



Numerical analysis of chaotic dynamics in vehicle along with design of chaos controller using fuzzy fast terminal sliding mode control

Y. Nourollahi Golouje, S. M. Abtahi*

Department of Mechanical Engineering, Faculty of the Industrial and Mechanical Engineering, Qazvin Branch, Islamic Azad University, Qazvin, Iran

ABSTRACT: In this paper, chaos control in the vehicle during passaging of intermittent roughness has been investigated using a fuzzy fast terminal sliding mode control method. For this purpose, the nonlinear half model for the vehicle is considered due to the nonlinear behavior of the springs and dampers used in the suspension system and tires. Initially, the dynamical equations of motion are derived using the Newton-Euler laws and then are solved using the fourth-order Runge-Kutta method. To analyze the chaotic dynamics, the nonlinear dynamic system is studied by specific techniques for identifying the chaotic behaviors such as frequency response diagrams, bifurcation diagrams, frequency spectra, phase plane trajectories, Poincare' section and max Lyapunov exponent. Therefore, using these methods, the chaotic zones along with the critical values in order to excite chaos based on the input force of the road surface are depicted on the uncontrolled model. Consequently, to eliminate this chaotic behavior, the control signals in the active suspension system are generated using the novel fuzzy fast terminal sliding mode control algorithm. According to the simulation results of the feedback system, the unwanted vibrations in the suspension system can be stabilized at a proper time via the efficient fuzzy fast terminal sliding mode controller besides the rejection of the irregular chaotic behaviors.

Review History:

Received: Feb. 24, 2020
Revised: May, 23, 2020
Accepted: Jun. 20, 2020
Available Online: Jul. 01, 2020

Keywords:

Chaotic vibrations
Bifurcation diagram
Terminal sliding mode
Fuzzy inference

1- Introduction

The vibrations in vehicles passing through the roughness cause to disturb the passengers' comfort and leads to a reduction in the lifetime of the vehicle's parts. Recently many studies have been done on the chaotic dynamics as well as chaos control of vehicle suspension that investigated chaos in a vehicle along with bifurcation and stability studies in the vehicle model [1-4].

The features of sliding mode control can be developed efficiently using the fast terminal algorithm. Therefore, using the fast terminal SMC, the convergence speed of the system is increased and by the use of the fuzzy inference system, the chattering phenomenon is eliminated in the system [5-8]. In this work, chaos controller based on the novel extended fast terminal SMC with fuzzy system is used to control the bounce vibrations in the active suspension system.

2- Dynamical Model and Chaos Analysis

In order to investigate the nonlinear phenomena such as chaos in a vehicle model, the mathematical model of the chassis is derived using Newton-Euler laws as the following formula and then is simulated using the Runge-Kutta method [2, 4].

$$M_b \ddot{X}_b = -k_{f2} \text{sgn}(\Delta_{bf2}) |\Delta_{bf2}|^{n_{f2}} - c_{f2} \Delta_{bf2} - k_{r2} \text{sgn}(\Delta_{br2}) |\Delta_{br2}|^{n_{r2}} - c_{r2} \Delta_{br2} - M_b g + u_f + u_r \quad (1)$$

After dynamic modeling, using the bifurcation diagrams, route to chaos via the periodic responses are observed. Figs. 1 and 2 show the influences of the time delay control parameter α and frequency of excited force from the road surface to the nonlinear dynamics.

In Fig. 3, the effects of the damping coefficient in the suspension system resulting the variation of the oil pressure in the active suspension is depicted on the nonlinear behavior of the system. Also using the power spectrum density based on the Fig. 4 and the diagrams of phase plane trajectories along with the Poincare' section according to Fig. 5, the occurrence of chaos is proved in the uncontrolled system. Furthermore, after calculation of the Lyapunov exponents using the wolf algorithm [9], the positive value for the maximum Lyapunov exponents satisfies the chaotic vibrations in the system.

3- Results of Chaos Control

In order to control the vertical model of the vehicle and rejection of the chaotic oscillations, the new Fuzzy Fast Terminal Sliding Mode Control (FFTSMC) algorithm is applied to the active suspension system. The novel control strategy involves the online calculation of the control parameters in the fast terminal SMC using fuzzy inference system according to Fig. 6.

The control system provides proper oil pressure for the hydraulic actuator in the active suspension, as a result of the forces acting on the vertical dynamics the vehicle are applied to the chassis. According to the control strategy, fuzzy logic

*Corresponding author's email: m.abtahi@qiau.ac.ir



is used to estimate the control gains of the fast terminal SMC involving the coefficients of K , p , and q . The fuzzy inference is based on the Mamdani system and the output of fuzzy is calculated using the gravity center method. The simulation

results of the feedback systems are shown in Fig. 7 shows the rapid convergence of the responses of the states in the system along with the elimination of the chaotic vibrations in the vehicle.

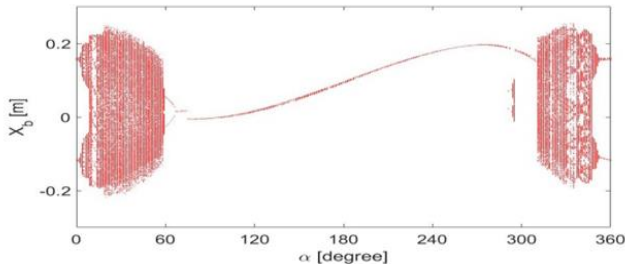


Fig. 1. Bifurcation diagrams of X_b relative to α

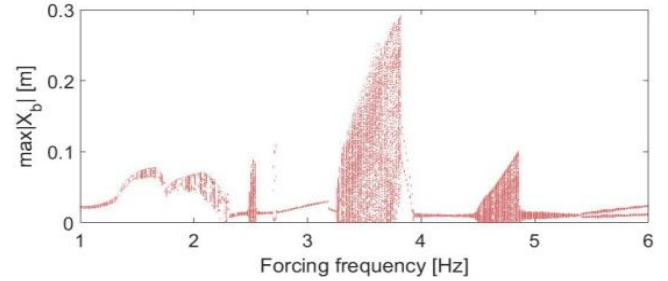


Fig. 2. Bifurcation diagrams of X_b with relative to Frequency of the excited force from road surface

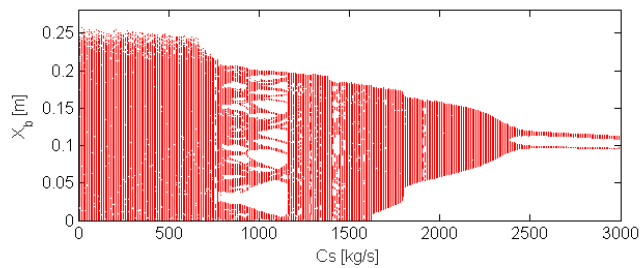


Fig. 3. Bifurcation diagrams of X_b with relative to equal damping coefficient of the active suspension system

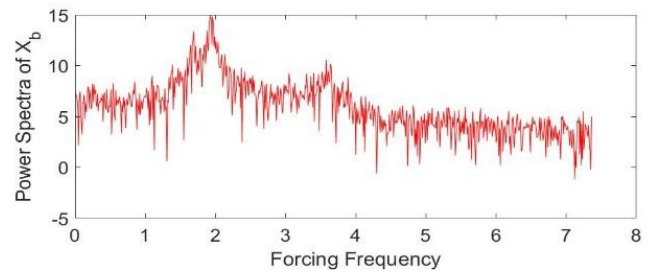
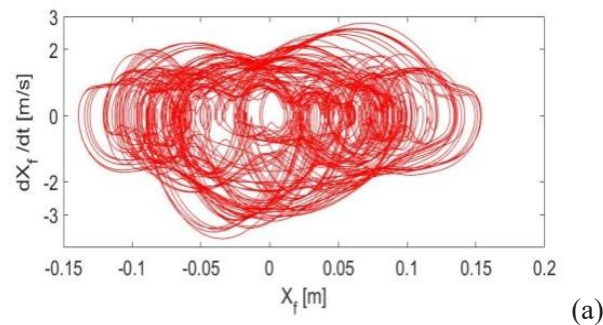
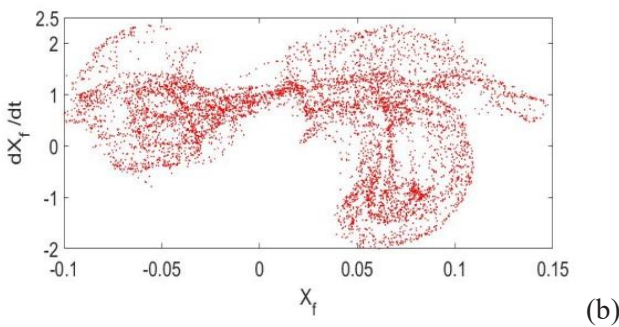


Fig. 4. Power spectrum density diagram of the displacement in the body of vehicle



(a)



(b)

Fig. 5. Phase plane trajectories (a) and Poincaré section (b) of the chaotic system

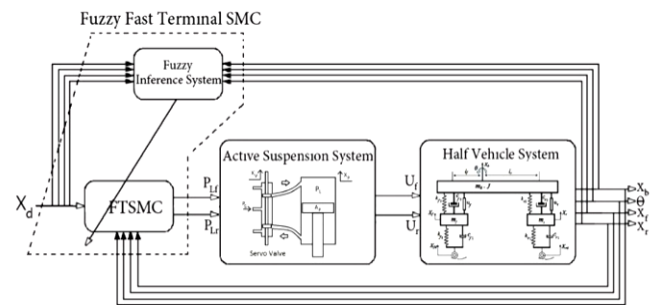


Fig. 6. Block diagram of the fuzzy fast terminal SMC for the half vehicle model with active suspension

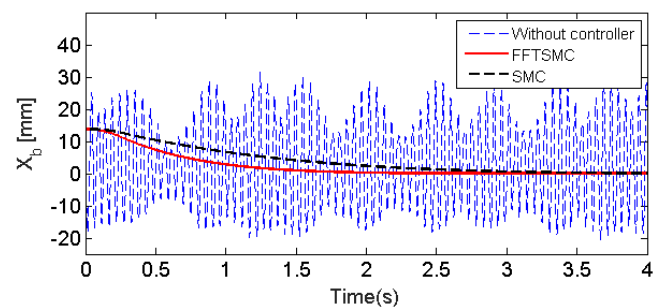


Fig. 7. Simulation results of the feedback system under the fuzzy fast terminal SMC

4- Conclusions

In this work, the chaotic behaviors of the vehicle model are considered using the bifurcation diagram, frequency spectrum, phase trajectories, Poincare' section and Lyapunov exponent numerically. Then a novel fuzzy fast terminal sliding control method has been used to control and eliminate these irregular vibrations. In order to improve the performance of a fast terminal-SMC system, its control gains have been computed online using fuzzy inference systems. Comparing the results of the fast terminal SMC with the conventional SMC shows a 60% decrease in sitting time and a 47% decrease in energy consumption. Also, comparing the results of this study with [10] while reducing the settling time by 10%, indicates the elimination of overshoots in the responses. Comparison of the control input signals with [10] also indicates a significant reduction in the amplitude of the control input, which while reducing energy consumption, completely eliminates the problem of saturation in suspension operators.

References

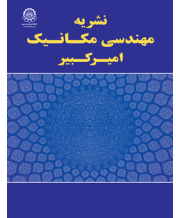
- [1] J. Fakhraei, H. Khanlo, M. Ghayour, K. Faramarzi, The influence of road bumps characteristics on the chaotic vibration of a nonlinear full-vehicle model with driver, *International Journal of Bifurcation and Chaos*, 26(09) (2016) 1650151.
- [2] G. Litak, M. Borowiec, M.I. Friswell, W. Przystupa, Chaotic response of a quarter car model forced by a road profile with a stochastic component, *Chaos, Solitons & Fractals*, 39(5) (2009) 2448-2456.
- [3] W. Wang, G. Li, Y. Song, Nonlinear dynamic analysis of the whole vehicle on bumpy road, *Transactions of Tianjin University*, 16(1) (2010) 50-55.
- [4] Q. Zhu, M. Ishitobi, Chaos and bifurcations in a nonlinear vehicle model, *Journal of Sound and Vibration*, 275(3-5) (2004) 1136-1146.
- [5] Y. Hong, G. Yang, D. Cheng, S. Spurgeon, A new approach to terminal sliding mode control design, *Asian Journal of Control*, 7(2) (2005) 177-181.
- [6] H. Li, X. Liao, C. Li, C. Li, Chaos control and synchronization via a novel chatter free sliding mode control strategy, *Neurocomputing*, 74(17) (2011) 3212-3222.
- [7] J.M. Nazzal, A.N. Natsheh, Chaos control using sliding-mode theory, *Chaos, Solitons & Fractals*, 33(2) (2007) 695-702.
- [8] H. Wang, Z.-Z. Han, Q.-Y. Xie, W. Zhang, Finite-time chaos control via nonsingular terminal sliding mode control, *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 14(6) (2009) 2728-2733.
- [9] S.M. Abtahi, Chaotic study and chaos control in a half-vehicle model with semi-active suspension using discrete optimal Ott-Grebogi-Yorke method, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi*
- [10] S.M. Abtahi, Suppression of chaotic vibrations in suspension system of vehicle dynamics using chattering-free optimal sliding mode control, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 41(5) (2019) 210.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

Y. Nourollahi Golouje, S. M. Abtahi, *Numerical analysis of chaotic dynamics in vehicle along with design of chaos controller using fuzzy fast terminal sliding mode control*, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 53(Special Issue 4) (2021) 597-600.

