

## بهبود کنترل مد لغزشی مدل مبنای پیوندی سیستم تعلیق فعال خودرو با استفاده از چرخش بهینه سطوح لغزش و منطق فازی

سید علی ظهیری پور<sup>۱</sup> و علی اکبر جلالی<sup>۲</sup>

دانشکده مهندسی برق

دانشگاه علم و صنعت ایران

(تاریخ دریافت: ۹۰/۱۱/۲۹؛ تاریخ پذیرش: ۹۱/۰۹/۲۲)

### چکیده

در این مقاله، طراحی سیستم تعلیق فعال ۱/۴ خودرو با محوریت مد لغزشی و با استفاده از استراتژی مدل مینا انجام گرفته و سپس بهبود یافته است. هدف از طراحی این سیستم، ایجاد مصالحه بهینه بین جابه‌جایی بدنه خودرو و پایداری چرخ‌ها روی جاده است تا ضمن سفر، هم راحتی سرنشینان تأمین شود و هم امکان فرمان‌پذیری و کنترل‌پذیری خودرو به نحو مطلوبی فراهم باشد. در این مقاله پس از معرفی مدل‌های ریاضی قلاب آسمانی و زمینی، عملکرد کنترل‌کننده‌های مدل مبنای تکی و پیوندی مورد بررسی قرار گرفته و در ادامه جهت بهبود رفتار سیستم، ابتدا چرخش بهینه سطوح لغزش و سپس استفاده از یک سیستم فازی برای تنظیم پارامتری که نقش تعیین‌کننده در ایجاد مصالحه بین جابه‌جایی بدنه خودرو و چرخ‌ها دارد، ارائه شده است. نتایج شبیه‌سازی‌ها، کارایی روش‌های پیشنهادی جهت بهبود عملکرد سیستم را به خوبی نشان می‌دهد.

**واژه‌های کلیدی:** سیستم تعلیق فعال، مد لغزشی، استراتژی مدل مینا، چرخش بهینه، سیستم فازی

## Improving Hybrid Model Reference Sliding Mode Control of a Car Active Suspension System Using Optimum Turn of Sliding Surfaces and Fuzzy Logic

S.A. Zahiripour and A. Jalali

Elect. Eng. Dep't.

Iran Univ. of Sci. and Tech.

(Received: 18 February, 2012; Accepted: 12 December, 2012)

### ABSTRACT

In this paper, with a focus on sliding mode, designing a quarter car active suspension system has been performed using model reference strategy and then it has been improved. the aim of designing this system is creating an optimal trade-off between car body displacement and wheels stability on the road, so that during travel, it's favorably safeguarded passengers comfort and car controlability, too. in this paper after introducing sky-hook and ground-hook mathematical models, performance of single and hybrid model reference controllers has been studied and then for improving system behavior, some suggestions such as optimum rotation of sliding surfaces and using fuzzy system for regulating a basic parameter has been mentioned. Simulation results show proposed methods efficiency for improving system performance.

**Keywords:** Active Suspension System, Sliding Mode, Model Reference Strategy, Optimum Rotation, Fuzzy System

۱- دانشجوی دکتری: zahiri@elec.iust.ac.ir

۲- استناد (نویسنده پاسخگو): drjalali@iust.ac.ir [www.SID.ir](http://www.SID.ir)

جدایی چرخ‌ها از سطح نیز جلوگیری می‌کند. نزدیک شدن به چنین عملکردی از اهداف مهندسی کنترل است. در سیستم تعلیق غیرفعال با توجه به محل قرارگیری کمک‌فدر (بین جرم معلق<sup>۵</sup> و غیر معلق<sup>۶</sup>)، تنظیمات گوناگون ثابت این المان مکانیکی برای رسیدن به هدفی مشخص، ما را از هدف دیگر دور می‌کند و همین امر، صنایع خودروسازی را به فکر فعال‌سازی این سیستم انداخته است. در مورد سیستم تعلیق، مدل‌های پرکاربردی که تحقق آنها در عمل ممکن نبوده و تنها جنبه ریاضی دارند، به قلاب آسمانی و قلاب زمینی معروفند. مدل قلاب آسمانی با هدف تأمین راحتی سرنشینان و مدل قلاب زمینی با هدف حفظ تماس چرخ‌ها با سطح جاده انتخاب می‌شود [۱۰]. شکل ۲ مدل قلاب آسمانی و شکل ۳ قلاب زمینی را نشان می‌دهند.

معادلات دینامیکی مربوط به این دو سیستم به صورت زیر است:

الف) مدل قلاب آسمانی:

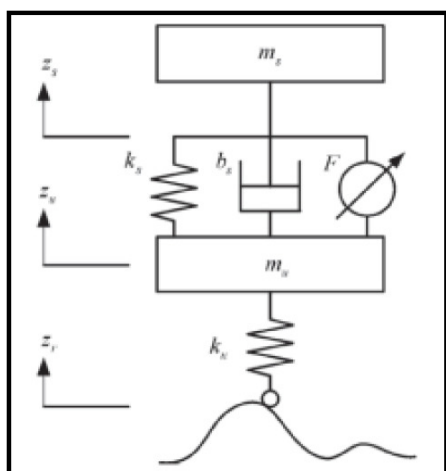
$$m_s \ddot{x}_{sr} = -k_s (x_{sr} - x_{usr}) - B_s (\dot{x}_{sr} - \dot{x}_{usr}) - C_{sky} \dot{x}_{sr} \quad (1)$$

$$m_u \ddot{x}_{usr} = k_s (x_{sr} - x_{usr}) + B_s (\dot{x}_{sr} - \dot{x}_{usr}) - k_t (x_{usr} - x_0) \quad (2)$$

ب) مدل قلاب زمینی:

$$m_s \ddot{x}_{sgr} = -k_s (x_{sgr} - x_{igr}) - B_s (\dot{x}_{sgr} - \dot{x}_{igr}) \quad (3)$$

$$m_u \ddot{x}_{ugr} = k_s (x_{sgr} - x_{ugr}) + B_s (\dot{x}_{sgr} - \dot{x}_{ugr}) - k_t (x_{ugr} - x_0) - C_{Ground} \dot{x}_{ugr} \quad (4)$$



شکل (۱): سیستم تعلیق فعال ۱/۴ خودرو.

