

## طراحی یک استراتژی کنترلی سیستم تعلیق فعال به کمک روش مدل‌لغزان غیر خطی مد لغزان

ابوالفضل معصومی<sup>۱</sup>، رضا کاظمی<sup>۲</sup>

### چکیده:

در این پژوهش یک قانون کنترلی مبتنی بر روش مدل‌لغزان برای سیستم تعلیق الکتروهیدرولیکی توسعه داده شده است. در استخراج این قانون از مدل‌سازی سیستم هیدرولیکی شامل دینامیک شیر به‌مراه عملگر استفاده شده است. در این مقاله برای نصف خودرو، با در نظر گرفتن سیستم هیدرولیک، کنترلر بگونه‌ای طراحی می‌شود که شتاب و تغییر مکان قائم و دورانی به سمت صفر میل نماید. لذا ولتاژ ورودی به شیر طوری تعیین می‌شود که با تحریک اسپول شیر موجب اعمال نیرویی از عملگر به جرم فنربندی شده شود، بگونه‌ای که شتاب و تغییر مکان قائم و زاویه‌ای جرم فنربندی شده به سمت صفر میل می‌نماید. مقایسه پاسخ سیستم فعال و غیر فعال برای نصف خودرو نشان می‌دهد که کنترلر با کنترل تغییر مکان و شتاب قائم و دورانی موجب افزایش راحتی سفر می‌شود. همچنین میزان مقاوم بودن کنترلر بررسی و نتایج نشان می‌دهد که کنترلر وظیفه خود را با وجود نویز جاده و تغییر پارامترهای سیستم بخوبی انجام می‌دهد.

۱- استادیار گروه مهندسی مکانیک-دانشکده فنی-دانشگاه تهران

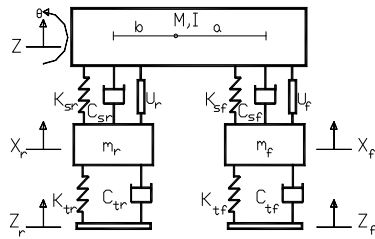
۲- استاد یار دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین

## واژه های کلیدی: سیستم تعلیق فعال - کنترل - مدلغزان

### مقدمه:

تغییر پارامترهای سیستم مانند جرم خودرو زیاد است. بنابراین مهندسين خودرو به فکر استفاده از سیستمهای کنترلی در تعلیق افتادند. یکی از سیستمها، سیستم تعلیق فعال است. در این سیستم از عملگرهای سروویدرولیک برای کنترل شتاب و تغییر مکان قائم و دورانی جرم فربندی شده حول محور عرضی و طولی خودرو استفاده می شود. در این سیستمها، حسگر در هر لحظه وضعیت سیستم را حس کرده و به کنترلر می فرستد. کنترلر با توجه به قانون کنترلی، ولتاژی به شیرهای سرو ارسال می کند. این ولتاژ اسپول شیر را بگونه ای تغییر می دهد که در نهایت نیروی عملگر مناسب را برای کنترل شتاب و تغییر مکان بدنه فراهم آورد. بدین منظور محققان قوانین کنترلی بسیاری را پیشنهاد نموده اند.

کارخانجات خودروسازی بمنظور باقی ماندن در صحنه رقابت، مجبور به نوآوری هایی جهت برآورده کردن نیازهای مشتریان خود می باشند. یکی از این انتظارات، افزایش راحتی سفر است. در اوایل دهه بیست تحقیقاتی پیرامون سیستم تعلیق انجام شد و پس از آن طرحهای انجام گرفته به صورت اجرایی نمود پیدا کرد. سپس مهندسين تعلیق به فکر بهینه سازی سیستم تعلیق افتادند. اکثر این روشها بر بهینه سازی سیستم تعلیق استوار بود. بهینه سازی سیستم تعلیق از لحاظ راحتی سفر عکس فرمانپذیری است زیرا که با کاهش سختی فنر، شتاب وارد بر سرنشین و چسبندگی تایر به جاده کم و در نتیجه فرمانپذیری خودرو کاهش می یابد. از طرفی در سیستمهای تعلیق غیر فعال محدوده فرکانس تشدید بدنه بدلیل



- $x_f$ : جابجایی جرم فنربندی نشده جلو در راستای قائم
- $x_r$ : جابجایی جرم فنربندی نشده عقب در راستای قائم

### شکل ۱- مدل نصف خودرو

#### سیستم تعلیق فعال

#### ورودی های سیستم

- $z_f$ : ورودی جاده، چرخ جلو
- $z_r$ : ورودی جاده، چرخ عقب
- $M_\phi$ : ممان ناشی از شتاب خودرو (اثر شتاب ترمز خودرو به صورت  $M_\phi = M\ddot{x}h$  روی جرم فنر بندی شده می باشد که در آن  $h$  ارتفاع مرکز جرم خودرو می باشد).

یاجیزو همکارانش قانون کنترلی برای مدل نصف خودرو بدون در نظر گرفتن سیستم هیدرولیک و براساس روش مدلغزان بدست آوردند [1]. آلین و هدریک در مقاله ای برای مدل ربع خودرو یک قانون کنترلی مناسب را تعیین نموده اند که در آن هیدرولیک سیستم تعلیق فعال مدل شده است [2]. در این مقاله بمنظور در نظر گرفتن کله زدن خودرو از مدل نصف خودرو استفاده شده و با شبیه سازی سیستم هیدرولیک، ولتاژ ورودی به شیر بگونه ای تعیین شده است که تغییر مکان و شتاب قائم و زاویه ای بدنه در حد صفر کنترل شود.

