عمودی بدنه بالای چرخ i ام، z_r ناهمواری‌های پروفیل جاده، k_s و k_t به‌ترتیب ضریب سفتی فنر سیستم تعلیق و تایر، k_{af} و k_{ar} به‌ترتیب ضریب سختی میله پادغلت جلو و عقب، c ضریب میرایی سیستم تعلیق، m، m_s و m_u به‌ترتیب جرم کل، جرم معلق و جرم نامعلق خودرو، I_x، I_y و I_z ممان اینرسی خودرو حول محورهای طولی، عرضی و عمودی آن، I_w و R_ω به‌ترتیب ممان اینرسی و شعاع چرخ، T_{bi} و ω_i به‌ترتیب، گشتاور ترمزی و سرعت دورانی چرخ i ام، μ_r ضریب اصطکاک غلتشی تایر، d فاصله عرضی مرکز جرم تا چرخ‌های راست یا چپ، a و b فاصله طولی مرکز جرم تا چرخ‌های جلو و عقب، h ارتفاع مرکز جرم خودرو از زمین، L طول خودرو که برابر مجموع a و b است. همچنین ازآنجاکه در این مقاله، فقط چرخ‌های جلو تحت فرمان راننده هستند، $\delta_1 = \delta_2 = \delta$ و $\delta_3 = \delta_4 = 0$.

۲-۲-۲- مدل تایر

باتوجه به اینکه نیروهای طولی و عرضی تایر به هر دو مقدار لغزش طولی و زاویه لغزش تایر وابسته است، به‌همین جهت در این مقاله از مدل غیرخطی تایر پسجکا با در نظر گرفتن لغزش ترکیبی تایرها، استفاده شده است. ابتدا روش تعیین نیروی طولی تایر، F_{x0}، به‌طوری که فقط تابع نسبت لغزش بوده و مستقل از زاویه لغزش چرخ می‌باشد، بیان می‌شود [۲۶]:

$$F_{x0} = D_x sin[C_x arctan(B_x \phi_x)] \qquad (۱۸)$$

$$\phi_x = (1 - E)\lambda + \frac{E}{B_x} arctan(B_x \lambda) \qquad (۱۹)$$

$$D = \mu.\left(a_1 F_z^2 + a_2 F_z\right) \qquad (۲۰)$$

$$C_x = 1.65 \qquad (۲۱)$$

$$B_x = (2 - \mu).\left(\frac{a_3 F_z^2 + a_4 F_z}{C_x.D.e^{a_5 F_z}}\right) \qquad (۲۲)$$

$$E = a_6 F_z^2 + a_7 F_z + a_8 \qquad (۲۳)$$

که در آن، D، C، B و E به‌ترتیب ضریب سفتی، ضریب شکل، ضریب ماکزیمم و ضریب انحنای تایر می‌باشد. چون ضرایب C و B

در تعیین نیروهای طولی متفاوت از مقادیر متناظر خود در محاسبه نیروهای جانبی هستند، به‌همین دلیل با اندیس‌های x و y از هم متمایز می‌شوند. نیروی عرضی تایر، F_{y0}، به‌طوری که فقط وابسته به زاویه لغزش چرخ بوده و مستقل از نسبت لغزش باشد، به‌صورت زیر تعیین می‌شود:

$$F_{y0} = D\sin[C_y \arctan(B_y \phi_y)] + \Delta S_v \quad (۲۴)$$

$$\phi_y = (1-E)(\alpha + \Delta S_h) + \frac{E}{B_y}\arctan[B_y.(\alpha + \Delta S_h)] \quad (۲۵)$$

$$C_y = 1.3 \quad (۲۶)$$

$$B_y = (2-\mu).\frac{a_3.\sin[a_4.\arctan(a_5 F_z)]}{C_y D}(1-a_{12}|\gamma|) \quad (۲۷)$$

$$\Delta S_h = a_9.\gamma \quad (۲۸)$$

$$\Delta S_v = \left(a_{10}F_z^2 + a_{11}F_z\right).\gamma \quad (۲۹)$$

S_v و S_h ضرایب انتقال بوده که وابسته به زاویه کمبر چرخ می‌باشند. در شرایط ترکیبی، نیروهای طولی و عرضی، هر یک تابع هر دو کمیت نسبت لغزش و زاویه لغزش چرخ می‌باشند و به‌صورت زیر بدست می‌آیند:

$$F_{xw} = \frac{\delta_x}{\delta_t}F_{x0} \quad (۳۰)$$

$$F_{yw} = \frac{\delta_y}{\delta_t}F_{y0} \quad (۳۱)$$

که در آن $\delta_x = \frac{\lambda}{1+\lambda}$، $\delta_y = \frac{\tan\alpha}{1+\lambda}$ و $\delta_t = \sqrt{\delta_x^2 + \delta_y^2}$ می‌باشد.

μ ضریب اصطکاک جاده، F_x۰ معرف نیروی طولی تایر است اگر چرخ فقط دارای لغزش طولی (λ) باشد و زاویه لغزش (α) در آن صفر باشد. F_y، نیز نشانگر نیروی عرضی تایر است اگر چرخ فقط زاویه لغزش داشته باشد و فاقد لغزش طولی باشد. در حالت اعمال زاویه فرمان و چرخش خودرو، هر یک از نیروهای طولی و عرضی تایر تابع ترکیبی از هر دو کمیت لغزش طولی و زاویه لغزش می‌باشد که از طریق روابط (۳۰) و (۳۱) محاسبه می‌شوند. ضرایب $a_1,\ldots,a_{12}$ در جدول ۳ ذکر شده‌اند.

همچنین روابط نسبت لغزش طولی و زاویه لغزش چرخi ام، به‌صورت زیر بیان می‌شوند:

$$\alpha_i = \delta_i - \arctan\left(\frac{v_{ywi}}{v_{xwi}}\right) \quad (۳۲)$$

جدول ۳. مقادیر ضرایب مدل تایر پسجکا [۲۶]

Table 3. The values of coefficients for pacejka tire model [26]

ضریب	مقدار (F_x)	مقدار (F_y)
a_1	-۲۱/۳	-۲۲/۱
a_2	۱۱۴۴	۱۰۱۱
a_3	۴۹/۶	۱۰۷۸
a_4	۲۲۶	۱/۸۲
a_5	۰/۰۶۹	۰/۲۰۸
a_6	-۰/۰۰۶	۰
a_7	۰/۰۵۶	-۰/۳۵۴
a_8	۰/۴۸۶	۰/۷۰۷
a_9	-	۰/۰۲۸
a_{10}	-	۰
a_{11}	-	۱۴/۸
a_{12}	-	۰/۰۲۲

$$\lambda_i = \frac{R_\omega \omega_i - v_{xwi}}{max\,(R_\omega \omega_i\ ,\ v_x)} \quad (۳۳)$$

که در آن، v_{xwi} و v_{ywi} به‌ترتیب سرعت طولی و جانبی چرخi ام در مختصات متصل به چرخ (xy) می‌باشند [۲۶]. زاویه لغزش جانبی نیز از رابطه زیر تعیین می‌شود:

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{v_y}{v_x}\right) \quad (۳۴)$$

۲-۳- بررسی اعتبار مدل چهارده درجه آزادی خودرو

جهت صحه‌گذاری مدل چهارده درجه آزادی خودرو، نتایج حاصل از شبیه‌سازی آن در نرم‌افزار متلب با نتایج حاصل از تحلیل مدل ساخته‌شده در نرم‌افزار آدامز تحت ورودی‌های یکسان مورد مقایسه قرار می‌گیرد. بدین‌منظور، دو مانور ورودی پله فرمان[1] یا چرخش J شکل[2] و تغییر مسیر[3] خودرو شبیه‌سازی شده است. در هر دو تحلیل، خودرو روی جاده خشک با ضریب اصطکاک ۰/۹ حرکت می‌کند و سرعت آن، برابر ۲۵m/s می‌باشد. لازم‌به‌ذکر است که مدل آدامز قبلاً باتوجه به نتایج تست آزمایشگاهی تصدیق شده است [۲۴]. پارامترهای مدل چهارده درجه آزادی در جدول ۴ ارائه شده‌اند.