یکی از مسائل روز صنعت خودروسازی، طراحی سیستم تعلیق فعال خودرو است. در سیستم‌های تعلیق فعال (شکل ۱)، برای کنترل دقیق میزان ارتعاشات خودرو از عملگرهای هیدرولیکی، نیوماتیکی، هیدرونیوماتیکی و ... استفاده می‌شود که به موازات فنرها و کمک‌فنرها قرار گرفته و با استفاده از اطلاعات حاصل از ارتعاشات بدنه و چرخ‌ها، استراتژی مناسب کنترل اعمال می‌شود [۱]. کنترل مد لغزشی، روش مناسبی برای کنترل سیستم‌ها در حضور انواع نامعینی‌ها می‌باشد. پژوهش‌های مختلفی در مورد انواع روش‌های انتخاب سطح لغزش مانند استفاده از استراتژی‌های بهینه [۲]، مدل مینا [۳]، مدل مینای بهینه [۴]، روش تناسبی-انتگرالی تعمیم یافته [۵] و همچنین استفاده از دینامیک‌های پایدار مختلف انجام شده [۶-۸] و استفاده از استراتژی مدل مینای پیوندی<sup>۱</sup> ارائه شده است [۹]. در روش‌های مدل مینا، عموماً ورودی سیستم به مدل نیز اعمال شده و از طریق راهکارهای مختلف، اختلاف خروجی سیستم و مدل به صورت مجانبی به صفر سوق داده می‌شود.

در بخش دوم این مقاله مدل‌های قلاب آسمانی<sup>۲</sup> و قلاب زمینی<sup>۳</sup> معرفی می‌شوند و در بخش سوم، طراحی کنترل کننده مد لغزشی با استفاده از روش مدل مینای قلاب آسمانی و قلاب زمینی به صورت جداگانه انجام می‌شود و پس از بررسی نواقص آنها، از پیوند این دو مدل جهت بهبود کارایی سیستم کنترل استفاده شده است.

با توجه به آنکه کاهش اثرات ناهمواری‌های سطح جاده روی بدنه و چرخ‌ها، یکی از دغدغه‌های اصلی خودروسازان است، در بخش چهارم تغییر شیب سطوح لغزش به صورت بهینه و در بخش پنجم جهت افزایش کارایی، تنظیم پارامتر<sup>۴</sup> تصمیم<sup>۴</sup>، توسط یک سیستم فازی پیشنهاد شده است. در بخش ششم، با مشاهده نتایج شبیه‌سازی رفتار سیستم حلقه بسته، بهبود پاسخ‌های بدنه و چرخ‌ها، با استفاده از روش‌های پیشنهادی نمایش داده شده و سپس در فصل هفتم، نتیجه مقاله ارائه شده است.

## ۲- مدل قلاب آسمانی و زمینی

با توجه به آنچه در قبل اشاره شد، یک سیستم تعلیق در حالت ایده‌آل، ضمن ایزوله کردن موقعیت بدنه از سطح جاده، از

1- Hybrid Model Reference  
2- Sky-Hook  
3- Ground-Hook  
4- Decision Parameter

خروجی مدل و سیستم) تعریف می شود:

$$S_s = \dot{e}_s + e_s, \quad (7)$$

$$S_u = \dot{e}_u + e_u, \quad (8)$$

که در این روابط:

$$e_s = [x_{sr} - x_s], \quad (9)$$

$$e_u = [x_{ugr} - x_{ug}]. \quad (10)$$

پارامتر به عنوان شیب سطوح لغزش، نقشی مهمی در سرعت پاسخ‌های سیستم دارد. در مورد نقش این پارامتر و چگونگی تنظیم آن در بخش چهارم توضیحاتی ارائه شده است. لازم به ذکر است که با در نظر گرفتن سطح اول، کنترل کننده طراحی می‌شود و همچنین محاسبات مربوط به سطح دیگر مشابه خواهد بود.

$$S_s = \dot{e}_s + e_s,$$

$$\dot{S}_s = \ddot{e}_s + \dot{e}_s = \ddot{x}_{sr} - \ddot{x}_s + \dot{e}_s = \ddot{x}_{sr} - f_s(x) + g_s(x)u + \dot{e}_s. \quad (11)$$

بنابراین با استفاده از [۹]:

$$u_{eq} = \hat{g}_s(x)^{-1}(-\hat{f}_s(x) + \ddot{x}_{sr} + \dot{e}_s). \quad (12)$$

که در این رابطه:

$$|f_s(x) - \hat{f}_s(x)| \leq F, \quad (13)$$

$$0 \leq g_{\min} \leq \hat{g}_s(x) = \sqrt{g_{\min} g_{\max}} \leq g_{\max}. \quad (14)$$

ترمی که مسیر حالت را به سطح لغزش می‌رساند، عبارت است از:

$$u_p = -\hat{g}_s(x)^{-1} k \text{sign}(S_s). \quad (15)$$

شرط لغزش به صورت (۱۶) انتخاب شده و  $k$  جهت برآورده‌سازی این شرط، از رابطه (۱۷) قابل محاسبه است.

