



طراحی کنترل کننده پیش بین مدل با استفاده از توابع لاگر برای مدل سیستم تعلیق خودرو

نازنین رئوفی، دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی برق-کنترل، گروه مهندسی برق، واحد تهران مرکزی،

دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران، پست الکترونیکی: raoufi.nazanin@gmail.com

دکتر سید زین العابدین موسوی*، عضو هیئت علمی گروه مهندسی برق، واحد تهران مرکزی، دانشگاه آزاد

اسلامی، تهران، ایران، پست الکترونیکی: zei.mousavi@iauctb.ac.ir

دکتر آرمن آدامیان عضو هیئت علمی گروه مهندسی مکانیک، واحد تهران مرکزی، دانشگاه آزاد اسلامی،

تهران، ایران، پست الکترونیکی: arm.adamian@iauctb.ac.ir

چکیده

مساله کنترل همواره یکی از موضوعات اساسی در طراحی و بهره برداری سیستم های تعلیق خودرو بوده و امروزه با توجه به گسترش ابعاد و تغییر ساختار و پیچیدگی سیستم های تعلیق ضرورت آن بیش از پیش احساس می گردد. در این مقاله، هدف بر آن است که برپایه مفاهیم کنترل پیش بین مدل با استفاده از توابع لاگر به طراحی کنترل کننده مناسب برای مدل یک چهارم سیستم تعلیق خودرو دو درجه آزادی پرداخته شود، تا معیارهایی مناسب از عملکرد سیستم ارائه گردند. این معیارها عملکرد سیستم را از دید راحتی سرنشینان و کارایی تعلیق بررسی می کنند. در این مقاله به جای روش های کلاسیک کنترل پیش بین مدل از توابع لاگر استفاده می شود که نسبت به آن هزینه محاسباتی پایین تر و انعطاف پذیری بالاتری دارد. در انتها، مقایسه ای بین عملکرد سیستم تعلیق پیشنهادی (تعلیق فعال) و سیستم تعلیق غیرفعال انجام می گردد. نتایج حاصل، نشان دهنده بهبود قابل توجه معیارهای عملکرد سیستم تعلیق فعال مجهز به کنترل کننده پیش بین می باشد.

واژه های کلیدی: کنترل پیش بین مدل، توابع لاگر، سیستم زمان گسسته، مدل یک چهارم خودرو، سیستم تعلیق خودرو



1- مقدمه

پیشرفت فن آوری های نوین در سال های اخیر بر صنعت مکانیک و به ویژه صنعت خودرو، تاثیر چشمگیری در بهبود عملکرد آنها داشته است. همزمان با افزایش کمی تولید ماشین آلات، آسایش و آرامش راننده و سر نشینان خودرو برای سازندگان مدنظر قرار گرفته، از آن جمله پیشگیری از انتقال ارتعاشات ناخواسته جاده به بدنه ماشین و سر نشینان می باشد.

بین چرخ و بدنه خودرو مجموعه ای تحت عنوان سیستم تعلیق قرار دارد که از مهمترین اجزاء دینامیکی خودرو می باشد تا آرامش حرکتی را برای سرنشینان به ارمغان آورد به طوریکه، ارتعاشات وارد بر سرنشین که عمدتاً ناشی از ناهمواریهای جاده و بالانس نبودن چرخها می باشد، کاهش می یابد و به کمک آن تماس چرخ با جاده حفظ شده، و پایداری و کنترل خودرو را تامین می شود. (یاراحمدی، 1391)

سیستم تعلیق بنا به نوع سیستم کنترل به طور کلی به سه نوع فعال، نیمه فعال و غیر فعال تقسیم می شوند (Smith, Walker, 2000, 137-168). سیستم تعلیق غیر فعال برای مجزا کردن شاسی خودرو از ارتعاشات ناشی از جاده و ممانعت از عدم تماس لاستیک با زمین، شامل عناصر فنر و دمپر است. از خصوصیات سیستم های تعلیق نیمه فعال، دمپره های متغیر است؛ و مشخصه دمپرها را می توان در یک محدوده معین تنظیم نمود. با توجه به مصرف کم انرژی، آنها در طیف گسترده ای از وسایل نقلیه تولیدی، موجود هستند. (Crews, Mattson, و Zhang, Wang, Min, Subash, Su, 2013, 498-505) (Buckner, 2011, 5502-5516) با این حال، نیروهای دمپر بدست آمده با محدودیت انفعال محدود شده است. سیستم های تعلیق فعال در مقابل به یک منبع توان نیاز دارند و قادر به تولید نیروهای مستقل از حرکت نسبی تعلیق می باشند. (Yu, Li, Hilton, Liu, 2013, 3328-3338)

سیستم های تعلیق شامل عناصری برای جذب ارتعاشات جاده به می باشند و این عناصر نقشی حیاتی در این زمینه دارند ولی به تنهایی قادر به دفع اثرات نامطلوب ارتعاشات ناشی از ناهمواری های جاده نمی باشند. این امر نیاز به استفاده از عناصر ثانوی که به طور فعالانه به کنترل اثرات ارتعاشات بپردازند را برجسته می کند. قابلیت هرچه بیش تر این عناصر به کنترل هرچه بهتر سیستم تعلیق در مهار و کنترل ارتعاشات ناخواسته ناشی از عوامل خارجی می انجامد. از جمله این قابلیت ها می توان به توانایی پیش بینی حالات آتی سیستم تعلیق و اتخاذ فرمان های کنترلی متناظر با این حالات می باشد. (یاراحمدی، 1391)

در این مقاله از کنترل پیش بین با استفاده از توابع لاگر استفاده می شود که نسبت به روشهای کلاسیک کنترل پیش بین مدل هزینه محاسباتی پایین تر و انعطاف پذیری بالاتری دارد. با استفاده از توابع لاگر امکان استفاده هرچه بهتر کنترل پیش بین برای کاربردهای به هنگام که نیاز به هزینه محاسباتی و زمانی پایینی دارند، میسر می گردد.



هدف بر آن است که کنترل کننده‌ای مناسب بر پایه مفاهیم کنترل پیش‌بین مدل و با استفاده از توابع لاگر ارائه گردد تا معیارهای عملکرد سیستم تعلیق از دید راحتی و ایمنی سواری، در حالی که محدودیت‌های حاکم بر سیستم رعایت شوند، ارضا گردند.

2- بیان مسئله

با توجه به افزایش نیاز به تحرک، وسایل نقلیه چرخ دار در معرض توجه قرار گرفته اند. توسعه روش های بهبود یافته برای دستیابی به کیفیت بهتر کنترل راننده در شرایط ناهمواری جاده، یکی از چالش های عمده ای است که در حال حاضر صنعت خودروسازی با آن رو به رو است. در میان تمام زیر سیستم های موثر بر وسایل نقلیه جاده ای، رفتار دینامیکی سیستم تعلیق، از آنجایی که نقش کلیدی در دینامیک کلی خودرو ایفا می کند، توجه زیادی را به خود جلب کرده است.

