

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده برق و رباتیک

گروه کنترل

کنترل فازی تطبیقی سیستم تعلیق نیمه فعال مجهز به میراکننده با سیال مغناطیسی

دانشجو :

سمانه عادل

استاد راهنما :

دکتر محمدمهدی فاتح

پایان نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

بهمن ۱۳۹۴

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده برق و رباتیک

گروه کنترل

پایان نامه کارشناسی ارشد خانم سمانه عادل به شماره دانشجویی ۹۲۰۹۵۱۴

تحت عنوان:

کنترل فازی تطبیقی سیستم تعلیق نیمه فعال مجهز به میراکننده با سیال مغناطیسی

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 :

تقدیم اثر:

ماحصل آموختہ ہایم را تقدیم می‌کنم بہ آنان کہ مہر آسمانی شان آرام بخش آلام زمینی ام است

بہ استوارترین تکیہ گاہم، دستان پر مہر پدرم

بہ سبزترین نگاہ زندگیم، چشمان سبز مادرم

بوسہ بردستان پر مہر تان

مشکر و قدردانی:

حمد و سپاس یکتای بی‌همتا را که لطفش بر ما عیان است، ادای شکرش را بیچ زبان و دریای فضلش را بیچ کمران نیست.

الهی ای مهربانتر از ما، از تومی خواهیم همه کسانی را که حتی ذره‌ای در انجام این امر مرایاری نموده‌اند، در سایه لطف و

محبت بیکرانت، سلامت، شادکام و موفق بداری.

باسپاس و مشکر فراوان از حسن نیت و زحمات صادقانه استاد بزرگوار و ارجمند جناب آقای پرفور محمد مهدی فتحی که

همواره آسمان صبر و دشت علمشان فراراه تلاشم بوده است و از ابتدا تا پایان کار تدوین پایان نامه اینجانب را مورد

راهنمایی لازم قرار داده‌اند.

تعهد نامه

اینجانب **سمانه عادل** دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی کنترل دانشکده برق دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه کنترل فازی تطبیقی سیستم تعلیق نیمه فعال مجهز به میراکننده با سیال مغناطیسی تحت راهنمایی **دکتر محمدمهدی فاتح** متعهد می شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- 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 نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آن ها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق 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 صنعتی شاهرود می باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

چکیده فارسی:

این پایان نامه از سیستم تعلیق نیمه فعال با مدل یک چهارم خودرو و با در نظر گرفتن اثرات غیرخطی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی استفاده می نماید. به منظور تأمین ولتاژ مورد نیاز میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی، که منجر به تغییر میرایی و در نهایت تأمین نیروی کنترلی لازم برای سیستم تعلیق نیمه فعال می شود، و همچنین بررسی پاسخ ماندگار و گذرای سیستم، در پاسخ به اغتشاش جاده، روش های کنترلی خطی سازی پسخورد، فازی تطبیقی مستقیم و غیرمستقیم بررسی و اجرا می گردد. این تحقیق به بررسی پایداری سیستم کنترل می پردازد و درستی روش کنترل با تحلیل پایداری و نتایج شبیه سازی تأیید می گردد. در ابتدا کنترل خطی سازی پسخورد ارائه می شود. کنترل فازی تطبیقی یک کنترل کننده ی مؤثر برای کنترل عدم قطعیت در سیستم های غیرخطی است. در پایان روش کنترل فازی تطبیقی مستقیم و فازی تطبیقی غیرمستقیم به دلیل عملکرد ردیابی مقاوم، تضمین پایداری و پاسخ با دقت بالا مطرح می شود. ورودی های کنترل کننده فازی، سیگنال های جابجایی و سرعت بدنه می باشد. با توجه به نتایج شبیه سازی، روش های کنترلی پیشنهادی در هنگام عبور خودرو از دست انداز، راحتی مطلوب برای سرنشین فراهم می نماید و بعد از عبور، رانندگی مطمئن را نیز مهیا می سازد که برتری سیستم تعلیق نیمه فعال را نسبت به سیستم تعلیق غیرفعال نشان می دهد.

کلمات کلیدی : سیستم تعلیق نیمه فعال؛ میرا کننده مجهز به سیال مغناطیسی؛ میرایی متغیر؛ کنترل فازی تطبیقی؛ خطی سازی پسخورد؛ تحلیل پایداری؛ عدم قطعیت؛ رانندگی مطمئن؛ راحتی

سرنشین

فهرست مطالب:

ت	تقدیم اثر.....
ج	تشکر و قدردانی.....
خ	چکیده فارسی.....
د	فهرست مطالب.....
ز	فهرست اشکال.....
ص	فهرست جداول.....
ض	فهرست علائم و اختصارات.....
۱	فصل اول: مقدمه.....
۲	۱-۱ مقدمه:.....
۳	۲-۱ بررسی انواع سیستم تعلیق.....
۳	۱-۲-۱ سیستم تعلیق غیرفعال.....
۳	۲-۲-۱ سیستم تعلیق نیمه فعال.....
۴	۳-۲-۱ سیستم تعلیق فعال.....
۵	۳-۱ مروری بر کنترل سیستم تعلیق.....
۷	۱-۳-۱ مزایا و معایب انواع سیستم‌های تعلیق :.....
۸	۴-۱ سیستم تعلیق نیمه فعال.....
۹	۱-۴-۱ میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی:.....
۱۱	۲-۴-۱ مدل‌سازی و مدل‌های میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی:.....

۱-۵	مروری بر پایان نامه	۱۳
فصل دوم:	مدلسازی سیستم تعلیق	۱۵
۱-۲	مقدمه	۱۶
۲-۲	مدل سیستم تعلیق	۱۶
۲-۳	میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی	۱۹
۲-۳-۱	مدل میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی	۱۹
فصل سوم:	کنترل کننده خطی سازی پسخورد	۲۳
۱-۳	مقدمه	۲۴
۲-۳	طراحی کنترل کننده خطی سازی پسخورد	۲۵
۳-۳	شبیه سازی کنترل کننده خطی سازی پسخورد	۲۷
فصل چهارم:	طراحی کنترل کننده فازی تطبیقی غیرمستقیم	۳۷
۱-۴	مقدمه	۳۸
۲-۴	طراحی کنترل کننده فازی تطبیقی غیرمستقیم	۳۹
۳-۴	اثبات پایداری	۴۶
۴-۴	شبیه سازی کنترل کننده فازی تطبیقی غیرمستقیم	۴۸
فصل پنجم:	طراحی کنترل کننده فازی تطبیقی مستقیم	۵۵
۱-۵	مقدمه	۵۶
۲-۵	طراحی کنترل کننده فازی تطبیقی مستقیم	۵۶
۳-۵	اثبات پایداری	۶۳

۶۵ ۴-۵ شبیه سازی کنترل کننده فازی تطبیقی مستقیم
۷۰ ۵-۵ مقایسه نتایج خروجی روشهای کنترلی پیشنهادی
۷۵ فصل ششم: نتیجه گیری و پیشنهادات
۷۶ ۶-۱ نتیجه گیری:
۷۷ ۶-۲ پیشنهادات
۷۸	مراجع

فهرست اشکال:

- شکل ۱-۲: مدل یک‌چهارم خودرو سیستم تعلیق نیمه فعال ۱۷
- شکل ۲-۲: مدل بوک-ون تعمیم یافته ۲۰
- شکل ۳-۲: مدل یک چهارم خودرو با میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی ۲۱
- شکل ۱-۳: ناهمواری جاده ۲۸
- شکل ۲-۳: مقایسه جابجایی عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق نیمه فعال و غیرفعال بدون محدود کننده ولتاژ ۲۹
- شکل ۳-۳: مقایسه جابجایی عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق نیمه فعال و غیرفعال با محدود کننده ولتاژ ۲۹
- شکل ۴-۳: مقایسه شتاب عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق نیمه فعال و غیرفعال بدون محدود کننده ولتاژ ۳۱
- شکل ۵-۳: مقایسه شتاب عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق نیمه فعال و غیرفعال با محدود کننده ولتاژ ۳۱
- شکل ۶-۳: مقایسه جابجایی محور چرخ نسبت به جاده در سیستم تعلیق نیمه فعال و غیرفعال بدون محدود کننده ولتاژ ۳۲
- شکل ۷-۳: مقایسه جابجایی محور چرخ نسبت به جاده در سیستم تعلیق نیمه فعال و غیرفعال با محدود کننده ولتاژ ۳۳
- شکل ۸-۳: مقایسه تغییرات دامنه سیستم تعلیق در سیستم تعلیق نیمه فعال و غیرفعال بدون محدود کننده ولتاژ ۳۴
- شکل ۹-۳: مقایسه تغییرات دامنه سیستم تعلیق در سیستم تعلیق نیمه فعال و غیرفعال با محدود کننده ولتاژ ۳۴

- شکل ۳-۱۰: ولتاژ ورودی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی سیستم تعلیق نیمه فعال بدون محدود کننده ۳۵
- شکل ۳-۱۱: ولتاژ ورودی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی سیستم تعلیق نیمه فعال با محدود کننده ۳۵
- شکل ۳-۱۲: نیروی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی بدون محدود کننده ولتاژ ۳۶
- شکل ۳-۱۳: نیروی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی با محدود کننده ولتاژ ۳۶
- شکل ۴-۱: ساختار اصلی سیستم کنترل فازی تطبیقی ۴۰
- شکل ۴-۲: ساختار اصلی سیستم کنترل فازی تطبیقی غیرمستقیم ۴۱
- شکل ۴-۳: توابع تعلق ورودی ZS ۴۳
- شکل ۴-۴: مقایسه جابجایی عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق نیمه فعال و غیرفعال ۴۹
- شکل ۴-۵: مقایسه شتاب عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق نیمه فعال و غیرفعال ۵۰
- شکل ۴-۶: مقایسه جابجایی محور جرم غیرمعلق نسبت به جاده در سیستم تعلیق نیمه فعال و غیرفعال ۵۰
- شکل ۴-۷: مقایسه تغییرات دامنه سیستم تعلیق در سیستم تعلیق نیمه فعال و غیرفعال ۵۱
- شکل ۴-۸: همگرایی پارامترهای θ ۵۲
- شکل ۴-۹: همگرایی پارامترهای θ ۵۲
- شکل ۴-۱۰: ولتاژ ورودی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی سیستم تعلیق نیمه فعال ۵۳
- شکل ۴-۱۱: نیروی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی ۵۳
- شکل ۵-۱: سیستم کنترل فازی تطبیقی مستقیم ۵۷
- شکل ۵-۲: توابع تعلق ورودی ZS ۶۰
- شکل ۵-۳: مقایسه جابجایی عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق نیمه فعال و غیرفعال ۶۷
- شکل ۵-۴: مقایسه شتاب عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق نیمه فعال و غیرفعال ۶۷

- شکل ۵-۵: مقایسه جابجایی محور جرم غیرمعلق نسبت به جاده در سیستم تعلیق نیمه فعال و غیرفعال ۶۸
- شکل ۵-۶: مقایسه تغییرات دامنه سیستم تعلیق در سیستم تعلیق نیمه فعال و غیرفعال ۶۸
- شکل ۵-۷: نیروی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی ۶۹
- شکل ۵-۸: همگرایی پارامترهای θ ۶۹
- شکل ۵-۹: ولتاژ اعمالی به میراکننده مغناطیسی ۷۰
- شکل ۵-۱۰: مقایسه انتگرال مربعات خطای جابجایی بدنه تمام روشهای کنترلی ۷۱
- شکل ۵-۱۱: مقایسه انتگرال مربعات خطای شتاب بدنه تمام روشهای کنترلی ۷۱
- شکل ۵-۱۲: مقایسه انتگرال مربعات خطای جابجایی محور جرم غیرمعلق تمام روشهای کنترلی ... ۷۲
- شکل ۵-۱۳: مقایسه انتگرال مربعات خطای تغییرات دامنه سیستم تعلیق تمام روشهای کنترلی ... ۷۲

فهرست جداول:

- جدول ۱-۳: پارامترهای سیستم تعلیق نیمه فعال ۲۷
- جدول ۲-۳: مقایسه حداکثر دامنه جابجایی عمودی بدنه در سیستم تعلیق نیمه فعال و غیرفعال .. ۳۰
- جدول ۳-۳: مقایسه حداکثر دامنه شتاب عمودی بدنه در سیستم تعلیق نیمه فعال و غیرفعال ۳۰
- جدول ۴-۳: مقایسه حداکثر دامنه تغییر فرم لاستیک در سیستم تعلیق نیمه فعال و غیرفعال ۳۲
- جدول ۵-۳: مقایسه حداکثر تغییر دامنه در سیستم تعلیق نیمه فعال و غیرفعال ۳۳
- جدول ۱-۵: قوانین فازی ۶۱

علائم و اختصارات:

A ماتریس حالت
C_0 ضریب میرایی در سرعت‌های پائین
C_1 ضریب میرایی در سرعت‌های بالا
f_d نیروی میرا کننده مجهز به سیال مغناطیسی
k_0 ضریب کنترل سفتی در سرعت‌های بالا
k_1 ضریب سفتی
k_d بهره‌ی مشتقی
k_p بهره‌ی تناسبی
k_s ضریب سفتی جرم معلق
k_t ضریب سفتی جرم غیر معلق
m_s جرم معلق
m_u جرم غیر معلق
P ماتریس مثبت معین متقارن
PSS سیستم تعلیق غیرفعال
Q ماتریس مثبت معین متقارن
$SASS$ سیستم تعلیق نیمه‌فعال
V ولتاژ ورودی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی
x_0 شبیه‌ساز آکومولاتور میرا کننده
z_r جابجایی جاده
z_s جابجایی جرم معلق

z_{sd} جابجایی جرم معلق مطلوب

z_u جابجایی جرم غیر معلق

فصل اول: مقدمه

۱-۱ مقدمه:

امروزه راحتی سرنشینان مهم‌ترین هدف سازندگان خودرو است. یکی از مهم‌ترین عوامل راحتی سرنشینان جلوگیری از انتقال ارتعاشات حاصل از محیط خارج به سرنشینان است. این ارتعاشات می‌تواند ناشی از عوامل متعددی مانند ترمز کردن، حرکت در پیچ و ناهمواری‌های جاده باشد. پس به سیستمی نیاز است که توانایی کاهش ضربات، تکان‌ها و لرزش‌های ناشی از عوامل نام برده را داشته باشد. برای تحقق این هدف، بین بدنه و چرخ‌های خودرو سیستم تعلیق را کار گذاشته‌اند.

یک خودرو باید در مقابل تغییر مقدار بار وارده و تغییر نقطه ثقل، انعطاف‌پذیر بوده و توانایی مواجه با آن‌ها را داشته باشد. در صورت نبودن سیستمی برای تغییر وضعیت تعادل، خودرو در ابتدای پیچ از مسیر منحرف‌شده و یا واژگون می‌گردد. مهم‌ترین وظیفه سیستم تعلیق خودرو حفظ تماس چرخ خودرو با سطح جاده و نیز جداسازی خودرو از ارتعاشات وارده خارجی به‌خصوص جاده و جذب این ارتعاشات، جهت بهبود راحتی سرنشین، ایجاد ایمنی و قدرت حفظ مسیر و هدایت پایدار خودرو به‌وسیله فنرها و میراکننده‌ها^۱ است. المان الاستیک متشکل از فنر و المان میراکننده از نوع ویسکوز است. انرژی جنبشی ناشی از حرکت عمودی چرخ یا بدنه خودرو در فنرها به‌صورت انرژی پتانسیل ذخیره می‌شود و از طریق میراکننده به انرژی گرمایی تبدیل می‌گردد. با توجه به خواص سیال (ویسکوزیته و تنش تسلیم) و هندسه میراکننده، تنوع فراوانی از خصوصیات نیرو نسبت به‌سرعت قابل‌دستیابی است. دستیابی به خواص میرایی از طرق دیگری نیز ممکن است. از آن جمله می‌توان میراکننده‌های اصطکاکی و استفاده از آلیاژهای حافظه‌دار را نام برد.

ضریب الاستیک فنر و ضریب میرایی با توجه به خواص راحتی مسافر، حفظ پایداری خودرو انتخاب می‌شوند. سیستم تعلیق باید قادر باشد شتاب شاسی خودرو و نیز نیروهای دینامیکی چرخها را در محدوده فضای کاری تعیین‌شده حفظ نماید.

¹ Damper

۲-۱ بررسی انواع سیستم تعلیق

مهم‌ترین وظیفه سیستم تعلیق، جداسازی بدنه و سرنشین از ارتعاشات جاده است. از طرفی معیارهای دیگری از قبیل: فرمان‌پذیری، تماس چرخ با جاده و جابجایی سیستم تعلیق، نیز دارای اهمیت هستند. معیارهای مذکور در تعارض با معیار راحتی مسافر هستند. بنابراین طراحی سیستم تعلیقی که بتواند رابطه خوبی بین معیارهای متضاد برقرار کند و هرکدام را تا حد قابل قبولی ارضا نماید، دارای اهمیت بسیار است و این ضرورت مصالحه بین اهداف متضاد، منجر به تحقیق در سیستم‌های کنترل‌پذیر شد که در آن‌ها خواص فنریت و میرایی به‌صورت حلقه بسته کنترل می‌شود. راحتی سرنشینان با کاهش لرزش و شتاب عمودی خودرو فراهم می‌شود که به‌وسیله تأثیر ناهمواری‌های جاده بر روی لاستیک و انتقال آن به بدنه خودرو ایجاد می‌گردد، تعادل و کنترل خودرو با کاهش نیروی دینامیکی چرخ‌ها حفظ می‌شود [۱].

سیستم تعلیق به سه دسته‌ی غیرفعال، نیمه‌فعال و فعال تقسیم می‌شود:

۱-۲-۱ سیستم تعلیق غیرفعال

سیستم تعلیق غیرفعال ابتدایی‌ترین نوع سیستم تعلیق در خودرو بوده و دارای فنر و میراکننده غیرفعال است، که سبب می‌شود به ازای ورودی‌های تحریک جاده بر سیستم، عملکرد سیستم تعلیق خودرو از وضعیت بهینه و طراحی‌شده فاصله بگیرد [۲]. در این سیستم‌ها فنر وزن خودرو را تحمل می‌کند و میراکننده انرژی ارتعاشی سیستم را تلف می‌کند. سیستم تعلیق غیرفعال تنها قادر به برقراری مصالحه بین دو معیار متضاد، راحتی سرنشین و رانندگی مطمئن است. کاربرد سیستم تعلیق غیرفعال برای حوزه‌ی محدودی از فرکانس ناهمواری‌های جاده می‌باشد [۳].

۲-۲-۱ سیستم تعلیق نیمه‌فعال

در سیستم تعلیق نیمه‌فعال که دارای فنر و میراکننده فعال است، معمولاً فنر بدون تغییر باقی می‌ماند

ولی می‌توان با تغذیه یک سیگنال خارجی، با توجه به شرایط جاده، ویژگی‌های میراکننده را تغییر داد. در سیستم‌های تعلیق نیمه‌فعال در لحظات مناسب به مقدار مناسب از سیستم تعلیق انرژی جذب می‌شود. برای تنظیم رفتار خودرو در مقابله با ناهمواری‌های مختلف جاده، با استفاده از روش کنترلی مناسب به صورت حلقه بسته ضریب میراکننده تغییر می‌یابد.

با توجه به توانایی محدود سیستم تعلیق غیرفعال و نیمه‌فعال در حذف لرزش‌های ناشی از ناهمواری‌های جاده، سیستم تعلیق فعال ظهور کرد [۴].

۱-۲-۳ سیستم تعلیق فعال

سیستم تعلیق فعال مجهز به فنر و میراکننده است و از یک محرکه معمولاً از نوع هیدرولیکی برای تولید نیروی خروجی استفاده می‌کند، و در لحظات مناسب به سیستم انرژی اضافه یا کم می‌کند و نیروی آن به گونه‌ای کنترل می‌شود تا رفتار سیستم با لحاظ معیارهای مختلف عملکردی بهبود یابد.

در این روش شتاب و بار عمودی چرخ خودرو با استفاده از سنسورهای مناسب اندازه‌گیری می‌شود و به یک کنترل‌کننده دیجیتال وارد می‌گردد. این کنترل‌کننده با اعمال راهبرد مناسب، پالس‌هایی را جهت کنترل شیرهای سرو هیدرولیک که در مسیر عبور جریان روغن نصب شده‌اند، صادر می‌کند. در این سیستم با اعمال نیروی اضافی به سیستم تعلیق به واسطه عملگر هیدرولیک، مقادیر شتاب عمودی وارد بر سرنشین و جابه‌جایی سیستم تعلیق تا حدود زیادی کاهش پیدا کرده و راحتی سفر و کیفیت رانندگی بهبود پیدا می‌کند. تجهیزات سخت‌افزاری به‌کاررفته در سیستم تعلیق فعال، بسیار پیچیده و گران بوده، همچنین توان مصرفی بالا می‌باشد [۴].

اخیراً به منظور دستیابی به راحتی سرنشین و بهبود کیفیت هدایت خودرو، تحقیقات و بررسی‌های گسترده‌ای بر روی سیستم‌های تعلیق فعال و نیمه‌فعال صورت گرفته است. محققین سیستم تعلیق را معمولاً به سه صورت مدل می‌کنند و سپس طراحی‌های خود را بر آن اساس انجام می‌دهند. مدل

کامل تعلیق که شامل چهارچرخ خودرو می‌باشد، مدل نیمه تعلیق که در این حالت دوچرخ را مورد بررسی قرار می‌دهند و با توجه به هدف تحقیق و بررسی موردنظر دوچرخ را از جلو، عقب یا کنار انتخاب می‌کنند. مدل یک‌چهارم تعلیق که در این حالت تنها یکی از چرخ‌ها به صورت مستقل مدل‌سازی می‌شود. بیشتر هدف از این مدل‌سازی در کنترل سیستم تعلیق، مطالعه درباره‌ی حرکات عمودی خودرو می‌باشد.

۳-۱ مروری بر کنترل سیستم تعلیق

سیستم تعلیق باید طوری طراحی شود که مصالحه قابل قبولی بین انرژی مصرفی و کارایی سیستم به وجود آید. بنابراین از این دیدگاه استراتژی‌های کنترلی به دو گونه فعال و نیمه‌فعال تقسیم می‌شوند. هنگام طراحی سیستم‌های فعال باید دو جنبه را در نظر گرفت: احتمال نقص در منبع تغذیه انرژی و تزریق انرژی زیاد به سیستم که می‌تواند منجر به ناپایداری شود. در سیستم‌های تعلیق نیمه‌فعال در مقایسه با سیستم‌های تعلیق فعال هیچ انرژی به سیستم تزریق نمی‌شود. بنابراین پایداری سیستم تحت تأثیر قرار نمی‌گیرد. میراکننده‌های اصطکاکی قابل کنترل و میراکننده‌های با سیال قابل کنترل (مانند سیالات مغناطیسی و الکتریکی) از جمله میراکننده‌های با میرایی متغیر هستند.

پیدایش سیستم تعلیق غیرفعال توسط شخصی به نام راول^۱، به اوایل قرن بیستم برمی‌گردد. ایده سیستم‌های تعلیق فعال توسط لابروس^۲ و فدرسپیل^۳ در سال ۱۹۴۵ ارائه شد. از آن زمان تاکنون روش‌های مختلفی به منظور طراحی کنترل‌کننده برای سیستم تعلیق فعال استفاده شده است از جمله: کنترل تأخیر زمانی [۵]، کنترل فازی و فازی تطبیقی [۳]، کنترل فازی خود سازمان دهنده [۶ و ۷]، کنترل امیدانس [۸]، کنترل امیدانس مقاوم [۹]، کنترل تطبیقی امیدانس [۲]، کنترل تطبیقی لغزشی [۱۰].

¹ Rawell

² Labrosse

³ Federspeil

ایده سیستم تعلیق نیمه‌فعال با نام مدل آسمانی^۱ اولین بار توسط کارنوپ^۲ در سال ۱۹۷۴ ارائه گردید [۱۱]. در این پژوهش مدل یک درجه آزادی انتخاب شد و با استفاده از تئوری کنترل بهینه خطی، بهینه‌سازی بر پایه کمینه کردن تابع هدف مربعی، که دربرگیرنده سرعت جرم معلق و جابجایی نسبی بین جرم معلق و پایه بود، صورت پذیرفت. این روش به‌عنوان مرجع در بسیاری از تحقیقات مورد استفاده قرار گرفته است که در ادامه ذکر می‌شود.

از میراکننده صفر و یک به منظور تغییر میرایی از اوریفیسی که داخل میرا کننده هیدرولیکی به‌کاررفته بود، استفاده شد. با تغییر وضعیت شیر صفر و یکی، سطح مقطع اوریفیس را تغییر داده و میرایی میراکننده را کنترل نمودند [۱۲]. روش‌های کنترل بهینه، کنترل مقاوم، کنترل غیرخطی و کنترل تطبیقی نیز در سیستم‌های تعلیق نیمه‌فعال بررسی شد [۱۳]. کاربرد الگوریتم‌های کنترلی مختلف برای سیستم تعلیق نیمه‌فعال به‌منظور بهبود پایداری و راحتی سفر در کامیون‌های حمل‌ونقل بررسی شد [۱۴]. شیوه کنترلی مدل آسمانی اصلاح‌شده^۳ نیز ارائه شد. مزیت روش کنترلی به کار گرفته‌شده نسبت به روش مدل آسمانی این است که، برخلاف روش مدل آسمانی که تنها روی رفتار جرم معلق تمرکز دارد، در این روش رفتار جرم نا معلق نیز بهبود می‌یابد [۱۵]. مدل هشت درجه آزادی خودرو نیز، با لحاظ کردن دینامیک صندلی و هدف کمینه کردن تابع هدف منتخب بررسی شد [۱۶]. روش کنترل بهینه چندمنظوره به‌منظور یافتن قانون کنترل پس‌خور، روی سیستم تعلیق نیمه-فعال بررسی شد [۱۷]. روش شبکه عصبی نیز روی سیستم تعلیق نیمه‌فعال بکار گرفته شد. با به‌کارگیری این روش راحتی مسافر و تماس چرخ با جاده برای مدل یک‌چهارم خودرو به‌طور همزمان بهبود یافت [۱۸]. روش کنترل فازی-عصبی نیز به سیستم تعلیق نیمه‌فعال اعمال شد. قوانین فازی بر مبنای مدل آسمانی و مدل زمینی^۴ استخراج شدند، و ورودی‌های کنترل کننده فازی، شتاب بدنه،

¹ Skyhook Model

² Karnopp

³ Modified Skyhook Control

⁴ Ground-hook

سرعت مطلق بدنه و سرعت نسبی بین بدنه و پایه بود [۱۹].

