



دانشکده مهندسی

گروه مکانیک

ارائه جهت دریافت درجه‌ی کارشناسی ارشد

عنوان:

بهینه‌سازی سیستم تعلیق دوجنابی به منظور بهبود خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو

استاد راهنما:

دکتر افشین قنبرزاده

استاد مشاور:

دکتر کورش حیدری شیرازی

نگارنده:

مجید مختاری

زمستان ۱۳۹۱

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

باسمه تعالی

دانشگاه شهید چمران اهواز

دانشکده مهندسی

(نتیجه ارزشیابی پایان نامه کارشناسی ارشد)

پایان نامه آقای مجید مختاری دانشجوی رشته: مهندسی مکانیک گرایش: طراحی کاربردی

دانشکده مهندسی به شماره دانشجویی ۸۹۳۳۳۰۴

با عنوان:

بهینه‌سازی سیستم تعلیق دوجنقی به منظور بهبود ویژگی‌های خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو

جهت اخذ مدرک: کارشناسی ارشد در تاریخ: ۹۱/۱۲/۸ توسط هیأت داوران مورد ارزشیابی قرار گرفت و با درجه عالی

تصویب گردید.

امضاء	رتبه علمی	اعضای هیأت داوران:
	استادیار	استاد راهنما: دکتر افشین قنبر زاده
	دانشیار	استاد مشاور: دکتر کورش حیدری شیرازی
	استادیار	استاد داور: دکتر علی حاج نایب
	استادیار	استاد داور: دکتر امین یاقوتیان
	استادیار	نماینده تحصیلات تکمیلی: محسن صنیعی
	استادیار	مدیرگروه: دکتر افشین قنبر زاده
		معاون پژوهشی و تحصیلات تکمیلی دانشکده:
		مدیر تحصیلات تکمیلی دانشگاه:



تقدیم به:

روح پاک پدرم، مادر عزیزم

و همسر مهربانم که همواره مشوق من در دوران تحصیل بودند.

تقدیر و شکر

باشکر فراوان از زحمات بی دریغ استاد راهنمای این پایان نامه جناب آقای

دکتر قمبرزاده و استاد مشاور جناب آقای دکتر کورش حیدری شیرازی

و استادی که اقتدر کرده مکانیک دانشگاه شهید چمران

فهرست

صفحه	عنوان
الف.....	فهرست شکل ها
ث.....	فهرست جدول ها
ج.....	فهرست علامت ها
د.....	چکیده پایان نامه
۱.....	فصل اول مقدمه
۱.....	۱-۱ پیشگفتار
۲.....	۲-۱ سیستم تعلیق دوجنقی
۳.....	۱-۲-۱ ساختار و کارکرد
۳.....	۲-۲-۱ حرکت شناسی
۴.....	۳-۱ تعریف مسئله
۵.....	۴-۱ خلاصه تحقیق
۷.....	فصل دوم مروری بر پژوهش های پیشین
۷.....	۱-۲ پژوهش های مربوط به سیستم تعلیق
۱۰.....	۲-۲ پژوهش های مربوط به خوش فرمانی و پایداری خودرو
۱۳.....	فصل سوم تئوری نظری پژوهش
۱۳.....	۱-۳ مرکز غلتش

- ۲-۳ تحلیل سینماتیکی سیستم تعلیق دوجنافی ۱۶
- ۱-۲-۳ پدیده غلت ۱۶
- ۲-۲-۳ فرضیات در نظر گرفته شده در تحلیل سیستم تعلیق دوجنافی ۱۷
- ۳-۲-۳ نحوه‌ی بدست آوردن روابط سینماتیکی سیستم تعلیق دوجنافی ۱۷
- ۱-۳-۲-۳ نحوه‌ی بدست آوردن روابط سینماتیکی سیستم تعلیق دوجنافی برای محور جلو ۱۸
- ۲-۳-۲-۳ نحوه‌ی بدست آوردن روابط سینماتیکی سیستم تعلیق دوجنافی برای محور عقب ۲۵
- ۳-۳ خوش‌فرمانی در خودرو ۲۷
- ۱-۳-۳ حالت فرمان‌پذیری ختنی ۳۰
- ۲-۳-۳ حالت کم‌فرمانی ۳۱
- ۳-۳-۳ حالت بیش‌فرمانی ۳۱
- ۴-۳ پایداری در خودرو ۳۴
- ۱-۴-۳ پایداری جانبی در خودرو ۳۴
- ۲-۴-۳ پایداری غلتشی در خودرو ۳۶
- ۵-۳ زوایای موجود در چرخ ۳۶
- ۱-۵-۳ زاویه‌ی تورب ۳۶
- ۲-۵-۳ زاویه‌ی سرجمعی ۴۰
- ۳-۵-۳ زاویه‌ی کستر ۴۱
- ۴-۵-۳ زاویه‌ی لغزش جانبی ۴۲
- ۶-۳ توابع هدف ۴۲
- ۱-۶-۳ توابع هدف وابسته به سیستم تعلیق ۴۳
- ۱-۱-۶-۳ توابع هدف مربوط به تغییرات زاویه‌ی تورب در چرخ ۴۳

۴۴	۲-۱-۶-۳ تابع شایستگی با توجه به تغییرات فاصله‌ی جانبی در چرخ‌ها
۴۴	۳-۱-۶-۳ تابع شایستگی با توجه به تغییرات فاصله‌ی جانبی در چرخ‌ها و زاویه‌ی تورب
۴۵	۲-۶-۳ توابع شایستگی وابسته به خودرو
۴۵	۱-۲-۶-۳ مانور قلاب ماهی
۴۶	۲-۲-۶-۳ مدل دینامیکی خودرو
۴۹	۳-۲-۶-۳ معرفی تابع شایستگی وابسته به سینماتیک خودرو
۴۹	۴-۲-۶-۳ معرفی تابع شایستگی وابسته به سینتیک خودرو
۵۰	۵-۲-۶-۳ قیده‌های موجود در بهینه‌سازی چند هدفه
۵۱	فصل چهارم ارائه نتایج
۵۱	۱-۴ الگوریتم زنبورعسل
۵۱	۱-۱-۴ الگوریتم بهینه‌سازی زنبورعسل برای مسائل یک هدفه
۵۳	۲-۱-۴ بهینه‌سازی مسائل چند هدفه با استفاده از الگوریتم زنبورعسل
۵۴	۱-۲-۱-۴ مفهوم غلبه در بهینه‌سازی چند هدفه
۵۴	۲-۲-۱-۴ رنک‌بندی جمعیت اکتشافی
۵۵	۳-۲-۱-۴ منحنی بهینه پاریتو
۵۸	۳-۴ نتایج حاصل از بهینه‌سازی توابع شایستگی تک هدفه
۵۹	۱-۳-۴ نتایج حاصل از بهینه‌سازی تابع شایستگی F_1
۶۰	۲-۳-۴ نتایج حاصل از بهینه‌سازی تابع شایستگی F_2
۶۱	۳-۳-۴ نتایج حاصل از بهینه‌سازی تابع شایستگی F_3
۶۳	۴-۴ نتایج حاصل از بهینه‌سازی تابع شایستگی چند هدفه

۶۳	۱-۴-۴ نتایج حاصل از بهینه‌سازی تابع شایستگی F ₄
۶۵	۲-۴-۴ نتایج حاصل از بهینه‌سازی تابع شایستگی F ₅
۶۹	۳-۴-۴ نتایج بهینه‌سازی تابع شایستگی دو هدفه‌ی F ₆
۷۶	فصل پنجم بررسی صحت نتایج با نرم‌افزار آدامز/کار
۷۶	۱-۵ نرم‌افزار آدامز/کار
۷۷	۲-۵ مقایسه‌ی نتایج تحلیل مدل سینماتیکی و مدل مکانیزم سیستم تعلیق دوجنقی در نرم‌افزار آدامز/کار
۸۰	۳-۵ بررسی صحت روابط دینامیکی مورد استفاده در مدل ۹ درجه آزادی خودرو و نرم‌افزار آدامز/کار
۸۴	۴-۵ بررسی خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو با استفاده از مدل کامل خودرو در نرم‌افزار آدامز/کار
۹۰	۱-۴-۵ بررسی خوش‌فرمانی در خودرو در نرم‌افزار آدامز/کار
۹۴	۲-۴-۵ بررسی ویژگی‌های پایداری خودرو در نرم‌افزار آدامز/کار
۹۹	فصل ششم نتیجه‌گیری و پیشنهادات
۹۹	۱-۶ خلاصه‌ی تحقیق
۹۹	۲-۶ نتایج
۱۰۰	۲-۶ پیشنهادات
۱۰۲	فصل هفتم مراجع
۱۰۶	پیوست الف مدل دینامیکی خودرو
۱۰۶	الف-۱ سینماتیک مدل خودرو
۱۱۳	الف-۲ مدل نیروی جانبی تایر

- الف-۳ محاسبه زاویه‌ی لغزش در چرخ ۱۱۴
- الف-۴ مدل نیروی طولی تایر ۱۱۶
- الف-۵ نیروی عمودی تایر ۱۱۷
- الف-۶ معادلات حرکت ۱۱۸
- الف-۷ محاسبه‌ی سرعت زاویه‌ای مطلوب در خودرو ۱۲۰
- پیوست ب برنامه‌های کامپیوتری ۱۲۲
- ب-۱ برنامه بهینه‌سازی یک هدفه ۱۲۲
- ب-۲ الگوریتم بهینه‌سازی چند هدفه ۱۲۵
- پیوست ج بررسی تأثیرانواع شعاع همسایگی در الگوریتم زنبورعسل ۱۳۱
- ج-۱ بررسی تأثیر نوع و اندازه شعاع همسایگی در بهینه‌سازی تابع هدف F_1 ۱۳۱
- ج-۲ بررسی تأثیر نوع و اندازه شعاع همسایگی در بهینه‌سازی تابع هدف F_2 ۱۳۴
- ج-۳ بررسی تأثیر نوع و اندازه شعاع همسایگی در بهینه‌سازی تابع هدف F_3 ۱۳۶
- پیوست د بررسی صحت روابط سینماتیکی سیستم تعلیق در محور جلو ۱۴۰

فهرست شکل‌ها

صفحه	عنوان
۲	شکل ۱-۱ سیستم تعلیق دوجنابی برای محور عقب خودرو
۴	شکل ۲-۱ سیستم تعلیق دوجنابی (الف) با جناب‌های همسو و برابر، (ب) جناب‌های همسو و نابرابر، (پ) با جناب‌های ناهمسو و نابرابر
۱۴	شکل ۱-۳ نحوه‌ی بدست آوردن مرکز آنی دوران بدنه‌ی خودرو
۱۵	شکل ۲-۳ نحوه‌ی بدست آوردن مرکز غلتش خودرو
۱۵	شکل ۳-۳ پارامترهای موجود در روابط مرکز غلتش سیستم تعلیق دوجنابی
۱۸	شکل ۴-۳ شماتیک خودرو با سیستم تعلیق دوجنابی هنگام دور زدن
۱۹	شکل ۵-۳ سیستم تعلیق دوجنابی در حالت سه بعدی
۲۱	شکل ۶-۳ دوران پایه حول محور X
۲۵	شکل ۷-۳ سیستم تعلیق محور عقب خودرو قبل و بعد از دوران
۲۶	شکل ۸-۳ حلقه‌ی بالایی سیستم تعلیق خودرو قبل و بعد از دوران
۲۸	شکل ۹-۳ مدل دو چرخ خودرو
۳۲	شکل ۱۰-۳ زاویه فرمان نسبت به سرعت خودرو
۳۵	شکل ۱۱-۳ گشتاور پایدار کننده چرخشی با تغییر زاویه‌ی لغزشی جانبی
۳۷	شکل ۱۲-۳ زاویه‌ی تورب
۳۷	شکل ۱۳-۳ انواع زاویه‌ی تورب در چرخ
۳۸	شکل ۱۴-۳ نیروی ناشی از تورب بر حسب زاویه‌ی تورب
۳۹	شکل ۱۵-۳ نیروی ناشی از تورب بر حسب زاویه‌ی عمودی وارد بر چرخ

- شکل ۳-۱۶ زاویه‌ی سرجمعی ۴۰
- شکل ۳-۱۷ زاویه‌ی کستر ۴۱
- شکل ۳-۱۸ زاویه‌ی لغزشی جانبی ۴۲
- شکل ۳-۱۹ زاویه‌ی فرمان‌گیری در چرخ جلو در مانور قلاب ماهی ۴۶
- شکل ۳-۲۰ درجات آزادی در نظر گرفته شده برای مدل دینامیکی خودروی مورد استفاده در بهینه‌سازی
- سیستم تعلیق ۴۷
- شکل ۴-۱ فلوجارت الگوریتم زنبورعسل برای مسائل یک هدفه ۵۳
- شکل ۴-۲ روش رنگین برای رتبه‌بندی مینیمم‌سازی دو تابع هدف ۵۵
- شکل ۴-۳ جبهه‌ی پاریتو برای مینیمم‌سازی دو تابع هدف ۵۶
- شکل ۴-۴ فلوجارت الگوریتم زنبورعسل برای حل مسائل چند هدفه ۵۷
- شکل ۴-۵ نمودار بهینه‌سازی تابع شایستگی F_1 ۶۰
- شکل ۴-۶ نمودار بهینه‌سازی تابع شایستگی F_2 ۶۱
- شکل ۴-۷ نمودار بهینه‌سازی تابع شایستگی F_3 ۶۲
- شکل ۴-۸ جواب‌های پاریتو بدست آمده برای تابع شایستگی F_4 ۶۴
- شکل ۴-۹ جواب‌های پاریتو بدست آمده برای تابع شایستگی F_5 ۶۵
- شکل ۴-۱۰ تغییرات نسبت شتاب جانبی به شتاب گرانش با تغییر تابع هدف h_2 ۶۷
- شکل ۴-۱۱ اختلاف سرعت زاویه‌ی چرخشی بدنه‌ی خودرو با تابع هدف h_2 ۶۸
- شکل ۴-۱۲ زاویه‌ی دوران بدنه‌ی خودرو با مقدار تابع هدف h_2 ۶۸
- شکل ۴-۱۳ جواب‌های پاریتو بهینه شده برای تابع شایستگی F_6 ۷۰
- شکل ۴-۱۴ تغییرات نسبت شتاب جانبی به شتاب گرانش با تغییر تابع هدف g_2 ۷۱
- شکل ۴-۱۵ اختلاف سرعت زاویه‌ی چرخشی بدنه‌ی خودرو با تابع هدف g_2 ۷۲
- شکل ۴-۱۶ زاویه‌ی دوران بدنه‌ی خودرو با مقدار تابع هدف g_2 ۷۲

- شکل ۴-۱۷ تغییرات نیروی عمودی در چرخ بحرانی با تابع شایستگی h_2 ۷۳
- شکل ۴-۱۸ تغییرات زاویه لغزش جانبی با تابع شایستگی h_2 ۷۴
- شکل ۴-۱۹ تغییرات نیروی عمودی در چرخ بحرانی با تابع شایستگی g_2 ۷۴
- شکل ۴-۲۰ تغییرات زاویه لغزشی جانبی با تابع شایستگی g_2 ۷۵
- شکل ۵-۱ مدل سیستم تعلیق دوجنافی در نرم‌افزار آدامز/کار ۷۷
- شکل ۵-۲ تغییرات زاویه تورب در چرخ عقب-راست با زاویه غلتش ۷۸
- شکل ۵-۳ تغییرات زاویه تورب در چرخ عقب-چپ با زاویه غلتش ۷۹
- شکل ۵-۴ تغییرات فاصله عرضی بین چرخ‌های عقب با زاویه غلتش ۷۹
- شکل ۵-۵ مدل خودرو در نرم‌افزار آدامز/کار ۸۰
- شکل ۵-۶ زاویه فرمان‌گیری در چرخ‌های جلو در مانور قلاب ماهی ۸۱
- شکل ۵-۷ نمودار تغییرات سرعت زاویه‌ای چرخشی بدنه‌ی خودرو با زمان در مدل ۹ درجه آزادی خودرو و نرم‌افزار آدامز/کار ۸۲
- شکل ۵-۸ نمودار تغییرات زاویه غلتش بدنه‌ی خودرو با زمان در مدل ۹ درجه آزادی خودرو و نرم‌افزار آدامز/کار ۸۲
- شکل ۵-۹ نمودار تغییرات شتاب جانبی بدنه خودرو با زمان در مدل ۹ درجه آزادی خودرو و نرم‌افزار آدامز/کار ۸۳
- شکل ۵-۱۰ نمودار تغییرات زاویه لغزش جانبی خودرو با زمان در مدل ۹ درجه آزادی خودرو و نرم‌افزار آدامز/کار ۸۳
- شکل ۵-۱۱ موقعیت مکانیزم‌های چهارم و پنجم در بین جواب‌های تابع شایستگی F_5 ۸۶
- شکل ۵-۱۲ موقعیت مکانیزم‌های ششم و هفتم در بین جواب‌های تابع شایستگی F_6 ۸۶
- شکل ۵-۱۳ تغییرات زاویه تورب با زاویه غلتش برای هشت مکانیزم بهینه شده ۸۸
- شکل ۵-۱۴ تغییرات فاصله‌ی عرضی با زاویه غلتش برای هفت مکانیزم بهینه شده ۸۹

- شکل ۵-۱۵ نمودار تغییرات سرعت زاویه‌ای چرخشی نسبت به زمان برای هفت مکانیزم بهینه شده ۹۱
- شکل ۵-۱۶ ضریب کم‌فرمانی برای هفت مکانیزم بهینه شده ۹۳
- شکل ۵-۱۷ تغییرات نیروی عمودی وارد بر چرخ عقب-چپ برای هفت مکانیزم بهینه شده ۹۴
- شکل ۵-۱۸ تغییرات زاویه لغزش در چرخ عقب چپ برای هفت مکانیزم بهینه شده ۹۵
- شکل ۵-۱۹ مقدار سرعت طولی بحرانی خودرو برای هفت مکانیزم ۹۷
- شکل الف-۱ موقعیت جرم معلق و جرم نامعلق در مدل خودرو ۱۰۷
- شکل الف-۲ تبدیل دستگاه مختصات مرجع زمین به مختصات مرجع خودرو ۱۰۷
- شکل الف-۳ نیروی جانبی وارد بر چرخ با زاویه ی لغزش و پارامتر D ۱۱۴
- شکل الف-۴ مقدار زاویه‌ی لغزش جانبی در چرخ‌های خودرو ۱۱۵
- شکل الف-۵ دیاگرام آزاد چرخ در حالت: (الف) غیر فعال، (ب) فعال ۱۱۶
- شکل الف-۶ نیروهای وارده به هر یک از چرخ‌های خودرو ۱۱۸
- شکل ج-۱ نمودار حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_1 با شعاع همسایگی ثابت ۰.۰۱ ۱۳۲
- شکل ج-۲ نمودار حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_1 با شعاع همسایگی ثابت ۰.۱۲ ۱۳۲
- شکل ج-۳ نمودار حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_1 با شعاع همسایگی خطی ۱۳۳
- شکل ج-۴ نمودار حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_2 با شعاع همسایگی ثابت ۰.۰۲ ۱۳۵
- شکل ج-۵ نمودار حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_2 با شعاع همسایگی ثابت ۰.۳۲ ۱۳۵
- شکل ج-۶ نمودار حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_2 با شعاع همسایگی خطی ۱۳۶
- شکل ج-۷ نمودار حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_3 با شعاع همسایگی ثابت ۰.۰۵ ۱۳۷
- شکل ج-۸ نمودار حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_3 با شعاع همسایگی ثابت ۰.۴۸ ۱۳۸
- شکل ج-۹ نمودار حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_3 با شعاع همسایگی خطی ۱۳۹
- شکل د-۱ تغییرات زاویه‌ی تورب در چرخ جلو راست با زاویه‌ی غلتش ۱۴۰
- شکل د-۲ تغییرات فاصله‌ی عرضی بین چرخ‌های جلو با زاویه‌ی غلتش ۱۴۱

شکل د-۳ تغییرات زاویه‌ی سرجمعی در چرخ جلو راست با زاویه‌ی غلتش ۱۴۱

فهرست علامتها

عنوان	
فاصله‌ی چرخ‌های به ترتیب جلو و عقب خودرو تا مرکز جرم خودرو	a, b
ضریب سختی گوشه‌دار شدن چرخ‌های جلو عقب	C_{af}, C_{ar}
فاصله‌ی نقطه‌ی e از مرکز غلتش در امتداد محورهای طولی، جانبی و عمودی	e_1, e_2, e_3
نیروهای طولی وارد بر چرخ‌های جلو و عقب	F_{xf}, F_{xr}
نیروهای جانبی وارد بر چرخ‌های جلو و عقب	F_{yf}, F_{yr}
نیروی عمودی وارد بر چرخ داخل و خارج پیچ	F_{zi}, F_{zo}
ارتفاع مرکز جرم خودرو	h_{CG}
ارتفاع مرکز غلتش مکانیزم سیستم تعلیق	h_{RO}
ضریب کم‌فرمانی	K_u
فاصله‌ی چرخ‌های جلو و عقب از یکدیگر	L
مقدار جرم در محورهای جلو و عقب خودرو و مقدار کل جرم خودرو	M_f, M_r, M
مقدار جرم معلق و مقدار جرم نامعلق	M_s, M_u
فاصله‌ی جانبی چرخ‌های جلو و عقب	t_f, t_r
سرعت طولی و جانبی خودرو	u, v
بردار سرعت به ترتیب چرخ‌های جلو، عقب و مرکز جرم خودرو	V_f, V_r, V
شعاع دوران گردش خودرو	R
شعاع چرخ	R_w
زاویه‌ی دوران جناق پایین سیستم تعلیق	α
زاویه‌ی لغزش جانبی در چرخ‌های جلو و عقب خودرو	α_f, α_r

زاویه لغزش جانبی خودرو	β
زاویه جناق بالای سیستم تعلیق	β_s
زاویه فرمان‌گیری در چرخ‌های جلو	δ_f
سرعت زاویه‌ای چرخشی بدنه‌ی خودرو و مقدار مطلوب آن	ψ, ψ_d
زاویه غلتش، پیچش و چرخش بدنه‌ی خودرو	ϕ, θ, ψ
زاویه‌ی تورب	γ

چکیده‌ی پایان‌نامه

نام خانوادگی: مختاری	نام: مجید	شماره دانشجویی: ۸۹۳۲۳۰۴
عنوان پایان‌نامه: بهینه‌سازی سیستم تعلیق دوجنابی به منظور بهبود خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو		
استاد راهنما: دکتر افشین قنبرزاده		
استاد مشاور: دکتر کورش حیدری شیرازی		
درجه تحصیلی: کارشناسی ارشد	رشته: مهندسی مکانیک	گرایش: طراحی کاربردی
دانشگاه: شهید چمران اهواز	دانشکده: مهندسی	گروه: مکانیک
تاریخ فارغ‌التحصیلی:		تعداد صفحه: ۱۳۹
کلید واژه‌ها: سیستم تعلیق دوجنابی، خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو، بهینه‌سازی، دینامیک خودرو، الگوریتم زنبورعسل		
چکیده: در این پژوهش، سیستم تعلیق خودرو از نوع دوجنابی برای محور عقب به منظور بهبود ویژگی‌های خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو بهینه‌سازی شده است. برای این منظور، در ابتدا روابط مربوط به سینماتیک سیستم تعلیق مذکور، با هشت پارامتر مستقل به‌ازای تغییرات زاویه‌ی غلتش بدنه-ی خودرو استخراج شده‌اند و سپس به منظور بهبود معیارهای خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو، دو دسته تابع شایستگی مستقل از خودرو و وابسته به خودرو تعریف می‌گردد. در توابع شایستگی مستقل از خودرو، پارامترهای سیستم تعلیق با اهدافی مرتبط با رفتار سیستم تعلیق نظیر زوایای تورب و فاصله‌ی عرضی بین چرخ‌ها بهینه می‌شود. در توابع شایستگی وابسته به خودرو معیارهای خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو مستقیماً به عنوان توابع هدف در نظر گرفته شده است. بنابراین در این حالت، مشخصات خودرو نیز در بهینه‌سازی پارامترهای سیستم تعلیق تأثیرگذار می‌باشد. در نهایت مکانیزم‌های بهینه شده با اهداف مختلف بر روی مدل خودرو با دقت بالا، در نرم‌افزار آدامز/کار اعمال شده و صحت نتایج به‌دست‌آمده بررسی می‌گردد. به منظور بهینه‌سازی توابع شایستگی در نظر گرفته شده، از الگوریتم زنبورعسل یک و چند هدفی استفاده شده است. نتایج نشان دهنده‌ی این است که استفاده از توابع شایستگی وابسته به خودرو در بهینه‌سازی، نتایج بهینه‌تری را ایجاد خواهد کرد. مزیت پژوهش پیش‌رو نسبت به پژوهش‌های پیشین، تحلیل سینماتیکی مکانیزم سیستم تعلیق با دقت بالا در هنگام دور زدن خودرو و همچنین بهینه‌سازی سیستم تعلیق، با توابع هدف وابسته به سینماتیک سیستم تعلیق و توابع هدف وابسته به خودرو به طور هم‌زمان و با استفاده از الگوریتم زنبورعسل می‌باشد.		

فصل اول

مقدمه

۱-۱ پیشگفتار

یک جاده هر چقدر صاف و مسطح باشد، محل مناسبی برای به حرکت در آوردن یک یا چند تن فلز با سرعت بالا نیست. بنابراین به سیستمی نیاز است که توانایی کاهش ضربات و لرزش‌های ناشی از شرایط جاده را داشته باشد و در مقابل تغییر بار وارده و تغییر نقطه ثقل، انعطاف پذیر بوده و باعث بهبود پایداری و خوش‌فرمانی در خودرو شود. سیستم تعلیق به منظور مرتفع کردن نیازهای فوق در خودرو طراحی می‌شود. نوع و مشخصات سیستم تعلیق در محور جلو و عقب به طور مستقیم بر ویژگی‌های پایداری و خوش‌فرمانی در خودرو اثرگذار می‌باشد. با طراحی مناسب مشخصات سیستم تعلیق می‌توان ویژگی‌های مذکور را بهبود بخشید. با توجه به اینکه بررسی پایداری و خوش‌فرمانی در خودرو در هنگام عبور خودرو از پیچ صورت می‌گیرد، بنابراین رفتار مکانیزم سیستم تعلیق در اثر غلتش بدنه‌ی خودرو مهمترین عامل تأثیرگذار بر روی پایداری و خوش‌فرمانی در خودرو است [۱]. مشخصات سیستم تعلیق خودرو از قبیل مرکز غلتش^۱ و رفتار چرخ بر اساس زاویه فرمان‌گیری چرخ به دلیل غلتش بدنه^۲ و فاصله جانبی چرخ‌ها تأثیر به‌سزایی در دینامیک غلتش خودرو دارد [۲]. سیستم تعلیق دوجنقی^۳ از گونه‌های متداول سیستم تعلیق مستقل می‌باشد که شرایط پایداری و خوش‌فرمانی مناسبی را ایجاد می‌کند [۳].

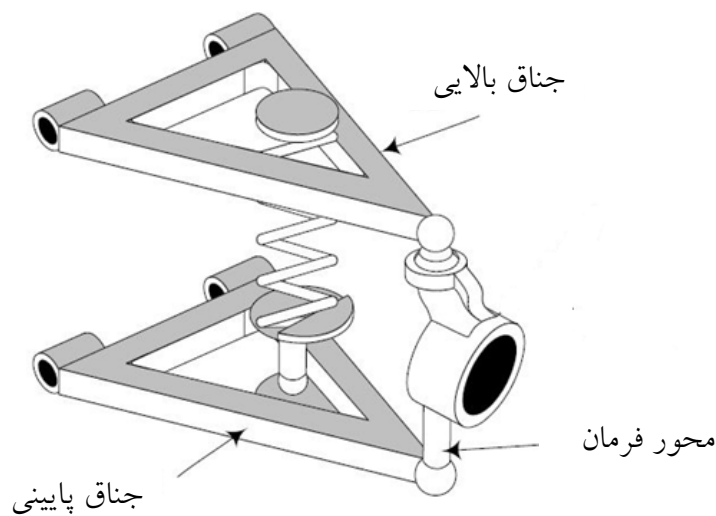
¹ Roll Center

² Roll Steer

³ Double Wishbone

۲-۱ سیستم تعلیق دوجنافی

سیستم تعلیق دوجنافی از گونه‌های متداول سیستم تعلیق جداگانه در محورهای جلو و نیز پشت خودرو می‌باشد. این نوع سیستم تعلیق از گونه‌های مناسب تعلیق جداگانه است که به‌خوبی از تراکنش چرخ‌های درونی و بیرونی محور جلوگیری می‌نماید [۳]. شکل (۱-۱) نمونه‌ای از سیستم تعلیق دوجنافی را برای محور پشت خودرو نشان می‌دهد.



شکل ۱-۱. سیستم تعلیق دوجنافی در محور پشت [۳].

این سیستم به عنوان سیستم تعلیق پشت بیشتر در خودروهای پشت‌رانس مانند پورشه^۱ و

هوندا سیویک^۲ به کار رفته است، که تعلیق جلوی این خودروها نیز دوجنافی می‌باشد.

¹ Porsche

² Honda Civic

۱-۲-۱ ساختار و کارکرد

در سیستم تعلیق دوجنقی، جناق یا طبق اهرم سه گوش دوشاخه‌ای است، که پایه آن به رام شاسی و سر آن با لولای سیبکی به اهرم متصل به محور چرخ (سگ دست)، متصل شده است. در میان جناق پایینی و بالایی نیز یک فنر مارپیچ قرار دارد که فنر مارپیچ از یک سو روی جناق پایینی قرار داشته و از سوی دیگر به بدنه (وزن معلق) متصل است. لرزه گیر نیز درون فنر مارپیچ قرار داشته و از یک سو با بوش‌های لاستیکی به عضو متقاطع زیرین^۱ متصل شده و از سوی دیگر به جناق پایینی متصل می‌شود [۴]. بازوی کناری بالایی (جناق بالایی) نیز به جرم معلق متصل است.

از دیدگاه مکانیزمی، سیستم تعلیق دوجنقی یک سازوکار چهارمیله‌ای فضایی را تشکیل می‌دهد که می‌تواند حول بدنه دوران کند و چرخ را نسبت به بدنه کج کند و زوایای وابسته به چرخ را تغییر دهد [۵].

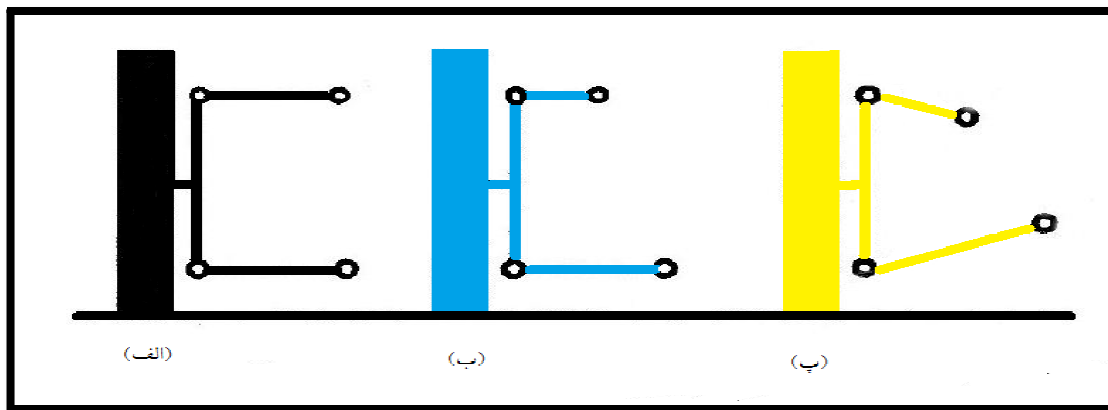
۱-۲-۲ حرکت شناسی

در سیستم تعلیق دوجنقی بازوهای دوشاخه جناق پایینی به منظور جذب واکنش گشتاورهای رانشی و ترمزی تا حد ممکن دور از هم قرار می‌گیرند. در این سیستم تعلیق نیروهای کناری توسط سختی کناری جناق‌ها و سیبک‌ها تحمل می‌شوند. هنگام چرخش خودرو با غلتش بدنه، چرخ‌ها به سوی بیرون پیچ کج می‌شوند و مقدار کمی زاویه تورب^۲ ایجاد می‌شود. هنگامی که خودرو در راستای مستقیم پیش می‌رود، اگر یکی از چرخ‌ها درون فرورفتگی یا روی برآمدگی قرار گیرد، سازوکار تعلیق، چرخ‌ها را به بالا یا پایین حرکت داده و بنابراین تغییر ارتفاع میانگین بدنه خیلی کم خواهد بود.

¹ Cross Member

² Camber

ویژگی‌های سینماتیکی سیستم تعلیق دوجنقی به اندازه و راستای جناق‌ها وابسته است و برپایه آن سیستم‌های تعلیق دوجنقی به دسته‌های مختلفی تقسیم می‌شود. شکل (۱-۲) نمونه‌های سیستم تعلیق‌های دوجنقی را نشان می‌دهد [۶].



شکل ۱-۲. سیستم تعلیق دوجنقی (الف) با جناق‌های همسو و برابر، (ب) با جناق‌های همسو و نابرابر، (پ) با جناق‌های ناهمسو و نابرابر [۶].

اگر دو جناق دارای طول برابر باشند، تغییرات زاویه‌ی تورب ایجاد نمی‌شود و مرکز غلتش خودرو بر روی سطح زمین قرار می‌گیرد. در این حالت فرمان‌دهی ناخواسته چرخ‌ها و لاستیک‌سایبی افزایش می‌یابد. در سیستم تعلیق‌هایی دوجنقی آغازین، جناق‌ها هم راستا با زمین در نظر گرفته می‌شدند. پس از جنگ جهانی دوم زاویه‌دار ساختن جناق‌ها برای بالاتر رفتن مرکز غلت متداول شد.

