

کنترل سیستم تعلیق فعال آشوبناک خودرو با کمک الگوریتم کنترلی فازی-لغزشی فیدبک تاخیری

یاور نوراللهی گلوچه^۱

دانشجوی دکترا

سیدمهدی ابطحی^۲

استادیار

در این مقاله به تحلیل دینامیک آشوبناک و کنترل آشوب خودرو طبق الگوریتم فیدبک تاخیری توسعه یافته بر پایه مود لغزشی پرداخته شد که ضریب کنترلی آن با استفاده از منطق فازی بطور آنلاین محاسبه می‌شود. ابتدا دینامیک عمودی خودرو با تعلیق فعال توسط معادلات نیوتون-اویلر مدل‌سازی شد و به منظور بررسی آشوب از تابع چگالی طیف توان و نمودارهای دوشاخگی استفاده می‌شود. برای حذف رفتارهای آشوبناک، الگوریتم نوین کنترلی فازی-لغزشی فیدبک تاخیری طراحی شد که نتایج شبیه‌سازی سیستم حاکی از بهبود رفتار دینامیکی در کاهش زمان نشست، حذف فراجش و کاهش مصرف انرژی به همراه حذف ارتعاشات آشوبناک بوده است.

واژه‌های راهنما: کنترل آشوب، فیدبک تاخیری، فازی-لغزشی، نمودار دوشاخگی

۱- مقدمه

در سال (۱۹۹۰)، اوت و همکارانش اولین سیستم کنترل آشوب برپایه خطی‌سازی به کمک نگاشت پوانکاره به منظور پایدارسازی مدارات ناپایدار متناوب طراحی نمودند که برای پیاده‌سازی سیستم کنترلی در سیستم‌های آشوبناک، نیاز به حل پیچیده مدارات ناپایدار سیستم دارد و زمانی کنترل‌کننده فعال می‌شود که دینامیک سیستم به نزدیکی نقطه ثابت برسد. پیراگس در سال (۱۹۹۲) روش کنترل فیدبک تاخیری را برای کنترل و پایداری سیستم‌های آشوبناک ارایه نمود که بدون نیاز به حل مدارات ناپایدار متناوب، از همان ابتدا به کنترل سیستم می‌پردازد [۴-۱]. در سال‌های اخیر توجه زیادی به تحلیل دینامیک آشوبناک و کنترل آشوب ارتعاشات خودرو شده است. لیتاک و همکاران به بررسی ارتعاشات دینامیک آشوبناک و کنترل مدل یک چهارم خودرو تحت تحریک ناهمواری سینوسی سطح جاده پرداختند [۵و۶].

^۱ دانشجوی دکترا، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد قزوین، واحد قزوین، دانشکده مهندسی صنایع و مکانیک، قزوین

^۲ نویسنده مسئول، استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد قزوین، واحد قزوین، دانشکده مهندسی صنایع و مکانیک، قزوین

m.abtahi@qiau.ac.ir

تاریخ دریافت: ۱۳۹۹/۰۳/۲۴، تاریخ پذیرش: ۱۳۹۹/۱۰/۱۶

نایک و سینگورا به تحلیل پایداری و آشوب در دینامیک عمودی خودرو با استفاده از معیار ملنیکوف پرداختند [۷]. ژو و ایشیتوبی با تحلیل دوشاخگی در ارتعاشات آشوبناک مدل عمودی خودرو، اثر ضریب میرایی را بر رفتار سیستم و رخداد آشوب در آن مطالعه کردند [۹و۸]. فخرایی و همکاران تأثیر پارامترهای ناهمواری کنترل سرعت در کنار حضور سرنشین بر ارتعاشات آشوبناک خودرو را مورد بررسی قرار دادند [۱۰]. کنترل ارتعاشات آشوبناک در خودروی مجهز به دمپره‌های مغناطیسی با استفاده از روش کنترلی بازگشتی توسط دهقانی و همکارانش پرداخته شد [۱۱]. سیستم کنترلی فیدبک تاخیری یا روش کنترلی پیراگس بدلیل سادگی در طراحی و عملکرد خوب، در سیستم‌های کنترل خودرویی مورد توجه قرار گرفته است. از جمله می‌توان به کاربرد این روش در سیستم تعلیق اشاره نمود که نوسان‌های چرخشی بدنه خودرو را پایدار می‌کند [۱۲]. ژانگ و همکاران، دینامیک آشوبناک جانبی خودروی الکتریکی توسط سیستم فرمان فعال را به روش فیدبک تأخیر زمانی تطبیقی کنترل کردند [۱۳]. همچنین مدل یک چهارم خودرو با روش کنترلی فیدبک تأخیری کنترل شد که کاهش دامنه ارتعاشاتی خودرو را در پی داشت [۱۴].

در این مقاله به تحلیل دوشاخگی دینامیک غیرخطی و کنترل آشوب حرکت عمودی خودرو با سیستم تعلیق فعال توسط الگوریتم کنترلی فیدبک تاخیری توسعه یافته به کمک سیستم فازی-لغزشی پرداخته شده است. برای این منظور پس از مدل‌سازی و شبیه‌سازی سیستم مدار باز، به تحلیل و اثبات آشوب در دینامیک غیرخطی با کمک تابع چگالی طیف توان پرداخته شد. همچنین به منظور استفاده در طراحی سیستم کنترلی، نمودارهای دوشاخگی سیستم برحسب پارامترهای کنترلی تحریک جاده و سیستم تعلیق فعال مورد بررسی قرار گرفت. به منظور کنترل ارتعاشات آشوبناک خودرو، الگوریتم مود لغزشی با روش کنترلی پیراگس تلفیق شده که بطور نوآورانه برای تعیین ضریب کنترلی سیستم فیدبک تاخیری لغزشی از استنتاج فازی استفاده شد. به این ترتیب که با محاسبه آنالین ضریب کنترلی در سیستم کنترلی پیراگس توسعه یافته مبتنی بر مود لغزشی، ضمن حذف پدیده چترینگ ناشی از سیستم مود لغزشی، مقدار مناسب ضریب کنترلی نیز تخمین زده می‌شود. نتایج شبیه‌سازی سیستم مدار بسته نشان دهنده کنترل آشوب متغیرهای حالت سیستم در زمان نشست کم بدون فراجاهش است.

۲- مدل‌سازی دینامیکی خودرو

مدل دینامیکی عمودی خودرو متشکل از بدنه صلب، تایرها و سیستم تعلیق فعال در شکل (۱) نشان داده شده است. متغیرهای حالت مدل ریاضی سیستم مدل نصف خودرو شامل جابجایی عمودی و زاویه‌ای شاسی به همراه جابجایی قائم جرم‌های فنربندی نشده است. همچنین در فرآیند مدل‌سازی سیستم از چرخش حول محور طولی بدنه و چرخش حول محور عمود بر صفحه گذرنده از بدنه به دلیل اثرات کوچک آن‌ها صرف نظر شده است. در نتیجه معادلات حرکت عمودی خودرو با کمک قوانین نیوتن-اویلر به صورت زیر استخراج می‌شوند [۹].

$$\begin{aligned} M_b \ddot{x}_b = & -k_{f2} \operatorname{sgn}(\psi_{bf2}) |\psi_{bf2}|^{n_{f2}} - c_{f2} \dot{\psi}_{bf2} \\ & - k_{r2} \operatorname{sgn}(\psi_{br2}) |\psi_{br2}|^{n_{r2}} - c_{r2} \dot{\psi}_{br2} \\ & - M_b g + u_f + u_r \end{aligned} \quad (1)$$

$$J\ddot{\theta} = \begin{bmatrix} k_{f2} \operatorname{sgn}(\psi_{bf2}) |\psi_{bf2}|^{n_{f2}} + c_{f2} \dot{\psi}_{bf2} - u_f \\ - [k_{r2} \operatorname{sgn}(\psi_{br2}) |\psi_{br2}|^{n_{r2}} + c_{r2} \dot{\psi}_{br2} - u_r] \end{bmatrix} l_f \cos \theta \quad (2)$$

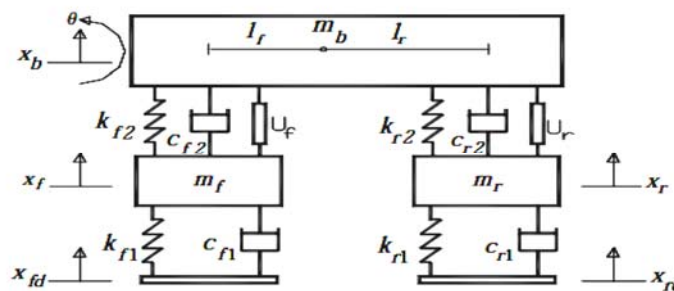
$$M_f \ddot{x}_f = k_{f2} \operatorname{sgn}(\psi_{bf2}) |\psi_{bf2}|^{n_{f2}} + c_{f2} \dot{\psi}_{bf2} - k_{f1} \operatorname{sgn}(\psi_{bf1}) |\psi_{bf1}|^{n_{f1}} - c_{f1} \dot{\psi}_{bf1} - M_f g + u_f \quad (3)$$

$$M_r \ddot{x}_r = k_{r2} \operatorname{sgn}(\psi_{br2}) |\psi_{br2}|^{n_{r2}} + c_{r2} \dot{\psi}_{br2} - k_{r1} \operatorname{sgn}(\psi_{br1}) |\psi_{br1}|^{n_{r1}} - c_{r1} \dot{\psi}_{br1} - M_r g + u_r \quad (4)$$

که در آن ψ_{b1} جابجایی نسبی تایرها نسبت به تغییر مکان عمودی سطح جاده و ψ_{b2} تغییر مکان بدنه خودرو نسبت به تایرها می‌باشند. همچنین نیروی فنرها در سیستم تعلیق بصورت $f_s = k_s \operatorname{sgn}(\psi_s) |\psi_s|^n$ و نیروی میرایی دمپرها معادل تحت رابطه $f_{sc} = c_s \dot{\psi}_s$ تعریف می‌شوند. جابجایی تحریک ورودی از سطح جاده به صورت تابع سینوسی متناوب فرض می‌شود که بصورت $X_{fd} = A \sin(2\pi ft)$ برای لاستیک جلو و $X_{rd} = A \sin(2\pi ft + \alpha)$ برای لاستیک عقب مدل می‌شوند.

