

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده پردیس خوارزمی

مهندسی مکانیک-گروه طراحی کاربردی

کنترل بازخورد مقاوم با انتگرال علامت خطا برای سیستم تعلیق فعال
خودرو

دانشجو :

حسن قرائی

استاد راهنما :

دکتر حبیب احمدی

پایان نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

بهمن ماه ۱۳۹۴

تشکر و قدردانی :

پس از حمد و ثنای ایزد یکتا که توفیق کسب علم و دانش را به من عطا نمود بر خود واجب می دانم که از حسن نیت و زحمات صادقانه استاد بزرگوار و ارجمند جناب آقای دکتر حبیب احمدی که از ابتدا تا پایان کار تدوین پایان نامه اینجانب را مورد راهنمایی لازم قرار داده اند صمیمانه قدردانی و تشکر نمایم .

تقدیم به :

بی بدیل ترین سرمایه های هستی، پدر و مادرم،
که نهال وجودم بر فرسودگی قامت آنان جان گرفت.

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده پردیس خوارزمی

مهندسی مکانیک - گروه طراحی کاربردی

پایان نامه کارشناسی ارشد آقای حسن قرائی

تحت عنوان :

کنترل بازخورد مقاوم با انتگرال علامت خطا برای سیستم تعلیق فعال خودرو

در تاریخ توسط کمیته تخصصی زیر جهت اخذ مدرک کارشناسی ارشد مورد ارزیابی و با درجه مورد پذیرش قرار گرفت .

امضاء	اساتید مشاور	امضاء	اساتید راهنما
	نام و نام خانوادگی:		نام و نام خانوادگی :
	نام و نام خانوادگی:		نام و نام خانوادگی:

امضاء	نماینده تحصیلات تکمیلی	امضاء	اساتید داور
	نام و نام خانوادگی :		نام و نام خانوادگی :
			نام و نام خانوادگی :
			نام و نام خانوادگی :
			نام و نام خانوادگی :

تعهد نامه

اینجانب حسن قرائی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک در طراحی کاربردی از دانشگاه صنعتی شاهرود دانشکده پردیس خوارزمی - مهندسی مکانیک ، نویسنده پایان نامه ی کنترل بازخورد مقاوم با انتگرال علامت خطا برای سیستم تعلیق خودرو تحت راهنمایی جناب آقای دکتر حبیب احمدی متعهد می شوم :

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار می باشد .
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است .
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است .
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق است به دانشگاه صنعتی شاهرود و مقالات مستخرج با نام "دانشگاه شاهرود" و یا "shahrood university of technology" به چاپ رسید .
- حقوق معنوی تمام افراد که در به دست آمدن نتایج اصلی این پایان نامه تأثیر گذار بوده اند در مقالات مستخرج از این پایان نامه رعایت می گردد .
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، درموردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است .
- در کلیه مراحل انجام این پایانه نامه ، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاقی انسانی رعایت شده است .

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج ، کتاب برنامه های رایانه ای ، نرم افزارها و تجهیزات ساخته شده است)متعلق به دانشگاه شاهرود می باشد . این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود .
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود درپایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد

چکیده فارسی :

در این پایان نامه از طرح نوینی برای کنترل سیستم تعلیق فعال خودرو استفاده شده با نام، باز خورد مقاوم با انتگرال علامت خطا. این سیستم بخوبی می تواند رفتار دینامیکی سیستم تعلیق را در برابر ناهمواری های جاده کنترل کند. سیستم تعلیقی که برای طراحی کنترلر در نظر گرفته شده است، سیستم تعلیق فعال با مدل یک - چهارم خودرو و با در نظر گرفتن اثرات غیر خطی جاده و عملگر هیدرولیکی می باشد. کنترل کننده انتگرال علامت خطا، بیشتر جهت سیستم های غیر خطی، با وجود نامعینی و عدم قطعیتها، مورد استفاده قرار می گیرد و مدل مورد بررسی در این پایان نامه با توجه به وجود ضرایب ثابت و ظاهر غیر خطی، بدلیل ناهمواریهای جاده دارای ماهیت غیر خطی به همراه نامعینی و عدم قطعیت می باشد. این کنترلر با انجام تلاش کنترلی کمتر و از همه مهم تر با داشتن حداقل چترینگ نسبت به سایر کنترلر های انجام شده تاکنون بر روی سیستم تعلیق خودرو دارای برتری بوده است. در ادامه، این کنترل کننده با کنترلر مود لغزشی که یکی از بهترین کنترل کنندهها در زمینه سیستمهای غیر خطی با عدم قطعیت است، مقایسه می شود و ادعای این برتری با نمودار های قسمت شبیه سازی ثابت می شود. پایداری کنترلر انتگرال علامت خطا مورد بررسی قرار گرفته و درستی روش کنترل با تحلیل پایداری و نتایج شبیه سازی تایید می گردد.

کلمات کلیدی: سیستم تعلیق فعال ؛ عدم قطعیت ؛ کنترل کننده انتگرال علامت خطا ؛ مود لغزشی ؛ رانندگی مطمئن و راحت.

فهرست مطالب:

صفحه	عنوان	ردیف
ت	تشکر و قدردانی.....	۱
ث	تقدیم اثر.....	۲
ج	فرم تصویب پایان نامه.....	۳
ح	فرم تعهد.....	۴
خ	چکیده فارسی.....	۵
د	فهرست مطالب.....	۶
ذ	فهرست اشکال.....	۷
ر	فهرست جداول.....	۸
۱	فصل اول : مقدمه	۹
۳	بررسی انواع سیستم تعلیق.....	۱۰
۵	سیستم تعلیق غیر فعال.....	۱۱
۶	سیستم تعلیق نیمه فعال.....	۱۲
۸	سیستم تعلیق فعال.....	۱۳
۹	انواع سیستم های غیر خطی.....	۱۴
۱۰	انواع روشهای کنترل.....	۱۵
۱۰	کنترل مقاوم.....	۱۶
۱۱	کنترل تطبیقی.....	۱۷
۱۲	مروری بر تحقیقات پیشین در زمینه کنترل سیستم تعلیق خودرو.....	۱۸
۱۴	مروری بر ساختار پایان نامه.....	۱۹
۱۷	فصل دوم:مدل سازی دینامیکی سیستم تعلیق خودرو	۲۰
۲۱	فصل سوم:استخراج قانون کنترلی انتگرال علامت خطا	۲۱

۲۵	اثبات پایداری قانون کنترلی انتگرال مقاوم علامت خطا	۲۲
۳۱	فصل چهارم: کنترل مود لغزشی سیستم تعلیق فعال خودرو	۲۳
۳۴	تحلیل پایداری برای روش کنترلی مود لغزشی	۲۴
۳۷	فصل پنجم: شبیه سازی	۲۵
۴۵	فصل ششم: نتیجه گیری و پیشنهادات	۲۶
۴۶	نتیجه گیری	۲۷
۴۶	پیشنهادات	۲۴
۴۷	مراجع	۲۵
۵۰	چکیده لاتین	۲۶

فهرست اشکال :

صفحه	عنوان شکل	شماره شکل
۲	نمای کلی از سیستم تعلیق	۱-۱
۳	جرم معلق یا فنر بندی شده	۲-۱
۶	سیستم تعلیق غیر فعال	۳-۱
۸	سیستم تعلیق نیمه فعال	۴-۱
۹	سیستم تعلیق فعال خودرو	۵-۱
۳۴	سطح لغزش	۱-۸
۳۹	ناهمواری جاده	۱-۵
۳۹	نمودار خطا در سیستم تعلیق فعال با کنترلر کننده انتگرال علامت خطا ...	۲-۵
۴۰	جابجای بدنه با کنترل کننده انتگرال علامت خطا	۳-۵ :

۴۰	جایجای جرم معلق یا فنر بندی شده در سیستم کنترلی انتگرال علامت خطا ..	۴-۵
۴۱	نیروی مطلوب بدست آمده از کنترل کننده انتگرال علامت خطا	۵-۵
۴۱	نیروی ایجاد شده در اثر دست انداز به چرخ	۶-۵
۴۲	تغییر فرم لاستیک در سیستم تعلیق فعال	۷-۵
۴۳	نمودار خطا در سیستم تعلیق فعال با کنترلر کننده مد لغزشی	۸-۵
۴۳	جایجای بدنه با کنترل کننده مودلغزشی	۹-۵
۴۴	جایجای جرم معلق یا فنر بندی شده در سیستم کنترلی مودلغزشی	۱۰-۵
۴۴	نیروی مطلوب بدست آمده از طراحی کنترل کننده مودلغزشی	۱۱-۵

فهرست جداول :

۳۸	جدول ۱-۵ : پارامترهای سیستم تعلیق
----	---

فصل اول :

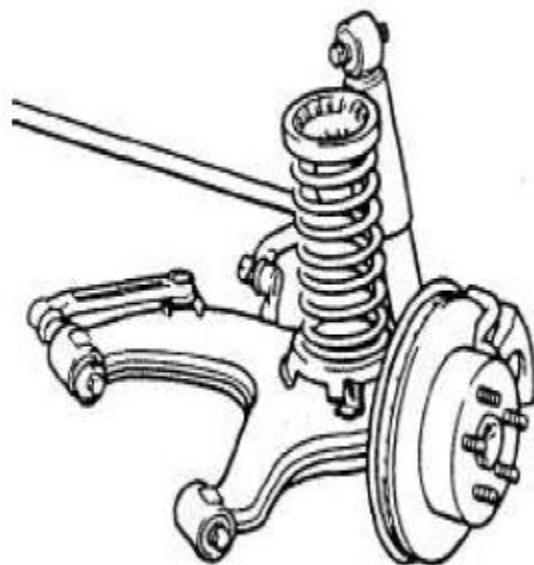
مقدمه

۱-۱ - 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 سرنشین با معیار شتاب عمودی بدنه و کیفیت رانندگی با معیار تغییر فرم لاستیک سنجیده 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 [۱].



شکل ۱-۱ : نمای کلی از سیستم تعلیق خودرو، مدل یک - چهارم [۲۰].



شکل ۱-۲: جرم معلق یا فنر بندی شده [۲۱].

بنابراین در این بین وظیفه سیستم تعلیق خودرو مشخص می گردد. وظیفه سیستم تعلیق خودرو به حداکثر رساندن اصطحکاک بین لاستیک و سطح جاده برای فراهم آوردن هدایت پایدار، رانندگی خوب و اطمینان از راحتی سرنشین خلاصه می شود. با ارائه مطالب بیان شده ملاحظه می گردد که این بخش از اهمیت بسزایی برخوردار است و از این رو شرکت های خودروسازی جهان سرمایه گذاری گسترده ای بر روی این بخش از تحقیقات کرده اند و محققان زیادی این سیستم را از جنبه های مختلف بررسی نموده اند.

۱-۲ - بررسی انواع سیستم تعلیق:

در قسمت قبل به اهمیت سیستم تعلیق اشاره شد. به مجموعه ای از قطعات که به طور فیزیکی اعضای بدنه ماشین را از چرخها جدا می کند، سیستم تعلیق گفته می شود همانگونه که در بخش قبل بیان شد یکی از عوامل ایجاد لرزش در خودرو، ناهمواری های سطح جاده است. به عبارت دیگر نوسان سطح جاده از طریق چرخها به بدنه خودرو منتقل شده و باعث ناراحتی در سرنشینان و کاهش کیفیت رانندگی می گردد. در این میان سیستم تعلیق خودرو وظیفه دارد که تا حد امکان نوسانات ناشی از ناهمواریهای جاده را که از طریق چرخها به بدنه منتقل می گردد را در خود جذب

نموده و مانع انتقال آن به سرنشینان شود لذا سیستم تعلیق با در بر داشتن فنر و کمک فنر می تواند این وظیفه را انجام دهد. فنر قطعه ای که انرژی را می گیرد و سپس رها می کند بنابراین انرژی اعمالی از طرف جاده به چرخ را ذخیره و آزاد می کند. تا زمانی که خودرو فاقد یک ساختار تقلیل دهنده نیرو باشد، فنر این انرژی جذب شده را با آهنگ کنترل نشده ای رها می سازد. فنر در بسامد طبیعی خود باز و بسته می شود تا جایی که همه ی انرژی جذب شده را از دست بدهد. کمک فنر وسیله ای برای کنترل حرکات نامطلوب فنر طی فرایند تقلیل است کمک فنر سبب کاهش نیروی حرکات لرزشی فنر شده، بدین صورت که انرژی گرمایی نیز در سیال روغنی از بین می رود [۲] و [۲۳].

عامل دیگری که بر کیفیت راحتی سرنشین و رانندگی خوب خودرو موثر است، ساختمان چرخها و تایرها می باشد. تایر به دلیل خاصیت ارتجاعی که دارد باعث ایجاد نوسانهای فرکانس بالا می شود بنابراین نیروی اعمالی به چرخها به دلیل ناهمواریهای جاده، بین سیستم تعلیق و بدنه خودرو تقسیم می شود و هر اندازه که سیستم تعلیق انرژی بیشتری را در خود ذخیره نماید و جابجا شود راحتی سرنشین بیشتر تامین می گردد. ولی به دلیل کران دار بودن میزان جابجایی مجموعه فنر و کمک فنر، سیستم تعلیق نمی تواند بیش از حد مجاز کشیده یا فشرده شود و یک تقابل ذاتی بین کاهش شتاب عمودی بدنه و افزایش جابجای سیستم تعلیق وجود دارد که هنگام طراحی کنترل کننده با ید مورد توجه قرار گیرد. بنابراین وظیفه سیستم تعلیق، کنترل نسبی موقعیت و جابجایی بین جرم معلق (بدنه) و جرم نامعلق (چرخها و فنرها) است، که سبب بهبود راحتی سرنشین و افزایش سطح تماس چرخ با جاده خواهد شد.