برای بهبود راحتی راننده و قدرت مانور خودرو، یک سیستم تعلیق خودرو خوب باید شتاب بدنه را کاهش دهد و انحراف مناسب تعلیق برای حفظ ارتباط تایر با زمین را میسر می سازد. سیستم تعلیق باید با تقویت بدنه خودرو، راحتی سرنشینان را تامین کند، ثبات خودرو را در طول عملیات های مانوردهی مختلف حفظ نماید، بدنه و حالت چرخ را کنترل نماید و تغییرات نیروی عمودی را به وسیله تماس چرخ با جاده به حداقل رساند. (پاراحمدی، 1391)

مهندسان به دنبال راه‌هایی هستند که با استفاده از کنترل کننده‌ها، این ارتعاشات را کنترل کرده و به حداقل کاهش دهند. تعبیه گزینه‌های مناسب از میان کنترل کننده‌ها در سیستم‌های تعلیق منجر به بهبود عملکرد سیستم تعلیق می‌گردد.

3- اهمیت و ضرورت تحقیق

اثرات فیزیولوژیکی و روانی ارتعاشات مکانیکی بر انسان، در اثر به نوسان درآوردن بافت‌های بدن به وجود می‌آید و سبب بر هم زدن اعمال طبیعی و همچنین تحریک گیرنده‌های مکانیکی در انسان می‌گردد. علاوه بر این، عدم مهار مناسب ارتعاشات وارده از جاده باعث نقصان در ایمنی و فرمان پذیری خودرو می‌گردد که این امر ممکن است اثرات جبران ناپذیر جانی و مالی را به همراه داشته باشد. در راستای کنترل این اثرات، عواملی چون کاهش شدت نیروی ارتعاشی و افزایش قدرت مستهلک کنندگی سیستم تعلیق بر پایه روش‌های کنترلی در این رابطه موثر می‌باشند.

شناخت تئوری حاکم بر نحوه عملکرد کنترل کننده‌ها تاثیر بسزایی در درک و انتخاب کنترل کننده‌های مناسب برای سیستم تعلیق دارد. تعبیه گزینه‌های مناسب از میان کنترل کننده‌ها در سیستم‌های تعلیق منجر به بهبود عملکرد این سیستم می‌گردد. از طرف دیگر، در سیستم‌های تعلیق مانند بسیاری از سیستم‌های مهندسی دیگر محدودیت‌هایی بر بازه عملکرد حالات، خروجی‌ها و همین‌طور ورودی‌های سیستم، به عنوان دستورات کنترلی، وجود دارد. عدم نظر گرفتن این محدودیت‌ها به



انحراف سیستم تعلیق و کنترل کننده به کار برده شده بر اساس معیارهای عملکرد آن‌ها می‌شود. از این‌رو، در نظر گرفتن این محدودیت در طراحی و کنترل سیستم تعلیق به امری اجتناب ناپذیر تبدیل می‌گردد.

برای پیدا کردن راهی برای مهار ارتعاشات، آزمایش‌های گوناگونی صورت پذیرفته است. نکته تعیین کننده وضعیت خودرو و سرنشینان آن هنگام در معرض قرارگرفتن ارتعاشات و چگونگی تاثیر این پدیده بر روی اجزای گوناگون است.

4- پیشینه پژوهش

امروزه نحوه کنترل فرآیندهای صنعتی و انتخاب روش مناسب جهت این منظور اهمیت بسزایی دارد. الگوریتم کنترل مورد استفاده در صنعت می‌بایستی دارای توانایی‌های مطلوب از جمله سهولت بکارگیری توسط اپراتور و تنظیم ساده‌ی آن باشد که در واقع خود معیاری برای گسترش کاربرد صنعتی آن خواهد بود. این ملاحظات کنترل کننده PID^1 را به گزینه‌ای مناسب برای طراحان در صنعت بدل می‌کند. (Nikmanesh, Hariri, Shams, Fasihozaman, 2016, 333-346) اگرچه استفاده از کنترل کننده PID در صنعت رایج می‌باشد، ولی فرآیندهایی که از نظر دینامیکی طیف وسیعی از رفتارهای مختلف را شامل می‌گردند از جمله سیستم تعلیق، کاربرد چنین کنترل کننده‌ای را محدود می‌کنند. (Choi, Ahn, Lim, Song, 2016, 59-68 و Li, Jing, Lam, Shi, 2014, 1111-1126)

در سال‌های اخیر کنترل کننده‌هایی از نوع فازی² (Li, Jing, Lam, و Yu, Li, Hilton, Liu, 2013, 3328-3338) و مقاوم³ (Choi, Ahn, Lim, Song, 2016, 59-68) و تطبیقی⁴ (Shi, 2014, 1111-1126) کاربرد وسیعی را در سیستم‌های تعلیق فعال پیدا کرده‌اند. اگرچه روش‌های کنترلی ذکر شده، توانایی بهبود عملکرد سیستم تعلیق را به طور نسبی دارا می‌باشند، نیاز به ساخت و به کارگیری یک رویکرد⁵ به طور همزمان در این کنترل کننده‌ها به عنوان یک نقص در آن‌ها در نظر گرفته می‌شود که در بسیاری از موارد کاربرد این کنترل کننده‌ها را محدود می‌سازد. از طرفی در طراحی این کنترل کننده، به طور ضمنی فرض می‌گردد که المان‌های کنترل کننده به طور دقیق قابل تعیین باشند. این در حالی است که این فرض به دلیل بسیاری از محدودیت‌های فیزیکی کنترل کننده ممکن نمی‌باشد. این محدودیت‌ها شامل مواردی چون اثرات طول کلمه محدود⁶ در سیستم‌های دیجیتال، خطاهای گردکردن در محاسبات عددی، عدم دقت ذاتی در قطعات آنالوگ و همین‌طور فرسودگی قطعات می‌باشد. (Du, Lam, Sze, 2003, 667-)

¹ Proportional-Integral-Derivative (PID)

² Fuzzy Control

³ Robust Control

⁴ Adaptive Control

⁵ Observer

⁶ Finite Word Length



(680) بنابراین حتی اگر کنترل کننده‌ها نسبت به نامعینی‌های سیستم تعلیق مقاوم باشند، می‌توانند نسبت به نامعینی‌های خود کنترل کننده حساس و غیر مقاوم باشند. (Makila, Keel, 1998, 1265-1268) در کنترل کننده‌های فازی به دلیل عدم وجود ابزارهای تحلیلی همچون تئوری تحلیل پایداری، سطوح کنترلی یا همان روابط ورودی-خروجی بدست آمده توسط سیستم‌های استنتاج فازی، اغلب با عدم پایداری مواجه می‌گردند. بنابراین سیستم‌های فازی معمولاً به طور مستقیم در حلقه‌های کنترلی مورد استفاده قرار نمی‌گیرند و معمولاً برای تنظیم پارامترهای کنترلی همانند بهره‌ها در کنترل کننده‌های تناسبی-انتگرالی-مشتقی¹ مورد استفاده قرار می‌گیرند. علاوه بر این در این سیستم‌ها، به شدت هزینه محاسباتی و همین‌طور زمان پاسخ، متناسب با اندازه ورودی‌ها افزایش می‌یابد. این معایب کاربرد کنترل کننده‌های فازی برای سیستم تعلیق را با مشکل مواجه می‌کند. (Tusset, Rafikov, Balthazar, 2009)