1 Step steering input
2 J-turn maneuver
3 Lane change

جدول ۴. پارامترهای مدل ۱۴ درجه آزادی خودرو [۱۷]

Table 4. The parameters of vehicle model with 14 degrees of freedom [17]

نماد	واحد	مقدار	نماد	واحد	مقدار
m	kg	۱۰۳۰	k_{s1}/k_{s2}	N/m	۱۸۶۰۰
m_s	kg	۸۱۰	k_{s3}/k_{s4}	N/m	۱۹۶۰۰
m_{u1}/m_{u2}	kg	۳۱	k_t	N/m	۱۳۲۰۰۰
m_{u3}/m_{u4}	kg	۲۴	k_{af}/k_{ar}	N.m/rad	۶۶۹۵
I_x	kg.m^2	۳۰۰	d	m	۰/۶۴
I_y	kg.m^2	۱۰۵۸	a	m	۰/۹۷
I_z	kg.m^2	۱۰۸۸	b	m	۱/۳۹
I_w	kg.m^2	۲/۱	h	m	۰/۵
c_{s1}/c_{s2}	N.s/m	۱۳۰۰	R_w	m	۰/۳
c_{s3}/c_{s4}	N.s/m	۱۴۰۰	μ_r	-	۰/۰۱۵

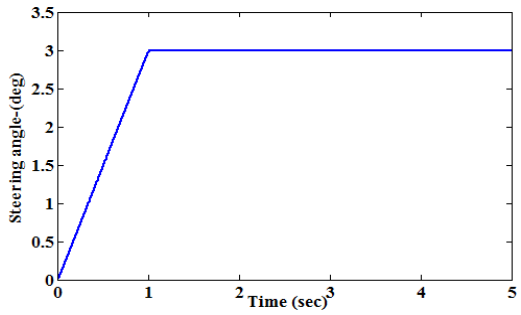
۲-۳-۱- مانور ورودی پله فرمان

در این مانور، زاویه فرمان چرخ‌های جلو مطابق شکل ۷، در ثانیه اول، از صفر به سه درجه رسیده است. زمان کل و گام زمانی شبیه‌سازی به‌ترتیب برابر ۵ s و ۰/۰۱ s فرض شده است. نتایج به‌دست‌آمده در شکل‌های ۸-الف تا ۸-ج رسم شده‌اند. مقادیر بیشینه و میانگین مجذور مربعات خطا در نمودار شکل ۸-الف که مربوط به شتاب جانبی است، به‌ترتیب ۰/۱۳۲ و ۰/۴۰۶ می‌باشد. این مقادیر برای نمودار شکل ۸-ب، به‌ترتیب ۰/۳۱۳ و ۰/۱۸۴ و در شکل ۸-ج، ۰/۰۶۸ و ۰/۰۳۴ به‌دست آمده‌است که در مجموع، مقادیر نسبتاً قابل‌قبولی است.

۲-۳-۲- مانور تغییر مسیر

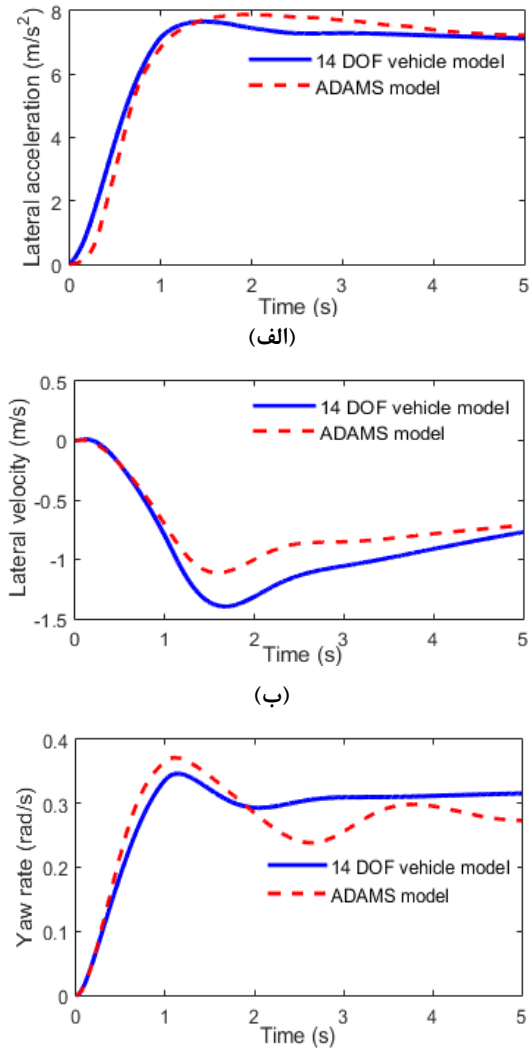
در این بخش، مانور تغییر مسیر که زاویه فرمان چرخ‌های آن، مطابق شکل ۹ است، شبیه‌سازی می‌شود. نتایج به‌دست‌آمده در شکل‌های ۱۰-الف تا ۱۰-د رسم شده‌اند.

این نمودارها توافق نسبتاً خوبی را بین نتایج حاصل از شبیه‌سازی دو مدل نشان می‌دهند. البته تفاوت‌هایی در نمودارها مشاهده می‌شود که دلیل آن می‌تواند مدل‌سازی تمامی قطعات سیستم تعلیق و فرمان از جمله بوش‌های لاستیکی بالا و پایین فنرها و میراگرها و میله پایدارنده در نرم‌افزار آدامز باشد و همچنین مدل‌سازی دقیق‌تر و واقعی‌تر تایر خودرو در این نرم‌افزار نسبت به مدل ارائه‌شده در نرم‌افزار متلب باشد. بنابراین می‌توان گفت پاسخ دینامیکی دو مدل به‌ازای اعمال این دو ورودی به‌طور جداگانه، تقریباً مشابه هم شده‌اند. البته ورودی‌های مذکور به‌منظور بررسی رفتار فرمان‌پذیری خودرو



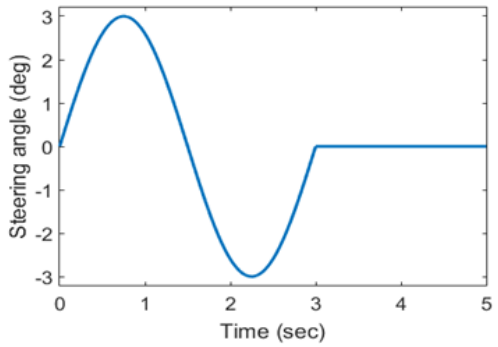
شکل ۷. زاویه فرمان چرخ‌های جلو در مانور چرخش J

Fig. 7. Steering angle of front wheels for J-turn maneuver



شکل ۸. مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی دو مدل ارائه‌شده خودرو، الف: شتاب جانبی، ب: سرعت جانبی، ج: سرعت چرخشی خودرو

Fig. 8. Comparison of simulation results of two presented vehicle model, (a) lateral acceleration, (b) lateral velocity, (c) vehicle yaw rate



شکل ۹. زاویه فرمان چرخ‌های جلو در مانور تغییر مسیر خودرو

Fig. 9. Steering angle of front wheels for lane change maneuver

می‌باشند. برای بررسی رفتار ارتعاشی و سواری خودرو، معمولاً از ورودی جاده‌های مختلفی مثل برآمدگی جاده، جاده سینوسی و یا جاده‌های اتفاقی از نوع نرم تا خشن، مطابق با استانداردهای انجمن مهندسین خودرو استفاده می‌شود. اما ازآنجاکه هدف اصلی این مقاله، بررسی پایداری چرخشی و غلتشی است، از بررسی رفتار ارتعاشی خودرو صرفنظر شده است.

۳- طراحی سیستم کنترل

۳-۱- طراحی سیستم ترمز فعال

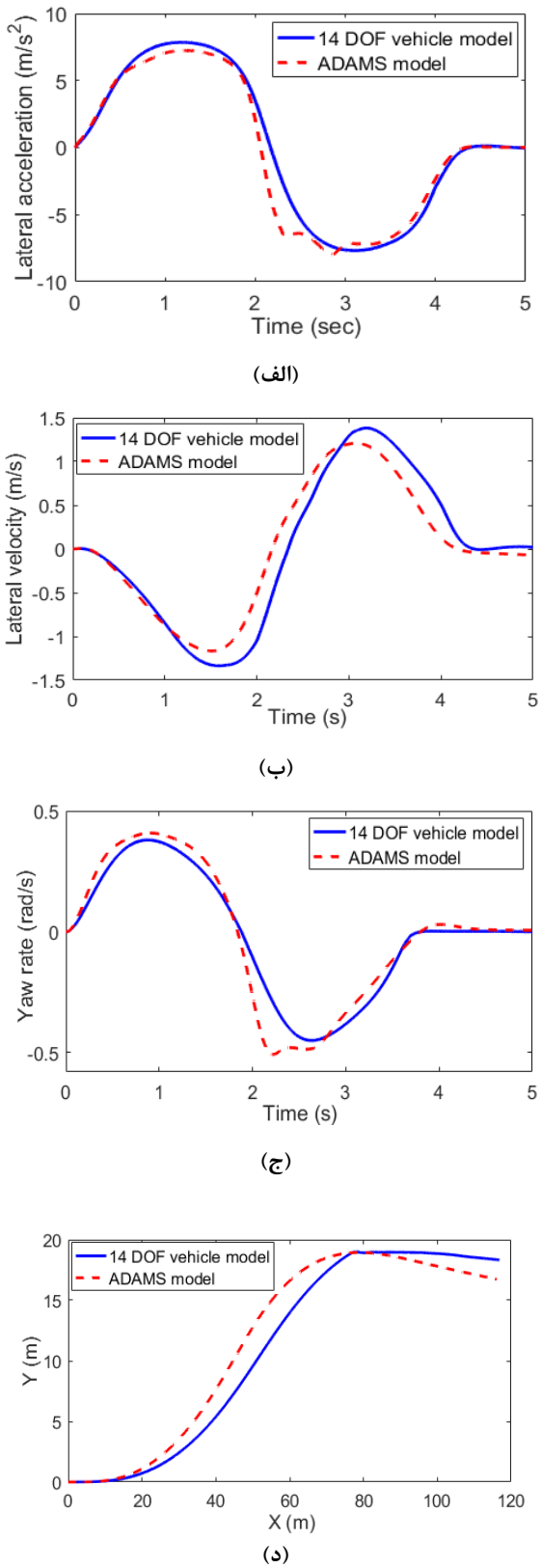
هدف از طراحی این کنترل‌کننده، ایجاد فرمان‌پذیری مناسب خودرو تحت مانورهای اعمال‌شده است به‌طوری که بتواند در مقابل تغییر پارامترها و اغتشاش، مقاوم بوده و سرعت چرخشی مطلوب(ω_{zd}) و زاویه لغزش جانبی مطلوب(β_d) را به‌خوبی ردیابی کند. مقدار مطلوب سرعت چرخشی از مدل دوچرخ خطی دو درجه آزادی محاسبه می‌شود [۲۶]:

$$\omega_{zd} = \frac{v_x \delta}{L(1+K_{us}v_x^2)} \tag{۳۵}$$

در رابطه (۳۵)، K_{us} ضریب کم‌فرمانی، L طول خودرو، δ زاویه فرمان و v_x سرعت طولی خودرو است [۲۶]:

$$K_{us} = m\left(\frac{b}{\mu C_f} - \frac{a}{\mu C_r}\right)L^2 \tag{۳۶}$$

که در آن، C_f و C_r به‌ترتیب سفتی کناری تایرهای جلو و عقب



شکل ۱۰. مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی دو مدل ارائه‌شده خودرو، الف: شتاب جانبی، ب: سرعت جانبی، ج: سرعت چرخشی، د: مسیر خودرو