DOI: [10.22060/mej.2020.17994.6703](https://doi.org/10.22060/mej.2020.17994.6703)





تحلیل عددی دینامیک غیرخطی آشوبناک خودرو به همراه طراحی کنترل کننده آشوب به روش فازی - لغزشی ترمینال سریع

یاور نوراللهی گلوچه، سید مهدی ابطحی*

گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد قزوین، واحد قزوین، دانشکده مهندسی صنایع و مکانیک، قزوین، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۸/۱۲/۰۵

بازنگری: ۱۳۹۹/۰۳/۰۳

پذیرش: ۱۳۹۹/۰۳/۳۱

ارائه آنلاین: ۱۳۹۹/۰۴/۱۱

کلمات کلیدی:

ارتعاشات آشوبناک

نمودار دوشاخگی

بیشینه نمای لیاپانوف

مود لغزشی ترمینالی

منطق فازی

خلاصه: در این مقاله به کنترل ارتعاشات آشوبناک خودرو هنگام عبور از ناهمواری‌های متناوب سطح جاده با استفاده از روش کنترل فازی-لغزشی ترمینال سریع پرداخته شده است. برای این منظور مدل نصف خودرو شامل رفتار غیرخطی فنر و دمپرها، سیستم تعلیق و تایرها در نظر گرفته شده است. در ابتدا معادلات دینامیکی حاکم بر مسئله با استفاده از قوانین نیوتن-اولر استخراج شده و با روش عددی رانگ-کوتای مرتبه چهارم حل می‌شوند. به منظور تحلیل دینامیکی آشوب، پس از شبیه‌سازی سیستم مدار باز، رفتار دینامیک غیرخطی سیستم توسط روش‌هایی همچون نمودارهای دوشاخگی، تابع چگالی طیف توان، مسیرهای حرکت صفحه فازی، مقاطع پوانکاره و بیشینه نمای لیاپانوف مورد بررسی قرار می‌گیرد. با مشخص شدن محدوده‌های آشوبناک رفتار دینامیکی سیستم و شناسایی مقادیر بحرانی پارامترهای کنترلی مشاهده می‌شود که در حالت کنترل نشده این سیستم دارای رفتار آشوبناک است. سپس به منظور حذف ارتعاشات آشوبناک سیستم، سیگنال‌های کنترلی با استفاده از الگوریتم نوین کنترل مود لغزشی ترمینال سریع تولید می‌شوند که گین‌های کنترلی آن با منطق فازی محاسبه می‌گردند. نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی سیستم کنترلی فازی-لغزشی ترمینال سریع حاکی از پایدارسازی و حذف رفتار آشوبناک در ارتعاشات پدیدار شده در خودرو است و همچنین رفتار دینامیکی نامنظم سیستم را در محدوده‌های آشوبناک در زمان مناسبی بهبود می‌دهد.

۱- مقدمه

تعلیق مانند فنرها و دمپرها ذاتاً دارای ویژگی‌های غیرخطی هستند، از این رو دینامیک عمودی خودرو بصورت غیرخطی در نظر گرفته می‌شود. بنابراین احتمال وقوع پدیده دوشاخگی، پاسخ‌های شبه پریودیک و آشوبناک در تحلیل دینامیکی خودرو به‌زای برخی از مقادیر پارامترهای سیستم و نیروی اعمالی به چرخ‌های خودرو از طرف ناهمواری سطح جاده وجود دارد. رفتارهای نامنظم آشوبناک علیرغم ورودی معلوم دارای رفتار نامشخصی در خروجی سیستم بوده که باعث ایجاد تنش‌های متغیر در قطعات سیستم تعلیق شده فلذا شناسایی و کنترل این نوع رفتار نامنظم ضروری به نظر می‌رسد. در سال‌های اخیر تحقیقات زیادی در زمینه تحلیل دینامیک آشوب و

ارتعاشات پیاپی وارد شده به خودرو هنگام عبور از ناهمواری‌های متناوب از یک سو باعث ایجاد اختلال در راحتی سرنشین شده و از سوی دیگر سبب ایجاد تنش‌های متغیر در خودرو می‌شود که منجر به کاهش عمر قطعات خودرو می‌گردد. پایداری و کنترل پذیری خودرو در مواجهه با ناهمواری‌ها از عوامل مهمی هستند که باید هنگام طراحی دینامیکی و ارتعاشی خودرو مورد توجه قرار بگیرند و در این بین سیستم تعلیق نقش مهمی در کنترل ارتعاشات اعمالی به خودرو و سرنشینان دارد. از آنجائیکه عناصر ارتعاشی سیستم

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: m.abtahi@qiau.ac.ir



همچنین کنترل ارتعاشات آشوبناک خودرو صورت گرفته است. لیتاک و همکاران^۱ به بررسی ارتعاشات آشوبناک در مدل یک چهارم خودرو با یک درجه آزادی تحت تحریک ناهمواری سطح جاده که به شکل سینوسی همراه با ناهمواری‌های اتفاقی مدل شده بود، پرداختند و با به کارگیری نمودارهای صفحه فاز و پوانکاره این پدیده را نشان دادند [۱].

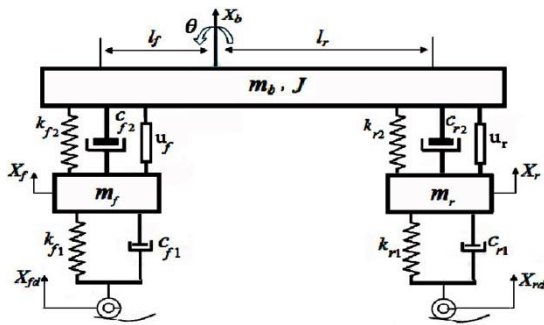
نایک و سینگورا^۲ [۲] به تحلیل پایداری، رزونانس و آشوب در یک مدل یک چهارم خودرو با یک درجه آزادی پرداختند و با استفاده از معیار ملنیکوف، محدوده پایداری را به‌زای تأخیر زمانی متفاوت به‌دست آوردند. ژو و ایشیتوبی^۳ [۳] به بررسی و تحلیل دوشاخگی و ارتعاشات آشوبناک در مدل نصف خودرو با چهار درجه آزادی پرداختند. آن‌ها اثر ضریب میرایی را بر رفتار دینامیک غیرخطی خودرو مورد مطالعه قرار داده و نشان دادند به‌زای فرکانس مشخصی از نیروی تحریک سطح جاده، رفتار آشوبناک در خودروی مدل شده به وقوع می‌پیوندد. وی و همکاران^۴ [۴] با تحلیل نمودارهای فرکانسی و صفحه فاز به مطالعه تأثیر تأخیر زمانی و دینامیک آشوب در مدل کامل خودرو پرداختند. فخرایی و همکاران^۵ [۵] تأثیر حضور سرنشین بر ارتعاشات آشوبناک خودرو کامل را بررسی نمودند که مطالعه آن‌ها نشان داد با اضافه‌شدن سرنشین به خودرو و به دنبال آن افزایش لختی سیستم احتمال خروج از رفتارهای آشوبناک افزایش یافته و حرکات دینامیکی نامنظم سیستم نیز کاهش می‌یابد. در مطالعه‌ای دیگر آن‌ها به بررسی تأثیر پارامترهای ناهمواری کنترل سرعت مورد استفاده در بزرگراه‌ها بر ارتعاشات آشوبناک خودرو کامل با حضور راننده پرداختند. تحقیق آن‌ها نشان داد به‌زای مقادیر مشخص از دامنه و فرکانس ناهمواری، رفتارهای آشوبناک در خودرو پدیدار می‌شود که تأثیر مستقیم بر راحتی سرنشینان داشته و باعث اختلال در راحتی سرنشینان می‌شود [۶]. دهقانی و همکاران^۶ [۷] به کنترل ارتعاشات آشوبناک در یک سیستم تریلی مجهز به دمپرهای مغناطیسی پرداختند. آن‌ها پس از تحلیل دینامیک آشوب تریلی در مواجهه با ناهمواری جاده، با در نظر گرفتن یک کنترلر فعال و با استفاده از روش کنترلی بازگشتی^۷ نشان دادند رفتار نامنظم شبه پریودیک و آشوبناک

- 1 Litak et al
- 2 Naik, P. Singru
- 3 Zhu, M. Ishitobi
- 4 Wei et al
- 5 Fakhraei et al
- 6 Dehghani et al
- 7 Backstepping method

قابل بازگشت به رفتار منظم در سرعت‌های مشخص است. الگوریتم کنترل مود لغزشی^۸ یک روش ساده برای طراحی کنترل مقاوم سیستم‌های غیرخطی می‌باشد که روشی مناسب برای مسئله حفظ پایداری و عملکرد یکنواخت در رویارویی با عدم قطعیت در مدل‌سازی است. ویژگی‌های کنترل مود لغزشی شامل سادگی طراحی، پیاده‌سازی آسان و کم هزینه و در نهایت مقاوم‌بودن در برابر عدم قطعیت غیرساختاریافته است [۸، ۹]. به منظور بهبود کیفیت کنترلی مانند افزایش پایداری، کاهش زمان نشست و کاهش یا حذف پدیده چترینگ، در سال‌های اخیر الگوریتم کنترل مود لغزشی توسعه زیادی پیدا کرده است که عمدتاً شامل تعریف یک سطح لغزش کارآمد در سیستم بوده است. از آن جمله می‌توان به مود لغزشی ترمینالی و ترمینال سریع اشاره نمود [۱۰-۱۲].

سیستم کنترلی مود لغزشی ترمینال سریع برخلاف روش مود لغزشی دارای سطح لغزش غیرخطی و نمایی می‌باشد و به همین علت سرعت بیشتری در همگرایی حالات سیستم به روی سطح لغزش دارد. بنابراین با به‌کارگیری روش مود لغزشی ترمینال سریع و با استفاده از ویژگی‌های مثبت آن، در کنار رفع عیب مهم آن که همان پدیده چترینگ است، میتوان سیستم کنترلی مناسبی را در اختیار گرفت [۱۳-۱۵]. استفاده از منطق فازی در داخل ساختار مود لغزشی به حذف چترینگ و سریع‌ترشدن همگرایی منتهی می‌شود. از سال ۱۹۶۵ به بعد، استفاده از مجموعه‌های فازی در سیستم‌های کامپیوتری مخصوصاً در کاربردهای کنترلی، گسترش یافت. سیستم‌های فازی به علت دارا بودن توابع عضویت با درجات تعلق دقیق، توانایی محدودی در کاهش اثر عدم قطعیت در قوانین فازی دارند. اخیراً سیستم‌های فازی به منظور بهبود عملکرد کنترل می‌توانند با دیگر سیستم‌های کنترلی ترکیب شوند. به عنوان مثال، ترکیب مجموعه‌های فازی با کنترل مود لغزشی ترمینال سریع می‌تواند منجر به تسریع همگرایی در سیستم کنترلی شود.

در این مقاله، هدف مدل‌سازی، تحلیل و کنترل ارتعاشات آشوبناک خودرو در دینامیک عمودی بوسیله سیستم تعلیق فعال است. بدین منظور ابتدا پدیده‌های غیرخطی دوشاخگی و ارتعاشات آشوبناک در مدل نصف خودرو مورد بررسی قرار می‌گیرد. پس از مدل‌سازی ریاضی خودرو شامل ارایه پاسخ‌های جابجایی قائم و



شکل ۱. مدل نصف خودرو با سیستم تعلیق فعال تحت ناهمواری سطح جاده

Fig. 1. Half-vehicle model with active suspension system under the uneven road surface

$$f_{sc} = c_s \Delta \dot{X}_s \quad (2)$$

در روابط فوق k_s ضریب سختی فنرهای سیستم تعلیق، Δ_s تغییر طول نسبی فنر و $\dot{\Delta}_s$ سرعت نسبی است. همچنین n یک عدد غیرصحیح است به عنوان ضریب غیرخطی فنر معرفی می‌شود. ضریب میرایی c_s در حالت کشش و فشار دمپرها متغیر بوده و برابر است با:

$$c_s = \begin{cases} c_u, & \Delta \dot{X}_s \geq 0 \\ c_d, & \Delta \dot{X}_s < 0 \end{cases} \quad (3)$$

که c_u و c_d به ترتیب ضریب میرایی در کشش و فشار است. تایرهای خودرو با فنر غیرخطی و دمپر ویسکوز مدل می‌شوند که نیروی فنر مشابه رابطه (۱) که در آن k_t بعنوان ضریب سختی فنر تایرهای خودرو محسوب شده و نیروی دمپر تایرها بصورت:

$$f_{tc} = c_t \Delta \dot{X}_t \quad (4)$$

بیان می‌گردد. جابجایی تحریک ورودی از سطح جاده بصورت تابع سینوسی متناوب فرض شده که بصورت زیر مدل می‌شوند.

$$X_{fd} = A \sin(2\pi ft) \quad (5)$$

$$X_{rd} = A \sin(2\pi ft + \alpha) \quad (6)$$

که در آن A دامنه، f فرکانس نیروی تحریک و α نشان دهنده تأخیر زمانی بین جابجایی اعمال شده از طرف ناهمواری سطح جاده به لاستیک‌های جلو و عقب است.