۳-۱ تعریف مسئله

ویژگی خوش‌فرمانی و پایداری در سرپیچ برای خودرو به طور مستقیم از رفتار سیستم تعلیق خودرو در اثر غلتش بدنه‌ی خودرو تأثیر می‌پذیرد. بدنه‌ی خودرو در حین عبور از پیچ در اثر اعمال

نیروی گریز از مرکز، حول محور غلتش بدنه‌ی خودرو، غلتش می‌نماید. بنابراین رفتار چرخ در اثر غلتش بدنه‌ی خودرو باید در طراحی سیستم تعلیق مدنظر قرار گیرد. براین اساس، مکانیزم سیستم تعلیق باید به گونه‌ای با اهداف مختلف از مشخصه‌های سیستم تعلیق نظیر زاویه‌ی تورب و فاصله‌ی عرضی چرخ‌ها^۱ بهینه گردد که باعث بهبود ویژگی خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو گردد. در نظر گرفتن تنها تغییرات یکی از مشخصه‌های سیستم تعلیق، نظیر زاویه‌ی تورب با تغییر غلتش بدنه‌ی خودرو، ممکن است باعث ایجاد تغییرات نامناسب در دیگر مشخصه‌های سیستم تعلیق گردد که در نهایت ممکن است باعث اثرگذاری نامطلوب در رفتار خودرو شود. مسئله‌ی اصلی در این پژوهش، بهینه‌سازی مکانیزم سیستم تعلیق مستقل محور عقب خودرو از نوع دوجنقی برای بهبود ویژگی خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو می‌باشد. مراحل انجام پژوهش پیش رو به‌صورت زیر است:

- ۱- استخراج معادلات سینماتیک مکانیزم سیستم تعلیق در اثر غلتش بدنه‌ی خودرو با کمترین فرضیات ساده‌سازی و با در نظر گرفتن تغییرات ارتفاع مرکز غلتش مکانیزم.
- ۲- استفاده از الگوریتم بهینه‌سازی یک و چند هدفی به منظور بهینه‌سازی مکانیزم.
- ۳- اعمال سیستم‌های تعلیق بهینه شده با اهداف مختلف بر روی مدل دینامیکی خودرو و مقایسه آنها با یکدیگر.
- ۴- بررسی صحت جواب‌های بهینه شده با نرم افزار آدامز/ کار.

۱-۴ خلاصه تحقیق

پژوهش پیش‌رو به بهینه‌سازی مکانیزم سیستم تعلیق از نوع دوجنقی برای محور عقب خودرو به منظور بهبود ویژگی‌های خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو می‌پردازد. برای این منظور، به دلیل اینکه بدنه‌ی خودرو در حین عبور از پیچ، غلتش خواهد نمود، بنابراین روابط

¹ Track

سینماتیکی سیستم تعلیق مذکور در اثر حرکت غلتش بدنه‌ی خودرو استخراج شده و سپس مکانیزم سیستم تعلیق با توابع هدف مستقل و وابسته به خودرو بهینه می‌گردد. سپس سیستم تعلیق‌های بهینه شده بر روی مدل کامل خودرو در نرم‌افزار آدامز/کار قرار داده شده و جواب‌های به‌دست‌آمده از بهینه‌سازی با اهداف مختلف، با هم مقایسه می‌شوند. برای این منظور، در فصل دوم به بررسی پژوهش‌های صورت گرفته در رابطه با بهینه‌سازی سیستم تعلیق خودرو و در فصل سوم به تحلیل سینماتیکی مکانیزم سیستم و معرفی توابع شایستگی برای بهینه‌سازی سیستم تعلیق پرداخته می‌شود. در فصل چهارم نتایج حاصل از بهینه‌سازی توابع شایستگی معرفی شده، ارائه خواهد شد. در فصل پنجم به منظور بررسی صحت تحلیل سینماتیکی انجام شده بر روی مکانیزم و نتایج حاصل بهینه‌سازی، از نرم‌افزار آدامز/کار استفاده می‌شود. در فصل ششم نتیجه‌گیری و پیشنهادات ارائه می‌گردد.

مروری بر پژوهش‌های پیشین

در این فصل به بررسی پژوهش‌های صورت گرفته در رابطه با ویژگی‌های خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو و طراحی‌های مربوط به سیستم‌های تعلیق خودرو پرداخته می‌شود. بنابراین در ابتدا پژوهش‌های صورت گرفته در خصوص سیستم‌های تعلیق مورد بررسی قرار می‌گیرد و سپس پژوهش‌های مربوط به ویژگی‌های خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو بیان می‌گردد.

۱-۲ پژوهش‌های مربوط به سیستم تعلیق خودرو

ریمپل^۱ و همکاران در سال ۱۹۹۶ به بررسی مکانیزم‌های مختلف سیستم تعلیق پرداخت و ارتفاع مرکز غلتش در مکانیزم بازوی نیمه-کشیده شونده^۲ را بررسی و محاسبه نمود. وی نشان داد که ارتفاع مرکز غلتش مکانیزم با ۵ پارامتر مستقل از یکدیگر محاسبه می‌گردد. بنابراین برای تحلیل مکانیزم به ۵ پارامتر مستقل از یکدیگر نیاز است [۷].

عطیه^۳ در سال ۱۹۹۶، تحلیل دینامیکی گذرای خودرو با در نظر گرفتن سیستم تعلیق از نوع بازوی نیمه-کشیده شونده را بررسی نمود. در این تحلیل به منظور ساده سازی معادلات، حالت خاصی از سیستم تعلیق بازوی نیمه-کشیده شونده که در آن محور دوران در امتداد محور طولی خودرو قرار گرفته است در نظر گرفته شده است. در واقع، در این تحلیل سیستم تعلیق بازوی

¹ Reimpl

² Semi- Trailing Arm Suspension

³ Attia

تاب خورده مورد بررسی قرار گرفته است. در این پژوهش با فرض کوچک بودن زوایای بازوهای کنترل مکانیزم، زوایای غلتش و پیچش بدنه‌ی خودرو، معادلات حالت مدل خودرو استخراج شده و به ازای حرکت دست‌اندازی پله‌ای، پاسخ‌های گذرای جابجایی، سرعت و شتاب عمودی بدنه‌ی خودرو را بدست آورد [۸].

فوجیتا^۱ و همکاران در سال ۱۹۹۸ اقدام به بهینه‌سازی مکانیزم سیستم تعلیق از نوع پنج-بازویی برای محور جلو و عقب خودرو برای دستیابی به خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو نمودند. در این پژوهش، ۱۱ تابع هدف مختلف در شش دسته در نظر گرفته شد. دسته‌های توابع هدف عبارتند از: تغییرات زوایای تورب و سرجمعی، ارتفاع مرکز غلتش، مقدار زاویه‌ی غلتش بدنه‌ی خودرو، شتاب جانبی وارد به بدنه‌ی خودرو، میزان دامنه و فرکانس ارتعاشات عمودی در بدنه‌ی خودرو در اثر عبور از موانع در جاده، با استفاده از الگوریتم ژنتیک چند هدفی، پارامترهای سیستم تعلیق بهینه گردید [۹].

یاماناکا^۲ و همکاران در سال ۲۰۰۰ اقدام به بهینه‌سازی سیستم تعلیق خودرو از نوع دوجناقی با استفاده از الگوریتم ژنتیک نمودند. در این پژوهش از نرم‌افزار آدامز/کار به منظور تحلیل سینماتیک مکانیزم سیستم تعلیق استفاده شده است و سعی گردیده است که زاویه‌ی سرجمعی در چرخ در اثر حرکت دست‌اندازی به مقدار مطلوب نزدیک گردد [۱۰].

سیمونسو و بیل^۳ در سال ۲۰۰۲ اقدام به سنتز و تحلیل سیستم تعلیق پنج-بازویی برای محور عقب خودرو نمودند. در تحلیل صورت گرفته تغییرات فاصله‌ی عرضی چرخ‌ها، زاویه‌ی تورب و سرجمعی^۴ و ارتفاع مرکز غلتش در چرخ تحت حرکت دست‌اندازی در چرخ همزمان استخراج می‌گردند. هدف از این پژوهش طراحی سیستم تعلیق پنج-میله ای برای کاهش مقدار تغییرات زوایا و فاصله‌ی چرخ‌ها تحت حرکت دست‌اندازی می‌باشد [۱۱].

¹ Fujita

² Yamanaka

³ Simionescu and Beale

⁴ Toe Angle

حیبی و همکاران در سال ۲۰۰۶ مکانیزم سه بعدی سیستم تعلیق از نوع مک-فرسون^۱ را بررسی نمودند. در این پژوهش معادلات سیستم تعلیق با کمترین ساده‌سازی استخراج و سپس به منظور بهینه کردن زاویه‌ی فرمان‌گیری چرخ در اثر غلتش بدنه‌ی خودرو، پارامترهای سیستم تعلیق با استفاده از روش الگوریتم ژنتیک بهینه گردید. در این پژوهش نقطه‌ی مرکز غلتش مکانیزم ثابت فرض گردیده است [۱۲].

دیکسون^۲ در سال ۲۰۰۹ به بررسی سیستماتیک و هندسه‌ی مکانیزم سیستم‌های تعلیق مستقل تک بازویی از جمله سیستم تعلیق از نوع بازوی نیمه-کشیده شونده پرداخت. در تحلیل‌های صورت گرفته بر روی این مکانیزم‌ها، رفتار سیستم تعلیق با ساده‌سازی و همچنین خطی‌سازی تقریب زده شده و تنها برای حرکت دست‌اندازی چرخ حل گردید [۱۳].

چنلین و ژینبو^۳ در سال ۲۰۱۰ به بررسی سینتیکی سیستم تعلیق بازوی نیمه‌کشیده شونده پرداختند. در این تحلیل از یک روش انتقال دستگاه مختلف برای بررسی دوران بازوی کنترلی سیستم تعلیق حول محور فضایی متصل به بدنه، به منظور بررسی نیروهای وارده از طرف فنر ماریچی و دمپر سیستم تعلیق به بدنه‌ی خودرو، استفاده شده است. در این پژوهش رفتار سیستم تعلیق در اثر حرکت دست‌اندازی بررسی گردیده و با مقایسه‌ی صورت گرفته با نرم‌افزار آدامز، صحت روابط استخراج شده را نشان می‌دهد [۱۴].

کاظمی در سال ۱۳۹۰ اقدام به بهینه‌سازی سیستم تعلیق از نوع بازوی نیمه‌کشیده شونده برای محور عقب خودرو نمود. در این پژوهش ابتدا معادلات سینماتیکی سیستم تعلیق استخراج شده و سپس با استفاده از برنامه بهینه‌سازی الگوریتم زنبورعسل، ابعاد و زوایای بهینه‌ی سیستم تعلیق برای بهبود خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو تعیین شده است [۱۵].

¹.Macpherson-Suspension

².Dixon

³.Shenlin and Xinbo

شجاعی و همکاران در سال ۱۳۹۰ تغییرات زاویه تورب در سیستم تعلیق از نوع دوجناقی را هنگام عبور از دست‌انداز بهینه کردند. در این پژوهش از روش بهینه سازی sa برای بدست آوردن ابعاد و زوایای بهینه استفاده شده است [۱۶].

در سال ۲۰۱۱، اریکر^۱ و همکاران اقدام به بهینه سازی سیستم تعلیق از نوع دو جناقی کردند در این تحقیق معادلات سینماتیکی برای سیستم تعلیق در جلوی خودرو در هنگام حرکت در دست‌انداز استخراج شده و پارامترهای سیستم تعلیق برای بهینه کردن زاویه تورب و زاویه سرجمی ارائه شده است [۱۷].

در ادامه به بررسی برخی از پژوهش‌های صورت گرفته در رابطه با خوش‌فرمانی و پایداری خودرو پرداخته می‌شود.

۲-۲ پژوهش‌های مربوط به خوش‌فرمانی و پایداری خودرو

شيباهاتا^۲ و همکاران در سال ۱۹۹۳ روش بتا را برای بررسی پایداری در خودرو معرفی نمودند. در این روش، زاویه بتا که در واقع زاویه لغزش جانبی مرکز جرم خودرو می‌باشد، باید به صفر برسد. به عبارت دیگر هرچه که خودرو در طی مانور، زاویه لغزش جانبی کمتری داشته باشد، پایداری جانبی بیشتری خواهد داشت [۱۸].

گیلیسی^۳ در سال ۱۹۹۲، پایداری غلتشی در خودرو را مورد بررسی قرار داد. وی در کتاب خود، بروز بیش غلتشی را در انواع مختلفی از خودروها مورد بررسی قرار داد و اثر غلتش، پیچش

¹ Arikere

² Shibahata

³ Gillespie

و اثرگشتاور وارد شده به چرخ‌ها را در بروز بیش غلثشی در خودرو بررسی کرده و معیار بیش غلثشی را در حالت استاتیکی معرفی نمود [۱۹].

دوروهوف^۱ در سال ۲۰۰۲ معیارهای مختلفی را برای پیش بینی بروز بیش غلثشی مورد بررسی و مقایسه قرار داد. وی معیارهای بررسی شده را به صورت تجربی مورد آزمایش قرار داد و در نهایت معیار بحرانی بیش غلثشی را برای پیش بینی بروز بیش غلثشی در خودرو که بیشترین تطابق را با نتایج تجربی انجام شده داشت، معرفی نمود. در این معیار برخلاف معیار استاتیکی بیش غلثشی، علاوه بر شتاب جانبی و فاصله‌ی جانبی در چرخ‌های هر محور اثر ارتفاع مرکز غلثش و مرکز جرم خودرو، زاویه‌ی غلثش بدنه‌ی خودرو نیز در نظر گرفته شده است [۲۰].

جین^۲ و همکاران در سال ۲۰۰۷ محدوده‌ی بیش غلثشی دینامیکی را برای یک مدل خطی خودرو با سه درجه آزادی بررسی نمودند. آنان با استفاده از معیار پایداری راث-هوروینز، معیاری برای بروز بیش غلثشی معرفی نمودند [۲۱].

فrendو^۳ و همکاران در سال ۲۰۰۸ روش جدیدی را به منظور بررسی ویژگی خوش‌فرمانی در خودرو برای پیچیدن در حالت پایا معرفی نمودند. آنان در روش خود دو صفحه موسوم به صفحات خوش‌فرمانی برحسب زاویه‌ی فرمان و شعاع گردش خودرو را تعریف نمودند و نشان دادند که اختلاف زاویه‌ی لغزش جانبی در چرخ‌های جلو و عقب، برخلاف آنچه که در بررسی مدل دوچرخ خودرو حاصل می‌گردد، علاوه بر شتاب جانبی به نسبت طول خودرو به شعاع گردش نیز وابسته می‌باشد. صفحات خوش‌فرمانی تعریف شده برای هرمانور خودرو باید طراحی گردند و رفتارخوش‌فرمانی خودرو با آنها مقایسه گردد. در روش ابداعی آنان منحنی خودرو در

¹ Dorohof

² Jin

³ Frendo

طی مانور انجام داده و کانتور صفحات خوش‌فرمانی در دستگاه زاویه‌ی فرمان خودرو برحسب سرعت طولی خودرو رسم می‌گردد. سپس از موقعیت مسیر خودرو در خطوط کانتور صفحات نسبت به هم، وضعیت خوش‌فرمانی در خودرو در طی مانور در نظر گرفته شده بیان می‌گردد [۲۲].

آبه^۱ در سال ۲۰۰۹ در کتاب خود، اثر غلتش بدنه‌ی خودرو، شتاب‌گیری و ترمزگیری را در خوش‌فرمانی مورد بررسی قرار داد و نمودارهای خوش‌فرمانی را برای این حالات رسم نمود [۲۳].

در این پژوهش، همانند مطالعه‌ی فوجیتا و همکاران برای بهینه‌سازی سیستم تعلیق پنج-بازویی به منظور بهبود خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو [۹] و یا همانند مطالعه‌ی کاظمی و همکاران برای بهینه‌سازی سیستم تعلیق بازوی نیمه کشیده شونده [۱۵]، ابتدا معادلات سینماتیکی سیستم تعلیق دوجناقی برای محور عقب خودرو استخراج شده و سپس با استفاده از یک مدل ۹ درجه آزادی خودرو و الگوریتم زنبور عسل ویژگی‌های خوش‌فرمانی و پایداری خودرو، با استفاده از معیار پایداری بیان شده توسط شباهاتا [۱۸] و معیار خوش‌فرمانی آبه [۲۳] بهینه خواهد شد.

¹ Abe

مبانی نظری پژوهش

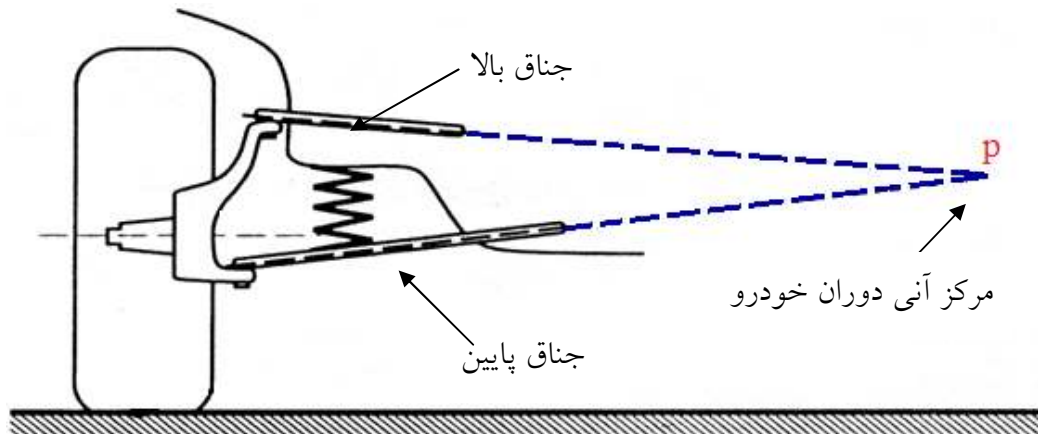
در این فصل ابتدا نحوه‌ی بدست آوردن مرکز غلتش مکانیزم سیستم تعلیق دوجنقی بیان می‌شود و سپس معادلات سینماتیکی سیستم تعلیق دوجنقی استخراج خواهند شد. در ادامه معیارهای خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو معرفی می‌شوند و در نهایت توابع شایستگی با توجه به معیارهای خوش‌فرمانی و پایداری بیان می‌گردد.

۳-۱ مرکز غلتش

مرکز دوران، یک نقطه فرضی است که از هندسه سیستم ناشی می‌شود و در ارتباط با مرکز آنی دوران می‌باشد. در این نقطه نیروهای جانبی تولید شده در چرخ‌ها بدون آنکه دورانی در خودرو ایجاد کنند، به اتاق خودرو منتقل می‌شوند. محل این نقطه بر رفتار جرم‌های معلق و نامعلق تأثیرگذار است. هر سیستم تعلیق دارای یک مرکز دوران است که نقطه‌ای در صفحه جانبی عمود بر زمین و گذرنده از مرکز چرخ‌ها می‌باشد. این نقطه با تغییر پارامترهای هندسی سیستم تعلیق تغییر می‌کند. برای مثال طول فاصله عرضی بین چرخ‌ها، زاویه کینگ‌پین، طول میراکننده و زاویه بازوهای کنترل از عوامل مهم در تعیین محل مرکز دوران می‌باشند [۱۸].

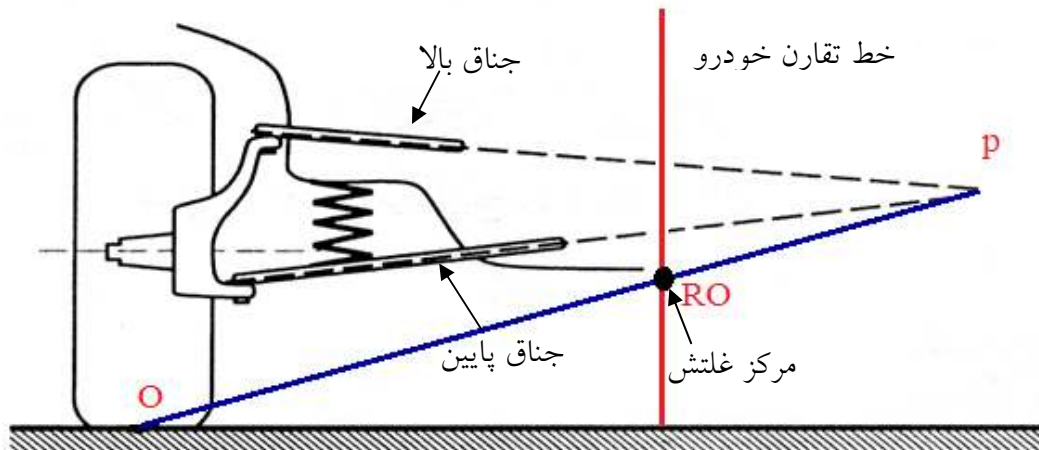
تعیین مرکز دوران در هر سیستمی متفاوت است. برای تعیین مرکز دوران اکسل دوجنقی، ابتدا مرکز آنی دوران تعیین می‌شود. برای این منظور، محور بازوهای کنترل بالا و پایین امتداد داده

می‌شوند تا یکدیگر را در نقطه p قطع کنند. نقطه p مشخص کننده مرکز آنی سیستم تعلیق یا مرکز دوران بدنه‌ی خودرو نسبت به زمین است [۲۳]. شکل (۱-۳) نحوه‌ی بدست آوردن مرکز آنی دوران بدنه‌ی خودرو را نشان می‌دهد.



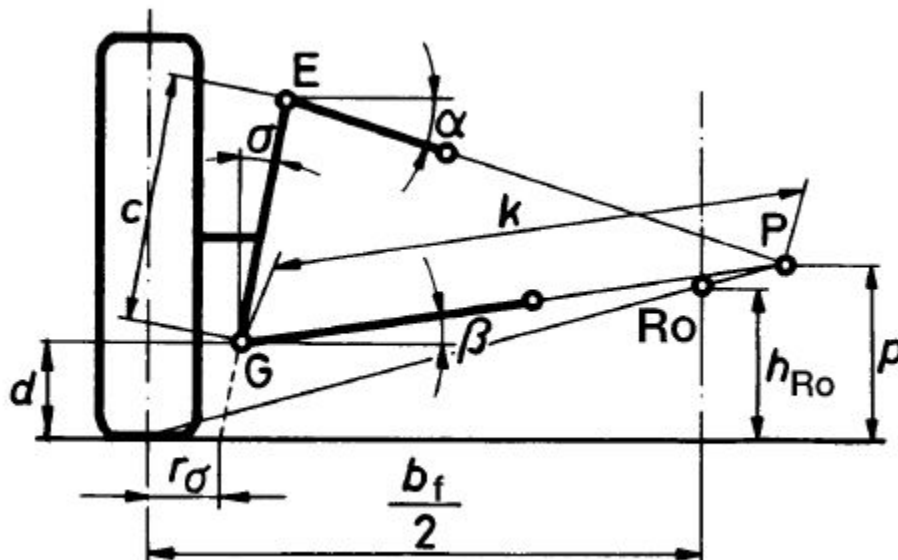
شکل ۱-۳. نحوه‌ی بدست آوردن مرکز آنی دوران بدنه خودرو [۲۳]

به منظور حفظ تقارن خودرو می‌بایست مرکز غلتش خودرو در محور عقب، بر محور تقارن طولی خودرو و صفحه قائم گذرنده از محور عقب خودرو واقع شود. بنابراین برای بدست آوردن مرکز غلتش خودرو، از مرکز آنی بدنه خودرو خطی رسم کرده و به مرکز سطح تماس لاستیک با زمین در نقطه O متصل می‌کنیم. محل تلاقی خط رسم شده با محور عمود حاصل از تلاقی صفحه طولی خودرو و صفحه قائم گذرنده از محور عقب خودرو در نقطه RO ، بیان کننده مرکز غلتش خودرو است. شکل (۲-۳) نحوه‌ی بدست آوردن مرکز غلتش خودرو را نشان می‌دهد.



شکل ۳-۲. نحوه‌ی بدست آوردن مرکز غلتش خودرو

با در نظر گرفتن مدل دوبعدی مطابق شکل (۳-۳)، یک رابطه هندسی برحسب پارامترهای مختلف سیستم تعلیق، برای محاسبه ارتفاع مرکز دوران در مکانیزم تعلیق دوجناقی استخراج می‌شود [۲۳].



شکل ۳-۳. پارامترهای موجود در روابط مرکز غلتش سیستم تعلیق دوجناقی [۲۳].

با توجه به شکل (۳-۳) و پارامترهای سیستم تعلیق دوجنافی معرفی شده در آن، ارتفاع مرکز غلتش خودرو از روابط (۱-۳) تا (۳-۳) بدست می آید.

$$k = c \frac{\sin(90 + \sigma + \alpha)}{\sin(\alpha + \beta)} \quad (1-3)$$

$$p = k \sin(\beta) + d \quad (2-3)$$

$$h_{RO} = \frac{bf}{2} \frac{p}{k \cos(\beta) + d \tan(\sigma) + r\sigma} \quad (3-3)$$

۲-۲ تحلیل سینماتیکی مکانیزم سیستم تعلیق دوجنافی

مکانیزم سیستم تعلیق دوجنافی یک مکانیزم چهار میله ای می باشد. با توجه به معادله گروبلر تعداد درجه آزادی این مکانیزم برابر یک می باشد. برای تحلیل یک مکانیزم چهار میله ای می توان از روش بستن حلقه ها استفاده نمود. در این روش معادله حلقه های موجود در مکانیزم با استفاده از روابط برداری نوشته می شود. با توجه به اینکه معادلات به دست آمده، غیر خطی می باشند، برای حل معادلات بدست آمده لازم است از روش های عددی موجود استفاده شود [۲۴].

۱-۲-۳ پدیده غلت

در این پدیده که به هنگام حرکت در مسیر منحنی برای کل خودرو از جمله بدنه، چرخ و ... اتفاق می افتد، انتقال بار از چرخ داخل پیچ به سمت چرخ خارج پیچ صورت می گیرد و از میزان بار عمودی چرخ داخل پیچ کاسته می شود و بنابراین چرخ داخل پیچ تمایل به بلند شدن از زمین دارد. این همان تغییر مکان قائم چرخ می باشد که به سرعت گردش خودرو، شعاع گردش، طول خودرو و ... بستگی دارد. در هر حال بلند شدن چرخ از روی زمین بر سیستم تعلیق و نهایتاً سیستم فرمان اثر نامطلوب دارد.

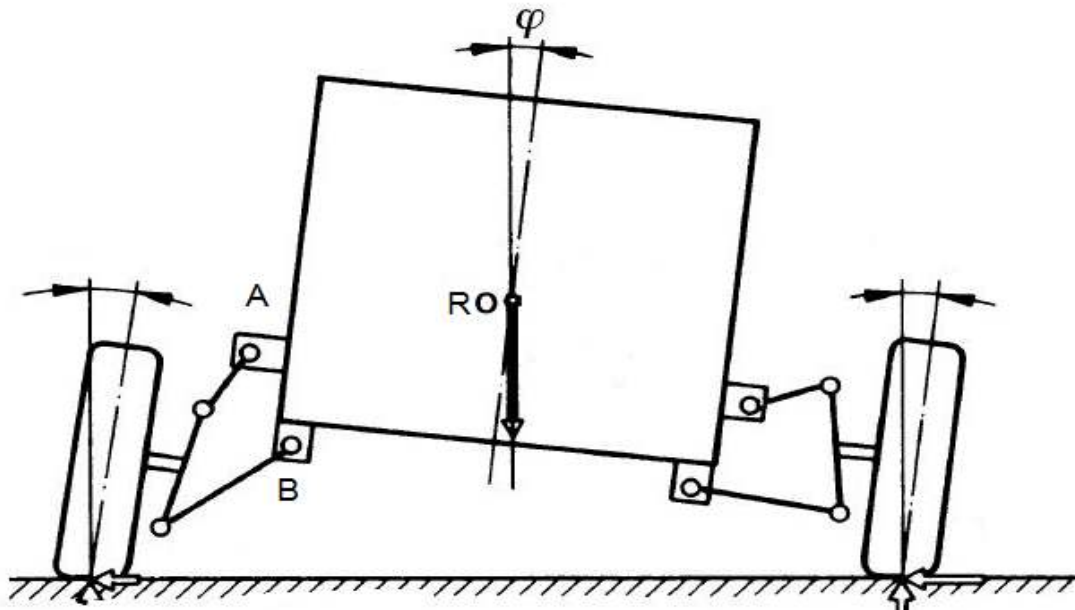
۲-۲-۳ فرضیات در نظر گرفته شده در تحلیل سیستم تعلیق دوجنقی

- ۱- از سختی جانبی^۱ در چرخ صرف نظر می‌شود.
 - ۲- از پهنای چرخ صرف نظر شده و به عبارتی چرخ به صورت یک صفحه در نظر گرفته می‌شود.
 - ۳- چرخ کاملاً دایره‌ای در نظر گرفته می‌شود. به عبارتی مقاومت غلتشی آن ناچیز است.
 - ۴- لینک‌ها کاملاً صلب در نظر گرفته می‌شوند.
- در ادامه معادلات مربوط به سیستم تعلیق دوجنقی استخراج خواهد شد.

۳-۲-۳ نحوه‌ی بدست آوردن روابط سینماتیکی سیستم تعلیق دوجنقی

در اثر دوران بدنه خودرو هنگام دور زدن (غلت جانبی)، دو نقطه متصل به بدنه و رام شاسی در مکانیزم دوجنقی یعنی مفصل‌های لولایی A و B در بازوهای کنترل بالا و پایین، مستقیماً تحت تأثیر دوران خودرو حول مرکز غلتش قرار گرفته و جابجا می‌شوند. در اثر تغییر موقعیت این دو مفصل، سایر زوایای موجود در سیستم تعلیق نیز به گونه‌ای دچار تغییر می‌شوند که چرخ را در حالت مناسبی برای مقابله با شرایط ایجاد شده، قرار دهند. در شکل (۳-۴) یک حالت شماتیک از دوران بدنه خودرو و تأثیر آن بر سیستم تعلیق نشان داده شده است.

¹ Lateral stiffness

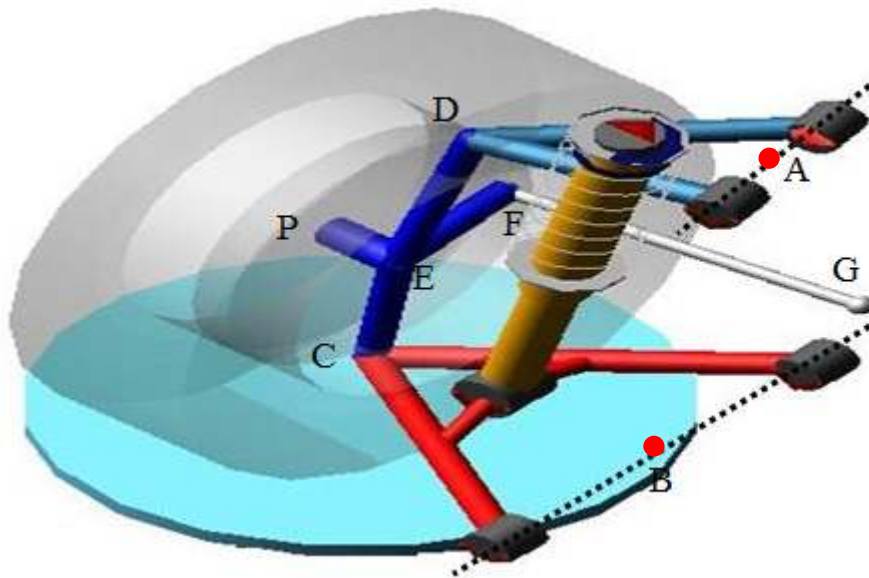


شکل ۳-۴. شماتیک خودرو با سیستم تعلیق دوجنقی هنگام دور زدن

در ادامه روابط مربوط به سینماتیک سیستم تعلیق دوجنقی برای محور جلوی خودرو به صورت فضایی و روابط مربوط به سینماتیک سیستم تعلیق دوجنقی برای محور عقب خودرو به صورت صفحه‌ای استخراج خواهد شد.

۳-۲-۳-۱ نحوه بدست آوردن روابط سینماتیکی سیستم تعلیق دوجنقی برای محور جلو

برای بدست آوردن معادلات سینماتیک سیستم تعلیق از روش ریاضیات برداری استفاده خواهد شد. به این منظور باید حلقه‌های برداری مناسبی با استفاده از بردارهای یکه‌ی مربوط به هریک از شکل‌ها تشکیل شود. در شکل (۳-۵) نحوه نام‌گذاری مفاصل سیستم تعلیق دوجنقی نشان داده شده است.