#### مدل خودرو

مدل فیزیکی چهار درجه آزادی خودرو (مطابق شکل ۱) در نظر می گیریم. در این مدل درجات آزادی بشرح زیر می باشد:

- $Z$ : جابجائی جرم فنربندی شده در راستای قائم
- $\theta$ : دوران جرم فنر بندی شده

<b>I</b>	۱۶۷۵/۸	$Kg.m^2$
$m_f$	۷۰	$Kg$
$m_r$	۸۰	$Kg$
$K_{sf}$	۱۶۰۰۰	$N/m$
$K_{tf}$	۱۸۰۰۰۰	$N/m$
$K_{sr}$	۱۶۰۰۰	$N/m$
$K_{tr}$	۱۸۰۰۰۰	$N/m$
$C_{sf}$	نمودار	$N.s/m$
$C_{sr}$	نمودار	$N.s/m$
$C_{tf}$	۵۰۰	$N.s/m$
$C_{tr}$	۵۰۰	$N.s/m$
$a$	۰/۹۷۴۵	$m$
$b$	۱/۶۸۵۵	$m$
$U_f$	-	$N$
$U_r$	-	$N$

جدول ۱: مشخصات سیستم

### مدل سازی دینامیکی

مدل دینامیکی خودرو توسط معادله

زیر بیان می شود:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = Ax_m + B\dot{x}_m + DU \quad (1)$$

که در آن:

<b>M</b>	۴۶۵	$Kg$
----------	-----	------

### مشخصات سیستم:

با توجه به اینکه هدف استفاده از یک مدل واقعی می باشد، لذا جهت اجرای یافته های این مقاله مشخصات یک محصول واقعی که در حال حاضر در خط تولید می باشد، بعنوان سیستم مورد مطالعه در نظر گرفته شده است. در این راستا با موافقت مرکز تحقیقات شرکت ایران خودرو مشخصات یکی از محصولات آن شرکت جهت استفاده در این کار پژوهشی انتخاب شده است.

مشخصات محصول مورد نظر در جدول ۱ ارائه شده است. در این جدول  $I$  ممان اینرسی جرم،  $m$  جرم،  $K$  ضریب سختی فنر،  $C$  ضریب میرایی کمک فنر،  $a$  فاصله مرکز جرم تا محور جلو،  $b$  فاصله مرکز جرم تا محور عقب و  $U$  نیروی عملگر می باشد.

فشار بار (اختلاف فشار دوسر جک):  $P_L$

سطح پیستون:  $A_p$

تغییر مکان اسپول شیر:  $x_v$

فشار منبع:  $P_s$

تغییر مکان پیستون:  $x_p$

مجموع حجم عملگر:  $\forall$

مدول بالک موثر:  $\beta$

ضریب نشتی موثر:  $C_{im}$

ضریب Discharge:  $C_d$

Spool Valve Area Gradient:  $w$

معادلات دینامیکی خطی و معادلات

هیدرولیکی غیر خطی است، بنابراین

معادلات سیستم غیر خطی می باشد.

### طراحی کنترلر

تئوری مدل‌غزان در کنترل مسائل غیر

خطی و غیر دقیق بکار می رود. در این

مسائل عدم دقت می تواند ناشی از نا

معلوم بودن پارامترهای سیستم و یا

غیر دقیق بودن مدل‌سازی باشد. ایده

اصلی این روش، میل دادن خطا به سمت

صفر سطح لغزش است. سیستم دینامیکی

با یک ورودی را در نظر می گیریم:

$$\dot{x}^{(n)} = f(x) + b(x)u \quad (3)$$

$$x = \begin{bmatrix} z \\ \theta \\ x_f \\ x_r \end{bmatrix}$$

$$M = \begin{bmatrix} M & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_f & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_r \end{bmatrix}$$

$$x_{in} = \begin{bmatrix} z_f \\ z_r \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} K_{sf} + K_{sr} & aK_{sf} - bK_{sr} & -K_{sf} & -K_{sr} \\ aK_{sf} - bK_{sr} & a^2K_{sf} + b^2K_{sr} & -aK_{sf} & bK_{sr} \\ -K_{sf} & -aK_{sf} & K_{sf} + K_{tr} & 0 \\ -K_{sr} & bK_{sr} & 0 & K_{tr} + K_{sr} \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} C_{sf} + C_{sr} & aC_{sf} - bC_{sr} & -C_{sf} & -C_{sr} \\ aC_{sf} - bC_{sr} & a^2C_{sf} + b^2C_{sr} & -aC_{sf} & bC_{sr} \\ -C_{sf} & -aC_{sf} & C_{sf} + C_{tr} & 0 \\ -C_{sr} & bC_{sr} & 0 & C_{sr} + C_{tr} \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ K_{tf} & 0 \\ 0 & K_{tr} \end{bmatrix} \quad D = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 \\ a & -b & 1 \\ 0 & -1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ C_{tf} & 0 \\ 0 & C_{tr} \end{bmatrix} \quad U = \begin{bmatrix} u_f \\ u_r \\ M_\theta \end{bmatrix}$$

مدل دینامیکی سیستم هیدرولیک به

صورت زیرنوشته می شود [4]:

$$\dot{P}_L = -\alpha A_p \dot{x}_p - \beta P_L + \gamma x_v \sqrt{(P_s - P_L)} \quad (2)$$

$$\alpha = \frac{4\beta}{\forall}$$

$$\beta = \alpha C_{im}$$

$$\gamma = \alpha C_d w \sqrt{\frac{1}{\rho}}$$

که در آن:

$$S(X;t)=0 \quad (5)$$

که در آن:

$$S(X;t) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda\right)^{n-1} \tilde{X} \quad (6)$$

$\lambda$  یک ضریب مثبت است.