Fig. 10. Comparison of simulation results of two presented vehicle model, (a) lateral acceleration, (b) lateral velocity, (c) vehicle yaw, (d) vehicle trajectory

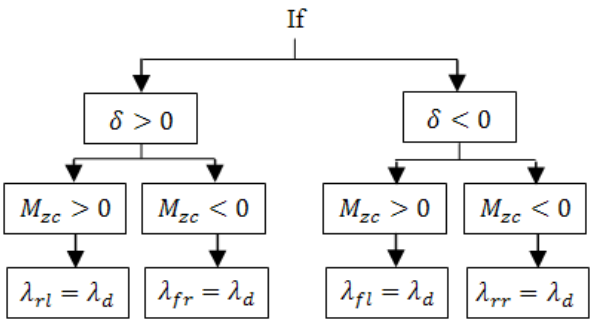
بوده و هر دو برابر N/rad ۴۰۰۰۰ می‌باشند [۱۷]. m جرم خودرو، a و b به‌ترتیب، فاصله مرکز جرم خودرو تا محور چرخ‌های جلو و عقب می‌باشد. مقدار مطلوب زاویه لغزش جانبی نیز صفر درنظر گرفته شده است، (β_d=۰).

عملکرد کنترل‌کننده به‌این نحو است که خطای تعقیب زاویه لغزش جانبی و سرعت چرخشی خودرو توسط کنترل‌کننده محاسبه شده و گشتاور تصحیح‌کننده گردشی توسط مکانیزم ترمزگیری اختلافی با اعمال ترمز برروی یکی از چرخ‌ها تولید می‌گردد. نیروهای ایجادشده توسط تایر به مقدار لغزش طولی چرخ وابسته است، لذا با تنظیم لغزش هر چرخ برروی مقدار مطلوب خود، λ_d، می‌توان نیروی ترمزی لازم و درنهایت گشتاور تصحیح‌کننده چرخشی را تولید نمود.

باتوجه به توضیحات فوق، سیستم کنترل طراحی‌شده شامل دو لایه کنترلی است. در لایه بالا، میزان گشتاور لازم جهت پایدارسازی خودرو تعیین می‌شود و لایه پایین به‌عنوان عملگر سیستم، باتوجه به علامت گشتاور تصحیح‌کننده، تصمیم بر انتخاب چرخ مناسب جهت تنظیم لغزش طولی گرفته و با اعمال ترمز بر روی این چرخ، گشتاور چرخشی مورد نیاز را ایجاد می‌کند. در هر دو لایه کنترلی، روش کنترل مود لغزشی به‌کاررفته است. برای این منظور، مناسب‌تر است ترمزگیری فقط روی چرخ عقب‌داخلی یا جلوخارجی صورت پذیرد تا نیروی جانبی مزاحم که گشتاور چرخشی نامطلوب تولید می‌کند، کاهش یابد. زیرا عموماً، افزایش نیروی ترمزی تایرها باعث کاهش نیروی عرضی در آنها شده و این تغییر متفاوت در نیروها، سبب تولید گشتاور چرخشی با علامت‌های مختلف در یک تایر می‌شود [۱۷]. همچنین جهت زاویه فرمان نیز در عمل تصمیم‌گیری بر انتخاب چرخ مناسب در کنترل لغزش طولی تایر موثر است. برای این منظور، از روشی که در شکل ۱۱ نشان داده شده، استفاده شده است. در قسمت بعد، الگوریتم طراحی سیستم کنترل ترمز تفاضلی فعال ارائه شده است. در این شکل، λ_{rl}، λ_{rr}، λ_{fl}، λ_{fr} به‌ترتیب بیانگر لغزش طولی چرخ‌های جلو-راست، جلو-چپ، عقب-راست و عقب-چپ می‌باشد.

۳-۱-۱- کنترل‌کننده لایه بالایی در سیستم ترمز فعال

در این بخش، روش کنترل مود لغزشی به‌کار گرفته شده است که در مرحله اول طراحی آن، یک تابع خطای ترکیبی به‌صورت زیر تعریف می‌شود:



شکل ۱۱. اصول منطقی کنترل در سیستم ترمز فعال [۱۷]

Fig. 11. Basic control logic of the active braking system [17]

$$d(t) = I_z\dot{\omega}_{zd} - \frac{I_z\dot{\beta}}{k_{y1}} - \frac{k_{y2}I_z e_y}{k_{y1}} \quad (۳۷)$$

در عبارت بالا، k_{y1}>۰ و β_d طبق آنچه ذکر شد، صفر خواهد بود. سپس یک سطح لغزش که شامل تابع خطا و انتگرال آن است به‌شکل زیر انتخاب می‌شود.

$$s_y = e_y + k_{y2}\int_0^t e_y dt \quad (۳۸)$$

k_{y2}، یک پارامتر مثبت است. مشتق رابطه (۳۸) خواهد شد:

$$\dot{s}_y = k_{y1}\left(\dot{\omega}_z - \dot{\omega}_{zd}\right) + \dot{\beta} + k_{y2}e_y \quad (۳۹)$$

در رابطه (۳۹)، $\dot{\omega}_z$ از معادلات دینامیکی خودرو، رابطه (۱-ب) جایگزین می‌شود:

$$\dot{s}_y = k_{y1}\left(\frac{M_z + M_{zc}}{I_z} - \dot{\omega}_{zd}\right) + \dot{\beta} + k_{y2}e_y \quad (۴۰)$$

$\dot{\omega}_z$ با مشتق‌گیری از رابطه (۳۵) به‌دست آمده و $\dot{\beta}$ نیز با مشتق‌گیری از رابطه (۳۴) به‌شکل زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{\beta} = \frac{1}{1+tan^2(\beta)}\left(\frac{\dot{v}_y}{v_x} - \frac{\dot{v}_x}{v_x}tan(\beta)\right) \quad (۴۱)$$

رابطه شرط لغزشی نیز به‌صورت زیر می‌باشد:

$$\dot{s}_y = -\eta_y\, sgn(s_y); \quad (\eta_y > 0) \quad (۴۲)$$

در نتیجه:

$$\frac{1}{2}\left(\frac{d}{dt}\right)s_y^2 = \dot{s}_y s_y = -\eta_y sgn(s_y)s_y < 0 \quad (۴۳)$$

که در آن، sgn تابع علامت می‌باشد. با برابر قراردادن روابط (۴۰) و (۴۲)، گشتاور تصحیح‌کننده چرخشی M_{zc} به‌روش کنترل مود لغزشی از رابطه (۴۴) به‌دست می‌آید.

$$M_{zc} = \hat{I}_z \frac{k_{y1}\dot{\omega}_{zd} - \dot{\beta} - k_{y2}e_y - \eta_y\, sgn(s_y)}{k_{y1}} - M_z \quad (۴۴)$$

در قانون کنترلی بالا، $\hat{I}_z$ مقدار تقریبی I_z است. حال به اثبات پایداری سیستم می‌پردازیم. ابتدا تابع d(t) را به‌عنوان گشتاور اغتشاشی در دینامیک چرخشی سیستم تعریف می‌کنیم که از تمامی نامعینی‌ها در مدل‌سازی نیروهای طولی و عرضی تایرها به علت نامشخص‌بودن و همچنین متغیربودن ضریب اصطکاک جاده به‌وجود آمده است:

$$d(t) = I_z\dot{\omega}_{zd} - \frac{I_z\dot{\beta}}{k_{y1}} - \frac{k_{y2}I_z e_y}{k_{y1}} \quad (۴۵)$$

$\tilde{I}_z$ نیز، اختلاف میان مقدار تخمینی $\hat{I}_z$ و مقدار واقعی I_z را نشان می‌دهد. بنابراین، $\tilde{I}_z=\hat{I}_z-I_z$. فرض می‌کنیم تابع گشتاور اغتشاشی دارای محدودیت زیر باشد:

$$|d(t)| < \frac{\hat{I}_z\,\eta_y}{k_{y1}} \quad (۴۶)$$

برای بررسی پایداری سیستم، یک تابع لیاپانوف به‌شکل زیر تعریف می‌شود:

$$V = \frac{1}{2} I_z s_y^2 \quad (۴۷)$$

با استفاده از روابط (۴۰) و (۴۴) و همچنین رابطه $s_y\, sgn(s_y)=|s_y|$، مشتق تابع لیاپانوف به‌صورت زیر خواهد شد:

$$\dot{V} = s_y\left(k_{y1}\tilde{I}_z\dot{\omega}_{zd} - \tilde{I}_z\dot{\beta} - k_{y2}\tilde{I}_z e_y\right) - \hat{I}_z|s_y|\eta_y \quad (۴۸)$$

با درنظرگرفتن روابط (۴۵) و (۴۶)، رابطه (۴۸) را می‌توان به‌صورت زیر نوشت:

$$\dot{V} = k_{y1}s_y d(t) - \hat{I}_z|s_y|\eta_y \le k_{y1}|s_y||d(t)| - \hat{I}_z|s_y|\eta_y \le k_{y1}|s_y|\left(|d(t)| - \frac{\hat{I}_z\eta_y}{k_{y1}}\right) \quad (۴۹)$$

از رابطه (۴۶)، نامساوی $\dot{V} < 0$ نتیجه می‌شود. باتوجه به اینکه تابع لیاپانوف تعریف‌شده در رابطه (۴۷) یک تابع مثبت معین و مشتق آن، $\dot{V}$، تابع منفی معین است، بنابراین از روش مستقیم لیاپانوف می‌توان نتیجه گرفت سیستم کنترلی طراحی‌شده پایدار می‌باشد.