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{1}{2} S_s^2 \right) < - |S_s|, \quad (16)$$

$$k \geq (F + ) + (-1) |-\hat{g}_s(x) u_{eq}|, \quad (17)$$

که در این رابطه:

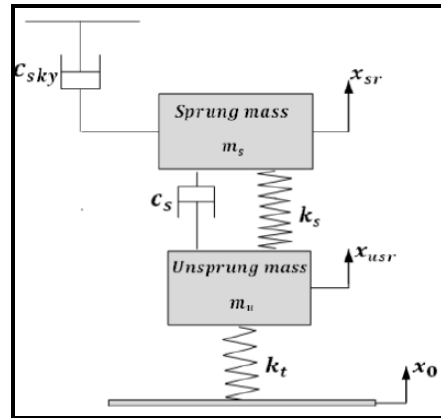
$$= \sqrt{\frac{g_{\max}}{g_{\min}}}, \quad (18)$$

و در نتیجه:

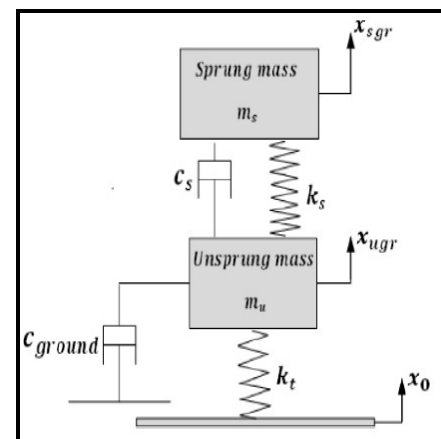
$$u_s = u_p + u_{eq}. \quad (19)$$

با انجام محاسبات مشابه، کنترل کننده مربوط به چرخ (جرم غیرمعلق)، نیز قابل طراحی است.

به منظور ایجاد مصالحه بین جابه‌جایی بدنه و چرخ‌های خودرو استفاده ترکیبی از این دو کنترل کننده مناسب به نظر می‌رسد. پارامتری که درصد استفاده هر یک از سیگنال‌های



شکل (۲): مدل قلاب آسمانی.



شکل (۳): مدل قلاب زمینی.

محققان مختلف با تمرکز روی یکی از اهداف مهم سیستم تعلیق و در نظر گرفتن یکی از مدل‌های یاد شده به عنوان مدل مرجع، با یک استراتژی کنترلی، سعی کرده‌اند تا رفتار سیستم را به مدل نزدیک کنند. طبیعی است که رسیدن به هدف نهایی سیستم تعلیق از طریق استراتژی مدل مبنای استفاده از هر دو مدل یاد شده در فرایند طراحی را طلب می‌کند.

### ۳- طراحی کنترل کننده مد لغزشی مدل مبنای جداگانه و پیوندی برای سیستم تعلیق ۱/۴ خودرو

معادلات دینامیکی حاکم بر سیستم تعلیق خودرو را به شکل زیر در نظر بگیرید:

$$\ddot{x}_s = f_s(x) + g_s(x)u, \quad (5)$$

$$\ddot{x}_u = f_u(x) + g_u(x)u. \quad (6)$$

با توجه به درجه سیستم نسبت به  $x_s$  و  $x_u$ ، سطوح لغزش را به صورت تابعی تناسبی- مشتقی از خطای تطابق (اختلاف

با جایگزینی (۲۳) و (۲۲) در (۲۴) خواهیم داشت: *Archive of SID*

$$\frac{J'}{a^2} = J = \int_0^{t_f} (1 + v^2(t)) e^{-2 \int_0^t v(t) dt} dt. \quad (25)$$

با تغییر متغیر زیر،

$$(t) = \dot{v}(t) \Rightarrow \int_0^t (t) dt = v(t) + c, \quad (26)$$

تابعی، به صورت (۲۷) در می‌آید:

$$J = \int_0^{t_f} (1 + v^2(t)) e^{-2(v(t)+c)} dt. \quad (27)$$

با استفاده از معادله اولی‌ر جهت بهینه‌سازی، یعنی:

$$\frac{\partial g}{\partial x} - \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial g}{\partial \dot{x}} \right) = 0$$

که در آن،  $g$  عبارت داخل انتگرال است، خواهیم داشت:

$$\ddot{v} = v^2 - 1, \quad (28)$$

که معادل رابطه زیر است:

$$\dot{v} = v^2 - 1, \quad (29)$$

و حل این معادله به نتیجه زیر منجر می‌شود:

$$v(t) = \frac{+e^{2t}}{-e^{2t}}, \quad (30)$$

و با استفاده از  $t=0$ :

$$v = \frac{(0)+1}{(0)-1}, \quad (0) \neq 1. \quad (31)$$

اگر  $v(0) = 1$ ، آنگاه  $v(t) = 1$ ، جواب معادله است. با دقت در روش ارائه شده، محدودیتی در تنظیم به چشم می‌خورد که در بعضی مواقع، می‌تواند مشکل‌ساز باشد. همان‌طور که در ابتدای این بخش اشاره شد، مقدار در لحظه صفر، وابسته به شرایط اولیه متغیرهای حالت است و یک پارامتر آزاد نیست (مگر زمانی که  $e(0) = \dot{e}(0) = 0$ ) باشد. به این ترتیب با مشاهده رابطه (۳۱)، مقدار در اختیار طراح نبوده و می‌توان گفت:

اگر لازم باشد که  $v(0) < -1$  یا  $v(0) > 1$ ، ضروری است حد بالای انتگرال رابطه (۲۴) از  $t_f$  ریشه مخرج  $(t_r)$  کوچک‌تر باشد یعنی:

$$t_f < t_r = \ln \sqrt{e}. \quad (32)$$

#### ۵- تنظیم فازی پارامتر تصمیم

استفاده از سیستم‌های فازی در تنظیم پارامترهای یک سیستم کنترل، کاربرد زیادی دارد [۱۳ و ۱۲]. همان‌طور که اشاره شد، پارامتر تصمیم، مقداری بین صفر و یک دارد و سهم هر یک از کنترل‌کننده‌ها را در کنترل نهایی مشخص می‌کند. نتایج نشان می‌دهند اگر  $0/8 <$  باشد، موقعیت بدنه خودرو

کنترل را مشخص می‌کند "پارامتر تصمیم" نامیده و با نمایش داده شده است. به این ترتیب کنترل پیشنهادی به صورت معادله (۲۰) خواهد بود [۹].

$$u = u_s + (1 - u_s) u_{ll}. \quad (20)$$

در رابطه  $0 \leq \leq 1$  همان‌طور که مشخص است، انتخاب  $= 1$ ، کنترل را تبدیل به کنترل مدل مبنای قلاب آسمانی منفرد و  $= 0$ ، کنترل را تبدیل به کنترل مدل مبنای قلاب زمینی منفرد می‌کند. برای مقادیر بین صفر و یک پارامتر تصمیم و کنترل، ترکیبی از روش‌های بالا خواهد بود. به این ترتیب انتخاب صحیح نقش تعیین‌کننده‌ای در ایجاد یک مصالحه بهینه بین اهداف کنترلی طراح خواهد داشت. در رابطه با چگونگی تنظیم این پارامتر در بخش پنجم پیشنهادی ارائه شده است.