۳- تحلیل عددی آشوب

شبیه‌سازی دینامیکی سیستم مدار باز حرکت قائم خودرو تحت سیستم تعلیق فعال با حل عددی معادلات دیفرانسیل حرکت سیستم براساس روابط (۱)-(۴) با روش عددی رانگ-کوتای مرتبه چهارم انجام شد. مقادیر عددی پارامترهای سیستم در شبیه‌سازی مطابق جدول (۱) و مقادیر پارامترهای تحریک ورودی سطح جاده بصورت $A=0.06$ m و فاز $\alpha=\pi/9$ rad در نظر گرفته شده است [۸]. پاسخ‌های سیستم در حالت پایدار نشان دهنده بروز آشوب در سیستم کنترل نشده است که به منظور اثبات ریاضی ارتعاشات آشوبناک از تابع چگالی طیف توان و نمودارهای دوشاخگی استفاده می‌شود. تابع چگالی طیف توان برای سیستمی با رفتار متناوب دارای منحنی‌هایی با قله‌های قابل تشخیص با طیف فرکانسی گسسته می‌باشد [۱۵] در حالیکه این نمودار در حرکت آشوبناک به صورت یک طیف گسترده همراه با اغتشاش ظاهر می‌شود که یکی از ویژگی‌های سیستم‌های آشوبناک به‌شمار می‌آید که در شکل (۲) نشان داده شده است.

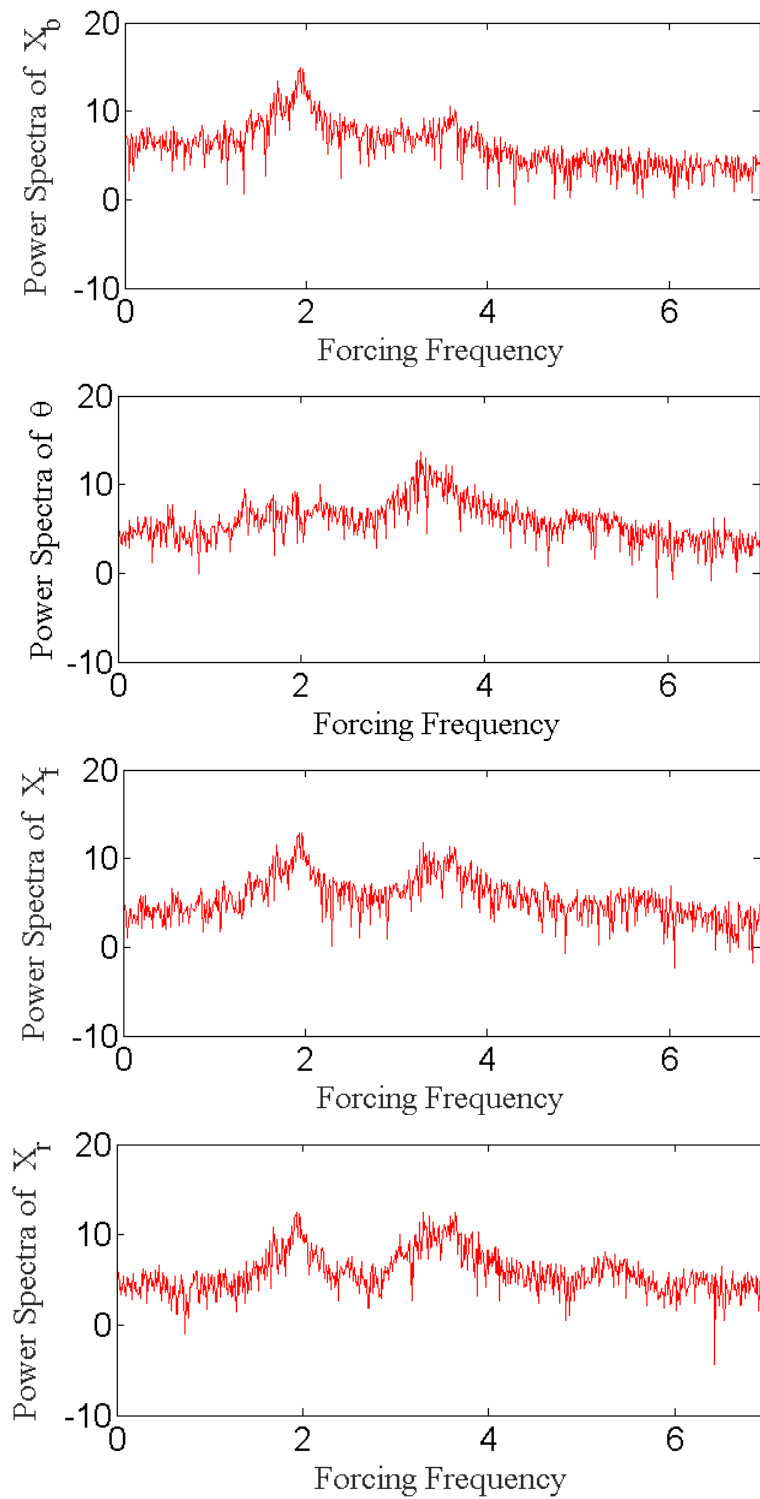


شکل ۱- مدل نصف خودرو با سیستم تعلیق فعال تحت ناهمواری سطح جاده

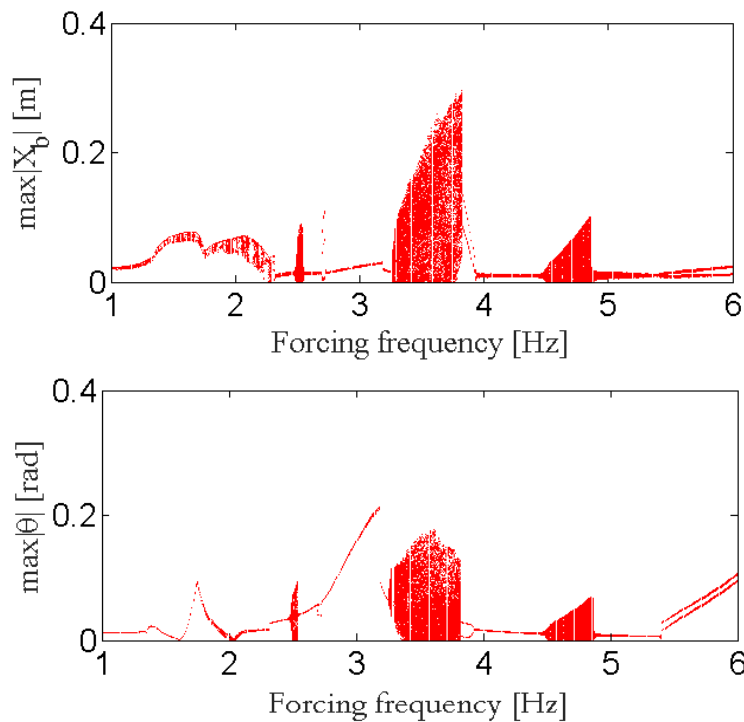
نمودارهای دوشاخگی تغییرات دینامیکی غیرخطی سیستم را نسبت به پارامترهای کنترلی بررسی می‌نمایند و تغییر رفتارهای پرلودیک، شبه‌تناوبی و آشوبناک سیستم را نشان می‌دهند. تحلیل دینامیک نسبت به پارامترهای کنترلی تحریک سطح جاده در نمودار شکل (۳) نشان داده شده که شامل بیشینه قدر مطلق جابجائی متغیرهای حالت بر حسب پارامتر کنترل فرکانس نیروی تحریک سطح جاده می‌باشد که نشان می‌دهد پاسخ‌های سیستم در بخش‌هایی از بازه فرکانس $3 < f < 5$ دارای ناحیه ناپایدار بوده که موید پاسخ‌های آشوبناک در سیستم است. همچنین نمودارهای دوشاخگی سیستم نسبت به پارامترهای کنترلی ضرایب میرایی و سختی معادل تاپر می‌تواند نشان‌دهنده تاثیر ناهم‌واری‌های سطح جاده بر تاپرها در کنار تاثیر فشار هوا و جنس تاپرها باشد. نمودار دوشاخگی متغیرهای سیستم نسبت به ضریب میرایی معادل تاپر جلو در شکل (۴) نشان می‌دهد که به ازاء ضریب میرایی کمتر از 2000 kg/s سیستم دارای رفتار آشوبناک بوده و برای مقادیر بزرگتر از آن رفتار منظم‌تری به خود می‌گیرد. در حالیکه طبق شکل (۵) برای ضریب میرایی تاپر عقب تغییر رفتار سیستم از آشوب به متناوب به ازاء مقادیر کمی بزرگتر از 3000 kg/s مشاهده می‌شود. در شکل‌های (۶) و (۷) نمودار دوشاخگی بیشینه مقادیر متغیرهای حالت را نسبت به ضریب سختی معادل تاپرهای جلو و عقب نشان می‌دهد که در هر دو تاپر بازاء سختی معادل حدود 0.7 ، پدیده دوبرابردگی دوره تناوب رخ داده و در تاپر جلو برای مقادیر $1 < k_{f1} < 3$ سیستم دارای رفتار آشوبناک بوده در حالیکه برای تاپر عقب این محدوده کوچکتر شده و بازاء $1 < k_{f1} < 2$ آشوب در سیستم بروز می‌کند و برای مقادیر بزرگتر از این بازه‌ها رفتار متناوب ظاهر می‌شود. بنابراین می‌توان گفت که تاپر جلو تاثیر بیشتری نسبت به تاپر عقب در رخداد آشوب در سیستم دینامیکی دارد.

