



کنترل تطبیقی امیدانس سیستم تعلیق فعال خودرو

محمد مهدی فاتح¹ و احسان حسینی^{2*}¹ استاد کنترل، دانشگاه شاهرود² کارشناس ارشد کنترل، دانشگاه شاهرود

تاریخ دریافت: 1393/01/29؛ تاریخ بازنگری: 1393/04/31؛ تاریخ پذیرش: 1393/06/23

چکیده

در این مقاله طرح نوینی برای کنترل سیستم تعلیق فعال خودرو با بهره‌گیری از مفهوم امیدانس مکانیکی ارائه شده است. رفتار دینامیکی سیستم تعلیق در برابر ناهمواری‌های جاده کنترل می‌شود. سیستم تعلیق فعال با مدل یک-چهارم خودرو و با در نظر گرفتن اثرات غیرخطی محرک هیدرولیکی طراحی شده است. طرح کنترل پیشنهادی از دو حلقه کنترلی تشکیل می‌شود که حلقه بیرونی به کنترل تطبیقی امیدانس و حلقه درونی به کنترل نیرو با روش تناسبی-انترگالی می‌پردازد. این تحقیق به بررسی پایداری سیستم می‌پردازد و درستی روش کنترل با تحلیل پایداری و نتایج شبیه‌سازی تایید می‌گردد. کنترل تطبیقی بر عدم قطعیت پارامتری سیستم تعلیق غلبه می‌نماید. این روش کنترلی در هنگام عبور خودرو از دست‌انداز، راحتی مطلوب برای سرنشین فراهم می‌نماید و بعد از عبور، رانندگی مطمئن را نیز مهیا می‌سازد. روش پیشنهادی با سیستم تعلیق غیرفعال مقایسه می‌شود. نتایج شبیه‌سازی برتری سیستم تعلیق فعال را نسبت به سیستم تعلیق غیرفعال برای رانندگی مطمئن و راحتی سرنشین نشان می‌دهد.

کلمات کلیدی: سیستم تعلیق فعال؛ محرک هیدرولیکی؛ کنترل تطبیقی؛ کنترل امیدانس؛ عدم قطعیت.

Impedance adaptive control of an active suspension system

M.M. Fateh^{1*}, E. Hoseini²¹ Prof. of Control Engineering, Shahrood University, Shahrood, Iran² M.Sc. in Control Engineering, Shahrood University, Shahrood, Iran

Abstract

A novel control approach for an active suspension system of a vehicle is presented by using the concept of mechanical impedance. The dynamical behavior of the suspension system is controlled subject to road disturbances. The active suspension system is designed for a one-quarter model of vehicle with considering the effects of nonlinearity of the hydraulic actuator. The control design consists of two control loops; the outer loop is an impedance adaptive control while the inner loop is a proportional-integral force control. This research presents the stability analysis and verifies the control method by the stability analysis and simulation results. Adaptive control can overcome the parametric uncertainty. This control approach provides the passenger comfort when passing a bump and ensures both the passenger comfort and vehicle handling after passing the bump. The proposed approach is compared with the passive suspension system. Simulation results show the superiority of active suspension system over the passive suspension system in terms of the vehicle handling and passenger comfort.

Keywords: Active suspension system; Hydraulic actuator; Adaptive control; Impedance control; Uncertainty.

1- مقدمه

راحتی سرنشین و رانندگی مطمئن از پارامترهای مهم و مورد توجه در صنعت خودروسازی است. یکی از عوامل ناراحتی سرنشینان و کاهش کیفیت رانندگی، لرزش خودرو به دلیل ناهمواری جاده می‌باشد که از طریق چرخ به بدنه خودرو منتقل می‌گردد. راحتی مسافر با معیار شتاب عمودی بدنه و کیفیت رانندگی با معیار تغییر فرم لاستیک ارزیابی می‌شود. یک امکان مناسب جهت دستیابی به راحتی سرنشین و رانندگی مطمئن، استفاده از سیستم تعلیق است. سیستم تعلیق خودرو برای کاهش یا حذف لرزش‌های ناشی از ناهمواری جاده به کار گرفته می‌شود و وظیفه دارد که تا حد امکان نوسانات ناشی از ناهمواری جاده را که از طریق چرخ‌ها به بدنه منتقل می‌گردد، در خود جذب کرده و از انتقال آن به سرنشینان خودرو جلوگیری نماید تا به این وسیله راحتی سرنشین تامین گردد.

سیستم‌های تعلیق را می‌توان در سه گروه غیرفعال، نیمه‌فعال و فعال مورد بررسی قرار داد. در ابتدا سیستم تعلیق خودرو با استفاده از عناصر غیرفعال طراحی می‌شد. این عناصر غیرفعال، فنر و کمک‌فنر می‌باشند که انرژی را به ترتیب ذخیره و تلف می‌کنند. ضرایب فنر و کمک‌فنر در سیستم تعلیق غیرفعال ثابت بوده و دارای محدودیت در حذف لرزش‌ها در بازه فرکانسی وسیع است. علاوه بر آن، عملکرد سیستم تعلیق غیرفعال وابسته به شرایط جاده است. با پیشرفت علوم و فنون مختلف، خودروسازان به منظور حذف محدودیت‌های سیستم تعلیق غیرفعال و عرضه محصول بهتر به ساخت و استفاده از سیستم تعلیق نیمه‌فعال و فعال روی آوردند تا به این وسیله آسایش بیشتری را برای سرنشینان خودرو فراهم کنند و همچنین کیفیت رانندگی را به میزان قابل ملاحظه‌ای بهبود بخشند.

در سیستم تعلیق نیمه‌فعال، ساختار کمک فنر متغیر می‌باشد. در سیستم تعلیق فعال با استفاده از محرک هیدرولیکی که به صورت موازی با سیستم تعلیق بین جرم معلق (بدنه) و جرم نامعلق (محور و لاستیک) قرار می‌گیرد، دامنه نیروهای وارده بر جرم بدنه را کنترل می‌کنند. سیستم‌های تعلیق فعال به تغییرات جاده‌ای به صورت دینامیکی پاسخ می‌دهند و توانایی تطبیق با شرایط جاده‌ای گسترده‌ای را دارند و در محدوده‌ی فرکانسی وسیع به خوبی