شکل ۳-۵. سیستم تعلیق دوجنقی در حالت سه بعدی

با فرض چرخیدن بردارهای AO و BO حول نقطه O تحت زاویه غلتش Φ ، به عنوان ورودی سیستم معادلات مربوط به سینماتیک سیستم تعلیق قابل بدست آوردن می‌باشند. نقطه‌ی O مرکز غلتش سیستم تعلیق می‌باشد. با توجه به شکل (۳-۵) خواهیم داشت:

$$\overrightarrow{R_{A/RO}} + \overrightarrow{R_{D/A}} + \overrightarrow{R_{C/D}} + \overrightarrow{R_{B/C}} + \overrightarrow{R_{RO/B}} = 0 \quad (۴-۳)$$

$$\overrightarrow{R_{A/RO}} + \overrightarrow{R_{D/A}} + \overrightarrow{R_{E/D}} + \overrightarrow{R_{F/E}} + \overrightarrow{R_{RO/G}} = 0 \quad (۵-۳)$$

$$\overrightarrow{R_{B/RO}} + \overrightarrow{R_{C/B}} + \overrightarrow{R_{E/C}} + \overrightarrow{R_{F/E}} + \overrightarrow{R_{RO/G}} = 0 \quad (۶-۳)$$

تغییر مکان اجزای مکانیزم، معادلات تفاضلی برداری (۳-۷) تا (۳-۹) را ارضا می‌کند.

$$\overrightarrow{\Delta R_{A/RO}} + \overrightarrow{\Delta R_{D/A}} + \overrightarrow{\Delta R_{C/D}} + \overrightarrow{\Delta R_{B/C}} + \overrightarrow{\Delta R_{RO/B}} = 0 \quad (۷-۳)$$

$$\overrightarrow{\Delta R_{A/RO}} + \overrightarrow{\Delta R_{D/A}} + \overrightarrow{\Delta R_{E/D}} + \overrightarrow{\Delta R_{F/E}} + \overrightarrow{\Delta R_{RO/G}} = 0 \quad (۸-۳)$$

$$\overrightarrow{\Delta R_{B/RO}} + \overrightarrow{\Delta R_{C/B}} + \overrightarrow{\Delta R_{E/C}} + \overrightarrow{\Delta R_{F/E}} + \overrightarrow{\Delta R_{RO/G}} = 0 \quad (۹-۳)$$

با توجه به اینکه حرکت میله فرمان فقط در راستای جانبی می‌باشد، بنابراین $\Delta R_{RO/G}$ را می‌توان با یک مؤلفه در راستای J جایگزین کرد. معادلات بالا به صورت روابط (۳-۱۰) تا (۳-۱۲) بدست می‌آیند.

$$\overrightarrow{\Delta R_{A/RO}} + \overrightarrow{\Delta R_{D/A}} + \overrightarrow{\Delta R_{C/D}} + \overrightarrow{\Delta R_{B/C}} + \overrightarrow{\Delta R_{RO/B}} = 0 \quad (۳-۱۰)$$

$$\overrightarrow{\Delta R_{A/RO}} + \overrightarrow{\Delta R_{D/A}} + \overrightarrow{\Delta R_{E/D}} + \overrightarrow{\Delta R_{F/E}} + \overrightarrow{\Delta R_{G/F}} - d_j = 0 \quad (۳-۱۱)$$

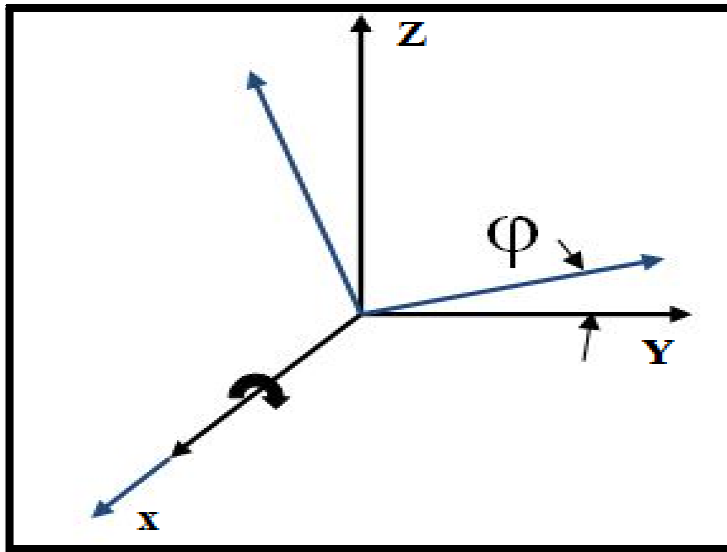
$$\overrightarrow{\Delta R_{B/RO}} + \overrightarrow{\Delta R_{C/B}} + \overrightarrow{\Delta R_{E/C}} + \overrightarrow{\Delta R_{F/E}} + \overrightarrow{\Delta R_{G/F}} - d_j = 0 \quad (۳-۱۲)$$

d بیانگر حرکت جانبی میله فرمان می‌باشد. برای تحلیل سه معادله فوق و بسط آنها می‌بایست مقادیر $\Delta R_{B/RO}$ و $\Delta R_{A/RO}$ را بدست آورد. بدین منظور از دو دستگاه مختصات محلی استفاده می‌شود و روابط مربوط به آنها استخراج خواهد شد.

برای بدست آوردن تغییرات بردارهای $R_{A/RO}$ و $R_{B/RO}$ از ماتریس‌های دوران استفاده می‌شود. بدین منظور در ابتدا ماتریس‌های دوران حول محور X را بیان می‌شود. در اثر دوران دستگاه O حول محور X، دستگاه O' ایجاد می‌شود. ماتریس دوران به صورت رابطه (۳-۱۳) می‌باشد.

$$T = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\varphi) & \sin(\varphi) \\ 0 & -\sin(\varphi) & \cos(\varphi) \end{bmatrix} \quad (۳-۱۳)$$

بر اثر دوران حول محور X، محورهای Y و Z دچار تغییر مکانی به اندازه φ می‌شوند. شکل (۳-۶) چگونگی این تغییر مکان را نشان می‌دهد.



شکل ۳-۶. دوران حول محور X

اگر بردار Q یک بردار چسبیده به دستگاه مختصات باشد، با دوران دستگاه مختصات بردار Q نیز می‌چرخد. بنابراین مختصات جدید بردار Q در دستگاه اولیه به صورت رابطه (۳-۱۴) محاسبه می‌شود.

$$\vec{Q}' = T^T \cdot \vec{Q} \quad (۳-۱۴)$$

بردارهای OA و OB که بردارهای چسبیده به دستگاه مختصات ۱ می‌باشند، با دوران دستگاه مختصات ۱ حول محور X به بردارهای OA' و OB' در دستگاه مختصات جدید تبدیل می‌شوند. بردارهای OA' و OB' با توجه به رابطه (۳-۱۴) در دستگاه مختصات ۱ به صورت رابطه (۳-۱۵) بیان می‌شود.

$$\overrightarrow{ROA'} = T^T \cdot \overrightarrow{OA} \quad (۳-۱۵)$$

$$\overrightarrow{ROB'} = T^T \cdot \overrightarrow{OB} \quad (۳-۱۶)$$

تفاضل بین بردارهای OA و OA' تغییرمکان مفصل متصل به شاسی را برای مفصل A نشان خواهد داد. همچنین تفاضل بین بردارهای OB و OB' تغییرمکان مفصل متصل به بدنه را برای مفصل B نشان خواهد داد.

$$\overrightarrow{\Delta R_{A/RO}} = \overrightarrow{OA'} - \overrightarrow{OA} \quad (17-3)$$

$$\overrightarrow{\Delta R_{B/RO}} = \overrightarrow{OB'} - \overrightarrow{OB} \quad (18-3)$$

حال با توجه به روابط (17-3) و (18-3) می‌توان بسط معادلات تفاضلی را به صورت روابط (19-3) تا (21-3) نوشت.

$$L_{D/A}(\overrightarrow{e'_{D/A}} - \overrightarrow{e_{D/A}}) + L_{C/D}(\overrightarrow{e'_{C/D}} - \overrightarrow{e_{C/D}}) + L_{B/C}(\overrightarrow{e'_{B/C}} - \overrightarrow{e_{B/C}}) = -(\overrightarrow{\Delta R_{A/RO}} + \overrightarrow{\Delta R_{RO/B}}) \quad (19-3)$$

$$L_{D/A}(\overrightarrow{e'_{D/A}} - \overrightarrow{e_{D/A}}) + L_{E/D}(\overrightarrow{e'_{C/D}} - \overrightarrow{e_{C/D}}) + L_{F/E}(\overrightarrow{e'_{F/E}} - \overrightarrow{e_{F/E}}) + L_{G/F}(\overrightarrow{e'_{G/F}} - \overrightarrow{e_{G/F}}) - d\vec{J} = -(\overrightarrow{\Delta R_{A/RO}}) \quad (20-3)$$

$$L_{C/B}(\overrightarrow{e'_{B/C}} - \overrightarrow{e_{B/C}}) + L_{E/C}(\overrightarrow{e'_{D/C}} - \overrightarrow{e_{D/C}}) + L_{F/E}(\overrightarrow{e'_{F/E}} - \overrightarrow{e_{F/E}}) + L_{G/F}(\overrightarrow{e'_{G/F}} - \overrightarrow{e_{G/F}}) - d\vec{J} = -(\overrightarrow{\Delta R_{B/RO}}) \quad (21-3)$$

با جدا کردن معلومات و مجهولات در هر یک از معادلات (19-3) تا (21-3)، روابط (22-3) تا (24-3) بدست می‌آیند.

$$L_{D/A} \cdot \overrightarrow{e'_{D/A}} + L_{C/D} \cdot \overrightarrow{e'_{C/D}} + L_{B/C} \cdot \overrightarrow{e'_{B/C}} = -\overrightarrow{\Delta R_{A/RO}} + \overrightarrow{\Delta R_{B/RO}} + L_{D/A} \cdot \overrightarrow{e_{D/A}} + L_{C/D} \cdot \overrightarrow{e_{C/D}} + L_{B/C} \cdot \overrightarrow{e_{B/C}} \quad (22-3)$$

$$L_{D/A} \cdot \overrightarrow{e'_{D/A}} + L_{E/D} \cdot \overrightarrow{e'_{C/D}} + L_{F/E} \cdot \overrightarrow{e'_{F/E}} + L_{G/F} \cdot \overrightarrow{e'_{G/F}} - d\vec{J} = -(\overrightarrow{\Delta R_{A/RO}}) + L_{D/A} \cdot \overrightarrow{e_{D/A}} + L_{E/D} \cdot \overrightarrow{e_{C/D}} + L_{F/E} \cdot \overrightarrow{e_{F/E}} + L_{G/F} \cdot \overrightarrow{e_{G/F}} \quad (23-3)$$

$$\begin{aligned}
 & -L_{C/B} \cdot \overrightarrow{e'_{C/B}} - L_{E/C} \cdot \overrightarrow{e'_{C/D}} + L_{F/E} \cdot \overrightarrow{e_{F/E}} + L_{G/F} \cdot \overrightarrow{e'_{G/F}} - d\vec{j} = \\
 & -(\overrightarrow{\Delta R_{B/RO}}) - L_{C/B} \cdot \overrightarrow{e_{C/B}} - L_{E/C} \cdot \overrightarrow{e_{C/D}} + L_{F/E} \cdot \overrightarrow{e_{F/E}} + L_{G/F} \cdot \overrightarrow{e_{G/F}} \quad (24-3)
 \end{aligned}$$

بردارهای یکه تغییر یافته بعد از دوران به صورت روابط (۲۵-۳) تا (۲۹-۳) نشان داده می‌شود.

$$\overrightarrow{e'_{D/A}} = n_1\vec{i} + n_2\vec{j} + n_3\vec{k} \quad (25-3)$$

$$\overrightarrow{e'_{C/D}} = m_1\vec{i} + m_2\vec{j} + m_3\vec{k} \quad (26-3)$$

$$\overrightarrow{e'_{B/C}} = q_1\vec{i} + q_2\vec{j} + q_3\vec{k} \quad (27-3)$$

$$\overrightarrow{e'_{F/E}} = s_1\vec{i} + s_2\vec{j} + s_3\vec{k} \quad (28-3)$$

$$\overrightarrow{e'_{G/F}} = t_1\vec{i} + t_2\vec{j} + t_3\vec{k} \quad (29-3)$$

با توجه به اینکه هر یک از روابط معادلات تفاضلی به سه معادله تبدیل می‌شود، در مجموع ۹ معادله بدست می‌آید. کل مجهولات موجود در معادلات برابر ۱۵ عدد می‌باشد که برای بدست آوردن آنها نیاز به ۱۵ معادله می‌باشد. ۶ معادله دیگر با قیدهای (۳۰-۳) تا (۳۵-۳) ایجاد می‌شود.

$$|\overrightarrow{e'_{D/A}}| = 1 \quad (30-3)$$

$$|\overrightarrow{e'_{C/D}}| = 1 \quad (31-3)$$

$$|\overrightarrow{e'_{B/C}}| = 1 \quad (32-3)$$

$$|\overrightarrow{e'_{F/E}}| = 1 \quad (33-3)$$

$$|\overrightarrow{e'_{G/F}}| = 1 \quad (34-3)$$

$$\overrightarrow{e'_{F/E}} \cdot \overrightarrow{e'_{C/D}} = 1 \quad (35-3)$$

با حل ۱۵ معادله فوق به صورت عددی، به ازای زاویه دورانهای مختلف، پارامترهای مجهول که راستاهای بردارهای یکه اجزای سیستم تعلیق می‌باشند، بدست می‌آیند. در روش بکار رفته برای حل معادلات فوق، ابتدا هر یک از معادلات را برابر خطای کوچکی به نام δ قرار داده و سپس با استفاده از برنامه بهینه‌سازی زنبو عسل^۱، تابع مجموع خطاها مینیمم می‌شود. برای بدست آوردن تغییرات زاویه‌ی تورب در این مدل ریاضی از رابطه‌ی (۳۶-۳) استفاده می‌شود.

$$\Delta \text{Cam} = -\tan^{-1}[(\overrightarrow{R'_{P/E}} \cdot \vec{k}) / ((\overrightarrow{R'_{P/E}} \cdot \vec{i})^2 + (\overrightarrow{R'_{P/E}} \cdot \vec{j})^2)^{1/2}] \quad (36-3)$$

بردار $R'_{P/E}$ مقدار تغییر یافته بردار $R_{P/E}$ و معرف تغییر جهت محور دوران چرخ می‌باشد. مقدار $R'_{P/E}$ از رابطه (۳۷-۳) بدست می‌آید.

$$\overrightarrow{R'_{P/E}} = \overrightarrow{R_{P/E}} + \overrightarrow{\Delta R_{P/E}} \quad (37-3)$$

$R_{P/E}$ مقداری معلوم است. برای بدست آوردن $\Delta R_{P/E}$ از روابط (۳۷-۳) تا (۴۱-۳) استفاده می‌شود.

$$\overrightarrow{R_{P/E}} = \overrightarrow{R_{P/C}} - \overrightarrow{R_{E/C}} \quad (37-3)$$

$$\overrightarrow{K_1} = \overrightarrow{e_{D/C}} \times \overrightarrow{e_{F/E}} \quad (38-3)$$

$$\begin{aligned} \overrightarrow{R_{P/E}} &= ((\overrightarrow{R_{P/C}} - \overrightarrow{R_{E/C}}) \cdot \overrightarrow{e_{D/C}}) \overrightarrow{e_{D/C}} + ((\overrightarrow{R_{P/C}} - \overrightarrow{R_{E/C}}) \cdot \overrightarrow{e_{F/E}}) \overrightarrow{e_{F/E}} \\ &+ ((\overrightarrow{R_{P/C}} - \overrightarrow{R_{E/C}}) \cdot \overrightarrow{K_1}) \overrightarrow{K_1} \end{aligned} \quad (39-3)$$

$$\overrightarrow{K'_1} = \overrightarrow{e'_{D/C}} \times \overrightarrow{e'_{F/E}} \quad (40-3)$$

$$\begin{aligned} \overrightarrow{\Delta R_{P/E}} &= ((\overrightarrow{R_{P/C}} - \overrightarrow{R_{E/C}}) \cdot \overrightarrow{e_{D/C}}) (\overrightarrow{e_{D/C}} - \overrightarrow{e'_{D/C}}) + ((\overrightarrow{R_{P/C}} - \overrightarrow{R_{E/C}}) \cdot \overrightarrow{e_{F/E}}) (\overrightarrow{e_{F/E}} - \overrightarrow{e'_{F/E}}) \\ &+ ((\overrightarrow{R_{P/C}} - \overrightarrow{R_{E/C}}) \cdot \overrightarrow{K_1}) (\overrightarrow{K_1} - \overrightarrow{K'_1}) \end{aligned} \quad (41-3)$$

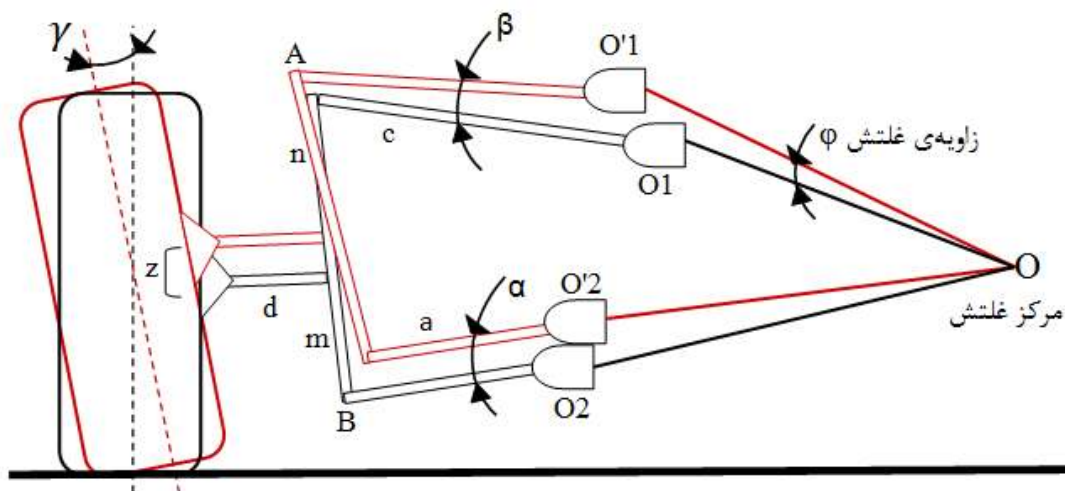
¹ Bees Algorithm

با توجه به روابط (۳-۳۵) تا (۳-۳۹) مقدار $R'_{P/E}$ مشخص خواهد شد و به این ترتیب مقدار تغییرات زاویه‌ی تورب بدست خواهد آمد. برای بدست آوردن تغییرات زاویه‌ی سرجمعی^۱ از رابطه‌ی (۳-۴۲) بدست می‌آید. در ادامه به تحلیل صفحه‌ای سیستم تعلیق دوجنابی برای محور عقب خودرو پرداخته می‌شود.

$$\Delta \text{Toe} = - \tan^{-1} [(\overrightarrow{R'_{P/E}} \cdot \vec{i}) / (\overrightarrow{R'_{P/E}} \cdot \vec{j})] \quad (۳-۴۲)$$

۳-۲-۲-۳ نحوه‌ی بدست آوردن روابط سینماتیکی سیستم تعلیق دوجنابی برای محور عقب

در اثر دوران بدنه‌ی خودرو، زوایای لینک‌های سیستم تعلیق از حالت اولیه و در شرایط زاویه دوران صفر به حالت ثانویه تغییر می‌کند. شکل (۳-۷) وضعیت سیستم تعلیق را قبل و بعد از دوران نشان می‌دهد.

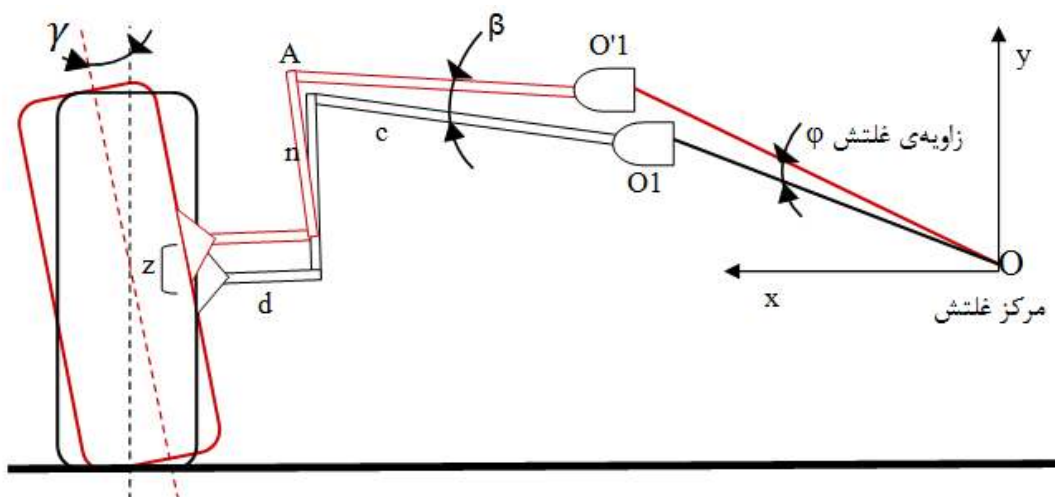


شکل ۳-۷. سیستم تعلیق محور عقب خودرو قبل و بعد از دوران

برای تحلیل سینماتیکی سیستم تعلیق، در ابتدا می‌بایست تغییر مکان مفاصل متصل به زمین را در هنگام دوران خودرو بدست آوریم. برای بدست آوردن تغییر مکان‌های مفاصل متصل به زمین از روابط (۳-۱۳) تا (۳-۱۸) استفاده می‌شود.

^۱ Toe angle

در اثر دوران بدنه حول محور X و به اندازه زاویه φ ، در چرخ یکسری تغییر زاویه ایجاد خواهد شد که مجهولات ما می‌باشند. همانگونه که در شکل (۷-۳) مشاهده می‌شود، زوایای α و β و γ مجهولات ما می‌باشند که به ازای زوایای رول مختلف محاسبه می‌شوند. بنابراین برای بدست آوردن تغییرات زوایای مذکور به سه معادله حلقه بسته نیاز داریم. در معادلات مربوط به حلقه‌ها لینک قائم به صورت جوش به لینک رابط و لینک رابط نیز با جوش به چرخ وصل می‌باشد و هر سه به اندازه γ تغییر زاویه خواهند داشت. در زیر با توجه به شکل (۸-۳) نحوه نوشتن یکی از روابط برداری مربوط به حلقه‌ها بیان می‌شود.



شکل ۸-۳. حلقه بالایی سیستم تعلیق خودرو قبل و بعد از دوران

معادله حاکم بر حلقه بسته شکل (۸-۳) که از مفصل $O1$ شروع شده و روی خطوط سیاه حرکت کرده و سپس از روی خط قرمز به مفصل $O'1$ بر می‌گردد به صورت رابطه (۳-۴۳) می‌باشد.

$$a + m + d + (z - m - d) \cdot e^{i\gamma} - a \cdot e^{i\alpha} - wl = 0 \quad (۳-۴۳)$$

همانند رابطه (۳-۴۳)، می‌توان سه رابطه برداری دیگر برای حلقه‌ها را به صورت روابط (۳-۴۴) تا (۳-۴۶) نوشت.

$$c - n + d + (z + n - d) \cdot e^{(i\gamma)} - c \cdot e^{(i\beta)} - w_2 = 0 \quad (44-3)$$

$$a + n + m + c + (n + m) \cdot e^{(i\gamma)} - c \cdot e^{(i\beta)} - a \cdot e^{(i\alpha)} - w_1 - w_2 = 0 \quad (45-3)$$

$$Z = R \cdot \varphi \quad (46-3)$$

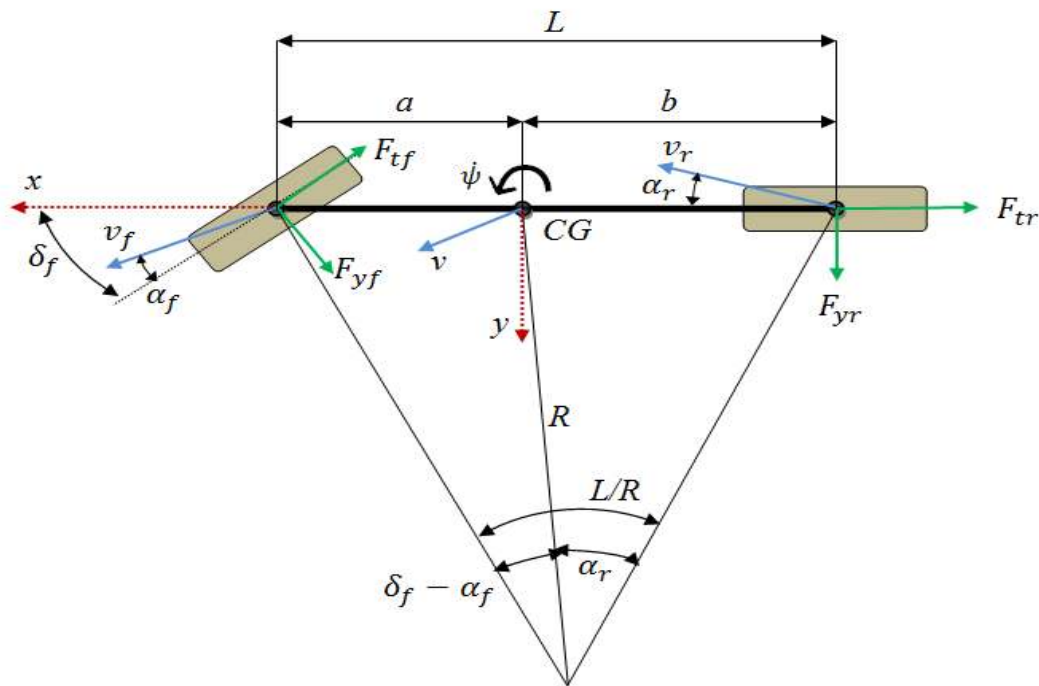
در روابط بالا R ، فاصله‌ی بین مرکز غلتش خودرو و مرکز چرخ می‌باشد. روابط بالا را می‌توان در دو جهت مختلف بازنویسی کرد. با نوشتن معادلات در جهت x و جایگذاری طول لینک‌ها با اندازه‌های موجود در نرم‌افزار آدامز/کار، می‌توان معادلات بالا را به صورت عددی حل کرد. در حل این معادلات در ابتدا به ازای هر زاویه دوران ارتفاع مرکز غلتش خودرو محاسبه می‌شود تا جواب‌های دقیق‌تری حاصل شود. در روش بکار رفته برای حل معادلات فوق، ابتدا هر یک از معادلات را برابر خطای کوچکی به نام δ قرار داده و سپس با استفاده از برنامه بهینه‌سازی زنبور عسل، تابع مجموع خطاها مینیمم می‌شود.

تغییر زاویه‌ی تورب به طور مستقیم از حل معادلات بالا به ازای هر زاویه‌ی غلتش بدست خواهد آمد. برای بدست آوردن فاصله عرضی بین چرخ‌ها، مجموع فاصله محل تماس چرخ سمت راست با جاده تا محل تقاطع محور عمودی گذرنده از مرکز محور عقب با صفحه‌ی زمین و محل تماس چرخ سمت چپ با جاده تا محل تقاطع محور عمودی گذرنده از مرکز محور عقب با صفحه‌ی زمین، را بعد از دوران بدست می‌آوریم.

۳-۳ خوش‌فرمانی در خودرو

برای بررسی خوش‌فرمانی در شرایط دائمی، رفتار جهتی خودرو در طی گردش تحت شرایط ثابت نسبت به زمان مورد توجه قرار می‌گیرد. برای ساده سازی تحلیل خوش‌فرمانی در خودرو، با فرض اینکه نسبت شعاع گردش خودرو به پهنای خودرو بزرگ است، همانطور که در شکل (۳-۹) مشاهده می‌شود، یک جفت چرخ واقع بر روی یک محور با یک چرخ جایگزین می‌شود.

مشخصات خوش‌فرمانی خودرو تا حد زیادی به زوایای لغزش جانبی^۱ در چرخ‌های جلو و عقب بستگی دارد.



شکل ۳-۹. مدل دو چرخ خودرو [۲]

با توجه به شکل (۳-۹)، رابطه‌ی حاکم بر زوایای فرمان چرخ جلو، شعاع گردش، فاصله‌ی طولی

دو محور و زوایای لغزش چرخ‌های جلو و عقب به صورت رابطه (۳-۴۷) می‌باشد [۱۸].

$$\delta_f - \alpha_f + \alpha_r = \frac{L}{R} \rightarrow \delta_f = \frac{L}{R} + \alpha_f - \alpha_r \quad (۳-۴۷)$$

رابطه‌ی (۳-۴۷) حاکی از آن است که زوایای فرمان مورد نیاز برای حرکت در امتداد خاص، نه تنها

تابع شعاع گردش R است، بلکه تابع زوایای لغزش چرخ‌های جلو و عقب خودرو نیز می‌باشد.

نیروی جانبی در هر یک از محورهای خودرو از روی تعادل به صورت زیر محاسبه می‌گردند.

^۱ Side slip angle

$$F_{yf} = M \frac{u^2 b}{R L} \quad (48-3)$$

$$F_{yf} = M \frac{u^2 a}{R L} \quad (49-3)$$

که در آن‌ها M جرم کلی خودرو و U سرعت طولی خودرو می‌باشد. جرم وارد بر هر یک از چرخ‌های جلو و عقب در شرایط استاتیکی به صورت روابط (3-50) و (3-51) می‌باشد.

$$M_f = \frac{Mb}{2L} \quad (50-3)$$

$$M_r = \frac{Ma}{2L} \quad (51-3)$$

با در نظر گرفتن تابعی خطی برای نیروی جانبی و زاویه‌ی لغزش، زاویه‌ی لغزش برای چرخ‌های عقب و جلو به صورت زیر محاسبه می‌گردد.

$$\alpha_f = \frac{F_{yf}}{2C_{af}} = \frac{M_f u^2}{C_{af} R} \quad (52-3)$$

$$\alpha_r = \frac{F_{yr}}{2C_{ar}} = \frac{M_r u^2}{C_{ar} R} \quad (53-3)$$

که در آن C_{af} و C_{ar} به ترتیب سفتی گوشه‌دار شدن¹ تایرهای جلو و عقب خودرو می‌باشد. با جایگزینی روابط (3-52) و (3-53) در (3-47)، زاویه‌ی فرمان مورد نیاز برای گردش در مسیر خاص به صورت رابطه‌ی (3-54) خواهد بود.

¹ Cornering Stiffness

$$\delta_f = \frac{L}{R} + \left(\frac{M_f}{C_{af}} - \frac{M_r}{C_{ar}} \right) \frac{u^2}{R} = \frac{L}{R} + \left(\frac{M_f}{C_{af}} - \frac{M_r}{C_{ar}} \right) A_j = \frac{L}{R} + K_u A_j \quad (54-3)$$

که در آن A_j شتاب جانبی مرکز جرم خودرو و K_u ضریب کم‌فرمانی می‌باشد و به صورت معادله‌ی (55-3) تعریف می‌گردد.

$$K_u = \frac{M_f}{C_{af}} - \frac{M_r}{C_{ar}} = (\alpha_f - \alpha_r) \frac{R}{u^2} \quad (55-3)$$

ضریب کم‌فرمانی تابعی از سفتی گوشه‌دار شدن در چرخ‌های جلو و عقب خودرو و مقدار جرم بر روی هر یک از محورها می‌باشد. رابطه‌ی (54-3)، یک رابطه‌ی اساسی حاکم بر رفتار خوش‌فرمانی در خودروهای جاده‌ای در شرایط دائمی می‌باشد [25]. همان‌طور که در رابطه‌ی (55-3) مشاهده می‌گردد، ضریب کم‌فرمانی به مقدار جرم بر روی هر یک از محورهای جلو و عقب و ضریب گوشه‌دار شدن چرخ‌ها وابسته است. بنابراین موقعیت مرکز جرم در خودرو به دلیل تغییر در مقدار جرم بر روی هر یک از محورها، بر روی رفتار خوش‌فرمانی در خودرو بسیار اثرگذار است. بر اساس مقدار ضریب کم‌فرمانی مشخصات خوش‌فرمانی در حالت دائمی به سه نوع تقسیم‌بندی می‌گردد: حالت فرمان‌پذیری خنثی^۱، حالت کم‌فرمانی^۲ و حالت بیش‌فرمانی^۳ [۲].

۳-۱-۳-۳ حالت فرمان‌پذیری خنثی

در صورتی که مقدار ضریب کم‌فرمانی برابر صفر گردد، زوایای لغزش جانبی چرخ‌های جلو و عقب خودرو یکسان خواهند بود. رابطه‌ی (۴۷-۳) در این حالت به صورت زیر ساده می‌گردد.

¹ Neutral steer

² Under steer

³ Over steer

$$\delta_f = \frac{L}{R} \quad (56-3)$$

بنابراین خودرویی که رفتار فرمان‌پذیری خنثی داشته باشد، با هر مقدار سرعت طولی در خودرو، برای گردش با شعاع ثابت، احتیاج به مقدار یکسانی از زاویه‌ی فرمان دارد. به عبارت دیگر در حرکت با فرمان ثابت، شعاع گردش ثابت باقی می‌ماند.

۲-۳-۳ حالت کم‌فرمانی

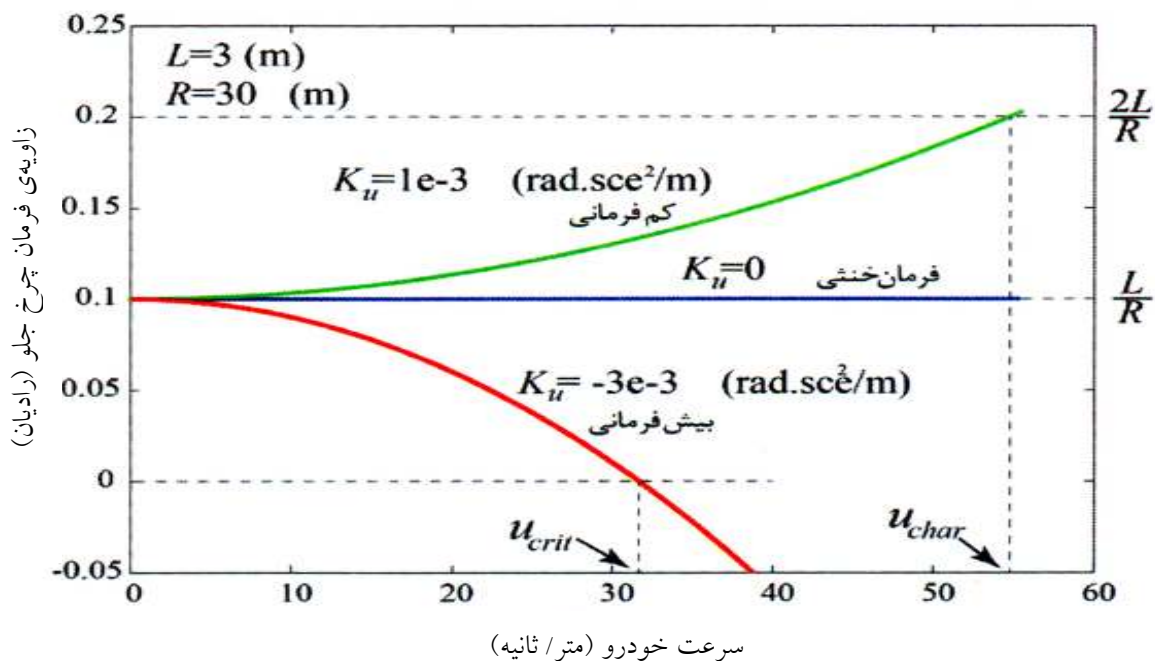
در صورتی که ضریب کم‌فرمانی مقداری مثبت داشته باشد، خودرو حالت کم‌فرمانی را خواهد داشت. در حالت کم‌فرمانی، زاویه‌ی لغزش جانبی در چرخ‌های جلویی از زاویه‌ی چرخ‌های عقبی بیشتر است. در این حالت زاویه‌ی فرمان برای حفظ خودرو در مسیر، متناسب با مربع سرعت افزایش می‌یابد. به عبارت دیگر شعاع گردش با وضعیت ثابت فرمان در زمان شتاب‌گیری در خودرو، افزایش می‌یابد. همان‌طور که در شکل (۳-۱۰) مشاهده می‌شود، در حالت کم‌فرمان، سرعتی را که زاویه‌ی فرمان مورد نیاز در آن سرعت برابر $2L / R$ است، سرعت مشخصه^۱ می‌باشد.

۳-۳-۳ حالت بیش‌فرمانی

در صورتی که ضریب کم‌فرمانی مقداری منفی داشته باشد، زاویه‌ی لغزش جانبی جلو از زاویه‌ی لغزش جانبی چرخ عقب کوچکتر می‌باشد. در این وضعیت با ثابت بودن زاویه‌ی فرمان، شعاع گردش در حین شتاب‌گیری، کاهش خواهد یافت. به این حالت در خوش‌فرمانی خودرو، حالت بیش‌فرمانی گفته می‌شود.