#### ۴- چرخش بهینه سطوح لغزش

انتخاب پارامتر به عنوان شیب سطوح لغزش، در اختیار طراح قرار دارد. تغییر این پارامتر، هم روی سرعت رسیدن مسیر حالت به سطح لغزش و هم در سرعت رسیدن به مبدأ صفحه فاز تأثیرگذار است و به طور خلاصه پارامتری تعیین‌کننده در سرعت پاسخ‌هاست. در این مقاله، جهت بهبود عملکرد کنترل مدل مبنای پیوندی طراحی شده، راهکاری برای تنظیم مناسب ارائه شده است، به این ترتیب که با انتخاب یک تابع هزینه، پارامتر، جهت حداقل‌سازی این شاخص تنظیم می‌شود. به عبارت دیگر شیب سطوح لغزش، به صورت بهینه با زمان تغییر کرده و سطوح، در صفحه فاز شروع به چرخش می‌کنند.

فرض شود در لحظه صفر طوری انتخاب شود که مسیر حالت در لحظه صفر روی سطح لغزش قرار داشته باشد [۱۱] (یعنی:  $e(0) = \dot{e}(0) = 0$ )، منظور از  $e$ ، خطای تطابق است، نه خطای ردیابی).

سپس با حل معادله:

$$\dot{e}(t) + e(t) = 0, \quad (21)$$

خواهیم داشت:

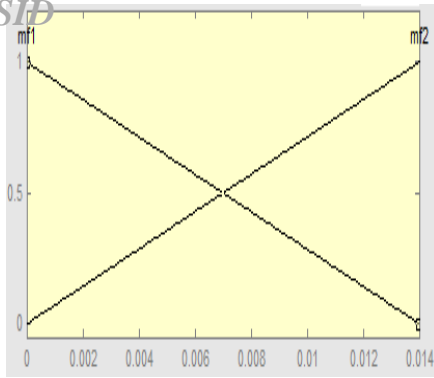
$$e(t) = a e^{-\int_0^t (t) dt}, \quad (22)$$

$$\dot{e}(t) = -a (t) e^{-\int_0^t (t) dt}. \quad (23)$$

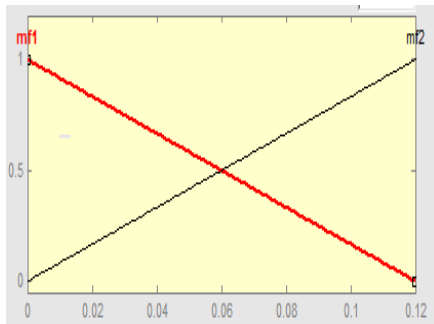
که  $a$ ، وابسته به شرایط اولیه متغیرهای حالت است.

هدف طراحی، به گونه‌ای است که شاخص عملکرد (۲۴) حداقل شود.

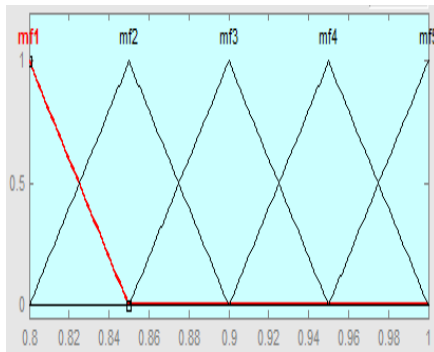
$$J' = \int_{t_0=0}^{t_f=T} (e^2 + \dot{e}^2) dt. \quad (24)$$



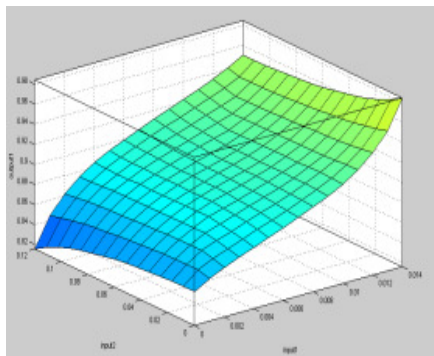
شکل (۴): توابع عضویت ورودی اول ( $|Xs|$ ).



شکل (۵): توابع عضویت ورودی دوم ( $|Xu|$ ).



شکل (۶): توابع عضویت خروجی ( ) .



شکل (۷): تابع خروجی بر حسب دو ورودی.

در برخورد با دست‌انداز، دارای نوسانات زیاد و نامطلوبی می‌شود، حال آنکه مقادیر بزرگ، اگرچه میزان جدایی چرخ‌ها از جاده را زیاد می‌کند، اما خوشبختانه، اثر تخریبی آن نسبت به حالت قبل به مراتب کمتر است. بنابراین تغییر منطقی و مناسب با توجه به دامنه نوسانات بدنه و چرخ‌ها می‌تواند راهکار مناسبی برای افزایش کیفیت پاسخ‌ها به صورت توأم، در دو بخش معلق و غیرمعلق باشد. در این مقاله با طراحی صحیح یک سیستم فازی، این بهره متغیر ایجاد شده است. ورودی‌های این سیستم، اندازه جابه‌جایی جرم معلق و غیرمعلق در نظر گرفته شده است. فازی‌گر سیستم مورد استفاده تکین بوده و موتور استنتاج، حداقل ممدانی فرض شده و از فازی‌زدای مرکز ثقل استفاده شده است. دامنه تغییرات ورودی‌ها و قواعد این سیستم، بر اساس تجربه نویسنده و با سعی و خطا به دست آمده است. در شکل‌های ۴ تا ۶ توابع عضویت ورودی‌ها و خروجی سیستم را مشاهده می‌کنید. شکل ۷ خروجی سیستم فازی ( ) را بر حسب ورودی‌های آن نشان می‌دهد. همچنین جدول ۱ پایگاه قواعد سیستم فازی را نشان می‌دهد.

