

دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

دانشکده مهندسی مکانیک

پایان نامه کارشناسی ارشد

گرایش طراحی سیستم های تعلیق، ترمز و فرمان خودرو

عنوان :

بهبود رفتار جانبی خودرو با استفاده از فرمان برقی به کمک کنترل

بهینه تطبیقی

استاد راهنما:

دکتر رضا کاظمی

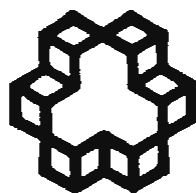
نگارش :

وحید طاووسی

شهریور ۱۳۸۸



پایان نامه



## دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

دانشکده مهندسی مکانیک

هیئت داوران پس از مطالعه پایان نامه و شرکت در جلسه دفاع از پایان نامه تهیه شده تحت عنوان " بهبود رفتار جانبی خودرو با استفاده از فرمان برقی به کمک کنترل بهینه تطبیقی " صحت و کفایت تحقیق انجام شده را برای اخذ درجه کارشناسی ارشد در رشته مکانیک گرایش سیستم های تعلیق، ترمز و فرمان خودرو مورد تایید قرار می دهد.

جناب آقای دکتر کاظمی

۱- استاد راهنما:

جناب آقای دکتر آزادی

۲- ممتحن داخلی:

جناب آقای دکتر جعفری

۳- ممتحن داخلی:

## حق طبع و نشر و مالکیت نتایج

۱- حق چاپ و تکثیر این پایان نامه متعلق به نویسنده آن می‌باشد. هرگونه کپی برداری بصورت کل پایان نامه یا بخشی از آن تنها با موافقت نویسنده یا کتابخانه دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی مجاز می باشد. ضمناً متن این صفحه نیز باید در نسخه تکثیر شده وجود داشته باشد.

۲- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی می باشد و بدون اجازه کتبی دانشگاه به شخص ثالث قابل واگذاری نیست.

همچنین استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع، مجاز نمی باشد.

## موضوع پایان نامه:

بهبود رفتار جانبی خودرو با استفاده از فرمان برقی به کمک کنترل بهینه تطبیقی

استاد راهنما:

جناب آقای دکتر کاظمی

دانشجو:

وحید طاووسی

شماره دانشجویی:

۸۵۰۳۵۷۴

اینجانب وحید طاووسی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک گرایش سیستم‌های تعلیق، ترمز و فرمان خودرو دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی گواهی می‌نمایم که تحقیقات ارائه شده در این پایان نامه توسط شخص اینجانب انجام شده و صحت و اصالت مطالب نگارش شده مورد تایید می‌باشد و در موارد استفاده از کار دیگر محققان به مرجع مورد استفاده اشاره شده است. بعلاوه گواهی می‌نمایم که مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون برای دریافت هیچ مدرک یا امتیازی توسط اینجانب یا فرد دیگری در هیچ جا ارائه نشده است و در تدوین متن پایان نامه چارچوب مصوب دانشگاه بطور کامل رعایت شده است.

وحید طاووسی

شهریور ۱۳۸۸

## چکیده

فرمان گیری بهبود یافته و پایداری مطلوب، دو جنبه مهم فرمان پذیری خودرو هستند؛ در این پژوهش، کنترلر بهینه تطبیقی برای کنترل تغییرات زاویه چرخش (Yaw) از طریق اعمال فرمان اصلاحی به سیستم فرمان، نسبت به ورودی فرمان راننده، طراحی و اعمال شده است. برای طراحی کنترل مناسب از سیستم فرمان SBW (سیستم فرمان سیمی) استفاده شده است. به این منظور ابتدا یک مدل چهار درجه آزادی غیر خطی با متغیرهای حالت زاویه غلت، سرعت طولی، نرخ زاویه چرخش و سرعت جانبی توسعه داده شده است. به منظور طراحی کنترلر که بر پایه مدل است با ساده سازی‌های منطقی به یک مدل ساده تر دست یافته شده است. در مدل ساده شده با ۲ درجه آزادی متغیرهای حالت نرخ چرخش و سرعت جانبی به عنوان متغیرهای حالت اصلی در فرمان پذیری استفاده شده است. برای بررسی رفتار سیستم کنترلی، ورودی کنترلی بهینه به کمک روش همپلتون با توجه به مدل ساده شده، طراحی شده که به سیستم ۴ درجه آزادی خودرو که بر پایه اطلاعات خودرو Jeep Cherokee صحنه گذاری شده، در جاده خشک و جاده با اصطکاک کم (خیس) اعمال شده است. در طراحی کنترلر بهینه ضرایب وزنی نقش مهمی دارند لذا سعی شده است با توجه به نتایج شبیه سازی بهترین ضرایب استخراج شده و استفاده شود. به کمک شبیه سازی‌های مختلف تاثیر سیستم کنترلی بهینه SBW در مقایسه با شرایط خودرو بدون کنترلر مورد بررسی و ارزیابی قرار گرفته است، در نتیجه رفتار چرخشی خودرو که در پایدار سازی آن به خصوص در جاده‌های لغزنده نقش مهمی دارد، بهبود یافته است. به این ترتیب زاویه فرمان اعمالی از طریق راننده به کمک سیستم کنترلی اصلاح می‌شود. برای نزدیکی بیشتر به واقعیت مدل زیر سیستم فرمان برقی نیز برای خودرو در نظر گرفته شده است. در واقع دو معادله یکی مربوط به رفتار جانبی و دیگری مربوط به زیر سیستم فرمان به طور همزمان حل خواهد شد. ورودی مدل رفتار چرخشی، زاویه فرمان، و ورودی فرمان برقی گشتاور موتور برقی سیستم فرمان SBW خواهد

بود. کنترلر تصمیم گیرنده برای اصلاح زاویه فرمان کنترلر بالایی نام دارد. برای تعقیب فرمان کنترلی دلخواه توسط سیستم فرمان، کنترلر بهینه‌ای نیز برای این قسمت طراحی شده است که کنترلر پایینی نام دارد. این کنترلر گشتاور مورد نیاز برای تغییر زاویه فرمان چرخ‌ها را با توجه به فرامین کنترلر بالایی، بدست آورده و به سیستم اعمال می‌کند.

برای اینکه کنترلر بتواند خود را با شرایط جاده وفق دهد یک مکانیزم تطبیق در نظر گرفته شده است. این مکانیزم تطبیق حالات و پارامترهای غیر قابل اندازه‌گیری را تخمین زده و در معادلات ریکاتی کنترلر بهینه وارد می‌کند و با حل این معادلات ضرایب کنترلی بهینه تطبیقی بدست می‌آیند. با وارد شدن لحظه به لحظه این ضرایب در سیستم، رفتار سیستم بهبود یافته و مدل خودرو در جاده پوشیده از برف پایدار می‌شود.

در انتها یک سیستم سخت افزار در حلقه برای شبیه سازی کنترل خودرو به کار گرفته شده است. در این سیستم ECU کنترلی سیستم فرمان به رایانه متصل شده است و خروجی‌های قابل اندازه‌گیری مدل را به عنوان ورودی دریافت می‌کند. این کنترلر می‌تواند خودرو را در شرایط جاده برفی و آزمون سینوسی به خوبی پایدار کرده و عملکرد مشابه کنترلر در شبیه سازی رایانه‌ای نشان می‌دهد.



## فهرست مطالب

صفحه	عنوان
۱	فصل ۱- چرا فرمان برقی
۲	۱ چرا فرمان برقی
۴	۱-۱ سیستم فرمان
۶	۲-۱ سیر تکامل سیستم فرمان
۶	۳-۱ انواع سیستم فرمان
۶	۱-۳-۱ فرمان دستی
۷	۲-۳-۱ سیستم میله شانه‌ای و چرخ‌دنده
۹	۳-۳-۱ سیستم فرمان گوی در گردش
۱۲	۴-۳-۱ فرمان هیدرولیکی
۱۵	۵-۳-۱ معایب سیستم‌های فرمان معمول
۱۶	۶-۳-۱ سیستم فرمان کمکی برقی
۱۷	۷-۳-۱ سیستم فرمان فعال
۱۸	۱-۷-۳-۱ چهار چرخ فرمان
۲۱	۲-۷-۳-۱ سیستم فرمان فعال محور جلو
۲۳	۸-۳-۱ سیستم فرمان برقی با پشتیبان هیدرولیکی یا مکانیکی
۲۴	۹-۳-۱ سیستم فرمان برقی
۲۹	فصل ۲- مروری بر پژوهش‌های انجام شده
۳۰	۲ مروری بر پژوهش‌های انجام شده
۳۱	۱-۲ کارهای صنعتی انجام شده بر روی فرمان برقی
۳۳	۲-۲ کارهای دانشگاهی انجام شده بر روی فرمان برقی

۴۲	فصل ۳- مدل سازی
۴۳	۳ مدل سازی
۴۸	۳-۱-۱ سینماتیک حرکت
۴۸	۳-۱-۱-۱ سینماتیک انتقالی
۴۸	۳-۱-۱-۲ سینماتیک دورانی
۴۸	۳-۱-۲ دینامیک حرکت
۴۹	۳-۱-۳ پایه گذاران مکانیک کلاسیک
۵۰	۳-۱-۴ فرمول بندی لاگرانژی مکانیک کلاسیک
۵۰	۳-۱-۴-۱ موارد شکست فرمول بندی نیوتن
۵۰	۳-۱-۴-۲ مکمل مکانیک کلاسیک
۵۱	۳-۱-۵ مکانیک لاگرانژی
۵۱	۳-۱-۵-۱ اطلاعات اولیه
۵۱	۳-۱-۵-۲ مختصات تعمیم یافته
۵۲	۳-۱-۵-۳ نیروی تعمیم یافته
۵۲	۳-۱-۵-۴ معادلات لاگرانژ
۵۴	۳-۲ درجات آزادی
۵۵	۳-۳ مدل دینامیکی فرمانپذیری
۵۵	۳-۳-۱ مدل چهار درجه آزادی غیر خطی
۵۷	۳-۳-۲ مدل دو چرخ
۵۸	۳-۳-۳ معادلات فرمان پذیری
۶۱	۳-۳-۴ مدل دو درجه آزادی

۶۱	۳-۳-۵ مدل تأیر
۶۷	۳-۴ مدل سیستم فرمان برقی
۷۰	۳-۵ مشخصه اصلی فرمان‌پذیری
۷۴	<b>فصل ۴- طراحی کنترلر</b>
۷۵	۴ طراحی کنترلر
۷۶	۴-۱ کنترل‌پذیری و مشاهده‌پذیری سیستم
۷۹	۴-۲ کنترل بهینه
۷۹	۴-۲-۱ تابعی‌های (تابع تابع) معیار برای مسایل کنترل بهینه
۸۱	۴-۲-۲ طراحی قانون کنترلی بهینه
۸۲	۴-۲-۳ کنترل بهینه خطی
۸۴	۴-۳ طراحی قانون کنترلی بهینه برای کنترل رفتار جانبی خودرو
۸۵	۴-۳-۱ حل معادلات کنترلر
۸۷	۴-۴ کنترل تطبیقی
۸۸	۴-۴-۱ کنترل‌کننده تطبیقی مدل مرجع
۹۰	۴-۴-۲ کنترل‌کننده تطبیقی خود تنظیم
۹۱	۴-۴-۳ مقایسه بین دو روش MRAC و STC
۹۲	۴-۴-۴ تفاوت کنترل تطبیقی و مقاوم
۹۳	۴-۵ طراحی مشاهده‌گر با استفاده از روش تناسبی
۹۶	۴-۶ تخمین به روش حداقل مربعات
۹۸	۴-۵-۱ تخمین زنده گرادیان
۱۰۰	۴-۵-۲ تخمین حداقل مربعات استاندارد
۱۰۱	۴-۵-۳ تخمین حداقل مربعات با فراموشی نمایی

۱۰۶	۴-۵-۴ طراحی تخمینگر برای رفتار جانبی خودرو
۱۰۸	۴-۵-۵ تخمین سرعت خودرو
۱۰۸	۴-۶ جمع بندی
۱۱۱	<b>فصل ۵- نتایج شبیه سازی</b>
۱۱۲	۵ نتایج شبیه سازی
۱۱۳	۵-۱ صحه گذاری
۱۱۹	۵-۱-۱ آزمون استاندارد با ورودی سینوسی
۱۲۰	۵-۱-۱-۱ سرعت مانور
۱۲۰	۵-۱-۱-۲ نحوه بارگذاری
۱۲۰	۵-۱-۱-۳ نوع ورودی فرمان
۱۲۱	۵-۱-۱-۴ جاده آزمون
۱۲۱	۵-۱-۱-۵ اعمال آزمون
۱۲۴	۵-۲ اعمال کنترل بهینه
۱۳۴	۵-۳ تخمین پارمترها و حالات
۱۳۸	۵-۴ کنترل بهینه تطبیقی غیر خطی
۱۴۰	۵-۵ آزمون در جاده برفی
۱۴۱	۵-۶ تغییرات ضرایب کنترلی بر حسب سرعت طولی
۱۴۳	<b>فصل ۶- سخت افزار در حلقه</b>
۱۴۴	۶ سخت افزار در حلقه (HIL)
۱۴۵	۶-۱ چرا از روش HIL استفاده می شود؟
۱۴۵	۶-۲ مدل سازی به کمک HIL
۱۴۷	۶-۳ نتایج شبیه سازی

۱۴۹	فصل ۷- نتیجه‌گیری و پیشنهادات
۱۵۰	۷ نتیجه‌گیری و پیشنهادات
۱۵۰	۱-۷ نتیجه‌گیری
۱۵۲	۲-۷ پیشنهادات
۱۵۳	فصل ۸- مراجع
۱۵۴	۸ مراجع

## فهرست جداول

شماره جدول	عنوان	صفحه
جدول ۵-۱	پارمترهای مربوط به خودرو Jeep Cherokee	۱۱۱
جدول ۵-۲	پارمترهای مربوط به سیستم فرمان برقی	۱۱۲
جدول ۵-۳	ضریب اصطکاک بین تایر و جاده در شرایط مختلف	۱۱۸

## فهرست شکل‌ها

شماره شکل	عنوان	صفحه
شکل ۱-۱	یک خودرو ساخت داخل پس از تصادف	۲
شکل ۱-۲	شماتیک سیستم فرمان میله شانه‌ای و چرخ‌دنده	۸
شکل ۱-۳	سیستم فرمان میله شانه‌ای و چرخ‌دنده در خودرو Ariel Atom	۸
شکل ۱-۴	اهرم‌بندی سیستم فرمان گوی در گردش	۹
شکل ۱-۵	اجزای سیستم فرمان گوی در گردش	۱۰
شکل ۱-۶	میله‌شانه‌ای با گام متفاوت	۱۱
شکل ۱-۷	مقایسه نسبت فرمان متغیر در دو خودرو متفاوت	۱۱
شکل ۱-۸	شماتیک سیستم فرمان هیدرولیک	۱۲
شکل ۱-۹	شماتیک سیستم پمپ توربین دوار	۱۳
شکل ۱-۱۰	شماتیک سیستم شیر پیچشی	۱۴
شکل ۱-۱۱	شماتیک سیستم پیستون کمکی در فرمان نوع میله‌شانه‌ای	۱۴
شکل ۱-۱۲	تغییرات نسبت فرمان برای یک سیستم فرمان فعال در مقایسه با یک فرمان معمولی	۱۶
شکل ۱-۱۳	نمودار سیستم‌های فرمان معمول با کمک	۱۷
شکل ۱-۱۴	شماتیک خودرو مجهز به سیستم فرمان A4WS	۲۰
شکل ۱-۱۵	بهبود حرکت در خودرو مجهز به سیستم فرمان A4WS	۲۰
شکل ۱-۱۶	چیدمان مختلف برای سیستم فرمان فعال	۲۲
شکل ۱-۱۷	مکانیزم فرمان برقی با فعال‌کننده خطی	۲۴
شکل ۱-۱۸	نمودار سیستم فرمان برقی	۲۶
شکل ۱-۱۹	تفاوت رفتار جانبی در خودرو مجهز به YMC و خودرو معمولی	۲۸
شکل ۲-۱	شماتیک سیستم فرمان Magnasteer	۳۳
شکل ۲-۲	تفاوت رفتار خودروی معمولی با خودرو مجهز به فرمان برقی توسط آکرمن و همکارانش	۳۴
شکل ۲-۳	تفاوت گشتاور مدل با آزمون واقعی	۳۵
شکل ۲-۴	تفاوت خروجی‌ها با توجه به نوع کنترلر اعمالی	۳۶
شکل ۲-۵	خودرو مورد آزمون دانشگاه استانفورد	۳۷

۴۵	روند طراحی به کمک مدل سازی رایانه‌ای	شکل ۳-۱
۵۵	درجات آزادی خودرو و مرکز مختصات نسبی	شکل ۳-۲
۵۶	مدل چهار درجه آزادی خودرو	شکل ۳-۳
۵۷	مدل ساده خودرو (مدل دوچرخ)	شکل ۳-۴
۶۳	رفتار تایر در سرعت‌ها و شرایط مختلف جاده	شکل ۳-۵
۶۳	ساختار ورودی و خروجی‌های مدل پچکا	شکل ۳-۶
۶۵	مقایسه مدل خطی و غیر خطی برای تایر خودرو Jeep Cherokee	شکل ۳-۷
۶۶	زاویه لغزش تایر	شکل ۳-۸
۶۷	دیاگرام آزاد سیستم فرمان برقی	شکل ۳-۹
۶۸	دنباله مکانیکی و دنباله پنوماتیکی	شکل ۳-۱۰
۷۲	مقایسه خودروها از نظر گرادیان کم‌فرمانی	شکل ۳-۱۱
۷۶	شماتیک سیستم کنترلی تطبیقی	شکل ۴-۱
۸۶	شماتیک سیستم کنترلی	شکل ۴-۲
۸۹	دیاگرام جعبه‌ای کنترلر تطبیقی مدل مرجع	شکل ۴-۳
۹۰	شماتیک سیستم تطبیقی خود تنظیم	شکل ۴-۴
۱۰۹	شماتیک ترکیبی کل سیستم کنترلی	شکل ۴-۴
۱۱۲	ورودی فرمان به غربیلک در آزمون J-Turn	شکل ۵-۱
۱۱۳	نحوه اعمال ورودی فرمان بر اساس مرجع	شکل ۵-۲
۱۱۴	شتاب جانبی	شکل ۵-۳
۱۱۵	زاویه غلت	شکل ۵-۴
۱۱۸	مقایسه ورودی فرمان دلخواه و ورودی فرمان اعمال شده به مدل	شکل ۵-۵
۱۱۹	مقایسه شتاب جانبی مدل‌های مختلف در آزمون سینوسی	شکل ۵-۶
۱۱۹	مقایسه سرعت جانبی مدل‌های مختلف در آزمون سینوسی	شکل ۵-۷
۱۱۹	مقایسه نرخ چرخش مدل‌های مختلف در آزمون سینوسی	شکل ۵-۸
۱۲۰	مقایسه سرعت طولی مدل‌های مختلف در آزمون سینوسی	شکل ۵-۹
۱۲۰	میزان غلت خودرو در آزمون سینوسی	شکل ۵-۱۰
۱۲۰	میزان غلت خودرو در آزمون سینوسی	شکل ۵-۱۱
۱۲۱	مقایسه شتاب جانبی کنترل شده با ضرایب مختلف در آزمون سینوسی	شکل ۵-۱۲
۱۲۲۲	مقایسه سرعت جانبی کنترل شده با ضرایب مختلف در آزمون سینوسی	شکل ۵-۱۳
۱۲۲	مقایسه نرخ چرخش کنترل شده با ضرایب مختلف در آزمون سینوسی	شکل ۵-۱۴
۱۲۳	مقایسه فرمان کنترلی برای ضرایب مختلف در آزمون سینوسی	شکل ۵-۱۵
۱۲۴	مقایسه انرژی مصرفی برای ضرایب مختلف در آزمون سینوسی	شکل ۵-۱۶
۱۲۵	مقایسه مسیر حرکت خودرو برای ضرایب مختلف در آزمون سینوسی	شکل ۵-۱۷

۱۲۵	مقایسه فرمان کنترلی برای ضرایب مختلف در آزمون سینوسی	شکل ۵-۱۸
۱۲۶	مقایسه سرعت جانبی برای ضرایب مختلف در آزمون سینوسی	شکل ۵-۱۹
۱۲۷	مقایسه نرخ چرخش برای ضرایب مختلف در آزمون سینوسی	شکل ۵-۲۰
۱۲۸	انرژی مصرفی برای ضرایب مختلف در آزمون سینوسی	شکل ۵-۲۱
۱۲۸	نمودار نیرو بر حسب زاویه لغزش تایر در جاده خیس و آزمون سینوسی	شکل ۵-۲۲
۱۲۹	نمودار نیرو بر حسب زاویه لغزش تایر در جاده خیس و آزمون سینوسی	شکل ۵-۲۳
۱۲۹	نمودار نیرو بر حسب زمان در جاده خیس و آزمون سینوسی برای محور جلو	شکل ۵-۲۴
۱۳۰	نمودار نیرو بر حسب زمان در جاده خیس و آزمون سینوسی برای محور عقب	شکل ۵-۲۵
۱۳۱	نمودار سختی جانبی بر حسب زمان در جاده خیس و آزمون سینوسی برای محور جلو	شکل ۵-۲۶
۱۳۱	نمودار سختی جانبی بر حسب زمان در جاده خیس و آزمون سینوسی برای محور عقب	شکل ۵-۲۷
۱۳۲	مقایسه دو روش تخمین سرعت جانبی، در جاده خیس و آزمون سینوسی	شکل ۵-۲۸
۱۳۳	ادامه شکل ۵-۲۸	شکل ۵-۲۸
۱۳۴	تخمین سرعت طولی، در جاده خیس و آزمون سینوسی	شکل ۵-۲۹
۱۳۵	تخمین نیروی جانبی، در جاده خیس و آزمون سینوسی با سرعت اولیه طولی 22.2m/s	شکل ۵-۳۰
۱۳۵	تخمین نیروی جانبی، در جاده خیس و آزمون سینوسی با سرعت اولیه طولی 22.2m/s	شکل ۵-۳۱
۱۳۶	مقایسه سرعت جانبی در کنترلر بهینه تطبیقی غیر خطی و بهینه خطی	شکل ۵-۳۲
۱۳۶	مقایسه نرخ چرخش در کنترلر بهینه تطبیقی غیر خطی و بهینه خطی	شکل ۵-۳۳
۱۳۷	مقایسه مسیر حرکت در کنترلر بهینه تطبیقی غیر خطی با مسیر مطلوب	شکل ۵-۳۴
۱۳۷	مقایسه چرخش خودرو در کنترلر بهینه تطبیقی غیر خطی با مسیر مطلوب	شکل ۵-۳۵
۱۳۸	مقایسه فرمان اعمالی دو کنترلر به خودرو	شکل ۵-۳۶
۱۳۹	مقایسه سرعت جانبی خودرو کنترل شده و کنترل نشده	شکل ۵-۳۷
۱۳۹	مقایسه نرخ چرخش خودرو کنترل شده و کنترل نشده	شکل ۵-۳۸
۱۴۰	مقایسه شتاب جانبی خودرو کنترل شده و کنترل نشده، در جاده برفی	شکل ۵-۳۹
۱۴۰	مقایسه مسیر خودرو کنترل شده و کنترل نشده، در جاده برفی	شکل ۵-۴۰
۱۴۰	مقایسه چرخش خودرو کنترل شده و کنترل نشده، در جاده برفی	شکل ۵-۴۱
۱۴۱	مقایسه زاویه فرمان اصلاح شده و ورودی راننده، در جاده برفی	شکل ۵-۴۲
۱۴۱	<b>تغییر ضریب S2 بر حسب سرعت طولی</b>	شکل ۵-۴۳
۱۴۲	<b>تغییر ضریب K1 بر حسب سرعت طولی</b>	شکل ۵-۴۴
۱۴۲	<b>تغییر ضریب K2 بر حسب سرعت طولی</b>	شکل ۵-۴۵
۱۴۶	شماتیک سخت افزار در حلقه	شکل ۶-۱
۱۴۷	مقایسه فرمان اعمالی راننده و کنترلر HIL	شکل ۶-۲
۱۴۷	مقایسه نرخ چرخش دلخواه راننده و شبیه سازی HIL	شکل ۶-۳
۱۴۸	سرعت جانبی در شبیه سازی HIL	شکل ۶-۴
۱۴۸	شتاب جانبی در شبیه سازی HIL	شکل ۶-۵
۱۴۸	مسیر حرکت خودرو با کنترلر سخت افزاری و بدون کنترلر	شکل ۶-۶



# فصل ۱

## چرا فرمان برقی

## ۱ چرا فرمان برقی [۲۷، ۱، ۲، ۳ و ۲۸]

آمارها نشان می‌دهد که تصادفات رانندگی دومین علت اصلی مرگ و میر در ایران است. در زیر با نقل خبری از این موضوع به خوبی مشخص می‌شود. در خبری که در پی آمده است ذکر شده است که تصادفات رانندگی در ایران حدود ۵ هزار میلیارد تومان هزینه در بر دارد.



شکل ۱-۱ یک خودرو ساخت داخل پس از تصادف [۱]

سایت شنیدار [۱]:

" پلیس راهنمایی و رانندگی ایران گزارش داده که در این کشور در هر ۲۵ دقیقه یک نفر بر اثر حوادث رانندگی جان خود را از دست می‌دهد.

پلیس راهنمایی و رانندگی ایران، میزان حوادث جاده ای ایران را هفت برابر کشورهای توسعه یافته اعلام کرده است.

در کشورهای توسعه یافته در مقابل هر هزار نفر جمعیت، سه نفر در اثر تصادفات جاده ای جان خود را از دست می‌دهند در حالی که در ایران در مقابل هر هزار نفر جمعیت، ۳۲ نفر در اثر حوادث رانندگی جان خود را از دست می‌دهند.

تعداد کشته‌های حوادث رانندگی در ایران سالانه حدود ۲۳ هزار نفر اعلام شده است که نسبت به سه سال پیش کاهش چشمگیری نشان می‌دهد.

بر اساس گزارشی که وزارت بهداشت منتشر کرده در سال ۱۳۸۴ تعداد کشته‌های حوادث رانندگی حدود ۲۷ هزار و ۷۶۴ نفر بوده اما در سه سال اخیر تعداد کشته‌های رانندگی نزدیک به پنج هزار نفر کاهش پیدا کرده است.

کاهش آمار تلفات انسانی در تصادفات رانندگی، در چند سال اخیر کم سابقه است با این حال کارشناسان می‌گویند که جاده‌های ایران هنوز یکی از مرگبارترین جاده‌های جهان هستند. سالانه بیش از ۴۰۰ هزار تصادف در ایران روی می‌دهد و ایران در ردیف اول حوادث مرگبار جاده‌ای جهان قرار دارد.

بر اساس آخرین گزارش‌ها، در سال گذشته با وجود کاهش شدید آمار تلفات انسانی نزدیک به ۲۳ هزار نفر در تصادفات جان‌باخته و حدود ۲۰۰ هزار نفر نیز زخمی شده‌اند.

پلیس راهنمایی و رانندگی و وزارت راه ایران در سال‌های اخیر برنامه‌های متعددی را برای کاهش تصادفات رانندگی به اجرا گذاشته و به عقیده کارشناسان، بخشی از کاهش تلفات انسانی به این مسئله مربوط می‌شود.

با وجود این هنوز جاده‌های ایران ناامن است و خودروهای تولیدی از ایمنی کافی برخوردار نیستند و این مشکلات باعث شده تا آمار تصادفات در ایران همچنان بالا باشد.

به تازگی رئیس پلیس راهنمایی و رانندگی ایران با انتقاد از ضعف ایمنی در خودروهای تولیدی این کشور گفت: "سقف بعضی از خودروها به علت ضعف ساخت به گونه‌ای است که با یک واژگونی

باعث کشته شدن سرنشینان خودرو می‌شود و استاندارد نبودن ترمزهای قدیمی و عدم استفاده از سیستم ترمز ABS شدت حادثه را در تصادفات رانندگی چندین برابر می‌کند."

برآورد خسارات تصادفات چندان آسان نیست اما برخی میزان آن را سالانه بیش از پنج هزار میلیارد تومان (بیش از ۵.۵ میلیارد دلار) برآورد می‌کنند."

با توجه به اهمیت استفاده از سیستم‌های کنترل فعال برای پیشگیری از تصادفات تحقیقات زیادی بر روی این‌گونه سیستم‌ها در دنیا انجام شده و می‌شود.

امروزه پیشرفت‌های علمی و فنی در تمام زمینه‌ها تحقق یافته و این امر شامل صنایع خودرو سازی و صنایع وابسته نیز شده است. یکی از این صنایع و اجزای وابسته، قسمت فرمان خودرو است که وظیفه‌ی خطیر هدایت خودرو از طریق آن انجام می‌شود.

#### ۱-۱ سیستم فرمان

برای تغییر مسیر خودرو از سیستم فرمان استفاده می‌شود. لذا مجموعه‌ی تشکیل دهنده‌ی این سیستم نقش مهمی در خودرو به عهده دارد. معمول ترین این سیستم‌ها، سیستم دنده شانه‌ای و پینیون است، به طوری که پینیون حرکت دورانی داشته و دنده شانه‌ای حرکت خطی انجام می‌دهد. در این حال پینیون حرکت دورانی غربیلک فرمان را به دنده شانه‌ای انتقال داده، دنده شانه‌ای نیز حرکت خطی را از طریق مفصل‌ها به چرخ‌های خودرو انتقال می‌دهد.

وظیفه اصلی سیستم فرمان تبدیل گشتاور ورودی به غربیلک فرمان توسط راننده، به زاویه فرمان چرخ‌ها می‌باشد که در نتیجه آن در خودرو نیروی جانبی و به دنبال آن شتاب جانبی، سرعت جانبی و غیره ایجاد می‌شود.

در یک فرمان ایده‌ال می‌بایست زاویه فرمان چرخ‌ها در مقابل گشتاور ورودی به غربیلک فرمان بصورت خطی تغییر نماید. اما وجود برخی پارامترها از جمله وجود زاویه کستر سبب نوسانی شدن میزان زاویه فرمان چرخ‌ها در مقابل گشتاور ورودی می‌شود. برای تبدیل زاویه غربیلک فرمان به

زاویه چرخ‌ها در سیستم فرمان از مکانیزم‌های مختلفی بهره‌گیری می‌شود تا گشتاور دست‌راننده توانایی تقابل با نیروهای اعمالی به تایر را داشته باشد. این نیروها کاملاً به نحوه تنظیم چرخ‌ها خودرو بستگی دارد لذا یکی از مشکلات طراحی سیستم فرمان در این جا بروز می‌کند، زیرا تنظیم چرخ‌ها در سیستم تعلیق و سیستم فرمان در تقابل بوده و نیاز به طراحی بهینه دارد.

برای طراحی بهینه هر سیستم نیاز است تا اهداف مورد انتظار از آن سیستم مشخص گردد. در اینجا به بررسی ویژگی‌های مورد نظر از سیستم فرمان می‌پردازیم.

الف. سیستم فرمان می‌بایست بهره<sup>۱</sup> مناسب داشته باشد (نیاز به احساس فرمان<sup>۲</sup> مناسب)

ب. سیستم فرمان رفتار گذرای<sup>۳</sup> خوبی داشته باشد.

از آنجا که هر سیستم دارای جرم و سختی یک سیستم ارتعاشی ایجاد می‌نماید سیستم فرمان نیز یک سیستم ارتعاشی است که باید رفتار مناسبی از خود ارائه نماید. لذا باید اجزای آن سختی و میرایی مناسب داشته باشد تا از یکطرف از محدوده فرکانسی فعالیت خودرو به دور باشد و از طرف دیگر احساس نا مناسبی به راننده منتقل ننماید.

پ. فرمان باید بگونه‌ای طراحی گردد تا در تصادفات حداکثر جذب انرژی را داشته باشد تا حداقل جراحات به راننده وارد شود.

ت. قابلیت تنظیم موقعیت فرمان جهت همخوانی با شرایط بدنی راننده را داشته باشد.

ث. داشتن حداقل وزن و گرفتن حداقل فضا تا فضای مناسب برای دیگر اجزا خودرو فراهم شود.

ج. نیاز به حداقل تعمیرات و نگهداری

- 1 Gain
- 2 Effort
- 3 Transient

- چ. طول عمر بالا در حد عمر خودرو
- ح. حداکثر تطابق با سیستم تعلیق
- خ. برآورده ساختن نیازهای زیبایی خودرو

## ۲-۱ سیر تکامل سیستم فرمان

یکی از پارامترهای موثر در انتخاب نوع خودرو در کشورهای توسعه یافته، راحتی فرمان‌دهی خودرو است. این موضوع سازندگان خودرو را بر آن داشته است که جهت تسهیل در چرخش فرمان و به تبع آن کاهش خستگی راننده و همچنین افزایش ایمنی با فراهم کردن کنترل بهتر در جاده‌های خشن، یک سیستم هیدرولیکی و یا برقی به قسمت مکانیکی اضافه نمایند. معمولاً این سیستم جانبی به صورت کمکی عمل می‌نماید. امروزه سیستم‌های کمکی خود به چند دسته تقسیم می‌شوند. فرمان‌های هیدرولیکی، الکترو هیدرولیکی و الکتریکی از این دسته‌اند. (در بند بعدی این سیستم‌ها توصیف خواهند شد.) اما قضیه صرفاً به راحتی راننده ختم نخواهد شد. بلکه سعی مهندسان و طراحان بر این است که بتوانند به کمک سیستم فرمان پایداری جانبی خودرو را نیز افزایش دهند. سیستم‌های فرمان فعال جلو<sup>۱</sup>، چهار چرخ فرمان‌گیر فعال<sup>۲</sup> و سیستم فرمان برقی<sup>۳</sup> جهت این امر طراحی شده‌اند.

## ۳-۱ انواع سیستم فرمان

### ۱-۳-۱ فرمان دستی

این نوع فرمان معمولاً از نوع rack-and-pinion یا ball-and-nut بوده و نسبت فرمان مشخصی را برای راننده به همراه دارد. از مزایای این سیستم می‌توان قدمت و شناخته شده بودن این سیستم را

---

1-Active Front Steering (AFS)

2 - Active Four Wheel Steering (A4WS)

3 - Steer By Wire (SBW)

بر شمرد. و از معایب آن گشتاور زیادی است که راننده باید به غربیلک فرمان وارد کند تا زاویه دلخواه را ایجاد کند. همچنین با افزایش بار روی محور جلو و یا استفاده از لاستیک‌های پهن تر این گشتاور افزایش خواهد یافت.

### ۱-۳-۲ سیستم میله شانه‌ای و چرخ‌دنده<sup>۱</sup>

سیستم میله شانه‌ای و چرخ دنده به زودی تبدیل به معمول ترین نوع سیستم فرمان شد. اغلب خودروهای سواری، کامیون‌ها و خودروهای SUV از این سیستم بهره می‌جویند.

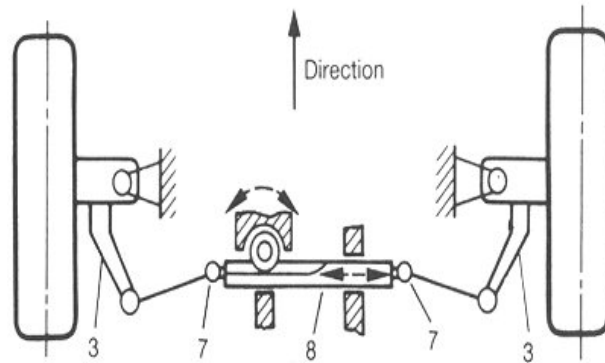
همانگونه که در شکل ۱-۲ مشاهده شود، در این سیستم فرمان بواسطه چرخ دنده پینیون که به پایین محور متصل است حرکت دورانی فرمان به حرکت طولی در قطعه ۸ تبدیل می‌شود. در دو انتهای قطعه ۸، دو میله واسط (Tie Rod) توسط اتصال کروی (Ball Joint) شماره ۷ به میله شانه‌ای متصل هستند و از سوی دیگر به اهرم فرمان (قطعه شماره ۳، سگ‌دست) متصل می‌باشند تا بوسیله اهرم فرمان گشتاور حول محور فرمان به مجموعه چرخ اعمال شود.

همانگونه که در ساختمان جعبه فرمان میله شانه‌ای و چرخ‌دنده پینیون دیده می‌شود حرکت طولی بوسیله چرخ دنده پینیون به میله شانه‌ای اعمال می‌شود.

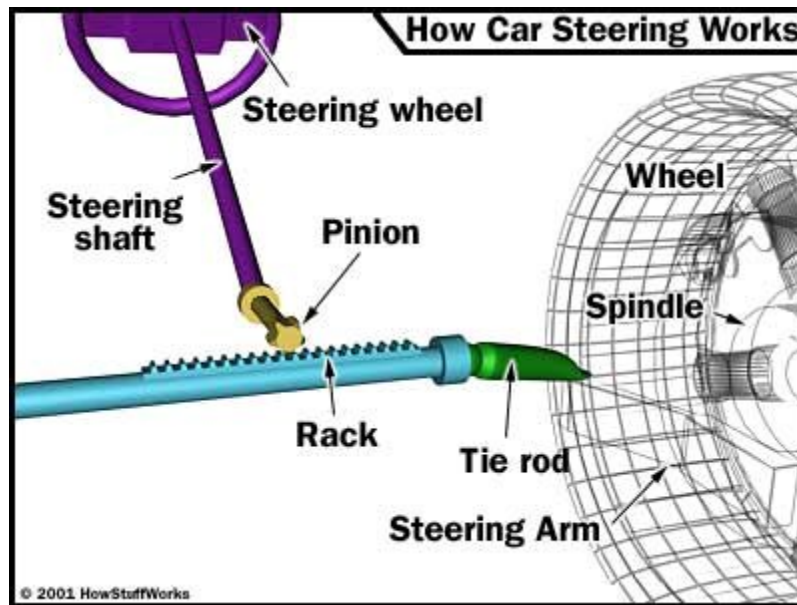
این سیستم به طور ذاتی یک کاهش چرخ‌دنده‌ای ایجاد می‌کند که این امر باعث راحت شدن حرکت غربیلک و چرخ‌ها می‌باشد. در اغلب خودروها غربیلک فرمان ۳ یا چهار دور باید بچرخد تا چرخ‌ها از وضعیت قفل به قفل حرکت کنند (از منتهی الیه راست به چپ و بالعکس). نسبت فرمان<sup>۲</sup> به معنی این است که به عنوان مثال، اگر راننده غربیلک را ۳۶۰ درجه بچرخاند و چرخ‌ها ۲۰ درجه بچرخند، نسبت فرمان این خودرو ۳۶۰ به ۲۰ یا ۱۸:۱ خواهد بود.

1 - Rack And Pinion

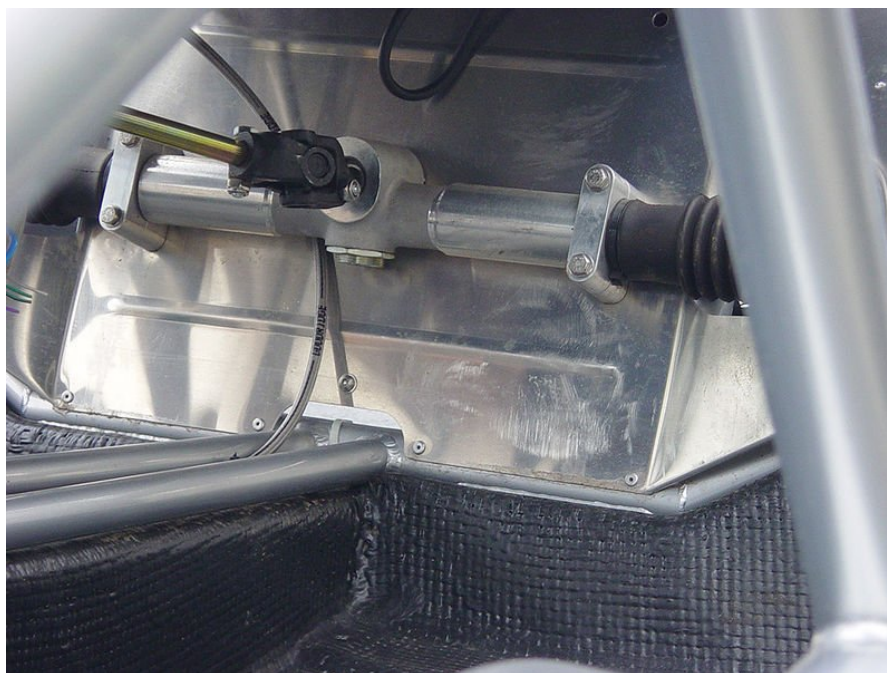
2 -Steering Ratio



شکل ۱-۲-الف شماتیک سیستم فرمان میله شانهای و چرخ‌دنده [۱]



شکل ۱-۲-ب شماتیک سیستم فرمان میله شانهای و چرخ‌دنده [۱]



شکل ۱-۳ سیستم فرمان میله شانهای و چرخ‌دنده در خودرو Ariel Atom [۱]

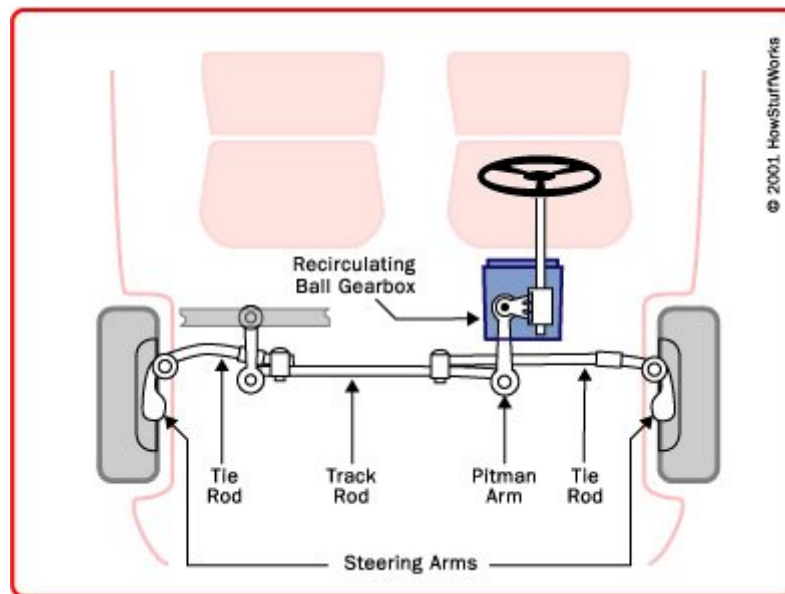


۳-۳-۱ سیستم فرمان گوی در گردش<sup>۱</sup>

این سیستم امروزه معمولاً در برخی کامیون‌ها و خودروهای SUV استفاده می‌شود. اهرم بندی این سیستم اندکی با آنچه که در سیستم میله‌شانه‌ای استفاده می‌شود متفاوت است. شکل ۴-۱ اهرم بندی این سیستم را نشان می‌دهد.

این سیستم شامل یک چرخ دنده مارپیچ است که در یک غلاف فلزی قرار دارد. این غلاف فلزی نیز در داخل رزوه شده است. خارج این غلاف فلزی نیز شیارهای مانند دنده‌های چرخ دنده ایجاد شده است. این دنده‌ها با چرخ‌دنده‌ای که میله‌اتصال<sup>۲</sup> حرکت می‌دهد درگیر هستند.

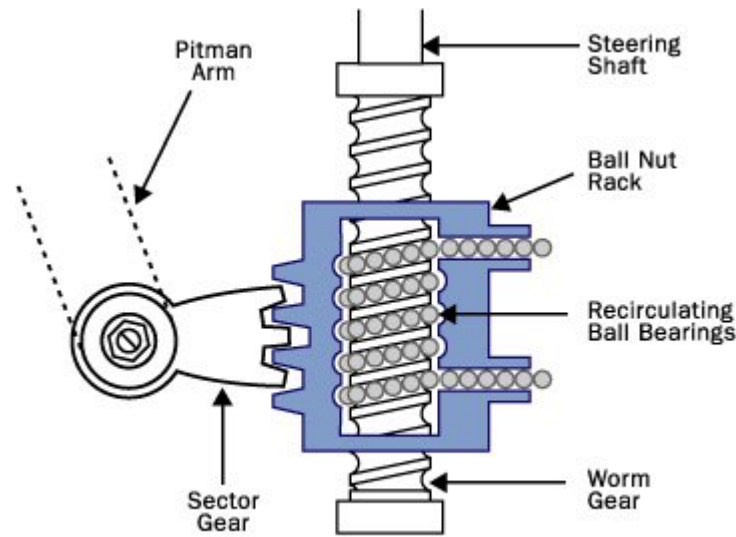
غربلیک به چرخ‌دنده مارپیچ متصل می‌شود، وقتی که فرمان می‌پیچد، مارپیچ را می‌چرخاند، مارپیچ درون مهره می‌پیچد. از آنجا که حرکت طولی این مارپیچ ثابت شده‌است، در نتیجه غلاف آن که نوعی مهره محسوب می‌شود حرکت می‌کند. حرکت مهره باعث حرکت چرخ دنده و در نتیجه میله اتصال می‌شود. در شکل ۴-۱ این قطعات به خوبی مشخص شده‌اند.



شکل ۴-۱ اهرم‌بندی سیستم فرمان گوی در گردش [۱]

1- Recirculating Ball

2 - Pitman Arm



© 2001 HowStuffWorks

شکل ۱-۵ اجزای سیستم فرمان گوی در گردش [۱]

به جای اینکه مارپیچ به طور مستقیم با مهره در گیر باشد، فاصله آنها با یکسری ساچمه پر شده‌اند، که در این بین مشغول گردش هستند. این ساچمه‌ها دو کار انجام می‌دهند، یکی اینکه اصطکاک را کاهش می‌دهند، دواينکه لغزش را بين مهره و مارپیچ می‌کاهند. لغزش وقتی رخ می‌دهد که جهت فرمان تغییر می‌کند. بدون وجود ساچمه‌ها (گوی‌ها) برای لحظه‌ای دنده‌ها از درگیر با هم خارج می‌شوند و احساس از دست رفتن فرمان را ایجاد می‌کنند.

سیستم کمکی در مورد این سیستم مشابه سیستم کمکی در فرمان میله شانهای و چرخ‌دنده عمل می‌کند. سیستم‌های کمکی در بند بعد توصیف خواهد شد.

مزایا و معایب سیستم‌های معمول به شرح زیر است:

مزایا :

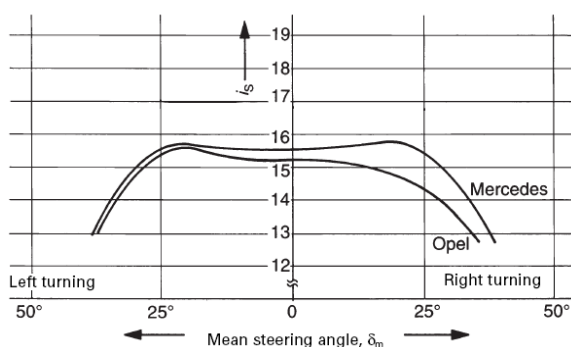
- ساختمان ساده
- قیمت ارزان
- سهولت پروسه ساخت
- قابلیت اطمینان بالا

- امکان تعبیه دمپینگ مناسب در جعبه فرمان
- حساسیت بالا به علت اتصال میله واسط به میله شانه‌ای
- الاستیسیته کم سیستم فرمان

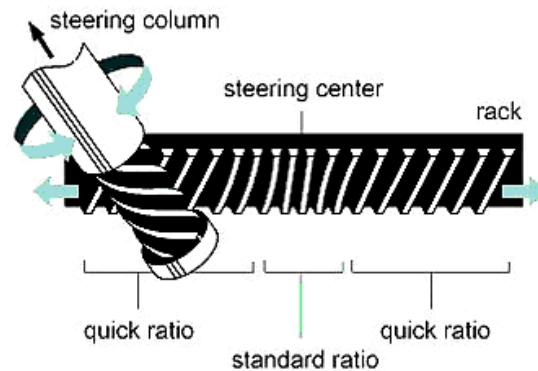
معایب :

- حساسیت بیشتر به ضربه ناشی از تصادف
- انتقال بیشتر ارتعاشات جاده به غریبک فرمان به علت کوتاه بودن میله رابط
- زاویه فرمان محدود به علت محدودیت حرکت عرضی میله شانه‌ای
- سفتی فرمان به علت کاهش نسبت فرمان
- قابلیت استفاده در اکسل صلب را ندارد
- نسبت فرمان تقریباً ثابت

در برخی خودروها برای اینکه بتوانند نسبت فرمان متفاوتی ایجاد کنند، از یک میله شانه‌ای با گام متفاوت در وسط و دو انتها استفاده می‌کنند. این کار باعث می‌شود که در زوایای کم نسبت فرمان بالا و در زوایای بیشتر نسبت فرمان پایین‌تری ایجاد شود. شکل ۱-۶ و شکل ۱-۷ نحوه عملکرد ایجاد نسبت فرمان متغییر را نشان می‌دهد.



شکل ۱-۷ مقایسه نسبت فرمان متغییر در دو



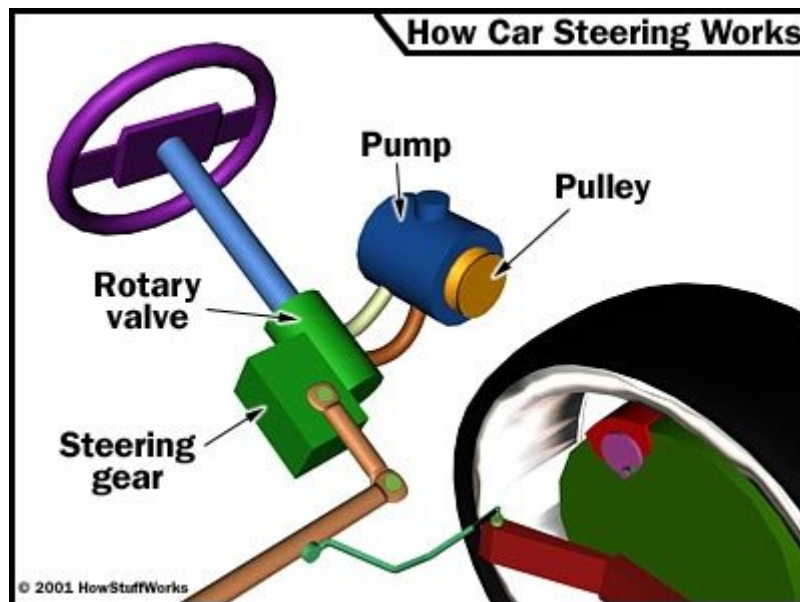
شکل ۱-۶ میله‌شانه‌ای با گام متفاوت [۱]

خودرو متفاوت [۲۷]

## ۴-۳-۱ فرمان هیدرولیکی

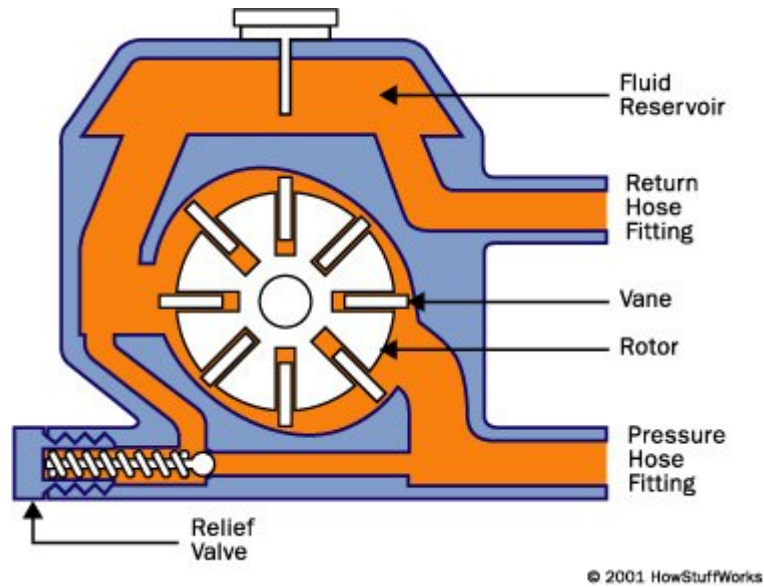
در این نوع فرمان نیروی ناشی از یک سیستم هیدرولیکی به کمک راننده آمده و باعث نرم شدن و کاهش گشتاور اعمالی از طرف راننده می‌شود. به این ترتیب که یک پمپ هیدرولیکی از نوع پمپ‌های توربین دورانی<sup>۱</sup>، که نیروی خود را با استفاده از یک سیستم تسمه پولی از موتور می‌گیرد دائماً در حال کار است و فشار مورد نیاز برای سیستم هیدرولیک را تامین می‌کند، با چرخاندن فرمان، یک شیر دورانی فعال می‌شود و روغن هیدرولیک پر فشار به کمک راننده آمده و گشتاوری در جهت چرخش غربیلک به سیستم فرمان اعمال می‌کند. شکل ۸-۱ شماتیک این سیستم را نشان

می‌دهد.