در روش‌های تطبیقی نیز به منظور محدود نمودن تخمین‌های مورد نیاز، معمولاً استفاده از تکنیک‌های تطبیقی مستلزم اصلاحاتی می‌باشد. این امر تضمین ردیابی با دقت لازم و همین‌طور ردیابی مجانبی را حتی در صورت عدم وجود اغتشاش غیر ممکن می‌سازد. (Chantranuwathana, Peng, 2004, 83-102)

از مزایای کنترل پیش‌بین در سیستم تعلیق می‌توان به برخورد هوشمند با قیود، ساده و قابل فهم بودن و قابلیت اعمال نام برد. کنترل پیش‌بین برای مدل کردن فرآیندها از روش‌های مختلفی از جمله پاسخ ضربه، پاسخ پله، تابع تبدیل و فضای حالت استفاده می‌کند. کاربرد کنترل پیش‌بین مدل در سیستم تعلیق بسیار گسترده می‌باشد. (Dugard, Nguyen, Canale, Sename, 2016). در سیستم تعلیق بسیاری از توابع هدف در تضاد با یکدیگر می‌باشند به طوری که بهبود یک تابع به افت توابع دیگر می‌انجامد که این امر از دیگر عوامل کاربردی بودن کنترل پیش‌بین در سیستم تعلیق می‌باشد. علاوه بر موارد فوق که توانایی‌های مطلوب این الگوریتم را در کنترل سیستم‌های پیچیده نشان می‌دهد، خصوصیات دیگر آن از جمله آسان بودن نحوه‌ی تنظیم پارامترهای کنترل کننده نیز خود عامل مهمی در کاربردهای عملی آن می‌باشد. همچنین در فرآیندهای چندمتغیره که شرایط دکوپله‌سازی در آنها برقرار می‌باشد، با اعمال کنترل کننده‌ی پیش‌بین، می‌توان مسیر مبنای متفاوتی را برای هر یک از خروجی‌ها بطور مطلوب دنبال و اغتشاشات ناخواسته را در خروجی حذف نمود. (Göhrle, Wagner, Schindler, Sawodny, 2012, 497-502)

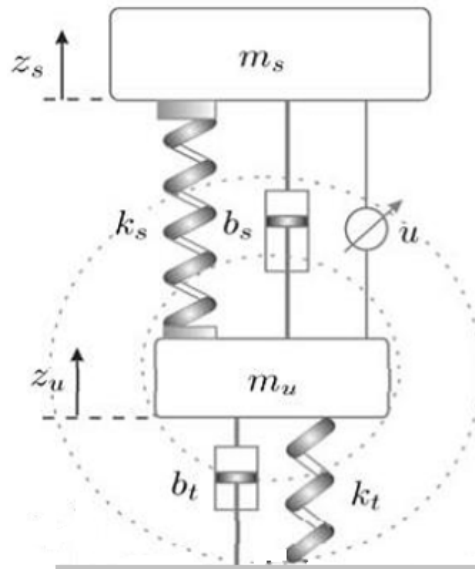
5- مبانی تحقیق

5-1 مدل‌سازی سیستم تعلیق یک چهارم دو درجه آزادی

¹ Proportional-Integral-Derivative (PID)



در این مقاله از مدل یک چهارم دو درجه آزادی سیستم تعلیق که غالباً در مدل سازی ریاضی سیستم های تعلیق خودرو لحاظ می گردد، استفاده شده است. در این مدل یک چرخ و یک چهارم جرم بدنه در نظر گرفته شده و درجات آزادی سیستم تعلیق ناشی از جرم های معلق و نامعلق می باشند. همین طور فرض بر خطی بودن معادلات حاکم بر سیستم تعلیق می باشد. در شکل زیر مدل سیستم تعلیق مورد بررسی، مشاهده می گردد.



شکل 1- مدل سازی سیستم تعلیق یک چهارم با دو درجه آزادی

در این شکل، m_s و m_u ، k_s و k_t ، b_s و b_t به ترتیب به عنوان جرم معلق (بدنه) و جرم نامعلق (چرخ - مجموعی از محور و لاستیک ها)، ضریب فنریت یا سختی تعلیق و چرخ خودرو و همچنین ضریب میرایی تعلیق و چرخ خودرو می باشند. u به عنوان کنترل کننده و z_u و z_s به عنوان جابه جایی بدنه و چرخ خودرو در راستای عمودی در نظر گرفته شده است.

5-1-1 معادلات دینامیکی حاکم بر سیستم

معادلات دینامیکی حاکم بر سیستم با استفاده از قوانین نیوتن برای هر یک از درجات آزادی سیستم تعلیق، بصورت زیر بدست آید: (Bououden, Chadli, Karimi, 2016, 122-132)

$$\begin{aligned} m_u \ddot{z}_u &= -k_s(z_u - z_s) - b_s(\dot{z}_u - \dot{z}_s) + k_t(-z_u) + b_t(-\dot{z}_u) - u \\ m_s \ddot{z}_s &= k_s(z_u - z_s) + b_s(\dot{z}_u - \dot{z}_s) + u \end{aligned} \quad (1)$$

معادلات بیان شده به ترتیب نشان دهنده معادلات حرکت چرخ و بدنه خودرو می باشند. برای آنکه بتوان قوانین کنترل پیش بین مدل را اعمال نمود، باید این معادلات در فضای حالت بیان شوند.

5-1-2 معادلات فضای حالت سیستم



در فضای حالت تمامی معادلات از مرتبه n به n معادله مرتبه اول تبدیل شده و برابر با تعداد کل معادلات مرتبه اول، متغیر حالت مستقل در سیستم در نظر می گیریم. مجموعه معادلات مرتبه اول تشکیل دستگاه معادله به شکل زیر را می دهد. توصیف فضای حالت یا توصیف داخلی با معادلات زیر داده می شود که در آن بردار حالت، u بردار ورودی و Y بردار خروجی می باشند.

