

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده برق

گروه کنترل

کنترل فازی تطبیقی امپدانس سیستم تعلیق فعال خودرو

دانشجو :

احسان حسینی

استاد راهنما :

دکتر محمد مهدی فاتح

پایان نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی

ارشد

شهریور 1393

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده برق

گروه کنترل

پایان نامه کارشناسی ارشد آقای احسان حسینی

تحت عنوان:

کنترل فازی تطبیقی امپدانس سیستم تعلیق فعال خودرو

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

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

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

تقدیم به:

بی بدیلترین

سرمایه‌های هستی، پدر و مادرم،

که نهال وجودم بر

فرسودگی قامت آنان جان گرفت.

تشکر و قدردانی:

پس از حمد و ثنای ایزد یکتا که توفیق کسب علم و دانش را به من عطا نمود بر خود واجب می‌دانم که از حسن نیت و زحمات صادقانه استاد بزرگوار و ارجمند جناب آقای دکتر محمد مهدی فاتح که از ابتدا تا پایان کار تدوین پایان نامه اینجانب را مورد راهنمایی لازم قرار داده‌اند

صمیمانه قدردانی و تشکر نمایم.

تعهد نامه

اینجانب احسان حسینی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی کنترل دانشکده برق دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه کنترل فازی تطبیقی امپدانس سیستم تعلیق فعال خودرو تحت راهنمایی دکتر محمد مهدی 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 آنها) 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 افزار ها 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:

در این پایان نامه طرح نوینی برای کنترل سیستم تعلیق فعال خودرو با بهره گیری از مفهوم امپدانس در سیستم های مکانیکی ارائه شده است که می تواند رفتار دینامیکی سیستم تعلیق را در برابر ناهمواری های جاده کنترل کند. سیستم تعلیق فعال با مدل یک-چهارم خودرو و با در نظر گرفتن اثرات غیرخطی محرک هیدرولیکی طراحی

شده است. طرح کنترل پیشنهادی از دو حلقه کنترلی تشکیل می شود که حلقه بیرونی به طراحی نیروی مطلوب و حلقه درونی به کنترل نیرو با روش تناسبی-انتگرالی می پردازد. این تحقیق به بررسی پایداری سیستم کنترل می پردازد و درستی روش کنترل با تحلیل پایداری و نتایج شبیه سازی تایید می گردد. در ابتدا کنترل تطبیقی جهت غلبه بر عدم قطعیت پارامتری سیستم تعلیق فعال طراحی می شود. کنترل فازی تطبیقی یک کنترل کننده ی موثر برای کنترل عدم قطعیت در سیستم های غیر خطی است. در ادامه روش کنترل فازی تطبیقی مستقیم و فازی تطبیقی غیرمستقیم به دلیل عملکرد ردیابی مقاوم، تضمین پایداری و پاسخ با دقت بالا مطرح شده است. ورودی های کنترل کننده فازی، سیگنال های جابه جایی و سرعت بدنه می باشد. کنترل لغزشی یک رهیافت قدرتمند در جهت کنترل سیستم های غیرخطی و غیرقطعی می باشد. در پایان کنترل لغزشی که یک روش کنترل مقاوم است، برای غلبه بر عدم قطعیت و اغتشاش مطرح شده است. 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. روش پیشنهادی با سیستم تعلیق غیرفعال مقایسه می شود. نتایج شبیه سازی برتری سیستم تعلیق فعال را نسبت به سیستم تعلیق غیرفعال در موارد رانندگی مطمئن و راحتی سرنشین نشان می دهد.

کلمات کلیدی : سیستم تعلیق فعال؛ محرک هیدرولیکی؛ کنترل فازی تطبیقی؛ کنترل لغزشی؛ کنترل امپدانس؛ عدم قطعیت؛ رانندگی مطمئن؛ راحتی سرنشین.

لیست مقالات مستخرج شده از پایان نامه :

[1]. Fateh . M. M., Hoseini H, “Impedance adaptive control of an active suspension system”, Journal of Solid and Fluid Mechanics. (ISC)

Under review:

[2]. Fateh . M. M., Hoseini H, “Impedance direct adaptive fuzzy control of an active suspension system”, Journal of Solid and Fluid Mechanics. (ISC)

فهرست مطالب:

تقديم اثر.....	ث
تشكر و قدردانى.....	ح
چكیده فارسی.....	خ
لیست مقالات مستخرج شده از پایان نامه.....	د

فهرست مطالب.....	ذ
فهرست اشکال.....	س
فهرست جداول.....	ض
فهرست علائم و اختصارات.....	ط

فصل اول :مقدمه

1

1-1-مقدمه :	2
2-1-بررسی انواع سیستم تعلیق.....	2
1-2-1-سیستم تعلیق غیر فعال.....	4
1-2-2-سیستم تعلیق نیمه فعال.....	4
1-2-3-سیستم تعلیق فعال.....	5
3-1-مروری بر کنترل سیستم تعلیق.....	6
4-1-مروری بر ساختار پایان نامه.....	8

فصل دوم:مدلسازی سیستم تعلیق خودرو

9

1-2-سیستم تعلیق.....	10
----------------------	----

فصل سوم: کنترل امیدانس

15

1-3-مقدمه :	16
2-3-کنترل امیدانس:	16
3-3-بیان مفهوم امیدانس:	18
3-4-ساختار کنترل کننده :	20

فصل چهارم: مدل محرک هیدرولیکی و کنترل نیرو

21

22 4-1-مقدمه :

23 4-2-دینامیک شیر سوزنی و محرک هیدرولیکی :

24 4-3-کنترل نیرو:

فصل پنجم: کنترل کننده تطبیقی سیستم تعلیق فعال

25

خودرو

26 5-1-مقدمه :

27 5-2-طراحی کنترل کننده تطبیقی:

30 5-3- شبیه سازی کنترل کننده تطبیقی:

38 5-4-طراحی و شبیه سازی کنترل کننده ردیابی نیرو:

فصل ششم: کنترل فازی تطبیقی مستقیم سیستم تعلیق

41

فعال خودرو

42 6-1-مقدمه :

43 6-2-طراحی کنترل کننده فازی تطبیقی مستقیم

48 6-3-شبیه سازی کنترل کننده فازی تطبیقی مستقیم

53 6-4-طراحی و شبیه سازی کنترل کننده ردیابی نیرو:

فصل هفتم: کنترل فازی تطبیقی امیدانس غیرمستقیم

57

سیستم تعلیق فعال خودرو

58 7-1- مقدمه :

7-2-طراحی کنترل کننده فازی تطبیقی امیدانس

58

غیرمستقیم :

64 7-3-شبیه سازی کنترل کننده فازی تطبیقی غیرمستقیم :

68 7-4-طراحی و شبیه سازی کنترل کننده ردیابی نیرو:

فصل هشتم: کنترل مدلغزشی سیستم تعلیق فعال خودرو

74 1-8 مقدمه :

74 2-8 طراحی کنترل کننده مدلغزشی:

3-8 تخمین fzs با استفاده از سیستم فازی تطبیقی

78 غیرمستقیم :

4-8 شبیه سازی کنترل کننده مدلغزشی با تخمین گر فازی

79

تطبیقی غیرمستقیم

83 5-8 - طراحی و شبیه سازی کنترل کننده ردیابی نیرو:

فصل نهم: نتیجه گیری و پیشنهادات

87

88 1-9 - نتیجه گیری:

89 2-9 - پیشنهادات

مراجع

91

فهرست اشکال:

10 شکل 1-2: سیستم تعلیق فعال

12 شکل 2-2: محرک هیدرولیکی

19 شکل 1-3: سیستم مکانیکی با قانون کنترل

19 شکل 2-3: سیستم مکانیکی با فنر و میرا کننده

19 شکل 3-3: سیستم مکانیکی با محرک

20 شکل 4-3: ساختار سیستم کنترل

22 شکل 1-4: دیاگرام مجموعه تجهیزات محرک هیدرولیکی

- شکل 4-2: ساختار کنترل ردیابی نیرو محرک هیدرولیکی... 24
- شکل 5-1: ناهمواری جاده 32
- شکل 5-2: مقایسه جابه جایی عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق فعال و غیرفعال 32
- شکل 5-3: مقایسه شتاب عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق فعال و غیرفعال 33
- شکل 5-4: مقایسه جابجایی محور جرم غیرمعلق نسبت به جاده در سیستم تعلیق فعال و غیرفعال 34
- شکل 5-5: مقایسه تغییرات دامنه سیستم تعلیق در سیستم تعلیق فعال و غیرفعال 34
- شکل 5-6: نیروی مطلوب حاصل از طراحی کنترل کننده تطبیقی 35
- شکل 5-7: نیروی تایلر 36
- شکل 5-8: پارامتر تطبیق bs 36
- شکل 5-9: پارامتر تطبیق ks 37
- شکل 5-10: پارامتر تطبیق ms 37
- شکل 5-11: جریان ورودی شیر سیستم تعلیق فعال 38
- شکل 5-12: نیروی محرک هیدرولیکی 39
- شکل 5-13: خطای ردیابی کنترل کننده داخلی 39
- شکل 6-1: توابع تعلق ورودی ZS 49
- شکل 6-2: مقایسه جابه جایی عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق فعال و غیرفعال 50
- شکل 6-3: مقایسه شتاب عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق فعال و غیرفعال 50
- شکل 6-4: مقایسه جابجایی محور جرم غیرمعلق نسبت به جاده در سیستم تعلیق فعال و غیرفعال 51
- شکل 6-5: مقایسه تغییرات دامنه سیستم تعلیق در سیستم

52.....	تعلیق فعال و غیرفعال
52.....	شکل 6-6: نیروی مطلوب
53.....	شکل 6-7: نیروی تایلر
54.....	شکل 6-8: همگرایی پارامترهای γ
55.....	شکل 6-9: جریان ورودی شیر سیستم تعلیق فعال
55.....	شکل 6-10: نیروی محرک هیدرولیکی
56.....	شکل 6-11: خطای ردیابی کنترل کننده تناسبی-انتگرالی
	شکل 7-1: مقایسه جابه جایی عمودی بدنه خودرو در سیستم
65.....	تعلیق فعال و غیرفعال
	شکل 7-2: مقایسه شتاب عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق
66.....	فعال و غیرفعال
	شکل 7-3: مقایسه جابجایی محور جرم غیرمعلق نسبت به جاده
67.....	در سیستم تعلیق فعال و غیرفعال
	شکل 7-4: مقایسه تغییرات دامنه سیستم تعلیق در سیستم
67.....	تعلیق فعال و غیرفعال
68.....	شکل 7-5: نیروی مطلوب تولید شده توسط کنترل کننده...
69.....	شکل 7-6: نیروی تایلر
69.....	شکل 7-7: همگرایی پارامترهای p
70.....	شکل 7-8: جریان ورودی شیر سیستم تعلیق فعال
71.....	شکل 7-9: نیروی محرک هیدرولیکی
71.....	شکل 7-10: خطای ردیابی کنترل کننده تناسبی-انتگرالی
76.....	شکل 8-1: سطح لغزش در صفحه فاز
	شکل 8-2: مقایسه جابه جایی عمودی بدنه خودرو در سیستم
80.....	تعلیق فعال و غیرفعال
	شکل 8-3: مقایسه شتاب عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق
81.....	فعال و غیرفعال
	شکل 8-4: مقایسه جابجایی محور جرم غیرمعلق نسبت به جاده

در سیستم تعلیق فعال و غیرفعال.....	81
شکل 8-5: مقایسه تغییرات دامنه سیستم تعلیق در سیستم	
تعلیق فعال و غیرفعال.....	82
شکل 8-6: نیروی مطلوب تولید شده توسط کنترل کننده ...	82
شکل 8-7: نیروی تایر.....	83
شکل 8-8: همگرایی پارامترهای p	84
شکل 8-9: جریان ورودی شیر سیستم تعلیق فعال.....	85
شکل 8-10: نیروی محرک هیدرولیکی.....	85
شکل 8-11: خطای ردیابی کنترل کننده تناسبی-انتگرالی.....	86

فهرست جداول:

جدول 5-1: پارامترهای سیستم تعلیق.....	31
جدول 6-1: قوانین فازی.....	45

علائم و اختصارات:

ماتریس حالت

A
.....
.....

سطح مقطع

A_p پیستون
.....
.....

سیستم تعلیق فعال

AS
.....

	
	
	ضریب میرایی جرم معلق
b_s	
	
	
	ضریب میرایی جرم غیر معلق
b_t	
	
	
	ضریب تخلیه
C_d	
	
	
	ضریب نشست
C_{t1}	
	
	
	نیروی محرک
f_a	
	
	
	تقریب نیروی محرک
$\hat{f}_a$	
	
	
	نیروی تایر
f_t	

.....
.....
.....

جریان شیر

.....
 i_{sv}
.....
.

بهره ی انتگرالی

.....
 k_I
.....

بهره ی تناسبی

.....
 k_P
.....

ضریب سختی جرم معلق

.....
 k_s
.....

ضریب سختی جرم غیر معلق

.....
 k_t
.....

جرم معلق

.....
 m_ξ
.....

..

جرم غیر معلق

m_l
.....
.....

فشار سیلندر

P_L
.....
.....

کنترل کننده تناسبی انتگرالی

PI
.....
.....

سیستم تعلیق غیر فعال

PS
.....
.....

فشار برگشتی

P_r
.....
.....

فشار ورودی

P_s
.....
.....

ماتریس مثبت معین متقارن

Q
.....

.....

ماتریس مثبت معین متقارن

S

.....
.....

.....

حجم محرک

V_t

.....
.....
.....

عرض شیر

W

.....
.....
.....

...

جابه‌جایی شیر

x_{sl}

.....
.....
.....

جابه‌جایی جاده

z_r

.....
.....
.....

جابه‌جایی جرم معلق

z_s

.....
.....
.....

جابه‌جایی جرم معلق مطلوب

z_{sc}

.....

	
	
	جابه‌جایی جرم غیر معلق
z_u	
	
	
	ثابت زمانی شیر
τ	
	
	
	ضریب کشیدگی سیال هیدرولیکی
β_e	
	
	
	چگالی سیال هیدرولیکی
ρ	
	
	

فصل اول : مقدمه

1-1 مقدمه :

امروزه تقاضا برای امنیت و راحتی از اساسی‌ترین پارامترها در طراحی هر سیستم می‌باشد و از ضروریاتی است که طراح هر سیستم باید آن را در نظر بگیرد. پیشرفت تکنولوژی و تقاضا برای راحتی بهتر در رانندگی باعث شده

است که اکثر کمپانی‌های خودروسازی در یک رقابت سنگین جهت تولید مدل پیشرفته شرکت کنند. یکی از مسائل بسیار مهم و مورد توجه این کمپانی‌های خودروسازی، افزایش کیفیت رانندگی مطمئن و همچنین راحتی بیشتر سرنشین‌می‌باشد. جهت دستیابی به این اهداف زمینه‌های متعددی برای تحقیق و بررسی وجود دارد. از مسائل تأثیرگذار بر روی این اهداف طراحی مناسب خودرو است. اما شاید بتوان گفت مهم‌ترین عامل تأثیرگذار بر این اهداف ساختار مکانیکی سیستم تعلیق خودرو است. همانطور که می‌دانیم ناهمواری‌های سطح جاده از عوامل لرزش در خودرو می‌باشد. نوسان سطح جاده از طریق چرخ‌ها به بدنه خودرو منتقل می‌گردد و باعث رانندگی ضعیف، کاهش راحتی سرنشین به علت لرزش زیادی بدنه و در نتیجه آن محدودیت در سرعت وسیله نقلیه، کاهش طول عمر مفید خودرو و دیگر عواقب زیان بار آن در حمل و نقل می‌شود [1]. بنابراین در این بین وظیفه سیستم تعلیق خودرو مشخص می‌گردد. وظیفه سیستم تعلیق خودرو به حداکثر رساندن اصطکاک بین لاستیک و سطح جاده برای فراهم آوردن هدایت پایدار، رانندگی خوب و اطمینان از راحتی سرنشین خلاصه می‌شود. با ارائه مطالب بیان شده ملاحظه می‌گردد که این بخش از اهمیت بسزایی برخوردار است و از این رو کمپانی‌های خودروسازی جهان سرمایه‌گذاری گسترده‌ای بر روی این بخش از تحقیقات کرده‌اند و محققان زیادی این سیستم را از جنبه‌های مختلف بررسی نموده‌اند.

1-2 بررسی انواع سیستم تعلیق

در بخش قبل به اهمیت سیستم تعلیق اشاره شد. به مجموعه‌ای از قطعات که به طور فیزیکی اعضای بدنه ماشین را از چرخ‌ها جدا می‌کند، سیستم تعلیق گفته می‌شود. همانگونه که در بخش قبل بیان شد یکی از عوامل ایجاد لرزش در

خودرو، ناهمواری‌های سطح جاده است. به عبارت دیگر نوسان سطح جاده از طریق چرخ‌ها به بدنه خودرو منتقل شده و باعث ایجاد ناراحتی در سرنشینان و همچنین کاهش کیفیت رانندگی می‌گردد. در این میان سیستم تعلیق خودرو وظیفه دارد که تا حد امکان نوسان ناشی از ناهمواری‌های جاده را که از طریق چرخ‌ها به بدنه خودرو منتقل می‌گردد را در خود جذب نموده و از انتقال آن به سرنشین خودرو جلوگیری نماید. این سیستم در خودرو مجموعه‌ای از فنر و کمک فنر می‌باشد. فنر عنصری انرژی دهنده و انرژی گیرنده است. این عنصر انرژی اعمالی از طرف جاده به چرخ را ذخیره و آزاد می‌کند. تا زمانی که خودرو فاقد یک ساختار تقلیل دهنده نیرو باشد، فنر این انرژی جذب شده را با آهنگ کنترل نشده‌ای رها می‌سازد. فنر در بسامد طبیعی خود باز و بسته می‌شود تا جایی که همه‌ی انرژی جذب شده را از دست بدهد. کمک فنر وسیله‌ای برای کنترل حرکات نامطلوب فنر در طی فرآیند تقلیل است. کمک‌فنر سبب کاهش نیروی حرکات لرزشی فنر شده، بدین صورت که انرژی جنبشی به انرژی گرمایی تبدیل می‌شود و انرژی گرمایی نیز در سیال روغنی از بین می‌رود [2]. عامل دیگری که بر کیفیت راحتی سرنشین و رانندگی خوب وسیله نقلیه موثر است، ساختمان چرخ‌ها و لاستیک‌ها می‌باشد. لاستیک به دلیل خاصیت ارتجائی، عملکردی مانند فنر داشته و این مشخصه در خودروهای سواری منجر به نوسان‌های فرکانس بالا می‌گردد. بنابراین نیروی اعمالی به چرخ‌ها به دلیل ناهمواری‌های جاده، بین سیستم تعلیق و بدنه خودرو تقسیم می‌شود و هر اندازه که سیستم تعلیق انرژی بیشتری را در خود ذخیره نماید و جابه‌جا شود راحتی سرنشین بیشتر تامین می‌گردد. ولی به دلیل کران دار بودن میزان جابه‌جایی مجموعه فنر و کمک فنر، سیستم تعلیق نمی‌تواند بیش از حد مجاز کشیده

یا فشرده شود و یک تقابل ذاتی بین کاهش شتاب عمودی بدنه و افزایش جابه‌جایی سیستم تعلیق وجود دارد که هنگام طراحی کنترل‌کننده باید مورد توجه قرار گیرد. بنابراین وظیفه سیستم تعلیق، کنترل نسبی موقعیت و جابه‌جایی بین جرم معلق (جرم بدنه) و جرم نامعلق (جرم چرخ‌ها و فنرها) است، که سبب بهبود راحتی سرنشین و افزایش سطح تماس چرخ با جاده خواهد شد. برای افزایش راحتی سرنشین، باید اثر لرزش‌های فرکانس بالا ناشی از ناهمواری‌های جاده بر بدنه خودرو را کاهش داده، در نتیجه نیاز به یک سیستم تعلیق نرم داریم. جهت رسیدن به رانندگی مطمئن و رانندگی خوب باید تماس چرخ با جاده افزایش یابد که در این حالت به یک سیستم تعلیق سخت نیازمندیم. عملکرد مطلوب سیستم تعلیق با تعادل برقرار کردن بین این خواسته‌ها بدست می‌آید [3]. هدف سیستم تعلیق، کنترل شتاب بدنه و تغییر مکان سیستم تعلیق است. عملکرد خوب سیستم تعلیق با طراحی کنترل‌کننده‌ای که بر مینیم کردن شتاب بدنه، در زمان کوچک بودن جابه‌جایی سیستم تعلیق و مینیم کردن جابه‌جایی سیستم تعلیق، هنگامی که با محدودیت جابه‌جایی روبرو می‌شویم بدست می‌آید [4 و 5]. پس از تعریف و بررسی هدف سیستم تعلیق، انواع سیستم تعلیق را شرح می‌دهیم. سیستم تعلیق را در سه گروه غیر فعال، نیمه فعال و فعال مورد بررسی قرار می‌دهیم.

1-2-1 سیستم تعلیق غیر فعال

در ساختار سیستم تعلیق غیر فعال به طور عمده از فنر حلقوی و کمک فنر هیدرولیکی استفاده می‌شود. در این حالت به دلیل ثابت بودن ضریب سختی فنرها و ضریب میرایی کمک فنرها، شرایط جاده‌ای به طور مستقیم بر عملکرد سیستم تعلیق تاثیرگذار است. سیستم تعلیق غیرفعال تنها قادر

به برقراری مصالحه بین دو معیار متضاد، راحتی سرنشین و رانندگی مطمئن است [6 و 1]. انتخاب بهینه پارامترهای طراحی مانند جرم سیستم تعلیق، فنر و کمکفر بکار رفته در ساختار سیستم تعلیق در محدوده کاری خاصی بهترین پاسخ را می‌دهد. اما تغییر در فرکانس اغتشاش ورودی که از ناهمواری‌های متفاوت جاده به وجود می‌آید، باعث می‌شود که سیستم طراحی شده از نقطه کار بهینه خود فاصله گرفته و اعتبار طراحی سیستم تعلیق غیر فعال کاهش یابد [4]. کاربرد سیستم تعلیق غیرفعال برای حوزه‌ی محدودی از فرکانس ناهمواری‌های جاده می‌باشد.

2-2-1 سیستم تعلیق نیمه‌فعال

در سیستم تعلیق نیمه فعال معمولاً فنر بدون تغییر باقی می‌ماند ولی ضریب کمکفر قابلیت تغییر با توجه به شرایط جاده را دارا می‌باشد. برای تنظیم رفتار خودرو در مقابله با ناهمواری‌های مختلف جاده، با استفاده از روش کنترلی مناسب به صورت حلقه بسته ضریب کمک فنر تغییر می‌یابد. در این سیستم برای تنظیم نیرو، به تنظیم سطح دهانه در کمکفر می‌پردازند. به این ترتیب که درون کمک-فنر یک صفحه سوراخ دار قرار می‌گیرد که روغن موجود در کمکفر برای جابه‌جا شدن باید از درون این سوراخ‌ها عبور کند. یک صفحه‌ی متحرک قابل کنترل روی آن صفحه وجود دارد که با حرکت دادن آن می‌توان تعداد سوراخ‌های باز برای عبور روغن را کم و زیاد کرد. با بستن مسیر تعدادی سوراخ، مسیر عبور روغن کوچکتر می‌شود و ضریب کمکفر افزایش می‌یابد [3]. با توجه به توانایی محدود سیستم تعلیق غیر فعال و نیمه فعال در حذف لرزش‌های ناشی از ناهمواری‌های جاده، سیستم تعلیق فعال ظهور کرد [4].

3-2-1 سیستم تعلیق فعال

در سیستم تعلیق فعال برای کنترل نیروهای وارده بر بدنه خودرو از یک محرک هیدرولیک که میان جرم معلق و جرم غیرمعلق و به صورت موازی با سیستم تعلیق معمولی قرار می‌گیرد، استفاده می‌شود. در این روش شتاب و بار عمودی چرخ خودرو با استفاده از سنسورهای مناسب اندازه‌گیری می‌شود و به یک کنترل کننده دیجیتال وارد می‌گردد. این کنترل کننده 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 سخت افزاری به کار رفته در سیستم تعلیق فعال، بسیار پیچیده و گران بوده، همچنین توان مصرفی بالا می‌باشد [4]. اخیراً به منظور دستیابی به راحتی سرنشین و بهبود کیفیت هدایت خودرو، تحقیقات و بررسی‌های گسترده‌ای بر روی سیستم‌های تعلیق فعال و نیمه فعال 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 چهار چرخ خودرو می‌باشد، مدل نیمه تعلیق که در این حالت دو چرخ را مورد بررسی قرار می‌دهند و با توجه به هدف تحقیق و بررسی مورد نظر دو چرخ را از جلو، عقب یا کنار انتخاب می‌کنند. مدل یک-چهارم تعلیق که در این حالت تنها یکی از چرخ‌ها به صورت مستقل مدل سازی می‌شود. بیشتر هدف از این مدل سازی در کنترل سیستم تعلیق، مطالعه درباره‌ی حرکات عمودی خودرو می‌باشد.

1-3 مروری بر کنترل سیستم تعلیق

بیان یک مدل دینامیکی دقیق از سیستم تعلیق فعال، به دلیل وجود مشخصه‌های غیر خطی و متغیر با زمان، برای طراحی کنترل کننده بر مبنای مدل دشوار است. بنابراین برای مقابله با این عدم قطعیت‌ها روش‌های مختلفی ارائه شده است. یکی از روش‌های مورد بررسی، کنترل فازی می‌باشد [7]. کنترل کننده فازی نسبت به مدل سیستم از حساسیت کمتری برخوردار است. مزیت استفاده از کنترل کننده فازی در سیستم تعلیق فعال خودرو، قابلیت استفاده از دانش و تجربه افراد خبره در مورد دینامیک‌های سیستمی و راهبرد-های کنترل می‌باشد. در این مقاله، مدل یک-چهارم خودرو برای بررسی در نظر گرفته شده است. هدف کنترل کاهش شتاب عمودی بدنه با اعمال اغتشاش جاده می‌باشد. در این مقاله پاسخ کنترل کننده فازی با کنترل کننده تناسبی-انتگرالی-مشتقی با وجود دو نوع جاده نرم و جاده ناهموار مقایسه شده است. در این کنترل کننده ورودی‌های سیستم فازی به ترتیب: شتاب بدنه، سرعت بدنه، و سرعت انحراف بدنه می‌باشد. خروجی را نیروی محرک هیدرولیکی در نظر گرفته است. در کنترل کننده فازی پیشنهادی در مقایسه با کنترل کننده تناسبی-انتگرالی-مشتقی میزان شتاب بدنه، انحراف سیستم تعلیق و انحراف تایر به خوبی کاهش داده شده است. علاوه بر آن دامنه سیگنال کنترل فازی حداقل نصف دامنه سیگنال کنترل تناسبی-انتگرالی-مشتقی برای جاده یکسان می‌باشد. در تحقیق فوق در مدل سازی سیستم تعلیق سرعت انحراف تایر و علاوه بر آن رفتار غیر خطی محرکه هیدرولیکی در نظر گرفته نشده است. این در حالی است که آزمایشات عملی اهمیت رفتار غیر خطی محرک هیدرولیکی را در تعیین مصالحه مناسب در سیستم

تعليق خودرو نشان می‌دهد. توسط شارکوی بر روی سیستم تعليق فعال روش كنترل فازی و كنترل فازی تطبیقی انجام شده است و در نهایت با روش تنظیم كننده خطی مرتبه دوم بهینه مقایسه می‌شوند [1]. در كنترل كننده فازی، انحراف سیستم تعليق و سرعت سیستم تعليق به عنوان ورودی تعریف شده است و خروجی آن را نیروی محرک هیدرولیکی در نظر گرفته است. تعریف توابع عضویت و قوانین صحیح فازی زمانی که سیستم پیچیده و دارای تغییرات سریع است، سخت می‌باشد و تلاش قابل توجهی را می‌طلبد. بنابراین برای مقاوم کردن سیستم كنترل فازی و تطبیق آن با شرایط جاده‌ای مختلف، روش كنترل فازی تطبیقی بر پایه روش مستقیم لیاپانوف برای تنظیم مراکز گروه‌های فازی ارائه شد. قانون تطبیق باعث تضمین همگرایی سریع بردار پارامترها و مقاوم کردن سیستم تعليق در برابر ناهمواری‌های جاده‌ای می‌شود. در كنترل كننده فازی تطبیقی پیشنهادی در مقایسه با روش تنظیم كننده خطی مرتبه دوم بهینه و كنترل كننده فازی، میزان جابه‌جایی بدنه، شتاب بدنه و انحراف تایلر به نسبت خوبی کاهش یافته است. ولی در این مقاله هم مانند مقاله قبل رفتار غیرخطی محرکه هیدرولیکی مورد بررسی قرار نگرفته است. كنترل تطبیقی مدل‌گزشی با استفاده از روش تخمین تابعی برای بهبود عملکرد سیستم تعليق ارائه شده است [8]، که در این حالت محرک به صورت عدم قطعیت متغیر با زمان و با کران نامعلوم در نظر گرفته می‌شود. به منظور جبران وابستگی خطای تخمین، كنترل مدل‌گزشی آزاد از مدل ارائه شده است [4]. روش كنترل تاخیر زمانی برای سیستم تعليق فعال بررسی شده است [9]. در این روش با انتخاب صحیح پارامترها، پایداری سیستم حتی با وجود اغتشاش و عدم قطعیت تضمین خواهد شد که می‌تواند ردگیری

بسیار دقیق نیرو را در گستره وسیعی از فرکانس‌های ورودی فراهم کند. کنترل امپدانس برای سیستم تعلیق فعال پیشنهاد شده است [10]. قانون کنترل امپدانس ساده و آزاد از مدل است که می‌تواند در طیف گسترده‌ای از شرایط جاده‌ای بکار رود. کنترل امپدانس با دو حلقه داخلی بدست می‌آید که یکی کنترل نیروی محرکه است، که بوسیله خطی‌سازی فیدبکی بدست می‌آید و دیگری حلقه کنترل فازی می‌باشد که هدف آن ردگیری جابه‌جایی بدنه‌ی مرجع ارائه شده بوسیله قانون امپدانس است. برای دستیابی به کنترل نیرو و موقعیت مقاوم با توجه به حضور عدم قطعیت‌ها روش کنترل امپدانس مقاوم ارائه شد [11]. روش کنترل امپدانس تطبیقی با قابلیت تنظیم خودکار پارامترهای سیستم تعلیق با وجود مقادیر ثابت نامعلوم پیشنهاد شد [12] که این روش به همراه الگوریتم بهینه‌سازی پرندگان پاسخ مطلوبی را ارائه داده است.