شکل ۸-۱ شماتیک سیستم فرمان هیدرولیک [۱]

پمپ هیدرولیک به کمک موتور خودرو دوران می‌کند و میزان فشار تولیدی آن به سرعت دوران موتور بستگی دارد. پره‌های جمع شدنی داخل یک محفظه بادامی می‌چرخند و فشار موردنظر را ایجاد می‌کنند. شکل ۹-۱ شماتیک سیستم پمپ را نشان می‌دهد.

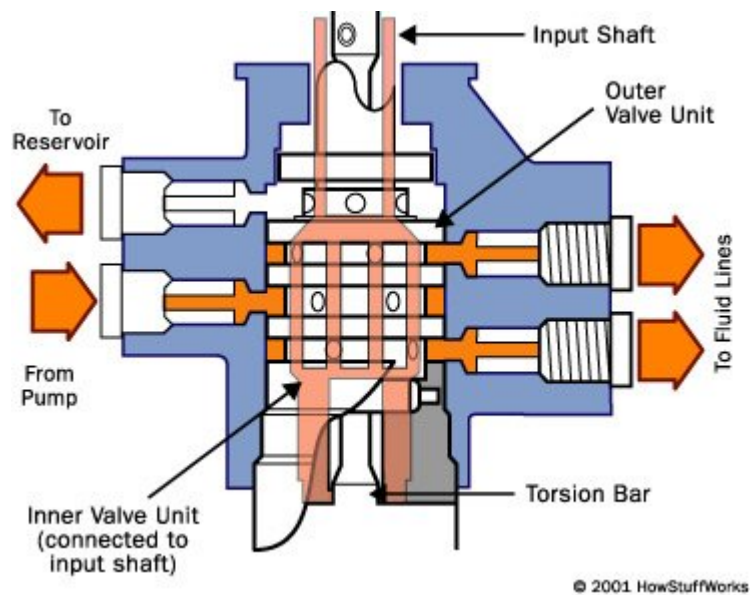


شکل ۹-۱ شماتیک سیستم پمپ توربین دوار [۱]

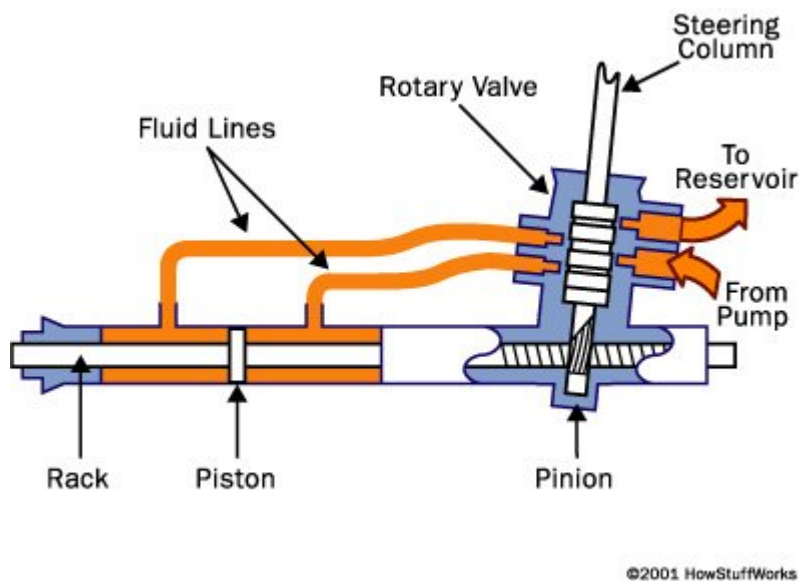
سیستم فرمان هیدرولیک تنها وقتی به کمک راننده می‌آید که راننده فرمانی صادر کرده باشد. این فرمان توسط قطعه‌ای به نام شیر دورانی<sup>۱</sup> حس می‌شود. کار اصلی در سیستم شیر توسط قطعه‌ای به نام میله پیچشی<sup>۲</sup> انجام می‌شود. میله پیچشی، میله‌ای نازک از جنس فلز است که با اعمال گشتاور دچار پیچش می‌شود. این میله از یک طرف به میله فرمان و از طرف دیگر به یک مارپیچ یا چرخ دنده وصل است که می‌تواند باعث تغییر زاویه فرمان چرخ‌ها شود. بنابر این هرچه راننده گشتاور بیشتری به فرمان کند این میله بیشتر می‌پیچد. با پیچش این میله اختلاف زاویه بین دو سر یک شیر ماسوره‌ای اتفاق می‌افتد. یک سر این شیر به محور فرمان متصل است و سر دیگر به میله پیچشی. با ایجاد این اختلاف زاویه روغن هیدرولیک از سمت پمپ به سمت پیستون یا هر گونه سیستم کمکی دیگری حرکت می‌کند و به کمک راننده می‌آید. شکل ۹-۱ شیر چرخش را نشان می‌دهد.

1 -Rotary Valve

2 - Torsion Bar



شکل ۱-۱۰ شماتیک سیستم شیر پیچی [۱]



شکل ۱-۱۱ شماتیک سیستم پیستون کمکی در فرمان نوع میله‌شانه‌ای [۱]

همانطور که در شکل ۱-۱۱ مشهود است، مایع پر فشار با توجه به جهت دوران فرمان به پیستون وارد شده و میله‌شانه‌ای را در جهت حرکت فرمان کمک می‌کند.

از مزایای سیستم فرمان هیدرولیک می‌توان کاهش تقلای راننده و تبدیل شدن به فرمان دستی در حین کاهش فشار هیدرولیکی را نام برد. و از مهمترین معایب آن نیاز به سیستم هیدرولیک، مصرف

انرژی زیاد به دلیل کارکرد دایم پمپ هیدرولیک و کاهش چشمگیر تقلای راننده در هنگام بالا بودن دور موتور را می‌توان برشمرد. این سیستم خود به دو نوع معمول و الکترو هیدرولیک تقسیم می‌شود.

در سیستم معمول پمپ هیدرولیک دایما در حال کار است بنابر این مصرف سوخت خودرو بالا می‌رود، همچنین با افزایش سرعت فرمان نرم‌تر می‌شود که این نیز به نوبه خود خطرناک و نامطلوب است. فرمان الکترو هیدرولیک با استفاده از یک پمپ الکتریکی کار می‌کند و بنابر این در مواقع لزوم خاموش و روشن شده مصرف کمی خواهد داشت و در ضمن در سرعت‌های بالا فشار کمتری تولید می‌کند که خطر نرمی فرمان در سرعت بالا را از بین می‌برد. این کار توسط یک سیستم کنترلی هوشمند صورت می‌گیرد. اجزا این سیستم را چند سنسور یک پمپ الکتریکی و یک سیستم میکرو کنترلی<sup>۱</sup> ECU تشکیل می‌دهد.

سیستم فرمان خودروهای پژو ۴۰۵، ۲۰۶ و سمند از نوع هیدرولیکی معمول هستند و سیستم فرمان خودرو مزدا ۳ از نوع الکترو هیدرولیک می‌باشد.

### ۱-۳-۵ معایب سیستم‌های فرمان معمول

همانطور که در بندهای پیشین ذکر شد سیستم‌های معمول معایبی داشتند که باید معایب زیر را نیز به آنها اضافه کرد.

- وجود ستون فرمان در هنگام تصادف بسیار خطرناک است و در ضمن باعث جلوگیری از گسترش سازه‌های محافظ می‌شود.
- چیدمان موتور و ملحقات آن به سختی تحت تاثیر سیستم فرمان است.
- استفاده از سیستم هیدرولیک نیز به دلایل زیست محیطی یکی از معایب آن‌هاست.

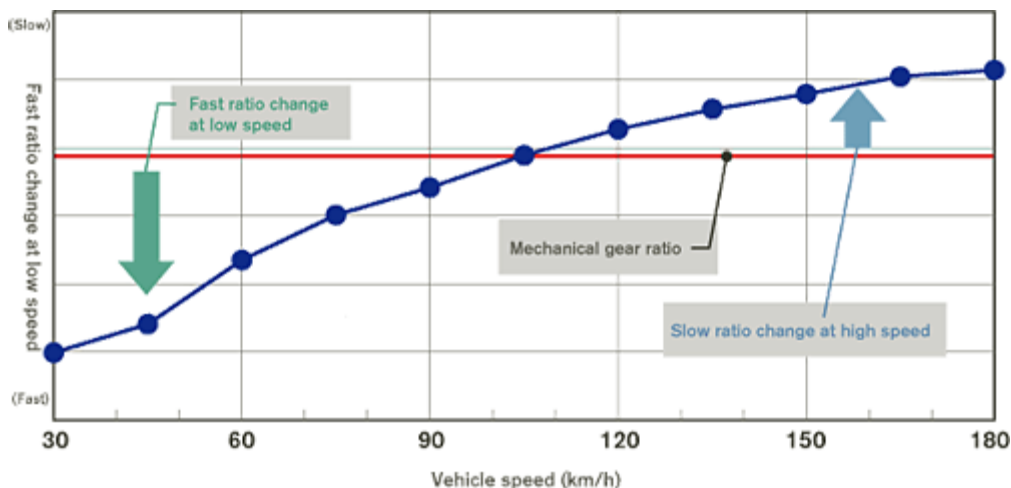
- سیستم‌های الکترونیکی و کنترلی کمکی راننده معمولاً فقط در جهت طولی دخالت دارند (مانند ABS، TCS و DSC) و سیستم‌های فرمان معمول، نمی‌توانند در کنترل پایداری جانبی به کمک راننده بیایند.

برای حل این مشکلات سیستم‌های جدیدی به بازار عرضه شدند در ادامه با این سیستم‌ها، معایب و مزایایشان آشنا خواهید شد.

### ۱-۳-۶ سیستم فرمان کمکی برقی

در این نوع سیستم، قدرت الکتریکی در یک موتور الکتریکی تبدیل به گشتاور شده و به کمک راننده خواهد آمد. این کار می‌تواند مانند خیلی از خودروهایی Volkswagen به طور مستقیم باشد و به یاری فرمان و راننده بیاید. در واقع این سیستم‌ها با استفاده از کنترلرهای الکترونیکی میزان گشتاور اعمالی راننده را حس کرده و بسته به سرعت و میزان زاویه فرمان گشتاور کمکی مورد نیاز را به سیستم فرمان اعمال می‌کنند. این گشتاور تنها در جهت کمک به راننده اعمال می‌شود و هیچگونه اصلاحی در وضعیت فرمان ایجاد نمی‌کند.

در شکل ۱-۱۲ میزان تغییرات نسبت فرمان برای یک نوع خودرو با سیستم کمکی برقی آورده شده است. همانطور که مشهود است این سیستم در سرعت‌های پایین نسبتی بالا و در سرعت‌های بالا نسبتی بسیار پایین را برای راننده ایجاد می‌کند.



شکل ۱-۱۲ تغییرات نسبت فرمان برای یک سیستم فرمان فعال در مقایسه با یک فرمان معمولی [۱]

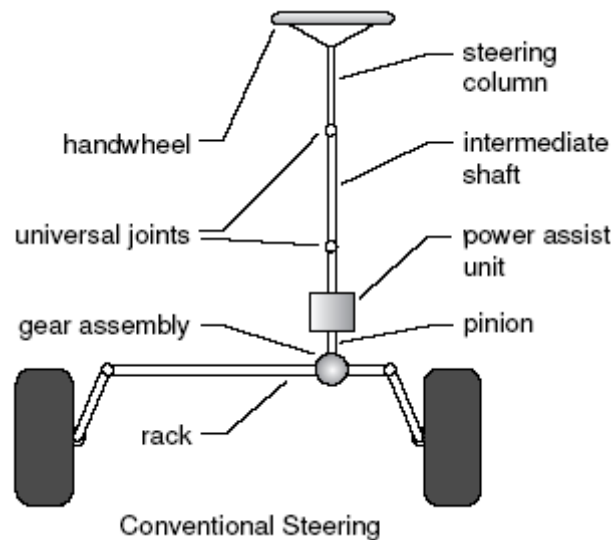


مزایای این سیستم بر این قرارند:

- قابلیت تغییر میزان کمک سیستم به راننده و اعمال گشتاور لازم نسبت به نیاز و شرایط
- مصرف انرژی کمتر
- نبود سیستم هیدرولیکی

از معایب آن می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

- کمک فعال و مستقل از اعمال راننده به کنترل دینامیک جانبی خودرو نمی‌کند.
- ستون فرمان هنوز وجود دارد.



شکل ۱-۱۳ نمودار سیستم‌های فرمان معمول با کمک [۲۵]

### ۷-۳-۱ سیستم فرمان فعال

سیستم فرمان فعال دو نوع است. یکی سیستم فرمان فعال محور جلو یا AFS، و دیگری سیستم فرمان فعال در محور عقب یا A4WS<sup>۱</sup> که چرخ‌های جلوی سیستم معمولی هستند و چرخ‌های عقب به صورت فعال فرمان می‌گیرند. البته نوع دیگری از خودروهای چهار چرخ فرمان وجود دارد.

<sup>۱</sup> - Active 4 Wheel Steering

در زیر ابتدا روی سیستم چهار چرخ فرمان بحث شده و سپس سیستم فرمان فعال بررسی خواهد شد.

### ۱-۳-۷-۱ چهار چرخ فرمان

سیستم 4WS و یا <sup>1</sup>AWS سیستمی می‌باشد که در بعضی از خودروها به منظور حفظ پایداری در مانورهای با سرعت بالا و همین طور کوچک کردن شعاع پیچش در سرعت‌های کم استفاده می‌شود.

در اکثر خودروهای مجهز به سیستم 4WS چرخ‌های عقب با استفاده از ECU و سنسورها و به کمک فعال‌کننده‌ها<sup>۲</sup> چرخانده میشوند و معمولاً چرخ‌های عقب نمی‌توانند به اندازه چرخ‌های جلو بچرخند.

سیستم 4WS معمولاً در خودروهای اسپورت و برای حفظ پایداری در پیچیدن‌های با سرعت بالا استفاده می‌شود. مثلاً در یک تغییرخط ناگهانی در اتوبان وجود سیستم 4WS باعث جلوگیری از بارگذاری بر روی تعلیق عقب و جلوگیری از غلت خودرو می‌شود. زیرا چرخ‌های عقب همزمان با چرخ‌های جلو و در همان جهتی که آنها می‌چرخند حرکت خواهند کرد و خودرو زودتر و ملایم‌تر به حالت پیچش میرسد و زودتر نیز از آن عبور می‌کند. این را به دلیل افزایش نیروی جانبی در محور عقب اتفاق می‌افتد.

در سیستم‌های مختلف 4WS، ( مثل Quadrasteer و یا سیستم Honda's Prelude line و ...) این سیستم به چرخ‌های عقب این امکان را می‌دهد که خلاف جهت چرخ‌های جلو در سرعت‌های پایین بچرخند و این شعاع چرخشی خودرو را شدیداً کم می‌کند که به خصوص در کامیون‌های بزرگ و خودروهایی که تریلر به آنها متصل است حیاتی است.

---

1- All Wheel Steering

2-Actuator

سیستم 4WS در سال‌های اخیر مورد استقبال کمپانی‌هایی مثل جنرال موتورز و شورلت در کامیون‌های تولیدی آن‌ها قرار گرفته است.

البته باید اشاره کرد که در سال‌های خیلی قبل یعنی در حدود سال‌های ۱۹۷۰ کارشناسان مزدا به تحقیقات گسترده در این زمینه پرداختند آنها اعتقاد داشتند که استفاده از چرخش چرخ‌های عقب به همراه چرخش جلو می‌تواند به افزایش کنترل و پایداری خودرو در رانندگی عادی کمک کند.

البته امروزه استفاده‌های مختلفی از این سیستم می‌شود و در بعضی موارد از پروسسورها و سنسورهای مخصوص برای محاسبه دقیق میزان چرخش چرخ‌های عقب استفاده می‌شود و در بعضی موارد نیز سیستم‌های کاملاً مکانیکی استفاده می‌شود.

سیستم 4WS اولین بار در ژاپن مطرح شد. مزدا، نیسان، میتسوبیشی و هوندا خودروهایی را به بازار روانه کردند که از این سیستم بهره می‌بردند و در سال ۱۹۸۶ هوندا این سیستم را به بازارهای امریکا معرفی کرد.

چرخیدن چرخ‌های عقب در جهتی موافق با چرخ‌های جلو را same steer و چرخیدن چرخ‌های عقب را در جهتی مخالف چرخ‌های جلو را counter steer می‌نامند. حال به بررسی هر دو حالت می‌پردازیم.

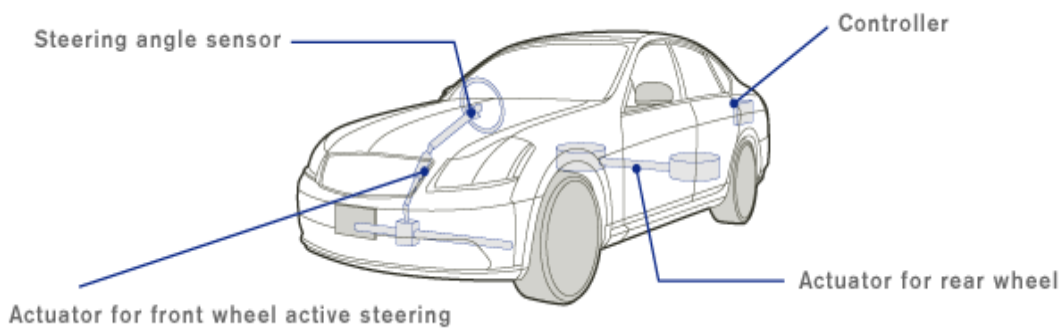
سیستم counter steer در سرعت‌های بالا می‌تواند به علت ایجاد زاویه انحراف و دوران خیلی زیاد و بیش فرمان کردن خودرو، خطرناک باشد.

یک روش که مهندسان برای رسیدن به این امر به کار می‌برند در نظر گرفتن میزان و شیوه چرخش چرخ‌های عقب به عنوان تابعی از چرخ‌های جلوسست به عبارتی شما بسته به شدت و زاویه چرخش چرخ‌های جلو مقدار و سرعت چرخش متفاوتی برای چرخ‌های عقب خواهید داشت و مهندسان مزدا با استفاده از شیوه‌های کاملاً مکانیکی در prelude si این کار را انجام دادند.

شیوه دوم سرعت ماشین و میزان چرخش چرخهای جلو را در نظر می‌گیرد و شیوه و میزان چرخش چرخهای عقب را مشخص می‌کند؛ مزدا این سیستم را اولین بار در ۶۷۶ توربو به کار برد.

در سال ۱۹۸۳ مزدا MX\_02 را بیرون داد که برای اولین بار از سیستم 4WS در یک خودرو سواری استفاده شده بود و با استفاده از سنسورهای سرعت و واحدهای کنترل کامپیوتری (ECU) چرخش چرخهای عقب را کنترل می‌کرد.

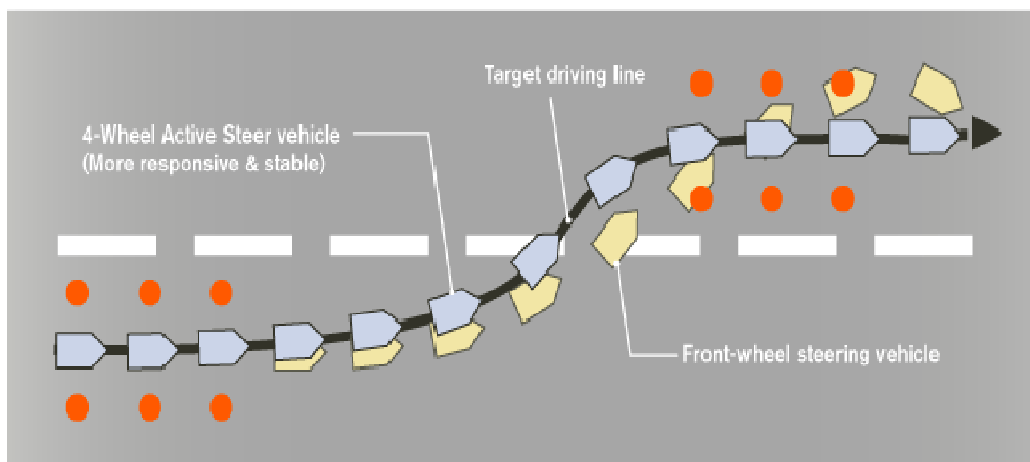
این سیستم طوری بود که در بالای یک سرعت مشخص چرخهای عقب هم جهت با چرخهای جلو میچرخیدند و در پایین آن سرعت چرخهای عقب در خلاف جهت چرخهای جلو چرخش داشتند.



شکل ۱-۱۴ شماتیک خودرو مجهز به سیستم فرمان A4WS [۱]

به طور کلی برای سیستم فرمان چهار چرخ فرمان می‌توان مزایا و معایب زیر را نام برد.

#### Example of emergency maneuver in expressway driving



شکل ۱-۱۵ بهبود حرکت در خودرو مجهز به سیستم فرمان A4WS [۱]

مزایا:

- پایداری فوق العاده در پیچ‌ها
- افزایش در دقت و حساسیت و عکس العمل سیستم فرمان
- پایداری در حرکت در مسیر مستقیم در سرعت های بالا
- افزایش چشمگیر در قابلیت مانور ها در تغییر لاینهای سریع و شدید
- کاهش شعاع چرخش و قابلیت مانور در فضای کم در سرعتهای پایین
- بهبود احساس فرمان و کاهش تقلای راننده

معایب:

- افزایش وزن خودرو
- کاهش فضا در عقب خودرو
- افزایش قیمت خودرو
- کاهش پایداری در مورد فرمان‌های 4WS غیر فعال
- افزایش بار روی هر دو تایرهای عقب و جلو به دلیل نحوه عمل کرد

### ۱-۳-۷-۲ سیستم فرمان فعال محور جلو

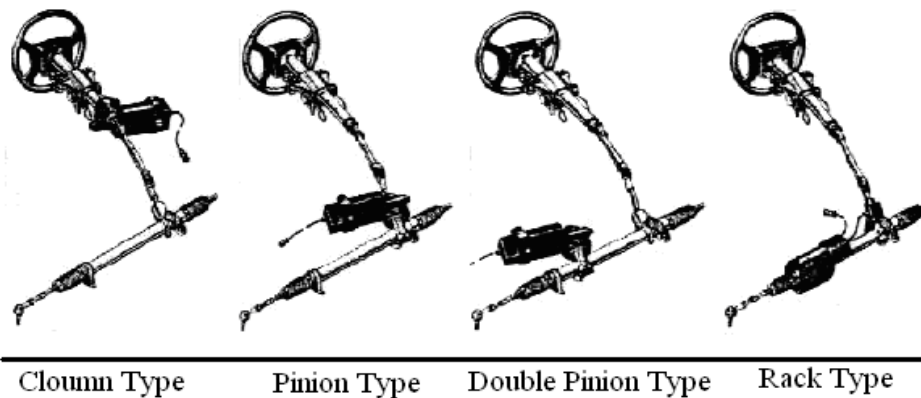
در این سیستم یک سری چرخ‌دنده سیاره‌ای به کمک سیستم فرمان آمده و زاویه مورد نیاز برای کنترل رفتار جانبی خودرو را به چرخ‌های فرمان‌گیر می‌دهد. در رانندگی با سرعت های پایین مانند حرکت در ترافیک شهری، در زمان پارک کردن خودرو و یا حرکت در جاده های کوهستانی، سیستم AFS میزان زاویه فرمان را افزایش می‌دهد. چرخ‌های جلویی به سرعت در مقابل حرکات کوچک چرخ فرمان عکس العمل نشان داده و به این نحو راننده را قادر می‌سازد بدون نیاز به چرخاندن زیاد فرمان از میان فضاهاى تنگ و باریک به راحتی عبور کند. از دیگر مزایای این سیستم، پارک کردن آسان خودرو و افزایش مانور خودرو است. در سرعت های بالاتر و هنگام عبور

از پیچ‌های تند، سیستم AFS موجب کاهش تغییر در درجه زاویه فرمان می‌شود. این امر به راننده این امکان را می‌دهد تا در سرعت بالا توانایی بیشتری در کنترل فرمان و نتیجتاً خودرو داشته و موجبات ثبات و راحتی بیشتری را برای وی فراهم آورد.

در صورتی که خودرو در معرض خطر بی‌ثباتی باشد، مانند زمانی که از سطوح ناهموار عبور نموده و مستلزم استفاده مکرر از ترمز است، می‌توان با استفاده از سیستم AFS آن را مرتفع نمود. برای مثال، به منظور کاهش انحرافات خطرناک خودرو در این حالت، سیستم AFS می‌تواند سریع‌تر از هر راننده حرفه‌ای، زاویه فرمان را افزایش دهد. این سیستم رابطه بین چرخ فرمان و چرخ‌های جلویی را مختل نکرده و بنابراین حتی در مواقعی که سیستم الکتریکی خودرو به طور کامل از کار می‌افتد، خودرو در همه شرایط کاملاً قابل کنترل خواهد بود.

از نظر محل قرارگیری سیستم کمکی این نوع از فرمان حالت‌های مختلفی دارد در شکل ۱-۱۶ چند نوع از این چیدمان نمایش داده شده است.

این سیستم در برخی خودروهای BMW (5 series) به کار رفته‌است. معایب و مزایای سیستم در زیر فهرست شده‌اند.



شکل ۱-۱۶ چیدمان مختلف برای سیستم فرمان فعال

مزایا:

- مصرف انرژی کمتر
- نبودن سیستم هیدرولیکی

- کنترل رفتار جانبی خودرو (که مهمترین مزیت این سیستم به شمار می‌رود)

معایب:

- وجود ستون فرمان
- نداشتن مزیت مکانیکی مطلوب برای راننده
- افزایش قیمت خودرو (نه به اندازه چهار چرخ فرمان)

### ۱-۳-۸ سیستم فرمان برقی با پشتیبان هیدرولیکی یا مکانیکی

در فرمان برقی با پشتیبان مکانیکی میله فرمان در بین غربیلک و جعبه فرمان به کمک یک کلاچ مکانیکی از هم جدا شده‌است و در مدل هیدرولیکی میله فرمان حذف شده‌است و انتقال فرمان مکانیکی به جعبه فرمان از طریق شیر کنترل هیدرولیکی انجام می‌شود. در هر دوی این سیستم‌ها یک موتور برای شبیه سازی گشتاور بر گشت فرمان که بر غربیلک اعمال می‌شود وجود دارد و در واقع میزان گشتاور اعمالی راننده به غربیلک را تعیین می‌کند و در واقع میزان تقلای راننده را به نحو مطلوب کنترل می‌نماید. موتور دیگری نیز یا به طور مستقیم و یا به کمک سیستم هیدرولیکی گشتاور لازم برای تغییر زاویه چرخ فرمان گیر را تامین می‌کند.

مزایای کلی این دو سیستم:

- سیستم به طور مستقل از راننده به یاری پایداری خودرو می‌آید
- حالت ایمن برای تعویض از حالت کنترلی به دستی
- عملکرد مکانیکی، پشتیبانی را تضمین می‌کند
- بهبود احساس فرمان

مزایای سیستم فرمان سیمی با پشتیبان مکانیکی:

- نبود سیستم هیدرولیک

معایب آن:

- وجود ستون فرمان

- وجود کلاچ

مزایای سیستم فرمان برقی با پشتیبان هیدرولیکی:

- عدم حضور ستون فرمان

معایب آن:

- هیدرولیکی بودن

- وجود پمپ بوستری

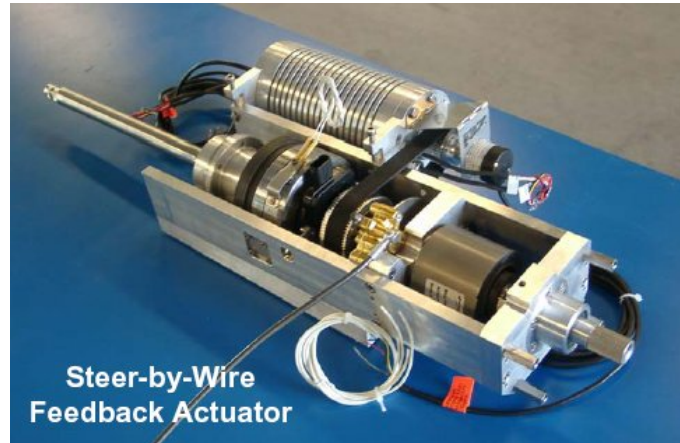
### ۱-۳-۹ سیستم فرمان برقی

همه عملکردهای این سیستم کاملاً برقی بوده و قطعات مکانیکی و هیدرولیکی در حد معقولی کاهش یافته‌است. یکی موتور کار ایجاد گشتاور مخالف بر روی غربیلک را برعهده دارد و دیگری کار اعمال زاویه مورد نیاز بر روی چرخ فرمان‌گیر را انجام می‌دهد. در این نوع فرمان با وجود کنترلر می‌توان سرعت خودرو را نیز در گشتاور کمکی اعمال شده دخیل نمود. بدین ترتیب در هر سرعتی گشتاور متناسب اعمال خواهد شد.

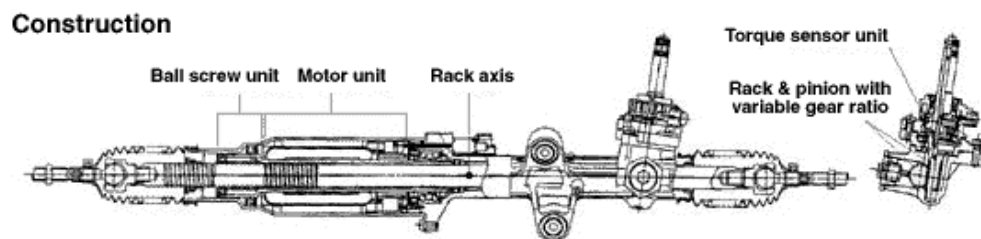
در فرمان برقی گشتاور اعمالی و زاویه فرمان ورودی توسط راننده به وسیله سنسور به کنترلر فرستاده می‌شود تا سنسور مربوطه با توجه به منطق کنترلی طراحی شده (در این پژوهش کنترلر بهینه تطبیقی)، میزان جریان مورد نیاز برای ایجاد گشتاور مورد نیاز به موتور الکتریکی اعمال می‌شود. موتور الکتریکی بلافاصله به ایجاد گشتاور مربوطه طی سرعت چرخشی خاصی می‌پردازد. بدین ترتیب سیستم تبدیل به یک سیستم کنترلی مدار بسته می‌شود. با این کار میزان تقلای راننده را می‌توان در سرعت‌های مختلف کاهش یا افزایش داد و همچنین با کنترل زاویه فرمان گیری چرخ‌های فرمان‌گیر، رفتار جانبی خودرو را نیز کنترل نمود. در واقع ورودی فرمان به کمک



دو سیم به موتور انتقال می‌یابد و کنترلر در صورت نیاز با کنترل جریان ورودی به موتور تغییرات در زاویه چرخ‌ها را اعمال می‌کند.



شکل ۱-۱۷-الف تصویر یک نوع مکانیزم فرمان برقی با فعال کننده خطی [۱]



شکل ۱-۱۷-ب تصویر نوعی دیگر از مکانیزم فرمان برقی با سیستم میله‌شانه‌ای [۱]

غربلیک فرمان می‌تواند همانند غربلیک بازی‌های رایانه‌ای در هر نقطه‌ای قرار گرفته و کار کند. تا سال ۲۰۰۷ هیچگونه خودروی تولید انبوهی از این سیستم بهره نمی‌برد. اما در مورد انواع وسایل پرنده نظامی و شهری سیستم Fly-By-Wire کاربرد روزمره‌ای یافته است. سیستم نام برده بی‌شبهت به سیستم فرمان برقی نیست. از این رو انتظار می‌رود که به زودی سیستم‌های فرمان سیمی جایگزین سیستم‌های رایج شوند. تا کنون چندین خودروی مفهومی به این سیستم مجهز شده اند که خودرو Hi-Wire شرکت تویوتا از این جمله است [۱].

مزایای این سیستم به قرار زیرند:

۱- نبودن ستون فرمان

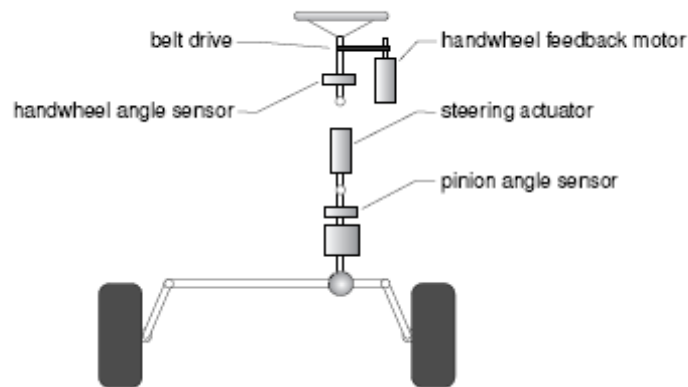
۲- نبودن سیستم هیدرولیکی

۳- هیچگونه مکانیزمی برای سوئیچ کردن بخش مکانیکی یا الکتریکی ندارد

۴- قیمت کمتر به دلیل حذف قطعات واسط، نسبت به انواع فرمان فعال

البته ایمنی سیستم در حالت خرابی بخش الکتریکی در هاله‌ای از ابهام است. اما با پیشرفت علم الکترونیک و سیستم‌های رایانه‌ای این ابهام نیز به زودی برطرف خواهد شد. مزایای نامبرده در بالا مزایای دیگری را باعث می‌شوند که به این ترتیب‌اند:

- عملکرد خودرو را در هنگام تصادف بهبود می‌دهد.
- اغتشاشات جاده را به راننده منتقل نمی‌کند.
- درجات آزادی را برای نصب قطعات داخل کاپوت زیاد می‌کند.
- جمع حالت‌های راست راننده و چپ راننده را آسان می‌سازد.
- می‌تواند باعث کاهش مصرف انرژی شود.
- نیازی به سیستم هیدرولیکی ندارد.
- مهم‌ترین مزیت این سیستم بهبود رفتار جانبی خودرو است.



شکل ۱-۱۸ نمودار سیستم فرمان برقی [۱]

سیستم‌های مختلفی هستند که می‌توانند رفتار جانبی خودرو را کنترل کنند. این سیستم‌ها بر اساس کنترل گشتاور حول محور عمودی خودرو کار می‌کنند. در واقع این سیستم‌ها با ایجاد ترمز گیری در یک سمت خودرو را به آن سمت متمایل می‌کنند. از جمله این سیستم‌ها می‌توان

سیستم‌های<sup>۱</sup> ESP،<sup>۲</sup> VDC،<sup>۳</sup> YMC و<sup>۴</sup> ESC را نام‌برد. این سیستم‌ها از نظر مفهوم یکسان هستند و تنها دراندکی در نحوه عمل‌کرد و نوع کنترلر متفاوت هستند. اغلب این سیستم‌ها در حین عملکرد باعث کاهش چشم‌گیر سرعت خودرو در جهت طولی می‌شوند. که این نکته جزء معایب آنهاست. اما به دلیل پرکاربرد بودن سیستم ترمز ضد قفل در خودرو سازی، و استفاده سیستم‌های نام‌برده از تجهیزات سیستم ضد قفل ترمز، استفاده از این سیستم‌ها با استقبال زیادی از طرف خودرو سازان مواجه شده‌است.

کاربرد سیستم های حفظ پایداری گردشی به سرعت در حال گسترش است، حتی سریع تر از کاربرد سیستم ترمز ضد قفل در سال های قبل، به همین دلیل مطالعات و بررسی های زیادی جهت مشخص کردن میزان تأثیر سیستم های حفظ پایداری گردشی در ارتقای ایمنی انجام گرفته است. به عنوان مثال شرکت دایلمر کرایسلر در سال ۲۰۰۴ ادعا کرد که کاربرد سیستم حفظ پایداری چرخشی در تمام خودروهای تولیدی آن شرکت تا ۴۲٪ میزان تصادفاتی که ناشی از خارج شدن کنترل خودرو از دست راننده می‌باشد، را کاهش داده است. همینطور تحقیقات شرکت تویوتا نشان دادند که نصب سیستم های حفظ پایداری گردشی به صورت استاندارد بر روی خودرو می‌تواند آمار تصادفات ناشی از خارج شدن کنترل خودرو از دست راننده را تا ۵۰٪ کاهش دهد. شکل ۱-۱۹ تغییرات رفتار جانبی یک خودرو مجهز به سیستم YMC را نشان می‌دهد.

- 
- 1 - Electronic Stability Program
  - 2 - Vehicle Dynamic Control
  - 3 - Yaw Moment Control
  - 4 - Electronic Stability control



ب- خودرو مجهز به YMC



الف- خودرو معمولی

شکل ۱-۱۹ تفاوت رفتار جانبی در خودرو مجهز به YMC و خودرو معمولی [۱]

در این پژوهش سعی شده است تا با استفاده از سیستم فرمان سیمی (یا همان برقی، بدون واسط مکانیکی) رفتار جانبی خودرو کنترل شود. در شبیه سازی‌های صورت گرفته مشاهده می‌شود که که این سیستم کاهش چندانی در میزان سرعت طولی ایجاد نمی‌کند.

## فصل ۲

### مروری بر پژوهش‌های انجام شده

## ۲ مروری بر پژوهش‌های انجام شده

امروزه بخش عمده‌ای از ایمنی سرنشینان خودرو توسط روش‌های کنترل تصادف غیر فعال از قبیل بالشک هوا و بهبود در سازه خودرو انجام می‌شود. اما همانطور که در شکل ۱-۲ مشاهده می‌شود این‌گونه روش‌ها از وقوع تصادف جلوگیری نمی‌کنند و پس از وقوع تصادف در هر صورت خسارات سنگین جانی و مالی اجتناب ناپذیر است. همانطور که در فصل پیش گفته شد، با توجه به پیشرفت‌های اخیر در زمینه فناوری خودرو و نیاز روز افزون به بهبود پایداری و ایمنی خودرو، مطالعه بر روی سیستم‌های کنترلی فعال و علی‌الخصوص سیستم فرمان برقی است اجتناب ناپذیر. روش‌های کنترل فعال با افزایش ناچیز هزینه در تولید می‌توانند از خسارت‌های گزاف بروز تصادفات و سوانح رانندگی به خوبی پیش‌گیری کنند.

### ۱-۲ کارهای صنعتی انجام شده بر روی فرمان برقی

برای کارهایی که در این فهرست آمده است در برخی موارد به ذکر چکیده بسنده شده است و در مورد کارهای جدید و یا کارهایی که به عنوان مرجع پژوهش انتخاب شده است نقاط ضعف پژوهش مورد بررسی صورت می‌گیرد.

- شرکت GM (۱۹۸۵) توسط bohdan I. Pryjmak به مدل‌سازی اثر اینرسی روتور موتور

الکتریکی در فرمان برقی به وسیله روش بانداگراف پرداخته است. [55]

- شرکت Fuji توسط Mouri Toyoshiko و همکاران (۱۹۸۸) مروری دارد بر ساختمان

فرمان برقی و منطق کنترلی آن، همچنین نیروهای سیستم را بررسی کرده و اثر اینرسی مزاحم موتور الکتریکی را بر آنها و پایداری فرمان به وسیله نتایج تست بررسی می‌کند.

[54]

- شرکت ZF توسط Gerhard Ruck و Peter Dominike (۱۹۸۹) مروری دارد بر روی انواع

فرمان با قدرت کمکی و پس از شبیه‌سازی سه نوع آن به بررسی عملکردی فرمان برقی

- می‌پردازد. در این پژوهش فرمان فعال برقی به عنوان مقدمه سیستم فرمان سیمی (steer by wire) معرفی شده است. [56]
- Sugitani و همکاران (۱۹۹۷) بر روی روش H جهت احساس شرایط جاده و به عبارت دیگر بهبود انتقال پذیری فرکانس پایین فرمان در ضمن تاثیر گشتاور کمکی مناسب کار کرده است. [58]
  - در سال ۱۹۹۸ در کمپانی فورد آمریکا تحقیقات بر روی طراحی سیستم فرمان برقی براساس احساس فرمان و کنترل آن توسط "Zaremba" و همکارانش انجام شد که در آن از یک روش غیرخطی بر پایه کنترل بهینه، استفاده شده است. بدین ترتیب که ابتدا مدل دینامیکی فرمان الکتریکی استخراج شده و تابع تبدیل آن را بدست آورده اند و در نهایت این معادلات را به کمک نرم افزار MATLAB شبیه سازی و حل نموده اند. [37]
  - در سال ۱۹۹۸ در شرکت هیوندای کره تحقیقاتی بر روی توسعه سیستم‌های فرمان کنترل الکتریکی توسط "چانگ ساب شیم" انجام شده که در آن طراحی سیستم و نحوه عملکرد سیستم در شرایط مختلف همانند پارک کردن و حرکت با سرعت بالا مورد بررسی قرار گرفته و در ادامه به کمک الگوریتم کنترل بهینه و نیز ورودی‌های جاده، سخت افزار مورد استفاده را شرح و توضیح داده اند. طراحان مدعی هستند که توانسته اند سیستمی ارزان و با تجهیزات کم تولید کنند که در خودرو اسپورت Hyundai Tiburan به صورت انبوه مورد استفاده قرار گرفته است. [38]
  - شرکت NSK (۱۹۹۹) در پژوهشی انواع سیستم‌های فرمان برقی، ساختمان آنها و مزایای هر یک، همچنین توابع کنترلی به کار رفته در سیستم فرمان برقی جهت تامین گشتاور مناسب را مورد بررسی قرار داده است. [57]
  - فرهاد بلورچی، علی بدوی و آشوک چندی در سال ۱۹۹۹ و در بخش تحقیقاتی شرکت دلفی با مدل سازی سیستم فرمان برقی شکل Lump Mass اثرات ساده سازی و نادیده

گرفتن برخی از جرمها را بررسی کردند. با مقایسه مدل کامل و مدل ساده شده به این نتیجه دست یافتند که نتایج یکسان خواهد بود با این تفاوت که زمان اجرای مدل ساده شده ۰.۱ زمان اجراء مدل کامل خواهد بود. مدل فرمان استفاده شده ۲۰ درجه آزادی می‌باشد. در این پژوهش صحنه گذاری مدل طبق نمونه واقعی توسط نمودارهای ساده فرکانسی صورت پذیرفته است. همچنین با استفاده از سیستم کنترلی که ورودیهای آن گشتاور دست راننده، زاویه فرمان و سرعت خودرو می‌باشد و تنظیم آن، سعی در رسیدن به بهترین حس فرماندهی در خودرو داشته اند. آنها حتی رفتار برگشت پذیری فرمان را توسط دمپ‌های فعال مورد بررسی قرار داده اند. [12]

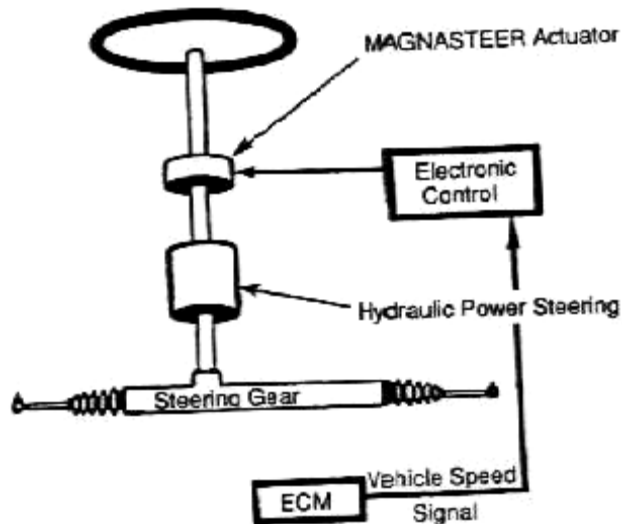
- شرکت میتسوبیشی توسط Masahiko Kurishige و همکارانش (۱۹۹۹) بر روی یک سیستم جدید کنترل موتور الکتریکی فرمان برقی خودروهای کارگاهی کار کرده‌اند و مشکلاتی نظیر لرزش مزاحم فرمان را که در افزایش گشتاور موتور الکتریکی جهت نرمی فرمان برقی ایجاد می‌شود خنثی کرده و احساس فرمان را بهبود می‌دهد. [10]

## ۲-۲ کارهای دانشگاهی انجام شده بر روی فرمان برقی

- Shun'ichi Wada و Takayuki Kifuku (۱۹۸۹) بر روی یک سیستم جدید کنترل موتور الکتریکی فرمان برقی کار کرده‌اند که مشکلاتی نظیر اینرسی و اصطکاک مزاحم موتور الکتریکی را که موجب لطمه زدن به احساس فرمان و بازگشت پذیری فرمان می‌شود را حذف می‌کند. [59]
- در سال ۱۹۹۴ "دیوید گرابر" و همکاران وی بر روی مدلی از فرمان مغناطیسی مطالعاتی انجام دادند. در این مطالعه ابتدا مدلی از یک سیستم مغناطیسی و نحوه اندازه گیری گشتاور و نیز جزییات یک سیستم مغناطیسی آورده شده است. در این سیستم که در عین حال ساده نیز می‌باشد، از یک محرک دوار که دارای چند رینگ دائم مغناطیسی استفاده



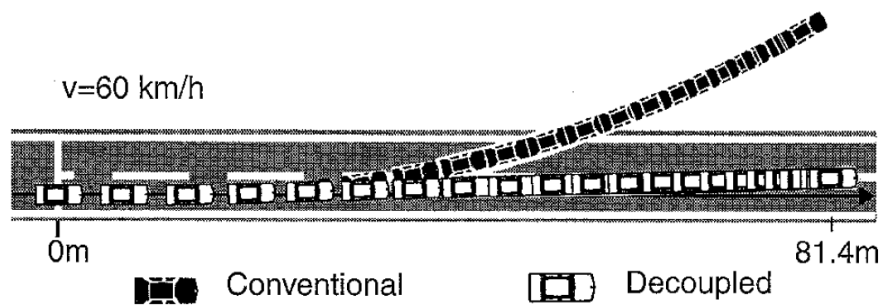
شده است و از سه بخش کلی آهنربا، حلقه فلزی و سازه دندانه ای که حرکت را منتقل می‌کند، ساخته شده است. (شکل ۲-۲) [35]



شکل ۱-۲ شماتیک سیستم فرمان Magnasteer

• آکرمن و همکارانش در سال ۱۹۹۷ سعی کردند با استفاده از ورودی اصلاحی سیستم کنترلی فرمان برقی با استفاده از کنترلر مقاوم، پایداری خودرو را بهبود بخشند و با به وارد نمودن ورودی اضافی فرمان به مدل خودرو توانستند محور طولی خودرو را در راستای امتداد سرعت چرخ قرار دهند که ایجاد این شرایط نقش بسزایی در حفظ پایداری جانبی خودرو خواهد داشت. کنترلر طراحی شده توسط آکرمن، که در شکل ۲-۳ نشان داده شده است، با وجود سادگی، می‌تواند در هنگام اعمال اغتشاشات وارده به خودرو، به نحو بسیار مناسبی واکنش نشان داده و خودرو را بدون نیاز به اعمال ورودی کمکی راننده، در مسیر قبلی خود نگاه دارد. همچنین نتایج این تحقیق که به صورت عملی بر روی یک خودرو پیاده سازی شده است نشان دهنده عملکرد مناسب کنترلر ساده طراحی شده می‌باشد.