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} S^2 \leq -\eta |S| \quad (7)$$

در صورت اعمال این شرط با گذشت زمان، مجذور فاصله سیستم از سطح لغزش کاهش می یابد. سیستم در نقطه ای به سطح  $S$  می رسد و از آن به بعد روی سطح باقی می ماند. زمان رسیدن به سطح برابر  $\frac{S(t=0)}{\eta}$  می باشد.

بطور خلاصه روش کنترل لغزشی عبارت است از تعیین ورودی کنترل شده بگونه ای که  $S^2$  مطابق تابع لیاپانوف در سیستم بسته باشد (ارضای شرط لغزش)، که علیرغم وجود اغتشاشات و عدم دقت مدل بردار خطا بسمت صفر میل نماید.

### سطوح لغزش

همانطور که قبلا ذکر شد هدف پیدا کردن ولتاژ ورودی به شیر است، بگونه

که در آن  $X$ ، خروجی دلخواه (وضعیت یک سیستم مکانیکی)، ورودی کنترل شده و

$$X = [x \quad \dot{x} \quad \dots \quad x^{(n-1)}]^T$$

بردار حالت است. در معادله فوق تابع  $f(x)$  (در حالت کلی غیر خطی) کاملا شناخته شده و مشخص نیست، اما محدوده تغییرات آن معلوم است. بهره کنترلی  $b(x)$  نیز کاملا مشخص نیست، ولی در یک محدوده ای توسط تابعی پیوسته از بردار حالت محدود می شود. در مقاله حاضر، مسئله کنترلی عبارت است از تعیین ورودی کنترل شده،  $u$  بگونه ای که متغیر حالت  $X$ ، با وجود غیر دقیق بودن مدل بتواند مقدماتی را دنبال نماید.

$$X = [x_d \quad \dot{x}_d \quad \dots \quad x_d^{(n-1)}]^T \text{ را}$$

بردار خطا را بصورت زیر تعریف می کنیم:

$$\tilde{X} = X - X_d \quad (4)$$

سطح  $S(t)$  در فضای حالت  $R^n$  با معادله زیر تعریف می شود:

ای که در نهایت عملگر با اعمال نیرویی به جرم فنربندی شده شتاب و تغییر مکان قائم و دورانی آنرا به سمت صفر میل نماید. بدین منظور سطح لغزش زیر را تعریف می کنیم.

اولین سطح لغزش بصورت ترکیب خطی از خطای تغییر مکان و شتاب قائم جرم فنربندی شده در نظر گرفته می شود:

$$\begin{aligned} S_1 &= C_1(\ddot{z} - \ddot{z}_d) + C_2(z - z_d) \\ S_2 &= C_3(\ddot{\theta} - \ddot{\theta}_d) + C_4(\theta - \theta_d) \end{aligned} \quad (8)$$

شرط لغزش بصورت زیر نوشته می شود:

$$\dot{S} = -KS \quad (9)$$

از معادلات نیرو در عملگرهای جلو و عقب مطابق زیر بدست می آید:

$$\begin{aligned} \dot{u}_f + \dot{u}_r &= [-K_1 S_1 - C_2(\dot{z} - \dot{z}_d) - C_1 L_2 - \\ & C_1 L_3 u_r] \frac{M}{C_1} + [-C_1 u_f L_4 + C_1 \ddot{z}_d] \frac{M}{C_1} \\ \dot{u}_f &= \frac{1}{(a+b)} \left[ \frac{bM}{C_1} \varsigma_1 + \frac{I}{C_3} \varsigma_2 \right] \end{aligned} \quad (10)$$

متغیرهای  $L_1, L_2, L_3, L_4, \varsigma_1, \varsigma_2$  تابع حالت سیستم هستند.

در سطح لغزش دوم، تغییر مکان اسپول شیربندحوی تعیین می شود که نیرو در عملگر بمقدار مطلوب فوق برسد. این سطح لغزش بصورت زیر تعریف می شود:

$$S = u - u_d \quad (11)$$

از معادلات دینامیکی سیستم (۱)، معادله (۱۱) و شرط لغزش میزان جابجایی اسپول تعیین می شود:

$$x_{vr} = \frac{-KS + (aA_p^2 \dot{x}_p + \beta A_p P_L + \dot{u})_r}{(A_p \gamma \sqrt{(P_s - P_L)})_r} \quad (12)$$