۳-۱-۲- کنترل‌کننده لایه زیرین در سیستم ترمز فعال

پس از تعیین مقدار گشتاور چرخشی تصحیح‌کننده M_{zc} در لایه بالایی، در لایه پایینی کنترل، باید میزان نیرو و گشتاور ترمزی لازم جهت ایجاد گشتاور M_{zc} و همچنین چرخی که باید تحت ترمزگیری قرار گیرد، تعیین شوند. سپس باید نیروی ترمزی لازم، F_{xb}، طبق رابطه (۵۰) محاسبه شود. برای مثال، اگر قرار است گشتاور ترمزی بر چرخ جلو-راست وارد شود:

$$F_{xb} = \frac{M_{zc}}{d} \quad (۵۰)$$

در مرحله بعد، با استفاده از محاسبه مقدار تابع وارون نیروی تایر بر حسب لغزش طولی، می‌توان لغزش طولی مطلوب تایر مربوطه، λ_d، را به‌دست آورد. چراکه در مدل تایر، پس از تعیین ضرایب مربوطه، نهایتاً تابع نیرو برحسب لغزش طولی، به‌طور مثال تابع $F=g(\lambda)$، به‌دست می‌آید. اما در این قسمت ابتدا نیروی تایر، F_{xb}، مشخص می‌شود و با استفاده از آن، لغزش طولی مطلوب تعیین می‌شود. بنابراین لازم است به‌کمک محاسبه تابع وارون به‌صورت $\lambda_d = g^{-1}(F_{xb})$ لغزش طولی مطلوب به‌دست آید. این عمل ریاضی در نرم‌افزار متلب انجام شده است. در انتها، با استفاده از یک کنترل‌کننده مود لغزشی، گشتاور ترمزی لازم، T_b، جهت تعقیب λ_d محاسبه می‌شود. بنابراین، یک تابع خطا و سطح لغزش دیگر تعریف می‌شود:

$$e_b = \lambda - \lambda_d \quad (۵۱)$$

$$s_b = e_b + k_b\int_0^t e_b dt\,; \quad (k_b > 0) \quad (۵۲)$$

با مشتق‌گیری از روابط (۵۱) و (۵۲)، نتیجه می‌شود:

$$\dot{s}_b = \dot{\lambda} + k_b\, e_b = \dot{\lambda} + k_b\, e_b \tag{۵۳}$$

از طرفی با استفاده از رابطه (۳۳)، لغزش طولی تایر حین ترمزگیری به‌صورت زیر تعیین می‌شود:

$$\lambda = \frac{R_\omega\, \omega}{v_{xw}} - 1 \tag{۵۴}$$

که در آن، v_{xw} سرعت طولی چرخ می‌باشد. مشتق رابطه (۵۴) خواهد شد:

$$\dot{\lambda} = \frac{R_\omega\, \dot{\omega}}{v_{xw}} - \frac{R_\omega \omega\, \dot{v}_{xw}}{v_{xw}^2} \tag{۵۵}$$

با جایگذاری رابطه (۵۵) در (۵۳):

$$\dot{s}_b = \frac{R_\omega\, \dot{\omega}}{v_{xw}} - \frac{R_\omega \omega\, a_{xw}}{v_{xw}^2} + k_b\, e_b \tag{۵۶}$$

از رابطه (۱۳)، $\dot{\omega}$ را در (۵۶) قرار می‌دهیم:

$$\dot{s}_b = \frac{-R_\omega^2\, F_{XW}}{I_\omega v_{xw}} - \frac{R_\omega\, T_{bi}}{I_\omega v_{xw}} - \frac{R_\omega \omega\, a_{xw}}{v_{xw}^2} + k_b\, e_b \tag{۵۷}$$

که در آن، $F_{XW} = F_{xwi} - F_{zwi}\mu_r$ و a_{xw} به‌ترتیب، نیروی خالص طولی و شتاب طولی تایر می‌باشد. درصورتی‌که متغیرهای حالت برروی سطح لغزش s_b نباشند، برای مینیمم‌کردن سطح مود لغزشی و همچنین تضمین اینکه کنترل‌کننده مود لغزشی باعث صفر کردن s_b در زمان محدود با نرخ همگرایی مشخص شود، از شرط لغزشی زیر استفاده می‌شود:

$$\dot{s}_b = -\eta_b\, sat\left(s_b\right) \tag{۵۸}$$

تابع sat تابع اشباع است. به‌دلیل ناپیوستگی تابع sgn، نوساناتی در قانون کنترلی ظاهر می‌شوند که برای حذف آنها، تابع اشباع جایگزین تابع علامت می‌شود. مقدار گشتاور ترمزی چرخ i ام که همان ورودی کنترلی به مدل آدامز است، با مساوی‌قراردادن روابط (۵۷) و (۵۸) طبق فرمول (۵۹) محاسبه می‌شود.

$$T_{bi} = -R_\omega F_{XW} - \frac{I_\omega a_{xw} \omega_i}{v_x} + \frac{I_\omega v_x k_b e_b}{R_\omega} + \frac{I_\omega v_x}{R_\omega} \eta_b\, sat\left(s_b\right) \tag{۵۹}$$

۳-۲- طراحی سیستم تعلیق نیمه‌فعال

تاکنون روش‌های زیادی برای طراحی کنترل‌کننده سیستم‌های تعلیق ارائه شده‌اند ازجمله کنترل‌کننده‌های خطی تناسبی-انتگرالی-مشتقی و یا بهینه به روش تنظیم‌کننده خطی مرتبه دو[1] و روش‌های غیرخطی مانند کنترل مود لغزشی و کنترل فازی. در طراحی کنترل سیستم‌های غیرخطی شدید چند ورودی-چند خروجی که خطی‌سازی آنها با مشکلات فراوانی روبه‌رو می‌شود و یا ارائه مدل دقیقی از دینامیک آنها، دشوار و یا غیرممکن است، استفاده از روش‌های کلاسیک، چندان توصیه نمی‌شود. در این‌گونه سیستم‌ها، طراحی کنترل‌کننده‌هایی که مستقل از معادلات دینامیکی سیستم باشند، مانند کنترل فازی، روشی کارآ به‌نظر می‌رسد و عملکردی بسیار بهتر از کنترل‌کننده‌های کلاسیک و یا آنهایی که برپایه مدل‌مرجع هستند، از خود نشان می‌دهند. زیرا تهیه مدل دینامیکی دقیق، به‌دلیل وجود مشخصه‌های غیرخطی و متغیر-بازمان و اغتشاش خارجی، دشوار است. استفاده از روش کنترل فازی برای غلبه بر حساسیت در برابر تغییرات زیاد پارامترها و عدم قطعیت‌های سیستم، رویکردی مناسب محسوب می‌شود و قابلیت استفاده از دانش و تجربه افراد خبره در خصوص ویژگی‌های سیستم موردنظر را دارد.

از دیگر مزایای کنترل فازی، کاهش قابل‌توجه جرک[2] (مشتق شتاب) در سیستم تعلیق نیمه‌فعال خودرو در مقایسه با روش‌های دیگر کنترلی می‌باشد [۲۷]. بروز جرکِ زیاد می‌تواند باعث صدای زیاد در اتصالات و کاهش عمر آنها و همچنین اعمال شوک و ضربه به سیستم شود.

همان‌طور که به آن اشاره شد، سیستم ترمز فعال، موثرترین زیرسیستم شاسی در بهبود فرمان‌پذیری و افزایش پایداری می‌باشد. چراکه تاثیر بسزایی بر نیروهای طولی و عرضی تایر در هنگام چرخش دارد. اما ازآنجاکه این نیروها متاثر از نیروی عمودی وارد بر چرخ می‌باشند، کنترل نیروی عمودی تایرها هم می‌تواند در مباحث پایداری و فرمان‌پذیری خودرو مطرح شود. در این‌صورت، با یک استراتژی کنترلی می‌توان طوری سیستم تعلیق نیمه‌فعال را طراحی نمود که

1 Linear quadratic regulator (LQR)
2 Jerk

با تغییر ضریب میرایی بتواند باعث کاهش انحراف معیار جابجایی عمودی تایر نسبت به زمین[1] و به دنبال آن، بهبود قرارپذیری خودرو روی جاده[2] شود.