جدول ۱- مقادیر عددی پارامترهای سیستم

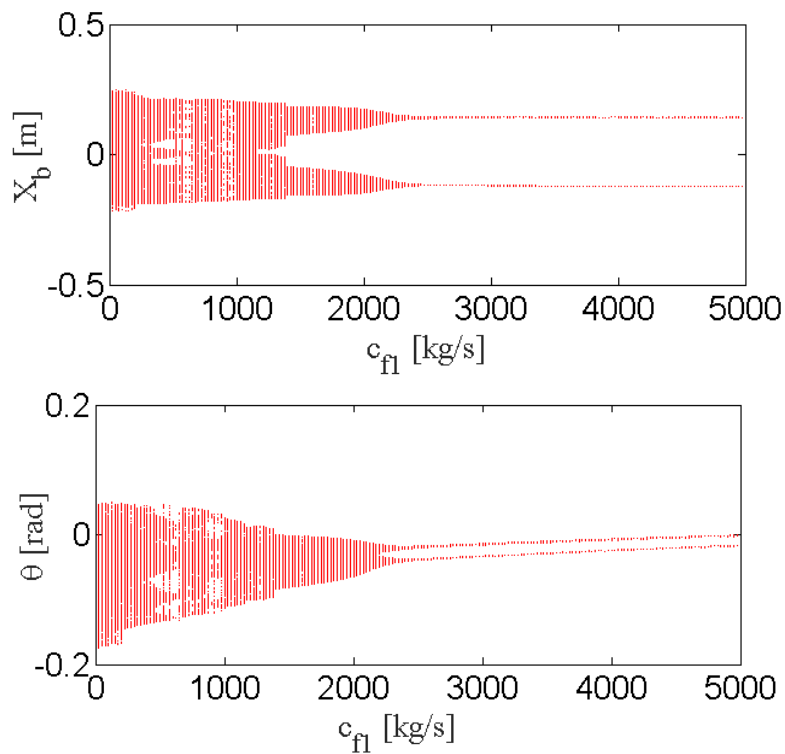
مقدار	پارامترهای سیستم
۱۱۸۰ kg	M_b
633.6 kg m^2	J
۵۰ kg	M_f
۴۵ kg	M_r
36952 N/m	k_{f2}
30130 N/m	k_{r2}
140000 N/m	k_{f1}, k_{r1}
50 kg/s	c_{f2u}, c_{f2r}
360 kg/s	c_{f2d}, c_{fr2}
۱.۵	n_{r2}, n_{f2}
۱.۲۵	n_{r1}, n_{f1}
۱.۱۲۳ m	l_f
۱.۳۷۷ m	l_r



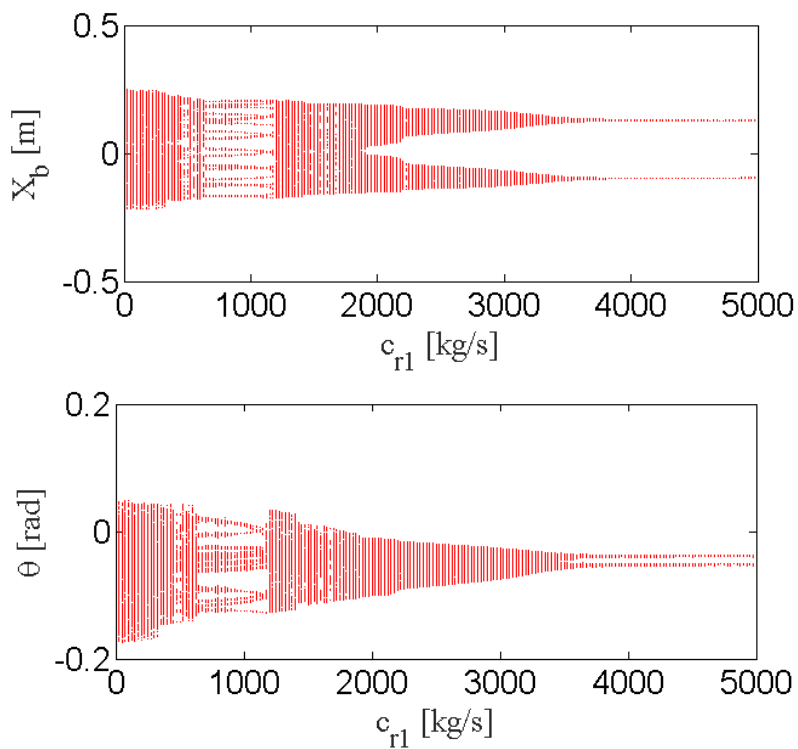
شکل ۲- نمودار چگالی طیف توان متغیرهای حالت سیستم مدار باز



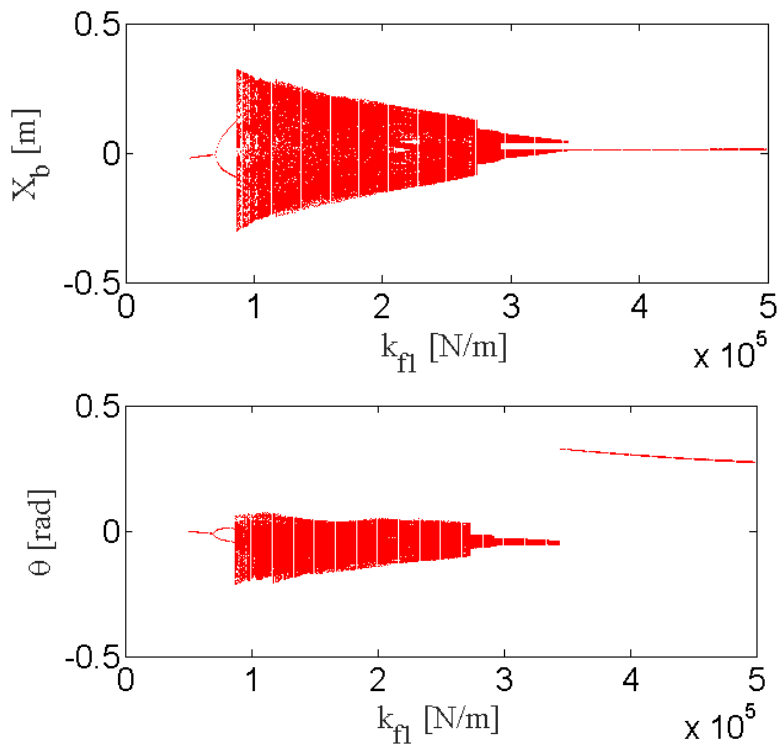
شکل ۳- نمودار دوشاخگی جابجایی متغیرهای حالت سیستم نسبت به پارامتر کنترلی فرکانس نیروی تحریک جاده