(شکل ۲-۳) [۲۳]

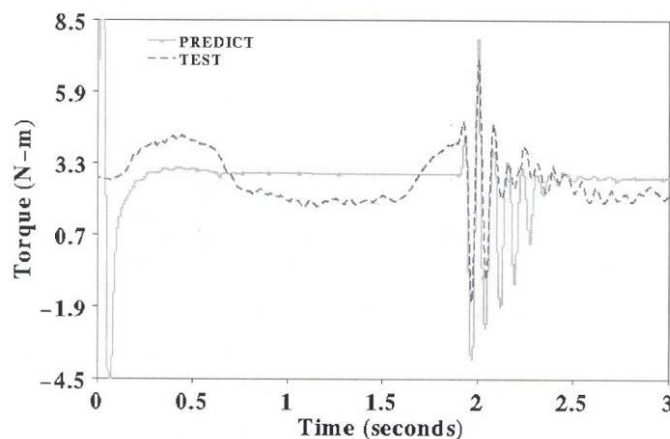


شکل ۲-۲ تفاوت رفتار خودروی معمولی با خودرو مجهز به فرمان برقی توسط آکرمن و همکارانش

- J. Song و همکارانش از اعضاء بخش خودرو دانشگاه‌های کره جنوبی با استفاده از دو مدل ساده و کامل فرمان برقی و مدل کامل خودرو و استفاده از دو نوع مختلف کنترل به کمک کنترلر PID و Map-Base به این نتیجه رسیدند که مدل ساده و کامل در نتایج ورودی و خروجی مشابهند اما مدل ساده در شتاب جانبی و سرعت زاویه ای دوران حول محور عمودی خودرو (Yaw) به علت در نظر نگرفتن دینامیک برخی اجزا فرمان، نظیر رک، تایر و Tie rod با مدل کامل تفاوت دارد. مدل فرمان استفاده شده آنها از نوع ستون محرک است و علت استفاده از آن را ساده بودن و نصب آسان و ارزان بودن آن می‌دانند. مدل خودرو آنها ۱۵ درجه آزادی می‌باشد. همچنین استفاده از دو نوع مختلف کنترل، تفاوتی را نشان نمی‌دهد. بنابراین از کنترلر ساده لاجیک نیز می‌توان در کارکردهای زیاد استفاده کرد. [۹]

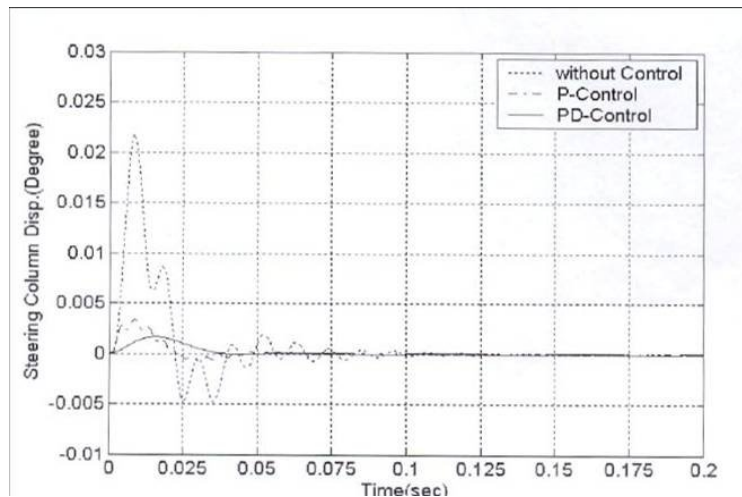
- Y. Gene Liao و H. Isaac Du از دانشگاه واین استیب در مقاله خود به مدل سازی و آنالیز سیستم فرمان برقی و تاثیر آن بر روی رفتار دینامیکی خودرو می‌پردازند. او از کاهش ۳٪ مصرف سوخت در خودرو با وجود فرمان برقی و همچنین سبک بودن آن بعنوان دو مزیت مهم فرمان برقی نام می‌برد. آساک با بررسی معادلات ریاضی سیستم فرمان را بصورت دستی مدل می‌کند. اما مدل کامل خودرو را در نرم افزار Adams و بصورت یک مدل غیر

خطی با المانهای الاستیک ایجاد کرده است. این مدل ۳۴۷ درجه آزادی داشته و فاقد مدل راننده است. مدل راننده و فرمان برقی در سیمولینک Matlab و مدل کامل خودرو در ADAMS ایجاد شده‌اند. کنترلر مورد استفاده او PI بوده که تنظیم ولتاژ موتور را انجام می‌دهد. او خودرو را در یک مسیر دایره‌ای که شامل یک سرعت گیر می‌باشد و با سرعت ثابت، تحت تست قرار داده و به بررسی نیروها و گشتاورهای ایجاد شده در چرخ‌ها و مکانیزم فرمان می‌پردازد. بنظر می‌رسد نتایج آن‌ها با نتایج تست واقعی نزدیک است. (شکل ۲-۴) هدف اصلی آن‌ها نیز از این بررسی صرفاً این بوده است که قدرت مدل سازی مجازی را بیان کند و اعلام کند مدل سازی مجازی راهی است که هزینه و زمان را در تست نمونه‌ها می‌کاهد. [14]



شکل ۲-۳ تفاوت گشتاور مدل با آزمون واقعی

- دو یول پانگ، بونگ چون جانگ و سونگ چول لی از کره جنوبی با مدل سازی فرمان برقی به بررسی مکانیزم فرمان بدون وجود مدل کامل خودرو پرداختند. آنها با نوشتن معادلات فرمان برقی و طراحی دو سیستم کنترلی در Matlab/Simulink به مقایسه دو نوع کنترلر PD و P بر روی فرمان برقی پرداختند و به این نتیجه رسیدند، با ایجاد نیروی کمکی لازم توسط هر دو نوع کنترلر، کنترلر PD نسبت به P بیشتر می‌تواند لرزش‌ها را دمپ کند و لرزش کمتری به دست راننده وارد می‌شود. (شکل ۲-۳) [11]



شکل ۲-۴ تفاوت خروجی‌ها با توجه به نوع کنترلر اعمالی

• Paul Yih و Christian Gerdes از مرکز تحقیقات دانشگاه استنفورد نیز بر روی سیستم‌های فرمان برقی کار کرده‌اند و سعی نموده‌اند با تعریف استراتژی کنترلی و همچنین بدست آوردن پارامترهای غیرقابل اندازه‌گیری خودرو و مقایسه آنها با مقادیر اندازه‌گیری شده به وسیله GPS، دینامیک جانبی خودرو و به عبارت دیگر سرعت جانبی و نرخ چرخش جانبی خودرو را تحت تاثیر قرار دهند و به سمت مقادیر مطلوب میل دهند. مدل استفاده شده در تحقیقات آنها مدل دو درجه آزادی موسوم به مدل دوچرخه می‌باشد. [25]

• پژوهش دیگر توسط دو نفر نامبرده در بالا در دانشگاه استنفورد انجام شده است. در هر دو پژوهش نتایج مدل سازی بر روی مدل واقعی تست شده است. در این پژوهش سعی شده است با استفاده از اندازه‌گیری گشتاور موتور و طراحی یک مشاهده‌گر مناسب گشتاور بر گشت فرمان و از طریق آن سرعت جانبی خودرو مشاهده شود. و با استفاده از مقادیر سنسورها و مشاهده گر ورودی لازم کنترلر مهیا شده و کنترلر خودرو مورد آزمون را کنترل می‌نماید. در این پژوهش نیز مدل دو چرخ دو درجه آزادی و مدل یک درجه آزادی فرمان به کار گرفته شده است. (شکل ۲-۵) [48]



شکل ۲-۵-الف خودرو مورد تست فرمان برقی [۴۸]



شکل ۲-۵-ب تجهیزات خودرو مورد تست فرمان برقی [۴۸]

در مورد دو پژوهش اخیر و در مجموع پژوهش‌های انجام شده در دانشگاه استنفورد می‌توان به نقاط ضعف زیر اشاره کرد.

به دلیل اینکه در هر دو مورد از گشتاور موتور فرمان برقی برای پیدا کردن مقادیر نیروی جانبی استفاده کرده است مسلماً این کار مشکلات زیادی دارد مثل:

➤ تغییرات آب و هوایی بر روی پارامترهای تایر تاثیر دارد که این تاثیرات مدل نمی‌شود

- تغییرات  $C_{\alpha}$  بر حسب شرایط جاده بسیار زیاد است و در مدل سازی‌های ارایه شده این مقدار به صورت ثابت فرض شده‌است. بالطبع معادلات مدل و معادلات تخمین‌گر و مشاهده‌گر فقط برای شرایط ثابتی مثلاً جاده خشک جوابگو است.
- در ضمن نوع طراحی تخمین‌گر نیز خود مورد بحث است که در فصل طراحی کنترلر این مورد به خوبی مورد بحث واقع می‌شود.

## ۲-۳ کارهای انجام شده در دانشگاه‌های ایران

اغلب پژوهش‌های انجام شده در مورد فرمان برقی در ایران مربوط به پژوهش‌های دانشجویان و اساتید دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی می‌باشد. که اغلب آنها نیز زیر نظر آقای دکتر رضا کاظمی صورت گرفته است. از اینرو این پژوهش‌ها نیز به عنوان مرجع و پیشینه پژوهش مورد بحث قرار گرفته است.

✓ هومن محمدی در پایان نامه کارشناسی ارشد خود در دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی به بررسی سه نوع مختلف فرمان از نظر محل قرار گیری نیروی کمکی می‌پردازد. در این پایان نامه تاثیر محل اعمال گشتاور کمکی در سه ناحیه رک، پنیون و ستون فرمان بر روی رفتار خودرو بررسی شده است. کنترلر مورد استفاده وی PID بوده که ورودی کنترلر در یک حالت، اختلاف زاویه دو سر میله پیچشی و در حالت دیگر با ورودی سرعت می‌باشد. وی به بررسی رفتار دینامیکی خودرو در حالات بدون کنترلر، با کنترلر بدون ورودی سرعت و با کنترلر با ورودی سرعت به مقایسه سه نوع فرمان ذکر شده می‌پردازد. احساس فرمان، پایداری و حساسیت فرمان از موارد مورد بررسی در این پروژه هستند. این پروژه تحت نظر آقای دکتر کاظمی و آقای دکتر جعفری انجام شده است. [۶]

✓ محمد علی کرباسچیان در پایان نامه کارشناسی ارشد خود با استفاده از مدل سازی خودروی ۴۰۵ در نرم افزار ADAMS و طراحی کنترلر در نرم افزار MATLAB Simulink و ایجاد ارتباط بین این دو نرم افزار، سعی در ایجاد فرمان برقی خودرو نمود. اساس کار وی طراحی کنترلر فرمان برقی به وسیله کنترلر PID، Mapped Base و PI به نحوی بود که با اعمال گشتاور برگردان فرمان به غربیلک، راننده تفاوتی مابین سیستم فرمان برقی و سیستم فرمان هیدرولیک قبلی خودرو احساس نکند و همچنین کنترلر طراحی شده بتواند برخی از مشخصه های دینامیکی خودرو را نیز بهبود دهد. در این پژوهش ورودیهای کنترلر

اختلاف زاویه دو سر میله پیچشی فرمان و سرعت خودرو می‌باشند و خروجی کنترلر جریان کنترل شده موتور الکتریکی است که بصورت گشتاور کمکی بر سیستم اعمال می‌گردد. شبیه سازی‌های انجام شده در پژوهش وی، نشان دهنده اعمال گشتاور کمکی معادل با سیستم فرمان هیدرولیک می‌باشد. این پژوهش تحت نظر آقای دکتر کاظمی انجام شده است. [۵]

✓ بهرام بزازی در پایان نامه کارشناسی ارشد خود زیر نظر آقای دکتر کاظمی، به طراحی کنترلر مقاوم برای سیستم فرمان برقی پرداخته است. در این پژوهش هدف، تنها افزایش راحتی راننده و فراهم آوردن نرمی سیستم فرمان می‌باشد. به همین دلیل ایشان از اختلاف زاویه ایجاد شده مابین شفت غربیلک فرمان و قید انتهایی آن، به عنوان نشان دهنده گشتاور وارده توسط راننده استفاده نموده و با وارد نمودن این اختلاف زاویه به کنترلر، گشتاور کمکی مناسب را به سیستم فرمان اعمال نموده است. وی از مدل ۸ درجه آزادی خودرو و مدل ۷ درجه آزادی سیستم فرمان برای مدل سازی رفتار دینامیکی خودرو استفاده کرده است. همچنین کنترلر طراحی شده قادر است در شرایط مختلف از جمله تغییر وزن خودرو هدف مورد نظر طراح را که تامین ۸۰٪ گشتاور مورد نیاز راننده در طی انجام مانور می‌باشد، برآورده سازد. [۴]

✓ سجاد سمیعی در پروژه کارشناسی ارشد خود، با طراحی یک سیستم سخت افزار و انسان در حلقه، رفتار دینامیکی یک خودرو را شبیه سازی کرد. در این سیستم نیروهای شبیه سازی شده جاده به صورت گشتاورهای معادل از طریق غربیلک فرمان به دست راننده منتقل می‌شود. استفاده از فرمان با پس‌خورد نیرو باعث می‌شود که راننده تعامل بیشتری با محیط اطراف خود داشته و احساس یک رانندگی واقعی به وی دست دهد. برای شبیه سازی حرکت خودرو از مدل ۱۴ درجه آزادی به همراه برخی زیر سیستم‌ها استفاده شده است. این پروژه تحت نظر آقایان دکتر نحوی، دکتر آزادی و دکتر کاظمی انجام شده است. [۸]



✓ سیاوش طاهری در پروژه کارشناسی ارشد خود زیر نظر آقای دکتر کاظمی، مدل ۳ درجه آزادی خودرو را به همراه تاثیر غیر خطی مدل کرده و همراه تاثیر کنترلی راننده مورد بررسی قرار داده است. (گزیده ای از متن چکیده پایان نامه): "در پژوهش حاضر با استفاده از کنترل بهینه فرمان برقی خودرو و اعمال زاویه اصلاحی به سیستم فرمان، سعی شده است که با جلوگیری از انحراف خودرو از مسیر مطلوب راننده، ایمنی و پایداری خودرو بهبود یابد. بدین منظور معادلات دینامیکی خودرو با روش نیوتنی بدست آمده و سپس با صحت گذاری و مقایسه با نتایج تست جاده ای دقت آن اثبات گردیده است. با استفاده از روش همیلتونین دو نوع کنترلر بهینه خطی و غیر خطی، جهت افزایش فرمان پذیری و پایداری خودرو ایجاد شده است. در روند طراحی کنترلر بهینه به جهت وجود پارامترهای نامعین، از روش تخمین پارامتر حداقل مربعات با فراموشی نمایی و استفاده از مدل خطی تطبیقی که توانایی پیش بینی دقیق رفتار خودرو را دارد، استفاده شده است. به دلیل وجود خطا در رفتار دینامیکی حلقه بسته خودرو با اعمال کنترلر بهینه، اصلاح نهایی ورودی کنترلی با استفاده از کنترلر مقاوم که در شرایط بحرانی به کمک کنترلر بهینه اصلی می‌آید، انجام پذیرفته است." [۷]

## فصل ۳

# مدل سازی

## ۳ مدل سازی

مدل سازی در واقع به معنی استخراج معادلات ریاضی رفتار یک سیستم، و تقریب زدن رفتار سیستم توسط آن معادلات است. به عنوان مثال رفتارهای مختلف یک خودرو از قبیل رفتار جانبی، عملکرد طولی، آسایش سفر و... را می توان با استفاده از یک سری معادلات فضای حالت<sup>۱</sup> تقریب زد، که متغیرهای حالت آن همان درجات آزادی سیستم و یا مشتقات آنها می باشد.

(البته منظور از تقریب زدن این است که سعی می شود خروجی معادلات (پاسخ مدل ریاضی سیستم) نزدیک به رفتار واقعی سیستم باشد.)

در طراحی و تحلیل سیستم های دینامیکی دو دیدگاه عمده وجود دارد:

الف. دیدگاه تجربی

ب. دیدگاه تحلیلی

دیدگاه تجربی، تحلیل سیستم ها بر مبنای سعی و خطا است. این دیدگاه در صنعت امروز بنا به دلایلی از جمله صرف هزینه و همچنین زمان زیاد برای تحلیل سیستم ها شکست خورده است.

در دیدگاه تحلیلی برای جلوگیری از کلیه معایب تحلیل و بررسی سیستم ها پژوهشگران مجبورند از طریق تجربی به مدل سازی، تحلیل و پیش پردازش سیستم اقدام نمایند.

امروزه استفاده از دیدگاه تحلیلی در طراحی سیستم ها به علت پایین آوردن هزینه ها، بسیار مورد توجه قرار گرفته است. لازم به ذکر است که در طراحی و مدل سازی سیستم ها با استفاده از دیدگاه تحلیلی روش های مختلفی وجود دارد. نظیر روش حل معادلات بصورت دستی، روش های نیمه رایانه ای و روش های رایانه ای.

در روش های دستی ابتدا سیستم پیچیده را به یک سیستم ساده تبدیل می کنند، سپس مدل ریاضی سیستم ساده شده را بدست آورده که این مدل ریاضی براحتی قابل حل می باشد. با حل

<sup>1</sup> - State space

مدل برای شرایط مختلف می‌توان به بررسی و تحلیل سیستم پرداخت. باید به این نکته نیز توجه نمود که در این روش به علت نیاز به ساده سازی ها و فرضیات بسیار زیاد از دقت بالایی برخوردار نیست و امروزه تنها در تحلیل مقدماتی سیستم‌ها از آن استفاده می‌شود.

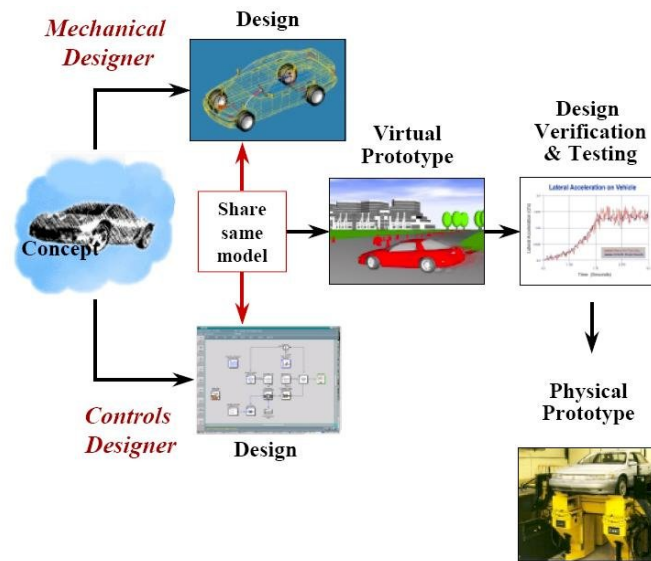
در روش نیمه رایانه‌ای مانند روش دستی معادلات سیستم استخراج شده، سپس معادلات توسط نرم افزارهای رایانه‌ای نظیر MATLAB حل می‌شود. در این روش به علت استفاده از کامپیوتر در حل معادلات سیستم و قدرت محاسباتی بالاتر نیاز به فرضیات و ساده سازی‌های کمتری وجود دارد، بنابراین تحلیل سیستم با دقت بالاتری انجام می‌شود.

روش‌های رایانه‌ای که در سال‌های اخیر با ارائه نرم افزارها با قابلیت‌های بسیار بالا مورد توجه اکثر محققان قرار گرفته است عبارت است از ایجاد مدل فیزیکی کامل سیستم در محیط نرم‌افزار توسط محقق و سپس استخراج و حل معادلات توسط نرم افزار. این روش با توجه به قابلیت های بسیار بالای نرم‌افزارهای موجود و فرض‌های ساده کننده بسیار کم در تحلیل و مدل سازی سیستم، از دقت بسیار بالایی برخوردار می باشد. به گونه‌ای که طراحان نرم افزارهای کامپیوتری ادعا می‌کنند که در آینده با افزایش قدرت و سرعت پردازش در رایانه‌ها می‌توانند مدل‌هایی تولید کنند که رفتار آنها در شرایط مختلف با رفتار مدل فیزیکی تفاوتی نداشته باشد. یکی از این نرم افزارها که در طراحی خودرو کاربرد زیادی دارد ADAMS نام دارد.

مدل سازی رایانه‌ای به علت نیاز به کامپیوترهایی با سرعت بالا و همچنین دشواری ساخت مدل کاملی از خودرو در فضای رایانه‌ای هنوز نتوانسته‌اند به خوبی جایگزین روش‌های نیمه رایانه‌ای شوند. البته ذکر این نکته نیز لازم به نظر می‌رسد که در بسیاری از موارد به علت فرضیات کم و قابل قبول در مدل سازی های دستی ساده و مدل سازی‌های نیمه کامپیوتری می‌توان از این روش ها استفاده نمود و انتظار پاسخ های مناسب و نزدیک به واقعیتی داشت.

با توجه به توضیحات داده شده و صحه گذاری انجام شده که نشان دهنده دقت مناسب مدل

انتخابی می باشد. در این پژوهش از مدل سازی نیمه رایانه‌ای استفاده شده است. [۷ و ۱]



شکل ۳-۱ روند طراحی به کمک مدل سازی رایانه‌ای [۱]

مدل سازی نیمه رایانه‌ای را می‌توان از نقطه نظر استفاده از فرضیات مختلف و جزئیات نشان داده شده در معادلات دینامیکی به دو دسته کلی تقسیم بندی نمود:

الف. مدل سازی خطی ساده

ب. مدل سازی غیرخطی پیچیده

بایستی توجه نمود که تقسیم بندی یاد شده کلی بوده و در این قسمت از بیان درجات آزادی در مدل سازی خودرو صرف نظر شده است. البته ممکن است مدل مورد نظر چیزی بین حالت الف و ب باشد.

برای اهداف کنترلی اصولاً مدل سازی خطی ساده از سیستم‌های به شدت غیرخطی، پاسخ مطلوبی نمی‌دهد همچنین قابل ذکر است که طراحی سیستم کنترلی با استفاده از معادلات دینامیکی غیرخطی فرایندی طولانی و پیچیده را به همراه خواهد داشت. همچنین لازم به ذکر است که خودرو و زیر سیستم‌های آن دارای ماهیتی به شدت غیرخطی می‌باشند و تنها در محدوده بسیار کوچکی می‌توان ادعا کرد که عملکرد آن خطی است.

با توجه به ماهیت غیر خطی خودرو و زیر سیستم‌های آن (مانند تایر) جهت کنترل دینامیک چرخشی خودرو راهکار در نظر گرفته شده جهت طراحی کنترلر به صورت زیر می‌باشد.

ابتدا از مدل ساده خطی جهت طراحی سیستم حفظ پایداری چرخشی خودرو با استفاده از ورودی فرمان برقی استفاده می‌شود تا مراحل طراحی و پیاده سازی عملی سیستم کنترلی مذکور به سادگی و با هزینه کم امکان پذیر باشد. سپس با توجه به اینکه رفتار خودرو به شدت غیرخطی است و نمی‌توان از مدل خطی ساده جهت دستیابی به رفتار خودرو در تمامی شرایط کارکرد آن استفاده نمود، می‌بایست مدل ساده خطی را به گونه ای بنا بر شرایطی که خودرو در هر لحظه در آن قرار دارد، تغییر داد تا رفتاری مشابه و یا نزدیک به مدل غیرخطی داشته باشد.

این کار می‌تواند با تغییر ساختار معادلات حاکم بر سیستم و یا با تنظیم پارامترهای آن و در نتیجه استفاده از مدل خطی و روش کنترل تطبیقی انجام شود. دستکاری شکل معادلات سیستم منجر به طراحی سیستم‌های کنترلی پیچیده‌ای می‌شود که پیاده سازی آن‌ها هم ممکن است پرهزینه و بسیار پیچیده باشد.

برای اطمینان بیشتر پس از استخراج مدل خطی ساده از مدل غیر خطی پیچیده ابتدا این معادلات با یکدیگر صحت سنجی شده و سپس با مقادیر واقعی و تست‌های انجام شده موجود صحت گذاری می‌شوند.

از آنجا که کنترلر بر اساس مدل خطی طراحی می‌شود در این پژوهش، پارامترهایی از خودرو که نقش اساسی در معادلات سیستم دارند تخمین زده می‌شوند و با وارد نمودن این پارامترها به معادلات خطی خودرو و معادلات طراحی کنترلر می‌توان انتظار رفتار مناسب خودرو در شرایط مختلف را داشت.

به منظور تخمین پارامترهای خودرو در شبیه‌سازی صوت گرفته، از یک مدل غیر خطی چهار درجه آزادی استفاده شده است. تخمین‌گر و مشاهده‌گر مورد استفاده با استفاده از خروجی‌های قابل

اندازه‌گیری (در واقعیت این مقادیر توسط سنسورهای نصب شده بر روی خودرو حاصل می‌شوند) می‌تواند پارامترها و حالت‌های مورد نظر را تخمین بزند.

برای بیان رفتار دینامیکی خودرو، بایستی موارد زیر مدل شوند:

- دینامیک جانبی خودرو
- دینامیک زیرمجموعه‌های موثر شامل:

- تایر خودرو

- سیستم فرمان برقی

در این پژوهش هر سه مدل مذکور مورد استفاده قرار گرفته است.

جزئیات مدل‌سازی به عواملی نظیر شناخت دقیق عوامل موثر در مانور اعمالی به خودرو، تعیین پارامترهای قابل دسترس جهت مدل‌سازی، مسائل مربوط به تحلیل خطا و توان محاسباتی و زمان مورد نیاز برای اجرا بستگی دارد.

بدست آوردن معادلات حرکت خودرو به دو روش زیر امکان پذیر می‌باشد :

الف. روش لاگرانژی

ب. روش نیوتنی

مکانیک کلاسیک یکی از قدیمی‌ترین و آشناترین شاخه‌های فیزیک است. این شاخه با اجسام در حال سکون و حرکت، و شرایط سکون و حرکت آنها تحت تاثیر نیروهای داخلی و خارجی، سرو کار دارد. قوانین مکانیک به تمام گستره اجسام، اعم از میکروسکوپی یا ماکروسکوپی، از قبیل الکترون‌ها در اتم‌ها و سیارات در فضا یا حتی به کهکشان‌ها در بخش‌های دور دست جهان اعمال می‌شود. این قوانین دست ساخته‌های بشر را نیز در بر می‌گیرد. خودرو نیز از این امر مستثنی نیست. در این بند سعی شده است ابتدا مفاهیم اولیه علم مکانیک توصیف شود و سپس تفاوت روش نیوتنی و روش

لاگرانژی در مدل‌سازی بیان شود. [۷ و ۱]

### ۳-۱-۱ سینماتیک حرکت [۱]

سینماتیک به توصیف هندسی محض حرکت (یا مسیرهای) اجسام، بدون توجه به نیروهایی که این حرکت را ایجاد کرده‌اند، می‌پردازد. در این بررسی عاملین حرکت (نیروهای وارد بر جسم) مد نظر نیست و با مفاهیم مکان، سرعت، شتاب، زمان و روابط بین آنها سروکار دارد. در این علم ابتدا اجسام را بصورت ذره نقطه‌ای بررسی نموده و سپس با مطالعه حرکت جسم صلب حرکت واقعی اجسام دنبال می‌شود.

حرکت اجسام به دو صورت مورد بررسی است :

#### ۳-۱-۱-۱ سینماتیک انتقالی

در این نوع حرکت پارامترهای سیستم به صورت خطی هستند و مختصات فضایی سیستم‌ها فقط انتقال می‌یابد. از اینرو حرکت انتقالی مجموعه مورد بررسی قرار می‌گیرد. کمیت مورد بحث در سینماتیک انتقالی شامل جابه‌جایی، سرعت خطی، شتاب خطی، اندازه حرکت خطی و... می‌باشد.

#### ۳-۱-۱-۲ سینماتیک دورانی

در این نوع حرکت برخلاف حرکت انتقالی پارامتر اصلی حرکت تغییر زاویه می‌باشد. به عبارتی از تغییر جهت حرکت، سرعت و شتاب زاویه‌ای حاصل می‌شود. و مختصات فضایی سیستم‌ها فقط دوران می‌یابند. جابه‌جایی زاویه‌ای، سرعت زاویه‌ای، شتاب زاویه‌ای و اندازه حرکت زاویه‌ای از جمله کمیات مورد بحث در این حرکت می‌باشند.

### ۳-۱-۲ دینامیک حرکت [۱]

دینامیک به نیروهایی که موجب تغییر حرکت یا خواص دیگر، از قبیل شکل و اندازه اجسام می‌شوند می‌پردازد. این بخش ما را با مفاهیم نیرو و جرم و قوانین حاکم بر حرکت اجسام هدایت



می‌کند. یک مورد خاص در دینامیک ایستاشناسی است که با اجسامی که تحت تاثیر نیروهای خارجی در حال سکون هستند سروکار دارد.

### ۳-۱-۳ پایه گذاران مکانیک کلاسیک [۱]

با این که شروع مکانیک از کمیت سرچشمه می‌گیرد، در زمان ارسطو فرایند فکری مربوط به آن گسترش سریعی پیدا کرد. اما از قرن هفدهم به بعد بود که مکانیک توسط گالیله، هویگنس و اسحاق نیوتن بدرستی پایه‌گذاری شد. آنها نشان دادند که اجسام طبق قواعدی حرکت می‌کنند، و این قواعد به شکل قوانین حرکت بیان شدند. مکانیک کلاسیک یا نیوتنی عمدتاً با مطالعه پیامدهای قوانین حرکت سروکار دارد.

قوانین سه گانه اسحاق نیوتن راه مستقیم و ساده‌ای به موضوع مکانیک کلاسیک می‌گشاید. این قوانین عبارتند از:

الف. قانون اول نیوتن:

هر جسمی به حالت سکون یا حرکت یکنواخت خود در روی یک خط مستقیم ادامه می‌دهد مگر اینکه یک نیروی خارجی خالص به آن داده شود و آن حالت را تغییر دهد.

ب. قانون دوم نیوتن:

آهنگ تغییر تکانه خطی یک جسم با برآیند نیروهای وارد بر آن متناسب بوده و در جهت آن قرار دارد.

ج. قانون سوم نیوتن:

این قانون که به قانون عمل و عکس‌العمل معروف است، اینگونه بیان می‌شود. هر عملی را عکس‌العملی است، مساوی با آن و در خلاف جهت آن.

### ۳-۱-۴ فرمول‌بندی لاگرانژی مکانیک کلاسیک [۱]

در بررسی حرکت اجسام به کمک قوانین نیوتون اجسام به صورت ذره‌ای در نظر گرفته می‌شود. بنابراین، بررسی حرکات سیستم‌های چند ذره‌ای، اجسام صلب، دستگاه‌های با جرم متغیر، حرکات جفت شده و ... به کمک قوانین اسحاق نیوتن به سختی صورت می‌گیرد. لاگرانژ و هامیلتون دو روش مستقل را برای حل این مشکل پیشنهاد کردند. در این روش‌ها برای هر سیستم یک لاگرانژین (هامیلتونین) تعریف کرده، سپس به کمک معادلات اویلر-لاگرانژ (هامیلتون-ژاکوبی) حرکات محتمل سیستم‌ها مورد بررسی قرار می‌گیرد.

### ۳-۱-۴-۱ موارد شکست فرمول‌بندی نیوتن

تا آغاز قرن حاضر، قوانین اسحاق نیوتن بر تمام وضعیت‌های شناخته شده کاملاً قابل اعمال بودند. مشکل هنگامی بروز کرد که این فرمول‌بندی به چند وضعیت معین زیر اعمال شدند :

اجسام بسیار سریع؛ اجسامی که با سرعت نزدیک به سرعت نور حرکت می‌کنند .

اجسام با ابعاد میکروسکوپی مانند الکترون‌ها در اتم‌ها؛ شکست مکانیک کلاسیک در این وضعیت‌ها، نتیجه نارسایی مفاهیم کلاسیکی فضا و زمان است .

### ۳-۱-۴-۲ مکمل مکانیک کلاسیک

مشکلات موجود در سر راه مکانیک کلاسیک منجر به پیدایش دو نظریه زیر شد:

الف. فرمول‌بندی نظریه نسبیت خاص برای اجسام متحرک با سرعت زیاد.

ب. فرمول‌بندی مکانیک کوانتومی برای اجسام با ابعاد میکروسکوپی.

## ۳-۱-۵ مکانیک لاگرانژی [۱]

## ۳-۱-۵-۱ اطلاعات اولیه

کاربرد مستقیم قوانین حرکت نیوتن برای حرکت سیستم‌های ساده راحت و آسان است. اما در صورتی که تعداد ذرات سیستم بیشتر شود، در این صورت استفاده از قوانین نیوتن کار دشواری خواهد بود. در این حالت از یک روش عمومی، پیچیده و بسیار دقیق که به همت ریاضیدان فرانسوی ژوزف لویی لاگرانژ ابداع شده است، استفاده می‌شود. به این ترتیب می‌توان معادلات حرکت برای تمام سیستم‌های دینامیکی را پیدا کرد. این روش چون نسبت به معادلات نیوتن حالت کلی تری دارد، لذا در مورد حالت‌های ساده که با معادلات حرکت نیوتن به راحتی حل می‌شود، نیز قابل اعمال است.

## ۳-۱-۵-۲ مختصات تعمیم یافته

موقعیت یک ذره در فضا را می‌توان با سه سیستم مختصات مشخص کرد. این سیستم‌ها عبارتند از سیستم‌های کارتیزین، کروی و استوانه‌ای، یا در حقیقت هر سه پارامتر مناسب دیگری که انتخاب شده باشند. اگر ذره مجبور به حرکت در یک صفحه یا سطح ثابت باشد فقط به دو مختصه برای مشخص کردن موقعیت ذره نیاز است، در حالیکه اگر ذره روی یک خط مستقیم یا یک منحنی ثابت حرکت کند، ذکر یک مختصه کافی خواهد بود. اما در مورد یک سیستم متشکل از  $N$  ذره، برای تشخیص کامل موقعیت همزمان تمام ذرات به  $3N$  مختصه نیاز خواهیم داشت.

اگر محدودیت‌هایی بر سیستم اعمال شده باشد، تعداد مختصات لازم برای مشخص کردن پیکربندی کمتر از  $3N$  خواهد بود. به عنوان مثال، اگر سیستم مورد نظر یک جسم صلب باشد، برای مشخص کردن پیکربندی آن فقط به موقعیت مکانی یک نقطه مرجع مناسب از جسم (مثلاً مرکز جرم) و جهت یابی آن نقطه در فضا احتیاج داریم. بنابراین در حالت کلی برای مشخص کردن پیکربندی

یک سیستم خاص، احتیاج به تعداد حداقل معین  $n$  مختصه نیاز است. این مختصات را مختصات تعمیم یافته می گویند .

### ۳-۱-۵-۳ نیروی تعمیم یافته

در سیستم مختصات تعمیم یافته، به جای نیروهایی که در مکانیک کلاسیک نیوتنی معمول است، مرتبط با هر مختصه نیرویی تعریف می شود که به نام نیروی تعمیم یافته معروف است. این کمیت که با استفاده از تعریف کار محاسبه می شود، به این صورت است که حاصل ضرب آن در مختصه تعمیم یافته دارای ابعاد کار است. بنابراین اگر مختصه تعمیم یافته دارای بعد فاصله باشد در این صورت این کمیت از جنس نیرو خواهد بود. در صورتیکه مختصه تعمیم یافته از نوع زاویه باشد، در این صورت این کمیت دارای بعد گشتاور خواهد بود. یعنی متناسب با نوع مختصه تعمیم یافته می تواند از جنس نیرو و یا گشتاور نیرو باشد.

### ۳-۱-۵-۴ معادلات لاگرانژ

برای بررسی حرکت یک سیستم در مکانیک لاگرانژی انرژی جنبشی و انرژی پتانسیل سیستم را تعیین می کنند. این کار به این شکل انجام می شود که در مکانیک لاگرانژین در مورد هر سیستم دو کمیت جدید به نام های لاگرانژین و هامیلتونین تعریف می شود. لاگرانژین برابر تفاضل انرژی پتانسیل از انرژی جنبشی است. در صورتی که هامیلتون برابر با مجموع انرژی جنبشی و انرژی پتانسیل سیستم است. در واقع می توان گفت که کار اصلی تعیین و محاسبه صحیح انرژی جنبشی و پتانسیل است.

سپس این مقادیر در معادله ای که به معادله لاگرانژ حرکت معروف است قرار داده می شود. معادله لاگرانژ، معادله ای است که بر حسب مشتقات تابع لاگرانژی نسبت به مختصات تعمیم یافته و نیز مشتق زمانی مشتقات تابع لاگرانژی نسبت به سرعت های تعمیم یافته نوشته شده است. به عبارت دیگر اگر تابع لاگرانژی را با  $L$  نشان دهیم و مختصات تعمیم یافته را با  $q_i$  و سرعت های تعمیم یافته

را با  $q_i$  (که نقطه بیانگر مشتق زمانی مختصه تعمیم یافته  $q_i$  است) نشان دهیم، معادلات لاگرانژ به صورت معادله زیر خواهد بود.

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial L}{\partial q_i} = 0$$

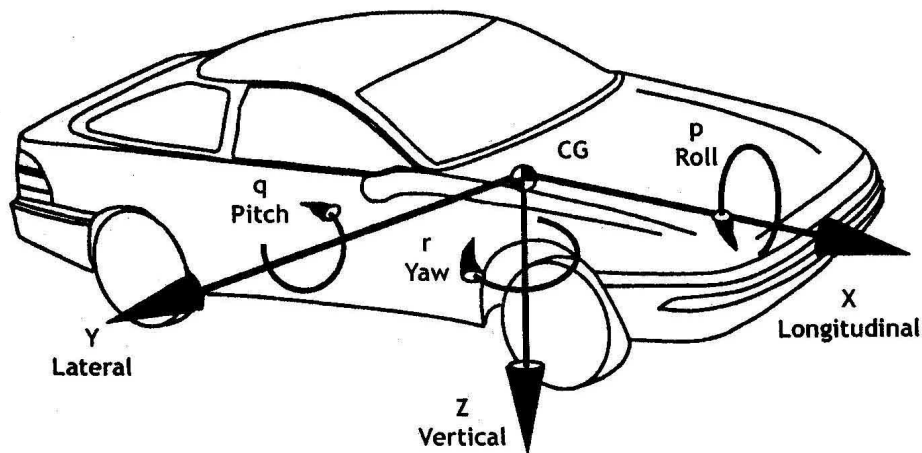
در صورتی که نیروهای موجود در سیستم همگی پایستار نباشند، به عنوان مثال یک نیروی غیر پایستار مانند اصطکاک وجود داشته باشد در این صورت در طرف دوم معادلات لاگرانژ عبارت  $Q_i$  که بیانگر نیروی تعمیم یافته غیر پایستار است، نیز اضافه می شود. معادلات لاگرانژ برای تمام مختصات یکسان هستند. این معادلات، روش یک نواختی برای بدست آوردن معادلات دیفرانسیل حرکت یک سیستم در انواع سیستم های ارائه خواهند داد.

در ادامه، روند بدست آوردن مدل غیر خطی پیچیده با استفاده از معادلات لاگرانژ سیستم خودرو به همراه معادلات دینامیکی حاکم و جزئیات زیر سیستم های موثر ارائه گردیده است. در این فصل دو رفتار از خودرو مدل سازی می شود، در ابتدا مدل غیرخطی رفتار جانبی خودرو به همراه رفتار تایلر بدست می آید و سپس مدل یک درجه آزادی فرمان خودرو استخراج می شود، که در حین شبیه سازی هر دو مدل به صورت کوپل عمل کرده و خروجی آن ها به یکدیگر وابسته است. مدل غیر خطی پیچیده در واقع جهت شبیه سازی رفتار واقعی خودرو و ایجاد خروجی های قابل اندازه گیری جهت ارایه به مشاهده گر و تخمین گر مورد استفاده قرار می گیرد. مدل ساده خطی جهت طراحی کنترلر مورد استفاده قرار می گیرد. با توجه به ساده سازی های مورد استفاده، کنترلر حاصل شده از این معادلات باید توسط یک مدل تطبیقی خود را با شرایط جاده و مانور اعمالی وفق دهد.

۲-۳ درجات آزادی<sup>۱</sup> [۳]

تعداد مختصات مورد نیاز برای مشخص کردن نحوه حرکت یک جسم در فضا را تعداد درجات آزادی آن جسم می‌نامند. یک جسم در فضا می‌تواند تا ۶ درجه آزادی داشته باشد. اما جسمی مانند خودرو از آنجا که ترکیبی از چند جسم مجزا و متصل به هم است می‌تواند تعداد درجات آزادی بیشتری داشته باشد. به عنوان مثال برای خودرو می‌توان تا ۱۴ درجه آزادی نام برد. در زیر به آزادی مربوط به موقعیت جسم صلب خودرو اشاره می‌شود. این درجات آزادی طبق قرارداد انجمن مهندسان خودرو (SAE) انتخاب شده است. [۱]

- ✓ مختصات طولی  $X$ ، که نشان‌دهنده موقعیت طولی مرکز جرم است.
  - ✓ مختصات عرضی  $Y$ ، که نشان‌دهنده حرکت عرضی (جانبی) خودرو است.
  - ✓ ارتفاع  $Z$ ، که نشان‌دهنده موقعیت ارتفاع مرکز جرم از سطح خودرو است.
  - ✓ زاویه چرخش (YAW)  $\psi$ ، که نشان‌دهنده چرخش خودرو حول محور  $Z$  می‌باشد.
  - ✓ زاویه غلت (Roll)  $\phi$ ، که نشان‌دهنده غلتش خودرو حول محور طولی  $X$  است.
  - ✓ زاویه کله‌زنی (Pitch)، که به معنی زاویه خودرو حول محور  $Y$  خودرو می‌باشد.
- البته درجات آزادی نامبرده شده مربوط به جرم فشر بندی شده است و برای جرم فشر بندی نشده نیز می‌توان درجات آزادی دیگری نامبرد. درجات آزادی نامبرده، از آنجا که در ایجاد نیروهای طولی، عرضی و عمودی وارد بر خودرو به طور مستقیم موثرند در تحلیل‌ها و مدلسازی‌های مربوط به عملکردهای دینامیکی خودرو کاربرد بیشتری دارند، علی‌الخصوص در تحلیل رفتار جانبی و مدل فرمانپذیری خودرو.



شکل ۲-۳ درجات آزادی خودرو و مرکز مختصات نسبی

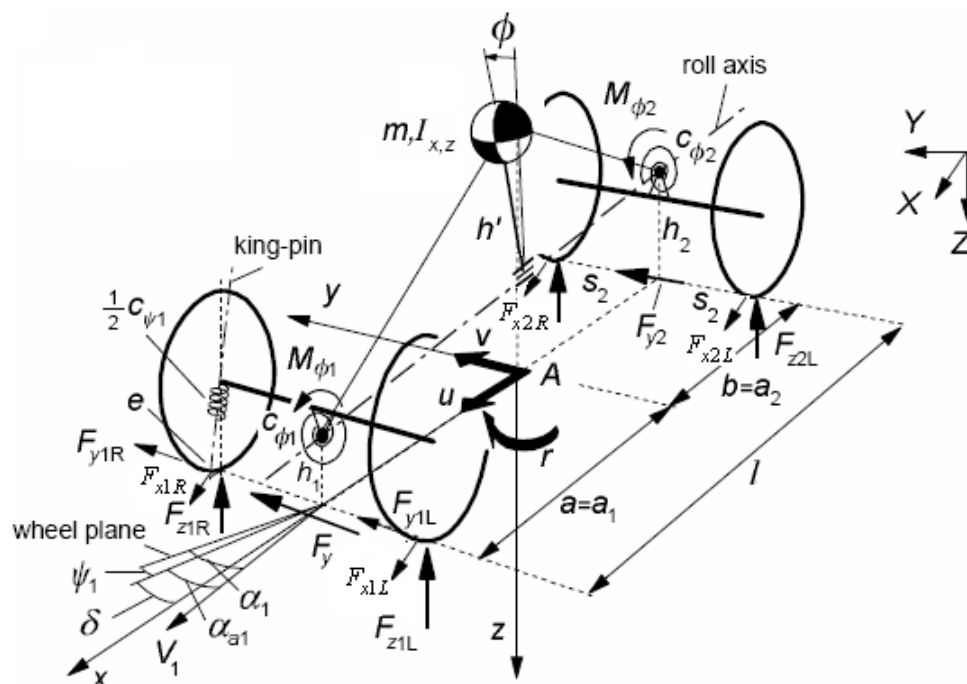
### ۳-۳ مدل دینامیکی فرمانپذیری

در این بخش سعی می‌شود تا با ارایه یک مدل نسبتاً کامل از رفتار دینامیک جانبی خودرو رفتار خودرو در مانورهای مورد نظر پیش بینی شود. سپس با استفاده از ساده سازی‌های ریاضی و یا حذف درجات آزادی با توجه به قضاوت مهندسی<sup>۱</sup> مدل را ساده‌تر کرده و در انتها مدل دو چرخ خودرو ارائه خواهد شد. از آنجا که مدل دو چرخ یک مدل دو درجه آزادی خطی است از این‌رو طراحی کنترلر بر اساس آن صورت خواهد گرفت.

#### ۱-۳-۳ مدل چهار درجه آزادی غیر خطی [۴۷]

همانطور که در بندهای ۱-۳ و ۲-۳ آمد، برخی از درجات آزادی خودرو در برداشت مدل ریاضی از رفتار خاصی از خودرو موثرند، لذا می‌بایست به دیاگرام آزاد خودرو مراجعه شود تا با استفاده از درجات آزادی موجود در آن و با توجه به نیروهای وارده موثر بر آن درجات، درجات مورد استفاده در مدل مشخص شود. شکل ۲-۳ نمودار دیاگرام آزاد خودرو در مانور فرمان‌پذیری را نشان می‌دهد.

از آنجا که نیروهای عمودی ( $F_z$ ) به طور مستقیم در حرکت جانبی خودرو تاثیری ندارند (البته روی نیروی جانبی تاثیر دارند و بدلیل اینکه نیروی عمودی در دو طرف خودرو به یک میزان کم و زیاد می‌شود تاثیری بر نیروهای جانبی نخواهد داشت)، لذا طبیعی است که از ابتدا از وارد کردن آنها به معادلات چشم پوشی می‌شود و در واقع درجه آزادی مربوط به ارتفاع از معادلات خارج خواهد شد. به علت این که چرخهای جلو با جهت حرکت (یا جهت سرعت  $V_1$ ) تشکیل زاویه می‌دهند، مشخص است که نیروهای طولی بر حرکت جانبی خودرو موثرند، لذا درجه آزادی یا مختصات طولی ( $X$ ) در معادلات وجود دارد. همچنین هر فردی که یکبار سوار خودرو شده باشد می‌داند که در هنگام دور زدن یا وارد شدن در پیچ به خصوص در سرعت بالا خودرو زاویه غلت به خود می‌گیرد که نشان دهنده کوپل بودن تغییرات زاویه غلت با حرکت جانبی خودرو است، پس این زاویه ( $\phi$ ) نیز وارد معادلات خواهد شد. لزوم وجود زاویه چرخش و حرکت جانبی ( $\psi, Y$ ) در معادلات نیز مشهود است. حال با ساده سازی باید ارتباط این درجات آزادی با یکدیگر روشن شود تا بتوان معادلات فضای حالت مناسب را استخراج کرد. حال با اندکی ساده سازی و با استفاده از معادلات لاگرانژ گفته‌های بالا اثبات خواهد شد.



شکل ۳-۳ مدل چهار درجه آزادی خودرو  
(۵۶)



## ۳-۲-۲ مدل دو چرخ

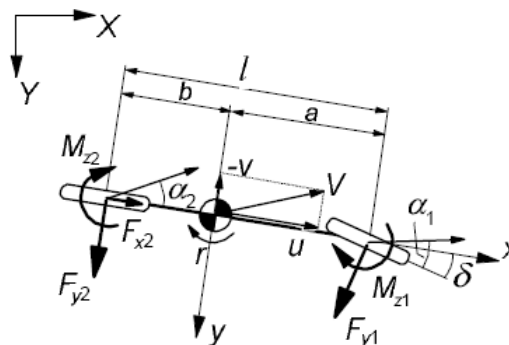
با فرض اینکه مقدار زاویه ورودی چرخها (زاویه فرمان) کوچک است، زاویه لغزش نیز کوچک است، بنابراین این می توان تغییرات نسبت های مثلثاتی را خطی در نظر گرفت. یعنی:

$$\cos \alpha_i \approx 0, \sin \alpha_i = \alpha_i \quad (1-2)$$

همچنین می توان مقدار زاویه فرمان دو چرخ جلو را با میانگین گرفتن بین زوایای آنها و حذف اختلاف ناشی از هندسه آکرمن<sup>۱</sup> یکسان در نظر گرفت.

با توجه به کوچک بودن زوایای لغزش و کم بودن مقادیر نیروهای طولی - برای حفظ سرعت - نسبت به نیروهای عرضی، تاثیر نیروهای طولی نیز تقریباً کم رنگ خواهد بود (در فصول بعدی با مشاهده نتایج مدل سازی نیز به این نتیجه خواهید رسید). از طرفی چرخش چرخها و حرکت آنها در راستای Z نیز از قبل قابل نظر بود.

با توجه به ساده سازی های بالا مدل زیر بدست خواهد آمد (شکل ۲-۳). این مدل را مدل دو چرخ می نامند.



شکل ۳-۴ مدل ساده خودرو (مدل دوچرخ)

<sup>1</sup> -Ackerman

## ۳-۳-۳ معادلات فرمانپذیری [۴۷]

برای یک سیستم با  $n$  درجه آزادی می توان  $n$  مختصه عمومی<sup>۱</sup> تعریف کرد که این تعداد مختصه برای توصیف کامل حرکت لازم است. در این جا برای نوشتن معادلات حرکت سیستم خودرو از روش لاگرانژ استفاده می شود. برای یک سیستم دینامیکی (پویا) انرژی جنبشی  $T$  و انرژی پتانسیل  $U$  را می توان بدست آورد. نیروهای عمومی خارجی پایستار و ناپایستار  $Q_i$  مربوط به هر مختصه  $q_i$  نیز روی سیستم کار انجام می دهند لذا در معادلات لاگرانژ وارد می شوند. نیروی دمپرهای خودرو با وجود اینکه نیروی داخلی هستند اما از نوع نیروهای ناپایستار هستند و کار انجام می دهند پس باید به عنوان ترم  $Q_i$  وارد معادلات می شوند. معاله کلی لاگرانژ در معادله (۳-۲) آمده است.

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = Q_i \quad (۳-۲)$$

برای جایگزینی ترمهای این معادله از شکل ۳-۲ یا مدل دوچرخ استفاده شده است. بنابر این از مختصات جهانی  $X$  و  $Y$  برای نقطه  $A$  (شکل ۳-۲)، زاویه چرخش  $\psi$  و زاویه غلت  $\varphi$  به عنوان مختصات عمومی در نظر گرفته شده و معادله لاگرانژ بر حسب آنها نوشته می شود. برای ساده سازی معادلات از جاگذاری زیر استفاده می شود:

$$\begin{aligned} u &= \dot{X} \cos \psi + \dot{Y} \sin \psi \\ v &= -\dot{X} \sin \psi + \dot{Y} \cos \psi \\ r &= \dot{\psi} \end{aligned} \quad (۳-۳)$$

با استفاده از (۳-۳) انرژی جنبشی سیستم به شکل معادله (۴-۳) بدست می آید.

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{X}} &= \frac{\partial T}{\partial u} \frac{\partial u}{\partial \dot{X}} + \frac{\partial T}{\partial v} \frac{\partial v}{\partial \dot{X}} = \frac{\partial T}{\partial u} \cos \psi - \frac{\partial T}{\partial v} \sin \psi \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{Y}} &= \frac{\partial T}{\partial u} \frac{\partial u}{\partial \dot{Y}} + \frac{\partial T}{\partial v} \frac{\partial v}{\partial \dot{Y}} = \frac{\partial T}{\partial u} \sin \psi + \frac{\partial T}{\partial v} \cos \psi \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} &= \frac{\partial T}{\partial r} \\ \frac{\partial T}{\partial \psi} &= \frac{\partial T}{\partial u} v - \frac{\partial T}{\partial v} u \end{aligned} \quad (۴-۳)$$

با جایگذاری (۳-۳) در (۴-۳) و ساده سازی می توان مختصات عمومی  $X$  و  $Y$  را با  $u$  و  $v$  جایگزین کرد. لذا معادله لاگرانژ برای ۴ مختصه عمومی نامبرده به شکل (۵-۳) در می آید.

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial u} - r \frac{\partial T}{\partial v} &= Q_u \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial v} + r \frac{\partial T}{\partial u} &= Q_v \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial r} - v \frac{\partial T}{\partial u} + u \frac{\partial T}{\partial v} &= Q_r \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} + \frac{\partial U}{\partial \varphi} &= Q_\varphi \end{aligned} \quad (۵-۳)$$

با فرض جابجایی های مجازی برای جرم خودرو به صورت  $\delta x, \delta y, \delta \psi, \delta \varphi$  می توان کار مجازی سیستم را بدست آورد.

$$\delta W = \sum_{j=1}^4 Q_j \delta q_j \quad (۶-۳)$$

$$\delta W = \sum F_x \delta x + \sum F_y \delta y + \sum M_z \delta \psi + \sum M_x \delta \varphi \quad (۷-۳)$$

که در اینجا نیروها و گشتاورها به صورت زیر در رابطه لاگرانژ وارد خواهند شد.

$$\begin{aligned} Q_u &= \sum F_x = F_{x1} \cos \delta - F_{y1} \sin \delta + F_{x2} \\ Q_v &= \sum F_y = F_{x1} \sin \delta + F_{y1} \cos \delta + F_{y2} \\ Q_r &= \sum M_z = aF_{x1} \sin \delta + aF_{y1} \cos \delta + M_{z1} - bF_{y2} + M_{z2} \\ Q_\varphi &= \sum M_\varphi = -(C_{\varphi 1} + C_{\varphi 2}) \dot{\varphi} \end{aligned} \quad (۸-۳)$$

همانطور که قبلاً ذکر شد نیروهای طولی در دوچرخ چپ و راست برابر فرض شده اند. مقدار  $C_{\varphi i}$  ضریب دمپر برآیند برای محورهای جلو و عقب می باشد. زاویه محور غلت خودرو نسبت به خط افق با استفاده از معادله (۹) تعیین می شود.

$$\theta_r \approx (h_2 - h_1) / l \quad (۹-۳)$$

همانطور که در شکل ۳-۳ مشاهده می شود  $h_1, h_2$  ارتفاع محورهای عقب و جلو نسبت به زمین می باشند.