براین‌اساس، ابتدا یک کنترل‌کننده فازی طراحی شده است به‌طوری که بتواند به‌خوبی جابجایی عمودی تایر نسبت به زمین را بکاهد. ورودی‌های این سیستم، سرعت جرم معلق و سرعت نسبی جرم معلق و نامعلق و خروجی آن، نیروی کنترلی سیستم تعلیق نیمه‌فعال بوده که همان ورودی کنترلی سیستم محسوب می‌شود. برای هر یک از ورودی‌ها و خروجی سیستم، پنج تابع عضویت مثلثی‌شکل و پنج متغیر زبانی NB، NS، ZE، PS، PB تعریف شده که به‌ترتیب بیانگر "منفی بزرگ"، "منفی کوچک"، "صفر"، "مثبت کوچک" و "مثبت بزرگ" می‌باشد. از روش استنتاجی ماکزیمم-می‌نیمم در سیستم استنتاج فازی ممدانی و غیرفازی‌ساز مرکز سطح استفاده شده است. قوانین فازی را در جدول ۵ می‌توان مشاهده نمود. نمودار توابع عضویت مثلثی تعریف‌شده برای متغیرهای فازی را می‌توان در شکل ۱۲ مشاهده نمود. ضرایب مقیاس به‌روش سعی و خطا برای توابع عضویت ورودی اول (سرعت جرم معلق) و ورودی دوم (سرعت نسبی جرم معلق و نامعلق) به‌ترتیب ۱/۴۳ و ۰/۹۱ می‌باشند. همچنین جهت مثبت سرعت جرم معلق و سرعت نسبی جرم معلق و نامعلق، به سمت بالا فرض شده است.

شرایط نیمه‌فعالی نیروی کنترلی میراگر نیز به‌صورت زیر اعمال می‌شود:

$$F(t)=\begin{cases} f(t) & if\ f(t)\dot{z}_{su}(t)<0 \\ 0 & if\ f(t)\dot{z}_{su}(t)\geq 0 \end{cases} \qquad (۶۰)$$

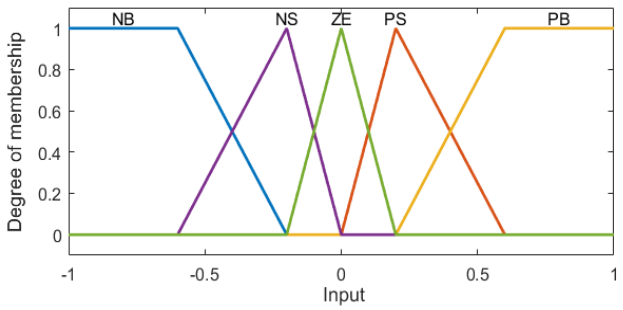
اکنون باید هماهنگی بین سیستم‌های ترمز فعال و تعلیق نیمه‌فعال جهت بهبود پایداری برقرار شود. سیستم تعلیق نیمه‌فعال تاثیر بسزایی بر زاویه غلت و نیروی عمودی وارد بر چرخ‌ها می‌تواند داشته باشد. شتاب جانبی خودرو در مانورهای معمولی و غیربحرانی در محدوده $۳\ m/s^۲$ تا $۵\ m/s^۲$ است. در این محدوده، سیستم تعلیق نیمه‌فعال قابلیت بهبود دینامیک جانبی و کاهش احتمال واژگونی خودرو را از طریق کاهش تغییرات نیروی عمودی تایرها و کاهش زاویه غلت دارد. وقتی شتاب جانبی به مقدار خاص (در این مطالعه، $۳\ m/s^۲$) برسد، سیستم تعلیق نیمه‌فعال شروع به‌کار می‌کند.

1 Tire deflection
2 Road holding

جدول ۵ . قوانین فازی برای سیستم تعلیق نیمه‌فعال [۱۷]

Table 5. The fuzzy rules of SAS system [17]

نیروی کنترلی سیستم تعلیق		سرعت نسبی جرم معلق و نامعلق				
		NB	NS	ZE	PS	PB
سرعت جرم معلق	NB	PB	PB	PB	ZE	ZE
	NS	PB	PB	PS	ZE	ZE
	ZE	PB	PS	PS	ZE	NS
	PS	PS	PS	ZE	NS	NB
	PB	ZE	ZE	ZE	NS	NB



شکل ۱۲. توابع عضویت برای متغیرهای فازی

Fig. 12. Membership functions of fuzzy variables

آستانه واژگونی یا بیش‌غلتی خودروها توسط شاخص‌های مختلفی تعریف می‌شود. در این پژوهش، نسبت انتقال بار جانبی[3] به‌عنوان شاخص واژگونی درنظر گرفته شده و از رابطه (۶۱) محاسبه می‌شود [۲۸].

$$LTR=\frac{m_s}{mgd}\left|h_{cm}a_y+h(g\phi-h_{cm}\ddot{\phi})\right| \qquad (۶۱)$$

که در آن، h_{cm} فاصله عمودی مرکز جرم خودرو تا سطح زمین بوده و برابر ۰/۹۵ m فرض شده است. m_s جرم معلق خودرو، d فاصله عرضی مرکز جرم تا چرخ‌های راست یا چپ، h فاصله مرکز جرم تا مرکز غلت خودرو، g شتاب جاذبه زمین، ϕ زاویه غلت خودرو و a_y نیز، شتاب جانبی می‌باشد.

۳-۳- ساخت سیستم کنترل در آدامز-کنترل و ارتباط آن با محیط سیمولینک متلب

در این بخش، نحوه ارتباط محیط‌های آدامز-کنترل و سیمولینک جهت طراحی سیستم کنترل ترکیبی ترمز فعال و تعلیق نیمه‌فعال

3 Lateral-load transfer ratio (LTR)

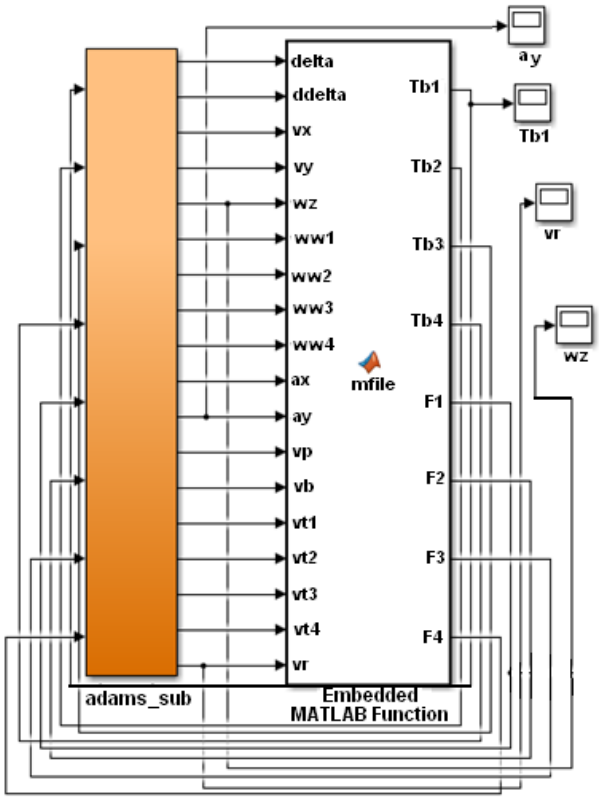
توضیح داده می‌شود. در این راستا، می‌بایست ماژول آدامز-کنترل را فعال نموده و با استفاده از مدل دینامیکی خودروی موجود، یک سیستم کنترلی ساخته شود. ازآنجاکه ممکن است برخی از ورودی‌ها و خروجی‌های مورد نیاز در طراحی کنترل‌کننده، از ابتدا در مدل موجود تعریف نشده باشند، لازم است با تعریف عملگر یا متغیرهای جدید، مدلی مناسب جهت طراحی سیستم کنترل ایجاد نمود. به‌همین منظور، پس از بازنمودن الگوی زیرسیستم ترمز مدل خودروی موردنظر در محیط آدامز-ویو، باید چهار گشتاور ترمزی کنترلی برای هر یک از ترمزها تعریف شود. در طراحی سیستم تعلیق نیمه‌فعال نیز، چهار نیروی عمودی قابل‌کنترل بین چرخ‌ها و بدنه خودرو به مدل اضافه می‌شود. این چهار نیرو باید در شرایط نیروهای سیستم تعلیق نیمه‌فعال صدق کنند. پس از انجام این مراحل، مدل شبیه‌سازی مشترک سیستم کنترل ترکیبی شاسی با استفاده از سیمولینک و آدامز مطابق شکل ۱۳ ساخته می‌شود.

در شکل ۱۳، بلوک سمت چپ (آدامز-ساب)[1] ، بیانگر مدل دینامیکی خودرو می‌باشد که از محیط آدامز به محیط سیمولینک ارسال شده است و برنامه کامپیوتری کنترل‌کننده نیز در داخل بلوک سمت راست (تابع جانمایی‌شده)[2] ، نوشته می‌شود. در داخل این بلوک، قسمت سمت راست، ورودی‌های کنترلی سیستم مشاهده می‌شوند که به‌ترتیب از بالا به پایین، چهار گشتاور ترمزی چرخ‌ها و چهار نیروی سیستم تعلیق نیمه‌فعال می‌باشد و خروجی‌های مدل آدامز که همان ورودی‌های کنترل‌کننده هستند در قسمت سمت چپ این بلوک ظاهر می‌شوند که به‌ترتیب از بالا به پایین، زاویه غربیلک فرمان و مشتق آن، سرعت‌های طولی، عرضی و چرخشی خودرو، سرعت زاویه‌ای چهار چرخ، شتاب‌های طولی و عرضی خودرو، سرعت کله‌زنی[3] ، سرعت عمودی مرکز جرم خودرو، سرعت عمودی چهار چرخ و سرعت زاویه غلت خودرو درنظر گرفته شده‌اند.