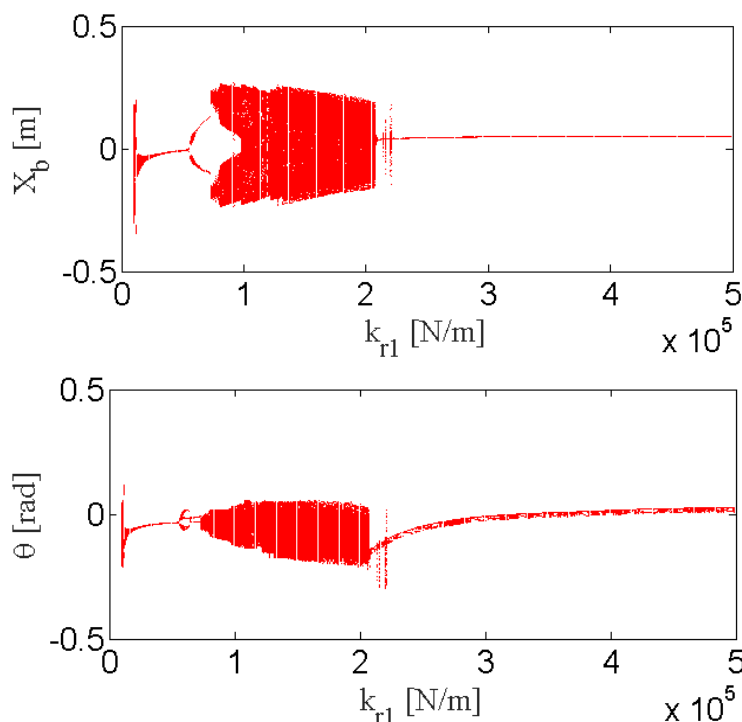
شکل ۴- نمودار دوشاخگی جابجایی متغیرهای حالت سیستم نسبت به ضریب میرایی معادل تایر جلو



شکل ۵- نمودار دوشاخگی جابجایی متغیرهای حالت سیستم نسبت به ضریب میرایی معادل تایر عقب



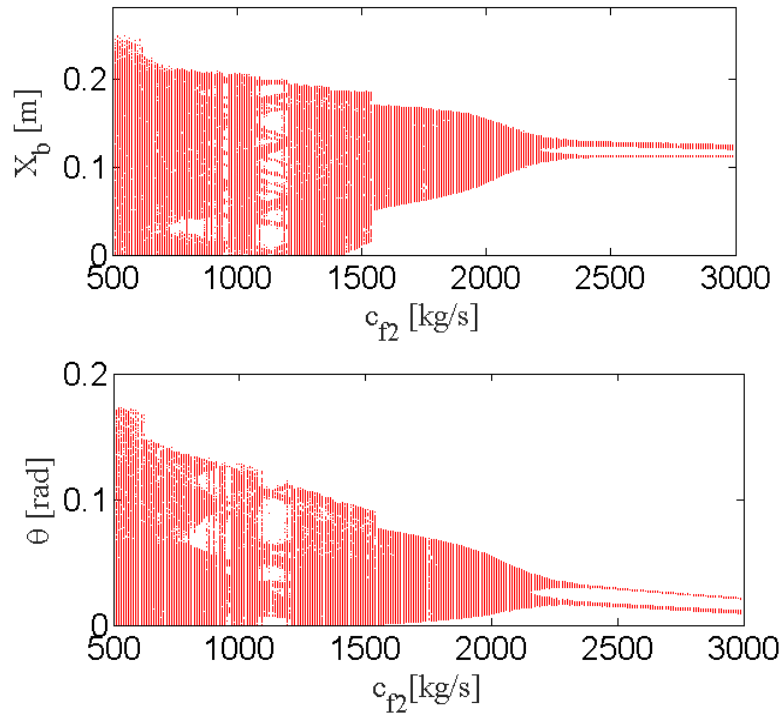
شکل ۶- نمودار دوشاخگی جابجایی متغیرهای حالت سیستم نسبت به ضریب سختی معادل تایر جلو



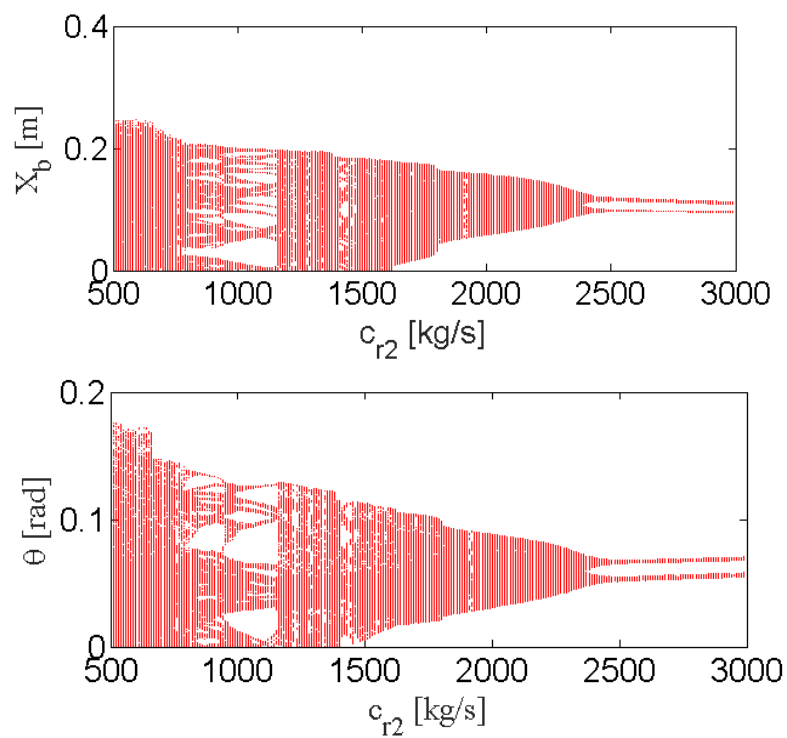
شکل ۷- نمودار دوشاخگی جابجایی متغیرهای حالت سیستم نسبت به ضریب سختی معادل تایر عقب

همچنین تغییرات دینامیکی سیستم غیرخطی نسبت به پارامترهای کنترلی سیستم تعلیق فعال خودرو در نمودارهای دوشاخگی شکل‌های (۸-۱۱) نشان داده می‌شود که نتایج آن برای طراحی سیستم کنترلی نیز می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد. به این ترتیب که مطابق شکل‌های (۸) و (۹)، تغییرات حداکثر مقدار متغیرهای حالت نسبت به پارامتر کنترلی ضریب میرایی معادل سیستم تعلیق جلو و عقب نشان داده می‌شود که با تغییر فشار روغن اعمالی به عملگر هیدرولیکی سیستم تعلیق فعال و در نتیجه تغییر ضرایب C_{f2} و C_{r2} رفتار پریودیک منظم، شبه تناوبی، دوبرابر شدن دوره تناوب و آشوب نشان داده می‌شود. به ازاء مقادیر کوچک ضریب میرایی تعلیق، رفتار آشوبناک در سیستم ظاهر شده و برای ضریب میرایی حدود kg/s ۲۳۰۰، سیستم به سمت دینامیک منظم متناوب میل می‌کند. مقدار ضریب میرایی در تبدیل دینامیک آشوبناک به منظم در تایر عقب کمی نسبت به تایر جلو بیشتر می‌شود.

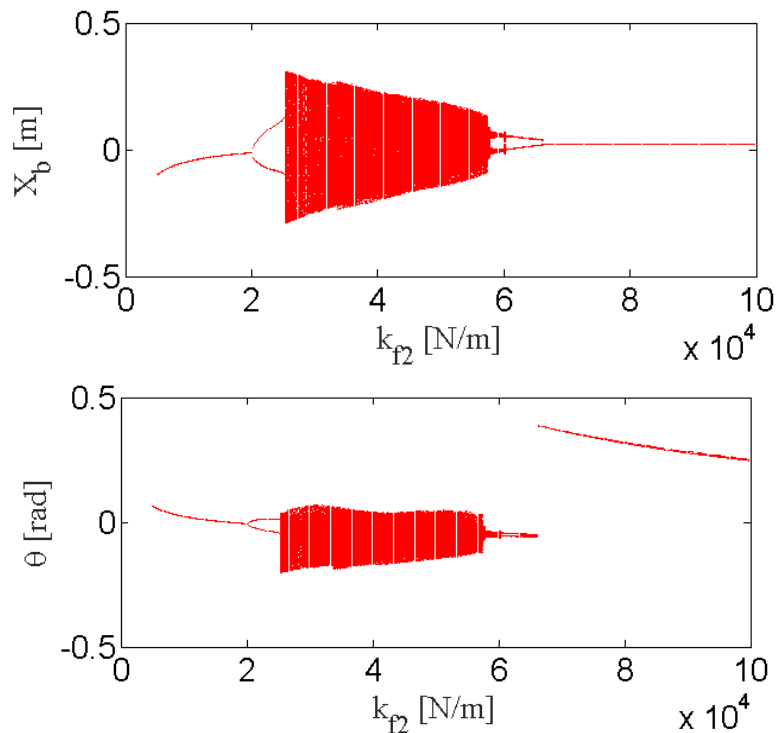
مطابق نمودارهای (۱۰) و (۱۱)، زمانی که ضریب سختی معادل تایر جلو به مقدار $2 \times 10^6 \text{ N/m}$ می‌رسد، دوبرابر شدگی دوره تناوب در سیستم رخ داده و با افزایش مقدار سختی معادل، سیستم سریعاً آشوبناک می‌شود. البته دوبرابر شدن دوره تناوب به ازاء مقدار کمتری از ضریب سختی تایر عقب نسبت به تایر جلو رخ می‌دهد و تایر عقب دارای باند آشوب محدودتری نسبت به تایر جلو می‌باشد.