4-1 مروری بر ساختار پایان نامه

به علت رفتار غیرخطی مدل واقعی خودرو، کنترل کننده‌های غیرخطی در صورت طراحی مناسب می‌توانند نتایج خوبی برای کنترل سیستم تعلیق به همراه داشته باشند. در این پروژه تحقیقاتی ما برای کنترل سیستم تعلیق فعال خودرو با بهره‌گیری از مفهوم امپدانس در سیستم‌های مکانیکی به طراحی کنترل کننده تطبیقی و همچنین کنترل کننده‌های فازی تطبیقی مستقیم و غیرمستقیم و در پایان کنترل لغزشی، با در نظر گرفتن اثرات غیرخطی محرک هیدرولیکی می‌پردازیم. طرح کنترل پیشنهادی از دو حلقه کنترلی تشکیل می‌شود که حلقه بیرونی به طراحی نیروی مطلوب و حلقه درونی به کنترل نیرو با روش تناسبی-انتگرالی می‌پردازد. هدف از این پایان‌نامه بهبود راحتی سرنشین و

رانندگی مطمئن می‌باشد. هدف نهایی از طراحی کنترل کننده دستیابی به جابه‌جایی، سرعت و شتاب صفر می‌باشد.

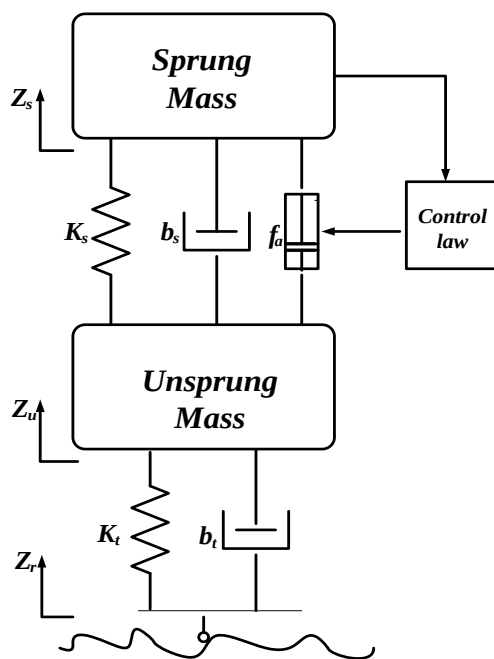
این تحقیق شامل نه فصل می‌باشد. فصل اول مقدمه‌ای در مورد سیستم تعلیق ارائه می‌نماید. فصل دوم مدل یک_چهارم سیستم تعلیق خودرو را شرح می‌دهد. فصل سوم به بیان کنترل امپدانس و بهره‌گیری از مفهوم امپدانس در روند طراحی کنترل کننده می‌پردازد. فصل چهارم مدل محرک هیدرولیکی و حلقه‌ی کنترل نیرو را شرح می‌دهد. فصل پنجم کنترل کننده تطبیقی را برای حلقه‌ی بیرونی و کنترل کننده تناسبی-انتگرالی مناسب را برای حلقه داخلی طراحی می‌نماید و با بیان نتایج شبیه‌سازی به مقایسه با سیستم تعلیق غیر فعال می‌پردازد. در فصل ششم و هفتم به ترتیب به طراحی کنترل کننده فازی تطبیقی مستقیم و فازی تطبیقی غیرمستقیم برای حلقه‌ی بیرونی و کنترل کننده تناسبی-انتگرالی مناسب، برای حلقه داخلی طراحی و شبیه‌سازی شده و با سیستم تعلیق غیرفعال مقایسه شده است. در فصل هشتم حلقه‌ی بیرونی با استفاده از طراحی کنترل لغزشی و حلقه‌ی داخلی با طراحی کنترل کننده تناسبی-انتگرالی مناسب بدست آمده است. سرانجام در فصل نهم نتیجه گیری و پیشنهادات را ارائه می‌نماید.

فصل دوم: مدل سازی سیستم

تعليق خودرو

2-1 سیستم تعليق

به دليل محدوديت سيستم های تعليق غيرفعال و نيمه فعال در حذف لرزش ها، سيستم تعليق فعال با نيروی کنترلی یکی از بزرگترین نوآوری ها در صنعت خودروسازی می باشد. مدل سيستم تعليق فعال یک-چهارم خودرو در شکل 2-1 آمده است که برای شبیه سازی سيستم کنترلی استفاده می شود [4].



شکل 1-2: سیستم تعلیق فعال

با استفاده از قانون دوم نیوتن معادلات دینامیک خطی حول نقطه تعادل برای سیستم تعلیق فعال مدل یک-چهارم خودرو به صورت زیر است [14]:

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

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

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

نیرو قادر به تولید و جذب انرژی از سیستم می‌باشد که سبب توانایی سیستم تعلیق در کنترل رفتار وسیله نقلیه در هنگام ترمز و شتاب گرفتن و باعث افزایش کیفیت رانندگی و راحتی سرنشین می‌شود [13]. باید توجه داشته باشید که:

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

2-متغیرهای z_r, z_u, z_s از موقعیت تعادل استاتیکی اندازه‌گیری شده است.

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

4-نیروی اعمالی به تایر به صورت یک نیروی اغتشاش در سیستم کنترل در نظر گرفته می‌شود.

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

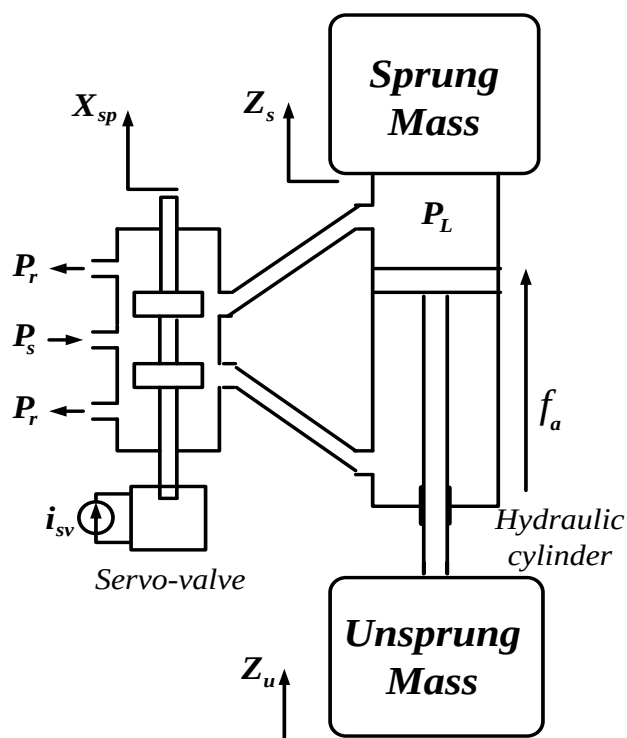
$$f_t = b_t(\dot{z}_r - \dot{z}_u) + k_t(z_r - z_u) \quad 3-2$$

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:

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

ورودی کنترلی سیستم تعلیق فعال، نیروی است که توسط محرک که در بین جرم معلق و جرم غیرمعلق قرار گرفته است

تولید می‌شود. این محرک اغلب از نوع هیدرولیکی می‌باشد که بطور وسیع در سیستم کنترل ارتعاشات مورد استفاده قرار می‌گیرد [13]. محرک الکتروهیدرولیکی شامل شیر سوزنی و سیلندر هیدرولیک می‌باشد که در شکل 2-2 نشان داده شده است:



شکل 2-2: محرک هیدرولیکی

فشار ورودی و فشار برگشتی به ترتیب با P_s و P_r نشان داده شده است. x_{sp} جابه‌جایی محور شیر و P_L فشار مایع در بالای مخزن سیلندر محرک است. همانطور که در شکل 2-2 نشان داده شده است با تغییر موقعیت شیر سوزنی می‌توان اختلاف فشاری در دو طرف ایجاد کرد. این اختلاف فشار در سطح A_p ایجاد نیروی محرکه F_A لازم را خواهد کرد. بنابراین می‌توان گفت که تغییر نیرو متناسب با تغییر موقعیت شیر سوزنی از مرکز می‌باشد.

در حال حاضر نقش $\ddot{z}_s$ را در نظر می‌گیریم. راحتی عالی و بسیار خوب سرنشین در حالی بدست می‌آید که داشته باشیم:

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

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

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

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

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

مگر اینکه $\ddot{z}_u = 0$ باشد و در راحتی مطلوب سرنشین که از $\ddot{z}_s = 0$ بدست می‌آید ما رانندگی خوب را از دست می‌دهیم 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 ما باید بتوانیم هر دو $\ddot{z}_s = 0$ و $\ddot{z}_u = 0$ را با هم ایجاد کنیم. با این حال، روابط (2-1) و (2-2) حاکی از آن است که هنگام عبور از یک دست‌انداز f_a نمی‌تواند هر دو $\ddot{z}_s = 0$ و $\ddot{z}_u = 0$ را با هم برآورده سازد. در واقع دو ورودی کنترل مستقل برای کنترل هر دو $\ddot{z}_s$ و $\ddot{z}_u$ ، با هم مورد نیاز است. بنابراین

ما می‌توانیم با استفاده از $\ddot{z}_s$ یک ارتباط بین هر دو راحتی سرنشین و رانندگی مطمئن بدست آوریم [11].

فصل سوم : کنترل امیدانس

3-1 - مقدمه :

هنگامی که تایلر ناهمواری جاده مانند دست انداز را تجربه می‌کند، انحراف تایلر نیروی تایلر را تولید می‌کند که شتاب بدنه و سیستم تعلیق حاصل می‌شود و در نتیجه

راحتی سرنشین کاهش می‌یابد. علاوه بر آن، برای داشتن یک رانندگی مطمئن انحراف تایر باید حداقل گردد. هنگام عبور از دست‌انداز انرژی مکانیکی در سیستم تعلیق ذخیره می‌شود. این انرژی برای بازگشت به موقعیت تعادل باید مصرف گردد. برای رسیدن به راحتی بالا برای سرنشین در هنگام عبور از دست‌انداز نیاز به کوچک شدن شتاب بدنه است و همچنین نوسانات بعد از عبور از دست‌انداز باید میرا شوند. کنترل امپدانس یکی از روش‌های کنترل فعال می‌باشد، که به منظور فراهم ساختن رفتار دینامیکی مناسب برای انجام کار معین بکار می‌رود. روش کنترلی و انتخاب پارامترها با توجه به رفتار محیط در واکنش به انجام کار و مدل دینامیکی سیستم انتخاب می‌گردد. هدف از کنترل امپدانس تعیین دقیق موقعیت یا مسیر حرکت و تعیین دقیق نیرو نیست بلکه تنظیم رابطه دینامیکی حرکت است، یعنی کنترل امپدانس همان تنظیم امپدانس مکانیکی سیستم است.

3-2- کنترل امپدانس:

با استفاده از دوگان‌های برق- مکانیک که نیرو را با ولتاژ و سرعت را با جریان متناظر می‌کند، نسبت تبدیل لاپلاس نیرو به سرعت را امپدانس مکانیکی سیستم نامند که در حوزه فرکانس با رابطه‌ی زیر نمایش داده می‌شود.

$$Z(s) = F_e(s)/V(s) \quad 1-3$$

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

$$M\ddot{X} + B\dot{X} + KX = -F_e \quad 2-3$$

که در آن ماتریس‌های M , B و K به ترتیب لختی، میرایی و

سختی را نشان می‌دهند و F_e نیروی محیط وارد بر جسم است. بیان‌های موجود از کنترل امیدانس بیشتر مخصوص ربات‌های صنعتی است. کنترل امیدانس یک مجموعه منسجم از انواع راهبردهای مختلف کنترل را نشان می‌دهد. وقتی مجری نهایی در فضای آزاد حرکت می‌کند، نیروی صفر را در سرعت معین به محیط وارد می‌کند، پس سیستم دارای امیدانس صفر است. برعکس، اگر بازوی ماهر بطور صلب به دیوار بچسبد به ازای هر مقدار نیروی وارد بر دیوار بدون حرکت خواهد ماند و در نتیجه دارای امیدانس بی‌نهایت است. بنابراین کنترل انحصاری موقعیت و کنترل انحصاری نیرو می‌تواند به عنوان حالت خاص کنترل امیدانس مورد توجه قرار گیرد که به ترتیب مربوط به امیدانس صفر و امیدانس بی‌نهایت می‌شوند [15]. ایده اصلی کنترل امیدانس، اجرای رفتار دینامیکی از پیش تعیین شده برای ربات در تعامل با محیط است. این عملکرد با دینامیک عمومی سیستم جرم، فنر و میراکننده نمایش داده می‌شود. از ویژگی‌های کنترل امیدانس می‌توان به سادگی و مقاوم بودن در مقابل عدم قطعیت پارامتری اشاره کرد، اما معمولاً تاکید بر حرکات تقریباً آرام دارد. الگوریتم کنترل امیدانس نخستین بار در سال 1985 توسط هوگان در [16] به صورت مدون شرح داده شد. کنترل امیدانس تطبیقی در تراشکاری پیاده سازی شده است [17]. کنترل امیدانس به منظور جاسازی میله در سوراخ به منظور انجام کارهای مونتاژ کاری پیشنهاد شده است [18]. دامنه وسیع کاربردهای کنترل امیدانس نشان می‌دهد که می‌توان آن را به عنوان یک روش کنترلی موثر در هدایت سیستم‌های دینامیکی به کار برد. کنترل امیدانس می‌تواند رفتار دینامیکی سیستم را مطابق با رفتار از پیش تعیین شده تنظیم نماید. با تنظیم پارامترهای

امپدانس، رفتار دینامیکی سیستم مطابق با شرایط به صورت مطلوب هدایت می‌گردد. از مزایای کنترل امپدانس می‌توان به وابسته نبودن آن به مدل و توانایی استفاده از آن در شرایط مختلف جاده اشاره کرد [10].

هدف اصلی سیستم کنترل امپدانس این است که سیستم تعلیق خودرو، در مقابل اغتشاشات جاده یک رفتار از پیش تعیین شده را داشته باشد. این رفتار از پیش تعیین شده توسط قانون کنترل امپدانس بیان می‌گردد. از آنجا که در سیستم تعلیق، چرخ مجری نهایی و در تماس با محیط یا سطح می‌باشد و هدف کاهش شتاب عمودی و جابه‌جایی بدنه در مقابل اغتشاشات وارده از جاده می‌باشد، لذا قانون کنترل امپدانس را به گونه‌ای تعریف نموده تا در مقابل نیروی حاصل از اغتشاش جاده بیان شده در رابطه (2-3) قرار گرفته و برای جابه‌جایی بدنه سیستم تعلیق یک جابه‌جایی مطلوب را از خود بروز دهد. به عبارتی دیگر رفتاری را که می‌خواهیم سیستم تعلیق در مقابل اغتشاش جاده از خود نشان دهد توسط قانون کنترل امپدانس تعریف می‌کنیم.

3-3- بیان مفهوم امپدانس:

سیستم مکانیکی شکل 3-1 را در نظر بگیرید. معادله دینامیکی این سیستم به صورت زیر است:

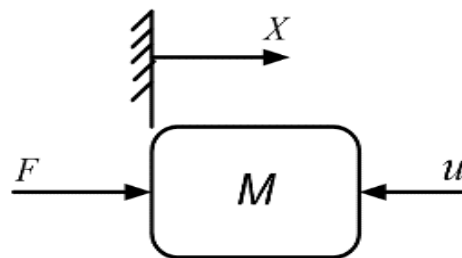
$$F = M\ddot{X} + u \quad 3-3$$

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

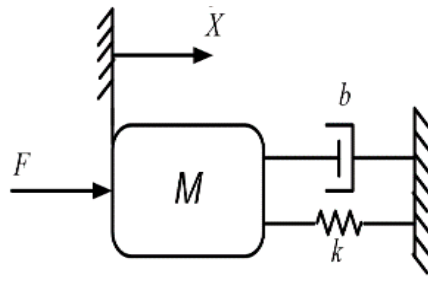
$$u = B\dot{X} + KX \quad 4-3$$

$$F = M\ddot{X} + B\dot{X} + KX \quad 5-3$$

می‌توانیم سیستم را تبدیل به سیستم جرم، فنر و دمپر با معادله (5-3) کنیم، که در شکل 2-3 سیستم مکانیکی آن را نمایش می‌دهیم.

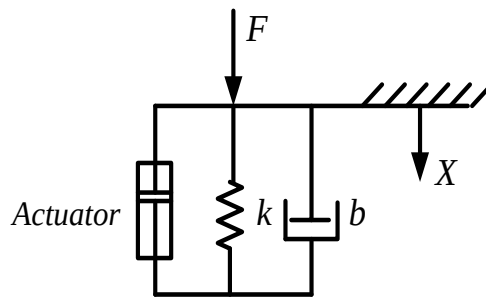


شکل 1-3: سیستم مکانیکی با قانون کنترل



شکل 2-3: سیستم مکانیکی با فنر و میرا کننده

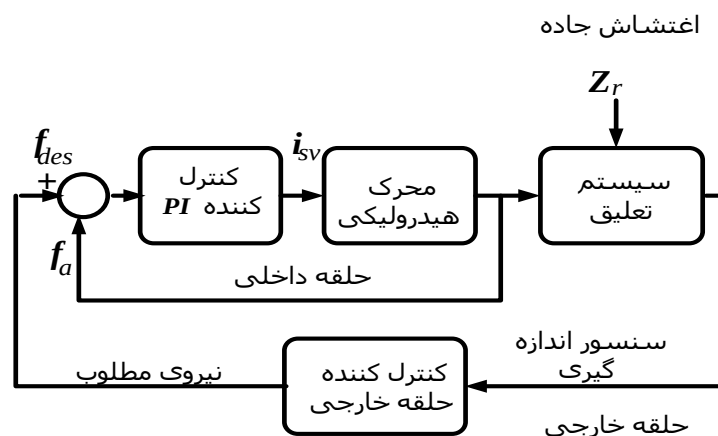
به همین صورت مطابق شکل 3-3 با اعمال یک محرک به سیستم مکانیکی و تنظیم آن می‌توانیم بدون تغییر در پارامترهای سیستم، رابطه امپدانس آن را تغییر دهیم. در ادامه با بهره‌گیری از این ویژگی امپدانس در سیستم‌های مکانیکی، به کنترل سیستم تعلیق فعال می‌پردازیم.



شکل 3-3: سیستم مکانیکی با محرک

4-3- ساختار کنترل کننده:

ساختار کنترل سیستم تعلیق فعال به دو حلقه تجزیه شده است. شکل 4-3 بلوک دیاگرام طرح کلی ارائه شده از ساختار کنترل را نشان می‌دهد. خطوط تیره در شکل نشان دهنده سیگنال‌های مکانیکی است. در حلقه اصلی، سیگنال نیروی مطلوب جهت حذف اثر اغتشاشات جاده و چرخ محاسبه می‌شود. کنترل حلقه داخلی برای نگه داشتن نیروی تولیدی توسط محرک هیدرولیک نزدیک به نیروی مطلوب و مورد نظر استفاده می‌گردد.



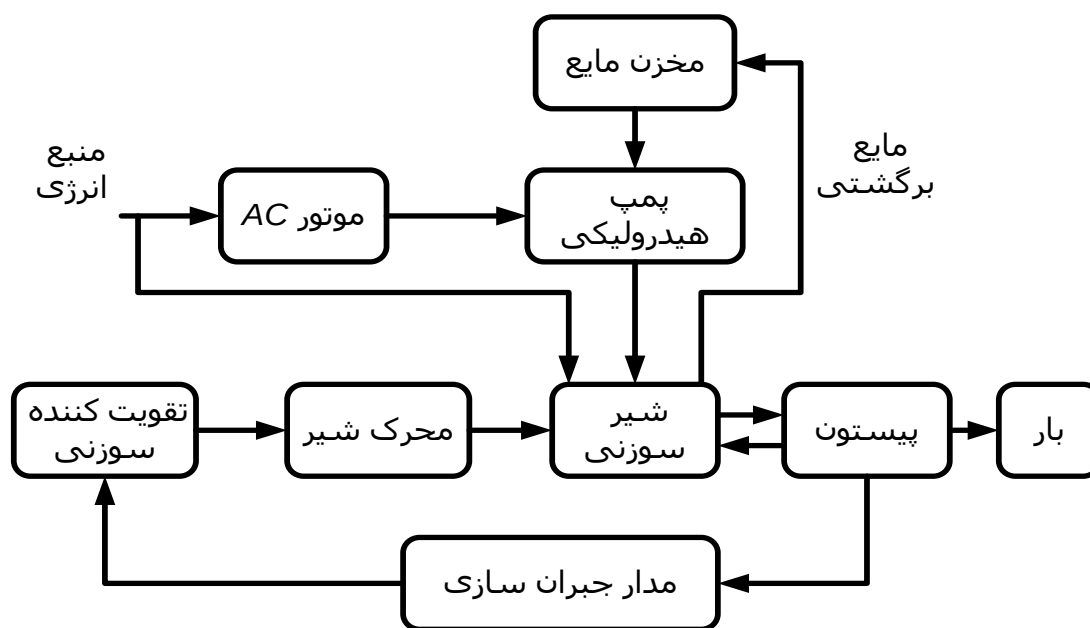
شکل 4-3: ساختار سیستم کنترل

فصل چهارم: مدل محرک هیدرولیکی و کنترل نیرو

4-1- مقدمه:

محرک هیدرولیکی به علت نسبت توان به وزن بالا، قیمت کم و مقاومت زیاد یکی از ماندگارترین انتخابها هستند. با این حال عملگرهای هیدرولیکی، شدیداً غیرخطی و با عدم قطعیت همراه هستند و نیروی تولیدی آنها وابستگی شدیدی به حرکت بدنه وسیله نقلیه دارد [19]. یک مجموعه‌ی کامل

از محرک هیدرولیکی شامل پنج قسمت مهم می‌باشد که عبارتند از: شیر سوزنی الکتروهیدرولیکی، سیلندر-پیستون، پمپ هیدرولیک، مخزن و سیستم لوله‌کشی که در شکل 1-4 مشخص است [20].



شکل 1-4 دیاگرام مجموعه تجهیزات محرک هیدرولیکی

راه اندازی پمپ هیدرولیکی از طریق یک موتور AC انجام می‌شود، همچنین جهت کنترل موقعیت شیر سوزنی نیاز به منبع انرژی می‌باشد. وظیفه پمپ هیدرولیک حفظ فشار منبع در سطح بهینه می‌باشد. موقعیت شیر سوزنی میزان سیال ورودی یا خروجی به سیلندر-پیستون را کنترل می‌کند که در حقیقت بیان کننده میزان نیروی ایجاد شده توسط محرک می‌باشد.

4-2- دینامیک شیر سوزنی و محرک هیدرولیکی:

محرک الکتروهیدرولیکی با رابطه زیر توسط شیر کنترل می‌شود [14]:

$$\tau \dot{x}_{sp} + x_{sp} = k_s i_{sv} \quad 1-4$$

که x_{sp} جابه‌جایی محور شیر از موقعیت بسته، i_{sv} جریان الکتریکی شیر، τ ثابت زمانی شیر و k_s ضریب جریان الکتریکی است. k_s در مرجع [۱۴] برابر 1 m/A فرض شده است. دینامیک عملگر هیدرولیکی توسط رابطه‌ی زیر بیان می‌شود [21]:

$$\dot{f}_a = -\alpha A_p^2 (\dot{z}_s - \dot{z}_u) - \beta f_a + \gamma A_p x_{sp} \times \text{sgn}(P_s - \text{sgn}(x_{sp})P_L) \quad 2-4$$

$$\times \sqrt{|P_s - \text{sgn}(x_{sp})P_L|}$$

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

3-4- کنترل نیرو:

روش‌های کنترلی مانند کنترل مقاوم تطبیقی [22] و کنترل غیرخطی H_∞ [23] برای کنترل سیستم تعلیق با وجود عملگر هیدرولیکی طراحی شده‌اند. کنترل کننده تناسبی-انتگرالی برای ردیابی نیرو موثر بوده است [20]. با استفاده از کنترل کننده حلقه‌ی خارجی، نیروی مطلوب محرک هیدرولیکی f_{ad} جهت کنترل سیستم تعلیق محاسبه می‌شود. سیستم تعلیق نیز توسط محرکه هیدرولیکی تغذیه می‌شود. با اعمال جریان i_{sv} به عنوان ورودی سیستم و تنظیم آن می‌توانیم نیروی مناسب f_a را برای ردگیری نیروی مطلوب f_{ad} را تولید کنیم. برای تنظیم نیرو از کنترل کننده تناسبی-انتگرالی

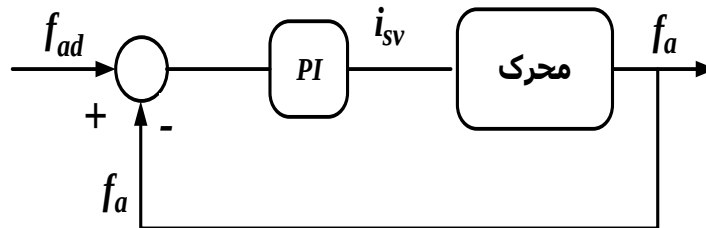
مطابق شکل 2-4 استفاده می‌کنیم. در شکل 2-4 جریان i_{sv} به عنوان ورودی محرکه هیدرولیکی نشان داده شده است. جریان i_{sv} طبق رابطه (1-4) موجب جابه‌جایی محور شیر x_{sp} می‌شود و سپس جابه‌جایی محور شیر x_{sp} طبق رابطه (2-4) موجب تولید نیروی محرک هیدرولیکی f_a می‌شود. از رابطه (1-4) بدست می‌آید

$$x_{sp} = k_s \int_0^t i_{sv}(\delta) e^{-\frac{t-\delta}{\tau}} d\delta + x_{sp}(0) e^{-\frac{t}{\tau}} = h(i_{sv}, x_{sp}(0)) \quad 3-4$$

جایگذاری رابطه (3-4) در (2-4) می‌دهد

$$\begin{aligned} \dot{f}_a = & -\alpha A_p^2 (\dot{z}_s - \dot{z}_u) - \beta f_a + \gamma A_p h(i_{sv}, x_{sp}(0)) \\ & \times \operatorname{sgn}(P_s - \operatorname{sgn}(h(i_{sv}, x_{sp}(0))) P_L) \\ & \times \sqrt{|P_s - \operatorname{sgn}(h(i_{sv}, x_{sp}(0))) P_L|} \end{aligned} \quad 4-4$$

رابطه (4-4) معادله دینامیکی محرک هیدرولیکی را توصیف می‌نماید که در آن جریان i_{sv} ورودی و نیروی محرکه هیدرولیکی f_a خروجی است. این معادله دینامیکی، پیچیده و غیر خطی است.



شکل 2-4: ساختار کنترل ردیابی نیرو محرک هیدرولیکی

فصل پنجم : کنترل کننده
تطبیقی سیستم تعلیق فعال
خودرو

5-1- مقدمه :

بسیاری از سیستم‌های دینامیکی که بایستی کنترل شوند پارامترهای نامعلوم دارند که یا ثابت‌اند یا به آهستگی تغییر می‌کنند. برای مثال، در خودرو به دلیل سوار شدن سرنشین و مسافران با تغییر وزنی وسیع روبرو هستیم و همچنین به دلیل عبور از دست‌اندازهای جاده، ضرایب فنر و کمک فنر تغییر می‌کنند. کنترل تطبیقی یک روش برای کنترل این چنین سیستم‌هاست. ایده‌ی اصلی در کنترل تطبیقی این است که پارامترهای نامعلوم سیستم بر اساس سیگنال‌های اندازه‌گیری شده به صورت بهنگام، تخمین زده شوند و در انجام محاسبات ورودی کنترل از پارامترهای تخمین زده شده استفاده شوند. بنابراین می‌توان سیستم کنترل تطبیقی را یک سیستم کنترل با تخمین بهنگام پارامترها در نظر گرفت. تحقیقات در زمینه کنترل تطبیقی در اوایل سال‌های 1950 آغاز شد. در دهه‌های اخیر نظریه‌ی کنترل تطبیقی با استفاده از ابزارهای نظری کنترل غیرخطی توسعه یافته است و در صنایع هوافضا، فرآیندهای شیمیایی، مهندسی پزشکی و ... کاربرد دارد. هدف اصلی کنترل تطبیقی این است که عملکرد سیستم در مقابل عدم قطعیت پارامتری و یا تغییرات نامشخص آنها به طور سازگار حفظ شود. در اکثر مواردی که از کنترل تطبیقی استفاده می‌شود، منظور رسیدگی به تغییرات اجتناب‌ناپذیر پارامترها و یا عدم قطعیت آنهاست.