۴- نتایج شبیه‌سازی

شبیه‌سازی کامپیوتری مانورهای ورودی پله فرمان و تغییر مسیر، روی جاده خشک به‌منظور ارزیابی سیستم کنترلی طراحی‌شده انجام می‌پذیرد. در هر دو تحلیل، گام زمانی شبیه‌سازی، ۰/۰۱ s و سرعت

1 adams_sub
2 Embedded MATLAB Function
3 Pitch velocity



شکل ۱۳. مدل شبیه‌سازی مشترک سیستم کنترل ترکیبی شاسی

Fig. 13. Co-simulation model of combined control of chassis system

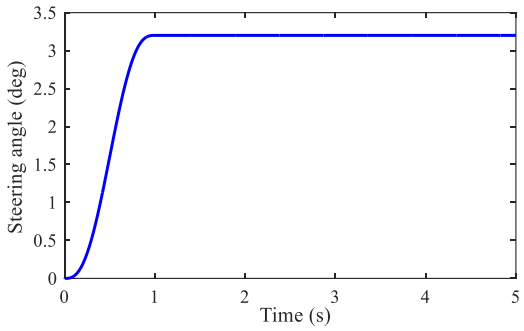
اولیه خودرو نیز ۲۵ m/s لحاظ شده‌اند. ورودی جاده به‌صورت اتفاقی از نوع B فرض شده است. نتایج حاصل از شبیه‌سازی سیستم‌های غیرفعال[4] ، ترمز فعال به‌تنهایی[5] ، سیستم تعلیق نیمه‌فعال به‌تنهایی[6] و کنترل ترکیبی سیستم‌های ترمز فعال و تعلیق نیمه‌فعال[7] نمایش داده شده‌اند.

۴-۱- مانور ورودی پله فرمان

در این سناریو، دامنه ورودی پله زاویه فرمان برابر ۳/۲ درجه بوده که در بازه زمانی ۰/۲ s تا ۰/۸ s مطابق شکل ۱۴ اعمال شده است.

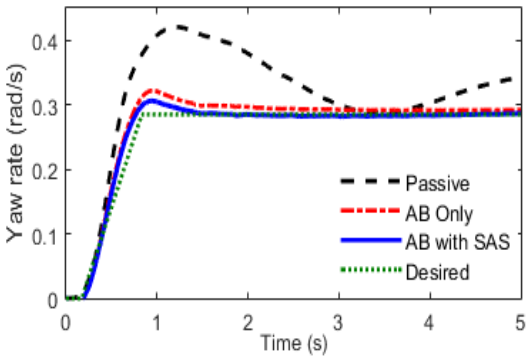
در شکل ۱۵، نمودار سرعت چرخشی خودرو رسم شده است. همانطور که نمایان است، سیستم کنترل ترکیبی با دقت بهتری نسبت به سیستم ترمز فعال توانسته مقدار مطلوب نرخ چرخش خودرو را ردیابی کند. جهت ارزیابی، از مقادیر بیشینه و میانگین مجذور مربعات خطای ردیابی سرعت چرخشی استفاده شده که در

4 Passive
5 AB only
6 SAS only
7 AB with SAS



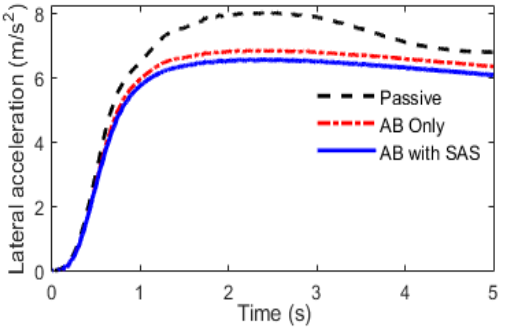
شکل ۱۴. زاویه فرمان چرخ‌های جلو در مانور ورودی پله فرمان (چرخش J شکل)

Fig. 14. Steering angle of front wheels for step steering input maneuve (J-turn)



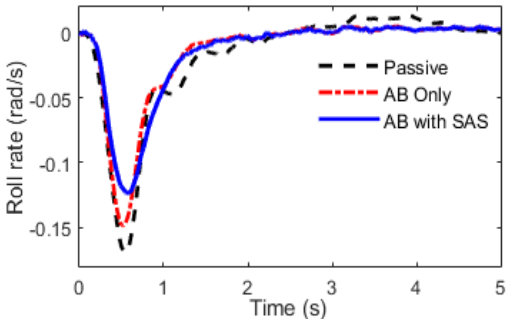
شکل ۱۵. سرعت چرخشی خودرو

Fig. 15. Vehicle yaw rate



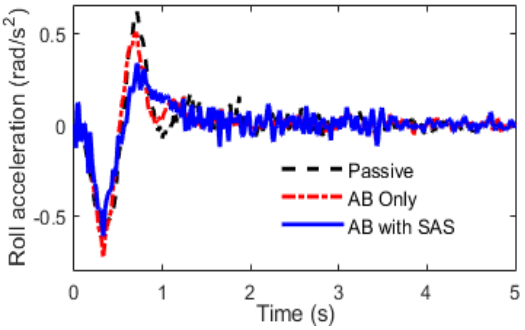
شکل ۱۶. شتاب جانبی خودرو

Fig. 16. Vehicle lateral acceleration



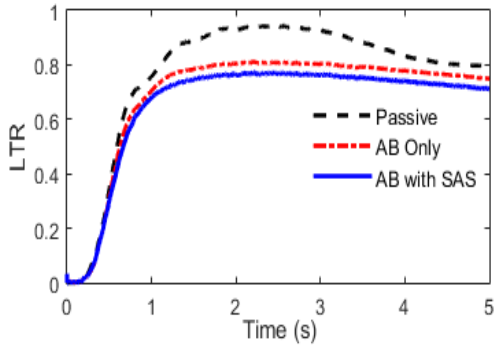
شکل ۱۷. سرعت غلت خودرو

Fig. 17. Vehicle roll rate



شکل ۱۸. شتاب غلت خودرو

Fig. 18. Vehicle roll acceleration

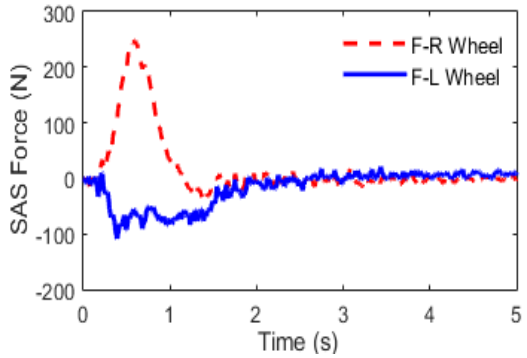


شکل ۱۹. نسبت انتقال بار جانبی

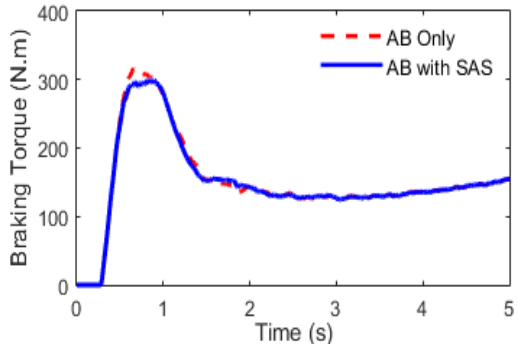
Fig. 19. Lateral load transfer ratio

جدول ۶ ذکر شده‌اند. در شکل ۱۶ که نشانگر شتاب جانبی است، دیده می‌شود این کمیت در حالت کنترل ترکیبی، کاهش بیشتری داشته است. سرعت و شتاب زاویه غلت که از شاخص‌های ارزیابی کاهش بیش‌غلتی می‌باشد، به‌ترتیب در شکل ۱۷ و شکل ۱۸ نشان داده شده‌اند. کاهش این کمیت‌ها در سیستم کنترل ترکیبی شاسی بیشتر از سیستم ترمز فعال مشاهده شده که مطلوب می‌باشد؛ چراکه در مانورهای شدید، کاهش سرعت و شتاب غلت مانع بروز واژگونی می‌شود. برای بررسی بهتر این موضوع، نمودار تغییرات کمیت نسبت انتقال بار جانبی به‌عنوان شاخص واژگونی خودرو در شکل ۱۹ نمایش داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، مقدار ماکزیمم این کمیت در سیستم ترمز فعالِ تنها، به‌میزان ۱۴درصد نسبت به حالت غیرفعال کاهش یافته درحالی‌که این مقدار در سیستم کنترل ترکیبی به مرز ۱۹ درصد رسیده است.