$$\dot{X} = AX + Bu \quad (2)$$

$$Y = CX$$

متغیرهای حالت ناوابسته به شکل زیر در نظر گرفته می شوند:

$$X_1 = z_{u1}, X_2 = z_{s1}, X_3 = \dot{z}_{u1}, X_4 = \dot{z}_{s1} \quad (3)$$

$$X^T = [X_1 \quad X_2 \quad X_3 \quad X_4]$$

شاخص های عملکرد سیستم تعلیق، راحتی¹ و ایمنی (چسبندگی)² خودرو در نظر گرفته شده اند. شتاب قائم جرم معلق و فاصله بین جرم های معلق و نامعلق برای برآورد معیار راحتی و همین طور فاصله بین جرم نا معلق و زمین برای برآورد معیار ایمنی، به عنوان خروجی های سیستم مورد استفاده قرار می گیرند. نیروی کنترلی نیز به عنوان ورودی در نظر گرفته شده است. معادلات فضای حالت سیستم را می توان به صورت زیر بیان کرد [40]:

$$\frac{d}{dx} \begin{bmatrix} z_{u1} \\ z_{s1} \\ \dot{z}_{u1} \\ \dot{z}_{s1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ -(k_c + k_s)/m_u & k_s/m_u & 0 & 0 \\ k_s/m_s & -k_s/m_s & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_{u1} \\ z_{s1} \\ \dot{z}_{u1} \\ \dot{z}_{s1} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1/m_s \end{bmatrix} u$$

$$\begin{bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \\ Y_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ k_s/m_s & -k_s/m_s & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_{u1} \\ z_{s1} \\ \dot{z}_{u1} \\ \dot{z}_{s1} \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\{Y_1 = Y_{suspension}, Y_2 = Y_{roadholding}, Y_3 = Y_{acceleration}\}$$

در این مقاله به عنوان شرایط اولیه، هر کدام از جرم های معلق و نا معلق، 10 سانتی متر از حالت تعادل خود جابه جا می شوند و کنترل کننده پیش بین مدل طراحی شده، باید سیستم را به حالت تعادل خود برگرداند. مقادیر عملی پارامترهای سیستم در جدول زیر آمده است.

جدول 1- مقادیر عملی پارامترهای سیستم

36(kg)	m_u
240(kg)	m_s

¹ Ride Comfort

² Ride Holding



16000(N/m)	k_{ξ}
160000(N/m)	k_{ζ}
980(N.s/m)	b_{ξ}
400(N.s/m)	b_{ζ}

5-2 کنترل پیش بین مدل

در کنترل پیش بین مدل¹، دنباله ای از سیگنال های کنترلی در زمان آینده محاسبه می گردد به طوری که خروجی سیستم در این زمان ها بهینه شوند. (Wang,2004,131-142) سیستم های کنترل پیش بین مدل بر اساس مدل ریاضی سیستم ها بنا نهاده می شوند و همانطور که ذکر شد، در این مقاله از مدل فضای حالت استفاده گردیده است. سیستم چند ورودی - چند خروجی زیر با m ورودی، q خروجی را در نظر می گیریم:

$$\begin{aligned}x_m(k+1) &= A_m x_m(k) + B_m u(k) \\ y(k) &= C_m x_m(k)\end{aligned}\quad (5)$$

با تعریف $\Delta x_m(k) = x_m(k) - x_m(k-1)$ و $\Delta u(k) = u(k) - u(k-1)$ داریم:

$$\Delta x_m(k+1) = A_m \Delta x_m(k) - B_m \Delta u(k) \quad (6)$$

با انتخاب بردار حالت جدید به صورت $x(k) = [\Delta x_m(k)^T \ y(k)^T]^T$ داریم:

$$\begin{bmatrix} \Delta x_m(k+1) \\ y(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_m & 0_m^T \\ C_m A_m & I_{q \times q} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x_m(k) \\ y(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_m \\ C_m B_m \end{bmatrix} \Delta u(k) \quad (7)$$

$$y(k) = \begin{bmatrix} 0_m & I_{q \times q} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x_m(k) \\ y(k) \end{bmatrix} \quad (8)$$

2-1 کنترل پیش بین بر اساس پنجره بهینه سازی

در کنترل پیش بین گسسته، با توجه به فرمول بندی ریاضی مدل در فضای حالت، باید خروجی پیش بینی شده سیستم بر اساس سیگنال های کنترلی محاسبه گردند. با داشتن k_i به عنوان زمان اولیه سیستم و $x(k_i)$ بردار متغیرهای حالت، که شامل اطلاعات سیستم است، مسیر کنترلی به صورت زیر نشان داده می شود:

$$\Delta u(k_i), \Delta u(k_i+1), \mathbf{K}, \Delta u(k_i+N_c-1) \quad (9)$$

N_p طول پنجره بهینه سازی، تعداد زمان های نمونه گیری شده در فضای گسسته را نشان می دهد و N_c افق کنترل، تعداد آرایه های مسیر کنترلی را تعیین می کند. (Wang,2004,131-142, Wang,2009)

¹ Model predictive control (MPC)



بردار متغیرهای حالت برابر N_p نمونه پیش بینی می‌گردد و به صورت $x(k_i + m|k_i), x(k_i + 1|k_i), \dots, x(k_i + m|k_i), \dots, x(k_i + N_p|k_i)$ تعریف می‌گردد. نشان دهنده بردار متغیرهای حالت پیش‌بینی شده در زمان m می‌باشد در حالی که این بردار در زمان $x(k_i)$ معلوم است. بر اساس قانون کنترل کاهنده تنها اولین سیگنال بردار کنترل به فرایند اعمال می‌گردد و در زمان نمونه بعدی، بردار متغیر حالت محاسبه و به عنوان شرایط اولیه در محاسبه مسیر کنترلی لحاظ می‌گردد. این الگوریتم تا زمانی که شبیه سازی به طور کامل انجام شود، تکرار می‌گردد.

5-2-2 کنترل پیش‌بین مدل با استفاده از توابع لاگر

همان طور که اشاره شد، بردار کنترلی در کنترل پیش‌بین مدل به صورت زیر تعریف می‌گردد [48]:

$$\Delta U = [\Delta u(k_i) \quad \Delta u(k_i + 1) \quad \mathbf{K} \quad \Delta u(k_i + N_c - 1)]^T \quad (10)$$

هر المان ΔU را می‌توان با استفاده از تابع \mathcal{L} ، به این صورت نوشت:

$$\Delta u(k_i + i) = [d(i) \quad d(i-1) \quad \mathbf{K} \quad d(i - N_c + 1)] * \Delta U \quad (11)$$

با توجه به رابطه بالا مشخص می‌شود که دنباله کنترلی را می‌توان با استفاده از توابع چندجمله‌ای که در این مقاله مجموعه‌ای از توابع گسسته لاگر¹ مد نظر است، تخمین زد.