چرخشی بدنه به طور همزمان، دینامیک آشوبناک سیستم با استفاده از ابزارهای بررسی رفتارهای آشوبناک مانند نمودارهای دوشاخگی، چگالی طیف توان، مسیرهای حرکت صفحه فاز، مقطع پوانکاره و بیشینه نمای لیاپانوف مورد مطالعه قرار گرفته و محدوده‌های منظم و آشوبناک رفتار دینامیکی سیستم مشخص می‌گردد. هدف از تحلیل دینامیکی آشوبناک، رهیافتی به سمت طراحی سیستم کنترلی کارآمد می‌باشد به این ترتیب که نمودارهای دوشاخگی سیستم برحسب پارامترهای کنترلی همچون ضریب میرایی دمپرها و ضریب سختی فنرهای سیستم تعلیق خودرو در کنار ضریب سختی تایرها مورد تحلیل و ارزیابی قرار می‌گیرد. سپس با ارائه روش کنترل فازی- لغزشی ترمینال سریع به طراحی سیستم کنترلی برای حذف پدیده آشوب در دینامیک عمودی خودرو پرداخته شده است. به این ترتیب که با الگوریتم مود لغزشی ترمینال سریع ضمن بکارگیری سطح لغزش نمایی، پایدارسازی سریع پاسخ‌های سیستم مدار بسته حاصل شده است. همچنین با تلفیق سیستم فازی در استراتژی مود لغزشی ترمینال سریع، پدیده نامطلوب چترینگ که ناشی از لغزش مسیر حرکت سیستم در اطراف سطح لغزش می‌باشد نیز حذف شده است.

۲- مدل سازی دینامیکی خودرو

شکل ۱ بیانگر مدل دینامیکی نصف خودرو با چهار درجه آزادی است که بدنه خودرو به عنوان یک جرم فنربندی شده با یک بلوک صلب مدل سازی شده و دارای دو درجه آزادی به‌ازای حرکات جابجایی قائم X_b و چرخش حول محور عرضی بدنه θ می‌باشد. از درجات آزادی چرخش حول محور طولی بدنه و چرخش حول محور عمود بر صفحه گذرنده از بدنه به دلیل اثرات کوچک آن‌ها صرف‌نظر می‌شود. دو جرم فنربندی نشده به جلو و عقب این بلوک متصل شده و همراه با فنرهای غیرخطی و میرایی ویسکوز بیانگر مدل چرخ‌های خودرو هستند. سیستم تعلیق بین جرم‌های فنربندی شده و فنربندی نشده با المان‌های فنر و دمپر غیرخطی مدل می‌شود. همچنین نیروی عملگرهای جلو و عقب سیستم تعلیق فعال به ترتیب برابر با u_f و u_r می‌باشد. رابطه ریاضی حاکم بر نیروی فنرها و دمپرها غیرخطی سیستم تعلیق به صورت زیر بیان می‌گردد [۳]:

$$f_s = k_s \operatorname{sgn}(\Delta_s) |\Delta_s|^n \quad (1)$$

جدول ۱. مقادیر عددی پارامترهای سیستم
Table 1. Values of system parameters

مقدار	پارامترهای سیستم
۱۱۸۰ kg	M_b
۶۳۳/۶ kg m ²	J
۵۰ kg	M_f
۴۵ kg	M_r
۳۶۹۵۲ N/m	k_{f2}
۳۰۱۳۰ N/m	k_{r2}
۱۴۰۰۰۰ N/m	k_{f1}, k_{r1}
۵۰۰ kg/s	c_{f2u}, c_{f2r}
۳۶۰ kg/s	c_{f2d}, c_{f2}
۱/۵	n_{r2}, n_{f2}
۱/۲۵	n_{r1}, n_{f1}
۱/۱۲۳ m	l_f
۱/۳۷۷ m	l_r

$$\Delta_{bf1} = X_f - \Delta_{sf1} - X_{fd} \quad (15)$$

$$\dot{\Delta}_{bf1} = \dot{X}_f - \dot{X}_{fd} \quad (16)$$

$$\Delta_{br1} = X_r - \Delta_{sr1} - X_{rd} \quad (17)$$

$$\dot{\Delta}_{br1} = \dot{X}_r - \dot{X}_{rd} \quad (18)$$

و همچنین Δ_{sf2} و Δ_{sr2} تغییر طول استاتیکی فنرهای سیستم تعلیق، Δ_{sf1} و Δ_{sr1} تغییر طول استاتیکی فنر تایرها هستند.

۳- آنالیز عددی آشوب

حل عددی معادلات دیفرانسیل حرکت سیستم بر مبنای معادلات (۷) تا (۱۰) با استفاده از روش عددی رانگ- کوتای مرتبه چهار انجام گرفته است. مقادیر عددی پارامترهای مختلف در شبیه‌سازی مطابق جدول ۱ بیان می‌شود. همچنین نتایج حاصل از شبیه‌سازی سیستم مدار باز با نتایج مقاله [۳] مقایسه شده و انطباق کامل نتایج آن‌ها حاکی از صحت مدل‌سازی انجام گرفته است. برای تحلیل رفتار غیرخطی آشوبناک سیستم، از ابزارهایی عددی مختلفی می‌توان بهره برد. در میان ابزارهای عددی تحلیل آشوب در سیستم دینامیکی خودرو، در کنار تحلیل روی صفحه فاز و نمای لیاپانوف، می‌توان به روش تابع چگالی طیف توان، مقاطع پوانکاره و نمودارهای دوشاخگی اشاره کرد. با کمک نمودارهای دوشاخگی، با دانستن بازه‌های مختلف

با اعمال قوانین نیوتن- اوپلر معادلات حرکت دینامیک عمودی خودرو به صورت زیر نتیجه می‌شوند.

$$M_b \ddot{X}_b = -k_{f2} \operatorname{sgn}(\Delta_{bf2}) |\Delta_{bf2}|^{n_{f2}} - c_{f2} \dot{\Delta}_{bf2} - k_{r2} \operatorname{sgn}(\Delta_{br2}) |\Delta_{br2}|^{n_{r2}} - c_{r2} \dot{\Delta}_{br2} - M_b g + u_f + u_r \quad (7)$$

$$J \ddot{\theta} = \left[k_{f2} \operatorname{sgn}(\Delta_{bf2}) |\Delta_{bf2}|^{n_{f2}} + c_{f2} \dot{\Delta}_{bf2} - u_f \right] l_f \cos \theta - \left[k_{r2} \operatorname{sgn}(\Delta_{br2}) |\Delta_{br2}|^{n_{r2}} + c_{r2} \dot{\Delta}_{br2} - u_r \right] l_r \cos \theta \quad (8)$$

$$M_f \ddot{X}_f = k_{f2} \operatorname{sgn}(\Delta_{bf2}) |\Delta_{bf2}|^{n_{f2}} + c_{f2} \dot{\Delta}_{bf2} - k_{f1} \operatorname{sgn}(\Delta_{bf1}) |\Delta_{bf1}|^{n_{f1}} - c_{f1} \dot{\Delta}_{bf1} - M_f g + u_f \quad (9)$$

$$M_r \ddot{X}_r = k_{r2} \operatorname{sgn}(\Delta_{br2}) |\Delta_{br2}|^{n_{r2}} + c_{r2} \dot{\Delta}_{br2} - k_{r1} \operatorname{sgn}(\Delta_{br1}) |\Delta_{br1}|^{n_{r1}} - c_{r1} \dot{\Delta}_{br1} - M_r g + u_r \quad (10)$$

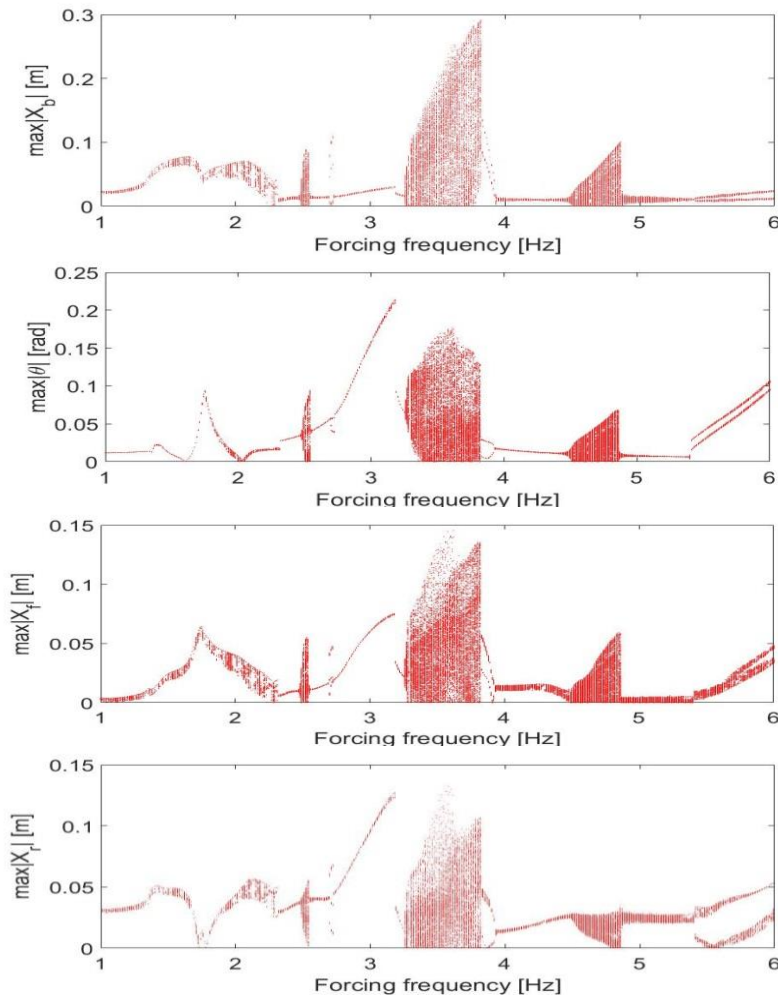
که در روابط فوق داریم:

$$\Delta_{bf2} = X_b - \Delta_{sf2} - X_f - l_f \sin \theta \quad (11)$$

$$\dot{\Delta}_{bf2} = \dot{X}_b - \dot{X}_f - \dot{\theta} l_f \cos \theta \quad (12)$$

$$\Delta_{br2} = X_b - \Delta_{sr2} - X_r + l_r \sin \theta \quad (13)$$

$$\dot{\Delta}_{br2} = \dot{X}_b - \dot{X}_r + \dot{\theta} l_r \cos \theta \quad (14)$$



شکل ۲. نمودار دوشاخگی حداکثر دامنه متغیرهای حالت سیستم نسبت به پارامتر کنترلی فرکانس تحریک جاده

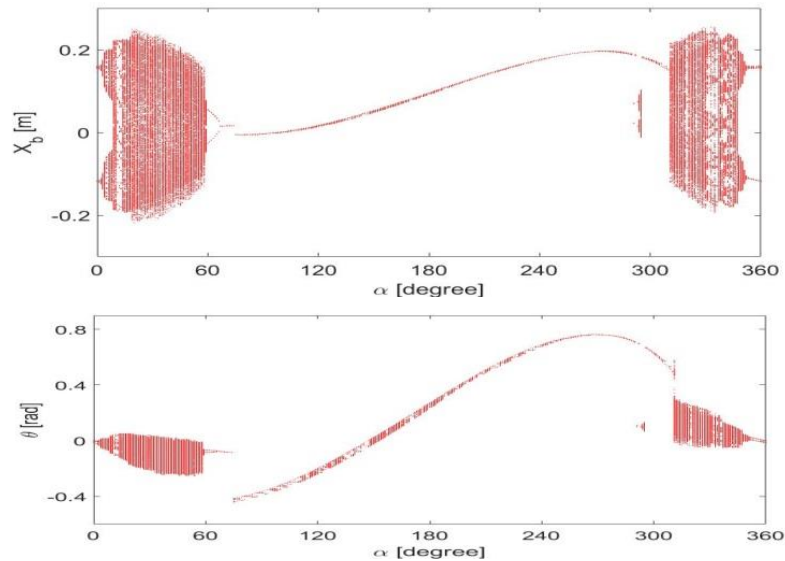
Fig. 2. Bifurcation diagram of maximum amplitude of state variables relative to the frequency of road excitation

با افزایش تعداد نقاط بیشینه محلی در سری‌های زمانی مشاهده می‌شود. به منظور استخراج نمودار دوشاخگی ۲، پارامتر کنترلی فرکانس تحریک جاده با گام $0.1/0.1$ هرتز تغییر کرده و بازاء مقادیر دامنه تحریک جاده 0.06 متر، زاویه فاز تحریک $\pi/9$ رادیان و در محدوده فرکانسی صفر تا ۶ هرتز، دامنه نقاط با حداکثر دامنه ارتعاشی متغیرها رسم شده است. در هر بار تغییر مقدار فرکانس به اندازه گام زمانی آن، مقادیر دامنه نقاط بیشینه محلی پاسخ‌های سری زمانی مربوط به متغیرهای مکانی سیستم استخراج شده و نمایش داده می‌شوند. مطابق نتایج برگرفته از شکل ۲، پاسخ‌های سیستم در محدوده فرکانس $1/3 < f < 3/8$ و همچنین $4/4 < f < 4/9$ هرتز دارای تعداد زیادی نقطه با حداکثر دامنه است که موید رخداد پدیده آشوب شامل ارتعاشات نویزگونه با دامنه‌های متفاوت است.