#### ۶- نتایج شبیه‌سازی

مدل زمانی دست‌انداز سطح جاده به صورت شکل ۸ در نظر گرفته شده است.

پارامترهای سیستم تعلیق با فرض خطی بودن ادوات تعلیق و تغییرپذیری جرم بدنه (به عنوان مثال، با تغییر تعداد سرنشینان) به صورت زیر در نظر گرفته شده است:

$$m_{sn} = 360 \text{ (kg)},$$

$$260 \text{ (kg)} < m_s < 460 \text{ (kg)},$$

$$k_s = 18000 \text{ (N/m)}, \quad B_s = 1000 \text{ (Ns/m)}, \quad (34)$$

$$k_t = 200000 \text{ (N/m)}, \quad m_u = 40 \text{ (kg)}.$$

اندیس  $n$  نشان‌دهنده شرایط نامی است.

$$z_r(t) = \begin{cases} 0.08 \cos(8t) & 1 < t < 1.2, \\ 0 & \text{otherwise.} \end{cases} \quad (33)$$

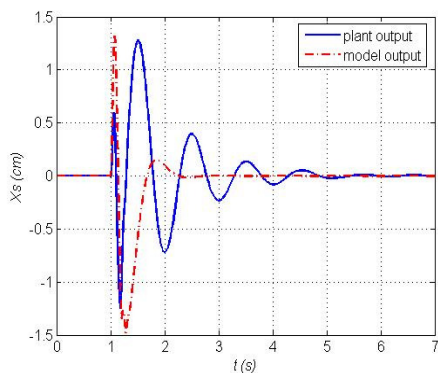
جدول (۱): پایگاه قواعد سیستم فازی.

$Input2( Xu )$	$Mf1$	$Mf2$
$Input1( Xs )$	$Mf2$	$Mf1$
$Mf1$	$Mf2$	$Mf1$
$Mf2$	$Mf5$	$Mf4$

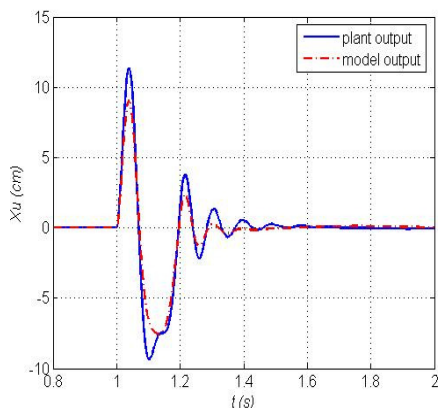
شکل‌های ۱۱ و ۱۲ جابه‌جایی جرم معلق و غیرمعلق را در حالت  $\omega = 0$ ، (مدل قلاب زمینی منفرد) نمایش می‌دهند. همان‌طور که انتظار می‌رود، وضعیت بدنه نسبت به حالت قبل به هم ریختگی زیادی دارد، حال آن‌که اختلاف خروجی چرخ‌ها و مدل پس از  $t = 1/5$  ثانیه به سختی به ۱ میلی‌متر می‌رسد. با توجه به این توضیحات، اهمیت انتخاب صحیح پارامتر تصمیم، آشکار می‌شود.

شکل‌های ۱۳ و ۱۴ (الف و ب)، خطای تطابق مربوط به بدنه و چرخ‌ها را در دو حالت ثابت بودن و چرخش سطوح لغزش به صورت بهینه، مقایسه می‌کند. همان‌طور که نتایج نشان می‌دهد، در هر دو بخش بدنه و چرخ‌ها، کاهش خطای تطابق در اثر چرخش بهینه سطوح مشخص است.

شکل‌های ۱۵ و ۱۶ (الف و ب)، نتایج استفاده از پارامتر "تصمیم" ثابت و فازی را مقایسه می‌کند. هدف طراحی سیستم فازی در این بخش، دریافت پاسخی نزدیک به  $\omega = 0/9$ ، برای بدنه و در عین حال بهبود پاسخ چرخ‌ها نسبت به حالت  $\omega = 0/9$  است. مشاهده نتایج نشان می‌دهد که استفاده از "تصمیم" فازی نه تنها به بهبود پاسخ چرخ‌ها کمک کرده، بلکه سرعت پاسخ بدنه را نیز هر چند به مقدار کم (در حدود  $0/5$  ثانیه) بالا برده است.

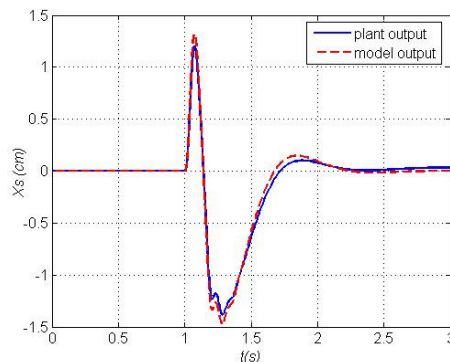


شکل (۱۱): جابه‌جایی جرم معلق در حالت  $\omega = 0$ .

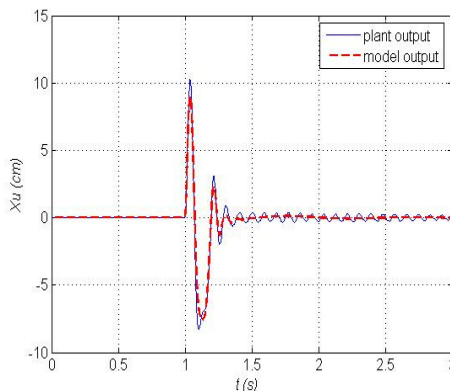


شکل (۱۲): جابه‌جایی جرم غیرمعلق در حالت  $\omega = 0$ .