انرژی جنبشی به صورت (۱۰-۳) بدست می آید.

$$T = \frac{1}{2}\{(u - h'\dot{\varphi})^2 + (v + h'\dot{\varphi})^2\}m + \frac{1}{2}I_x\dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2}I_y(\dot{\varphi}r)^2 + \frac{1}{2}I_z(r^2 - \dot{\varphi}^2r^2 + 2\theta_r r\dot{\varphi}) - I_{xz}r\dot{\varphi} \quad (10-3)$$

انرژی پتانسیل سیستم نیز با توجه به سختی سیستم تعلیق و با احتساب سختی تایرها به صورت معادله (۱۱-۳) در می آید.

$$U = \frac{1}{2}(k_{\varphi 1} + k_{\varphi 2})\varphi^2 - \frac{1}{2}mgh'\varphi^2 \quad (11-3)$$

که  $k_{\varphi i}$  سختی دورانی سیستم در محور جلو و عقب سیستم است. با استفاده از معادلات (۱۰-۳)، (۱۱-۳) و (۸-۳) و با قرار دادن آنها در معادله (۵-۳) معادلات دینامیکی سیستم (۱۲-۳) استخراج می شود.

$$\begin{aligned} m(\dot{u} - rv - h'\dot{\varphi}\dot{r} - 2h'r\dot{\varphi}) &= 2F_{xf} + 2F_{xr} - 2F_{yf}\delta \\ m(\dot{v} + ru + h'\ddot{\varphi} - h'r^2\dot{\varphi}) &= 2F_{yf} + 2F_{yr} + 2F_{xf}\delta \\ I_z\dot{r} + (I_z\theta_r - I_{xz})\ddot{\varphi} - mh'(u - rv)\dot{\varphi} &= 2aF_{yf} - 2bF_{yr} + 2aF_{xf}\delta + M_Z \\ (I_x + mh'^2)\ddot{\varphi} + mh'(\dot{v} + ru) + (I_z\theta_r - I_{xz})\dot{r} - (mh'^2 + I_y - I_z)r^2\dot{\varphi} + (c_{\varphi f} + c_{\varphi r})\dot{\varphi} \\ + (k_{\varphi f} + k_{\varphi r} - mgh')\varphi &= 0 \end{aligned} \quad (12-3)^*$$

\* در این معادله و معادلات بعدی از ایندکس  $f$  به جای  $I$  برای محور جلو و ایندکس  $r$  به جای  $2$  در محور عقب استفاده می شود.

با توجه به شبیه سازی ارایه شده در فصل شبیه سازی و توجه به اینکه در مانورهای مورد نظر در این پروژه مقادیر زاویه غلت و بالطبع تغییرات مربوط به این پارامتر بسیار کوچک است می توان ترم های مربوط به این پارامتر را از معادلات حذف کرد. [۴۷ و ۷] این نکته در شکل های بخش شبیه سازی مشهود است. بنابر این معادله ۳ درجه آزادی و خطی (۱۳) حاصل می گردد.

$$\begin{aligned} m(\dot{u} - rv) &= 2F_{xf} + 2F_{xr} - 2F_{yf}\delta \\ m(\dot{v} + ru) &= 2F_{yf} + 2F_{yr} + 2F_{xf}\delta \\ I_z\dot{r} &= 2aF_{yf} - 2bF_{yr} + 2aF_{xf}\delta + M_Z \end{aligned} \quad (13-3)$$

در معادله (۱۲-۳) و (۱۳-۳) ترم  $M_Z$ ، مربوط به گشتاور کنترلی است که می تواند به کمک ترمز گیری در یک طرف خودرو و یا طرق دیگر (به طور کلی اختلاف نیروی طولی بین سمت چپ و راست) به سیستم اعمال گردد. در این پروژه به دلیل اینکه از این اختلاف نیرو برای کنترل حرکت

جانبی سیستم استفاده نخواهد شد نتیجتاً ترم اخیر در معادلات بیپهوده بوده و کاربردی ندارد. اما برای اینکه نشان داده شود که تغییرات زاویه  $\delta$  می تواند تاثیر کنترلی مشابه بر سیستم داشته باشد، لذا این ترم تا انتها در معادلات وجود خواهد داشت.

### ۳-۳-۴ مدل دو درجه آزادی [۳، ۲۶ و ۳۴]

از آنجا که در طی مانورهای اعمالی مورد نظر تغییر سرعت به عنوان ورودی و خروجی مد نظر نیست و از آنجا که نیروی لازم برای حفظ سرعت ناچیز است پس می توان ترم های مربوط به نیروهای طولی و تغییرات  $u$  را نادیده گرفت و از معادلات حذف کرد. این حذف نیز مانند حذف ترم غلتش را می توان از خروجی شبیه سازی، نتیجه گرفت.

حال با حذف دو درجه آزادی مذکور می توان مدل فرمان پذیری خودرو را بر اساس دو درجه آزادی اصلی  $r$  و  $y$  نوشت. با استفاده از دیاگرام آزاد شکل ۳-۳ و حذف ترم های کم اثر و یا حذف آنها از معادله (۳-۱۳) معادله دو درجه آزادی خطی (۱۴) حاصل می شود.

$$\begin{aligned} m(\dot{v} + ru) &= 2F_{yf} + 2F_{yr} & (۳-۱۴) \\ I_z \dot{r} &= 2aF_{yf} - 2bF_{yr} + M_Z \end{aligned}$$

همانطور که می بینید مهمترین نیروی وارده بر سیستم دو درجه آزادی نیرویی جانبی اعمالی از طرف تایرهاست، حال مساله اصلی این است که نیروی جانبی تایرها چه مقداری دارد و چگونه محاسبه می شود.

در مرحله طراحی کنترلر، از مدل ساده شده دو درجه آزادی استفاده می شود، اما شبیه سازی حرکت خودرو بر اساس مدل چهار درجه آزادی غیر خطی انجام می شود.

### ۳-۳-۵ مدل تایر [۲۸]

همانطور که در معادلات قبلی مشخص شد نیروی جانبی تایر اهمیت به سزایی در رفتار جانبی خودرو و پایداری آن دارد. تایر همچنین تاثیر چشم گیری بر عملکرد طولی راحتی سفر خودرو نیز

دارد. پس تاثیر یکی از مهم‌ترین و موثرترین قطعات خودرو در بحث رفتارهای دینامیکی آن است. این در حالی است که تنها نقطه تماس خودرو با سطح جاده همین تاثیر است و تاثیر نیز تنها در سطحی به اندازه یک کف دست با سطح جاده تماس دارد. با توجه به این نکات محققین به طور جدی بر روی رفتار تاثیر و مدلسازی ریاضی آن کار کرده‌اند. یکی از این دانشمندان آقای پچکا<sup>۱</sup> است.

اکثر مدل‌های ارائه شده برای رفتار تاثیر بر مبنای تحلیل‌های تجربی می‌باشند. بدین معنا که اندازه گیری‌های انجام شده در آزمایشگاه به صورت نمودار استخراج شده و سپس برای نمودار مربوطه در نواحی مختلف آن معادلاتی ارائه می‌شود. شکل ۳-۵ یکی از این نمودارهاست.

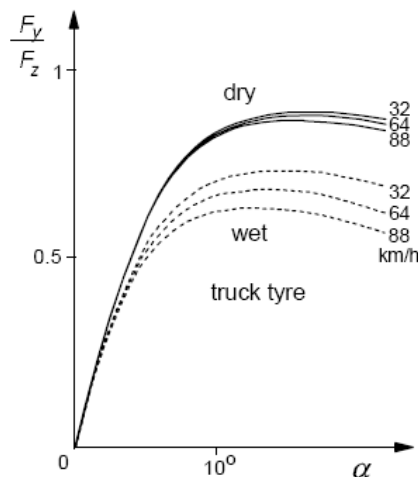
در شکل ۳-۵ نمودار تغییرات نیروی جانبی بر حسب تغییرات زاویه لغزش جانبی برای تاثیر خودروهای سنگین آمده است. در این نمودار که برای شرایط مختلف و سرعت‌های مختلف رسم شده است می‌توان دید که در زاویه لغزش نزدیک به صفر پارامترهای مختلف تاثیر چندانی بر روی شیب نمودار ندارد.

به‌طور کاملاً محسوسی در بخش ابتدایی نمودار رفتار تاثیر را می‌توان به صورت معادله خطی تقریب زد. پچکا [۲۸] برای رفتار تاثیر در کل این نمودار و نمودارهای مشابه برای تاثیرهای مختلف معادله (۳-۱۵) یا فرمول جادویی را پیشنهاد کرده است. مدل تاثیر پچکا که بر اساس رابطه جادویی که اولین بار توسط پچکا و همکارانش در سال ۱۹۸۷ ارائه گردید، بنا نهاده شده است. مبنای اصلی این رابطه بر استفاده از توابع سینوس و معکوس سینوس برای درونیابی نیروها می‌باشد. این مدل متغیرهایی از قبیل نیروی عمودی، لغزش طولی و لغزش جانبی را به عنوان ورودی دریافت می‌کند و خروجی آن نیروهای طولی و جانبی و گشتاور خود تنظیم تاثیر می‌باشد.

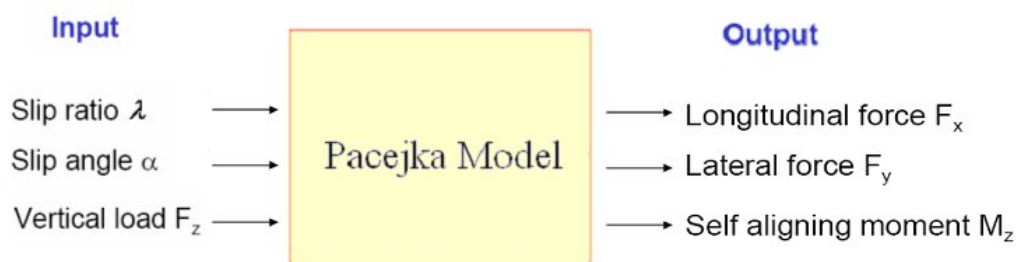
<sup>۱</sup> -Pacejka

مدل های دیگر مورد استفاده محققان، مدل تایر داگاف<sup>۱</sup> [42] و مدل تایر فیالا<sup>۲</sup> [26] می باشد. در مدل داگاف سعی شده است با استفاده از یکپارچه نمودن پارامترهای تایر و کاهش آن به دو پارامتر  $C_x$  و  $C_y$  میزان تاثیر پذیری از تغییرات محیطی و فیزیکی کم شده و دقت مدل سازی افزایش پیدا کند.

در مدل فیالا نیز با استفاده از ورودی های نیروی عمودی تایر و ضریب اصطکاک و زاویه لغزش می توانیم نیروی جانبی و طولی خودرو را محاسبه نماییم. با توجه به استفاده از مدل تایر پچکا در این پژوهش به توضیحات مختصری در این مورد می پردازیم.



شکل ۳-۵ رفتار تایر در سرعت ها و شرایط مختلف جاده



شکل ۳-۶ ساختار ورودی و خروجی های مدل پچکا [۲۸]

1- Dugoff

2- Fiala

با توجه به نیاز این پژوهش فقط بخشی از مدل تاثیر پجکا مورد استفاده قرار می‌گیرد که در معادلات (۱۵-۳) آمده است.

$$F_y = D \sin[C \arctan\{B\alpha - E(B\alpha - \arctan(B\alpha))\}]$$

where:

$$B = \frac{C_{F\alpha}}{CD} \quad (15-3)$$

$$D = \mu F_z = F_{y, peak}$$

$$C_{F\alpha} = c_1 \sin(2 \arctan(\frac{F_z}{c_2}))$$

که در آن B ضریب سختی، D ضریب قله، C و E ضرایب شکل و  $c_1$  بیشینه سفتی جانبی و  $c_2$  بار در بیشینه سفتی جانبی است.

به دلیل اینکه در حین اعمال مانور نیروی عمودی روی تایرها تغییر می‌کند و این نیرو نیز در بدست آوردن نیروی جانبی موثر است از اینرو این نیرو را با معادلات زیر مدل خواهیم کرد. [۳، ۲۶ و ۳۴]

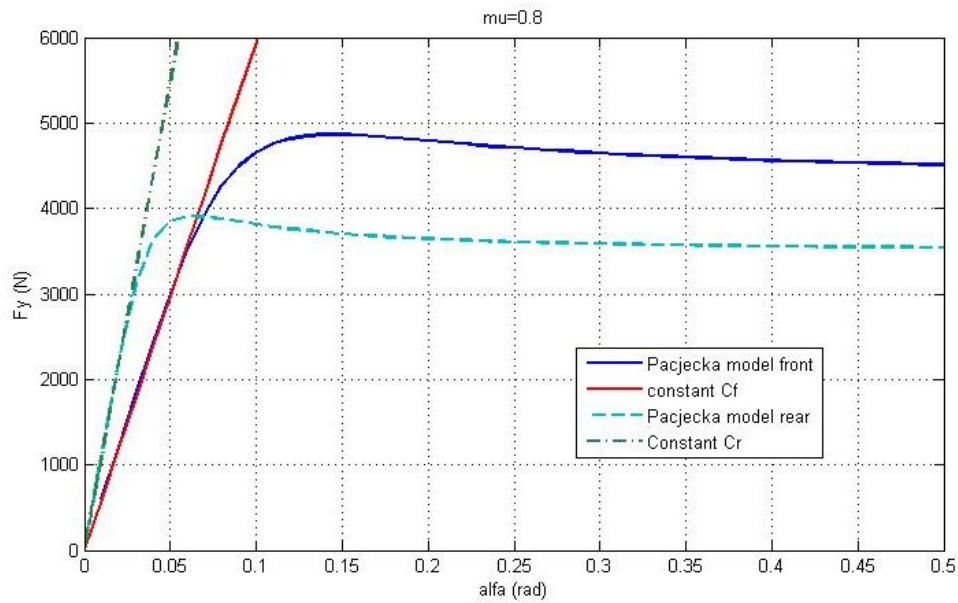
$$F_{zfr,l} = Mg \left[ \frac{b}{2(a+b)} - \frac{a_x}{g} \frac{h_{cg}}{2(a+b)} \pm \frac{a_y}{g} \frac{bh_{cg}}{T_f(a+b)} \right]$$

$$F_{zrr,l} = Mg \left[ \frac{a}{2(a+b)} + \frac{a_x}{g} \frac{h_{cg}}{2(a+b)} \pm \frac{a_y}{g} \frac{bh_{cg}}{T_r(a+b)} \right] \quad (16-3)$$

که در معادلات بالا  $T_f$  و  $T_r$  عرض هر محور می‌باشد. از آنجا که در مانورهای اعمالی میزان شتاب طولی بسیار اندک است و همچنین در مورد شتاب عرضی، نیروی عمودی تاثیر یک سمت محور کاسته شده و به سمت دیگر اضافه می‌شود این ترم از معادلات تاثیر چندانی بر روند کلی شبیه‌سازی نداشته و در مدل خطی منظور نخواهد شد.

از آنجا که در ناحیه غیر خطی خودرو دیگر فرمان‌پذیر نیست (تقریباً بیش از ۱۰ درجه) و برای مانورهای اعمالی مورد نظر نیز زاویه ورودی فرمان بیش از ۱۰ درجه نخواهد بود پس می‌توان معادله خطی (۱۷-۳) را جایگزین معادله غیر خطی و پیچیده (۱۵-۳) کرد.





شکل ۳-۷ مقایسه مدل خطی و غیر خطی برای تایر خودرو Jeep Cherokee

$$F_y = C_\alpha \alpha \quad (17-3)$$

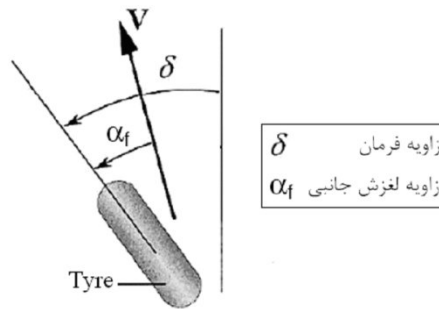
حال با جایگذاری معادله (۱۶-۳) در معادله (۱۴-۳)، مدل (۱۷-۳) بدست می آید. [۳، ۲۶ و ۳۴]

$$\begin{aligned} m(\dot{v} + ru) &= 2C_{\alpha_f} \alpha_f + 2C_{\alpha_r} \alpha_r \\ I_z \dot{r} &= 2aC_{\alpha_f} \alpha_f - 2bC_{\alpha_r} \alpha_r + M_Z \end{aligned} \quad (18-3)$$

به دلیل ساده و خطی بودن، از این مدل برای تعیین قانون کنترلی استفاده می شود و پس از طراحی کنترلر مطلوب این کنترلر بر روی مدل های پیچیده تر نیز اعمال و صحت گذاری خواهد شد.

زوایای لغزش به این ترتیب (معادله (۱۸-۳)) محاسبه می شوند.

$$\begin{aligned} \alpha_f &= \delta_f - \tan^{-1}\left(\frac{v+ar}{u}\right) \\ \alpha_r &= \delta_r - \tan^{-1}\left(\frac{v-br}{u}\right) \end{aligned} \quad (19-3)$$



شکل ۲-۸ زاویه لغزش تایر [26]

در صورتی که محور عقب فرمان‌گیر باشد ترم ورودی فرمان برای محور عقب مخالف صفر است در غیر این صورت این ترم برابر صفر خواهد بود. با فرض این‌که  $\frac{v+ar}{u}$  و  $\frac{v-br}{u}$  کوچک هستند می‌توان ترم  $\tan^{-1}$  را خطی فرض نمود و بنابراین تابع  $\tan^{-1}$  را از معادله خارج کرد و به معادله (۳)-۲۰ رسید.

$$\alpha_f = \delta_f - \left(\frac{v+ar}{u}\right) \quad (20-3)$$

$$\alpha_r = \delta_r - \left(\frac{v-br}{u}\right)$$

سپس با قرار دادن (۲۰-۳) در (۱۸-۳) معادلات فضای حالت سیستم حاصل می‌شود. [۳، ۲۶ و ۳۴]

$$\dot{X} = AX + BU + ED$$

$$X = \begin{Bmatrix} v \\ r \end{Bmatrix}, U = \{\delta_i\}, A = \begin{Bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{Bmatrix}$$

$$B = \begin{Bmatrix} 2 \frac{C_{\alpha f}}{m} \\ a C_{\alpha f} \\ 2 \frac{I_z}{I_z} \end{Bmatrix} \quad (21-3)$$

$$a_{11} = -2 \frac{C_{\alpha f} + C_{\alpha r}}{mu}, a_{12} = 2 \frac{a C_{\alpha f} - b C_{\alpha r}}{mu} - u$$

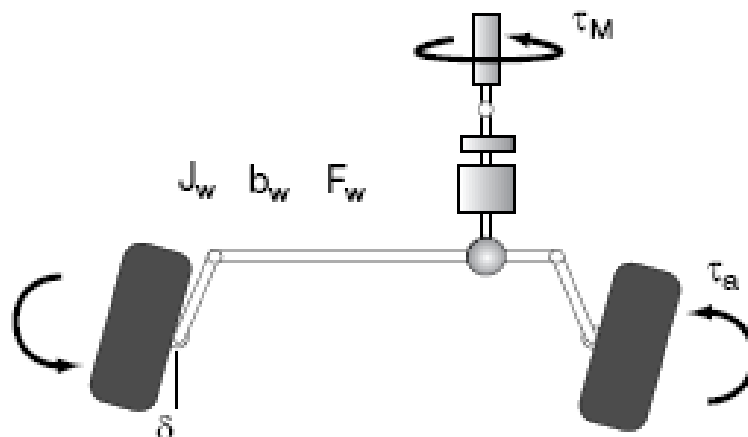
$$a_{21} = 2 \frac{a C_{\alpha f} - b C_{\alpha r}}{I_{zz} u}, a_{22} = -2 \frac{a^2 C_{\alpha f} + b^2 C_{\alpha r}}{I_{zz} u}$$

در فصول بعدی معادلات فضای حالت شبیه سازی شده، صحنه گذاری می‌شوند. سپس کنترلر مطلوب بر اساس آن‌ها طراحی خواهد شد. در فصل صحنه‌گذاری مشاهده خواهید کرد که نتایج شبیه سازی مدل خطی دو درجه آزادی در شرایط معمولی با نتایج شبیه سازی مدل غیر خطی ۴ درجه آزادی بسیار مشابه است.

### ۴-۳ مدل سیستم فرمان برقی [48,52]

همانطور که در فصل یک اشاره شد سیستم فرمانی که قرار است در این پروژه مورد بحث و بررسی قرار بگیرد سیستم فرمان برقی می‌باشد. در این نوع فرمان اتصال بین گرینلک و rack & pinion به طور کامل قطع شده است و فرامین راننده تنها از طریق سیستم‌های کنترلی الکتریکی به یک موتور محرک منتقل شده و این موتور موجب چرخش و زاویه گرفتن چرخ‌های فرمان گیر می‌شود. بالطبع با طراحی کنترلر مناسب می‌توان هرگونه تغییر ممکن را نسبت به ورودی فرمان راننده ایجاد کرده و به چرخ‌های فرمان گیر اعمال کرد.

شکل ۳-۸ شماتیک این سیستم را نشان می‌دهد. معادلات سیستم فرمان برقی نیز بر اساس همین دیاگرام ازاد استخراج می‌شود. البته باید اشاره کرد که از الاستیسیته اجزا داخلی صرفه‌نظر شده است.



شکل ۲-۹ دیاگرام آزاد سیستم فرمان برقی [۴۸]

مدل دینامیکی سیستم فرمان با معادله (۲۲-۳) بیان می شود.

$$rT_m = T_a + T_f + J_w \ddot{\delta} + c_w \dot{\delta} \quad (22-3)$$

که در آن  $\delta$  زاویه چرخهای فرمان گیر،  $T_m$  گشتاور موتور محرک،  $r$  نسبت تبدیل گیربکس واسط بین موتور و چرخها است،  $T_f$  گشتاور اصطکاکی است که در اثر چرخش چرخهای حول محور کینگ پین بر روی زمین به وجود می آید و با معادله (۲۳-۳) نشان داده می شود.

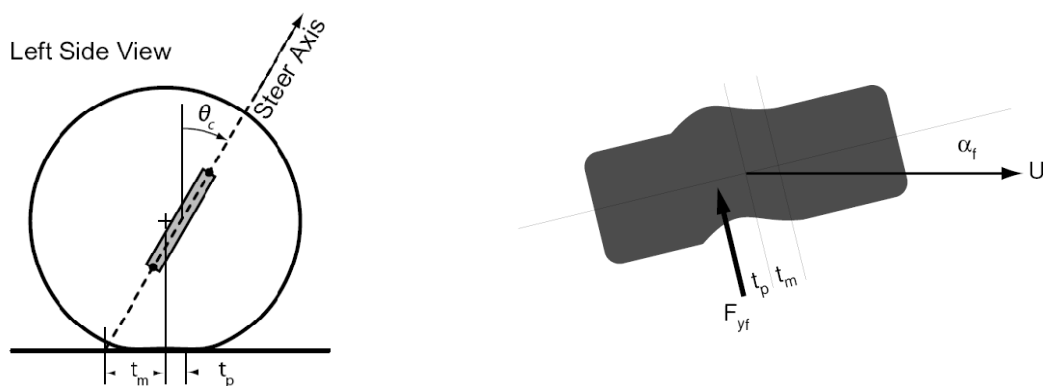
$T_a$  گشتاور برگشت فرمان است. به این معنی که نیروی جانبی وارده بر تایرها می خواهد زاویه چرخها را به سمت صفر سوق دهد مقدار گشتاور برگشت فرمان از معادله (۲۴-۳) حاصل می شود.  $J_w$  لختی سیستم فرمان و  $c_w$  ضریب دمپینگ سیستم است. [۳ و ۴۸]

$$T_f = F_w \times \text{sgn}(\dot{\delta})$$

$$F_w = mg \frac{L_r}{(L_f + L_r)} (t_p) \mu \quad (23-3)$$

$$T_a = F_{yf} (t_p + t_m) \quad (24-3)$$

در معادلات (۲۳-۳) و (۲۴-۳)،  $t_m$  و  $t_p$  به ترتیب دنباله پنوماتیکی و دنباله مکانیکی تایر می باشند. و  $\mu$  نیز ضریب اصطکاک بین جاده و تایر است. این ضریب با تغییر شرایط جاده تغییر می کند. در شکل ۳-۱۰ این پارامترها به خوبی مشخص شده اند.



شکل ۳-۱۰ دنباله مکانیکی و دنباله پنوماتیکی [48]

همانطور که در بند ۳-۳ مشاهده شد نیروی جانبی تاپیر را می توان با یک مدل خطی ساده با ضریب سختی جانبی تاپیر ثابت مدل سازی کرد. با انجام این کار کوپل بودن معادلات مربوط به رفتار جانبی خودرو و سیستم فرمان به طور واضحی مشخص می شود. زیرا که نیروی جانبی تاپیر تابعی از لغزش جانبی تاپیرهاست و لغزش جانبی تاپیر نیز تابعی از سرعت جانبی و نرخ چرخش خودرو است.

$$\ddot{\delta} = \frac{-\alpha C_{cf}(t_p + t_m) - T_f + rT_m - c_w \dot{\delta}}{J_w} \quad (25-3)$$

حال با فرض های زیر معادله (۲۵-۳) به فضای حالت تبدیل می شود.

$$x_1 = \delta, x_2 = \dot{\delta} \Rightarrow \begin{cases} \dot{\delta} = \dot{x}_2 \\ x_2 = \dot{x}_1 \end{cases} \quad (26-3)$$

با ترکیب روابط (۲۶-۳) و (۲۵-۳) معادله فضای حالت (۲۷-۳) حاصل می شود.

$$X_2 = [\delta \ \dot{\delta}]^T, \dot{X}_2 = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & \frac{-c_w}{J_w} \end{bmatrix} X_2 + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{r_a}{J_w} & \frac{-1}{J_w} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_m \\ T_f \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{-1}{J_w} \end{bmatrix} T_a \quad (27-3)$$

$$E_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{-1}{J_w} \end{bmatrix}, B_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{r_a}{J_w} & \frac{-1}{J_w} \end{bmatrix}, U_2 = \begin{bmatrix} T_m \\ T_f \end{bmatrix}$$

با جایگذاری معادلات (۱۷-۳) و (۲۰-۳) در معادله (۲۷-۳) و ترکیب آن با معادله (۲۱-۳) یک سیستم فضای حالت با چهار حالت و ۳ درجه آزادی حاصل می شود.

$$T_a = \alpha C_{cf}(t_p + t_m) = \left(\delta - \frac{L_f r + v}{u}\right) C_{cf}(t_p + t_m)$$

$$\dot{X}_3 = A_3 X_3 + B_3 U_3$$

$$X_3 = \begin{Bmatrix} v \\ r \\ \delta \\ \dot{\delta} \end{Bmatrix}, U_3 = \begin{Bmatrix} T_m \\ T_f \end{Bmatrix}, A = \begin{Bmatrix} a_{11} & a_{12} & 2\frac{C_{ai}}{m} & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 2\frac{L_f C_{ai}}{I_{zz}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{C}{J_w u} & \frac{CL_f}{J_w u} & \frac{C}{J_w} & \frac{-c_w}{J_w} \end{Bmatrix}$$

$$B_3 = \begin{Bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{r_a}{J_w} & \frac{-1}{J_w} \end{Bmatrix}$$

$$a_{11} = -2\frac{C_{cf} + C_{cr}}{mu}, a_{12} = 2\frac{L_f C_{cf} - L_r C_{cr}}{mu} - u$$

$$a_{21} = 2\frac{L_f C_{cf} - L_r C_{cr}}{I_{zz} u}, a_{22} = -2\frac{L_f^2 C_{cf} + L_r^2 C_{cr}}{I_{zz} u}$$

$$C = C_{cf}(t_p + t_m) \quad (28-3)$$

البته باید توجه داشت که استفاده از این مدل تنها در زوایای لغزش کوچک قابل قبول است، لذا این مدل تنها برای طراحی کنترلرهای بهینه و برای طراحی روئیت گر و تخمین زنده کاربرد دارد.

### ۵-۳ مشخصه اصلی فرمان پذیری [۳، ۴۸]

مدل دوچرخ ابزار مناسبی برای بررسی مشخصه فرمان پذیری در دست قرار می دهد. در مسیر رسیدن به یک تعریف مناسب از مشخصه فرمان پذیری با استفاده از مدل دوچرخ، ثابتی با نام گرادیان کم فرمانی تعریف می شود. این ثابت از رابطه (۲۹-۳) به دست می آید.

$$K_{us} = \left(\frac{W_f}{C_{cf}} - \frac{W_r}{C_{cr}}\right) \frac{1}{g} \quad (29-3)$$

$K_{us}$  گرادیان کم فرمانی،  $W_f$  وزن روی محور جلو و  $W_r$  وزن روی محور عقب می باشد. و  $g$  نیز شتاب جاذبه است.

چس می‌توان  $K_{us}$  را به شکل رابطه (۳-۳۰) نوشت.

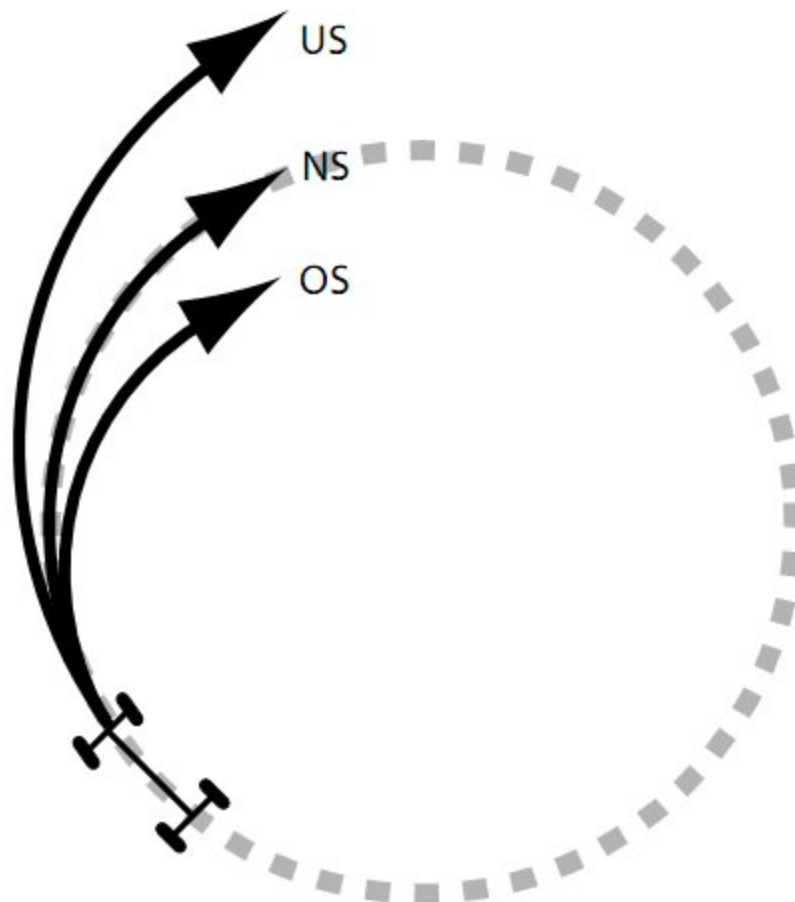
$$K_{us} = \frac{m}{(a+b)} \left( \frac{b \times C_{ar} - a \times C_{af}}{C_{ar} \times C_{af}} \right) \quad (3-30)$$

اگر گرادیان کم‌فرمانی مثبت باشد خودرو را کم فرمان<sup>۱</sup>، اگر صفر باشد خودرو را خنثی<sup>۲</sup> و اگر این گرادیان منفی باشد خودرو را بیش فرمان<sup>۳</sup> می‌نامند. همانطور که از معدلات (۳-۳۰) و (۳-۲۹) برمی‌آید، گرادیان کم فرمانی با پارامترهای اصلی فرمان‌پذیری یعنی توزیع وزن روی محورها و سختی جانبی تایرها آمیخته‌است. با فرض ثابت بودن سختی جانبی تایرها اگر وزن به طور مساوی روی هر دو محور توزیع شده باشد منجر به خنثی شدن فرمان‌پذیری، اگر وزن روی محور عقب بیشتر باشد باعث بیش‌فرمانی و در صورت بیشتر بودن وزن روی محور جلو خودرو کم‌فرمان خواهد شد.

یکی از راه‌های درک تفاوت این سه نوع فرمان‌پذیری در یک مانور دوران حالت دایم مشخص می‌شود. با فرض ثابت بودن ورودی فرمان و سرعت مانور؛ خودرو بیش فرمان تمایل دارد به سمت داخل پیچ حرکت کند و برای حفظ پایداری لازم است که راننده فرمان را اصلاح کند. خودرو کم‌فرمان نیز نسبت به یک خودرو خنثی تمایل دارد که از پیچ خارج شود. هر چند این افزایش شعاع دوران یک اتفاق بحرانی نیست اما برای حفظ مسیر لازم است راننده میزان فرمان‌دهی را اصلاح کند. جابجایی وزن در حین مانورهای شتاب‌گیری و ترمز‌گیری گذرا تاثیرات مشابهی را روی فرمان‌پذیری می‌گذارد اما بحث در مورد پارامترهای فرمان‌پذیری در این حالت بسیار پیچیده خواهد بود.

- 1 - Under Steer
- 2 - Neutral Steer
- 3 - Over Steer

در مجموع می‌توان گفت که یک خودرو بیش‌فرمان پاسخ سریعی نسبت به ورودی فرمان دارد. این پاسخ سریع برای خودروهای مسابقه‌ای و ورزشی بسیار مناسب است. اما یک خودرو کم‌فرمان اسخ کندتری نسبت به ورودی داشته و معمولاً در مورد خودروهای معمولی مورد استفاده قرار می‌گیرد.



شکل ۱۱-۲ مقایسه خودروها از نظر گرادیان کم‌فرمانی [۴۸]

برای مطالعه بیشتر در این زمینه می‌توان به مراجع [۳، ۲۶، ۳۴] مراجعه کرد.

از آنجا که گرادیان کم‌فرمانی  $K_{us}$  معیاری است که از خودرو در حالت مدل‌سازی ساده و کاملاً خطی بدست می‌آید و از طرفی راننده نیز در مانورهای معمولی رفتار خودرو را یک رفتار خطی می‌یابد؛ لذا می‌توان رفتار مطلوب خودرو در هر شرایطی را با رفتار خطی مورد نظر راننده مدل کرد. این کار با استفاده از همین گرادیان کم‌فرمانی انجام می‌شود. رابطه (۳-۳۱) ارتباط نرخ چرخش و

ورودی فرمان را برای حالت دلخواه نشان می‌دهد. [۳۴]



$$r_d = \dot{\psi}_{des} = \frac{v_x}{(a+b)(1+k_{us} u^2)} \delta \quad (31-3)$$

همچنین از آنجا که انتظار می‌رود خودرو در حین مانور لغزش جانبی و در نتیجه سرعت جانبی نزدیک به صفر داشته باشد لذا مقدار مطلوب سرعت جانبی برابر صفر در نظر گرفته می‌شود. معادله (32-3) مقدار مطلوب حالت‌های خودرو در مدل دو چرخ را نشان می‌دهد.

$$X_d = \begin{bmatrix} 0 \\ r_d \end{bmatrix} \quad (32-3)$$

## فصل ۴

# طراحی کنترلر

#### ۴ طراحی کنترلر

همانطور که پیش از این نیز گفته شد فرمان گیری بهبود یافته (improved steerability) و پایداری مطلوب، دو جنبه مهم فرمان پذیری بهینه خودروهستند. با استفاده از مدل دو درجه آزادی را که از پیش تعریف شد، میزان تغییرات زاویه Yaw ( $\psi$ ) را در طول مسیر به میزان مطلوب ( $\dot{\psi}_{des}$ ) نزدیک می‌شود.

همان‌طور که گفته شد این کار توسط اصلاح زاویه فرمان اعمالی به چرخ‌های فرمان‌گیر امکان پذیر است. از آنجا که هدف از طراحی کنترلر رساندن حالت های سیستم به مقداری مطلوب است مساله از نوع تعقیب خط خواهد بود (Tracking). در واقع در این مساله کنترل پس‌خوراند و پیش‌خوراند به صورت همزمان کاربرد دارد. ورودی پیش‌خوراند به کنترلر مقداری است که توسط مدل مرجع ایجاد می‌شود و ورودی پس‌خوراند حالتی است که یا توسط اندازه‌گیری و یا توسط تخمین‌گر و مشاهده‌گر به کنترلر داده می‌شود.

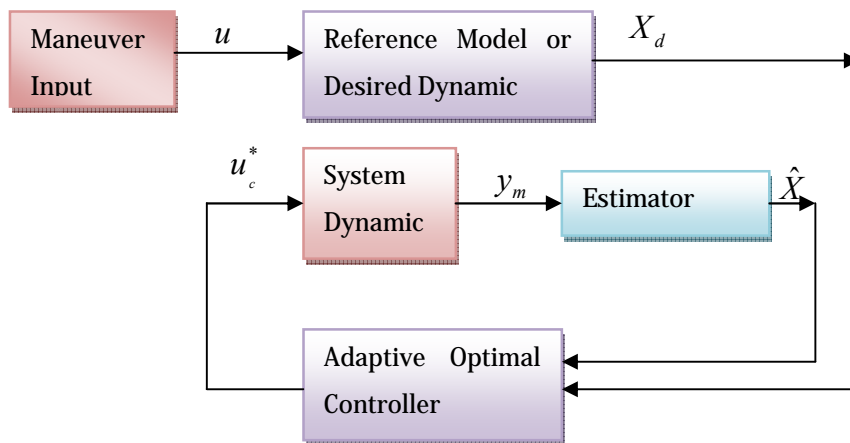
با توجه به مزایای بسیار زیاد روش کنترل بهینه، از جمله کمینه کردن یا بیشینه کردن حالت و ورودی کنترلی و یا خطای حالت دایم، در این پژوهش از روش فوق‌الذکر استفاده خواهد شد. کنترلر بهینه یکی از روش‌های کنترل مدرن است که مساله را در حوزه زمان مورد بررسی قرار می‌دهد. در ادامه این فصل نحوه طراحی کنترلر بهینه با استفاده از روش خطی، خطی تطبیقی و کنترلر بهینه غیر خطی تشریح خواهد شد.

با توجه به پیشرفت علم الکترونیک دیجیتال و افزایش سرعت داده برداری و پردازش میکروکنترلرها می‌توان سیستم‌های کنترلی را با استفاده از مدل‌های تابع زمان مدل کرده و طراحی کرد. به عنوان

مثال میکروکنترلرهای 8bit موسوم به AVR، PIC و ... سرعت داده برداری<sup>۱</sup> در حدود 10KHz دارند. یعنی در هر ثانیه ۱۰ هزار داده را دریافت و پردازش می‌کنند. [۱]

با توجه به این موضوع، مدل سازی را می‌توان به صورت متغییر با زمان در نظر گرفت و کنترلرها را نیز در همین محیط طراحی کرد.

فرایند کنترلی کلی در این پروژه بر اساس سیستم‌های کنترلی بهینه‌ای است که خود را با شرایط تطبیق می‌دهند یعنی ترکیبی از کنترل بهینه و تطبیقی. شکل ۴-۱ شماتیک کلی این را نشان می‌دهد.



شکل ۴-۱ شماتیک سیستم کنترلی تطبیقی

اما ابتدا باید دید، که چگونه می‌توان فهمید که آیا سیستم مدل شده در فصل مدل سازی قابلیت کنترل پذیری از طریق زاویه چرخ‌ها را دارد و آیا با داشتن یکی از حالت‌ها می‌توان حالت دیگر را استخراج کرد یا خیر.

#### ۴-۱ کنترل پذیری و مشاهده پذیری سیستم [51]

اگر زمان محدود  $t_1 \geq t_0$  و ورودی کنترلی  $u_t$  وجود داشته باشد که در زمان  $t_f \leq t \leq t_0$  وضعیت  $x_0$  را به مبدا مختصات منتقل نماید، وضعیت  $x_0$  را در زمان  $t_0$  کنترل پذیر<sup>۱</sup> گویند. اگر تمام مقادیر  $x_0$

1 - Sample Rate

به ازاء هر  $t_0$  کنترل پذیر باشند، سیستم را کاملاً کنترل پذیر یا بطور ساده، کنترل پذیر نامند. در کنترل پذیری باید مسائلی را که هدف در آنها انتقال سیستم از یک وضعیت اولیه اختیاری، به مبدا مختصات با حداقل کردن تابعی معیار مشخص است مطالعه شود، لذا کنترل پذیری سیستم شرط لازم وجود جواب می باشد. کالمن نشان داد یک سیستم خطی، غیر متغیر با زمان، با  $n$  متغیر حالت زیر:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= A_{n \times n} x(t) + B_{1 \times m} u(t) \\ y(t) &= C_{1 \times n} x(t) \end{aligned} \quad (1-4)$$

فقط و فقط وقتی کنترل پذیر است که ماتریس زیر دارای مرتبه  $n$  باشد.

$$E = [B : AB : A^2 B : \dots : A^{n-1} B] \quad (2-4)$$

اگر فقط یک کنترل ورودی وجود داشته باشد، شرط لازم و کافی برای کنترل پذیری سیستم اینست که ماتریس  $E$  نامنفرد<sup>۳</sup> باشد.

اگر با مشاهده یا اندازه گیری خروجی  $y(t)$  در فاصله زمانی محدود  $t_f \leq t \leq t_0$  بتوان وضعیت های  $x(t_0) = x_0$  را تعیین نمود، وضعیت  $x_0$  در زمان  $t_0$  مشاهده پذیر<sup>۴</sup> خوانده می شود. اگر تمام وضعیت های  $x_0$  به ازاء هر  $t_0$  مشاهده پذیر باشند، سیستم کاملاً مشاهده پذیر یا بطور ساده مشاهده پذیر نامیده می شود. بطور مشابه، برای سیستم خطی غیر متغیر با زمان از معادله (۱-۴) سیستم دینامیکی فقط وقتی مشاهده پذیر است که ماتریس  $G$  دارای مرتبه  $n$  باشد.

$$G = [C^T : A^T C^T : (A^T)^2 C^T : \dots : (A^T)^{n-1} C^T] \quad (3-4)$$

اگر فقط یک خروجی وجود داشته باشد  $G$  یک ماتریس  $n \times n$  بوده و شرط لازم و کافی برای مشاهده پذیری این است که  $G$  نامنفرد باشد.

- 1- Controllability
- 2- Rank
- 3- Nonsingular
- 4- Observability

تشکیل ماتریس  $E$  برای معادله حالت (۲-۲۸) و به دست آوردن مرتبه آن توسط دستور rank نرم افزار MATLAB نشان می دهد که این سیستم کنترل پذیر است.

$$(2-28) \Rightarrow \text{rank}(E_3) = 4$$

این کار برای معادلات (۲-۲۷) و (۲-۲۱) نیز به شرح زیر است:

$$(2-21) \Rightarrow \text{rank}(E) = 2$$

$$(2-27) \Rightarrow \text{rank}(E_2) = 2$$

این نتایج نشان می دهد که سیستم های استخراج شده در فصل قبل هر ۳ کنترل پذیر می باشند. بدین معنی که رفتار جانبی خودرو به کمک زاویه فرمان قابل کنترل است، تغییرات زاویه فرمان توسط گشتاور محرک و در نتیجه رفتار جانبی خودرو توسط گشتاور محرک سیستم فرمان برقی (سیمی).

همانطور که تا به حال اشاره شده است، در اندازه گیری حالت های خودرو مرتبط با رفتار جانبی آن، حالتی که معمولاً توسط اندازه گیری مشخص می شود نرخ چرخش جانبی است و اندازه گیری سرعت جانبی فقط در حد تست های طراحی قابل اندازه گیری است و به طور عمومی قابل کاربرد نیست. در سیستم فرمان نیز تنها حالت قابل اندازه گیری زاویه فرمان است. لذا مقادیر ماتریس ضرایب خروجی به شکل زیر در می آید:

$$(2-21) \Rightarrow C = [0 \quad 1], Y = CX \Rightarrow Y = r$$

$$(2-27) \Rightarrow C = [1 \quad 0], Y_2 = C_2 X_2 \Rightarrow Y_2 = \delta$$

با تشکیل ماتریس  $G$  برای هر یک از معادلات (۲-۲۱) و (۲-۲۷) و به دست آوردن مقادیر مربوطه هر یک می توان پی به مشاهده پذیر بودن یا نبودن سیستم ها برد.

$$(2-21) \Rightarrow \text{rank}(G) = 2$$

$$(2-27) \Rightarrow \text{rank}(G_2) = 2$$

مشاهده می‌شود که هر دو سیستم مشاهده‌پذیرند. پس می‌توان با استفاده از روش‌های مختلف تخمین یا مشاهده حالت‌های غیر قابل اندازه‌گیری را تخمین زد.

#### ۲-۴ کنترل بهینه [۳۰ و ۲۹]

هدف نهایی یک سیستم کنترل بهینه تعیین سیگنال‌های ورودی کنترلی به گونه‌ای است که در محدودیت‌ها یا قیود فیزیکی صدق کرده و در ضمن نحوه عملکرد یا معیار معینی را کمینه یا بیشینه نماید.

برای ارزیابی عملکرد یک سیستم، طراح باید ابتدا معیار ارزیابی عملکرد مناسبی را انتخاب نماید. یک سیستم کنترل بهینه، سیستمی است که این معیار ارزیابی عملکرد (یا تابعی معیار) را حداقل نماید.

بنابراین بطور خلاصه هدف از کنترل بهینه یک سیستم یافتن کنترل قابل قبول  $u^*$  است، که باعث می‌شود سیستم زیر مسیر قابل قبول  $x^*$  را تعقیب نموده و تابعی معیار (۴-۴) را حداقل نماید.

$$\dot{x}(t) = a(x(t), u(t), t) \quad (4-4)$$

اگر ورودی به سیستم کنترلی برای کنترل بهینه در زمان  $t$  بدست آید، آنگاه تابع  $f$  قانون کنترل بهینه<sup>۱</sup> نامیده می‌شود.

$$u^*(t) = f(x(t), t) \quad (5-4)$$

#### ۱-۲-۴ تابعی‌های (تابع تابع) معیار برای مسایل کنترل بهینه

در حل مسائل کنترل بهینه، معمولاً مهمترین کار، تعریف درست تابعی معیاری است که باید حداقل شود به همین جهت بجاست که این موضوع را با دقت بیشتری مورد توجه قرار گیرد.

در مساله حداقل زمان، که عبارتست از انتقال سیستمی از شرایط اولیه دلخواه به یک مجموعه هدف در حداقل زمان، تابع معیاری که باید حداقل شود عبارتست از:

$$J = t_f - t_0 = \int_{t_0}^{t_f} dt \quad (6-4)$$

در مسایل کنترل وضعیت نهایی، که عبارتند از حداقل کردن انحراف وضعیت نهایی سیستم از یک مقدار مطلوب  $x_d(t)$  یک تابعی معیار عبارتست از:

$$J = \sum_{i=1}^n [x_i(t_f) - x_d(t_f)]^2 \quad (7-4)$$

چون هر دو انحراف مثبت و منفی مناسب نمی‌باشد، لذا تابع مجذور انتخاب شده است. البته می‌توان از تابع قدرمطلق نیز استفاده کرد ولی تابع مجذور از نظر ریاضی برای بررسی مناسب‌تر می‌باشد. تابعی معیار فوق را با استفاده از روابط ماتریسی می‌توان بصورت زیر نیز نشان داد:

$$J = [X(t_f) - X_d(t_f)]^T T [X(t_f) - X_d(t_f)] \quad (8-4)$$

که در آن ماتریس  $T$  که یک ماتریس حقیقی متقارن مثبت نیمه معین  $n \times n$  می‌باشد و ماتریس وزنی<sup>۱</sup> نامیده می‌شود.

در مسایل کنترل حداقل تلاش<sup>۲</sup>، که عبارتست از انتقال سیستمی از یک وضعیت اولیه به مجموعه هدفی خاص با مصرف حداقل نیروی کنترل، تابعی معیار مناسب به صورت زیر می‌باشد:

$$J = \int_{t_0}^{t_f} u^T(t) R u(t) dt \quad (9-4)$$

که در آن  $R$  ماتریس وزنی حقیقی مثبت معین برای وضعیت‌های مختلف است. در صورتی که مایل باشیم اهمیت و ارزش ورودی‌های کنترلی در طول زمان متغیر باشد، عناصر ماتریس  $R$  می‌توانند تابع زمان باشند.

<sup>1</sup> Weighting Matrix

<sup>2</sup> Minimum Control Effort



در مسایل تعقیب<sup>۱</sup> که عبارتند از نزدیک کردن وضعیت  $X(t)$  سیستم به وضعیت مطلوب  $X_d(t)$  تا حد ممکن، تابعی معیار بصورت زیر انتخاب می‌شود.

$$J = \int_{t_0}^{t_f} [X(t) - X_d(t)]^T Q(t) [X(t) - X_d(t)] dt \quad (10-4)$$

که در آن  $Q(t)$  ماتریسی است حقیقی متقارن  $n \times n$  مثبت معین به ازاء هر  $t_f \leq t \leq t_0$  عناصر مختلف  $Q$  آن چنان تعیین می‌شوند که به وضعیت‌های مختلف، اهمیت و ارزش مورد نظر داده شود. در مسائل کنترل بهینه ممکن است با ترکیبی از مسائل بالا مواجه باشیم. در اینصورت تابع عملکرد می‌تواند بصورت جمع توابعی که برای هر مساله ارائه شد، در نظر گرفته شود. شایان ذکر است که اهمیت و ارزش هر بخش از تابعی معیار را می‌توان با تنظیم ضرایب وزنی بصورت مطلوب تعیین نمود.

از آنجا که در مساله کنترل حرکت جانبی خودرو مشغول طراحی یک کنترلر عام برای شرایط مختلف هستیم و از طرفی می‌خواهیم سیستم با حداقل تقلا مسیر دلخواه را تعقیب کند تابعی مورد نظر ترکیب از معادلات (۹-۴) و (۱۰-۴) خواهد بود.

#### ۲-۲-۴ طراحی قانون کنترلی بهینه

هدف اصلی عبارت است از یافتن ورودی کنترلی قابل قبول  $u^*$  که بتواند در سیستم دینامیکی معادله (۱۱-۴) با طی کردن یک منحنی مسیر قابل قبول  $x^*$  تابع معیار (۱۲-۴) را حداقل نماید.

$$\dot{x}(t) = a(x(t), u(t), t) \quad (11-4)$$

$$J = h(x(t_f), t_f) + \int_{t_0}^{t_f} (g(x(t), u(t), t)) dt \quad (12-4)$$

<sup>1</sup> Tracking

در ابتدا فرض می‌کنیم وضعیت‌ها و کنترل‌های قابل قبول محدود نبوده و شرایط اولیه  $x(t_0)=x_0$  و زمان اولیه  $t_0$  معین باشد. که بردار  $x$  بردار  $n \times 1$  و وضعیت و بردار  $u$  بردار  $m \times 1$  ورودی‌های کنترل می‌باشد. از آنجا که درباره حل مسائل تعقیب کننده‌های غیرخطی مطالب جامعی در مراجع مختلف وجود دارد، در اینجا تنها به ذکر روابط کلی و نتایج نهایی برای حالت کلی مسائل تعقیب کننده‌های غیرخطی اکتفا می‌کنیم. جهت دستیابی به جزئیات و قضایای مربوط، می‌توان به مراجع [ ] مراجعه نمود. برای حل این مساله تابع هامیلتونین به شکل زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$H(x(t), u(t), p(t), t) = g(x(t), u(t), t) + P^T(t)[a(x(t), u(t), t)] \quad (13-4)$$

در رابطه فوق اعضای  $P^T(t)$  موسوم به ضرایب لاگرانژ می‌باشند. شرایط لازم برای بهینگی در رابطه (14-4) نشان داده شده است، که از حل این معادلات و استفاده از آن می‌توان ورودی کنترلی قابل قبول  $u^*(t)$  را محاسبه نمود.

$$\begin{aligned} \dot{x}^*(t) &= \frac{\partial H}{\partial P}(x^*(t), u^*(t), p^*(t), t) \\ \dot{p}^*(t) &= -\frac{\partial H}{\partial x}(x^*(t), u^*(t), p^*(t), t) \\ 0 &= \frac{\partial H}{\partial u}(x^*(t), u^*(t), p^*(t), t) \end{aligned} \quad (15-4)$$

#### ۳-۲-۴ کنترل بهینه خطی

یک دسته مهم و پر کاربرد از مسایل کنترل بهینه، تنظیم کننده‌های خطی<sup>۱</sup> می‌باشند. در این مسایل، قانون کنترل بهینه می‌تواند بصورت یک تابع خطی، متغیر با زمان از متغیرهای وضعیت بدست آید و تحت شرایطی خاص این تابع غیر متغیر با زمان خواهد شد. در واقع یک تنظیم کننده خطی عبارتست از کنترلی که سیستمی با معادلات خطی زیر که ممکن است دارای ضرایب متغیر با زمان باشد، را با کمینه کردن تابع معیار، تحت کنترل در آورد.