کار می‌کنند. در تحقیقات روی سیستم تعلیق فعال خودرو، مدل‌های متنوعی شامل مدل یک-چهارم، مدل یک-دوم و مدل کامل خودرو در نظر گرفته شده‌است. در سیستم‌های تعلیق فعال به دلیل وجود مشخصه‌های متغیر با زمان و غیرخطی، مدل دینامیکی دقیق از سیستم در اختیار نبوده و بنابراین طراحی کنترل‌کننده بر مبنای مدل دشوار است. چنانچه مدل سیستم با عدم قطعیت پارامتری روبرو شود روش کنترل تطبیقی مطرح می‌شود. کنترل تطبیقی برای مقابله با عدم قطعیت پارامتری مناسب است که پارامترها در آن ثابت نامعلوم باشند. برای سیستم تعلیق فعال، کنترل تطبیقی مدل مرجع [1]، کنترل فازی و کنترل فازی تطبیقی ارائه شده‌اند [2-3]. کنترل کننده‌ی فازی به دلیل سادگی طراحی و غلبه بر عدم قطعیت و استفاده از اطلاعات افراد خبره نسبت به کنترل کننده‌ی معمولی توجه زیادی را به خود جلب کرده است. طراحی کنترل فازی مستقل از مدل است و می‌تواند به عنوان تقریب زننده عمومی برای هر سیستم غیرخطی به کار گرفته شود. در کنترل فازی تطبیقی [4]، کنترل کننده قابلیت تطبیق با تغییرات محیط و عدم قطعیت مدل را دارد. با این حال، عملکرد ردگیری کنترل فازی تطبیقی به شدت به طراحی و تقریب خطای سیستم فازی وابسته است. کنترل تطبیقی مود لغزشی با استفاده از روش تخمین تابعی برای بهبود عملکرد سیستم تعلیق ارائه شده است [5] که در این حالت محرک به صورت عدم قطعیت متغیر با زمان و با کران نامعلوم در نظر گرفته می‌شود. به منظور جبران وابستگی خطای تخمین، کنترل مود لغزشی آزاد از مدل ارائه شده است [6]. روش کنترل تاخیر زمانی برای سیستم تعلیق فعال بررسی شده است [7]. در این روش با انتخاب صحیح پارامترها، پایداری سیستم حتی با وجود اغتشاش و عدم قطعیت تضمین خواهد شد که می‌تواند ردگیری بسیار دقیق نیرو را در گستره وسیعی از فرکانس‌های ورودی فراهم کند. کنترل امیدانس برای سیستم تعلیق فعال با وجود محرک هیدرولیکی پیشنهاد شده است [8]. قانون امیدانس، ساده و آزاد از مدل است و می‌تواند در طیف گسترده‌ای از شرایط جاده‌ای بکار رود. کنترل امیدانس با دو حلقه داخلی بدست می‌آید که یکی کنترل نیروی محرک هیدرولیکی است که بوسیله خطی‌سازی پس‌خورد بدست می‌آید و دیگری حلقه کنترل فازی می‌باشد که هدف آن

تعلیق فعال با محرک هیدرولیکی فرمول‌بندی شده است. در بخش پنجم به بررسی نتایج شبیه سازی می‌پردازیم و سرانجام در بخش ششم نتیجه‌گیری مقاله آمده است.

2- مدل سازی سیستم تعلیق خودرو

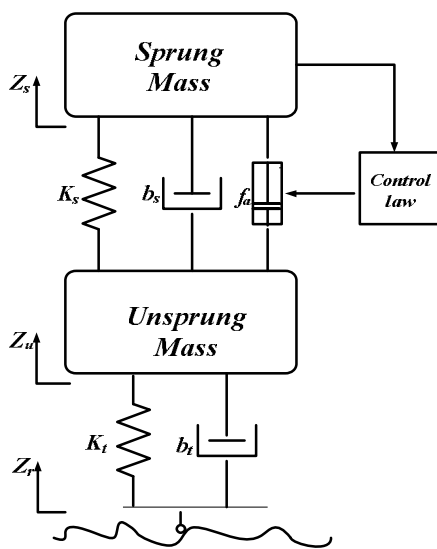
به دلیل محدودیت سیستم‌های تعلیق غیرفعال و نیمه‌فعال در حذف لرزش‌ها، سیستم تعلیق فعال مطرح شد [6]. مدل سیستم تعلیق فعال یک-چهارم خودرو در شکل 1 آمده است. معادلات دینامیکی سیستم تعلیق فعال یک-چهارم خودرو به صورت زیر توصیف می‌شود [11]:

$$m_s \ddot{z}_s = -b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) + f_a \quad (1)$$

$$m_u \ddot{z}_u = b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s(z_s - z_u) + b_t(\dot{z}_r - \dot{z}_u) + k_t(z_r - z_u) - f_a \quad (2)$$

که در آن m_s , k_s , b_s به ترتیب جرم، ضریب سختی و ضریب میرایی جرم معلق و m_u , k_t , b_t به ترتیب جرم، ضریب سختی و ضریب میرایی جرم غیرمعلق می‌باشد. m_s جرم محور و لاستیک است و m_u جرم بدنه است. متغیرهای z_s , z_u , z_r به ترتیب جابه‌جایی عمودی بدنه، چرخ و جاده هستند. f_a نیروی محرکه‌ی هیدرولیکی قرار گرفته شده بین m_s جرم معلق و m_u جرم غیرمعلق به منظور غلبه بر اغتشاشات جاده‌ای است.

توجه کنید که در معادلات (1) و (2) [11]:

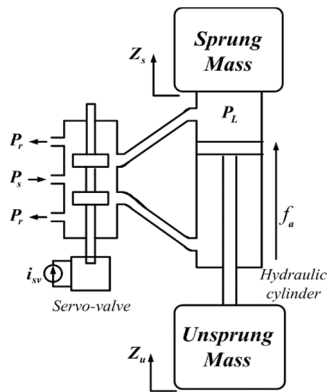


شکل 1- سیستم تعلیق فعال

ردگیری جابه‌جایی بدنه‌ی مرجع است که توسط قانون امیدانس تولید می‌شود. روش کنترل امیدانس مقاوم برای دستیابی به کنترل مقاوم با حضور عدم قطعیت‌ها ارائه شد [9]. روش کنترل امیدانس تطبیقی با قابلیت تنظیم خودکار پارامترهای سیستم کنترل پیشنهاد شد [10] و به همراه الگوریتم بهینه‌سازی پرندگان پاسخ مطلوبی را ارائه داده است. این مقاله بر روی کنترل امیدانس متمرکز شده است و کاربرد جدیدی از آن ارائه می‌نماید که متفاوت با روش کنترل امیدانس سیستم تعلیق خودرو در مراجع [8-10] است. در مراجع مذکور برای طراحی سیستم کنترل امیدانس لازم است که نیروی اغتشاش جاده که به تایلر وارد می‌شود مشخص باشد ولی تعیین نیروی اغتشاش جاده در عمل دشوار است. علاوه بر آن، امیدانس مطلوب بدنه با ضرایب ثابت در مقابل نیروی اغتشاش جاده تعریف می‌گردد. در مقایسه با آنها، روش کنترل امیدانس نوینی در این مقاله ارائه می‌شود که ضمن ساده تر بودن طرح، نیازی به معلوم بودن نیروی اغتشاش جاده ندارد و هدف کنترل امیدانس فراهم نمودن امیدانس مطلوب برای سیستم تعلیق به صورت نرم افزاری است. بعلاوه، ضرایب امیدانس ثابت نبوده و به صورت تطبیقی تنظیم می‌گردد.