در سطح لغزش سوم، ولتاژ ورودی به شیر، بگونه ای تعیین می کنیم که تغییر مکان اسپول شیر، مقدار بدست آمده از سطح قبلی را دنبال نماید. سطح لغزش سوم بصورت زیر نوشته می شود:

$$S = x_v - x_{v-d} \quad (12)$$

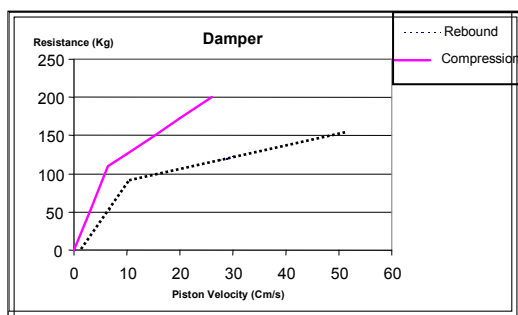
از سطح لغزش دوم بدست آمده و در نهایت ولتاژ ورودی به شیر سرو بدست می آید.

### شبیه سازی

تغییر بار صندوق عقب است، مقاوم باشد. مقاوم بودن سیستم در انتهای مقاله بررسی می شود.

### شبیه سازی رفتار کمک فنر

کمک فنر در کشش و فشار رفتاری متفاوت دارد. در شبیه سازیهای انجام شده در این مقاله، از نمودار واقعی کمک فنر که نیروی میرایی را بر حسب سرعت نسبی دوسر کمک فنریان می کند، (شکل ۲) استفاده شده است.



شکل ۲ نمودار نیروی میرایی کمک

فنر بر حسب سرعت پیستون

### پارامترهای هیدرولیک

یکی از اهداف سیستم تعلیق فعال، کنترل شتاب و تغییر مکان عمودی در دست اندازها و ناهمواریهای جاده و حرکت کله زنی خودرو هنگام ترمز یا شتاب می باشد. حرکت کله زنی می تواند ناشی از فیلتراسیون فاصله محوری باشد. چون تحریکهای ناشی از ناهمواریهای جاده در چرخهای جلو و عقب مستقل نیستند، لذا پروفیل ورودی چرخ با یک تاخیر زمانی برابر با فاصله محور طولی خودرو بر سرعت خودرو، به چرخ عقب می رسد. برای منظور نمودن این اثر، مدل نصف خودرو در نظر گرفته می شود. در این مقاله کنترلر بگونه ای طراحی می شود که شتاب و تغییر مکان جرم فنر بندی شده همزمان کنترل شوند. روش کنترل انتخاب شده، لغزان می باشد. این روش بگونه ای می باشد که سیستم قادر خواهد بود هر شتاب و تغییر مکان دلخواه را دنبال نماید. یکی از مزایای روش لغزان، مقاوم بودن این سیستم به اغتشاشات ناشی از زبری جاده، شوکهای ناشی از دست اندازها و همچنین غیر حساس بودن سیستم به تغییر جرم فنر بندی شده، که ناشی از تغییر تعداد سرنشین یا



معادله اصلی جریان حاکم بر شیرهای سروبه صورت زیر بدست می آید [4]:

(14)

از مرجع [1]، پارامترهای هیدرولیک عبارتند از:

$$\begin{aligned} \dot{P}_L &= -\alpha A_p \dot{x}_p - \beta P_L + \gamma \alpha_v \sqrt{P_s - P_L} \\ \alpha &= 4.515 \times 10^{13} [N/m^5] \\ \beta &= 1 \\ \gamma &= 1.545 \times 10^9 [N/m^{2.5} Kg^{.5}] \\ P_s &= 10342500 [Pa] \end{aligned}$$

شبیه سازی مدل نصف خودرو

برای شبیه سازی مدل نصف خودرو، معادلات دینامیکی سیستم (۱) و قانون کنترلی بدست آمده (۱۰) و (۱۲)، را توأمأ حل می نماییم.

ورودی

ورودی به چرخ جلو را موج سینوسی بادامنه ۲۵/۴ میلیمتر وفرکانس ۵ هرتز در نظرمی گیریم (شکل های ۳ و ۴):

$$x_{in} = .0254 \sin(2\pi t) \quad (15)$$

$$x_{in} = .0254 \cos(2\pi t)$$

تغییر مکان و شتاب مطلوب حرکت عمودی، دوران و شتاب زاویه ای صفر در نظر گرفته می شود.

بررسی مقاوم بودن سیستم

همانطور که اشاره شد، یکی از مزیت های روش مدلغزان، مقاوم بودن این روش نسبت به اغتشاشات و تغییر پارامترهای سیستم می باشد. ضمناً این روش ضعف مدلسازی راجبران می کند. در این بخش این مساله بررسی شده است.

میزان مقاوم بودن مدلغزان نسبت به اغتشاشات و نویز وارده از جاده

ناهمواری جاده را بصورت نویز سفید مدل می کنیم. برای مدل نصف خودرو ورودی به چرخهای جلو و عقب به صورت زیر است:

$$x_{in f} = 0.0254 \sin(2\pi t) + x_{noise} \quad (16)$$

$$x_{inr} = 0.0254 \sin(2\pi t) + x_{noise}$$

$$I = 1927.17 [Kg.m^2]$$

• تغییر موقعیت مرکز ثقل خودرو

این تغییر به دو صورت اثر دارد:

الف \_ تغییر فاصله مرکز ثقل تا تایر

جلو که با ۲۰ در صد تغییر در این

فاصله خواهیم داشت:

$$a = 0.7796 [m]$$

$$b = 1.8804 [m]$$

ب \_ تغییر ارتفاع مرکز ثقل تا زمین که

در شتاب یا ترمزگیری مطابق رابطه زیر

تغییر می کند:

$$M_{\theta} = M\ddot{x}h$$

بطوریکه با اضافه شدن ۲۰ در صد این

فاصله،  $M_{\theta}$  نیز ۲۰ در صد زیاد می

شود.

$$M_{\theta} = 5000(1.2) = 6000 [N.m]$$

نتایج به صورت مقایسه ای در

نمودارهای ۱۵ الی ۱۸ آورده شده است.