شکل ۳ نمودارهای دوشاخه‌ای شدن درجات آزادی بدنه، نسبت به

برای رفتار منظم و آشوبناک سیستم مدار باز، طراحی سیستم کنترلی مدار بسته هدفمندتر دنبال می‌شود. مقادیر این پارامترها که طبیعت کیفی حرکت سیستم را تغییر می‌دهد تحت عنوان مقادیر بحرانی یا مقادیر دوشاخگی معرفی می‌شوند. تمایز بین رفتار پریودیک و آشوبناک از طریق مطالعه شکل‌های دوشاخه‌ای شدن میسر می‌شود.

در تحلیل آشوب مدل نصف خودرو، نمودارهای دوشاخگی با رسم حداکثر دامنه متغیرهای حالت سیستم در حال نوسان نسبت به پارامتر کنترلی مورد استفاده قرار می‌گیرند. در شکل ۲ دیاگرام‌های دوشاخگی شامل مقدار بیشینه قدرمطلق دامنه متغیرهای مکانی سیستم نسبت به پارامتر کنترلی فرکانس نیروی تحریک حاصل از سطح جاده نشان داده شده است. با تغییر فرکانس تحریک نیروی اعمالی ناشی از ناهمواری‌های سطح جاده، تغییر رفتار دینامیک سیستم از حالت پریودیک به وضعیت‌های شبه پریودیک و آشوب



شکل ۳. نمودار دوشاخگی جابجایی متغیرهای سیستم نسبت به پارامتر کنترلی زاویه فاز تحریک جاده

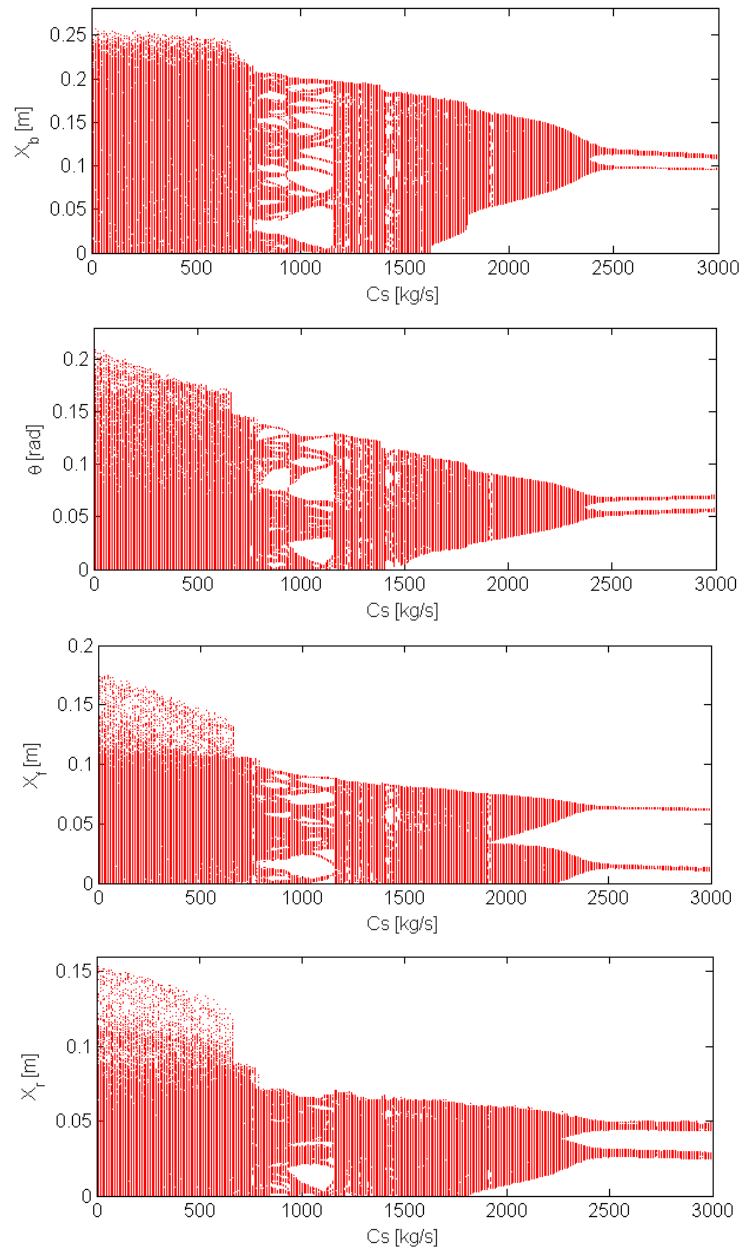
Fig. 3. Bifurcation diagram of maximum amplitude of state variables relative to the phase angle of road excitation

همانطور که در شکل ۵ نشان داده شده است، نمودار دوشاخگی با رسم دامنه نقاط با بیشینه دامنه ارتعاشی نسبت به پارامتر کنترلی سختی فنر معادل در سیستم تعلیق فعال k_s بدست می‌آید. با تغییر مقدار k_s در محدوده صفر تا ۱۰۰ هزار نیوتون بر متر، مشاهده می‌شود که زمانی ضریب k_s در محدوده ۲۰ هزار نیوتون بر متر برسد، پدیده دوشاخگی شروع شده و یک‌باره پاسخ‌های سیستم به حالت پاسخ‌های آشوبناک تبدیل می‌شوند.

همچنین مطابق نمودار دوشاخگی حداکثر دامنه جابجایی نسبت به سختی فنر تایرهای خودرو k_t در شکل ۶، تاثیر تغییر پارامتر کنترلی k_t در بروز آشوب در سیستم نشان داده شده است که بازه ضریب سختی تایر حدوداً ۷۰ کیلو نیوتون بر متر، رفتار سیستم از حالت منظم به سمت آشوبناک تبدیل می‌شود. البته لازم بذکر است که ضریب سختی تایرها جزو ورودی‌های کنترلی نبوده و در این مدل قابل کنترل نمی‌باشد و صرفاً به منظور تاثیر این پارامتر در تحلیل آشوب در سیستم دینامیکی غیرخطی مورد استفاده قرار گرفته است. به منظور بررسی دقیق‌تر رفتار آشوبناک در خودرو از نمودارهای چگالی طیف توان سیستم نیز استفاده شده است که در شکل ۷ بازه مقادیر پارامترهای سیستم و همچنین مقادیر دامنه، فرکانس و فاز تحریک اعمالی از طرف جاده بترتیب برابر دامنه ۰/۰۶ متر، فرکانس ۳/۶ هرتز و فاز $\pi/9$ رادیان نشان داده شده است. نمودار طیف توان برای حرکت پریودیک دارای منحنی‌هایی با قله‌های قابل تشخیص

تغییر پارامتر کنترلی تأخیر زمانی α را نشان می‌دهد که در محدوده صفر تا ۳۶۰ درجه با انتگرال‌گیری عددی مستقیم از معادلات حرکت خودرو رسم شده‌اند. مقادیر پارامترهای نیروی تحریک که در این حل عددی مورد استفاده قرار گرفته‌اند به اندازه دامنه برابر ۰/۰۶ متر و فرکانس ۳/۶ هرتز و شرایط اولیه صفر در نظر گرفته شده‌اند. نتایج حاصل از شکل ۳ نشان می‌دهد که در دو بازه $0 < \alpha < \pi/6$ و $\pi/6 < \alpha < 2\pi$ ، رفتار دینامیکی نامنظم به همراه وقوع آشوب وجود دارد. بین این دو محدوده نمودارهای دوشاخه‌ای رفتار دینامیکی منظم و پریودیک را نشان می‌دهند. به کمک این نمودار در شناسایی نقاط بحرانی در هنگام رخداد ارتعاشات متناوب و آشوبناک، می‌توان با طراحی مناسب در سیستم تعلیق از بروز چنین رفتاری که باعث ایجاد تنش‌های متغیر در خودرو و در نتیجه منجر به کاهش عمر قطعات سیستم تعلیق خودرو می‌شود جلوگیری نمود.

همانطور که در شکل ۴ نشان داده شده است، نمودار دوشاخگی با رسم حداکثر دامنه جابجایی متغیرهای حالت نسبت به ضریب میرایی معادل سیستم تعلیق فعال خودرو C_s بدست آمده است. با توجه به تفاوت رفتار سیستم تعلیق در کشش و فشار با توجه به تغییرات ضریب میرایی، بازه مقادیر کمتر ضریب میرایی، پدیده آشوب در سیستم مشاهده می‌شود و با افزایش ضریب میرایی به بیش از 2500 kg/s ، رفتار سیستم از حالت آشوبناک به حالت منظم متمایل می‌شود.



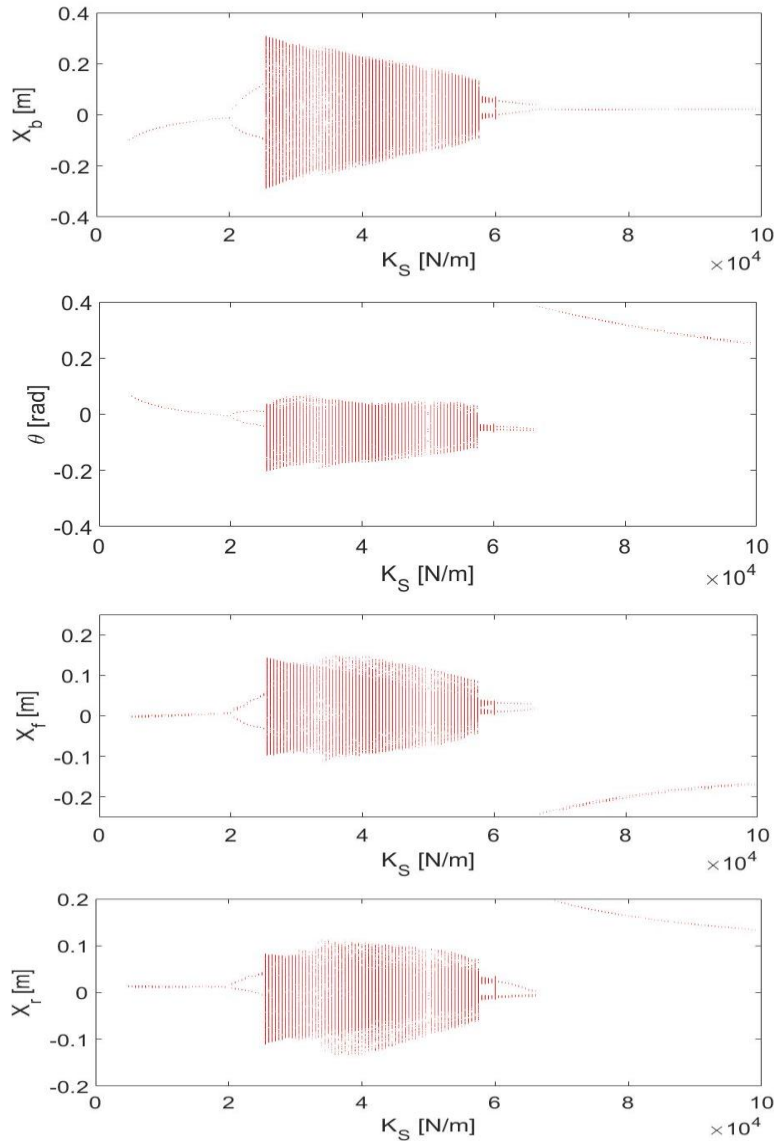
شکل ۴. نمودار دوشاخگی جابجایی متغیرهای سیستم نسبت به پارامتر کنترلی ضریب میرایی معادل سیستم تعلیق فعال

Fig. 4. Bifurcation diagram of state variables displacement relative to the equal damping coefficient in active suspension

فرکانس و فاز نیروی وارده بر خودرو از طرف ناهمواری‌های سطح جاده بترتیب برابر دامنه ۰/۰۶ متر، فرکانس ۳/۶ هرتز و فاز $\pi/9$ رادیان در شکل ۹ نشان داده شده است و از آنجاییکه به صورت توده‌ای از نقاط ظاهر می‌شود دارای ساختاری فراکتالی است که خود تأییدکننده ارتعاشات آشوبناک در خودرو است.