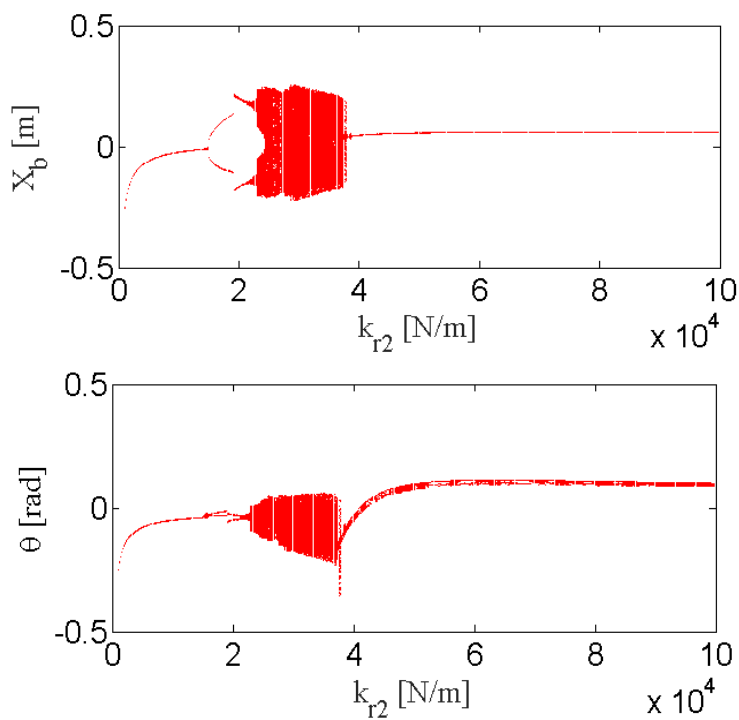
شکل ۸- نمودار دوشاخگی جابجایی متغیرهای حالت سیستم نسبت به ضریب میرایی معادل سیستم تعلیق جلو



شکل ۹- نمودار دوشاخگی جابجایی متغیرهای حالت سیستم نسبت به ضریب میرایی معادل سیستم تعلیق عقب



شکل ۱۰- نمودار دوشاخگی جابجایی متغیرهای حالت سیستم نسبت به ضریب سختی معادل سیستم تعلیق جلو



شکل ۱۱- نمودار دوشاخگی جابجایی متغیرهای حالت سیستم نسبت به ضریب سختی معادل سیستم تعلیق عقب

۴- طراحی سیستم کنترل آشوب

در بخش ۳ با بررسی دینامیک غیرخطی سیستم تعلیق خودرو، در نهایت نشان داده شد که ارتعاشات نامنظم به وجود آمده برخاسته از پدیده آشوب در دینامیک عمودی خودرو تحت مقادیر پارامترهای سیستم و شرایط اولیه آن است. در این بخش به حذف ارتعاشات آشوبناک در کنار بهبود عملکرد سیستم با طراحی کنترل کننده مدار بسته پرداخته می شود. برای این منظور از کنترل آشوب بر پایه خصوصیات سیستم آشوبناک استفاده می شود که علاوه بر حذف ارتعاشات آشوبناک، در زمان کمتر و با صرف انرژی کمتری پاسخ های سیستم را به مقدار مطلوب خود برساند. بنابراین سیستم کنترلی آشوب به روش پیراگس براساس فیدبک تاخیری برای پایداری مدارات ناپایدار متناوب آرایه می شود که در آن یک مدار ناپایدار توسط یک متغیر حالت با تاخیر زمانی بدون نیازی به دانش اولیه در مورد مدارات ناپایدار تخمین زده می شود. در این استراتژی کنترلی سیگنال فیدبک بر اساس اختلاف بین حالت خطی و با تاخیر زمانی است و ثابت زمانی تاخیر برابر با دوره تناوب مدارات ناپایدار در نظر گرفته می شود. بنابراین سیگنال ورودی کنترلی بصورت ساده $u(t) = k[y(t-\tau) - y(t)]$ محاسبه می شود که τ تاخیر زمانی و K ضریب کنترلی که با انتخاب مقدار مناسب آن پایداری مدارات تناوبی تضمین می شود [۲ و ۳].

۴-۱- الگوریتم کنترلی فیدبک تاخیری توسعه یافته

به منظور بهبود الگوریتم کنترلی پیراگس در پایداری سازی سریعتر از الگوریتم غیرخطی مود لغزشی سیستم استفاده می شود. به این ترتیب که اگر دینامیک سیستم بصورت زیر تعریف شود،

$$\dot{x}^{(n)} = f(t, \underline{x}) + g(t, \underline{x})u \quad (5)$$

که در آن x بردار حالت، u سیگنال ورودی کنترلی و توابع f و g دارای عدم قطعیت اند و بازای $u=0$

سیستم رفتار آشوبناک دارد. در این صورت ابتدا متغیر حالت تاخیری $\tilde{x}(t) = \underline{x}(t-T)$ را تعریف می کنیم و بدیهی است که حالت تاخیری باید معادله (۵) را بصورت زیر ارضا نماید.

$$\tilde{x}^{(n)} = f(t-T, \tilde{x}) + g(t-T, \tilde{x})\tilde{u} \quad (6)$$

که در آن $\tilde{u} = u(t-T)$ است. دینامیک خطای سیستم با تفاضل دو معادله (۵) و (۶) بصورت زیر بدست می آید.

$$\dot{x}^{(n)} - \tilde{x}^{(n)} = f(t, \underline{x}) - f(t-T, \tilde{x}) + g(t, \underline{x})u - g(t-T, \tilde{x})\tilde{u} \quad (7)$$

که $\underline{e} = \underline{x} - \tilde{x}$ بردار خطا بوده و معادله دیفرانسیل خطای سیستم بصورت زیر بیان می شود.

$$\dot{e}^{(n)} = f(t, \underline{e} + \tilde{x}) - f(t-T, \tilde{x}) + g(t, \underline{e} + \tilde{x})u - g(t-T, \tilde{x})\tilde{u} \quad (8)$$

بنابراین پایداری یک مدار ناپایدار پرپودیک در سیستم آشوبناک طبق معادله (۷) به پایداری دینامیک خطای (۷) منتهی می شود که به منظور افزایش سرعت همگرایی سیستم به نقاط تعادل پایداریش با توجه به عدم قطعیت های سیستم، از الگوریتم کنترلی مقاوم مود لغزشی استفاده شده است و سطح لغزش را بصورت

یک دینامیک نمایی پایدار برای رسیدن حالت سیستم به مود لغزشی باید $S=0$ قرار داده شود. به منظور استخراج ورودی کنترلی u که ترژکتوری سیستم در زمان محدود از تقاطع سطح لغزش عبور کنند. یک تابع لیاپانف مثبت معین بصورت $V = (1/2)S^2$ تعریف می‌شود که نهایتاً با مشتق گیری از تابع لیاپانوف و با فرض $g(t, \underline{x}) > 0$ و ساده‌سازی محاسبات، ورودی کنترلی u بصورت زیر استخراج می‌شود [۱۶].

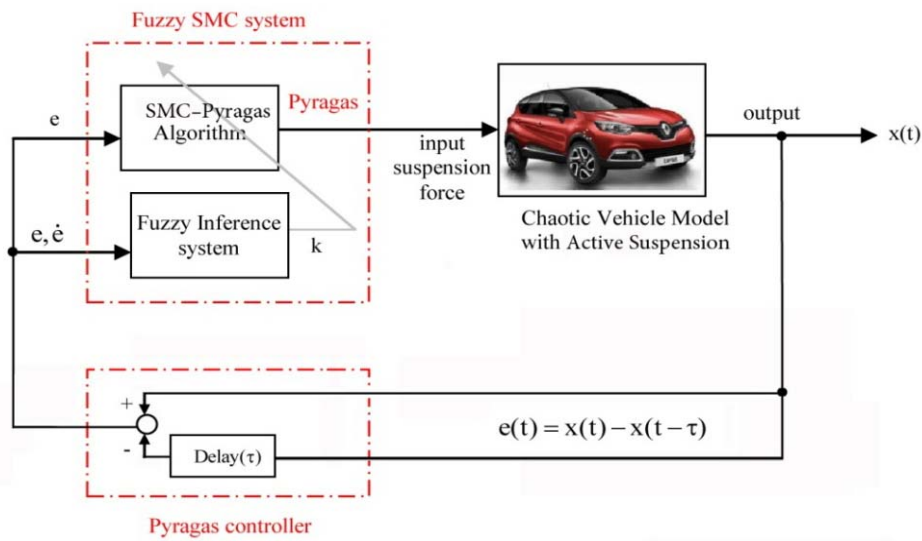
$$u = -\frac{1}{\alpha_n g_m(t, \underline{x})} \left[\alpha_n \hat{f}(t, \underline{x}) - \alpha_n \hat{f}(t-T, \underline{\tilde{x}}) + \sum_{i=1}^n \alpha_i e_i + K \text{sign}(S) \right] \quad (9)$$

که در آن ضریب K به منظور ارضا شرط پایداری لیاپانفی سیستم، باید در نامساوی زیر صدق کند.