پاسخ سیستم به ورودی های فوق

بصورت مقایسه ای با سیستم بدون نویز

، در نمودارهای ۹ الی ۱۴ نشان شده

است.

میزان مقاوم بودن مد لغزان نسبت به

پارامترهای سیستم

در این قسمت، نتایج حاصل

از تغییر پارامترهای سیستم مثل تغییر جرم

فربندی شده، تغییر جرم فربندی نشده،

تغییر ممان اینرسی خودرو حول محور

عرضی و تغییر موقعیت مرکز ثقل بر

عملکرد سیستم با هم مقایسه می شود.

• تغییر جرم فربندی شده

بدین منظور فرض می شود تغییرات

جرم فربندی شده مطابق زیر باشد:

$$M = 4 \times 60 + 100 = 340 \text{ Kg}$$

• تغییر جرم فربندی نشده

$$m_r = 80 + 10 = 90 [Kg]$$

$$m_f = 70 + 10 = 80 [Kg]$$

• تغییر ممان اینرسی خودرو

## نتیجه گیری:

نتایج بدست آمده از حل معادلات دینامیکی و کنترلی در دو بخش زیر بررسی می شود:

در بخش اول، نتایج حاصل از تحلیل مدل نصف خودربرای سیستم فعال و غیرفعال بررسی می شود.

در بخش دوم، میزان مقاوم بودن کنترلر طراحی شده، به تغییر پارامترهای سیستم و نویز جاده بررسی خواهد شد.

### • بخش اول:

#### تغییر مکان قائم جرم فنربندی

شده: نمودار ۳ تغییر مکان جرم فنربندی شده، مدل نصف خودرو را بین دو سیستم فعال و غیرفعال مقایسه می کند. کنترلر، تغییر مکان جرم فنربندی شده را بخوبی کنترل می کند.

#### شتاب قائم جرم فنربندی

شده: بررسی نمودار ۴ نشان می دهد که

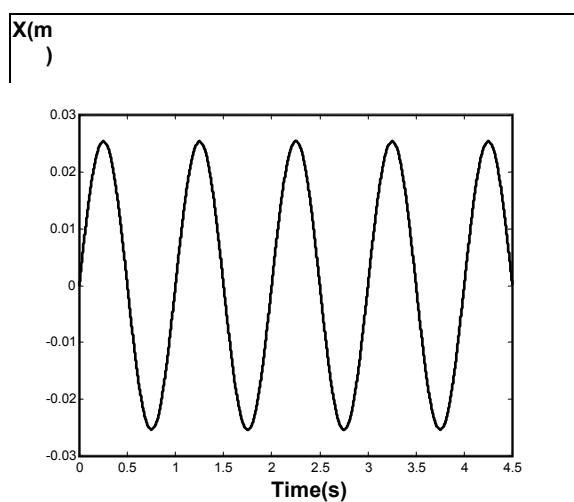
شتاب قائم جرم فنربندی شده در سیستم فعال خیلی کمتر از مقدار شتاب در سیستم غیرفعال است. یکی دیگر از اهداف طراحی کنترلر در این مقاله، کنترل زاویه دورانی و شتاب زاویه ای حول محور عرضی می باشد. نتایج بدست آمده نشان می دهد که میزان دوران جرم فنربندی شده در سیستم فعال مقدار ۸ درجه بوده ولی بکمک کنترلر در سیستم فعال، در حد ماکزیمم به ۰/۰۴ درجه می رسد (نمودار ۵). مقایسه دو مقدار فوق نشان می دهد که کنترلر ارائه شده در حد مطلوبی عمل می نماید.

در مورد شتاب زاویه ای هم نتایج کاملاً مشابه با مقادیر  $1 \text{Rad/s}^2$  برای سیستم غیر فعال و  $0.005 \text{Rad/s}^2$  برای سیستم غیر فعال ثبت شده است.

### • بخش دوم:

در این بخش عملکرد کنترلر در جاده صاف و جاده نویزدار (نمودارهای ۹ و ۱۰) مقایسه می شود. پاسخ سیستم

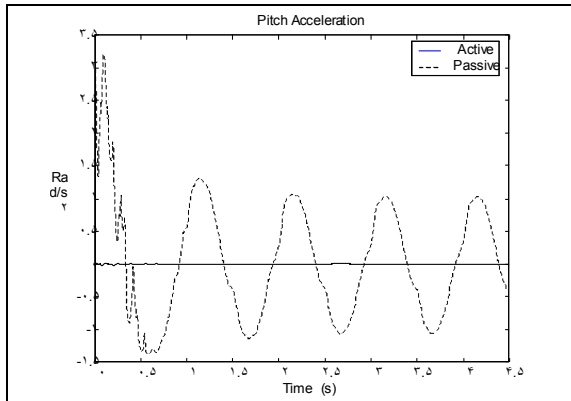
،شتاب قائم و زاویه ای در نمودارهای ۱۵، ۱۷، ۱۶ و ۱۸ نشان داده شده است. همانطوریکه این نمودارها نشان می دهند، کنترلر ارائه شده بخوبی در مقابل تغییر پارامترهای سیستم عمل نموده و در مجموع بخوبی وظیفه خود را با حضور تغییر پارامترهای ذکر شده، انجام می دهد.