^۱ Characteristic Speed

در این حالت، راننده برای گردش با شعاع ثابت در زمان شتاب‌گیری خودرو، لازم است که زاویه‌ی فرمان را کاهش دهد. همان‌طور که در شکل (۳-۱۰) دیده می‌شود، در سرعت بحرانی^۱، برای گردش با شعاع ثابت لازم است که راننده زاویه‌ی فرمان را برابر صفر اعمال نماید.



شکل ۳-۱۰. زاویه فرمان نسبت به سرعت خودرو [۲]

به منظور بررسی وضعیت خوش‌فرمانی خودرو در حین انجام مانور، به دلیل این که اندازه‌گیری شعاع گردش مشکل می‌باشد، رابطه‌ی (۳-۴۷) را می‌توان به صورت سرعت زاویه‌ای چرخشی مطلوب، که قابل اندازه‌گیری می‌باشد، نوشت. برای این منظور شتاب جانبی و شعاع گردش در خودرو به صورت روابط (۳-۵۷) و (۳-۵۸) محاسبه می‌گردد.

¹ Critical speed

$$A_j = \frac{u^2}{R} \quad (57-3)$$

$$R = \frac{u}{\psi} \quad (58-3)$$

با جایگزینی رابطه‌ی (57-3) و (58-3) در رابطه‌ی (47-3)، سرعت زاویه‌ای چرخشی مطلوب¹ بدنه‌ی خودرو به صورت رابطه (59-3) محاسبه می‌گردد.

$$\dot{\psi}_d = \frac{u \delta_f}{L + K_u u^2} \quad (59-3)$$

با توجه به رابطه‌ی (59-3) مقدار سرعت زاویه‌ای چرخشی خودرو به ضریب کم‌فرمانی، فاصله‌ی طولی چرخ‌ها، سرعت طولی خودرو و زاویه‌ی فرمان در چرخ‌های جلو بستگی دارد. در مدل خودروی در نظر گرفته شده، اثرات ناشی از به اشباع رسیدن نیروی اصطکاک در چرخ‌ها، اثرات زاویه‌ی غلتش و پیچش بدنه‌ی خودرو، اثرات ناشی از مکانیزم سیستم تعلیق، نیروهای آیرودینامیکی وارد شده به بدنه‌ی خودرو در اثر عبور جریان هوا و غیره لحاظ نشده است. در عمل این عوامل بر روی رفتار خودرو تأثیرگذار است و باعث می‌گردد که خودرو از رفتار طبیعی خود خارج گردد [۲۵]، لذا به منظور حذف این اثرات بر روی خوش‌فرمانی در خودرو و همچنین به دلیل اینکه در عمل، اندازه‌گیری سرعت زاویه‌ای چرخشی بدنه‌ی خودرو از اندازه‌گیری شعاع حرکت ساده‌تر می‌باشد، رابطه‌ی (59-3)، معیار بررسی خوش‌فرمانی در خودرو قرار می‌گیرد. در بسیاری از روش‌های کنترلی اعمال شده بر روی خودرو (از قبیل کنترل گشتاور چرخشی از طریق ترمزگیری نامتقارن در چرخ‌ها، خودروهای چهار چرخ فرمان‌پذیر و غیره) معادله‌ی (59-3) معیار بهبود خوش‌فرمانی در این خودروها در نظر گرفته شده است [۲].

¹ Desired yaw rate

۳-۴ پایداری در خودرو

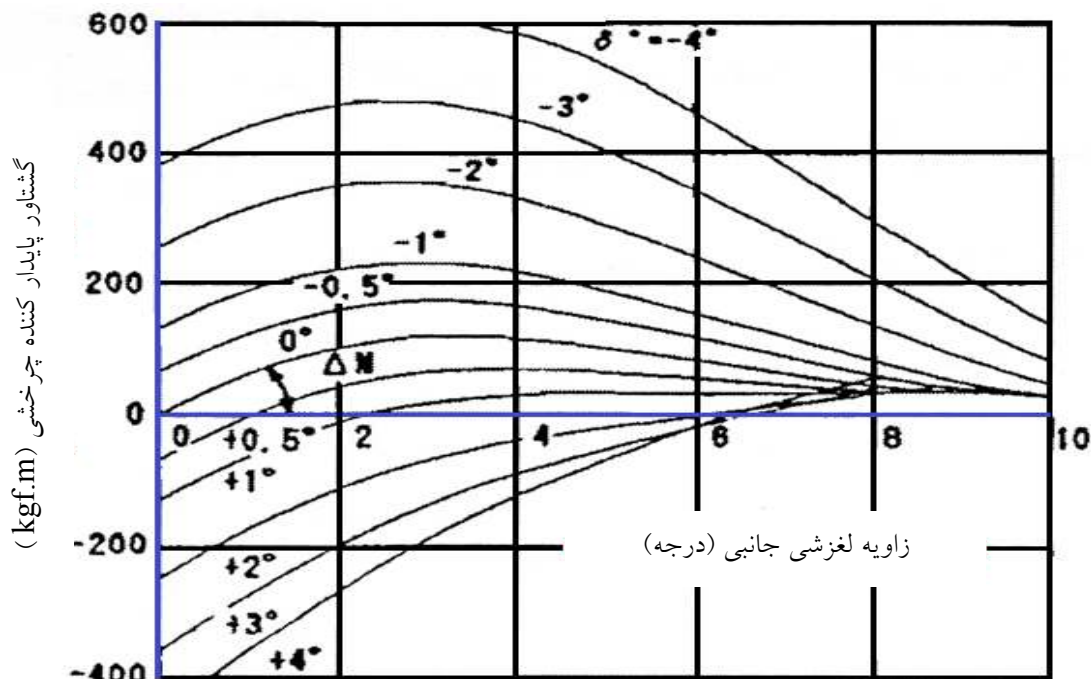
به منظور بررسی پایداری در خودرو، پایداری جانبی و غلتشی مورد بررسی قرار می‌گیرد. بهبود پایداری جانبی معادل بهبود پایداری غلتشی در خودرو می‌باشد [۱۱].

۳-۴-۱ پایداری جانبی در خودرو

پایداری جانبی خودرو در ارتباط مستقیم با مقدار زاویه‌ی لغزش جانبی خودرو می‌باشد. زیرا در زوایای لغزش بالا، خودرو مواجه با وضعیت کم‌فرمانی شده که در ادامه ممکن است منجر به چرخش خودرو به دور خود و خروج از مسیر گردد. در وضعیت خطی در فرمان‌پذیری در خودرو، رابطه‌ی بین زاویه‌ی لغزش جانبی خودرو و گشتاور پایدار کننده‌ی چرخشی^۱ خودرو، خطی می‌باشد. این در حالی است که در ناحیه‌ی غیر خطی این رابطه برقرار نیست. برای اینکه پایداری خودرو در جاده حفظ شود، زاویه‌ی لغزش جانبی خودرو باید در محدوده‌ی خاصی باشد تا عکس‌العمل خودرو نسبت به ورودی راننده، رفتاری متناسب داشته باشد [۲۵].

منظور از زاویه‌ی لغزش جانبی بالا، مقادیری است که به ازای آن، منحنی گشتاور پایدار کننده‌ی چرخشی خودرو بر حسب زاویه‌ی لغزش جانبی خودرو به حداکثر مقدار ممکن می‌رسد. در زوایای لغزش بالا، گشتاور پایدار کننده متناسب با ورودی زاویه‌ی فرمان ایجاد نمی‌شود [۱۷]. در شکل (۳-۱۱) نحوه‌ی تغییر گشتاور پایدار کننده‌ی چرخشی در خودرو با تغییر زاویه‌ی لغزش جانبی در خودرو در زوایای متفاوتی از فرمان‌گیری در چرخ‌های جلو نشان داده شده است.

¹ Stabilizing yaw moment



شکل ۳-۱۱. گشتاور پایدار کننده چرخشی با تغییر زاویه لغزشی جانبی [۱۷]

همان‌طور که در شکل (۳-۱۱) مشاهده می‌شود، حساسیت گشتاور چرخشی با تغییر زاویه‌ی فرمان‌گیری در چرخ‌های جلو، در زوایای لغزش جانبی بالا، با شیب زیادی کاهش می‌یابد. به عبارت دیگر در زوایای لغزش جانبی بالا تغییر در زاویه‌ی فرمان در چرخ‌های جلو، مقدار اندازهی گشتاور پایدار کننده‌ی چرخشی در خودرو را به مقدار کم تحت تأثیر قرار می‌دهد. به این دلیل، شبیهات‌ها برای بهبود پایداری در خودرو، اعمال ترمز گیری فعال در چرخ‌ها با استفاده از یک روش کنترلی را پیشنهاد نمود [۱۷]. بنابراین با افزایش زاویه‌ی لغزش جانبی در خودرو، مقدار پایداری جانبی در خودرو کاهش می‌یابد.

در خودروهای سواری در حین انجام مانورهای بحرانی در شتاب جانبی بالا، با تغییر ناگهانی مشخصه‌ی فرمان‌پذیری از کم‌فرمانی به بیش‌فرمانی، زاویه‌ی لغزش جانبی در چرخ‌های عقب خودرو نسبت به چرخ‌های جلویی خودرو افزایش یافته که این امر باعث افزایش زاویه لغزش جانبی بدنه‌ی خودرو شده و در ادامه ممکن است منجر به چرخش خودرو حول محور عمود بر جاده و خروج از جاده می‌شود [۳۱، ۳۲].

به طور کلی در وضعیت بیش‌فرمانی در خودرو، رابطه‌ی بین زاویه‌ی لغزش جانبی خودرو و گشتاور پایدار کننده‌ی چرخشی خودرو، غیر خطی بوده و با زاویه‌ی لغزش جانبی خودرو، مقدار پایداری خودرو کاهش می‌یابد [۳۳].

۳-۴-۲ پایداری غلتشی در خودرو

پایداری غلتشی خودرو در واقع اجتناب از بروز پدیده‌ی بیش‌غلثشی در خودرو می‌باشد [۲۶، ۳۴]. پدیده‌ی بیش‌غلثشی در خودرو به این صورت تعریف می‌گردد که در حین عبور خودرو از پیچ و اعمال نیروی گریز از مرکز به مرکز جرم خودرو، نیروی عمودی در چرخ داخل پیچ صفر گردد. بررسی و پیش‌بینی بیش‌غلثشی در خودرو، فرآیند پیچیده‌ای است که به نیروهای اعمال شده از طرف جاده به خودرو وابسته است [۹]. معیار تشخیص بروز بیش‌غلثشی یا ناپایداری در خودرو، صفر شدن نیروی عمودی وارد به چرخ بحرانی در خودرو در نظر گرفته می‌شود. در ادامه زوایای موجود در خودرو معرفی می‌گردند.

۳-۵-۲ زوایای موجود در چرخ

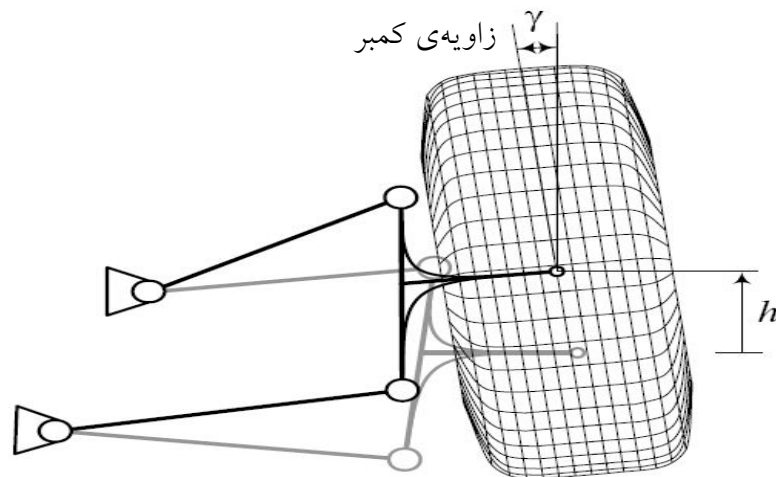
زوایای چرخ در فضا شامل کستر، تورب، محور چرخشی^۱ و سرجمعی است که این زوایا وابسته به جهت‌گیری چرخ می‌باشند.

۳-۵-۱ زاویه تورب

زاویه تورب کجی کناری چرخ نسبت به خط قائم می‌باشد. تورب چرخ سبب لاستیک‌سابی می‌شود، بنابراین باید زاویه تورب را چنان تنظیم نمود که پس از بارگذاری خودرو مقدار آن به

^۱ King pin angle

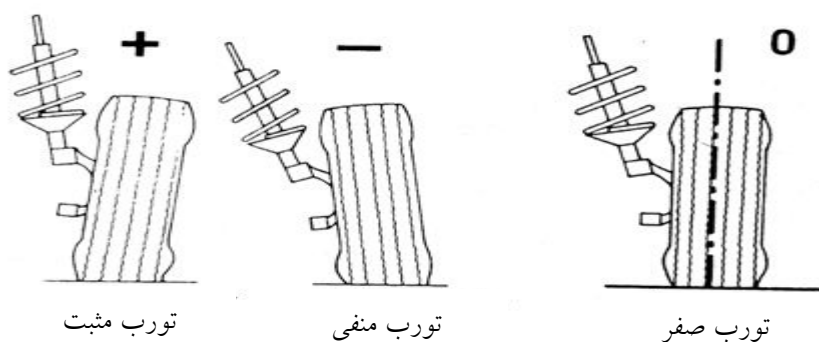
صفر برسد. این زاویه به مشخصات سیستم تعلیق بستگی دارد. شکل (۳-۱۲) زاویه تورب را در چرخ نشان می‌دهد.



شکل ۳-۱۲. زاویه تورب

زاویه تورب سبب تقسیم یکنواخت فشار خودرو بر سطح لاستیک می‌شود، بنابراین سبب کاهش و یکنواختی لاستیک‌سابی می‌گردد. حسن کمبر ثبات در رانندگی است، زیرا سطح اتکا را افزایش می‌دهد و گرانیگاه را پایین‌تر می‌آورد [۳].

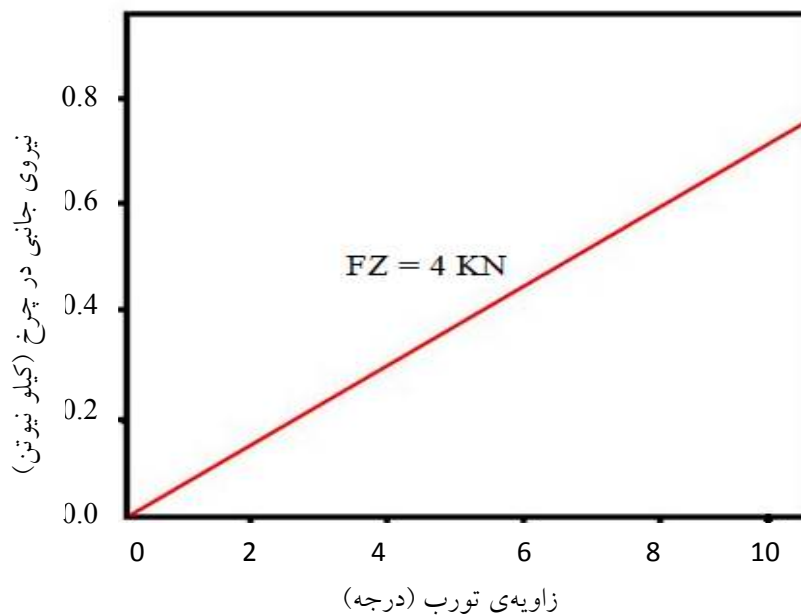
زاویه تورب بر پاسخ سمتی خودرو و فرمان‌پذیری آن تأثیر داشته و بسته به اندازه آن سه حالت پیش می‌آید: زاویه تورب خنثی، زاویه تورب منفی، زاویه تورب مثبت. شکل (۳-۱۳) انواع زاویه تورب را در چرخ نشان می‌دهد.



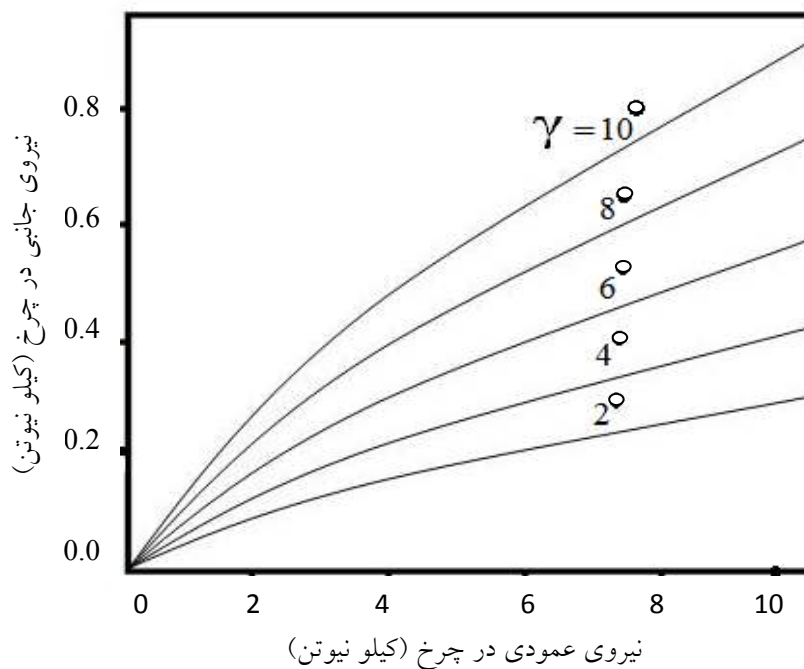
شکل ۳-۱۳. انواع زاویه تورب در چرخ [۲]

در صورتی که زاویه تورب در چرخ در جهت محور طولی خودرو باشد، مثبت و در صورتی که در جهت عکس محور طولی خودرو باشد، منفی در نظر گرفته می‌شود.

زاویه تورب در چرخ‌ها سبب تغییر در نیروهای جانبی وارد بر چرخ از طرف زمین می‌شود. شکل (۳-۱۴) و (۳-۱۵) نتایج تغییرات نیروهای جانبی وارد به چرخ در اثر تغییر در زاویه تورب را نشان می‌دهد [۲].



شکل ۳-۱۴. نیروی جانبی ناشی از زاویه تورب بر حسب زاویه تورب



شکل ۳-۱۵ نیروی ناشی از زاویه تورب بر حسب نیروی عمودی وارد بر چرخ [۱۵]

در هنگام عبور خودرو از روی پیچ، به دلیل اعمال نیروی گریز از مرکز به خودرو، نیروی عمودی وارد به چرخ داخل پیچ کاهش و در چرخ خارج پیچ افزایش می‌یابد. بنابراین با توجه به شکل (۳-۱۴) در هنگام عبور خودرو از روی پیچ، نیروی جانبی در چرخ داخل پیچ کاهش و در چرخ خارج پیچ افزایش می‌یابد. بنابراین زاویه‌ی تورب در چرخ خارج پیچ از ارزش بالاتری برخوردار است. در صورتی که زاویه تورب در چرخ داخل و خارج پیچ در جهت دوران بدنه‌ی خودرو باشد، نیروی ناشی از تورب در هر یک از چرخ‌ها باعث کاهش نیروی جانبی کل در چرخ می‌شود. رابطه (۳-۶۰) نیروی عمودی را در چرخ داخل پیچ نشان می‌دهد.

$$F_y = F_{ya} - F_{yy} \quad (۳-۶۰)$$

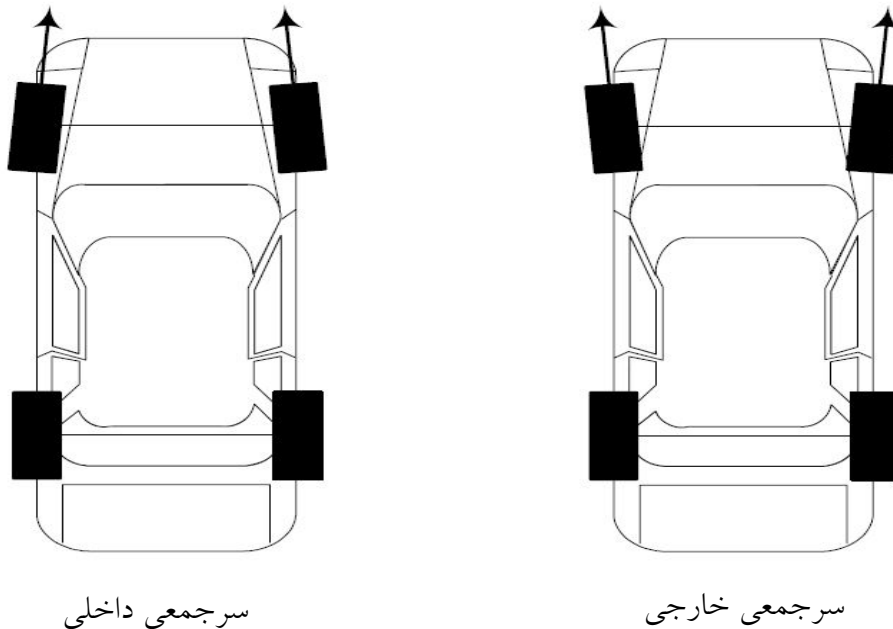
در صورتی که زاویه تورب در چرخ داخل و خارج پیچ در خلاف جهت دوران بدنه‌ی خودرو باشد، نیروی ناشی از تورب در هر یک از چرخ‌ها باعث افزایش نیروی جانبی کل در چرخ می‌شود. رابطه (۳-۶۱) نیروی عمودی چرخ را نشان می‌دهد.

$$F_y = F_{ya} + F_{yy} \quad (۶۱-۳)$$

در روابط بالا F_{ya} نیروی ناشی از زاویه لغزش در چرخ‌ها و F_{yy} نیروی ناشی از زاویه تورب در چرخ است.

۳-۵-۲ زاویه سرجمعی^۱

زاویه‌ی سرجمعی، زاویه‌ای است که صفحه چرخ با محور طولی خودرو از نمای بالا می‌سازد. با توجه به علامت زاویه‌ی سرجمعی که با محور طولی سنجیده می‌شود، زاویه‌ی سرجمعی به دو نوع، زاویه سرجمعی داخلی و زاویه سرجمعی خارجی تقسیم می‌شود. زاویه سرجمعی داخلی و خارجی چرخ‌ها باید برابر باشد [۳]. شکل (۳-۱۶) زاویه‌ی سرجمعی را نشان می‌دهد.



شکل ۳-۱۶. زاویه‌ی سرجمعی

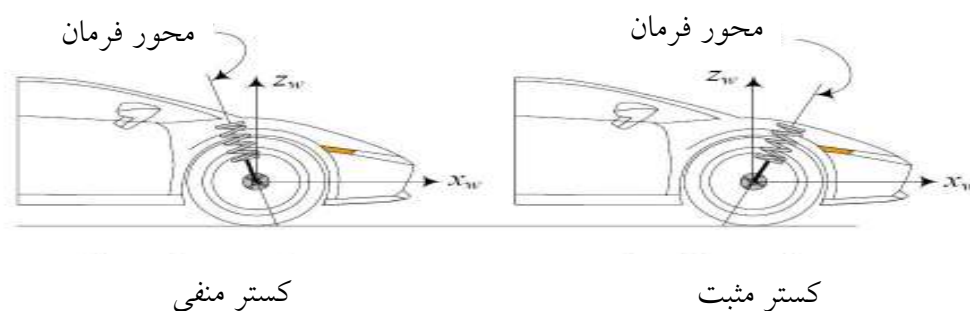
^۱ Toe angle

با توجه به شکل (۳-۱۶) در صورتی که زاویه‌ی سرجمعی در چرخ‌های چپ و راست با هم برابر نباشد، و به گونه‌ای باشد که لبه‌های جلو چرخ به هم نزدیک شود، زاویه سرجمعی داخلی و در صورتی که لبه‌های جلو چرخ از هم دور شود، زاویه سرجمعی خارجی تشکیل می‌شود [۲]. در صورت تنظیم نابرابر زاویه‌ی سرجمعی در چرخ‌ها حد فرمان‌پذیری کاهش یافته و سر و صدا ایجاد خواهد شد.

۳-۵-۳ زاویه کستر

زاویه کستر^۱ در فرمان‌دهی چرخ و فرمان‌پذیری خودرو نمود می‌یابد. زاویه کستر نمایانگر چگونگی استقرار محور فرمان نسبت به خط قائم از دید کناری است. شکل (۳-۱۷).

با تعیین زاویه کستر، تأثیر وزن وارد بر چرخ جلو و نیروی هدایت کننده مشخص می‌شود. اگر نقطه اثر بار چرخ پیش از نیروی رانشی چرخ باشد، کستر مثبت و اگر پس از آن باشد، کستر منفی است.

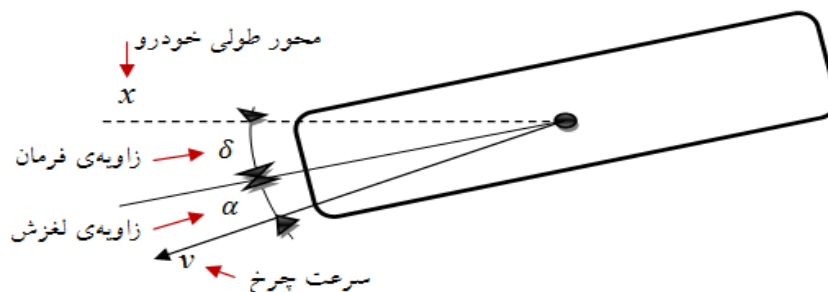


شکل ۳-۱۷. زاویه‌ی کستر

^۱ Caster angle

۳-۵-۴ زاویه لغزش جانبی در چرخ

هنگامی که راننده در پیچ به خودرو فرمان می‌دهد بردار سرعت چرخ با جهت حرکت چرخ هم جهت نیست و با هم زاویه‌ای می‌سازند، که به آن زاویه‌ی لغزش^۱ می‌گویند. اگر این زاویه زیاد باشد باعث لاستیک‌سایی می‌شود. بر پایه مقدار لغزش چرخ‌های جلو و پشت سه حالت ممکن است پیش آید: تک‌فرمانی، کم‌فرمانی و بیش‌فرمانی. شکل (۳-۱۸) زاویه لغزش جانبی را در چرخ نشان می‌دهد. در ادامه توابع شایستگی به منظور بهینه‌سازی سیستم تعلیق دوجنابی بیان می‌شوند.



شکل ۳-۱۸. زاویه لغزش جانبی در چرخ

۳-۶-۲ توابع هدف

در این بخش به معرفی توابع شایستگی مورد نیاز جهت بهینه‌سازی سیستم تعلیق دوجنابی، به منظور خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو پرداخته می‌شود. بدین منظور، توابع هدفی در رابطه با سینماتیک سیستم تعلیق و سینماتیک و سینتیک خودرو معرفی می‌گردد. توابع هدف در نظر گرفته شده، با توجه به معیارهای شبیه‌ها تا برای پایداری و آبه برای خوش‌فرمانی بیان می‌گردند.

¹ Side Slip Angle

۳-۶-۱ توابع هدف وابسته به سیستم تعلیق

با توجه به نحوه عملکرد مکانیزم سیستم تعلیق در اثر غلتش بدنه‌ی خودرو، می‌توان توابع شایستگی بر اساس تغییرات زاویه تورب در چرخ چپ و فاصله جانبی چرخ‌ها تعریف کرد. در بهینه‌سازی توابع هدف وابسته به سیستم تعلیق، اثر پارامترهای خودرو از قبیل، جرم خودرو، فاصله طولی محورها، جنس و نوع چرخ‌ها اثری نخواهد داشت و تنها پیدا کردن محدوده‌ی مناسب برای پارامترهای سیستم تعلیق بدون استفاده از توابع بهینه‌سازی وابسته به خودرو مد نظر می‌باشد.

۳-۶-۱-۱ توابع هدف مربوط به تغییرات زاویه تورب در چرخ

باتوجه به مطالب ارائه شده در بخش (۳-۵-۱) در مورد زاویه‌ی تورب، در صورتی که خودرو به سمت راست بپیچد، بدنه‌ی خودرو در خلاف جهت محور طولی خودرو دوران خواهد کرد. در این حالت چرخ سمت چپ چرخ خارجی بوده و نیروی بیشتری را تحمل خواهد کرد. مکانیزمی که با توجه به این نوع غلتش بدنه‌ی خودرو زاویه‌ی تورب مثبت ایجاد کند، باعث بهبود پایداری خودرو می‌شود. بنابراین می‌توان اولین تابع شایستگی را به گونه‌ای تعریف کرد که در آن هدف بیشینه کردن نیروی جانبی در چرخ خارج پیچ و یا به عبارتی بیشینه کردن تغییرات زاویه‌ی تورب (۷) در چرخ باشد. رابطه (۳-۶۲) اولین تابع شایستگی را معرفی می‌کند.

$$F_1 = \max (\sum_{\phi=0}^{-\phi} \Delta\gamma) \quad (۳-۶۲)$$

در صورتی زاویه تورب در چرخ خارج پیچ در اثر غلتش بدنه خودرو کمترین تغییرات را داشته باشد، اثر زاویه تورب در چرخ بر روی رفتار خودرو به حداقل می‌رسد. بنابراین تابع شایستگی دوم به منظور کمینه‌سازی زاویه تورب در چرخ خارج پیچ به صورت رابطه (۳-۶۳) قابل بیان است.

$$F_2 = \min (\sum_{\phi=0}^{-\phi} (\Delta\gamma)^2) \quad (۳-۶۳)$$

۳-۶-۱-۲ تابع شایستگی با توجه به تغییرات فاصله جانبی در چرخ‌ها

بروز پدیده بیش غلتشی در خودرو، هنگامی که خودرو در حال دور زدن می‌باشد به معنای کاهش نیروی عمودی وارد بر چرخ داخل پیچ می‌باشد. فاصله جانبی چرخ‌ها در ارتباط مستقیم با مسئله مقاومت در برابر بروز پدیده بیش غلتشی می‌باشد. هر چه فاصله جانبی در چرخ‌ها (tr) در هنگام عبور خودرو از پیچ بیشتر باشد، پایداری غلتشی در خودرو افزایش می‌یابد. بنابراین می‌توان تابع شایستگی سوم را به صورت (۶۴-۳) نوشت.

$$F_3 = \max (\sum_{\phi=0}^{\phi} \Delta tr) \quad (64-3)$$

۳-۶-۱-۳ تابع شایستگی با توجه به تغییرات فاصله‌ی جانبی در چرخ‌ها و تغییرات زاویه‌ی

تورب

با بهینه نمودن مکانیزم سیستم تعلیق بر اساس یکی از توابع شایستگی F_1 و F_2 و F_3 ، ممکن است مابقی اهداف به مقدار نامناسبی متمایل گردند. به منظور بررسی بهتر رفتار سیستم تعلیق، تابع چند هدفه‌ای^۱ به صورت (۶۵-۳) تعریف می‌شود.

Cost function $F_4 =$

$$F_1 = \max (\sum_{\phi=0}^{-\phi} \Delta \gamma)$$

$$F_2 = \max (\sum_{\phi=0}^{\phi} \Delta tr) \quad (65-3)$$

تابع شایستگی (۶۵-۳)، مکانیزم سیستم تعلیق را بر اساس بیشترین تغییرات زاویه تورب در چرخ خارج پیچ و بیشترین تغییرات فاصله عرضی در چرخ‌ها بهینه می‌کند.

¹ Multi objective function

۳-۶-۲ توابع شایستگی وابسته به خودرو

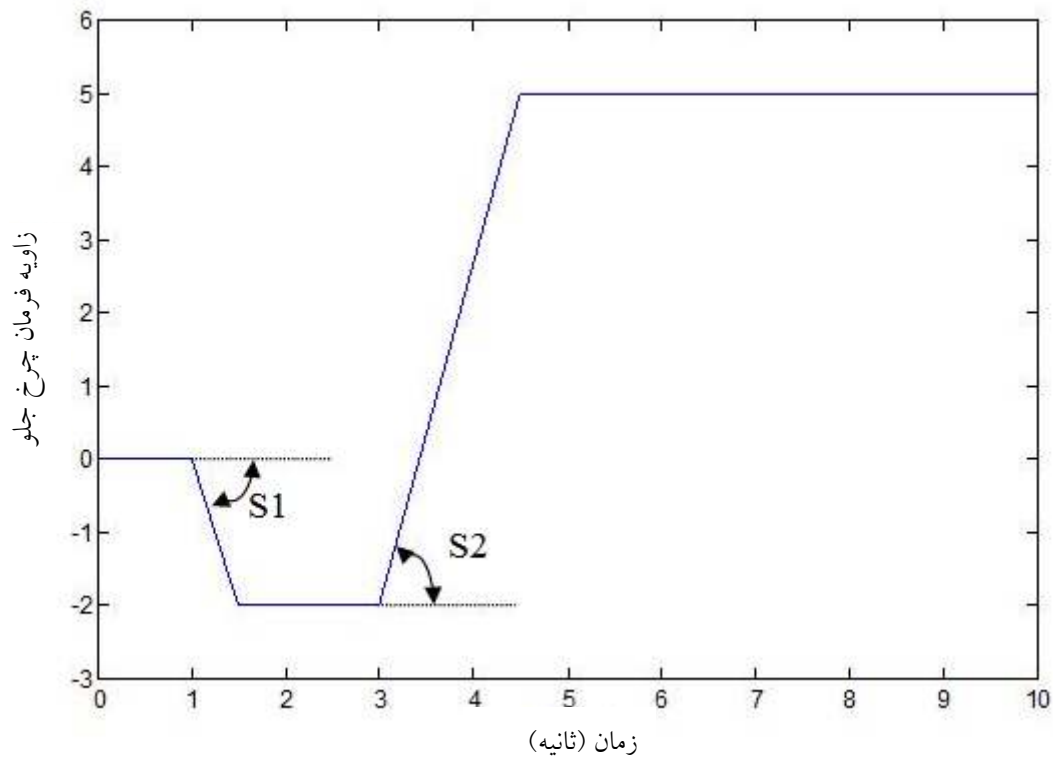
در دسته‌ی توابع شایستگی وابسته به سینماتیک سیستم تعلیق خودرو، ویژگی و ابعاد خودرو در نظر گرفته نمی‌شود و همچنین دقیقاً مشخص نمی‌باشد که چه تابع هدفی باید تعریف و بهینه گردد تا بهترین مکانیزم برای بهبود خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو تعیین گردد. به همین دلیل در این بخش، با در نظر گرفتن مدل دینامیکی خودرویی با سیستم تعلیق از نوع دوجنقی و انجام یک مانور مشخص، تابع شایستگی مربوط به ویژگی‌های خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو، از روی آن محاسبه می‌گردد. بر این اساس اثر مکانیزم سیستم تعلیق از نوع دوجنقی به طور مستقیم، برای خودرویی با ویژگی و ابعاد مشخص بهینه می‌گردد. در ادامه به معرفی مانور در نظر گرفته شده برای محاسبه‌ی تابع شایستگی وابسته به خودرو پرداخته می‌شود [۳۳].