به منظور تحلیل کمی آشوب در سیستم، از نمودار بیشینه نمای لیپانوف استفاده می‌کنیم. با توجه به تأثیرپذیری شدید سیستم‌های غیرخطی نسبت به شرایط اولیه، با تغییر جزئی در شرایط اولیه، تأثیر

در فرکانس‌های اصلی و ضرایب آن می‌باشد. این نمودار در حرکت آشوبناک به صورت یک طیف گسترده همراه با اغتشاش ظاهر می‌شود که یکی از ویژگی‌های مهم دیگر رفتارهای آشوبناک به شمار می‌آید. همچنین مسیرهای حرکت صفحه فاز مطابق در شکل ۸ چون شامل منحنی‌های غیرقابل تکراری هستند که هرگز بسته نشده و تمایل به پرکردن بخشی از فضای فازی دارند، می‌تواند موید رفتار آشوبناک باشد. مقاطع پوانکاره سیستم تحت مقادیر پارامترهای سیستم مندرج در جدول ۱ و ورودی سیستم شامل مقادیر دامنه،



شکل ۵. نمودار دوشاخگی جابجایی متغیرهای سیستم نسبت به پارامتر کنترلی سختی معادل سیستم تعلیق فعال

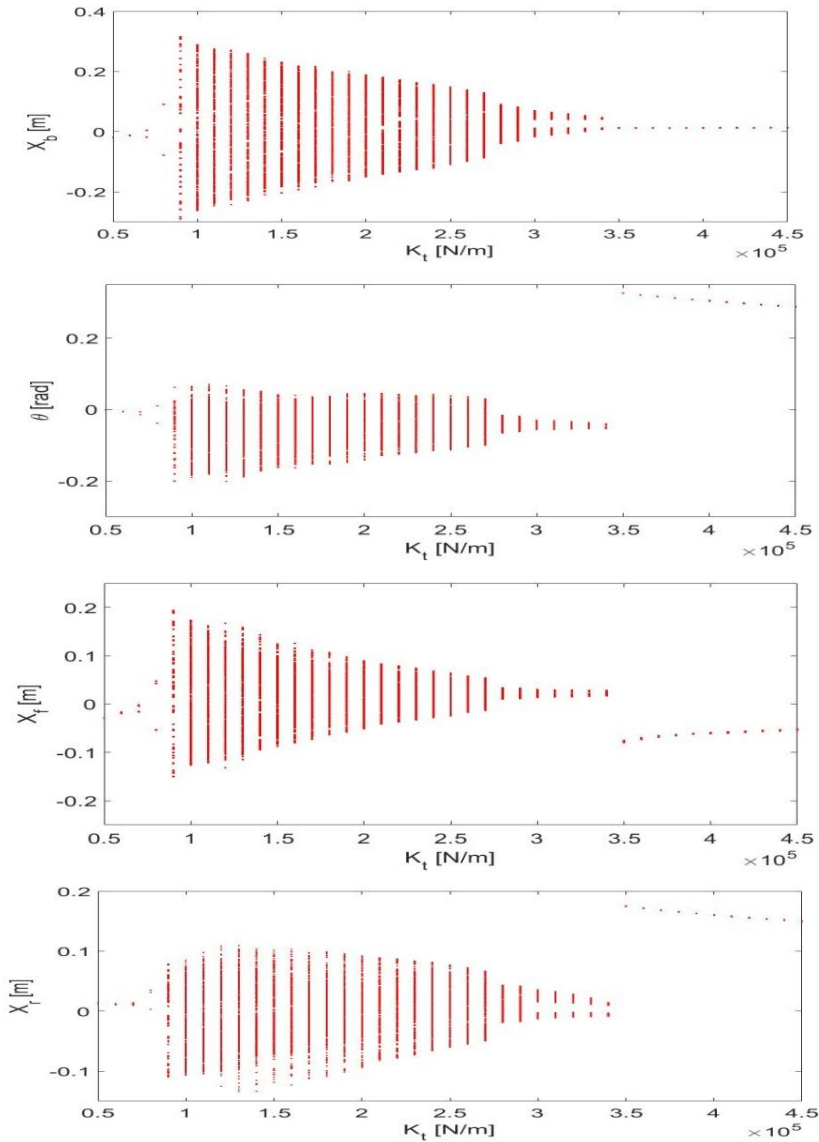
Fig. 5. Bifurcation diagram of state variables displacement relative to the equal stiffness of active suspension

مثبت بودن نمای لیاپانوف نشان‌دهنده دورشدن مسیرهای حرکت سیستم از نقطه تعادل، منفی بودن آن مبین نزدیک شدن مسیرهای حرکت سیستم به سمت نقاط تعادل و مقادیر صفر نمای لیاپانوف گویای بازگشت مسیرهای سیستم می‌باشد. بطور کلی سیستم‌های مصرف‌کننده انرژی که دارای رفتار کلی پایدار و محدودی هستند، دارای مقادیر لیاپانوف منفی می‌باشند. بنابراین اگر سیستم غیرخطی در کنار مقدار منفی نمای لیاپانوف دارای حداقل یک مقدار نمای لیاپانوف با علامت مثبت باشد، در نتیجه سیستم حتماً دارای رفتار آشوبناک است. به منظور محاسبه نمای لیاپانوف سیستم غیرخطی از الگوریتم وولف استفاده شد که مطابق نمودار بیشینه مقدار نمای

آن را روی رفتار دینامیکی سیستم‌ها مورد بررسی قرار داده و فاصله بین مسیرهای حرکت نزدیک هم و در نتیجه نرخ تغییرات فاصله آن‌ها را تحت عنوان نمای لیاپانوف بدست می‌آوریم. بدین ترتیب نمای لیاپانوف برای متغیر $x(t)$ را می‌توان بصورت زیر تعریف کرد [۱۷].

$$\lambda_i = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t} \int_0^t E(x(\tau)) d\tau = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t} \ln \left| \frac{\delta x_i(t)}{\delta x_i(0)} \right| \quad (19)$$

که در آن $E(x(t))$ مقدار ویژه حقیقی ماتریس ژاکوبی مربوط به دینامیک تغییرات جزئی متغیرهای حالت سیستم است. سیستم‌های آشوبناک دارای مقادیر لیاپانوف مثبت، منفی و صفر می‌باشد بطوریکه



شکل ۶. نمودار دوشاخگی جابجایی متغیرهای سیستم نسبت به پارامتر کنترلی سختی معادل فنر تایرها

Fig. 6. Bifurcation diagram of state variables displacement relative to the equal stiffness of the tires

لیاپانوف در شکل ۱۰، بیشینه نمای لیاپانوف مثبت بوده و تأییدکننده رفتار آشوبناک در دینامیک خودرو می‌باشد.

۴- طراحی سیستم کنترل آشوب
 ۴-۱- کنترل مود لغزشی ترمینال سریع

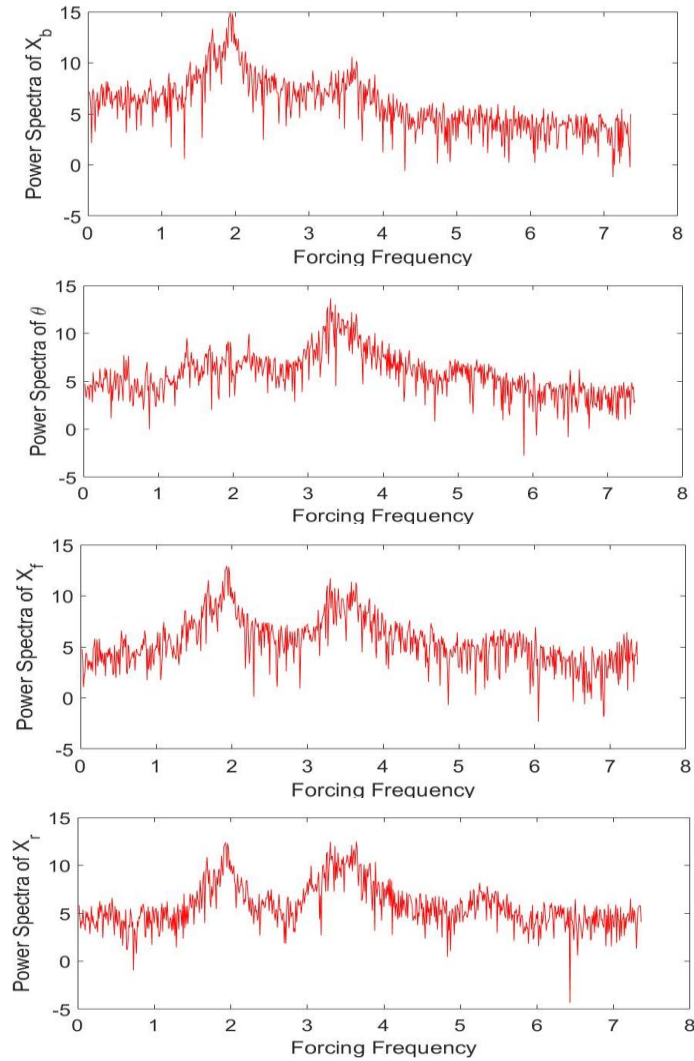
سیستم دینامیکی با مدل ریاضی غیرخطی زیر در نظر گرفته می‌شود.

$$\dot{x}^{(n)} = f(x) + b(x)u \quad (20)$$

که در آن بردار حالت سیستم و

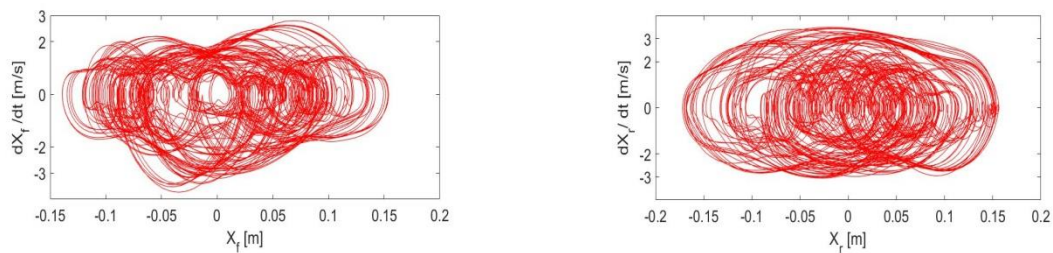
u ورودی کنترل شده است. در معادله بالا $f(x)$ و $b(x)$ توابع شناخته شده‌ای هستند که دارای عدم قطعیت می‌باشند و مقادیر آن دقیقاً مشخص نبوده اما محدوده تغییرات آن معلوم است. در الگوریتم کنترلی مود لغزشی ترمینال سریع برخلاف روش مود لغزشی، سطح لغزش بصورت غیرخطی نمایی تعریف می‌شود و به همین علت، سرعت بیشتری در همگرایی متغیرهای حالت سیستم به روی سطح لغزش دارد. سطح لغزش در کنترل مود لغزشی ترمینالی بصورت زیر تعریف می‌شود [۱۲].

$$S = \dot{X}_1 + \beta X_1^{q/p} = 0 \quad (21)$$



شکل ۷. نمودار چگالی طیف توان جابجایی قائم بدنه، چرخش حول محور عرضی بدنه، جابجایی قائم چرخ جلو و چرخ عقب

Fig. 7. Power spectrum density diagram of the vertical and angular displacement of the chassis, and the vertical displacements of tires



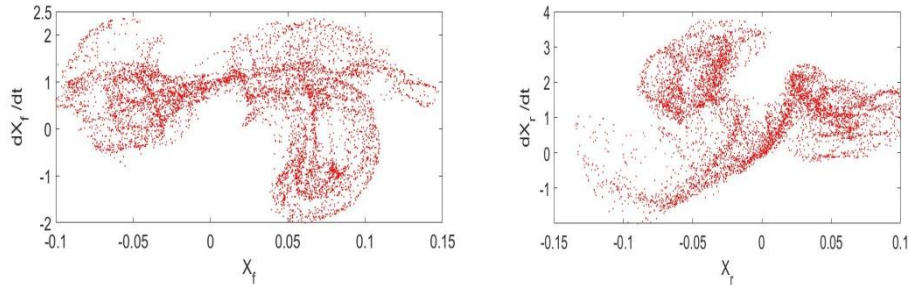
شکل ۸. نمودار صفحه فاز سیستم آشوبناک مدار باز

Fig. 8. Phase plane diagrams of the chaotic open loop system

شده در رابطه (۲۲) به مقدار صفر همگرا خواهد شد که نشان‌دهنده زمان رسیدن مسیرهای حرکت سیستم به سطح لغزش می‌باشد.