کار ارزشمند مقاله [8] آن است که در آن مفهوم کنترل امیدانس برای سیستم تعلیق برای نخستین بار عرضه شده است. در مقاله [9] همان مفهوم امیدانس دنبال می‌شود با این تفاوت که سیستم پیچیده غیرخطی سیستم تعلیق هیدرولیکی با حضور عدم قطعیتها مورد توجه است و روش کنترل مقاوم غیرخطی امیدانس ارائه می‌گردد و سپس پایداری سیستم کنترل اثبات می‌شود. مقاله [10] نیز با روش کنترل تطبیقی پیشرفته برای سیستم‌های خطی با حضور اغتشاش به طراحی سیستم کنترل امیدانس می‌پردازد. متفاوت با آنها، این مقاله روش کنترل تطبیقی مرسوم را برای اجرای کنترل جدید امیدانس با ضرایب متغیر با هدف دستیابی به راحتی مسافر و رانندگی مطمئن به کار می‌گیرد و به توصیف رویکرد جدید سیستم کنترل امیدانس می‌پردازد.

این مقاله به صورت زیر سازمان یافته‌است. در بخش دوم دینامیک سیستم معرفی می‌شود. بخش سوم به بیان مفهوم امیدانس در سیستم‌های دینامیکی و معرفی کنترل امیدانس می‌پردازد. در بخش چهارم کنترل تطبیقی امیدانس سیستم



شکل 2- محرک هیدرولیکی

که x_{sp} جابه‌جایی محور شیر از موقعیت بسته، i_{sv} جریان الکتریکی شیر، τ ثابت زمانی شیر و k_s ضریب جریان الکتریکی است. k_s در مرجع [13] برابر $1 m/A$ فرض شده‌است. دینامیک عملگر هیدرولیکی توسط رابطه‌ی زیر بیان می‌شود [14]:

$$\begin{aligned} \dot{f}_a = & -\alpha A_p^2 (\dot{z}_s - \dot{z}_u) - \beta f_a + \gamma A_p x_{sp} \\ & \times \operatorname{sgn}(P_s - \operatorname{sgn}(x_{sp})P_L) \\ & \times \sqrt{|P_s - \operatorname{sgn}(x_{sp})P_L|} \end{aligned} \quad (6)$$

که در آن $\beta = \alpha C_{tp}$ ، $\alpha = 4\beta_e/V_t$ ، $\rho = \alpha C_d w \sqrt{1/\rho}$ فشار تغذیه، β_e ضریب کشیدگی سیال هیدرولیکی، A_p سطح مقطع پیستون، V_t حجم کلی سیلندر محرک، C_{tp} ضریب نشت، C_d ضریب تخلیه، w پهنای شیر کنترل، ρ چگالی سیال هیدرولیکی، $P_L = f_a/A_p$ افت فشار در سرتاسر پیستون محرک هیدرولیکی و $\operatorname{sgn}(\cdot)$ تابع علامت است.

3- کنترل امیدانس

هدف از کنترل امیدانس تعیین دقیق موقعیت یا نیرو نیست بلکه تنظیم دینامیک حرکت در تعامل با نیرو است که توسط امیدانس مکانیکی توصیف می‌گردد. با استفاده از دوگان‌های برق - مکانیک که نیرو را با ولتاژ و سرعت را با جریان متناظر می‌کند نسبت تبدیل لاپلاس نیرو به سرعت را امیدانس مکانیکی سیستم نامند که در حوزه‌ی فرکانس با رابطه‌ی زیر نمایش داده می‌شود.

$$Z(s) = F_e(s)/V(s) \quad (7)$$

1- معادلات دینامیکی خطی شده حول نقطه تعادل می‌باشد که با فرض ثابت بودن سرعت خودرو مطرح شده است.

2- متغیرهای Z_r ، Z_u ، Z_s از موقعیت تعادل استاتیکی اندازه‌گیری شده است.

3- رفتار دینامیکی خطی شده لاستیک در تماس با جاده زمانی معتبر است که لاستیک با جاده در تمام زمان‌ها در تماس باشد.

4- نیروی اعمالی به تایلر به صورت نیروی اغتشاش جاده در سیستم کنترل منظور می‌شود.

نیروی تایلر به علت جابه‌جایی جاده به وجود می‌آید و داریم:

$$f_t = b_t(\dot{z}_r - \dot{z}_u) + k_t(z_r - z_u) \quad (3)$$

در این معادله f_t نیروی اعمالی از طرف جاده به چرخ است که در اثر ناهمواری‌های سطح جاده ایجاد می‌شود. با جایگذاری معادله (3) در (2) خواهیم داشت:

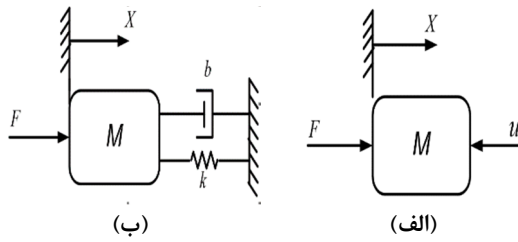
$$m_u \ddot{z}_u = b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + k_s(z_s - z_u) + f_t - f_a \quad (4)$$

ورودی کنترلی سیستم تعلیق فعال، نیرویی است که توسط محرک که در بین جرم معلق و جرم غیرمعلق قرار دارد تولید می‌شود. این محرک اغلب از نوع هیدرولیکی می‌باشد که بطور مکرر در سیستم کنترل ارتعاشات استفاده شده‌است. در سیستم تعلیق فعال، محرک نیرو قادر به تولید و جذب انرژی از سیستم می‌باشد و سبب توانایی سیستم تعلیق در کنترل رفتار وسیله نقلیه در هنگام ترمز و شتاب گرفتن و باعث افزایش کیفیت رانندگی و راحتی سرنشین می‌شود [12].

محرک الکتروهیدرولیکی شامل شیر سوزنی و سیلندر هیدرولیکی می‌باشد که در شکل 2 نشان داده شده است.