رفتار میرا کننده مجهز به سیال مغناطیسی^۱ تحلیل شد و با در نظر گرفتن مدل بای ویسکوز^۲ برای میرا کننده، تأثیر تغییر پارامترهای آن روی رفتار سیستم تعلیق بررسی شد [۲۰]. کنترل پایای مدل نصف خودرو، با مدل بوک-ون^۳ برای میرا کننده مجهز به سیال مغناطیسی انجام شد. با استفاده از الگوریتم ژنتیک، تابع هدفی که شتاب بدنه، جابجایی تعلیق، تغییر شکل چرخ و نیروی کنترلی را در برداشت، کمینه شد [۲۱]. کنترل کننده فازی جدید با قوانین فازی کمتر (۹ قانون) نسبت به کنترل کننده های فازی دیگر، و با عملکرد بهتر نسبت به آنها برای سیستم تعلیق نیمه فعال ارائه شد [۲۲]. کنترل مدل دو درجه آزادی خودرو با روش مود لغزشی^۴ نیز بررسی شد، و مدل آسمانی اصلاح شده به عنوان مدل مرجع در نظر گرفته شد [۲۳]. پنج روش کنترلی مدل آسمانی، ترکیبی^۵، رگولاتور مربعی خطی، مود لغزشی و منطق فازی برای کنترل تغییرات ضریب میرایی میرا کننده مجهز به سیال مغناطیسی روی سیستم تعلیق نیمه فعال مدل یک چهارم خودرو بررسی شد [۲۴].

۱-۳-۱ مزایا و معایب انواع سیستم‌های تعلیق :

امروزه سیستم‌های تعلیق نیمه فعال کاربرد گسترده تری نسبت به سیستم‌های تعلیق فعال در خودروهای سواری دارند. به دلایلی از قبیل: پیچیدگی طراحی، نبود فضای کافی، هزینه بالا و مصرف بالای انرژی سیستم‌های تعلیق فعال کمتر در خودروهای سواری مورد استفاده قرار می‌گیرند. سیستم‌های تعلیق نیمه فعال، در عین سادگی در طراحی و مصرف پایین انرژی و هزینه کم تر نسبت به سیستم تعلیق فعال [۲۵]، علاوه بر اینکه قابلیت اطمینان مناسبی را نسبت به سیستم‌های غیرفعال تأمین می‌کنند، تطبیق پذیری سیستم‌های فعال را نیز بدون نیاز به مقادیر زیاد انرژی، تا

¹ Magneto rheological damper

² Bi-viscous

³ Bouc-wen

⁴ Sliding Mod

⁵ Hybrid Control

حدود زیادی حفظ می‌کنند، بنابراین قادرند خلأ بین سیستم‌های غیرفعال و فعال را پر کنند و رفتار سیستم را تا حد بالایی بهبود بخشند [۲۶]. این سیستم‌ها دارای فنر با سفتی ثابت و میرا کننده با میرایی متغیر هستند که اساس کار سیستم‌های نیمه‌فعال تغییر میرایی است، این میرا کننده که از نوع مغناطیسی است، بر پایه تغییر ویسکوزیته سیال درون با تغییر ولتاژ ورودی به میرا کننده برای تغییر ضریب میرایی میرا کننده با مصرف انرژی پایین عمل می‌کند. برای این منظور از میرا کننده مجهز به سیال مغناطیسی بهره برده می‌شود، از ویژگی‌های این میرا کننده، که ساختار دینامیک غیرخطی دارد، پاسخ زمانی سریع به سیگنال کنترلی و مصرف کم انرژی است [۲۵]. میرا کننده‌های صفر و یک نیز که ساده‌ترین نوع میرا کننده‌ها هستند بعضاً در سیستم‌های تعلیق نیمه‌فعال استفاده می‌شوند. همان‌طور که گفته شد برای کنترل مقدار نیرو در سیستم‌های فعال و کنترل میرایی در سیستم‌های نیمه‌فعال، از روش‌های کنترلی متنوعی استفاده شده است. با وضع قوانین کنترلی مناسب عملکرد سیستم‌های نیمه‌فعال می‌تواند قابل‌رقابت با سیستم‌های فعال باشد. استراتژی کنترلی در سیستم‌های نیمه‌فعال مشابه سیستم‌های فعال است. با این تفاوت که در سیستم‌های نیمه‌فعال با فرمان افزایش نیرو به سیستم، صرفاً میرایی میراکننده در حداقل مقدار خود قرار می‌گیرد یعنی کنترل کننده در سیستم‌های نیمه‌فعال فقط ضریب میرایی میرا کننده را تغییر می‌دهد.

۴-۱ سیستم تعلیق نیمه‌فعال

بخش اصلی سیستم تعلیق نیمه‌فعال میراکننده‌های متغیر است، بنابراین مدل‌سازی دقیق این قسمت نقش مهمی در پاسخ کل سیستم دارد. برای کسب نتایج بهتر خواص غیرخطی میراکننده باید مورد توجه قرار بگیرد. معمولاً میراکننده‌ها به سرعت وابسته هستند. اما می‌توان آن‌ها را وابسته به موقعیت و شتاب نیز دانست.

انواع میراکننده‌ها:

- میراکننده‌های اصطکاکی
- میراکننده با سیال الکترومغناطیسی
- میراکننده با آلیاژهای حافظه‌دار
- میراکننده با روزنه‌های متغیر

۱-۴-۱ میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی:

امروزه استفاده از سیالات هوشمند در حیطه‌های مختلف مانند پزشکی، صنایع نظامی، صنایع خودرو، ساخت و تولید، سنسورها، رباتیک، شیرهای صنعتی، اثرات ژيروسکوپ‌ها و حتی در مهندسی عمران برای جذب ارتعاشات ناشی از زلزله و..... استفاده می‌شود.

میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی، که به اختصار میراکننده ام-آر^۱ نامیده می‌شود، برای طیف گسترده‌ای از برنامه‌های کاربردی جهت کاهش تحت کنترل نوسانات، استفاده می‌شود. این برنامه‌ها شامل میراکننده برای اتومبیل، کامیون‌های سنگین [۲۷]، دوچرخه، اندام مصنوعی، سیستم‌های مهار لگد تفنگ و امکان‌های دیگر است. این میراکننده دارای پیستونی متفاوت از پیستون میراکننده‌های هیدرولیکی معمولی است، و دارای ساختار مکانیکی ساده‌تری بوده و از چند قطعه و سیم‌پیچ الکترومغناطیسی که در بین آن‌ها تعبیه شده تشکیل شده است. یکی از ویژگی‌های این نوع میراکننده نیمه‌فعال کردن میراکننده ماشین به منظور مطابقت با شرایط جاده که از طریق سنسورهای موجود در خودرو کنترل می‌شود، می‌باشد و توسط الگوریتم مدل آسمانی یا مدل زمینی که به‌طور خاص برای این منظور طراحی شده کنترل می‌شود. این الگوریتم‌ها جریان الکتریکی که باعث ایجاد میدان مغناطیسی می‌شود را ایجاد می‌کنند، که موجب کاهش شوک نامطلوب به وجود آمده بر اثر لرزش

^۱ Magneto rheological damper (MR damper)

می‌شود.

در این میراکننده‌ها سیال ام-آر^۱ وجود دارد، این سیال نوعی سیال هوشمند است که به‌طور مستقیم با مغناطیس کار می‌کند، ویسکوزیته و تنش تسلیم سیالات ام-آر را می‌توان از طریق استفاده از میدان مغناطیسی مناسب کنترل کرد، این ویژگی باعث می‌شود تا میرایی میراکننده را نیز بتوان با تغییر میدان مغناطیسی کنترل کرد. سیال ام-آر معمولاً مانند روغن است و به‌وسیله ریز ذرات آهن‌ربا که اندازه آن‌ها در حد میکرومتر است پر می‌شود. هنگامی که این سیال هوشمند تحت تأثیر میدان مغناطیسی قرار می‌گیرد، گرانروی و تنش تسلیم سیال بالاتر می‌رود به‌طوری که آن را سیال ویسکوپلاستیک نیز می‌گویند. هر سیال ام-آر به‌طور متوسط دارای ۲۰ تا ۴۰ درصد آهن است، که در روغن معدنی پایه به‌صورت معلق قرار دارند. همچنین این سیال حامل روغن سینتیک، آب و گلیکول است. در این نوع سیال از ریز ذراتی استفاده می‌شود که مانع ته‌نشین شدن دانه‌های میکروبی آهن می‌شود [۲۸].

هنگامی که سیم‌پیچ اطراف جاذب ارتعاش (میراکننده) که حاوی سیال ام-آر است به سیستم انرژی وارد نمی‌کند، سیستم در حالت خاموش قرار می‌گیرد و ذرات درون سیال هوشمند به‌طور تصادفی پخش شده‌اند. به‌طور آزادانه می‌توانند در سرتاسر سیال حرکت کنند. در این حالت عملکرد سیستم میراکننده مانند سیستم تعلیق معمولی با سیال سابق است.

هرگاه سیستم در حالت روشن قرار می‌گیرد، میدان مغناطیسی به سیستم اعمال می‌شود، در واقع به سیال هوشمند داخل میراکننده اعمال می‌شود. با این کار ذرات درون سیال موازی با طول بدنه میراکننده مرتب می‌شوند و مانند ذرات آهن در برابر آهن‌ربا جهت خاصی به خود می‌گیرند. معمولاً جهت‌گیری ذرات آهن به‌طور عمود بر جهت حرکت سیال هوشمند است. میزان مقاومت سیال در برابر نیرو یا همان گرانروی بستگی به شدت اعمال میدان مغناطیسی و قدرت آن است.

¹ MR

از جمله مزیت‌های میدان‌های مغناطیسی می‌توان به عدم تأثیر دمای محیط بر روی آن اشاره کرد. محدوده کاری سیال ام-آر بین ۴۰- درجه سانتی‌گراد تا ۱۰۵ درجه سانتی‌گراد است [۲۸].

علاوه بر سیالات ام-آر، سیالات الکترو-رئولوژیکال (ای-آر^۱) نیز وجود دارند که از طریق میدان الکتریکی کنترل می‌شوند و خواص رئولوژی خود را تغییر می‌دهند.

۱-۴-۲ مدل‌سازی و مدل‌های میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی:

اولین گام در کنترل سیستم تعلیق نیمه‌فعال مدل‌سازی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی است. باید مدلی ارائه شود که بتواند رفتار هیستریزس غیرخطی و پیچیده آن را به خوبی شبیه‌سازی کند که در این زمینه مدل‌های ارائه‌شده را می‌توان به دو نوع مدل‌های پارامتریک و غیر پارامتریک تقسیم نمود. در مدل‌های پارامتریک مفاهیم فیزیکی مطرح است و در واقع این مفاهیم در راستای مدل‌سازی موجب محدودیت در رسیدن به دقت‌های بالا می‌شود. مدل‌های غیر پارامتریک عاری از مفاهیم فیزیکی است و در نتیجه می‌توان توسط آن به دقت‌های بالاتری دست‌یافت. از جمله این نوع مدل‌ها به مدل‌های زیر می‌توان اشاره کرد [۲۸].

مدل‌های پارامتریک :

- مدل بوک - ون
- مدل بینگهام
- مدل گاماتو و فیلیسکو^۲ [۲۹]
- مدل اسپنسر^۳ [۲۸]

¹ Electro rheological (ER)

² Gamato and Filisko

³ Spencer

مدل‌های غیر پارامتریک :

- مدل ژیا^۱
- چندجمله‌ای
- فازی
- شبکه‌های عصبی

هدف از مدل‌سازی در نهایت، مشخص شدن این موضوع است که برای رسیدن به مقدار میرایی بهینه در هر لحظه که توسط کنترل کننده معین می‌گردد، چه مقدار شدت جریان الکتریکی باید از میراکننده عبور نماید، در نتیجه یک رابطه معقول بین نیرو و شدت جریان مطلوب است.

همچنین تحقیقات صورت گرفته نشان می‌دهد که مدل دارای جمله جبری از مدل دارای جمله دیفرانسیل، از دقت بیشتری برخوردار است [۳۰].

علاوه بر روش‌های ذکر شده روش‌های دیگری نیز برای مدل‌سازی رفتار غیرخطی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی ارائه شده است که در ادامه به‌طور مختصر شرح داده می‌شوند.

روش غیر پارامتریک با استفاده از چندجمله‌ای‌های متعامد چیشو برای پیش‌بینی نیروی سیال کنترل‌پذیر با استفاده از اطلاعات جابجایی و سرعت میراکننده [۳۱]. مدل دو لزوجتی هیستریزیس غیرخطی [۳۲]. مدل چندجمله‌ای توسعه‌یافته [۳۳].

مدل بوک-ون تعمیم‌یافته [۲۸] به‌عنوان مدل پایه برای شبیه‌سازی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی به‌عنوان مدلی که با دقت مناسب پدیده هیستریزیس نمودار نیرو - سرعت را برای جریان‌ها، فرکانس‌ها و دامنه‌های مختلف تحریک با تغییر پارامترهای مدل هم‌پوشانی نماید، یکی از پرکاربردترین مدل‌های مورد استفاده جهت بیان رفتار میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی است.

¹ Xia

۵-۱ مروری بر پایان نامه

به علت رفتار غیرخطی مدل واقعی خودرو، همچنین غیرخطی بودن عملکرد فنر و میراکننده، کنترل کننده‌های غیرخطی می‌توانند نتایج خوبی برای کنترل سیستم تعلیق به همراه داشته باشند. یکی از این کنترل کننده‌ها، کنترل کننده فازی تطبیقی است. در این پایان نامه به طراحی کنترل کننده خطی سازی پس‌خورد و نیز کنترل کننده‌های فازی تطبیقی مستقیم و غیرمستقیم برای سیستم تعلیق نیمه‌فعال مجهز به میرا کننده با سیال مغناطیسی پرداخته می‌شود. استفاده از سیال مغناطیسی رانندگی پایدار و بهتری را تضمین می‌کند. در واقع سیستم کنترل پایداری خودرو را در شرایط جوی و جاده‌ای تکمیل می‌کند. هدف از این پایان نامه بهبود راحتی مسافر و رانندگی مطمئن است. برای این منظور مدل یک‌چهارم خودرو در نظر گرفته می‌شود. هدف نهایی کنترل کننده عملکرد مطلوب سیستم تعلیق برای رسیدن به جابجایی و سرعت و شتاب صفر است.

این تحقیق شامل شش فصل می‌باشد. فصل اول مقدمه‌ای در مورد سیستم تعلیق ارائه می‌نماید. فصل دوم مدل یک‌چهارم سیستم تعلیق خودرو و مدل بکار رفته در مدل سازی میرا کننده مجهز به سیال مغناطیسی را شرح می‌دهد. فصل سوم به بیان کنترل خطی سازی پس‌خورد و بهره‌گیری از مفهوم خطی سازی در روند طراحی کنترل کننده می‌پردازد. فصل چهارم کنترل کننده فازی تطبیقی غیرمستقیم را طراحی می‌نماید و با بیان نتایج شبیه سازی به مقایسه با سیستم تعلیق غیرفعال می‌پردازد. در فصل پنجم کنترل کننده فازی تطبیقی مستقیم طراحی و شبیه سازی شده و با سیستم تعلیق غیرفعال مقایسه شده است، و در پایان این فصل نتایج خروجی روشهای کنترلی پیشنهادی با معیار انتگرال مربعات خطا مقایسه شده‌اند. سرانجام فصل ششم نتیجه گیری و پیشنهادها را ارائه می‌نماید.

فصل دوم: مدل سازی سیستم تعلیق

۱-۲ مقدمه

اولین گام در تحلیل یک سیستم ارائه یک مدل فیزیکی مناسب می‌باشد. منظور از مدل الزاماً مدل پیچیده نیست بلکه مدلی است که رابطه بین متغیرهای حالت سیستم را بیان کند و اهداف طراح آن سیستم را تأمین کند. از این مدل‌های فیزیکی می‌توان جهت تحلیل پایداری، راحتی سفر و ضرایب سفتی فنرها و ضرایب میرایی تحت تأثیر ناهمواری‌های جاده استفاده کرد.

۲-۲ مدل سیستم تعلیق

امروزه سیستم‌های تعلیق نیمه‌فعال که امکان بهره‌مندی از مزایای هر دو گروه سیستم‌های تعلیق فعال و غیرفعال را دارند مورد توجه محققین قرار گرفته‌اند. چنین سیستم‌هایی با تغییر ورودی جاده در خواص مکانیکی برخی از اجزاء خود مانند میراکننده تغییراتی را با مصرف انرژی کم ایجاد می‌کنند و در پی تغییر مناسب، پس زدن ارتعاشات و راحتی بیشتر فراهم می‌شود [۳۴].

هدف از این فصل توصیف مدل سیستم تعلیق نیمه‌فعال است. در مدل سیستم تعلیق یک‌چهارم خودرو که در شکل ۱-۲ آمده است، تنها حرکات عمودی بدنه خودرو، برای یک چرخ در نظر گرفته شده است و هدف توصیف تعاملات بین سیستم تعلیق، چرخ و شاسی در یک گوشه از وسیله نقلیه است. با استفاده از قانون دوم نیوتن معادلات دینامیک خطی سیستم تعلیق حول نقطه تعادل صفر، به صورت زیر است:

$$m_s \ddot{z}_s = -k_s(z_s - z_u) - F_d \quad (1-2)$$

$$m_u \ddot{z}_u = k_s(z_s - z_u) + k_t(z_r - z_u) + F_d \quad (2-2)$$

که در آن k_t ، k_s ، m_u ، m_s به ترتیب جرم بدنه، جرم لاستیک، ضریب سفتی فنر و لاستیک می‌باشند. متغیرهای z_s ، z_u و z_r به ترتیب جابجایی عمودی بدنه، چرخ و جاده هستند. F_d نیروی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی، قرار گرفته شده بین جرم بدنه و لاستیک به منظور غلبه بر

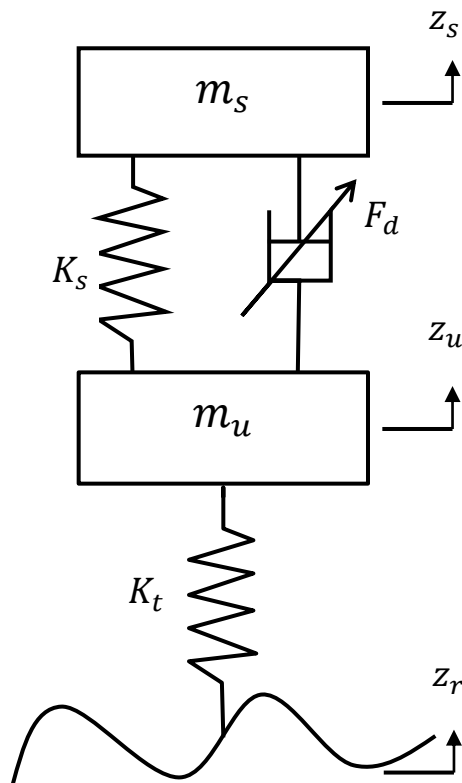
اغتشاشات جاده‌ای است.

باید توجه داشته باشیم که:

۱- متغیرهای Z_s ، Z_u و Z_r از موقعیت تعادل استاتیکی سنجیده می‌شوند.

۲- رفتار دینامیکی خطی شده لاستیک در تماس با جاده زمانی معتبر است که لاستیک با جاده

در تمام زمان‌ها در تماس باشد.



شکل ۱-۲: مدل یک‌چهارم خودرو سیستم تعلیق نیمه فعال

نیروی چرخ که به علت جابجایی جاده به وجود می‌آید به صورت زیر می‌باشد :

$$f_t = k_t(z_r - z_u) \quad (3-2)$$

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

$$m_u \ddot{z}_u = k_s(z_s - z_u) + F_d + f_t \quad (4-2)$$

با در نظر گرفتن نقش \ddot{z}_s راحتی عالی و بسیار خوب سرنشین در حالی بدست می‌آید که:

$$\ddot{z}_s = 0 \quad (5-2)$$

و از طرفی دیگر رانندگی بسیار خوب و عالی وسیله نقلیه با انحراف چرخ صفر $z_r - z_u = 0$ یا نیروی چرخ صفر $f_t = 0$ با استفاده از رابطه‌ی (3-2) بدست می‌آید. با اعمال رابطه (2-1) به رابطه (4-2) رابطه زیر به دست می‌آید:

$$m_s \ddot{z}_s + m_u \ddot{z}_u = f_t \quad (6-2)$$

از اینرو رانندگی خوب که با $f_t = 0$ بدست می‌آید باعث می‌شود که راحتی سرنشین از دست برود، زیرا از رابطه‌ی (6-2) با وجود رانندگی خوب:

$$\ddot{z}_s = -\frac{m_u}{m_s} \ddot{z}_u \quad (7-2)$$

مگر اینکه $\ddot{z}_u = 0$ باشد و در راحتی مطلوب سرنشین که از $\ddot{z}_s = 0$ بدست می‌آید رانندگی خوب از دست می‌رود زیرا:

$$f_t = m_u \ddot{z}_u \quad (8-2)$$

مگر اینکه $\ddot{z}_u = 0$ باشد. در نتیجه اگر $\ddot{z}_u \neq 0$ باشد راحتی سرنشین یا رانندگی خوب بدست

خواهد آمد. جهت دست یافتن به راحتی سرنشین و رانندگی مطمئن باید هر دو $\ddot{z}_u = 0$ و $\ddot{z}_s = 0$ با هم ایجاد شود. با این حال، روابط (۲-۱) و (۲-۲) حاکی از آن است که هنگام عبور از یک دست-انداز F_d نمی‌تواند هر دو $\ddot{z}_u = 0$ و $\ddot{z}_s = 0$ را با هم برآورده سازد. در واقع دو ورودی کنترل مستقل برای کنترل هر دو \ddot{z}_u و \ddot{z}_s ، با هم مورد نیاز است. بنابراین می‌توان با استفاده از \ddot{z}_s یک ارتباط بین هر دو راحتی سرنشین و رانندگی مطمئن بدست آورد [۹].

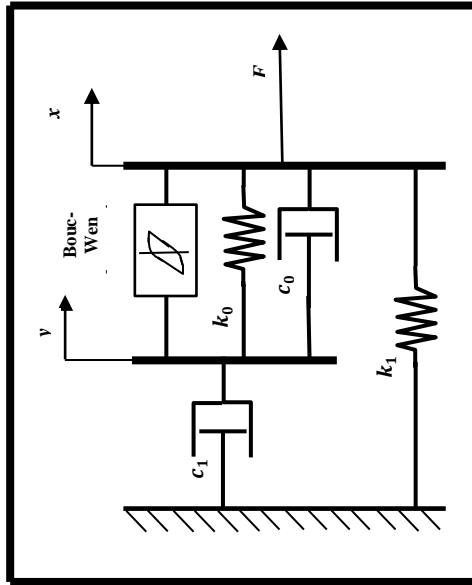
۳-۲ میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی

۱-۳-۲ مدل میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی

ورودی کنترل سیستم تعلیق نیمه‌فعال نیرویی است که توسط میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی که بین جرم بدنه و لاستیک قرار گرفته‌است تولید می‌شود. میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی یک دستگاه غیرخطی است.

مدل بوک-ون تعمیم‌یافته که توسط اسپنسر^۱ پیشنهاد شد [۲۸]، به‌عنوان مدل پایه برای شبیه-سازی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی و به‌عنوان مدلی که با دقت مناسب پدیده هیستریزیس نمودار نیرو - سرعت را برای جریان‌ها، فرکانس‌ها و دامنه‌های مختلف تحریک با تغییر پارامترهای مدل هم‌پوشانی نماید، یکی از پرکاربردترین مدل‌های مورد استفاده جهت بیان رفتار میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی است. این مدل در شکل ۲-۲ نشان داده شده است.

^۱ Spencer



شکل ۲-۲: مدل بوک-ون تعمیم یافته

معادلات بوک-ون تعمیم یافته [۲۸]:

$$F = c_1 \dot{y} + k_1(x - x_0) \quad (۹-۲)$$

$$\dot{y} = \frac{1}{c_0 + c_1} [\alpha z + c_0 \dot{x} + k_0(x - y)] \quad (۱۰-۲)$$

$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x} - \dot{y}| |z| |z|^{n-1} - \beta (\dot{x} - \dot{y}) |z|^n + \sigma (\dot{x} - \dot{y}) \quad (۱۱-۲)$$

$$\alpha = \alpha_a + \alpha_b u \quad (۱۲-۲)$$

$$c_0 = c_{0a} + c_{0b} u \quad (۱۳-۲)$$

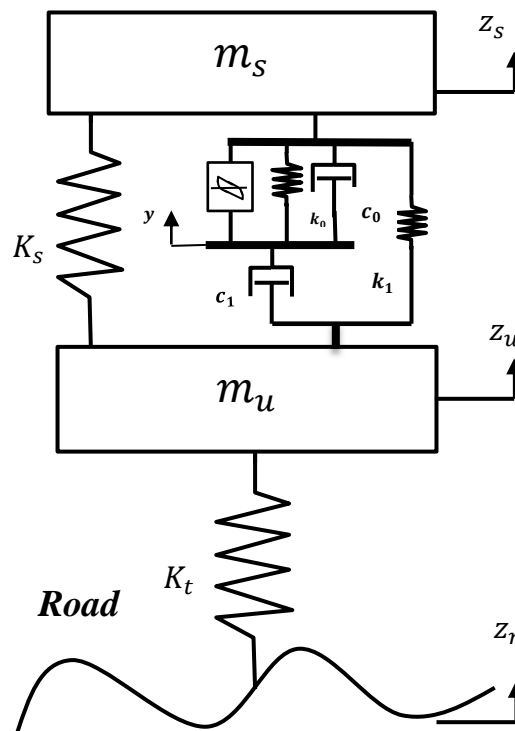
$$c_1 = c_{1a} + c_{1b} u \quad (۱۴-۲)$$

$$\dot{u} = -\eta(u - v) \quad (۱۵-۲)$$

در شکل ۲-۲، F نیروی میراکننده و x جابجایی میراکننده، γ جابجایی داخلی میراکننده است. در رابطه (۱۱-۲) پارامترهای γ, β, n, σ برای تولید خواص هیستریزیس میراکننده و X_0 برای شبیه‌سازی آکومولاتور میراکننده می‌باشند. k_0 ضریب کنترل سفتی در سرعت‌های بالا و α برای مقیاس‌بندی حلقه هیستریزیس می‌باشد. پارامترهای c_0, c_1 به ترتیب ضریب میرایی در سرعت‌های بالا و پایین و،

وابسته به ولتاژ ورودی میراکننده هستند. Z یک متغیر دینامیکی، بیان‌کننده خاصیت هیستریزیس میراکننده و V ولتاژ ورودی میراکننده می‌باشد. این مدل شامل ۱۱ ثابت است که باید از روی نتایج آزمایشگاهی تعیین شوند. ابتدا باید پاسخ میراکننده در شرایط مشخص به دست آید سپس پارامترهای میراکننده باید به‌گونه‌ای تعیین‌شوند که اختلاف نیروی پیش‌بینی شده توسط مدل و نیروی واقعی میراکننده به کمترین مقدار ممکن برسد.