5-2-3 شبکه گسسته زمانی لاگر

با گسسته سازی شبکه پیوسته زمانی لاگر، شبکه گسسته زمانی لاگر² بدست می‌آید. (Wang, 2009) تبدیل Z شبکه گسسته زمانی لاگر برابر است با:

$$\Gamma_1(z) = \frac{\sqrt{1-a^2}}{1-az^{-1}} \quad (12)$$

$$\Gamma_2(z) = \frac{\sqrt{1-a^2}}{1-az^{-1}} \frac{z^{-1}-a}{1-az^{-1}}$$

M

$$\Gamma_N(z) = \frac{\sqrt{1-a^2}}{1-az^{-1}} \left(\frac{z^{-1}-a}{1-az^{-1}} \right)^{N-1}$$

که پارامتر a قطب شبکه گسسته زمانی لاگر است و به آن فاکتور مقیاس نیز گفته می‌شود و برای پایداری باید بین 0 و 1 باشد. توابع لاگر متعامد هستند و در حوزه فرکانس، تعامد با استفاده از معادلات متعامد بیان می‌شود:

¹ Discrete-time Laguerre Functions

² Discrete-time Laguerre Network



$$\frac{1}{2p} \int_{-p}^p \Gamma_m(e^{iw}) \Gamma_m(e^{iw})^* dw = 1 \quad m = n \quad (13)$$

$$\frac{1}{2p} \int_{-p}^p \Gamma_m(e^{iw}) \Gamma_n(e^{iw})^* dw = 0 \quad m \neq n. \quad (14)$$

در طراحی کنترل پیش بین، از توابع لاگر به طور ضمنی در حوزه زمان استفاده می گردد. توابع گسسته زمانی لاگر از طریق معکوس تبدیل z بر روی شبکه لاگر بدست می آید. بر اساس تحقق فضای حالت شبکه، توابع گسسته زمانی براساس رابطه بازگشتی زیر نتیجه می شوند:

$$\Gamma_k(z) = \Gamma_{k-1}(z) \frac{z^{-1} - a}{1 - az^{-1}}, \quad \Gamma_1(z) = \frac{\sqrt{1-a^2}}{1 - az^{-1}} \quad (15)$$

توابع لاگر گسسته زمانی به صورت برداری به صورت زیر است:

$$L(k) = [l_1(k) \quad l_2(k) \quad \dots \quad l_N(k)]^T. \quad (16)$$

که رابطه بازگشتی آن به صورت زیر خواهد بود:

$$L(k+1) = A_k L(k) \quad (17)$$

A_k ماتریسی $N \times N$ و تابع دو پارامتر $\alpha, \beta = (1 - \alpha^2)$ است. این توابع در لحظه صفر به صورت زیر در نظر گرفته می شوند: (Wang, 2009)

$$L(0)^T = \sqrt{\beta} [1 \quad -a \quad a^2 \quad -a^3 \quad \dots \quad (-1)^{N-1} a^{N-1}] \quad (18)$$

با توجه به این که توابع لاگر متعامد هستند، این شرط درحوزه زمان به صورت معادلات زیر می باشد:

$$\sum_{k=0}^{\infty} l_i(k) l_j(k) = 0 \quad \text{for } i \neq j \quad (19)$$

$$\sum_{k=0}^{\infty} l_i(k) l_j(k) = 1 \quad \text{for } i = j \quad (20)$$

برای سیگنال کنترلی از بسط لاگر استفاده می کنیم. ضریب C_j متناظر با هر تابع لاگر، در طراحی باید تعیین شود. که در آن زمان اولیه افق کنترلی و k لحظه زمانی نمونه درآینده می باشد. N تعداد جملات سری و $C_j, j = 1, 2, \dots, N$ ضرایب مجهول به صورت تابعی از زمان اولیه افق کنترل می باشند.

$$\Delta u(k_i + k) = \sum_{j=1}^N c_j(k_i) l_j(k) \quad (21)$$

و به فرم برداری به صورت زیر بیان می شود که $L(k)^T$ بیان کننده ترانهاده بردار تابع لاگر می باشد:

$$\Delta u(k_i + k) = L(k)^T h \quad (22)$$

$$h = [c_1 \quad c_2 \quad \dots \quad c_N] \quad (23)$$

رابطه $L(j)^T \eta$ را با $\Delta u(k_i + i)$ جایگزین می کنیم. با داشتن مدل فضای حالت و مقادیر اولیه سیگنال کنترل و متغیرهای حالت، با استفاده از توابع لاگر مقادیر پیش بینی شده برای متغیرهای حالت و خروجی پیش بینی شده در زمان N_E به صورت بیان می گردد.



$$x(k_i + m | k_i) = A^{N_i} x(k_i) + \sum_{j=0}^{N_i-1} A^{N_i-(j+1)} B_1 L_1(j)^T h \quad (24)$$

$$y(k_i + m | k_i) = CA^{N_i} x(k_i) + \sum_{j=0}^{N_i-1} CA^{N_i-(j+1)} B_1 L_1(j)^T h \quad (25)$$

با توجه به معادلات، بردار h در طراحی باید محاسبه و بهینه گردد. هدف کنترل پیش‌بین، کمینه کردن خطا بین خروجی پیش‌بینی شده و سیگنال هدف می‌باشد و برای رسیدن به این هدف، با فرض ثابت بودن سیگنال هدف، باید بهترین بردار ΔU به دست آید.

تابع هزینه J که اهداف کنترلی را در برمی‌گیرد به صورت زیر تعریف می‌گردد:

$$J = (R_s - Y)^T (R_s - Y) + \Delta U^T R \Delta U \quad (26)$$

تابع هزینه را می‌توان براساس متغیرهای حالت نیز به شکل زیر بیان کرد:

$$J = \sum_{N_i=1}^{N_p} x(k_i + m | k_i)^T Q x(k_i + m | k_i) + h^T R_L h \quad (27)$$

$$Q = C^T C$$

ماتریس‌های R, Q ماتریس‌های وزنی هستند. حال برای کمینه‌سازی تابع هدف، داریم:

$$x(k_i + m | k_i) = A^{N_i} x(k_i) + \sum_{j=0}^{N_i-1} A^{N_i-(j+1)} B_1 L_1(j)^T h = A^{N_i} x(k_i) + \Phi(N_i)^T h \quad (28)$$

که در آن:

$$\Phi(N_i)^T = \sum_{j=0}^{N_i-1} A^{N_i-(j+1)} B_1 L_1(j)^T \quad (29)$$

برای بدست آوردن مقدار بهینه بردار h از مشتق جزئی تابع هزینه بهره می‌گیریم:

$$h = - \left(\sum_{N_i=1}^{N_p} \Phi(N_i) Q A^{N_i} + R_L \right)^{-1} \left(\sum_{N_i=1}^{N_p} \Phi(N_i) Q A^{N_i} \right) x(k_i) \quad (30)$$

با تعریف:

$$\Omega = \left(\sum_{N_i=1}^{N_p} \Phi(N_i) Q A^{N_i} + R_L \right) \quad (31)$$

$$y = \sum_{N_i=1}^{N_p} \Phi(N_i) Q A^{N_i} \quad (32)$$

مقدار بهینه بردار h به صورت زیر بیان می‌گردد:

$$h = -\Omega^{-1} y x(k_i) \quad (33)$$

4-2-5 جمع کانولوشن

باید جمع کانولوشن برای عملیات پیش‌بینی لحاظ گردد، به طوری که: (Wang,2004,131-142)



$$S_c(N_t) = \sum_{i=0}^{N_t-1} QA^{N_t-(1+i)} BL(i)^T \quad (34)$$

برای $N_t = 1$:

$$S_c(1) = BL(0)^T$$

با استفاده از رابطه $L(k+1) = A_t L(k)$ ، فرمول بازگشتی زیر نتیجه می شود:

$$S_c(A_t) = AS_c(A_t - 1) + S_c(1)(A_t^{A_t-1})^T \quad (35)$$

با استفاده از مقدار بهینه η و اعمال قانون افق کنترل کاهنده داریم:

$$\Delta u(k_i) = L(0)^T h \quad (36)$$

$$L(0)^T = \sqrt{(1-a^2)} [1 \quad -a \quad a^2 \quad -a^3 \quad \dots \quad (-1)^{N-1} a^{N-1}]$$