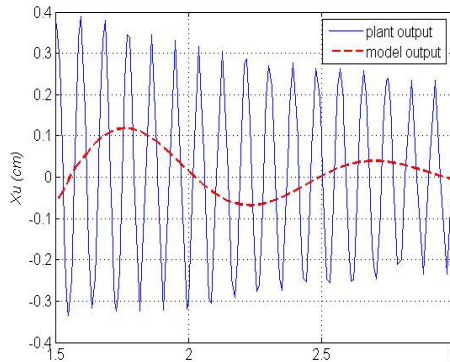
جرم بدنه خودرو، حین برخورد با دست‌انداز  $400$  کیلوگرم فرض شده تا از شرایط نامی فاصله داشته باشد. شکل‌های ۹ و ۱۰ (الف و ب)، جابه‌جایی جرم معلق و غیرمعلق را در حالت  $\omega = 1$  (مدل قلاب آسمانی منفرد) نمایش می‌دهند. همان‌طور که انتظار می‌رود وضعیت بدنه تا حد زیادی بر خروجی مدل منطبق است، حال آن‌که اختلاف خروجی چرخ‌ها و مدل در مواردی پس از  $t = 1/5$  (s) به  $3$  تا  $4$  میلی‌متر نیز رسیده است.



شکل (۹): جابه‌جایی جرم معلق در حالت  $\omega = 1$ .



(الف)



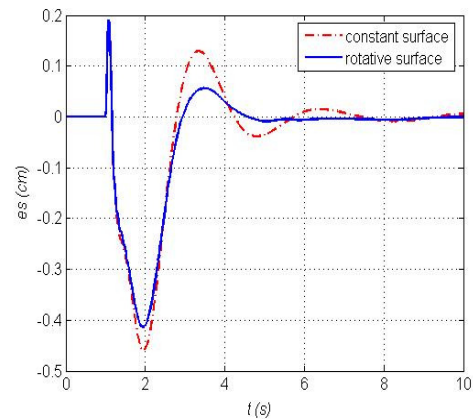
(ب)

شکل (۱۰): (الف) جابه‌جایی جرم غیرمعلق در حالت  $\omega = 1$  و

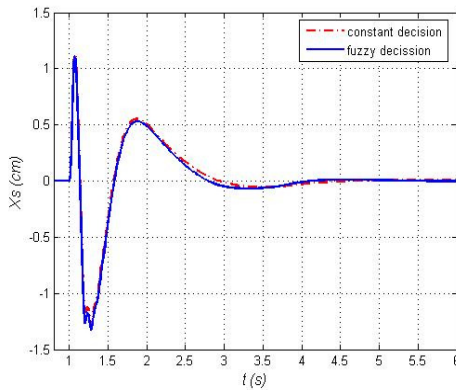
(ب) جابه‌جایی دقیق‌تر جرم غیرمعلق در حالت  $\omega = 1$ .

در پایان نمایش داده شده است. شکل ۱۷ بهبود پاسخ بدنه را به وضوح نشان می‌دهد. شکل ۱۸-الف، اگرچه انطباق پاسخ چرخ‌ها را در حالت گذرا نشان می‌دهد، اما با مشاهده شکل ۱۸-ب، بهبود پاسخ چرخ در حالت دائمی واضح است.

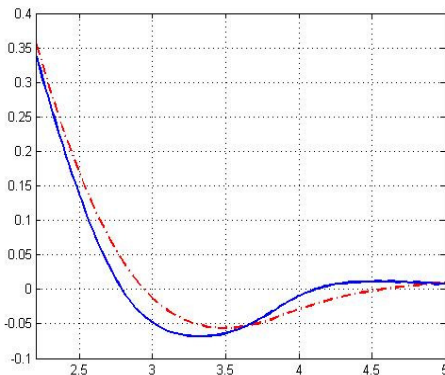
به منظور نشان دادن قوام سیستم کنترلی در مقابل نویز اندازه‌گیری، فرض شده اندازه‌گیری موقعیت بدنه خودرو آلوده به نویز سفید با توان  $0.0001$  باشد که در شکل ۱۹ نشان داده شده است. شکل ۲۰ وضعیت بدنه را در دو حالت حضور نویز و بدون حضور آن مقایسه کرده و قوام مناسب سیستم حلقه بسته را در مقابل نویز اندازه‌گیری نشان می‌دهد. جالب است که در حالت دائم، خروجی سیستم رفتاری مطلوب‌تر از خروجی مدل دارد (در این شکل‌ها Reference Sliding Hybrid Model با Mode Control و به‌بودیافته آن با IHMRSMC نشان داده شده است).



شکل (۱۳): مقایسه خطای تطابق بدنه در دو حالت سطح لغزش ثابت و چرخشی.

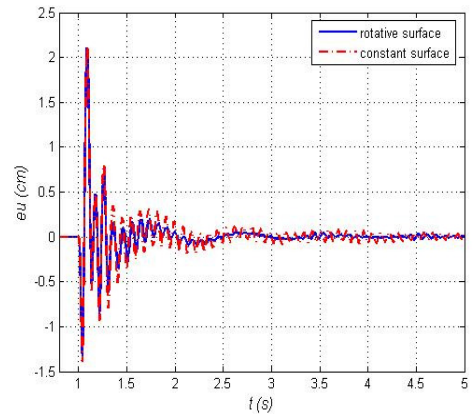


(الف)

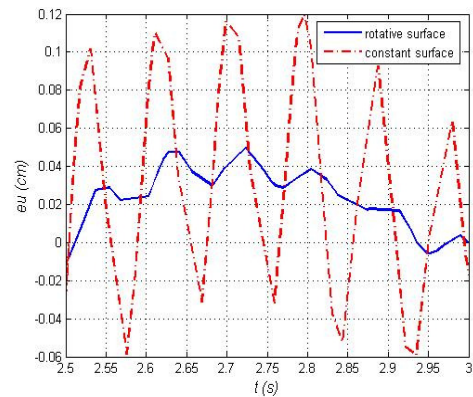


(ب)

شکل (۱۵): (الف) مقایسه جابه‌جایی جرم معلق در دو حالت پارامتر تصمیم ثابت و فازی و (ب) مقایسه دقیق‌تر جابه‌جایی جرم معلق در دو حالت پارامتر تصمیم ثابت و فازی.