فشار ورودی و فشار برگشتی به ترتیب با P_s و P_r نشان داده شده است. لازم به ذکر است که P_r تقریباً صفر است. x_{sp} جابه‌جایی محور شیر و P_L فشار مایع در بالای مخزن سیلندر محرک است. محرک الکتروهیدرولیکی با رابطه زیر توسط شیر کنترل می‌شود [13]:

$$\tau \dot{x}_{sp} + x_{sp} = k_s i_{sv} \quad (5)$$



شکل 3- (الف) سیستم مکانیکی با قانون کنترل (ب) سیستم با فنر و میراکننده

شکل 4- سیستم مکانیکی با محرک

4- کنترل تطبیقی امیدانس

هدف اصلی کنترل تطبیقی حفظ کارایی سیستم در حضور عدم قطعیت پارامتری است. با مرتب سازی رابطه (1) داریم:

$$\ddot{z}_s = -b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) + f_a + (1 - m_s)\ddot{z}_s \quad (12)$$

قانون کنترل تطبیقی بصورت زیر پیشنهاد می‌شود

$$\ddot{z}_{sd} + k_d(\dot{z}_{sd} - \dot{z}_s) + k_p(z_{sd} - z_s) = -\hat{b}_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - \hat{k}_s(z_s - z_u) + f_a + (1 - \hat{m}_s)\ddot{z}_s \quad (13)$$

که در آن z_{sd} ، \dot{z}_{sd} و \ddot{z}_{sd} به ترتیب مقادیر مطلوب جابجایی، سرعت و شتاب بدنه است. هدف کنترل، صفر کردن \ddot{z}_{sd} ، شتاب بدنه است که با صفر شدن آن راحتی سرنشین تامین می‌شود. بنابراین، $z_{sd} = 0$ ، $\dot{z}_{sd} = 0$ و $\ddot{z}_{sd} = 0$ و با بازنویسی رابطه (13) قانون کنترل به صورت زیر بدست می‌آید:

$$f_a = -k_d\dot{z}_s - k_p z_s + \hat{b}_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + \hat{k}_s(z_s - z_u) - (1 - \hat{m}_s)\ddot{z}_s \quad (14)$$

\hat{b}_s ، \hat{k}_s و \hat{m}_s با یک قانون تطبیق محاسبه می‌شوند به گونه‌ای که هدف $z_{sd} \rightarrow z_s$ ، $\dot{z}_{sd} \rightarrow \dot{z}_s$ و $\ddot{z}_{sd} \rightarrow \ddot{z}_s$ را محقق سازد. سیستم حلقه بسته با جایگذاری رابطه (14) در (12) به صورت زیر بدست می‌آید:

که در آن $F(s)$ ، $V(s)$ و $Z(s)$ به ترتیب تبدیل لاپلاس‌های نیرو، سرعت و امیدانس مکانیکی است. دینامیک امیدانس مطلوب به صورت زیر ارائه می‌شود:

$$M\ddot{X} + B\dot{X} + KX = -F_e \quad (8)$$

که در آن ماتریس‌های M ، B و K به ترتیب لختی، میرایی و سختی امیدانس را نشان می‌دهند و F_e نیروی محیط وارد بر جسم است. بیان‌های موجود از کنترل امیدانس بیشتر مخصوص ربات‌های صنعتی است. کنترل امیدانس یک مجموعه منسجم از انواع استراتژی‌های مختلف کنترل را نشان می‌دهد. کنترل انحصاری موقعیت و کنترل انحصاری نیرو می‌تواند به عنوان حالت خاص کنترل امیدانس مورد توجه قرار گیرد [15]. ایده اصلی کنترل امیدانس، اجرای رفتار دینامیکی از پیش تعیین شده برای ربات در تعامل با محیط است. این عملکرد با دینامیک عمومی سیستم جرم، فنر و میراکننده نمایش داده می‌شود. از ویژگی‌های کنترل امیدانس می‌توان به سادگی و مقاوم بودن در مقابل عدم قطعیت پارامتری اشاره کرد اما معمولاً تاکید بر حرکات تقریباً آرام دارد. الگوریتم کنترل امیدانس نخستین بار در سال 1985 توسط هوگان در [16] شرح داده شد.

سیستم مکانیکی شکل 3-الف را در نظر بگیرید. معادله دینامیکی این سیستم به صورت زیر است:

$$F = M\ddot{X} + u \quad (9)$$

در این سیستم، با اعمال کنترل کننده به سیستم مکانیکی می‌توانیم امیدانس آن را تغییر دهیم. یعنی ساختار سیستم را به صورت نرم افزاری به فرم دلخواه در آوریم. مثلاً با اعمال سیگنال کنترل به صورت زیر

$$u = B\dot{X} + KX \quad (10)$$

نتیجه می‌شود

$$F = M\ddot{X} + B\dot{X} + KX \quad (11)$$

می‌توانیم سیستم را تبدیل به سیستم جرم، فنر و دمپر با معادله (11) کنیم که در شکل 3-ب سیستم مکانیکی آن را نمایش می‌دهیم. به همین صورت مطابق شکل 4 با اعمال یک محرک به سیستم مکانیکی و تنظیم آن می‌توانیم بدون تغییر در پارامترهای سیستم، رابطه امیدانس آن را تغییر دهیم. در ادامه با بهره‌گیری از این ویژگی امیدانس در سیستم‌های مکانیکی، به کنترل سیستم تعلیق فعال می‌پردازیم.

$$\dot{V} = X^T(A^T S + SA)X + 2X^T SBY(\hat{P} - P) + \frac{1}{\gamma} \dot{\hat{P}}^T(\hat{P} - P) \quad (27)$$

رابطه لیاپانوف در زیر آمده است:

$$A^T S + SA = -Q \quad (28)$$

در این رابطه Q یک ماتریس معین مثبت متقارن است. با جایگذاری رابطه (28) در (27) داریم:

$$\dot{V} = -X^T QX + \left(2X^T SBY + \frac{1}{\gamma} \dot{\hat{P}}^T\right)(\hat{P} - P) \quad (29)$$

جمله اول در رابطه (27) به دلیل مثبت بودن تمام مقادیر ویژه ماتریس Q ، منفی معین است ولی علامت جمله دوم نامعین است و با صفر قرار دادن آن موجب می‌شود تا قانون تطبیق برای \hat{P} به صورت زیر بدست آید:

$$\dot{\hat{P}} = -2\gamma Y^T B^T S X \quad (30)$$

$$\hat{P} = -\int_0^t 2\gamma Y^T B^T S X dt + \hat{P}(0) \quad (31)$$

در نتیجه اعمال رابطه (30) به (29) بدست می‌آید:

$$\dot{V}(x) = -X^T QX \quad (32)$$

از آنجا که ماتریس Q معین مثبت است تابع \dot{V} طبق رابطه (32) معین منفی است. یعنی در $X \neq 0$ منفی است و در $X = 0$ صفر است. از آنجا که V طبق رابطه (23) معین مثبت است $\dot{V} < 0$ موجب می‌شود که V کاهش یابد. در نتیجه، از رابطه (23) با کاهش V می‌توان دریافت که $X^T S X \rightarrow 0$. از آنجا که $X^T S X$ معین مثبت است، پس $X \rightarrow 0$. بنابراین، خطای ردگیری X به صفر میل می‌کند و پایداری اثبات می‌شود. هرگاه X صفر شود طبق رابطه (32) می‌توان گفت که $\dot{V} = 0$ است که یعنی V ثابت است و V صفر نمی‌شود. با توجه به رابطه (23) با $V \neq 0$ ، بخش $\frac{1}{2\gamma}(\hat{P} - P)^T(\hat{P} - P)$ نامساوی صفر است. پس $\hat{P} - P \neq 0$ خواهد بود و بردار تخمین پارامتر \hat{P} به سوی مقادیر واقعی پارامترها P میل نخواهد کرد و آن را ردیابی نخواهد کرد.