مدل یک‌چهارم خودرو سیستم تعلیق نیمه‌فعال به همراه میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی که با مدل بوک-ون شبیه‌سازی شده است در شکل ۳-۲ آمده است.



شکل ۳-۲: مدل یک‌چهارم خودرو با میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی

باتوجه به شکل ۳-۲ و معادلات بوک-ون تعمیم‌یافته \dot{z} ، \dot{y} و نیروی F_d که در معادلات سیستم تعلیق نیمه‌فعال بیان‌شد به صورت زیر می‌باشند [۳۵]:

$$\dot{y} = \frac{1}{c_0 + c_1} [\alpha z + c_0 \dot{z}_s + c_1 \dot{z}_u + k_0(z_s - y)] \quad (۱۶-۲)$$

$$\dot{z} = -\gamma |\dot{z}_s - \dot{y}| |z|^{n-1} - \beta (\dot{z}_s - \dot{y}) |z|^n + \sigma (\dot{z}_s - \dot{y}) \quad (۱۷-۲)$$

$$F_d = \alpha z + c_0 (\dot{z}_s - \dot{y}) + k_0 (z_s - y) + k_1 [(z_s - z_u) - x_0] \quad (۱۸-۲)$$

نیروی F_d را به صورت زیر نیز می توان نوشت:

$$F_d = c_1 (\dot{y} - \dot{z}_u) + k_1 [(z_s - z_u) - x_0] \quad (۱۹-۲)$$

نیروی F_d به دست آمده از دو معادله (۱۸-۲) و (۱۹-۲) با هم برابر است و \dot{Y} از تساوی این دو معادله به دست می آید.

فصل سوم: کنترل کننده خطی سازی

پسچورد

۱-۳ مقدمه

خطی‌سازی پس‌خورد یک روش طراحی کنترل غیرخطی است که در سال‌های اخیر علاقه تعداد زیادی از محققان را به خود جلب کرده است. ایده‌ی اصلی این روش این است که دینامیک‌های سیستم غیر-خطی به خطی تبدیل شود، طوری که بشود از روش‌های کنترل خطی استفاده کرد. خطی‌سازی پس‌خورد را می‌توان روشی در تبدیل مدل‌های اصلی سیستم به مدل‌های معادل به شکل ساده‌تر در نظر گرفت.

خطی‌سازی پس‌خورد بطور موفقیت‌آمیزی در حل مسائل کنترل عملی بکار گرفته شده‌است. این مسائل شامل کنترل هلیکوپترها، هواپیماهای با عملکرد پیشرفته، ربات‌های صنعتی و ابزار زیست-پزشکی است.

ایده‌ی خطی‌سازی پس‌خورد، یعنی، حذف غیرخطی‌ها و اعمال یک دینامیک خطی دلخواه، را می‌توان برای دسته‌ای از سیستم‌های غیرخطی که به اصطلاح فرم همراه، یا فرم متعارفی کنترل‌پذیری-اند، به کار برد. سیستم همراه به صورت زیر نمایش داده می‌شود [۳۶].

$$x^n = f(x) + g(x)u \quad (1-3)$$

که در آن توابع $f(x)$ و $g(x)$ توابع غیرخطی از حالت‌اند.

$$u = \frac{1}{g} [v - f] \quad (2-3)$$

در سیستم‌هایی که قابل نمایش به فرم متعارف کنترل‌پذیری‌اند، با استفاده از ورودی کنترل رابطه (۲-۳) (با فرض اینکه $g(x)$ مخالف صفر است)، می‌توان غیرخطی‌ها را حذف کرد و رابطه ورودی خروجی زیر را به دست آورد:

$$x^n = v \quad (3-3)$$

با انتخاب قانون کنترل زیر:

$$v = -k_0x - k_1\dot{x} - \dots - k_{n-1}x^{n-1} \quad (4-3)$$

که در آن k_i ها طوری انتخاب شده‌اند که ریشه‌های چندجمله‌ای $p^n + k_{n-1}p^{n-1} + \dots + k_0$ همگی کاملاً در نیمه چپ صفحه مختلط قرار گیرند، منجر به دینامیک پایدار نمایی زیر می‌شود، که ایجاب می‌کند $x(t) \rightarrow 0$

$$x^n + k_{n-1}x^{n-1} + \dots + k_0x = 0 \quad (5-3)$$

برای وظایفی که شامل ردیابی خروجی دلخواه $x_d(t)$ باشد، قانون کنترل زیر، (که در آن $e(t) = x_d(t) - x(t)$ خطای ردیابی است) به همگرایی نمایی ردیابی منتهی می‌شود.

$$v = x_d^n - k_0e - k_1\dot{e} - \dots - k_{n-1}e^{n-1} \quad (6-3)$$

۲-۳ طراحی کنترل کننده خطی سازی پسخورد

حال برای طراحی کنترل کننده خطی سازی پسخورد، با توجه به معادلات دینامیکی سیستم تعلیق نیمه فعال بیان شده در رابطه (۱-۲) ابتدا سیستم به فرم همراه در می‌آید:

$$m_s \ddot{z}_s = -k_s(z_s - z_u) - F_d \quad (7-3)$$

با توجه به معادلات بوک-ون تعمیم یافته ارائه شده:

$$\alpha = \alpha_a + \alpha_b u \quad (8-3)$$

$$c_0 = c_{0a} + c_{0b} u \quad (9-3)$$

$$c_1 = c_{1a} + c_{1b} u \quad (10-3)$$

$$\dot{u} = -\eta(u - v) \quad (11-3)$$

و همچنین:

$$\dot{y} = \frac{1}{c_0 + c_1} [\alpha z + c_0 \dot{z}_s + c_1 \dot{z}_u + k_0(z_s - y)] \quad (12-3)$$

$$\dot{z} = -\gamma |z_s - \dot{y}| z |z|^{n-1} - \beta (\dot{z}_s - \dot{y}) |z|^n + \sigma (\dot{z}_s - \dot{y}) \quad (13-3)$$

$$F_d = \alpha z + c_0 (\dot{z}_s - \dot{y}) + k_0 (z_s - y) + k_1 [(z_s - z_u) - x_0] \quad (14-3)$$

نیروی F_d را به صورت زیر نیز می‌توان نوشت:

$$F_d = c_1 (\dot{y} - \dot{z}_u) + k_1 [(z_s - z_u) - x_0] \quad (15-3)$$

با جایگذاری رابطه (۱۰-۳) در معادله (۱۵-۳):

$$F_d = c_{1a} (\dot{y} - \dot{z}_u) + k_1 [(z_s - z_u) - x_0] + c_{1b} (\dot{y} - \dot{z}_u) u \quad (16-3)$$

با جایگذاری (۱۶-۳) در (۷-۳) سیستم به فرم همراه (۱-۳) در می‌آید:

$$m_s \ddot{z}_s = -(k_1 + k_s)(z_s - z_u) - c_{1a} (\dot{y} - \dot{z}_u) + k_1 x_0 - c_{1b} (\dot{y} - \dot{z}_u) u \quad (17-3)$$

سیستم مرجع به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$\ddot{z}_s + k_d \dot{z}_s + k_p z_s = 0 \quad \rightarrow \quad m_s \ddot{z}_s = -m_s k_d \dot{z}_s - m_s k_p z_s \quad (18-3)$$

که در آن k_p و k_d مثبت انتخاب شده‌اند که ریشه‌های چندجمله‌ای $s^2 + k_d s + k_p$ همگی کاملاً در نیمه چپ صفحه مختلط قرار گیرند، و منجر به دینامیک پایدار نمایی می‌شود، که ایجاب می‌کند $z_s \rightarrow 0$.

حال با اعمال رابطه (۱۸-۳) به معادله (۱۷-۳) و با توجه به رابطه (۴-۳) قانون کنترل زیر به دست می‌آید:

$$u = [c_{1b}(\dot{y} - \dot{z}_u)]^{-1} * [-(k_1 + k_s)(z_s - z_u) - c_{1a}(\dot{y} - \dot{z}_u) + k_1 x_0 + m_s(k_d \dot{z}_s + k_p z_s)] \quad (19-3)$$

با توجه به رابطه (۱۱-۳):

$$\dot{u} = -\eta(u - v) \Rightarrow u = -\frac{\dot{u}}{\eta} + v \quad (20-3)$$

در نهایت قانون کنترل به صورت زیر بازنویسی می‌شود:

$$v = [c_{1b}(\dot{y} - \dot{z}_u)]^{-1} [-(k_1 + k_s)(z_s - z_u) - c_{1a}(\dot{y} - \dot{z}_u) + k_1 x_0 + m_s(k_d \dot{z}_s + k_p z_s)] + \frac{\dot{u}}{\eta} \quad (21-3)$$

۳-۳: شبیه‌سازی کنترل کننده خطی سازی پس‌خورد

در بخش قبل کنترل کننده خطی سازی پس‌خورد ارائه شد. در این بخش عملکرد کنترل کننده بررسی شده و با سیستم تعلیق غیرفعال مقایسه می‌شود. مقادیر پارامترهای سیستم تعلیق و میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی در جدول ۱-۳ آمده است [۳۷].

جدول ۱-۳: پارامترهای سیستم تعلیق نیمه فعال

$m_s = 240kg$	$m_u = 36kg$	$k_s = 16000N/m$
$k_t = 160000N/m$	$\gamma = 136320/m^2$	$\beta = 2059020/m^2$
$c_{0a} = 784Ns/m$	$c_{1a} = 14649Ns/m$	$\alpha_a = 12441N/m$
$c_{0b} = 1803Ns/vm$	$c_{1b} = 34622Ns/vm$	$\alpha_b = 38430N/vm$
$k_0 = 3610N/m$	$\sigma = 58$	$n = 2$
$k_1 = 840N/m$	$\eta = 190/s$	$x_0 = 0.0245 m$

جهت شبیه‌سازی پارامترهای مورد نیاز در طراحی کنترل‌کننده به صورت زیر انتخاب می‌شوند:

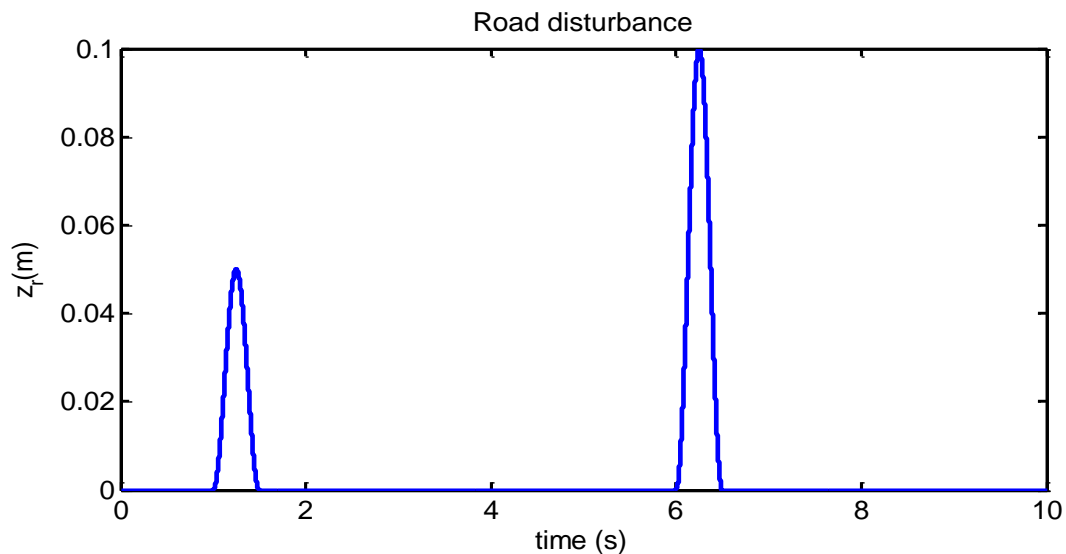
$$k_p = 1, \quad k_d = 2 \quad (22-3)$$

شکل ۱-۳ ناهمواری جاده را نشان می‌دهد که به ترتیب دو دست‌انداز با دامنه ۰/۰۵ و ۰/۱ متر است و در رابطه (۲۳-۳) معادلات آن توصیف می‌گردد.

$$z_r = 0.05 \sin^2(2\pi(t-1)) - (u(t-1) - u(t-1.5)) \quad (23-3) \\ + 0.1 \sin^2(2\pi(t-6)) \times (u(t-6) - u(t-6.5))$$

که در آن $u(t)$ تابع پله واحد است.

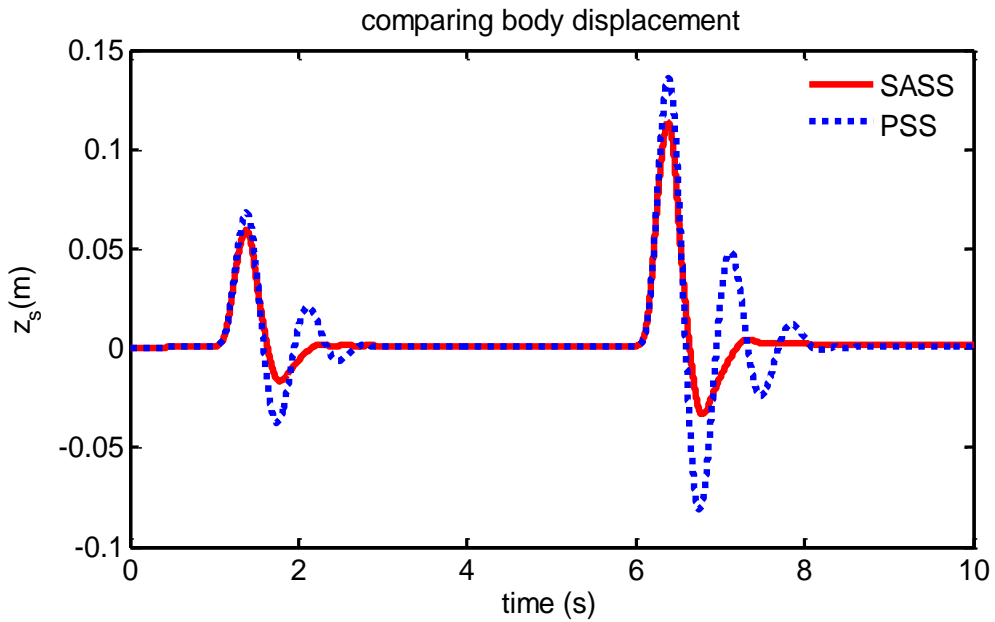
با توجه به ولتاژ کاری میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی که بین ۰ تا ۲ ولت محدود است [۳۷]، در نتایج شبیه‌سازی، سیستم تعلیق نیمه فعال ابتدا بدون وجود محدود کننده ولتاژ و سپس با اعمال این محدود کننده ($V_{max} = 2V, V_{min} = 0V$) به میراکننده کنترل شده است.



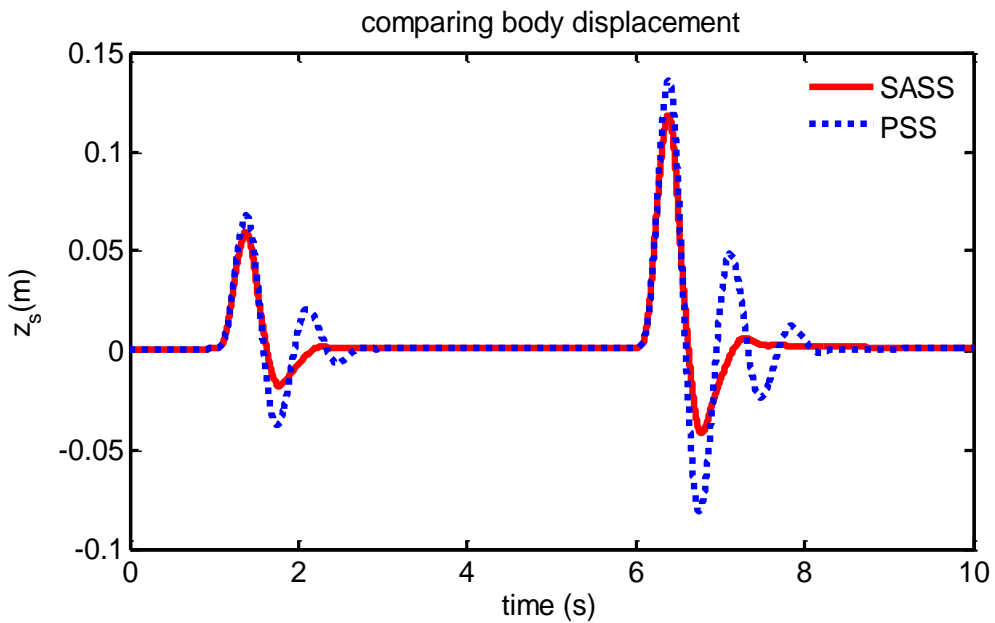
شکل ۱-۳: ناهمواری جاده

سیستم‌های تعلیق نیمه‌فعال و غیرفعال در جابجایی عمودی بدنه، شتاب عمودی بدنه، تغییر فرم لاستیک و تغییر دامنه سیستم تعلیق مقایسه شده‌اند که به ترتیب در شکل ۲-۳ تا شکل ۹-۳ آمده است.

شکل ۲-۳ و شکل ۳-۳ تأیید می‌کنند که جابجایی بدنه در سیستم تعلیق نیمه‌فعال در مقایسه با سیستم تعلیق غیرفعال عملکرد مطلوب‌تری را ارائه کرده است و در زمان کمتری به پایداری می‌رسد.



شکل ۲-۳: مقایسه جابجایی عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق نیمه‌فعال و غیرفعال بدون محدود کننده ولتاژ



شکل ۳-۳: مقایسه جابجایی عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق نیمه‌فعال و غیرفعال با محدود کننده ولتاژ

در جدول ۲-۳ حداکثر دامنه جابجایی عمودی بدنه در سیستم تعلیق نیمه‌فعال و غیرفعال بررسی و مقایسه می‌شود.

جدول ۲-۳: مقایسه حداکثر دامنه جابجایی عمودی بدنه در سیستم تعلیق نیمه‌فعال و غیرفعال

سیستم تعلیق غیرفعال سیستم تعلیق نیمه‌فعال

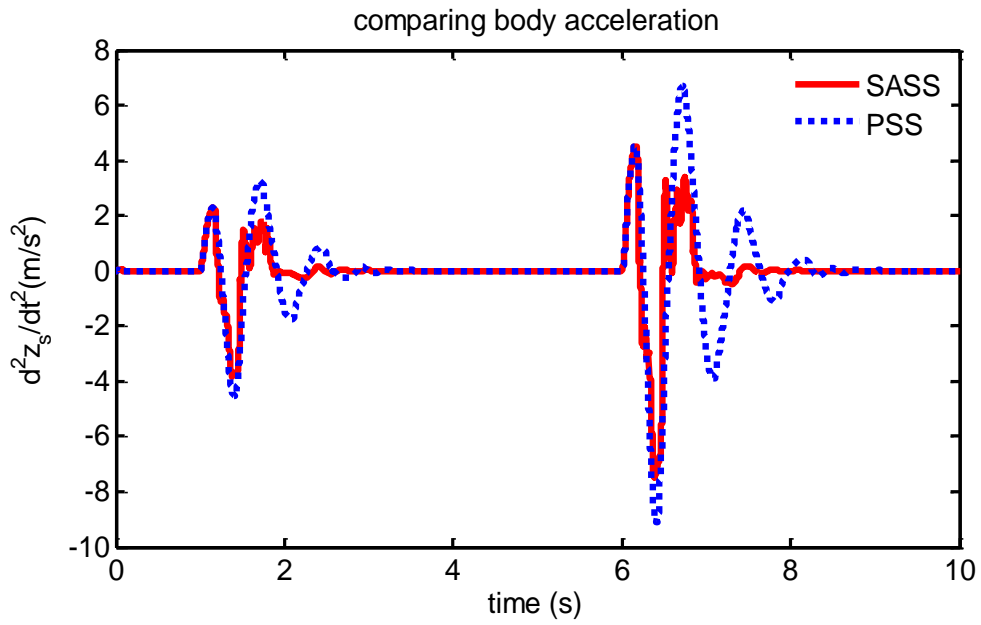
۰,۰۵۹۴۴	۰,۰۶۸۳۸	حداکثر دامنه در پیک اول بدون محدود کننده
۰,۰۶۰۱۹	۰,۰۶۸۳۸	حداکثر دامنه در پیک اول با محدود کننده
۰,۱۱۴۱	۰,۱۳۶۲	حداکثر دامنه در پیک دوم بدون محدود کننده
۰,۱۲۰۲	۰,۱۳۶۲	حداکثر دامنه در پیک دوم با محدود کننده

شتاب بدنه در سیستم تعلیق نیمه‌فعال در مقایسه با سیستم تعلیق غیرفعال کمتر است و در زمان کمتری صفر می‌شود، این نمودارها در شکل ۴-۳ و شکل ۵-۳ آمده‌اند. در ادامه در جدول ۳-۳ حداکثر دامنه شتاب عمودی بدنه در سیستم تعلیق نیمه‌فعال و غیرفعال بررسی و مقایسه می‌شود.

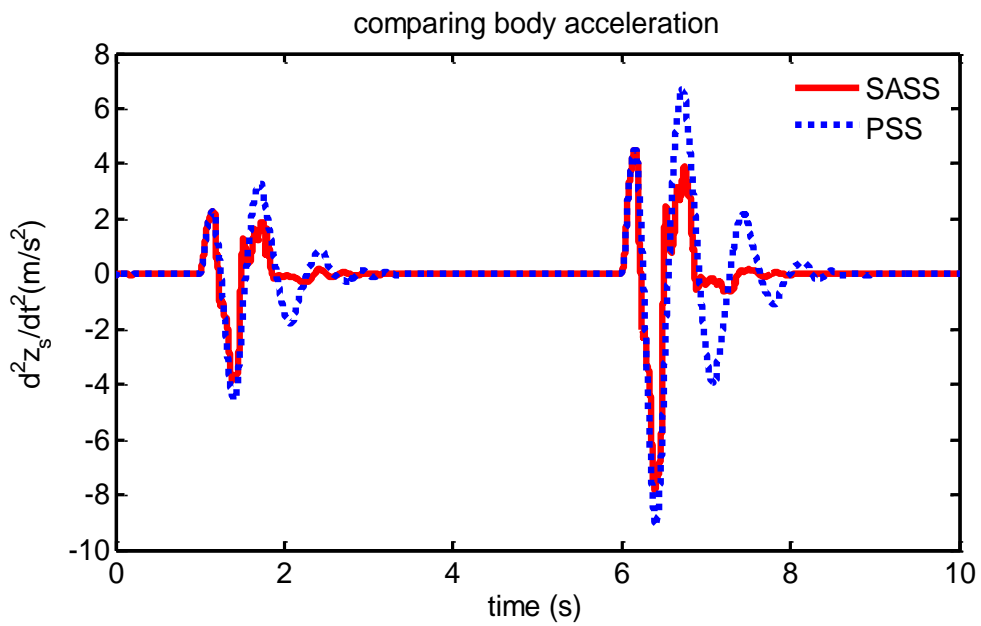
جدول ۳-۳: مقایسه حداکثر دامنه شتاب عمودی بدنه در سیستم تعلیق نیمه‌فعال و غیرفعال

سیستم تعلیق غیرفعال سیستم تعلیق نیمه‌فعال

-۳,۸۵۲	-۴,۵۳۹	حداکثر دامنه در پیک اول بدون محدود کننده
-۳,۸۷۷	-۴,۵۳۹	حداکثر دامنه در پیک اول با محدود کننده
-۷,۴۸۷	-۹,۰۸۸	حداکثر دامنه در پیک دوم بدون محدود کننده
-۷,۸۱۷	-۹,۰۸۸	حداکثر دامنه در پیک دوم با محدود کننده



شکل ۳-۴: مقایسه شتاب عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق نیمه فعال و غیرفعال بدون محدود کننده ولتاژ



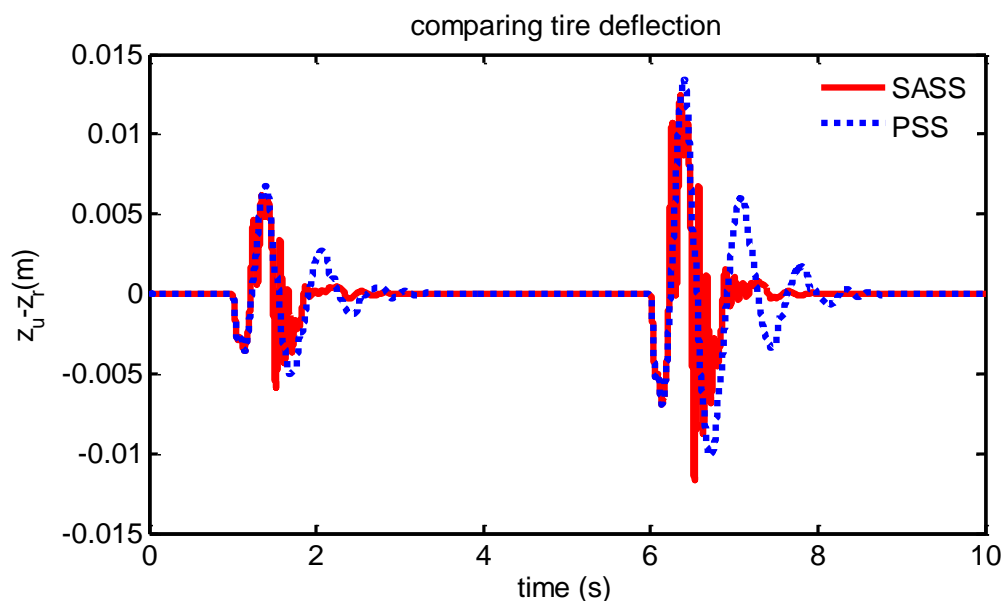
شکل ۳-۵: مقایسه شتاب عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق نیمه فعال و غیرفعال با محدود کننده ولتاژ

تغییر شکل لاستیک در سیستم تعلیق نیمه‌فعال در مقایسه با سیستم تعلیق غیرفعال دارای حداکثر دامنه کوچکتري است و نوسانات همانگونه که در شکل ۳-۶ و شکل ۳-۷ نشان داده شده است، فقط همزمان با عبور از دست‌انداز وجود دارد. با این حال جابجایی چرخ نسبت به جاده بعد از عبور از دست‌انداز صفر است که یک رانندگی ایده‌آل را ارائه می‌دهد. در جدول ۳-۴ حداکثر دامنه تغییر فرم لاستیک در سیستم تعلیق نیمه‌فعال و غیرفعال بررسی و مقایسه می‌شود.