5-2-5 سیستم های چند ورودی - چند خروجی

برای سیستم های چند ورودی - چند خروجی در طراحی کنترل کننده پیش بین مدل، مقادیر مستقل N و α برای هر سیگنال ورودی در نظر گرفته می شود. (Wang, 2009) بردار سیگنال کنترلی در سیستمی با m ورودی به صورت $\Delta u(k) = [\Delta u_1(k) \quad \Delta u_2(k) \quad \dots \quad \Delta u_m(k)]^T$ و ماتریس ورودی نیز به صورت $B = [B_1 \quad B_2 \quad \dots \quad B_m]^T$ بیان می شود. برای i امین ورودی داریم:

$$\Delta u_i(k) = L_i(k)^T h_i \quad (37)$$

$$L_i(k)^T = [l_1(k) \quad l_2(k) \quad \dots \quad l_{N_i}(k)], \quad (38)$$

با توجه به بردار η و ماتریس $\Phi(N_t)$ برای ورودی های سیستم بیان می شوند.

$$h^T = [h_1^T \quad h_2^T \quad \dots \quad h_m^T] \quad (39)$$

$$\Phi(N_t)^T = \sum_{j=0}^{N_t-1} A^{N_t-(j+1)} [B_1 L_1(j)^T \quad B_2 L_2(j)^T \quad \dots \quad B_m L_m(j)^T] \quad (40)$$

هر بلوک $\Phi(N_t)_k^T$ ساختاری معادل با سیستم تک ورودی $S_c(N_t)$ دارد و می توان با استفاده از جمع کانولوشن به صورت بازگشتی بدست آورد:

$$\Phi(N_t)_k^T = \sum_{j=0}^{N_t-1} A^{N_t-(j+1)} B_k L_k(j)^T \quad (41)$$

تابع هزینه به صورت زیر تعریف می گردد:

$$J = h^T \left(\sum_{N_t=1}^{N_p} \Phi(N_t) Q \Phi(N_t)^T \right) h + 2h^T \left(\sum_{N_t=1}^{N_p} \Phi(N_t) Q A^{N_t} \right) x(k_i) \quad (42)$$

$$+ \sum_{N_t=1}^{N_p} x(k_i)^T (A^T)^{N_t} Q A^{N_t} \Phi(N_t) x(k_i)$$

$$= h^T \Omega h + 2h^T \Psi x(k_i) + \sum_{N_t=1}^{N_p} x(k_i)^T (A^T)^{N_t} Q (A)^{N_t} x(k_i)$$

که Ψ, Ω برابر می باشند با

$$\Omega = \sum_{N_i=1}^{N_p} \Phi(N_i) Q \Phi(N_i)^T + R_L \quad (43)$$

$$\Psi = \sum_{N_i=1}^{N_p} \Phi(N_i) Q A^{N_i} \quad (44)$$

با بهینه سازی تابع هدف، η برابر است با:

$$h = -\Omega^{-1} \Psi x(k_i) \quad (45)$$

بر اساس افق کنترل کاهنده، نتیجه می شود:

$$\Delta u(k_i) = \begin{bmatrix} L_1(0)^T & o_2^T & \mathbf{L} & o_m^T \\ o_1^T & L_2(0)^T & \mathbf{L} & o_m^T \\ \mathbf{M} & \mathbf{M} & \mathbf{O} & \mathbf{M} \\ o_2^T & o_m^T & \mathbf{L} & L_m(0)^T \end{bmatrix} h. \quad (46)$$

5-2-6 کنترل مقید با استفاده از توابع لاگر

کنترل پیش بین توانایی برخورد با قیود را در طراحی دارد و با اضافه شدن قیود و عدم قطعیت ها نقش کنترل پیش بین برجسته می شود. (Wang,2004,131-142) با استفاده از قابلیت بیان مسیر سیگنال کنترل بر اساس پارامترها با استفاده از توابع لاگر، قادر خواهیم بود که مکان قیود آتی را تعیین کنیم. این امر بار محاسباتی را برای محاسبه بهنگام کنترل پیش بین کاهش می دهد و از این روش در سیستم های پیچیده می توان بهره جست. با وجود فاکتور نمایی $e^{-\lambda \Delta t}$ در توابع لاگر که به صفر میل می کند، سیگنال Δu بعد از دوره گذرا همگرا می گردد. با فرض اینکه اطلاعات متغیرهای حالت $x(k_i)$ در زمان k_i موجود باشد و $\Delta u^{\min}, \Delta u^{\max}$ به ترتیب حدود بالا و پایین Δu باشند، خواهیم داشت:

$$J = h^T \Omega h + 2h^T y x(k_i) \quad (47)$$

$$\Delta u^{\min} \leq \Delta u(k_i + m) \leq \Delta u^{\max} \quad (48)$$

زمانی که از توابع لاگر در طراحی استفاده می گردد، سیگنال کنترلی $\Delta u(k_i + m)$ برای سیستم تک ورودی به صورت زیر بیان می گردد:

$$\Delta u(k_i + m) = L(m)^T h \quad (49)$$

برای سیستم چند ورودی، بردارهایی شامل مقادیر حدی برای هر کدام از ورودی ها می باشند. بنابراین قیود در زمان آتی m به صورت ماتریسی زیر بیان می گردند. (Wang,2009)



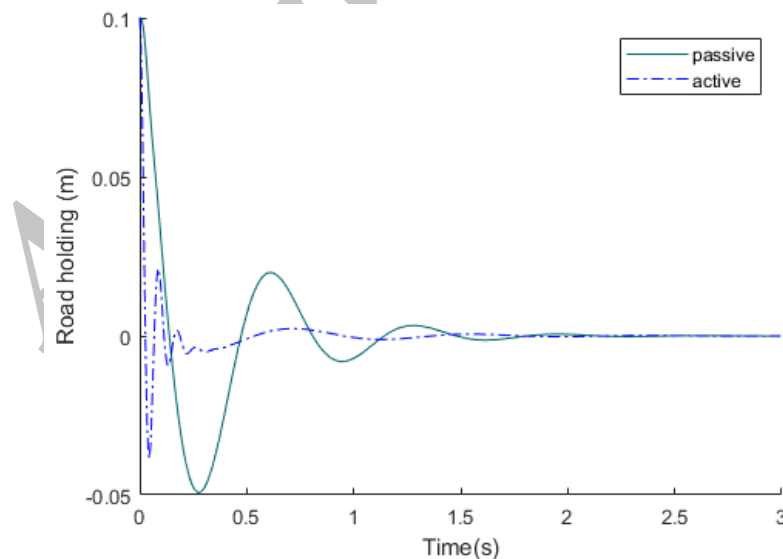
$$\Delta u^{\min} \leq \begin{bmatrix} L_1(m)^T & o_2^T & o_n^T \\ o_1^T & L_2(m)^T & o_n^T \\ o_1^T & o_2^T & L_n(m)^T \end{bmatrix} \leq \Delta u^{\max} \quad (50)$$