۳-۶-۲-۱ مانور قلاب ماهی^۱

یکی از بهترین مانورها به منظور بررسی ویژگی‌های خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو به خصوص برای بررسی مقاومت خودرو در مقابل پدیده بیش‌غلثشی، مانور قلاب ماهی می‌باشد [۲۹]. نحوه‌ی تغییر زاویه‌ی فرمان‌گیری در چرخ‌های جلو^۲ در طول انجام مانور قلاب ماهی به صورتی که در شکل (۳-۱۹) نشان داده شده است، در نظر گرفته می‌شود. ضرایب S_1 و S_2 در مانور، نشان دهنده‌ی نرخ تغییرات زاویه‌ی فرمان‌گیری در چرخ‌های جلو با زمان می‌باشند.

¹ Fishhook maneuver

² Front wheel steer



شکل ۳-۱۹. زاویه‌ی فرمان‌گیری در چرخ جلو در مانور قلاب ماهی

به منظور انجام شبیه‌سازی‌های در نظر گرفته شده، از مدل دینامیکی خودرویی با نه درجه آزادی استفاده می‌شود. در ادامه ویژگی‌های مدل خودرو بیان می‌گردد.

۳-۲-۲-۲ مدل دینامیکی خودرو

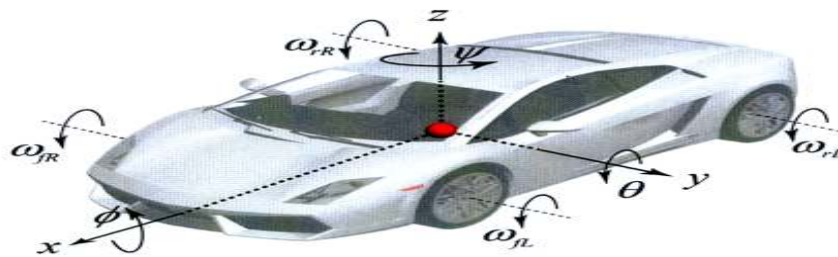
به منظور انجام مانورهای در نظر گرفته شده برای بررسی ویژگی‌های خوش‌فرمانی و پایداری خودرو، مدل خودرویی با نه درجه آزادی به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود.

- دو درجه آزادی شامل جابجایی در راستای طولی (x) و جانبی (y) خودرو در صفحه.

- سه درجه آزادی برای دوران حول محورهای طولی (غلتش)، جانبی (پیچش^۱) و عمودی (چرخش^۲).

- چهار درجه آزادی برای دوران هر یک از چرخ های خودرو حول محور دورانشان.

در شکل (۳-۲۰) درجات آزادی در نظر گرفته شده در مدل دینامیکی خودرو نشان داده شده است.



شکل ۳-۲۰. درجات آزادی در نظر گرفته شده برای مدل دینامیکی خودروی مورد استفاده در

بهینه‌سازی سیستم تعلیق

توضیحات کامل و معادلات دینامیکی مدل خودرو در پیوست (الف) آورده شده است. در ادامه، برای درک بهتر مدل، فرضیات و ویژگی‌های مدل خودرو بیان گردیده است.

فرضیات در نظر گرفته شده در استخراج روابط مدل دینامیکی خودرو به قرار زیر می‌باشد.

۱- سیستم تعلیق در محور جلوی خودرو از نوع سیستم تعلیق دوجناقی در نظر گرفته می‌شود. نحوه‌ی تغییر زوایای تورب و سرجمعی و تغییر فاصله‌ی جانبی چرخ‌ها بر حسب غلتش بدنه‌ی خودرو را با استفاده از روابط سینماتیک فضایی بدست آمده در مدل اعمال می‌گردد.

¹ Pitch
² Yaw

۲- از لغزش طولی در چرخ‌ها صرف نظر شده است، به عبارت دیگر فرض شده است در امتداد طولی چرخ، چرخ لغزش نخواهد داشت و چرخ تماماً غلتش خواهد داشت.

۳- کل نیروی عمودی وارد به بدنه‌ی تنها توسط فنر موجود در سیستم تعلیق جلو و عقب، به بدنه وارد می‌شود.

۴- تمام نیروی جانبی وارد شده به هر یک از چرخ‌های عقب و جلو، توسط اتصال بازوی‌های سیستم تعلیق دوجنقی در نقطه‌ی اتصال به بدنه، به خودرو وارد می‌شود.

۵- فنر و دمپرهای سیستم‌های تعلیق در محورهای جلو و عقب خودرو به صورت خطی در نظر گرفته شده است. در ادامه به ویژگی‌های مدل دینامیکی خودرو اشاره می‌گردد.

از مهمترین ویژگی‌های مدل دینامیکی خودروی در نظر گرفته شده برای بهینه‌سازی سیستم تعلیق، می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

۱- با توجه به در نظر گرفتن چهار درجه آزادی برای هر یک از چرخ‌های خودرو، مدل دینامیکی خودرو توانایی اعمال مانورهای شتاب‌گیری، ترمزگیری و حرکت با سرعت ثابت را خواهد داشت.

۲- زوایای تورب، سرجمعی در هر یک از چهار چرخ خودرو و فاصله‌ی جانبی چرخ‌ها در هر یک از دو محور جلو و عقب در خودرو، در هر لحظه بر حسب زاویه‌ی غلتش بدنه‌ی خودرو تغییر می‌نماید.

۳- برای محاسبه‌ی نیروی جانبی وارد شده از طرف جاده به چرخ از فرمول جادویی پژکا^۱، که یک مدل غیرخطی است، استفاده شده است. در مدل جادویی پژکا برای تایر، نیروی جانبی در چرخ بر اساس نیروی عمودی وارد بر چرخ، زاویه‌ی لغزش جانبی در چرخ، زاویه‌ی تورب در چرخ و شرایط چرخ و جاده تعیین می‌گردد.

¹ Magic Formula Pacejka

به منظور بررسی بهتر ویژگی خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو، تابع شایستگی وابسته به خودرو به دو دسته‌ی توابع شایستگی مبتنی بر سینماتیک خودرو و توابع شایستگی مبتنی بر سینتیک خودرو تقسیم می‌گردد.

۳-۶-۲-۱ معرفی توابع شایستگی وابسته به سینماتیک خودرو

همانطور که در بخش (۲-۳) بیان شد، برای دستیابی به خوش‌فرمانی در خودرو مقدار سرعت زاویه‌ای چرخشی در بدنه‌ی خودرو باید برابر با مقدار مطلوب آن که از رابطه (۳-۵۹) بدست آمد، باشد. به منظور بهبود پایداری در خودرو نیز، می‌بایست زاویه لغزش جانبی در مرکز خودرو کمترین مقدار خود را داشته باشد. بر این اساس می‌توان تابع شایستگی دو هدفه‌ای به صورت رابطه (۳-۶۶) تعریف کرد.

Cost function $F_5 =$

$$h_1 = \min \left(\int_0^{t_{max}} (\psi' - \psi'_d)^2 dt \right)$$

$$h_2 = \min \left(\int_0^{t_{max}} (\beta^2) dt \right) \quad (۳-۶۶)$$

۳-۶-۲-۳ معرفی تابع شایستگی وابسته به سینتیک خودرو

با توجه به مسائل مطرح شده در بحث خوش‌فرمانی خودرو، مشخص می‌شود که پارامترهای ضریب کم‌فرمانی به سفتی گوشه‌دار شدن چرخ‌های جلو و عقب وابسته است. نیروی جانبی وارد شده از طرف جاده به چرخ‌ها، با ثابت بودن مقدار لغزش جانبی در چرخ‌ها، با افزایش مقدار نیروی عمودی چرخ‌ها افزایش می‌یابد. این بدان معناست که میزان سفتی گوشه‌دار شدن چرخ‌ها با افزایش نیروی جانبی در چرخ‌ها، افزایش می‌یابد با توجه به روابط ارائه شده در بخش (۲-۳) تغییر در مقدار سفتی گوشه‌دار شدن چرخ‌ها بر خوش‌فرمانی خودرو اثرگذار است. بر این اساس

در صورتی که در حین انجام مانور، انتقال نیروی عمودی بین محورها کمترین مقدار ممکن را داشته باشد، خودرو از لحاظ ویژگی خوش‌فرمانی عملکرد بهتری را خواهد داشت.

به همین ترتیب در صورتی که در هنگام انجام مانور، مقدار انتقال نیروی عمودی وارد شده از چرخ‌های یک طرف خودرو به چرخ‌های طرف دیگر کمترین مقدار ممکن را داشته باشد، پایداری در خودرو به حد مطلوب خواهد رسید.

بر اساس روابط مطرح شده در بالا، تابع شایستگی وابسته به سینتیک خودرو را می‌توان به صورت رابطه‌ی (۶۷-۳) نوشت.

Cost function $F_6 =$

$$g1 = \min \left(\int_0^{t_{max}} (F_{zfr} + F_{zfl} - F_{zrr} - F_{zrl}) dt \right)$$

$$g2 = \min \left(\int_0^{t_{max}} (F_{zfr} - F_{zfl} + F_{zrr} - F_{zrl}) dt \right) \quad (67-3)$$

۳-۶-۲-۴ قیدهای موجود در بهینه‌سازی چند هدفه [۱۵]

زاویه‌ی لغزش در خودرو در طی حرکت با زاویه فرمان ثابت، نباید روند افزایشی داشته باشد. در صورت وجود این حالت پایداری جانبی در خودرو از بین خواهد رفت. با توجه به مطالب گفته شده می‌توان قید (۶۸-۳) را در مسائل مربوط به بهینه‌سازی چند هدفه لحاظ نمود.

$$Costrain_1 = \beta|_{t=t_{max}} < 10^\circ \quad (68-3)$$

در طی حرکت خودرو در روی پیچ، تماس تمامی چرخ‌ها با زمین باید حفظ شود. به عبارت دیگر نیروی عمودی هیچ یک از چرخ‌ها نباید صفر شود. بر این اساس قید دوم به صورت رابطه (۶۹-۳) بیان می‌شود.

$$Costrain_1 = F_{zi} > 0 \quad (i = fr, fl, rr, rl) \quad (69-3)$$

فصل چهارم

ارائه نتایج

در این فصل ابتدا مختصری در مورد الگوریتم بهینه‌سازی تک و چند هدفه توضیح داده خواهد شد و سپس نتایج حاصل از بهینه‌سازی شش تابع شایستگی معرفی شده در فصل سوم ارائه خواهد شد.

۴-۱ الگوریتم زنبورعسل^۱

الگوریتم زنبورعسل برای اولین بار در سال ۲۰۰۵ مورد استفاده قرار گرفت. در الگوریتم بهینه‌سازی زنبورعسل از رفتار طبیعی کلونی زنبورعسل در پیدا کردن غذا الهام گرفته شده است. با استفاده از الگوریتم زنبورعسل می‌توان مسائل یک یا چند هدفه را بهینه کرد.

۴-۱-۱ الگوریتم بهینه‌سازی زنبورعسل برای مسائل یک هدفه

روش کار در الگوریتم تک هدفه بدین صورت است که ابتدا برای هر یک از متغیرهای بهینه‌سازی، n عدد به صورت تصادفی انتخاب می‌شود تا جمعیت اولیه تشکیل شود. سپس با توجه به تابع هدف مورد نظر، تعداد m تا از اعداد تصادفی را که به ازای آنها تابع هدف بیشترین

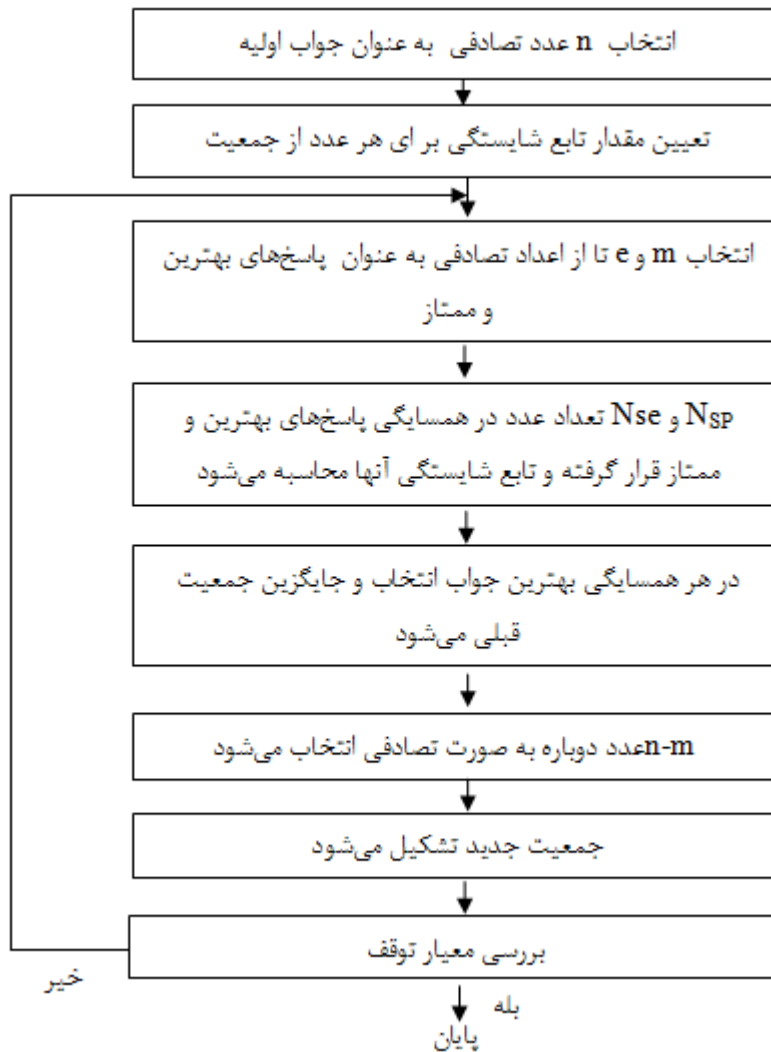
¹ Bees algorithm optimization

مقدار را دارد، به عنوان پاسخ‌های بهتر انتخاب می‌شوند. از بین پاسخ‌های انتخاب شده نیز تعداد e تا به عنوان پاسخ‌های ممتاز^۱ انتخاب می‌شوند.

به منظور رسیدن به جواب‌های بهتر، جستجو در یک بازه همسایگی در اطراف نقاط منتخب انجام می‌گیرد. N_{se} و N_{sp} به ترتیب تعداد انتخاب‌هایی هستند که به منظور جستجو، در همسایگی پاسخ‌های بهترین و ممتاز در نظر گرفته می‌شوند و معمولاً مقدار N_{sp} از N_{se} کوچکتر است. بهترین جواب‌ها در همسایگی پاسخ‌های بهترین و ممتاز که تعداد آنها m تا نظر گرفته می‌شوند، جایگزین جمعیت قبلی می‌شوند.

برای رسیدن به جمعیت اولیه که تعداد آن n تا می‌باشد، می‌بایست $n-m$ تا عدد دوباره به صورت تصادفی در نظر گرفته شود. مراحل بالا تا هنگامی که شرط توقف محقق گردد، ادامه پیدا می‌کند. فلوجارت الگوریتم زنبورعسل برای مسائل یک هدفه به صورت شکل (۴-۱) می‌باشد [۲۸].

¹ Elite solutions



شکل ۴-۱. فلوجارت الگوریتم زنبورعسل برای مسائل یک هدفه

۴-۱-۲ بهینه‌سازی مسائل چند هدفه با استفاده از الگوریتم زنبورعسل

اکثر مسائل طراحی مهندسی شامل چند تابع هدف هستند، بنابراین تمایل بیشتری برای بهینه کردن مسائل چند هدفه وجود دارد. دو روش برای بهینه‌سازی مسائل چند هدفه وجود دارد که عبارتند از: ترکیب خطی توابع هدف و تشکیل یک تابع هدف برآیند توسط ضرایب وزن^۱ مختلف و یا بهینه کردن توابع هدف به صورت هم‌زمان. دو مشکل برای تبدیل مسائل چند هدفه به یک

^۱ Weights

هدفه وجود دارد، اول اینکه تمام حل‌های مسئله بدست نمی‌آیند، دوم اینکه در صورت نامناسب بودن ضرایب وزن، تابع برآیند مناسبی ایجاد نمی‌شود. در بهینه‌سازی چند هدفه به جای به دست آوردن یک جواب، مجموعه‌ای از جواب‌ها به صورت نمودار پاریتو مشخص می‌شوند. بنابراین طراح مسئله بر اساس نیاز خود یکی از این نقاط را به عنوان جواب بهینه برمی‌گزیند.

در اغلب الگوریتم‌های بهینه‌سازی چند هدفی از مفاهیم غلبه^۱، رنک‌دهی^۲ و پاسخ‌های پاریتو^۳ استفاده می‌شود. در ادامه بصورت مختصر این مفاهیم تعریف می‌گردند.

۴-۱-۲-۱-۴ مفهوم غلبه در بهینه‌سازی چند هدفی

جواب x^1 بر x^2 غالب است اگر هر دو شرط زیر برقرار باشد.

- جواب x^1 در هیچ یک از اهداف بدتر از x^2 نباشد.

- جواب x^1 حداقل در یک هدف اکیداً بهتر از جواب x^2 باشد.

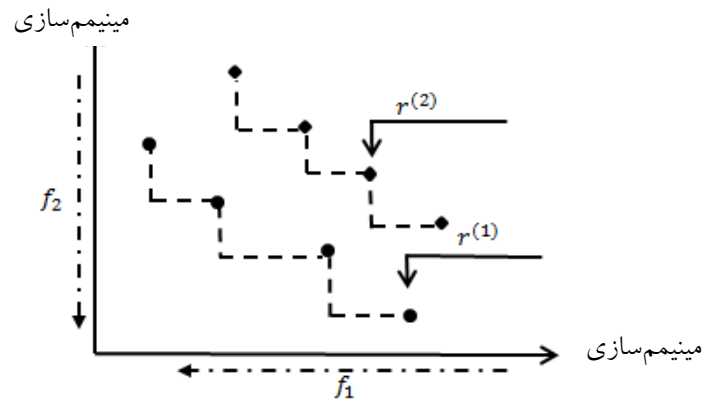
۴-۲-۱-۴ رنک‌بندی جمعیت اکتشافی

رنک ۱ (r^1)، شامل جمعیت‌هایی است که بر یکدیگر غالب نیستند ولی بر تمام جمعیت‌های باقی، غالب هستند. برای به دست آوردن رنک ۲ (r^2)، جمعیت‌های موجود در رنک ۱ به صورت موقت کنار گذاشته می‌شوند و بقیه جمعیت‌هایی که بر هم غالب نیستند را رنک‌بندی می‌کنیم. این کار را تا آنجا ادامه می‌دهیم که تمامی جمعیت رتبه‌بندی شوند. شماتیک این رتبه‌بندی در شکل (۴-۲) برای مسئله مینیمم‌سازی دو تابع هدف نشان داده شده است.

¹ Concept of domination

² Ranking

³ Pareto solutions

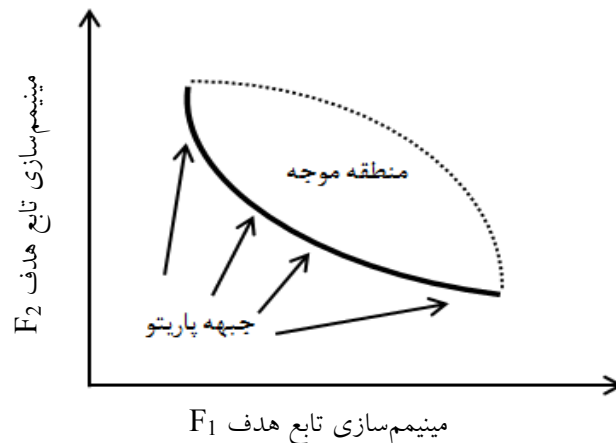


شکل ۴-۲. روش رنکین برای رتبه‌بندی مینیمم‌سازی دو تابع هدف

۴-۱-۲-۳ منحنی بهینه پاریتو

در مسائل چندهدفه به جای یک تابع هدف، چندین تابع هدف باید به صورت هم‌زمان بهینه شوند. در چنین شرایطی معمولاً مسئله دارای بیش از یک جواب بهینه خواهد بود که به آنها جواب‌های بهینه پاریتو گفته می‌شود. مفهوم منحنی بهینه پاریتو، در واقع مفهومی اقتصادی است که در آن حد مطلوب پاریتو عبارت است از وضعیتی که در آن نتوان رفاه یک شخص را افزایش داد مگر اینکه رفاه شخص دیگری را کاهش داد. دسته جواب‌های به دست آمده که تشکیل یک منحنی می‌دهند مطابق شکل (۴-۳)، شامل بهترین جواب‌ها هستند، به طوری که حداقل یک جواب در منحنی وجود دارد که از هر حل ممکن دیگری بهتر باشد، ضمن اینکه مجموعه جواب‌های موجود در منحنی برتری نسبت به یکدیگر ندارند و به اصطلاح غیر غالبند^۱.

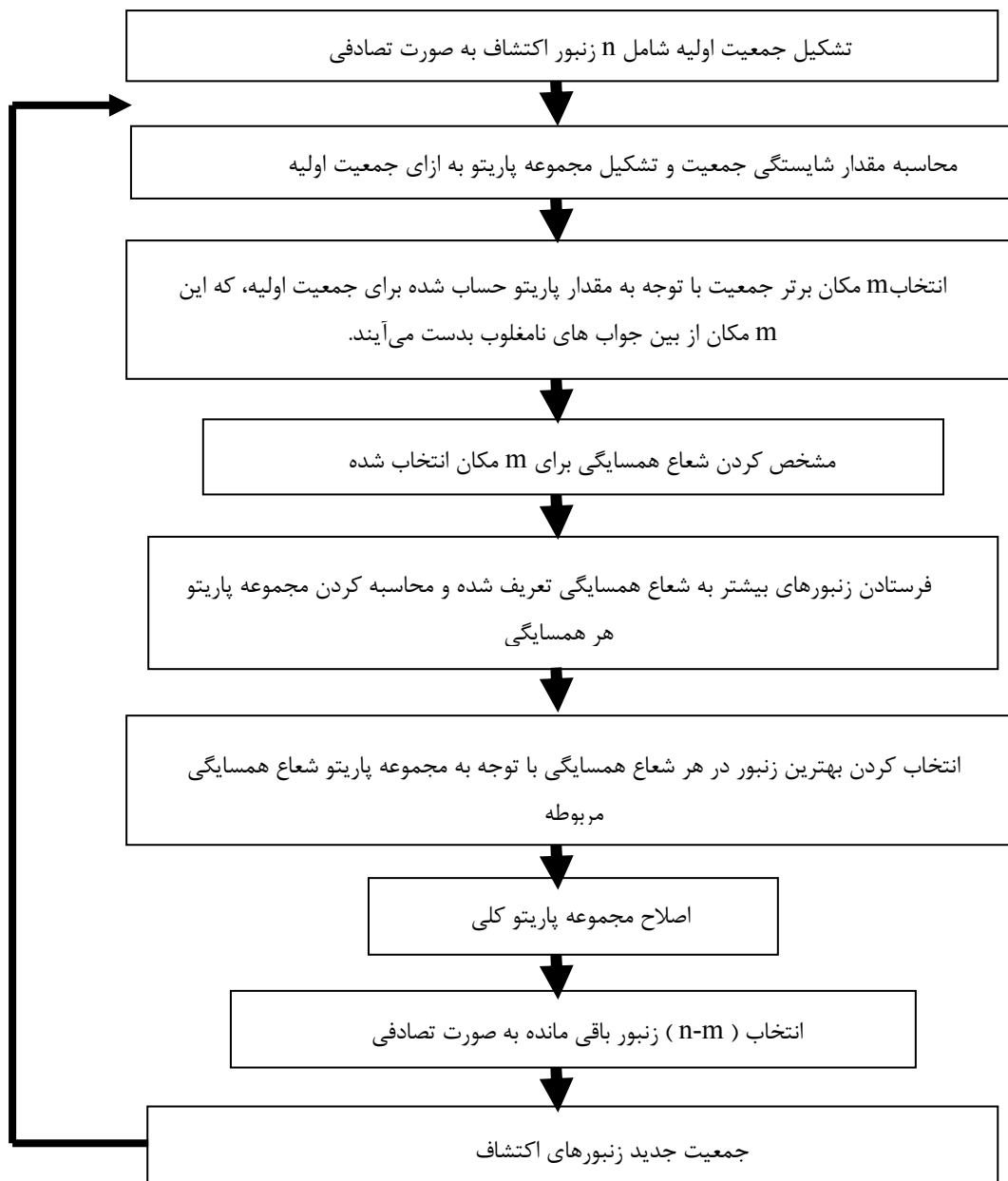
^۱ Non-dominant



شکل ۴-۳. جبهه پاریتو برای مینیمم سازی دو تابع هدف

در الگوریتم زنبورعسل برای بهینه‌سازی مسائل چند هدفی همانند الگوریتم زنبورعسل برای بهینه‌سازی مسائل یک هدفی، مجموعه‌ی اولیه شامل n عضو تصادفی ساخته شده و مقدار همه توابع هدف برای تمامی اعضا محاسبه می‌گردد. سپس از مجموعه اولیه، اعضای را که بر هم غالب نیستند، به عنوان جواب‌های پاریتو در نظر گرفته می‌شود. سپس تمامی n عضو در مجموعه با یکدیگر مقایسه و امتیازدهی می‌شوند. در ادامه m عضو از اعضای مجموعه با بالاترین امتیاز انتخاب می‌گردد. پس از آن تعداد nsp انتخاب در همسایگی عضو λ_m در نظر گرفته می‌شود و همه توابع شایستگی تعداد nsp عضو محاسبه می‌گردد. سپس مجموعه شامل عضو λ_m و nsp عضو انتخابی در مسابقه شرکت می‌نمایند. در این مسابقه تمامی $nsp + 1$ عضو با یکدیگر در تمامی توابع شایستگی مقایسه می‌شوند. در نهایت عضوی که بیشترین امتیاز را دارا باشد، جایگزین عضو λ_m در هر نسل می‌شود. با اعمال این روند برای تمامی m عضو در هر نسل و اضافه نمودن $n - m$ عضو به صورت تصادفی، نسل جدید ساخته می‌شود. پس از ساخته شدن نسل جدید، هر یک از اعضای نسل جدید با مجموعه جواب‌های پاریتو مقایسه می‌شوند. در صورتی که عضوی از نسل جدید بر عضوی از جواب‌های پاریتو غالب باشد، اعضای مذکور از مجموعه جواب‌های پاریتو حذف و عضو غالب جایگزین می‌گردد.

مراحل اصلی الگوریتم زنبورعسل برای حل مسائل بهینه‌سازی چند هدفه به طور خلاصه توسط فلوجارت در شکل (۴-۴) نمایش داده شده است [۲۸]. در ادامه نتایج حاصل از بهینه‌سازی ارائه می‌شود.



شکل ۴-۴. فلوجارت الگوریتم زنبورعسل برای حل مسائل چند هدفه

۳-۴ نتایج حاصل از بهینه‌سازی توابع شایستگی تک‌هدفه

در این بخش نتایج حاصل از بهینه‌سازی توابع تک‌هدفه که در فصل سوم معرفی گردید، ارائه می‌شوند. توابع شایستگی F_3 و F_2 و F_3 به صورت توابع تک‌هدفه می‌باشند. در همه توابع شایستگی بیان شده در فصل سوم، مختصات مفاصل سیستم تعلیق دوجنقی بهینه خواهد شد. بنابراین تعداد پارامترهای مورد نظر برای بهینه‌سازی ۸ عدد می‌باشد که محدوده بالا و پایین آنها به صورت جدول (۱-۴) می‌باشد.

جدول ۱-۴. محدوده پارامترهای مکانیزم سیستم تعلیق

پارامتر	محدوده پایین	محدوده بالا
A_X (mm)	۴۱۰	۵۲۰
A_Y (mm)	۴۰۰	۶۰۰
B_X (mm)	۴۰۰	۴۸۰
B_Y (mm)	۱۵۰	۲۶۰
C_X (mm)	۵۵۰	۷۲۰
C_Y (mm)	۱۰۰	۲۴۰
D_X (mm)	۵۲۰	۷۶۰
D_Y (mm)	۳۵۰	۶۰۰

پارامترهای موجود در الگوریتم بهینه‌سازی زنبورعسل برای بهینه‌سازی شش تابع شایستگی معرفی شده که به صورت تجربی بدست آمده‌اند، به صورت جدول (۲-۴) می‌باشد.

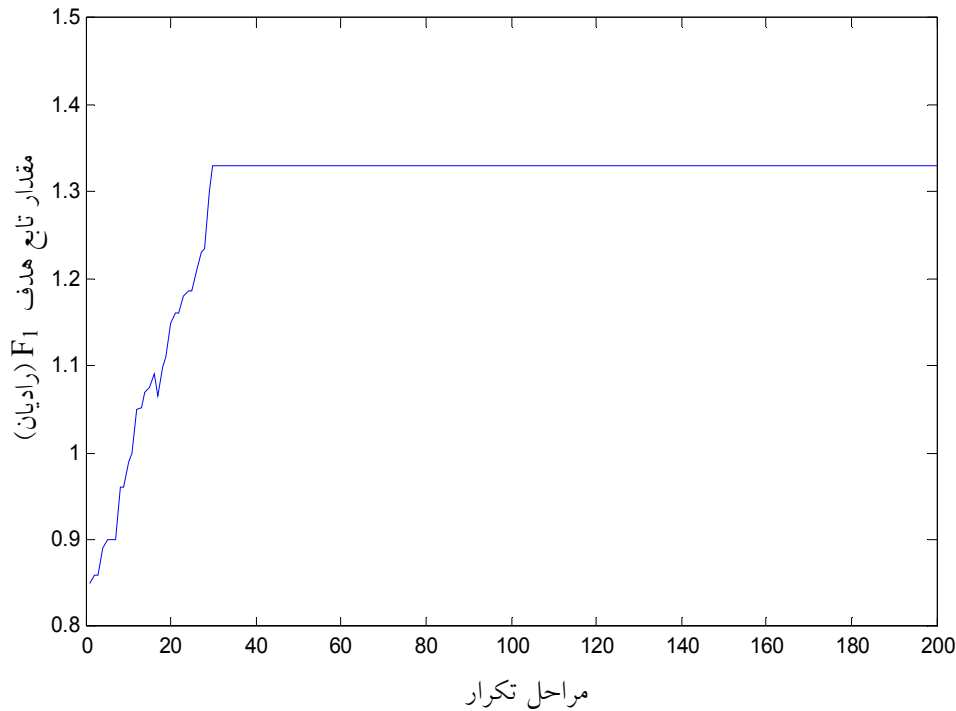
جدول ۴-۲. پارامترهای موجود در الگوریتم بهینه‌سازی زنبور عسل

Iteration	n	m	E	N_{ep}	N_{sp}	تعداد محاسبه تابع
۲۰۰	۱۰۰	۳۵	۲۵	۳۰	۲۰	۲۹۸۱۰۰

در هر دو نوع از توابع شایستگی تک و یا چند هدفه، به منظور افزایش سرعت همگرایی و همچنین به منظور دستیابی به جواب‌های بهتر شعاع‌های همسایگی هر یک از پارامترها به گونه‌ای تعریف می‌شوند که در هر مرحله از اجرای برنامه شعاع‌های همسایگی به صورت خطی کاهش می‌یابند. در این صورت در مراحل ابتدایی بهینه‌سازی، جواب‌ها از مینیمم‌های نسبی به سمت جواب‌های بهتر حرکت می‌کنند تا در انتهای اجرای برنامه بهینه‌سازی با کاهش شعاع همسایگی توابع هدف به سمت جواب‌های بهتر همگرا شوند. مزیت این نوع شعاع همسایگی نسبت به شعاع همسایگی ثابت در پیوست (ج) آمده است.

۴-۳-۱ نتایج حاصل از بهینه‌سازی تابع شایستگی F_1

همان‌طور که در فصل سوم بیان شد می‌توان اولین تابع شایستگی را به گونه‌ای تعریف کرد که در آن هدف کمینه کردن نیروی جانبی در چرخ خارج پیچ و یا به عبارتی بیشینه کردن تغییرات زاویه تورب در چرخ باشد. نتایج حاصل از بهینه‌سازی به صورت شکل (۴-۵) می‌باشد. در جدول (۴-۳) مقادیر بهینه شده برای تابع شایستگی F_1 آورده شده است.