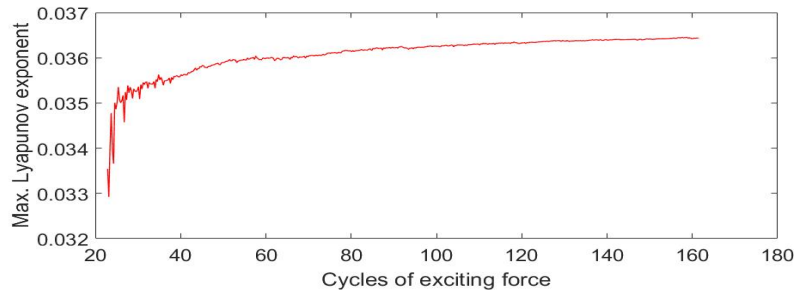
$$t^S = (P/\beta(p-q)) |X_1(0)|^{(p-q)/p} \quad (22)$$

که X_1 یک متغیر اسکالر است و p, q اعداد صحیح مثبت هستند. این نکته قابل توجه است که p و q باید دو عدد صحیح باشند. همچنین به ازای شرایط اولیه غیرصفر در دینامیک (۲۰)، سطح لغزش طبق رابطه (۲۱) در زمان محدودی به اندازه محاسبه



شکل ۹. نمودار مقطع یوانکاره سیستم آشوبناک مدار باز

Fig. 9. Poincaré section diagram of the chaotic open loop system



شکل ۱۰. نمودار بیشینه نمای لیاپانوف

Fig. 10. Diagram of the maximum Lyapunov exponent

که در آن:

$$u_{eq} = -b^{-1}(z) \cdot \left(a(z) + \sum_{k=0}^{n-2} (\alpha_k \ell_{A+Bu}^{n-k-1} s_k + \beta_k \ell_{A+Bu}^{n-k-1} s_k^{q/pk}) \right)$$

و

$$u_d = -b^{-1}(z) K \text{sign} s_{n-1}; \quad K > 0$$

که برای محاسبه $a(z)$ و $b(z)$ ، در صورتیکه دینامیک سیستم طبق معادله (۲۰) را بصورت معادلات $\dot{z}_i = z_{i+1}$; $i = 1, \dots, n-1$ و $\dot{z}_n = a(z) + b(z)u$ بیان شود، در اینصورت $a(z) = \ell_f^n h(x)$ و $b(z) = \ell_g \ell_f^{n-1} h(x)$ بوده که در آن $\ell_f h = \nabla h = \partial h / \partial x$ با توجه به f که مشتق مراتب بالاتر لی بصورت $\ell_f^i h = \nabla(\ell_f^{i-1} h) f$; $i = 1, 2, \dots$ و مشتق صفرم آن بصورت $\ell_f^0 h = h$ تعریف می‌شود [۱۲].

۲-۴- طراحی سیستم کنترل مود لغزشی ترمینال سریع:

در سیستم کنترلی تعلیق فعال، هدف بدست آوردن ولتاژ ورودی به شیر محرک هیدرولیکی سیستم تعلیق است که در نهایت عملگر با اعمال نیرویی به بدنه خودرو، تغییر مکان قائم و دورانی آن را به

زمانی که حالت سیستم دورتر از نقطه تعادل باشد مود لغزشی ترمینالی تحت سطح لغزش (۲۱) نمی‌تواند بر قسمت خطی غلبه کند در نتیجه ترم $X_1^{q/p}$ دامنه نرخ همگرایی از نقطه تعادل را کاهش می‌دهد. یک راه حل برای این کار، معرفی سطح لغزش بصورت زیر است که مود لغزشی ترمینال سریع را معرفی می‌کند [۱۲].

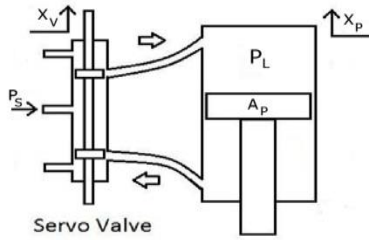
$$S = \dot{X}_1 + \alpha X_1 + \beta X_1^{q/p} = 0 \quad (23)$$

که در آن $S = [s_1 \ s_2 \ \dots \ s_{n-1}]^T$ و با انتخاب p و q مناسب با شرایط اولیه غیر صفر دینامیک (۲۳) به $X_1 = 0$ در زمان محدود خواهد رسید و زمان دقیق رسیدن به صفر در این حالت به صورت زیر تعیین می‌شود.

$$t^s = \frac{p}{\alpha(p-q)} \left(\ln(\alpha X_1(0)^{(p-q)/p} + \beta) - \ln \beta \right) \quad (24)$$

در نتیجه تابع ورودی کنترلی برای دینامیک (۲۰) با مساوی صفر قراردادن تابع سطح لغزش $S = 0$ بصورت زیر طراحی می‌شود.

$$u = u_{eq} + u_d \quad (25)$$



شکل ۱۱. ساختار محرک هیدرولیکی سیستم تعلیق فعال

Fig. 11. Structure of the hydraulic actuator in the active suspension system

سمت صفر میل دهد که این امر منجر به حذف ارتعاشات آشوبناک در دینامیک عمودی خودرو خواهد شد. برای این منظور در سیستم عملگر تعلیق فعال، سیگنال‌های ورودی سیستم توسط سیستم کنترلی نوین و کارآمد فازی- لغزشی ترمینال سریع تولید می‌شود. سیستم کنترلی، فشار روغن مورد نیاز برای محرک هیدرولیکی سیستم تعلیق فعال را مهیا کرده که در نتیجه نیروهای پایدارساز به دینامیک عمودی خودرو توسط این محرک‌ها اعمال می‌شوند. مدل دینامیکی سیستم تعلیق فعال هیدرولیکی خودرو به صورت زیر بیان می‌شود [۱۸].

$$\dot{P}_L = -\alpha A_p \dot{x}_p - \beta P_L + \gamma x_v \sqrt{P_S - P_L} \quad (26)$$

که در آن P_L فشار روغن محرک هیدرولیکی در سیستم تعلیق فعال، A_p سطح پیستون، x_v تغییر مکان اسپول شیر، P_S فشار منبع، x_p تغییر مکان پیستون، ∇ مجموع حجم عملگر، β مدل حجمی موثر، C_{TM} ضریب نشتی موثر، C_d ضریب نشتی و W تغییرات سطح اسپول دریچه است. همچنین در رابطه بالا داریم $\dot{a} = 4\hat{a} / \nabla$. همچنین نیز به صورت $\hat{a} = \dot{a} C_d W \sqrt{1/\tilde{n}}$ و $\hat{a} = \dot{a} C_{TM}$ هیدرولیک نیز به صورت $\alpha = 1/\beta = 10^{19} \times 545/1 = \gamma = 4/515 \times 10^{13}$ و $P_S = 10^3 \times 2500$ است.

به منظور طراحی سیستم کنترلی مود لغزشی ترمینال سریع، سطوح لغزش زیر بصورت ترکیبی از خطای تغییر مکان و سرعت قائم جرم فنربندی شده بصورت زیر در نظر گرفته می‌شود.

$$\begin{cases} S_1 = (\dot{x}_b - \dot{x}_{b_d}) + (x_b - x_{b_d}) + (x_b - x_{b_d})^{q/p} \\ S_2 = (\dot{\theta}_b - \dot{\theta}_{b_d}) + (\theta_b - \theta_{b_d}) + (\theta_b - \theta_{b_d})^{q/p} \end{cases} \quad (27)$$

که شرط لغزش به صورت رابطه زیر بیان می‌شود و ضریب کنترلی K باید طوری انتخاب شود که شرط لغزش را به منظور قرارگیری مسیر حرکت سیستم روی سطح لغزش تضمین نماید [۱۶].

$$\frac{dS}{dt} = -KS \quad (28)$$

مدل دینامیکی خودرو براساس معادلات (۷) تا (۱۰) بصورت ماتریسی توسط معادله زیر بازنویسی می‌شود.

$$\bar{M}\dot{\bar{x}} + \bar{C}\bar{x} + \bar{K}\bar{x} = \bar{D}u \quad (29)$$

که در آن بردار حالت سیستم شامل متغیرهای دینامیکی خودرو

به همراه جابجایی تایرهای جلو و عقب بصورت زیر تعریف می‌شود.

$$x = [x_b \quad \theta \quad x_f \quad x_r \quad x_{fd} \quad x_{rd}]^T \quad (30)$$

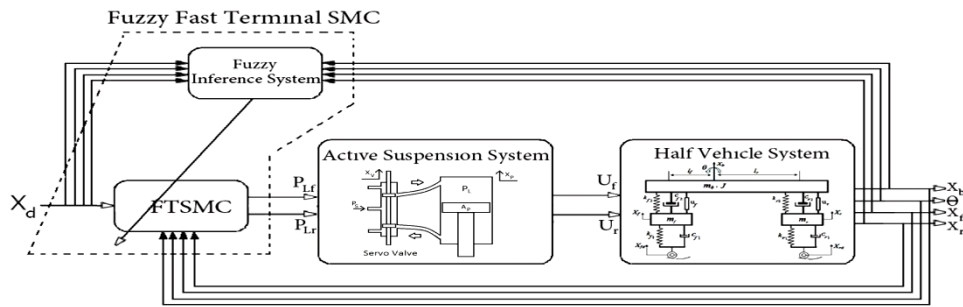
و همچنین

$$\bar{M} = \begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}_{6 \times 6}, \bar{C} = \begin{bmatrix} C & 0 \\ 0 & B \end{bmatrix}_{6 \times 6}, \bar{K} = \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & A \end{bmatrix}_{6 \times 6}, \bar{D} = \begin{bmatrix} D \\ 0 \end{bmatrix}_{6 \times 2}, u = \begin{bmatrix} u_f \\ u_r \end{bmatrix}_{2 \times 1}$$

که در این ماتریس‌ها داریم:

$$\bar{M} = \begin{pmatrix} m_b & 0 & 0 & 0 \\ 0 & j & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_f & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_r \end{pmatrix}, \bar{C} = \begin{pmatrix} C_{f2} + C_{r2} & L_f C_{f2} - L_r C_{r2} & -C_{f2} & -C_{r2} \\ L_f C_{f2} - L_r C_{r2} & L_f^2 C_{f2} + L_r^2 C_{r2} & -L_f C_{f2} & L_r C_{r2} \\ -C_{f2} & -L_f C_{f2} & C_{f1} + C_{f2} & 0 \\ -C_{r2} & L_r C_{r2} & 0 & C_{r1} + C_{r2} \end{pmatrix}, \bar{K} = \begin{pmatrix} k_{f2} + k_{r2} & L_f k_{f2} - L_r k_{r2} & -k_{f2} & -k_{r2} \\ L_f k_{f2} - L_r k_{r2} & L_f^2 k_{f2} + L_r^2 k_{r2} & -L_f k_{f2} & L_r k_{r2} \\ -k_{f2} & -L_f k_{f2} & k_{f2} + k_{f1} & 0 \\ -k_{r2} & L_r k_{r2} & 0 & k_{r1} + k_{r2} \end{pmatrix}, \bar{D} = \begin{pmatrix} 1 & 1 \\ L_f & -L_r \\ 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix}$$

در نهایت با نوشتن معادله (۳۰) بفرم معادله (۲۰) که در آن توابع $f(x) = -\bar{M}^{-1}\bar{C}\dot{x} - \bar{M}^{-1}\bar{K}x$ و $b(x) = \bar{M}^{-1}\bar{D}$ می‌باشند و با قراردادن در رابطه (۲۵)، سیگنال ورودی کنترلی شامل فشار روغن اعمالی به عملگرهای هیدرولیکی جلو و عقب بصورت زیر محاسبه می‌شود.



شکل ۱۲. بلوک دیاگرام کنترل فازی لغزشی ترمینال سریع برای مدل نصف خودرو با سیستم تعلیق فعال

Fig. 12. Block diagram of the fuzzy fast terminal SMC control for the half vehicle model with active suspension

جدول ۲. قوانین منطق فازی برای K

Table 2. Rules of fuzzy inference for the control gain K

De/e	NB	NS	ZO	PS	PB
NB	NB	NB	NB	NS	ZO
NS	NB	NB	NS	ZO	PS
ZO	NB	NS	ZO	PS	PB
PS	NS	ZO	PS	PB	PB
PB	ZO	PS	PB	PB	PB

جدول ۳. قوانین منطق فازی برای q و p

Table 3. Rules of fuzzy inference for the gains p and q

De/e	NB	NS	ZO	PS	PB
NB	ZO	ZO	PS	PS	PB
NS	ZO	ZO	PS	PB	PB
ZO	ZO	PS	PB	PB	PB
PS	PS	PB	PB	PB	PB
PB	PB	PB	PB	PB	PB

ساختار کلی منطق فازی به منظور تخمین بهترین مقادیر برای ضرایب کنترلی فوق به صورت زیر است. لازم بذکر است که مشابه قوانین زیر برای محاسبه توان‌های p و q نیز مورد استفاده قرار می‌گیرد.