با استفاده از کنترل کننده تطبیقی امیدانس، نیروی مطلوب محرک هیدرولیکی f_{ad} جهت کنترل سیستم تعلیق محاسبه می‌شود. سیستم تعلیق نیز توسط محرکه - هیدرولیکی تغذیه می‌شود. با اعمال جریان i_{sv} به عنوان ورودی سیستم و تنظیم آن می‌توانیم نیروی مناسب f_a را برای ردگیری نیروی مطلوب f_{ad} را تولید کنیم. برای

$$\ddot{z}_s + k_d \dot{z}_s + k_p z_s = (\hat{b}_s - b_s)(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + (\hat{k}_s - k_s)(z_s - z_u) + (\hat{m}_s - m_s)\ddot{z}_s \quad (15)$$

سیستم حلقه بسته قابلیت خطی شدن نسبت به پارامترها را دارد. بنابراین، رابطه (15) به صورت زیر بازنویسی شده است:

$$\ddot{z}_s + k_d \dot{z}_s + k_p z_s = Y(\hat{P} - P) \quad (16)$$

که در آن Y ، ماتریس رگرسور با توصیف زیر است:

$$Y = [\dot{z}_s - \dot{z}_u \quad z_s - z_u \quad \ddot{z}_s] \quad (17)$$

بردار پارامتر نیز چنین است:

$$\hat{P} = [\hat{b}_s \quad \hat{k}_s \quad \hat{m}_s]^T \quad (18)$$

$$P = [b_s \quad k_s \quad m_s]^T \quad (19)$$

با انتخاب متغیرهای حالت $x_1 = z_s$ و $x_2 = \dot{z}_s$ رابطه (16) را در فضای حالت بازنویسی می‌کنیم:

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (20)$$

$$\dot{x}_2 = -k_p x_1 - k_d x_2 + Y(\hat{P} - P)$$

$$\dot{X} = AX + BW \quad (21)$$

که در آن:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -k_p & -k_d \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}, \quad (22)$$

$$W = Y(\hat{P} - P)$$

تابع منتخب لیاپانوف به صورت زیر نوشته شده است:

$$V = X^T S X + \frac{1}{2\gamma} (\hat{P} - P)^T (\hat{P} - P) \quad (23)$$

در رابطه (23) ماتریس S معین مثبت متقارن و γ یک مقدار ثابت مثبت است که توسط طراح انتخاب می‌شود. برای تحقق $\dot{V} < 0$ باید $z_s \rightarrow z_{sd}$ شود. با مشتق گیری زمانی از تابع منتخب لیاپانوف داریم:

$$\dot{V} = \dot{X}^T S X + X^T S \dot{X} + \frac{1}{2\gamma} \dot{\hat{P}}^T (\hat{P} - P) + \frac{1}{2\gamma} (\hat{P} - P)^T \dot{\hat{P}} \quad (24)$$

چون هر دو پارامتر زیر اسکالر هستند، بنابراین باهم مساوی هستند:

$$\frac{1}{2\gamma} \dot{\hat{P}}^T (\hat{P} - P) = \frac{1}{2\gamma} (\hat{P} - P)^T \dot{\hat{P}} \quad (25)$$

از رابطه (21) داریم:

$$\dot{X}^T = X^T A^T + W^T B^T \quad (26)$$

با جایگذاری رابطه (21)، (25) و (26) در رابطه (24) و مرتب سازی، بدست می‌آید

کند d_f ناچیز خواهد بود و فرض محدود بودن اغتشاش d_f نیز معتبر است. از رابطه (34) داریم

$$\dot{f}_a = \dot{f}_{ad} + \dot{d}_f \quad (35)$$

و قانون کنترل تطبیقی (14) بصورت زیر در می آید

$$\dot{f}_{ad} = -k_d \dot{z}_s - k_p z_s + \hat{b}_s (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + \hat{k}_s (z_s - z_u) - (1 - \hat{m}_s) \dot{z}_s \quad (36)$$

سیستم حلقه بسته با جایگذاری رابطه (36) در رابطه (12) و منظور کردن رابطه (35) می شود

$$\begin{aligned} \ddot{z}_s + k_d \dot{z}_s + k_p z_s = & (\hat{b}_s - b_s) (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + \\ & (\hat{k}_s - k_s) (z_s - z_u) + \\ & (\hat{m}_s - m_s) \dot{z}_s + \dot{d}_f \end{aligned} \quad (37)$$

در نتیجه سیستم حلقه بسته (20) چنین می شود

$$\dot{X} = AX + BW + Bd_f \quad (38)$$

رابطه (38) می گوید که سیستم حلقه بسته از نوع خطی با حضور اغتشاش محدود d_f است. اعمال کنترل تطبیقی (36) نتایج متفاوتی خواهد داشت. با در نظر گرفتن تابع لیاپانوف (23) و دنبال کردن مسیر تحلیل قبلی، بدست می آید:

$$\dot{V} = -X^T QX + 2X^T S B d_f \quad (39)$$

برای تحقق پایداری کافی است که $\dot{V} < 0$ باشد. با توجه به رابطه (39) برای $\dot{V} < 0$ باید

$$X^T QX > 2X^T S B d_f \quad (40)$$

در صورت کوچک و محدود بودن اغتشاش نیرو d_f یا بزرگ بودن $|X|$ امکان برقراری رابطه (40) وجود دارد. البته انتخاب Q بزرگ نیز آن را میسر می سازد. فرض کنید که $|X|$ بزرگ است و رابطه (40) برقرار است. در نتیجه $\dot{V} < 0$ است و $|X|$ کاهش می یابد تا اینکه $|X|$ خیلی کوچک می شود. به دلیل کوچک شدن $|X|$ ، آنگاه $X^T QX < 2X^T S B d_f$ که از ناحیه پایداری خارج خواهیم شد و به دلیل $\dot{V} > 0$ مجدداً $|X|$ افزایش می یابد تا اینکه مجدداً رابطه (40) برقرار شود. این رفتار بیانگر آن است که با وجود اغتشاش نیرو d_f ، خطای ردگیری X به صورت کراندار نهایی یکنواخت است و به صفر میل نخواهد کرد.