برای افزایش راحتی سرنشین، باید اثر لرزش های فرکانس بالا ناشی از ناهمواری های جاده بر بدنه خودرو را کاهش داده که در نتیجه نیاز به یک سیستم تعلیق نرم داریم و به جهت رسیدن به رانندگی خوب و مطمئن می بایست تماس چرخ با جاده را افزایش داد که این حالت مستلزم داشتن

یک سیستم تعلیق سخت تر می باشد لذا سیستم تعلیقی ایده آل می باشد که بین این دو حالت بیشترین تعادل و هماهنگی را برقرار بکند [۳].

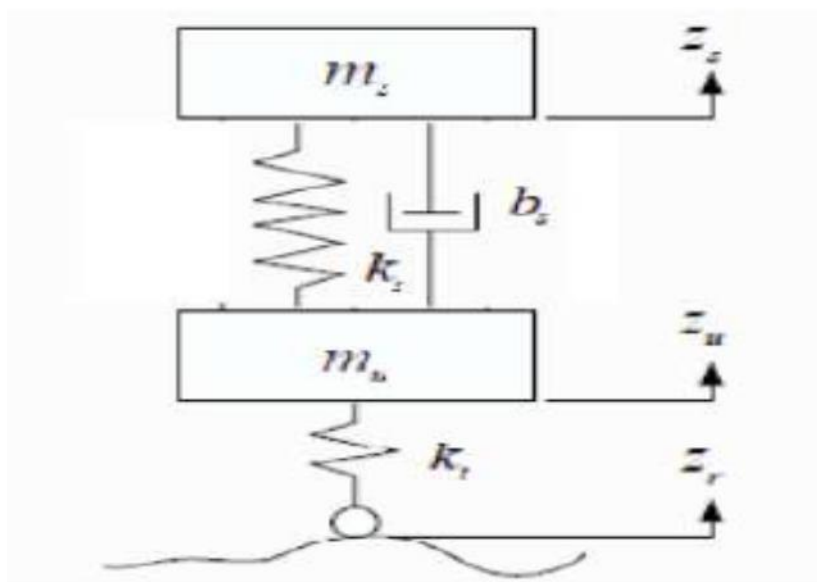
۱-۲-۱ - سیستم تعلیق غیر فعال:

معمول ترین سیستم های تعلیق که امروزه در بسیار از خودروها بکار گرفته می شوند سیستمهای فنر بندی غیر فعالند. این سیستمها با نبود هر گونه منبع انرژی خارجی مشخص می گردند به همین دلیل، سیستمهای نسبتا ارزان و قابل اعتمادی می باشند. در این نوع سیستمها فنر و دمپر بعنوان اجزا اصلی سیستم تعلیق بکار گرفته می شوند [۲].

پیدایش سیستم تعلیق غیر فعال به اوایل دهه بیست میلادی بر می گردد. در آن سالها شخصی به نام راول در انگلستان بر روی خودروهای که نا آن زمان فاقد هر گونه مکانیزم استهلاکی بود مطالعه وسیعی انجام داد. از آنجا که اتومبیل های آن زمان فاقد کمک فنر بود، تنها عامل کاهش ارتعاشات ناشی از ناهمواریهای جاده، همان استهلاک موجود در فنرها بود. تحقیقات راول توسط دو پژوهشگر به نامهای گست و اولی در سال ۱۹۳۴ ادامه یافت. مهندسين در طی دهه های گذشته از اصول پایه ای که توسط اولی تبیین شده است بعنوان اساس طراحی سیستم های تعلیق غیر فعال استفاده نموده اند و بتدریج با تنظیم فنر و میرایی، تغییر فاصله چرخها و پایین آوردن مرکز جرم، آسایش سفر و قابلیت نگهداری خودرو را بهبود داده اند. در این قبیل سیستم ها ضرایب میرایی و سختی فنر ثابت و غیر قابل کنترل می باشند. در خودروهای مجهز به سیستم فنربندی غیرفعال معمولا از یک متعادل کننده جهت ایجاد سختی پیچشی استفاده می شود [۳].

در تجزیه و تحلیل سیستم تعلیق غیر فعال، مدل فیزیکی از اجزاء متمرکز خطی مستقل از زمان و غیر خطی تشکیل می شود. با توجه به شکل (۱-۲) در طی ۴۰ سال گذشته، تلاشهای قابل توجهی بر روی سیستم های تعلیق خودروهای جاده ای صورت گرفته است. اساسا این مطالعات بر پایه این واقعیت می باشند که طراحی تعلیق عمدتا سازش بین تعدادی خواص دینامیکی رقیب می باشد. مهمترین این نیازهای متضاد عبارتند از:

آسایش سفر، تغییر شکهای کوچک تعلیق و نگهداری تماس بیشتر چرخ با جاده. یک تعلیق نرم بهتر می تواند تاثیرات ناهمواریهای جاده را در مقایسه با یک تعلیق سخت، به بدنه وارد نکند اما اثرات ناشی از شتاب، ترمز و پیچیدن معمولاً با تعلیق نرم شدیدتر می گردد. در این نوع سیستمها، بدلیل ثابت بودن ضرایب المانها، تغییر بارگذاری موجب تغییر فرکانس طبیعی می گردد. بنابراین سیستم در شرایط بارگذاری محدود، رفتار بهینه ی از خود نشان می دهد. لیکن همواره فرکانس طبیعی تابعی از جرم بارگذاری بوده و عملاً محدوده رزونانس سیستم خیلی وسیع می باشد [۶].



شکل ۱-۳: سیستم تعلیق غیر فعال [۲۱]

۱-۲-۲- سیستم تعلیق نیمه فعال:

در این نوع سیستم بهبود عملکرد تعلیق نسبت به سیستم غیرفعال آشکار است. در حالی که برای این منظور فقط به منابع کوچک انرژی برای مستهلک کردن انرژی نیاز داریم. در سیستم تعلیق نیمه فعال معمولاً فنر بدون تغییر باقی می ماند ولی ضریب کمک فنر قابلیت تغییر با توجه به شرایط جاده را دارا است. برای تنظیم رفتار خودرو در مقابله با ناهمواریهای مختلف

جاده، با استفاده از روش کنترلی مناسب به صورت حلقه بسته ضریب کمک فنر تغییر می یابد.

در طراحی این سیستم دو عامل مهم مورد توجه می باشد:

۱- چگونه ضریب میراکننده را در شرایط مختلف عوض کنیم.

۲- با چه دستورالعملی این تغییرات را ایجاد کنیم.

روشهای کنترلی که برای تولید نیروی محرک وجود دراد بدین صورت است:

(۱) اندازه گیری سرعت جرم فنر بندی شده در هر لحظه از زمان و بدست آوردن نیروی لازم

توسط کنترلر با توجه به اندازه گیری انجام شده.

(۲) استفاده از میراکننده روشن - خاموش که در آن نیروی میرایی فقط به سرعت نسبی در

انتهای مستهلک کننده و موقعیت شیر بستگی دارد. به این ترتیب که درون کمک فنر یک

صفحه سوراخ دار قرار دارد که روغن موجود در کمک فنر برای جابجا شدن باید از درون

این سوراخها عبور کند. یک صفحه ی متحرک قابل کنترل روی آن صفحه وجود دارد که

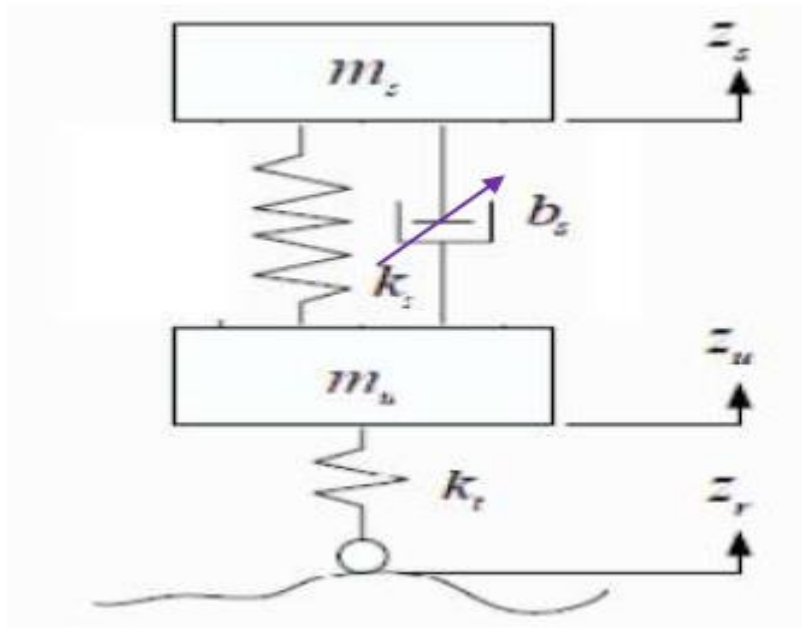
با حرکت دادن آن می توان تعداد سوراخهای باز برای عبور روغن را کم و زیاد کرد. با

بستن مسیر تعدادی سوراخ ، مسیر عبور روغن کوچکتر می شود و ضریب کمک فنر

افزایش می یابد [۳].

با توجه به توانایی های محدود سیستم تعلیق غیر فعال و نیمه فعال در حذف لرزشهای ناشی از ناهمواریهای

جاده ، سیستم تعلیق فعال ظهور کرد [۴].



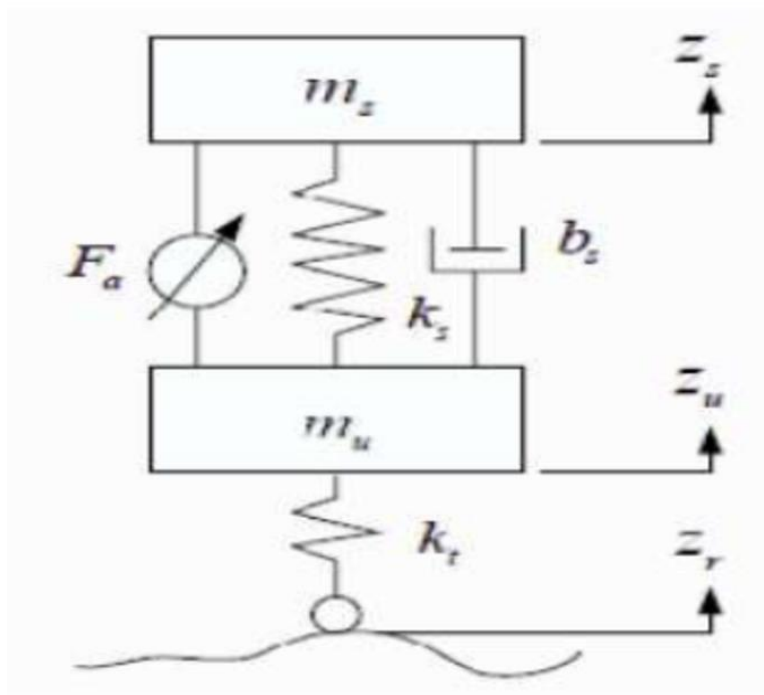
شکل ۱-۴: سیستم تعلیق نیمه فعال [۲۱]

۱-۲-۳ - سیستم تعلیق فعال:

در سیستم تعلیق فعال برای کنترل نیروهای وارده بر بدنه خودرو از یک محرک هیدرولیکی که میان جرم معلق و جرم غیر معلق و به صورت موازی با سیستم تعلیق معمولی قرار می گیرد، استفاده می شود. در این روش شتاب و بار عمودی چرخ خودرو با استفاده از سنسورهای مناسب اندازه گیری می شود و به یک کنترل کننده دیجیتال وارد می گردد. این کنترلر با اعمال راهبردی مناسب، پالسهایی را برای کنترل شیرهای سروهیدرولیک که در مسیر عبور جریان روغن نصب شده اند، صادر می کند. در این سیستم با اعمال نیروی اضافی به سیستم تعلیق به واسطه عملگر هیدرولیکی، مقادیر شتاب عمودی وارد بر سرنشین و جابجایی سیستم تعلیق با حدود زیادی کاهش پیدا کرده و راحتی سفر و کیفیت رانندگی بهبود پیدا می کند [۴] و [۶].

محققین سیستم تعلیق را معمولاً به سه صورت مدل می کنند و سپس طراحی های خود را بر آن اساس انجام می دهند. مدل کامل که شامل چهار چرخ خودرو می شود. مدل نیمه تعلیق که در این حالت دوچرخ مورد بررسی قرار می گیرد که با توجه به هدف تحقیق دو چرخ از جلو یا عقب یا

کنار را بررسی می کنند. مدل یک چهارم تعلیق که در این حالت تنها یک از چرخها به صورت مستقل، مدل سازی می شود. بیشتر هدف از این مدل سازی در کنترل سیستم تعلیق، مطالعه درباره ی حرکات عمودی خودرو می باشد. [۸]



شکل ۱-۵ سیستم تعلیق فعال خودرو [۲۱].

بعد از بررسی انواع سیستم های تعلیق به عنوان یک نوع سیستم غیر خطی ، به بررسی انواع روشهای کنترلی غیر خطی می پردازیم.

قبل از بررسی انواع روشهای کنترل غیر خطی با انواع سیستم های غیر خطی بطور مختصر آشنا می شویم.

۱-۳- انواع سیستم های غیر خطی:

(۱) بدون عدم قطعیت:

برای کنترل سیستمی که به طور دقیق مدل سازی شده است و دارای عبارت های غیر خطی است، می توان از روش کنترل خطی سازی پسخورد استفاده کرد.