1 -Linear Quadratic Regulator (LQR)

$$\dot{X}(t) = A(t)X(t) + B(t)U(t) \quad (17-4)$$

و تابع معیاری که باید حداقل شود بصورت (4-18) است:

$$J = \frac{1}{2} [X(t_f) - X_d(t_f)]^T T [X(t_f) - X_d(t_f)] + \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} [U(t)^T R(t)U(t) + [X(t) - X_d(t)]^T Q(t)[X(t) - X_d(t)]] dt \quad (18-4)$$

همانگونه که پیش از این بیان شد،  $T$  و  $Q$  ماتریس‌های مثبت نیمه معین و  $R$  ماتریسی حقیقی، متقارن مثبت معین می‌باشد. در بندهای بعدی به حل حالتی از این مساله که منطبق بر کنترل دینامیک جانبی خودرو می‌باشد پرداخته می‌شود. از آنجا که درباره تنظیم کننده‌های خطی نیز مطالب جامعی در مراجع وجود دارد، در اینجا تنها به ذکر روابط کلی و نتایج نهایی برای حالت کلی مسائل تنظیم کننده‌های خطی اکتفا می‌کنیم. جهت دستیابی به جزئیات و قضایای مربوط، می‌توان به مراجع [ ] مراجعه نمود.

برای حل این مساله تابع هامیلتونین به شکل زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$H(X(t), U(t), P(t), t) = \frac{1}{2} U^T(t) R(t) U(t) + \frac{1}{2} [X(t) - X_d(t)]^T Q(t) [X(t) - X_d(t)] + P^T(t) [A(t)X(t) + B(t)U(t)] \quad (19-4)$$

در رابطه فوق اعضای  $P(t)$ ، موسوم به ضرایب لاگرانژ می‌باشند. شرایط لازم برای بهینگی عبارتند از:

$$\begin{aligned} \dot{X}(t) &= A(t)X(t) + B(t)U(t) \\ \dot{P}(t) &= -\frac{\partial H}{\partial X} = -Q(t)X(t) - A^T(t)P(t) \\ 0 &= \frac{\partial H}{\partial U} = R(t)U(t) + B^T(t)P(t) \end{aligned} \quad (20-4)$$

که از معادلات دوم و سوم رابطه بالا به عنوان معادلات کمکی یاد می‌شود. از معادله سوم رابطه (4-20)

(20) مقدار  $U(t)$  بصورت زیر بدست می‌آید: [ ]

$$U(t) = -R^{-1}(t)B^T(t)P(t) \quad (21-4)$$

با ادغام معادلات بالا خواهیم داشت:

$$\begin{bmatrix} \dot{X}(t) \\ \dot{P}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A(t) & -B(t)R^{-1}(t)B^T(t) \\ -Q(t) & -A^T(t) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X(t) \\ P(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ Q(t)X_d \end{bmatrix} \quad (۲۲-۴)$$

بدین ترتیب با حل معادلات می‌توان ورودی کنترلی را از رابطه بدست آمده محاسبه نمود.

### ۳-۴ طراحی قانون کنترلی بهینه برای کنترل رفتار جانبی خودرو

تابعی (۲۳-۴) نشان‌دهنده نوع تابعی است که باید برای این مساله تشکیل شود.

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{\infty} [(X - X_d)^T Q(X - X_d) + U^T R U] dt \quad (۲۳-۴)$$

مینیم کردن تابع عملکرد به منظور بهینه سازی رفتار فرمان پذیری خودرو انجام می‌شود.

معادله حالت برای مدل دودرجه آزادی از معادله (۲۱-۲) به این صورت بود:

$$\dot{X} = AX + BU$$

هدف بدست آوردن زاویه فرمان بهینه برای رساندن نرخ چرخش به نرخ چرخش دلخواه است. برای

دستیابی به هدف مذکور می‌بایست تابعی انتگرالی (۲۴-۴) بهینه شود.

$$J^* = \int \left( \frac{1}{2} (X^*(t) - X_D(t))^T Q (X^*(t) - X_D(t)) + \frac{1}{2} U^{*T}(t) R U^*(t) \right) dt \quad (۲۴-۴)$$

تابع همیلتونین به صورت (۲۵-۴) است:

$$H = \frac{1}{2} (X^* - X_D)^T Q (X^* - X_D) + \frac{1}{2} U^T R U + P^T (\dot{X} = AX + ED) \quad (۲۵-۴)$$

که در معادله بالا:

$$P = \begin{pmatrix} P_1 \\ P_2 \end{pmatrix} \quad (۲۶-۴)$$

در بالا  $P_1$  و  $P_2$  ضرایب لاگرانژ هستند.

معادلات کمک حالت را بدست آمده به صورت (۲۷-۴) در می‌آید.

$$\dot{P}^* = -\frac{\partial H}{\partial X} = Q(X - X_D) - A^T P \quad (27-4)$$

$$\frac{\partial H}{\partial U} = RU^* - B^T P^*$$

کالمن نشان داد که:

$$P = KX + S \quad (28-4)$$

با ادغام معادله دوم (27-4) و معادله (28-4) قانون کنترلی بهینه به شکل زیر حاصل می‌شود.

$$U^* = -R^{-1}B^T KX - R^{-1}B^T S \quad (29-4)$$

برای بدست آوردن  $K$  و  $S$  از دستگاه معادلات دیفرانسیل زیر استفاده می‌شود:

$$\begin{cases} \dot{K} + KA + A^T K + Q - KBR^{-1}B^T K = 0 \\ \dot{S} + [A^T - KBR^{-1}B^T]S - QX_D = 0 \end{cases} \quad (30-4)$$

معادله اول از معادله (30-4) با فرض صفر بودن مقدار تغییرات معادله ریکاتی نام دارد. [29]

همانطور که در قبل گفته شد،  $X_D$  از مدل مرجع در جاده خشک استخراج می‌شود.

### ۴-۳-۱ حل معادلات کنترلر

در این پژوهش این معادلات از سه راه مختلف حل خواهد شد.

الف. حل معادلات دیفرانسیلی

ب. حل معادله ریکاتی با استفاده از ماتریس مدل مرجع

ج. حل معادله ریکاتی با استفاده از ماتریس مدل مرجع تطبیقی

در این میان مطمئناً روش ب سریعترین روش خواهد بود، زیرا به راحتی و با استفاده از دستور

"LQR" در MATLAB قابل محاسبه است. ضمناً کافی است که یکبار حل شود. [53]

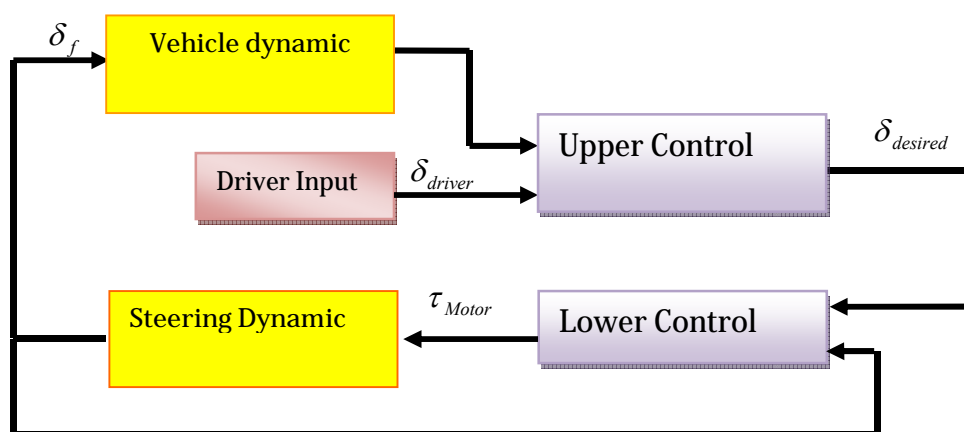
در روش ج در صورتی که از دستور LQR استفاده شود به دلیل داشتن دستورات شرطی زیاد این

روش زمان زیادی را برای حل به خود اختصاص می‌دهد و بسیار حل طولانی مدتی خواهد داشت.

برای حل سریعتر می‌توان طوری معادلات ریکاتی را به روش تطبیقی حل کرد که این معادلات در فواصل زمانی کوچک و مشخصی حل شوند. این کار نیز باعث بالا رفتن نویز در سیستم می‌شود. روش “الف” به دلیل اینکه از دستورهای شرطی استفاده نمی‌کند سرعت بیشتری نسبت به روش “ج” داشته و در عین حال به دلیل به روز بودن و حل غیر خطی معادلات، جواب‌های بهتری خواهد داد.

کنترلر طراحی شده در این قسمت را کنترلر بالایی می‌نامند. این کنترلر تنها زاویه فرمان دلخواه را ایجاد می‌کند. شکل ۲-۴ شماتیک ساده شده سیستم کنترلی را به خوبی نشان می‌دهد. معادلات کنترلی دیگری که باید مورد حل قرار گیرد معادلات مربوط به سیستم فرمان یا همان معادلات حالت (۲-۲۷) می‌باشد.

در عمل مشاهده می‌شود که به دلیل ثابت بودن تقریبی ضرایب کنترلی در مورد این کنترلر در هر سه روش، به جای روش‌های الف و ج از روش ب استفاده می‌شود. لیکن برای حصول اطمینان بیشتر ضرایب کنترلی با استفاده از روش برازش منحنی نسبت به تغییرات سختی جانبی تایرهای محور جلو به صورت معادله استخراج می‌شود. در نتیجه ضرایب نسبت به شرایط به روز می‌شوند.



شکل ۲-۴ شماتیک سیستم کنترلی

۴-۴ کنترل تطبیقی<sup>۱</sup> [31]

هنگامی که سیستم تحت کنترل بسیار پیچیده بوده و یا بعضی از پارامترهای فیزیکی آن یا شناخته شده نباشد و یا در حین کار سیستم تغییر نمایند، استفاده از کنترلگرهای ساده، ممکن است در چنین شرایطی، کارایی مطلوب خود را از دست بدهند. یکی از سیستم های کنترلی که در چنین شرایطی و با اطلاعات اولیه ناقص از پارامترهای سیستم عملکرد مناسبی دارد، سیستم کنترل تطبیقی می باشد.

تطبیق دادن به معنای تغییر ویژگی ها در جهت وفق با شرایط جدید می باشد. بنابراین به وضوح می توان گفت که یک کنترل کننده تطبیقی، کنترل کننده ای است که عملکرد خود را در پاسخ به تغییرات دینامیک فرآیند و اثر اغتشاشات اصلاح می کند.

اساس کار کنترل تطبیقی تخمین پارامترهای نامشخص و یا متغیر سیستم در حین کارکرد می باشد، که متکی بر اندازه گیری سیگنال های سیستم و استفاده از پارامترهای تخمینی در عمل تطابق کنترلگر ورودی است. در واقع یک سیستم کنترل تطبیقی را می توان به عنوان یک سیستم کنترل با پارامترهای تخمینی به حساب آورد. سیستم کنترل تطبیقی چه برای فرآیندهای خطی و یا غیر خطی بکار برده شود، رفتار غیر خطی دارد.

کنترل تطبیقی بعنوان سیستمی موثر جهت مقابله با اثرات غیر خطی نامطلوب و عدم قطعیت پارامترهای سیستم از اوایل دهه هشتاد توجه محققان را جلب کرده است [31]. نخستین تلاش ها در این زمینه با اعمال طرح های اولیه ای که اصولاً برای سیستم های خطی بدست آمده بودند، مطرح شد. اکثراً این کنترلگرها بر روی مدل خطی شده ای از سیستم عمل می کردند و زمانیکه

سیستم سریع بحرکت در می‌آمد و یا تغییر شدید پارامترها را به همراه داشت با شکست روبرو می‌شدند.

از معایب این دسته از کنترلرگها، سرعت پایین همگرایی خطا، دشوار بودن اثبات همگرایی مطلق، نامناسب بودن از نظر زمان محاسباتی و فقدان تحلیل‌های پایداری مقاوم نسبت به عدم قطعیت پارامترهای سیستم می‌باشد. از جمله نقاط قوت کنترل تطبیقی می‌توان به عدم نیاز به لزوم داشتن اطلاعات اولیه درباره پارامترهای ناشناخته، اشاره کرد.

کنترلرگهای تطبیقی به دو دسته عمده مدل مرجع و خود تنظیم تقسیم می‌شوند. در بخش‌های بعدی بصورت خلاصه به تشریح این دو روش کنترلی می‌پردازیم.

#### ۴-۴-۱ کنترل کننده تطبیقی مدل مرجع<sup>۱</sup>

کنترل تطبیقی مدل مرجع در شکل (۴-۲) بطور شماتیک نمایش داده شده است، که شامل چهار قسمت زیر می‌باشد:

- دستگای با پارامترهای نامعلوم
- یک مدل مرجع برای تعیین خروجی مطلوب سیستم کنترل
- قانون کنترلی پسخور شامل پارامترهای قابل تنظیم
- یک مکانیزم تطبیق برای تجدید پارامترهای قابل تنظیم

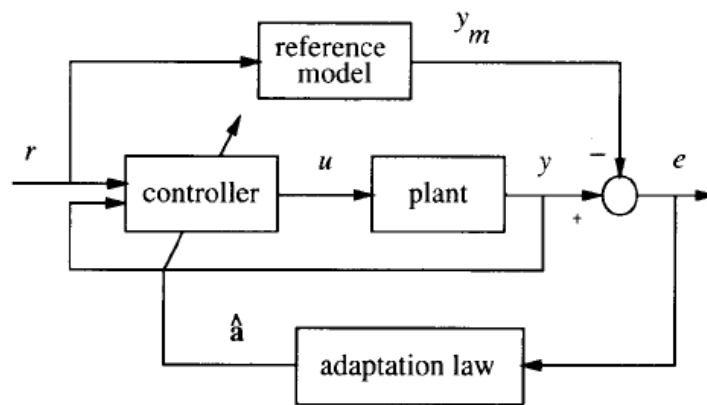
فرض می‌شود دستگاه دارای ساختمانی معلوم و پارامترهای نامعلوم می‌باشد. این موضوع بدین مفهوم است که ساختمان دینامیکی معادل معلوم بوده، اما بعضی پارامترهای آن معلوم نمی‌باشد. مدل مرجع برای مشخص کردن پاسخ مطلوب سیستم به ازای ورودی اعمالی بکار برده می‌شود. انتخاب مدل مرجع یک قسمت از طراحی سیستم کنترل تطبیقی محسوب می‌گردد. این انتخاب بایستی دو ویژگی را ارضاء کند، از یک طرف باید بازتابی از شاخص‌های عملکردی سیستم کنترلی

1- Model Reference Adaptive Control (MRAC)

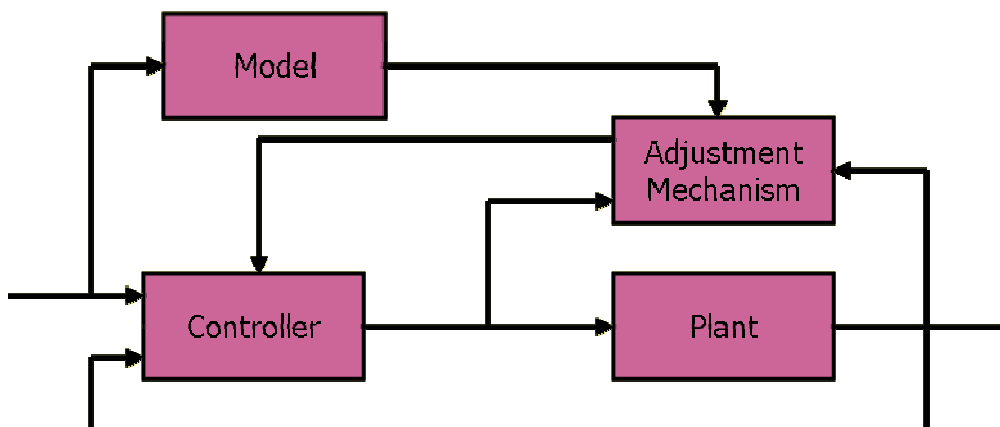


همچون زمان اوج، زمان نشست، فراجاهش و دامنه فرکانسی باشد و از طرف دیگر این رفتار مطلوب باید برای سیستم کنترل تطبیقی قابل دسترس باشد.

کنترلر بایستی با دربر داشتن تعدادی پارامتر قابل تنظیم، پارامتری شود. کنترلر باید ظرفیت تعقیب کاملی را به منظور وجود همگرایی داشته باشد. در اینصورت قانون تطبیق، پارامترهای کنترلر را بگونه‌ای تنظیم می‌کند که تعقیب مسیر به درستی صورت گیرد. عمل تطبیق باعث می‌شود که خطای تعقیب به سمت صفر میل کند. تفاوت اصلی کنترلر تطبیقی با کنترلرهای صنعتی مرسوم، وجود این مکانیزم می‌باشد.



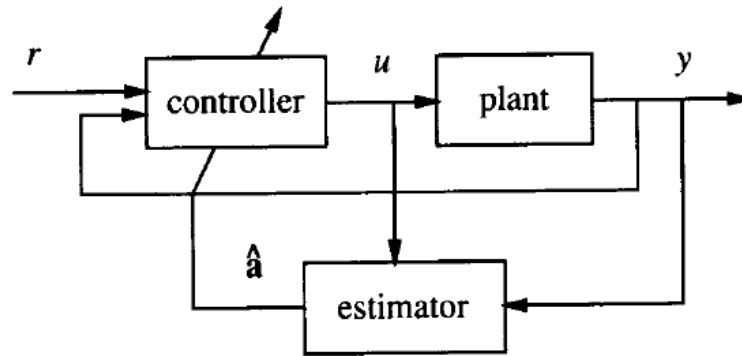
شکل ۳-۴ الف-دیاگرام جعبه‌ای کنترلر تطبیقی مدل مرجع [31]



شکل ۳-۴ ب-دیاگرام جعبه‌ای کنترلر تطبیقی مدل مرجع [1]

۲-۴-۴ کنترل کننده تطبیقی خود تنظیم<sup>۱</sup>

در طراحی کنترلرهای غیر تطبیقی، پارامترهای کنترلگر از دستگاه استخراج می‌شوند. اگر پارامترهای دستگاه معلوم نباشند به جای پارامترها مقادیر تخمینی معقولی مستقیماً جایگزین می‌شوند. چنین کنترلی که به وسیله ترکیب کنترلگر با پارامترهای تخمینی آماده بدست می‌آید، کنترلگر خود تنظیم نامیده می‌شود. شکل (۴-۴) دیگرام جعبه‌ای ساختمان چنین کنترلگری را نشان می‌دهد. کنترلگر خود تنظیم کنترلی است که بطور همزمان شناسایی پارامترهای مجهول دستگاه را انجام می‌دهد.



شکل ۴-۴ شماتیک سیستم تطبیقی خود تنظیم [31]

عملکرد کنترلگر خود تنظیم بدین صورت است که، در هر لحظه، تخمینگر پارامترهای تخمین زده شده سیستم را، که بر پایه ورودی و خروجی سیستم بدست آمده اند به کنترلگر می‌فرستد. سپس کنترلگر ورودی کنترلی را بر پایه پارامترهای تخمینی و سیگنالهای اندازه گیری شده بدست می‌آورد. این ورودی کنترلی، خروجی جدید دیگری را می‌دهد و این حلقه بسته دوباره تکرار می‌شود. تخمین پارامترها براساس مجموعه اطلاعات سنسورها که همان خروجی سیستم می‌باشد، ورودی کنترلی و ورودی‌های غیر کنترلی بدست می‌آید. این کار با تطبیق پارامترها در سیستم

MRAC متفاوت است. روش‌های متعددی برای تخمین پارامترهای مجهول سیستم وجود دارد که معروفترین آنها روش کمترین مربعات است.

همانطور که میدانیم روش‌های متنوعی برای کنترل دستگاههای خطی وجود دارد که از کاربردی ترین آنها می‌توان به روش‌های مکان یابی قطب‌ها، بهینه و PID اشاره کرد. با جمع آوری کنترلگرها و تخمینگرهای مختلف، کنترلگرهای خود تنظیم مختلفی را می‌توان داشت. اساس بحث کنترلر STC، ابتدا تخمین پارامترهای سیستم تحت کنترل و سپس به دست آوردن پارامترهای کنترلر است. به چنین الگوریتمی کنترل تطبیقی غیرمستقیم نیز می‌گویند، زیرا به تبدیل پارامترهای کنترلر نیاز دارد.

#### ۴-۳-۴ مقایسه بین دو روش MRAC و STC [۱]

همانگونه که قبلاً توضیح داده شد کنترلر MRAC و کنترلر STC از دو روش متفاوت بدست می‌آیند. در سیستم MRAC پارامترها به نحوی تغییر می‌کنند که خطای تعقیب بین خروجی دستگاه و خروجی مدل مرجع حداقل شود. اما تغییر پارامترها در سیستم STC بگونه‌ای است که خطای مناسب در مقادیر ورودی و خروجی دستگاه حداقل شود. با این حال ارتباطی قوی بین این دو روش وجود دارد. همانگونه که از اشکال (۳-۴) و (۴-۵) مشخص است هر دو سیستم دارای یک حلقه بسته درونی برای کنترل و یک حلقه بیرونی برای تخمین پارامترها می‌باشند. از نقطه نظر تئوری هر دو کنترلر را می‌توان در یک مجموعه قرار داد.

دو روش در تجزیه و تحلیل و اجرا با یکدیگر کاملاً متفاوت می‌باشند. در مقایسه با کنترلر MRAC، کنترلر STC انعطاف پذیرتر است، زیرا امکان ترکیب کنترلگرهای گوناگون با تخمینگر متغیرهای مختلف وجود دارد (جدایی کنترل و تخمین). با این حال تضمین پایداری و همگرایی کنترلر STC مشکل‌تر است و اغلب مستلزم این است که سیگنال‌های حاوی اطلاعات سیستم دارای غنای کافی باشند، تا تخمین پارامترها به مقادیر واقعی همگرا شود. اگر سیگنال خیلی غنی نباشد،

مثلا سیگنال مرجع صفر باشد، پارامترهای تخمینی نمی‌توانند به پارامترهای حقیقی نزدیک شوند و در نتیجه پایداری و همگرایی سیستم کنترل تضمین نمی‌شود. در سیستم‌های MRAC، تضمین پایداری و همگرایی خطای تعقیب ساده‌تر و غنی بودن سیگنال کم اهمیت‌تر می‌باشد.

#### ۴-۴-۴ تفاوت کنترل تطبیقی و مقاوم<sup>[۱]</sup>

هدف از استفاده از کنترل تطبیقی آن است که کنترلر طراحی شده بدین روش، بتواند در مقابل تغییرات آرام در سیستم و همچنین خطاهای مدل‌سازی پاسخ مناسب بدهد. تفاوت کنترل تطبیقی و کنترل مقاوم آن است که در کنترل تطبیقی نیازی به دانستن بازه کاری سیستم و یا میزان خطای پارامترها نیست. به عبارتی، طراحی از دیدگاه کنترل مقاوم به کنترلری می‌انجامد که در بازه مشخصی به پایداری سیستم می‌انجامد بدون آنکه نیازی به تغییر قوانین کنترلی باشد، ولی، با روش کنترل تطبیقی می‌توان قوانین کنترلی را به گونه‌ای با تغییر شرایط تطبیق داد که سیستم پایدار شود.

۵-۴ طراحی مشاهده‌گر<sup>۱</sup> با استفاده از روش تناسبی [۴۸ و ۵۱]

طراحی مشاهده‌گری که بتواند سرعت جانبی خودرو را بدست بیاورد می‌تواند از روش‌های گوناگونی صورت بگیرد. یکی از این روش‌ها روش تناسبی است. در معادله (۴-۳۱) نحوه تشکیل فضای حالت برای مشاهده سرعت جانبی نشان داده شده است.

$$\dot{X} = AX_1 + BU$$

$$X = \begin{Bmatrix} v \\ r \end{Bmatrix}, U = \{\delta\} A_1 = \begin{Bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{Bmatrix}$$

$$B = \begin{Bmatrix} 2 \frac{C_{ai}}{m} \\ 2 \frac{L_i C_{ai}}{I_{zz}} \end{Bmatrix} \quad (۴-۳۱)$$

$$a_{11} = -2 \frac{C_{af} + C_{ar}}{mu}, a_{12} = 2 \frac{aC_{af} - bC_{ar}}{mu} - u$$

$$a_{21} = 2 \frac{aC_{af} - bC_{ar}}{I_{zz}u}, a_{22} = -2 \frac{a^2C_{af} + b^2C_{ar}}{I_{zz}u}$$

$$\dot{\hat{X}} = A_c \hat{X} + Ly + BU$$

که در معادله آخر  $\hat{X}$  بردار تخمین  $X$  بوده و  $A_c$  و  $L$  باید محاسبه شوند که با تشکیل و حل معادله زیر مقادیر آنها به دست می‌آید.

$$[\lambda I - A^T | C^T] \xi = 0 \quad (۴-۳۲)$$

پس از بدست آمدن  $\xi$  می‌توان  $L$  را بدست آورد. و  $A_c$  نیز از معادله زیر حاصل می‌شود.

$$A_c = A - LC \quad (۴-۳۳)$$

برای حل این مساله می‌بایست ابتدا مقادیر ویژه دلخواه انتخاب شود، این مقادیر باید حدود ۱۰ بار در جهت منفی محور حقیقی از مقادیر ویژه ماتریس  $A$  بزرگتر باشند.

یعنی:

$$\lambda_d = 10 \times \text{eig}(A) \quad (34-4)$$

البته شرط اصلی کاربرد معادله (34-4) پایداری مقادیر ویژه ماتریس A است. که در مورد معادلات (21-2)، (27-2) و (28-2) این قضیه برقرار است.

از آنجا که این نوع از مشاهده گر صرفاً در ناحیه خطی کاربرد دارد تنها می توان از آن در ناحیه خطی استفاده کرد. اما در صورتی که معادله (31-4) نیز توسط پارامترهای خروجی از تخمینگر به روز شود می تواند پاسخ های قابل قبولی ارائه کند.

با استفاده از روش مرجع [51] معادلات مشاهده گر برای سیستم فرمان (معادلات (27-2)) به شکل زیر در می آید.

ابتدا معادلات فضای حالت (35-4) تشکیل می شود.

$$\begin{aligned} \dot{z} &= Fz + HU_2 \\ z &= [X_2^T \quad T_a] \\ F &= \begin{bmatrix} A_2 & E_2 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \\ H &= \begin{bmatrix} B_2 \\ 0 \end{bmatrix} \\ y_2 &= \delta = C_2 z \end{aligned} \quad (35-4)$$

که در آن  $C_2 = [1 \quad 0 \quad 0]$ ، معادله مشاهده گر به شکل زیر در می آید.

$$\dot{\hat{z}} = (F - L_2 C_2) \hat{z} + HU_2 + L_2 y_2 \quad (36-4)$$

که معادله میزان خطای مشاهده به شکل (37-4) در می آید.

$$\dot{\tilde{z}} = (F - L_2 C_2) \tilde{z} \quad (37-4)$$

برای تشکیل فضای حالت (35-4) فرش شده است که مشتق گشتاور برگشت فرمان برابر صفر باشد. در نتیجه این مدل تنها وقتی جواب درستی خواهد داد که شرایط مانور بسیار ساده بوده و

ورودی فرمان تغییرات کمی داشته باشد. نتایج این پژوهش نشان می‌دهد که مقدار گشتاور برگشت فرمان مشاهده شده توسط این سیستم میزان مطلوبی ندارد.

در مجموع این نوع از مشاهده‌گر به دلیل استفاده از پارامترهای سیستم، در شرایطی دور از مدل خطی دچار خطا خواهد بود. از اینرو باید از روشی استفاده شود که کمترین وابستگی را به پارامترها داشته باشد. بنابر این می‌توان به سراغ روش تخمین حداقل مربعات رفت. در بند بعدی این روش به طور مفصل تشریح خواهد شد.

## ۶-۴ تخمین به روش حداقل مربعات [۳۱، ۳۲]

بنابر آنچه پیش از این گفتیم، هنگامیکه در سیستم دینامیکی (خطی یا غیرخطی) نامعینی پارامتری وجود داشته باشد، یک راه جهت کاهش این نامعینی استفاده از شناسایی پارامتر می‌باشد. شناسایی پارامترها می‌تواند به صورت هم‌زمان<sup>۱</sup> و یا به صورت غیرهم‌زمان<sup>۲</sup> صورت گیرد. روش غیرهم‌زمان برای شناسایی پارامترهایی مناسب می‌باشد که اولاً پارامترهای مذکور ثابت باشند و ثانیاً قبل از شروع فرایند کنترل، زمان کافی برای تخمین آنها وجود داشته باشد. برای شناسایی پارامترهای متغیر (حتی با تغییرات کم) می‌بایست از تخمین هم‌زمان استفاده شود.

از منظر دیگر روش‌های تخمین و شناسایی را می‌توان به دو دسته پیوسته و گسسته تقسیم نمود. شناسایی هم‌زمان در سیستم‌های گسسته منجر به روش‌های بازگشتی می‌شود.

یکی از مهم‌ترین و پایه‌ای‌ترین روش‌های شناسایی روش تخمین حداقل مربعات<sup>۳</sup> است. از زمان پیدایش این روش تحقیقات بسیاری جهت توسعه و رفع نواقص آن انجام شده است. به خصوص کوشش شده تا به روشهای مختلف گرادینانی و غیر گرادینانی<sup>۴</sup> روش مذکور بهینه‌سازی شود. با توجه به اینکه سیستم‌های فیزیکی در طبیعت پیوسته هستند، اگر زمان نمونه‌گیری بالایی بکار برده شود، سیستم‌های کنترل دیجیتال را در طراحی و آنالیز می‌توان بصورت سیستم‌های پیوسته زمانی بکار برد. در ادامه، به بررسی چند روش پیوسته پایه در تخمین هم‌زمان می‌پردازیم.

همانگونه که گفته شد، اساس شناسایی پارامتر، بدست آوردن اطلاعات پارامترهای نامعین از روی داده‌های قابل دست‌یابی سیستم می‌باشد. بنابراین، پیش از هر چیز به یک مدل تخمینی نیاز داریم

1 On-line

2 Off-line

3 Least Square

۴- از جمله روشهای بهینه‌سازی غیر گرادینانی می‌توان به روش‌های الگوریتم ژنتیک، روش شبیه‌سازی حرارتی و روش جستجوی تصادفی اشاره کرد.



که داده‌های موجود را به داده‌های ناشناخته مرتبط سازد. یک مدل کاملاً عمومی برای تخمین پارامتر، مدل پارامتری شده خطی<sup>۱</sup> می‌باشد:

$$y(t) = W(t)a \quad (۳۸-۴)$$

که در آن، بردار  $n$  بعدی  $y$  شامل خروجی‌های سیستم، بردار  $m$  بعدی  $a$  شامل پارامترهای ناشناخته که می‌بایستی تخمین زده شوند و  $W$  ماتریس  $n \times m$  شامل سیگنال‌های قابل اندازه‌گیری سیستم می‌باشند. در این معادله  $W$  و  $y$  از روی سیگنال‌های قابل اندازه‌گیری سیستم بدست می‌آیند. بنابراین تنها پارامتر ناشناخته در رابطه (۳۸-۴)،  $a$  می‌باشد.

اگر مقادیر  $y$  و  $W$  را برای زمانهای مختلف داشته باشیم آنگاه دارای یک دسته معادله به فرم معادله (۳۸-۴) می‌باشیم. هدف از تخمین، حل این معادلات برای بدست آوردن  $m$  پارامتر نامعین  $a$  می‌باشد. واضح است که برای تخمین این  $m$  پارامتر، حداقل به  $m$  معادله نیاز داریم. با این حال برای تخمین  $a$  در شرایط وجود اغتشاش و خطای مدل‌سازی، استفاده از نقاط داده‌های بیشتر بهتر خواهد بود. در تخمین غیرهم‌زمان، مجموعه‌ای از داده‌های  $y$  و  $W$  برای یک بازه زمانی بدست می‌آید و معادله یک‌بار برای همیشه حل می‌شود.

در تخمین هم‌زمان، ابتدا معادلات به صورت بازگشتی حل می‌گردد، سپس با استفاده از اطلاعات حاصل، مقدار تخمینی  $\hat{a}$  بدست می‌آید.

فرض کنید بردار ناشناخته در معادله (۳۸-۴) در زمان  $t$  با  $\hat{a}(t)$  تخمین زده شود. می‌توان مقدار خروجی  $\hat{y}(t)$  را بر پایه پارامتر تخمین زده شده، بصورت زیر محاسبه نمود:

$$\hat{y}(t) = W(t)\hat{a}(t) \quad (۳۹-۴)$$

که در آن  $\hat{y}(t)$  خروجی پیش‌بینی شده در لحظه  $t$  نامیده می‌شود. اختلاف بین خروجی پیش‌بینی شده و خروجی اندازه‌گیری شده را خطای پیش‌بینی می‌نامیم:

$$e(t) = \hat{y}(t) - y(t) \quad (40-4)$$

خطای پیش‌بینی به کمک رابطه زیر به خطای تخمین پارامتر مرتبط می‌گردد.

$$e = W\hat{a} - Wa = W\tilde{a} \quad (41-4)$$

که در آن  $\tilde{a}$  خطای تخمین پارامتر می‌باشد.

$$\tilde{a} = \hat{a} - a$$

در ادامه به معرفی مختصری از روش تخمین حداقل مربعات پیوسته همزمان و روش توسعه داده شده از روی آن، که همگی بر پایه خطای پیش‌بینی می‌باشند، می‌پردازیم. جزئیات کامل‌تر همراه با مباحث کامل پایداری در مراجع [ ] آمده است. این روش‌ها عبارتند از:

- تخمین زننده گرادیان
- تخمین حداقل مربعات استاندارد
- تخمین حداقل مربعات با فراموشی نمایی ثابت و متغیر

#### ۴-۵-۱ تخمین زننده گرادیان

ساده‌ترین روش برای تخمین پارامتر روش تخمین زننده گرادیان است. ایده اصلی در این روش عبارت است از تجدید پارامتر برای کاهش خطای پیش‌بینی.

$$\dot{\hat{a}} = -P_0 \frac{\partial [e_1^T e]}{\partial \hat{a}} \quad (42-4)$$

که  $P_0$  یک عدد مثبت بوده و بهره تخمین نامیده می‌شود. با در نظر گرفتن روابط (۴-۳۹) تا (۴-۴۲) رابطه (۴-۴۳) را به صورت زیر می‌توان نوشت.

$$\dot{\hat{a}} = -P_0 W^T e_1 \quad (43-4)$$

$$\dot{\tilde{a}} = -P_0 W^T W \tilde{a} \quad (44-4)$$

چنانچه تابع زیر را بعنوان تابع لیاپانوف انتخاب نماییم.

$$V = \tilde{a}^T \tilde{a}$$

مشتق آن به صورت زیر بدست می آید.

$$\dot{V} = -2P_0 \tilde{a}^T W^T W \tilde{a} \leq 0 \quad (45-4)$$

مشتق تابع لیاپانوف کاندید شده بیانگر این موضوع است که تخمین زننده گرادیان همواره پایدار می باشد. باتوجه به این نکته که  $V$  عملاً خطای تخمین پارامتر می باشد می توان گفت که اندازه خطای تخمین پارامتر همیشه در حال کاهش است.

با این همه، همگرایی پارامترهای تخمین زده شده به پارامترهای صحیح، به میزان برانگیختگی سیگنالها دارد. برای بررسی این موضوع رابطه (44-4) را در نظر می گیریم. از حل این معادله دیفرانسیل مقدار خطای تخمین پارامترها به صورت تابعی از زمان به شکل زیر بدست می آید.

$$\tilde{a}(t) = \tilde{a}(0) \exp \left[ -p_0 \int_0^t W^T(r) W(r) dr \right] \quad (46-4)$$

این رابطه نشان می دهد که برای همگرا شدن مقدار  $\tilde{a}(t)$  به صفر می بایست؛

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \int_0^t W^T(r) W(r) dr = \infty \quad (47-4)$$

باشد که این همان شرط برانگیختگی ماتریس  $W$  است. عبارت دیگر می توان گفت که چنانچه ماتریس  $W$  به صورت برانگیخته دائم<sup>1</sup> باشد یا به ازای تمامی مقادیر  $T \geq 0$  مقدار ثابت و مثبت  $\alpha_1$  وجود داشته باشد، به طوریکه:

$$\forall T \geq 0 ; \exists \alpha_1 \geq 0 , \int_t^{t+T} W^T W dr \geq \alpha_1 I \quad (48-4)$$

آنگاه خطای تخمین پارامتر  $\tilde{a}$  به صورت نمایی به سمت صفر همگرا خواهد شد. حالت برانگیختگی دائم برای مقاوم بودن تخمین زننده ضروری می باشد و چنانچه سیگنالها در طراحی اصلی به صورت برانگیخته دائم نباشند آنگاه پارامترها حتی در حالت عدم وجود نامعینی غیرپارامتری نیز همگرا نخواهند شد و در حالت وجود نامعینی غیرپارامتری امکان ناپایداری تخمین زننده بوده و پارامترها واگرا می گردند.

## ۴-۵-۲ تخمین حداقل مربعات استاندارد

ایده اصلی در روش تخمین حداقل مربعات استاندارد، بر اساس کمینه کردن تابع خطای کلی زیر نسبت به  $\hat{a}(t)$  می‌باشد.

$$J = \int_0^t \|y(r) - W(r)\hat{a}(t)\|^2 dr \quad (4-49)$$

برای این منظور از (۴-۴۹) نسبت به  $\hat{a}(t)$  مشتق می‌گیریم. در نتیجه پارامتر تخمین زده شده  $\hat{a}$  می‌بایست رابطه (۴-۵۰) را ارضا کند. با توجه به اینکه در این رابطه از تمامی اطلاعات گذشته استفاده می‌شود، لذا از اثرات اغتشاش در اندازه‌گیری‌ها بر روی فرایند تخمین کاسته می‌شود.

$$\left[ \int_0^t W^T W dr \right] \hat{a}(t) = \int_0^t W^T y dr \quad (4-50)$$

ماتریس بهره تخمین<sup>۱</sup>، یعنی  $P(t)$  را به صورت زیر تعریف می‌کنیم:

$$P(t) = \left[ \int_0^t W^T(r)W(r)dr \right]^{-1} \quad (4-51)$$

همانطور که در رابطه (۴-۵۱) مشاهده می‌شود، جهت بدست آوردن  $P(t)$  می‌بایست در هر لحظه زمانی رابطه انتگرالی فوق را محاسبه کنیم. جهت ساده‌سازی محاسبات، از رابطه (۴-۵۱) مشتق می‌گیریم و از معادله دیفرانسیل حاصله برای بدست آوردن  $P(t)$  استفاده می‌کنیم.

$$\frac{d}{dt} [P^{-1}(t)] = W^T(t)W(t) \quad (4-52)$$

با مشتق‌گیری از رابطه (۴-۳۹) و بکارگیری روابط (۴-۵۱) و (۴-۵۲)،  $\dot{\hat{a}}$  بصورت زیر بدست می‌آید.

$$\dot{\hat{a}} = -P(t)W^T e_1 \quad (4-53)$$

در عمل برای به‌روز نمودن  $P(t)$ ، بهتر است به‌جای استفاده از رابطه (۴-۵۲)، آن را مستقیماً بدست آوریم. برای این منظور با استفاده از تساوی زیر:

## 1- Estimation Gain Matrix

$$\frac{d}{dt}[PP^{-1}] = \dot{P}P^{-1} + P\frac{d}{dt}[P^{-1}] = 0$$

رابطه زیر برای محاسبه  $P(t)$  حاصل می‌شود:

$$\dot{P} = -PW^TWP \quad (54-4)$$

هنگام استفاده از روابط (54-4) و (53-4) در تخمین همزمان، لازم است مقادیر اولیه پارامتر و ماتریس بهره را داشته باشیم. مقدار اولیه  $P$  بایستی، تا جایی که حساسیت نسبت به نویز اجازه می‌دهد، بزرگ انتخاب شود. همچنین برای سادگی،  $P(0)$  را بصورت قطری برمی‌گزینیم [1].

### ۳-۵-۴ تخمین حداقل مربعات با فراموشی نمایی<sup>۱</sup>

برای تخمین متغیرهایی که با زمان تغییر می‌کنند، استفاده از راهکاری جهت کاستن اثر داده‌های قبلی، می‌تواند خیلی مفید واقع شود. دلیل چنین انتخابی این است که اطلاعات گذشته متأثر از مقادیر قبلی پارامترها می‌باشند و بنابراین می‌بایست در تخمین پارامترهای جدید از اطلاعات قبلی صرف‌نظر کرده و از اثر آنها کاسته شود. برای این منظور از یک ضریب نمایی که با گذشت زمان کوچک می‌شود، استفاده می‌شود. اگر فراموشی نمایی با حداقل مربعات ترکیب گردد، تابع هزینه زیر می‌بایست کمینه گردد.

$$J = \int_0^t e^{-\int_s^t \lambda(r) dr} \|y(s) - W(s)\hat{a}(t)\|^2 ds \quad (55-4)$$

که در آن  $\lambda(t) \geq 0$  ضریب فراموشی متغیر با زمان می‌باشد. توجه شود که عبارت نمایی داخل انتگرال رابطه (55-4) وزن داده‌ها را نشان می‌دهد. رابطه مورد استفاده برای به‌روز کردن پارامترها همانند گذشته می‌باشد:

$$\dot{\hat{a}} = -P(t)W^T e$$

ولی بهره تخمین از رابطه (56-4) بدست می‌آید.

<sup>1</sup> Least Square Estimation with Exponential Forgetting

$$\frac{d}{dt}[P^{-1}] = -\lambda(t)P^{-1} + W^T(t)W(t) \quad (۵۶-۴)$$

اما در عمل بهتر است که، بهره تخمین از رابطه زیر بدست آید.

$$\frac{d}{dt}[P] = \lambda(t)P - PW^T(t)W(t)P \quad (۵۷-۴)$$

در اینجا ویژگی‌های تخمین حداقل مربعات با فراموشی نمایی با ضریب فراموشی ثابت، بررسی می‌شود. مساله تخمین زیر را در نظر بگیرید:

$$y = wa$$

با فرض ضریب فراموشی ثابت، تابع زیر می‌بایست مینیمم گردد:

$$J = \int_0^t e^{-\lambda_0(t-r)} [y(r) - w(r)\hat{a}(t)]^2 dr$$

تخمین پارامتر و بهره تخمین از روابط زیر بدست می‌آید:

$$\hat{a}(t) = -p(t)w(t)e(t)$$

$$\frac{d}{dt}[p^{-1}] = -\lambda_0 p^{-1} + ww$$

از حل رابطه (۴-۲۰) بهره تخمین به صورت زیر بدست می‌آید:

$$p^{-1}(t) = p^{-1}(0)e^{-\lambda_0 t} + \int_0^t e^{-\lambda_0(t-r)} w^2 dr$$

و خطای تخمین پارامتر نیز برابر است با:

$$\tilde{a}(t) = e^{-\lambda_0 t} p(t)p^{-1}(0)\tilde{a}(0)$$

اگر سیگنال  $W$  برانگیخته دائم باشد، آنگاه  $p(t)$  دارای کران بالا می‌باشد و  $\tilde{a}(t)$  به صورت نمایی و با سرعت  $\lambda_0$  به صفر همگرا می‌شود.

اگر  $W$  برانگیخته دائم نباشد (به عنوان مثال  $W = e^{-t}$ )، آنگاه ممکن است  $p^{-1}(t)$  به صفر همگرا شود و در نتیجه  $p(t)$  به سمت بی‌نهایت میل کند.

همان‌طور که نشان داده شد در انتخاب ضریب فراموشی، می‌بایست دقت و احتیاط لازم صورت گیرد. بطوریکه انتخاب ضریب فراموشی صفر، به تخمین حداقل مربعات استاندارد تبدیل می‌شود و بنابراین تخمین‌زننده قادر به تخمین پارامترهای متغیر با زمان نمی‌باشد.

به منظور حفظ فواید استفاده از ضریب فراموشی و جلوگیری از بی‌کران شدن بهره‌ها، استفاده از یک روش جهت تنظیم ضریب فراموشی ضروری به نظر می‌رسد. لذا بهتر است ضریب فراموشی را طوری تنظیم کنیم که، هنگامی که  $W$  برانگیخته دائم باشد، فراموشی داده‌ها حاصل شود و هنگامی که  $W$  برانگیخته دائم نیست، فراموشی به حالت تعلیق درآید. در این قسمت به توضیح روشی برای تنظیم ضریب فراموشی می‌پردازیم.

از آنجا که اندازه ماتریس بهره  $P(t)$ ، نمایان‌گر میزان برانگیختگی  $W$  می‌باشد، بنابراین می‌توانیم تغییرات ضریب فراموشی را با توجه به مقدار  $\|P(t)\|$  تنظیم کنیم. یکی از روابط برای نیل به این هدف عبارت است از:

$$\lambda(t) = \lambda_0 \left( 1 - \frac{\|P\|}{k_0} \right) \quad (4-58)$$

در رابطه بالا  $\lambda_0$  و  $k_0$  مقادیر ثابت مثبت بوده و به ترتیب نشان دهنده مقدار ماکزیمم نرخ فراموشی و حد نهایی اندازه ماتریس بهره می‌باشند.

در رابطه (4-58) اگر اندازه  $P$  کوچک باشد، آنگاه فراموشی داده‌ها با ضریب  $\lambda_0$  انجام می‌شود، اگر اندازه  $P$  بزرگ‌تر شود، آنگاه سرعت فراموشی کاهش می‌یابد، تا حدی که اگر اندازه  $P$  به مقدار نهایی خود برسد، فراموشی داده‌ها متوقف می‌گردد.

از آنجا که مقدار بزرگتر  $\lambda_0$ ، فراموشی سریعتری به همراه دارد (که هم باعث قوی‌تر شدن روش در تخمین پارامترهای متغیر و هم نوسانات بیشتر در پارامترهای تخمین‌زده شده، به علت زمان کمتر برای میان‌گیری از اغتشاشات، می‌شود)، لذا در انتخاب  $\lambda_0$  بین سرعت تعقیب پارامتر و همچنین میزان نوسان پارامتر تخمین‌زده شده تضاد وجود دارد.

حد نهایی بهره  $k_0$ ، سرعت به روز کردن پارامتر و علاوه بر آن میزان تاثیر اغتشاشات در خطای تخمین را تحت تاثیر قرار می دهد. بنابراین با تضادی در انتخاب  $k_0$ ، مشابه با  $\lambda_0$ ، مواجهیم. برای محدود کردن بهره ما  $\|P(0)\| \leq k_0 I$  (در اینجا  $\|P(0)\| \leq k_0 I$ ) را برمی گزینیم. اکنون می توانیم تخمین حداقل مربعات با فراموشی نمایی رابطه (۴-۵۸) را تخمینگر با فراموشی همراه بهره کران دار  $(BGF^1)$  بنامیم، چرا که اندازه ماتریس بهره بدون توجه به برانگیختگی دائم  $W$ ، دارای کران بالا می باشد.

می توان نشان داد انتخاب ضریب فراموشی طبق رابطه (۴-۵۸)، تضمین می کند که ماتریس بهره  $P(t)$ ، بدون توجه به برانگیخته دائم بودن  $W$  بر خلاف حالت ضریب فراموشی ثابت دارای کران بالا می باشد.

یکی از مزایای روش BGF نسبت به روش تخمین مربعات ساده، صاف و هموار بودن پارامترهای تخمینی می باشد.

برای اینکه تخمین زننده مقادیر واقعی و قابل استفاده ای ارائه کند، می بایست در مقابل تغییر پارامترها و اغتشاشات مقاوم باشد. برانگیخته دائم بودن  $W$  برای مقاوم بودن تخمین زننده لازم و ضروری است. اگر سیگنالها در طراحی اصلی برانگیخته دائم نباشد، آنگاه حتی در شرایط عدم وجود نامعینی های غیر پارامتری، تخمین پارامتر همگرا نمی شود.

میزان تغییرات پارامترها و اندازه نامعینی های غیر پارامتری کیفیت تخمین را تحت تاثیر قرار می دهند. به ویژه اگر پارامترهای مطلوب سریع تغییر کنند آنگاه تخمین این پارامترها توسط تخمین زننده مشکل است. علاوه بر این اگر نویز و اغتشاش و همچنین دینامیک مدل نشده وجود داشته باشد، تخمین ضعیفی بدست می آید.

<sup>1</sup> Bounded -Gain-Forgetting



اکنون به بررسی رفتار تخمین‌زننده در شرایط وجود تغییرات پارامتر و اغتشاشات می‌پردازیم. برای این منظور مساله ساده تخمین یک پارامتری زیر را در نظر می‌گیریم:

$$y = Wa$$

بهره تخمین با استفاده از رابطه زیر به‌روز می‌شود:

$$\frac{d}{dt}[p^{-1}(t)] = -\lambda(t)p^{-1} + W^2$$

باید توجه شود که وجود اغتشاش و تغییرات پارامتر، مقدار بهره را تحت تاثیر قرار نمی‌دهد. برای بررسی رفتار خطای پارامتر داریم:

$$\frac{d}{dt}[p^{-1}\tilde{a}] + \lambda(t)p^{-1}\tilde{a} = -p^{-1}\dot{a} + Wd \quad (59-4)$$

رابطه (59-4) یک فیلتر مرتبه اول با پهنای باند  $\lambda(t)$ ، ورودی  $(-p^{-1}\dot{a} + Wd)$  و خروجی  $p^{-1}\tilde{a}$  می‌باشد.

بر پایه رابطه (59-4) می‌توان بعضی از رفتارهای تخمین‌زننده را مورد بررسی قرار داد. فرض کنید که  $W$  برانگیخته دائم باشد، اغتشاش  $d$  و سرعت تغییر پارامترها نیز کران‌دار باشند. اگر  $p^{-1}$  دارای کران بالا باشد، ورودی به فیلتر نیز کران‌دار می‌باشد. علاوه بر آن از آنجایی که ضریب فراموشی  $\lambda(t)$  دارای کران پایین است، معادله (59-4) یک فیلتر پایدار نمایی است و خروجی آن  $p^{-1}\tilde{a}$  نیز کران‌دار می‌باشد. چون  $p$  کران‌دار است، پس  $\tilde{a}$  نیز کران‌دار است. توجه شود که کران  $\tilde{a}$  به دامنه اغتشاشات و سرعت تغییر پارامتر  $\dot{a}$  بستگی دارد. میزان برانگیختگی دائمی  $W$  (که  $\lambda(t)$  را تحت تاثیر قرار می‌دهد) هم می‌تواند کران  $\tilde{a}$  را متاثر سازد.

اگر سیگنال  $W$  برانگیخته دائم نباشد، آنگاه کران‌دار بودن خطای پارامتر در شرایط حضور تغییر پارامتر و اغتشاشات را نمی‌توان تضمین کرد. فقط می‌توانیم بگوییم  $p(t)$  (که مستقل از اغتشاشات و تغییر پارامتر است) کران‌دار است و خطای تخمین پارامتر نمی‌تواند خیلی سریع همگرا شود.