دلیل اولیه مطرح شدن کنترل تطبیقی، طراحی کنترل کننده‌ای بود که بتواند با تغییر دینامیک‌های فرآیند و مشخصه‌های اغتشاش تطبیق یابد. در عمل ممکن است تغییرات ناشی از منابع مختلف بوده و همواره ترکیبی از عوامل مختلف

موثر هستند. در بیشتر موارد، دلایل اصلی تغییرات به طور کامل قابل فهم نبوده و از طرفی بررسی منابع تغییرات فرآیند ناممکن و غیر اقتصادی است. در این حالت، کنترل کننده‌های تطبیقی انتخاب خوبی هستند. هدف اصلی کنترل تطبیقی حفظ کارایی سیستم در حضور این عدم قطعیت‌ها و تغییرات مشخص آنها است. بنابراین با توجه به بررسی انجام شده در مورد سیستم تعلیق، می‌توان کنترل تطبیقی را برای آن به کار برد. کنترل تطبیقی مدل مرجع با قابلیت تنظیم خودکار پارامترهای سیستم تعلیق در حضور عدم قطعیت‌ها پیشنهاد شده است [12]. این نوع از کنترل تطبیقی مدل مرجع برای سیستم خطی همراه با عدم قطعیت به کار برده می‌شود. با این حال برای اعمال این نوع از کنترل کننده تطبیقی مدل مرجع، غیرخطی بودن محرک هیدرولیکی یک مشکل است، در نتیجه حلقه‌ی نیرو و سیستم تعلیق با هم به عنوان یک سیستم خطی همراه با عدم قطعیت در نظر گرفته شده است. سیستم کنترل از دو حلقه تشکیل شده است. حلقه‌ی داخلی برای کنترل نیروی محرک هیدرولیکی و حلقه‌ی خارجی کنترل تطبیقی مدل مرجع مقاوم است. کنترل تطبیقی مدل مرجع نیروی مطلوب را به عنوان سیگنال مرجع برای حلقه‌ی داخلی فراهم می‌کند. حلقه‌ی داخلی شامل کنترل کننده‌ی تناسبی-انتگرالی برای کنترل نیروی محرک هیدرولیکی است. در این مقاله سیستم تعلیق با وجود غیرخطی شدید بودن محرک هیدرولیکی به همراه حلقه‌ی کنترل نیرو به عنوان سیستم خطی همراه با عدم قطعیت برای کنترل تطبیقی مدل مرجع ارائه شد. مدل امپدانس به عنوان مدل مرجع برای سیستم کنترل تطبیقی مدل مرجع به کار رفت. روش مذکور به همراه الگوریتم بهینه‌سازی پرنندگان به منظور بهینه‌سازی پارامترهای طراحی کنترل، مورد بررسی قرار گرفته است. هدف اصلی کنترل تطبیقی حفظ

کارایی سیستم در حضور عدم قطعیت پارامتری است.

5-2- طراحی کنترل کننده تطبیقی:

با اضافه و کم کردن $\ddot{z}_s$ به رابطه (1-2) و مرتب سازی داریم:

$$\ddot{z}_s = -b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) + f_a + (1 - m_s)\ddot{z}_s \quad 1-5$$

با توجه به رابطه فوق، قانون کنترل تطبیقی بصورت زیر پیشنهاد می‌شود:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_{sd} + k_d(\dot{z}_{sd} - \dot{z}_s) + k_p(z_{sd} - z_s) = & -\hat{b}_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - \hat{k}_s(z_s - z_u) \\ & + f_a + (1 - \hat{m}_s)\ddot{z}_s \end{aligned} \quad 2-5$$

که در آن z_{sd} ، $\dot{z}_{sd}$ و $\ddot{z}_{sd}$ به ترتیب مقادیر مطلوب جابه‌جایی، سرعت و شتاب بدنه است. هدف کنترل، صفر کردن $\ddot{z}_{sd}$ ، شتاب بدنه است که با صفر شدن آن راحتی سرنشین تامین می‌شود. بنابراین $z_{sd} = 0$ ، $\dot{z}_{sd} = 0$ و $\ddot{z}_{sd} = 0$ و با بازنویسی رابطه (2-5) قانون کنترل به صورت زیر بدست می‌آید:

$$f_a = -k_d\dot{z}_s - k_p z_s + \hat{b}_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + \hat{k}_s(z_s - z_u) - (1 - \hat{m}_s)\ddot{z}_s \quad 3-5$$

$\hat{b}_s$ ، $\hat{k}_s$ و $\hat{m}_s$ با یک قانون تطبیق محاسبه می‌شوند به گونه‌ای که هدف $z_s \rightarrow z_{sd}$ ، $\dot{z}_s \rightarrow \dot{z}_{sd}$ و $\ddot{z}_s \rightarrow \ddot{z}_{sd}$ را محقق سازد. سیستم حلقه بسته با جایگذاری رابطه (3-5) در (1-5) به صورت زیر بدست می‌آید:

$$\ddot{z}_s + k_d\dot{z}_s + k_p z_s = (\hat{b}_s - b_s)(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + (\hat{k}_s - k_s)(z_s - z_u) + (\hat{m}_s - m_s)\ddot{z}_s \quad 4-5$$

سیستم حلقه بسته قابلیت خطی شدن نسبت به بردار

پارامترها را دارد، بنابراین رابطه (4-5) به صورت زیر بازنویسی شده است:

$$\ddot{z}_s + k_d \dot{z}_s + k_p z_s = Y(\hat{P} - P) \quad 5-5$$

که در آن Y ، ماتریس رگرسیون به صورت زیر است:

$$Y = [\dot{z}_s - \dot{z}_u \quad z_s - z_u \quad \ddot{z}_s] \quad 6-5$$

همچنین بردار پارامتر را به صورت زیر داریم:

$$\hat{P} = [\hat{b}_s \quad \hat{k}_s \quad \hat{m}_s]^T \quad 7-5$$

$$P = [b_s \quad k_s \quad m_s]^T \quad 8-5$$

با انتخاب متغیرهای حالت $x_1 = z_s$ و $x_2 = \dot{z}_s$ رابطه (5-5) را در فضای حالت بازنویسی می‌کنیم:

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad 9-5$$

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

$$\dot{X} = AX + BW \quad 10-5$$

که در آن :

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -k_p & -k_d \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}, \quad W = Y(\hat{P} - P) \quad 11-5$$

برای دست یابی به مکانیزم تطبیق به گونه ای که خطا همگرا شود، تابع مثبت معین به صورت زیر پیشنهاد می‌شود:

$$V(x) = X^T S X + \frac{1}{2\gamma_c} (\hat{P} - P)^T (\hat{P} - P) \quad 12-5$$

در رابطه (12-5) γ_c یک مقدار ثابت بزرگتر از صفر را

دارد که توسط طراح انتخاب می شود. ماتریس S مثبت معین متقارن می باشد که در معادله ی ماتریسی لیاپانوف زیر صدق می کند.

$$A^T S + SA = -Q \quad 13-5$$

در این رابطه Q یک ماتریس مثبت معین متقارن است. با مشتق گیری زمانی از رابطه (12-5) داریم:

$$\dot{V}(x) = \dot{X}^T S X + X^T S \dot{X} + \frac{1}{2\gamma_c} \dot{P}^T (\hat{P} - P) + \frac{1}{2\gamma_c} (\hat{P} - P)^T \dot{P} \quad 14-5$$

چون هر دو پارامتر زیر اسکالر هستند، بنابراین با هم مساوی می باشند:

$$\frac{1}{2\gamma_c} \dot{P}^T (\hat{P} - P) = \frac{1}{2\gamma_c} (\hat{P} - P)^T \dot{P} \quad 15-5$$

از رابطه (10-5) داریم:

$$\dot{X}^T = X^T A^T + W^T B^T \quad 16-5$$

با جایگذاری رابطه (10-5)، (15-5) و (16-5) در رابطه (14-5) و مرتب سازی، رابطه زیر بدست می آید:

$$\dot{V}(x) = X^T (A^T S + SA) X + 2X^T S B Y (\hat{P} - P) + \frac{1}{\gamma_c} \dot{P}^T (\hat{P} - P) \quad 17-5$$

با جایگذاری رابطه (13-5) در (17-5) داریم:

$$\dot{V}(x) = -X^T (Q) X + \left(2X^T S B Y + \frac{1}{\gamma_c} \dot{P}^T \right) (\hat{P} - P) \quad 18-5$$

جمله اول در رابطه (18-5) به دلیل مثبت بودن تمام مقادیر ویژه ماتریس Q ، همواره منفی معین است، ولی علامت جمله دوم نامعین است و برابر صفر قرار دادن آن موجب می شود

تا قانون تطبیق برای $\hat{P}$ به صورت زیر بدست آید:

$$\dot{\hat{P}} = -2\gamma_c Y^T B^T S X \quad 19-5$$

$$\hat{P} = -\int_0^t 2\gamma_c Y^T B^T S X dt + \hat{P}(0) \quad 20-5$$

در نتیجه اعمال رابطه (19-5) به (18-5) بدست می‌آید:

$$\dot{V}(x) = -X^T Q X \quad 21-5$$

برای تحقق $z_s \rightarrow z_{sd}$ باید $\dot{V}(x) < 0$ شود. بنابراین با توجه به منفی شدن $\dot{V} < 0$ می‌توان نتیجه گرفت که V کاهش می‌یابد تا اینکه $V \rightarrow 0$ میل کند و در نتیجه آن هدف کنترلی محقق می‌گردد و پایداری سیستم اثبات می‌شود.

3-5- شبیه‌سازی کنترل کننده تطبیقی:

در بخش قبل کنترل کننده تطبیقی ارائه شد. در این بخش به بررسی عملکرد کنترل کننده و مقایسه آن با سیستم تعلیق غیرفعال می‌پردازیم. مقادیر پارامترهای سیستم تعلیق و محرکه‌ی هیدرولیکی در جدول 1-5 آمده است [9].

جدول 1-5: پارامترهای سیستم تعلیق

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

فرض شده است که $f_{a,max}$ ماکزیمم نیروی خروجی محرک محدود به 3465 نیوتن است [9]. شکل 1-5 ناهمواری جاده را نشان می‌دهد و بصورت زیر توصیف می‌گردد.

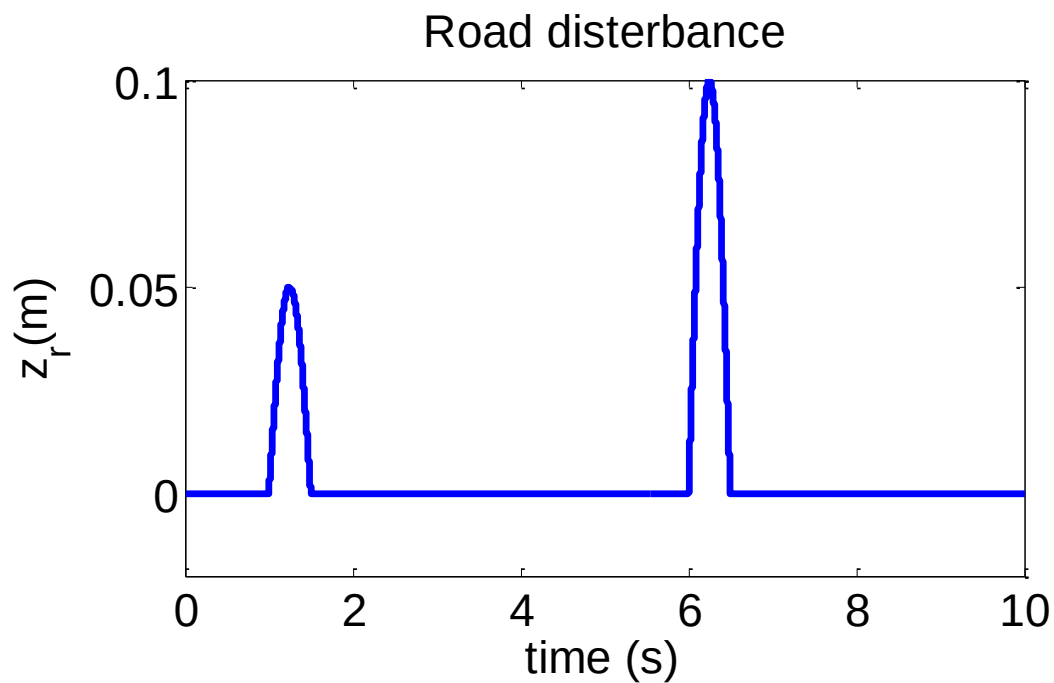
$$z_r = 0.05 \sin(4\pi(t-1)) - (u(t-1) - u(t-1.5)) + 0.1 \sin(4\pi(t-6)) \times (u(t-6) - u(t-6.5)) \quad 22-5$$

که در آن $u(t)$ تابع پله واحد است. جهت اجرای شبیه سازی پارامترهای مورد نیاز در طراحی کنترل کننده به صورت زیر می باشد:

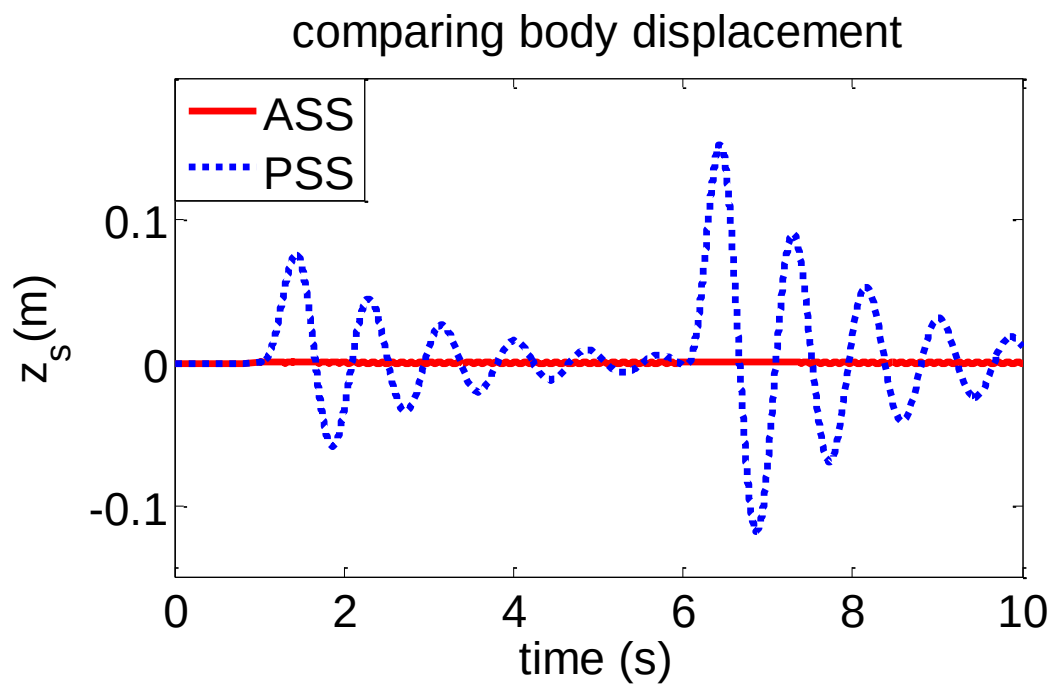
$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -100 & -20 \end{bmatrix}, \quad Q = \begin{bmatrix} 20000 & 0 \\ 0 & 20000 \end{bmatrix} \quad 23-5$$

$$\hat{p}(0) = [370 \quad 14671 \quad 243]^T, \quad \gamma_c = 800$$

در شبیه سازی با انتخاب ماتریس Q به عنوان ماتریس قطری همانند فوق، ماتریس S را با استفاده از معادله ماتریسی لیاپانوف (5-13) محاسبه می کنیم. ناهموازی های جاده به ترتیب دو دست انداز با دامنه 0/05 و 0/1 متر است. سیستم های تعلیق فعال و غیرفعال در جابه جایی عمودی بدنه، شتاب عمودی بدنه، تغییر فرم لاستیک و تغییر دامنه سیستم تعلیق مقایسه شده اند که به ترتیب در شکل 5-2 تا شکل 5-5 آمده است.



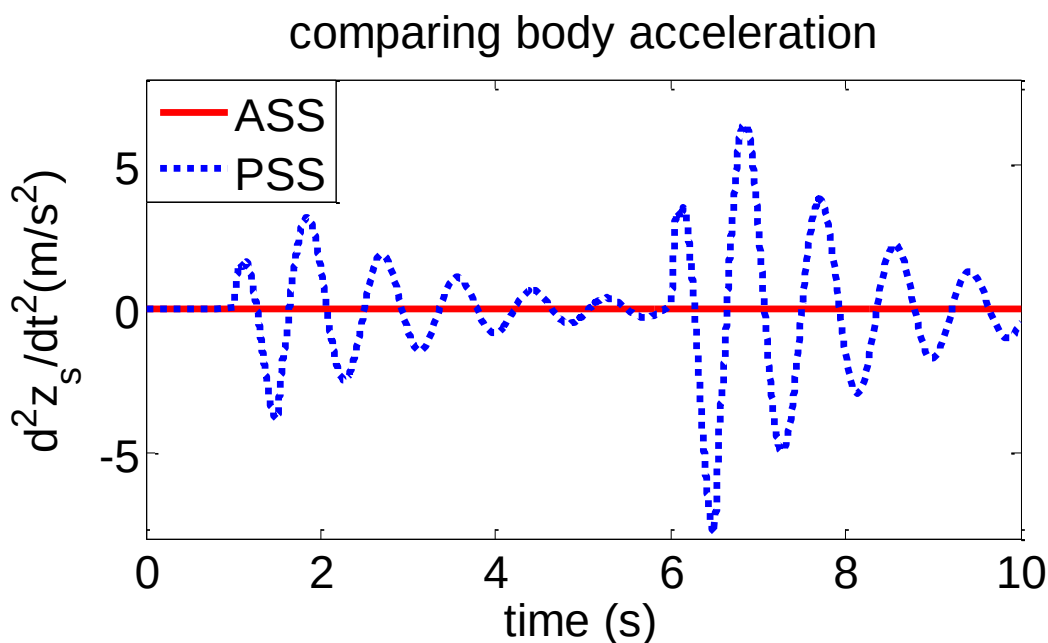
شکل 5-1: ناهمواری جاده



شکل 5-2: مقایسه جابه‌جایی عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق فعال و غیرفعال

کنترل تطبیقی امپدانس سیستم تعلیق فعال عملکرد خوبی در مقایسه با سیستم تعلیق غیرفعال نشان می‌دهد. شکل 2-5 تایید می‌کند که جابه‌جایی بدنه در سیستم تعلیق فعال تقریباً صفر است در حالی که سیستم تعلیق غیرفعال در پاسخ به اولین و دومین دست‌انداز به ترتیب دارای نوسان با ماکزیمم دامنه 0/076 و 0/1534 متر است.

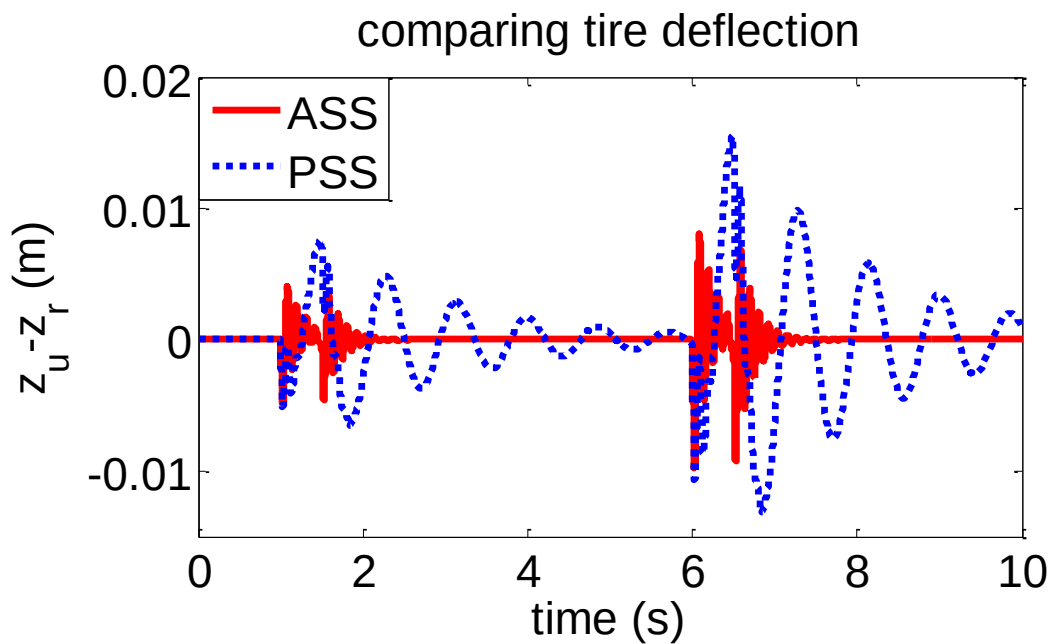
شتاب بدنه در سیستم تعلیق فعال در مقایسه با سیستم تعلیق غیرفعال تقریباً صفر است که راحتی مسافر را به همراه دارد و در شکل 3-5 آمده است. تغییر فرم لاستیک در سیستم تعلیق فعال در مقایسه با سیستم تعلیق غیرفعال دارای حداکثر دامنه کوچکتری است. اما نوسانات همانگونه که در شکل 4-5 نشان داده شده است، فقط همزمان با عبور از دست‌انداز وجود دارد. با این حال جابه‌جایی محور جرم غیرمعلق نسبت به جاده بعد از عبور از دست‌انداز صفر است که یک رانندگی ایده‌آل را ارائه می‌دهد.



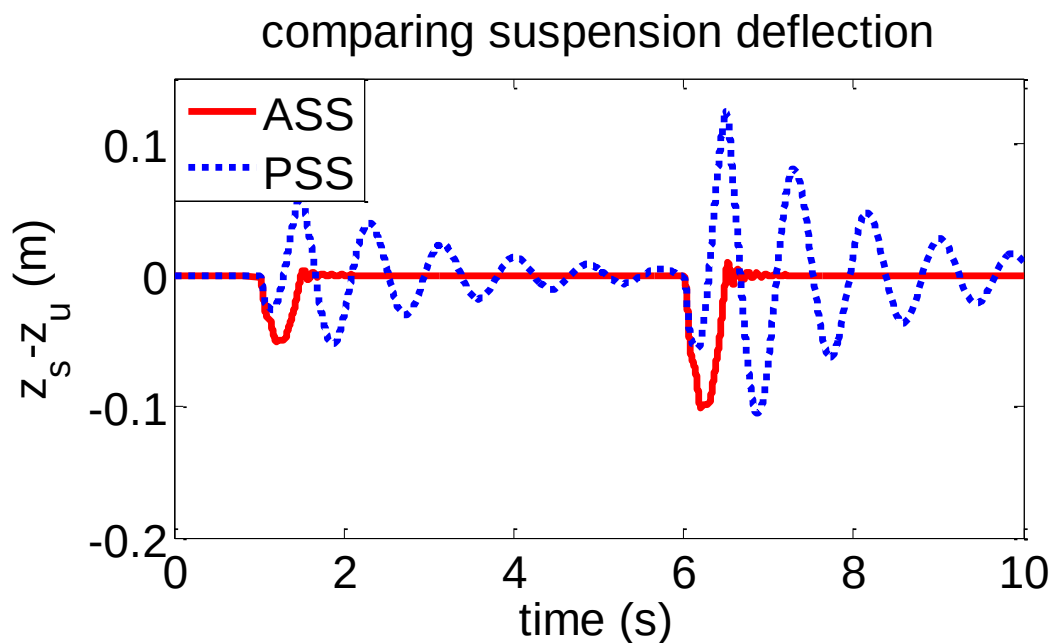
شکل 3-5: مقایسه شتاب عمودی بدنه خودرو در سیستم

تعليق فعال و غيرفعال

تغيير دامنه سيستم تعليق در سيستم تعليق فعال همانگونه كه در شكل 5-5 نمايش داده شده است، از حداكثر دامنه كوچكترى در مقايسه با سيستم تعليق غيرفعال برخوردار است و بعد از عبور از دستانداز به صفر مى‌رسد كه راحتى مطلوب سرنشين را در پى دارد.

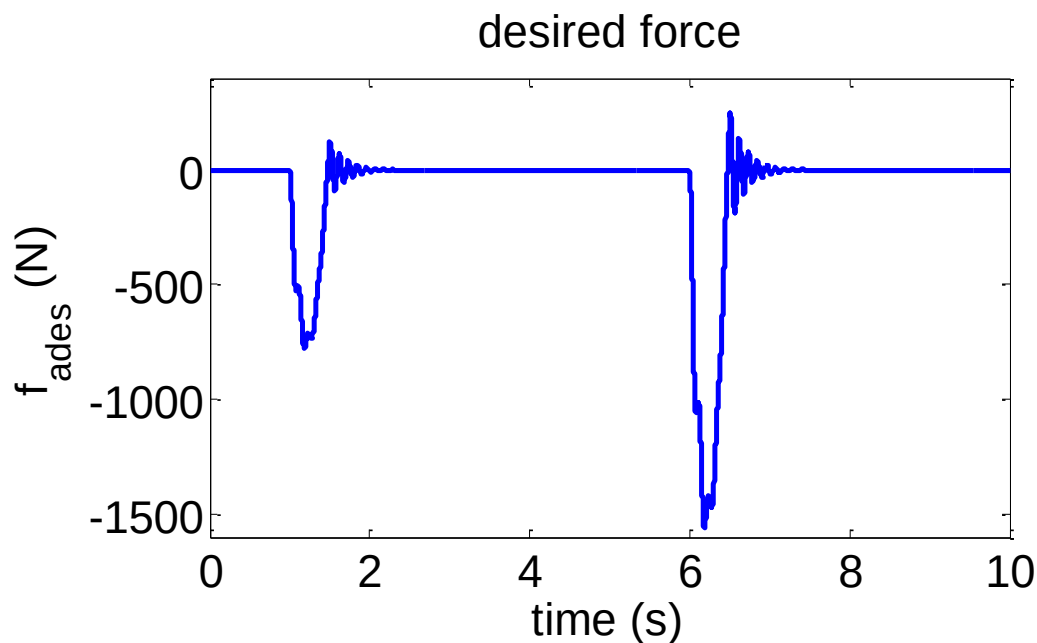


شكل 4-5: مقايسه جابه‌جايى محور جرم غيرمعلق نسبت به جاده در سيستم تعليق فعال و غيرفعال



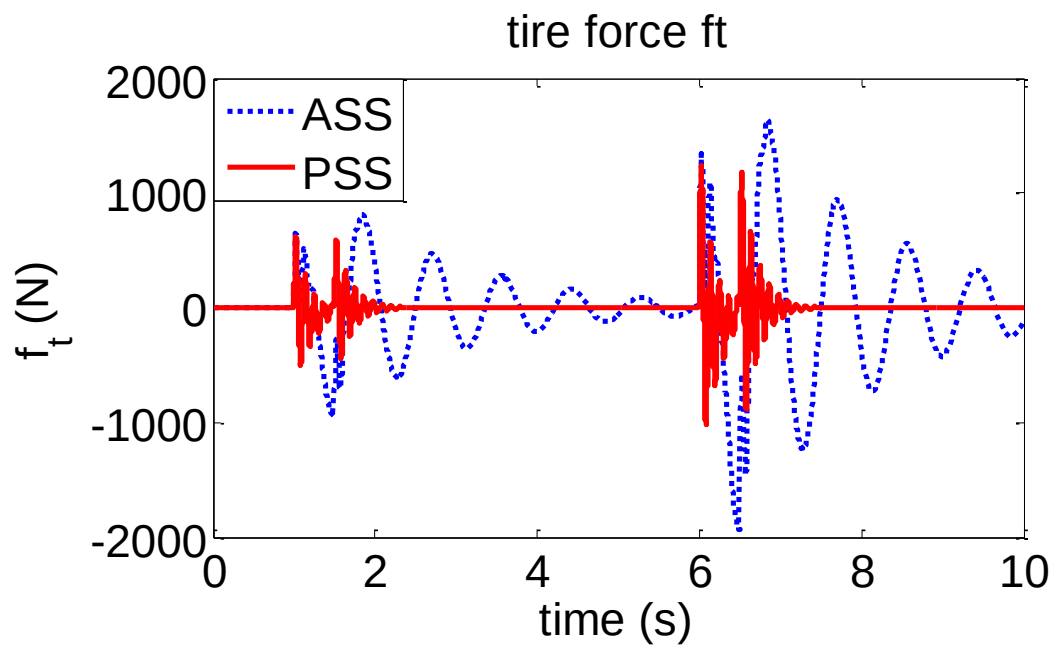
شکل 5-5: مقایسه تغییرات دامنه سیستم تعلیق در سیستم تعلیق فعال و غیرفعال

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. نیروی محرک مطلوب حاصل از طراحی کنترل کننده تطبیقی در شکل 5-6 نشان داده شده است. ماکزیمم نیروی تولیدی برای اولین و دومین دست‌انداز به ترتیب برابر با $779/4$ - و $1558/6$ - نیوتن می‌باشد که کمتر از حداکثر نیروی مجاز فرض شده تولیدی محرک می‌باشد.