5- شبیه سازی

در بخش قبل کنترل تطبیقی امپدانس خودرو ارائه شد. در این بخش به بررسی عملکرد کنترل کننده و مقایسه آن با

تنظیم نیرو از کنترل کننده تناسبی انتگرالی مطابق شکل 5 استفاده می کنیم. در شکل 5 جریان i_{sv} به عنوان ورودی محرکه هیدرولیکی نشان داده شده است. جریان i_{sv} طبق رابطه (5) موجب جابه جایی محور شیر x_{sp} می شود و سپس جابه جایی محور شیر x_{sp} طبق رابطه (6) موجب تولید نیروی محرکه هیدرولیکی f_a می شود. از رابطه (5) بدست می آید

$$\begin{aligned} x_{sp} = k_s \int_0^t i_{sv}(\delta) e^{-\frac{t-\delta}{\tau}} d\delta & \\ & + x_{sp}(0) e^{-\frac{t}{\tau}} \\ & = h(i_{sv}, x_{sp}(0)) \end{aligned} \quad (33)$$

جایگذاری رابطه (33) در (6) می دهد

$$\begin{aligned} \dot{f}_a & = -\alpha A_p^2 (\dot{z}_s - \dot{z}_u) - \beta f_a \\ & + \gamma A_p h(i_{sv}, x_{sp}(0)) \\ & \times \operatorname{sgn}(P_s - \operatorname{sgn}(h(i_{sv}, x_{sp}(0))) P_L) \\ & \times \sqrt{|P_s - \operatorname{sgn}(h(i_{sv}, x_{sp}(0))) P_L|} \end{aligned} \quad (34)$$

رابطه (34) معادله دینامیکی محرکه هیدرولیکی را توصیف می نماید که در آن جریان i_{sv} ورودی و نیروی محرکه هیدرولیکی f_a خروجی است. این معادله دینامیکی، پیچیده و غیر خطی است.

در نظر گرفتن معادله غیرخطی (34)، فضای تحلیل و کنترل سیستم را به حوزه کنترل غیرخطی خواهد برد. در تحلیل قبلی، مسئله کنترل با رویکرد دیگری بررسی شده است و در طراحی سیستم کنترل تطبیقی و اثبات پایداری، سیستم کنترل نیرو منظور نشده است. یعنی، فرض شده است که $f_a = f_{ad}$. این تقریب موجب ساده سازی چشمگیر حل مسئله کنترل می شود بطوری که بتوان سیستم پیچیده غیرخطی فوق را در حوزه کنترل خطی بررسی نمود. برای این منظور، باید از سیستم کنترل نیرو مطمئن بود بطوری که $f_a \rightarrow f_{ad}$ و پس از مدتی $f_a \approx f_{ad}$ برقرار شود.

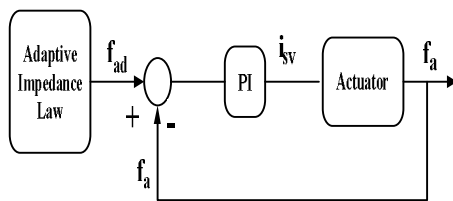
اگر $f_a \neq f_{ad}$ آنگاه $d_f = f_a - f_{ad}$ به عنوان اغتشاش نیرو در سیستم حلقه بسته حضور خواهد داشت. این نگاه جدید از آن جهت حائز اهمیت است که حلقه داخلی کنترل غیرخطی نیرو را با اغتشاش نیرو d_f در سیستم حلقه بسته جایگزین می نماید. چنانچه سیستم کنترل نیرو بخوبی کار

ارائه می‌دهد. جریان ورودی شیر رفتار مناسبی دارد که در شکل 11 نشان داده شده است.

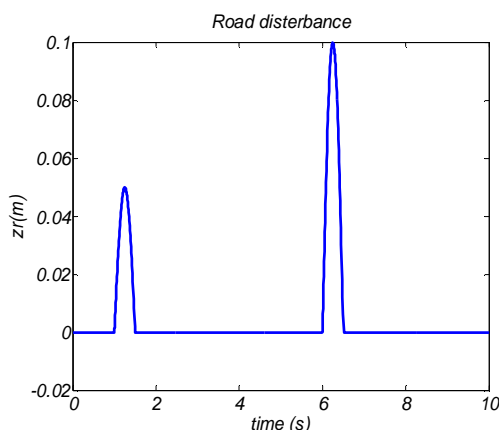
ماکزیمم جریان متناظر با اولین و دومین دست‌انداز به ترتیب 0/0023 و 0/004038 آمپر است که کمتر از حداکثر جریان مجاز شیر 0/01 آمپر است. تلاش کنترلی توسط نیروی محرک هیدرولیکی f_a در شکل 12 نشان داده شده است. ماکزیمم نیروی تولیدی برای اولین و دومین دست‌انداز به ترتیب برابر با $-778/68$ و $-1557/96$ نیوتن می‌باشد که کمتر از 3465 نیوتن حداکثر نیروی مجاز است. بیشترین نیروی تایر f_t در شکل 13 در هنگام عبور از دست‌انداز اول و دوم به ترتیب برابر با $617/9$ و $1231/6$ نیوتن است.

جدول 1- پارامترهای سیستم تعلیق

| | |
|--------------------------|--|
| $m_s = 243\text{kg}$ | $A_p = 3.35 \times 10^{-4}\text{m}^2$ |
| $m_u = 40\text{kg}$ | $P_s = 10342500\text{Pa}$ |
| $\beta = 1\text{s}^{-1}$ | $k_t = 124660\text{N/m}$ |
| $\tau = (1/30)\text{S}$ | $k_s = 14671\text{N/m}$ |
| $b_t = 414\text{Ns/m}$ | $\alpha = 4.515 \times 10^{13}\text{N/m}^5$ |
| $b_s = 370\text{Ns/m}$ | γ |
| | $= 1.545 \times 10^9\text{N/m}^{5/2}\text{kg}^{1/2}$ |



شکل 5 - کنترل کننده تناسبی-انتگرالی

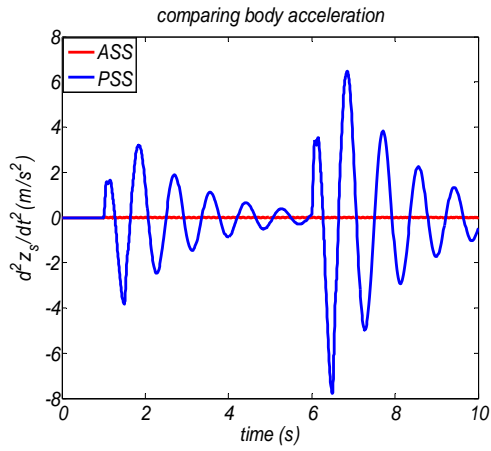


شکل 6 - ناهمواری جاده

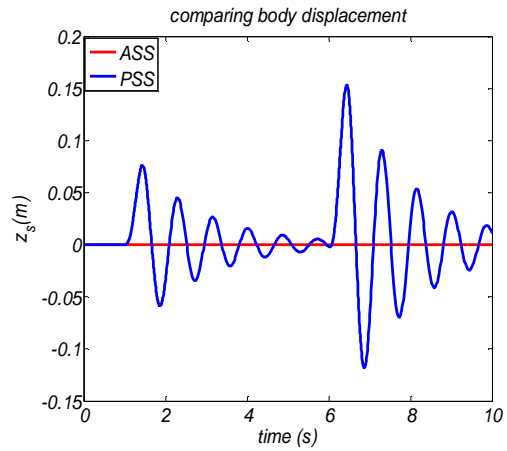
سیستم تعلیق غیرفعال می‌پردازیم. مقادیر پارامترهای سیستم تعلیق و محرک هیدرولیکی [13] در جدول 1 آمده است. $f_{a,max}$ ماکزیمم نیروی خروجی محرک هیدرولیکی محدود به 3465 نیوتن [17] است و $i_{sv,max}$ ماکزیمم جریان ورودی به شیر به مقدار 0/01 آمپر محدود است. شکل 6 ناهمواری جاده را نشان می‌دهد. ناهمواری‌های جاده به ترتیب دو دست‌انداز با دامنه 0/05 و 0/1 است. با انتخاب ماتریس Q به عنوان ماتریس یکه، ماتریس S را با استفاده از رابطه (28) محاسبه می‌کنیم.