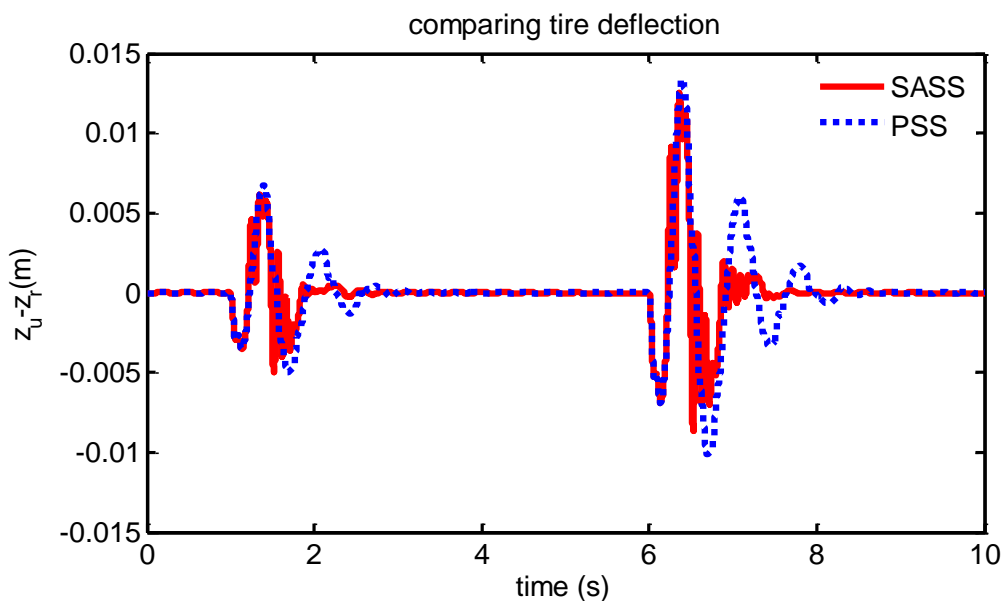
جدول ۳-۴: مقایسه حداکثر دامنه تغییر فرم لاستیک در سیستم تعلیق نیمه‌فعال و غیرفعال

سیستم تعلیق غیرفعال سیستم تعلیق نیمه فعال

۰,۰۰۶۱۷۲	۰,۰۰۶۷۵۵	حداکثر دامنه در پیک اول بدون محدود کننده
۰,۰۰۶۲۷۳	۰,۰۰۶۷۵۵	حداکثر دامنه در پیک اول با محدود کننده
۰,۰۱۲۴۴	۰,۰۱۳۴۲	حداکثر دامنه در پیک دوم بدون محدود کننده
۰,۰۱۲۸۴	۰,۰۱۳۴۲	حداکثر دامنه در پیک دوم با محدود کننده



شکل ۳-۶: مقایسه جابجایی محور چرخ نسبت به جاده در سیستم تعلیق نیمه‌فعال و غیرفعال بدون محدود کننده و لتاز

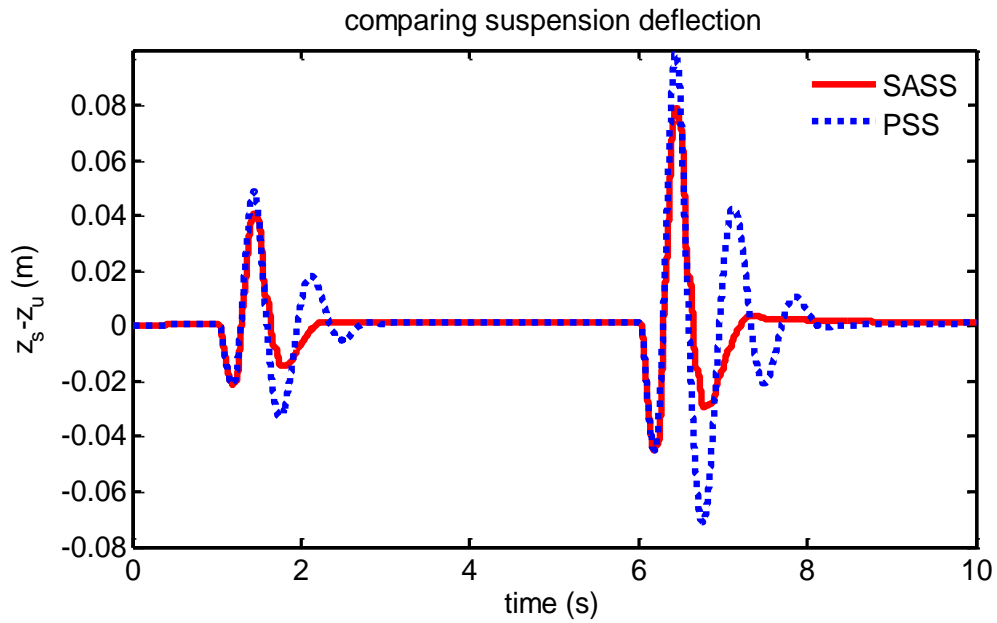


شکل ۳-۷: مقایسه جابجایی محور چرخ نسبت به جاده در سیستم تعلیق نیمه‌فعال و غیرفعال با محدود کننده ولتاژ تغییر دامنه سیستم تعلیق در سیستم تعلیق نیمه‌فعال همانگونه که در شکل ۳-۸ و شکل ۳-۹ نمایش داده شده است، از حداکثر دامنه کوچکتری در مقایسه با سیستم تعلیق غیرفعال برخوردار است و بعد از عبور از دست‌انداز در زمان کمتری نسبت به سیستم تعلیق غیرفعال به صفر می‌رسد که راحتی مطلوب سرنشین را در پی دارد و در جدول ۳-۵ حداکثر تغییر دامنه در سیستم تعلیق نیمه-فعال و غیرفعال بررسی و مقایسه می‌شود.

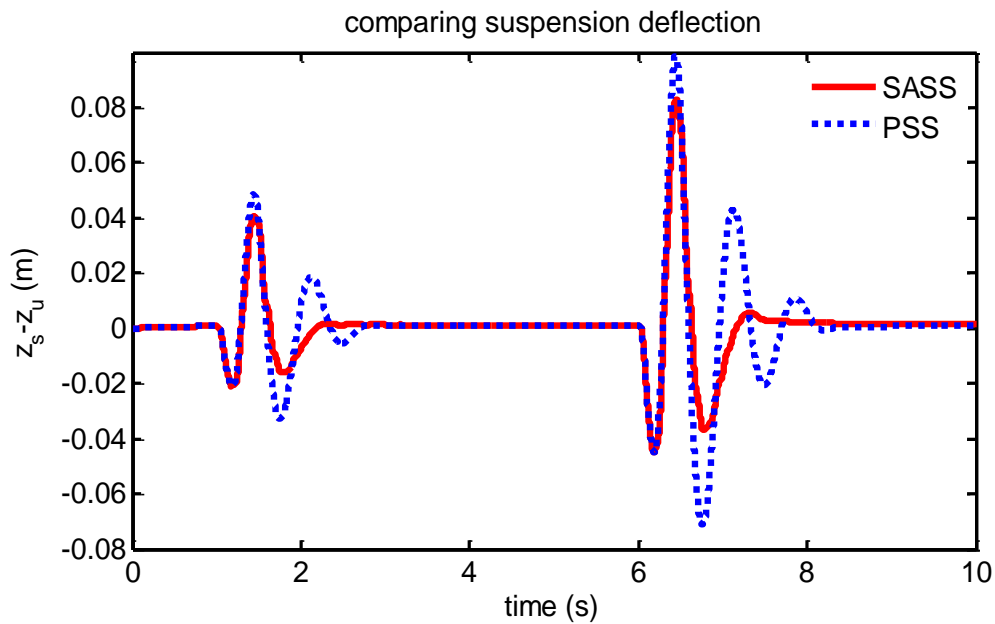
جدول ۳-۵: مقایسه حداکثر تغییر دامنه در سیستم تعلیق نیمه‌فعال و غیرفعال

سیستم تعلیق غیرفعال سیستم تعلیق نیمه فعال

۰,۰۴۰۶۲	۰,۰۴۸۷۵	حداکثر دامنه در پیک اول بدون محدود کننده
۰,۰۴۱۴۲	۰,۰۴۸۷۵	حداکثر دامنه در پیک اول با محدود کننده
۰,۰۷۸۷۹	۰,۰۹۹۰۱	حداکثر دامنه در پیک دوم بدون محدود کننده
۰,۰۸۲۹۱	۰,۰۹۹۰۱	حداکثر دامنه در پیک دوم با محدود کننده



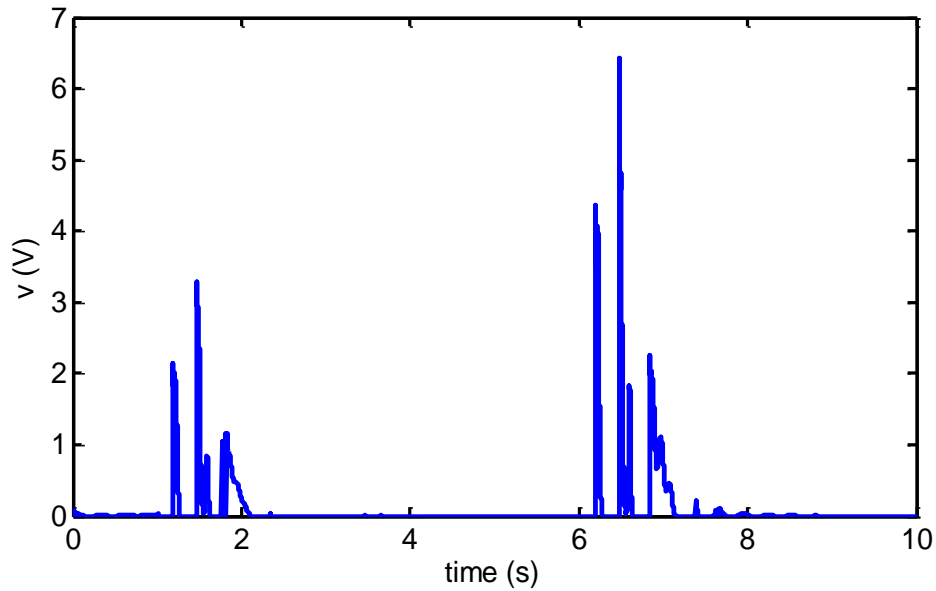
شکل ۳-۸: مقایسه تغییرات دامنه سیستم تعلیق در سیستم تعلیق نیمه‌فعال و غیرفعال بدون محدود کننده ولتاژ



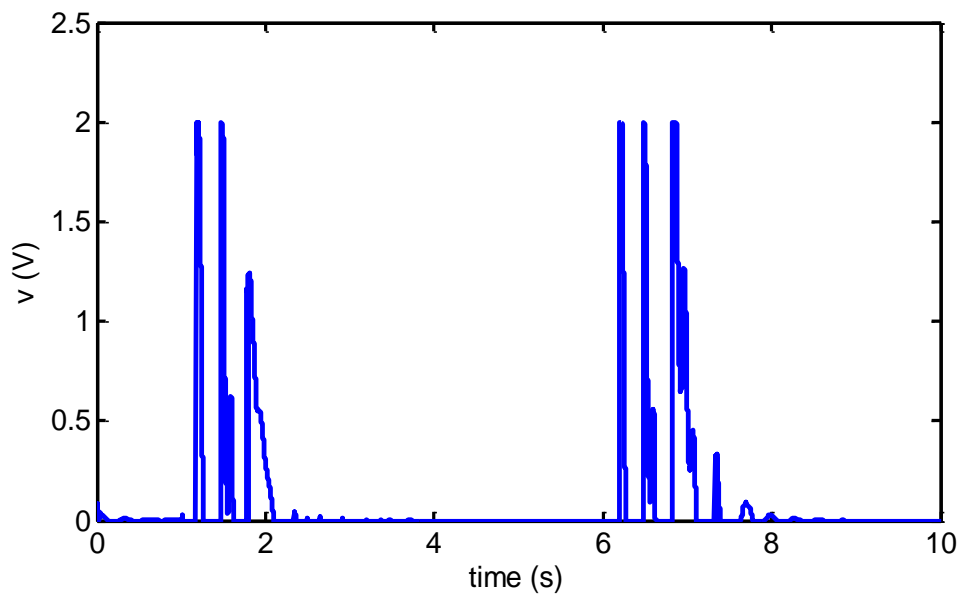
شکل ۳-۹: مقایسه تغییرات دامنه سیستم تعلیق در سیستم تعلیق نیمه‌فعال و غیرفعال با محدود کننده ولتاژ

با توجه به بررسی انجام شده مشاهده می‌شود که کنترل کننده طراحی شده 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 ارائه می‌دهد.

ولتاژ ورودی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی بدون محدود کننده در شکل ۳-۱۰ و با وجود محدود کننده در شکل ۳-۱۱ نشان داده شده است.

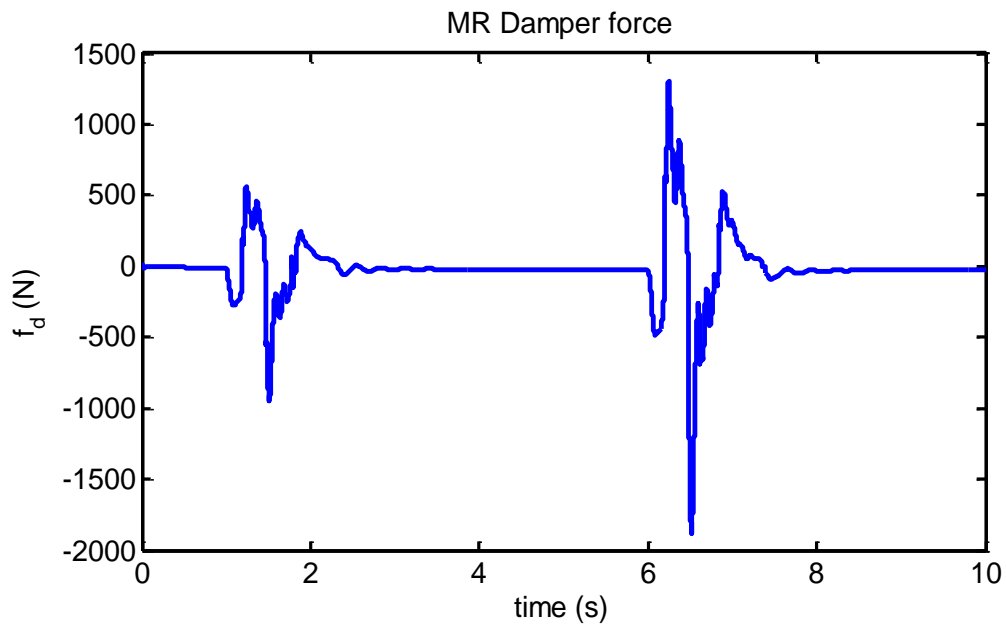


شکل ۳-۱۰: ولتاژ ورودی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی سیستم تعلیق نیمه فعال بدون محدود کننده

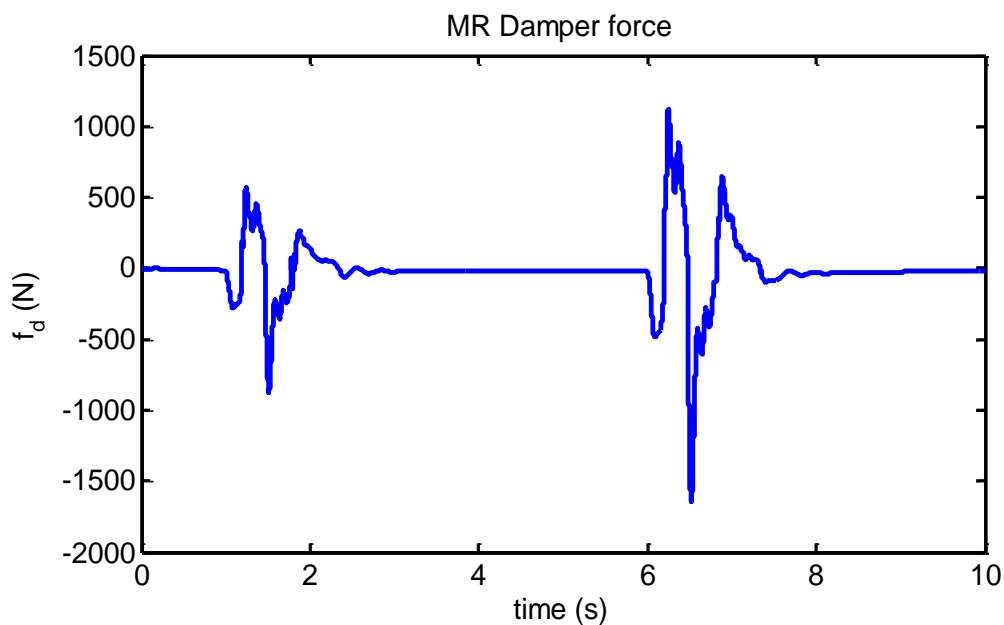


شکل ۳-۱۱: ولتاژ ورودی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی سیستم تعلیق نیمه فعال با محدود کننده

نیروی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی f_d بدون محدود کننده ولتاژ در شکل ۱۲-۳ و با محدود کننده ولتاژ در شکل ۱۳-۳ نشان داده شده است. ماکزیمم نیروی تولیدی بدون محدود کننده برای اولین و دومین دست‌انداز به ترتیب برابر با ۹۴۶- و ۱۸۶۲- نیوتن و با محدود کننده به ترتیب برابر با ۸۷۲٫۷- و ۱۶۴۸- نیوتن می‌باشد.



شکل ۱۲-۳: نیروی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی بدون محدود کننده ولتاژ



شکل ۱۳-۳: نیروی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی با محدود کننده ولتاژ

فصل چهارم: طراحی کنترل کننده فازی

تطبیقی غیرمستقیم

در سال‌های اخیر از کنترل فازی در برخی قسمت‌های خودرو استفاده شده است، که در میان آن‌ها سیستم‌های تعلیق فعال و نیمه‌فعال توجه زیادی را به خود جلب نموده است.

کنترل فازی به دلیل سادگی طراحی و غلبه بر عدم قطعیت‌ها توجه دانشمندان بسیاری را به خود جلب نموده است. کنترل‌کننده‌های فازی دارای یک سیستم غیرخطی خاص می‌باشند که برای سیستم‌های متفاوت یکسان است. قوانین فازی، دانش و تجربه کارشناسان خبره را به صورت زبانی بیان می‌کند. به همین دلیل، کنترل فازی نسبت به روش‌های کنترل کلاسیک برتری دارد [۳۸]. کنترل فازی وابسته به مدل نبوده و از این جهت در بسیاری از کارهای تحقیقاتی مورد استفاده قرار گرفته است [۳۹ و ۴۰]. یک ویژگی مهم و اساسی سیستم‌های فازی آن است که سیستم فازی قادر است به عنوان تقریب‌گر عمومی برای تقریب هر سیستم غیرخطی، نامعین و همراه با عدم قطعیت به کار رود. به همین دلیل بسیاری از روش‌های کنترلی از این قابلیت سیستم فازی بهره‌مند شده‌اند [۴۱ و ۴۲]. با توجه به این که کنترل‌کننده‌ی فازی تطبیقی با توجه به رفتار سیستم مورد نظر به طور خودکار می‌تواند پارامترهای کنترل را تنظیم و از طریق یادگیری قوانین را ایجاد کند، قابلیت تطبیق با تغییر در محیط و عدم قطعیت در مدل را دارد. اگرچه کنترل‌کننده‌های فازی تطبیقی خواص همگرایی خوبی دارند، ولی نمی‌توانند پایداری جامع سیستم‌های غیرخطی و متغیر با زمان را تضمین نمایند. عملکرد ردیابی کنترل فازی تطبیقی وابسته به طراحی، شرایط اولیه و خطای تقریب سیستم فازی است. برای طراحی و تحلیل کنترل‌کننده‌ی فازی تطبیقی به کارگیری روش مستقیم لیاپانوف نتایج خوبی به همراه دارد. هر سیستم کنترل، حداقل دارای یک سیستم تحت کنترل و یک کنترل‌کننده می‌باشد. بنابراین دانش بشری درباره یک سیستم کنترل می‌تواند به دو دسته دانش سیستمی و دانش کنترلی تقسیم شود. از این رو کنترل‌کننده‌های فازی تطبیقی بر اساس چگونگی انسجام قوانین فازی و توضیحات در مورد سیستم به دو بخش فازی تطبیقی مستقیم و فازی تطبیقی غیرمستقیم تقسیم می‌شوند [۴۳].

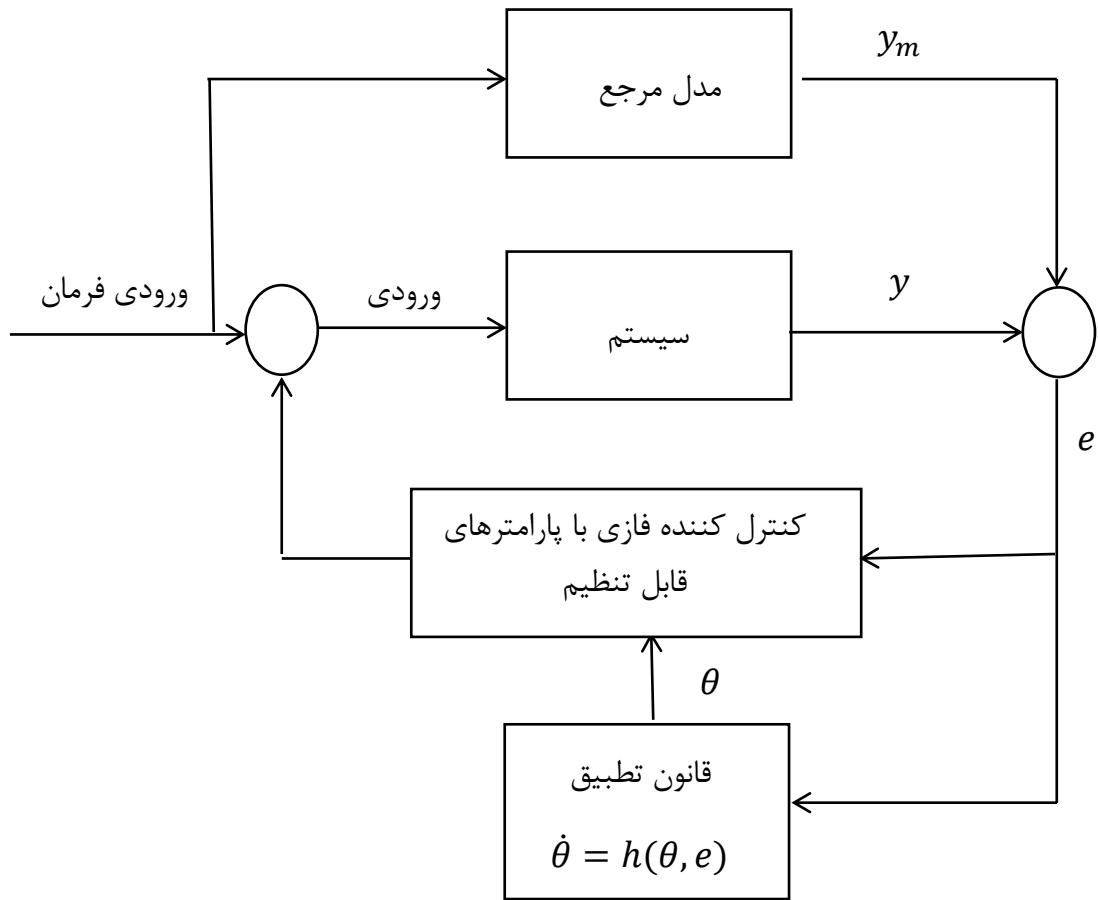
در کنترل فازی تطبیقی غیرمستقیم، کنترل کننده فازی شامل تعدادی سیستم فازی بوده و از دانش سیستمی برای مدل کردن دستگاه و طراحی کنترل کننده با فرض اینکه سیستم فازی مدل صحیح سیستم را نشان می دهد، استفاده می کند. بنابراین قوانین اگر- آنگاه فازی که رفتار سیستم ناشناخته را شرح می دهند، می توانند به طور مستقیم در کنترل کننده ی تطبیقی غیرمستقیم قرار گیرند. در کنترل کننده ی فازی تطبیقی غیرمستقیم ابتدا پارامترهای دستگاه تخمین زده می شوند و سپس پارامترهای کنترل کننده با فرض اینکه پارامترهای تخمین زده مقادیر صحیح پارامترهای سیستم را بیان می کنند، انتخاب می شوند [۴۳]. روش کنترل فازی تطبیقی غیرمستقیم می تواند سیستم های ناشناخته و غیرخطی را کنترل نماید ولی به صورت خاص از آن ها برای سیستم های با ضریب ورودی متغیر استفاده می شود در حالی که در این موارد کنترل فازی تطبیقی مستقیم به درستی عمل نمی کند [۴۴]. در سیستم تعلیق متغیرهای جرم بدنه و ضریب سفتی لاستیک چرخ متغیر با زمان هستند، بنابراین روش کنترل فازی تطبیقی غیرمستقیم از اهمیت و کاربرد ویژه ای برخوردار است. در ادامه به طراحی کنترل کننده فازی تطبیقی غیرمستقیم برای سیستم تعلیق نیمه فعال پرداخته می شود.

ساختار اصلی یک سیستم کنترل فازی تطبیقی در شکل ۴-۱ نمایش داده شده است. مدل مرجع به منظور مشخص نمودن پاسخ ایده آل که سیستم کنترل فازی بایستی پیروی نماید، استفاده می گردد. فرض می شود که سیستم تحت کنترل دارای اجزایی ناشناخته باشد.

۴-۲ - طراحی کنترل کننده فازی تطبیقی غیرمستقیم

برای طراحی کنترل کننده ابتدا معادله دینامیکی سیستم به صورت $\dot{X}^n = f(X) + g(X)u$ درآمده، سپس قانون کنترل ارائه می شود. X بردار حالت سیستم است که فرض می شود قابل اندازه گیری باشد.

ساختار اصلی یک سیستم کنترل فازی تطبیقی غیرمستقیم در شکل ۲-۴ آمده است.