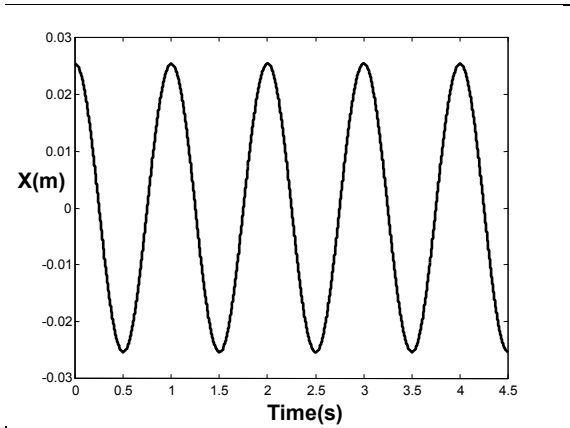
شکل ۳: ورودی جاده - چرخ جلو

فعال و غیرفعال برای تغییر مکان قائم، شتاب قائم در جاده های صاف و نویزدار بترتیب در نمودارهای ۱۲، ۱۴، ۱۱ و ۱۳ ارائه شده است. بررسی نمودارهای فوق نشان می دهد، در حالیکه پاسخهای سیستم غیرفعال برای تغییر مکان قائم در جاده های صاف و نویزدار مشابه می باشد، ولی شتاب قائم اینگونه سیستمها در جاده های نویزدار نسبت به سیستم غیرفعال، افزایش قابل ملاحظه ای دارد. در حالیکه پاسخهای ارائه شده در نمودارهای فوق موید این می باشد که کنترلر ارائه شده در کنترل پارامتر تغییر مکان قائم و شتاب قائم جرم فنربندی شده بسیار موفق عمل کرده است.

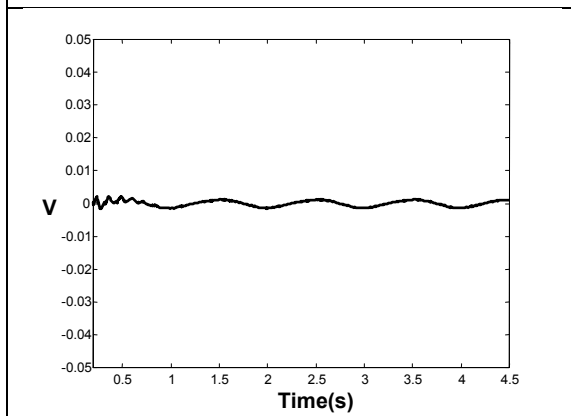
عامل مهم دیگری که می تواند در رفتار کنترلر موثر باشد، تغییر پارامترهای سیستم شامل جرم فنربندی شده، جرم فنربندی نشده، ممان اینرسی خودرو حول محور عرضی و موقعیت مرکز ثقل خودرو می باشد. تاثیر تغییر عوامل فوق الذکر بر روی تغییر مکان قائم، دورانی،