$$K \geq \left(\frac{g_M(t, \underline{x})}{g_m(t, \underline{x})} - 1 \right) \left| \sum_{i=1}^n \alpha_i e_i + \alpha_n f(t, \underline{x}) - \alpha_n f(t-T, \underline{\tilde{x}}) \right| + \alpha_n F(t, \underline{x}) + \alpha_n F(t-T, \underline{\tilde{x}}) + g_M(t-T, \underline{\tilde{x}}) |\tilde{u}| + \theta \quad (10)$$

۴-۲- طراحی کنترلر فازی-لغزشی فیدبک تاخیری

به منظور طراحی سیستم کنترل آشوب روی دینامیک آشوبناک تعلیق فعال خودرو و حذف ارتعاشات آشوبناک در کنار بهبود رفتار سیستم در کمترین زمان ممکن و بهترین حالت مصرف انرژی، از کنترل کننده فیدبک تاخیری اصلاح شده توسط الگوریتم مود لغزشی استفاده می‌شود تا با استفاده از خواص سیستم آشوبی، بنحو مناسبی سیستم را کنترل کند. همچنین با تلفیق سیستم منطق فازی در الگوریتم کنترلی فیدبک تاخیری لغزشی، با محاسبه آنلاین ضریب کنترلی، ساختار سیستم کنترلی بهبود بخشیده شده است. به این ترتیب که ضریب کنترلی که قبلاً بصورت تخمینی و با سعی و خطا در نظر گرفته می‌شد، در اینجا با استفاده از یک سیستم استنتاج فازی بطور دقیق و طبق هر مانور دینامیکی خاص تعیین می‌شوند که منجر به ارتقا سیستم کنترلی طراحی شده می‌شود. در سیستم کنترلی مدار بسته دینامیک عمودی خودرو، به منظور پایداری و کنترل از سیستم عملگر تعلیق فعال استفاده می‌شود که سیگنال‌های ورودی سیستم تعلیق فعال توسط سیستم کنترلی تولید می‌شود. مطابق بلوک دیاگرام کنترلی شکل (۱۲)، سیستم کنترلی فشار روغن مورد نیاز برای محرک هیدرولیکی سیستم تعلیق فعال را مهیا کرده که در نتیجه نیروهای پایداری به دینامیک عمودی خودرو توسط این محرک‌ها به شاسی اعمال می‌شوند. در سیستم کنترل آشوب فیدبک تاخیری توسعه داده شده با مود لغزشی، با رسیدن دینامیک سیستم به مود لغزشی، مدارات ناپایدار تناوبی پایدار شده و رفتار آشوبناک در ارتعاشات سیستم حذف می‌شوند. در طراحی سیستم کنترلی فوق محاسبه ضریب کنترلی K حایز اهمیت است که مقدار آن اولاً باید در معادله (۹) صدق کند و ثانیاً تاثیر لغزش مسیر حرکت سیستم اطراف سطح لغزش در حین تولید ورودی کنترلی ناشی از مود لغزشی را از بین ببرد که مانع رخداد پدیده چترینگ می‌شود. برای این منظور از منطق فازی برای تخمین آنلاین و دقیق ضریب کنترلی K استفاده می‌شود که نهایتاً کنترل کننده فازی-لغزشی فیدبک تاخیری به پایداری مدارات متناوب سیستم می‌پردازد.

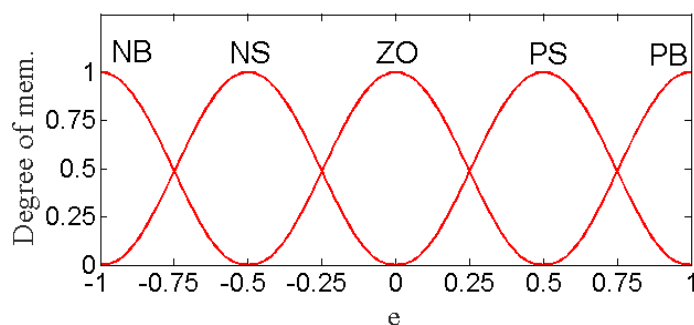
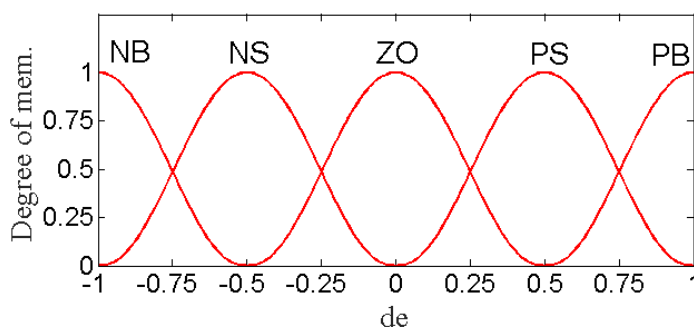


شکل ۱۲- بلوک دیاگرام کنترل فازی-لغزشی فیدبک تاخیری برای مدل نصف خودرو با سیستم تعلیق فعال

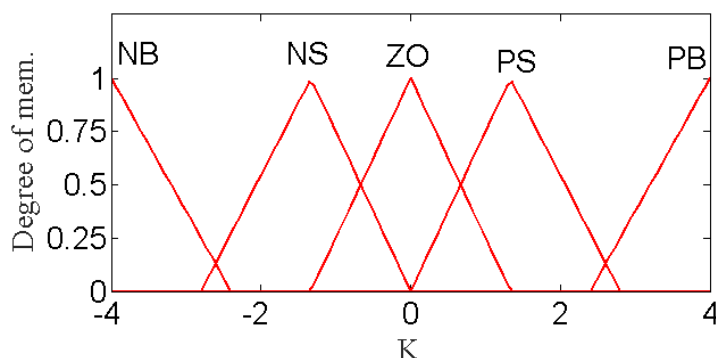
به منظور تخمین بهترین مقدار ضریب کنترلی سیستم پیراگس لغزشی توسط منطق فازی، با کمک ورودی‌های سیستم فازی شامل خطا و مشتق آن طبق دینامیک پایداری فیدبک تاخیری، مقدار مناسب K در سیستم مود لغزشی طبق قوانین فازی زیر در هر مرحله محاسبه می‌شوند. قانون (R_i) : اگر خطا (e) برابر با F_{1i} و مشتق خطا (De) برابر F_{2i} باشد، بنابراین k برابر با G_i است. که در آن، F_1 ، F_2 و G توابع عضویت نوع ۱ قانون λ م و $F_1, F_2, G \subset [NB; NS; ZO; PS; PB]$ متغیرهای کلامی به ترتیب منفی بزرگ، منفی کوچک، صفر، مثبت کوچک و مثبت بزرگ هستند. جدول پایه‌های منطق فازی مبتنی بر خطا (e) در ردیف اول و مشتق خطا (De) در ستون اول مطابق جدول (۲) می‌باشد. همچنین سیستم استنتاج فازی انتخاب شده براساس سیستم فازی ممدانی است و خروجی سیستم فازی با استفاده از روش مرکز ثقل محاسبه می‌شود. همچنین شکل (۱۳) نشان‌دهنده توابع عضویت ورودی‌های سیستم فازی شامل خطا و مشتق خطا بوده که با توجه به پیوسته بودن توابع گوسی و عملکرد خوبشان در برابر مشتق خطا، برای ورودی توابع عضویت فازی از این توابع استفاده شده است. شکل (۱۴) توابع عضویت خروجی سیستم فازی شامل ضریب کنترلی سیستم فیدبک تاخیری لغزشی را بیان می‌کند که به منظور افزایش دقت و سرعت محاسبات در خروجی سیستم فازی از توابع عضویت فازی مثلثی استفاده می‌شود.

جدول ۲- قوانین منطق فازی برای 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