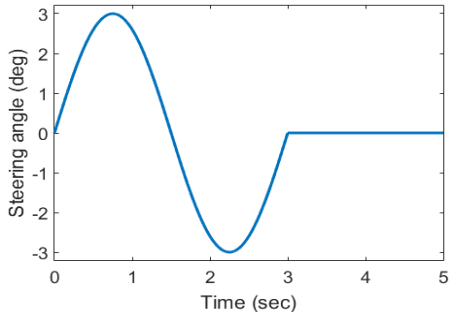
نمودار نیروهای سیستم تعلیق نیمه‌فعال چرخ‌های جلو-راست و



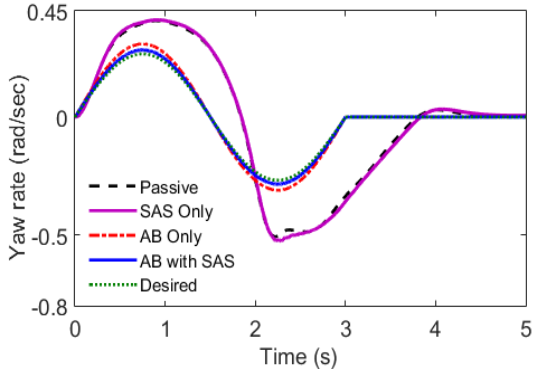
شکل ۲۰: نیروهای سیستم تعلیق نیمه‌فعال برای چرخ‌های جلو
Fig. 20. SAS control forces of front wheels



شکل ۲۱: گشتاور ترمزی فعال چرخ جلو-راست
Fig. 21. Active braking torque of front-right wheel



شکل ۲۲. زاویه فرمان چرخ‌های جلو در مانور تغییر مسیر خودرو
Fig. 22. Steering angle of front wheels for vehicle lane change maneuver



شکل ۲۳. نرخ چرخش خودرو در مانور تعویض خط
Fig. 23. Vehicle yaw rate for lane change maneuver

جدول ۶. بیشینه و میانگین مجذور مربعات خطای ردیابی سرعت چرخشی در مانور ورودی پله فرمان
Table 6. The Maximum value and RMS of tracking error of yaw rate for step steering input maneuver

استراتژی کنترلی	میانگین مجذور مربعات خطا (rad/s)	بیشینه خطا (rad/s)
غیرفعال	۰/۱۲۴	۰/۱۳۷
فقط سیستم ترمز	۰/۰۱۵	۰/۰۳
ترکیب سیستم ترمز و تعلیق نیمه‌فعال	۰/۰۰۶	۰/۰۱۹

جلو-چپ در شکل ۲۰ رسم شده‌اند. همانطور که مشاهده می‌شود، دامنه تغییرات این نیروها در محدوده قابل‌قبولی است و نمودارها نیز هموار می‌باشند. نمودارهای گشتاور ترمزی فعال چرخ جلو-راست برای هر دو سیستم ترمز به‌تنهایی و کنترل ترکیبی در شکل ۲۱ رسم شده‌اند. همانطور که مشاهده می‌شود، دامنه گشتاور ترمزی در حد قابل‌قبولی بوده و تغییرات ناگهانی در آن دیده نمی‌شود.

باتوجه به نتایج به‌دست‌آمده در بالا، در مجموع می‌توان گفت ساختار کنترل ترکیبی سیستم‌های فعال شاسی نسبت به سیستم جداگانه ترمز فعال، بهتر توانسته پایداری غلتشی، جانبی و چرخشی خودرو را بهبود بخشد. سرعت چرخشی مطلوب نیز با دقت بالاتری نسبت به سیستم ترمز فعال ردیابی شده است.

۴-۲- مانور تغییر مسیر

در این بخش، مانور تغییر مسیر که زاویه فرمان چرخ‌های آن، مطابق شکل ۲۲ است، جهت شبیه‌سازی انتخاب می‌شود.

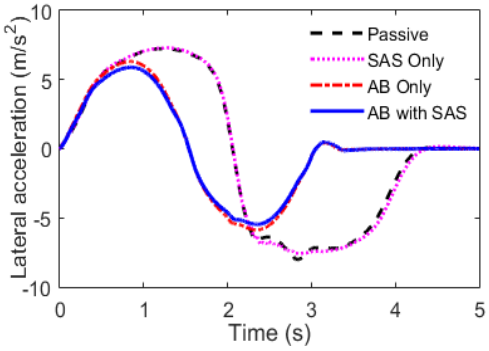
در شکل ۲۳، نمودار سرعت چرخشی خودرو رسم شده است. همانطور که آشکار است، سیستم کنترل ترکیبی با دقت بالاتری نسبت به سیستم‌های تعلیق نیمه‌فعال و ترمز فعال توانسته مقدار مطلوب سرعت چرخشی خودرو را دنبال کند. جهت ارزیابی عملکرد سیستم‌های کنترلی طراحی‌شده، از مقادیر بیشینه و میانگین مجذور مربعات خطای ردیابی نرخ چرخش خودرو استفاده شده به‌طوری‌که نتایج آن را می‌توان در جدول ۷ مشاهده نمود. باتوجه به این جدول، مقادیر بیشینه و میانگین مجذور مربعات خطا در سیستم کنترل ترکیبی، کاهش قابل‌ملاحظه‌ای نسبت به حالات دیگر داشته است. البته در سیستم ترمز فعال نیز نتایج نسبتاً خوبی حاصل شده است.

در شکل ۲۴، نمودار مسیر خودرو در مانور تعویض خط رسم

جدول ۷. بیشینه و میانگین مجذور مربعات خطای ردیابی سرعت چرخشی

Table 7. The Maximum value and RMS of tracking error of yaw rate

استراتژی کنترلی	میانگین مجذور مربعات خطا (rad/s)	بیشینه خطا (rad/s)
غیرفعال	۰/۱۸۱	۰/۳۳۵
فقط سیستم تعلیق نیمه‌فعال	۰/۱۸۸	۰/۳۵۷
فقط سیستم ترمز	۰/۰۲۳	۰/۰۴۲
ترکیب سیستم ترمز و تعلیق نیمه‌فعال	۰/۰۰۹	۰/۰۱۶



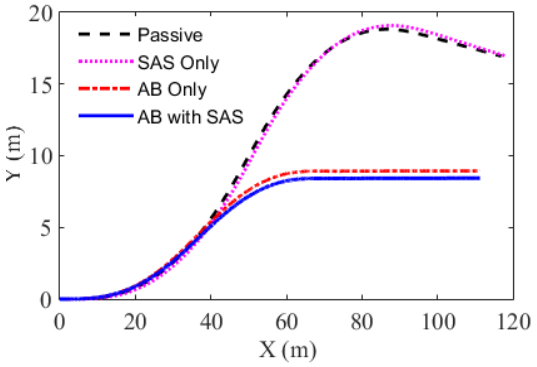
شکل ۲۵. شتاب جانبی خودرو در مانور تعویض خط

Fig. 25. Vehicle lateral acceleration for lane change maneuver

شده است. همانطور که مشاهده می‌شود مسیر خودروهای مجهز به کنترل ترکیبی و سیستم تنها ترمز فعال به‌خوبی توانسته پس از تغییر مسیر، در خط مستقیم قرار گیرد؛ درحالی‌که در این ارتباط، عملکرد خودروهای غیرفعال و همراه با سیستم تعلیق نیمه‌فعال دچار ضعف زیادی شده است.

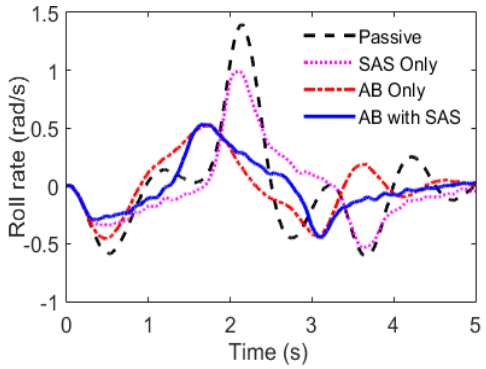
در شکل ۲۵ که شتاب جانبی خودرو رسم شده، این کمیت در سیستم کنترل ترکیبی شاسی و سیستم ترمز فعال نسبت به سیستم بدون کنترل به‌ترتیب به‌میزان ۱۸/۱ و ۱۲/۵ درصد کاهش یافته است که مطلوب می‌باشد. در خودرو با سیستم تعلیق نیمه‌فعال کاهش محسوسی مشاهده نمی‌شود.

و شتاب زاویه غلت که از فاکتورهای مهمی در بررسی واژگونی خودروها به‌شمار می‌آیند، به‌ترتیب در شکل ۲۶ و شکل ۲۷ نشان داده شده‌اند. کاهش این کمیت‌ها که احتمال بیش‌غلتی را می‌کاهد. شتاب زاویه‌ای غلت در سیستم کنترل ترکیبی شاسی، سیستم ترمز فعال و سیستم تعلیق نیمه‌فعال نسبت به سیستم غیرفعال به‌ترتیب به‌میزان



شکل ۲۴. مسیر خودرو در مانور تعویض خط

Fig. 24. Vehicle trajectory for lane change maneuver



شکل ۲۶. سرعت غلت خودرو در مانور تعویض خط

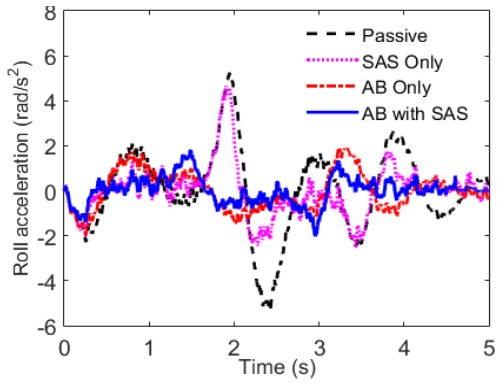
Fig. 26. Vehicle roll rate for lane change maneuver

۷۴، ۶۴ و ۱۳ درصد کاهش یافته است که مطلوب می‌باشد.