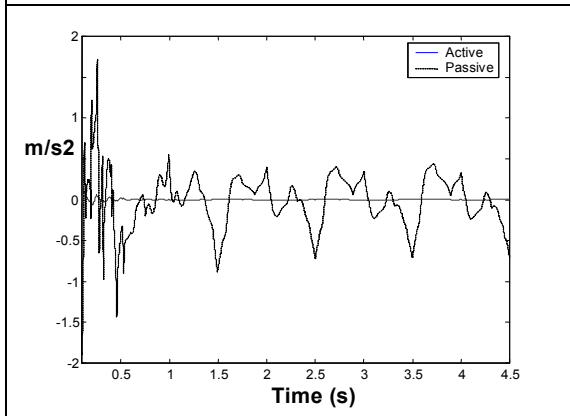
شکل ۷: شتاب زاویه ای جرم فنربندی شده



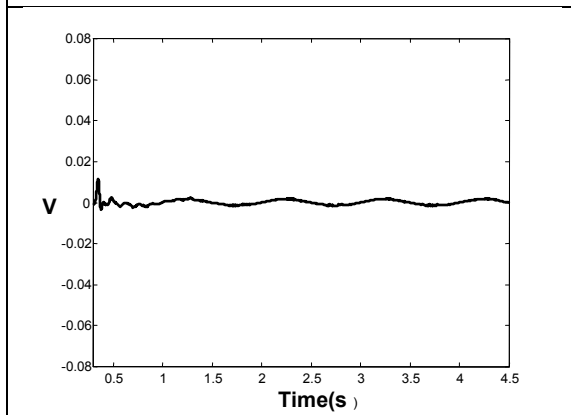
شکل ۴: ورودی جاده - چرخ عقب



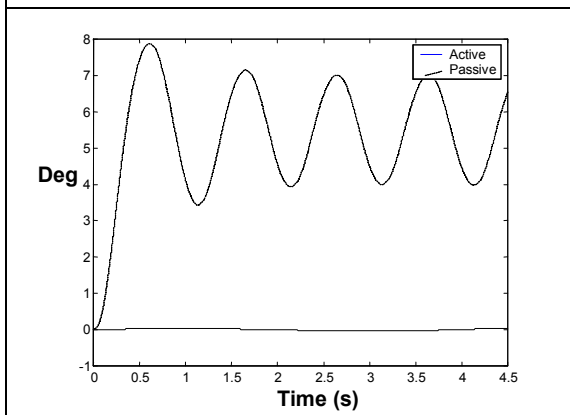
شکل ۸: ولتاژ ورودی - جلو



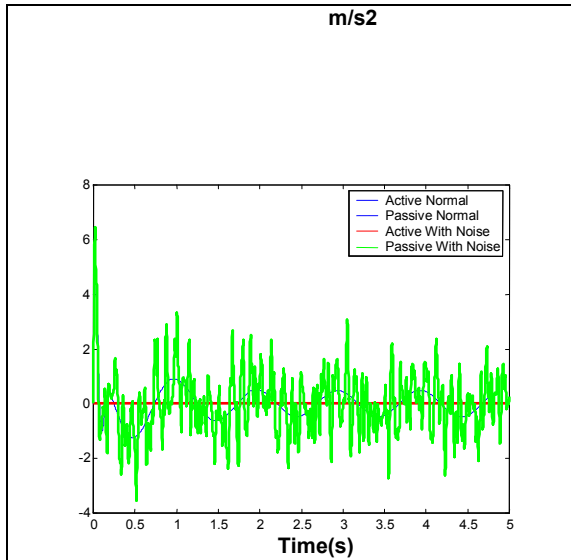
شکل ۵: تغییر مکان جرم فنربندی شده



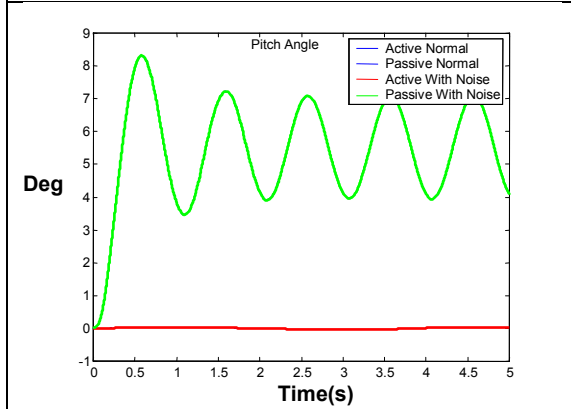
شکل ۹: ولتاژ ورودی - عقب



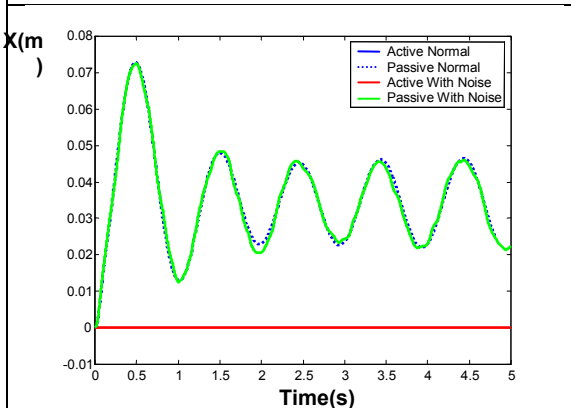
شکل ۶: زاویه دورانی جرم فنربندی شده



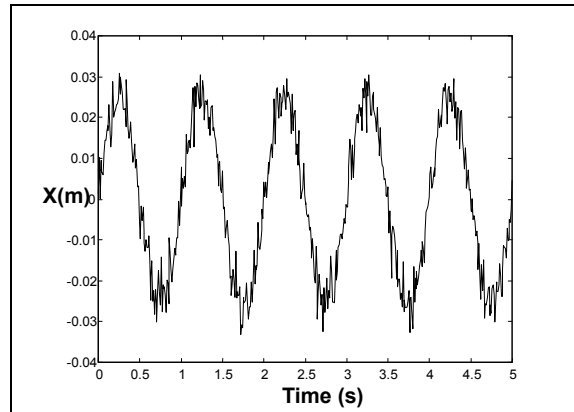
شکل ۱۳: شتاب قائم جرم فنربندی شده



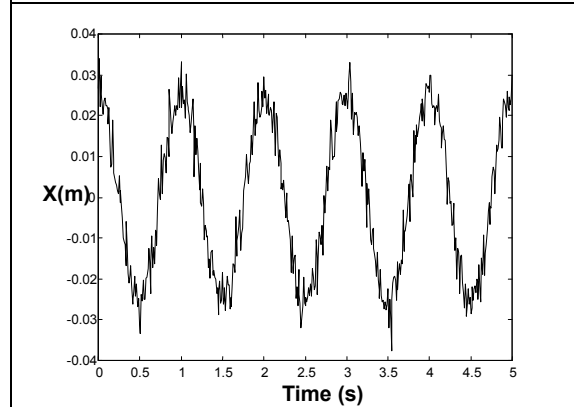
شکل ۱۴: زاویه دورانی جرم فنربندی شده



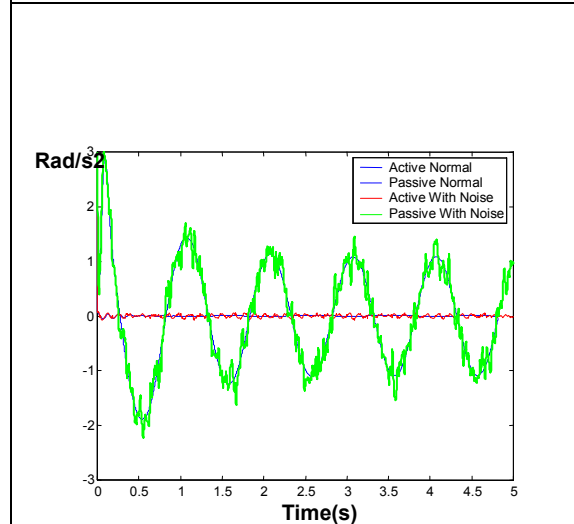
شکل ۱۵: تغییر مکان قائم جرم فنربندی شده



شکل ۱۰: نویز ورودی - چرخ جلو

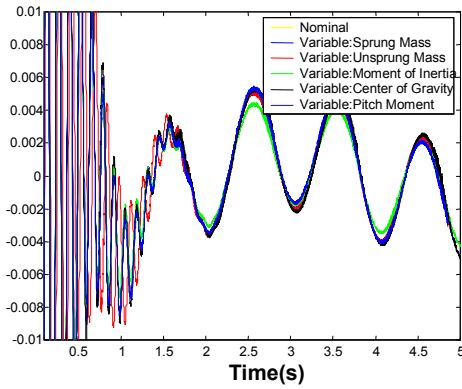


شکل ۱۱: نویز ورودی - چرخ عقب