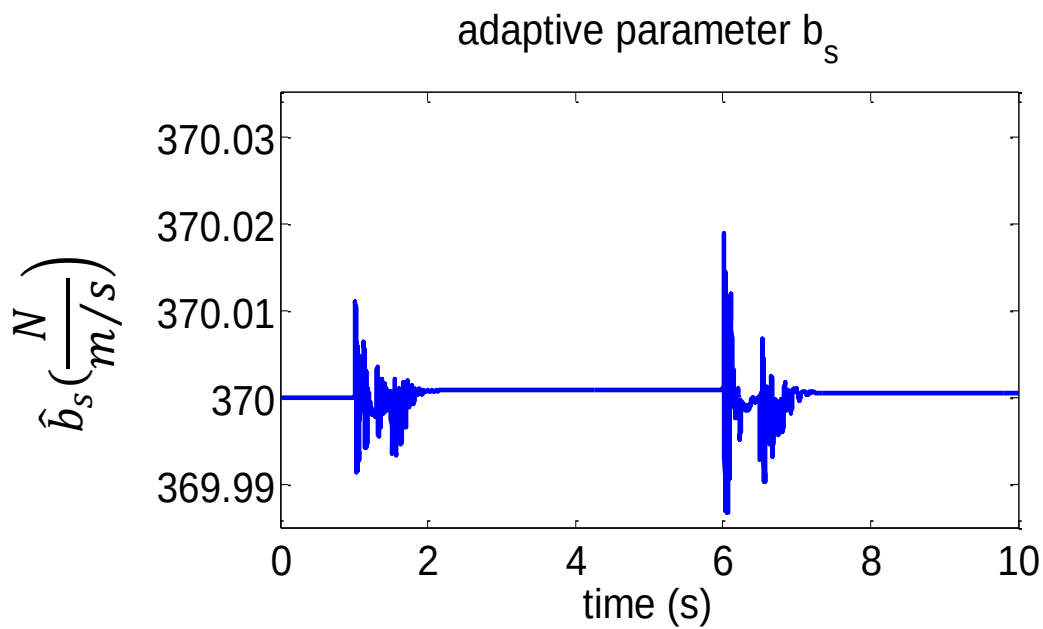


شکل 5-6: نیروی مطلوب حاصل از طراحی کنترل کننده تطبیقی

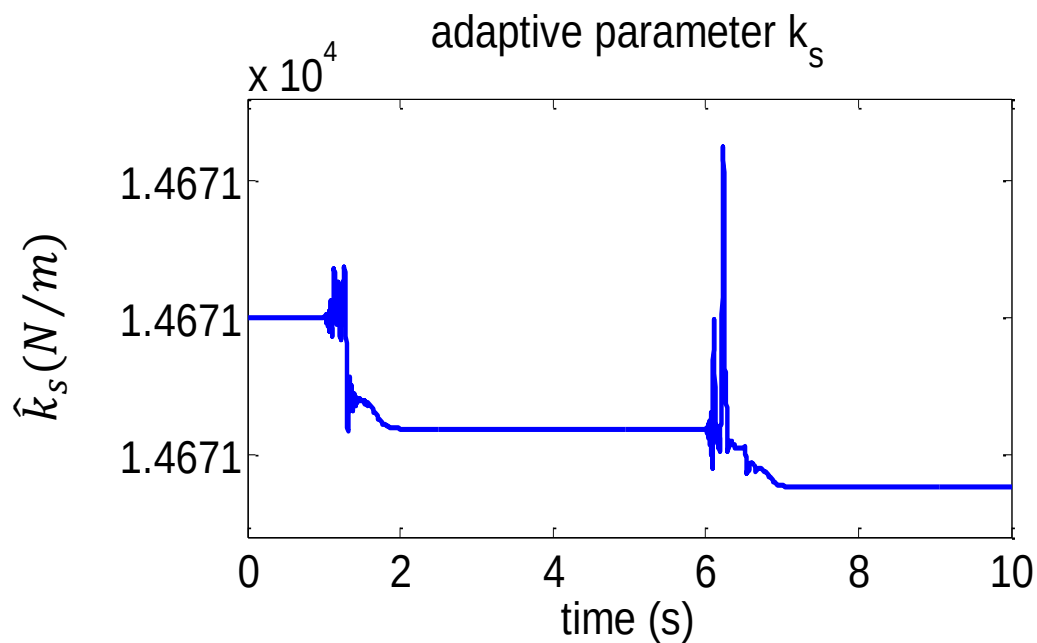
بیشترین نیروی تایلر f_t برای سیستم تعلیق فعال در شکل 5-7 در هنگام عبور از دست‌انداز اول و دوم به ترتیب برابر با 618/2 و 1236/25 نیوتن است که در مقایسه با سیستم تعلیق غیرفعال عملکرد بسیار مطلوبی دارد. پارامترهای تطبیق در شکل 5-8 تا شکل 5-10 آمده است که همگی به مقادیر ثابت همگرا شده‌اند. بنابراین می‌توان دید که تمام سیگنال‌ها محدود هستند و روش کنترلی پیشنهادی در حضور عدم قطعیت پارامتری عملکرد خوبی دارد.



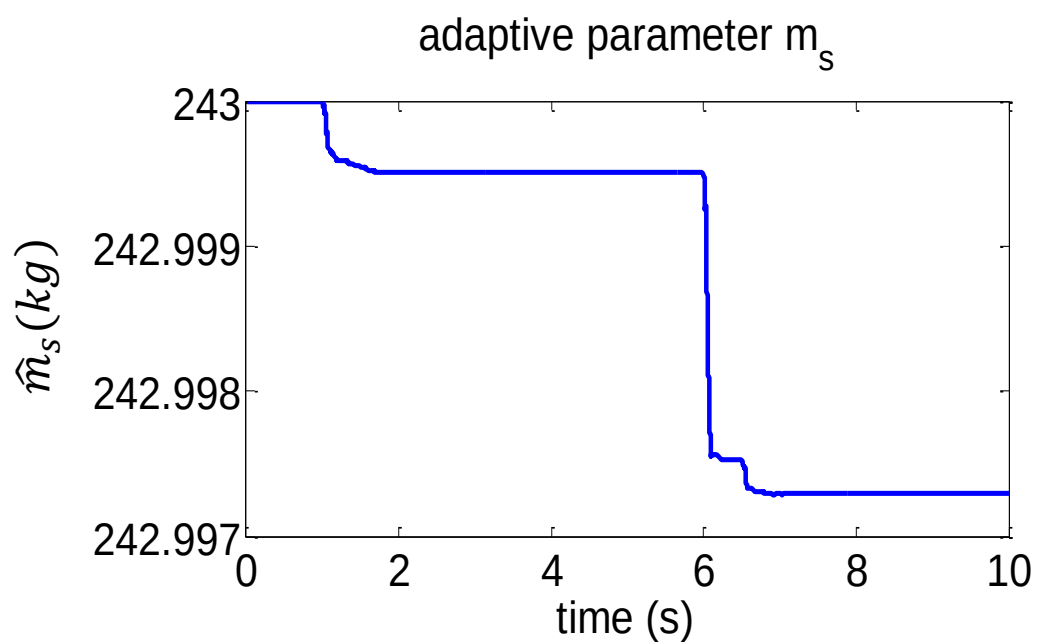
شکل 5-7: نیروی تایر



شکل 5-8: پارامتر تطبیق b_s



شکل 5-9: پارامتر تطبیق k_s

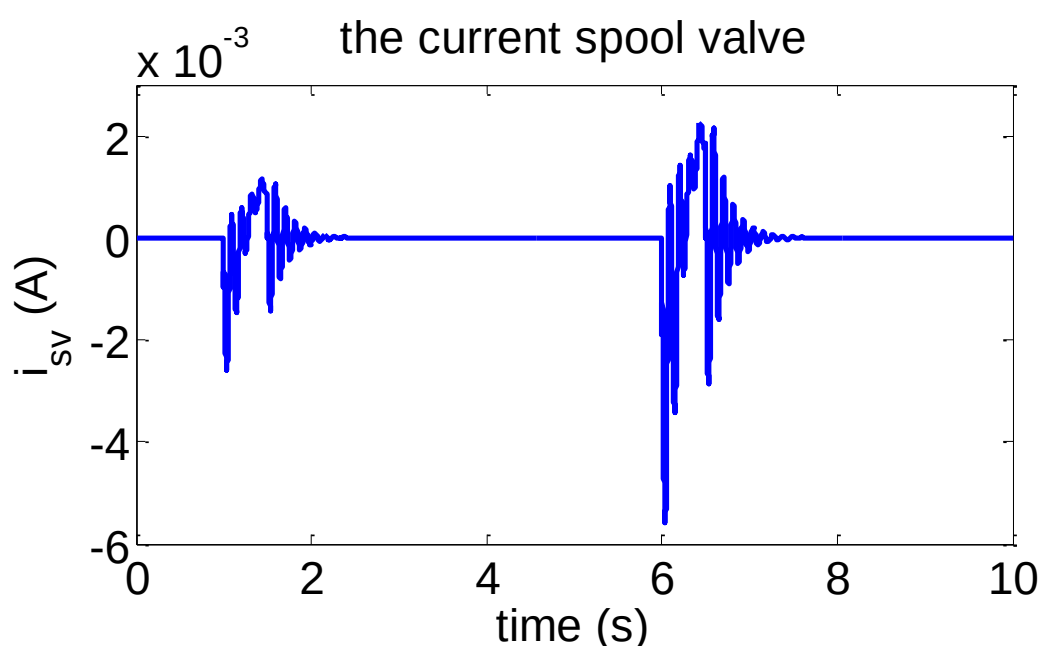


شکل 5-10: پارامتر تطبیق m_s

4-5- طراحی و شبیه سازی کنترل کننده ردیابی نیرو:

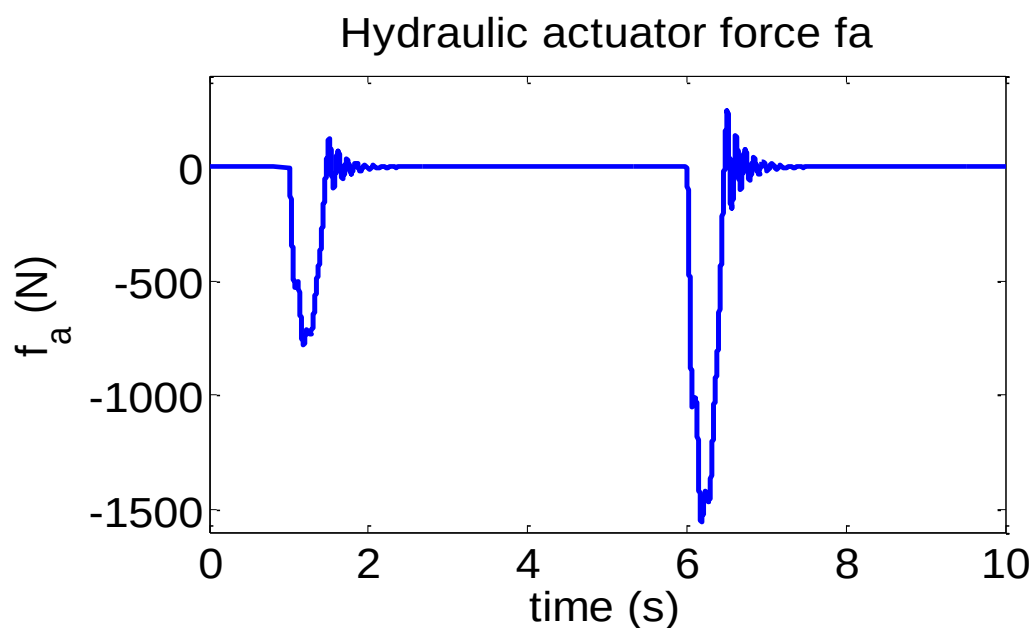
در کنترل کننده تناسبی-انتگرالی ضرایب $k_1 = 0.13$ و $k_2 =$

128.13 انتخاب شده اند. فرض شده است که $i_{sv,max}$ ماکزیمم جریان ورودی به شیر تیغه‌ای به مقدار 0/01 آمپر محدود است [9]. جریان ورودی شیر سوزنی رفتار مناسبی دارد که در شکل 5-11 نشان داده شده است. ماکزیمم جریان متناظر با اولین و دومین دست‌انداز به ترتیب 0/00259- و 0/00559- آمپر است که کمتر از حداکثر جریان مجاز فرض شده شیر سوزنی است.

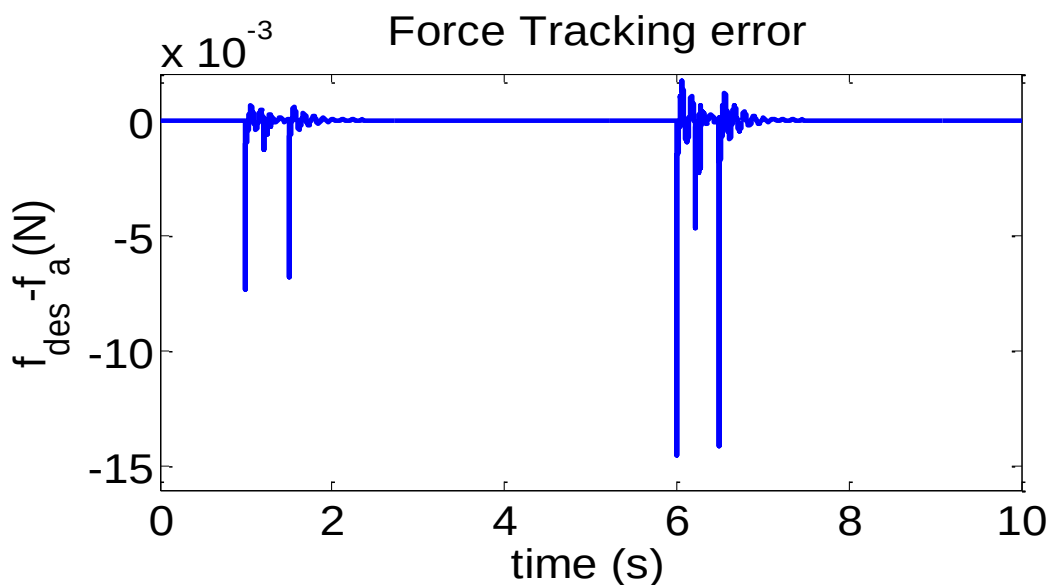


شکل 5-11: جریان ورودی شیر سیستم تعلیق فعال
تغییر دامنه سیستم تعلیق در سیستم تعلیق فعال همانگونه که در شکل 6-5 نمایش داده شده است نسبت به سیستم تعلیق غیرفعال بیشتر نمی‌شود و بعد از عبور از دست‌انداز صفر می‌شود. نیروی محرک هیدرولیکی f_a در شکل 5-12 نشان داده شده است. ماکزیمم نیروی تولیدی برای اولین و دومین دست‌انداز به ترتیب برابر با 779/51- و 1559/08- نیوتن می‌باشد که برابر با نیروی مطلوب تولید شده توسط کنترل کننده تطبیقی است و کمتر از حداکثر نیروی مجاز فرض شده تولیدی محرک می‌باشد. خطای ردیابی کنترل کننده تناسبی-

انتگرالی در شکل 5-13 آمده است. با توجه به کوچک و محدود بودن خطای ردیابی در مقایسه با قدرمطلق حداکثر مقدار نیروی تولیدی محرک، که نزدیک به 1500 نیوتن است، عملکرد کنترل کننده حلقه داخلی بسیار مطلوب و قابل قبول می‌باشد.



شکل 5-12: نیروی محرک هیدرولیکی



شکل 5-13: خطای ردیابی کنترل کننده داخلی

فصل ششم : کنترل فازی تطبیقی مستقیم سیستم تعلیق فعال خودرو

6-1 مقدمه :

کنترل فازی به دلیل سادگی طراحی و غلبه بر عدم قطعیتها توجه دانشمندان بسیاری را به خود جلب نموده 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 [24]. این روش آسان با قابلیت‌های انکار ناپذیر وابسته به مدل نبوده و از این جهت در بسیاری از کارهای تحقیقاتی مورد استفاده قرار گرفته است [25، 26]. یک ویژگی مهم و اساسی سیستم‌های فازی آن است که سیستم فازی قادر است به عنوان تقریبگر عمومی برای تقریب هر تابع غیرخطی، نامعین و همراه با عدم قطعیت به کار رود. به همین دلیل بسیاری از روش‌های کنترلی از این قابلیت سیستم فازی بهره مند شده‌اند [27-29]. از این توانایی سیستم‌های فازی، در کنترل کننده‌های فازی تطبیقی به طور موثری استفاده می‌شود. کنترل کننده‌ی فازی تطبیقی قابلیت تطبیق با تغییر در محیط و عدم قطعیت در مدل را دارد. کنترل ردگیری ربات با عدم قطعیت در مدل با استفاده از روش فازی تطبیقی انجام شده است [30]. با این حال عملکرد ردیابی کنترل فازی تطبیقی شدیداً وابسته به طراحی، شرایط اولیه و خطای تقریب سیستم فازی است. علاوه بر این تحلیل پایداری و همگرایی به دلیل ساختار پیچیده سیستم فازی با مشکلاتی همراه است. بکارگیری روش مستقیم لیاپانوف برای طراحی و تحلیل کنترل کننده‌ی فازی تطبیقی با موفقیت همراه است. هر سیستم کنترل، حداقل دارای یک سیستم تحت کنترل و یک کنترل کننده می‌باشد. بنابراین دانش بشری درباره یک سیستم کنترل می‌تواند به دو دسته دانش سیستمی و دانش کنترلی تقسیم شود. از اینرو کنترل کننده فازی تطبیقی به دو بخش فازی تطبیقی مستقیم و فازی تطبیقی غیرمستقیم تقسیم می‌شوند. در کنترل کننده فازی تطبیقی مستقیم کنترل کننده فازی تنها یک سیستم فازی می‌باشد که در

ابتدا از دانش کنترلی ساخته می‌شود. کنترل کننده‌ی فازی تطبیقی مستقیم با استفاده از روش مستقیم لیاپانوف برای تضمین پایداری و همگرایی خطای ردیابی مطرح شده است [31]. کنترل کننده فازی تطبیقی مستقیم بر روی ربات با استفاده از راهبرد کنترل ولتاژ اعمال شده است [32]. در ادامه به طراحی کنترل کننده فازی تطبیقی مستقیم برای سیستم تعلیق می‌پردازیم:

6-2- طراحی کنترل کننده فازی تطبیقی مستقیم

برای طراحی سیستم کنترل ابتدا تلاش می‌کنیم اثر ضریب ورودی را حذف نماییم و سپس قانون کنترل را ارائه نماییم. بر مبنای مدل دینامیکی سیستم تعلیق (1-2) می‌توان نوشت:

$$\ddot{z}_s = -b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) + f_a + (1 - m_s)\ddot{z}_s \quad 1-6$$

که تنها $\ddot{z}_s$ به مدل سیستم تعلیق (1-2) اضافه و کم شده است. بنابراین:

$$\ddot{z}_s = \eta + f_a \quad 2-6$$

$$\eta = -b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) + (1 - m_s)\ddot{z}_s \quad 3-6$$

برای طراحی سیستم کنترل فازی تطبیقی مستقیم، در ابتدا لازم است بنابر دانش کنترلی یک کنترل کننده فازی طراحی نماییم. جابه‌جایی بدنه z_s و مشتق آن $\dot{z}_s$ ورودی‌های سیستم فازی و نیروی محرک را به عنوان خروجی آن در نظر می‌گیریم. اگر 3 تابع تعلق برای هر ورودی فازی در نظر گرفته شود، فضای کنترل با 9 قانون فازی پوشش داده

می‌شود. قوانین فازی زبانی به فرم ممدانی بدین صورت نوشته شده‌اند.

Rule l: If z_s is A_l and $\dot{z}_s$ is B_l Then $\hat{f}_a$ is C_l 4-6

Rule l قانون l ام را برای $l = 1, \dots, 9$ تعیین می‌نماید. B_l, A_l و C_l توابع تعلق فازی مربوط به $\dot{z}_s, z_s$ و f_a هستند. سه تابع تعلق Z, P و N برای متغیر ورودی z_s مطابق شکل 1-6 در نظر گرفته شده است. این توابع تعلق با توابع ریاضی (5-6) تا (7-6) 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.

$$\mu_P(z_s) = \left\{ \begin{array}{ll} 0 & z_s \leq 0 \\ 2 \left(\frac{z_s}{0/02} \right)^2 & 0 \leq z_s \leq \frac{0/02}{2} \\ 1 - 2 \left(\frac{z_s - 0/02}{0/02} \right)^2 & \frac{0/02}{2} \leq z_s \leq 0/02 \\ 1 & z_s \geq 0/02 \end{array} \right\} \quad 5-6$$

$$\mu_N(z_s) = \left\{ \begin{array}{ll} 1 & z_s \leq -0/02 \\ 1 - 2 \left(\frac{z_s + 0/02}{0/02} \right)^2 & -0/02 \leq z_s \leq \frac{-0/02}{2} \\ 2 \left(\frac{z_s}{0/02} \right)^2 & \frac{-0/02}{2} \leq z_s \leq 0 \\ 0 & z_s \geq 0 \end{array} \right\} \quad 6-6$$

$$\mu_Z(z_s) = \exp \left[-\frac{(z_s - \bar{z}_s^l)^2}{2\sigma^2} \right], \sigma = 0/0066 \quad 7-6$$

توابع تعلق $\hat{z}_s$ را نیز مشابه با z_s انتخاب می‌نماییم /
توابع تعلق متغیر خروجی f_a به صورت زیر با توابع گوسین
تعریف می‌شود:

$$\mu_{C_l}(f_a) = \exp \left[-\frac{(f_a - \hat{y}^l)^2}{2\sigma^2} \right] \quad 8-6$$

که در آن $\hat{y}^l$ مرکز C_l است/

با استفاده از روابط فوق، قوانین فازی در جدول 1-6
نوشته شده است.

جدول 1-6: قوانین فازی

Rule l	1	2	3	4	5	6	7	8	9
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

اگر از موتور استنتاج فازی ممدانی، فازی ساز منفرد و غیر فازی ساز میانگین مراکز استفاده شود، [23]، جهت کنترل سیستم (2-6) می توان قانون کنترل فازی تطبیقی مستقیم زیر را پیشنهاد نمود:.

$$f_a = \sum_{l=1}^9 \hat{y}_l \xi_l(z_s, \dot{z}_s) = \hat{y}^T \xi(z_s, \dot{z}_s) \quad 9-6$$

که در آن $\xi = [\xi_1 \dots \xi_9]^T$ و ξ_l عبارتست از:

$$\xi_l = \frac{\mu_{A_l}(z_s) \mu_{B_l}(\dot{z}_s)}{\sum_{l=1}^9 \mu_{A_l}(z_s) \mu_{B_l}(\dot{z}_s)} \quad 10-6$$

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

با افزودن کنترل کننده فازی (9-6) به سیستم (2-6) خواهیم داشت:

$$\ddot{z}_s = \eta + \hat{y}^T \xi(z_s, \dot{z}_s) \quad 11-6$$

$\bar{y}$ تخمین $\bar{y}$ است که در ادامه تعریف خواهد شد. با توجه به ویژگی تقریبزنی سیستم های فازی می توان نوشت:

$$\ddot{z}_{sd} + k_d(\dot{z}_{sd} - \dot{z}_s) + k_p(z_{sd} - z_s) = \eta + \bar{y}^T \xi(z_s, \dot{z}_s) + \gamma_c \quad 12-6$$

که در آن γ_c خطای تقریب سیستم فازی و k_d و k_p پارامترهای مثبت طراحی کنترل کننده هستند. با کم کردن دو طرف رابطه (11-6) و (12-6) داریم:

$$\ddot{z}_{sd} - \ddot{z}_s + k_d(\dot{z}_{sd} - \dot{z}_s) + k_p(z_{sd} - z_s) = (\bar{y} - \hat{y})^T \xi(z_s, \dot{z}_s) + \gamma_c \quad 13-6$$

که با توجه به اینکه $z_{zd} = 0$ است، داریم:

$$\ddot{z}_s = -k_d \dot{z}_s - k_p z_s + (\hat{y} - \bar{y})^T \xi - \gamma_c \quad 14-6$$

با انتخاب متغیرهای حالت $x_1 = z_s$ و $x_2 = \dot{z}_s$ رابطه (14-6) را در فضای حالت بازنویسی می‌کنیم:

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad 15-6$$

$$\dot{x}_2 = -k_p x_1 - k_d x_2 + (\hat{y} - \bar{y})^T \xi - \gamma_c$$

$$\dot{X} = AX + BW \quad 16-6$$

که در آن :

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -k_p & -k_d \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}, X = [x_1 \ x_2]^T, W = (\hat{y} - \bar{y})^T \xi - \gamma_c \quad 17-6$$

برای دستیابی به مکانیزم تطبیق به گونه‌ای که خطا همگرا شود، تابع مثبت معین به صورت زیر پیشنهاد می‌شود:

$$V(x) = X^T S X + \frac{1}{2\alpha_c} (\hat{y} - \bar{y})^T (\hat{y} - \bar{y}) \quad 18-6$$

در رابطه (18-6)، α_c یک مقدار ثابت بزرگتر از صفر را دارد که انتخاب آن دست طراح است و ماتریس S مثبت معین متقارن می‌باشد که در معادله‌ی ماتریسی لیاپانوف زیر صدق می‌کند.

$$A^T S + S A = -Q \quad 19-6$$

در این رابطه Q یک ماتریس مثبت معین متقارن است.

با استفاده از روابط (16-6) تا (19-6)، $\dot{V}(x)$ به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{V}(x) = -X^T Q X + (\hat{y} - \bar{y})^T \left(2X^T S B \xi + \frac{1}{\alpha_c} \dot{\hat{y}} \right) - 2X^T S B \gamma_c \quad 20-6$$

چنان که می‌دانیم جمله اول در رابطه (20-6) 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 برای $\hat{y}$ به صورت زیر بدست آید:

$$\dot{\hat{y}} = -2\alpha_c X^T S B \xi \quad 21-6$$

در نتیجه اعمال رابطه (21-6) به (20-6) بدست می‌آید:

$$\dot{V}(x) = -X^T Q X - 2X^T S B \gamma_c \quad 22-6$$

در نتیجه پارامترهای تطبیق بدین صورت بدست می‌آید:

$$\hat{y} = - \int_0^t 2\alpha_c X^T S B \xi \, dt + \hat{y}(0) \quad 23-6$$

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

$$-2X^T S B \gamma_c < X^T Q X \quad 24-6$$

با در نظر گرفتن:

$$\lambda_{\min}(Q) \cdot \|X\|^2 \leq X^T Q X \leq \lambda_{\max}(Q) \|X\|^2 \quad 25-6$$

که $\lambda_{\min}(Q)$ و $\lambda_{\max}(Q)$ حداقل و حداکثر مقادیر ویژه ماتریس Q هستند. برای تضمین (24-6) کافی است:

$$-2X^T S B \gamma_c < \lambda_{\min}(Q) \cdot \|X\|^2 \quad 26-6$$

با توجه به نامساوی شوارتز داریم:

$$-2X^T S B \gamma_c < 2\|X\| \cdot \|S \cdot B\| \cdot |\gamma_c| \quad 27-6$$

اگر داشته باشیم:

$$2\|X\| \cdot \|S.B\| \cdot |\gamma_c| < \lambda_{\min}(Q) \cdot \|X\|^2 \quad 28-6$$

نامساوی $\dot{V} < 0$ تضمین می‌شود. در نتیجه تا زمانی که رابطه فوق برقرار باشد $z_s \rightarrow z_{sd}$ میل می‌کند. یا به عبارت دیگر می‌توان گفت خطا وارد یک فضای کروی محدود به شعاع $2\|S.B\| \cdot |\gamma_c| / \lambda_{\min}(Q)$ می‌شود.

بنابراین با توجه به برقراری رابطه‌ی (24-6) می‌توان نتیجه گرفت که V کاهش می‌یابد و در نتیجه آن هدف کنترلی محقق می‌گردد و پایداری سیستم اثبات می‌شود.

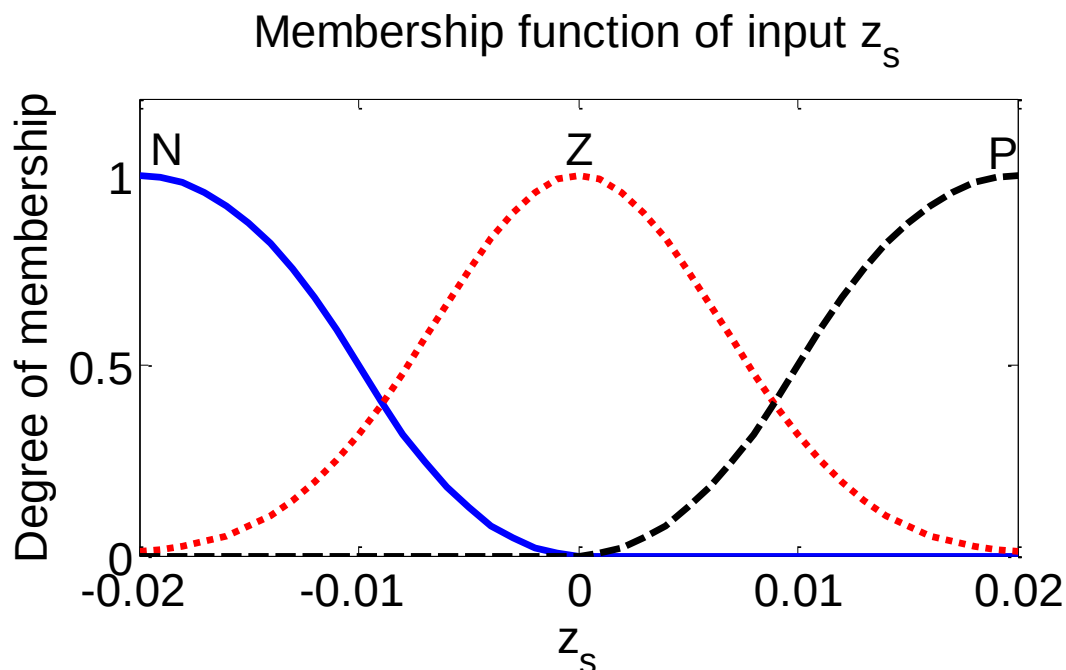
3-6- شبیه‌سازی کنترل‌کننده فازی تطبیقی مستقیم

مقادیر مربوط به پارامترهای سیستم تعلیق و محرکه‌ی هیدرولیکی در جدول 1-5 آمده است. در این بخش جابه‌جایی مطلوب بدنه صفر در نظر گرفته شده است. ناهمواری جاده را مانند رابطه (22-5) در نظر می‌گیریم که در آن $u(t)$ تابع پله واحد است. در شکل 1-5 ناهمواری جاده شبیه‌سازی شده نشان داده شد.