جهت ارزیابی احتمال واژگونی خودرو، نمودار تغییرات کمیت نسبت انتقال بار جانبی مورد بررسی قرار می‌گیرد که در شکل ۲۸ رسم شده است. همانطور که نمایان است، این کمیت در سیستم کنترل ترکیبی شاسی، سیستم ترمز فعال و سیستم تعلیق نیمه‌فعال نسبت به سیستم غیرکنترلی به‌ترتیب به‌میزان ۴۸، ۳۸ و ۲۰ درصد کاهش یافته که نشانگر این است که احتمال واژگونی خودرو در سیستم کنترل ترکیبی نسبت به سیستم غیرفعال بسیار کمتر شده و حتی نسبت به سیستم‌های کنترلی جداگانه نیز بهبود حاصل شده است. همچنین باتوجه به نتایج شبیه‌سازی می‌توان گفت تفاوت محسوسی بین سیستم غیرفعال و به‌کارگیری تنها تعلیق نیمه‌فعال در بهبود پایداری خودرو ظاهر نمی‌شود.

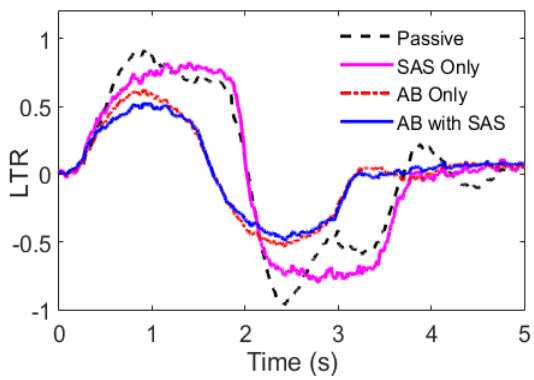
۵- نتیجه‌گیری

در این تحقیق، یک سیستم کنترل ترکیبی شاسی جهت بهبود



شکل ۲۷. شتاب غلت خودرو در مانور تعویض خط

Fig. 27. Vehicle roll acceleration for lane change maneuver



شکل ۲۸. نسبت انتقال بار جانبی در مانور تعویض خط

Fig. 28. Lateral load transfer ratio for lane change maneuver

پایداری چرخشی و غلتشی خودرو با استفاده از سیستم‌های ترمز فعال و تعلیق نیمه‌فعال بر روی یک مدل کامل صحه‌گذاری‌شده خودرو در نرم‌افزار آدامز ارائه گردید. سیستم ترمز فعال تفاضلی برپایه کنترل مود لغزشی و سیستم تعلیق نیمه‌فعال براساس کنترل فازی طراحی شد.

سیستم ترمز فعال، باعث کاهش احتمال واژگونی خودرو با کم‌کردن سرعت طولی و شتاب جانبی می‌شود. ازآنجاکه نیروهای طولی و عرضی تایر متاثر از نیروی عمودی وارد بر چرخ می‌باشند، کنترل نیروی عمودی تایرها هم می‌تواند در مباحث پایداری و فرمان‌پذیری خودرو مطرح شود. به‌همین منظور، سیستم تعلیق نیمه‌فعال در این مقاله به‌کار گرفته شد. نرخ انتقال بار جانبی که برپایه زاویه غلت و شتاب‌های عرضی و غلتشی می‌باشد، به‌عنوان معیار واژگونی انتخاب گردید. الگوریتم کنترلی تحت مانورهای تغییر مسیر و زاویه پله فرمان با استفاده از شبیه‌سازی مشترک نرم‌افزارهای آدامز و متلب مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج حاصل از شبیه‌سازی، حاکی از عملکرد مناسب‌تر سیستم کنترل ترکیبی شاسی ارائه‌شده نسبت به سیستم جداگانه ترمز فعال، در تعقیب دقیق سرعت چرخشی مطلوب، کاهش انتقال بار جانبی، بهبود پایداری چرخشی و همچنین جلوگیری از بیش‌غلتی می‌باشد.

مراجع

[1] A.T. Van Zanten, R. Erhardt, K. Landesfeind, G. Pfaff, VDC systems development and perspective, SAE transactions, (1998) 424-444.

[2] X. Shen, F. Yu, Investigation on integrated vehicle chassis control based on vertical and lateral tyre behaviour correlativity, Vehicle System Dynamics, 44(sup1) (2006) 506-519.

[3] J. Zhang, J. Li, Integrated vehicle chassis control for active front steering and direct yaw moment control based on hierarchical structure, Transactions of the Institute of Measurement and Control, 41(9) (2019) 2428-2440.

[4] N. Ding, S. Taheri, An adaptive integrated algorithm for active front steering and direct yaw moment control based on direct Lyapunov method, Vehicle System Dynamics, 48(10) (2010) 1193-1213.

[5] C. Poussot-Vassal, O. Sename, L. Dugard, S.M. Savaresi, Vehicle dynamic stability improvements through gain-scheduled steering and braking control, Vehicle System Dynamics, 49(10) (2011) 1597-1621.

[6] A. Tavasoli, M. Naraghi, H. Shakeri, Optimized coordination of brakes and active steering for a 4WS passenger car, ISA transactions, 51(5) (2012) 573-583.

[7] S. Yim, K. Jeon, K. Yi, An investigation into vehicle rollover prevention by coordinated control of active anti-roll bar and electronic stability program, International Journal of Control, Automation and Systems, 10(2) (2012) 275-287.

[8] M. Doumiati, O. Sename, L. Dugard, J.-J. Martinez-Molina, P. Gaspar, Z. Szabo, Integrated vehicle dynamics control via coordination of active front steering and rear braking, European Journal of

Control, 19(2) (2013) 121-143.

[9] P. Song, M. Tomizuka, C. Zong, A novel integrated chassis controller for full drive-by-wire vehicles, Vehicle System Dynamics, 53(2) (2015) 215-236.

[10] S. Yim, S. Kim, H. Yun, Coordinated control with electronic stability control and active front steering using the optimum yaw moment distribution under a lateral force constraint on the active front steering, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 230(5) (2016) 581-592.

[11] H. Her, E. Joa, K. Yi, K. Kim, Integrated chassis control for optimized tyre force coordination to enhance the limit handling performance, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 230(8) (2016) 1011-1026.

[12] A. Tavasoli, M. Naraghi, Interior-point method to optimize tire force allocation in 4-wheeled vehicles using high-level sliding mode control with adaptive gain, Asian Journal of Control, 15(4) (2013) 1188-1200.

[13] S. Rahimi, M. Naraghi, Design of an integrated control system to enhance vehicle roll and lateral dynamics, Transactions of the Institute of Measurement and Control, 40(5) (2018) 1435-1446.

[14] P. Gáspár, J. Bokor, Z. Szabo, Active suspension in integrated vehicle control, INTECH Open Access Publisher, 2009.

[15] H. Xiao, W. Chen, H. Zhou, J.W. Zu, Integrated control of active suspension system and electronic stability programme using hierarchical control strategy: theory and experiment, Vehicle System Dynamics, 49(1-2) (2011) 381-397.

[16] S.-B. Lu, Y.-N. Li, S.-B. Choi, L. Zheng, M.-S. Seong, Integrated control on MR vehicle suspension system associated with braking and steering control, Vehicle System Dynamics, 49(1-2) (2011) 361-380.

[17] A. Soltani, A. Bagheri, S. Azadi, Integrated vehicle dynamics control using semi-active suspension and active braking systems, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 232(3) (2018) 314-329.

[18] M.A. Saeedi, A new robust combined control system for improving manoeuvrability, lateral stability and rollover prevention of a vehicle, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 234(1) (2020) 198-213.

[19] M. Ataei, A. Khajepour, S. Jeon, A general rollover index for tripped and un-tripped rollovers on flat and sloped roads, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of automobile engineering, 233(2) (2019) 304-316.

[20] X. Qian, C. Wang, W. Zhao, Rollover prevention and path following control of integrated steering and braking systems, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 234(6) (2020) 1644-1659.

[21] S. Li, L. He, Co-simulation Study of Vehicle ESP System Based on ADAMS and MATLAB, JSW, 6(5) (2011) 866-872.

[22] F. Ying, G. Yiming, Z. Hongni, Control for vehicle handing stability based on ADAMS and Matlab, in: 2010 International Conference on Computer Application and System Modeling (ICCASM 2010), IEEE, 2010, pp. V8-546-V548-549.

[23] Z. Xiu-qin, Y. Bo, Y. Chao, X. Guan-neng, Research on ABS of multi-axle truck based on ADAMS/Car and Matlab/Simulink, Procedia Engineering, 37 (2012) 120-124.

[24] S. Azadi, M. Vaziri, M. Hoseini, Vehicle dynamic control of a passenger car applying flexible body model, Vehicle system dynamics, 48(5) (2010) 587-617.

[25] Z. Qi, S. Taheri, B. Wang, H. Yu, Estimation of the tyre–road maximum friction coefficient and slip slope based on a novel tyre model, Vehicle System Dynamics, 53(4) (2015) 506-525.

[26] A. Bagheri, S. Azadi, A. Soltani, A combined use of adaptive sliding mode control and unscented Kalman filter estimator to improve vehicle

yaw stability, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, 231(2) (2017) 388-401.

[27] M. Salem, A.A. Aly, Fuzzy control of a quarter-car suspension system, World Academy of Science, Engineering and Technology, 53(5) (2009) 258-263.

[28] B. Zhu, Q. Piao, J. Zhao, L. Guo, Integrated chassis control for vehicle rollover prevention with neural network time-to-rollover warning metrics, Advances in Mechanical Engineering, 8(2) (2016) 1687814016632679.

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

A. Soltani, Sh. Azadi, Combination of active braking and semi-active suspension systems to improve the roll and yaw vehicle stability, Amirkabir J. Mech. Eng., 53(6) (2021) 3549-3570.

DOI: 10.22060/mej.2020.18448.6817

This page intentionally left blank