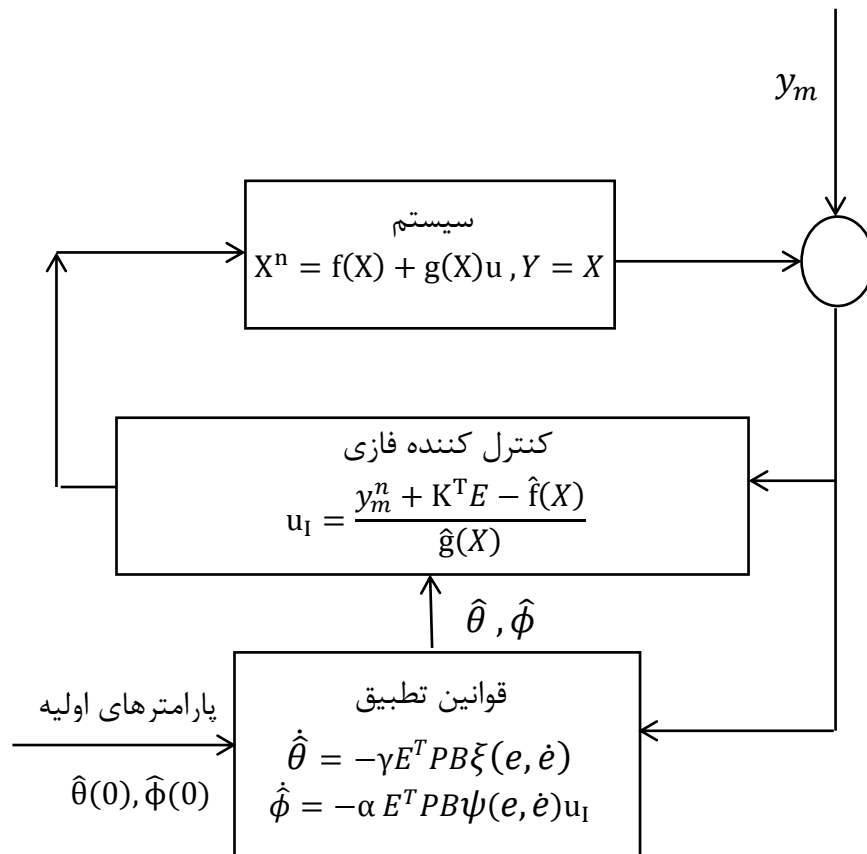
شکل ۱-۴: ساختار اصلی سیستم کنترل فازی تطبیقی

با توجه به معادله دینامیکی سیستم تعلیق نیمه فعال:

$$m_s \ddot{z}_s = -k_s(z_s - z_u) - F_d \quad (1-4)$$

و معادله نیرو:

$$F_d = \alpha z + c_0(\dot{z}_s - \dot{y}) + k_0(z_s - y) + k_1[(z_s - z_u) - x_0] \quad (2-4)$$



شکل ۲-۴: ساختار اصلی سیستم کنترل فازی تطبیقی غیرمستقیم

که در آن:

$$\dot{y} = \frac{1}{c_0 + c_1} [\alpha z + c_0 \dot{z}_s + c_1 \dot{z}_u + k_0 (z_s - y)] \quad (۳-۴)$$

$$\dot{z} = -\gamma |z_s - \dot{y}| |z|^{n-1} - \beta (z_s - \dot{y}) |z|^n + \sigma (z_s - \dot{y}) \quad (۴-۴)$$

$$\dot{u} = -\eta (u - v) \rightarrow u = -\frac{\dot{u}}{\eta} + v \quad (۵-۴)$$

$$\alpha = \alpha_a + \alpha_b u \quad (۶-۴)$$

$$c_0 = c_{0a} + c_{0b} u \quad (۷-۴)$$

$$c_1 = c_{1a} + c_{1b} u \quad (۸-۴)$$

با جایگذاری (۶-۴) و (۷-۴) در معادله (۲-۴):

$$F_d = (\alpha_a + \alpha_b u)z + (c_{0a} + c_{0b}u)(\dot{z}_s - \dot{y}) + k_0(z_s - y) + k_1[(z_s - z_u) - x_0] \quad (۹-۴)$$

با مرتب کردن معادله (۹-۴) و جدا کردن u معادله زیر به دست می‌آید:

$$F_d = \alpha_a z + c_{0a}(\dot{z}_s - \dot{y}) + k_0(z_s - y) + k_1[(z_s - z_u) - x_0] \quad (۱۰-۴)$$

$$+ [\alpha_b z + c_{0b}(\dot{z}_s - \dot{y})]u$$

با جایگذاری (۱۰-۴) در (۱-۴):

$$m_s \ddot{z}_s = -(k_1 + k_s)(z_s - z_u) - \alpha_a z - c_{0a}(\dot{z}_s - \dot{y}) - k_0(z_s - y) + k_1 x_0 \quad (۱۱-۴)$$

$$- [\alpha_b z + c_{0b}(\dot{z}_s - \dot{y})]u$$

با تقسیم طرفین رابطه (۱۱-۴) بر m_s :

$$\ddot{z}_s = \frac{1}{m_s} [-(k_1 + k_s)(z_s - z_u) - \alpha_a z - c_{0a}(\dot{z}_s - \dot{y}) - k_0(z_s - y) + k_1 x_0] \quad (۱۲-۴)$$

$$- \frac{1}{m_s} [\alpha_b z + c_{0b}(\dot{z}_s - \dot{y})]u$$

معادله (۱۲-۴) را به صورت زیر می‌توان نوشت:

$$\ddot{z}_s = f(X) + g(X)u \quad (۱۳-۴)$$

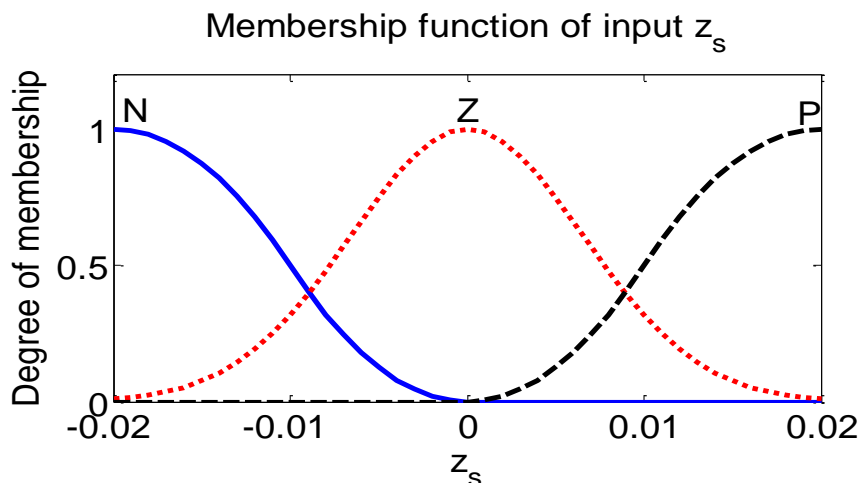
که:

$$f(X) = \frac{1}{m_s} [-(k_1 + k_s)(z_s - z_u) - \alpha_a z - c_{0a}(\dot{z}_s - \dot{y}) - k_0(z_s - y) \quad (۱۴-۴)$$

$$+ k_1 x_0]$$

$$g(X) = -\frac{1}{m_s} [\alpha_b z + c_{0b}(\dot{z}_s - \dot{y})] \quad (۱۵-۴)$$

در طراحی سیستم کنترل فازی تطبیقی غیرمستقیم، کنترل کننده فازی تعدادی سیستم فازی را شامل می شود که این سیستم های فازی از روی دانش سیستمی ساخته می شوند. جابجایی بدنه Z_S و مشتق آن \dot{Z}_S ورودی های سیستم فازی و ولتاژ محرک را به عنوان خروجی آن در نظر می گیریم. اگر ۳ تابع تعلق برای هر ورودی فازی در نظر گرفته، فضای کنترل با ۹ قانون فازی پوشش داده می شود. قوانین فازی به فرم ممدانی نوشته شده اند. سه تابع تعلق Z, P و N برای متغیر ورودی Z_S مطابق شکل ۳-۴ در نظر گرفته شده است. معادلات ریاضی این توابع تعلق در روابط (۴-۱۶) تا (۴-۱۸) تعریف شده اند. سیستم فازی به گونه ای طراحی می شود که شرایط پیوستگی، سازگاری و کامل بودن را برقرار نماید. پیوستگی به این معناست که خروجی سیستم فازی ناپیوسته نباشد. سازگاری به این مفهوم است که دو یا چند قانون فازی نتوان یافت که بخش آنگاه یکسان داشته باشند. کامل بودن به این صورت است که به ازای هر مقدار از ورودی ها در بازه مورد نظر حداقل یک قانون فازی فعال شود. گروه های فازی هر متغیر فازی نیز باید کل بازه مورد نظر را پوشش دهند و به ازای هر مقدار از متغیر ورودی حداقل یک گروه فازی باید فعال شود.



شکل ۳-۴: توابع تعلق ورودی Z_S

$$\mu_P(z_s) = \begin{cases} 0 & z_s \leq 0 \\ 2 \left(\frac{z_s}{0/02} \right)^2 & 0 \leq z_s \leq \frac{0/02}{2} \\ 1 - 2 \left(\frac{z_s - 0/02}{0/02} \right)^2 & \frac{0/02}{2} \leq z_s \leq 0/02 \\ 1 & z_s \geq 0/02 \end{cases} \quad (16-4)$$

$$\mu_N(z_s) = \begin{cases} 1 & z_s \leq -0/02 \\ 1 - 2 \left(\frac{z_s + 0/02}{0/02} \right)^2 & -0/02 \leq z_s \leq \frac{-0/02}{2} \\ 2 \left(\frac{z_s}{0/02} \right)^2 & \frac{-0/02}{2} \leq z_s \leq 0 \\ 0 & z_s \geq 0 \end{cases} \quad (17-4)$$

$$\mu_Z(z_s) = \exp \left[-\frac{(z_s - \bar{z}_s^l)^2}{2\sigma^2} \right], \sigma = 0/0066 \quad (18-4)$$

توابع تعلق \hat{z}_s را نیز مشابه با Z_s انتخاب می‌نماییم.

قانون کنترل به صورت زیر پیشنهاد می‌شود:

$$\ddot{z}_{sd} + k_d(\dot{z}_{sd} - \dot{z}_s) + k_p(z_{sd} - z_s) = \hat{f}(X) + \hat{g}(X)u \Rightarrow \quad (19-4)$$

$$u = \frac{\ddot{z}_{sd} + k_d(\dot{z}_{sd} - \dot{z}_s) + k_p(z_{sd} - z_s) - \hat{f}(X)}{\hat{g}(X)}$$

با تفاضل (۱۳-۴) و (۱۹-۴) سیستم حلقه بسته به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\ddot{e} + k_d\dot{e} + k_p e = \hat{f}(X) - f(X) + (\hat{g}(X) - g(X))u \quad (20-4)$$

$$e = z_{sd} - z_s, \quad z_{sd} = 0 \quad (21-4)$$

برای محاسبه $\hat{f}(x)$ و $\hat{g}(x)$ دو سیستم فازی به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$\hat{f}(x) = \hat{\theta}^T \xi(e, \dot{e}) \quad (22-4)$$

$$\hat{g}(x) = \hat{\phi}^T \psi(e, \dot{e}) \quad (23-4)$$

با در نظر گرفتن ۹ قانون فازی:

$$\hat{\theta}^T = [\hat{\theta}^1 \dots \dots \dots \hat{\theta}^9] \quad (24-4)$$

$$\hat{\phi}^T = [\hat{\phi}^1 \dots \dots \dots \hat{\phi}^9] \quad (25-4)$$

$$\xi^T(e, \dot{e}) = \left[\frac{\mu_{A_1}(e)\mu_{B_1}(\dot{e})}{\sum_{l=1}^9 \mu_{A_l}(e)\mu_{B_l}(\dot{e})} \dots \dots \dots \frac{\mu_{A_9}(e)\mu_{B_9}(\dot{e})}{\sum_{l=1}^9 \mu_{A_l}(e)\mu_{B_l}(\dot{e})} \right] \quad (26-4)$$

$$\psi^T(e, \dot{e}) = \left[\frac{\mu_{A_1}(e)\mu_{B_1}(\dot{e})}{\sum_{l=1}^9 \mu_{A_l}(e)\mu_{B_l}(\dot{e})} \dots \dots \dots \frac{\mu_{A_9}(e)\mu_{B_9}(\dot{e})}{\sum_{l=1}^9 \mu_{A_l}(e)\mu_{B_l}(\dot{e})} \right] \quad (27-4)$$

بر اساس تئوری تقریب می توان $f(x)$ و $g(x)$ را با سیستم فازی تقریب زد:

$$f(x) = \theta^T \xi(e, \dot{e}) + \epsilon_1 \quad (28-4)$$

$$g(x) = \phi^T \psi(e, \dot{e}) + \epsilon_2 \quad (29-4)$$

با جایگذاری (۲۲-۴) و (۲۳-۴) و (۲۸-۴) و (۲۹-۴) در (۲۰-۴) رابطه زیر به دست می آید:

$$\ddot{e} + k_d \dot{e} + k_p e = (\hat{\theta}^T - \theta^T) \xi(e, \dot{e}) + (\hat{\phi}^T - \phi^T) \psi(e, \dot{e}) u + \epsilon \quad (30-4)$$

$$\epsilon = \epsilon_1 + \epsilon_2 u$$

که در آن ϵ خطای تقریب سیستم فازی و k_d و k_p پارامترهای مثبت طراحی کنترل کننده هستند.

فرم فضای حالت را بطه فوق را به صورت زیر است:

$$\dot{E} = AE + BW \quad (31-4)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -k_p & -k_d \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}, E = [e \quad \dot{e}]^T \quad (32-4)$$

$$W = (\hat{\theta}^T - \theta^T)\xi(e, \dot{e}) + (\hat{\phi}^T - \phi^T)\psi(e, \dot{e})u + \epsilon \quad (33-4)$$

۳-۴ اثبات پایداری

با در نظر گرفتن $\tilde{\theta} = \hat{\theta} - \theta$ و $\tilde{\phi} = \hat{\phi} - \phi$ و برای دستیابی به مکانیزم تطبیق به گونه‌ای که خطا همگرا شود، تابع منتخب لیاپانوف به صورت زیر پیشنهاد می‌شود:

$$V(x) = \frac{1}{2}E^TPE + \frac{1}{2\gamma}\tilde{\theta}^T\tilde{\theta} + \frac{1}{2\alpha}\tilde{\phi}^T\tilde{\phi} \quad (34-4)$$

در رابطه (۳۴-۴)، α و γ یک مقدار ثابت بزرگتر از صفر دارند که انتخاب آن دست طراح است و ماتریس P مثبت معین متقارن می‌باشد که در معادله‌ی ماتریسی لیاپانوف زیر صدق می‌کند.

$$A^TP + PA = -Q \quad (35-4)$$

در این رابطه Q یک ماتریس مثبت معین متقارن است.

با مشتق گرفتن از رابطه (۳۴-۴) رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\dot{V}(x) = \frac{1}{2}\dot{E}^TPE + \frac{1}{2}E^T\dot{P}\dot{E} + \frac{1}{\gamma}\tilde{\theta}^T\dot{\tilde{\theta}} + \frac{1}{\alpha}\tilde{\phi}^T\dot{\tilde{\phi}} \quad (36-4)$$

با جایگذاری (۳۱-۴) در معادله (۳۶-۴):

$$\dot{V}(x) = \frac{1}{2}(E^TA^TPE + W^TB^TPE) + \frac{1}{2}(E^TPAE + E^TPBW) + \frac{1}{\gamma}\tilde{\theta}^T\dot{\tilde{\theta}} + \frac{1}{\alpha}\tilde{\phi}^T\dot{\tilde{\phi}} \quad (37-4)$$

با فاکتورگیری از جملات اول و دوم \dot{V} و نیز با توجه به اسکالر بودن جمله E^TPBW که ترانهاده‌اش با خودش برابر می‌شود، رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\dot{V}(x) = \frac{1}{2}E^T(A^TP + PA)E + E^TPBW + \frac{1}{\gamma}\tilde{\theta}^T\dot{\tilde{\theta}} + \frac{1}{\alpha}\tilde{\phi}^T\dot{\tilde{\phi}} \quad (38-4)$$

با استفاده از رابطه (۳۵-۴) و جایگذاری W از رابطه (۳۳-۴) در معادله (۳۸-۴):

$$\dot{V}(x) = -\frac{1}{2}E^TQE + E^TPB[\tilde{\theta}^T\xi(e, \dot{e}) + \tilde{\phi}^T\psi(e, \dot{e})u + \epsilon] + \frac{1}{\gamma}\tilde{\theta}^T\dot{\hat{\theta}} + \frac{1}{\alpha}\tilde{\phi}^T\dot{\hat{\phi}} \quad (39-4)$$

از رابطه (39-4) فاکتور گرفته می‌شود:

$$\begin{aligned} \dot{V}(x) = & -\frac{1}{2}E^TQE + \tilde{\theta}^T(E^TPB\xi(e, \dot{e}) + \frac{1}{\gamma}\dot{\hat{\theta}}) + \tilde{\phi}^T(E^TPB\psi(e, \dot{e})u + \frac{1}{\alpha}\dot{\hat{\phi}}) \\ & + E^TPB\epsilon \end{aligned} \quad (40-4)$$

جمله اول در رابطه (40-4) به دلیل مثبت بودن تمام مقادیر ویژه ماتریس Q ، همواره منفی معین است، ولی علامت جملات دوم و سوم نامعین است و با برابر صفر قرار دادن آن‌ها قوانین تطبیق به صورت زیر بدست می‌آیند:

$$\dot{\hat{\theta}} = -\gamma E^T P B \xi(e, \dot{e}) \quad (41-4)$$

$$\dot{\hat{\phi}} = -\alpha E^T P B \psi(e, \dot{e})u \quad (42-4)$$

در نتیجه پارامترهای تطبیق بدین صورت بدست می‌آیند:

$$\hat{\theta} = -\int_0^t \gamma E^T P B \xi dt + \hat{\theta}(0) \quad (43-4)$$

$$\hat{\phi} = -\int_0^t \alpha E^T P B \psi u + \hat{\phi}(0) \quad (44-4)$$

در نتیجه اعمال روابط (41-4) و (42-4) به (40-4) بدست می‌آید:

$$\dot{V}(x) = -\frac{1}{2}E^TQE + E^TPB\epsilon \quad (45-4)$$

نامساوی کوشی - شوارتز:

$$\|x + y\| \leq \|x\| + \|y\| \quad (46-4)$$

برای کاهش خطای ردگیری باید $\dot{V}(x) < 0$ باشد. بنابراین:

با در نظر گرفتن که $P_2 = PB$ که P_2 ستون دوم ماتریس P است و با استفاده از نامساوی کوشی-شوارتز و روابط ریاضی خواهیم داشت:

$$\frac{1}{2} \lambda_{\min}(Q) \cdot \|E\|^2 \leq \frac{1}{2} E^T Q E \leq \frac{1}{2} \lambda_{\max}(Q) \|E\|^2 \quad (47-4)$$

که $\lambda_{\min}(Q)$ و $\lambda_{\max}(Q)$ حداقل و حداکثر مقادیر ویژه ماتریس Q هستند.

$$\lambda_{\min}(P_2) \cdot \|E\|^2 \leq E^T P_2 E \leq \lambda_{\max}(P_2) \|E\|^2 \Rightarrow E^T P_2 \leq \lambda_{\max}(P_2) \|E\| \quad (48-4)$$

با توجه به روابط (47-4) و (48-4) و معادله (45-4):

$$\dot{V}(x) \leq -\frac{1}{2} \lambda_{\min}(Q) \cdot \|E\|^2 + \lambda_{\max}(P_2) \|E\| |\epsilon| \quad (49-4)$$

$$\Rightarrow \dot{V}(x) \leq \|E\| \left(-\frac{1}{2} \lambda_{\min}(Q) \cdot \|E\| + \lambda_{\max}(P_2) |\epsilon| \right)$$

با فرض $|\epsilon| < \delta$

اگر $\|E\| > \frac{2\lambda_{\max}(P_2)}{\lambda_{\min}(Q)} \delta$ آنگاه $\dot{V} < 0$ یعنی V کاهش می‌یابد و در نتیجه E و $\tilde{\theta}$ و $\tilde{\phi}$

کاهش می‌یابند. اما اگر شرط فوق صادق نباشد، $\dot{V} > 0$ می‌شود و V افزایش می‌یابد و در نتیجه E

و $\tilde{\theta}$ و $\tilde{\phi}$ افزایش می‌یابند. پس اگر $E(0) = E_0$ ، کاهش آن تا جایی است که در محدوده

$$\|E\| < \frac{2\lambda_{\max}(P_2)}{\lambda_{\min}(Q)} \delta$$

قرار گیرد. پس E و $\tilde{\theta}$ و $\tilde{\phi}$ محدودند.

۴-۴- شبیه‌سازی کنترل‌کننده فازی تطبیقی غیرمستقیم

مقادیر مربوط به پارامترهای سیستم تعلیق و میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی در جدول ۳-۱

آمده است. در این بخش جابجایی مطلوب بدنه صفر در نظر گرفته شده است. ناهمواری جاده مانند

رابطه (۳-۲۳) در نظر گرفته می‌شود، که در آن $u(t)$ تابع پله واحد است. ناهمواری جاده شبیه‌سازی

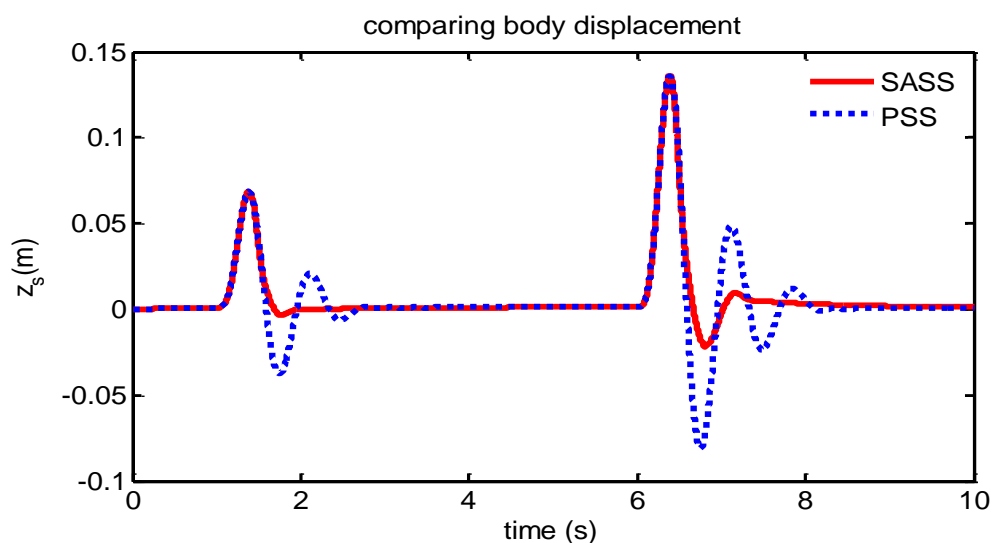
شده در شکل ۱-۳ نشان داده شده است.

پارامترهای مورد نیاز در طراحی کنترل کننده فازی تطبیقی غیرمستقیم به صورت زیر انتخاب شده-
اند:

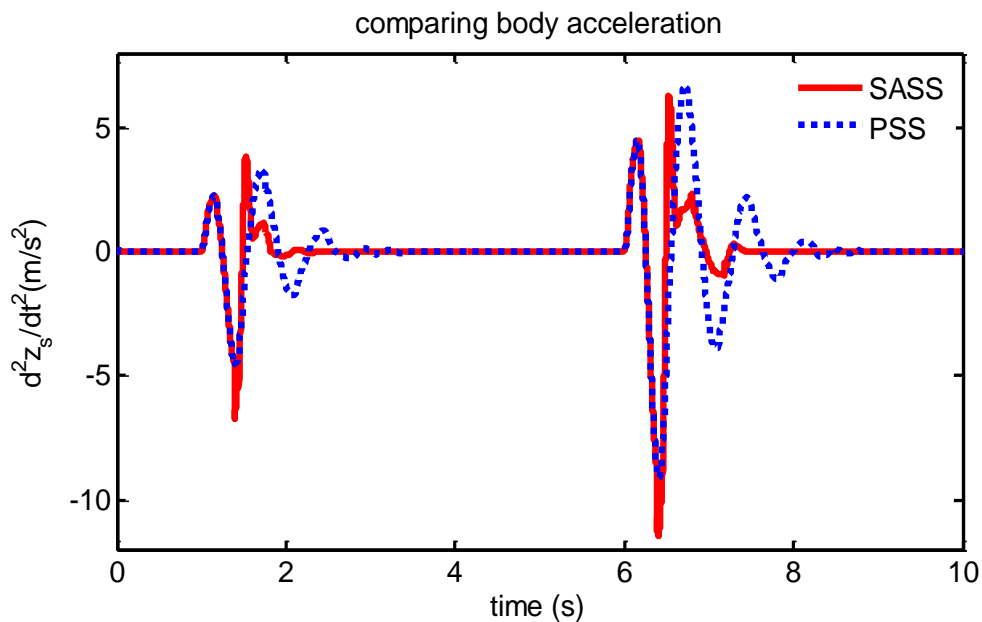
$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -1 & -2 \end{bmatrix} \quad Q = \begin{bmatrix} 25 & 0 \\ 0 & 25 \end{bmatrix} \quad \alpha = 0.2 \quad \gamma = 0.2 \quad \hat{\theta}(0) = 0 \quad \hat{\phi}(0) = 0 \quad (50-4)$$

در شبیه‌سازی با انتخاب ماتریس Q مطابق فوق، ماتریس P با استفاده از معادله لیاپانوف بیان شده در رابطه (۳۵-۴) محاسبه می‌شود.

در این بخش عملکرد کنترل کننده با اعمال ناهمواری جاده بررسی می‌شود که در این بررسی ناهمواری جاده به ترتیب با دو دست‌انداز با دامنه‌های ۰/۵ و ۰/۱ مدل می‌شود. سیستم تعلیق نیمه فعال و سیستم تعلیق غیرفعال در جابجایی عمودی بدنه، شتاب عمودی بدنه، تغییر شکل لاستیک و تغییر دامنه سیستم تعلیق مقایسه شده‌اند که به ترتیب در شکل ۴-۴ تا شکل ۷-۴ نشان داده شده است. شکل ۴-۴ و شکل ۵-۴ تأیید می‌کند که جابجایی و شتاب بدنه در سیستم تعلیق نیمه‌فعال بعد از عبور از هر دو دست‌انداز به سرعت صفر می‌شود که راحتی مسافر را به همراه دارد.