قانون λ_m : اگر خطا برابر با F_{1i} و مشتق خطا برابر F_{2i} باشد، بنابراین K برابر با G_i خواهد بود.

که در آن، F_1 ، F_2 و G توابع عضویت نوع ۱ برای قانون λ_m هستند. همچنین $F_1 \& F_2 \& G \subset [NB; NS; ZO; PS; PB]$ و نمادها به ترتیب منفی بزرگ، منفی کوچک، صفر، مثبت کوچک و مثبت بزرگ هستند جدول پایه‌های منطق فازی مبتنی بر خطا در ردیف اول ستون افقی برابر خطا و در ستون اول عمودی برابر مشتق خطا برای ورودی‌های کنترل‌کننده فازی مطابق جدول ۲ و ۳ هستند. سیستم فازی انتخاب‌شده براساس سیستم استنتاج فازی

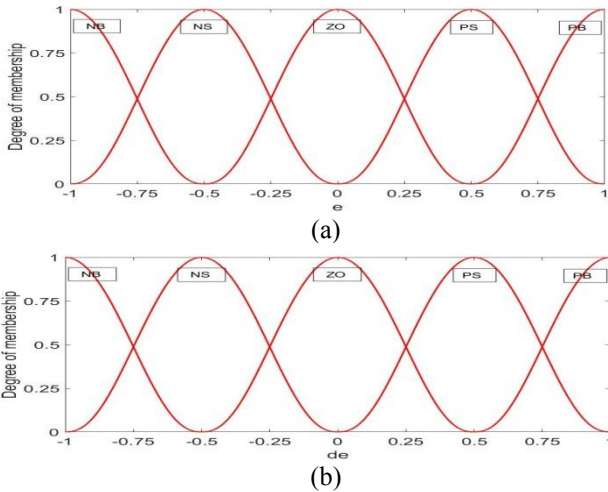
$$u = u_{eq} + u_d = \begin{bmatrix} u_f \\ u_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_{eq_1} + u_{d_1} \\ u_{eq_2} + u_{d_2} \end{bmatrix} = -b^{-1}(z) \left(a(z) + \sum_{k=1}^8 (\alpha_k \ell_{A+Bu}^{9-k} S_k + \beta_k \ell_{A+Bu}^{9-k} S_k^{qk/pk}) \right) - b^{-1}(z) k \operatorname{sgn}(S_9) = - \left[\left(\nabla(\ell_f^9 x_b) \right) b(x) \right]^{-1} \quad (31)$$

$$\left[\ell_f^{10} x_b + \sum_{k=0}^8 \left(\alpha_k \ell_{[z_2, \dots, z_{10}, b(z)u]^r}^{9-k} S_k + \beta_k \ell_{[z_2, \dots, z_{10}, b(z)u]^r}^{9-k} S_k^{qk/pk} \right) \right] - \left[\nabla(\ell_f^9 x_b) \times b(x) \right]^{-1} k \operatorname{sgn}(S_9)$$

که در محاسبات فوق، $h(x) = x_b$ بعنوان تغییر مکان قائم شاسی در نظر گرفته شده و همچنین $a(z) = \ell_f^n (h(x)) = \ell_f^{10} x_b$ و $b(z) = \ell_b \ell_f^{9-k} h(x) = \ell_b \ell_f^9 x_b = \left(\nabla(\ell_f^9 x_b) \right) b(x)$ نظر گرفته شده است که در آن $Z = [x_b \ \ell_f^1 x_b \ \dots \ \ell_f^{10} x_b]^T$ می‌باشد.

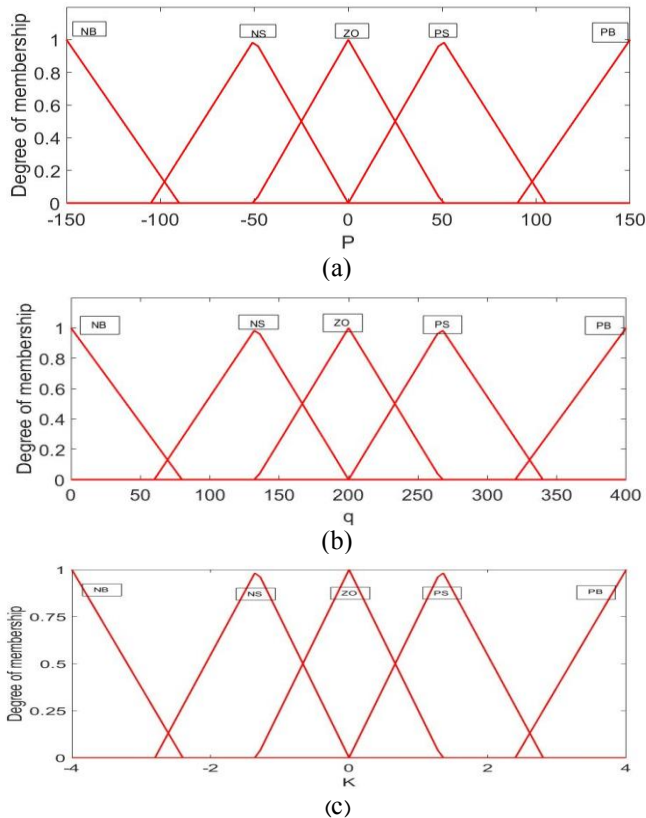
۳-۴- سیستم کنترلی فازی لغزشی ترمینال سریع

به منظور بهبود ساختار کنترلی و حذف پدیده چترینگ در سیستم کنترلی مود لغزشی، کنترل‌کننده مود لغزشی ترمینال سریع با منطق فازی ادغام می‌شود. مطابق بلوک دیاگرام شکل ۱۲، سیستم استنتاج فازی قادر است تا ضرایب کنترل‌کننده مود لغزشی ترمینال سریع را بصورت آنلاین تخمین زده و بدست آورد. این ضرایب مربوط به مقادیر موجود در سطح لغزش شامل p و q و گین کنترلی k طبق معادلات (۲۷) و (۳۱) می‌باشند که باید در شرط لغزش طبق رابطه (۲۸) نیز صدق کنند.



شکل ۱۳. توابع عضویت ورودی‌های کنترل‌کننده فازی لغزشی ترمینال سریع (a) ورودی اول (خط)، (b) ورودی دوم (مشتق خط)

Fig. 13. Membership functions of inputs in fuzzy fast terminal SMC (a) error, (b) derivative of error



شکل ۱۴. توابع عضویت خروجی‌های کنترل‌کننده فازی لغزشی ترمینال سریع (a) خروجی اول p ، (b) خروجی دوم q ، (c) خروجی سوم K

Fig. 14. Membership functions of outputs in fuzzy fast terminal SMC (a) p , (b) q , (c) K

سیستم کنترلی، منجر به حذف ارتعاشات نامنظم آشوبناک و بهبود رتار سیستم شود. به منظور افزایش سرعت همگرایی مسیر حرکت

ممدانی بوده و خروجی سیستم فازی با استفاده از روش مرکز ثقل^۱ محاسبه می‌شود.

۵- نتایج شبیه‌سازی سیستم کنترلی

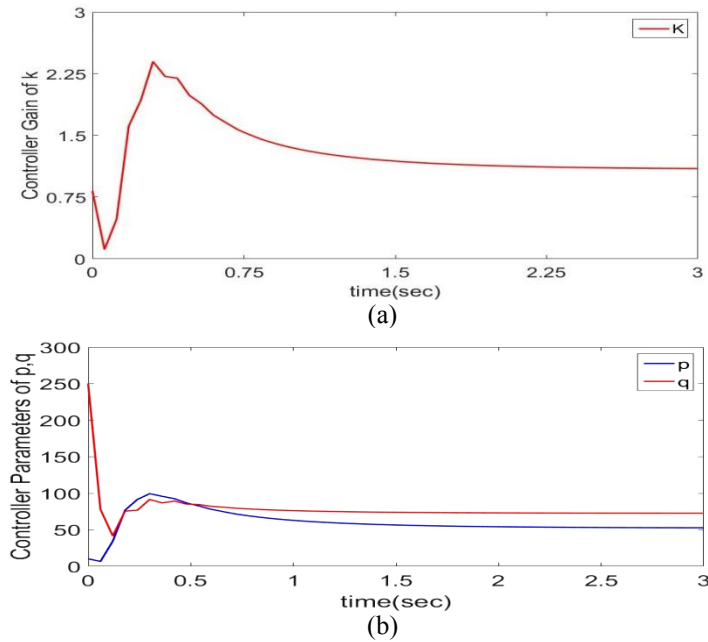
پس از محاسبه گین‌های کنترلی در کنترل‌کننده مود لغزشی ترمینال سریع با استفاده از سیستم استنتاج فازی، نمودارهای پارامترهای کنترلی در شکل ۱۵ نشان داده شده است. همچنین، پس از شبیه‌سازی سیستم فیدبک تحت سیستم کنترلی فازی- لغزشی ترمینال سریع در شکل‌های ۱۶-۱۹ نشان داده شده است.

همانطور که در شکل ۱۶-۱۹ نشان داده شده است، ضمن حذف ارتعاشات آشوبناک در سیستم، شاهد همگرایی سریع‌تر و بهبود پاسخ‌های سیستم مدار بسته تحت کنترل‌کننده فازی- لغزشی ترمینال سریع بوده که بدون فراجهدش و در زمان نشست کمی، مقادیر متغیرها را به مقدار مطلوب‌شان می‌رساند. همچنین رفتار فشار روغن محرک هیدرولیک بر روی محورهای جلو و عقب خودرو به ترتیب برابر با P_{LF} و P_{LR} به عنوان ورودی‌های کنترلی به سیستم تعلیق فعال در شکل ۲۰ نشان داده شده است که مقدار کم و همواری نسبی نمودارها حکایت از مصرف انرژی کم و استهلاک ناچیز در عملگرهای سیستم تحت سیستم کنترلی نوین دارد.

۶- نتیجه‌گیری

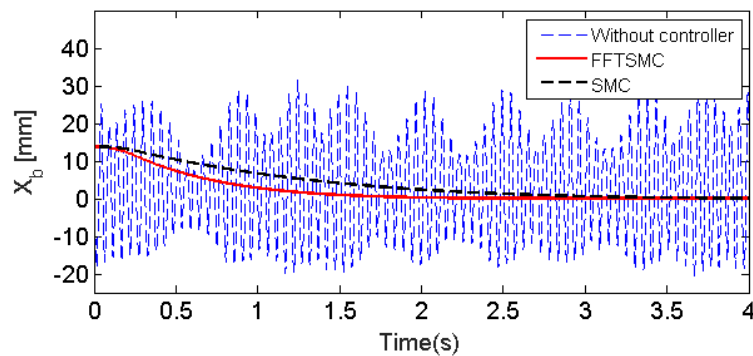
در این مقاله به بررسی ارتعاشات آشوبناک دینامیک عمودی خودرو حین عبور از ناهمواری سطح جاده پرداخته شده است و در ادامه با روش کنترلی نوین فازی- لغزشی ترمینال سریع، ارتعاشات نامنظم آشوبناک حذف و دینامیک سیستم پایدار شد. برای این منظور ابتدا معادلات دینامیکی عمودی نصف خودرو تحت سیستم تعلیق فعال براساس روابط نیوتن- اویلر استخراج و شبیه‌سازی گردید. به منظور تحلیل دینامیک غیرخطی و پدیده آشوب، در کنار ابزارهای تحلیلی همچون مسیرهای حرکت صفحه فازی، مقاطع پوانکاره و نمای لیاپانوف، بطور نوآورانه از روش تابع چگالی طیف توان، نمودارهای دوشاخگی استفاده شد تا ضمن تایید رخداد آشوب در سیستم، محدوده تغییرات پارامترهای کنترلی موثر بر خودرو در ایجاد رفتارهای پرریزیک یا آشوبناک را مشخص نموده و با استفاده از آن در

1 center of gravity defuzzification method



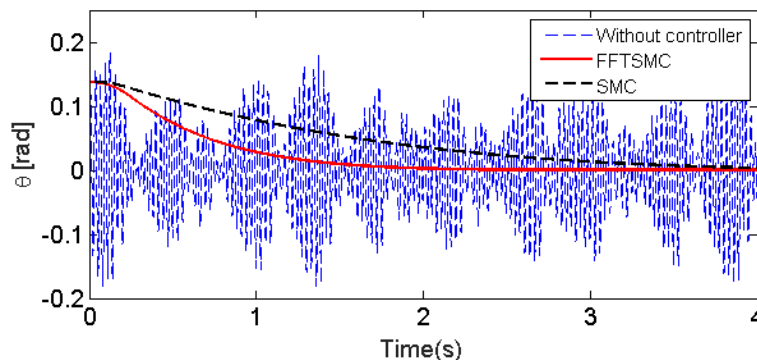
شکل ۱۵. پارامترهای کنترلی سیستم فازی. لغزشی ترمینال سریع گین کنترلی K ، (b) پارامترهای کنترلی p و q