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

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -11 & -6 \end{bmatrix}, \quad Q = \begin{bmatrix} 20000 & 0 \\ 0 & 20000 \end{bmatrix}, \quad \alpha_c = 800, \quad \hat{p}(0) = 0 \quad 29-6$$

در شبیه‌سازی با انتخاب ماتریس Q مطابق فوق، ماتریس S را با استفاده از معادله لیاپانوف بیان شده در رابطه (19-6) محاسبه می‌کنیم.

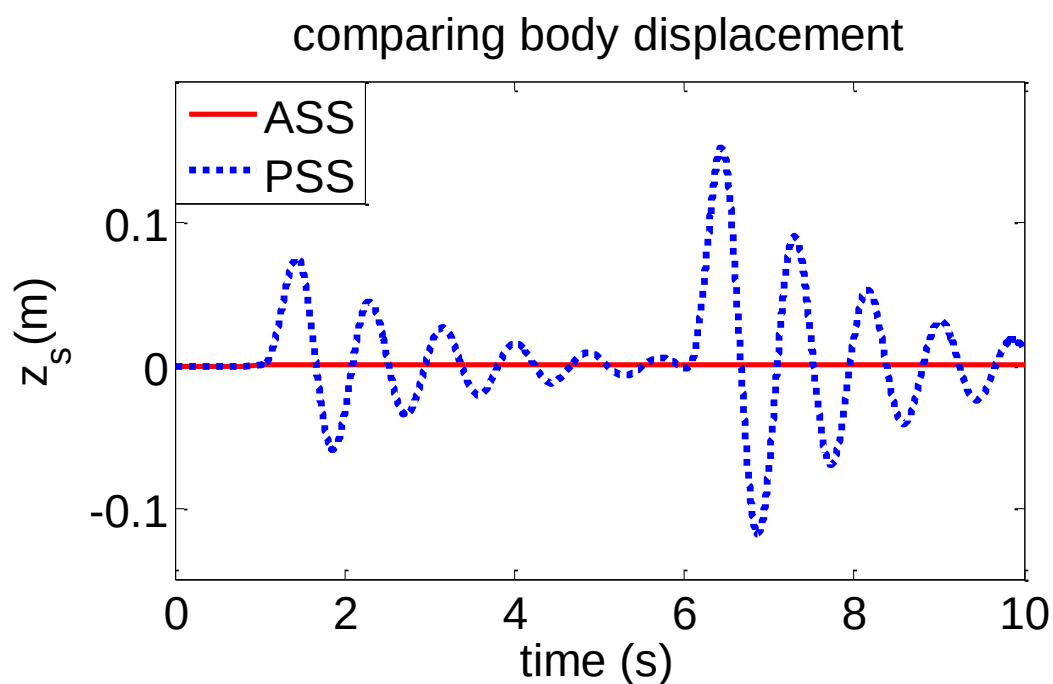


شکل 6-1: توابع تعلق ورودی z_s

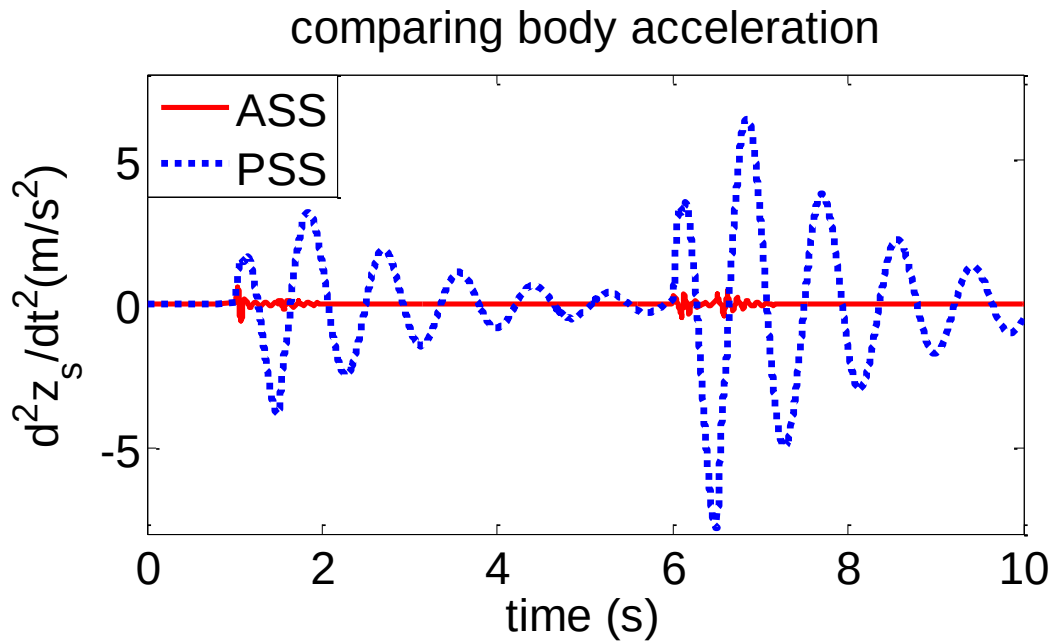
در این فصل به بررسی عملکرد کنترلکننده با اعمال ناهمواری جاده می‌پردازیم که در این بررسی ناهمواری جاده را به ترتیب با دو دست‌انداز با دامنه‌های 0/05 و 0/1 مدل می‌کنیم. سیستم تعلیق فعال و سیستم تعلیق غیرفعال در جابه‌جایی عمودی بدنه، شتاب عمودی بدنه، تغییر فرم لاستیک و تغییر دامنه سیستم تعلیق مقایسه شده‌اند که به ترتیب در شکل 6-2 تا شکل 6-5 نشان داده شده است.

شکل 6-2 تایید می‌کند که جابه‌جایی بدنه در سیستم تعلیق فعال تقریباً صفر است در حالی که سیستم تعلیق غیرفعال در پاسخ به اولین و دومین دست‌انداز، به ترتیب دارای نوسان با مقدار ماکزیمم 0/076 و 0/1534 متر است. همچنین شتاب بدنه در سیستم تعلیق فعال دارای ماکزیمم

مقدار $-0/6014$ و $-0/468$ در پاسخ به اولین و دومین دست-انداز به ترتیب است، که ارائه راحتی مسافر بسیار بالا را به همراه دارد در حالی که سیستم تعلیق غیرفعال از شتابی برابر با $-3/816$ و $-7/789$ به ترتیب در پاسخ به اولین و دومین دست‌انداز برخوردار است که در شکل 3-6 نمایش داده می‌شود.

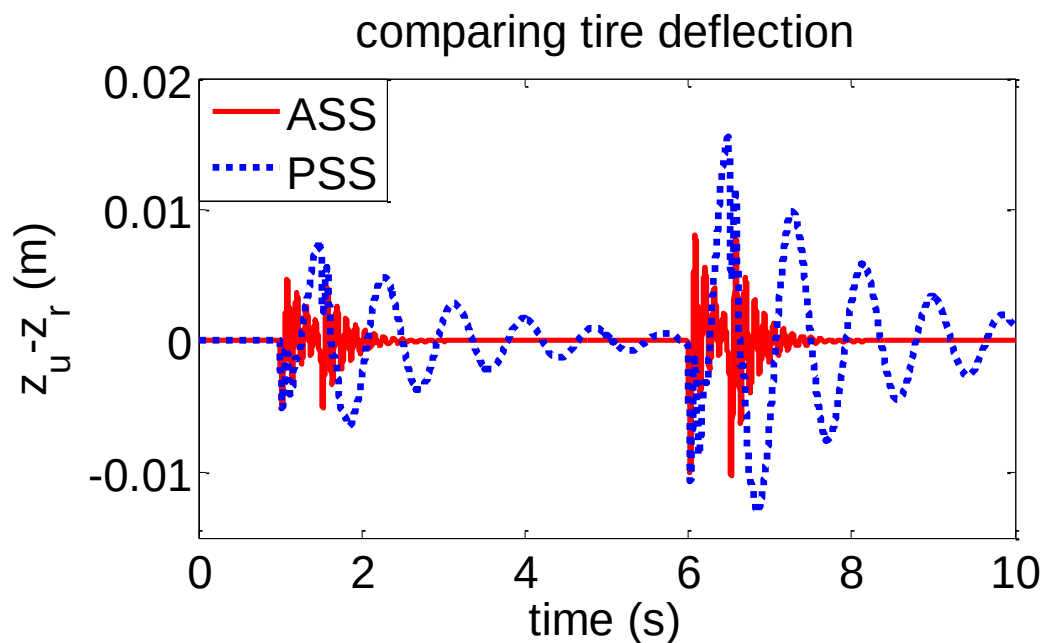


شکل 3-6: مقایسه جابه‌جایی عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق فعال و غیرفعال



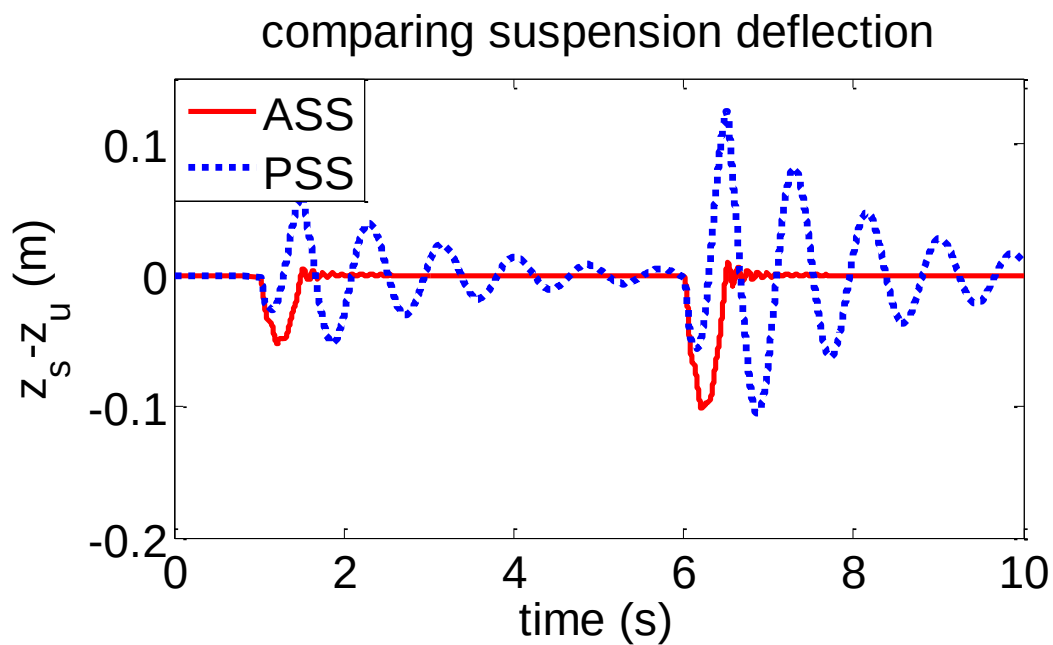
شکل 6-3: مقایسه شتاب عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق فعال و غیرفعال

جابه‌جایی محور جرم غیرمعلق نسبت به جاده در سیستم تعلیق فعال همانگونه که در شکل 6-4 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 فعال همانگونه که در شکل 6-5 نمایش داده شده است نسبت به سیستم تعلیق غیرفعال بیشتر نمی‌شود و بعد از عبور از دست‌انداز صفر می‌شود.

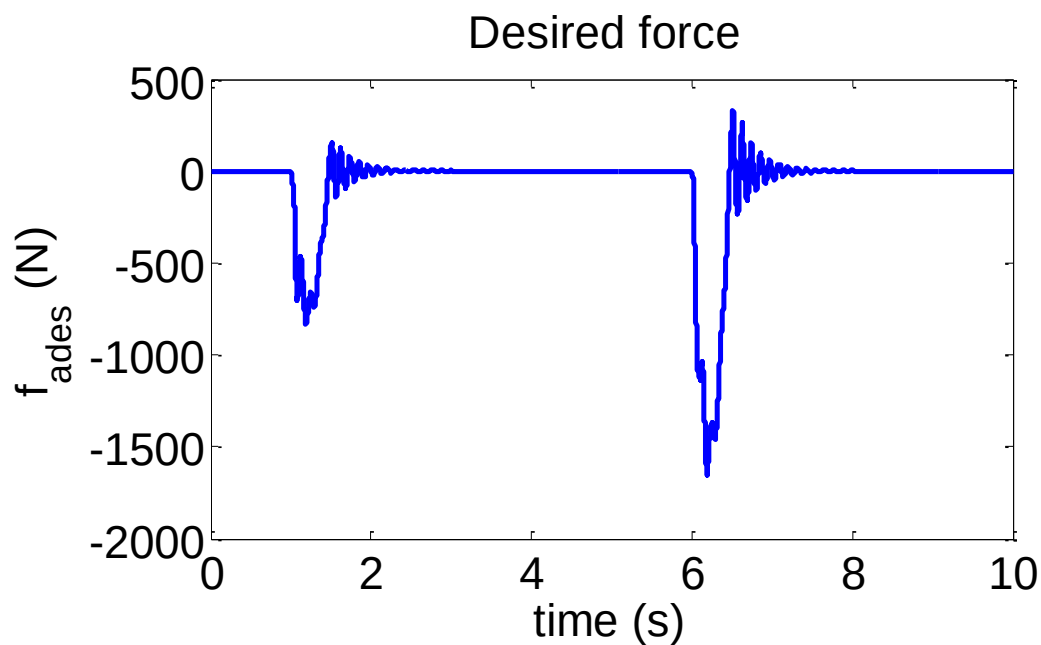


شکل 4-6: مقایسه جابه‌جایی محور جرم غیرمعلق نسبت به جاده در سیستم تعلیق فعال و غیرفعال

نیروی مطلوب حاصل از طراحی کنترل کننده فازی تطبیقی مستقیم در شکل 6-6 نشان داده شده است. ماکزیمم نیروی تولیدی آن برای اولین و دومین دست‌انداز به ترتیب برابر با 837- و 1650- نیوتن می‌باشد که در مقایسه با حداکثر نیروی مجاز تولیدی توسط محرک هیدرولیکی که برابر با 3465 نیوتن فرض شده است قابل قبول است.

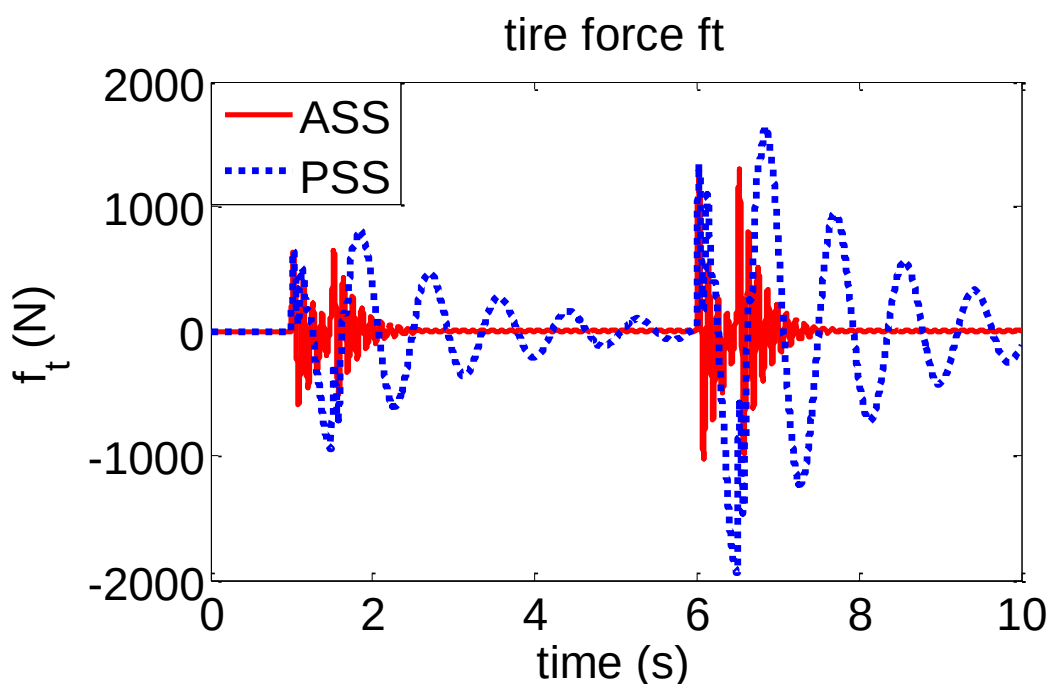


شکل 5-6: مقایسه تغییرات دامنه سیستم تعلیق در سیستم تعلیق فعال و غیرفعال



شکل 6-6: نیروی مطلوب

نیروی تایر f_t همانگونه که در شکل 6-7 نشان داده شده است، بیشترین مقدار آن در هنگام عبور از دستانداز اول و دوم به ترتیب برابر با $643/6$ و $1303/99$ نیوتن برای سیستم تعلیق فعال است که در مقایسه با سیستم تعلیق غیر فعال عملکرد مطلوبی دارد. سرانجام در شکل 6-8 همگرایی پارامترهای تطبیق نمایش داده شده است. بنابراین می‌توان دید که تمام سیگنال‌ها محدود هستند و روش کنترلی پیشنهادی در حضور عدم قطعیت‌ها عملکرد خوبی را از خود نشان داده است.

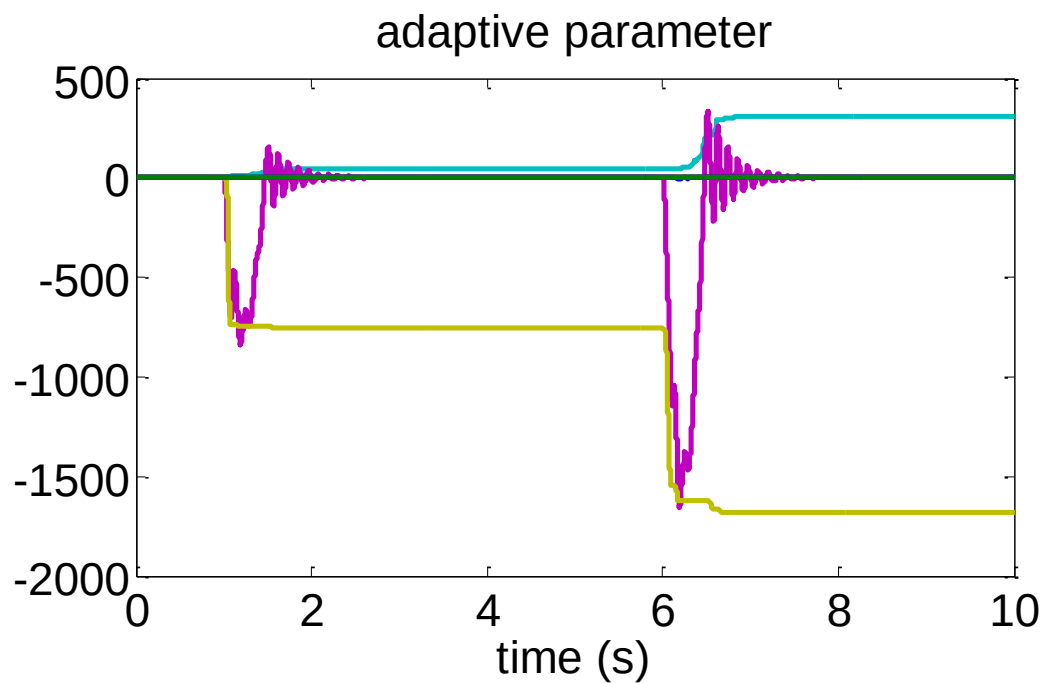


شکل 6-7: نیروی تایر

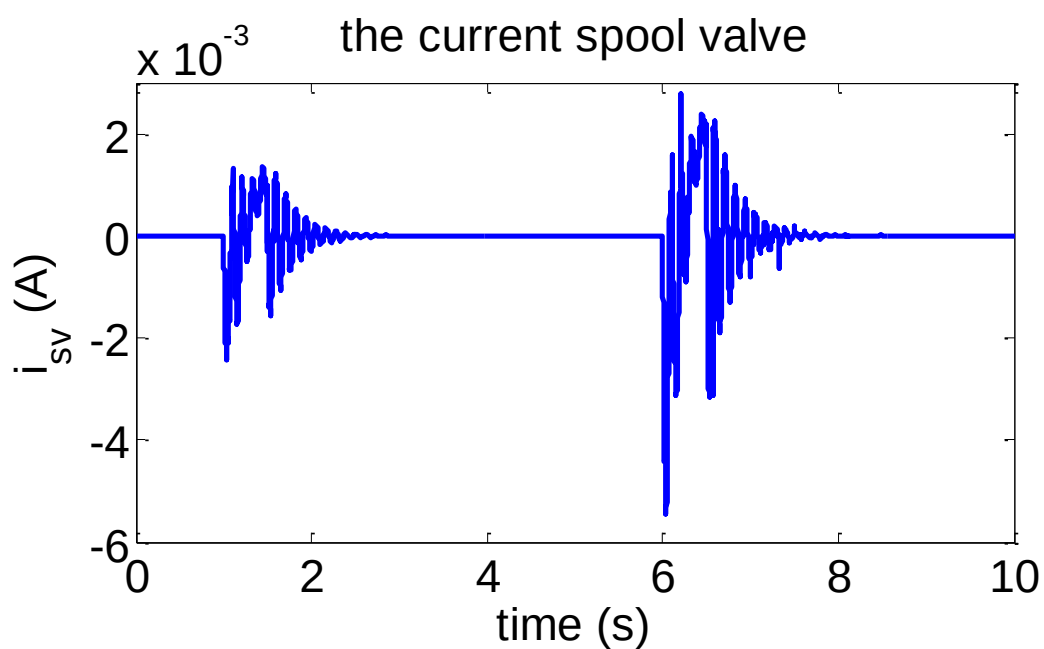
6-4- طراحی و شبیه‌سازی کنترل کننده ردیابی نیرو:

در کنترل کننده تناسبی-انتگرالی ضرایب $k_1 = 9$ و $k_2 = 2$ انتخاب شده است. جریان ورودی شیر سوزنی رفتار مناسبی

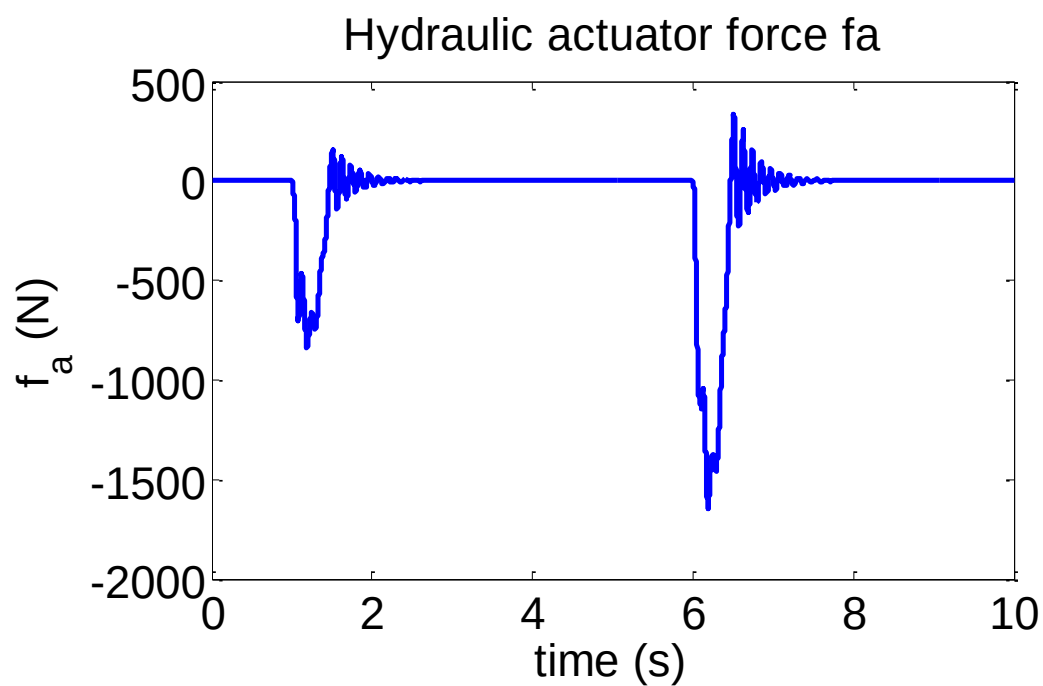
دارد که در شکل 6-9 نشان داده شده است. ماکزیمم جریان متناظر با اولین و دومین دستانداز به ترتیب 0/002419 و 0/005442 آمپر است که هر دو مقدار در مقایسه با حداکثر جریان مجاز شیر که برابر با 0/01 آمپر فرض شده است، قابل قبول می‌باشند. نیروی محرک هیدرولیکی f_a در شکل 6-10 نشان داده شده است. ماکزیمم نیروی تولیدی آن برای اولین و دومین دستانداز به ترتیب برابر با 837- و 1650- نیوتن می‌باشد که در مقایسه با حداکثر نیروی مجاز تولیدی توسط محرک هیدرولیکی که برابر با 3465 نیوتن فرض شده است قابل قبول و برابر با نیروی مطلوب است که بیانگر عملکرد خوب کنترل ردگیری می‌باشد. در شکل 6-11 خطای ردیابی نیروی مطلوب توسط کنترل کننده تناسبی-انتگرالی آمده است که دارای حداکثر مقدار 0/0002563 و 0/0005762 به ترتیب برای دست انداز اول و دوم است. با توجه به محدود بودن و بسیار ناچیز بودن خطای ردیابی کنترل کننده طراحی شده برای حلقه داخلی در مقایسه با قدر مطلق حداکثر نیروی تولیدی محرک، که نزدیک به 15000 نیوتن است، عملکرد کنترل کننده داخلی مطلوب و رضایت بخش است.



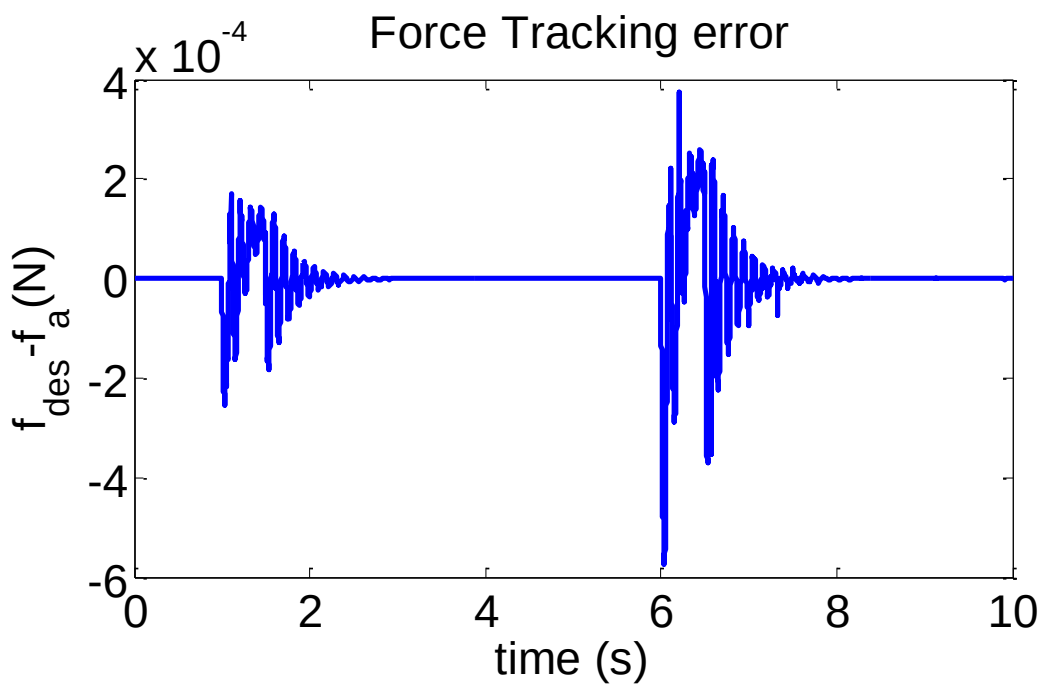
شکل 8-6: همگرایی پارامترهای $\hat{y}$



شکل 9-6: جریان ورودی شیر سیستم تعلیق فعال



شکل 6-10: نیروی محرک هیدرولیکی



شکل 6-11: خطای ردیابی کنترل کننده تناسبی-انتگرالی

فصل هفتم : کنترل فازی تطبیقی امیدانس غیرمستقیم سیستم تعلیق فعال خودرو

7-1- مقدمه :

همانگونه که در فصل قبل بیان شد، کنترل کننده های فازی تطبیقی به دو بخش فازی تطبیقی مستقیم و فازی تطبیقی غیرمستقیم می شوند. در کنترل فازی تطبیقی غیرمستقیم،

کنترل کننده فازی از تعدادی سیستم فازی تشکیل می‌شود که این سیستم‌های فازی در ابتدا از روی دانش سیستمی ساخته می‌شوند. روش کنترل فازی تطبیقی غیرمستقیم می‌تواند هر سیستم ناشناخته و غیرخطی را کنترل نماید ولی به صورت خاص از آنها برای سیستم‌های با ضریب ورودی متغیر استفاده می‌شود در حالی که در این موارد کنترل فازی تطبیقی مستقیم به درستی عمل نمی‌کند [31]. کنترل کننده فازی تطبیقی غیرمستقیم برای کنترل ربات پیشنهاد شده است [33]. همچنین روش ترکیبی فازی تطبیقی مستقیم و غیرمستقیم برای ربات معرفی شده است [34]. در سیستم تعلیق فعال با متغیرهای متغیر با زمان جرم بدنه و ضریب سختی لاستیک چرخ مواجه هستیم. بنابراین روش کنترل فازی تطبیقی غیرمستقیم از اهمیت و کاربرد ویژه‌ای برخوردار است. در این فصل به طراحی یک کنترل کننده امپدانس بر پایه کنترل فازی تطبیقی غیرمستقیم پرداخته، به طوری که امپدانس مطلوب در یک بازه‌ی فرکانسی معین محقق گردد. روش کنترل فازی تطبیقی غیرمستقیم را برای سیستم تعلیق فعال با در نظر گرفتن محرک هیدرولیک طراحی نموده و آن را تحلیل و شبیه‌سازی می‌نمایند. در نهایت پایداری سیستم کنترل ارائه می‌شود.