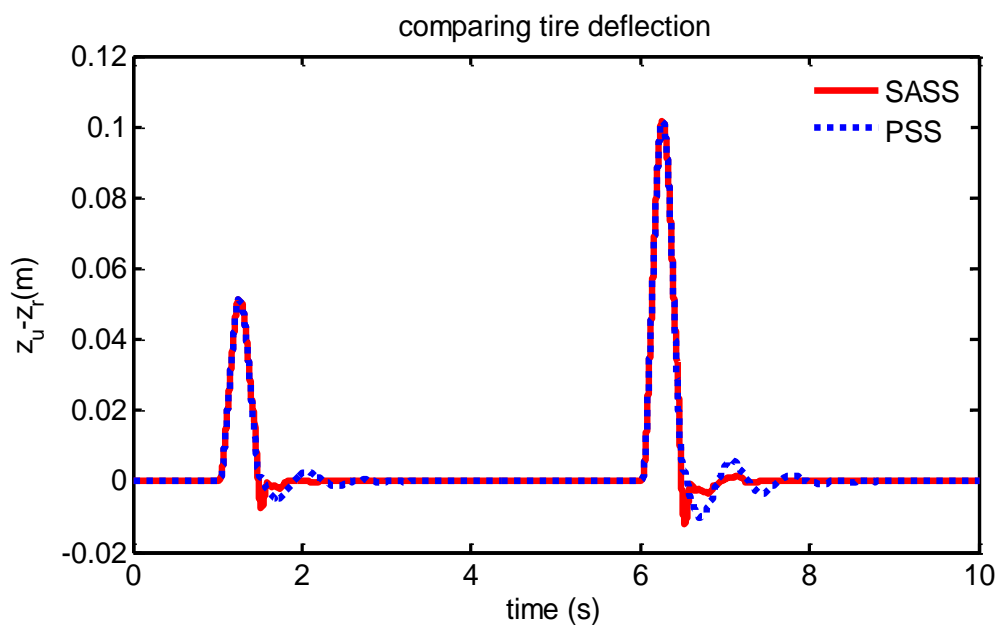


شکل ۴-۴: مقایسه جابجایی عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق نیمه‌فعال و غیرفعال



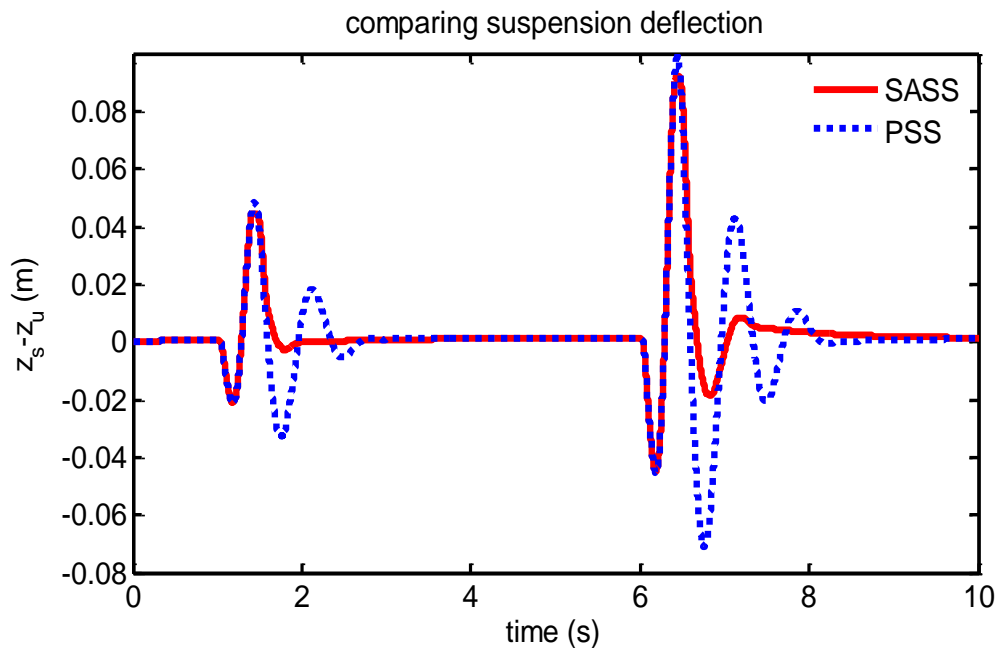
شکل ۴-۵: مقایسه شتاب عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق نیمه فعال و غیرفعال

جابجایی محور جرم غیرمعلق نسبت به جاده در سیستم تعلیق فعال همانگونه که در شکل ۴-۶ نشان داده شده است، فقط همزمان با عبور از دست انداز وجود دارد و بعد از عبور از دست انداز صفر می شود که یک رانندگی خوب و ایده آل را ارائه می دهد.



شکل ۴-۶: مقایسه جابجایی محور جرم غیرمعلق نسبت به جاده در سیستم تعلیق نیمه فعال و غیرفعال

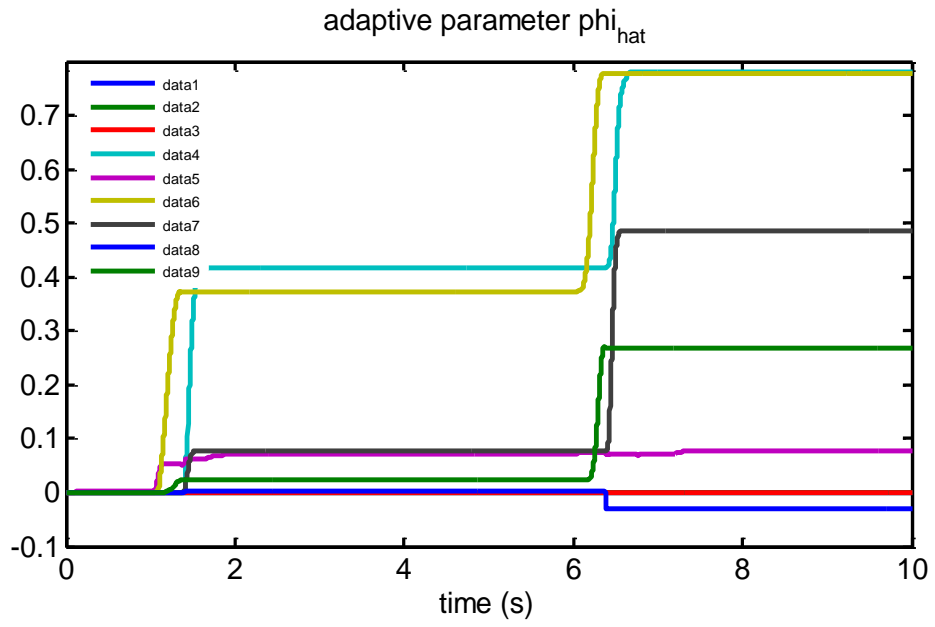
تغییر دامنه سیستم تعلیق در سیستم تعلیق نیمه‌فعال همانگونه که در شکل ۷-۴ نمایش داده شده است نسبت به سیستم تعلیق غیر فعال بیشتر نمی‌شود و بعد از عبور از دست‌انداز صفر می‌شود.



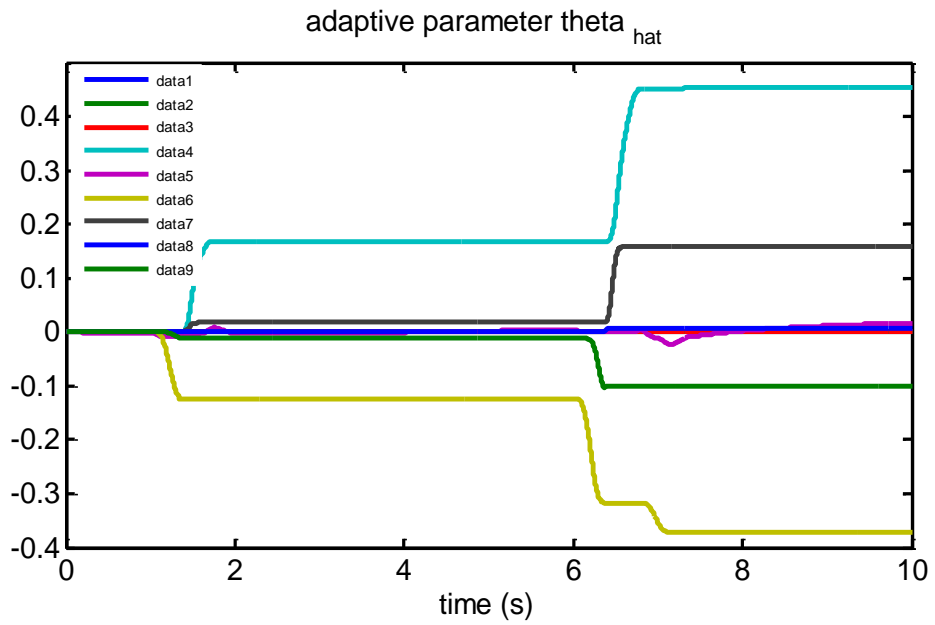
شکل ۷-۴: مقایسه تغییرات دامنه سیستم تعلیق در سیستم تعلیق نیمه‌فعال و غیرفعال

سرانجام در شکل ۸-۴ و شکل ۹-۴ همگرایی پارامترهای تطبیق نمایش داده شده است. بنابراین می‌توان دید که تمام سیگنال‌ها محدود هستند و روش کنترلی پیشنهادی در برابر اغتشاش جاده عملکرد مطلوبی از خود نشان داده است.

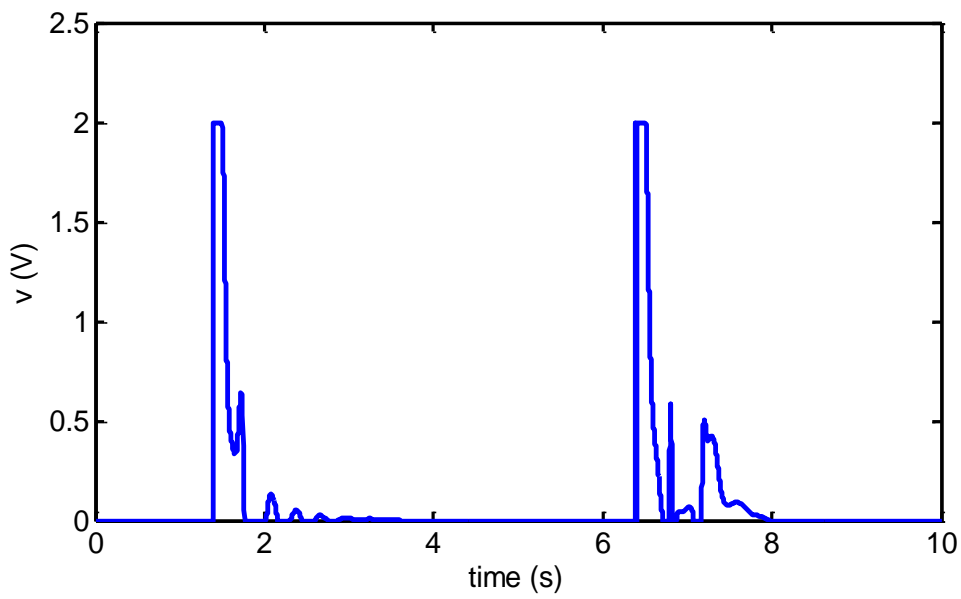
ولتاژ ورودی و نیروی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی f_d به ترتیب در شکل ۱۰-۴ و شکل ۱۱-۴ نشان داده شده‌اند. ماکزیمم نیروی تولیدی آن برای اولین و دومین دست‌انداز به ترتیب برابر با ۱۴۸۳- و ۲۶۵۵- نیوتن می‌باشد.



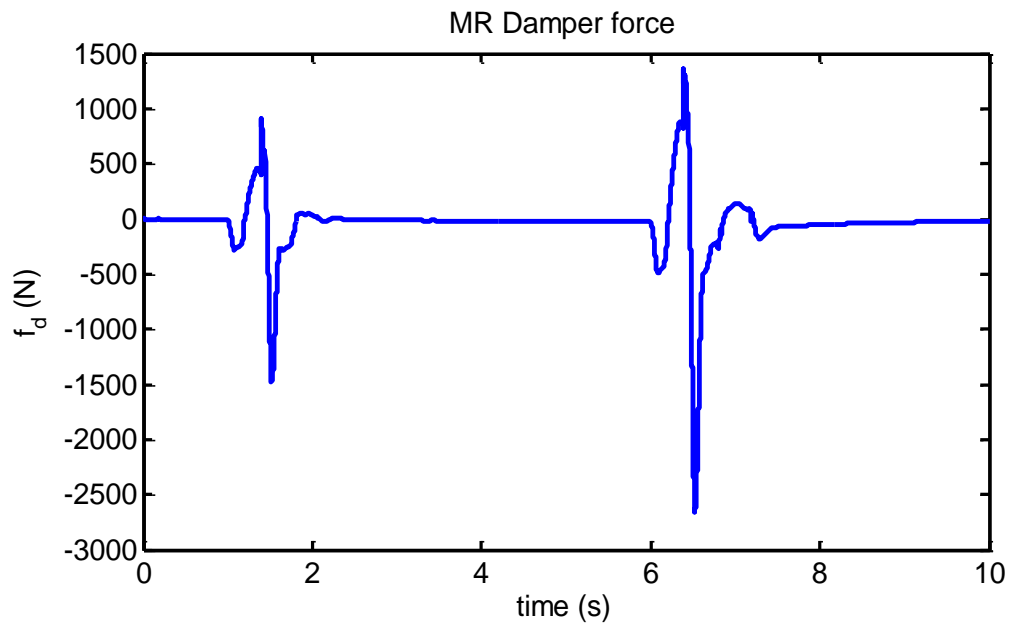
شکل ۴-۸: همگرایی پارامترهای $\hat{\phi}$



شکل ۴-۹: همگرایی پارامترهای $\hat{\theta}$



شکل ۴-۱۰: ولتاژ ورودی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی سیستم تعلیق نیمه فعال



شکل ۴-۱۱: نیروی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی

فصل پنجم: طراحی کنترل کننده فازی

تطبیقی مستقیم

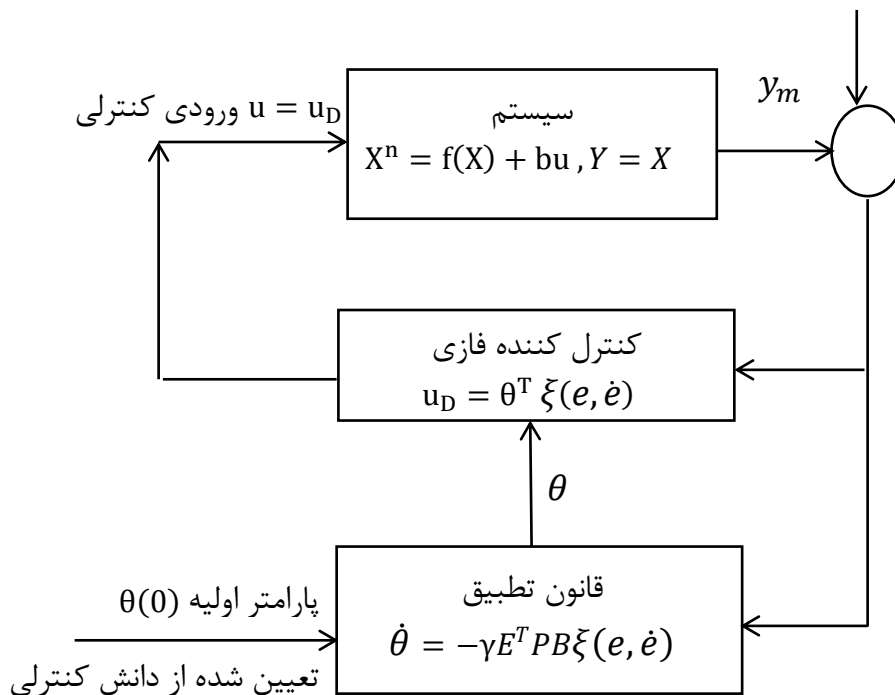
۱-۵ مقدمه

همانگونه که در فصل قبل بیان شد، کنترل کننده‌های فازی تطبیقی به دو بخش فازی تطبیقی مستقیم و فازی تطبیقی غیرمستقیم تقسیم می‌شوند. اگر کنترل کننده فازی تطبیقی از دانش کنترل به عنوان کنترل کننده استفاده کند، کنترل کننده‌ی فازی تطبیقی مستقیم نامیده می‌شود. در کنترل کننده فازی تطبیقی مستقیم کنترل کننده فازی تنها یک سیستم فازی می‌باشد که در ابتدا از روی دانش کنترلی ساخته می‌شود. این کنترل کننده قوانین کنترل فازی را مستقیم در خود جای می‌دهد [۴۳]. کنترل کننده‌ی فازی تطبیقی مستقیم با استفاده از روش مستقیم لیاپانوف برای تضمین پایداری و همگرایی خطای ردیابی مطرح شده است [۴۴].

۲-۵ طراحی کنترل کننده فازی تطبیقی مستقیم

برای طراحی کنترل کننده ابتدا معادله دینامیکی سیستم را به فرم $X^n = f(X) + bu$ در می‌آوریم، سپس قانون کنترل را ارائه می‌نماییم. با فرض این که $f(X)$ یک تابع نامعلوم بوده، و b یک مقدار ثابت و مثبت نامعلوم باشد. هدف کنترل در اینجا نیز همانند کنترل کننده فازی تطبیقی غیر-مستقیم می‌باشد، یعنی طراحی یک کنترل کننده بازخورد $u = u(X|\theta)$ بر پایه سیستم های فازی و یک قاعده تطبیق به منظور تنظیم بردار پارامتر θ بطوریکه خروجی سیستم یعنی، y خروجی ایده-آل یعنی y_m را تا حد ممکن نزدیک به آن دنبال نماید. تفاوت اصلی در فرضیات مربوط به دانش بشری در دسترس، می‌باشد. به طور مشخص به جای دانستن دانش سیستمی، برخی دانش کنترلی فراهم می‌شود.

سیستم کنترل فازی تطبیقی مستقیم در شکل ۱-۵ نشان داده شده است.



شکل ۱-۵: سیستم کنترل فازی تطبیقی مستقیم

با توجه به معادله دینامیکی سیستم تعلیق نیمه فعال:

$$m_s \ddot{z}_s = -k_s(z_s - z_u) - F_d \quad (۱-۵)$$

و معادله نیرو:

$$F_d = \alpha z + c_0(\dot{z}_s - \dot{y}) + k_0(z_s - y) + k_1[(z_s - z_u) - x_0] \quad (۲-۵)$$

که در آن

$$\dot{y} = \frac{1}{c_0 + c_1} [\alpha z + c_0 \dot{z}_s + c_1 \dot{z}_u + k_0(z_s - y)] \quad (۳-۵)$$

$$\dot{z} = -\gamma |z_s - \dot{y}| z |z|^{n-1} - \beta (z_s - \dot{y}) |z|^n + \sigma (z_s - \dot{y}) \quad (۴-۵)$$

$$\dot{u} = -\eta(u - v) \rightarrow u = -\frac{\dot{u}}{\eta} + v \quad (۵-۵)$$

$$\alpha = \alpha_a + \alpha_b u \quad (۶-۵)$$

$$c_0 = c_{0a} + c_{0b} u \quad (۷-۵)$$

$$c_1 = c_{1a} + c_{1b} u \quad (۸-۵)$$

با جایگذاری (۶-۵) و (۷-۵) در (۲-۵) معادله زیر به دست می‌آید:

$$F_d = (\alpha_a + \alpha_b u)z + (c_{0a} + c_{0b} u)(\dot{z}_s - \dot{y}) + k_0(z_s - y) + k_1[(z_s - z_u) - x_0] \quad (۹-۵)$$

با مرتب کردن معادله (۹-۵) و جدا کردن u معادله زیر به دست می‌آید:

$$F_d = \alpha_a z + c_{0a}(\dot{z}_s - \dot{y}) + k_0(z_s - y) + k_1[(z_s - z_u) - x_0] \quad (۱۰-۵)$$

$$+ [\alpha_b z + c_{0b}(\dot{z}_s - \dot{y})]u$$

با جایگذاری (۱۰-۵) در (۱-۵):

$$m_s \ddot{z}_s = -(k_1 + k_s)(z_s - z_u) - \alpha_a z - c_{0a}(\dot{z}_s - \dot{y}) - k_0(z_s - y) + k_1 x_0 \quad (۱۱-۵)$$

$$- [\alpha_b z + c_{0b}(\dot{z}_s - \dot{y})]u$$

با تقسیم طرفین رابطه (۱۱-۵) بر m_s :

$$\ddot{z}_s = \frac{1}{m_s} [-(k_1 + k_s)(z_s - z_u) - \alpha_a z - c_{0a}(\dot{z}_s - \dot{y}) - k_0(z_s - y) + k_1 x_0]$$

$$- \frac{1}{m_s} [\alpha_b z + c_{0b}(\dot{z}_s - \dot{y})]u \quad (۱۲-۵)$$

با جایگذاری (۱۲-۵) در (۵-۵):

$$\ddot{z}_s = \frac{1}{m_s} \left[-(k_1 + k_s)(z_s - z_u) - \alpha_a z - c_{0a}(\dot{z}_s - \dot{y}) - k_0(z_s - y) + k_1 x_0 \right. \quad (۱۳-۵)$$

$$\left. + [\alpha_b z + c_{0b}(\dot{z}_s - \dot{y})] \left(\frac{\dot{u}}{\eta} \right) \right] - \frac{1}{m_s} [\alpha_b z + c_{0b}(\dot{z}_s - \dot{y})]V$$

با ضرب طرفین معادله (۱۳-۵) در $\frac{-m_s}{\alpha_b z + c_{0b}(\dot{z}_s - \dot{y})}$:

$$\frac{-m_s \ddot{z}_s}{\alpha_b z + c_{0b}(\dot{z}_s - \dot{y})} = \frac{-1}{\alpha_b z + c_{0b}(\dot{z}_s - \dot{y})} \quad (14-5)$$

$$\left[-(k_1 + k_s)(z_s - z_u) - \alpha_a z - c_{0a}(\dot{z}_s - \dot{y}) - k_0(z_s - y) + k_1 x_0 \right. \\ \left. + [\alpha_b z + c_{0b}(\dot{z}_s - \dot{y})] \left(\frac{\dot{u}}{\eta} \right) \right] + V$$

با مرتب‌سازی معادله (۱۴-۵) و اعمال \ddot{z}_s به طرفین معادله:

$$\ddot{z}_s = \ddot{z}_s + \frac{m_s \ddot{z}_s}{\alpha_b z + c_{0b}(\dot{z}_s - \dot{y})} + \frac{1}{\alpha_b z + c_{0b}(\dot{z}_s - \dot{y})} \quad (15-5)$$

$$\left[-(k_1 + k_s)(z_s - z_u) - \alpha_a z - c_{0a}(\dot{z}_s - \dot{y}) - k_0(z_s - y) + k_1 x_0 \right. \\ \left. + [\alpha_b z + c_{0b}(\dot{z}_s - \dot{y})] \left(\frac{\dot{u}}{\eta} \right) \right] + V$$

معادله فوق را می‌توان به صورت زیر بازنویسی کرد:

$$\ddot{z}_s = f(x) + V \quad (16-5)$$

$$f(x) = \ddot{z}_s + \frac{m_s \ddot{z}_s}{\alpha_b z + c_{0b}(\dot{z}_s - \dot{y})} + \frac{1}{\alpha_b z + c_{0b}(\dot{z}_s - \dot{y})} \quad (17-5)$$

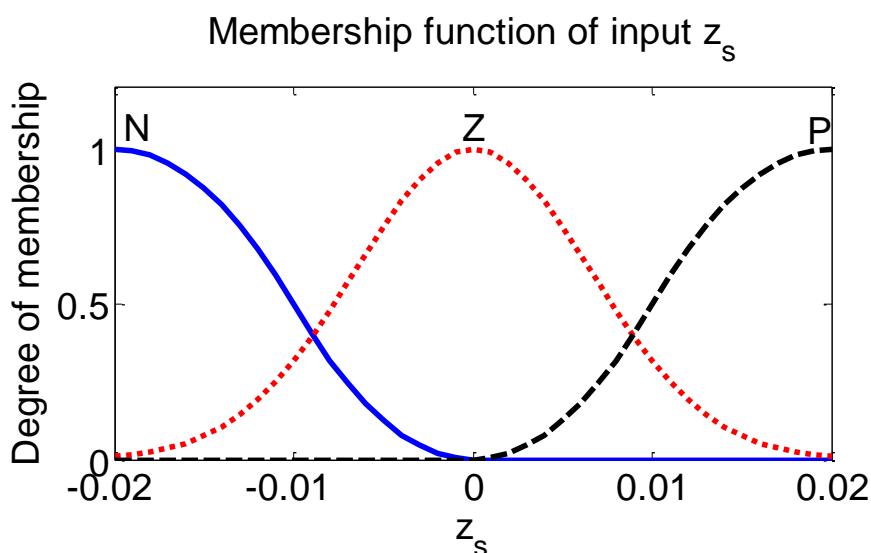
$$\left[-(k_1 + k_s)(z_s - z_u) - \alpha_a z - c_{0a}(\dot{z}_s - \dot{y}) - k_0(z_s - y) + k_1 x_0 \right. \\ \left. + [\alpha_b z + c_{0b}(\dot{z}_s - \dot{y})] \left(\frac{\dot{u}}{\eta} \right) \right]$$

برای طراحی سیستم کنترل فازی تطبیقی مستقیم، در ابتدا لازم است بنابر دانش کنترلی یک کنترل-کننده فازی طراحی شود. جابجایی بدنه Z_s و مشتق آن \dot{Z}_s ورودی‌های سیستم فازی و ولتاژ محرک به عنوان خروجی آن در نظر گرفته می‌شود. اگر ۳ تابع تعلق برای هر ورودی فازی در نظر گرفته شود،

فضای کنترل با ۹ قانون فازی پوشش داده می‌شود. قوانین فازی زبانی به فرم ممدانی بدین صورت نوشته شده‌اند.

$$\text{Rule } l: \text{ If } z_s \text{ is } A_l \text{ and } \dot{z}_s \text{ is } B_l \text{ Then } \hat{v} \text{ is } C_l \quad (18-5)$$

Rule l قانون *l* ام را برای $l = 1, \dots, 9$ تعیین می‌نماید. C_l و B_l, A_l توابع تعلق فازی مربوط به \dot{z}_s, z_s و V هستند. سه تابع تعلق Z, P و N برای متغیر ورودی z_s مطابق شکل ۲-۵ در نظر گرفته شده است. این توابع تعلق با توابع ریاضی (۱۹-۵) تا (۲۱-۵) تعریف شده‌اند. سیستم فازی به گونه‌ای طراحی می‌شود که شرایط پیوستگی، سازگاری و کامل بودن را برقرار نماید. پیوستگی به این معناست که خروجی سیستم فازی ناپیوسته نباشد. سازگاری به این مفهوم است که دو یا چند قانون فازی نتوان یافت که بخش آنگاه یکسان داشته باشند. کامل بودن به این صورت است که به ازای هر مقدار از ورودی‌ها در بازه مورد نظر حداقل یک قانون فازی فعال شود. گروه‌های فازی هر متغیر فازی نیز باید کل بازه مورد نظر را پوشش دهند و به ازای هر مقدار از متغیر ورودی حداقل یک گروه فازی باید فعال شود.