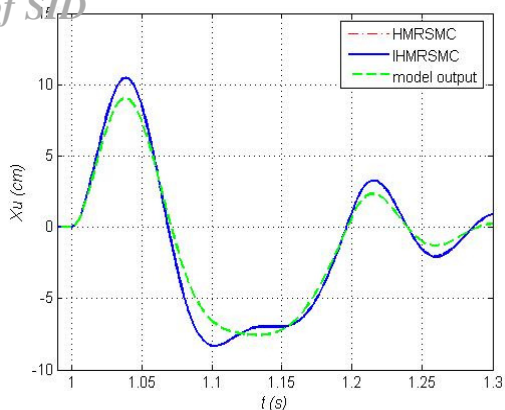
(الف)



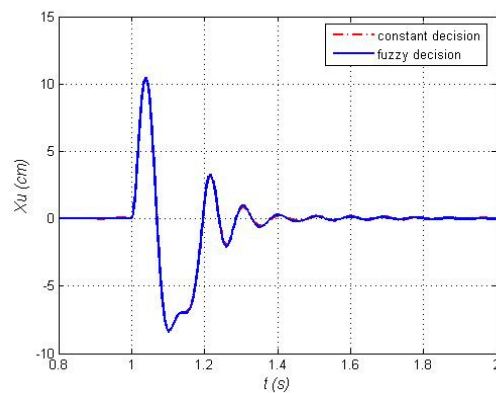
(ب)

شکل (۱۴): (الف) مقایسه خطای تطابق چرخ در دو حالت سطح لغزش ثابت و چرخشی و (ب) مقایسه دقیق‌تر خطای تطابق چرخ در دو حالت سطح لغزش ثابت و چرخشی.

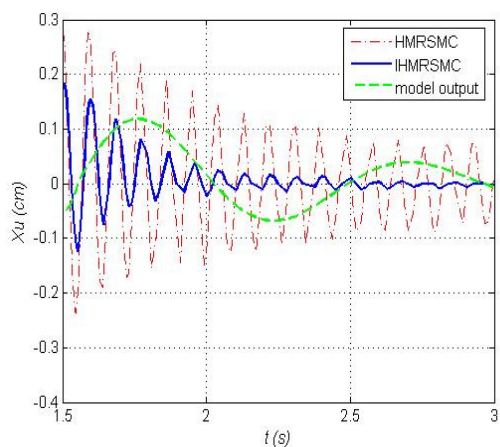
با توجه به آنکه هدف این مقاله ارائه پیشنهاداتی جهت بهبود کنترل مد لغزشی مدل مبنای پیوندی است، پاسخ بدنه و چرخ‌ها در دو حالت قبل و پس از بهبود در شکل‌های ۱۷ و ۱۸



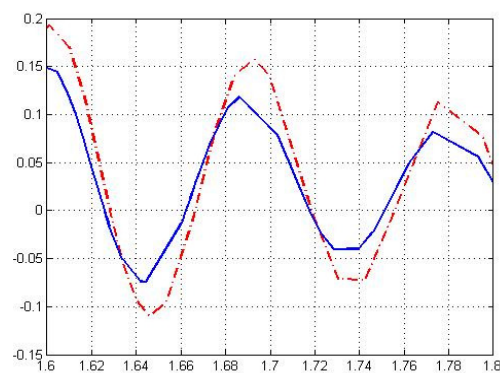
(الف)



(الف)



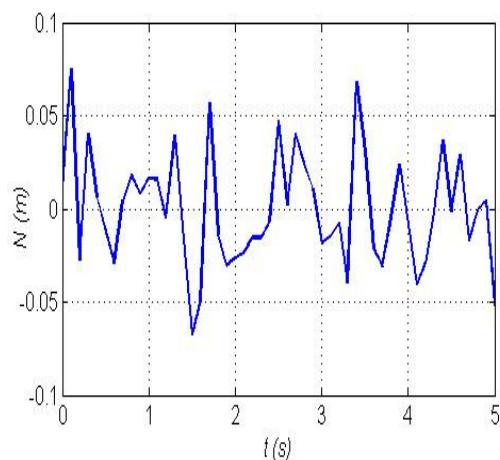
(ب)



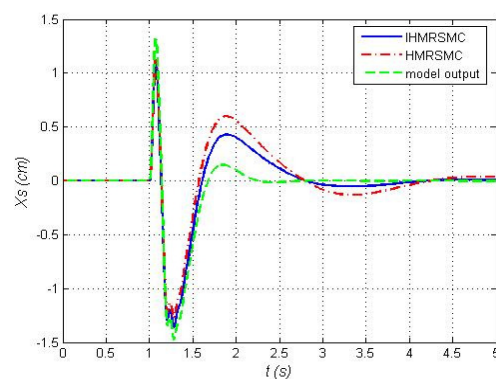
(ب)

شکل (۱۶): مقایسه جابه‌جایی جرم غیرمعلق در دو حالت پارامتر تصمیم ثابت و فازی و (ب) مقایسه دقیق‌تر جابه‌جایی جرم غیرمعلق در دو حالت پارامتر تصمیم ثابت و فازی.

شکل (۱۸): مقایسه جابه‌جایی جرم غیرمعلق در روش‌های HMRSMC و IHMRSMC و (ب) مقایسه دقیق‌تر جابه‌جایی جرم غیرمعلق در روش‌های HMRSMC و IHMRSMC



شکل (۱۹): نویز سفید اندازه‌گیری با توان ۰.۰۰۰۱.