(۲) دارای عدم قطعیت:

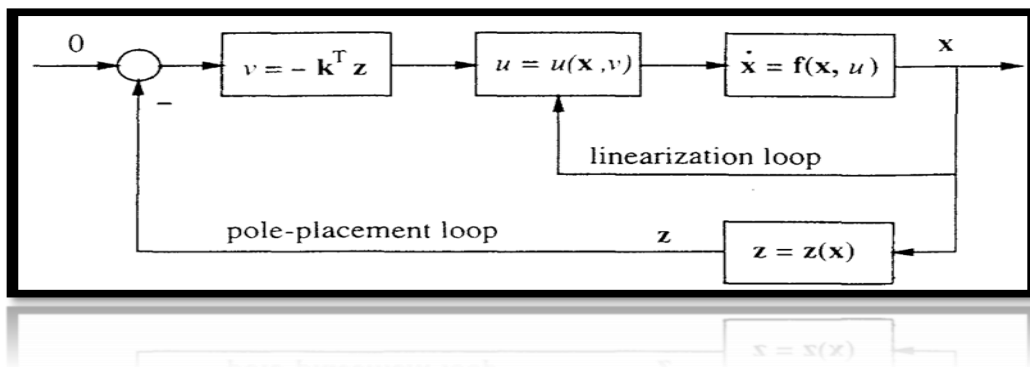
الف (اگر عدم قطعیت در مدل باشد؛ از روش کنترل مقاوم می توان استفاده کرد.

ب) اگر عدم قطعیت در پارامتر باشد؛ از روش کنترل تطبیقی می توان استفاده کرد.

۴-۱- انواع روشهای کنترلی غیر خطی:

(۱) روش کنترل خطی سازی پسخورد:

خطی سازی پسخورد می تواند به صورت یک روش طراحی غیرخطی مورد استفاده قرار گیرد. ایده اصلی در این روش، آن است که ابتدا یک سیستم غیرخطی به سیستم خطی به طور کامل یا جزئی تبدیل و سپس از روش های خطی قوی کاملاً شناخته شده استفاده و طراحی کنترل کامل می شوند. این روش در حل تعدادی از مسائل کنترل غیرخطی (معروف به قابل خطی سازی ورودی - حالت یا سیستم های حداقل- فاز) قابل به کارگیری است و به طور خاص نیاز به اندازه گیری کل حالت است. اما، مقاوم بودن را در شرایطی که عدم قطعیت های پارامتر یا اغتشاش وجود دارد، تضمین نمی کند.



(۲) کنترل مقاوم :

در کنترل غیرخطی مقاوم، کنترل کننده بر اساس ملاحظات مدل اسمی و مشخصاتی از عدم قطعیت های مدل طراحی می شود. روش های کنترل غیرخطی مقاوم ثابت کرده اند که در سیستم های کنترلی عملی متفاوتی بسیار مؤثر بوده اند. آن ها بهترین کاربرد را در دسته های خاصی از

سیستم‌های غیرخطی داشته و عموماً به اندازه‌گیری حالت نیاز دارند. در ادامه در مورد کنترل مقاوم و دو روش کنترل مقاوم بنام های کنترل انتگرال علامت خطا و مود لغزشی، بیشتر بحث خواهد شد.

۳) کنترل تطبیقی :

اکثر سیستم های دینامیکی که بایستی کنترل شوند دارای پارامترهای نامعین هستند و دائم در حال تغییر هستند . مثلاً سوار و پیاده شدن سرنشینان یک خودرو را در نظر بگیرید تا عبور از دست اندازها و ناهمواریهای جاده، همگی باعث تغییر در پارامترهای سیستم می شود اولی باعث تغییر وزن سیستم و دیگری باعث تغییر در ضرایب فنر و کمک فنر می شود. کنترل تطبیقی روشی است برای مقابله کردن با سیستم های نامعلوم یا سیستم های متغیر با زمان. اصولاً طراحی های کنترل تطبیقی در سیستم هایی به کارگرفته می شود که ساختار دینامیکی معلوم دارند ولی شامل پارامترهای نامعلوم یا تغییر پذیر آهسته با زمان است. کنترل کننده تطبیقی طراحی شده در سیستم های خطی یا غیر خطی ذاتاً غیرخطی‌اند. طراحی کنترل تطبیقی بدین صورت است که پارامترهای نامعلوم سیستم بر اساس سیگنال های اندازه گیری شده به صورت بهنگام تخمین زده شوند و در انجام محاسبات ورودی کنترل از پارامترهای تخمین زده شده استفاده شوند. در این صورت می توان سیستم کنترل تطبیقی را یک سیستم کنترل با تخمین بهنگام در نظر گرفت.

تحقیق و پژوهش در زمینه کنترل تطبیقی از سال ۱۹۵۰ شروع شد و در دهه های اخیر، با استفاده از ابزارهای نظری کنترل غیر خطی پیشرفت قابل ملاحظه ای کرده است و در صنایع مختلف اعم از شیمیایی، هوافضا و پزشکی به کار گرفته شده است. در بسیاری از مواردی که از کنترل تطبیقی استفاده می شود، هدف رسیدگی به تغییرات اجتناب پذیر پارامترها و یا عدم قطعیت آنان می باشد.

هدف کنترل تطبیقی، حفظ کارایی سیستم در حضور این عدم قطعیت پارامتری است [۱۱].

۱-۳- مروری بر تحقیقات پیشین در زمینه کنترل سیستم تعلیق فعال خودرو:

بیان یک مدل دینامیک دقیق از سیستم تعلیق فعال خودرو، بدلیل وجود مشخصه های غیر خطی و متغیر با زمان، برای طراحی کنترل کننده بر مبنای مدل دشوار می باشد. بنابراین برای مقابله با این عدم قطعیتها روشهای مختلفی ارائه شده است. یکی از روشها مورد بررسی، کنترل فازی می باشد [۷]. کنترل کننده فازی نسبت به مدل سیستم از حساسیت کمتری برخوردار است. مزیت استفاده از کنترل کننده فازی در سیستم تعلیق فعال خودرو، قابلیت استفاده از دانش و تجربه افراد ماهر درمورد دینامیک های سیستمی و راهبردهای کنترل می باشد. در کنترل کننده فازی انحراف سیستم تعلیق و سرعت سیستم تعلیق به عنوان ورودی تعریف شده است و خروجی آن را نیروی محرک هیدرولیک در نظر گرفته است. تعریف توابع عضویت و قوانین صحیح فازی زمانی که سیستم پیچیده و دارای تغییرات سریع است، سخت می باشد و تلاش قابل توجهی را می طلبد. بنابراین برای مقاوم کردن سیستم کنترل فازی و تطبیق آن با شرایط جاده های مختلف، روش کنترل فازی تطبیقی بر پایه روش مستقیم لیپانوف برای تنظیم مراکز گروههای فازی ارائه شد. قانون تطبیق باعث تضمین همگرایی سریع بردار پارامترها و مقاوم کردن سیستم تعلیق در برابر ناهموازی های جاده ای می شود. در کنترل کننده فازی تطبیقی پیشنهادی در مقایسه با روش تنظیم کننده خطی مرتبه دوم بهینه و کنترل کننده فازی، میزان جابجایی بدنه، شتاب بدنه و انحراف تایر به نسبت خوبی کاهش یافته است [۵].

کنترل تطبیقی مود لغزشی با استفاده از روش تخمین تابعی برای بهبود عملکرد سیستم تعلیق ارائه شده است، که در این حالت محرک به صورت عدم قطعیت متغیر با زمان و با کران نامعلوم در نظر گرفته می شود. به منظور جبران وابستگی خطای تخمین کنترل مدلغزشی آزاد از مدل ارائه شده است [۶].

روش کنترل تاخیر زمانی برای سیستم تعلیق فعال بررسی شده است [۸]. در این روش با انتخاب صحیح پارامترها، پایداری سیستم حتی با وجود اغتشاش و عدم قطعیت تضمین خواهد شد که می تواند ردگیری بسیار دقیق نیرو را در گستره وسیعی از فرکانسهای ورودی فراهم نمایند.

قانون کنترل امپدانس برای سیستم تعلیق پیشنهاد شده است [۹]. قانون کنترل امپدانس ساده و آزاد از مدل است که می تواند در طیف گسترده ای از شرایط جاده ای بکار رود. کنترل امپدانس با دو حلقه داخلی بدست می آید که یکی کنترل نیروی محرکه است که بوسیله خطی سازی فیدبکی بدست می آید و دیگری حلقه کنترل فازی می باشد که هدف آن ردگیری جابجای بدنه ی مرجع ارائه شده بوسیله قانون امپدانس است. برای دست یابی به کنترل نیرو و موقعیت مقاوم با توجه به حضور عدم قطعیتها روشهای کنترل امپدانس مقاوم ارائه شد [۱۰].

روش کنترل امپدانس تطبیقی با قابلیت تنظیم خودکار پارامترهای سیستم تعلیق با وجود مقادیر ثابت نامعلوم پیشنهاد شد [۱۱]. این روش به همراه الگوریتم بهینه سازی پرندگان پاسخ مطلوبی را ارائه داده است. بررسی ها تحقیقات گذشته نشان می دهد که روشهای کنترل مقاوم از جمله کنترل مودلغزشی به-طور گسترده بر روی سیستمهای مختلف اعمال و به طور مناسب استفاده شده است، اما روش جدید کنترلی مبتنی بر انتگرال مقاوم علامت خطا که از جمله روشهای کنترل مقاوم است بر روی سیستمها به تازگی در حال بررسی است ؛ لذا در این تحقیق کنترل سیستم تعلیق خودرو به روش جدید کنترلی مبتنی بر انتگرال مقاوم علامت خطا ارائه شده است. لازم به توضیح است که بر روی سیستم مورد مطالعه، کنترلرهای مختلفی از جمله کنترلر تناسبی- مشتقی و کنترلر مود لغزشی انجام شده است که در این تحقیق، روش پیشنهادی با کنترلر مودلغزشی نیز مقایسه خواهد شد. لذا در ادامه ، مدل دینامیکی سیستم مورد مطالعه ارائه و سپس روش استخراج کنترلر پیشنهادی بر مبنای تئوری لیاپانوف ارائه می شود. برای مقایسه روش کنترلر پیشنهادی، روش کنترلی مود لغزشی به طور خلاصه ارائه می شود و در نهایت جهت بررسی عملکرد کنترلر پیشنهادی مبتنی بر انتگرال مقاوم خطا، شبیه سازی سیستم مورد مطالعه به روش اعمال قوانین کنترلی انتگرال مقاوم علامت خطا و روش کنترلی مود لغزشی، انجام می شود.

۴-۱ - مروری بر ساختار پایان نامه :

در کارهای گذشته از روشهای کنترلی متفاوتی برای کنترل سیستم تعلیق خودرو استفاده شده است اما روش کنترل مقاوم مبتنی بر انتگرال مقاوم علامت خطا برای سیستم هایی تعلیق خودرو بررسی نشده است. مزیت این روش کنترلی این است که در حضور اغتشاشات خارجی و عدم قطعیت در مدل، پایداری مجانبی را تضمین خواهد نمود. در روشهای قبلی در کنترل مقاوم مثل روش مود لغزشی هرچند عملکرد سیستم از حیث کاهش خطا، کاهش می یابد، اما این بهبود با تلاش کنترلی خیلی زیاد صورت می گیرد و این تلاش همراه با نوسانات با فرکانس بالا می باشد. همچنین در روشهای مقاوم قبلی عمدتاً بایستی محدوددهای نامعینی ها را برای سیستم در نظر گرفت و استراتژیهای کنترلی مربوطه بر همین مبنا پایه گذاری شده اند. در روش کنترلی انتگرال مقاوم علامت خطا، (RISE) انتظار این است که عملکرد سیستم تعلیق بر مبنای کاهش خطای حالتی سیستم بهبود یابد. در ضمن انتظار است که با توجه به ساختار این کنترلر، این بهبود با حداقل تلاش کنترلی نسبت به روشهای قبلی صورت پذیرد. لذا در این تحقیق داشتن رانندگی مطمئن و راحتی مطلوب برای سرنشینان را با اعمال قانون کنترلی انتگرال مقاوم علامت خطا، مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

برای استخراج قانون کنترلی مناسب که باعث پایداری حلقه بسته سیستم شود، تابع لیاپانوف مناسب پیشنهاد شده و با تحلیل لازم، پایداری سیستم بررسی شده است. در ادامه با توجه به تحلیل های انجام شده پایداری مجانبی سیستم با توجه به قانون کنترلی پیشنهادی اثبات شده است. شبیه سازی با اعمال کنترلرهای مختلف از جمله کنترلر پیشنهادی انجام و نتایج نشان می دهد که در انتهای مسیر، روش ارائه شده تلاش کنترلی کمتری نسبت به روش های دیگر داشته و این در حالی است که با وجود تلاش کنترلی کمتر، خطای ردیابی در حالت ماندگار در روش فوق کاهش یافته است.

روش کنترل مقاوم مبتنی بر انتگرال مقاوم علامت خطا، یک استراتژی کنترلی با بهره بالا است. مبنای استراتژی این روش کنترلی توسط آقای ژین و همکارانش صورت گرفت [۱۲]. نتیجه مهمی که در این

ساختار کنترلی وجود دارد ، این است که پایداری مجانبی خوبی با وجود اغتشاشات خارجی و عدم قطعیت در مدل، به دست می آید. طرح کنترلی انتگرال مقاوم علامت خطا، شامل عبارت باز خوردی انتگرال یگانه تابع علامت خطا و همین طور جمله‌ای جهت جبران اغتشاشات کراندار می‌باشد. آقای ژین و همکارانش این تکنیک را با ارائه دادن یک کنترلر ردیابی ناپیوسته برای یک دسته کلی از سیستم‌های مکانیکی غیرخطی که در آن‌ها عدم قطعیت در مدل وجود دارد، استفاده کرده‌اند.