7-2- طراحی کنترل کننده فازی تطبیقی امپدانس غیرمستقیم:

با اضافه و کم کردن $\ddot{z}_s$ به رابطه (1-2) و مرتب سازی داریم:

$$\ddot{z}_s = -b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) + f_a + (1 - m_s)\ddot{z}_s \quad 1-7$$

جهت طراحی کنترل کننده فازی تطبیقی امپدانس غیر مستقیم، با در نظر گرفتن رابطه (1-7) داریم:

$$\ddot{z}_s = f_{zs} + f_a \quad 2-7$$

که در آن :

$$f_{zs} = -b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) + (1 - m_s)\ddot{z}_s \quad 3-7$$

می‌باشد. با در نظر گرفتن رابطه (2-7) قانون کنترل بدین صورت پیشنهاد می‌گردد:

$$\ddot{z}_{sd} + k_d(\dot{z}_{sd} - \dot{z}_s) + k_p(z_{sd} - z_s) = \hat{f}_{zs} + f_a \quad 4-7$$

که در آن z_{sd} جابه‌جایی مطلوب بدنه خودرو، $\hat{f}_{zs}$ تخمین f_{zs} ، k_p و k_d پارامترهای امپدانس مورد نظر جهت طراحی کنترل کننده می‌باشند.

با اعمال قانون کنترل (4-7) به سیستم (2-7)، سیستم حلقه بسته را به صورت زیر نتیجه می‌دهد:

$$\ddot{z}_{sd} - \ddot{z}_s + k_d(\dot{z}_{sd} - \dot{z}_s) + k_p(z_{sd} - z_s) = \hat{f}_{zs} - f_{zs} \quad 5-7$$

رابطه فوق بیانگر رابطه امپدانس مورد نظر می‌باشد که در آن $\hat{f}_{zs} - f_{zs}$ بیان کننده نیرو و $z_{sd} - z_s$ بیانگر جابه‌جایی است. هدف اصلی سیستم کنترل امپدانس آن است که سیستم تعلیق خودرو در مقابل اغتشاشات جاده یک رفتار از پیش تعیین شده‌ای را داشته باشد. این رفتار مطلوب از پیش تعیین شده توسط رابطه امپدانس مطلوب فوق بدست می‌آید. سیستم حلقه بسته قانون امپدانس مطلوب فوق، سیستم تعلیق خودرو را به یک سیستم مطلوب درجه دوم تبدیل می‌کند. به عبارت دیگر قانون کنترل امپدانس کل سیستم تعلیق را از دید اغتشاش جاده، جابه‌جایی بدنه، جابه‌جایی چرخ و جابه‌جایی سیستم تعلیق نسبت به ورودی کنترل را به صورت یک سیستم مرتبه دوم مطلوب بیان می‌کند. با توجه به اینکه

جابه‌جایی مطلوب بدنه $z_{sd} = 0$ در نظر گرفته شده است، داریم:

$$\ddot{z}_s + k_d \dot{z}_s + k_p z_s = f_{zs} - \hat{f}_{zs} \quad 6-7$$

در ادامه با طراحی یک سیستم فازی به محاسبه‌ی $\hat{f}_{zs}$ می‌پردازیم. جابه‌جایی بدنه z_s و مشتق آن $\dot{z}_s$ ورودی‌های سیستم فازی هستند. اگر 3 تابع تعلق برای هر ورودی فازی در نظر گرفته شود، فضای کنترل با 9 قانون فازی پوشش داده می‌شود. قوانین فازی زبانی به فرم ممدانی بدین صورت نوشته شده‌اند.

$$\text{Rule } l: \text{If } z_s \text{ is } A_l \text{ and } \dot{z}_s \text{ is } B_l \text{ Then } \hat{f}_a \text{ is } C_l \quad 7-7$$

Rule l قانون l ام را برای $l = 1, \dots, 9$ تعیین می‌نماید. A_l, B_l, C_l توابع تعلق فازی مربوط به $\dot{z}_s, z_s$ و $\hat{f}_{zs}$ هستند. سه تابع تعلق z, P و N برای متغیر ورودی z_s مطابق شکل 6-1 در نظر گرفته شده است. این توابع تعلق با توابع ریاضی (5-6) تا (7-6) 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.

توابع تعلق $\dot{z}_s$ را نیز مشابه با z_s انتخاب می‌نماییم.

توابع تعلق متغیر خروجی $\hat{f}_{zs}$ به صورت زیر با توابع گوسین تعریف می‌شود:

$$\mu_{c_l}(\hat{f}_{zs}) = \exp \left[-\frac{(\hat{f}_{zs} - \hat{y}^l)^2}{2\sigma^2} \right] \quad 8-7$$

که در آن $\hat{y}^l$ مرکز c_l است.

با استفاده از روابط بیان شده، قوانین فازی در جدول 1-6 نوشته شده است.

اگر از موتور استنتاج فازی ممدانی، فازی ساز منفرد و غیر فازی‌ساز میانگین مراکز استفاده شود، داریم [32].

$$\hat{f}_{zs} = \sum_{l=1}^9 \hat{p}_l \xi_l(z_s, \dot{z}_s) = \hat{p}^T \xi(z_s, \dot{z}_s) \quad 9-7$$

که در آن $\xi = [\xi_1 \dots \xi_9]^T$ و ξ_l عبارتست از :

$$\xi_l = \frac{\mu_{A_l}(z_s) \mu_{B_l}(\dot{z}_s)}{\sum_{l=1}^9 \mu_{A_l}(z_s) \mu_{B_l}(\dot{z}_s)} \quad 10-7$$

در روابط فوق $\mu_{A_l}, \mu_{B_l} \in [0,1]$ هستند و پارامترهای $\hat{p}$ در ادامه توسط قوانین تطبیق بدست می‌آید. یک ویژگی مهم سیستم‌های فازی آن است که می‌تواند یک مجموعه قوانین زبانی را به یک تبدیل غیرخطی تبدیل نماید. رابطه‌ی (9-7) با توجه به همین ویژگی سیستم‌های فازی حاصل شده‌اند. بر اساس تئوری تقریب عمومی سیستم‌های فازی، $\hat{f}_{zs}$ به صورت زیر قابل بیان است:

$$\hat{f}_{zs} = p^T \xi(z_s, \dot{z}_s) + \rho \quad 11-7$$

که در آن ρ خطای تقریب و $\hat{p}$ در رابطه‌ی (9-7) تقریب p می‌باشد. با جایگذاری (11-7) و (9-7) در (6-7) داریم:

$$\ddot{z}_s = -k_d \dot{z}_s - k_p z_s + (p - \hat{p})^T \xi + \rho \quad 12-7$$

رابطه (12-7) را می‌توان با استفاده از تغییر متغیر بیان شده در زیر به فرم فضای حالت تبدیل نمود:

$$x_1 = z_s$$

$$x_2 = \dot{z}_s$$

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad 13-7$$

$$\dot{x}_2 = -k_p x_1 - k_d x_2 + (p - \hat{p})^T \xi + \rho$$

$$\dot{X} = AX + BW \quad 14-7$$

که در آن :

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -k_p & -k_d \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}, \quad 15-7$$

$$X = [x_1 \quad x_2]^T, W = (p - \hat{p})^T \xi + \rho$$

برای دستیابی به مکانیزم تطبیق به گونه‌ای که خطا همگرا شود، تابع مثبت معین به صورت زیر پیشنهاد می‌شود:

$$V(x) = X^T S X + \frac{1}{2\gamma_c} (p - \hat{p})^T (p - \hat{p}) \quad 16-7$$

در رابطه (16-7)، γ_c یک مقدار ثابت بزرگتر از صفر را دارد که انتخاب آن دست طراح است و ماتریس S مثبت معین متقارن می‌باشد که در معادله‌ی ماتریسی لیاپانوف زیر صدق می‌کند.

$$A^T S + S A = -Q \quad 17-7$$

در این رابطه Q یک ماتریس مثبت معین متقارن است.

با استفاده از روابط (14-7) تا (17-7)، $\dot{V}(x)$ به صورت

زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{V}(x) = -X^T Q X + 2X^T S B [(p - \hat{p})^T \xi + \rho] - \frac{1}{\gamma_c} (p - \hat{p})^T \dot{\hat{p}} \quad 18-7$$

با مرتب سازی رابطه فوق داریم:

$$\dot{V}(x) = -X^T Q X + (p - \hat{p})^T \left(2X^T S B \xi - \frac{1}{\gamma_c} \dot{\hat{p}} \right) + 2X^T S B \rho \quad 19-7$$

چنان که می‌دانیم جمله اول در رابطه (19-7) به دلیل مثبت بودن تمام مقادیر ویژه ماتریس Q ، همواره منفی معین است، ولی علامت جمله دوم نامعین است. با انتخاب قانون تطبیق به صورت:

$$\dot{\hat{p}} = 2\gamma X^T S B \xi \quad 20-7$$

نتیجه می‌دهد:

$$\dot{V}(x) = -X^T Q X + 2X^T S B \rho \quad 21-7$$

بنابراین پارامترهای تطبیق بدین صورت بدست می‌آید:

$$\hat{p} = \int_0^t 2\gamma X^T S B \xi dt + \hat{p}(0) \quad 22-7$$

خطای ردگیری در صورتی کاهش می‌یابد که $\dot{V}(x) < 0$ باشد. بنابر این:

$$2X^T S B \rho < X^T Q X \quad 23-7$$

با در نظر گرفتن:

$$\lambda_{\min}(Q) \|X\|^2 \leq X^T Q X \leq \lambda_{\max}(Q) \|X\|^2 \quad 24-7$$

که $\lambda_{\min}(Q)$ و $\lambda_{\max}(Q)$ حداقل و حداکثر مقادیر ویژه ماتریس Q هستند. برای تضمین (23-7) کافی است:

$$2X^T SB\rho < \lambda_{\min}(Q) \cdot \|X\|^2 \quad 25-7$$

با توجه به نامساوی شوارتز داریم:

$$2X^T SB\rho < 2\|X\| \cdot \|S.B\| \cdot |\rho| \quad 26-7$$

اگر داشته باشیم:

$$2\|X\| \cdot \|S.B\| \cdot |\rho| < \lambda_{\min}(Q) \cdot \|X\|^2 \quad 27-7$$

نامساوی (25-7) تضمین می‌شود. در نتیجه تا زمانی که رابطه فوق برقرار باشد $z_s \rightarrow z_{sd}$ میل می‌کند. یا به عبارت دیگر می‌توان گفت خطا وارد یک فضای کروی محدود به شعاع $(Q) \lambda_{\min} / \|S.B\| \cdot |\rho|$ می‌شود.

قانون کنترل نهایی با توجه به رابطه (4-7) و (9-7) عبارتست از:

$$f_a = -k_p z_s - k_d \dot{z}_s - \hat{p}^T \xi(z_s, \dot{z}_s) \quad 28-7$$

بنابراین با توجه به برقراری رابطه‌ی (23-7) می‌توان نتیجه گرفت که V کاهش می‌یابد تا اینکه $V \rightarrow 0$ میل کند و در نتیجه آن هدف کنترلی محقق می‌گردد و پایداری سیستم اثبات می‌شود.

با مشخص کردن سیستم فازی و قانون تطبیق با استفاده از رابطه‌ی فوق نیروی مطلوب بدست می‌آید که این نیرو باید توسط عملگر هیدرولیکی تولید شود.

7-3- شبیه‌سازی کنترل کننده فازی تطبیقی غیرمستقیم:

مقادیر مربوط به پارامترهای سیستم تعلیق و محرکه‌ی

هیدرولیکی در جدول 1-5 آمده است. در این بخش جابه‌جایی مطلوب بدنه صفر در نظر گرفته شده است. در این طراحی فرض شده است که $f_{a,max}$ ماکزیم نیروی خروجی محرک محدود به 3465 نیوتن است. ناهمواری جاده را مانند رابطه (5-22) در نظر می‌گیریم که در آن $u(t)$ تابع پله واحد است. شکل 1-5 ناهمواری جاده شبیه سازی شده را نشان می‌دهد.

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

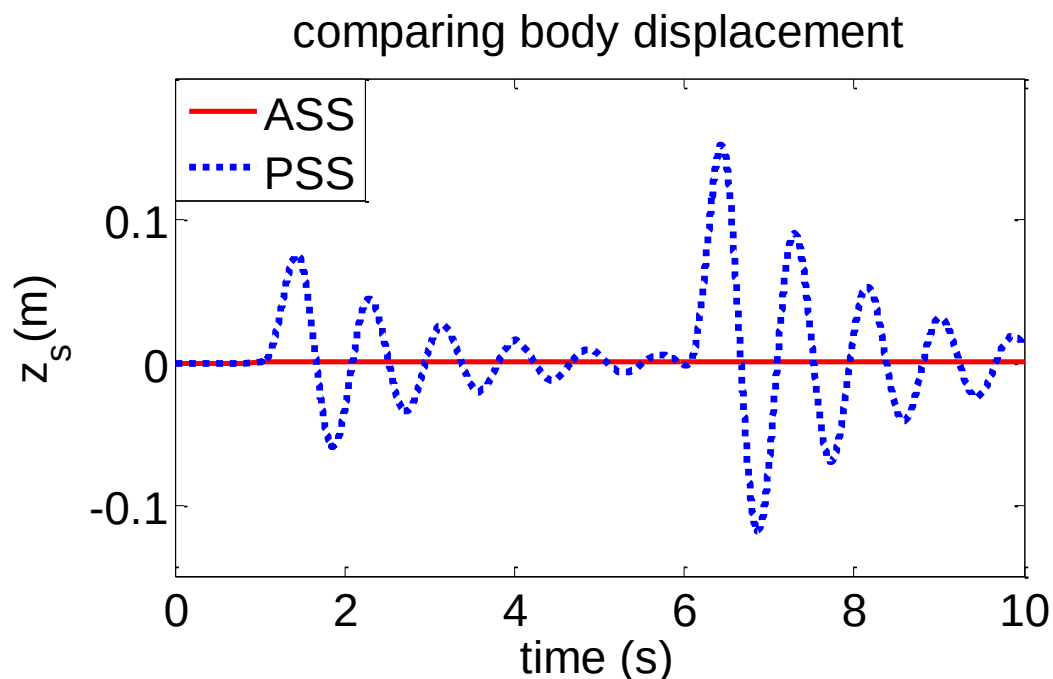
$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -11 & -6 \end{bmatrix}, \quad Q = \begin{bmatrix} 20000 & 0 \\ 0 & 20000 \end{bmatrix}, \quad \alpha_c = 800, \quad \hat{p}(0) = 0 \quad 29-7$$

در شبیه‌سازی با انتخاب ماتریس Q مطابق فوق، ماتریس S را با استفاده از معادله لیپانوف بیان شده در رابطه (7-17) محاسبه می‌کنیم.

در این فصل به بررسی عملکرد کنترل‌کننده با اعمال ناهمواری جاده می‌پردازیم که در این بررسی ناهمواری جاده را به ترتیب با دو دست‌انداز با دامنه‌های 0/05 و 0/1 مدل می‌کنیم.

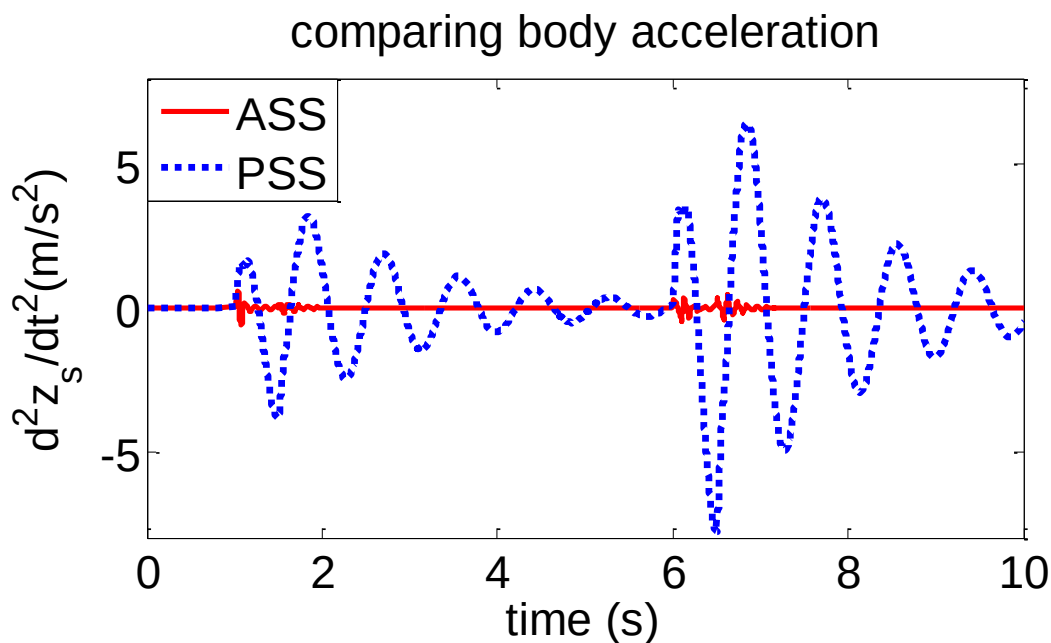
سیستم تعلیق فعال و سیستم تعلیق غیرفعال در جابه‌جایی عمودی بدنه، شتاب عمودی بدنه، تغییر فرم لاستیک و تغییر دامنه سیستم تعلیق مقایسه شده‌اند که به ترتیب در شکل 1-7 تا شکل 4-7 نشان داده شده است.

شکل 1-7 تایید می‌کند که جابه‌جایی بدنه در سیستم تعلیق فعال تقریباً صفر است در حالی که سیستم تعلیق غیرفعال در پاسخ به اولین و دومین دست‌انداز، به ترتیب دارای نوسان با مقدار ماکزیمم 0/076 و 0/1534 متر است.



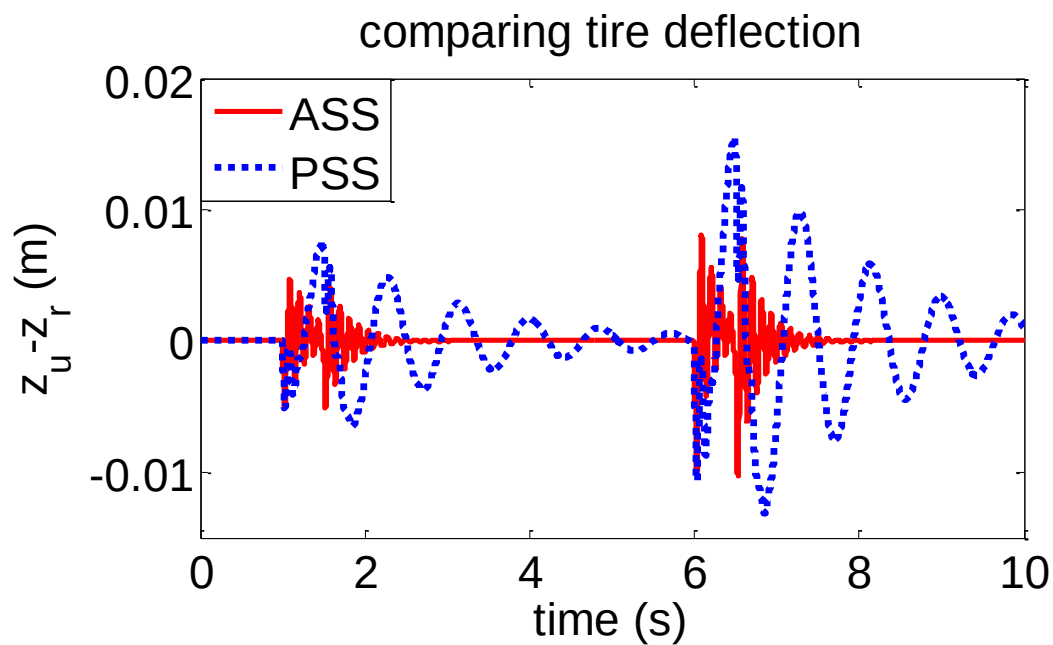
شکل 7-1: مقایسه جابه‌جایی عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق فعال و غیرفعال

همچنین شتاب بدنه در سیستم تعلیق فعال دارای ماکزیمم مقدار $-0/6016$ و $-0/468$ به ترتیب در پاسخ به اولین و دومین دست‌انداز است، که ارائه راحتی مسافر بسیار بالا را به همراه دارد در حالی که سیستم تعلیق غیرفعال از شتابی برابر با $-3/816$ و $-7/789$ به ترتیب در پاسخ به اولین و دومین دست‌انداز برخوردار است که در شکل 7-2 نمایش داده می‌شود.

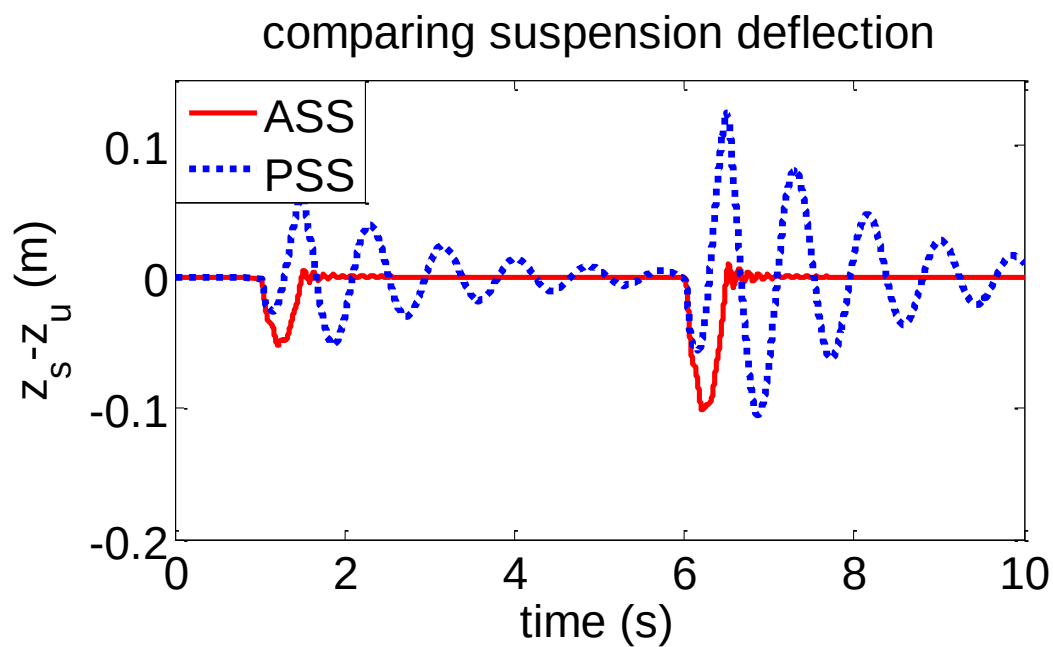


شکل 7-2: مقایسه شتاب عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق فعال و غیرفعال

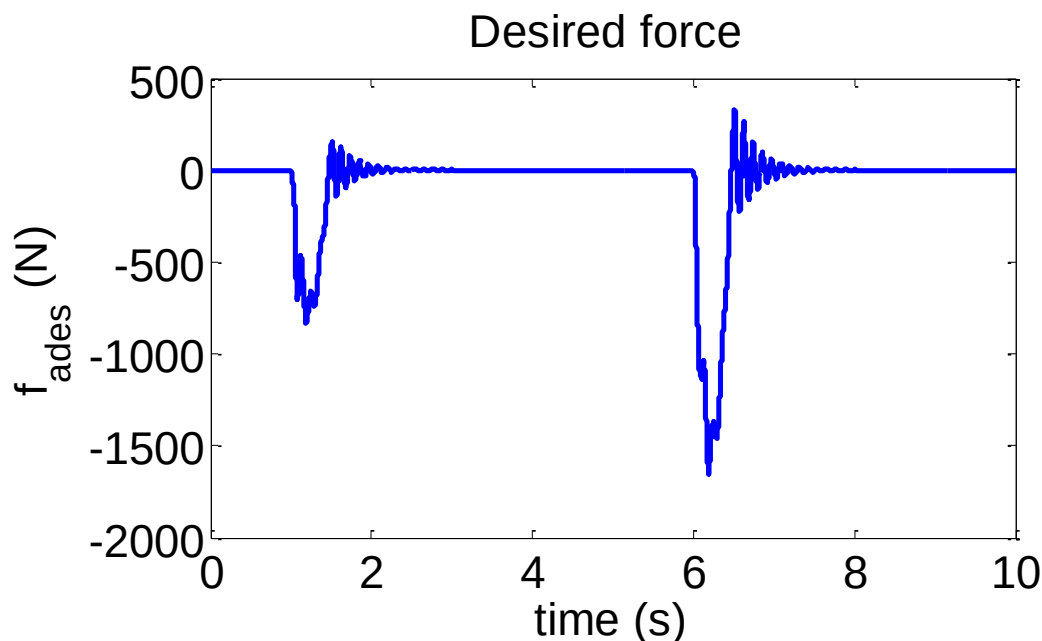
تغییر فرم لاستیک در سیستم تعلیق فعال همانگونه که در شکل 7-3 نشان داده شده است، فقط همزمان با عبور از دستانداز وجود دارد و بعد از عبور از دستانداز صفر می‌شود که یک رانندگی خوب و ایده‌آل را ارائه می‌دهد. تغییر دامنه سیستم تعلیق در سیستم تعلیق فعال همانگونه که در شکل 7-4 نمایش داده شده است نسبت به سیستم تعلیق غیرفعال بیشتر نمی‌شود و بعد از عبور از دستانداز صفر می‌شود. نیروی مطلوب تولید شده توسط کنترل‌کننده فازی تطبیقی غیرمستقیم در شکل 7-5 نشان داده شده است. ماکزیمم نیروی تولیدی آن برای اولین و دومین دستانداز به ترتیب برابر با 837- و 1650/5- نیوتن می‌باشد که در مقایسه با حداکثر نیروی مجاز تولیدی توسط محرک هیدرولیکی که برابر با 3465 نیوتن فرض شده، قابل قبول است.



شکل 3-7: مقایسه جابه‌جایی محور جرم غیرمعلق نسبت به جاده در سیستم تعلیق فعال و غیرفعال



شکل 4-7: مقایسه تغییرات دامنه سیستم تعلیق در سیستم تعلیق فعال و غیرفعال



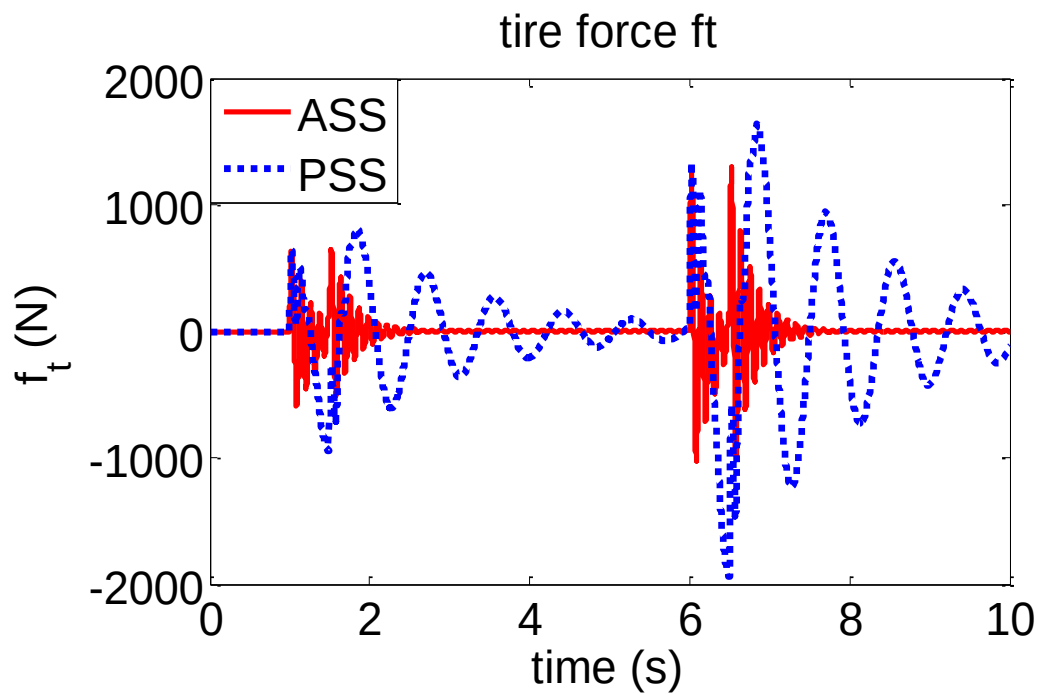
شکل 7-5: نیروی مطلوب تولید شده توسط کنترل کننده

نیروی تایر f_t همانگونه که در شکل 7-6 نشان داده شده است، بیشترین مقدار آن در هنگام عبور از دستانداز اول و دوم به ترتیب برابر با $643/8$ و $1303/82$ نیوتن، برای سیستم تعلیق فعال است که در مقایسه با سیستم تعلیق غیرفعال عملکرد مطلوبی دارد. سرانجام در شکل 7-7 همگرایی پارامترهای تطبیق نمایش داده شده است. بنابراین می‌توان دید که تمام سیگنال‌ها محدود هستند و روش کنترلی پیشنهادی در حضور عدم قطعیت‌ها عملکرد خوبی را از خود نشان داده است.