شکل ۱۳- توابع عضویت ورودی های سیستم فازی فیدبک تاخیری

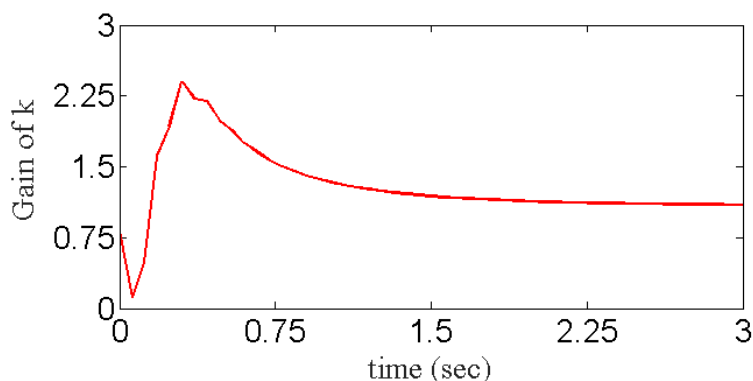


شکل ۱۴- توابع عضویت خروجی سیستم فازی فیدبک تاخیری

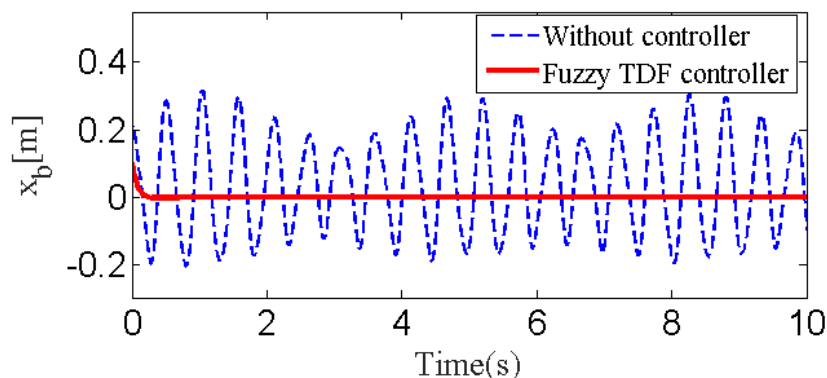
۵- نتایج شبیه سازی سیستم فیدبک

پس از شبیه سازی سیستم مدار بسته و محاسبه ضریب کنترلی با استفاده از سیستم استنتاج فازی در کنترل کننده فیدبک تاخیری بر پایه مود لغزشی، نمودار پارامتر کنترلی در شکل (۱۵) نشان داده شده است که در هر لحظه بهترین مقدار گین کنترلی سیستم فیدبک تاخیری لغزشی را محاسبه می کند. مطابق شکل های (۱۶) - (۱۹)، رفتار متغیرهای حالت دینامیک عمودی خودرو در دو حالت مدار باز و بسته نشان داده می شود که علاوه بر همگرایی سریع پاسخ های سیستم تحت کنترل کننده فازی-لغزشی پیراگس، حذف ارتعاشات آشوبناک را نسبت به حالت سیستم بدون کنترل بخوبی نشان می دهد. همچنین خصوصیت بارز دیگری که از رفتار سیستم کنترلی نوین طراحی شده برداشت می شود این است که علاوه بر کنترل آشوب، در زمان بسیار مناسب و کمتر از یک ثانیه سیستم را به مقادیر مطلوبشان پایدارسازی می نماید. همچنین سیستم کنترلی نوین قادر است کلیه فراجهدش های موجود در پاسخ های دینامیک سیستم را نیز حذف نماید.

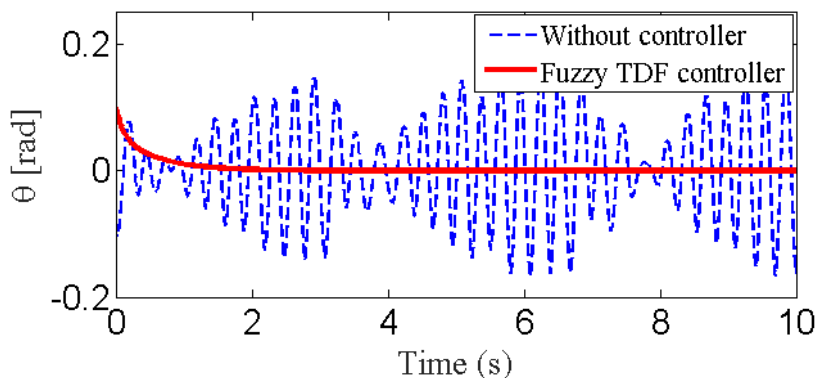
به منظور بررسی عملکردی عملگرهای سیستم کنترلی، نیروی معادل استهلاکی مربوط به سیستم تعلیق فعال خودرو به عنوان سیگنال‌های ورودی کنترلی مورد تحلیل قرار می‌گیرند. رفتار دینامیکی نیروهای اعمالی از طرف سیستم تعلیق فعال جلو و عقب به شاسی خودرو شامل متغیرهای نیرویی FC_{sf} و FC_{sr} در شکل (۲۰) نشان داده می‌شود که حاکی از پایداری خودروه بعد از همگرایی ورودی سیستم کنترلی به مقدار حالت پایدار پاسخ در زمان مناسب است. همچنین مقادیر محدود فراجهدش پاسخ‌ها نسبت به کارهای مشابه کنترلی حاکی از کوچکتر شدن ابعاد عملگر کنترل‌کننده و کاهش مصرف انرژی آن می‌باشد.



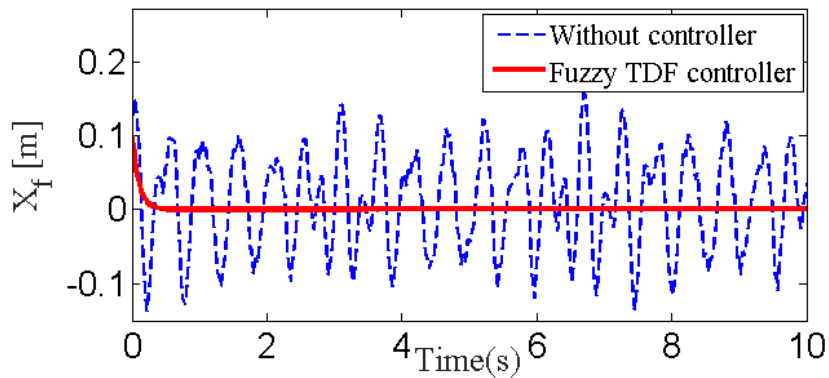
شکل ۱۵- ضریب کنترلی کنترل‌کننده فازی-لغزشی فیدبک تاخیری



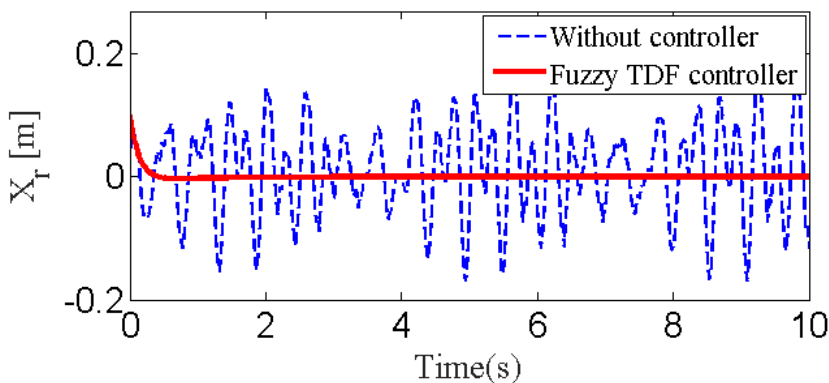
شکل ۱۶- مقایسه جابجایی قائم بدنه خودرو تحت کنترل‌کننده فازی-لغزشی فیدبک تاخیری با سیستم مدار باز



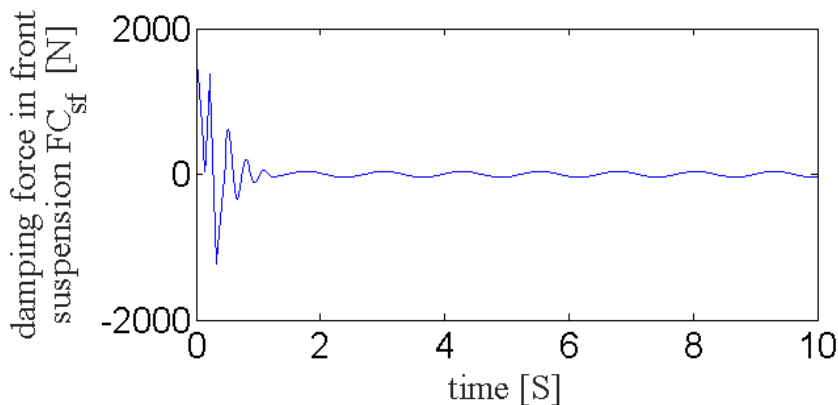
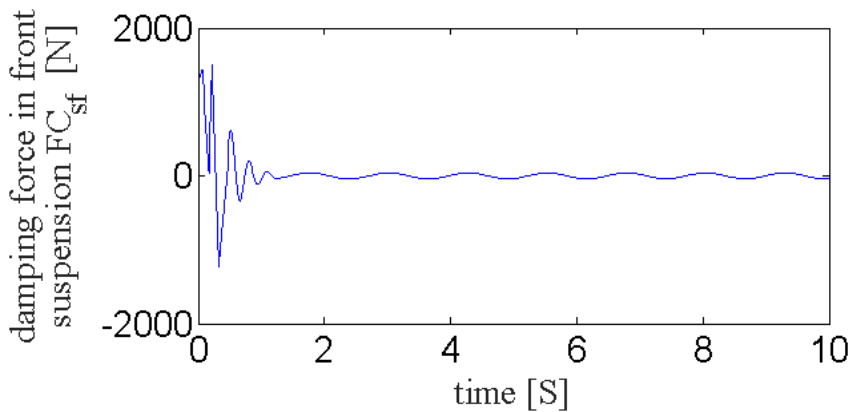
شکل ۱۷- مقایسه جابجایی زاویه‌ای بدنه خودرو تحت کنترل‌کننده فازی-لغزشی فیدبک تاخیری با سیستم مدار باز



شکل ۱۸- مقایسه جابجایی قائم چرخ جلو بدنه خودرو تحت کنترل کننده فازی-لغزشی فیدبک تاخیری با سیستم مدار باز