آقای یاو و همکارانش برای سیستم های موتور DC، روش کنترل مقاوم مبتنی بر انتگرال علامت خطا را استفاده کردند. آنها با کاربرد این روش ، سیستم مورد مطالعه را در برابر عدم قطعیت های اصطحکاکی در مدل کنترل نموده و توانستند پایداری مجانبی در ردیابی تضمین نمایند [۱۳].

آقای فیسچر و همکارانش توانستند روش کنترل مقاوم مبتنی بر انتگرال علامت خطا را روی سیستم تجهیزات زیر آبی اعمال کنند و اغتشاشات پیدا شده در این سیستم را به اندازه کافی محدود کنند و در نهایت به پایداری مجانبی در ردیابی برسند [۱۴].

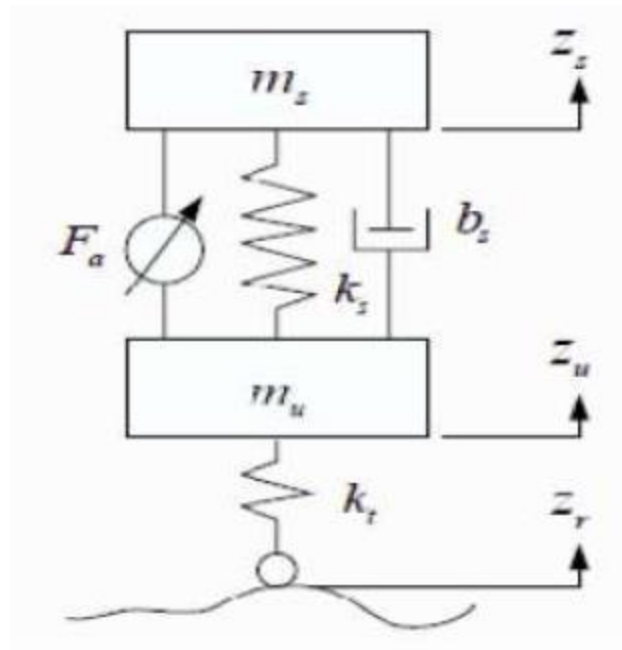
آقای بنهر و همکارانش با ترکیب روش کنترل تطبیقی و کنترل انتگرال مقاوم علامت خطا بر ایمنی پلاتورهای موازی ربات، عملکرد ردیابی را در حضور عدم قطعیت مدل بهبود بخشیدند و تلاش کنترلی را برای ردیابی خطا، کاهش دادند [۱۵].

فصل دوم :

مدل سازی دینامیکی سیستم تعلیق فعال خودرو

۱-۲- مدل سازی دینامیکی سیستم تعلیق فعال خودرو :

مدل سیستم تعلیق فعال یک-چهارم خودرو در شکل ۱-۲ آمده است. معادلات دینامیکی سیستم تعلیق فعال یک-چهارم خودرو با استفاده از قانون دوم نیوتن، به صورت زیر توصیف می‌شود [۲۵]:



شکل ۱-۲ : سیستم تعلیق فعال خودرو

$$m_s \ddot{z}_s = k_s(z_u - z_s) + b_s(\dot{z}_u - \dot{z}_s) + f_a \quad (1-2)$$

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

که در آن m_s و k_s و b_s به ترتیب جرم، ضریب سختی و ضریب میرایی جرم معلق و m_u ، k_t ، به ترتیب جرم، ضریب سختی جرم غیر معلق می باشد.

متغیرهای Z_r و Z_s, Z_u بترتیب جابجایی های چرخ، بدنه و جاده هستند. f_a نیروی محرکه ی هیدرولیکی قرار گرفته بین m_s ، جرم معلق و m_u جرم غیر معلق به منظور غلبه بر اغتشاشات جاده ای است. در سیستم تعلیق فعال، محرک نیرو قادر به تولید و جذب انرژی از سیستم می باشد که بدلیل توانایی سیستم تعلیق در کنترل رفتار خودرو در هنگام عبور از ناهمواریها باعث افزایش کیفیت رانندگی و راحتی سرنشین می شود [۲۶].

باید توجه داشته باشید که :

۱- معادلات بالا، معادلات دینامیکی خطی شده حول نقطه تعادل می باشد که با فرض ثابت بودن سرعت خودرو می باشد.

۲- متغیرهای Z_u, Z_s و Z_r از موقعیت تعادل استاتیکی اندازه گیری شده است .

۳- رفتار دینامیکی خطی شده لاستیک در تماس با جاده زمانی معتبر است که لاستیک با جاده در تمام زمان ها در تماس باشد .

۴- نیروی اعمالی به تاپر بعنوان یک نیروی اغتشاش در سیستم کنترل در نظر گرفته شده است و نیروی تاپر به علت ناهمواریهای جاده بوجود می آید و داریم :

$$f_t = k_t(z_r - z_u) \quad (۳-۲)$$

که f_t نیروی اعمالی از طرف جاده به چرخ است که در اثر ناهمواریهای جاده ایجاد می شود و ترکیبی از اصطکاک، اغتشاشات و عدم قطعیت در مدل بوده که کراندار فرض می شود. با جایگذاری معادله (۳-۲) در معادله (۲-۲) خواهیم داشت:

$$m_u \ddot{z}_u = k_s(z_s - z_u) + b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + f_t - f_a \quad (۴-۲)$$

ورودی کنترلی سیستم تعلیق فعال، نیروی است که توسط محرک که در بین جرم معلق و جرم غیر معلق قرار گرفته است تولید می شود این محرک اغلب از نوع هیدرولیکی می باشد که بطور وسیع در سیستم های کنترل مورد استفاده قرار می گیرد [۲۶].

بردار خطای سیستم و مشتقات آن را می توان به فرم معادله (۲)، تعریف نمود:

$$e_1 = z_d - z \quad (۲-الف)$$

$$\dot{e}_1 = \dot{z}_d - \dot{z} \quad (۲-ب)$$

$$\ddot{e}_1 = \ddot{z}_d - \ddot{z} \quad (۲-ج)$$

در معادله (۲)، z_d ، \dot{z}_d و \ddot{z}_d ، به ترتیب بردارهای موقعیت، سرعت و شتاب مطلوب بوده و فرض می شود که همه این بردارها کراندار هستند.

فصل سوم :

استخراج قانون کنترل مقاوم انتگرال علامت خطا و اثبات پایداری

با توجه به ثابت بودن ماتریس‌های جرم، استهلاک و سختی در یک خودرو، می‌توان از معادله های (۱-۲) و (۲-۲) مشاهده کرد که در صورت برقراری، سیستم پایدار بوده و خطای سیستم به صفر همگرا می‌شود. در طراحی کنترلرهای مبتنی بر مدل، شناخت دقیق از مدل دینامیکی سیستم حائز اهمیت بوده که این امر در عمل به واسطه حضور اغتشاشات و عدم قطعیت‌های موجود در سیستم دشوار می‌باشد. یکی از راه‌های مرسوم مقابله با عدم قطعیت‌های مدل، استفاده از کنترلر مودل‌گزشی می‌باشد که در این تحقیق از این روش نیز استفاده می‌شود (به جهت مقایسه با روش کنترل مقاوم انتگرال علامت خطا). علی‌رغم مزایای این کنترلر که شامل سادگی در طراحی نیز می‌باشد یکی از معایب آن وجود پدیده چترینگ می‌باشد [۱۶]. در این تحقیق برای حل این مشکل از روش کنترل مقاوم بر مبنای انتگرال علامت خطا استفاده می‌شود.

۳-۱- قانون کنترل مقاوم انتگرال علامت خطا:

حال با توجه به معادلات دینامیک مساله، با استفاده از روش انتگرال مقاوم علامت خطا، RISE، اغتشاشات یا عبارتی ناهمواریهای جاده را کنترل می‌کنیم [۲۰ و ۱۷]:

: مدل دینامیکی

$$M\ddot{Z} = F + g * u + f * d \quad (۱-۳)$$

$$M = \begin{bmatrix} m_u & 0 \\ 0 & m_s \end{bmatrix}$$

$d =$ اغتشاشات جاده

$$F = \begin{bmatrix} (-k_t - k_s)z_u + k_s z_s - b_s(\dot{z}_u - \dot{z}_s) \\ k_s z_u - k_s z_s + b_s(\dot{z}_u - \dot{z}_s) \end{bmatrix}$$

$$z = \begin{bmatrix} z_u \\ z_s \end{bmatrix} \quad \text{و} \quad U = f_a \quad \text{و} \quad g = \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad \text{و} \quad d = \begin{bmatrix} z_R \\ 0 \end{bmatrix} \quad f = \begin{bmatrix} k_t \\ 0 \end{bmatrix}$$

حال با توجه به معادلات بالا، به روش کنترل مبتنی بر انتگرال علامت خطا، سیستم را کنترل می کنیم:

ابتدا متغیرهای زیر را تعریف می کنیم:

$$e_1 = z - z_d \quad \text{بردار خطا} \quad (2-3)$$

$$e_2 = \dot{e}_1 + \alpha_1 e_1 \quad \text{بردار کمکی خطا} \quad (3-3)$$

$$r = \dot{e}_2 + \alpha_2 e_2 \quad \text{بردار فیلتر خط} \quad (4-3)$$

α_1 و α_2 ثوابتی مثبت می باشند. با استفاده از متغیرهای تعریف شده در رابطه (۲-۳) تا (۴-۳)، می توان

معادلات حرکت سیستم (۱-۳) را به صورت رابطه (۷-۳) بازنویسی نمود:

طرفین رابطه ی بردار فیلتر خطا را در M ضرب می کنیم:

$$Mr = M\dot{e}_2 + M\alpha_2 e_2 \quad (5-3)$$

با جاگذاری مقدار \dot{e}_2 و e_2 در معادله فوق خواهیم داشت:

$$Mr = M\{(\ddot{z} - \ddot{z}_d) + \alpha_1 \dot{e}_1\} + M\alpha_2 e_2 \quad (6-3)$$

با جایگذاری معادله (۱-۳) در معادله فوق خواهیم داشت:

$$Mr = F + g * U + f * d + M\alpha_1 \dot{e}_1 + M\alpha_2 e_2 - M\ddot{z}_d \quad (7-3)$$

از رابطه فوق u را بشکل زیر بدست می آوریم:

$$u = g^{-1}\{-F - M\alpha_1 \dot{e}_1 - M\alpha_2 e_2 - \mu + M\ddot{z}_d\} \quad (8-3)$$

در رابطه (۸-۳)، μ ، جهت جبران نامعینی‌های موجود در سیستم تعریف شده که در ادامه نحوه استخراج آن بیان می‌شود. با جایگذاری کنترلر (۸-۳)، در معادلات حرکت سیستم (۷-۳)، رابطه (۹-۳) به دست می‌آید.

$$Mr = f_t - \mu \quad (۹-۳)$$

از معادله (۹-۳)، می‌توان نتیجه گرفت که اگر r به سمت صفر میل نماید ($r \rightarrow 0$)، آنگاه جمله μ ، اغتشاشات و عدم قطعیت‌های مدل یعنی f_t را کنترل خواهد کرد. بنابراین، عبارت کنترلی μ ، باید طوری طراحی شود که r به سمت صفر همگرا شود. با مشتق‌گیری از معادله (۹-۳)، رابطه (۱۰-۳) برای دینامیک خطای سیستم به دست می‌آید:

$$M\dot{r} = \dot{f}_t - \dot{\mu} \quad (۱۰-۳)$$

بر اساس معادله (۱۰-۳) و تحلیل پایداری که در ادامه ارائه می‌شود، μ به صورت رابطه ی (۱۱-۳) طراحی شده است.

$$\mu = (k_s + 1)e_2(t) - (k_s + 1)e_2(0) + \int_{t_0}^{t_1} [(k_s + 1)\alpha_2 e_2(\tau) + \beta \text{sgn}(e_2)] d(\tau) \quad (۱۱-۳)$$

در رابطه (۱۱-۳)، β و K_s ، بهره‌های کنترلی ثابت و مثبت هستند و sgn نیز تابع علامت می‌باشد. با مشتق گرفتن از رابطه (۱۱-۳)، رابطه (۱۲-۳) را می‌توان نوشت:

$$\dot{\mu} = (k_s + 1)r + \beta \text{sgn}(e_2) \quad (۱۲-۳)$$

حال $\dot{\mu}$ را در رابطه دینامیک خطا، (۱۰-۳) قرار می‌دهیم:

$$M\dot{r} = N(t) - e_2 - (k_s + 1)r - \beta \text{sgn}(e_2) \quad (۱۳-۳)$$

در رابطه (۱۳-۳)، N یک متغیر کمکی است که به صورت رابطه (۱۴-۳) می‌باشد.

$$N(z, \dot{z}, t) \triangleq \dot{f}_t - \frac{1}{2} M \dot{r} + e_2 \quad (14-3)$$

برای تحلیل پایداری، متغیر کمکی N_d به عنوان مقدار مطلوب N به صورت معادله (۱۵-۳) تعریف شده است.

$$N_d \triangleq \frac{\partial f_t}{\partial \dot{z}} \ddot{z}_d \quad (15-3)$$

رابطه (۱۶-۳) را می توان برای خطای مربوط به N بیان کرد:

$$\tilde{N} \triangleq N - N_d \quad (16-3)$$

با توجه به کراندار بودن f_t و \ddot{z}_d می توان کراندار بودن N_d را با توجه به رابطه (۱۵-۳) نتیجه گرفت؛ لذا رابطه های (۱۷-۳) برای کران N_d و \dot{N}_d تعریف می شود:

$$N_d \leq \xi_{Nd} \quad (17-3 \text{ الف})$$

$$\dot{N}_d \leq \xi_{Nd2} \quad (17-3 \text{ ب})$$

در رابطه (۱۷-۳)، ξ_d و ξ_{d2} ، ثوابت مثبت معلوم می باشند. در ادامه، قانون کنترل مقاوم مبتنی بر انتگرال علامت خطا معرفی و روند به دست آوردن آن و اثبات پایداری با اعمال این قانون کنترلی ارائه خواهد شد.