6- بحث پژوهش

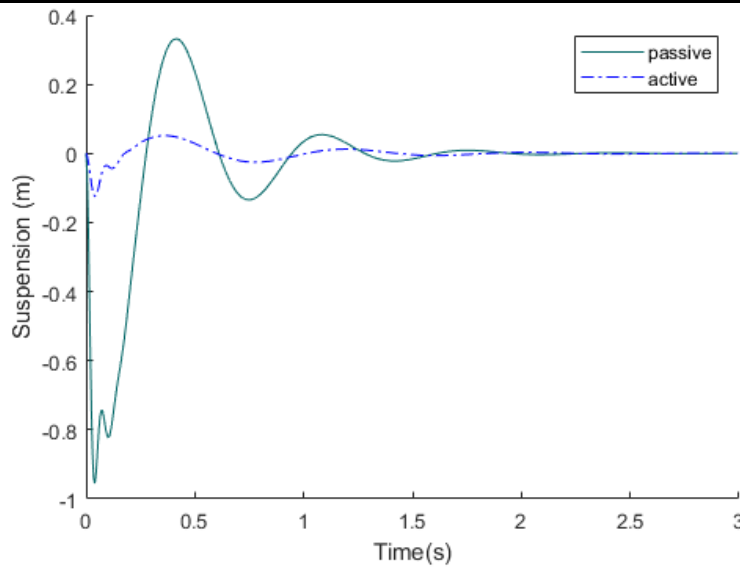
6-1 کنترل پیش بین مدل برای سیستم تعلیق خودرو

کنترل پیش بین مدل یک چهارم سیستم تعلیق خودرو دو درجه آزادی مد نظر می باشد. در این مدل، سیستم از حالت تعادل منحرف شده و عملکرد کنترل پیش بین مدل در به تعادل رساندن سیستم در مقایسه با پاسخ همان سیستم در حالت غیر فعال (بدون کنترل کننده فعال) سنجیده می شود. برای سیستم کنترلی قیدهایی به صورت $\Delta u^{\max} = 0.03kN$ و $\Delta u^{\max} = -0.02kN$ در نظر گرفته شده اند. مقادیر پارامترهای a و N نیز با توجه به شروط تعامد، $0/6$ و 6 لحاظ گردیده اند.

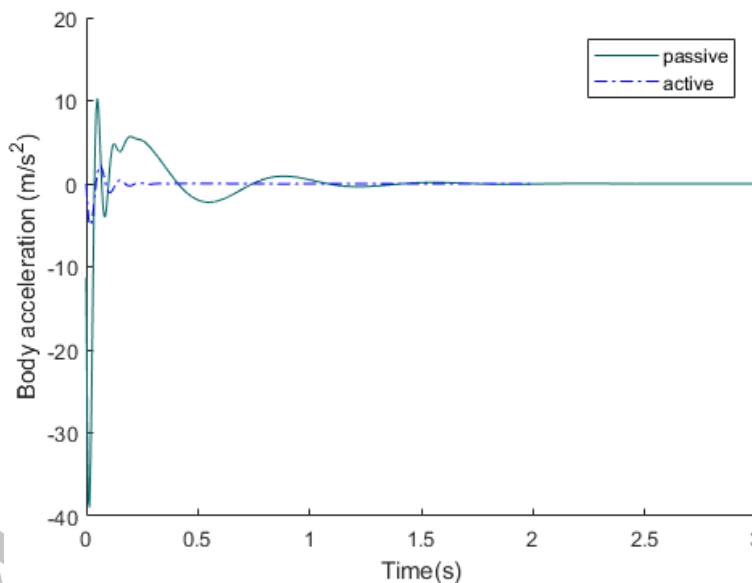
رفتار سیستم های فعال و غیرفعال در نمودارهای زیر نشان داده شده است. براساس پاسخها، بستری برای مقایسه و برآورد عملکرد کنترل کننده پیش بین در سیستم تعلیق مورد نظر فراهم می گردد. در این مقایسه، شتاب قائم جرم معلق (شتاب بدنه)، فاصله نسبی جرم معلق و نامعلق (تعلیق) و همین طور فاصله نسبی جرم نامعلق با سطح (چسبندگی) به عنوان معیار عملکرد سیستم تعلیق در نظر گرفته شده است.



شکل 2- فاصله نسبی جرم نامعلق و زمین



شکل 3- فاصله نسبی جرم معلق و نامعلق



شکل 4- شتاب قائم جرم معلق

برای بررسی بهتر و مقایسه دقیق تر عملکرد دو سیستم فعال و غیرفعال، مقدار حداکثر پاسخها و خطای سیستم برای معیارهای عملکرد سیستم در جدول زیر گزارش شده است. مساحت زیر نمودار پاسخها به عنوان معیاری از خطای سیستم در نظر گرفته شده است.

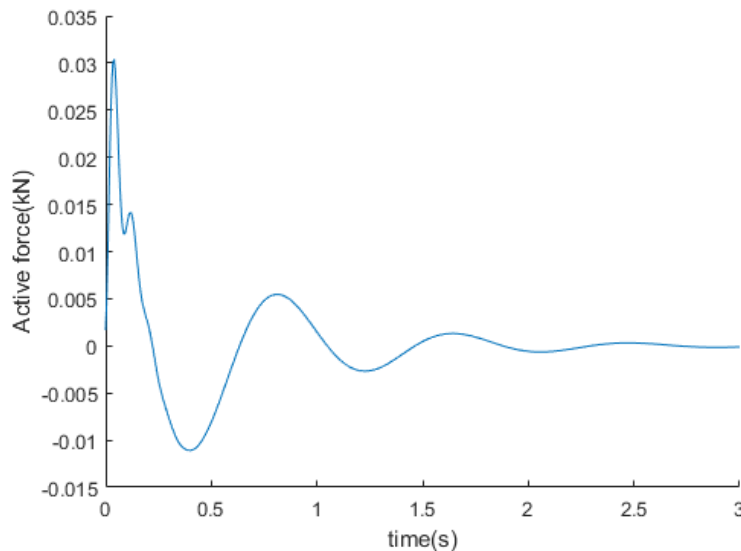
جدول 2- عملکرد سیستم تعلیق فعال و غیرفعال