در قانون کنترل امیدانس (14) ضرایب $k_p = 100$ و $k_d = 20$ و در قانون تطبیق (31) ضریب $\gamma = 1$ در نظر گرفته شده است. در کنترل کننده تناسبی انتگرالی ضرایب $k_i = 128.13$ و $k_p = 0.13$ انتخاب شده‌اند. سیستمهای تعلیق فعال (ASS) و غیرفعال (PSS) در جابه‌جایی عمودی بدنه، شتاب عمودی بدنه، تغییر فرم لاستیک و تغییر دامنه سیستم تعلیق مقایسه شده‌اند که به ترتیب در شکل 7 تا 10 آمده است.

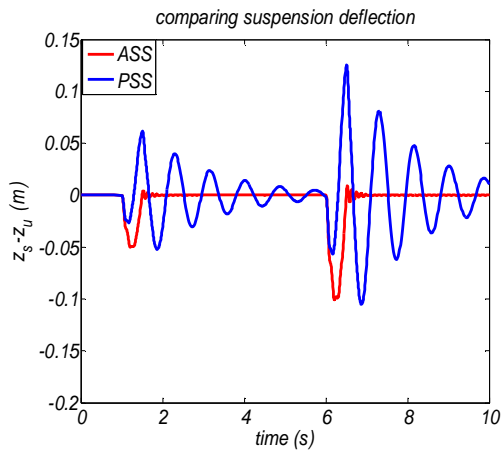
کنترل تطبیقی امیدانس سیستم تعلیق فعال عملکرد خوبی در مقایسه با سیستم تعلیق غیرفعال نشان می‌دهد. راحتی سرنشین و رانندگی مطمئن بهبود یافته است. شکل 7 تایید می‌کند که جابه‌جایی بدنه در سیستم تعلیق فعال تقریباً صفر است در حالی که سیستم تعلیق غیرفعال در پاسخ به اولین و دومین دست‌انداز به ترتیب دارای نوسان با ماکزیمم دامنه 0.076 و 0.1534 متر است. شتاب بدنه در سیستم تعلیق فعال تقریباً صفر است که راحتی مسافر را به همراه دارد در حالی که طبق شکل 8، شتاب بدنه در سیستم تعلیق غیرفعال بالا است. مقایسه تغییر فرم لاستیک در شکل 9 ترسیم شده است. فرکانس نوسانات سیستم تعلیق فعال بیشتر ولی دامنه نوسانات آن کوتاهتر است. وجود این پدیده موجب استهلاک لاستیک خواهد شد. بعد از عبور از دست‌انداز تغییر فرم لاستیک قابل اغماض است. از این رو سیستم تعلیق فعال رانندگی خیلی مطمئن‌تری نسبت به سیستم تعلیق غیرفعال نشان می‌دهد. جابه‌جایی بدنه نسبت به چرخ در سیستم تعلیق فعال در شکل 10 بعد از عبور از دست‌انداز صفر می‌شود. قانون کنترل تطبیقی امیدانس به خوبی عمل کرده و در زمان عبور از دست‌انداز، راحتی مطلوب و بعد از عبور از دست‌انداز هر دو راحتی مطلوب و رانندگی مطمئن را