۳-۲- تحلیل پایداری بر اساس قانون کنترل مقاوم مبتنی بر انتگرال علامت خطا:

برای بررسی پایداری سیستم و استخراج قانون کنترلی مدنظر، تابع لیپانوفی به صورت رابطه (۱۸-۳) پیشنهاد می شود [۱۷].

$$V(z, t) \triangleq e_1^T e_1 + \frac{1}{2} e_2^T e_2 + \frac{1}{2} r^T M r + p \quad (18-3)$$

با توجه به اینکه ماتریس اینرسی برای سیستم تعلیق خودرو، مثبت معین است، می توان نتیجه گرفت که سه عبارت اول در رابطه (۱۸-۳) مثبت هستند و برای اینکه تابع لیپانوف مثبت باشد، جمله آخر یعنی p

عبارتی مثبت تعریف خواهد شد؛ لذا با این شرط اخیر تابع لیاپانوف تعریف شده طبق رابطه (۳-۱۸)، مثبت معین خواهد بود. عبارت p به صورت رابطه (۳-۱۹) بیان می شود.

$$p(t) \triangleq \beta \|e_2(0)\| - e_2(0)^T N_d(0) - \int_0^t L(\tau) d\tau \quad (۳-۱۹)$$

که در رابطه (۳-۱۹)، L مطابق با رابطه (۳-۲۰) تعریف می شود.

$$L(t) \triangleq r^T (N_d(t) - \beta \text{sign}(e_2)) \quad (۳-۲۰)$$

با توجه به انتخاب β طبق رابطه (۳-۲۱)، می توان مثبت بودن p را نتیجه گرفت.

$$\beta > \xi_{N_d} + \frac{1}{\alpha_2} \xi_{N_{d2}} \quad (۳-۲۱)$$

برای پایدار بودن سیستم، بایستی رابطه زیر برقرار باشد:

$$\dot{V} < 0$$

به عبارت دیگر، \dot{V} باید منفی معین باشد؛ لذا با مشتق گرفتن از تابع لیاپانوف (۳-۱۸)، رابطه (۳-۲۲) به دست می آید.

$$\dot{V} = r^T M \dot{r} + \frac{1}{2} r^T \dot{M} r + e_2^T \dot{e}_2 + 2e_1^T \dot{e}_1 + \dot{p} \quad (۳-۲۲)$$

در رابطه (۳-۲۲)، \dot{p} ، با مشتق گرفتن از رابطه (۳-۱۹) به دست می آید که در رابطه (۳-۲۳) بیان شده است.

$$\dot{p}(t) = -L(t) = -r^T \{N_d(t) - \beta \text{sign}(e_2)\} \quad (۳-۲۳)$$

با جایگذاری روابط (۳-۲)، (۳-۳) و (۳-۴) و (۳-۱۳) و (۳-۲۳) در معادله (۳-۲۲) و ساده سازی، معادله (۳-۲۴) به دست می آید.

$$\dot{V} = r^T \tilde{N}(t) - (K_s + 1) \|r\|^2 - \alpha_2 \|e_2\|^2 - 2\alpha_1 \|e_1\|^2 + 2e_2^T e_1 \quad (۳-۲۴)$$

جمله آخر در رابطه (۲۴-۳) در نامعادله (۲۵-۳) صدق می‌نماید.

$$2e_2^T e_1 \leq \|e_1\|^2 + \|e_2\|^2 \quad (۲۵-۳)$$

لذا با در نظر گرفتن رابطه (۲۵-۳) می‌توان رابطه (۲۴-۳) را به صورت نامعادله (۲۶-۳) نوشت.

$$\dot{V} \leq r^T \tilde{N}(t) - (K_s + 1)\|r\|^2 - \alpha_2 \|e_2\|^2 - 2\alpha_1 \|e_1\|^2 + \|e_1\|^2 + \|e_2\|^2 \quad (۲۶-۳)$$

با ساده‌سازی و مرتب نمودن رابطه (۲۶-۳) و تعریف پارامترهایی مطابق با رابطه (۲۷-۳) می‌توان نامعادله (۲۸-۳) را نتیجه گرفت.

$$\lambda_3 \triangleq \min\{2\alpha_1 - 1, \alpha_2 - 1, 1\} \quad (الف-۲۷-۳)$$

$$z = [e_1^T \quad e_2^T \quad r^T]^T \quad (ب-۲۷-۳)$$

$$\dot{V} \leq \|\tilde{N}(t)\| \|r\| - K_s \|r\|^2 - \lambda_3 \|z\|^2 \quad (۲۸-۳)$$

با توجه به رابطه (۱۴-۳) و با فرض کراندار بودن $\tilde{N}(t)$ می‌توان رابطه (۲۹-۳) را نوشت.

$$\|\tilde{N}(t)\| \leq \rho(\|z\|) \|z\| \quad (۲۹-۳)$$

در رابطه (۲۹-۳)، $\rho(\|z\|)$ یک تابع غیر کاهشی معکوس‌پذیر مثبت است. با در نظر گرفتن رابطه (۲۹-۳) می‌توان نامعادله (۲۸-۳) را به صورت رابطه (۳۰-۳) استنتاج نمود.

$$\dot{V} \leq -(K_s \|r\|^2 - \rho(\|z\|) \|r\| \|z\|) - \lambda_3 \|z\|^2 \quad (۳۰-۳)$$

با اضافه و کم نمودن جمله $\frac{(\rho\|z\|)^2}{4K_s}$ به طرف راست نامعادله (۳-۳۰) و تشکیل اتحاد مربع سه جمله‌ای و سپس حذف آن به‌عنوان یک جمله منفی (با توجه به علامت منفی پشت اتحاد مربع)، همچنان نامعادله فوق برقرار بوده و می‌توان آن را به‌صورت رابطه (۳-۳۱) نوشت.

$$\dot{V} \leq -\left(\lambda_3 - \frac{\rho^2}{4K_s}\right)\|z\|^2 \quad (۳-۳۱)$$

رابطه (۳-۳۱) را می‌توان به‌صورت رابطه (۳-۳۲) بازنویسی کرد.

$$\dot{V} \leq -W(y) \quad (۳-۳۲)$$

در رابطه (۳-۳۲)، $W(y)$ با توجه به نامعادله (۳-۳۱) طبق رابطه (۳-۳۳) تعریف می‌شود.

$$W(y) = \left(\lambda_3 - \frac{\rho^2}{4K_s}\right)\|z\|^2 \quad (۳-۳۳)$$

در رابطه (۳-۳۲)، با توجه به رابطه (۳-۱۷) می‌توان \mathcal{Y} را به‌عنوان بردار حالت‌های تعریف شده در تابع لیاپانوف به‌صورت رابطه (۳-۳۴) تعریف نمود:

$$y(t) \triangleq [z^T(t)\sqrt{p(t)}]^T \quad (۳-۳۴)$$

برای اینکه مشتق تابع لیاپانوف طبق رابطه (۳-۳۲) منفی باشد، بایستی عبارت $W(y)$ تعریف شده در رابطه (۳-۳۳) مثبت باشد، لذا رابطه (۳-۳۵) با توجه به این شرط، بایستی برقرار باشد.

$$\|y\| \leq \rho^{-1}(2\sqrt{\lambda_3 k_s}) \quad (۳-۳۵)$$

در نتیجه با برقراری رابطه (۳-۳۵) مشتق تابع لیاپانوف منفی نیمه معین شده و با استفاده از تئوری پایداری لیاپانوف، می‌توان پایداری لیاپانوفی سیستم را نتیجه گرفت؛ لذا تابع لیاپانوف تعریف شده از بالا کراندار بوده و طبق رابطه (۳-۱۸) می‌توان نتیجه گرفت که e_1 ، e_2 و r محدود هستند. با محدود شدن پارامترهای فوق می‌توان طبق رابطه (۳-۲۰ و ۳-۴) نتیجه گرفت که \dot{e}_1 و \dot{e}_2 محدود هستند و با توجه به آن و با فرض محدود بودن مشتقات اول و دوم مسیر مطلوب می‌توان محدود بودن \dot{Z} و \ddot{Z} را نتیجه گرفت. با توجه به کراندار بودن

پارامترهای فوق، از رابطه (۷-۳) تا (۱۱-۳) می توان استنتاج کرد که μ ، $\dot{\mu}$ و f_a نیز محدود هستند. با فرض محدود بودن f_t و \dot{M} ، از رابطه (۱۰-۳) می توان محدود بودن \dot{r} را نتیجه گرفت. در نتیجه با مشتق گرفتن از رابطه (۳۳-۳)، می توان محدود بودن \dot{V} را نتیجه گرفت و لذا با توجه به لم باربالات^۱ می توان گفت که وقتی زمان به سمت بی نهایت میل می کند \dot{V} به سمت صفر میل خواهد نمود؛ لذا می توان طبق رابطه (۳۱-۳) و با شرط (۳۳-۳) استنتاج کرد که $\|z\|$ به صفر میل کرده و با توجه به رابطه قسمت ب، (۳۷-۳) می توان پایداری مجانبی خطای سیستم را نتیجه گرفت. در نتیجه با توجه به استدلالی که ارائه شد، می توان گفت با اعمال کنترلر پیشنهادی (f_a) با لحاظ رابطه (۱۱-۳) به سیستم مورد مطالعه، پایداری مجانبی سیستم برقرار می باشد.

^۱Lemma Brablat

فصل چهارم :

کنترل مود لغزشی سیستم تعلیق فعال خودرو

۴-۱- قانون کنترلی مود لغزشی:

جهت مقایسه روش کنترلی انتگرال علامت خطا با روش کنترلی مود لغزشی، نحوه استخراج قانون کنترلی مبتنی بر مود لغزشی برای سیستم مورد مطالعه، به طور خلاصه در این قسمت ارائه شده است. کنترل مود لغزشی یک رهیافت قدرتمند در جهت کنترل سیستمهای غیر خطی و غیر قطعی می باشد. کنترل مود لغزشی یک روش کنترل مقاوم است و می تواند با داشتن عدم قطعیت ها و اغتشاش های پارامتری به کار رود، به شرطی که محدوده این عدم قطعیت ها و اغتشاش ها معلوم باشد. یک مقایسه دقیق بین کنترل مود لغزشی و کنترل مبتنی بر انتگرال علامت خطا نشان می دهد که عملکرد این دو روش چگونه می باشد [۲۷].

مساله کنترل مود لغزشی به طور کلی به دو مرحله تقسیم می شود:

۱- طراحی یک سطح لغزش $s(x) = 0$ به نحوی که تابعی از حالت های سیستم بوده و مرتبه آن کوچکتر از مرتبه معادلات حالت سیستم باشد و رفتار حالت های سیستم بر روی آن مستقل از ورودی ها گردد.

۲- بدست آوردن یک ورودی سیگنال کنترل $U(z, t)$ ، به طوری که حالت های سیستم را از محدوده خارج از سطح لغزش به طرف آن ببرد و بر روی آن نگه دارد تا در مدت معین به حالت مطلوب برسد. تکنیک کنترل مود لغزشی و مشکل به وجود آمدن لرزش در این روش مورد بررسی قرار گرفته است [۱۸].

۴-۲- طراحی کنترل کننده مود لغزشی:

با اضافه و کم کردن \ddot{z}_s به رابطه (۱-۲) و مرتب سازی آن داریم:

$$\ddot{z}_s = -b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) + f_a + (1 - m_s)\ddot{z}_s \quad (۱-۴)$$

برای بیان قانون کنترلی مبتنی بر روش مود لغزشی و با توجه با رابطه (۴-۱)، مدل دینامیکی سیستم تعلیق خودرو ، به فرم رابطه (۴-۲) بازنویسی شده است:

$$\ddot{z}_s = f_{zs} + f_a \quad (۴-۲)$$

در رابطه (۴-۲)، f_a و f_{zs} برای سیستم مورد مطالعه به صورت رابطه (۴-۳) بیان شده‌اند:

$$f_a = M^{-1}f_{zs} \quad (۴-۳\text{ الف})$$

$$f_{zs} = -b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) + (1 - m_s)\ddot{z}_s \quad (۴-۳\text{ ب})$$

تابع f_{zs} دقیقاً معلوم نمی باشد ، اما عدم قطعیت f_{zs} محدود به یک تابع معلوم است یعنی:

$$f_{zs} = \hat{f}_{zs} + \Delta f_{zs} \quad (۴-۴)$$

$$|\Delta f_{zs}| \leq F \quad (۴-۵)$$

بطوری که Δf_{zs} نامعلوم بوده ولی \hat{f}_{zs} و F معلوم می باشند. هدف کنترل عبارت است از تعیین یک کنترل فیدبک $u = u(z_s)$ می باشد، به نحوی که حالت z_s در سیستم حلقه بسته قادر به ردگیری حالت مطلوب z_{sd} باشد. یعنی ردیابی:

$$e = z_{sd} - z_s \quad (۴-۶)$$

به سمت صفر همگرا گردد که در رابطه اخیر $z_{sd} = 0$ فرض شده است.

طراحی سطح لغزش در حالت کلی دارای معادله دیفرانسیلی می باشد که تابعی از حالت ها و یا خطای بین حالت ها و مقادیر مطلوب آنهاست.