Fig. 15. Control parameters of fuzzy fast terminal SMC system (a) controller gain K , (b) controller parameters p and q



شکل ۱۶. مقایسه نتایج کنترل فازی. لغزشی ترمینال سریع با کنترلر لغزشی برای جابجایی قائم بدنه خودرو

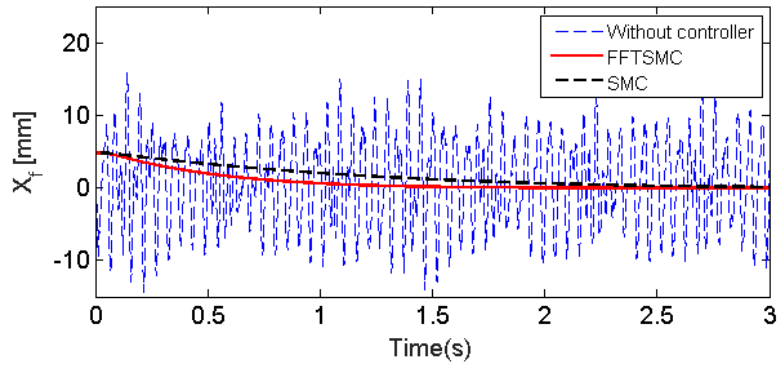
Fig. 16. Comparison of the results of the fuzzy fast terminal SMC with SMC for vertical displacement of the chassis



شکل ۱۷. مقایسه نتایج کنترل فازی. لغزشی ترمینال سریع با کنترلر لغزشی برای چرخش حول محور عرضی بدنه خودرو

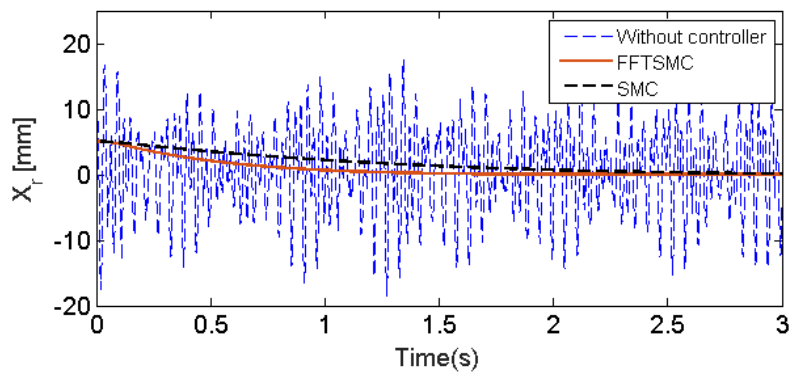
Fig. 17. Comparison of the results of the fuzzy fast terminal SMC with SMC for angular displacement of the chassis

سیستم به سمت نقطه تعادل در الگوریتم کنترل ساختار متغیر مود لغزشی، از روش نوین و کارآمد مود لغزشی ترمینال سریع در کنترل



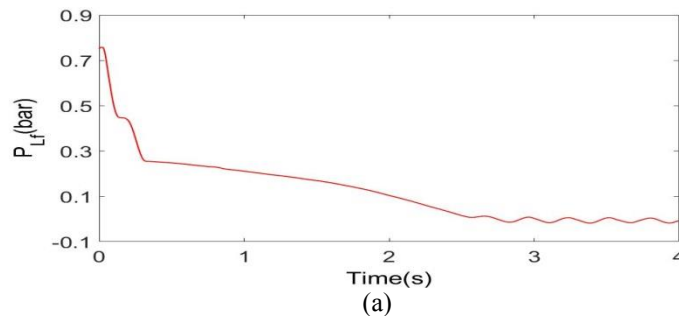
شکل ۱۸. مقایسه نتایج کنترل فازی. لغزشی ترمینال سریع با کنترلر لغزشی برای جابجایی قائم چرخ جلو خودرو

Fig. 18. Comparison of the results of the fuzzy fast terminal SMC with SMC for vertical displacement of the front tire

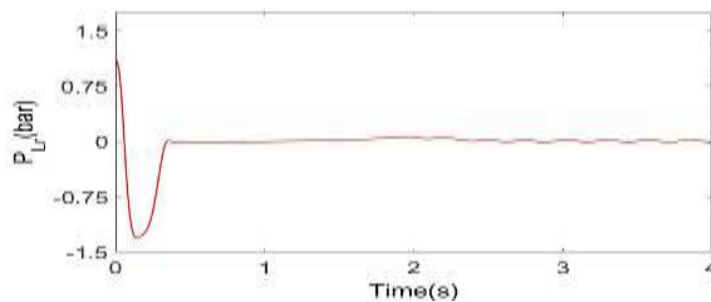


شکل ۱۹. مقایسه نتایج کنترل فازی. لغزشی ترمینال سریع با کنترلر لغزشی برای جابجایی قائم چرخ عقب خودرو

Fig. 19. Comparison of the results of the fuzzy fast terminal SMC with SMC for vertical displacement of the rear tire



(a)



(b)

شکل ۲۰. فشار روغن عملگر هیدرولیکی سیستم تعلیق فعال خودرو (a) فشار روغن عملگر هیدرولیکی سیستم تعلیق فعال در محور جلوی خودرو، (b) فشار روغن عملگر هیدرولیکی سیستم تعلیق فعال در محور عقب خودرو

Fig. 20. Pressure oil of the hydraulic actuator in the active suspension system (a) in the front suspension, (b) in the rear suspension

میرائی تعلیق جلو، kg/s
 میرائی تعلیق عقب، kg/s
 جرم بدنه خودرو
 ممان اینرسی بدنه خودرو
 جرم لاستیک
 سختی فنر معادل تایر
 سختی فنر معادل سیستم تعلیق
 ضریب غیرخطی فنرهای سیستم
 تعلیق و تایر
 قاصه مرکز جرم خودرو تا
 سیستم تعلیق

C_{f2}
 C_{r2}
 M_b
 J
 M
 K_1
 K_2
 n_1, n_2
 L

علائم یونانی

فرکانس نیروی تحریک، Hz
 تأخیر زمانی جابجایی اعمالی از
 ناهمواری جاده به لاستیک جلو
 و عقب
 نمای لیاپانف

f
 α
 λ

علائم زیرنویس‌ها

سیستم تعلیق جلو
 سیستم تعلیق عقب

f
 r

مراجع

- [1] G. Litak, M. Borowiec, M.I. Friswell, W. Przystupa, Chaotic response of a quarter car model forced by a road profile with a stochastic component, *Chaos, Solitons & Fractals*, 39(5) (2009) 2448-2456.
- [2] R.D. Naik, P.M. Singru, Resonance, stability and chaotic vibration of a quarter-car vehicle model with time-delay feedback, *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 16(8) (2011) 3397-3410.
- [3] Q. Zhu, M. Ishitobi, Chaos and bifurcations in a nonlinear vehicle model, *Journal of Sound and Vibration*, 275(3-5) (2004) 1136-1146.
- [4] W. Wang, G. Li, Y. Song, Nonlinear dynamic analysis of the whole vehicle on bumpy road, *Transactions of Tianjin University*, 16(1) (2010) 50-55.
- [5] J. Fakhraee, H. Mohammad Khanlo, M. Ghayour, Analysis of the passengers effect on chaotic vibrations of a nonlinear full vehicle model, *Modares Mechanical Engineering*,

سیستم تعلیق فعال خودرو استفاده شد. الگوریتم کنترلی مود لغزشی ترمینال سریع با سطح لغزشی غیرخطی نمایی توانایی همگرایی سریع‌تر متغیرهای حالت سیستم و کاهش زمان لغزش مسیره‌های حرکتی سیستم بر روی سطح لغزش را دارد. همچنین به منظور بهبود عملکرد سیستم کنترلی مود لغزشی ترمینال سریع و حذف پدیده نامطلوب چترینگ ناشی از لغزش مسیر حرکت سیستم در اطراف سطح لغزش، از سیستم استنتاج فازی برای تخمین و محاسبه آنلاین گین‌های کنترلی استفاده شده است. نتایج به‌دست‌آمده از شبیه‌سازی سیستم کنترلی مدار بسته تحت کنترل‌کننده فازی- لغزشی ترمینال سریع حاکی از حذف ارتعاشات آشوبناک و بهبود رفتار دینامیک عمودی خودرو در حذف فراجاهش پاسخ‌ها، کاهش زمان نشست، حذف پدیده چترینگ و کاهش مصرف انرژی و استهلاک عملگرهای سیستم تعلیق می‌باشد. مقایسه نتایج سیستم کنترلی فازی- لغزشی ترمینال سریع نسبت به الگوریتم مود لغزشی معمولی نشان‌دهنده کاهش ۶۰ درصدی زمان نشست و کاهش ۴۷ درصدی مصرف انرژی می‌باشد. همچنین مقایسه نتایج حاصل از این پژوهش با کار [۱۶] ضمن کاهش ۱۰ درصدی در زمان نشست پاسخ‌ها، مین حذف فراجاهش عمده در پاسخ‌های دینامیکی سیستم بوده. مقایسه سیگنال‌های ورودی کنترلی این کار با مقاله [۱۶] نیز حاکی از کاهش چشمگیر فراجاهش در پاسخ‌های ورودی کنترلی می‌باشد که ضمن کاهش مصرف انرژی، مساله اشباع در عملگرهای سیستم تعلیق را نیز بطور کامل از بین می‌برد.

فهرست علائم

علائم انگلیسی

تغییر مکان قایم بدنه اصلی M_b (m)	X_b
تغییر مکان زاویه‌ای بدنه M_b (rad)	θ
تغییر مکان تایر جلو M_f (m)	X_f
تغییر مکان تیر عقب M_r (m)	X_r
تحریک القائی به لاستیک جلو	X_{fd}
تحریک القائی به لاستیک عقب	X_{rd}
میرائی لاستیک جلو، kg/s	C_{f1}
میرائی لاستیک عقب، kg/s	C_{r1}

- control, *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 14(6) (2009) 2728-2733.
- [13] S. Dadras, H.R. Momeni, V.J. Majd, Sliding mode control for uncertain new chaotic dynamical system, *Chaos, Solitons & Fractals*, 41(4) (2009) 1857-1862.
- [14] M.R. Faieghi, H. Delavari, D. Baleanu, Control of an uncertain fractional-order Liu system via fuzzy fractional-order sliding mode control, *Journal of Vibration and Control*, 18(9) (2012) 1366-1374.
- [15] Y. Hong, G. Yang, D. Cheng, S. Spurgeon, A new approach to terminal sliding mode control design, *Asian Journal of Control*, 7(2) (2005) 177-181.
- [16] S.M. Abtahi, Suppression of chaotic vibrations in suspension system of vehicle dynamics using chattering-free optimal sliding mode control, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 41(5) (2019) 210.
- [17] S.M. Abtahi, Chaotic study and chaos control in a half-vehicle model with semi-active suspension using discrete optimal Ott–Grebogi–Yorke method, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 231(1) (2017) 148-155.
- [18] N.D. Manring, R.C. Fales, *Hydraulic control systems*, John Wiley & Sons, 2019.
- 15(1) (2015) 173-184.
- [6] J. Fakhraei, H. Khanlo, M. Ghayour, K. Faramarzi, The influence of road bumps characteristics on the chaotic vibration of a nonlinear full-vehicle model with driver, *International Journal of Bifurcation and Chaos*, 26(9) (2016) 1650151.
- [7] R. Dehghani, H. Khanlo, J. Fakhraei, Active chaos control of a heavy articulated vehicle equipped with magnetorheological dampers, *Nonlinear Dynamics*, 87(3) (2017) 1923-1942.
- [8] A. Bartoszewicz, R.J. Patton, Sliding mode control, *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing*, 21(809) (2007) 635-637.
- [9] J.M. Nazzal, A.N. Natsheh, Chaos control using sliding-mode theory, *Chaos, Solitons & Fractals*, 33(2) (2007) 695-702.
- [10] S. Laghrouche, F. Plestan, A. Glumineau, Higher order sliding mode control based on integral sliding mode, *Automatica*, 43(3) (2007) 531-537.
- [11] H. Li, X. Liao, C. Li, C. Li, Chaos control and synchronization via a novel chatter free sliding mode control strategy, *Neurocomputing*, 74(17) (2011) 3212-3222.
- [12] H. Wang, Z.-Z. Han, Q.-Y. Xie, W. Zhang, Finite-time chaos control via nonsingular terminal sliding mode

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

Y. Nourollahi Golouje, S. M. Abtahi, *Numerical analysis of chaotic dynamics in vehicle along with design of chaos controller using fuzzy fast terminal sliding mode control*, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 53(Special Issue 4) (2021) 2539-2556.

DOI: [10.22060/mej.2020.17994.6703](https://doi.org/10.22060/mej.2020.17994.6703)