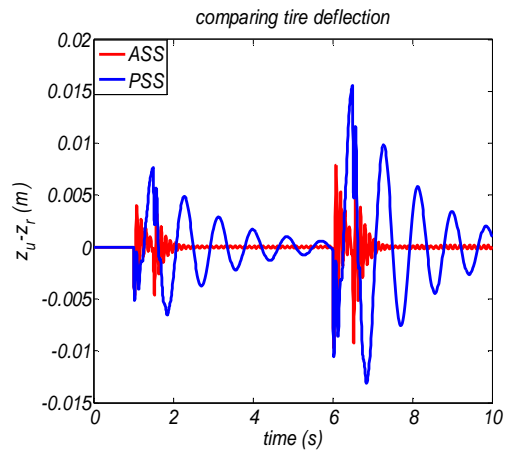
شکل 8- مقایسه شتاب عمودی بدنه خودرو



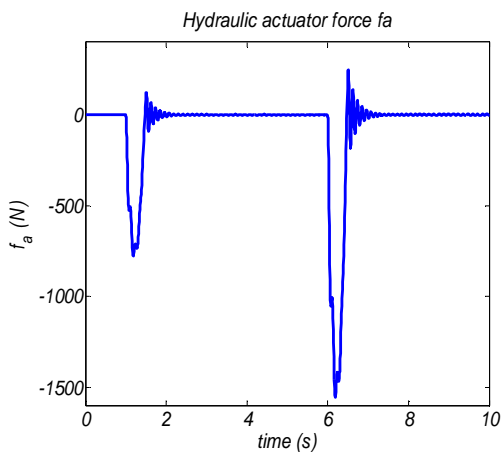
شکل 7- مقایسه جابجایی عمودی بدنه خودرو



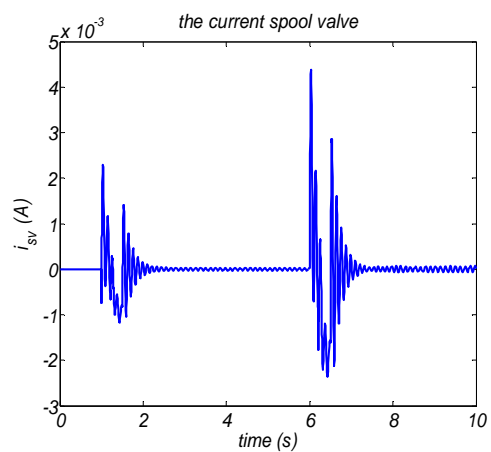
شکل 10- مقایسه جابجایی بدنه نسبت به چرخ



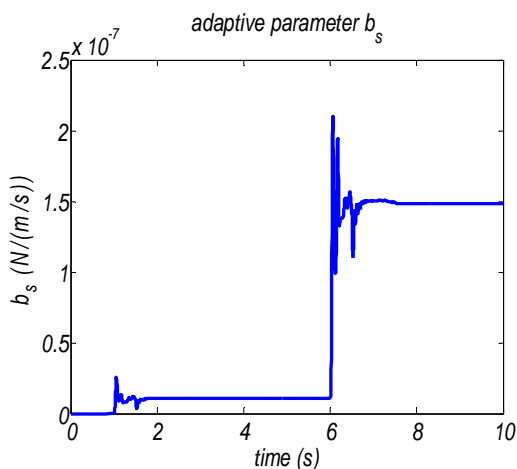
شکل 9- مقایسه تغییر فرم لاستیک



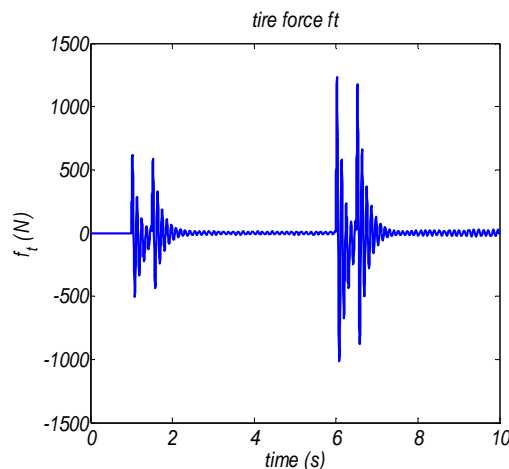
شکل 12- نیروی محرک هیدرولیکی



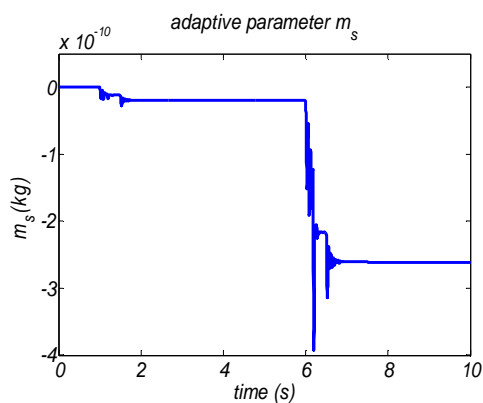
شکل 11- جریان ورودی شیر سیستم تعلیق فعال



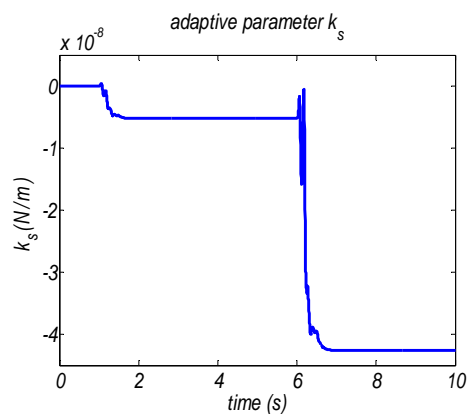
شکل 14- پارامتر تطبیق b_s



شکل 13- نیروی تایر



شکل 16- پارامتر تطبیق m_s



شکل 15- پارامتر تطبیق k_s

صورت مطلوب ارائه می‌دهد. بعد از عبور از دست‌انداز سریع به نقطه تعادل خود باز می‌گردد. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که روش پیشنهادی در حضور عدم قطعیت برتری چشمگیری در مقایسه با سیستم تعلیق غیرفعال دارد.

پارامترهای تطبیق در شکل 14 و 15 و 16 به مقادیر ثابت همگرا شده‌اند. بنابراین می‌توان دید که تمام سیگنال‌ها محدود هستند و روش کنترلی پیشنهادی عملکرد خوبی دارد.

مراجع

- [1] Youngho M, Cheok Ka C (1990) Model reference adaptive control for vehicle active suspension system. IEEE Trans Ind Electronics 38(4): 1220–1230.
- [2] Sharkaway A (2005) Fuzzy and adaptive fuzzy control for the automobiles' active suspension system. Vehicle Sys Dyn 43(11): 795–806.
- [3] Lian R J, Lin BF, Sie WT (2005) Self-organizing fuzzy control of active suspension systems. Int J Sys Sci 36: 119–135.

6- نتیجه‌گیری

روش نوین کنترل تطبیقی امیدانسان برای سیستم تعلیق خودرو با در نظر گرفتن محرک هیدرولیکی به منظور دستیابی به راحتی سرنشین و رانندگی مطمئن طراحی شد و پایداری آن با تحلیل ریاضی اثبات گردید. قانون کنترل تطبیقی راحتی سرنشین را در هنگام عبور از دست‌انداز به میزان قابل توجهی بهبود بخشید و در ادامه، بعد از عبور از دست‌انداز هر دو راحتی سرنشین و رانندگی مطمئن را به

- Suspensions. Proceedings of the ASME International Congress and Exposition (IMECE), Orlando, FL.
- [12] Ansari F, Taparia R (2013) Modeling, analysis and control of active suspension system using sliding mode control and disturbance observer. *Int J Sci Rese Pub* 3(1): 1324–1329.
- [13] Alleyne A, Neuhaus PD, Hedrick JK (1993) Application of nonlinear control theory to electronically controlled suspension. *Vehicle Syst Dyn* 22: 309–320.
- [14] Lin JS, Kanellakopoulos I (1997) Nonlinear design of active suspensions. *IEEE Cont Syst Magazine* 17: 45–59.
- [15] Spong MW, Vidyasagar M, Fateh MM (Translator) (2013) *Robot dynamic and control*. 3th edn. Shahrood university, Iran.
- [16] Hogan N (1985) Impedance control: an approach to manipulation, part I, II, III. *ASME Trans J Dyn Sys, Meas Cont* 107(1): 1–24.
- [17] Chang P, Huang A (2006) Adaptive sliding control of active suspension systems with uncertain hydraulic actuator dynamics, *Veh Syst Dyn* 44(5) 357–368.
- [4] Fateh MM, Fateh S (2012) Decentralized direct adaptive fuzzy control of robot using voltage control strategy. *Nonlinear Dyn* 70(3): 1919–1930.
- [5] Chen PC, Huang AC (2006) Adaptive sliding control of active suspension systems with uncertain hydraulic actuator dynamics. *Vehicle Sys Dyn* 44: 357–368.
- [6] Chen HY, Huang SJ (2008) A new model-free adaptive sliding controller for active suspension system. *Int J Sys Sci* 39: 57–69.
- [7] Xuan DJ, Kim JW, Zang JI, Kim YB (2007) A study on active suspension system using time delay control. *ICCAS Con Auto Sys Inte Con* 07: 388–393.
- [8] Fateh MM, Alavi SS (2009) Impedance control of an active suspension system. *Mechatronics* 19: 134–140.
- [9] Fateh MM (2010) Robust impedance control of a hydraulic suspension system. *Int J Robust and Nonlinear Cont* 20 :858–872.
- [10] Fateh MM, Zirkohi M (2011) Adaptive impedance control of a hydraulic suspension system using particle swarm optimisation. *Vehicle Sys Dyn* 49: 1951–1965.
- [11] Peng H and Chantranuwathana S (2000) *Practical Adaptive Robust Controllers for Active*