روش حداقل مربعات با فراموشی نمایی دارای مقاومت خوبی در قابل اغتشاش می‌باشد و با توجه به تفاوت‌های آن با روش حداقل مربعات استاندارد، عملکرد آن در تعقیب پارامترهای متغیر با زمان بسیار مناسب است. همچنین دیده شد که چنانچه برای ماتریس  $W$  شرط برانگیختگی اتفاق افتد یعنی همگرایی پارامترها تضمین می‌شود و این در حالی وجود می‌آید که

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \int_0^t W^T(r)W(r)dr = \infty.$$

#### ۴-۵-۴ طراحی تخمینگر برای رفتار جانبی خودرو

برای پیاده‌سازی الگوریتم کنترلی پیشنهادی برای سیستم فرمان برقی طراحی شده، کنترلر می‌بایست سرعت طولی، سرعت جانبی، سرعت چرخشی زاویه‌ای یاو، نیروی جانبی تایرها و زاویه فرمان را در اختیار داشته باشد.

امروزه سنسورهایی با ویژگیهای مناسب برای کاربرد در خودرو وجود دارند که با استفاده از آنها می‌توان سرعت چرخشی زاویه‌ای یاو و زاویه فرمان را با دقت لازم اندازه‌گیری نمود. ولی برای اندازه‌گیری سرعت خودرو و نیروی جانبی تایرها، اگر چه روشهایی وجود دارد، ولی این روشها تاکنون محدود به آزمایشهای فنی بوده و برای خودرویی که بصورت انبوه تولید می‌شود مناسب نیستند. از طرف دیگر شتابسنج‌هایی با قیمت مناسب وجود دارند که می‌توان از آنها جهت تخمین سرعت خودرو استفاده کرد.

از معادلات ۲-۱۲ می‌توان معادلات زیر را برای محاسبه نیروی تایرها استخراج کرد: [۳۲، ۳ و ۳۴]

$$a_x = \frac{1}{m}(F_{yfl} + F_{yfr})(\delta) \quad (۴-۶۰)$$

$$a_y = \frac{1}{m}[(F_{yfl} + F_{yfr})\cos(\delta) + F_{yrr} + F_{yrl}]$$

$$\dot{r} = \frac{1}{I_{zz}}[(F_{yfl} + F_{yfr})a\cos(\delta) - (F_{yrl} + F_{yrr})b]$$

با توجه به اینکه اگر  $\delta = 0$  باشد، آنگاه نیروی جانبی تایرها به صورت  $F_{yfr} + F_{yfl}$  و  $F_{yrr} + F_{yrl}$  ظاهر می‌شود که قابل تفکیک نیز نمی‌باشد، به منظور ساده سازی در این مدل با فرض یکسان بودن نیروی جانبی تایر در سمت چپ و راست خودرو نیروی جانبی به‌جای نوشتن برای هر چرخ برای محور جلو و عقب خودرو نوشته می‌شود. شبیه سازی های انجام شده نشان می‌دهد این فرض تاثیر زیادی بر نتایج نهایی نخواهد داشت.

برای تخمین به روش حداقل مربعات با فراموشی نمایی اولین قدم تشکیل مدل خطی زیر است.

$$y(t) = W(t)a(t)$$

همانطور که قبلاً بیان گردید،  $y(t)$  بردار مقادیر قابل اندازه‌گیری است که برای مدل فوق از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$y(t) = [a_x \quad a_y \quad \dot{r}]^T$$

بردار  $a(t)$  نیز شامل پارامترهایی می‌باشد که مایل به تخمین آنها هستیم و برای سیستم مورد بررسی همان نیروی تایرها می‌باشد که در رابطه زیر نشان داده شده است:

$$a(t) = [f_{yf} \quad f_{yr}]^T$$

ماتریس  $W(t)$  نیز از معادله ۴-۶۱ بدست می‌آید.

$$W(t) = \begin{bmatrix} \frac{\delta}{m} & 0 \\ \frac{\cos \delta}{m} & \frac{1}{m} \\ \frac{a \cos \delta}{I_z} & -\frac{b}{I_z} \end{bmatrix} \quad (۴-۶۱)$$

در اینجا جهت تخمین مقادیر نامعلوم، که همان نیروهای تایرها می‌باشد، از روش تخمین حداقل مربعات با فراموشی نمایی متغیر استفاده شده است. جزئیات روش به‌طور مفصل در بخش‌های پیشین آمده است.

## ۴-۵-۵ تخمین سرعت خودرو

همانطور که در بندهای پیشین اشاره شد برای تخمین سرعت یک مشاهده‌گر تناسبی طراحی شده‌است. این مشاهده‌گر وابستگی زیادی به پارامترهای خودرو دارد. در نتیجه در شرایط مانورهای سخت دقت پایینی دارد. بنابر این مدل تخمین‌گری که در این بند اشاره شد نیز طراحی و ایجاد شده است و در فصل شبیه‌سازی نتایج آن‌ها با یکدیگر مقایسه خواهد شد.

در مدل سه درجه آزادی غیر خطی خودرو، شتاب طولی و کناری از روابط زیر بدست می‌آیند.

$$a_x = \dot{v}_x - r v_y \quad (4-62)$$

$$a_y = \dot{v}_y + r v_x$$

برای تخمین  $v_x$  و  $v_y$  با استفاده از سنسورهای شتاب طولی، شتاب کناری نرخ چرخش از تخمین‌گر

زیر استفاده می‌شود: [۳۱]

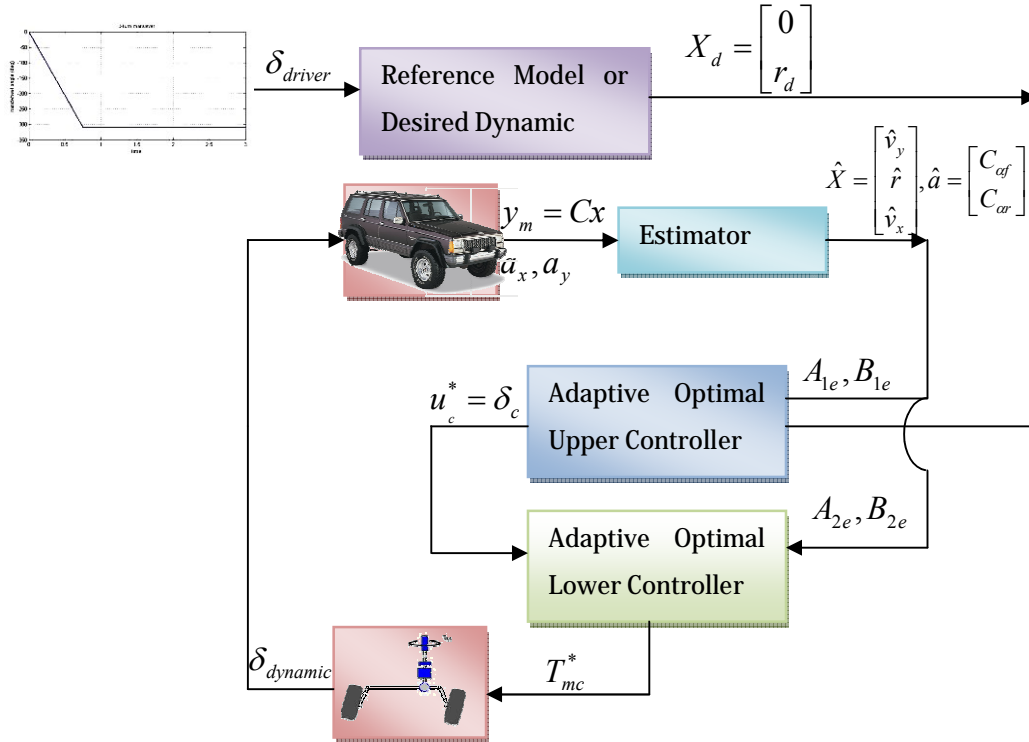
$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \hat{v}_x \\ \hat{v}_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & r_m \\ -r_m & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{v}_x \\ \hat{v}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} a_{xm} \\ a_{ym} \end{bmatrix} \quad (4-63)$$

که در رابطه فوق  $a_{xm}$ ،  $a_{ym}$  و  $r_m$  به ترتیب مقادیر اندازه‌گیری شده شتاب طولی، شتاب کناری و نرخ چرخش می‌باشند،  $\hat{v}_x$  و  $\hat{v}_y$  نیز مقادیر تخمینی سرعت طولی و سرعت کناری می‌باشند. در اینجا برای ساده سازی از تاثیر زاویه غلت خودرو صرف نظر شده است.

## ۴-۶ جمع بندی

در انتها برای بهبود رفتار خودرو باید کنترلر به شکلی که در شکل ۴-۱ آمده است به نحوی طراحی شود که بتواند خود را با شرایط جاده وفق دهد. در واقع پارامترها و حالت‌های تخمین زده شده صرفاً به عنوان ورودی کنترلر استفاده نمی‌شوند بلکه به عنوان پارامترهای طرای کنترلر مورد استفاده واقع می‌شوند. بدین معنی که ماتریس‌های ضرایب و کنترل سیستم با استفاده از این مقادیر به روز می‌شود و در معادله (۴-۳۰) برای هر دو سیستم دینامیک فرمان و دینامیک خودرو وارد می‌شوند. با استفاده از این معادله و حل همزمان آن ضرایب کنترلی استخراج شده و با ضرب در

حالت‌های تخمین زده‌ی ورودی کنترلر به عنوان ورودی به سیستم اعمال می‌شود. شماتیک شکل ۴-۵ جزئیات این سیستم را بیان می‌کند.



شکل ۴-۵ شماتیک ترکیبی کل سیستم کنترلی

البته همانطور که قبلاً نیز ذکر شد و در فصل شبیه‌سازی با ارایه کردن نمودارها مشخص خواهد شد، نیاز برای به روز کردن کنترلر پایینی وجود ندارد و فقط کنترلر بالایی به روز می‌شود. به علاوه کنترلر بالایی با حل معادلات دیفرانسیلی کمک حالت هامیلتونی حل می‌شود اما طراحی کنترلر پایینی به روش LQR صورت خواهد گرفت که یک‌بار برای همیشه حل شده و در بخش کنترلر استفاده می‌شود.

## فصل ۵

### نتایج شبیه سازی

## ۵ نتایج شبیه سازی

در این فصل از پژوهش نتایج حاصل از شبیه سازی رفتار جانبی خودرو که با سیستم فرمان ترکیب شده است همراه با نتایج حاصل از اعمال کنترلرها و مقایسه نتایج تخمینگر و خروجی شبیه سازی ارایه شده است. اما قبل از این که نتایج اعمال کنترلر در شبیه سازی مورد بحث و بررسی قرار گیرد باید مطمئن شد که مدل استفاده شده در پژوهش رفتاری منطبق بر واقعیت دارد یا خیر؛ این موضوع در بند صحنه‌گذاری بحث خواهد شد. از طرفی باید دید که آیا طراحی کنترلر بر اساس سیستم خطی دو درجه آزادی با توجه به رفتار سیستم پیچیده‌تر کاری درست است یا خیر این موضوع نیز در همان بند مذکور مورد بحث واقع خواهد شد. جدول ۵-۱ مشخصات پارامترهای این خودرو است.

جدول ۵-۱ پارامترهای مربوط به خودرو Jeep Cherokee [۴۷ و ۴۵]

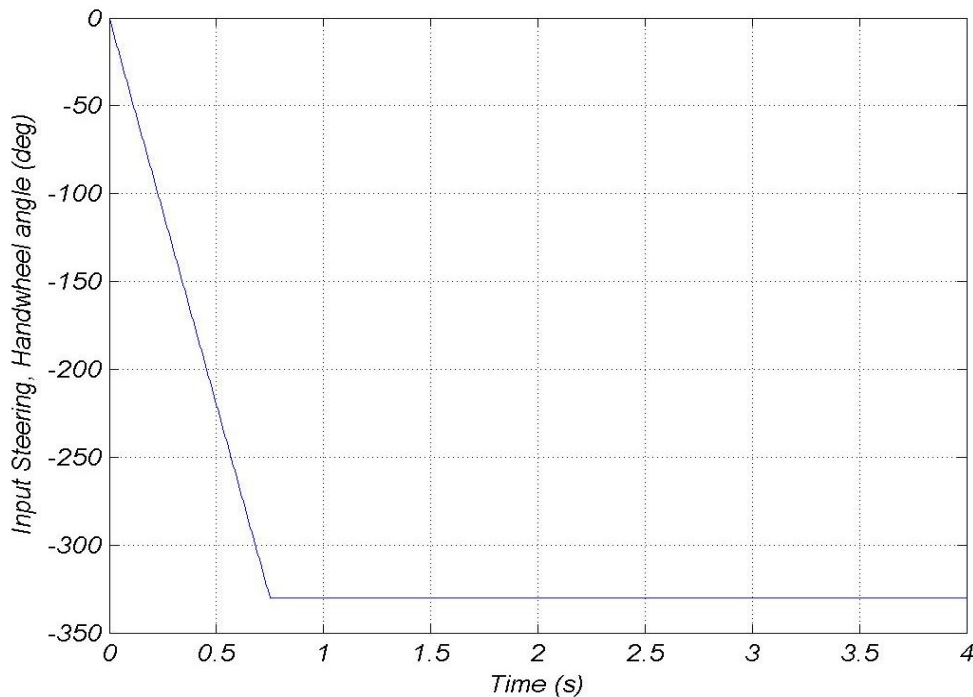
پارامتر	مقدار	تعریف
$m_R$	1663	Rolling sprung mass (kg)
$m_{NR}$	324.935	Non-Rolling unsprung mass (kg)
$\theta_R$	0.0873	Inclination angle of the roll axis point down (Rad )
$a$	1.1473	Distance from the vehicle CG to the front axle (m)
$b$	1.4307	Distance from the vehicle CG to the rear axle (m)
$C_R$	3495.7	Roll damping coefficient (N-m-sec/Rad)
$h'$	0.306	Distance from the CG of M R to the roll axis(m)
$C_{\alpha f}$	59496	Front tire cornering stiffness (N/Rad)
$C_{\alpha r}$	109400	Rear tire cornering stiffness (N/Rad)
$k_{\phi f}$	380	Front Roll stiffness (KN-m/Rad)
$k_{\phi r}$	684	Rear Roll stiffness (KN-m/Rad)
$(I_{zz})_{NR}$	540	Moment of inertia about the z-axis of the non-rolling unsprung mass (Kg-m <sup>2</sup> )
$(I_{xx})_R$	602.82	Moment of inertia about the x-axis of the rolling sprung mass (Kg-m <sup>2</sup> )
$(I_{xz})_R$	89.99	Product of inertia about the x-z axes of the rolling sprung mass (Kg-m <sup>2</sup> )
$(I_{zz})_R$	2163.7	Moment of inertia about the z-axis of the rolling sprung mass (Kg-m <sup>2</sup> )

جدول ۵-۱ پارمترهای مربوط به سیستم فرمان برقی [۵۲]

پارامتر	مقدار	تعریف
$r$	20	Steering gear ratio
$t_m$	0.01	Mechanic Trail (m)
$t_p$	0.012	Pneumatic Trail (m)
$J_w$	10	Steering moment of inertia ( $N\ m\ s^2/rad$ )
$C_w$	200	Steering damping coefficient ( $N\ m\ s/rad$ )

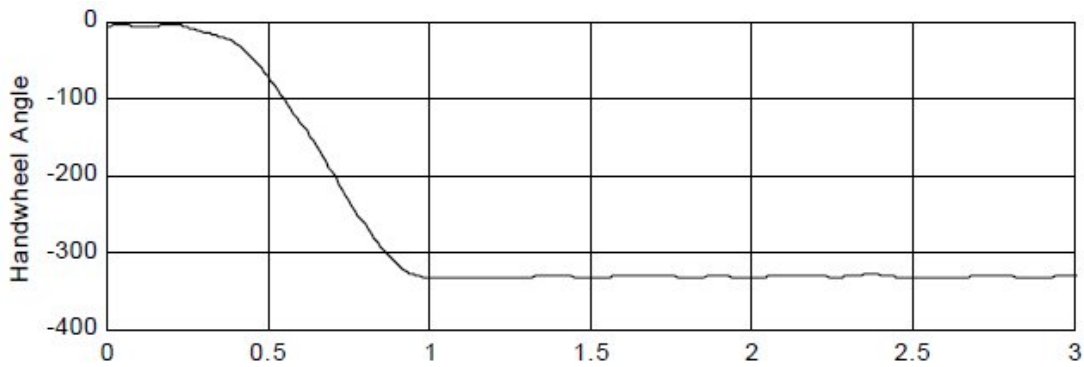
## ۵-۱ صحنه‌گذاری

برای صحنه‌گذاری مدل از اطلاعات منتشر شده توسط NHTSA<sup>1</sup> در مرجع [49] استفاده شده است. مدلی خودرویی که در شبیه سازی‌ها به کار رفته است مربوط به خودرو Jeep Cherokee است که در گزارش مذکور، آزمون ارایه شده بر روی آن صورت گرفته است. شرایط آزمون از این قرار است، ورودی فرمان از نوع J-Turn بوده و زاویه حد اکثر فرمان برابر ۳۱۰ درجه به غربیلک اعمال می‌شود. سرعت طولی خودرو نیز در لحظه شروع آزمون برابر با 73.86Km/h است. شکل ۵-۱ زاویه فرمان در شبیه سازی و در آزمون واقعی را نشان می‌دهد.



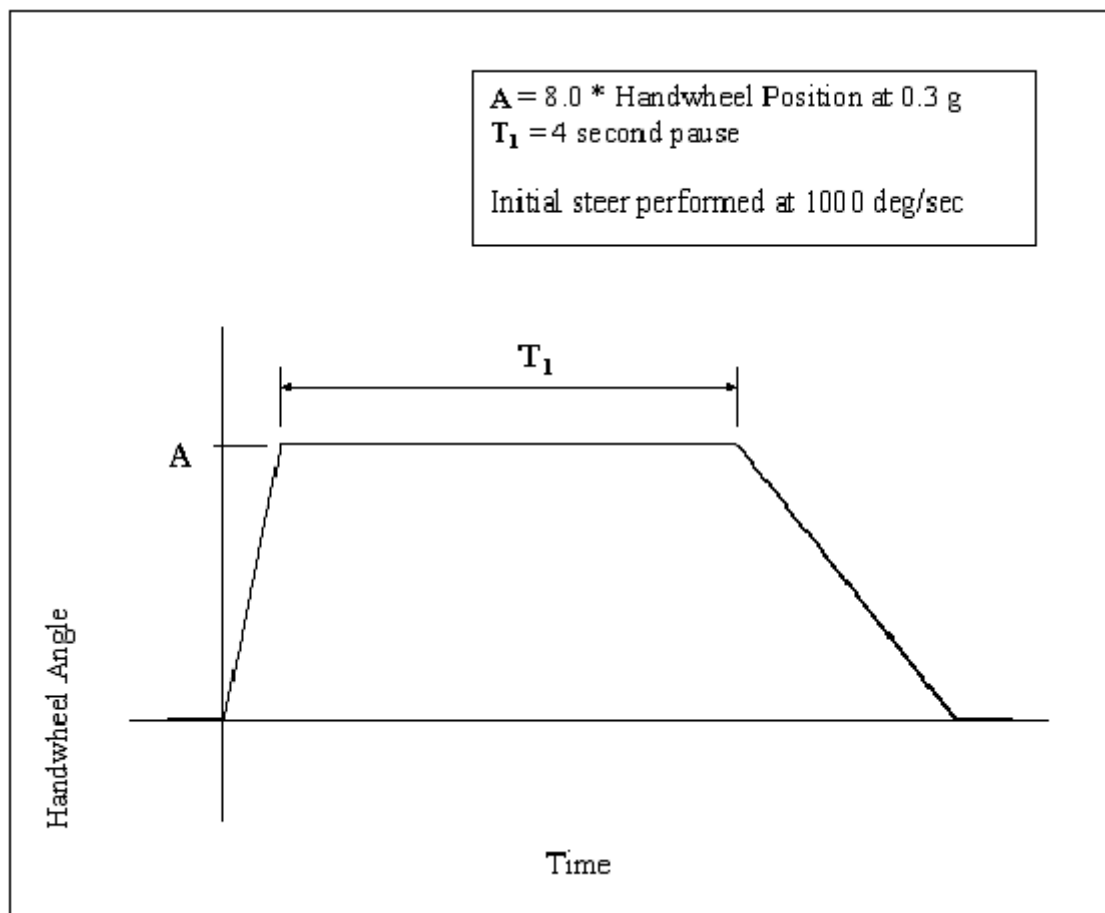
شکل ۵-۱ الف ورودی فرمان به غربیلک در آزمون J-Turn، شبیه سازی





شکل ۵-۱-ب ورودی فرمان به غربلیک در آزمون J-Turn. آزمون [49]

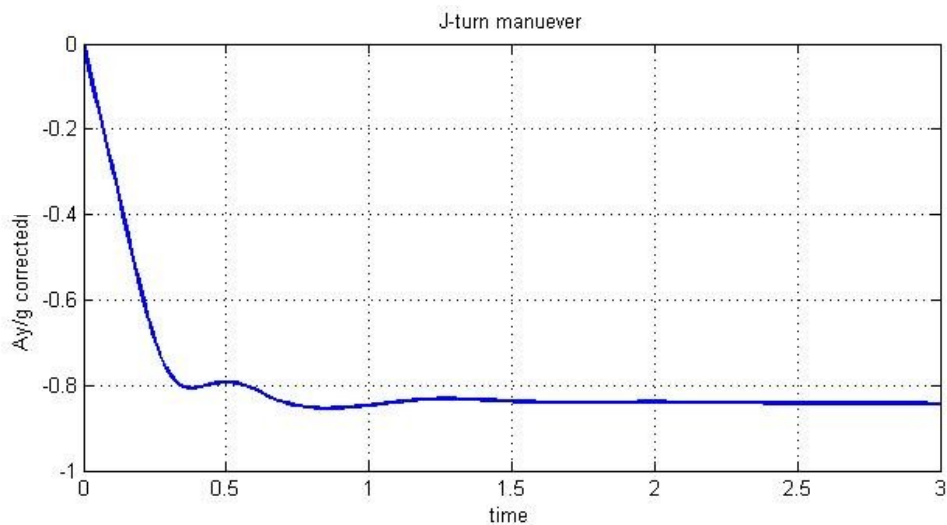
البته ورودی این آزمون نیز طبق تعاریف NHTSA که در شکل ۵-۲ آمده است استخراج شده است. البته در آزمون حقیقی ورودی فرمان با نیم ثانیه (0.5sec) تاخیر اعمال شده است. از اینرو خروجی‌های مدل واقعی به همین میزان تاخیر زمانی دارد.



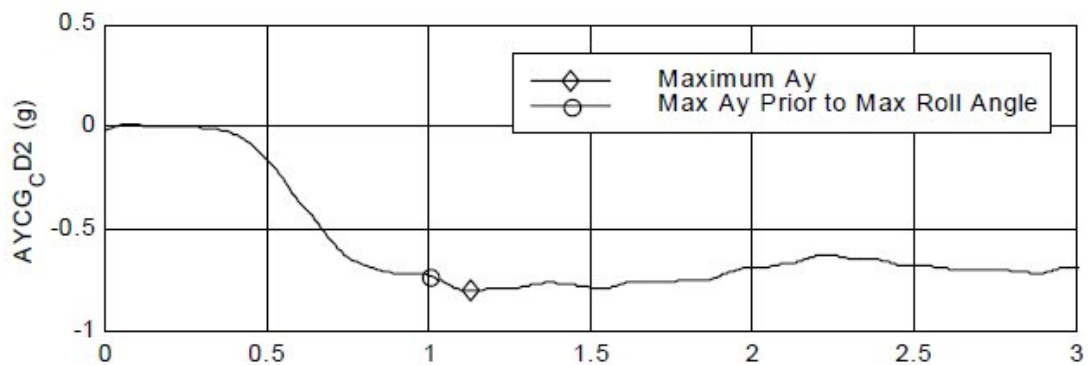
شکل ۵-۲ نحوه اعمال ورودی فرمان بر اساس مرجع [49]

در این آزمون باید زاویه غربیلک ۸ برابر حالتی باشد که شتاب 0.3g را ایجاد کند این زاویه باید با نرخ ۱۰۰۰ در جه بر ثانیه اعمال شود.

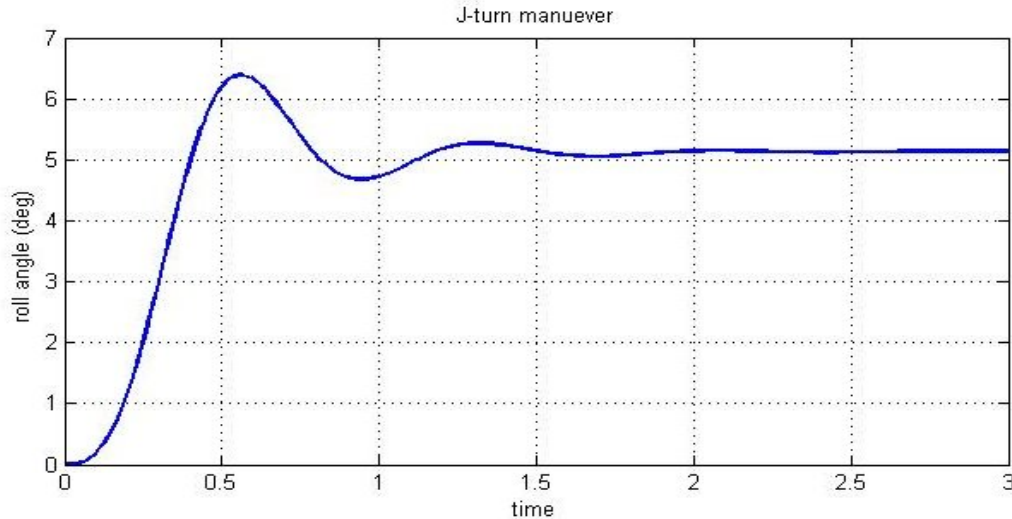
مقایسه نتایج شبیه سازی با دو خروجی آزمون واقعی در دست است. یکی شتاب جانبی (که در برگیرنده سرعت جانبی و نرخ چرخش است) و زاویه غلت خودرو. شکل ۳-۶ مقایسه شتاب جانبی و شکل ۴-۶ مقایسه زاویه غلت را بر رسی کرده است.



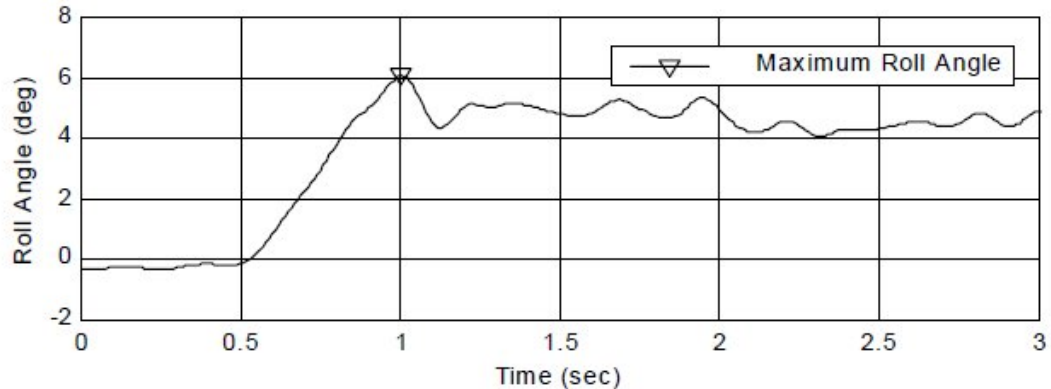
شکل ۵-۳- الف شتاب جانبی اصلاح شده، شبیه سازی



شکل ۵-۳- ب شتاب جانبی، آزمون [۴۹]



شکل ۵-۴-الف زاویه غلت، شبیه سازی



شکل ۵-۴-ب زاویه غلت، آزمون [۴۹]

در شکل‌های ۵-۳-الف و ج مشاهده می‌شود که شتاب شبیه سازی شده به حداکثری حدود 0.8 می‌رسد و شتاب اندازه‌گیری شده نیز در حدود 0.75 است و شیب هر دو نمودار نیز تقریباً یکسان است.

همانطور که در شکل‌های ۵-۴ مشخص است نتیجه شبیه سازی مانند نتیجه آزمون در 0.5s به مقدار بیشینه رسیده و در ادامه نیز نزدیک به زاویه ۵ درجه قرار گرفته که نتیجه آزمون نیز مشابه همین مقدار را نشان می‌دهد. همچنین نقطه قله نمودار برای هر دو مقدار اندازه‌گیری و شبیه سازی در حدود ۶ درجه است.

حال باید دید که آیا ساده سازی معادلات کاری معقول و علمی بوده‌است یا خیر. نمودارهای زیر نشان می‌دهد که حذف غلت خودرو در معادلات تاثیر چندانی ندارد و همچنین حذف سرعت طولی

با توجه به اینکه در حین اعمال مانور هیچگونه تغییر در نیروی طولی خودرو رخ نمی‌دهد، اشکال خاصی را در مسیر ساده سازی ایجاد نمی‌کند.

از آنجا که آزمون J-Turn یک آزمون بسیار سخت محسوب می‌شود رفتار خودرو در این آزمون بسیار غیر خطی است. لذا برای صحنه گذاری رفتار مدل‌های ساده تر ۲ درجه‌آادی و سه درجه آزادی، این صحنه گذاری با ارایه نمودارهای مانور سینوسی تکمیل خواهد شد.

### ۵-۱-۱ آزمون استاندارد با ورودی سینوسی

در این بخش از پژوهش و بندهای بعدی از شرایط مانور و نوع مانور استاندارد ۶۴۸۷ ملی ایران، که جهت تایید نوع خودرو استفاده می‌شود، استفاده شده است. این استاندارد خود برداشتی از سه استاندارد زیر است:

شکل ۵-۹ حرکت خودرو در آزمون J-Turn

- 1- ISO 7401 : 1988 (E) Road vehicles – lateral transient response test methods
- 2- ISO 4138 : 1996 (E) ( Passenger cars – steady-state circular driving behavior – open loop test procedure
- 3- ISO/ TR 3888 : 1975 (E) Road vehicles – Test procedure for a sever lane-change manoeuvre

### ۵-۱-۱-۱ سرعت مانور

در این استاندارد سرعت مانور دهی ۸۰ کیلومتر بر ساعت در نظر گرفته شده است که می‌توان با ۲۰ کیلومتر بر ساعت بیشتر یا کمتر نیز این مانور را اعمال کرد. این مقدار برابر 22.22m/s و 16.67m/s می‌باشد.

### ۵-۱-۱-۲ نحوه بارگذاری

خودرو می‌تواند در دو شرایط بارگذاری حداقل و بارگذاری حداکثر بارگذاری شود.

جرم کل خودرو برای وضعیت بار گذاری حداقل باید شامل وزن خالص خودرو کامل به علاوه جرم‌های راننده و تجهیزات اندازه گیری باشد. توزیع بار باید معادل با حالتی باشد که دو سر نشین بر روی صندلی‌های جلو قرار گرفته‌اند.

در وضعیت بار گذاری حداکثر، جرم کل خودرو کاملاً" بار گذاری شده، باید شامل وزن خالص خودرو کامل به علاوه ۶۸ کیلوگرم به ازاء هر صندلی درون اتاق و حد اکثر جرم اثاث بطور یکنواخت در فضای بار توزیع شده، باشد.

بار گذاری درون اتاق باید به گونه ای باشد که بار واقعی چرخ‌ها مشابه حالتی بوده که مطابق استاندارد بر روی هر صندلی، بار ۶۸ کیلوگرم وجود داشته باشد. جرم راننده و تجهیزات اندازه گیری باید در جرم خودرو در نظر گرفته شود.

#### ۵-۱-۱-۳ نوع ورودی فرمان

ورودی فرمان برای تغییر خط توسط یک ورودی سینوسی با فرکانس 0.5Hz شبیه سازی شده است. دامنه این ورودی برای مدل مورد بررسی برابر ۳ درجه است. یعنی  $\delta = 3 \times \sin(\pi \times t)$  است.

#### ۵-۱-۱-۴ جاده آزمون

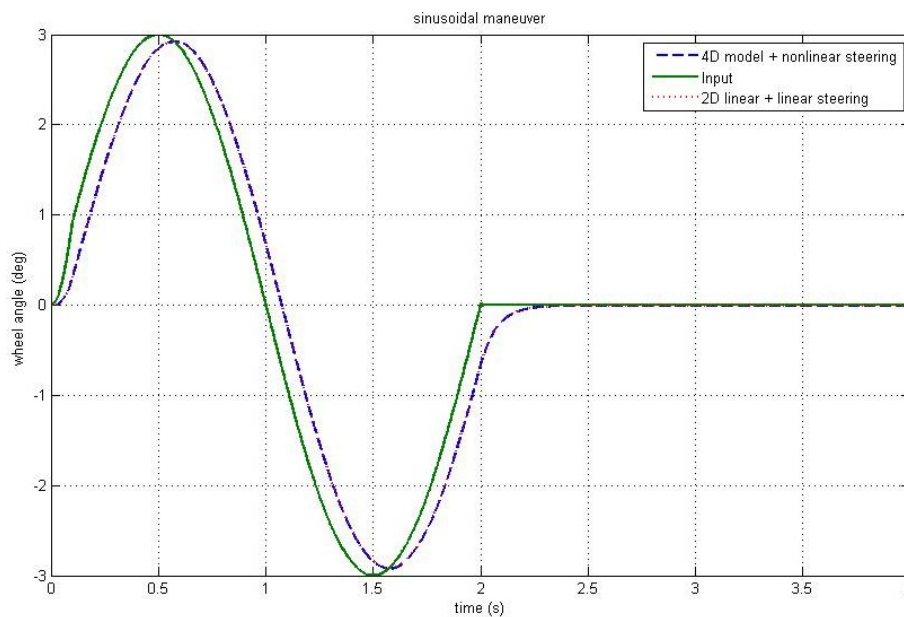
در استاندارد نام‌برده تاکید شده است که جاده باید خشک و تمیز باشد. اما از آنجا که این استاندارد سعی دارد سیستم کنترل فعالی را ارایه دهد که خودرو در شرایط جاده لغزنده را به خودرو در شرایط جاده خشک نزدیک کند لذا کلیه مانورها بر روی جاده خشک و تر صورت خواهد گرفت. شرایط ضریب اصطکاک جاده که باید در فرمول جادویی پچکا وارد شود مطابق جدول ۵-۳ است.

جدول ۵-۳ ضریب اصطکاک بین تایر و جاده در شرایط مختلف [۱۶]

شرایط جاده	$\mu$
جاده آسفالت (خشک)	۰/۹
جاده مرطوب	۰/۵
جاده برفی	۰/۳
جاده پوشیده از یخ	۰/۲

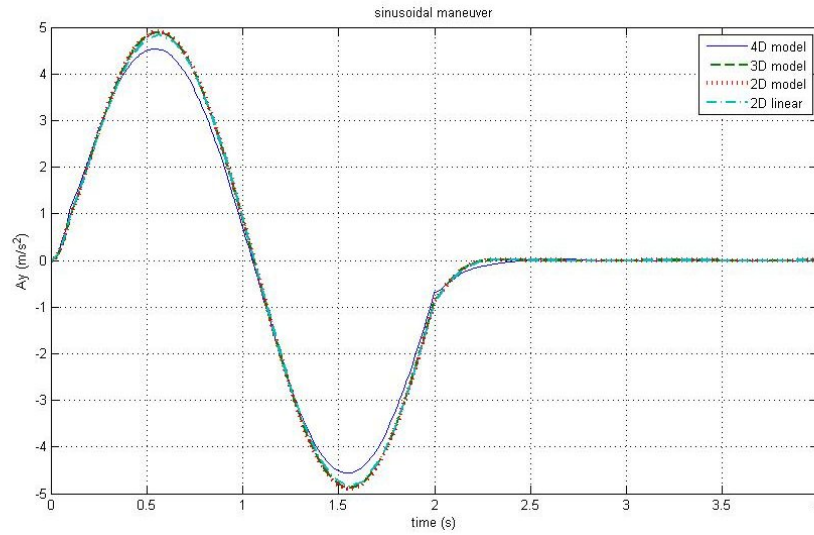
### ۵-۱-۱-۵ اعمال آزمون

آزمون با سرعت 80Km/h و شرایط خودرو Unladen و ورودی فرمان مطابق شکل ۵-۵ خواهد بود. ورودی فرمان به سیستم فرمان برقی وارد شده و فرمان اعمال کنترلر به خودرو وارد شده است.

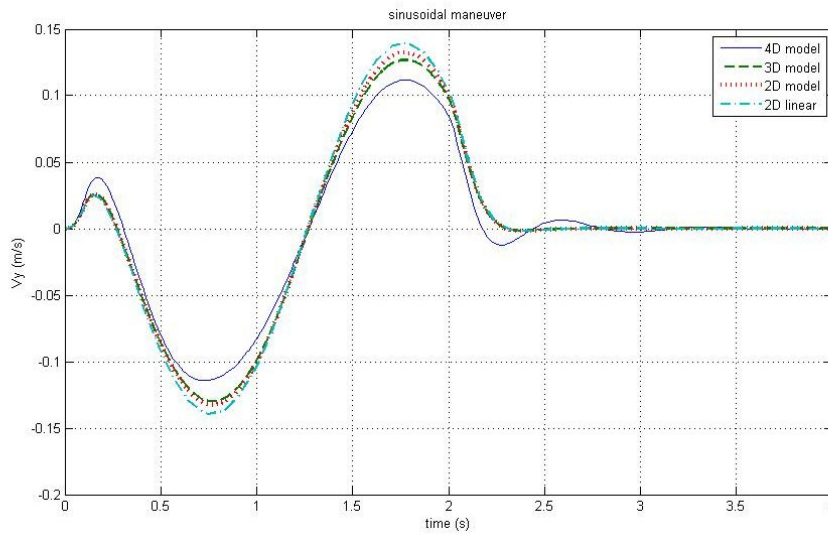


شکل ۵-۵ مقایسه ورودی فرمان دلخواه و ورودی فرمان اعمال شده به مدل

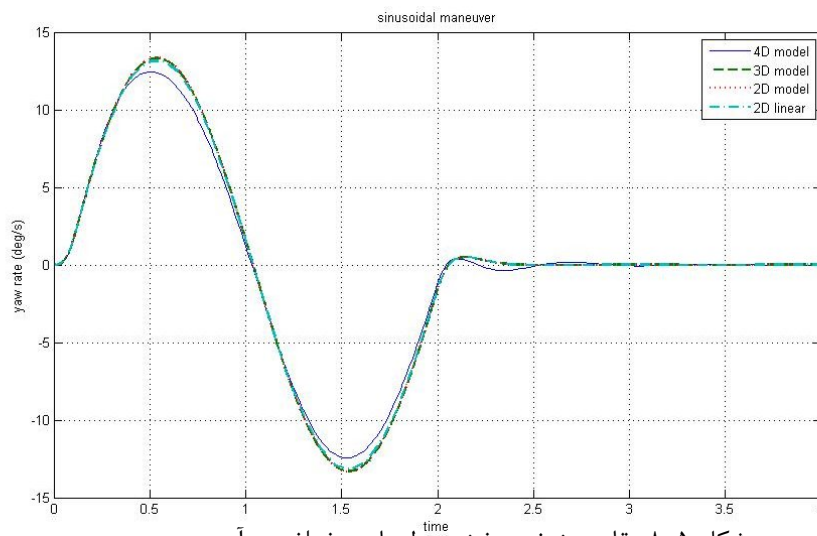
همانطور که دیده شد، بین ورودی راننده و زاویه اعمال شده روی چرخها بدلیل وجود لختی برای سیستم فرمان سیمی (SBW)، تاخیری جزئی وجود دارد. البته در این حالت کنترلر بالای خاموش در نظر گرفته شده است.



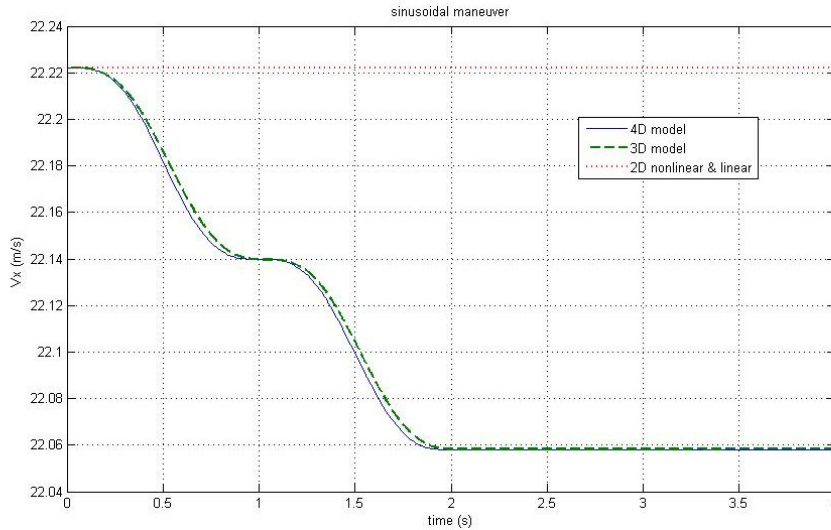
شکل ۵-۶ مقایسه شتاب جانبی مدل‌های مختلف در آزمون سینوسی



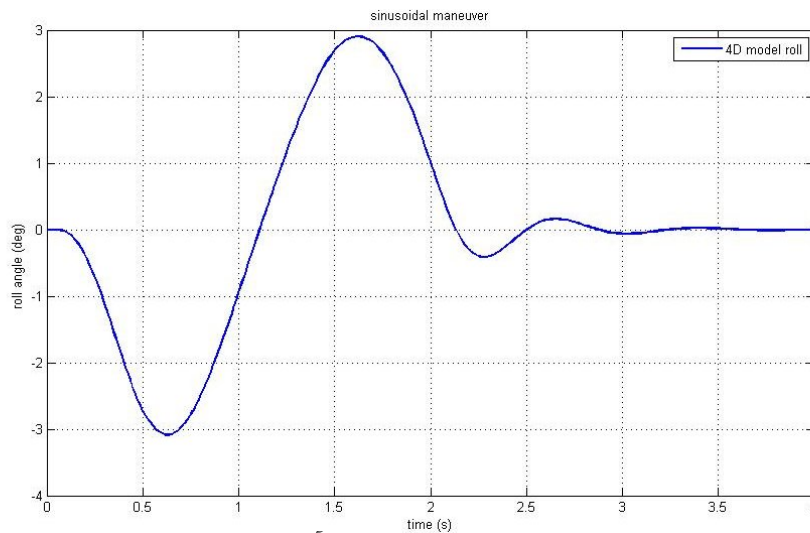
شکل ۵-۷ مقایسه سرعت جانبی مدل‌های مختلف در آزمون سینوسی



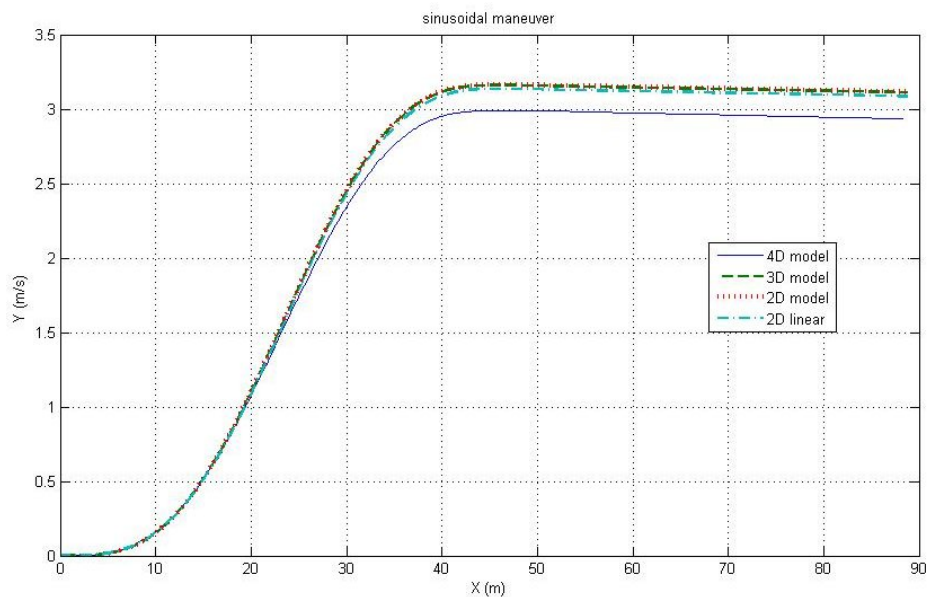
شکل ۵-۸ مقایسه نرخ چرخش مدل‌های مختلف در آزمون سینوسی



شکل ۹-۵ مقایسه سرعت طولی مدل‌های مختلف در آزمون سینوسی



شکل ۱۰-۵ میزان غلت خودرو در آزمون سینوسی



شکل ۱۱-۵ میزان غلت خودرو در آزمون سینوسی



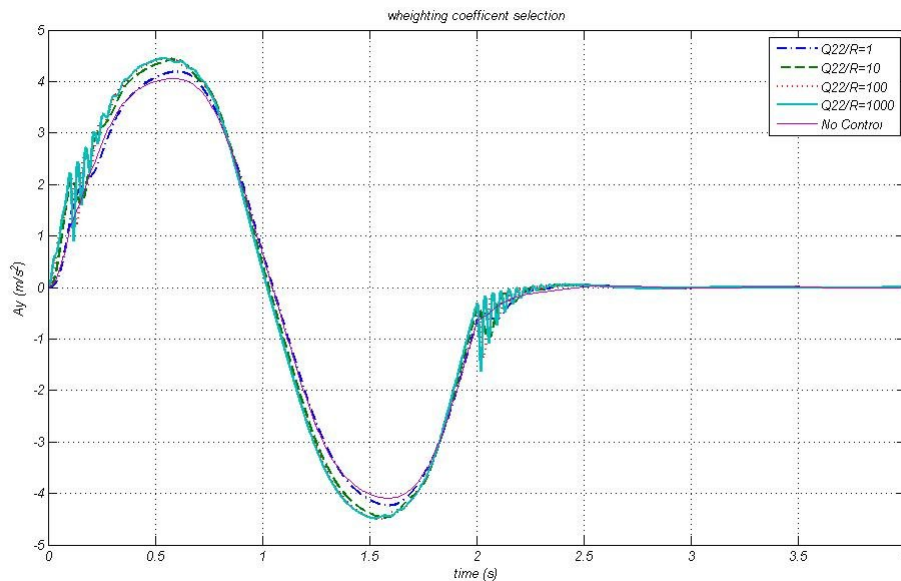
همانطور که مشهود است مدل دودرجه آزادی خطی و غیر خطی رفتاری بسیار شبیه به رفتار مدل غیر خطی با چهار درجه آزادی دارد. در نتیجه می توان کنترلر را بر اساس یکی از دو مدل ساده شده دو درجه آزادی با تایر خطی یا غیر خطی طراحی کرده و بر روی مدل پیچیده آزمون کرد.

## ۵-۲ اعمال کنترل بهینه

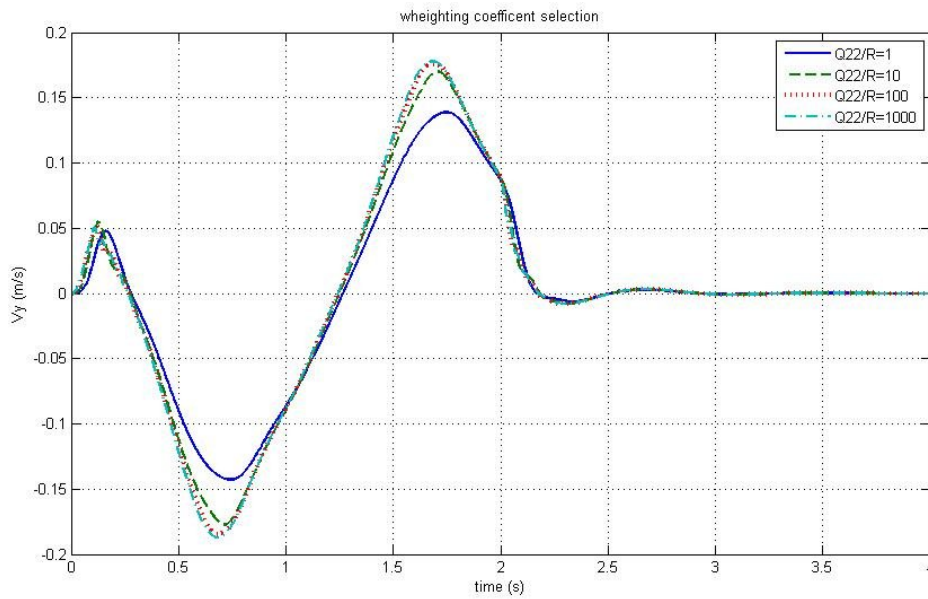
آزمون اعمالی در این بند همان آزمون سینوسی است لیکن برای نشان دادن کنترل کنندگی سیستم کنترلی، مدل خودرو بر روی دو جاده خیس شبیه سازی شده است. نمودارها نشان می دهد که در جاده خیس خودرو به خوبی کنترل شده و به مسیر دلخواه می رود اما در واقع مهمترین قسمت از این بند انتخاب ضرایب وزنی کنترل بهینه است که با توجه به نمودارها ضرایب زیر برای آزمون های بعدی انتخاب شده است.

$$Q = \begin{bmatrix} 0.1 & 0 \\ 0 & 100 \end{bmatrix}, R = 1$$

برای انتخاب دقیق تر و حساب شده این ضرایب، ابتدا شبیه سازی با توجه به تغییرات نسبی بر روی ضرایب  $R$  و  $Q_{22}$  انجام می شود. این تغییرات با نسبت ۱۰ صورت گرفته است.