شکل ۱۹- مقایسه جابجایی قائم چرخ عقب بدنه خودرو تحت کنترل کننده فازی-لغزشی فیدبک تاخیری با سیستم مدار باز



شکل ۲۰- نیروی میرایی معادل سیستم تعلیق فعال جلو و عقب خودرو تحت کنترل فازی-لغزشی فیدبک تاخیری

۶- نتیجه گیری

در این پژوهش به بررسی دینامیک غیرخطی آشوبناک عمودی خودرو و کنترل آشوب ارتعاشات سیستم با استفاده از کنترل کننده نوین فازی-لغزشی فیدبک تاخیری پرداخته شد. برای این منظور پس از مدل سازی و شبیه سازی سیستم آشوبناک خودرو، به تحلیل دینامیک غیرخطی و اثبات رخداد پدیده آشوب با روش های چگالی طیف توان و نمودارهای دوشاخگی پرداخته شد. بطوریکه نمودارهای دوشاخگی محدوده تغییرات پارامترهای کنترلی شامل ضرایب سختی و استهلاک معادل سیستم تعلیق فعال در رفتار تناوبی، شبه تناوبی و آشوبناک را در سیستم مشخص نموده که در طراحی سیستم کنترلی مورد استفاده قرار گیرد. به منظور کنترل سیستم و حذف ارتعاشات آشوبناک از روش کنترل آشوب بر پایه فیدبک تاخیری توسعه یافته به کمک الگوریتم مود لغزشی در سیستم تعلیق فعال خودرو استفاده شد. برای همگرایی سریع تر پاسخ های سیستم مدار بسته و حذف پدیده چترینگ در الگوریتم مود لغزشی و همچنین تخمین آنلین و دقیق ضریب کنترلی، سیستم استنتاج فازی با سیستم فیدبک لغزشی پیراگس تلفیق شد. نتایج حاصل از شبیه سازی سیستم کنترلی فیدبک حاکی از پایدارسازی دینامیکی سیستم و حذف رفتار آشوبناک است به همراه کاهش زمان نشست بدون فراجاهش در پاسخ های سیستم است. با مقایسه نتایج حاصل از این پژوهش با مقاله [۱۷]، مشخص می شود که زمان نشست در پاسخ های متغیرهای حالت سیستم به میزان ۱۵ درصد کاهش یافته و مهم تر از آن کلیه فراجاهش ها در پاسخ های دینامیکی سیستم به طور کامل حذف شده اند. به منظور مقایسه کارکرد عملگری سیستم کنترلی، سیگنال های ورودی کنترلی این کار با پژوهش [۱۷] مقایسه شدند که نشان دهنده کاهش دامنه پاسخ های ورودی کنترلی این کار به میزان ۲۶ درصد نسبت به [۱۷] بوده به این ترتیب مساله اشباع عملگری در سیستم تعلیق را به طور کامل اصلاح می نماید. از آنجائی که سطح زیر منحنی نمودار سیگنال کنترلی مبین مصرف انرژی سیستم است، در نتیجه با محاسبه سطح زیر منحنی ورودی کنترلی، کاهش ۳۴ درصدی مصرف انرژی در این مقاله نسبت به کار [۱۷] مشاهده شد.

مراجع

- [1] Ott, E., Grebogi, C., and Yorke, J.A., "Controlling Chaos", Physics Review Letter, Vol. 64, pp. 1196-1199, (1990).
- [2] Pyragas, K., "Continuous Control of Chaos by Self-controlling Feedback", Physics Letters A, Vol. 170, pp. 421-428, (1992).
- [3] Pyragas, K., and Tamas, E.A., "Experimental Control of Chaos by Delayed Self-controlling Feedback", Phys. Lett. A, Vol. 180, pp. 99-102, (1993).
- [4] Abtahi, S.M., "Chaotic Study and Chaos Control in a Half-vehicle Model with Semi-Active Suspension using Discrete Optimal Ott-Grebogi-Yorke Method", Journal of Multi-Body Dynamics, Vol. 231, pp. 148-155, (2017).

- [5] Litak, G., Borowiec, M., Friswell, M.I., and Szabelski, K., "Chaotic Vibration of a Quarter-car Model Excited by the Road Surface Profile", *Communications in Nonlinear Science and Numerical*, Vol. 13, pp. 1373-1383, (2008).
- [6] Litak, G., Borowiec, M., Friswell, M.I., and Przystupa, W., "Chaotic Response of Quarter Car Model Forced by a Road Profile with a Stochastic Component", *Chaos, Solitons and Fractals*, Vol. 39, pp. 2448-2456, (2009).
- [7] Naik, R., and Singru, P., "Resonance, Stability and Chaotic Vibration of a Quarter Car Vehicle Model with Time-delay Feedback", *Communication Nonlinear Science Numerical Simulation*, Vol. 16, pp. 3397-3410, (2011).
- [8] Zhu, Q., and Ishitobi, M., "Chaotic Vibration of a Nonlinear Full-vehicle Model", *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 43, pp. 747-759, (2006).
- [9] Zhong, S., and Chen, Y., "Bifurcation of Piecewise-linear Nonlinear Vibration System of Vehicle Suspension", *Applied Mathematics and Mechanics*, Vol. 30, pp. 677-684, (2009).
- [10] Fakheari, J., Khanlo, H.M., Ghayour, M., and Faramarzi, K.H., "The Influence of Road Bumps Characteristics on the Chaotic Vibration of a Nonlinear Full-vehicle Model with Driver", *International Journal of Bifurcation and Chaos*, Vol. 26, pp. 151-165, (2016).
- [11] Dehghani, R., Khanlo, H.M., and Fakhraei, J., "Active Chaos Control of a Heavy Articulated Vehicle Equipped with Magnetorheological Damper", *Nonlinear Dynamics*, Vol. 87, pp. 1923-1942, (2017).
- [12] Kucukefe, Y., and Adnan, K., "Delayed Feedback Control as Applied to Active Suspension of a Ground Vehicle", *EUROCON 2009, IEEE, Budapest, Hungary*, (2009).
- [13] Zhang, Z.H., Chau, K.T., and Wang, Z.H., "Analysis and Stabilization of Chaos in the Electric-vehicle Steering System", *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol. 62, pp. 1-12, (2013)
- [14] Koumen, G.I., Taffo, M., and Tchawoua, S.C., "Stability Switches and Bifurcation in a Two-degrees-of-freedom Nonlinear Quarter-car with Small Time-delayed Feedback Control", *Chaos, Solitons and Fractals*, Vol. 87, pp. 226-239, (2016).
- [15] Abtahi, S.M., "Melnikov-Based Analysis for Chaotic Dynamics of Spin-Orbit Motion of a Gyrostat Satellite", *Journal of Multi-Body Dynamics*, Vol. 233, pp. 931-941, (2019).
- [16] Salarieh, H., and Alasty, A., "Chaos Control in Uncertain Dynamical Systems using Nonlinear Delayed Feedback", *Chaos, Solitons & Fractals*, Vol. 41, pp. 67-71, (2009).
- [17] Abtahi, S.M., "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*, Vol. 41, pp. 209-219, (2019).

فهرست نمادهای انگلیسی

جرم بدنه خودرو	m_b
ممان اینرسی بدنه خودرو	J
جرم فنربندی نشده جلو	m_f
جرم فنربندی نشده عقب	m_r
جابجایی قائم بدنه خودرو	$x_b(t)$
جابجایی قائم تایر	$x(t)$
فاصله تعلیق تا مرکز جرم خودرو	l
جابجایی تحریک سطح جاده	$x_d(t)$
سختی معادل سیستم تعلیق	k_2
ضریب میرایی معادل سیستم تعلیق	c_2
سختی معادل تایر	k_1
ضریب میرایی معادل تایر	c_1
ضریب میرایی در حالت کشش	c_u
ضریب میرایی در حالت فشار	c_d
دامنه جابجایی تحریک جاده	A
فرکانس جابجایی تحریک جاده	f
تاخیر زمانی تحریک جاده به تایرهای جلو و عقب	α
زیرنویس‌ها	
سیستم تعلیق جلو	f
سیستم تعلیق عقب	r

Abstract

In this paper, the chaotic dynamic analysis along with chaos controller of an active suspension in vehicle has been studied. The unstable periodic orbits of the system are stabilized using the developed delay feedback control algorithm based on the fuzzy sliding mode system. Firstly, the equations of model are derived via Newton-Euler rules and then, power spectrum density and bifurcation diagrams have been used to confirm chaos in the system. Variations of the control parameters in the bifurcation diagrams demonstrate the changes of system behavior from the periodic to the irregular chaotic responses.

Finally, to eliminate the chaos in the vertical dynamics of vehicle, a novel fuzzy sliding delay feedback control algorithm is developed on the active suspension. Using fuzzy logic, the controller gain of the sliding delay feedback control is online estimated that is caused to reject the chattering phenomenon in the sliding mode algorithm beside the improvement of the responses. Simulation results of the control system depict a reduction of settling time and energy consumption along with eliminating the overshoots and chaotic vibrations.