شکل ۴-۵. نمودار بهینه‌سازی تابع شایستگی F_1

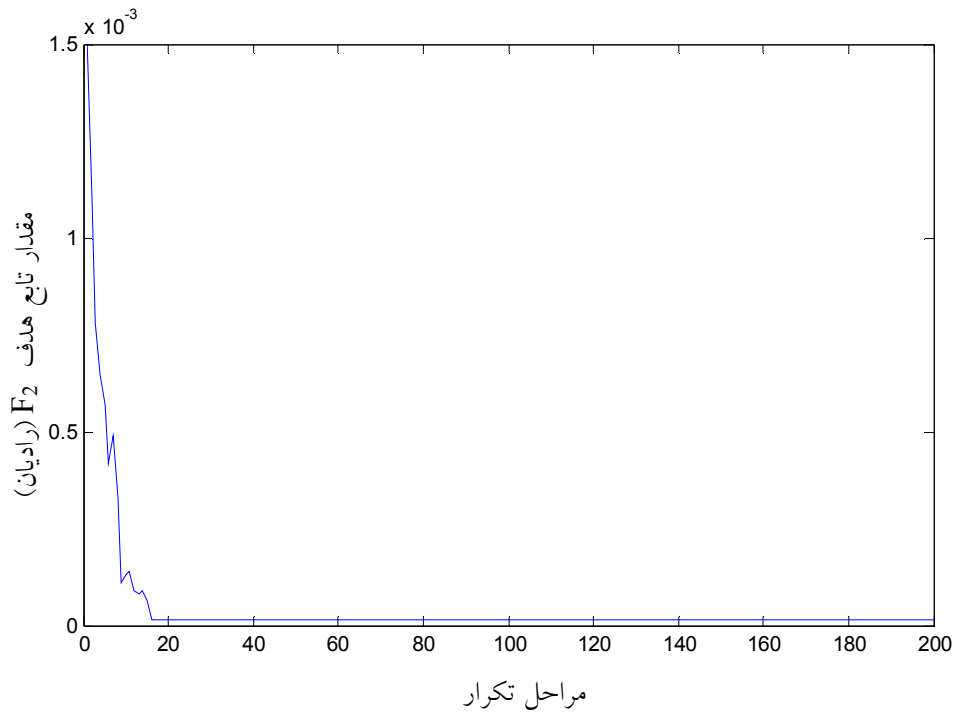
جدول ۴-۳. مقادیر بهینه شده تابع شایستگی F_1

A_x (mm)	A_y (mm)	B_x (mm)	B_y (mm)	C_x (mm)	C_y (mm)	D_x (mm)	D_y (mm)
۴۴۹/۹۷۸	۴۲۹/۳۱۲	۴۶۵/۲۹۲	۲۳۵/۲۴۱	۷۲۷/۰۱۰	۲۳۸/۹۰۹	۶۰۵/۸۳۸	۳۸۹/۲۹۶

۴-۳-۲ نتایج حاصل از بهینه‌سازی تابع شایستگی F_2

در دومین تابع شایستگی که در فصل سوم بیان شد، هدف مینیمم کردن زاویه تورب در چرخ بر روی رفتار خودرو می‌باشد. نتایج حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف دوم به صورت شکل (۴-۶)

می‌باشد. برای تابع شایستگی F_2 ، مقادیر بدست آمده برای پارامترهای سیستم تعلیق به صورت جدول (۴-۴) است.



شکل ۴-۶. نمودار بهینه‌سازی تابع شایستگی F_2

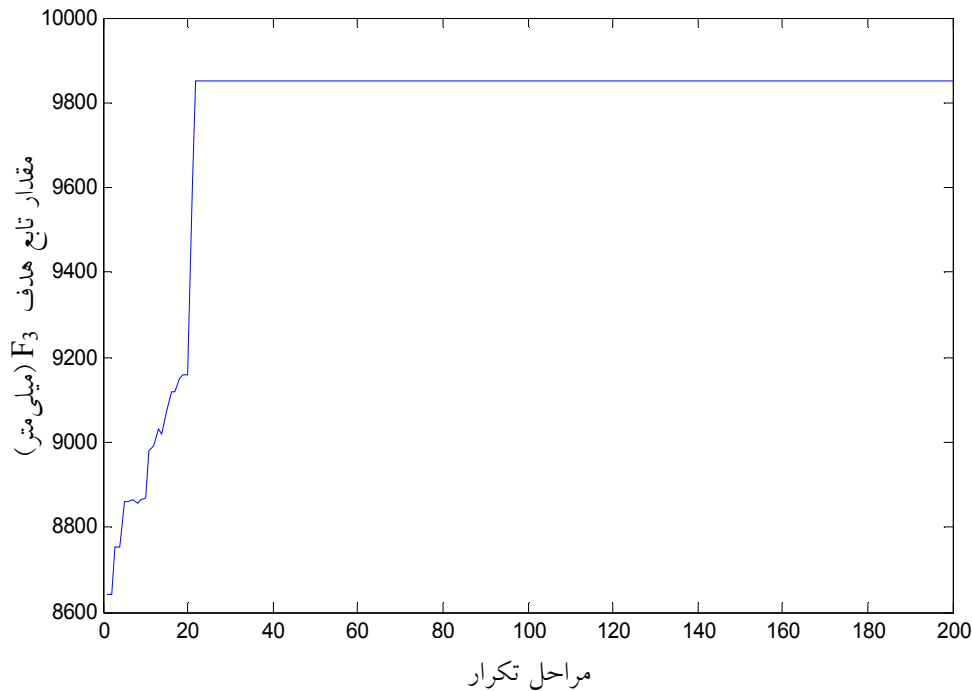
جدول ۴-۴. مقادیر بهینه شده تابع شایستگی F_2

A_X (mm)	A_Y (mm)	B_X (mm)	B_Y (mm)	C_X (mm)	C_Y (mm)	D_X (mm)	D_Y (mm)
۴۶۸/۷۶۵	۵۳۷/۱۰۱	۴۵۵/۴۳۶	۲۵۷/۵۰۲	۶۲۱/۵۹۵	۱۴۰/۵۹۳	۵۴۱/۷۰۹	۵۴۹/۰۲۵

۴-۳-۳ نتایج حاصل از بهینه‌سازی تابع شایستگی F_3

تابع شایستگی F_3 به منظور ماکزیمم کردن مقدار فاصله عرضی چرخ‌ها در هنگام دور زدن خودرو تعریف می‌شود. افزایش مقدار فاصله عرضی چرخ‌ها، سبب جلوگیری از پدیده بیش

غلثشی در خودرو می‌شود. نتایج حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_3 به صورت شکل (۴-۷) می‌باشد. در جدول (۴-۵) مقادیر بهینه شده برای تابع شایستگی F_3 آمده است.



شکل ۴-۷. نمودار بهینه‌سازی تابع شایستگی F_3

جدول ۴-۵. مقادیر بهینه شده تابع شایستگی F_3

A_X (mm)	A_Y (mm)	B_X (mm)	B_Y (mm)	C_X (mm)	C_Y (mm)	D_X (mm)	D_Y (mm)
۴۴۹/۹۰۴	۴۴۹/۰۹۸	۴۴۹/۳۶۹	۲۵۷/۶۸۸	۵۵۲/۲۲۱	۱۳۷/۵۸۹	۶۲۶/۰۹۷	۵۴۹/۴۶۶

در جدول (۴-۶) بهترین مقادیر حاصل از بهینه‌سازی توابع شایستگی تک هدفه F_1 و F_2 و F_3 آورده شده است.

جدول ۴-۶. بهترین مقادیر حاصل از بهینه‌سازی توابع شایستگی تک هدفه F_1 و F_2 و F_3

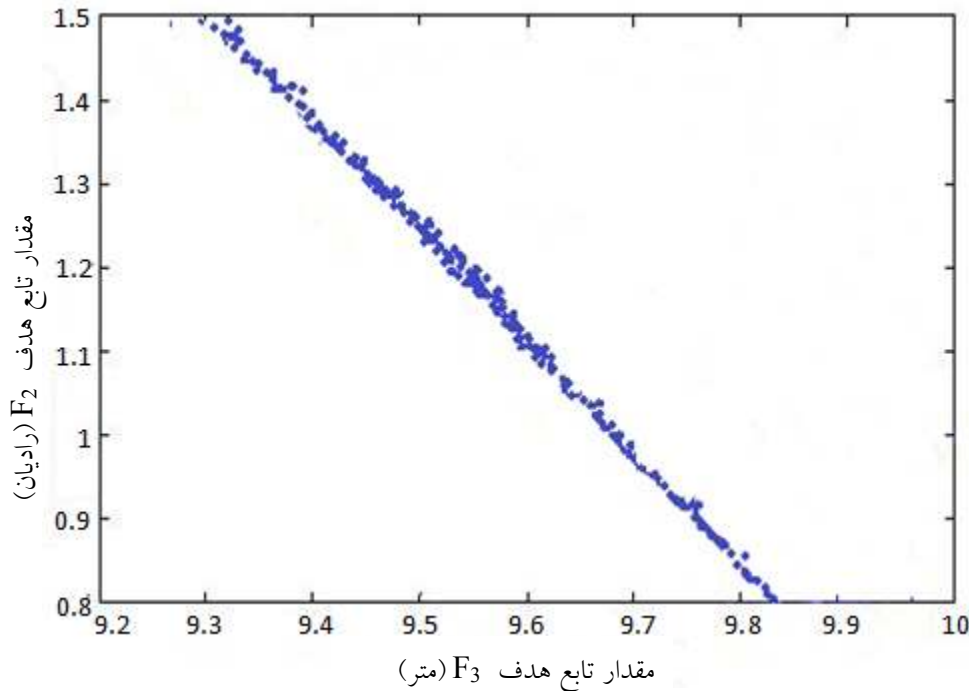
تابع شایستگی	مقدار بهینه شده
F_1 (Rad)	۱/۴۵۱۸۰۰۰۰
F_2 (Rad ²)	۰/۰۰۰۰۱۸۵۶
F_3 (mm)	۹۷۶۰/۱۲۰۰۰۰۰۰

۴-۴ نتایج بهینه‌سازی توابع چند هدفه

در این بخش به ارائه و بررسی نتایج حاصل از بهینه‌سازی توابع چند هدفه F_4 و F_5 و F_6 که در فصل سوم معرفی شدند، پرداخته خواهد شد.

۴-۴-۲ نتایج بهینه‌سازی تابع شایستگی دو هدفه F_4

همانطور که در فصل سوم بیان شد، تابع شایستگی F_4 به صورت یک تابع دوهدفی می‌باشد که در آن به طور هم‌زمان دو تابع شایستگی F_1 و F_3 بهینه می‌شوند. جواب‌های حاصل از بهینه‌سازی چند هدفه، مجموعه‌ای از جواب‌های پاریتو می‌باشد که در شکل (۴-۸) قابل مشاهده است.



شکل ۴-۸. جواب‌های پاریتو بدست آمده برای تابع شایستگی F_4

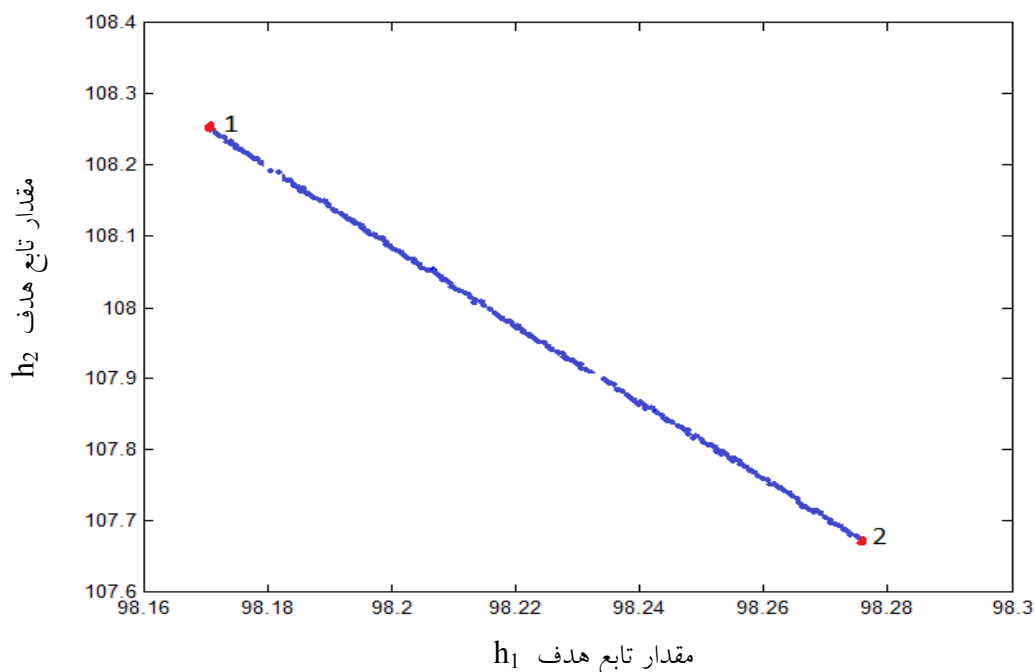
جواب‌های پاریتو بدست آمده از تابع شایستگی F_4 ، جبهه‌ای از جواب‌ها را نشان می‌دهد. که در آنها هدف بهینه کردن پارامترهای در نظر گرفته شده برای سیستم تعلیق، به منظور دستیابی به بیشترین تغییرات زاویه تورب، در هنگام گردش خودرو به سمت راست و فاصله جانبی چرخ‌ها می‌باشد.

همانطور که در شکل (۴-۴) مشاهده می‌شود، با افزایش مقدار تابع هدف F_1 ، مقدار تابع هدف F_2 افزایش می‌یابد و این بدان معنی که افزایش زاویه تورب در چرخ‌های عقب و بهبود شرایط خوش‌فرمانی در خودرو، مقدار فاصله‌ی عرضی در چرخ‌های عقب کاهش پیدا می‌کند. کاهش مقدار فاصله عرضی در چرخ‌های عقب به معنای کاهش پایداری در خودرو می‌باشد.

در توابع شایستگی تک هدفه، پارامترهای بهینه شده، تنها یکی از توابع خوش‌فرمانی یا پایداری جانبی را بهبود می‌بخشد، اما مجموعه جواب‌های پاریتو بدست آمده این امکان را فراهم می‌کند که مکانیزم‌هایی با شرایط خوش‌فرمانی و پایداری مناسب، قابل طراحی باشند.

۴-۴-۲ نتایج بهینه‌سازی تابع شایستگی دو هدفه F_5

در تابع شایستگی F_5 به طور مستقیم پارامترهای خوش‌فرمانی و پایداری خودرو از روی مانور قلاب‌ماهی اعمال شده بر روی مدل ۹ درجه آزادی خودرو محاسبه می‌شود. در این تابع شایستگی پایداری و خوش‌فرمانی در خودرو با دو پارامتر سرعت زاویه‌ای و زاویه لغزش جانبی مرکز جرم خودرو، مورد بررسی قرار می‌گیرد. معادلات ۹ درجه آزادی خودرو در محیط سیمولینک^۱ در نرم‌افزار متلب^۲ مدل‌سازی شده و با روش ode-45 (دورمن-پرنس)^۳ حل می‌گردد. در این روش، از حل عددی رانج-کوتاه مرتبه ۴ و ۵ استفاده می‌گردد. در شکل (۴-۹) جواب‌های پاریتو یافته شده برای بهینه‌سازی تابع شایستگی دو هدفه F_5 نشان داده شده است.



¹ Simulink

² Matlab

³ Ode45 Dormant-Prince

شکل ۴-۹. جواب‌های پاریتو یافته شده برای بهینه‌سازی تابع شایستگی F_5

همان‌طور که در شکل (۴-۵) دیده می‌شود، در جواب‌های پاریتو یافته شده، با کاهش مقدار اختلاف سرعت زاویه‌ای خودرو با مقدار مطلوب آن (تابع هدف h_1)، مقدار زاویه لغزش جانبی خودرو (تابع هدف h_2)، افزایش می‌یابد. به عبارت دیگر با افزایش مشخصه‌ی خوش‌فرمانی، پایداری جانبی در خودرو کاهش خواهد یافت. در یک خودرو با کم‌فرمان شدن رفتار خودرو، شعاع گردش خودرو کاهش می‌یابد و در نتیجه آن، شتاب جانبی در خودرو زیاد می‌شود. افزایش شتاب جانبی در خودرو باعث بروز پدیده بیش‌غلثشی و ایجاد زاویه لغزش بالا در خودرو می‌شود. در جدول (۴-۷) محدوده‌ی بالا و پایین مقادیر توابع شایستگی h_1 و h_2 از بین ۳۳۰۰ جواب پاریتو یافته شده نشان داده شده است.

جدول ۴-۷. محدوده‌ی بالا و پایین مقادیر توابع شایستگی h_1 و h_2

	ماکزیمم	مینیمم
h_1	۹۸/۲۷۸	۹۶/۱۶۸
h_2	۱۰۸/۲۷۰	۱۰۷/۶۶۰

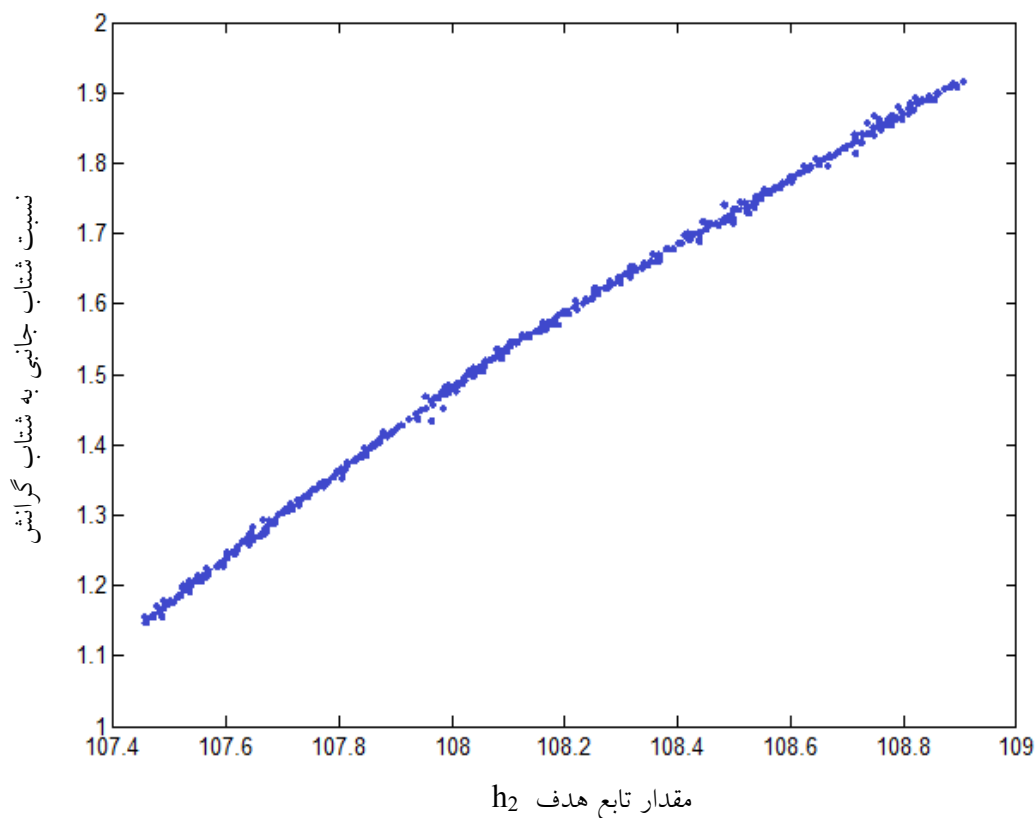
در جدول (۴-۸)، برای نقاط مشخص شده در شکل (۴-۹)، هشت متغیر بهینه شده‌ی سیستم تعلیق دوجنقی آورده شده است.

جدول ۴-۸. هشت متغیر بهینه شده‌ی سیستم تعلیق دوجنقی برای نقاط ۱ و ۲ شکل (۴-۹)

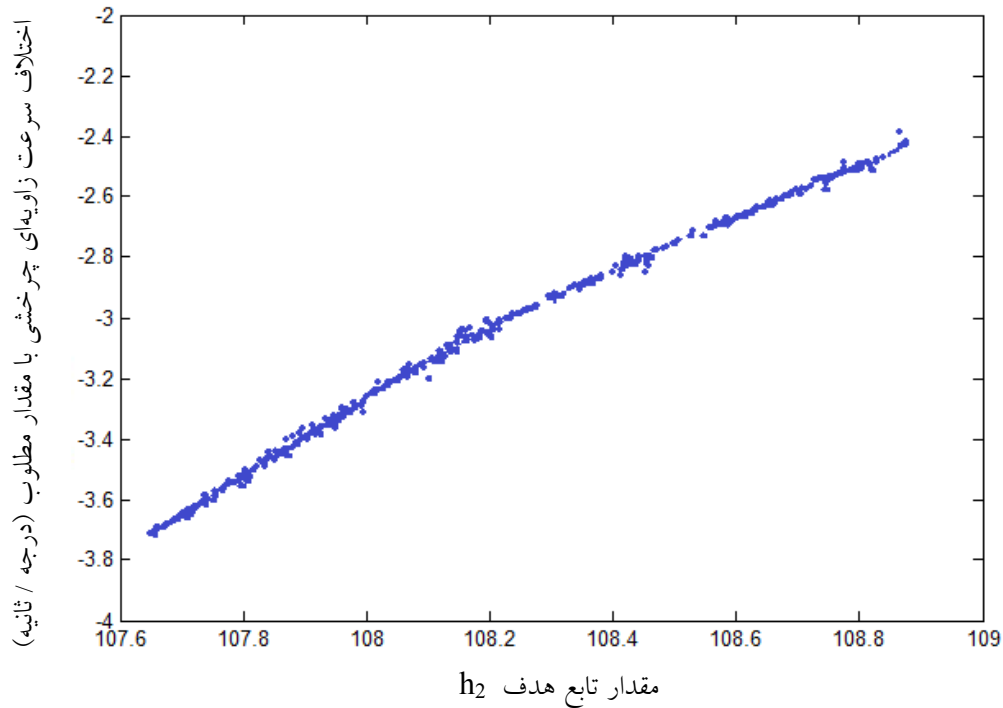
	A_X (mm)	A_Y (mm)	B_X (mm)	B_Y (mm)	C_X (mm)	C_Y (mm)	D_X (mm)	D_Y (mm)

نقطه ۱	۴۶۷/۲۳۶	۵۳۳/۰۰۱	۴۳۷/۵۴۰	۲۵۴/۰۴۰	۵۸۸/۹۹۴	۲۲۰/۵۵۷	۷۰۳/۳۹۰	۴۱۵/۰۸۰
نقطه ۲	۴۶۶/۰۵۱	۵۳۵/۲۶۹	۴۴۴/۲۵۹	۲۲۰/۵۹۴	۵۶۱/۵۱۷	۱۷۴/۳۷۸	۵۳۹/۰۵۹	۵۷۳/۲۷۵

در شکل‌های (۴-۱۰) تا (۴-۱۲) تغییرات نسبت شتاب جانبی به شتاب گرانش، اختلاف سرعت زاویه‌ای چرخشی بدنه خودرو با مقدار مطلوب آن و زاویه غلتش بدنه‌ی خودرو در ثانیه t_{max} ، با تغییر مقدار تابع هدف h_2 در جواب‌های پاریتو بدست آمده، نشان داده شده است.

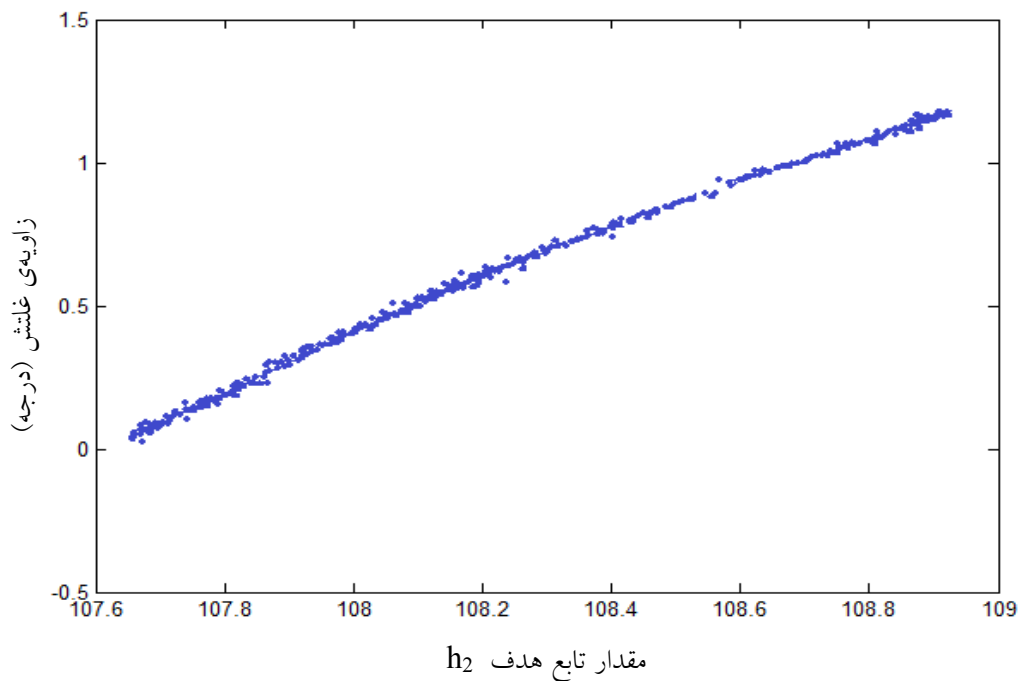


شکل ۴-۱۰. تغییرات نسبت شتاب جانبی به شتاب گرانش با تغییر تابع هدف h_2



شکل ۴-۱۱. اختلاف سرعت زاویه‌ای چرخشی بدنه خودرو و مقدار مطلوب با مقدار تابع هدف

h_2



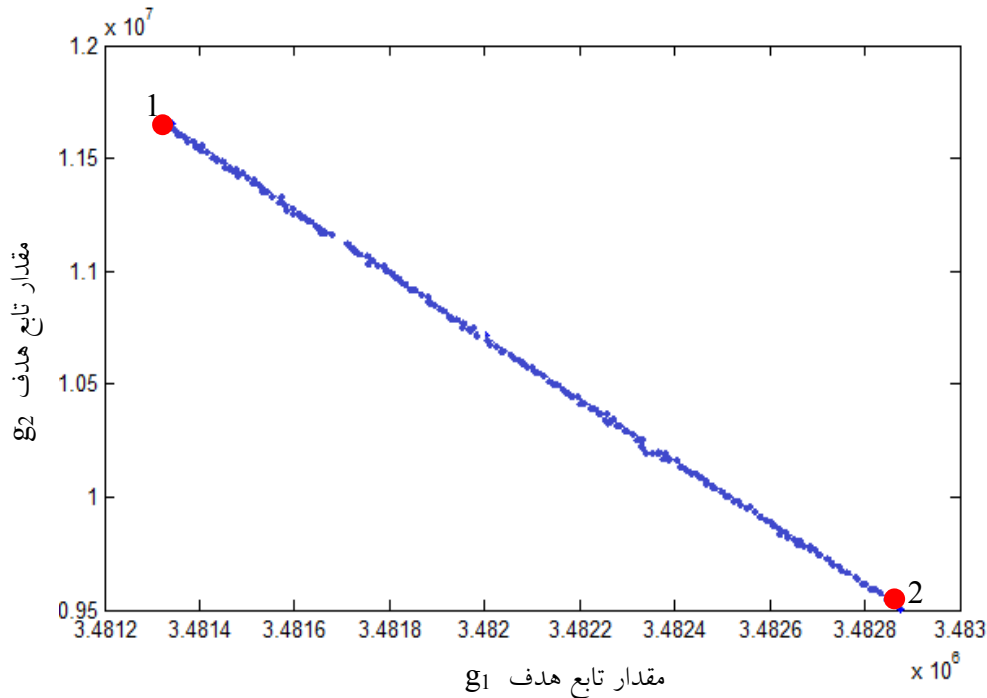
شکل ۴-۱۲. تغییرات زاویه‌ی دوران بدنه خودرو با مقدار تابع هدف h_2

همان‌طور که در شکل (۴-۱۰) نشان داده شده است، با افزایش مقدار تابع هدف h_2 که بیان‌گر افزایش مقدار زاویه لغزش می‌باشد، مقدار شتاب جانبی بدنه افزایش می‌یابد. افزایش شتاب جانبی خودرو به معنای کاهش شعاع گردش در خودرو می‌باشد. بنابراین خودرو در حالت کم‌فرمانی‌تری نسبت به حالت مطلوب قرار دارد.

در شکل (۴-۱۱) اختلاف سرعت زاویه‌ای چرخشی بدنه خودرو و مقدار مطلوب آن، با افزایش زاویه لغزش کاهش می‌یابد. مقادیر اختلاف سرعت زاویه‌ای چرخشی بدنه‌ی خودرو با مقدار مطلوب آن، مقادیری منفی هستند. منفی بودن این مقدار نیز به معنای کم‌فرمان‌تر بودن خودرو نسبت به حالت مطلوب است. شکل (۴-۱۲)، نشان دهنده‌ی افزایش زاویه دوران خودرو با افزایش زاویه‌ی لغزش می‌باشد.

۴-۳-۴ نتایج بهینه‌سازی تابع شایستگی دو هدفه F_6

در تابع شایستگی F_6 ، میزان انتقال بار در محور طولی خودرو به منظور بهبود خوش‌فرمانی و میزان انتقال بار در محور جانبی خودرو به منظور بهبود پایداری در خودرو مینیمم می‌شود. در شکل (۴-۱۳) جواب‌های پاریتو یافته شده برای تابع شایستگی F_6 ، نشان داده شده است.



شکل ۴-۱۳. جواب‌های پاریتو بهینه شده برای تابع شایستگی F_6

همان‌طور که در شکل مشاهده می‌گردد، برای خودرو مورد نظر، با بهبود شرایط خوش‌فرمانی در خودرو، پایداری جانبی کاهش می‌یابد. این نتایج از بهینه‌سازی تابع شایستگی F_5 نیز حاصل گردید. در جدول (۴-۹) محدوده بالا و پایین مقادیر توابع هدف g_1 و g_2 در تابع شایستگی F_6 ، از بین ۳۳۰۰ جواب پاریتو بدست آمده نشان داده شده است.

جدول ۴-۹. محدوده بالا و پایین مقادیر توابع هدف g_1 و g_2 در تابع شایستگی F_6

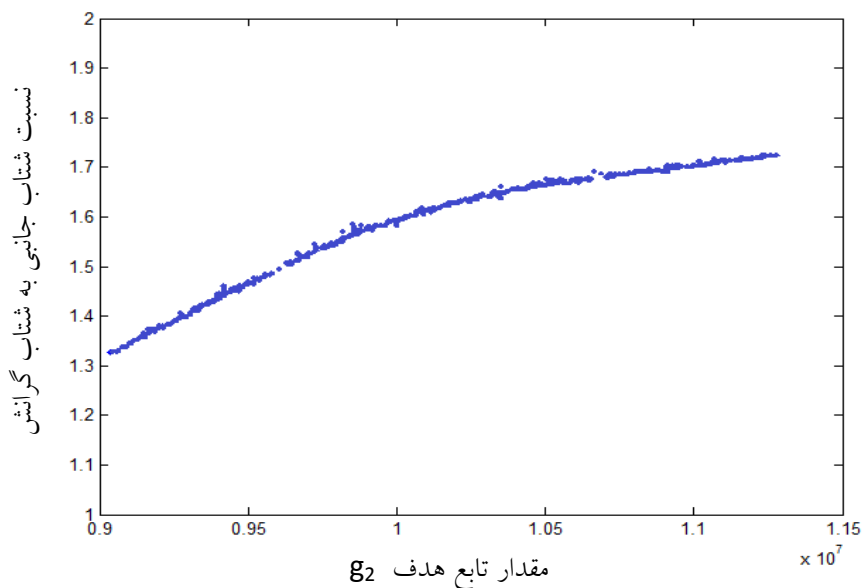
	ماکزیمم	مینیمم
g_1	۳۴۸۱۳۰۰	۳۴۸۲۸۹۰
g_2	۱۱۶۴۵۰۰۰	۹۵۰۰۰۰۰

در جدول (۴-۱۰)، برای نقاط مشخص شده در شکل (۴-۱۳)، هشت متغیر بهینه شده‌ی سیستم تعلیق دوجنافی آورده شده است.

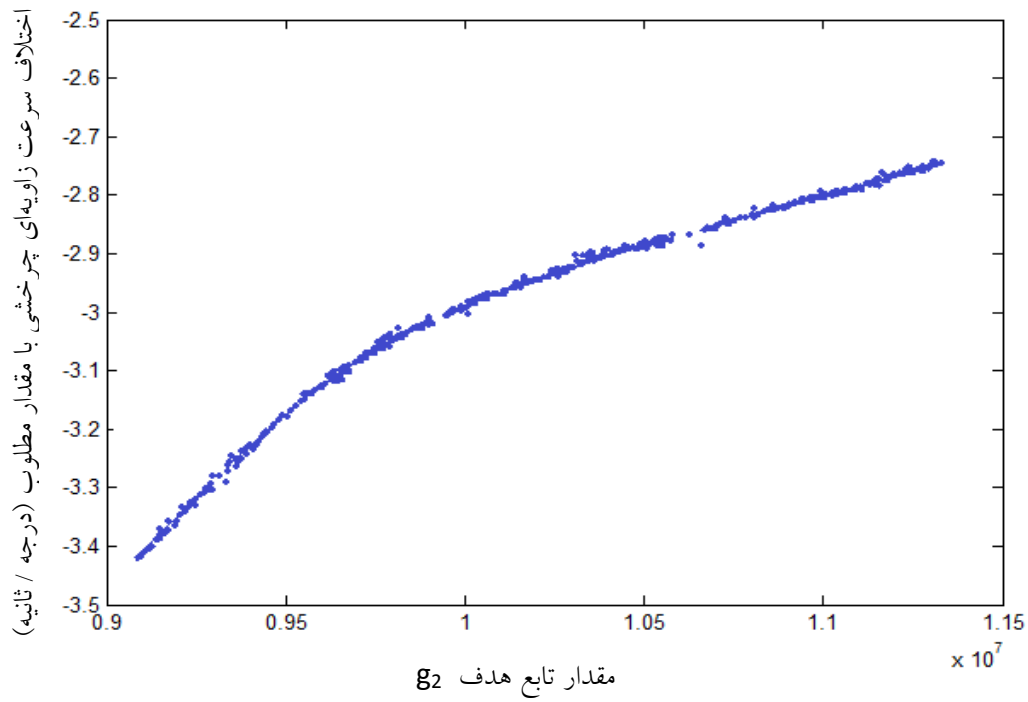
جدول ۴-۱۰. هشت متغیر بهینه شده‌ی سیستم تعلیق دوجنافی برای نقاط ۱ و ۲ شکل (۴-۱۳)

	A_X (mm)	A_Y (mm)	B_X (mm)	B_Y (mm)	C_X (mm)	C_Y (mm)	D_X (mm)	D_Y (mm)
نقطه ۱	۴۷۱/۵۷۶	۵۲۹/۷۴۸	۴۲۹/۶۹۳	۲۰۸/۵۰۷	۷۰۶/۳۷۸	۲۲۴/۶۹۷	۶۰۷/۵۴۵	۵۴۴/۱۹۶
نقطه ۲	۴۷۷/۹۸۴	۵۶۲/۵۷۷	۴۳۸/۱۴۱	۲۵۳/۸۳۲	۷۲۱/۲۵۱	۱۶۷/۵۱۷	۷۰۵/۷۳۴	۴۲۲/۱۲۵

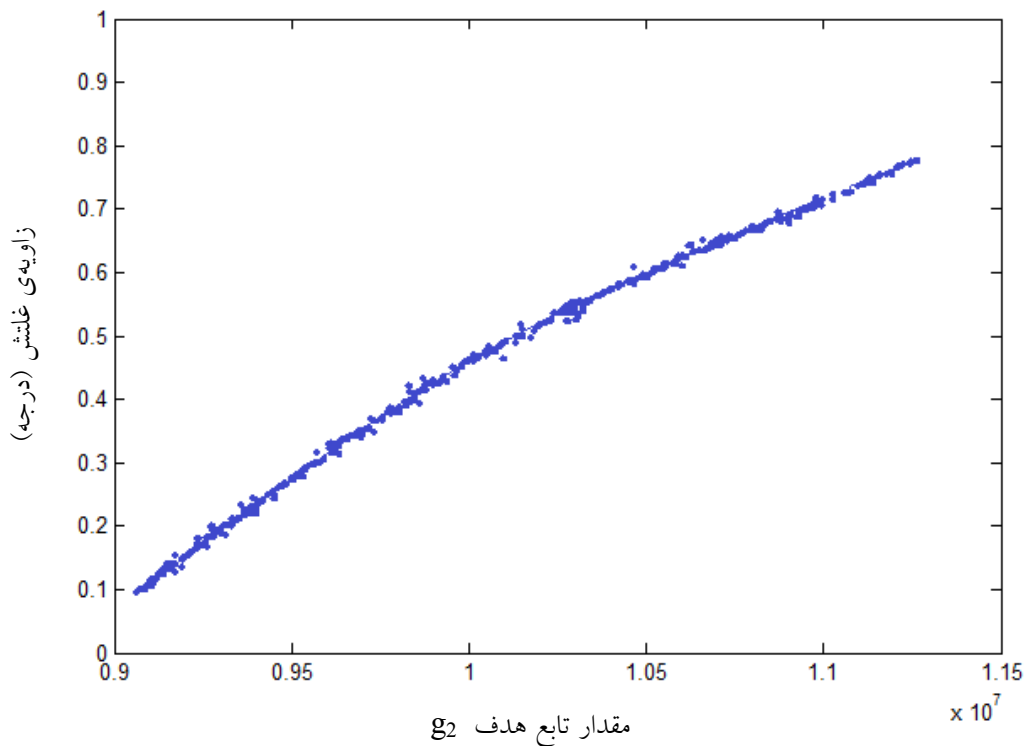
در شکل‌های (۴-۱۴) تا (۴-۱۶) تغییرات نسبت شتاب جانبی به شتاب گرانش، اختلاف سرعت زاویه‌ای چرخشی بدنه خودرو با مقدار مطلوب آن و زاویه غلتش بدنه‌ی خودرو در ثانیه t_{max} ، با تغییر مقدار تابع هدف g_2 در جواب‌های پاریتو بدست آمده، نشان داده شده است.