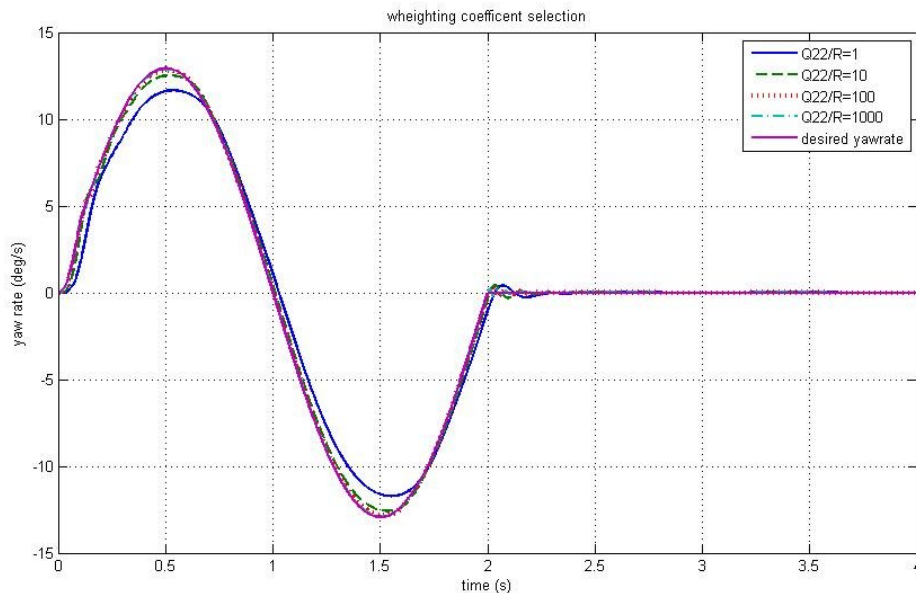


شکل ۵-۱۲ مقایسه شتاب جانبی کنترل شده با ضرایب مختلف در آزمون سینوسی

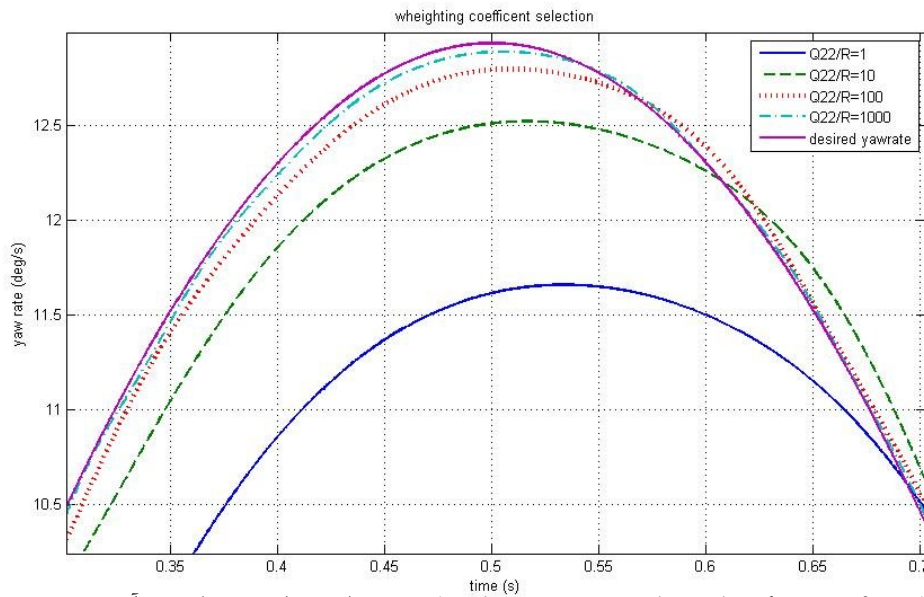


شکل ۵-۱۳ مقایسه سرعت جانبی کنترل شده با ضرایب مختلف در آزمون سینوسی

همانطور که مشاهده می‌شود سرعت جانبی برای اولین نسبت بسیار پایین می‌آید اما در نمودار بعدی تاثیر مثبتی نخواهد داشت. از آنجا که شکل ۵-۱۴-الف به خوبی نمودار را در نقاط حساس نشان نداده‌است قسمتی از این نمودار با بزرگنمایی در شکل ۵-۱۴-ب آورده شده‌است.

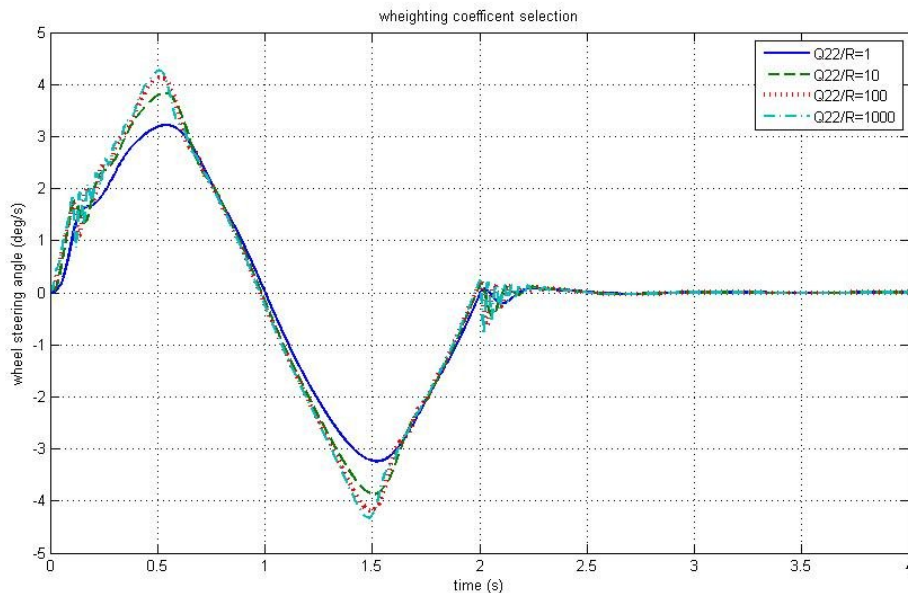


جدول ۵-۱۴-الف مقایسه نرخ چرخش کنترل شده با ضرایب مختلف در آزمون سینوسی

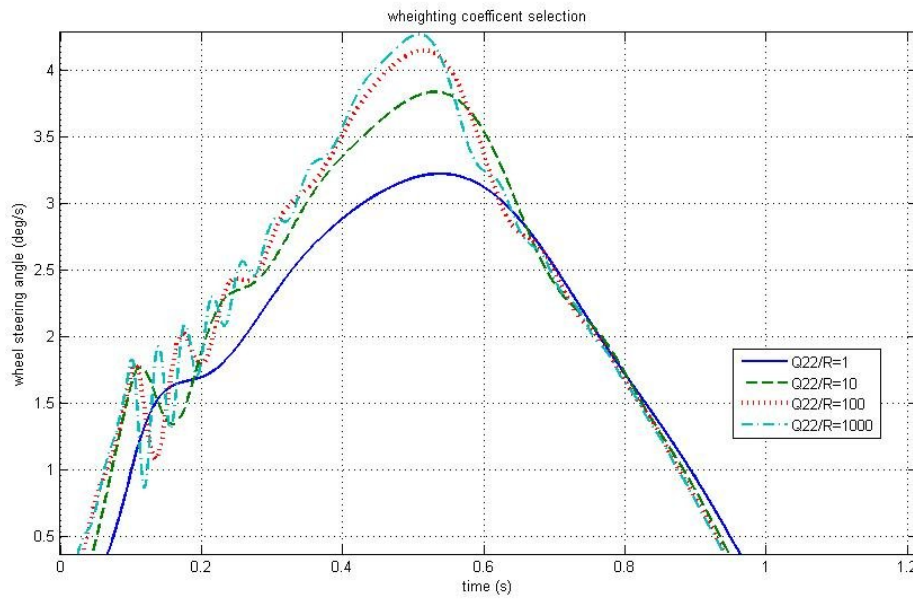


جدول ۵-۱۴-ب بزرگنمایی مقایسه نرخ چرخش کنترل شده برای ضرایب مختلف در آزمون سینوسی

در این شکل مشاهده می‌شود که دو نمودار مربوط به ضریب ۱۰۰ و ضریب ۱۰۰۰ بسیار نزدیک به مقدار مطلوب هستند. اما آیا این موضوع برای انتخاب کافی است؟ جواب این سوال در نمودارهای بعدی مورد بحث واقع خواهد شد.

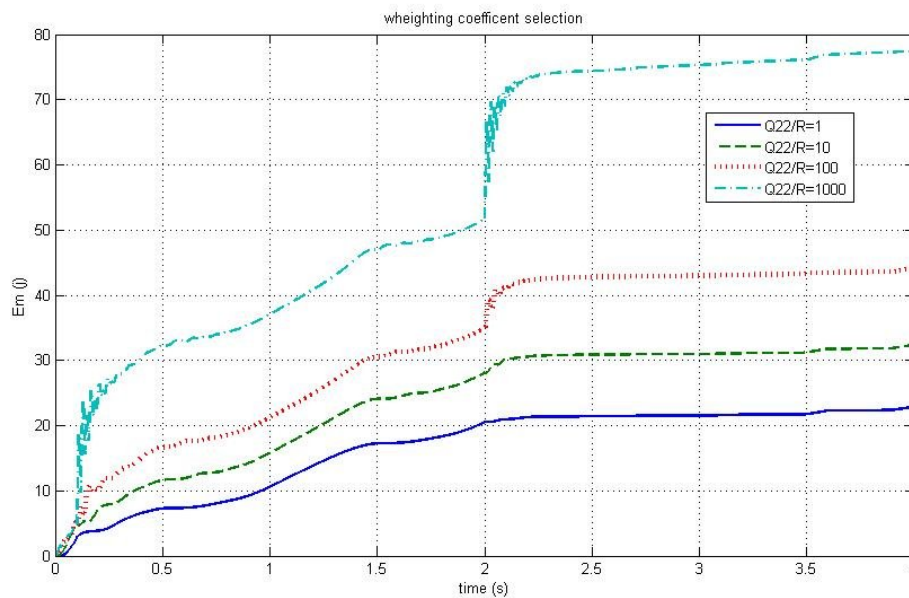


شکل ۵-۱۵-الف مقایسه فرمان کنترلی برای ضرایب مختلف در آزمون سینوسی



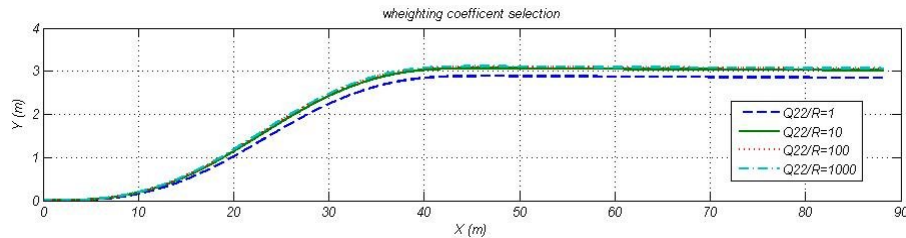
شکل ۵-۱۵-ب مقایسه فرمان کنترلی برای ضرایب مختلف در آزمون سینوسی

همانطور که در شکل ۵-۱۵ مشخص است با بالا رفتن ضریب  $Q_{22}$  هزینه کنترل بالا رفته و زاویه فرمان کنترلی بالاتری اعمال می‌شود. در نتیجه باید نمودارهای مصرف انرژی کنترلی مورد بررسی قرار گیرد. نمودار شکل ۵-۱۶ انرژی مصرفی موتور سیستم فرمان برقی آمده‌است.



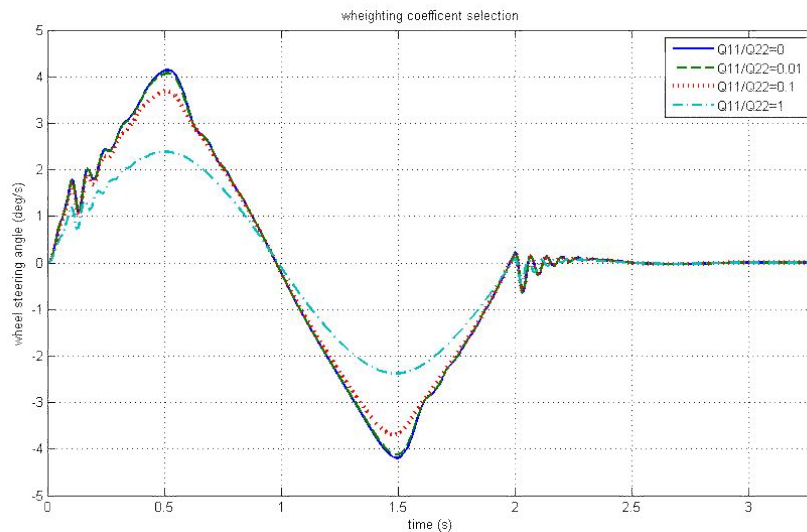
شکل ۵-۱۶ مقایسه انرژی مصرفی برای ضرایب مختلف در آزمون سینوسی

همانطور که نمودار نشان می‌دهد مصرف انرژی سیستم با نسبت  $Q_{22}$  به  $R$  رابطه دارد. با توجه به نمودارهای قبلی و نمودار شکل ۵-۲۰ ضریب ۱۰۰ برای این نسبت انتخاب می‌شود تا با مصرف کمتر انرژی عملکرد مناسبی برای سیستم کنترلی فرمان برقی ایجاد شود.



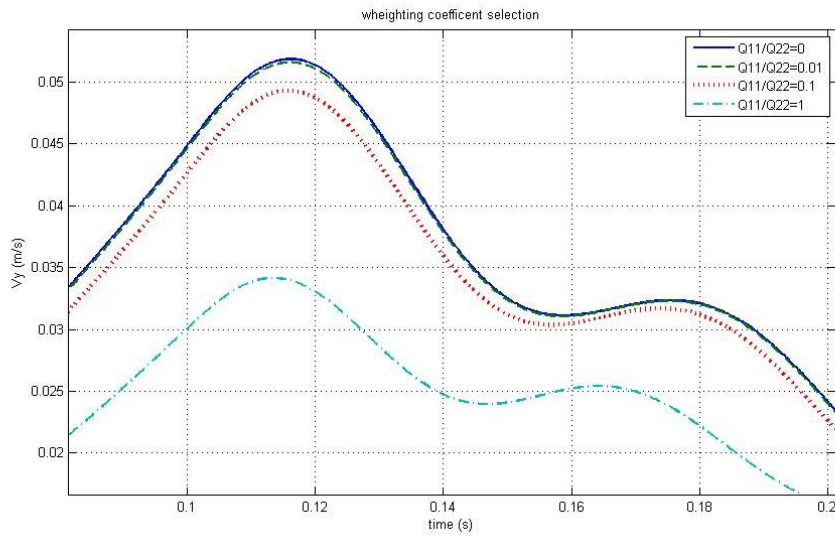
شکل ۵-۱۷ مقایسه مسیر حرکت خودرو برای ضرایب مختلف در آزمون سینوسی

حال باید بر روی نسبت ضریب  $Q_{22}$  به  $Q_{11}$  کار انجام شود. ضریب  $Q_{11}$  مربوط به کنترل سرعت جانبی است. اما نتایج شبیه سازی نشان می‌دهد انتخاب ضریب بالا برای این پارامتر بهبودی در رفتار اصلی خودرو نخواهد داد.

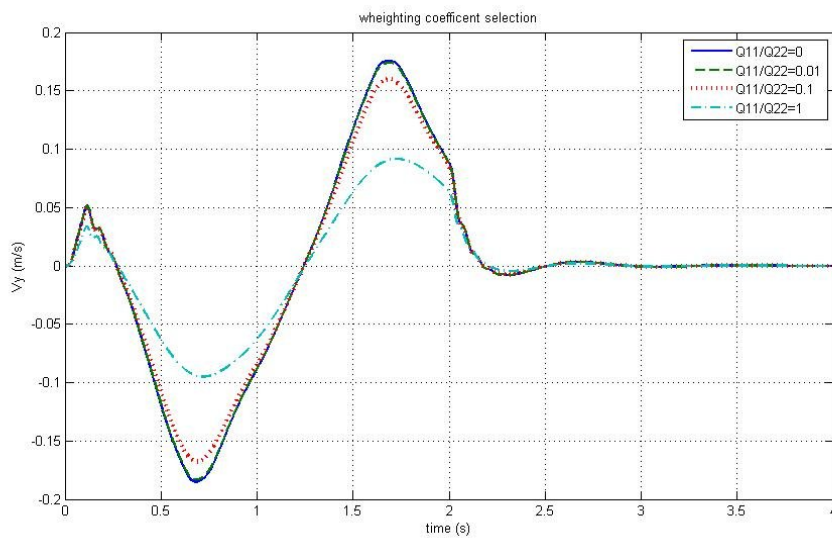


شکل ۵-۱۸ مقایسه فرمان کنترلی برای ضرایب مختلف در آزمون سینوسی

در شکل ۵-۱۸ حتی مشاهده می‌شود که برای ضریب ۱، زاویه فرمان اصلاح شده از زاویه فرمان اصلاح نشده (۳درجه) کمتر است.



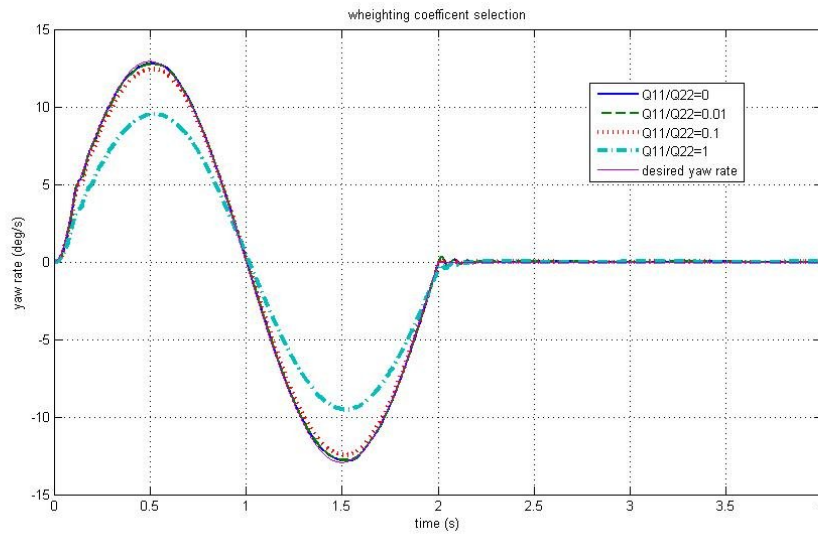
شکل ۵-۱۹- الف مقایسه سرعت جانبی برای ضرایب مختلف در آزمون سینوسی



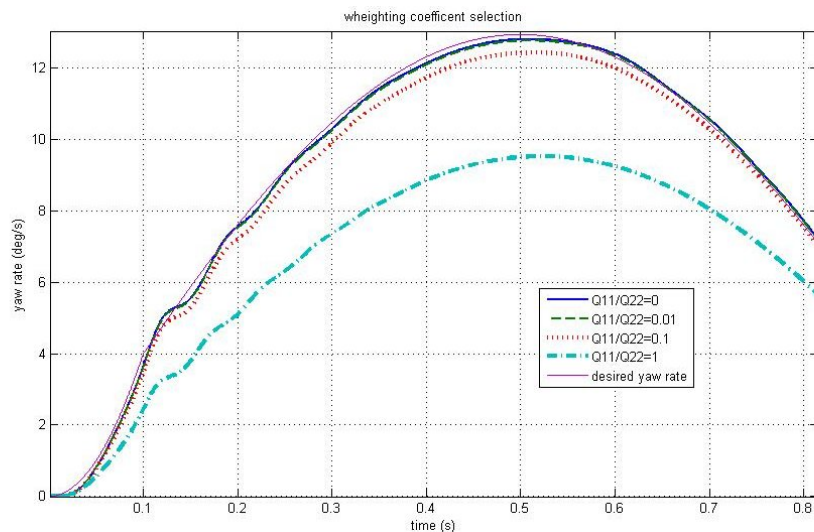
شکل ۵-۱۹- ب مقایسه سرعت جانبی برای ضرایب مختلف در آزمون سینوسی

همانطور که دیده می‌شود افزایش نسبت باعث کاهش هرچه بیشتر سرعت جانبی است. اما در

شکل‌های بعدی مشاهده می‌شود که افزایش نسبت باعث بهبود نرخ چرخش نخواهد شد.

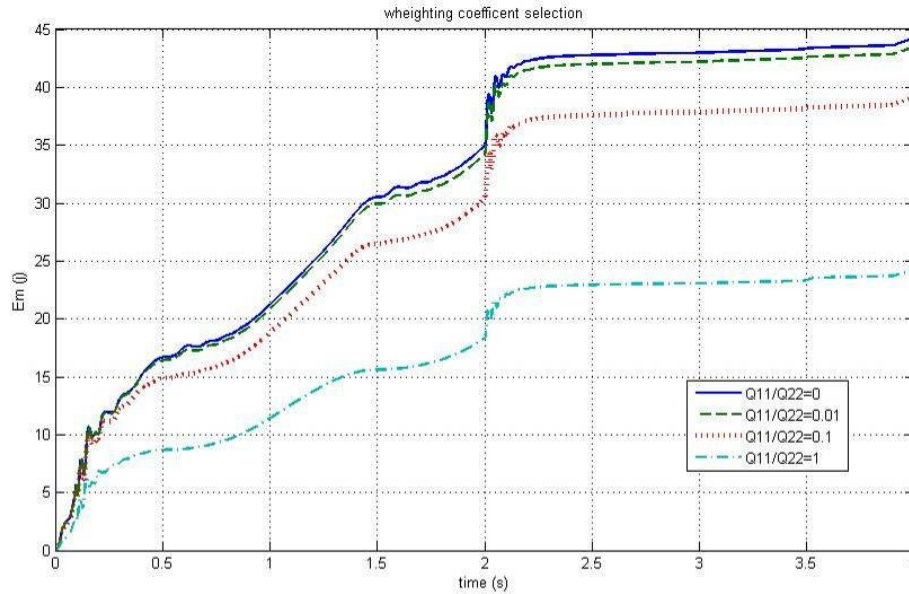


شکل ۵-۲۰ الف مقایسه نرخ چرخش برای ضرایب مختلف در آزمون سینوسی



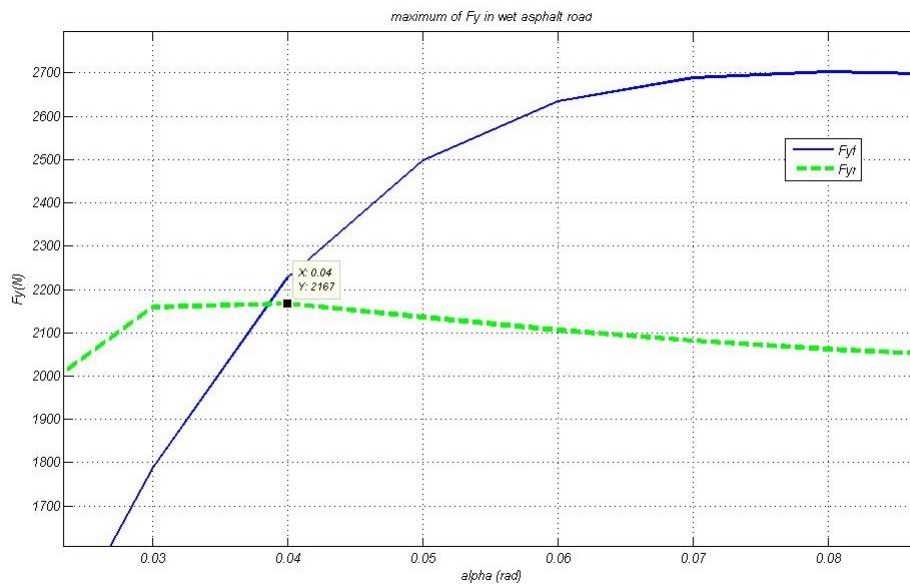
شکل ۵-۲۰ ب بزرگنمایی مقایسه نرخ چرخش برای ضرایب مختلف در آزمون سینوسی

در واقع بالا رفتن نسبت ضرایب وزنی  $Q_{11}$  به  $Q_{22}$  باعث افت کنترل پذیری سیستم خواهد شد. اما از طرفی این تغییرات می تواند باعث کاهش مصرف انرژی باشد. لیکن باید توجه داشت که هر چیز هزینه ای دارد و هزینه افزایش ایمنی برای انسان، به طور حداقلی، می تواند افزایش انرژی در حد معقول باشد.



شکل ۵-۲۱ انرژی مصرفی برای ضرایب مختلف در آزمون سینوسی

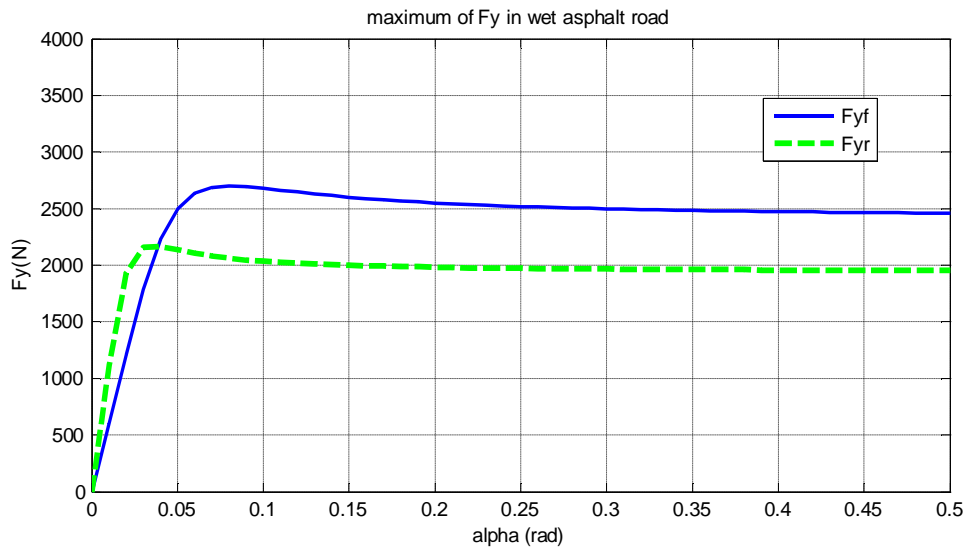
اما راه دیگر از حصول اطمینان نسبت به اینکه کدام ضریب انتخابی می‌تواند بهتر باشد و عملکرد خودرو را بهبود دهد بررسی نیروهای جانبی تایرها در حین مانور است. با این عمل مشخص می‌شود که آیا تایر می‌تواند بیش از این نیرو وارد کند و خودرو را به وضع بهتری انتقال دهد یا خیر.



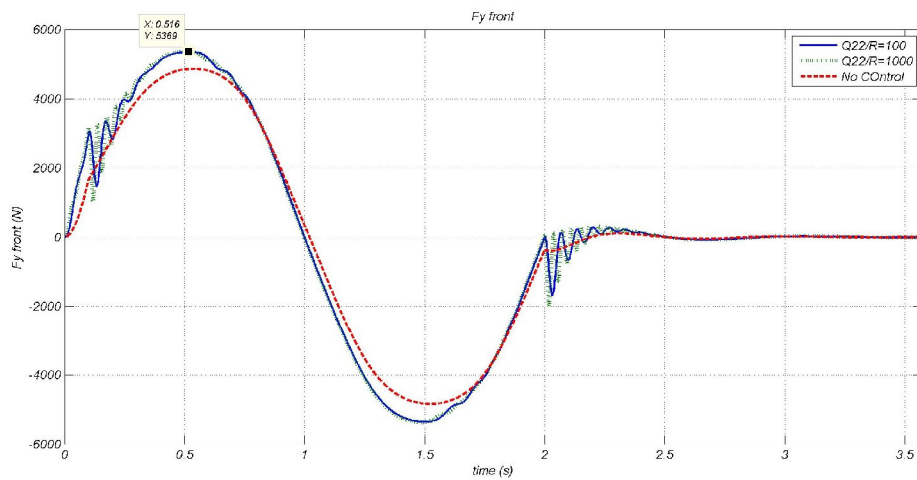
شکل ۵-۲۲ بخش از نمودار نیرو بر حسب لغزش جانبی تایر در جاده خیس و مقدار ماکسیمم نیرو

بیشینه نیرو برای نیروی یکی از تایرهای محور جلو 2700N و برای یکی از تایرهای محور عقب نیز در حدود 2170N است. که برای جمع دو محور مقداری دو برابر مقدار مذکور مفروض است. حال باید دید در طی یک مانور روی این جاده، تایرها حداکثر چه نیرویی وارد می‌کنند.

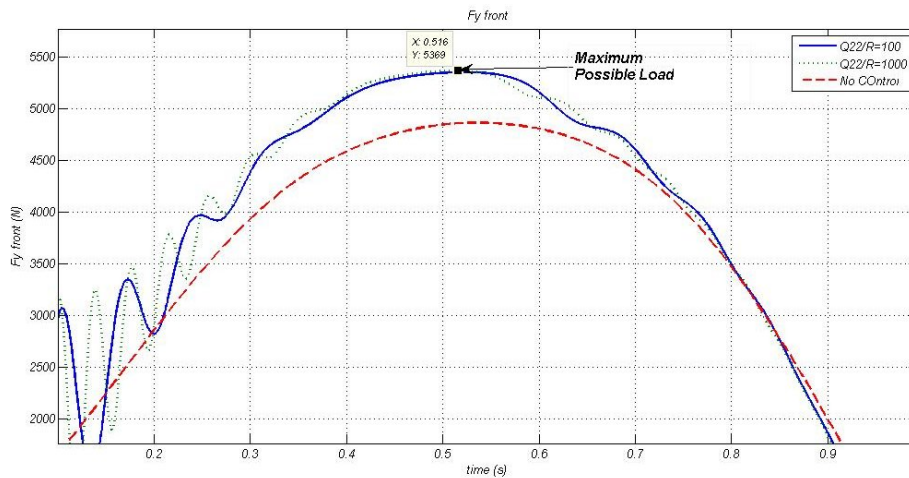




شکل ۵-۲۳ نمودار نیرو بر حسب زاویه لغزش تایر در جاده خیس و آزمون سینوسی برای هر دو محور

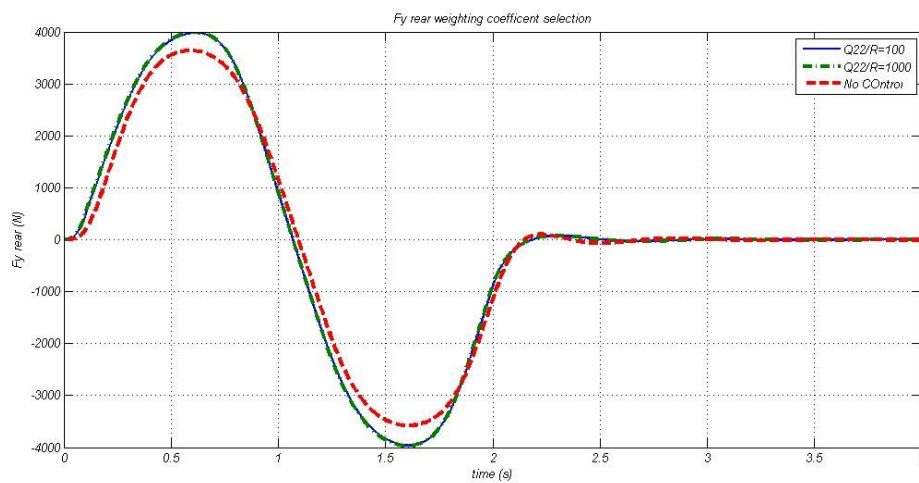


شکل ۵-۲۴ الف نمودار نیرو بر حسب زمان در جاده خیس و آزمون سینوسی برای محور جلو



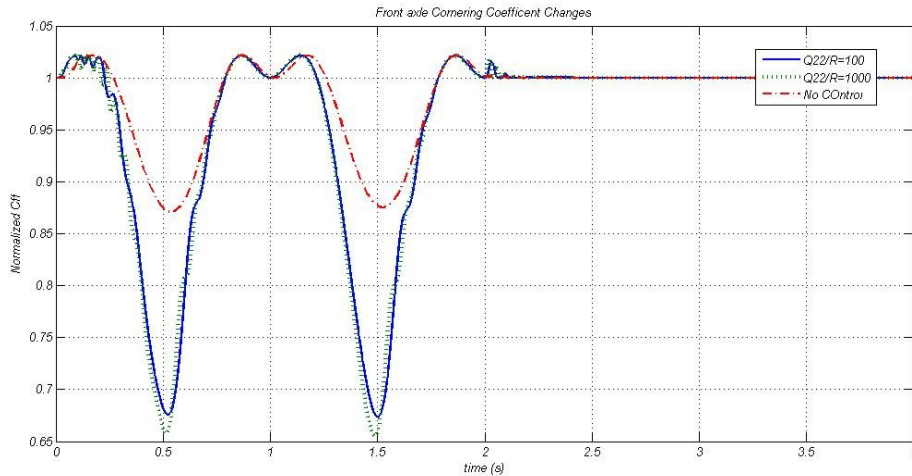
شکل ۵-۲۴ ب بخشی از نمودار نیرو بر حسب زمان در جاده خیس و آزمون سینوسی برای محور جلو

همانطور که در شکل ۵-۲۴ مشخص است نیروی جانبی برای هر دو ضریب به میزان بیشینه نیروی تاپر نزدیک می‌شود و از طرفی نیروی جانبی برای هر دو ضریب بسیار منطبق بر هم و از طرفی در حد اشباع نیروی جانبی تاپر قرار دارند. لذا انتخاب ضریب  $Q_{22}/R=1000$  که مصرف انرژی بالاتری داشته و تغییر متفاوتی نسبت به ضریب قبلی ایجاد نمی‌کند، لزومی نداشته و همان  $Q_{22}/R=100$  انتخاب می‌شود. شکل ۵-۲۵ نیروی جانبی محور عقب را نشان می‌دهد که روایت گر همین موضوع است.

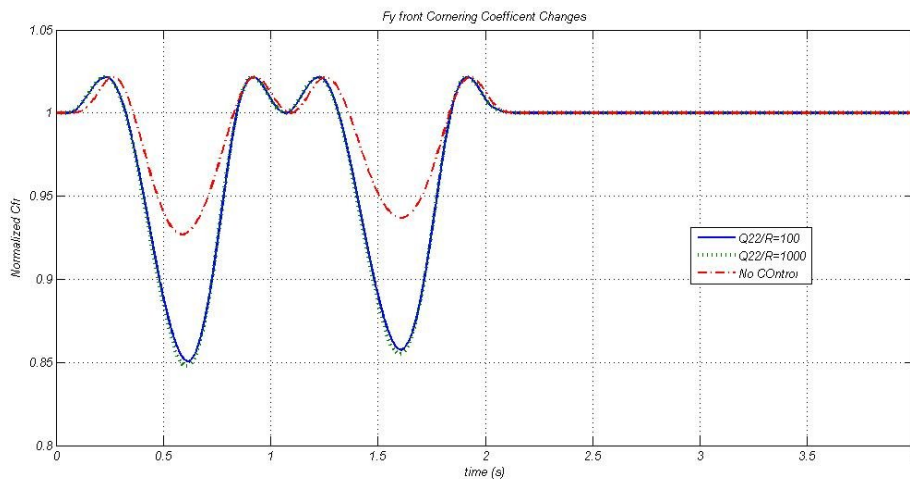


شکل ۵-۲۵ نمودار نیرو بر حسب زمان در جاده خیس و آزمون سینوسی برای محور عقب

نمودارهای شکل ۵-۲۶ نیز که تغییرات سختی جانبی را نشان می‌دهد دلیل بر صحت این گفتار است. ضمناً این نمودارهای تغییرات شدیدی را نشان می‌دهد که در هنگام طراحی کنترلر، این تغییرات در نظر گرفته نشده است.



شکل ۵-۲۶ نمودار سختی جانبی بر حسب زمان در جاده خیس و آزمون سینوسی برای محور جلو



شکل ۵-۲۷ نمودار سختی جانبی بر حسب زمان در جاده خیس و آزمون سینوسی برای محور عقب

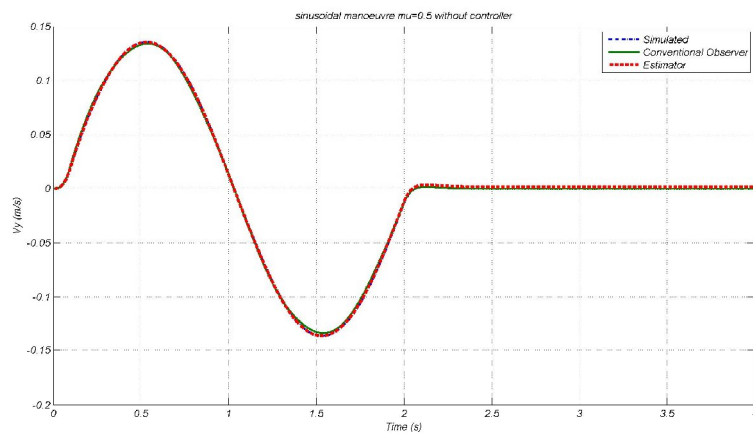
### ۵-۳ تخمین پارمترها و حالات

همانطور که در فصول قبل ذکر شد حالت سرعت جانبی مستقیماً قابل اندازه گیری نیست و باید به طریقی و با استفاده از حالات و پارامترهای قابل اندازه گیری بدست آید. در ادامه مشخص می شود این پارامتر علاوه بر اینکه به عنوان ورودی کنترلر مورد نیاز است، برای تخمین نیروی جانبی و استفاده در مکانیزم تطبیق نیز مورد نیاز است.

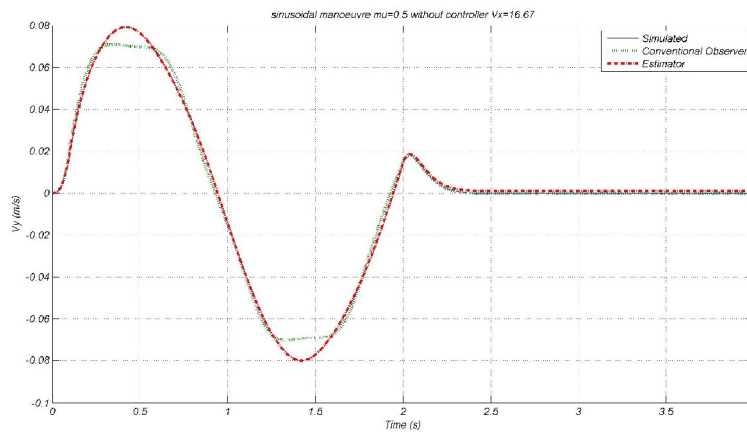
به علاوه شکل ۵-۲۸ نشان داد که سختی جانبی یک پارامتر با تغییرات زیاد است که باید برای به روز شدن کنترلر و تطبیق آن با شرایط جاده در دسترس باشد. لذا این پارامتر از سیستم نیز باید به خوبی تخمین زده شود و در اختیار مکانیزم تطبیق قرار گیرد.

از طرفی یکی از حالات سیستم که مورد نیاز طراحی کنترلر است، همانا سرعت طولی است. در طراحی اولیه کنترلر فرض شده است که این سرعت ثابت بوده و تغییراتی ندارد، اما به هر حال هر بار که کنترلر بخواهد برای خودرو در شرایط سرعت مختلف تصمیم گیری کند نیاز دارد تا خود را بر اساس این سرعت تطبیق دهد. لذا این پارامتر غیر قابل اندازه گیری نیز باید از طریق مکانیزم‌های تخمین در اختیار مکانیزم تطبیق قرار گیرد.

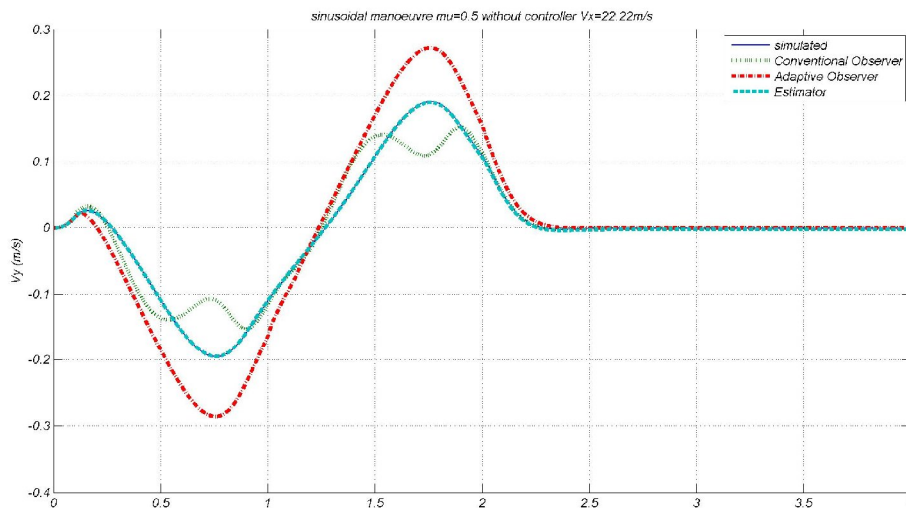
در ابتدا بر روی دو روش ارایه شده برای تخمین سرعت جانبی بحث می‌شود. نمودارهای زیر نشان می‌دهد که کدام مکانیزم عملکرد بهتری دارد.



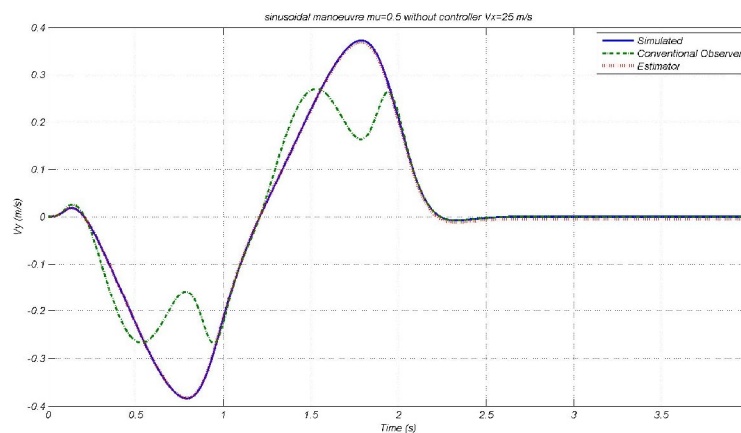
شکل ۵-۲۸ الف مقایسه دو روش تخمین سرعت جانبی، در جاده خیس و آزمون سینوسی با سرعت اولیه طولی 13.9m/s



شکل ۵-۲۸-ب مقایسه دو روش تخمین سرعت جانبی، در جاده خیس و آزمون سینوسی با سرعت اولیه طولی 16.66m/s

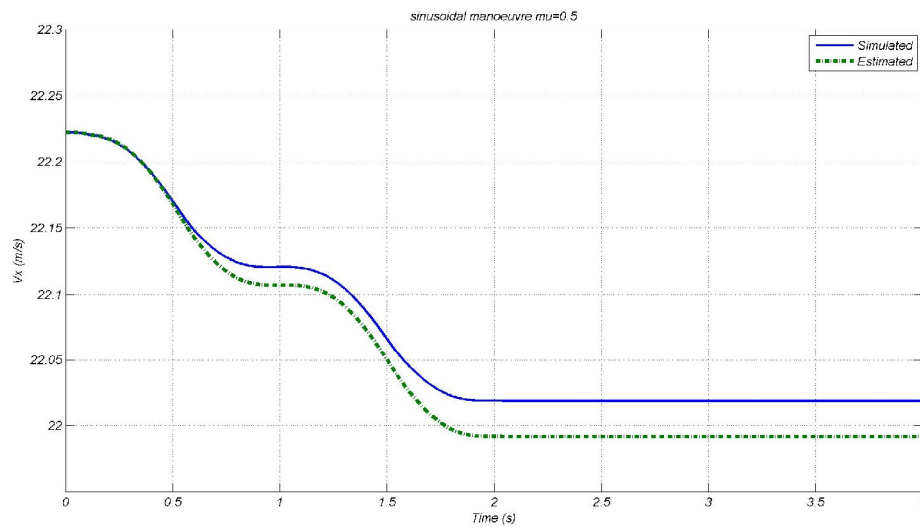


شکل ۵-۲۸-ج مقایسه دو روش تخمین سرعت جانبی، در جاده خیس و آزمون سینوسی با سرعت اولیه طولی 22m/s



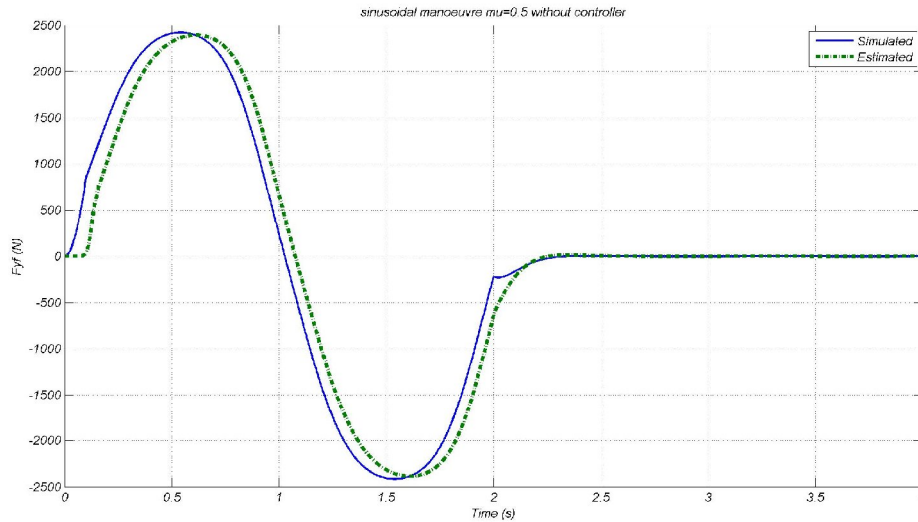
شکل ۵-۲۸-د مقایسه دو روش تخمین سرعت جانبی، در جاده خیس و آزمون سینوسی با سرعت اولیه طولی 25m/s

از نمودار های الف، ب، ج و د مشخص است که با افزایش سرعت آزمون، خطای مشاهده گر تناسبی افزایش می یابد بنابراین در نمودار ۵-۲۸-ج روش دیگری برای مشاهده گر استفاده شده است، که در این روش پارمترهای سیستم به روز می شود اما با این وجود مشاهده می شود که روش جدید نیز به خوبی عمل نخواهد کرد. بنابراین این به همان روش تخمین بسنده می شود.

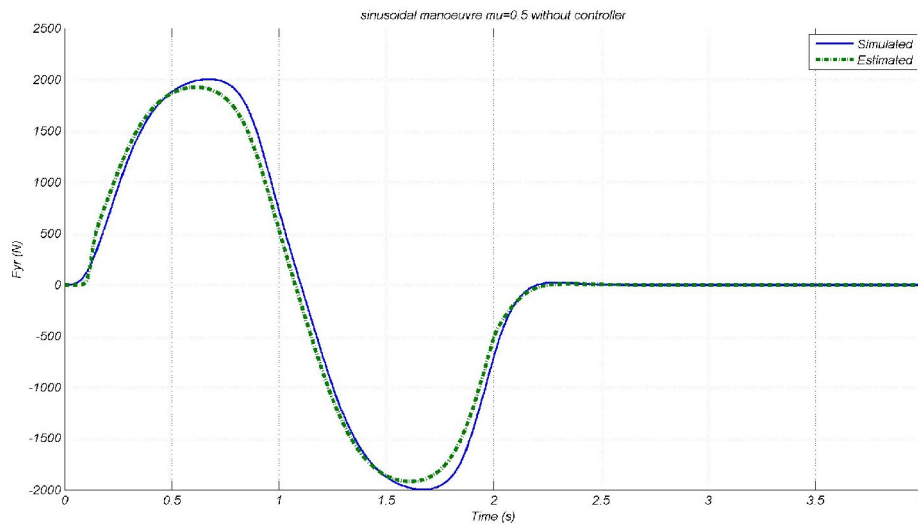


شکل ۵-۲۹ تخمین سرعت طولی، در جاده خیس و آزمون سینوسی با سرعت اولیه طولی 22.2m/s

نمودار شکل ۵-۲۹ نشان می دهد که روش تخمین بیان شده در فصل ۴ عمل کرد خوبی داشته و سرعت طولی به خوبی تخمین زده می شود. در مورد نیروی جانبی نیز نمودارهای زیر استخراج شده است که به درستی عملکرد مکانیزم تخمین گواهی می دهد.



شکل ۵-۳۰ تخمین نیروی جانبی، در جاده خیس و آزمون سینوسی با سرعت اولیه طولی 22.2m/s

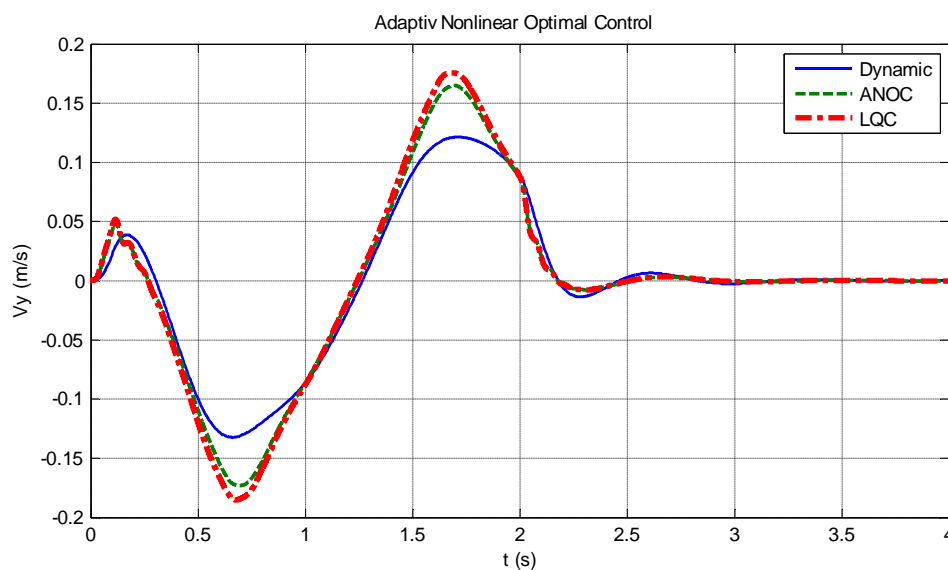


شکل ۵-۳۱ تخمین نیروی جانبی محور عقب، در جاده خیس و آزمون سینوسی با سرعت اولیه طولی 22.2m/s

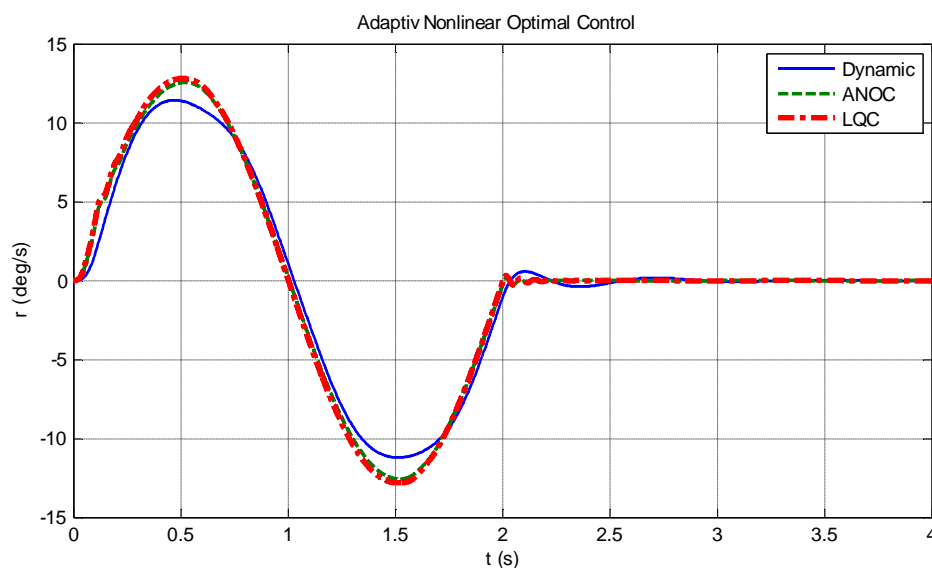
حال باید این مکانیزم‌های تخمین به مکانیزم تطبیق افزوده شده و قانون کنترلی بهینه با توجه به این مقادیر به روز رسانی شود.

## ۴-۵ کنترل بهینه تطبیقی غیر خطی

از آنجا که پارامترها و حالات تخمین زده شده می‌بایست وارد مکانیزم طراحی کنترلر شوند و مجدداً کنترلر حل شود، لذا برای این کار معادلات ریکاتی با پارامترهای تغییر یافته سیستم در هر لحظه حل شده و پارامترهای کنترلی جدید در اختیار سیستم قرار می‌گیرد. کنترلر بهینه تطبیقی غیر خطی با حروف ANOC مشخص شده است.