با توجه به اینکه مدل دینامیکی مرتبه دوم است، سطح لغزش به صورت رابطه (۴-۷) پیشنهاد می شود [۱۹]:

$$S = \dot{e} + \lambda e \quad (۴-۷)$$

در رابطه (۷-۴)، λ ثابتی مثبت است. با مشتق گرفتن از رابطه (۷-۴) و استفاده از معادله‌های (۲-۴) و (۴-۴) - (۳)، معادله (۸-۴) به دست می‌آید:

$$\dot{S} = \ddot{e} + \lambda \dot{e} = -\ddot{z}_s - \lambda \dot{z}_s \quad (۸-۴)$$

برای قرار گرفتن روی سطح لغزش، بایستی \dot{S} برابر صفر شود؛ لذا کنترلر u_{eq} طبق رابطه (۹-۴) با فرض وجود نامعینی در سیستم تعریف می‌شود:

$$u_{eq} = \ddot{z}_d - \hat{f}_{zs} + \lambda \dot{e} \quad (۹-۴)$$

در رابطه (۹-۴)، \hat{f}_{zs} تخمینی از f_{zs} است که فرض می‌شود $|\hat{f}_{zs} - f_{zs}|$ کراندار باشد.

برای جبران نامعینی‌های موجود در سیستم، قانون کنترلی (۱۰-۴) برای سیستم مورد مطالعه پیشنهاد می‌شود:

$$u = u_{eq} - k \text{sign}(S) \quad (۱۰-۴)$$

که در رابطه (۱۰-۴)، k عبارتی است که به تابع کنترلر اضافه شده و حدود آن با توجه به بحث مربوطه در بخش اثبات پایداری که در ادامه می‌آید، محاسبه می‌شود.

۴-۳- تحلیل پایداری برای روش کنترلی مود لغزشی:

برای اثبات پایداری بر مبنای کنترلر مبتنی بر مود لغزشی، تابع لیاپانوفی مطابق با رابطه (۱۱-۴) برای سطح لغزش تعریف می‌شود [۱۹]:

$$V = \frac{1}{2} S^T S \quad (۱۱-۴)$$

با توجه به رابطه (۱۱-۴) مشاهده می‌شود که تابع لیاپانوف یک تابع مثبت می‌باشد. برای بررسی پایداری، بایستی مشتق تابع فوق بررسی شود؛ لذا با مشتق گرفتن از رابطه (۱۱-۴)، می‌توان رابطه (۱۲-۴) را نوشت:

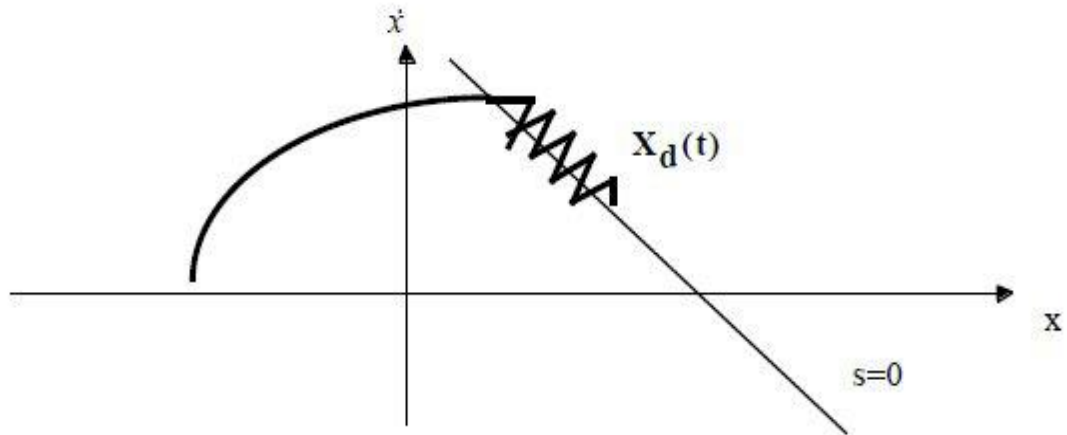
$$\dot{V} = S^T \dot{S} \quad (12-4)$$

برای اینکه مشتق تابع لیاپانوف، منفی شود، باید شرطی طبق رابطه (13-4) برقرار شود:

$$S^T \dot{S} \leq -\eta |S| \quad (13-4)$$

در نامعادله (13-4)، η ثابتی مثبت است. این شرط کاهش $|S(z_s, t)|$ را در صورتیکه z_s روی سطح $S(t)$ نباشد تضمین می نماید، یعنی مسیر حالت به سمت سطح $S(t)$ انتقال خواهد یافت، که در شکل (1-4) بخوبی نمایش داده شده است. حال با استفاده از معادله (10-4) و جایگذاری مقدار u و u_{eq} و \ddot{z}_d از رابطه های اخیر و جایگذاری در معادله (10-4)، معادله (14-4) بدست می آید و با جایگذاری پارامترهای نامعادله (13-4)، نامعادله (15-4) به دست می آید:

$$f_a = \hat{f}_{zs} - \lambda \dot{z}_s + k \operatorname{sgn}(s) \quad (14-4)$$



شکل 1-4: سطح لغزش

$$k \leq -\eta - \operatorname{sign}(S)(\hat{f}_{zs} - f_{zs}) \quad (15-4)$$

با توجه به فرض کراندار بودن نامعینی سیستم، می توان رابطه (16-4) را نوشت:

$$|\hat{f}_{zs} - f_{zs}| \leq \rho \quad (16-4)$$

با استفاده از رابطه (۱۶-۴) مقدار k را که شرط (۱۵-۴) را ارضا نماید، می توان طبق رابطه (۱۷-۴) انتخاب نمود:

$$k = -\eta - \rho \quad (۱۷-۴)$$

لذا با انتخاب k طبق رابطه (۱۷-۴)، شرط لغزش (۱۳-۴) برقرار شده و مقدار S تا رسیدن به سطح لغزش $S = 0$ کاهش می یابد؛ بنابراین طبق رابطه (۶-۴) مقدار خطای ردیابی سیستم به سمت صفر میل خواهد نمود. لذا کنترلر مبتنی بر مود لغزشی تعریف شده طبق رابطه (۱۰-۴) باعث همگرایی مجانبی سیستم خواهد شد. همان طور که توضیح داده شد تا زمانی که شرط لغزش رعایت شود، سیستم پایدار خواهد ماند و توسط انتخاب مقادیر λ و η می توان تا حد دلخواه شرط جذب را قوی تر کرد تا عوامل ایجاد اغتشاش نتواند بر روی پایداری مقاوم سیستم تحت کنترل را تضمین نماید. با توجه به قاعده کنترل لغزشی بیان شده در رابطه (۱۴-۴) مشاهده گردید که در طول سطح لغزش $S(t)$ گسستگی دارد که باعث می گردد سیگنالهای کنترلی حول مقادیر متوسط خود، به شدت نوسان نمایند. نوسان به دلیل اینکه مستلزم فعالیت کنترلی بالا بوده، ممکن است مدل‌های مدل نشده و فرکانس بالای سیستم را تحریک کرده و به رفتارهای غیر قابل پیش بینی و نامطلوب منجر شود. یک راه جلوگیری از نوسان استفاده از تابع اشباع است [۱۹]. در نتیجه ما قادر خواهیم بود یک کنترل کننده طراحی نمائیم، که احتیاجی به سوئیچ نمودن گسسته در میان سطح لغزشی نداشته باشد. در نهایت قانون کنترل مد لغزشی بصورت زیر بدست می آید:

$$f_a = -\hat{f}_{zs} - \lambda \dot{z}_s + ksat\left(\frac{s}{\phi}\right) \quad (۱۸-۴)$$

که تابع اشباع $ksat\left(\frac{s}{\phi}\right)$ به صورت زیر تعریف می شود:

$$sat\left(\frac{s}{\phi}\right) = \begin{cases} -1 & \frac{s}{\phi} \leq -1 \\ \frac{s}{\phi} & -1 < \frac{s}{\phi} \leq 1 \\ 1 & \frac{s}{\phi} > 1 \end{cases} \quad (۱۹-۴)$$

فصل پنجم :

شبيه سازى

در قسمتهای قبل کنترل با استفاده از روش جدید انتگرال علامت خطا (rise) و همچنین مود لغزشی، به جهت مقایسه ارائه شد. در این فصل به بررسی عملکرد دو تا کنترل کننده فوق می پردازیم و آنها را باهم مقایسه می کنیم [۲۳]. مقادیر پارامترهای سیستم تعلیق فعال و محرک هیدرولیکی در جدول ۱-۵ آمده است [۹].

جدول ۱-۵: پارامترهای سیستم تعلیق [۹].

$m_s = 240kg$	$k_s = 16000N/M$	$b_s = 980N/(m/s)$
$m_u = 36kg$	$k_t = 160000N/M$	$b_t = 9800N/(m/s)$
$\lambda=20$	$\alpha_1 = 5$	$\alpha_2 = 10$
$\beta=10$	$\tau=1/30s$	$\eta=10$

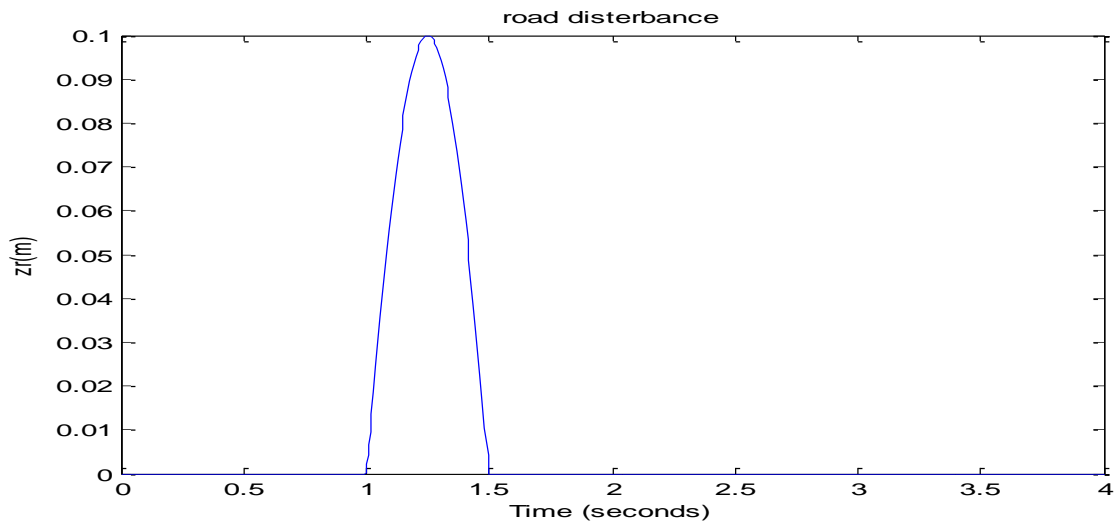
فرض شده که حداکثر نیروی اغتشاشی وارده ۳۴۶۵ نیوتن می باشد $f_{a,max} < 3465 N$ [۹] و جابجای مطلوب بدنه صفر در نظر گرفته شده است.

شکل ۱-۵ ناهمواریهای جاده را نشان می دهد و بصورت زیر توصیف می گردد.

$$z_r = 0.1 \sin(2\pi t + \pi) \quad (۱-۵)$$

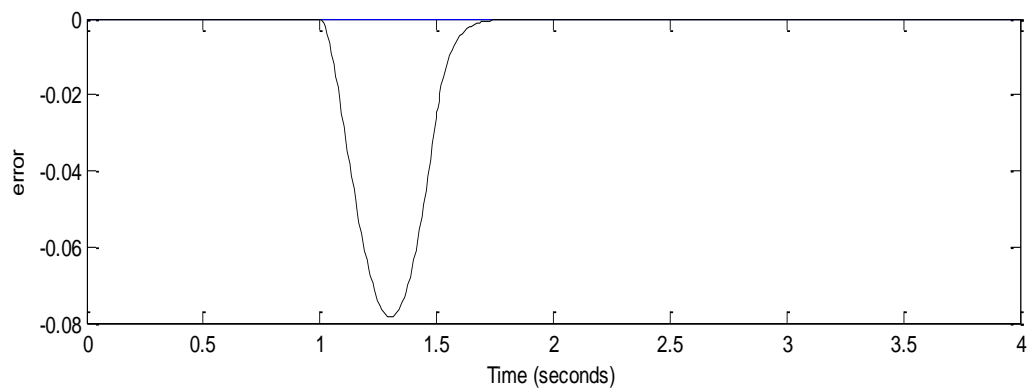
ناهمواری جاده با یک دست انداز با دامنه ده سانتیمتر، در مدت ۰,۵ ثانیه می باشد. جهت اجرای شبیه سازی پارامترهای مورد نیاز در طراحی کنترل کننده بصورت زیر می باشد:

$$m = \begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_u \end{bmatrix} \quad k = \begin{bmatrix} k_s & 0 \\ 0 & k_t \end{bmatrix} \quad b = \begin{bmatrix} b_s & 0 \\ 0 & b_t \end{bmatrix}$$