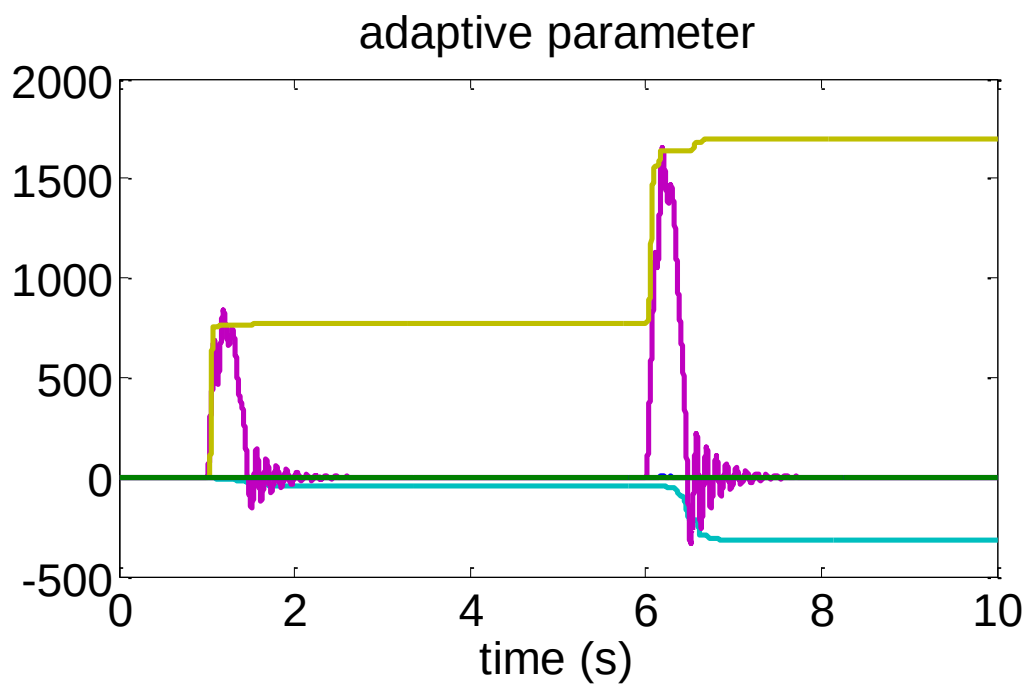
7-4- طراحی و شبیه‌سازی کنترل کننده ردیابی نیرو:

در این طراحی فرض شده است که $f_{a,max}$ ماکزیمم نیروی خروجی محرک محدود به 3465 نیوتن و $i_{sv,max}$ ماکزیمم جریان ورودی به شیر تیغه‌ای به مقدار 0/01 آمپر محدود است [11]. در

کنترل کننده تناسبی-انتگرالی ضرایب $k_1 = 9$ و $k_2 = 5$ انتخاب شده است.

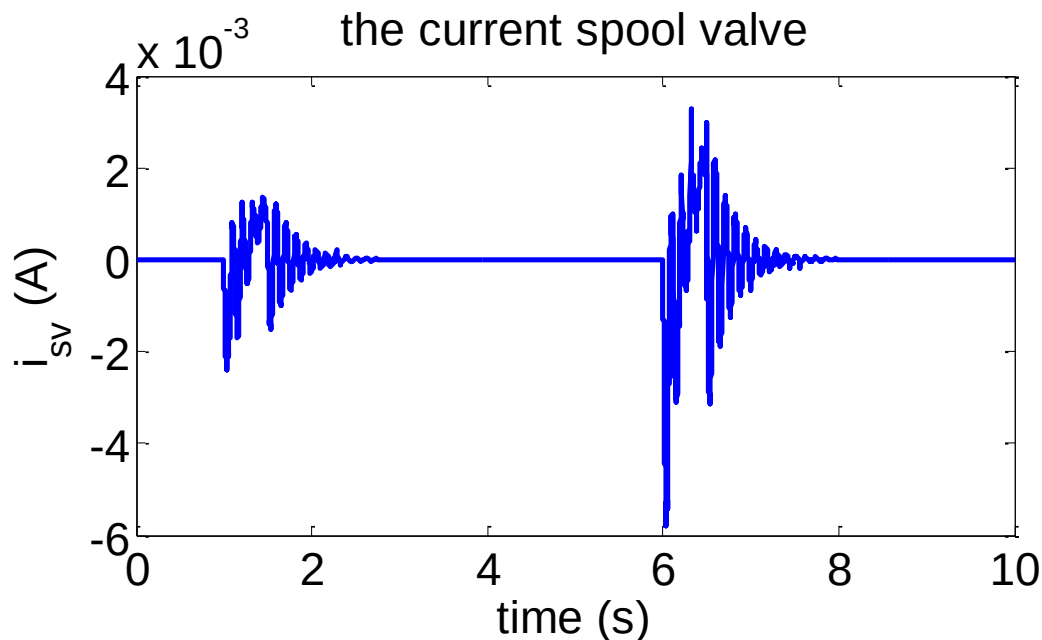


شکل 6-7: نیروی تایر



شکل 7-7: همگرایی پارامترهای $\hat{p}$

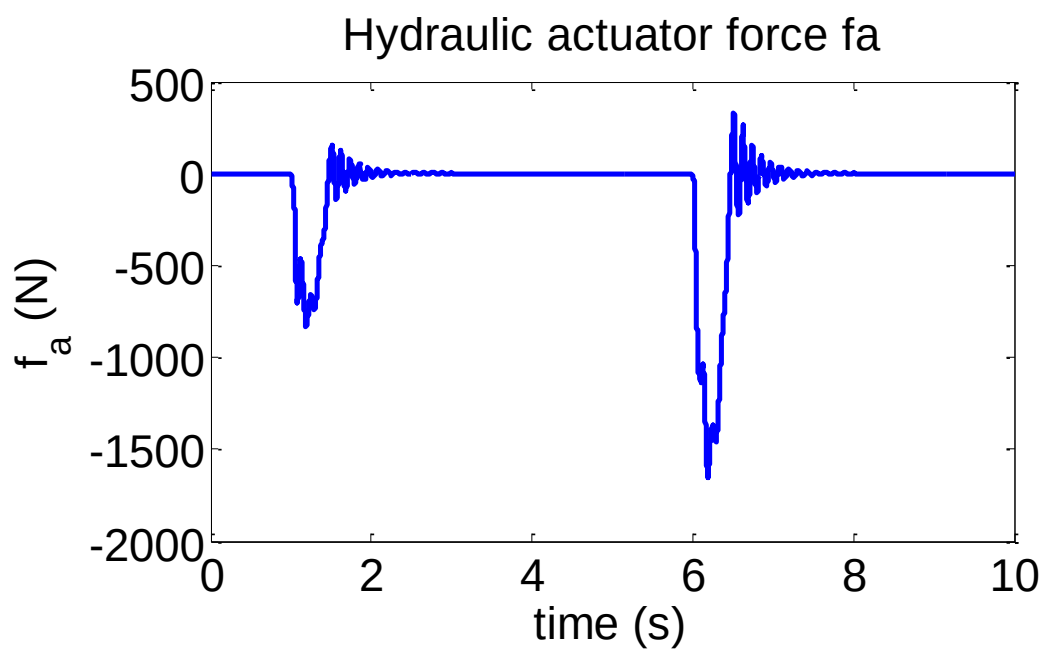
جریان ورودی شیر سوزنی رفتار مناسبی دارد که در شکل 8-7 نشان داده شده است. ماکزیمم جریان متناظر با اولین و دومین دستانداز به ترتیب 0/00241 و 0/00579 آمپر است که هر دو مقدار در مقایسه با حداکثر جریان مجاز شیر که برابر با 0/01 آمپر فرض شده است، قابل قبول می‌باشند.



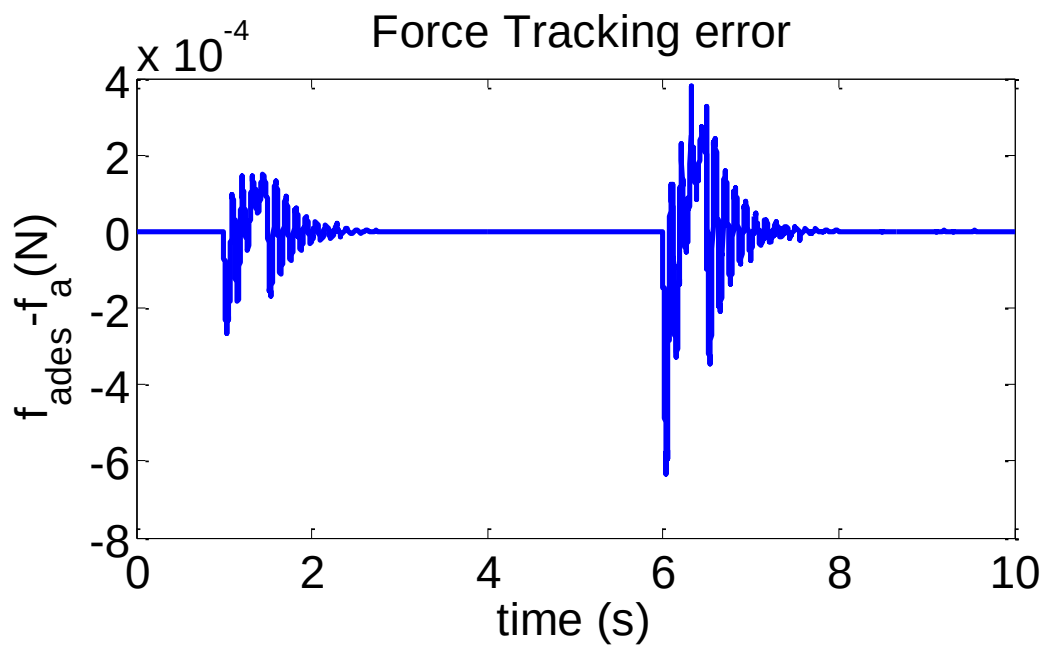
شکل 8-7: جریان ورودی شیر سیستم تعلیق فعال

نیروی محرک هیدرولیکی f_a در شکل 9-7 نشان داده شده است. ماکزیمم نیروی تولیدی آن برای اولین و دومین دستانداز به ترتیب برابر با 837- و 1650/5 نیوتن می‌باشد که برابر با نیروی مطلوب تولید شده توسط کنترل کننده است و در مقایسه با حداکثر نیروی مجاز تولیدی توسط محرک هیدرولیکی که برابر با 3465 نیوتن فرض شده است قابل

قبول است. در شکل 7-10 خطای ردیابی نیروی مطلوب توسط کنترل کننده تناسبی-انتگرالی آمده است که دارای حداکثر مقدار 0/000265 و 0/000634 به ترتیب برای دست انداز اول و دوم است. با توجه به خطای ارائه شده عملکرد کنترل کننده حلقه داخلی مورد قبول و مطلوب می‌باشد.



شکل 7-9: نیروی محرک هیدرولیکی



شکل 7-10: خطای ردیابی کنترل کننده تناسبی-انتگرالی

فصل هشتم: کنترل فازی
تطبیقی لغزشی سیستم تعلیق
فعال خودرو

8-1 مقدمه :

کنترل لغزشی یک رهیافت قدرتمند در جهت کنترل سیستم‌های غیرخطی و غیرقطعی می‌باشد. کنترل لغزشی یک روش کنترل مقاوم است و می‌تواند با داشتن مدل عدم قطعیت‌ها و اغتشاش‌های پارامتر به کار رود، به شرطی که محدوده این عدم قطعیت‌ها و اغتشاش‌ها معلوم باشد. یک مقایسه دقیق بین کنترل لغزشی و کنترل فازی نشان می‌دهد که عملکرد این دو روش در بسیاری از حالت‌ها مشابه هستند [24]. مسئله کنترل لغزشی به طور کلی به دو مرحله تقسیم می‌گردد:

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

2- بدست آوردن یک ورودی سیگنال کنترل $u(X, t)$ ، به طوری که حالت‌های سیستم را از محدوده خارج از سطح لغزش به طرف آن ببرد و بر روی آن نگه دارد تا در مدت معین به حالت مطلوب برسد. تکنیک کنترل لغزشی و مشکل به وجود آمدن لرزش در این روش مورد بررسی قرار گرفته است [35-8-4-1].

2-8 طراحی کنترل کننده لغزشی:

با اضافه و کم کردن $\ddot{z}_s$ به رابطه (1-2) و مرتب سازی داریم:

$$\ddot{z}_s = -b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) + f_a + (1 - m_s)\ddot{z}_s \quad 1-8$$

با توجه به رابطه فوق، برای طراحی کنترل کننده مد لغزشی داریم:

$$\ddot{z}_s = f_{zs} + f_a \quad 2-8$$

که در آن :

$$f_{zs} = -b_s(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - k_s(z_s - z_u) + (1 - m_s)\ddot{z}_s \quad 3-8$$

می‌باشد. تابع f_{zs} دقیقا معلوم نمی‌باشد، اما عدم قطعیت f_{zs} محدود به یک تابع معلوم است. یعنی:

$$f_{zs} = \hat{f}_{zs} + \Delta f_{zs} \quad 4-8$$

و

$$|\Delta f_{zs}| \leq F \quad 5-8$$

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

$$e = z_{sd} - z_s \quad 6-8$$

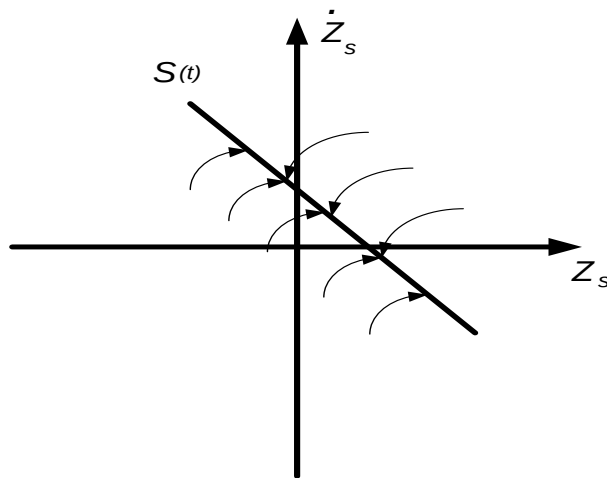
به سمت صفر همگرا گردد که در رابطه اخیر $z_{sd} = 0$ فرض شده است. طراحی سطح لغزش در حالت کلی دارای معادله

دیفرانسیلی می‌باشد که تابعی از حالت‌ها و یا خطای بین حالت‌ها و مقادیر مطلوب آن‌هاست. ایده اساسی کنترل مد لغزشی بدین ترتیب است. با توجه به فرم سیستم تحت کنترل سطح لغزش $S(t)$ به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$S(e, t) = \left[\frac{d}{dt} + \lambda \right] e = \dot{e} + \lambda e = 0 \quad 7-8$$

یک خط مستقیم در صفحه‌ی فاز $z_s - \dot{z}_s$ می‌باشد که در شکل 1-8 نمایش داده شده است و در آن λ یک ثابت مثبت است. با مشتق‌گیری زمانی از رابطه فوق و با توجه به اینکه $z_{sd} = 0$ است داریم:

$$\dot{S}(z_s, t) = \ddot{e} + \lambda \dot{e} = -\ddot{z}_s - \lambda \dot{z}_s \quad 8-8$$



شکل 1-8: سطح لغزش در صفحه فاز

مساله کنترل ردیابی ما معادل با قرار دادن تابع اسکالر $S(z_s, t)$ در صفر خواهد بود. برای رسیدن به این هدف، ما می‌توانیم کنترل u را چنان انتخاب کنیم که شرط لغزش بیان شده در رابطه زیر برقرار گردد

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} S^2 \leq -\eta |s| \quad 9-8$$

در رابطه فوق η یک ثابت مثبت می‌باشد. این شرط کاهش $|s(z_s, t)|$ را در صورتیکه z_s روی سطح $s(t)$ نباشد تضمین می‌نماید، یعنی مسیر حالت به سمت سطح $S(t)$ انتقال خواهد یافت، که در شکل 8-1 نمایش داده شده است.

بنابراین هدف ما طراحی یک کنترل‌کننده می‌باشد، بطوریکه سیستم حلقه بسته شرط لغزشی (9-8) را ارضاء نماید. با استفاده از روابط (2-8)، (7-8) و (9-8) داریم:

$$s[-f_{zs} - f_a - \lambda \dot{z}_s] < -\eta |s| \quad 10-8$$

اگر ما

$$f_a = -\hat{f}_{zs} - \lambda \dot{z}_s + k \operatorname{sgn}(s) \quad 11-8$$

را انتخاب کنیم، آنگاه رابطه (10-8) به صورت زیر خواهد شد:

$$\operatorname{sgn}(s)[\hat{f}_{zs} - f_{zs} - k \operatorname{sgn}(s)] \leq -\eta \quad 12-8$$

بطوریکه اگر $s > 0$ آنگاه $\operatorname{sgn}(s) = 1$ و اگر $s < 0$ آنگاه $\operatorname{sgn}(s) = -1$ خواهد بود و $\hat{f}_{zs}$ هم تخمینی از f_{zs} مطابق با رابطه (4-8) می‌باشد که در ادامه توسط سیستم فازی تطبیقی غیرمستقیم محاسبه شده است. علاوه بر این رابطه فوق برابر است با:

$$k \geq \eta + |\hat{f}_{zs} - f_{zs}| \quad 13-8$$

بنابراین با توجه به رابطه (5-8) اگر:

$$k = \eta + F \quad 14-8$$

انتخاب کنیم، آنگاه برقراری رابطه (13-8) تضمین شده است

که در این صورت نتیجه خواهد داد که شرط لغزش (8-9) برآورده شده است. همانطور که توضیح داده شد تا زمانی که شرط لغزش رعایت شود، سیستم پایدار خواهد ماند و توسط انتخاب مقادیر λ و η می‌توان تا حد دلخواه شرط جذب را قوی‌تر کرد تا عوامل ایجاد اغتشاش و نویز نتوانند بر روی پایداری سیستم اثر گذارند و این امر می‌تواند پایداری مقاوم سیستم تحت کنترل را تضمین نماید. با توجه به قاعده کنترل لغزشی بیان شده در رابطه (8-11) مشاهده گردید که در طول سطح لغزش $S(t)$ گسستگی دارد که باعث می‌گردد سیگنال‌های کنترلی حول مقادیر متوسط خود، به شدت نوسان نمایند. نوسان به دلیل اینکه مستلزم فعالیت کنترلی بالا بوده، ممکن است مدهای مدل نشده و فرکانس بالای سیستم را تحریک کرده و به رفتارهای غیرقابل پیش‌بینی و نامطلوب منجر شود. یک راه جلوگیری از نوسان، استفاده از تابع اشباع است. در نتیجه ما قادر خواهیم بود یک کنترل کننده هموار را طراحی نمائیم که احتیاجی به سوئیچ نمودن گسسته در میان سطح لغزشی نداشته باشد. در نهایت قانون کنترل مدل‌لغزشی بصورت زیر بدست می‌آید:

$$f_a = -\hat{f}_{zs} - \lambda \dot{z}_s + k \text{sat}\left(\frac{s}{\phi}\right) \quad 15-8$$

که تابع اشباع $\text{sat}\left(\frac{s}{\phi}\right)$ به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\text{sat}\left(\frac{s}{\phi}\right) = \begin{cases} -1 & : \quad \frac{s}{\phi} \leq -1 \\ \frac{s}{\phi} & : \quad -1 < \frac{s}{\phi} \leq 1 \\ 1 & : \quad \frac{s}{\phi} > 1 \end{cases} \quad 16-8$$

3-8 تخمین $\hat{f}_{zs}$ با استفاده از سیستم فازی تطبیقی غیرمستقیم:

با توجه به روابط بیان شده در فصل قبل اگر از موتور استنتاج فازی ممدانی، فازی ساز منفرد و غیر فازی ساز میانگین مراکز استفاده شود، داریم [23].

$$\hat{f}_{zs} = \sum_{l=1}^9 \hat{p}_l \xi_l(z_s, \dot{z}_s) = \hat{p}^T \xi(z_s, \dot{z}_s) \quad 17-8$$

که در آن $\xi = [\xi_1 \dots \xi_9]^T$ و ξ_l عبارتست از :

$$\xi_l = \frac{\mu_{A_l}(z_s) \mu_{B_l}(\dot{z}_s)}{\sum_{l=1}^9 \mu_{A_l}(z_s) \mu_{B_l}(\dot{z}_s)} \quad 18-8$$

در روابط فوق $\mu_{A_l}, \mu_{B_l} \in [0,1]$ هستند و پارامترهای $\hat{p}$ با انتخاب قانون تطبیق به صورت:

$$\dot{\hat{p}} = 2\gamma X^T S B \xi \quad 19-8$$

و با توجه به روابط بیان شده در فصل قبل بدین صورت بدست می‌آید:

$$\hat{p} = \int_0^t 2\gamma X^T S B \xi dt + \hat{p}(0) \quad 20-8$$

4-8 شبیه سازی کنترل کننده لغزشی با تخمین‌گر فازی تطبیقی غیرمستقیم

مقادیر مربوط به پارامترهای سیستم تعلیق و محرکه‌ی هیدرولیکی در جدول 1-5 آمده است. در این بخش جابه‌جایی مطلوب بدنه صفر در نظر گرفته شده است. در این طراحی فرض شده است که $f_{a,max}$ ماکزیمم نیروی خروجی محرک محدود

به 3465 نیوتن است. ناهمواری جاده را مانند رابطه (5-22) در نظر می‌گیریم که در آن $u(t)$ تابع پله واحد است. شکل 1-5 ناهمواری جاده شبیه سازی شده را نشان می‌دهد.

پارامترهای استفاده شده در طراحی کنترل کننده مدل‌گزینی همراه با تخمین‌گر فازی تطبیقی غیرمستقیم به صورت زیر انتخاب شده‌اند:

$$\lambda = 16, \quad k = 11, \quad \alpha_c = 9000, \quad \phi = 0.1 \quad 21-8$$

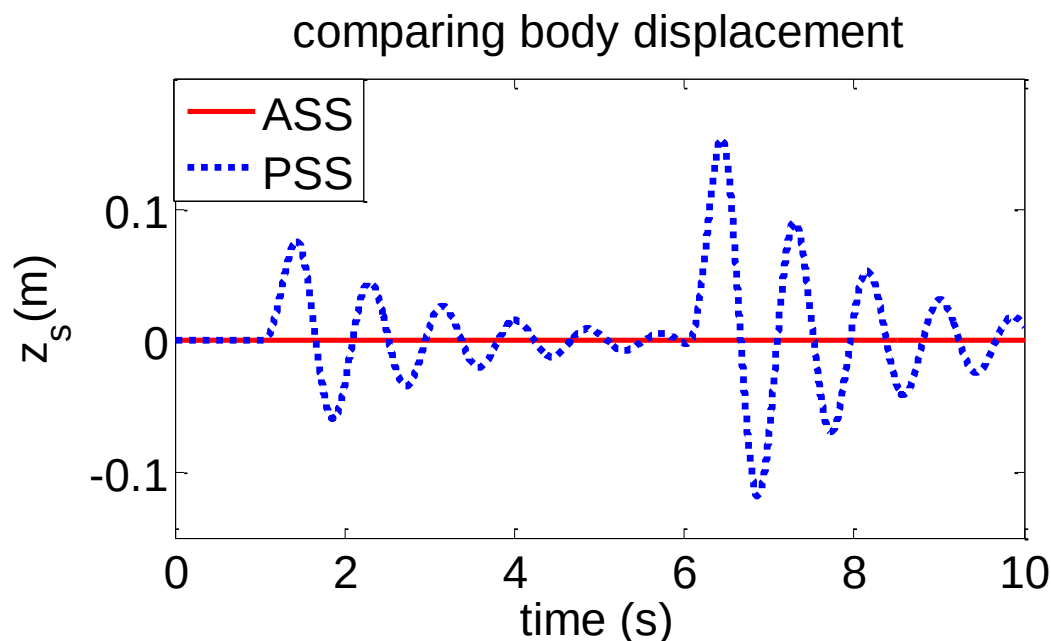
$$\hat{p}(0) = 0 \quad A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -11 & -6 \end{bmatrix}, \quad Q = \begin{bmatrix} 2500 & 0 \\ 0 & 2500 \end{bmatrix},$$

در شبیه‌سازی با انتخاب ماتریس Q مطابق فوق، ماتریس S را با استفاده از معادله لیپانوف بیان شده در رابطه (7-17) محاسبه می‌کنیم.

در این فصل به بررسی عملکرد کنترل‌کننده با اعمال ناهمواری جاده می‌پردازیم که در این بررسی ناهمواری جاده را به ترتیب با دو دست‌انداز با دامنه‌های 0/05 و 0/1 مدل می‌کنیم.

سیستم تعلیق فعال و سیستم تعلیق غیرفعال در جابه‌جایی عمودی بدنه، شتاب عمودی بدنه، تغییر فرم لاستیک و تغییر دامنه سیستم تعلیق مقایسه شده‌اند که به ترتیب در شکل 2-8 تا شکل 5-8 نشان داده شده است.

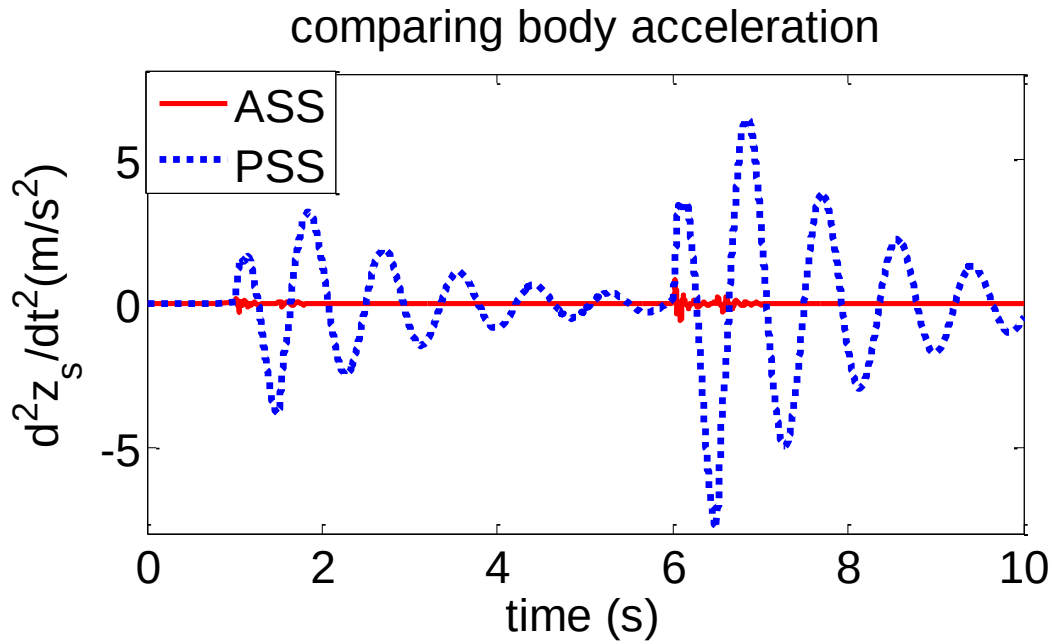
شکل 2-8 تایید می‌کند که جابه‌جایی بدنه در سیستم تعلیق فعال تقریباً صفر است در حالی که سیستم تعلیق غیرفعال در پاسخ به اولین و دومین دست‌انداز، به ترتیب دارای نوسان با مقدار ماکزیمم 0/076 و 0/1534 متر است.