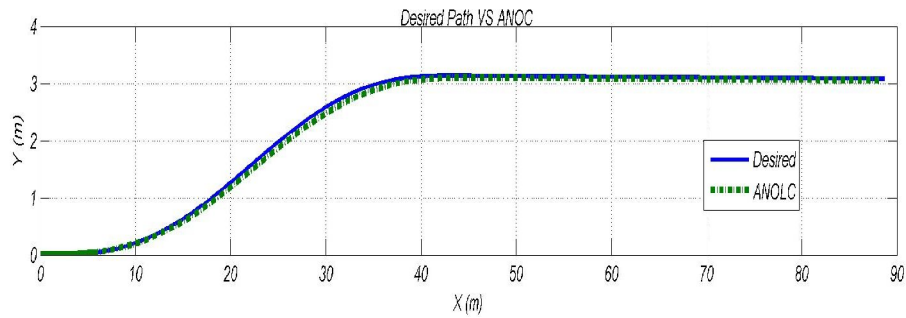


شکل ۳۲-۵ مقایسه سرعت جانبی در کنترلر بهینه تطبیقی غیر خطی و بهینه خطی، در جاده خیس و آزمون سینوسی با سرعت اولیه طولی 22.2m/s

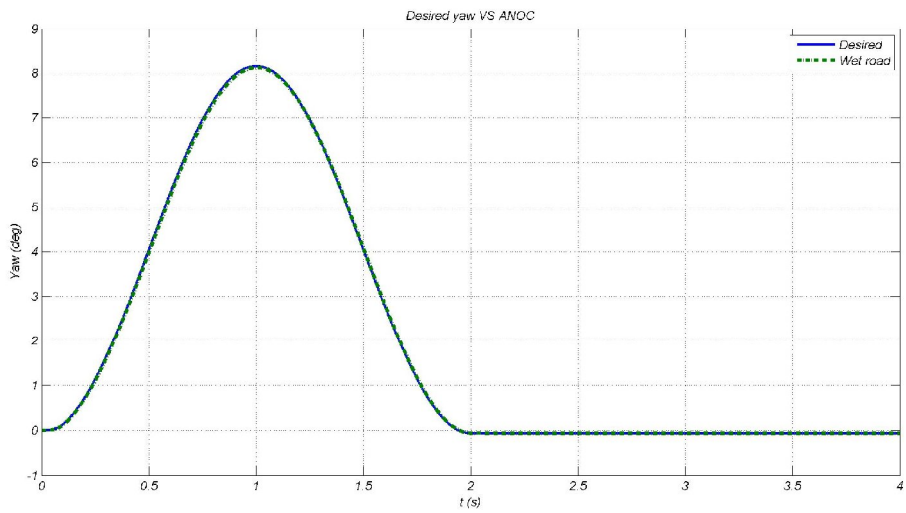


شکل ۳۳-۵ مقایسه نرخ چرخش در کنترلر بهینه تطبیقی غیر خطی و بهینه خطی، در جاده خیس و آزمون سینوسی با سرعت اولیه طولی 22.2m/s



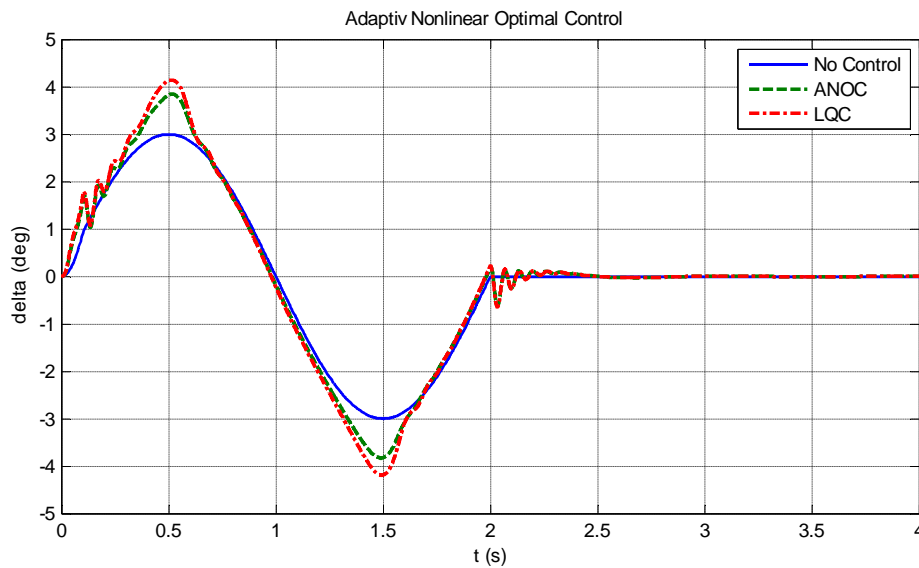


شکل ۳۴-۵ مقایسه مسیر حرکت در کنترلر بهینه تطبیقی غیر خطی با مسیر مطلوب، در جاده خیس و آزمون سینوسی با سرعت اولیه طولی 22.2m/s



شکل ۳۵-۵ مقایسه چرخش خودرو در کنترلر بهینه تطبیقی غیر خطی با مسیر مطلوب، در جاده خیس و آزمون سینوسی با سرعت اولیه طولی 22.2m/s

در نمودار شکل ۳۶-۵ نیز مقایسه فرمان اعمالی دو کنترلر ارایه شده است.

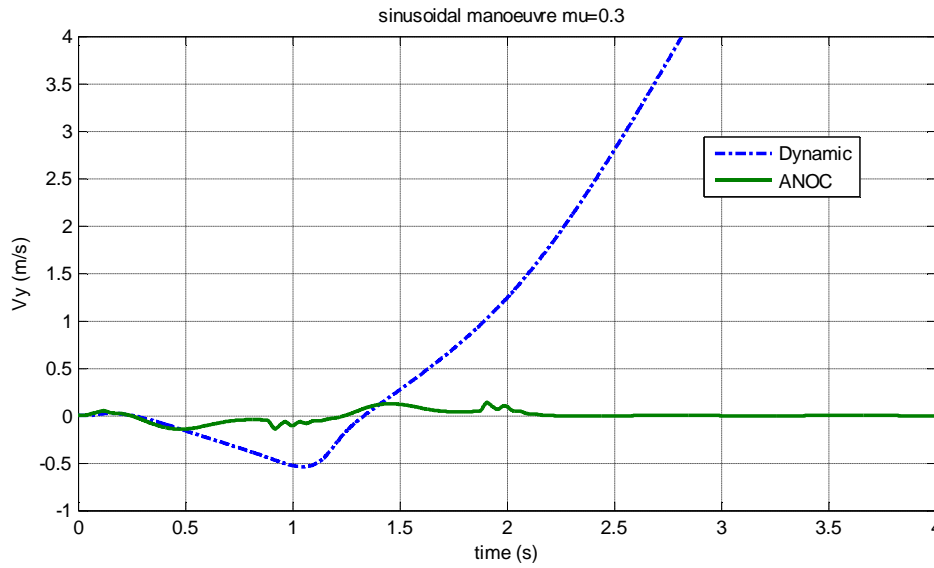


شکل ۵-۳۶ مقایسه فرمان اعمالی دو کنترلر به خودرو، در جاده خیس و آزمون سینوسی با سرعت اولیه طولی 22.2m/s

همانطور که مشهود است، از آنجا که کنترلر بهینه تطبیقی غیر خطی متوجه کاهش ضریب سختی جانبی در طی آزمون می‌شود خود را با شرایط تطبیق داده و فرمان کمتری اعمال می‌کند و با همان فرمان کمتر می‌تواند خودرو را به خوبی هدایت کرده و به مسیر مطلوب رهنمون کند. حال می‌توان با آزمون سختی این کنترلر را آزمود.

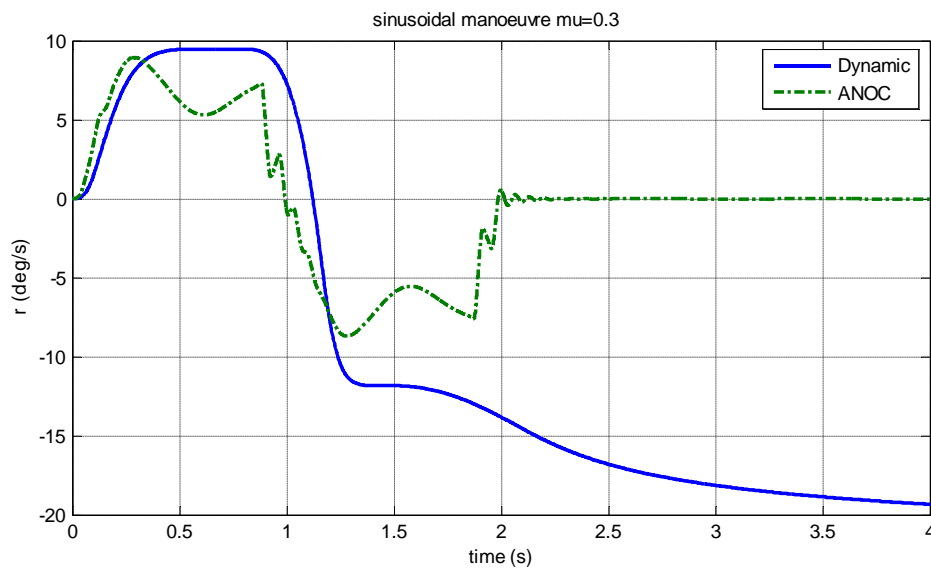
#### ۵-۵ آزمون در جاده برفی

برای اینکه قدرت کنترلر تحت محکی جدی قرار بگیرد، مدل مجهز به کنترلر تحت آزمون سخت تری قرار می‌گیرد. در این آزمون تمامی شرایط مانند قبل فرض شده مگر لغزندگی جاده. در اینجا جاده برفی با  $\mu=0.3$  در نظر گرفته شده است. در این شرایط خودرو بدون کنترلر غیر از اینکه مسیر مطلوب را دنبال نخواهد کرد پایداری خود را از دست داده و از مسیر خارج می‌شود.

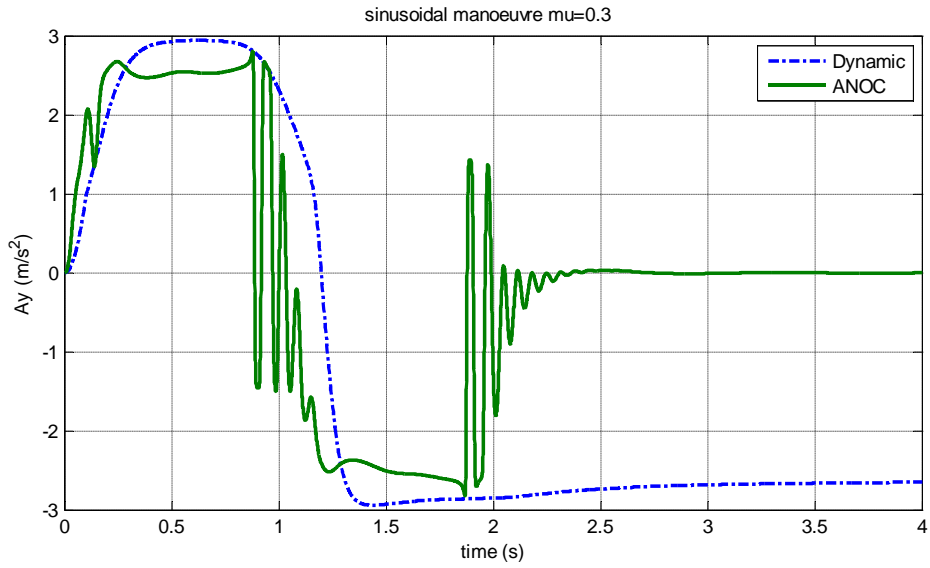


شکل ۵-۳۷ مقایسه سرعت جانبی خودرو کنترل شده و کنترل نشده، در جاده برفی و آزمون سینوسی با سرعت اولیه طولی 22.2m/s

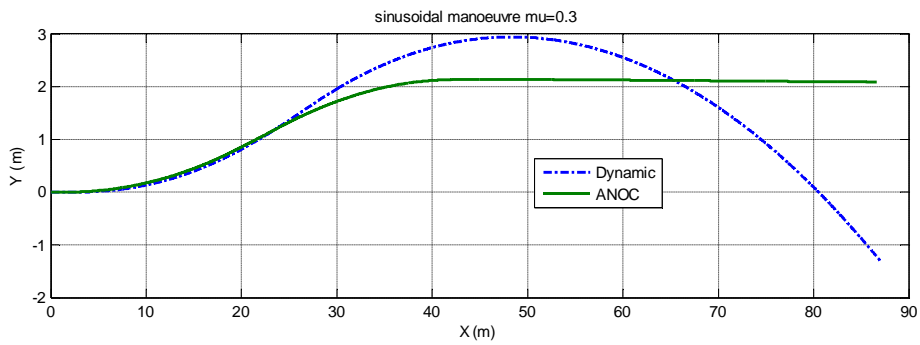
در نمودارهای شکل‌های ۵-۳۷ تا ۵-۴۰ به خوبی مشهود است که خودرو بدون کنترلر کاملاً عملکرد ناپایدار دارد و کنترلر آن را به خوبی کنترل کرده است.



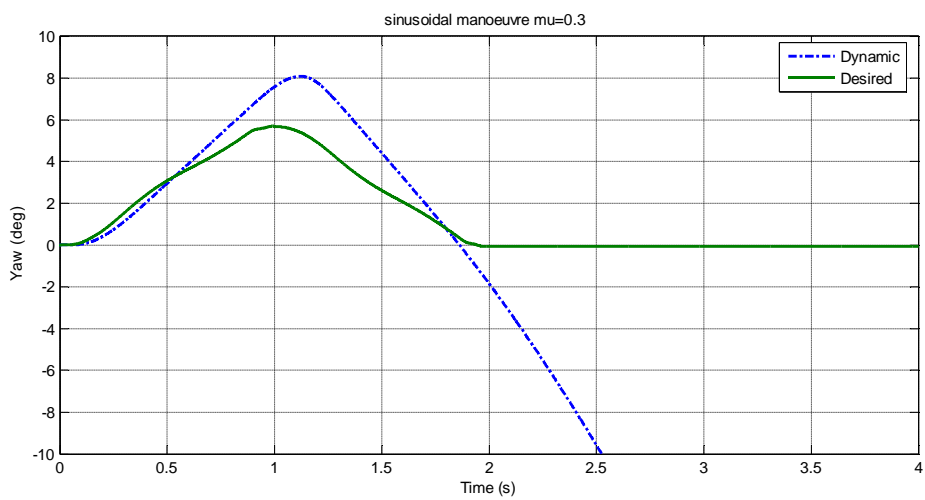
شکل ۵-۳۸ مقایسه نرخ چرخش خودرو کنترل شده و کنترل نشده، در جاده برفی



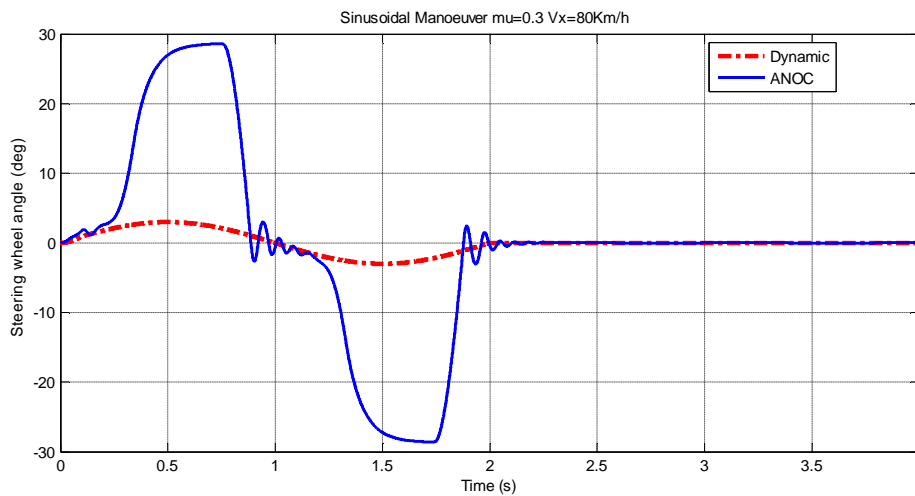
شکل ۳۹-۵ مقایسه شتاب جانبی خودرو کنترل شده و کنترل نشده، در جاده برفی



شکل ۴۰-۵ مقایسه مسیر خودرو کنترل شده و کنترل نشده، در جاده برفی



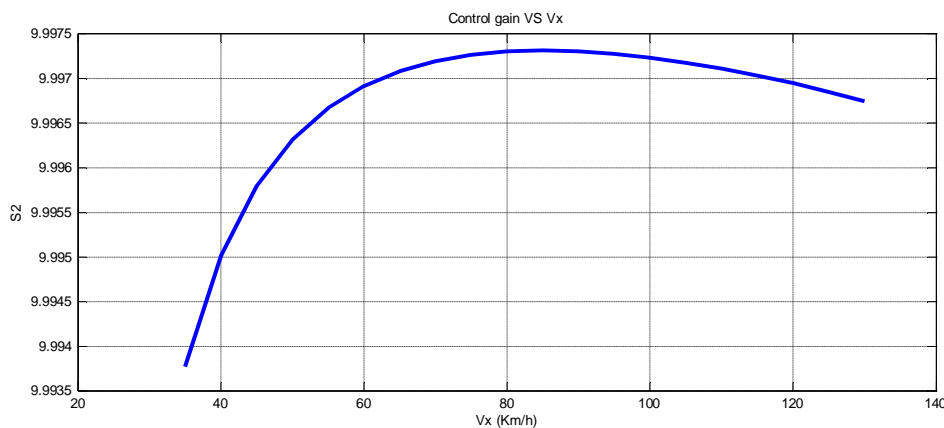
شکل ۴۱-۵ مقایسه چرخش خودرو کنترل شده و کنترل نشده، در جاده برفی



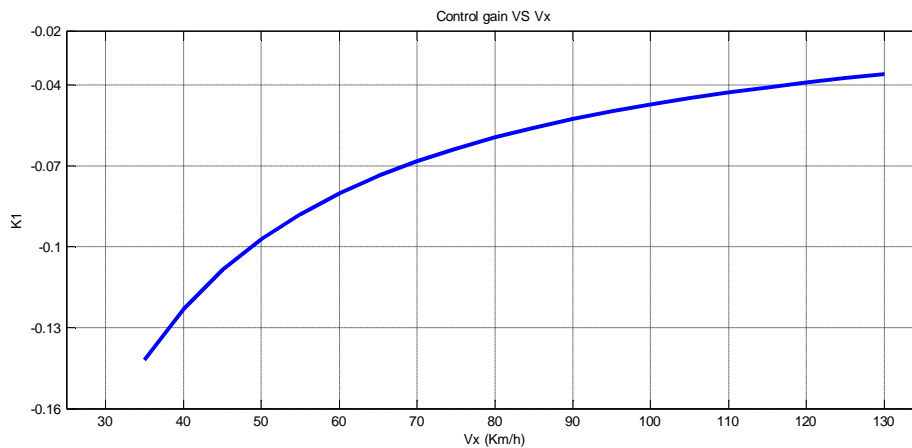
شکل ۴۲-۵ مقایسه زاویه فرمان اصلاح شده و ورودی راننده، در جاده برفی

### ۶-۵ تغییرات ضرایب کنترلی بر حسب سرعت طولی

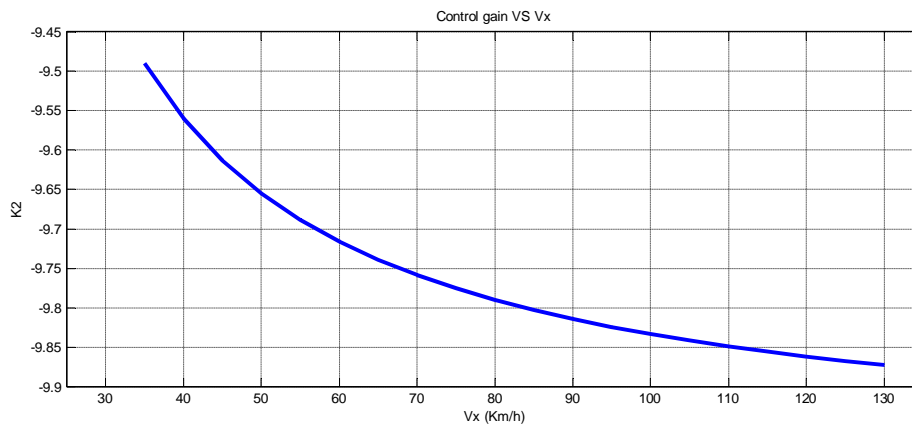
از آنجا که ماتریس ضرایب برای هر دو کنترلر تابعی از سرعت طولی است، تصمیم بر آن شد تا در صورت تغییر ضرایب کنترلی بر حسب سرعت طولی، در صورت استفاده از کنترل بهینه خطی، معادلات کنترلی بر حسب سرعت طولی حل شود. نمودارهای زیر نشان می‌دهد که تغییرات بر حسب سرعت طولی برای کنترل بالایی بسیار جزیی بوده و قابل چشم پوشی است. همچنین تغییرات برای کنترلر پایینی وجود ندارد و ضرایب برای سرعت‌های مختلف ثابت هستند.



شکل ۴۳-۵ تغییر ضریب S2 بر حسب سرعت طولی



شکل ۴۴-۵ تغییر ضریب K1 بر حسب سرعت طولی



شکل ۴۵-۵ تغییر ضریب K2 بر حسب سرعت طولی

همانطور که مشخص شد، تغییرات ضرایب کنترل بالایی بسیار کم و قابل چشم پوشی است. اما می توان آنها را با یک برازش منحنی با منحنی درجه ۳ به خوبی پوشش داد و تابع درجه ۳ حاصل را به عنوان ضریب کنترلی متغییر در سیستم وارد نمود. در اینجا ضریب S1 برابر صفر است. ضرایب ثابت بدست آمده برای کنترل پایین نیز به شرح زیر است

$$K1 = -9.48e4$$

$$K2 = -7068$$

$$S1 = 9.487e4$$

$$S2 = 0;$$

## فصل ۶

### سخت افزار در حلقه

## ۶ سخت افزار در حلقه (HIL) <sup>۱</sup> [1,50]

شبیه سازی سخت افزار در حلقه نوعی از فناوری است که برای گسترش و آزمون سیستم‌های پیچیده بلادرنگ (real time) می‌باشد. شبیه سازی HIL یک پایه موثر با اضافه کردن پیچیدگی سیستم تحت کنترل به سیستم تحت آزمون می‌باشد. پیچیدگی سیستم تحت کنترل با اضافه شدن بیان ریاضی همه معادلات دینامیکی سیستم میسر است. این بیان ریاضی همان شبیه سازی سیستم است.

یک HIL می‌تواند به همه نمونه‌های الکتریکی مثل موتورها و سنسورها مجهز باشد. این تجهیزات الکتریکی رابط بین سیستم شبیه‌سازی شده و سیستم تعبیه شده می‌باشند. مقادیر خروجی سنسورهای الکتریکی توسط سیستم تعبیه شده بدست آمده و توسط سیستم رایانه‌ای کنترل می‌شوند. همچنین سیستم تعبیه شده نیز کنترل خود را با ایجاد سیگنال‌های خروجی در محرک‌ها (موتورها) نشان می‌دهد. تغییر در سیگنال محرک‌ها باعث ایجاد تغییر در پارامترهای حالت سیستم شبیه سازی شده می‌شود.

برای مثال یک شبیه سازی HIL در مورد رفتار جانبی خودرو می‌تواند شامل معادلات ریاضی زیر باشد:

- دینامیک خودرو مثل سرعت جانبی، نرخ چرخش، زاویه غلت سرعت طولی و...
- دینامیک سیستم فرمان
- ویژگی‌های تایر و جاده

در مورد معادلات مذکور و نحوه کاربرد آن‌ها در فصول قبل شرح مبسوطی ارائه شده است.



## ۱-۶ چرا از روش HIL استفاده می‌شود؟

در خیلی از مواقع موثر ترین راه برای توسعه یک سیستم تعبیه شده اتصال آن به یک سیستم واقعی است. در دیگر حالات، HIL می‌تواند بسیار موثرتر باشد. نوآوری گسترش و آزمون نوعاً رابطه‌ای از هزینه، زمان و ایمنی است.

هزینه بر اساس هزینه‌ی ابزارها و تلاش‌ها اندازه گیری می‌شود. مدت گسترش و آزمون، بر روی زمان رسیدن به بازار تاثیر دارد. ضریب ایمنی و مدت زمان، مستقیماً بر روی هزینه تاثیر دارد. شرایط خاصی که حکم به استفاده از HIL می‌کند در زیر آمده است:

- زمان‌بندی کوتاه برای گسترش
- تاسیسات پر هزینه
- فرایند های مربوط به عوامل انسانی

## ۲-۶ مدل سازی به کمک HIL

از آنجا که امکانات دانشگاهی این اجازه را نمی‌دهد که یک تست واقعی با خودرو مجهز به کنترلر مورد نظر طراحی و اجرا شود، می‌توان از روش HIL برای شبیه سازی اینکار استفاده کرد. در این پژوهش یک ECU<sup>۱</sup> به کمک میکروکنترلر Atmega16 از خانواده AVR طراحی و ساخته شده است. این میکرو کنترلر از طریق درگاه موازی<sup>۲</sup> به رایانه متصل شده است. مدل خودرو در رایانه شبیه سازی شده است و مقادیر خروجی سیستم به عنوان خروجی‌ها سنسورهای مدل از طریق پورت موازی به ECU منتقل می‌شود. مدار ECU که حکم کنترلر را دارد با دریافت اطلاعات از سیستم زاویه فرمان اصلاحی را با روش کنترلی بهینه خطی و با تخمین سرعت جانبی، ایجاد

1 - Electronic Computing Unit

2 - Serial Port

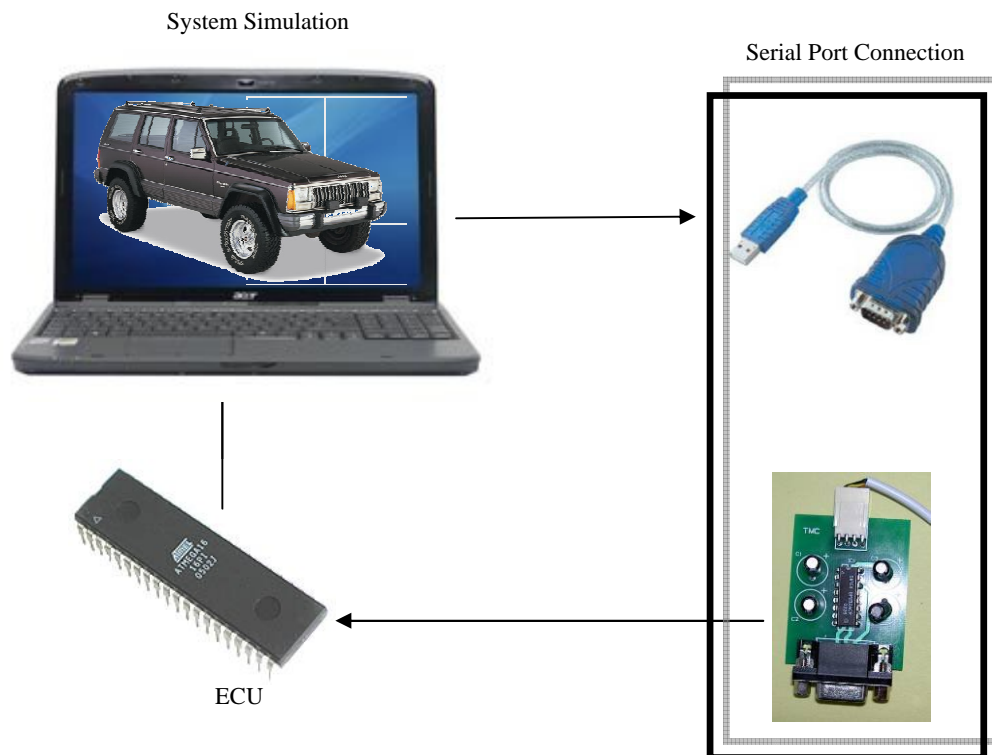
می‌کند. این زاویه فرمان اصلاحی به صورت ورودی به سیستم شبیه سازی شده بر گشته و چرخه کنترلی بسته‌ای تشکیل می‌شود.

با این کار می‌توان به دو موضوع پی برد:

۱- کارایی کنترلر طراحی شده

۲- کارایی واحد کنترلر الکتریکی

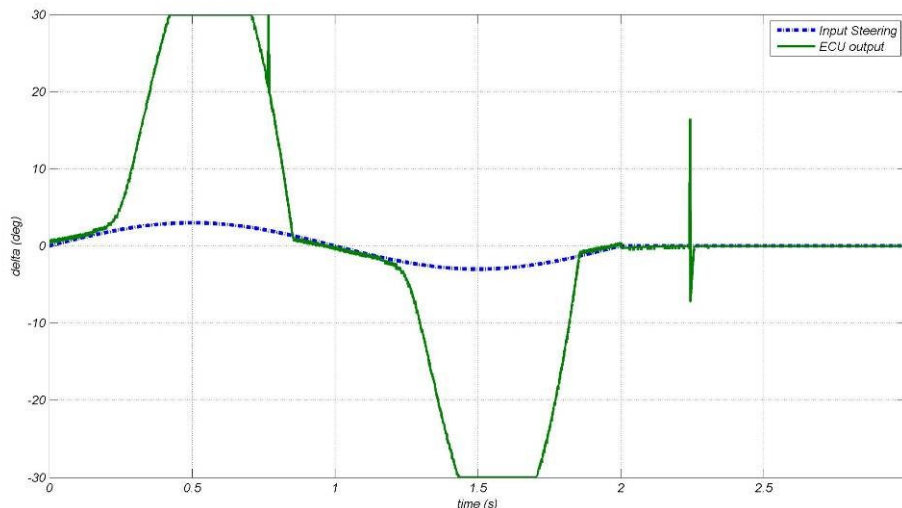
برای شبیه سازی از نرم افزار MATLAB، برای کد نویسی ریز پردازنده از نرم افزار CodeVision و برای اتصال درگاه موازی به ریز پردازنده نیز از همان نرم افزار MATLAB استفاده شده است. شماتیک این سیستم در شکل ۶-۱ نشان داده شده است.



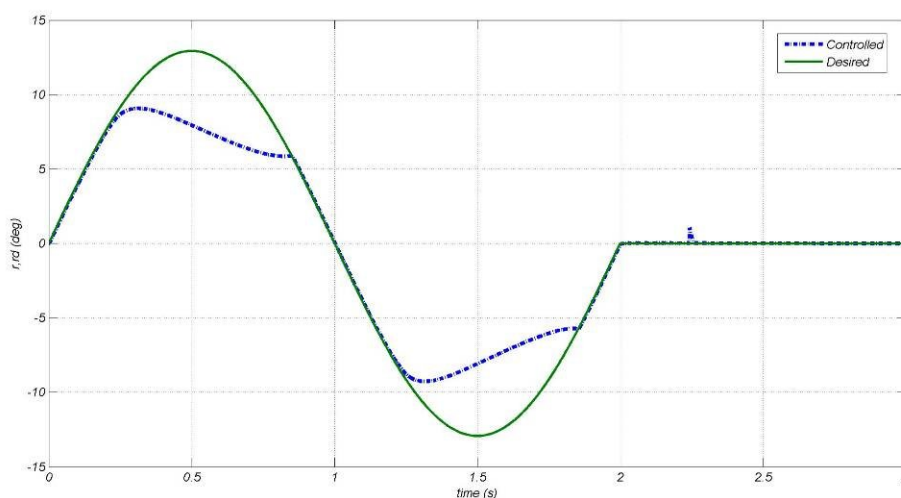
شکل ۶-۱ شماتیک سخت افزار در حلقه

### ۳-۶ نتایج شبیه سازی

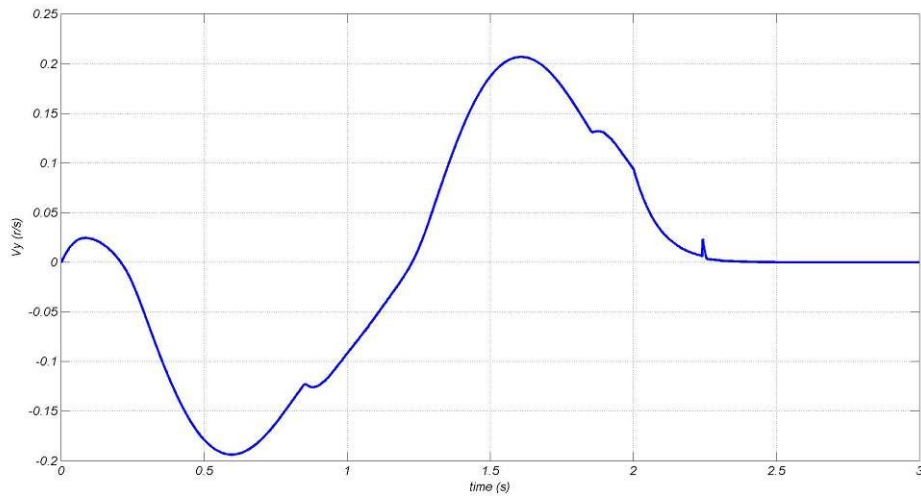
برای مقایسه و مشاهده نتایج شبیه سازی همراه با HIL نمودار های زیر ارائه شده است. برای شبیه سازی فرض شده است که خودرو با سرعت 80Km/h روی جاده برفی حرکت کرده و راننده ورودی فرمان سینوسی را به خودرو اعمال کرده است. در شکل های ۵-۳۷ تا ۵-۴۲ نشان داده شده است که در شرایط مذکور خودرو از کنترل خارج شده و ناپایدار می شود. تنها تفاوت دو کنترلر ANOC و کنترلر ساخته شده در سخت افزار در مقدار فرمان اعمالی است. که آن هم به دلیل مدل نشدن سیستم فرمان در روش دوم است. از این رو مقایسه ای بین این دو حالت صورت نگرفته است.



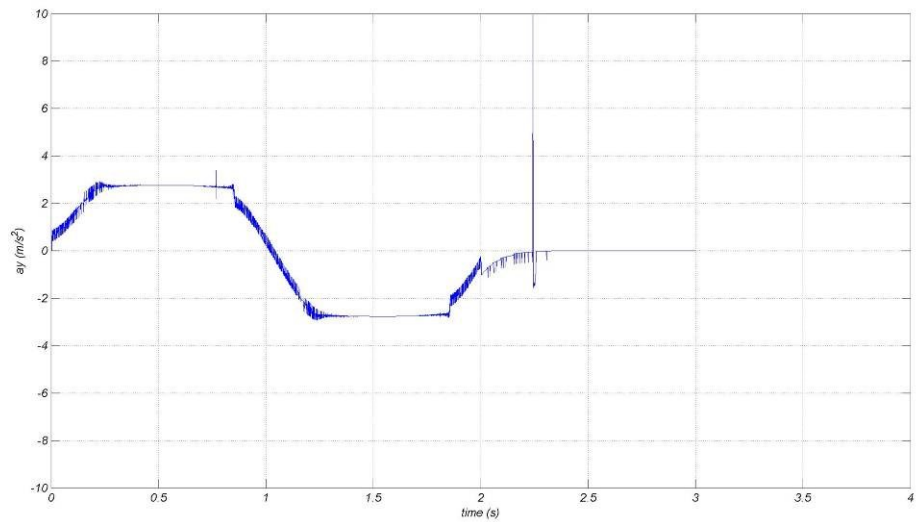
شکل ۶-۲ مقایسه فرمان اعمالی راننده و کنترلر HIL



شکل ۶-۳ مقایسه نرخ چرخش دلخواه راننده و شبیه سازی HIL



شکل ۴-۶ سرعت جانبی در شبیه سازی HIL



شکل ۵-۶ شتاب جانبی در شبیه سازی HIL



شکل ۶-۶ مسیر حرکت خودرو با کنترلر سخت افزاری و بدون کنترلر

## فصل ۷

### نتیجه‌گیری و پیشنهادها

## ۷ نتیجه گیری و پیشنهادها

در این فصل پس از ارایه جمع بندی کلی از پژوهش انجام شده راهکارها برای توسعه پژوهش در این زمینه با توجه به تجربیات بدست آمده ارایه می شود.

### ۱-۷ نتیجه گیری

در این بخش به یک جمع بندی کلی و نتیجه گیری اجمالی از کارهای انجام گرفته در این پژوهش خواهیم پرداخت.

هدف از انجام این پژوهش، طراحی کنترلر بهینه تطبیقی سیستم فرمان با هدف افزایش پایداری و فرمان پذیری خودرو و بررسی تاثیر ورودی اصلاحی زاویه فرمان بر روی دینامیک خودرو است.

بدین منظور پس از بیان مقدمه ای از انواع سیستم فرمان خودرو و ذکر تاریخچه ای از فعالیت محققان در این زمینه، ابتدا مفاهیم مرتبط با مدل سازی رفتار خودرو و سیستم فرمان ذکر شده و سپس مدل سازی دینامیک خودرو سیستم فرمان انجام شد. پس از صحنه گذاری مدل پیچیده با مدل واقعی و مدل های ساده با مدل پیچیده، با طراحی چندین نمونه کنترلر بهینه مختلف و مقایسه نتایج حاصله، نشان داده شده است که کنترلر بهینه غیر خطی تطبیقی می تواند در تمامی شرایط کارکردی و انواع مانورهای اعمالی رفتار خودرو را به خوبی کنترل نماید.

بخش مدل سازی خودرو به چهار زیر بخش زیر تقسیم شده است:

۱- مدل پیچیده غیر خطی خودرو

۲- مدل تایر

۳- مدل خطی دو درجه آزادی رفتار جانبی

۴- مدل سیستم فرمان

نتایج حاصل از مقایسه پاسخ مدل سازی های انجام شده به ورودی اعمالی با نتایج حاصل از تست جاده ای خودروی مورد نظر، نشان دهنده دقت مناسب مدل سازی غیرخطی و همچنین دقت مناسب

مدل خطی است. در مرحله بعد با طراحی ۸ کنترلر بهینه خطی، یک کنترلر بهینه تطبیقی غیر خطی و کنترلر بهینه تطبیقی خطی به روش HIL، نتایج حاصل از اعمال ورودی فرمان اصلاحی توسط این کنترلرها مقایسه شده است.

متأسفانه از آنجا که برای حل معادلات کنترلی مربوط به کنترلر بهینه تطبیقی غیرخطی، نیاز به حل چندین معادله دیفرانسیل کوپل شده، (دو معادله ریکاتی مربوط به کنترلر بهینه، تخمین‌گر پارامتر و تخمین‌گر حالت) وجود دارد عملاً، اعمال چنین کنترلی در شرایط واقعی و تکنولوژی موجود مقدور نبوده و استفاده از این روش در مدل‌سازی HIL صورت نگرفت. اما نتایج حاصل از شبیه‌سازی سخت افزار در حلقه نشان داد که کنترلر بهینه تطبیقی خطی (که فقط سرعت جانبی تخمین زده می‌شود) کارایی لازم در کنترل خودرو را داشته و خودرو را حتی در شرایط سخت پایدار می‌نماید.

نکته بعدی مربوط به ضعف این کنترلر در شرایطی است که نیروی جانبی تیر اشباع می‌شود. در این شرایط تنها کاری که از کنترلر بر می‌آید حفظ پایداری است و کنترلر قادر به حفظ مسیر مطلوب نیست. و در واقع این ضعف به نوع کنترلر یا نوع پژوهش صورت گرفته ندارد و تنها مربوط به محدودیت فیزیکی سیستم مربوط می‌شود. از طرفی در این شرایط تفاوت چندانی بین کنترلر خطی و کنترلر بهینه غیر خطی وجود ندارد، که این موضوع باعث انتخاب کنترلر ساده‌تر می‌شود.

موضوع مورد بحث دیگر این پژوهش نوع مکانیزم تخمین است. مکانیزم‌های تخمینی که از شتاب‌سنج برای محاسبه سرعت طولی و عرضی اسفاده می‌کنند معمولاً در هنگام قرار گرفتن در شیب دچار مشکل می‌شوند از اینرو منبع [45] استفاده از نوع دیگری از مشاهده‌گر و مکانیزم تخمین را ارایه کرده است. در این پژوهش مشاهده شد که با وجود ضعف استفاده از شتاب، استفاده از مشاهده‌گر در شرایط سرعت بالا و مانور شدید با خطای بالا مواجه می‌شود. از طرفی همان مرجع استفاده از گشتاور موتور را برای تخمین نیروی جانبی تیر محور جلو پیشنهاد کرده است که با توجه به پارامترهای متغییر موجود در سیستم فرمان این روش نیز با شکست مواجه می‌شود. بنابراین

این از روش تخمین حداقل مربعات و اندازه گیری شتاب جانبی در بدست آوردن نیروی جانبی تایرها استفاده می شود.

## ۲-۷ پیشنهادها

از این رو پیشنهادات زیر برای ادامه پژوهش در این زمینه ارائه می شود:

- ۱- استفاده از الگوریتم های هوش مصنوعی به جای حل همزمان معادلات کنترلی
- ۲- استفاده از کنترلرهای جدیدتر مانند، منطق فازی، هوش مصنوعی و ...
- ۳- ترکیب کنترلر بهینه با یکی از کنترلرهای دیگر برای رفع ایجاد فرمان زیاد
- ۴- ساخت یک سخت افزار در حلقه کامل تر، با داشتن مکانیزم فرمان و ریز پردازنده قوی تر
- ۵- بررسی عملکرد خودروهای چهار چرخ فرمان گیر و روش های استفاده از کنترلر بهینه فرمان در این خودروها.
- ۶- بررسی امکان ارتباط بین کنترلر بهینه فرمان، سیستم کنترلر پایداری به کمک ترمز و سیستم تعلیق جهت بهبود و افزایش پایداری و فرمان پذیری خودرو.
- ۷- بررسی راحتی راننده و کاهش تقلای او در حین رانندگی.
- ۸- وارد نمودن زوایای کمبر و سرکجی تایرهای خودرو به روابط دینامیکیو بررسی تاثیر آنها و امکان کنترل موثر این زوایا با هدف تحت تاثیر قرار دادن دینامیک جانبی خودرو.
- ۹- در این پژوهش مدل خودرو با ۴ درجه آزادی استفاده شده است، لذا پیشنهاد می شود از مدل های کامل تر که در برگیرنده درجات آزادی دیگر خودرو و تایرها هستند در بررسی سیستم فرمان برقی استفاده شود.
- ۱۰- ترکیب سیستم فرمان برقی و کنترل دینامیکی به کمک ترمز، جهت رفع نقص اشباع نیروی جانبی، و بررسی عملکرد این سیستم ترکیبی



## فصل ۸

### مراجع

## ۸ مراجع

- [۱] منابع وسایتهای اینترنتی (Howstuff works.com ، Wikipedia.com و ...)
- [۲] دکتر رضا کاظمی، دکتر علی اصغر جعفری، مهندس سید محمد مهدی انصاری موحد  
"اصول طراحی سیستم‌های تعلیق و فرمان خودرو" چاپ اول ۱۳۸۱
- [۳] توماس گیلسپی، مترجم دکتر رضا کاظمی، مهندس سید محمد مهدی انصاری موحد، کتاب  
"مبانی دینامیک خودرو"
- [۴] بهرام بزازی، دکتر رضا کاظمی، "طراحی کنترلر مقاوم برای سیستم فرمان الکتریکی  
خودروی سواری" پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی خواجه نصیر  
الدین طوسی ۱۳۸۲
- [۵] محمدعلی کرباسچیان، دکتر رضا کاظمی، "مدل سازی و شبیه سازی سیستم فرمان برقی به  
کمک نرم افزار ADAMS/Control" پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشکده مکانیک دانشگاه  
صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی ۱۳۸۱
- [۶] هومن محمدی، دکتر رضا کاظمی، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشکده مکانیک دانشگاه  
صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، ۱۳۸۱
- [۷] سیاوش طاهری، دکتر رضا کاظمی، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشکده مکانیک دانشگاه  
صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، ۱۳۸۷
- [۸] سجاد سمیعی، دکتر نحوی، دکتر آزادی و دکتر کاظمی "طراحی، ساخت و کنترل فرمان  
برقی برای شبیه ساز رانندگی"، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشکده مکانیک دانشگاه خواجه  
نصیرالدین طوسی، ۱۳۸۷
- [9] J. Song, Kwangsuck Boo, H. Seob Kim, J. Lee and S. Hong "Modeling  
development and control methodology of a new electric power steering system"

- [10] M. Kurishige, S. Wada, T. Kifuku, N. Inoue, R. Nishinama and S. Otagaki "A New EPS Control Strategy to Improve Steering Wheel Returnability" 2000-01-0815
- [11] D. Pang, B. jang and S. Lee "Steering Wheel Torque Control of Electric Power Steering by PD-Control". ICCAS2005 June 2-5 Kintex Gyeonggi-Do, Korea
- [12] A. Badawy, J. Zuraski, F. Bolourchi and A. Chandy "Modeling and Analysis of an Electric Power steering System" SAE (Society of Automotive Engineers) Steering and suspension Technology Symposium 1999 (SP-1438) 1999-01-0399
- [13] R. McCann "Variable Effort Steering for Vehicle Stability Enhancement Using an Electric Power Steering Sytem" 2000-01-0817
- [14] Y.Gene Liao and H.Isaac Du "Modeling and analysis of electric power steering system and its effort on vehicle dynamicbe haviour".IJVAS Vol
- [15] J. P. Switkes, "Handwheel force feedback with lanekeeping assistance combined dynamics, stability and bounding", PhD dissertation, Stanford University, 2006.
- [16] E.J. Rossetter, "A potential field framework for active vehicle lane keeping assistance", PhD dissertation, Stanford University, 2003.
- [17] NHTSA. Traffic safety facts, Technical report, National Highway Traffic, Safety Administration, 2002.
- [18] "10 Years of ESP from Bosch", [www.bosch-presse.de/TBWebDB/bosch-ptj/modules/](http://www.bosch-presse.de/TBWebDB/bosch-ptj/modules/)
- [19] G. Leen, PEI Technologies and D. Heffernan, University of Limerick "Expanding Automotive Electronic Systems", [semiconductors.bosch.de](http://semiconductors.bosch.de)
- [20] "Lateral Side Sensing and Control Systems", [www.intelligenthighway.com](http://www.intelligenthighway.com)
- [21] J. Ackermann, W. Walter, "Automatic car steering using robust unilateral decoupling" German aerospace center.
- [22] J. Kasselman and T. Keranen,, "Adaptive steering", Bendix Technical J., vol. 2, (1969), pp. 26-35.
- [23] J. Ackermann and T. Bunte, "Yaw disturbance attenuation by robust decoupling of car steering", Control Engineering Practice, vol. 5 (1997), no. 8, pp. 1131-1136.

- [24] M. Segawa, K. Nishizaki and S. Nakano, “A study of vehicle stability control by steer by wire system”, In Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC), Ann Arbor, MI, 2002.
- [25] P. Yih, J. Ryu, and J. C. Gerdes, “Modification of vehicle handling characteristics via steer-by-wire”, In Proceedings of the American Control Conference, Denver, CO,( 2003) pp. 2578-2583.
- [26] R. Rajmani, “Vehicle dynamic and control”, Springer, 2006.
- [27] J. Reimpell, and H. Stoll, “The Automobile Chassis. Engineering Principles”, SAE, Inc, 1996, Warrendale, PA 15096-0001.
- [28] H.B. Pacejka, “Tyre and Vehicle Dynamics”, Butterworth Heinemann, 2002.
- [29] E. Kirk, “Optimal control theory an introduction”, Prentice-hall, INC, 1970.
- [30] E. Esmailzadeh, A. Goodarzi, G.R. Vossoughi, “Optimal yaw moment control law for improved vehicle handling”, Int. J. Mechatronics, Vol. 13 2003, pp. 659-675
- [31] J.J. Slotine, W. Li, “Applied Nonlinear Control”, 1st ed., Prentice Hall International Inc, 1992.
- [32] M Bayani, “Designing Vehicle Stabilizer Controller Estimator”, Master’s thesis, Mechanic Engineering Department, K. N. Toosi University of Technology, 2007.
- [33] F. Braghin, F. Cheli, S. Melzi, E. Sabbioni, “Race Driver model”, J. Computers and Structures, vol. 86 (2008), pp. 1503–1516.
- [34] J.Y. Wong, Theory of Ground Vehicles, John Wiley & Sons, Inc, 2001.
- [35] A.M. Pawlak, D.W. Garber, D.C. Eckardt, “Magnetic Power Steering Assisted System – Magnasteer “, SAE Paper 940867, pp 13-18.
- [36] D. Peter, R.Gerhard, “Electric Power Steering, The first step on the way to steer by wire “, SAE Paper 1999-01-0401, pp 593-600.
- [37] A.T. Zaremba, M.K. Liubakka, R.M. Stuntz, “Control and Steering feel Issues in the Design of an Electric Power Steering System”, Proceeding of American Control Conference Philadelphia, June 1998, pp 36-39.
- [38] C.S. Shim, B.J. Lee, J.D. Kim, N.C. Choi, “Development of Electronic Controlled Power Steering System”, SAE Paper 981117,PP 591-595.

- [39] "Variable Vehicle Dynamics Design Objective Design Methods" Master's thesis, Magnus Oscarsson, 2003, Dept. of Electrical Engineering at Linkopings universitet.
- [40] R. Karbalaei, A. Ghaffari, R. Kazemi, S.H. Tabatabaei, "Design of an integrated AFS/DYC based on fuzzy logic control", IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety, (2007) pp. 1-6.
- [41] M. Oscarsson, "Variable vehicle dynamic design-objective design methods", Master's thesis, Linkopings University, 2003.
- [42] H. Dugoff, P.S. Fancher, and L. Segel, "An analysis of tire traction properties and their Influence on vehicle dynamic performance", SAE Trans., vol. 79 (1970), pp. 341-366.
- [43] G. Baffet, A. Charara, J. Stephant, "Sideslip angle, lateral tire force and road friction estimation in simulations and experiments", International Journal of Vehicle Autonomous Systems Vol 5, No. 3-4 (2007), pp 184-203.
- [44] J. Coudson, C. Canudas-de-Wit, and X. Claeys, "A New Reference Model for Steer-By-Wire Applications with Embedded vehicle dynamics", American Control Conference, Issue, 14-16, 2006.
- [45] R. Kazemi, S. Taheri, "Body Roll motion optimal control", IEEE International Conference on Industrial Technology, Chengdu, China, 2008,
- [46] S.R. O'Hara, "Vehicle path optimization of emergency lane change maneuvers for vehicle simulation", master's thesis, University of Maryland, 2005.
- [47] Salaani, M.K., Guenther, D.A., and Heydinger, G.J.: Vehicle Dynamics Modeling for the National Advanced Driving Simulator of a 1997 Jeep Cherokee. SAE Paper No. 1999-01-0121.
- [48] P. Yih, "Steer-By-Wire: Implication for Vehicle Handling and Safety", A Dissertation for the Degree of Doctor of Philosophy, Stanford University, U.S.A, January 2005
- [49] NHTSA, "A Comprehensive Evaluation of Test Maneuver That May Include On-Road, Untripped, Light Vehicle Rollover", Technical Report, National Highway Traffic Safety Administration, 2002

- [50] BO-CHIUAN CHEN and HUEI PENG “Differential-Braking-Based Rollover Prevention for Sport Utility Vehicles with Human-in-the-loop Evaluations”, Vehicle System Dynamics, Vol 36, No.4-5, November 2001, pp.359-389
- [51] William L. Brogan “Modern Control Theory”, Prentice-hall, INC-1991
- [52] S .C. Chang, “Synchronization in a steer-by-wire vehicle dynamic system”, International Journal of Engineering Science, Elsevier Ltd, 2007
- [53] MATLAB Help Documents
- [54] Toyoshiko Mouri et,al “Electric power steering system”, United States Patent 4909343, Fuji Jukogyo Kabushiki Kaisha (Tokyo, JP)
- [55] Bohdan Pryjmak, I, “Armature with quiet core construction”, United States Patent 4616151, General Motors Corporation (Detroit, MI)
- [56] Gerhard Ruck - ZF Steering Systems GmbH · Peter Dominke - Robert Bosch GmbH “The First Step on the Way to "Steer By Wire"” ,SAE Inc, Paper No. 1999-01-0401
- [57] [www.nsk.com/company/history/](http://www.nsk.com/company/history/)
- [58] Sugitani et al, “Electric power steering apparatus”, US Patent 6401019 Abstract
- [59] <http://www.patents.com/Shunichi-Wada/Himeji/JP/4723630/inventors/>