شکل ۴-۱۴. تغییرات نسبت شتاب جانبی به شتاب گرانش با تغییر تابع هدف g_2



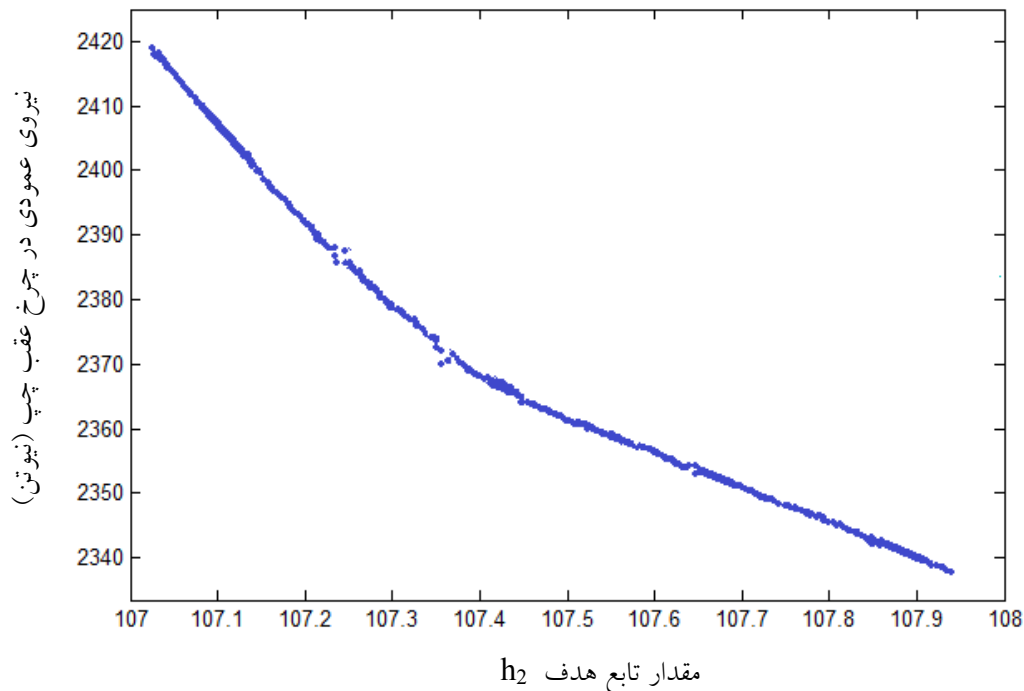
شکل ۴-۱۵. تغییرات اختلاف سرعت زاویه‌ای چرخشی بدنه خودرو با مقدار تابع هدف g_2



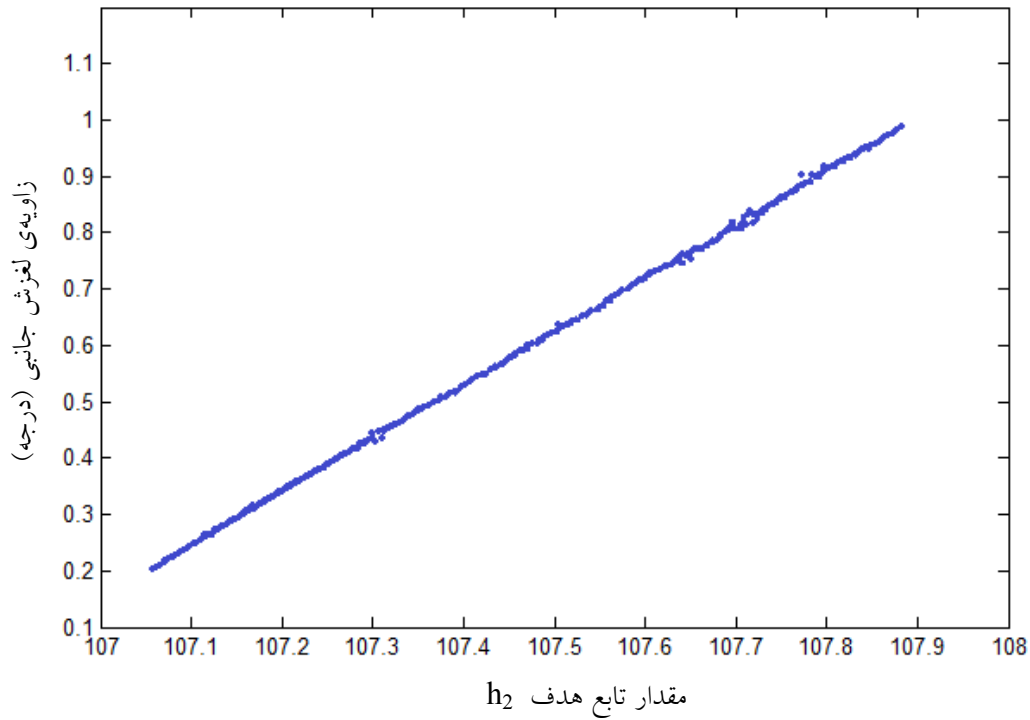
شکل ۴-۱۶. زاویه‌ی دوران بدنه خودرو با مقدار تابع هدف g_2

با توجه به شکل‌های (۴-۱۴) تا (۴-۱۶) مشخص می‌شود که با افزایش تابع هدف g_2 ، مقدار شتاب جانبی خودرو نسبت به شتاب گرانش، زاویه چرخشی خودرو و زاویه غلتش بدنه‌ی خودرو افزایش می‌یابد.

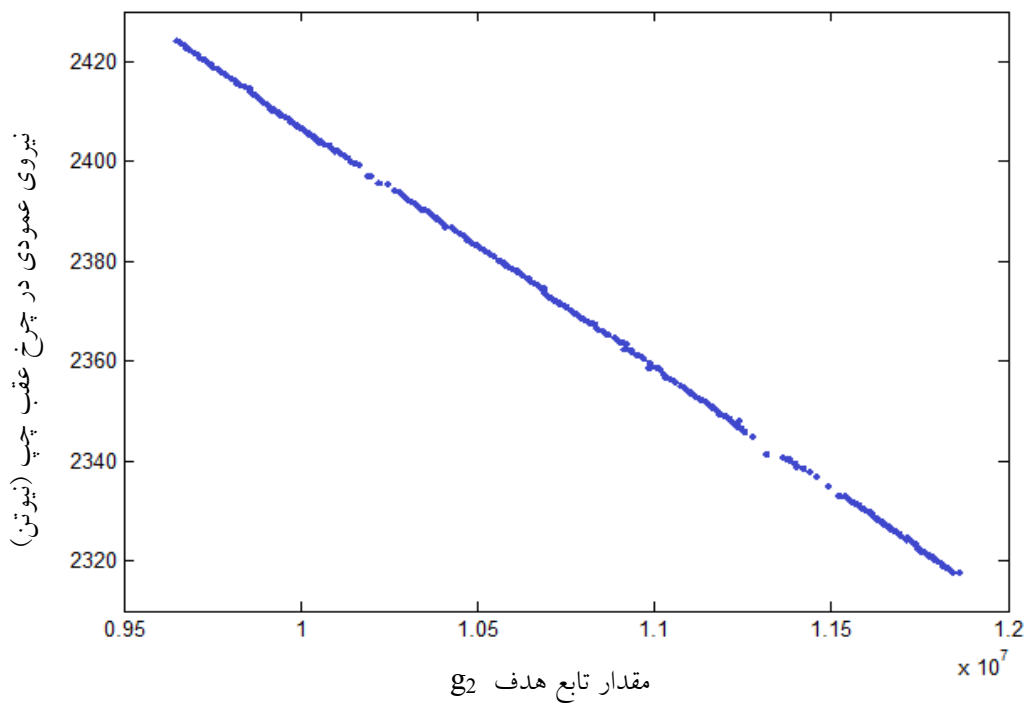
در ادامه برای بررسی قیده‌های در نظر گرفته شده، نمودارهای زاویه لغزش جانبی و نیروی عمودی چرخ بحرانی که در اینجا چرخ عقب-چپ می‌باشد، رسم خواهد شد. شکل‌های (۴-۱۷) تا (۴-۲۰)، مقادیر قیده‌های در نظر گرفته شده را در دو تابع شایستگی F_5 و F_6 نشان می‌دهند.



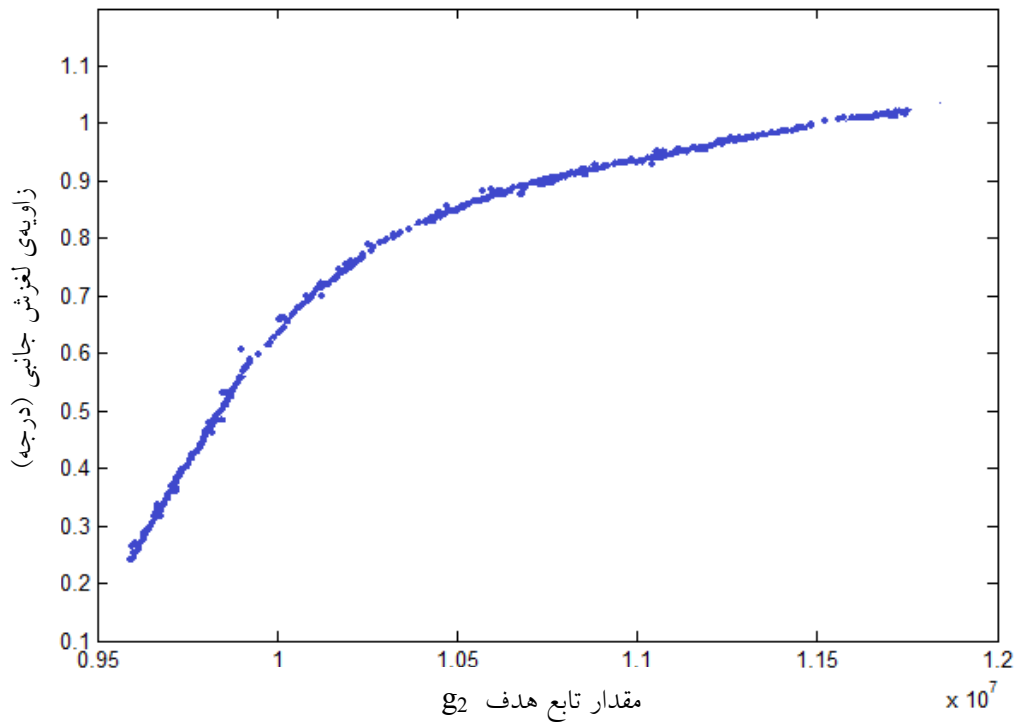
شکل ۴-۱۷. تغییرات نیروی عمودی در چرخ بحرانی با تابع شایستگی h_2



شکل ۴-۱۸. تغییرات زاویه لغزش جانبی با تابع شایستگی h_2



شکل ۴-۱۹. تغییرات نیروی عمودی در چرخ بحرانی با تابع شایستگی g_2



شکل ۴-۲۰. تغییرات زاویه لغزش جانبی با تابع شایستگی g_2

با توجه به شکل‌های (۴-۱۷) تا (۴-۲۰) مشاهده می‌شود که برای هر دو تابع شایستگی F_5 و F_6 ، مقدار نیروی عمودی در چرخ بحرانی همواره مقداری مثبت می‌باشد. همچنین مقدار زاویه لغزش جانبی نیز کمتر از ۱ درجه می‌باشد. بنابراین تمامی مکانیزم‌های بهینه شده براساس تابع شایستگی F_5 و F_6 ، همواره قیدهای مورد نظر را ارضاء می‌کنند.

بررسی صحت نتایج با نرم‌افزار آدامز/کار

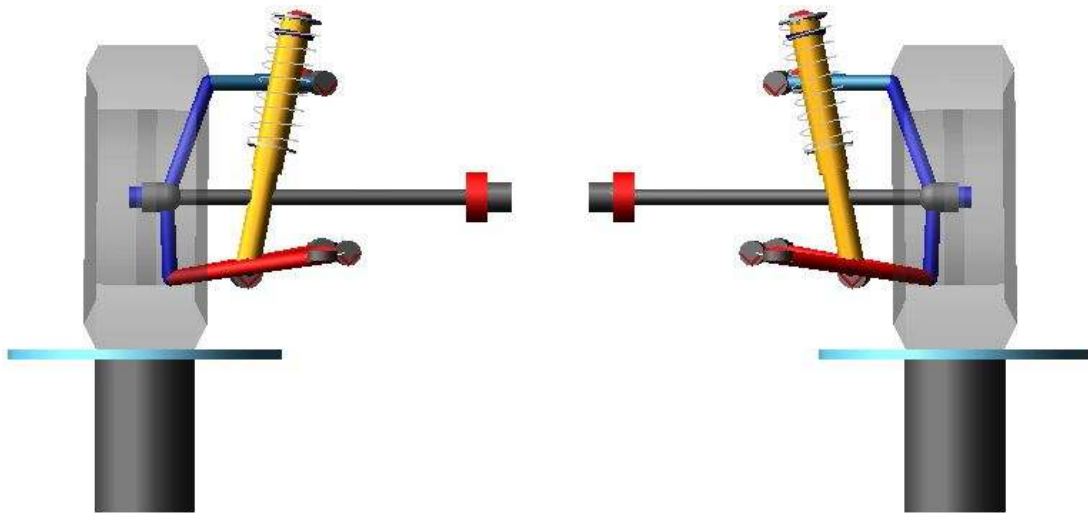
در این فصل در ابتدا با استفاده از نرم‌افزار آدامز/کار صحت روابط بدست آمده از مدل‌سازی سینماتیکی مورد بررسی قرار می‌گیرد. سپس صحت مدل دینامیکی ۹ درجه آزادی خودرو با مدل کامل خودروی موجود در نرم‌افزار آدامز/کار بررسی می‌شود. در ادامه نتایج حاصل از بهینه‌سازی را بر روی مدل کامل خودرو اعمال شده و معیارهای خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو مورد بررسی قرار می‌گیرند.

۱-۵ نرم‌افزار آدامز/کار

نرم‌افزار تحلیل دینامیک آدامز از محصولات شرکت MSC است. نرم‌افزار آدامز از خانواده نرم‌افزارهای شبیه‌سازی و آنالیز حرکتی بوده و یکی از پرمصرف‌ترین، قدرتمندترین و معروف‌ترین نرم‌افزارهای شبیه‌سازی سیستم‌های مکانیکی است. این نرم‌افزار در حدود ۲۷ سال پیش در دانشگاه میشیگان پایه‌ریزی شد. نرم‌افزار آدامز/کار یک محیط ویژه برای مدل‌سازی وسایل نقلیه می‌باشد. با استفاده از نرم‌افزار آدامز/کار می‌توان زیرساخت‌های مربوط به یک وسیله نقلیه را ایجاد کرده و سپس آن‌ها را تحلیل نمود.

زیرسیستم‌های وسیله نقلیه، نظیر بدنه، سیستم تعلیق، سیستم فرمان، سیستم ترمز و موتور را می‌توان در نرم‌افزار آدامز/ویو تعریف کرده و سپس آن‌ها را نرم‌افزار آدامز/کار مونتاژ کرد. تحلیل‌های موجود در نرم‌افزار آدامز/کار را می‌توان به سه دسته تحلیل سیستم‌تعلیق، تحلیل اجزای

خودرو و تحلیل کل خودرو تقسیم نمود [۳۶]. در شکل (۱-۵) مدل سیستم تعلیق دوجنقی در نرم‌افزار آدامز/کار آمده است.



شکل ۱-۵. مدل سیستم تعلیق دوجنقی در نرم‌افزار آدامز/کار

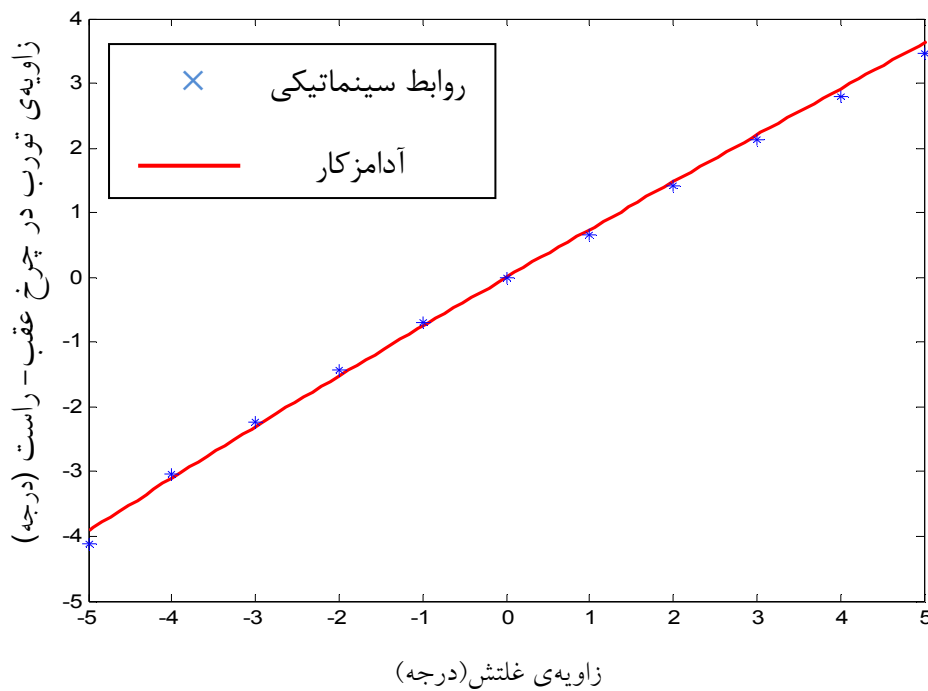
۲-۵ مقایسه نتایج تحلیل مدل سینماتیکی و مدل مکانیزم سیستم تعلیق دوجنقی در نرم‌افزار آدامز/کار

به منظور بررسی صحت تحلیل مدل سینماتیکی ارائه شده در فصل ۳ برای سیستم تعلیق دوجنقی، پاسخ‌ها و نمودارهای بدست آمده، با نمودارهای نرم‌افزار آدامز/کار مقایسه می‌شود. در این مقایسه پارامترهای سیستم تعلیق به صورت جدول (۱-۵) می‌باشد.

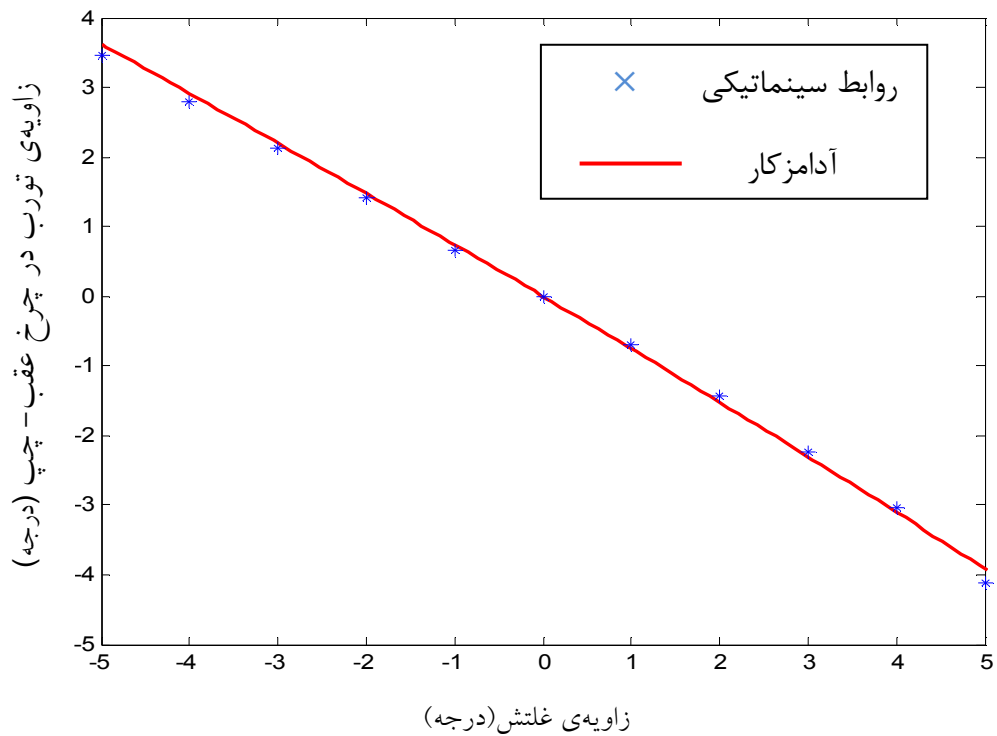
جدول ۵-۱. پارامترهای سیستم تعلیق در نرم‌افزار آدامز/کار

A_X (mm)	A_Y (mm)	B_X (mm)	B_Y (mm)	C_X (mm)	C_Y (mm)	D_X (mm)	D_Y (mm)
۴۴۸/۱	۵۳۶/۵	۴۲۴/۴۱	۱۹۲/۵	۷۴۹/۴۱	۱۴۰	۶۷۴/۴۱	۵۲۵

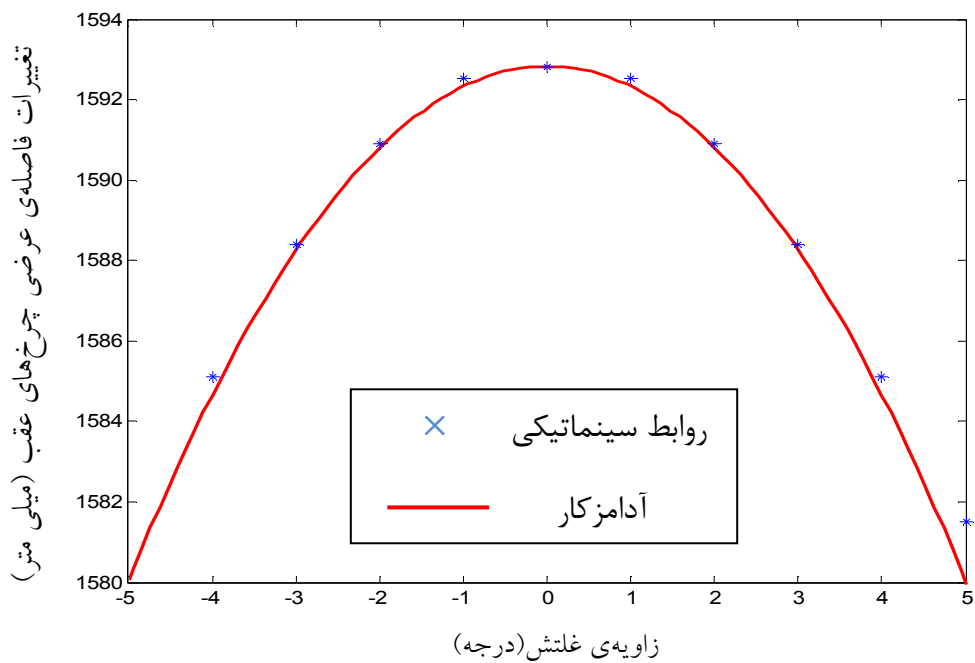
در روابط سینماتیکی موجود، ارتفاع مرکز غلتش با تغییر پارامتر سیستم تعلیق تغییر خواهد کرد. بنابراین انتظار می‌رود که نمودارهای حاصل از تحلیل سینماتیکی با نمودارهای نرم‌افزار آدامز/کار مطابقت خوبی داشته باشد. شکل‌های (۵-۲) تا (۵-۴)، تغییرات زاویه‌ی تورب در چرخ‌های عقب چپ و راست و فاصله عرضی در چرخ‌های عقب را با زاویه غلتش نشان می‌دهد.



شکل ۵-۲. تغییرات زاویه‌ی تورب در چرخ عقب-راست با زاویه‌ی غلتش



شکل ۳-۵. تغییرات زاویه توروب در چرخ عقب-چپ با زاویه غلتش

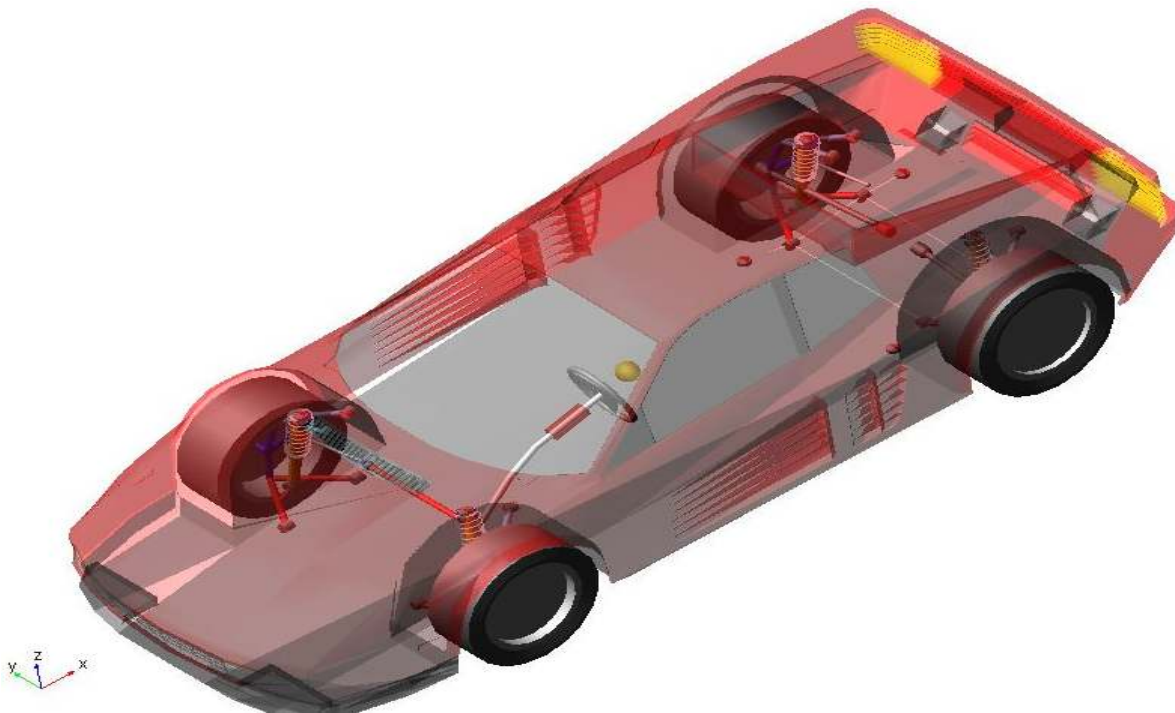


شکل ۴-۵. تغییرات فاصله عرضی چرخهای عقب با زاویه غلتش

با توجه به نمودارهای ارائه شده مشخص می‌شود که مدل سینماتیکی ارائه شده مطابقت خوبی با مدل نرم‌افزار آدامز/کار دارد. در پیوست (د) نمودارهای مربوط به محور جلوی خودرو ارائه شده است.

۳-۵ بررسی صحت روابط دینامیکی مورد استفاده در مدل ۹ درجه آزادی خودرو و نرم‌افزار آدامز/کار

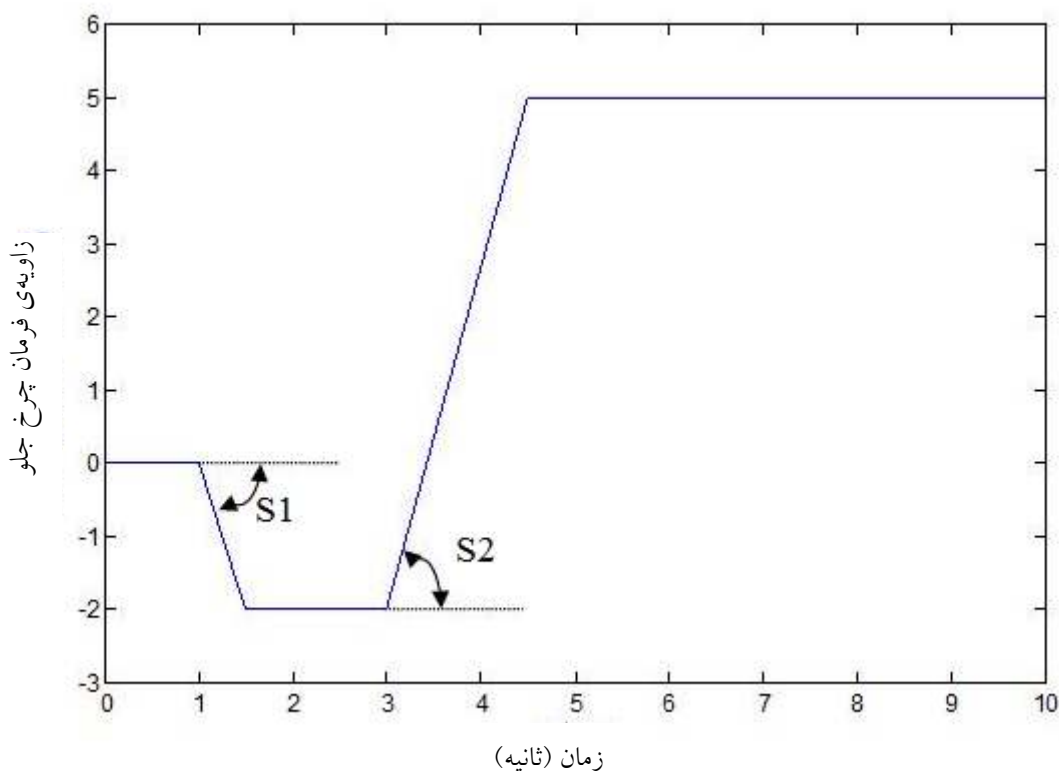
در این بخش به بررسی صحت مدل دینامیکی خودرو ۹ درجه آزادی مورد استفاده جهت بهینه‌سازی سیستم تعلیق دوجنقی و مدل دینامیکی خودروی در نرم‌افزار آدامز/کار پرداخته می‌شود. مدل در نظر گرفته شده در نرم‌افزار آدامز/کار، مدل خودرویی با سیستم تعلیق‌های مشابه در جلو و عقب خودرو می‌باشد. در این مدل همین‌طور که در شکل (۵-۵) مشاهده می‌کنید، از سیستم تعلیق دوجنقی در عقب و جلوی خودرو استفاده شده است.



شکل ۵-۵. مدل خودرو در نرم‌افزار آدامز/کار

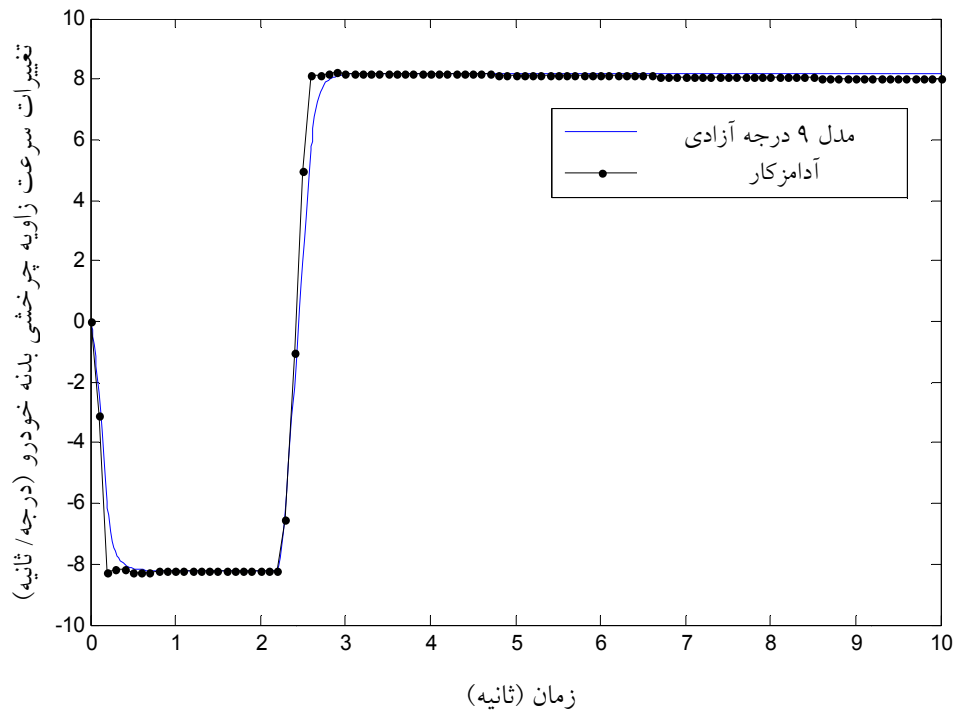
به منظور بررسی و مقایسه‌ی بین دو مدل موجود، از مانور قلاب ماهی که از مانورهای موجود در نرم‌افزار آدامز/کار می‌باشد، استفاده می‌شود. مانور قلاب‌ماهی در واقع نشان دهنده‌ی نوع زاویه‌ی فرمان‌گیری چرخ‌های جلو در خودرو می‌باشد. شکل (۵-۶) چگونگی زاویه فرمان‌گیری در چرخ‌های جلو در مانور قلاب ماهی را نشان می‌دهد.