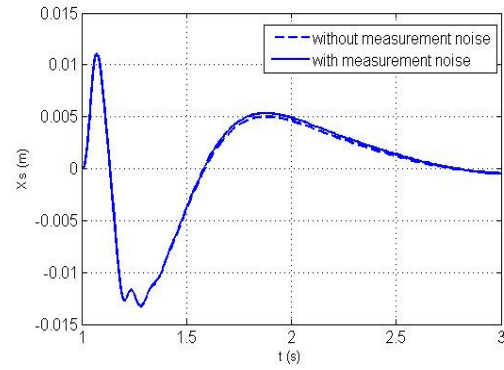


شکل (۱۷): مقایسه جابه‌جایی جرم معلق در روش‌های HMRSMC و IHMRSMC

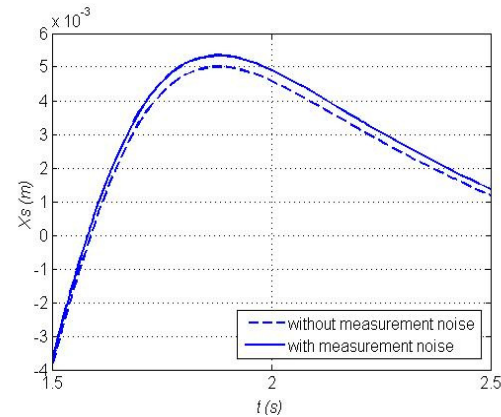


## مراجع

1. Pooladzadeh, P., Lucas, C., and Motlagh, M.J. "Emotional Control of 1/4 Car suspension System With Hydraulic Actuator", Monthly Vehicle Eng. and Related Industries, Vol. 5, No. 5, pp.5-9, 2010 (In Persian).
2. Zhang, B.L., Tang, G.Y., and Cao, F.L. "Optimal Sliding Mode Control for Active Suspension Systems", Proc. of the 2009 IEEE Int. Conf. on Networking, Sensing and Control, pp.351-356, 2009.
3. Song, H., Qiu, W., and Wang, E. "The Sliding Model-Following Control for Semi-Active MR-Vehicle Suspension", Int. Conf. on Networking, Sensing and Control, pp. 351-354, 2009.
4. Chuanbo, R., Wang, L., Cuicui, Z., and Liu, L. "Variable Structure Model Following Control for Dual- Input Active Suspensi", 2<sup>nd</sup> Int. Conf. on Information Eng. and Computer Sci, pp. 1-6, 2010.
5. Ch'avez-Conde, E., Beltr'an-Carbajal, F., Blanco-Ortega, A., and M'endez-Az'ua, H. "Sliding Mode and Generalized PI Control of Vehicle Active Suspensions", 18<sup>th</sup> IEEE Int. Conf. on Control Appl., pp. 1726-1731, 2009.
6. Huang, S.J. and Chen, H.Y. "Adaptive Sliding Controller with Self-Tuning Fuzzy Compensation for Vehicle Suspension Control", Elsevier Ltd Mechatronics, Vol.16, No.10, pp. 607-622, 2006.
7. Ji, X., Wei, W., and Su, H. "Coments on A Class of Proportional-Integral Sliding Mode Control with Application to Active Suspension System", Systems & Control, Letters 56, pp. 253-25, 2007.
8. Aji, A., Wahyudi, W., Akmeliawati, R., and Darsivan, F.J. "Natural Logarithm Sliding Mode Control (In-SMC) Using EMRAN for Active Engine Mounting System", 11<sup>th</sup> Int. Conf. Control, Automation, Robotics and Vision, pp. 1365-1369, 2010.
9. Assadsangabi, B., Eghtesad, M., Daneshmand F., and Vahdati, N. "Hybrid Sliding Mode Control of Semi-Active Suspension Systems", Smart Materials and Struct., Vol. 18, No.12, pp.1-10, 2009.
10. Hashemipour, S.H., Mirzaei, M., Alizadeh, G., "Design of a Non-linear Controller for Vehicle Active Suspension System, Considering Practical Constraints", Aerospace Mechanics Journal, vol. 6, No. 3, pp. 71-81, 2010.(In Persian)
11. Saeedi, G., Beheshti, S., and Mohammad, H. "Optimal Design of Rotating Sliding Surface for Sliding Mode Control", American Control Conf., pp.774-777, 2009.
12. Jeen, L., Ruey-Jing L., Chung-Neng H., and Wun-Tong, S. "Enhanced Fuzzy Sliding Mode Controller for Active Suspension Systems", Mechatronics, Vol.19, No.7, pp. 1178-1190, 2009.
13. Yagiz, N., Hacıoglu, Y., and Taskin, Y. "Fuzzy Sliding-Mode Control of Active Suspensions", IEEE Trans. on Industrial Elect., Vol. 55, No. 11, pp. 3883-3890, 2008.



(الف)



(ب)

شکل (۲۰): (الف) مقایسه جابه‌جایی جرم معلق در دو حالت وجود و عدم وجود نویز اندازه‌گیری و (ب) مقایسه دقیق‌تر جابه‌جایی جرم معلق در دو حالت وجود و عدم وجود نویز اندازه‌گیری.

## ۷- نتیجه‌گیری

با توجه به آنکه یکی از دغدغه‌های اصلی صنعت خودروسازی، جلوگیری از انتقال ارتعاشات حاصل از محیط خارج به بدنه و چرخ‌ها تا حد امکان است، لازم است روش‌های مختلف پیشنهادی توسط محققان به طرق مختلف بهبود یابد. در این مقاله جهت بهبود روش کنترل مدل لغزشی مدل مبنای پیوندی برای سیستم تعلیق خودرو دو پیشنهاد مفید ارائه شد و با شبیه‌سازی نتایج تحلیلی به دست آمده است. همچنین بهبود عملکرد سیستم تعلیق در هر دو قسمت بدنه و چرخ‌ها نمایش داده شد.