کنترل کننده غیرفعال	کنترل کننده فعال



	خطا	مقدار حداکثر	خطا	مقدار حداکثر
چسبندگی	$5/8 \times 10^{-3}$	8(cm)	$2/47 \times 10^{-2}$	9(cm)
تعلیق	$3/52 \times 10^{-2}$	12/4 (cm)	$2/65 \times 10^{-1}$	95/5 (cm)
شتاب بدنه	$3/82 \times 10^{-1}$	5(m/s ²)	3/15	39(m/s ²)

همانطور که از نمودارها و اطلاعات موجود در جدول برای عملکرد کنترل‌های فعال و غیر فعال در سیستم تعلیق مشهود است، نوسانات سیستم، مقدار حداکثر و خطای سیستم کاهش شدیدی یافته است. کنترل‌کننده پیش‌بین مدل پیشنهادی در این مقاله بهبود قابل توجهی نسبت به عملکرد سیستم تعلیق غیرفعال را نشان می‌دهد. طیف نیروی کنترلی تولید شده توسط کنترل پیش‌بین نیز در شکل زیر به نمایش گذاشته شده است.



شکل 5- نیروی کنترلی

7- نتیجه‌گیری

کنترل پیش‌بین مدل برای کنترل سیستم تعلیق خودرو طراحی گردید. مدل سیستم تعلیق یک چهارم با دو درجه آزادی در نظر گرفته شد. کنترل پیش‌بین استفاده شده در این مقاله بر اساس فضای حالت بوده، بنابراین معادلات حاکم بر سیستم تعلیق در فضای حالت بیان گردید. برای کاهش هزینه محاسباتی تحلیل در سیستم تعلیق، به جای روشهای کلاسیک کنترل پیش‌بین مدل از کنترل پیش‌بین با استفاده از توابع لاگر استفاده شد. معیارهای عملکرد سیستم، راحتی سرنشینان و کارایی سیستم تعلیق در نظر گرفته شد. پاسخ‌های سیستم بر اساس شتاب قائم جرم معلق، فاصله نسبی جرم معلق و نامعلق و همین‌طور فاصله نسبی جرم نامعلق و زمین ارائه گردید. با توجه به پاسخ‌های سیستم‌های فعال و غیرفعال، بهبود پاسخ‌های



سیستم تعلیق مجهز به کنترل کننده پیش‌بین مدل نسبت به پاسخ‌های همین سیستم تعلیق که با کنترل کننده غیرفعال کار می‌کند، کاملاً مشهود است.

8- پیشنهادات

از جمله پیشنهاداتی که می‌توان در ادامه این تحقیق بیان کرد، می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

1. استفاده از دیگر مدل‌های دینامیکی خودرو نظیر یک دوم ویا کامل ، با درجات آزادی مختلف
2. استفاده از مدل غیرخطی در دینامیک خودرو
3. در نظر گرفتن نامعینی‌ها در طراحی سیستم
4. بهره‌گیری از حسگرهای جاده برای پیش‌آگاهی از ناهمواری‌های جاده

مراجع

- [1] باراحمدی، ج. (1391)، طراحی شاسی و رفتار دینامیکی خودرو، چاپ اول، تهران، آیلار-اتحاد.
- [2] Bououden.S, Chadli.M, and Karimi.H.R, (2016) "A robust predictive control design for nonlinear active suspension systems," *Asian Journal of Control*, vol. 18, pp. 122-132.
- [3] Chantranuwathana.S and Peng.H, (2004) "Adaptive robust force control for vehicle active suspensions," *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing*, vol. 18, pp. 83-102.
- [4] Choi.H.D, Ahn.C.K, Lim.M.T, and Song.M.K, (2016) "Dynamic output-feedback H_∞ control for active half-vehicle suspension systems with time-varying input delay," *International Journal of Control, Automation and Systems*, vol. 14, pp. 59-68
- [5] Crews.J.H, Mattson.M.G, and Buckner.G.D, (2011) "Multi-objective control optimization for semi-active vehicle suspensions," *Journal of sound and Vibration*, vol. 330, pp. 5502-5516.
- [6] Du.H, Lam.J, and Sze.K.Y, (2003) "Non-fragile output feedback H_∞ vehicle suspension control using genetic algorithm," *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, vol. 16, pp. 667-680.
- [7] Göhrle.C, Wagner.A, Schindler.A, and Sawodny.O, (2012) "Active suspension controller using MPC based on a full-car model with preview information," in *2012 American Control Conference (ACC)*, pp. 497-502.
- [8] Li. H, Yu. J, Hilton.C, and Liu.H, (2013) "Adaptive sliding-mode control for nonlinear active suspension vehicle systems using T-S fuzzy approach," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 60, pp. 3328-3338.
- [8] Li.H, Jing.X, Lam. H.-K, and Shi.P, (2014) "Fuzzy sampled-data control for uncertain vehicle suspension systems," *IEEE Transactions on Cybernetics*, vol. 44, pp. 1111-1126, 2014
- [9] Lu.J, Hrovat.D, Pilutti.T.E, Engleman.J.H, Tseng.E.H, and Filev.D.P, (2014) "Adaptive crash height adjustment using active suspensions," ed: Google Patents.
- [10] Makila.P.M, Keel.L, and Bhattacharyya.S, (1998) "Comments on" Robust, fragile, or optimal?"[with reply]," *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol. 43, pp. 1265-1268.
- [11] Nikmanesh.E, Hariri.O, Shams.H, and Fasihozaman.M, (2016) "Pareto design of Load Frequency Control for interconnected power systems based on multi-objective uniform diversity genetic algorithm (MUGA)," *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*, vol. 80, pp. 333-346
- [12] Nguyen.M.Q, CanaleM, Sename.O, and Dugard.L, (2016) "A Model Predictive approach for semi active suspension control problem of a full car," in *55th IEEE Conference on Decision and Control*.



-
- [13] Smith.M.C, and Walker.G.W, (2000) "Performance limitations and constraints for active and passive suspensions: a mechanical multi-port approach," *Vehicle System Dynamics*, vol. 33, pp. 137-168
 - [14] Tusset.A.M, Rafikov.M, and Balthazar.J.M, (2009) "An intelligent controller design for magnetorheological damper based on a quarter-car model," *Journal of Vibration and Control*.
 - [15] Wang. L,(2004) Discrete model predictive controller design using Laguerre functions, *Journal of Process Control*, vol. 14, pp. 131-142.
 - [16] Wang. L, (2009) *Model predictive control system design and implementation using MATLAB®*: Springer Science & Business Media.
 - [17] Yakub.F and Mori.Y,(2013), "Model predictive control for car vehicle dynamics system-Comparative study," in *2013 IEEE Third International Conference on Information Science and Technology (ICIST)*, pp. 172-177.
 - [18] Zhang .H, Wang. E, Min .F, Subash .R, and Su.C, (2013) "Skyhook-based semi-active control of full-vehicle suspension with magneto-rheological dampers," *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, vol. 26, pp. 498-505.

Archive of SID