شکل ۲-۵: توابع تعلق ورودی z_s

$$\mu_P(z_S) = \begin{cases} 0 & z_S \leq 0 \\ 2 \left(\frac{z_S}{0/02} \right)^2 & 0 \leq z_S \leq \frac{0/02}{2} \\ 1 - 2 \left(\frac{z_S - 0/02}{0/02} \right)^2 & \frac{0/02}{2} \leq z_S \leq 0/02 \\ 1 & z_S \geq 0/02 \end{cases} \quad (19-5)$$

$$\mu_N(z_S) = \begin{cases} 1 & z_S \leq -0/02 \\ 1 - 2 \left(\frac{z_S + 0/02}{0/02} \right)^2 & -0/02 \leq z_S \leq \frac{-0/02}{2} \\ 2 \left(\frac{z_S}{0/02} \right)^2 & \frac{-0/02}{2} \leq z_S \leq 0 \\ 0 & z_S \geq 0 \end{cases} \quad (20-5)$$

$$\mu_Z(z_S) = \exp \left[-\frac{(z_S - \bar{z}_S^l)^2}{2\sigma^2} \right], \sigma = 0/0066 \quad (21-5)$$

توابع تعلق Z_S را نیز مشابه با Z_S انتخاب می‌نماییم. توابع تعلق متغیر خروجی V به صورت زیر با توابع گوسین تعریف می‌شود:

$$\mu_{C_l}(V) = \exp \left[-\frac{(v - \hat{\theta}^l)^2}{2\sigma^2} \right] \quad (22-5)$$

که در آن $\hat{\theta}^l$ مرکز C_l است. با استفاده از روابط فوق، قوانین فازی در جدول (1-5) نوشته شده است.

جدول 1-5: قوانین فازی

Rule l	۱	۲	۳	۴	۵	۶	۷	۸	۹
A_l	P	P	P	Z	Z	Z	N	N	N
B_l	P	Z	N	P	Z	N	P	Z	N
C_l	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_8	C_9

$$V = \hat{\theta}^T \xi(e, \dot{e}) \quad (23-5)$$

$$\hat{\theta}^T = [\hat{\theta}^1 \dots \dots \dots \hat{\theta}^9] \quad (24-5)$$

$$\xi^T(e, \dot{e}) = \left[\frac{\mu_{A_1}(e)\mu_{B_1}(\dot{e})}{\sum_{l=1}^9 \mu_{A_l}(e)\mu_{B_l}(\dot{e})} \dots \dots \dots \frac{\mu_{A_9}(e)\mu_{B_9}(\dot{e})}{\sum_{l=1}^9 \mu_{A_l}(e)\mu_{B_l}(\dot{e})} \right] \quad (25-5)$$

در روابط فوق $\mu_{A_l}, \mu_{B_l} \in [0,1]$ هستند و پارامترهای $\hat{\theta}$ در ادامه توسط قوانین تطبیق بدست می-آید.

با افزودن کنترل کننده فازی (23-5) به سیستم (16-5) خواهیم داشت:

$$\ddot{z}_s = f(x) + \hat{\theta}^T \xi(e, \dot{e}) \quad (26-5)$$

اگر از موتور استنتاج فازی ممدانی، فازی ساز منفرد و غیر فازی ساز میانگین مراکز استفاده شود، جهت کنترل سیستم (16-5) قانون کنترل فازی تطبیقی مستقیم به صورت زیر پیشنهاد می شود:

$$\ddot{z}_{sd} + k_d(\dot{z}_{sd} - \dot{z}_s) + k_p(z_{sd} - z_s) = f(x) + \theta^T \xi(e, \dot{e}) + \epsilon \quad (27-5)$$

که در آن $z_{sd} = 0$ و ϵ خطای تقریب سیستم فازی و k_p و k_d پارامترهای مثبت طراحی کنترل کننده هستند.

با تفاضل (27-5) و (16-5) سیستم حلقه بسته به صورت زیر بدست می آید:

$$\ddot{e} + k_d \dot{e} + k_p e = (\theta^T - \hat{\theta}^T) \xi(e, \dot{e}) + \epsilon \quad (28-5)$$

را بطه فوق به فرم فضای حالت زیر نوشته می شود:

$$\dot{E} = AE + BW \quad (29-5)$$

که در آن :

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -k_p & -k_d \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}, E = [e \quad \dot{e}]^T \quad (30-5)$$

$$W = (\hat{\theta}^T - \theta^T)\xi(e, \dot{e}) + \epsilon \quad (31-5)$$

۳-۵ اثبات پایداری

با در نظر گرفتن $\tilde{\theta} = \hat{\theta} - \theta$ و برای دستیابی به مکانیزم تطبیق به گونه‌ای که خطا همگرا شود، تابع منتخب لیاپانوف به صورت زیر پیشنهاد می‌شود:

$$V(x) = \frac{1}{2} E^T P E + \frac{1}{2\gamma} \tilde{\theta}^T \tilde{\theta} \quad (32-5)$$

در رابطه (۳۲-۵)، γ یک مقدار ثابت بزرگتر از صفر دارد که انتخاب آن دست طراح است و ماتریس P مثبت معین متقارن می‌باشد که در معادله‌ی ماتریسی لیاپانوف زیر صدق می‌کند.

$$A^T P + P A = -Q \quad (33-5)$$

در این رابطه Q یک ماتریس مثبت معین متقارن است.

از رابطه (۳۲-۵) مشتق گرفته می‌شود:

$$\dot{V}(x) = \frac{1}{2} \dot{E}^T P E + \frac{1}{2} E^T P \dot{E} + \frac{1}{\gamma} \tilde{\theta}^T \dot{\tilde{\theta}} \quad (34-5)$$

با جایگذاری (۲۹-۵) در معادله (۳۴-۵):

$$\dot{V}(x) = \frac{1}{2} (E^T A^T P E + W^T B^T P E) + \frac{1}{2} (E^T P A E + E^T P B W) + \frac{1}{\gamma} \tilde{\theta}^T \dot{\tilde{\theta}} \quad (35-5)$$

از جملات اول و دوم \dot{V} فاکتور گرفته می‌شود. با توجه به اسکالر بودن جمله $E^T P B W$ که ترانهاده-اش با خودش برابر می‌شود:

$$\dot{V}(x) = \frac{1}{2}E^T(A^T P + PA)E + E^T P B W + \frac{1}{\gamma}\tilde{\theta}^T \dot{\hat{\theta}} \quad (36-5)$$

با استفاده از رابطه (33-5) و جایگذاری W از رابطه (31-5) در معادله (36-5):

$$\dot{V}(x) = -\frac{1}{2}E^T Q E + E^T P B [\tilde{\theta}^T \xi(e, \dot{e}) + \epsilon] + \frac{1}{\gamma}\tilde{\theta}^T \dot{\hat{\theta}} \quad (37-5)$$

با فاکتورگیری از رابطه (37-5):

$$\dot{V}(x) = -\frac{1}{2}E^T Q E + \tilde{\theta}^T (E^T P B \xi(e, \dot{e}) + \frac{1}{\gamma}\dot{\hat{\theta}}) + E^T P B \epsilon \quad (38-5)$$

چنان که می‌دانیم جمله اول در رابطه (38-5) به دلیل مثبت بودن تمام مقادیر ویژه ماتریس Q، همواره منفی معین است، ولی علامت جمله دوم نامعین است و با برابر صفر قرار دادن آن قانون تطبیق به صورت زیر بدست می‌آید:

$$\dot{\hat{\theta}} = -\gamma E^T P B \xi(e, \dot{e}) \quad (39-5)$$

در نتیجه پارامترهای تطبیق بدین صورت بدست می‌آیند:

$$\hat{\theta} = -\int_0^t \gamma E^T P B \xi dt + \hat{\theta}(0) \quad (40-5)$$

با اعمال رابطه (39-5) به (38-5):

$$\dot{V}(x) = -\frac{1}{2}E^T Q E + E^T P B \epsilon \quad (41-5)$$

نامساوی کوشی-شوارتز:

$$\|x + y\| \leq \|x\| + \|y\| \quad (42-5)$$

برای کاهش خطای ردگیری باید $\dot{V}(x) < 0$ باشد. بنابراین:

با در نظر گرفتن $P_2 = PB$ که P_2 ستون دوم ماتریس P است و با استفاده از نامساوی کوشی-شوارتز و روابط ریاضی خواهیم داشت:

$$\frac{1}{2} \lambda_{\min}(Q) \cdot \|E\|^2 \leq \frac{1}{2} E^T Q E \leq \frac{1}{2} \lambda_{\max}(Q) \|E\|^2 \quad (۴۳-۵)$$

که $\lambda_{\min}(Q)$ و $\lambda_{\max}(Q)$ حداقل و حداکثر مقادیر ویژه ماتریس Q هستند.

$$\lambda_{\min}(P_2) \cdot \|E\|^2 \leq E^T P_2 E \leq \lambda_{\max}(P_2) \|E\|^2 \Rightarrow E^T P_2 \leq \lambda_{\max}(P_2) \|E\| \quad (۴۴-۵)$$

باتوجه به روابط (۴۳-۵) و (۴۴-۵) و معادله (۴۱-۵):

$$\dot{V}(x) \leq -\frac{1}{2} \lambda_{\min}(Q) \cdot \|E\|^2 + \lambda_{\max}(P_2) \|E\| |\epsilon| \quad (۴۵-۵)$$

$$\Rightarrow \dot{V}(x) \leq \|E\| \left(-\frac{1}{2} \lambda_{\min}(Q) \cdot \|E\| + \lambda_{\max}(P_2) |\epsilon| \right)$$

با فرض $|\epsilon| < \delta$

اگر $\|E\| > \frac{2\lambda_{\max}(P_2)}{\lambda_{\min}(Q)} \delta$ آنگاه $\dot{V} < 0$ یعنی V کاهش می‌یابد و در نتیجه E و $\tilde{\theta}$ کاهش می‌یابند.

اما اگر شرط فوق صادق نباشد، $\dot{V} > 0$ می‌شود و V افزایش می‌یابد و در نتیجه E و $\tilde{\theta}$ افزایش می‌یابند.

پس اگر $E(0) = E_0$ کاهش آن تا جایی است که در محدوده $\|E\| < \frac{2\lambda_{\max}(P_2)}{\lambda_{\min}(Q)} \delta$ قرار گیرد. پس E و $\tilde{\theta}$ محدودند.

۴-۵- شبیه‌سازی کنترل کننده فازی تطبیقی مستقیم

مقادیر مربوط به پارامترهای سیستم تعلیق و میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی در جدول ۱-۳ آمده‌است. در این بخش جابجایی مطلوب بدنه صفر در نظر گرفته شده‌است. ناهمواری جاده را مانند رابطه (۲۳-۳) در نظر می‌گیریم که در آن $u(t)$ تابع پله واحد است. در شکل ۱-۳ ناهمواری جاده

شبیه‌سازی شده نشان داده شده است.

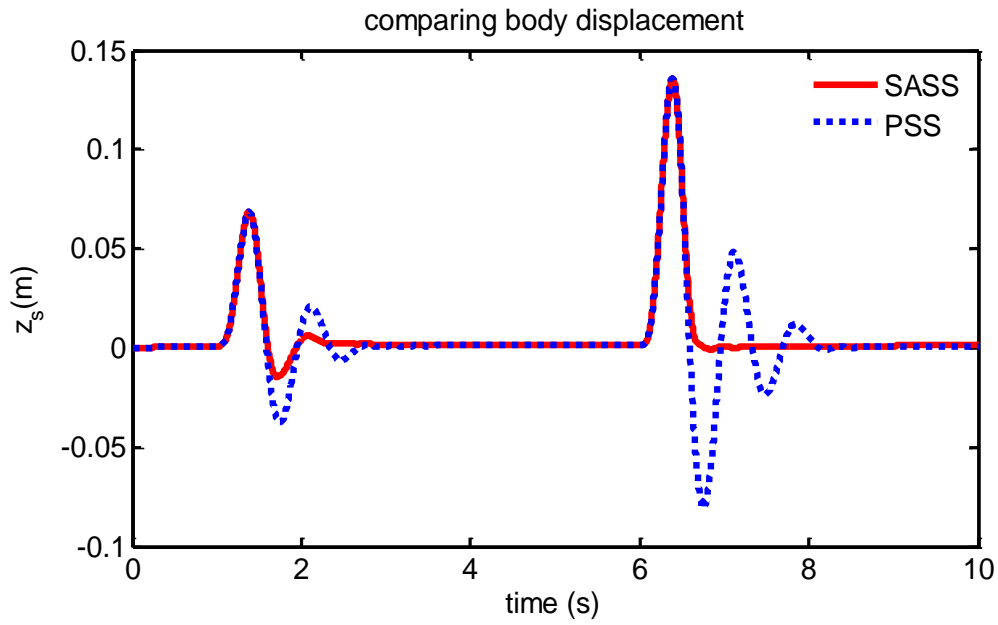
پارامترهای مورد نیاز در طراحی کنترل کننده فازی تطبیقی مستقیم به صورت زیر انتخاب شده‌اند:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -100 & -20 \end{bmatrix} \quad Q = \begin{bmatrix} 25 & 0 \\ 0 & 25 \end{bmatrix} \quad \alpha = 0.2 \quad \hat{\theta}(0) = 0 \quad (46-5)$$

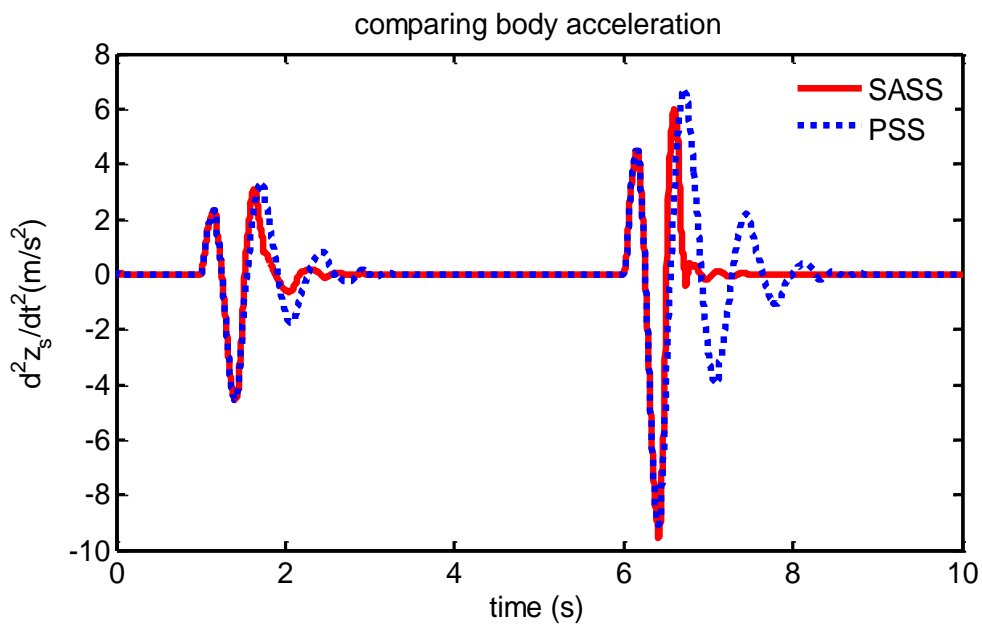
در شبیه‌سازی با انتخاب ماتریس Q مطابق فوق، ماتریس P با استفاده از معادله لیاپانوف بیان شده در رابطه (۳۳-۵) محاسبه می‌شود.

در این فصل عملکرد کنترل کننده با اعمال ناهمواری جاده بررسی می‌شود که در این بررسی ناهمواری جاده به ترتیب با دو دست‌انداز با دامنه‌های ۰/۵ و ۰/۱ مدل می‌شود. سیستم تعلیق نیمه-فعال و سیستم تعلیق غیرفعال در جابجایی عمودی بدنه، شتاب عمودی بدنه، تغییر شکل لاستیک و تغییر دامنه سیستم تعلیق مقایسه شده‌اند که به ترتیب در شکل ۳-۵ تا شکل ۶-۵ نشان داده شده است.

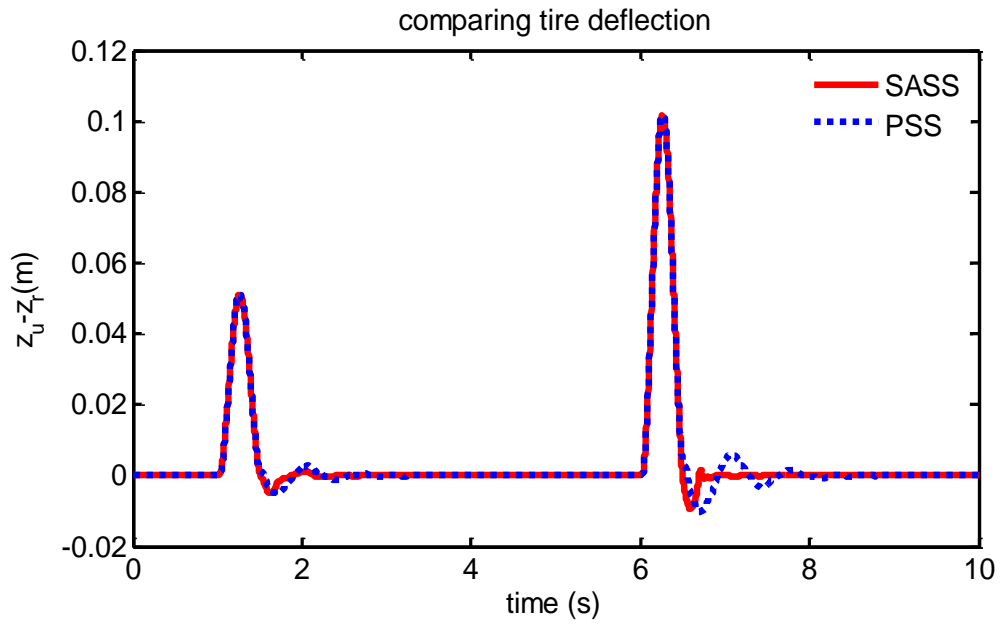
همانگونه که در شکل ۳-۵ و شکل ۴-۵ مشاهده می‌شود، جابجایی و شتاب بدنه در سیستم تعلیق نیمه‌فعال و غیرفعال در پاسخ به اولین و دومین دست‌انداز، به ترتیب دارای پاسخی یکسان می‌باشند اما پس از عبور از دست‌انداز به سرعت صفر می‌شود، که راحتی مسافر را به همراه دارد. جابجایی محور جرم غیرمعلق نسبت به جاده در سیستم تعلیق نیمه‌فعال همانگونه که در شکل ۵-۵ نشان داده شده است، فقط همزمان با عبور از دست‌انداز وجود دارد و بعد از عبور از دست‌انداز صفر می‌شود که یک رانندگی خوب و ایده‌آل را ارائه می‌دهد. تغییر دامنه سیستم تعلیق در سیستم تعلیق نیمه‌فعال همانگونه که شکل ۶-۵ نمایش داده شده است نسبت به سیستم تعلیق غیرفعال بیشتر نمی‌شود و بعد از عبور از دست‌انداز صفر می‌شود. نیروی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی f_d در شکل ۷-۵ نشان داده شده است. ماکزیمم نیروی تولیدی آن برای اولین و دومین دست‌انداز به ترتیب برابر با ۷۶۲- و ۱۹۶۲- نیوتن می‌باشد. در شکل ۸-۵ همگرایی پارامترهای تطبیق نمایش داده شده است.



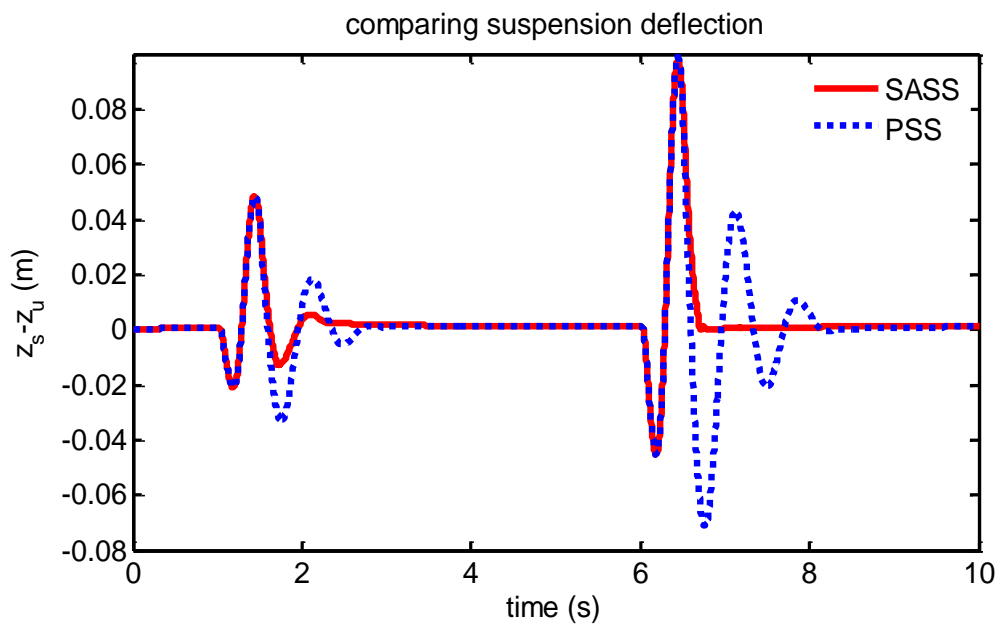
شکل ۳-۵: مقایسه جابجایی عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق نیمه‌فعال و غیرفعال



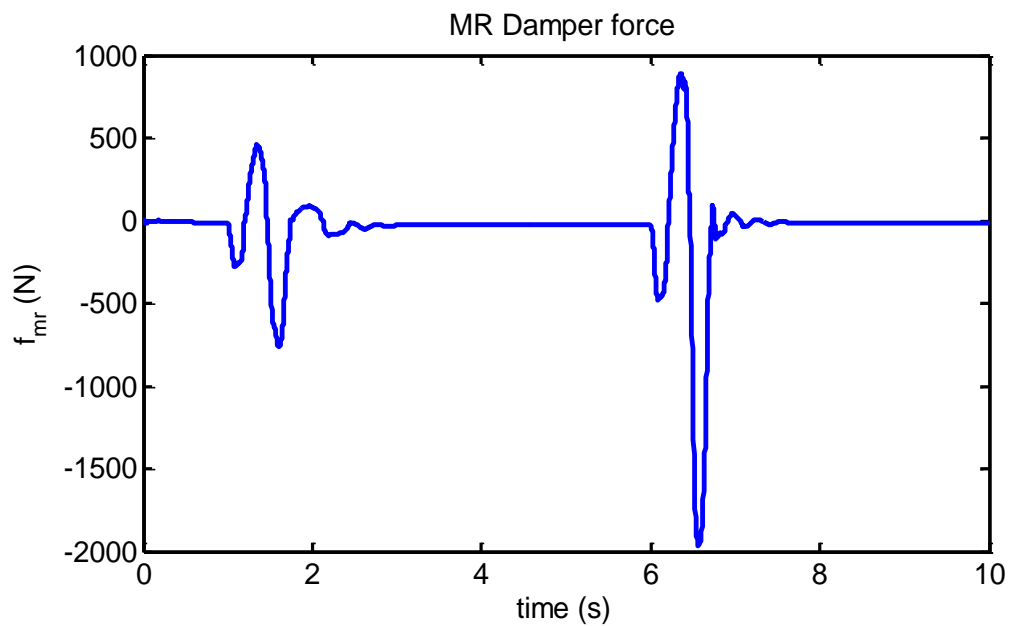
شکل ۴-۵: مقایسه شتاب عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق نیمه‌فعال و غیرفعال



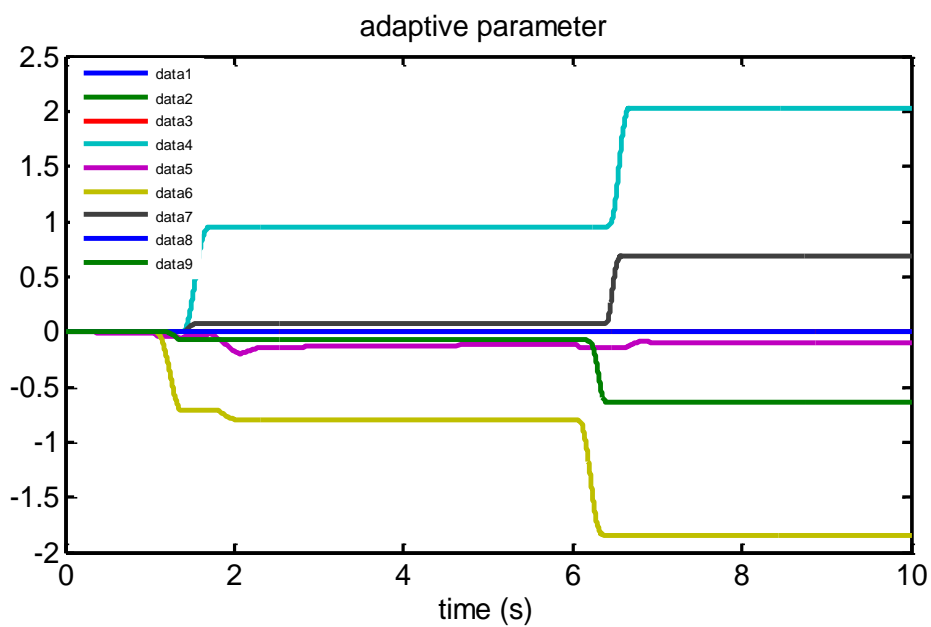
شکل ۵-۵: مقایسه جابجایی محور جرم غیرمعلق نسبت به جاده در سیستم تعلیق نیمه‌فعال و غیرفعال