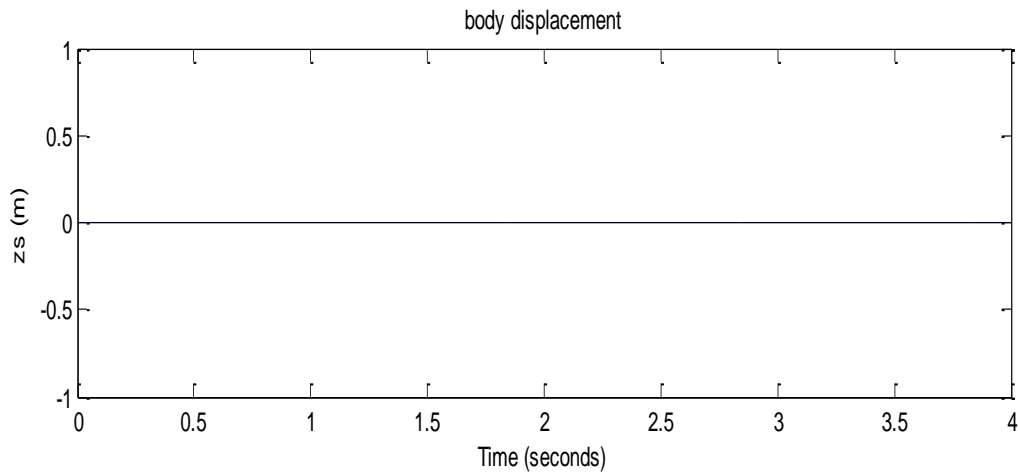


شکل ۵-۱: ناهمواری جاده

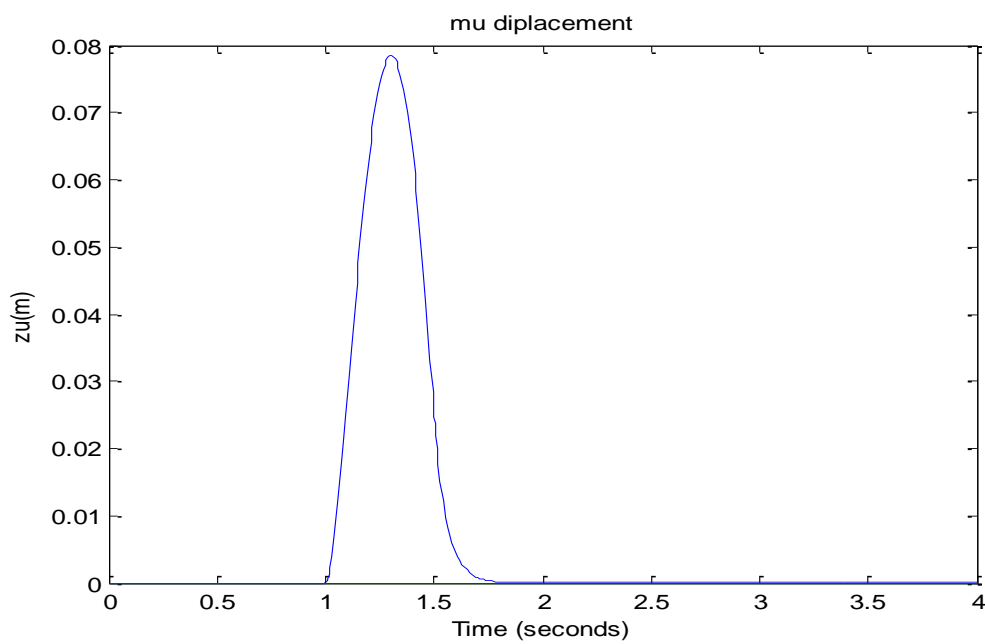
در سیستم کنترلی انتگرال علامت خطا، با توجه به کنترلر u در معادله (۳-۸) ، نمودارهای خطا و جابجاییهای بدنه، Z_s و جابجا جرم معلق یا همان فنر بندی شده، Z_u در شکل های شماره ی (۵-۲) الی (۵-۴) آورده شده است.



شکل ۵-۲: نمودار خطا در سیستم تعلیق فعال با کنترلر کننده انتگرال علامت خطا



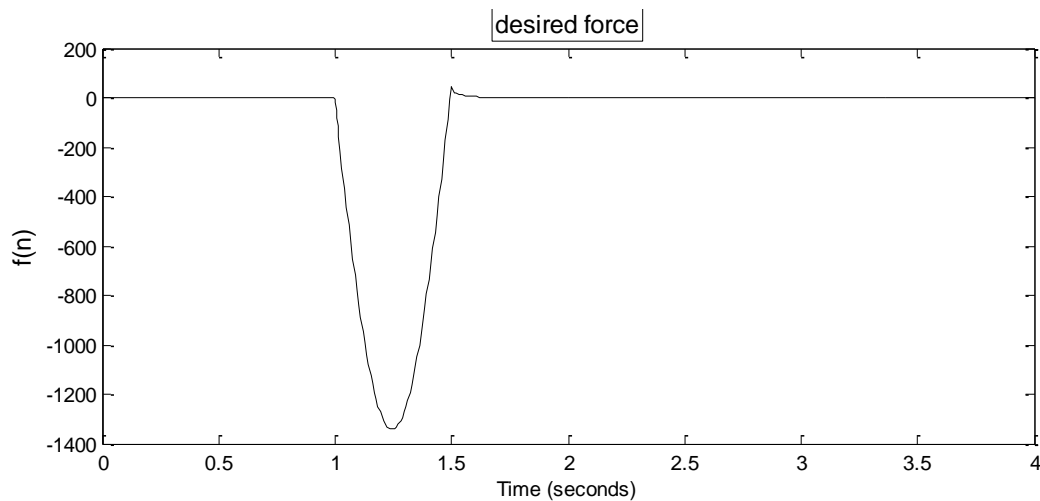
شکل ۳-۵: جابجای بدنه با کنترل کننده انتگرال علامت خطا



شکل ۴-۵: جابجای جرم معلق یا فنر بندی شده در سیستم کنترلی انتگرال علامت خطا.

همانطور که از شکل ۳-۵ پیداست، جابجایهای بدنه در سیستم کنترلی انتگرال علامت خطا، در حد صفر می باشد و این یعنی یک حالت ایده آل برای سرنشینان یک خودرو.

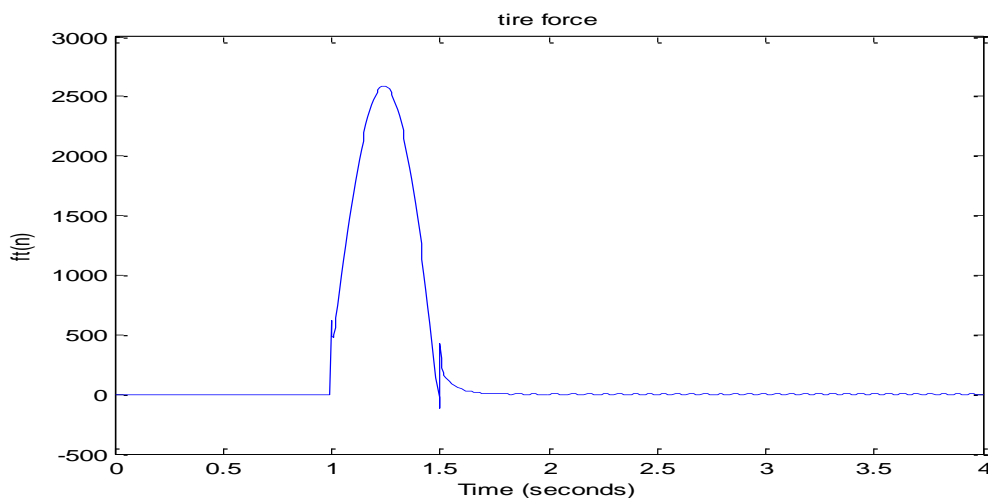
نیروی محرک مطلوب حاصل از طراحی کنترل کننده انتگرال علامت خطا در شکل (۵-۵) آورده شده است حداکثر نیروی ایجاد شده ۱۴۰۰ نیوتن می باشد که کمتر از حداکثر نیروی مجاز فرض شده است.



شکل ۵-۵: نیروی مطلوب بدست آمده از کنترل کننده انتگرال علامت خطا.

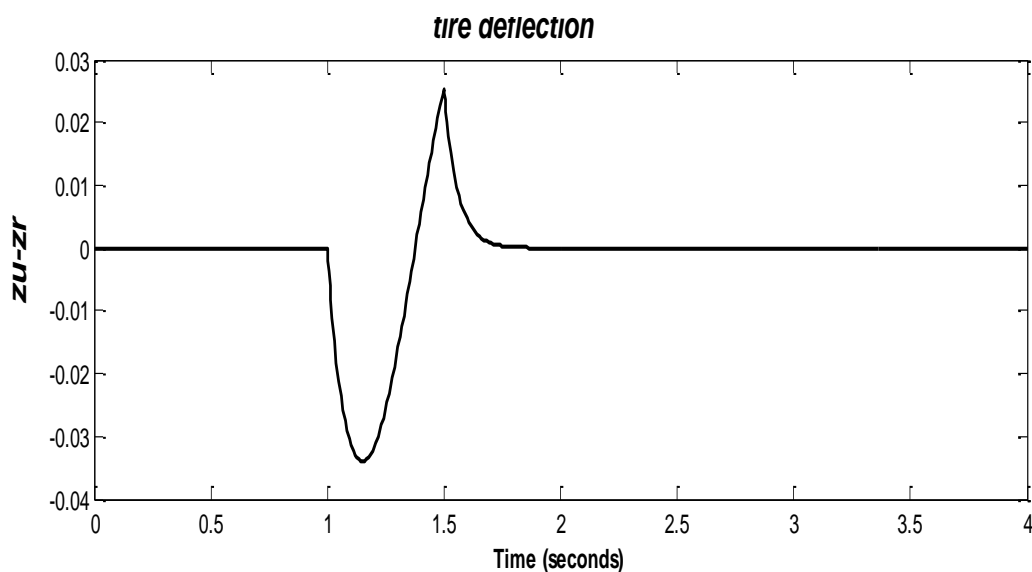
حداکثر نیروی وارده شده در اثر دست انداز به چرخ (نیروی تایر f_t) حدود ۲۵۰۰ نیوتن می باشد.

همانطور که از نمودارها پیداست تمامی پارامترها از جابجایی ها گرفته تا خطا، همگی به مقادیر ثابت و یا صفر همگرا هستند. بنابراین می توان مشاهده کرد که تمام سیگنالها محدود هستند و روش کنترلی مورد نظر با وجود نامعینی ها و عدم قطعیتها عملکرد خوبی دارد.



شکل ۵-۶: نیروی ایجاد شده در اثر دست انداز به چرخ.

همانطور که در مقدمه ذکر شد یکی از معیارهای راحتی مسافر و کیفیت رانندگی، تغییر فرم لاستیک می باشد.

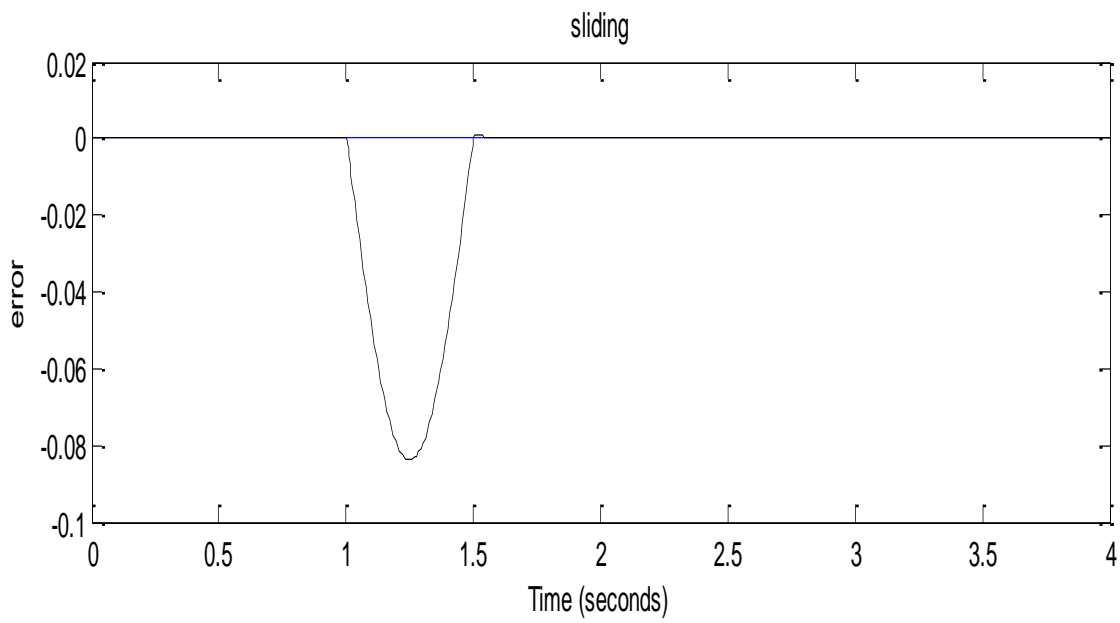


شکل ۵-۷: تغییر فرم لاستیک در سیستم تعلیق فعال

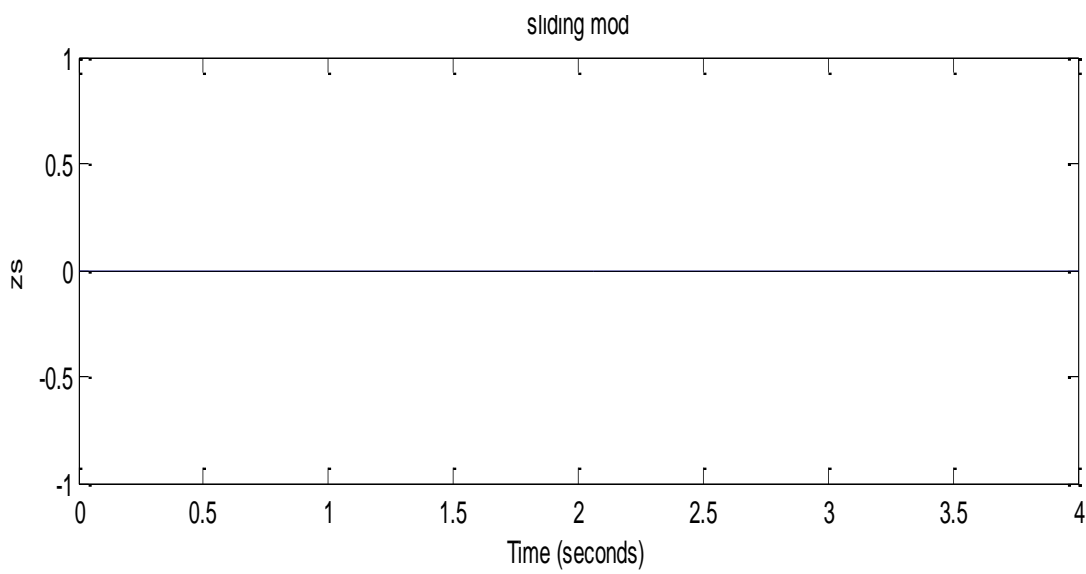
در سیستم کنترلی مد لغزشی، دست انداز همانند شکل (۵-۱) با همان معادله و دامنه می باشد. کنترلر در این سیستم به صورت معادله (۸-۹) می باشد و حداکثر نیروی مجاز خروجی محرک و جابجای مطلوب و همچنین ناهمواری های جاده همانند سیستم انتگرال علامت خطا می باشد. پارامترهای استفاده شده در طراحی کنترل کننده مد لغزشی بصورت زیر است:

$$\lambda = 20$$

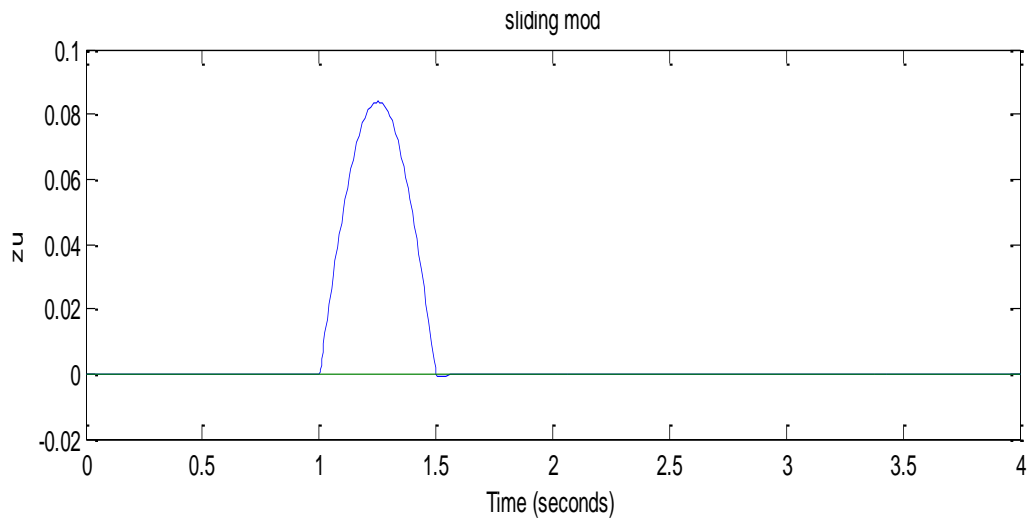
شکل های شماره (۵-۵) الی (۵-۸) مربوط به سیستم کنترلی مد لغزش می باشد.



شکل ۵-۸: نمودار خطا در سیستم تعلیق فعال با کنترلر کننده مود لغزشی.

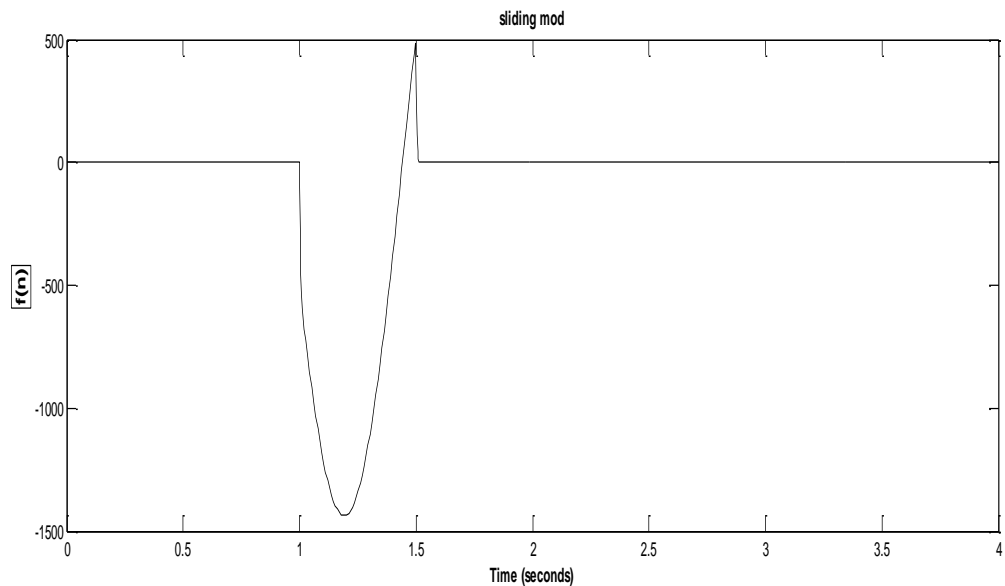


شکل ۵-۹: جابجای بدنه با کنترل کننده مود لغزشی.



شکل ۵-۱۰: جابجای جرم معلق یا فنر بندی شده در سیستم کنترلی مودلغزشی.

همانطور که از روی نمودارها پیداست خطا مربوط به سیستم انتگرال علامت خطا علاوه بر اینکه سریعتر به سمت صفر می رود دارای تلاش کنترلی کمتر و عبارتی دارای چترینگ کمتری می باشد و این مهمترین مزیت استفاده از روش کنترلی انتگرال علامت خطا نسبت به روش مودلغزشی می باشد. نیروی مطلوب حاصل از طراحی کنترلر مودلغزشی در شکل ۵-۱۰ آورده شده است.



شکل ۵-۱۱: نیروی مطلوب بدست آمده از طراحی کنترل کننده مودلغزشی.

فصل ششم

نتیجه گیری و پیشنهادات

۶-۱- نتیجه گیری:

طرح نوین کنترل سیستم تعلیق فعال خودرو با در نظر گرفتن محرک هیدرولیکی و به منظور دستیابی به راحتی سرنشین و رانندگی مطمئن با استفاده از روش کنترلی انتگرال علامت خطا انجام شد و پایداری آن با تحلیل ریاضی اثبات گردید و با روش کنترلی مود لغزشی مقایسه شد که در این مقایسه به این نتیجه رسیدیم که استفاده از روش کنترلی انتگرال علامت خطا دارای تلاش کنترلی و چترینگ کمتری نسبت به روش کنترلی مود لغزشی می باشد. پس از بررسی روابط و معادلات دینامیکی سیستم تعلیق فعال، مشخص می شود که با استفاده جابجایی بدنه و طراحی کنترل کننده بر مبنای آن، می توان به راحتی سرنشین و رانندگی مطمئن دست یافت. از نظر عملکرد باتوجه به نتایج شبیه سازی حاصل از اعمال کنترل کننده ی انتگرال علامت خطا، نشان می دهد که راحتی سرنشین را در هنگام عبور از دست انداز به میزان قابل توجهی بهبود بخشیده و در ادامه بعد از عبور از دست انداز، سریع به نقطه تعادل خود باز می گردد که نتایج شبیه سازی ارائه شده تاییدی بر روش پیشنهادی در حضور عدم قطعیت است.

۶-۲- پیشنهادات:

با توجه به نقش بسیار مهم سیستم تعلیق خودرو در فراهم کردن راحتی سرنشین و رانندگی مطمئن، کنترل مناسب سیستم تعلیق بسیار حائز اهمیت است. در ادامه این پایان نامه می توان از سیستم های هوشمند و همچنین طراحی و ساخت سیستم کنترلی ارائه شده (انتگرال علامت خطا) بر روی مدل کامل خودرو را پیشنهاد کرد.

- [1] *Youngho M, CheokKa C (1990) Model refrence adaptive control for vehicle active suspension system. IEEE Trans Ind Electronics 38(4): 1220--1320*
- [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 JSysSci 36: 119–135.*
- [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) Adaptives liding control of active suspension systems with uncertain hydraulic actuator dynamics. Vehicle Sys Dyn 44: 357–368.*
- [6] *Chen H.Y. , Huang SJ (2008) A new model-free adaptive sliding controller for avtive suspension system. Int J Sys Sci 39: 57–69.*
- [7] *Salem m. M. M. M. , Aly A. A. (2010) “Fuzzy control Of a quarter-car suspension System “. International Journal Of Aerospace And Mechanical Engineering , 4:235-240 .*
- [8] *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: 388–390*
- [9] *Fateh MM, Alavi SS (2009) Impedance control ofan active suspension system. Mechatronics 19:14-134*
- [10] *Fateh MM (2010) Robust impedance control of a hydraulic suspension system. Int J Robust and Nonlinear Cont 20 :858–872.*
- [11] *Fateh MM, Zirkohi M (2011) Adaptive impedance control of a hydraulic suspension system using particle swarm optimizatio. Vehicle Sys Dyn 49:1965-1951*
- [12] *B. Xian D. M. Dawson, M. S. de Queiroz, and J. Chen “A Continuous Asymptotic Tracking Control Strategy for Uncertain Nonlinear Systems” IEEE Transactions on automatic control, Vol. 49, No. 7, 2004.*
- [13] *J. Yao and D. Ma “RISE-Based Precision Motion Control of DC Motors With Continuous Friction Compensation” IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 61, No. 12, 2014.*
- [14] *N.Fischer, D. Hughes, P.Walters, W. E. Dixon, E. M. Schwartz “Nonlinear RISE-Based Control of an Autonomous Underwater Vehicle” IEEE Transactions on Robotics, pp. 1552-3098, 2014 IEEE.*

- [15] M.Bennehar, A. Chemori, F. Pierrot “A Novel RISE-Based Adaptive Feedforward Controller for Redundantly Actuated Parallel Manipulators” *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, pp. 2389-2394, 2014.
- [16] P.R. Ouyang, J. Acob, V. Pano, *PD With Sliding Mode Control for Trajectory Tracking of Robot*, *Robotics and Computer Integrated Manufacturing*, Vol. 30, pp. 189–200, 2014.
- [17] C.Makkar, G. Hu, W. G. Sawyer and W. E. Dixon, *Lyapunov-Based Tracking Control in the Presence of Uncertain Nonlinear Parameterizable Friction*, *IEEE Trans. On Automatic Control* , Vol. 52, No. 10, pp. 1988-1994, 2007.
- [18] HoloN , sung D ,(1999)."sliding model – based fuzzy logic controller for a vehicle suspension system" , *proceeding of the American control coference* , san diego , California , : 337-368
- [19]H. K. Khalil, *Nonlinear Systems*, 3rd ed. Upper Saddle River, NJ: Prentice-Hall, 2002. (in Persia)
- [20] Associate Prof . Dr. Yahaya Md . Sam, Department of Control and Instrumentation Engineering, Faculty of Electrical Engineering Universiti Teknologi Malaysia 81310 UTM Skudai , December 2006, *ROBUST CONTROL OF ACTIVE SUSPENSION SYSTEM FOR A QUARTER CAR MODEL*
- [21] T.Meller.*self-energizing.hydro pneumatic leveling system*. SAE papers 780052 , 1978
- [22] Ayman A ly , *International journal Of Control , Automation And System VOL.1, NO.1 , January 1012 , Car Suspension Control System : Basic Principles*
- [23] K.S . Patil , Department of Mechanical Engineering Sree Chatrapati Shivaji Colleg Of Engineering , Pune ,India , *Performance Evaluation Of Active Suspension For Passenger Cars Using MATLAB*
- [24] Andreotti , L., Vannucci, S.,(1998) "*Shock Absorber Mathematical Modeling* "SAE Technical : 982-959
- [25] Chantranuwathana S . , and Peng H . (2000) , *practical adaptive robust controllers For Active suspensions , proceeding Of The 2000 ASME International Congress and Exposition , : 1-8 , Orlando , florida .*
- [26] Ansari F . A , and Taparia R . (2013) “ *Modeling , Analysis And Control Of Activ Suspension System Using Mode Control And Disturbance Observer*” , *International Jornal Of Scientific and Reserarch Publications* , 3 (1) : 1324-1329

[27] Wong L, X. (1996), "*A Course in Fuzzy system and Control* " Preice Hall ,
Englewood Cliffs .

Abstract

The thesis of a new plan for the control of vehicle active suspension system is used with feedback resistant with robust integral of the sign of the error. It very well could be the dynamic behavior of the road disturbance suspension control .system suspended for controller design is intended, active suspension system is with a one- quarter model and considering nonlinear effects of road and hydraulic actuator. Robust integral of the sign of the error, more for non-linear systems, despite uncertainties and uncertainties, the model used and studied in this thesis with Coefficients constants and the non-linear ,the non-linear in nature because of the road disturbances with uncertainties and uncertainty. The controller control with less effort and more importantly, having at least chattering of the other controller made so far on the suspension have been superior. Then, this controller with the sliding mode controller that one of the best control in the field of non-linear systems with uncertainty, compare and claim superiority with graphs of the simulation is fixed. Stability of controller robust integral of the sign of the error, studied and correct stability control with stability analysis and simulation results is confirmed.

Keywords: *Active suspension system ; Uncertainly; RISE ; Robust Integral of The Sign of The Error ; sliding control ; Vehicle handing ; passenger comfort .*



Shahrood University Of Technology

Faculty of Kharazmi Pardis- Mechanical Engineering

**Robust Integral of The Sign of The Error (RISE) Feedback Control for car
suspension system**

Hassan gharaei

Supervisor:

Dr.habib Ahmadi

January 2016