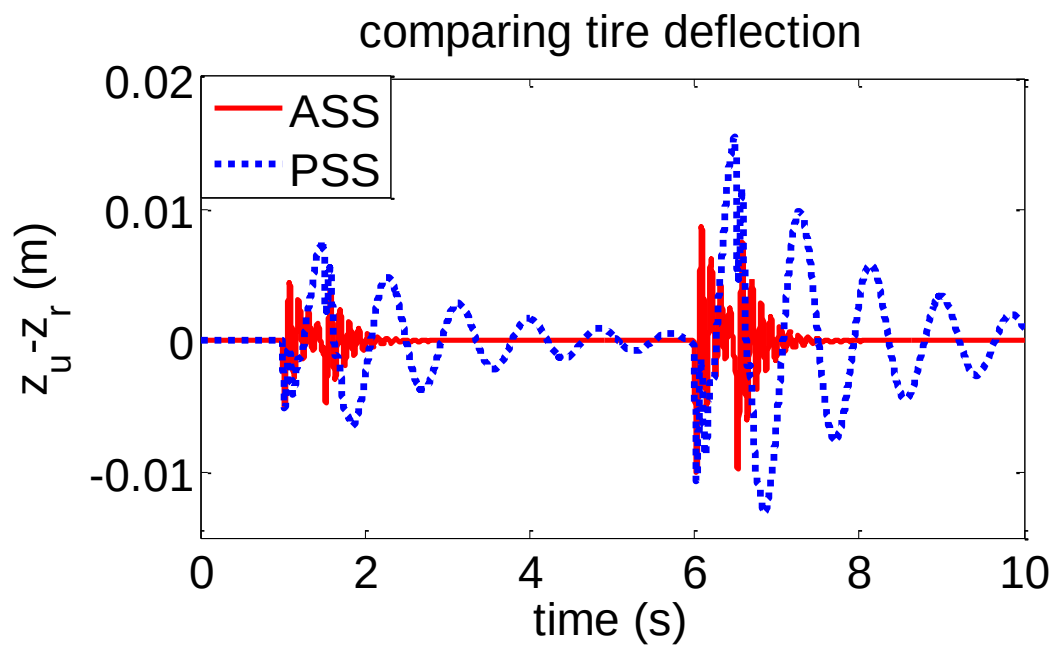
شکل 8-2: مقایسه جابه‌جایی عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق فعال و غیرفعال

شتاب بدنه در سیستم تعلیق فعال دارای ماکزیمم مقدار $-0/2662$ و $0/8238$ به ترتیب در پاسخ به اولین و دومین دست‌انداز است، که ارائه راحتی مسافر بسیار بالا را به همراه دارد در حالی که سیستم تعلیق غیرفعال از شتابی برابر با $-3/816$ و $-7/789$ به ترتیب در پاسخ به اولین و دومین دست‌انداز برخوردار است که در شکل 7-2 نمایش داده می‌شود. تغییر فرم لاستیک در سیستم تعلیق فعال همانگونه که در شکل 8-4 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 فعال همانگونه که در شکل 8-5 نمایش داده شده است نسبت به سیستم تعلیق غیرفعال بیشتر نمی‌شود و بعد از عبور از دست‌انداز صفر می‌شود. نیروی مطلوب تولید شده توسط کنترل‌کننده مدل‌گزینی

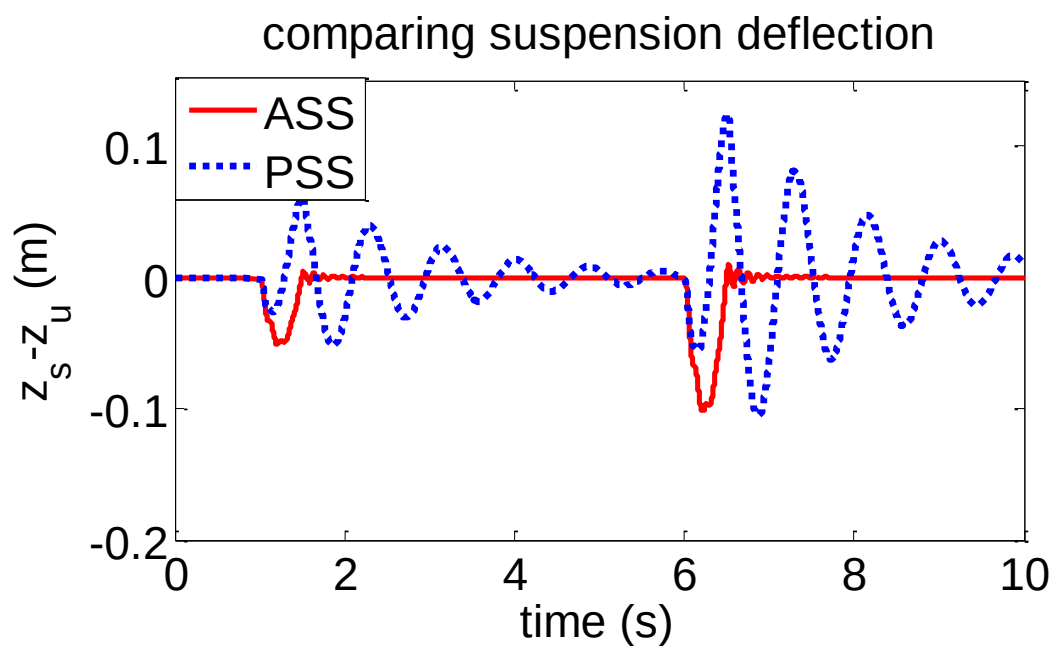
در شکل 6-8 نشان داده شده است. ماکزیمم نیروی تولیدی آن برای اولین و دومین دستانداز به ترتیب برابر با $-799/85$ و $-1621/85$ نیوتن می‌باشد که در مقایسه با حداکثر نیروی مجاز تولیدی توسط محرک هیدرولیکی که برابر با 3465 نیوتن فرض شده، قابل قبول است.



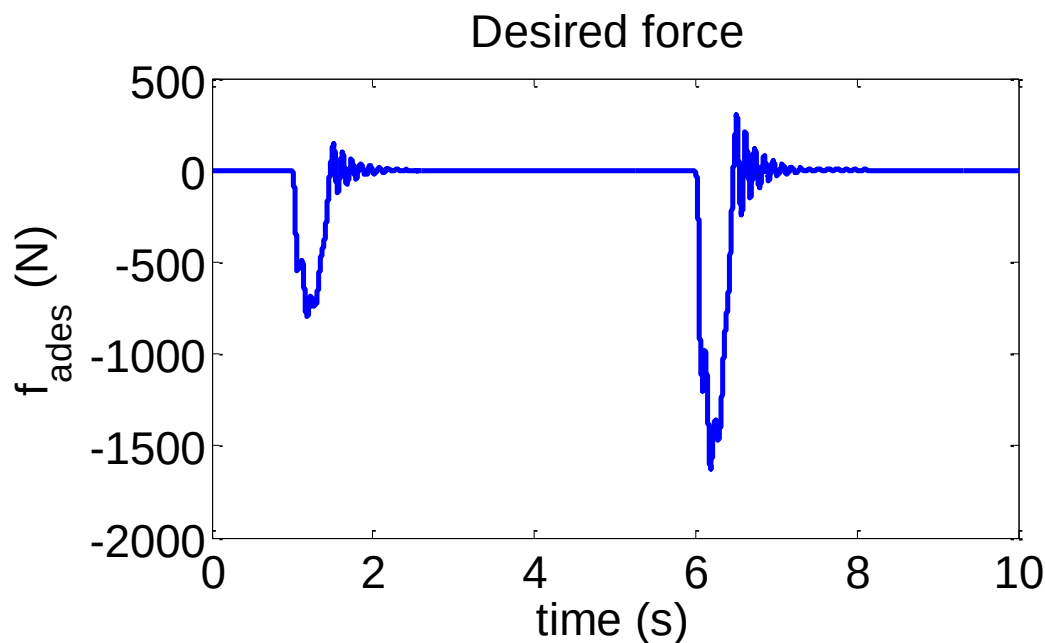
شکل 8-3: مقایسه شتاب عمودی بدنه خودرو در سیستم تعلیق فعال و غیرفعال



شکل 4-8: مقایسه جابه‌جایی محور جرم غیرمعلق نسبت به جاده در سیستم تعلیق فعال و غیرفعال

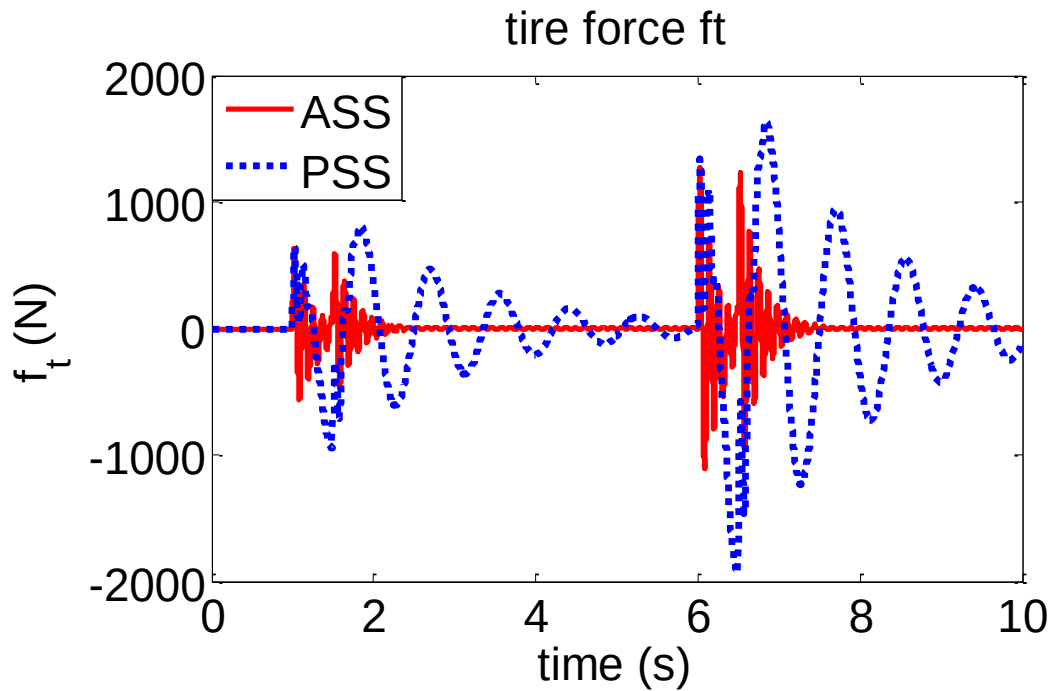


شکل 5-8: مقایسه تغییرات دامنه سیستم تعلیق در سیستم تعلیق فعال و غیرفعال



شکل 8-6: نیروی مطلوب تولید شده توسط کنترل کننده

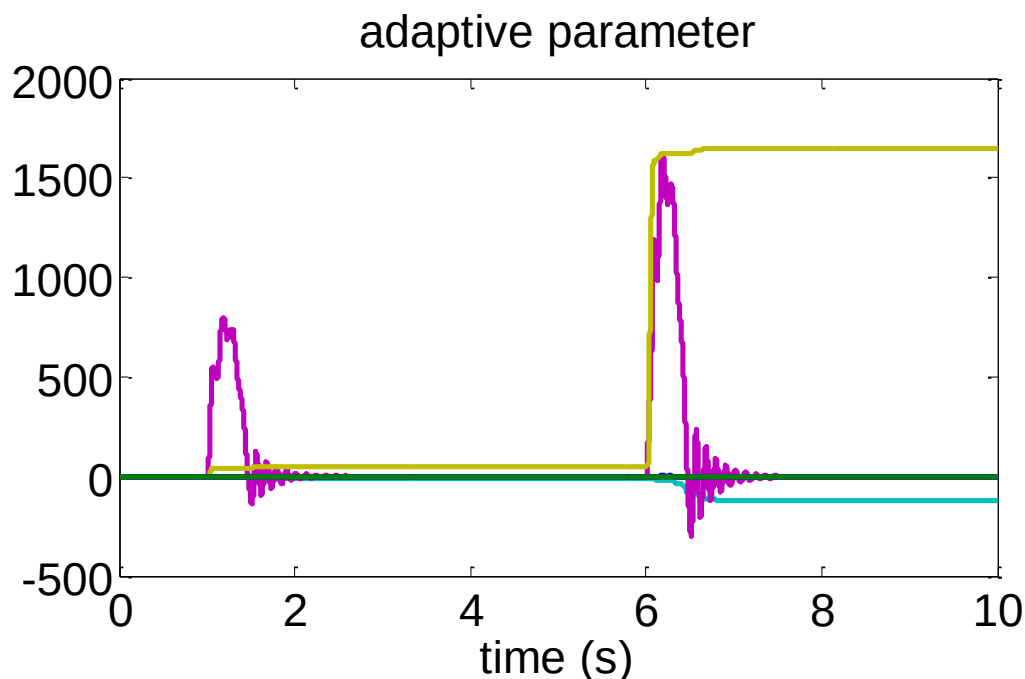
نیروی تایر f_t همانگونه که در شکل 8-7 نشان داده شده است، به مقایسه سیستم تعلیق فعال و غیرفعال می‌پردازد. بیشترین مقدار آن در هنگام عبور از دست‌انداز اول و دوم به ترتیب برابر با 634/91 و 1271/08 نیوتن برای سیستم تعلیق فعال است. سرانجام در شکل 7-7 همگرایی پارامترهای تطبیق نمایش داده شده است. بنابراین می‌توان دید که تمام سیگنال‌ها محدود هستند و روش کنترلی پیشنهادی در حضور عدم قطعیت‌ها عملکرد خوبی را از خود نشان داده است.



شکل 7-8: نیروی تایر

8-5- طراحی و شبیه‌سازی کنترل کننده ردیابی نیرو:

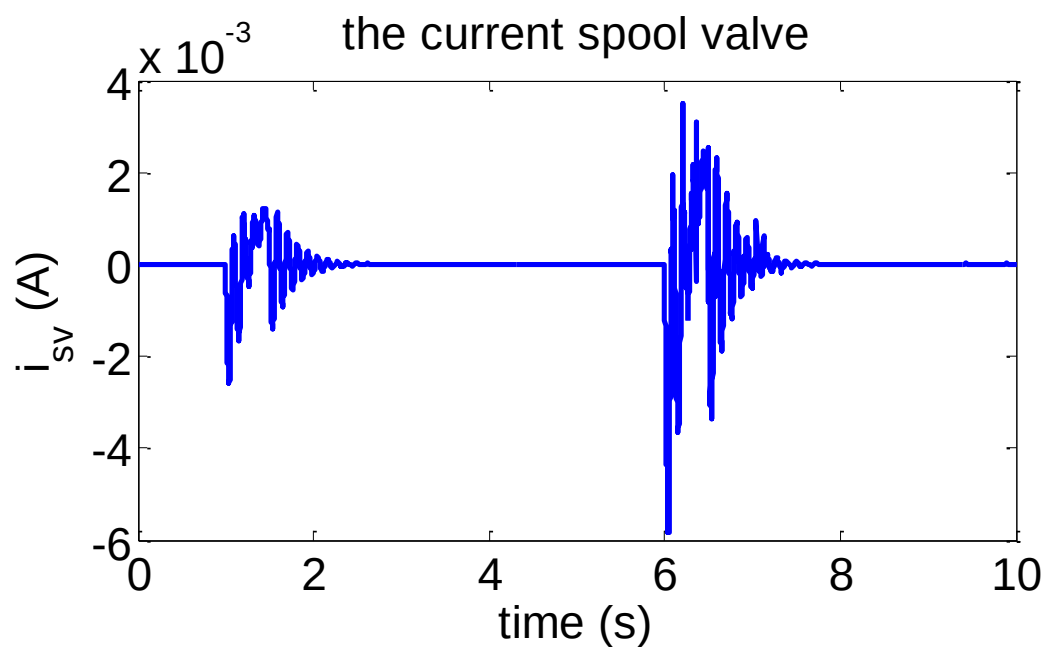
در این طراحی فرض شده است که $f_{a,max}$ ماکزیمم نیروی خروجی محرک محدود به 3465 نیوتن و $i_{sv,max}$ ماکزیمم جریان ورودی به شیر تیغه‌ای به مقدار 0/01 آمپر محدود است [11]. در کنترل کننده تناسبی-انتگرالی ضرایب $k_1 = 10$ و $k_2 = 2.1381$ انتخاب شده است.



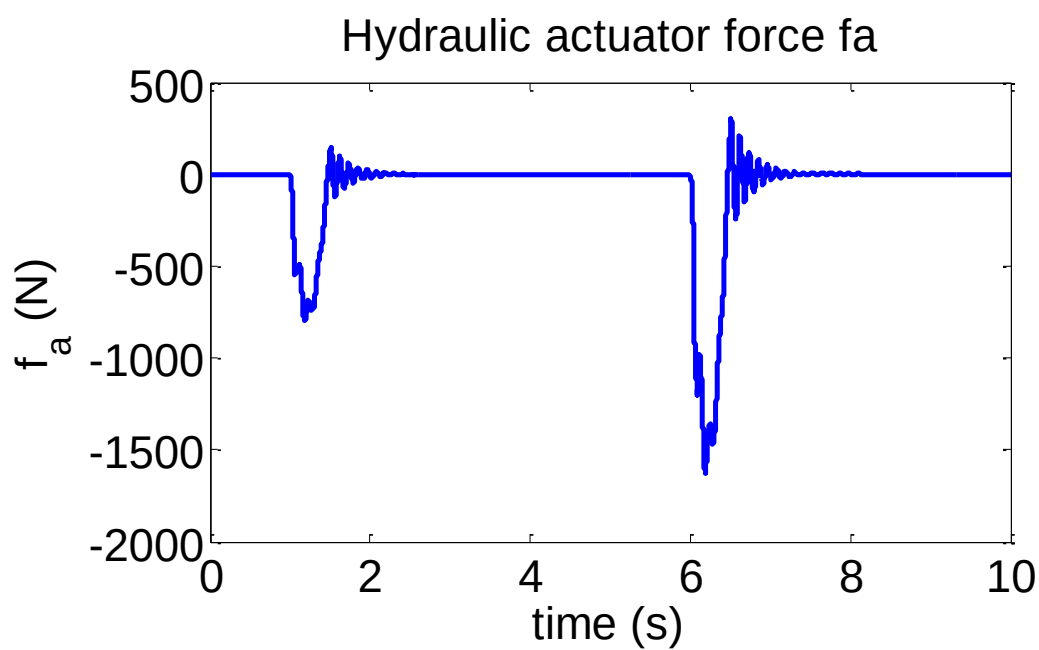
شکل 8-8: همگرایی پارامترهای $\hat{p}$

جریان ورودی شیر سوزنی رفتار مناسبی دارد که در شکل 9-8 نشان داده شده است. ماکزیمم جریان متناظر با اولین و دومین دستانداز به ترتیب 0/00258 و 0/00584 آمپر است که هر دو مقدار در مقایسه با حداکثر جریان مجاز شیر که برابر با 0/01 آمپر فرض شده است، قابل قبول می‌باشند. نیروی محرک هیدرولیکی f_a در شکل 10-8 نشان داده شده است. ماکزیمم نیروی تولیدی آن برای اولین و دومین دستانداز به ترتیب برابر با 799/85- و 1621/84- نیوتن می‌باشد که برابر با نیروی مطلوب تولید شده توسط کنترل کننده است و در مقایسه با حداکثر نیروی مجاز تولیدی توسط محرک هیدرولیکی که برابر با 3465 نیوتن فرض شده است قابل قبول است. در شکل 11-8 خطای ردیابی نیروی مطلوب توسط کنترل کننده تناسبی-انتگرالی آمده است که دارای حداکثر مقدار 0/0002573 و 0/0005810 به ترتیب برای

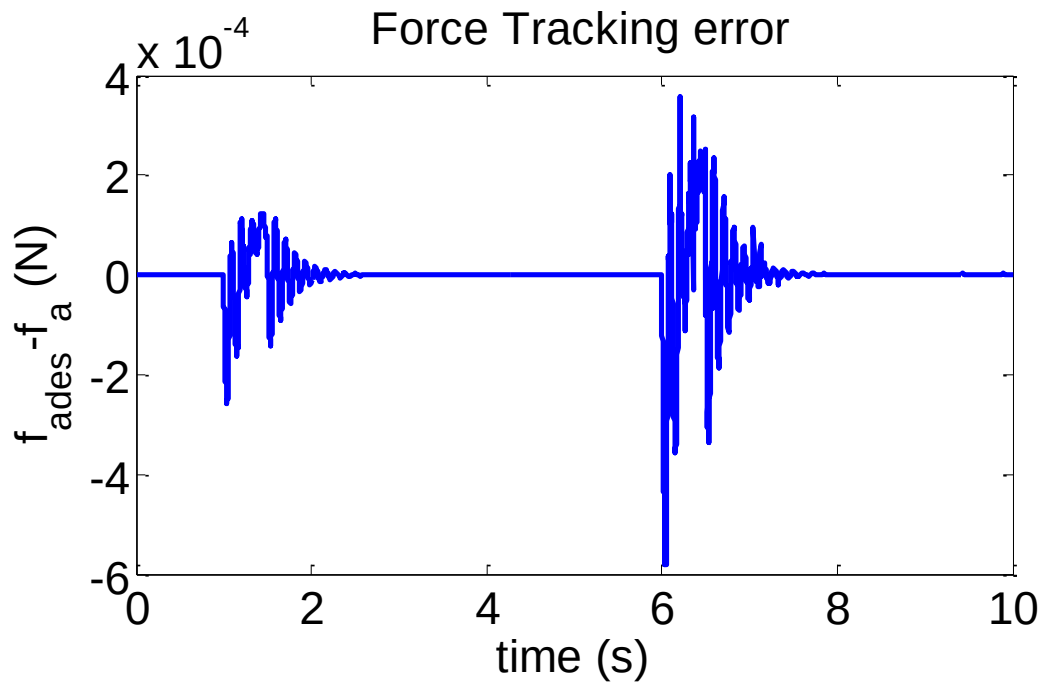
دست انداز اول و دوم است. با توجه به خطای ارائه شده عملکرد کنترل کننده حلقه داخلی مورد قبول و مطلوب می باشد.



شکل 8-9: جریان ورودی شیر سیستم تعلیق فعال



شکل 8-10: نیروی محرک هیدرولیکی



شکل 8-11: خطای ردیابی کنترل کننده تناسبی-انتگرالی

فصل نهم: نتیجه‌گیری و پیشنهادهات

9-1 - نتیجه‌گیری:

طرح نوین کنترل سیستم تعلیق فعال خودرو با در نظر گرفتن محرک هیدرولیکی، به منظور دستیابی به راحتی سرنشین و رانندگی مطمئن با استفاده از دو حلقه‌ی کنترلی

و با بهره‌گیری از مفهوم امیدانس طراحی شد و پایداری آن با تحلیل ریاضی اثبات گردید. در حلقه‌ی خارجی کنترل کننده‌های تطبیقی، فازی تطبیقی مستقیم، فازی تطبیقی غیرمستقیم و کنترل لغزشی برای سیستم تعلیق خودرو به منظور ارائه راحتی سرنشین و رانندگی مطمئن با استفاده از تئوری لیاپانوف طراحی شد. در حلقه‌ی داخلی کنترل کننده تناسبی-انتگرالی به ردیابی نیروی مطلوب توسط محرک می‌پردازد. پس از بررسی روابط و معادلات دینامیکی سیستم تعلیق، مشخص می‌شود که با استفاده شتاب بدنه و طراحی کنترل‌کننده بر مبنای آن، می‌توان به راحتی سرنشین و رانندگی مطلوب دست یافت. این عمل از نظر طراحی، باعث سهولت در طراحی کنترل‌کننده می‌شود. از نظر عملکرد، با 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 بخشید و در ادامه، بعد از عبور از دست‌انداز هر دو راحتی سرنشین و رانندگی مطمئن را به صورت مطلوب ارائه می‌دهد. با مقایسه نتایج شبیه‌سازی مشخص می‌شود که عملکرد کنترل کننده‌های طراحی شده بسیار نزدیک به هم و مطلوب می‌باشد. 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.

9-2- پیشنهادات

با توجه به نقش بسیار مهم سیستم تعلیق خودرو در فراهم کردن راحتی سرنشین و رانندگی مطمئن، کنترل مناسب سیستم تعلیق حائز اهمیت است. در ادامه این پایان‌نامه می‌توان به:

✓ پیاده سازی الگوریتم ارائه شده بر روی مدل کامل خودرو

✓ استفاده از روش های بهینه سازی برای انتخاب پارامترها

✓ پیاده سازی عملی روش پیشنهادی

اشاره نمود.

- [1] Sharkaway A. (2005) "Fuzzy and adaptive fuzzy control for the automobiles' active suspension system". *Vehicle System Dynamics*, 43,(11), 795-806.
- [2] Andreotti, L., Vannucci, S.,(1998) "Shock Absorber Mathematical Modeling," SAE Technical : 982-959.
- [3] Wong J. Y .(2001) "Theory of Ground vehicle" ,3th Edition John Wiley.
- [4] Chen H. Y., Huang S. J. (2008) "A new model-free adaptive sliding controller for active suspension system", *International Journal of Systems Science*, 39(1): 57-69.
- [5] Shan J. ,Kanell L.,(1995) "Nonlinear Design of Active Suspension" ,Proceeding of the 34th conference on Decision &control New orleans, ,60-69 , December.
- [6] Lian R. J., Lin B. F., and Sie W. T. (2005) "Self-organizing fuzzy control of active suspension systems", *International Journal of Systems Science*, 36,(3) :119-135.
- [7] Salem M. M. M., Aly A. A. (2010) "Fuzzy control of a quarter-car suspension system". *International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering*, 4: 235-240.
- [8] Chang P. C., Huang A. C. (2006) "Adaptive sliding control of active suspension systems with uncertain hydraulic actuator dynamics" .*Vehicle System Dynamics*. 44: 357-368.
- [9] Xuan D. J., Kim J. W., Zang J. I.Kim Y.B. (2007), "A study on active suspension system using time delay control", *Control, Automation and Systems*, 2007. ICCAS'07. International Conference on, : 388-393, Seoul, South Korea.
- [10] Fateh M. M., Alavi S. S. (2009) "Impedance control of an active suspension system",*Mechatronics*, 19(1) : 134-140.
- [11] Fateh M. M. (2010) "Robust impedance control of a hydraulic suspension system", *International Journal of Robust and Nonlinear Control*, 20(8): 858-872.
- [12] Fateh M. M., Zirkohi M. M. (2011) "Adaptive impedance control of a hydraulic suspension system using particle swarm optimisation", *Vehicle System Dynamics*, 49, 12: 1951-1965.
- [13] Ansari F. A., and Taparia R. (2013) "Modeling, Analysis and Control of Active Suspension System using Sliding Mode Control and Disturbance Observer", *International Journal of Scientific and Research Publications*, 3 (1): 1324-1329.
- [14] Chantranuwathana S., and Peng H. (2000), *Practical adaptive robust controllers for*

- active suspensions, Proceedings of the 2000 ASME International Congress and Exposition, : 1-8, Orlando, Florida.
- [15] Spong M. W., Vidyasagar M., Fateh M. M. (Translator) (2013). Robot dynamic and control. 3th edn. Shahrood university, Iran.
- [16] Hogan N. (1985). Impedance control: an approach to manipulation, parts I, II, III. ASME Transactions Journal of Dynamic Systems and Measurement Control; 107(1): 1–24.
- [17] Bruyninckx H., Schutter J.D (1996), “Specification of force controlled actions in the “Task fram formalism ... synthesis”,IEEE Trans on Robotics and Automation; 12(4): 581-589.
- [18] Hogan N. “ Stable execution of control task using impedance control” Department of Mechanical Engineering and Laboratory For Manufacturing and Productivity MIT.
- [19] Alleyne A, Liu R. (1999). “On the limitations of force tracking control for hydraulic servo systems”. ASME Transactions Journal of Dynamic Systems and Measurement Control. 121(2):184–190.
- [20] Sam Y.M., Hudha K.(2006). “Modelling and force tracking control of hydraulic actuator for an active suspension system”. First IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications, Singapore, 2006; 1–6.
- [21] Lin J.S., Kanellakopoulos I.(1997) “Nonlinear design of active suspensions”. IEEE Control Systems Magazine ; 17: 45–59.
- [22] Chantranuwathana S., Peng H.(1999). “Force tracking control for active suspensions—theory and experiments”. Proceedings of IEEE International Conference on Control Applications, Kohala Coast-Island, HI, 442–447.
- [23] Tuan H.D., Ono E., Apkarian P., Hosoe S.(2001). “Nonlinear H_{∞} control for an integrated suspension system via parameterized linear matrix inequality characterizations”. IEEE Transactions on Control System Technology; 9(1):175–185.
- [24] Wong L.X. (1996), “A course in fuzzy system and control” Pretice Hall, Englewood Cliffs.
- [25] Ham C., Qu Z., Johnson R. (2000), “ Robust fuzzy control for robot manipulators ” , IEEE Proc., Control Theory Appl.147: 212-216.
- [26] Lim C.M., Hiyama T. (1991), “Application of fuzzy logic control to a

- manipulator”, IEEE Trans. Robot. Autom.1: 688-691.
- [27] Wong L. X., Mendel J. M .(1992), “Fuzzy basic functions, universal approximation, and orthogonal least squares learning”, IEEE Trans. Neural Networks,3:807-817.
- [28] Wu J. C. , Liu T.S. (1996), “A sliding-mod approach to fuuzy control design” , IEEE Trans. Control. System. Technology.,4:141-151.
- [29] Ghalia M. B., Alouani A. T.(1995), “A sliding-mode approach to fuzzy control synthesis using fuzzy logic”, inproc. American Control Conf.,Seattle, WA,;1528-1532.
- [30] Kim, E. (2004), “ Output feedback tracking control of robot manipulator with model uncertainty via adaptive fuzzy logic”,IEEE Trans.Fuzzy System,12:368-376.
- [31] Wang, L.X.(1994): Adaptive fuzzy systems and control: designand stability analysis. Prentice-Hall,Englewood Cliffs.
- [32] Fateh M M, Fateh S (2012) Decentralized direct adaptive fuzzy control of robots using voltage control strategy. Nonlinear Dyn. 70:1919-1930.
- [33] Hyun C.H., Park C. W. ,Kim S.(2010), “Ts fuzzy model based indirect adaptive fuzzy observer and controller design”, Information Sciences, 180,:2314-2327.
- [34] Yu H., Liloyd S.(1997), “Combined direct and indirect adaptive control of constrained robots” Int. J. Contr., 68:955-970.
- [35] Holo N., Sung D.,(1999). “Sliding model –based fuzzy logic controller for a vehicle suspension system”, Proceeding of the American Control Conference, San Diego, California,;337-368.

Abstract

A novel control design for an active suspension system of a vehicle is presented by using the concept of impedance in mechanical systems which can control the dynamical behavior of the suspension system subject to road disturbances. The active suspension system is designed for a one –quarter model of vehicle with considering the effects of nonlinearity of the hydraulic actuator. The control design consists of two control loops; the outer loop is a design of desired force while the inner loop is a proportional-integral force control. This research presents the stability analysis of control system and verifies the control method by the stability analysis and simulation results. First, the Adaptive control law is proposed to overcome the parametric uncertainty of suspension system. Adaptive fuzzy control efficiently controls uncertain nonlinear systems. Then, a direct and an indirect adaptive fuzzy control methods are designed to guarantee stability of closed loop system and having a good tracking performance which can overcome the parametric uncertainty. The inputs of fuzzy controller are body's relocation and velocity signals. Sliding control is the strong scheme for controlling nonlinear and unconditioned system. At last, the sliding control that is a robust control method considered to overcome uncertainty and disturbance. These approaches, provide the passenger comfort when passing a bump and ensure both the passenger comfort and vehicle handling after passing the bump. The proposed approaches are compared with the passive suspension system. Simulation results show the superiority of active suspension system over the passive suspension system in terms of the vehicle handling and passenger comfort.

Keywords: Active suspension system;Hydraulic actuator; *direct Adaptive Fuzzy Control; Indirect Adaptive Fuzzy Control; Sliding control; Impedance control; Uncertainty; Vehicle handling; passenger comfort.*



Sharood University of Technology

Faculty of Electrical & Robotic Engineering

**Impedance adaptive fuzzy control of an active
suspension system**

Ehsan Hoseini

Supervisor:

Dr. Mohammad Mehdi Fateh

September 2014