شکل ۱۲: شتاب زاویه ای جرم فنربندی شده

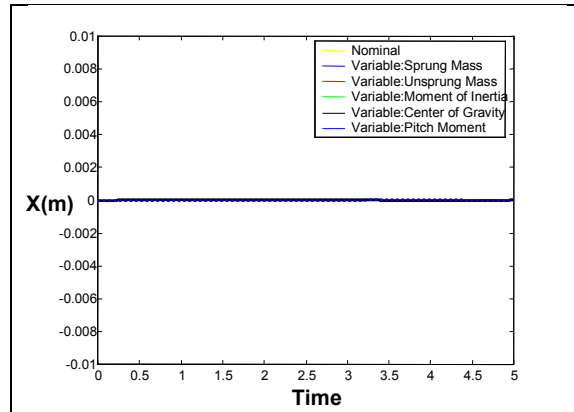
شده



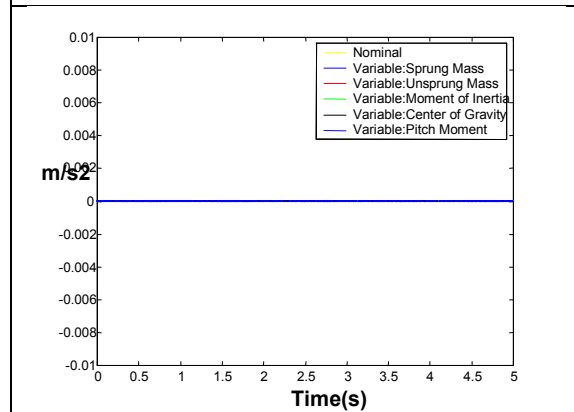
شکل ۱۹: شتاب زاویه ای جرم  
فربندی شده

### فهرست مراجع

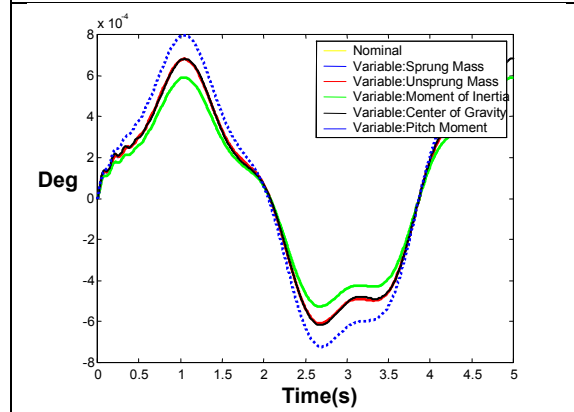
1. Nurkan yagiz, Veysel Ozbulur, Nihat Hnac, Adnan Derdiyok, Sliding Modes Control of Active Suspension, *Proceedings of IEEE International of<sup>th</sup> the 12 the Symposium on Intelligent Control, 16-18 july 1997, Istanbul, Turkey*
2. Andrew Alleyne and J.Karl Hedric, Nonlinear Adaptive Control of Active Suspension, *IEEE Transactions on Control Systems Technology, vol.3, no.1, pp.95-101, March 1995*
3. Merritt, Hydraulic Control System



شکل ۱۶: تغییر مکان قائم جرم فربندی شده



شکل ۱۷: شتاب قائم جرم فربندی شده



شکل ۱۸: زاویه دورانی جرم فربندی شده