شکل ۵-۶: مقایسه تغییرات دامنه سیستم تعلیق در سیستم تعلیق نیمه‌فعال و غیرفعال

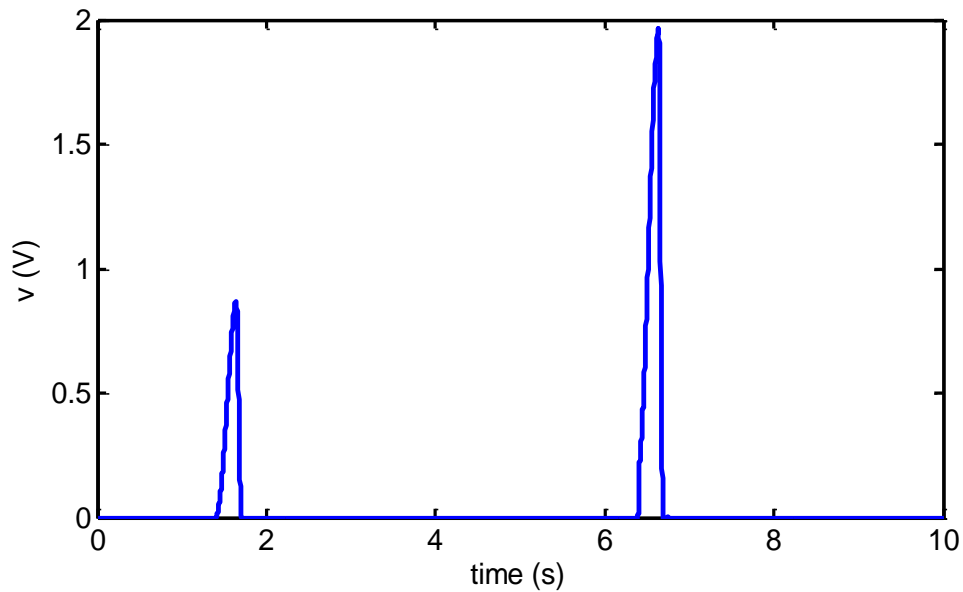


شکل ۵-۷: نیروی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی



شکل ۵-۸: همگرایی پارامترهای $\hat{\theta}$

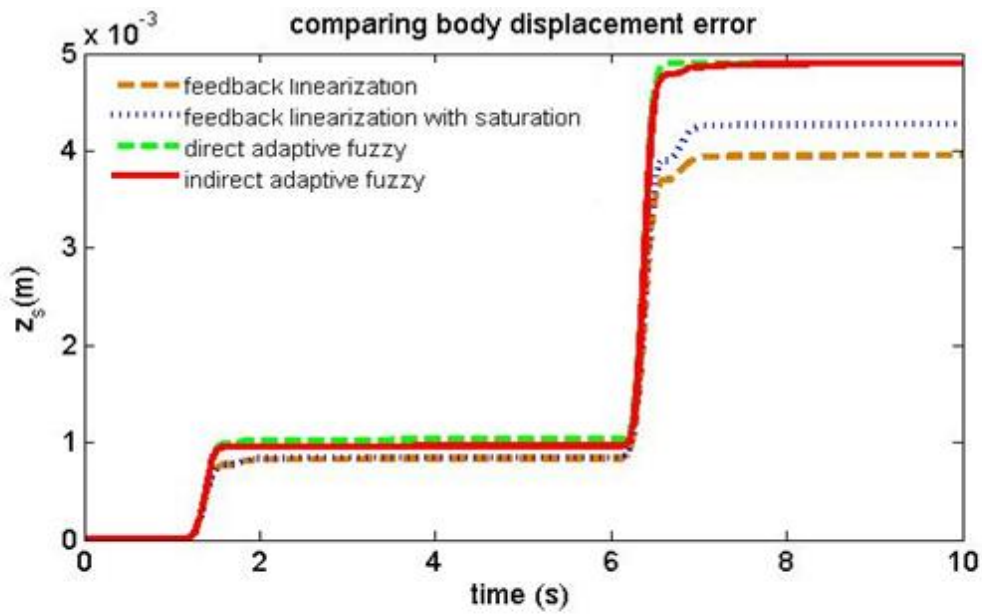
ولتاژ ورودی میراکننده مجهز به سیال مغناطیسی رفتار مناسبی دارد که در شکل ۹-۵ نشان داده شده است. ماکزیمم ولتاژ متناظر با اولین و دومین دست‌انداز به ترتیب 0.8702 و $1/961$ ولت است. بنابراین می‌توان دید که تمام سیگنال‌ها محدود هستند و روش کنترلی پیشنهادی عملکرد مطلوبی در برابر اغتشاش جاده از خود نشان داده است.



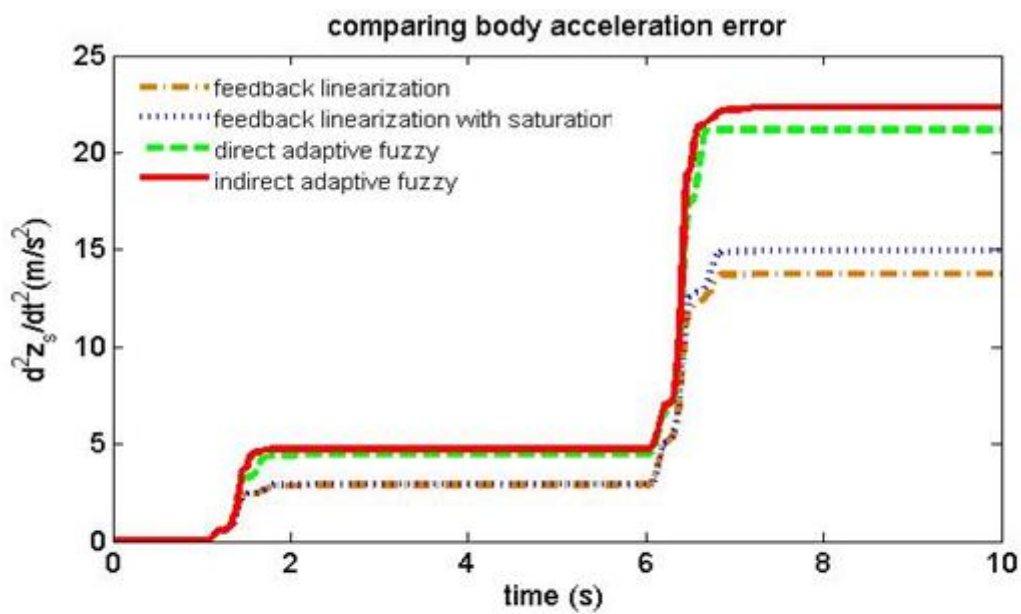
شکل ۹-۵: ولتاژ اعمالی به میراکننده مغناطیسی

۵-۵ مقایسه نتایج خروجی روشهای کنترلی پیشنهادی

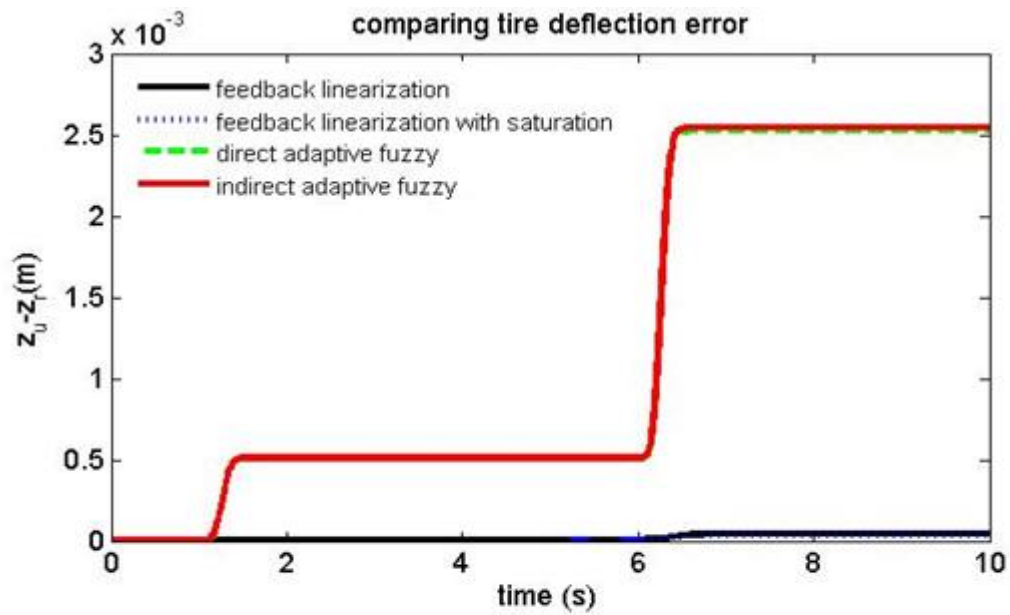
در این بخش به مقایسه نتایج خروجی با استفاده از معیار انتگرال مربعات خطا پرداخته می‌شود. انتگرال مربعات خطا برای خروجی های $z_s - z_u$, $z_u - z_r$, z_s , \dot{z}_s که از هر یک از روشهای کنترلی خطی‌سازی پس‌خورده، خطی‌سازی پس‌خورده با محدود کننده ولتاژ، فازی تطبیقی مستقیم و فازی تطبیقی غیرمستقیم به دست آمده‌اند، در شکل ۱۰-۵ تا شکل ۱۳-۵ نشان داده شده است.



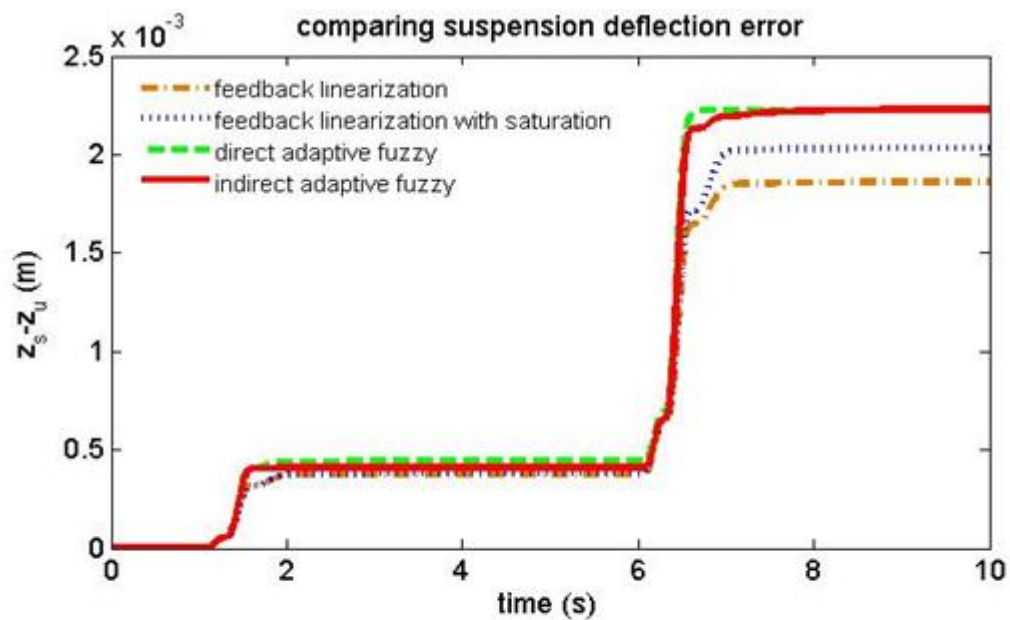
شکل ۵-۱۰: مقایسه انتگرال مربعات خطای جابجایی بدنه تمام روش‌های کنترلی



شکل ۵-۱۱: مقایسه انتگرال مربعات خطای شتاب بدنه تمام روش‌های کنترلی



شکل ۵-۱۲: مقایسه انتگرال مربعات خطای جابجایی محور جرم غیرمعلق تمام روش‌های کنترلی



شکل ۵-۱۳: مقایسه انتگرال مربعات خطای تغییرات دامنه سیستم تعلیق تمام روش‌های کنترلی

همانطور که نتایج نشان می‌دهند پاسخ شتاب بدنه در کنترل‌کننده‌ی فازی تطبیقی مستقیم نسبت کنترل‌کننده فازی تطبیقی غیرمستقیم مطلوب‌تر می‌باشد، و به دلیل اینکه در کنترل‌کننده فازی تطبیقی مستقیم پارامترهای تطبیق نسبت به کنترل‌کننده فازی تطبیقی غیر مستقیم کمتر است و نیز بدون نیاز به محدود کننده ولتاژ، ولتاژ میراکننده در محدوده کاری خود ($V_{max} = 2V$) باقی می‌ماند، می‌توان نتیجه گرفت که کنترل‌کننده فازی تطبیقی مستقیم عملکرد مطلوب‌تری دارد.

همچنین لازم به ذکر است کنترل‌کننده فازی تطبیقی نسبت به کنترل‌کننده خطی‌سازی پسخورد به دلایلی که در زیر گفته میشود کنترل‌کننده مطمئن‌تری است.

۱- کنترل‌کننده خطی‌سازی پسخورد با حضور عدم قطعیت‌ها عملکرد خوبی ندارد ولی کنترل‌کننده فازی تطبیقی عدم قطعیت‌ها را پوشش می‌دهد.

۲- کنترل‌کننده خطی‌سازی پسخورد نیاز به فیدبک‌های زیادی دارد، اما در کنترل‌کننده فازی تطبیقی تنها فیدبک خطا و مشتق خطا نیاز است.

۳- کنترل‌کننده خطی‌سازی پسخورد به دلیل وجود تابع $g(x)$ در مخرج کنترل‌کننده ممکن است با مشکل تکینگی مواجه شود در صورتی‌که کنترل‌کننده فازی تطبیقی مستقیم این مشکل را ندارد.

فصل ششم: نتیجه‌گیری و پیشنهادات

۱-۶ نتیجه‌گیری:

سیستم‌های تعلیق نیمه‌فعال، در عین سادگی در طراحی دارای مصرف پایین انرژی و هزینه کم‌تر نسبت به سیستم تعلیق فعال است. چون علاوه بر اینکه قابلیت اطمینان مناسبی را نسبت به سیستم‌های غیرفعال تأمین می‌کنند، تطبیق‌پذیری سیستم‌های فعال را نیز بدون نیاز به مقادیر زیاد انرژی، تا حدود زیادی حفظ می‌کنند، قادرند خلأ بین سیستم‌های غیرفعال و فعال را پر کنند و رفتار سیستم را تا حد بالایی بهبود بخشند. این مزیت سیستم‌های تعلیق نیمه‌فعال موجب شده است که امروزه سیستم‌های تعلیق نیمه‌فعال نسبت به سیستم‌های تعلیق فعال کاربرد گسترده‌تری در خودروهای سواری داشته باشند.

در این پایان‌نامه تأثیر تغییر میرایی در مکانیزم سیستم تعلیق نیمه‌فعال روی رفتار خودرو مورد-بررسی قرار گرفت و طرح نوین کنترل سیستم تعلیق نیمه‌فعال مجهز به میراکننده با سیال مغناطیسی و بهینه‌سازی رفتار خودرو با استفاده از کنترل‌کننده فازی تطبیقی، طراحی و شبیه‌سازی شد و پایداری آن با تحلیل ریاضی اثبات گردید.

کنترل‌کننده‌های خطی‌سازی پس‌خورد، فازی تطبیقی مستقیم و فازی تطبیقی غیرمستقیم برای سیستم تعلیق نیمه‌فعال خودرو به منظور ارائه راحتی سرنشین و رانندگی مطمئن با استفاده از تئوری لیاپانوف طراحی شدند و هدف سیستم کنترل، یعنی کاهش جابجایی و شتاب بدنه‌ی خودرو در مقابل اغتشاشات جاده محقق گردید. توجه به نتایج شبیه‌سازی حاصل از اعمال کنترل‌کننده‌های بیان شده، نشان می‌دهد که راحتی سرنشین را در هنگام عبور از دست‌انداز به میزان قابل توجهی بهبود یافت و بعد از عبور از دست‌انداز هر دو راحتی سرنشین و رانندگی مطمئن به صورت مطلوب ارائه شد. با مقایسه نتایج شبیه‌سازی مشخص می‌شود که عملکرد کنترل‌کننده‌های طراحی شده بسیار نزدیک به هم و مطلوب می‌باشد و سیستم تعلیق بعد از عبور از دست‌انداز سریع به نقطه تعادل خود باز می‌گردد. نتایج شبیه‌سازی ارائه شده تاییدی بر روش پیشنهادی در حضور عدم قطعیت است.

۲-۶ پیشنهادات

پیاده‌سازی الگوریتم ارائه شده بر روی مدل نصف خودرو و اجرای عملی سیستم کنترل پیشنهاد می‌شود.

- [1] Sun T., Huang Z., Chen D., "Signal frequency based semi-active fuzzy control for two-stage vibration isolation system," *Journal of sound and vibration*, vol. 280, pp. 965-981, 2005.
- [2] Fateh M.M., and Zirkohi M.M., "Adaptive impedance control of a hydraulic suspension system using particle swarm optimisation," *Vehicle System Dynamics*, vol. 49, no. 12, pp. 1951-1965, 2011.
- [3] Sharkaway A., "Fuzzy and adaptive fuzzy control for the automobiles' active suspension system," *Vehicle System Dynamics*, vol. 43, no. 11, pp. 795-806, 2005.
- [4] Chen H. Y., Huang S. J., "A new model-free adaptive sliding controller for active suspension system," *International Journal of Systems Science*, vol. 9, no. 1, pp. 57-69, 2008.
- [5] Xuan D.J., Kim J.W., Zang J.I., et al., "A study on active suspension system using time delay control," in *control automation and system, ICCAS'07. International Conference on*, Seoul, South Korea, 2007.
- [6] Lian R.J., Lin B.F., and Sie W.T., "Self-organizing fuzzy control of active suspension systems," *International Journal of Systems Science*, vol. 36, no. 3, pp. 119-135, 2005.
- [7] Huang S.J., and Lin W.C., "A self-organizing fuzzy controller for an active suspension system," *Journal of Vibration and Control*, vol. 9, no. 9, pp. 1023-1040, 2003.
- [8] Fateh M.M., and Alavi S.S., "Impedance control of an active suspension system," *Mechatronics*, vol. 19, no. 1, pp. 134-140, 2009.
- [9] Fateh M.M., "Robust impedance control of a hydraulic suspension system," *International Journal of Robust and Nonlinear Control*, vol. 20, no. 8, pp. 858-872,

2010.

- [10] Chen P.C., and Huang A.C., "Adaptive sliding control of active suspension systems with uncertain hydraulic actuator dynamics," *Vehicle System Dynamics*, vol. 44, no. 5, pp. 357-368, 2006.
- [11] Karnopp D., Crosby M. J., Harwood R. A., "Vibration control using semi-active force," *ASME Journal of Engineering for Industry*, vol. 96, no. 2, pp. 619-626, 1974.
- [12] Rakheja S., and Sankar S., "Vibration and shock isolation performance of a semi-active on-off damper," *ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design*, vol. 107, no. 4, p. 398-403, 1985.
- [13] Hrovat D., "Survey of advanced suspension developments and related optimal control applications," *Automatica*, vol. 33 , no. 10, pp. 1781-1817, 1997.
- [14] Holdman P., and Holle M., "Possibilities to improve the ride and handling performance of delivery trucks by modern mechatronic systems," *JSAE Review*, vol. 20, no. 4, pp. 505-510, 1999.
- [15] Sohn H.C., Hong K.S., Hedrick J.K., "Semi active control of the macpherson suspension system: hardware in the loop simulation," in *IEEE Conference on Control Applications*, anchorage, 2000.
- [16] Bouazara M., and Richard M.J., "An optimization method designed to improve 3-D vehicle comfort and road holding capability through the use of active and semi-active suspensions," *European Journal of Mechanics, A/Solids*, vol. 20, no. 3, pp. 509-520, 2001.
- [17] Lu J., and Depoyster M., "Multiobjective optimal suspension control to achieve Integrated ride and handling performance," *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 10, no. 6, pp. 807-821, 2002.

- [18] Guo D.L., Hu H.Y., Yi J.Q., "Neural network control for a semi-active vehicle suspension with a magnetorheological damper," , *Journal of Vibration and Control*, vol. 10, no. 3, pp. 461-471, 2004.
- [19] Biglarbeigian M., Melek W., Gholnaraghi F., "Intelligent control of vehicle semi-active suspension systems for improved ride comfort and road handling," in *Annual Conference of the North American Fuzzy Information Processing Society - NAFIPS* , art, 2006.
- [20] Guo S., Li S., Yang S., "Semi-active vehicle suspension systems with magnetorheological dampers," in *IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety, ICVES*, art, 2006.
- [21] Prabakar R.S., Sujatha C., Narayanan S., "Optimal semi-active preview control response of a half car vehicle model with magnetorheological damper," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 326, no. 3-5, pp. 400-420, 2009.
- [22] Abu-Khudhair A., Muresan R., Yang S.X., "Fuzzy control of semi-active automotive suspensions," in *IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, ICMA*, art, 2009.
- [23] Hui S., Wei Q., Enrong W., "The sliding model-following control for semi-active mr-vehicle suspension," in *International Conference on Networking, Sensing and Control, ICNSC*, 2010.
- [24] Dong X.M., Yu M., Liao C.R., "Comparative research on semi-active control strategies for magneto-rheological suspension,," *Nonlinear Dynamics*, vol. 59, no. 3, pp. 433-453, 2010.
- [25] Zapaterio M., Pozo F., Karimi H., Luo N., "semi-active control methodologies for suspension control with magnetorheological dampers," *IEEE/ASME TRANSACTIONS ON MECHATRONICS*, vol. 17, no. 2, pp. 370-380, 2011.
- [26] Kasemi B., Muthalif AGA., Rashid MM., Fathima S., "Fuzzy-PID controller for semi-active vibration control using magnetorheological fluid damper," *Procedia*

- Engineering*, vol. 41, p. 1221 – 1227, 2012.
- [27] Gordaninejad F., Kelso S. P., "Fail-safe magnetorheological fluid dampers for off-highway, high payload vehicle," *Journal of intelligent materials, systems and structures*, vol. 11, no. 5, pp. 395-406, 2000.
- [28] Spencer Jr B.F., Dyke S.J., Sain M.K and., Carlson J.D., "Phenomenological model for a magnetorheological damper," *Journal of Engineering. Mechanics. Am. Soc. Civil Eng*, vol. 123, p. 230–252, 1997.
- [29] Gamato D.R., Filisko F.E., "Dynamic mechanical studies of electrorheological materials," *Journal of Rheology*, vol. 35, p. 399–425, 1991.
- [30] sahin I., Engin T., Cesmeci S., "Comparison of some existing parametric models for magnetorheological fluid dampers," *Journal of Smart Material and structure*, vol. 19, no. 3, pp. 1-11, 2010.
- [31] Ehr Gott R., and Masri S. F., "Modeling the oscillatory dynamic behaviour of electrorheological materials in shear Smart Mater," in *Smart Mater. Struct*, uk, 1992.
- [32] Wereley N.M., Pang L., Kamath G.M., "Idealized hysteresis modeling of electrorheological and magnetorheological dampers," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 9, no. 8, p. 642–649, 1998.
- [33] Choi S.B., Lee S.K., "A hysteresis model for the field-dependent damping force of a magnetorheological damper," *Journal of Sound and vibration*, vol. 245, no. 2, pp. 375-383, 2001.
- [34] Song X., Ahmadian M., Southward s., "An Adaptive Semiactive Control Algorithm for Vehicle Suspension Systems," in *International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Washington, DC, USA, 2003.
- [35] El-Kafafy M., El-Demerdash SM., Rabeih AAM ., "Automotive Ride Comfort

- Control Using MR Fluid Damper," *Engineering*, vol. 4, pp. 179-187, 2012.
- [36] Slotine J-J., weiping Li, *Applied Nonlinear Control*, 1991.
- [37] Lai CY., Liao WH., "Vibration control of a suspension system via a magnetorheological fluid damper," *Journal of Vibration and Control*, vol. 8, no. 4, pp. 527-547, 2002.
- [38] Wong L.X., *A course in fuzzy system and control*, Prentice Hall, Englewood, 1996.
- [39] Ham C., Qu Z., Johnson R., "Robust fuzzy control for robot manipulators," *IEEE Proc., Control Theory Appl.*, vol. 147, pp. 212-216, 2000.
- [40] Lim C.M., Hiyama T., "Application of fuzzy logic control to a manipulator," *IEEE Trans. Robot. Autom.*, pp. 688-691, 1991.
- [41] Wong L. X., Mendel J. M., "Fuzzy basic functions, universal approximation, and orthogonal least squares learning," *IEEE Trans. Neural Networks*, vol. 3, pp. 807-817.
- [42] Ghalia M. B., Alouani A. T., "A sliding-mode approach to fuzzy control synthesis using fuzzy logic," in *inproc. American Control Conf*, Seattle, WA, 1256-1205.
- [43] Wang, L.X., "Stable Adaptive Fuzzy Control of Nonlinear Systems," *IEEE Transaction on Fuzzy Systems*, vol. 1, no. 2, pp. 146-155, 1993.
- [44] Wang, L.X., *Adaptive fuzzy systems and control: design and stability analysis*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, 1994.

Abstract

This Thesis uses, a semi-active suspension system for a quarter car model, using the nonlinear effect by magneto rheological damper. In order to supply the required voltage of the magneto rheological damper, and providing the variable damping necessary for supplying the active force for a semi active suspension system, as well as analyzing the transient and steady state characteristics in response to road disturbances. Control methods such as feedback linearization control and direct and indirect adaptive fuzzy control have been studied and executed. This study assesses the stability of controlling system in which the validity of controlling method is confirmed through stability analysis and results of the simulation. At first, feedback linearization control is introduced. Adaptive fuzzy control is an efficient controller for uncertainty of nonlinear systems. At the end, direct and indirect adaptive fuzzy controlling method due to robust tracking performance, guarantee of stability and response with high accuracy is suggested. The inputs of fuzzy controller are body's relocation and velocity. According to the simulation results, the proposed control methods provide comfort for passengers while the vehicle passes a bump, after that, it provides a Vehicle handling which determines the superior performance of the semi-active suspension system in comparison to passive suspension system.

Keywords: Semi-active suspension system, Magneto rheological damper, Variable damping, Adaptive fuzzy control, Feedback linearization, Stability analysis, Uncertainty, Vehicle handling, passenger comfort



Sharood University of Technology
Faculty of Electrical & Robotic Engineering

M.Sc. Thesis in Control Engineering

**Adaptive Fuzzy Control of a Semi-active Suspension
System Equipped by a Magneto Rheological Damper**

Samaneh Adel

Supervisor:

Dr. Mohammad Mehdi Fateh

February 2016