یکی از بهترین مانورها به منظور بررسی ویژگی‌های خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو به ویژه پایداری در مقابل پدیده بیش‌غلطشی در خودرو، مانور قلاب ماهی می‌باشد [۱۵].

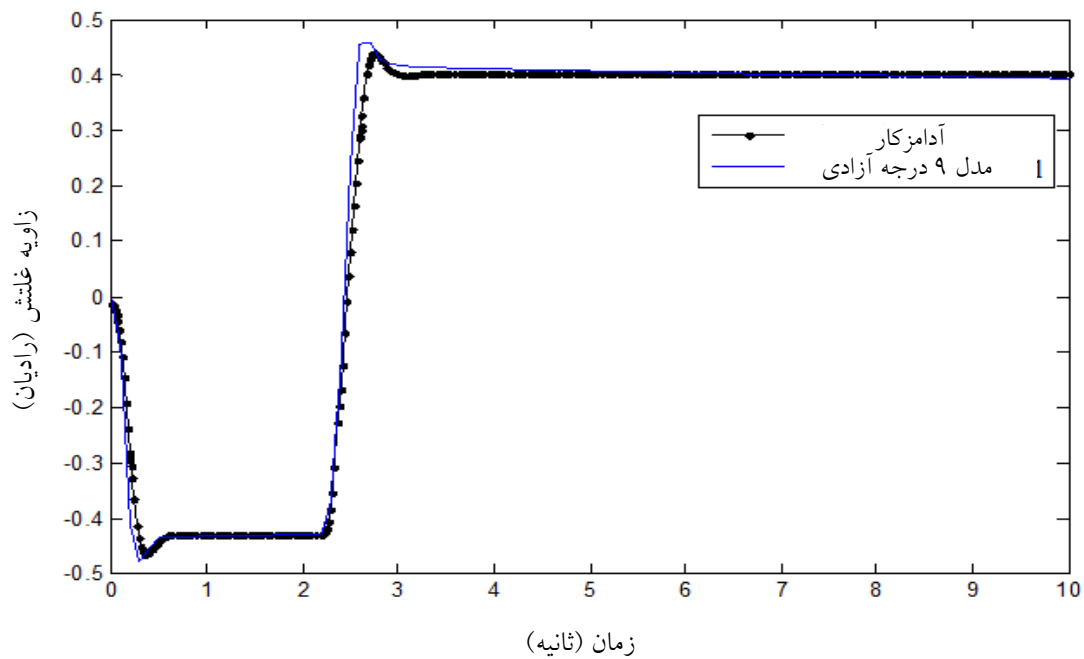


شکل ۵-۶. زاویه فرمان‌گیری در چرخ‌های جلو در مانور قلاب ماهی

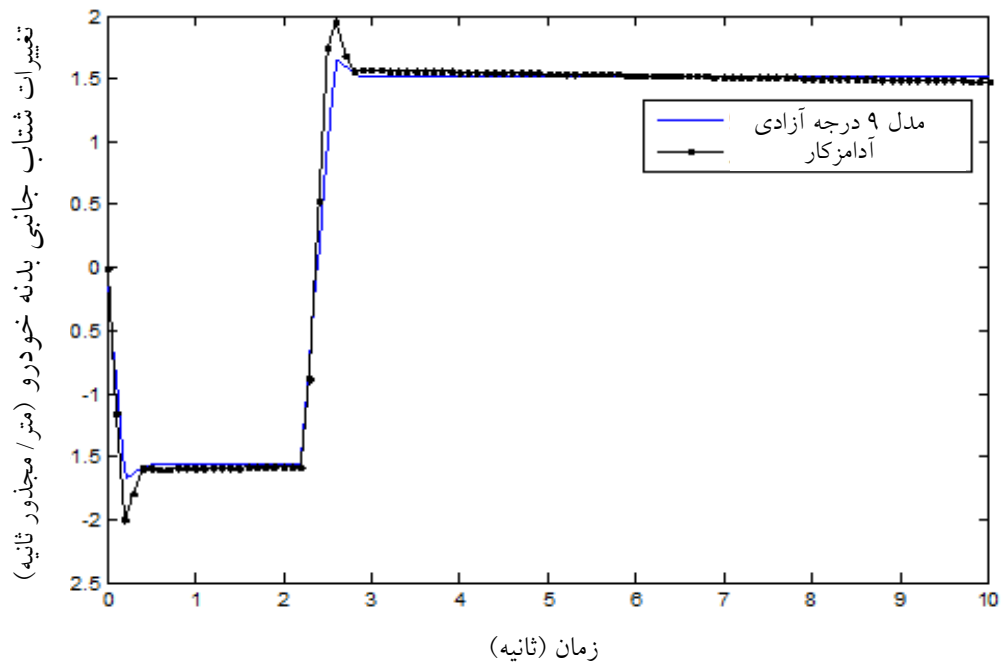
برای کنترل صحت مدل ۹ درجه آزادی با نرم‌افزار آدامز/کار، نمودارهای تغییرات زاویه غلتش، شتاب جانبی نسبت به شتاب گرانش، سرعت چرخش بدنه و زاویه لغزش نسبت به زمان، در مدل ۹ درجه آزادی با نرم‌افزار آدامز/کار مقایسه خواهد شد.



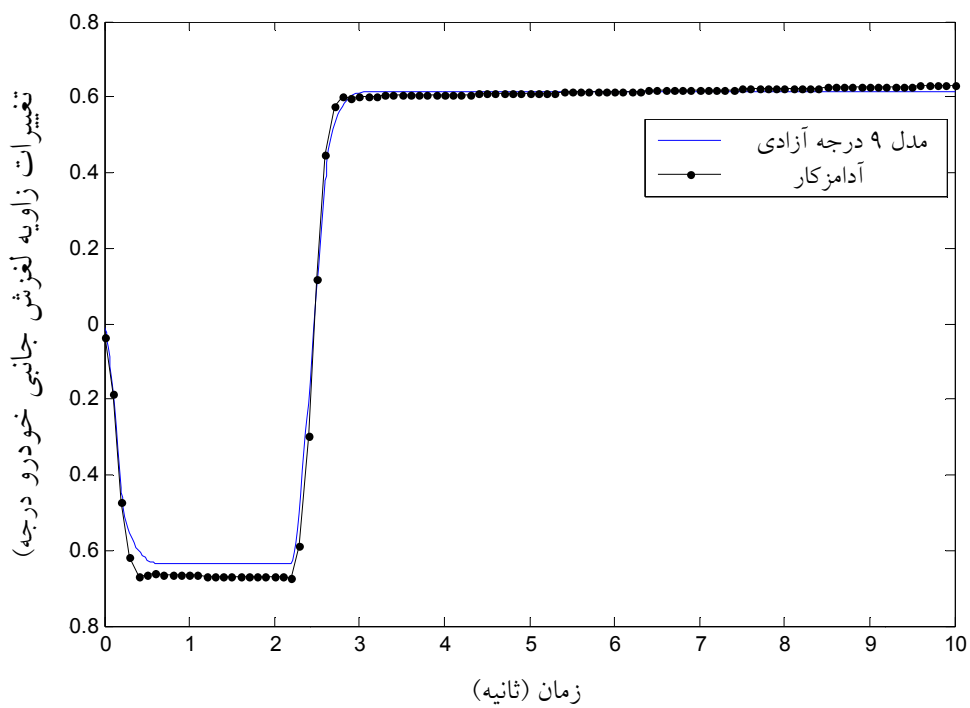
شکل ۵-۷. نمودار تغییرات سرعت زاویه چرخشی بدنه خودرو با زمان در مدل ۹ درجه آزادی خودرو و نرم افزار آدامز/کار



شکل ۵-۸. نمودار تغییرات زاویه‌ی غلتش بدنه خودرو با زمان در مدل ۹ درجه آزادی خودرو و نرم افزار آدامز/کار



شکل ۵-۹. نمودار تغییرات شتاب جانبی بدنه خودرو با زمان در مدل ۹ درجه آزادی خودرو و نرم افزار آدامز/کار



شکل ۵-۱۰. نمودار تغییرات زاویه لغزش خودرو با زمان در مدل ۹ درجه آزادی خودرو و نرم افزار آدامز/کار

همان‌طور که از شکل‌های (۵-۷) تا (۵-۱۰) ملاحظه می‌شود، مدل ۹ درجه آزادی در نظر گرفته شده، با مدل خودروی کامل در نرم‌افزار آدامز/کار مطابقت خوبی دارد و می‌تواند برای بهینه‌سازی پارامترهای سیستم تعلیق خودرو جهت بهبود خوش‌فرمانی و پایداری مورد استفاده قرار گیرد.

با توجه به اینکه زمان حل مدل ۹ درجه آزادی در محیط متلب-سیمولینک، از زمان حل مدل کامل خودرو در نرم‌افزار آدامز/کار، به مقدار قابل ملاحظه‌ای کمتر می‌باشد، بنابراین استفاده از مدل ۹ درجه آزادی خودرو به منظور کاهش زمان اجرای برنامه‌های بهینه‌سازی پیشنهاد می‌شود. جدول (۵-۲) مدت زمان حل مدل ۹ درجه آزادی خودرو در محیط متلب-سیمولینک و زمان حل مدل کامل خودرو در نرم‌افزار آدامز/کار را نشان می‌دهد.

جدول ۵-۲. مدت زمان حل مدل ۹ درجه آزادی در محیط متلب-سیمولینک و مدل خودرو در نرم‌افزار آدامز/کار

مدل ۹ درجه آزادی خودرو (ثانیه)	نرم‌افزار آدامز/کار (ثانیه)
۲/۰۸۵	۱۲/۴۵۱

۵-۴ بررسی خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو با استفاده از مدل کامل خودرو در نرم‌افزار آدامز/کار

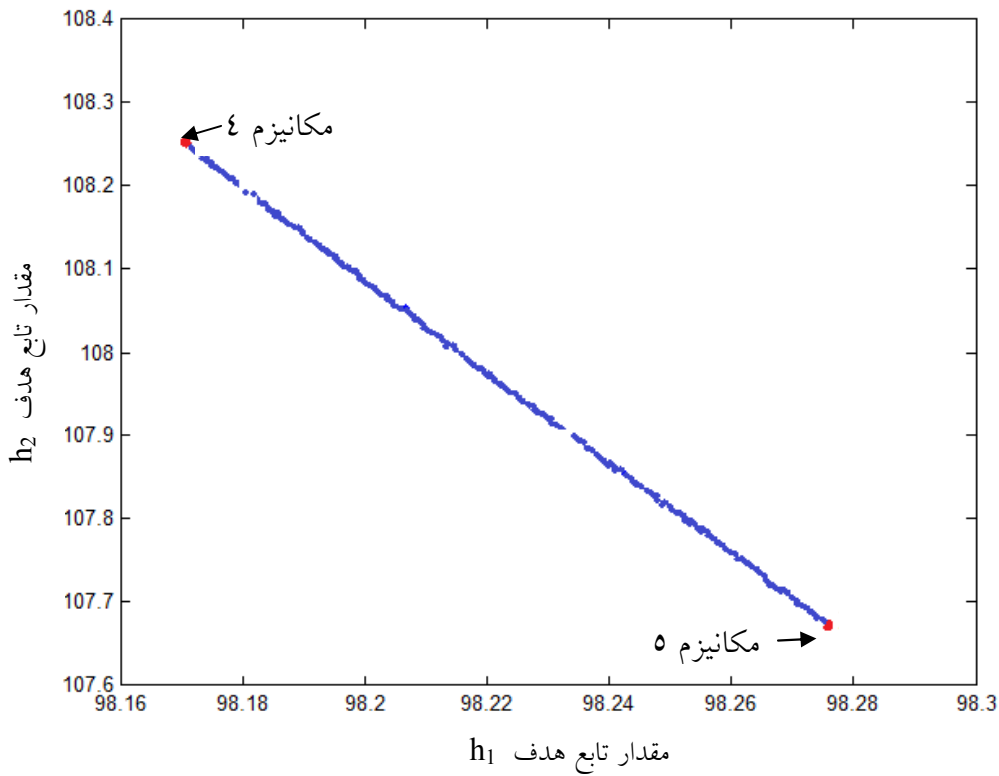
در این بخش با استفاده از مدل کامل خودرو در نرم‌افزار آدامز/کار، پایداری و خوش‌فرمانی در خودرو برای سیستم تعلیق‌های بهینه شده بررسی می‌گردد. به این منظور، به بررسی مشخصه‌های پایداری و خوش‌فرمانی در خودرو برای سه مکانیزم سیستم تعلیق بهینه شده حاصل از توابع تک هدفه F_1 و F_2 و F_3 و نیز چهار مکانیزم سیستم تعلیق بهینه شده، با استفاده از

توابع دوهدفه F_5 و F_6 که در فصل چهارم معرفی گردیدند، پرداخته می‌شود. در جدول (۳-۵) مشخصات هفت سیستم تعلیق بهینه شده آمده است.

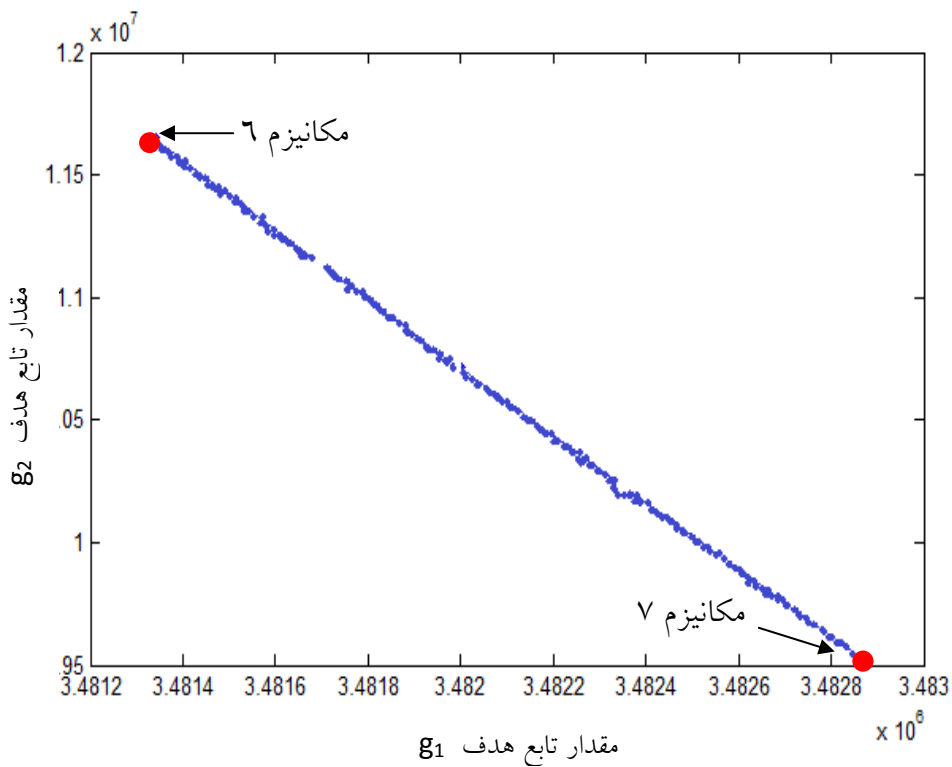
جدول ۳-۵. مشخصات هفت سیستم تعلیق بهینه شده

شماره مکانیزم	A_X (mm)	A_Y (mm)	B_X (mm)	B_Y (mm)	C_X (mm)	C_Y (mm)	D_X (mm)	D_Y (mm)
۱	۴۴۹/۹۷۸	۴۲۹/۳۱۲	۴۶۵/۲۹۲	۲۳۵/۲۴۱	۷۲۷/۰۱۰	۲۳۸/۹۰۸	۶۰۵/۸۳۷	۳۸۶/۲۹۶
۲	۴۶۸/۷۶۵	۵۳۷/۱۰۱	۴۵۵/۴۳۶	۲۵۸/۵۰۲	۶۲۱/۵۹۵	۱۴۰/۵۹۳	۵۴۱/۷۰۹	۵۲۹/۰۲۵
۳	۴۴۹/۹۰۴	۴۴۹/۰۹۸	۴۴۹/۳۶۹	۲۵۷/۶۶۸	۵۵۲/۲۲۱	۱۳۷/۵۸۹	۶۲۶/۰۹۷	۵۴۹/۴۶۶
۴	۴۶۷/۲۳۶	۵۳۱/۰۰۱	۴۳۷/۵۴۰	۲۵۴/۰۴۰	۵۵۸/۹۹۴	۲۲۰/۵۵۷	۷۰۳/۳۹۰	۴۱۵/۰۸۰
۵	۴۶۶/۰۵۱	۵۳۵/۲۶۹	۴۴۴/۲۵۹	۲۲۰/۵۹۴	۵۶۱/۵۱۷	۱۷۴/۳۷۸	۵۳۹/۰۵۹	۵۷۳/۲۵۷
۶	۴۷۱/۵۷۶	۵۲۹/۷۴۸	۴۲۹/۶۹۳	۲۰۸/۵۰۷	۷۰۶/۳۷۸	۲۲۴/۶۹۷	۶۰۷/۴۵۴	۵۳۴/۱۹۶
۷	۴۷۷/۹۸۴	۵۶۲/۵۷۷	۴۳۸/۱۴۱	۲۵۳/۸۳۲	۷۵۱/۲۵۱	۱۶۷/۵۱۷	۷۰۵/۷۳۴	۴۲۲/۱۲۵

در جدول (۳-۵)، ردیف‌های اول تا سوم مربوط به سیستم تعلیق‌هایی است که به ترتیب از بهینه‌سازی توابع هدف F_1 و F_2 و F_3 حاصل شده‌اند. مکانیزم‌های معرفی شده در ردیف‌های پنجم تا هفتم نیز از بهینه‌سازی توابع شایستگی F_5 و F_6 حاصل گردیده است. شکل (۵-۱۱) و (۵-۱۲) موقعیت مکانیزم‌های چهارم تا هفتم را در بین جواب‌های پاریتو یافته شده نشان می‌دهد.

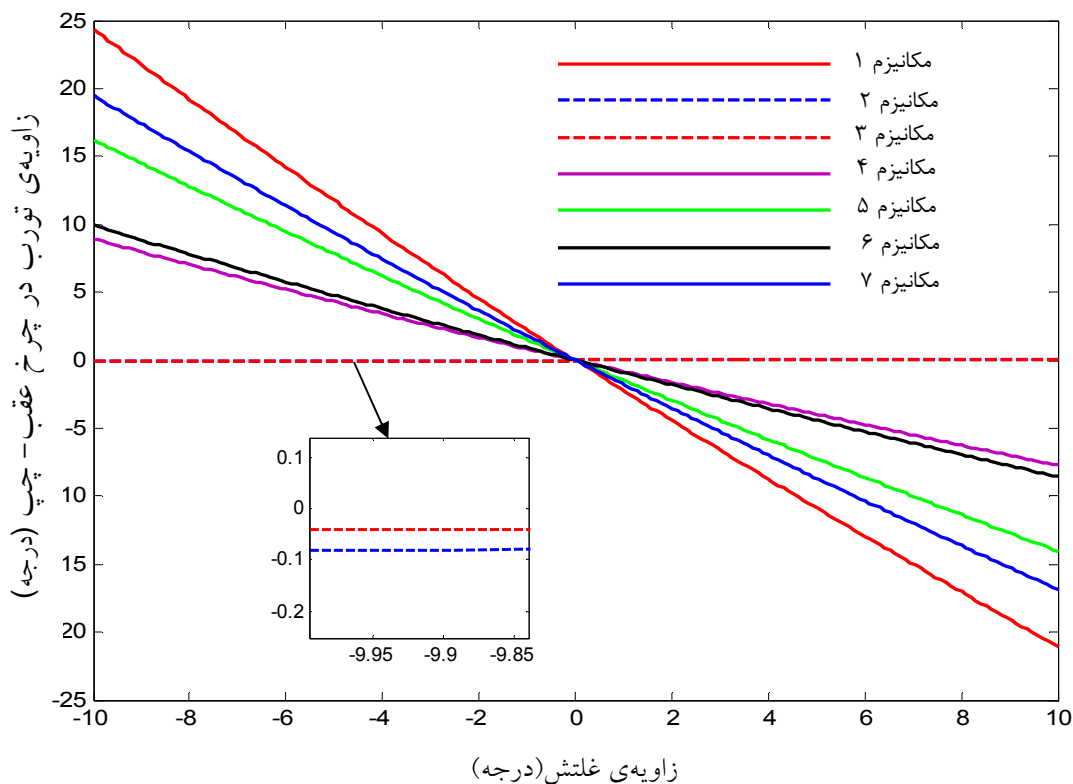


شکل ۵-۱۱. موقعیت مکانیزم‌های چهارم و پنجم در بین جواب‌های تابع شایستگی F_5



شکل ۵-۱۲. موقعیت مکانیزم‌های ششم و هفتم در بین جواب‌های تابع شایستگی F_6

در ادامه به بررسی مشخصه‌های خوش‌فرمانی و پایداری برای هفت مکانیزم موجود در جدول (۳-۵) پرداخته می‌شود. شکل (۵-۱۳) تغییرات زاویه‌ی تورب با زاویه‌ی غلتش را برای مکانیزم‌های مذکور نشان می‌دهد.



شکل ۵-۱۳. تغییرات زاویه‌ی تورب با زاویه‌ی غلتش برای هفت مکانیزم بهینه شده

همان‌طور که در شکل (۵-۱۳) مشاهده می‌شود، بیشترین تغییرات زاویه تورب مربوط به سیستم تعلیق شماره ۱ می‌باشد که از تابع شایستگی F_1 حاصل شده است. در این تابع شایستگی، تغییرات زاویه تورب برای چرخ بحرانی ماکزیمم شده است.

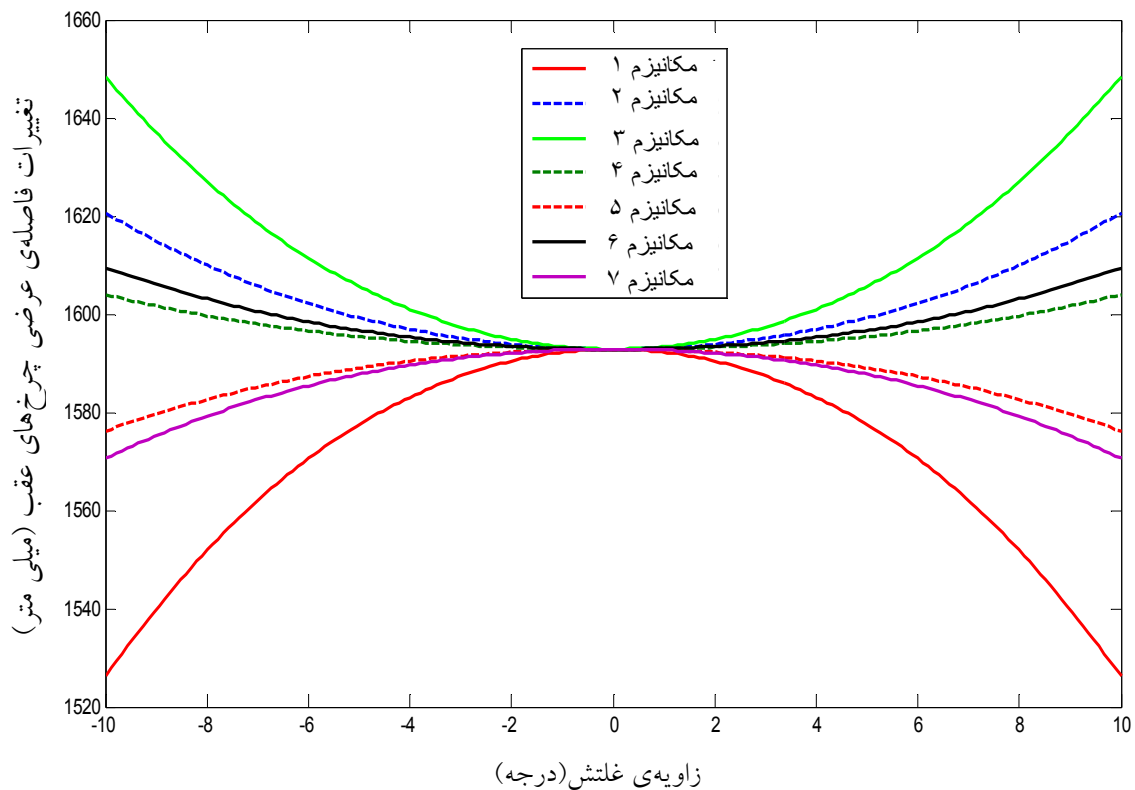
کمترین تغییرات زاویه تورب مربوط به سیستم تعلیق‌های شماره ۲ و ۳ می‌باشد. سیستم تعلیق شماره ۲، حاصل از بهینه‌سازی تابع شایستگی F_2 می‌باشد که در آن هدف مینیمم کردن زاویه

تورب به منظور کم کردن اثرات زاویه‌ی تورب بر عملکرد خودرو می‌باشد. سیستم تعلیق شماره ۳ از تابع شایستگی F_3 حاصل شده است. در این تابع شایستگی هدف ماکزیمم کردن تغییرات فاصله عرضی بین چرخ‌ها می‌باشد، که در اثر آن پایداری تقویت می‌شود و مشخصه‌های خوش‌فرمانی کاهش می‌یابد. بنابراین انتظار می‌رود که تغییرات زاویه‌ی تورب کم شود که این نتیجه از شکل (۵-۱۳) قابل مشاهده است.

مکانیزم‌های ۴ و ۵ از بهینه‌سازی تابع هدف F_5 حاصل می‌شوند. مکانیزم شماره ۴، مقدار مینیمم تابع هدف h_1 را از بین جواب‌های پاریتو بدست آمده از تابع شایستگی F_5 دارا می‌باشد. شکل (۵-۱۳) نشان می‌دهد که نمودار تغییرات زاویه‌ی تورب نسبت به زاویه‌ی غلتش برای این مکانیزم، مقادیر کمتری را نسبت به نمودار تغییرات زاویه‌ی تورب نسبت به زاویه‌ی غلتش برای مکانیزم شماره ۵ دارا می‌باشد.

مکانیزم‌های ۶ و ۷ از بهینه‌سازی تابع هدف F_6 حاصل می‌شوند. در مکانیزم شماره ۶، تابع هدف g_1 ، کم‌ترین مقدار را از بین جواب‌های پاریتو بدست آمده از تابع شایستگی F_6 دارا می‌باشد. تابع هدف g_1 در ارتباط با خوش‌فرمانی خودرو می‌باشد. شکل (۵-۱۳) نشان می‌دهد که نمودار تغییرات زاویه‌ی تورب نسبت به زاویه‌ی غلتش برای این مکانیزم، مقادیر کمتری را نسبت به نمودار تغییرات زاویه‌ی تورب نسبت به زاویه‌ی غلتش برای مکانیزم شماره ۷ دارد.

در ادامه برای هفت سیستم تعلیق بهینه شده، نمودار تغییرات فاصله عرضی چرخ‌ها برای محور عقب خودرو با زاویه غلتش رسم شده و سپس نمودارهای حاصل با هم مقایسه می‌شوند. شکل (۵-۱۴) تغییرات فاصله عرضی چرخ‌ها برای محور عقب خودرو با زاویه غلتش خودرو را برای هفت مکانیزم بهینه شده نشان می‌دهد.



شکل ۵-۱۴. تغییرات فاصله عرضی چرخ‌ها با زاویه غلتش خودرو برای هفت مکانیزم بهینه شده

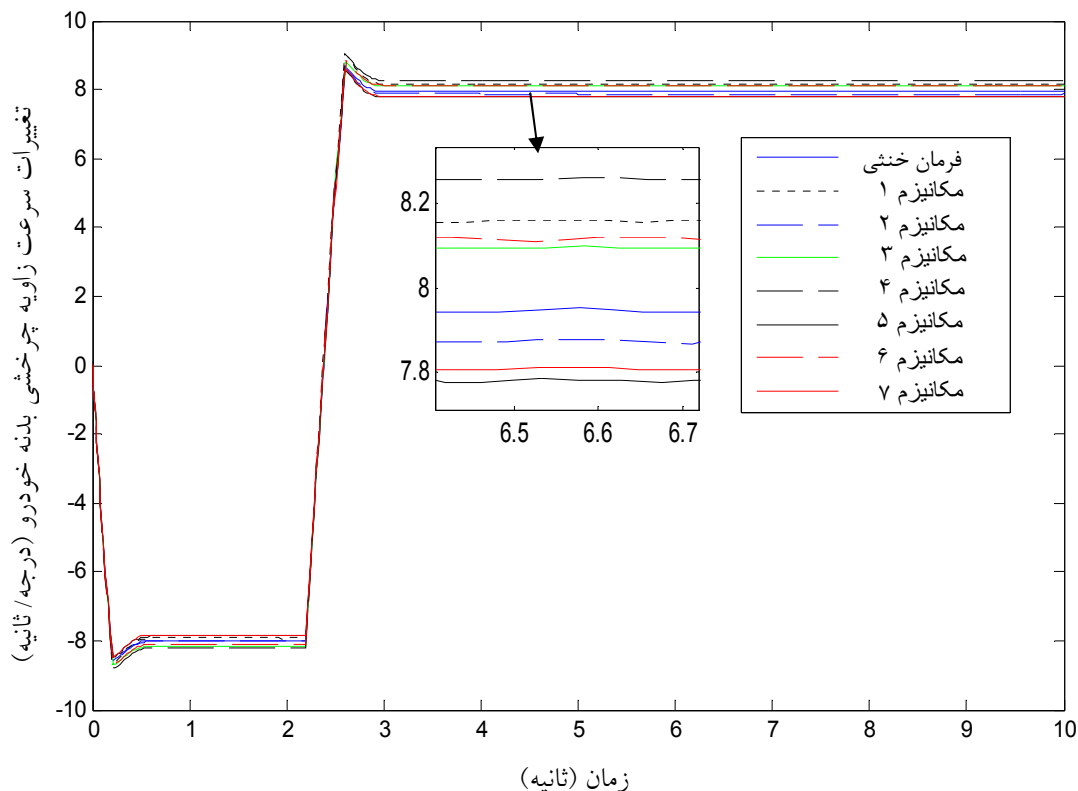
همان‌طور که در شکل (۵-۱۴) مشاهده می‌شود، برای مکانیزم شماره ۱ که در آن تغییرات زاویه‌ی تورب حداکثر مقدار را دارا می‌باشد، مقدار فاصله عرضی بین چرخ‌ها، با افزایش زاویه‌ی غلتش، بیشتر از سایر مکانیزم‌ها کاهش می‌یابد. در این شکل، مقدار فاصله عرضی بین چرخ‌ها در مکانیزم‌های شماره ۲ و ۳ و ۴ و ۶، با افزایش زاویه‌ی غلتش افزایش می‌یابد که از نظر پایداری شرایط مطلوبی را ایجاد می‌کنند. مکانیزم شماره ۴ حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_5 می‌باشد. در بین جواب‌های پاریتو یافته شده برای تابع شایستگی F_5 ، مکانیزم شماره ۴ بهترین مقدار را برای تابع هدف مربوط به پایداری خودرو (تابع g_2) دارا می‌باشد. این نتیجه از شکل (۵-۱۴) نیز قابل حصول است.

مکانیزم شماره ۶ حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_6 می‌باشد. در بین جواب‌های پاریتو یافته شده برای تابع شایستگی F_6 ، مکانیزم شماره ۶ بهترین مقدار را برای تابع هدف مربوط به پایداری خودرو (تابع h_2) دارا می‌باشد.

برای بررسی دقیق‌تر ویژگی‌های خوش‌فرمانی و پایداری جانبی در خودرو، مدل کامل خودرو در نرم‌افزار آدامز/کار در نظر گرفته شده و سپس مانور قلاب‌ماهی بر روی مدل خودرو اعمال می‌شود. زاویه فرمان‌گیری در چرخ‌های جلو، در طی مانور قلاب‌ماهی مطابق با شکل (۵-۶) می‌باشد. در این مانور سرعت طولی اولیه‌ی خودرو برابر ۲۰ (متر/ثانیه) و جرم بدنه خودرو نیز برابر با ۱۰۰۰ (کیلوگرم) در نظر گرفته می‌شود. رفتار خودرو در این مدل بیش‌فرمان بوده و مقدار ضریب کم‌فرمانی برابر با -0.000308 می‌باشد. در ادامه ویژگی‌های خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو برای هفت مکانیزم موجود در جدول (۵-۳) بررسی خواهد شد.

۵-۴-۱ بررسی خوش‌فرمانی خودرو در نرم‌افزار آدامز/کار

خوش‌فرمانی در خودرو در ارتباط مستقیم با تغییرات سرعت زاویه‌ای چرخشی در خودرو می‌باشد. برای بررسی ویژگی‌های خوش‌فرمانی برای هفت مکانیزم موجود در جدول (۵-۴)، ابتدا منحنی تغییرات سرعت زاویه‌ای نسبت به زمان، برای خودرو در حالت فرمان‌پذیری خنثی رسم خواهد شد و سپس نمودار تغییرات سرعت زاویه‌ای نسبت به زمان هفت مکانیزم سیستم تعلیق مورد نظر با آن مقایسه خواهد شد. شکل (۵-۱۵) نمودار تغییرات سرعت زاویه‌ای چرخشی نسبت به زمان را برای هفت مکانیزم سیستم تعلیق بهینه شده نشان می‌دهد.



شکل ۵-۱۵. تغییرات سرعت زاویه‌ای چرخشی نسبت به زمان برای هفت سیستم تعلیق بهینه شده

همان‌طور که در شکل (۵-۱۵) نشان داده شده است، سرعت زاویه‌ای چرخشی مکانیزم‌های ۲ و ۵ و ۷، از سرعت زاویه‌ای چرخشی خودرو با شرایط فرمان‌پذیری خنثی کمتر است. بنابراین خودروهایی با سیستم تعلیق‌های ۲ و ۵ و ۷، رفتاری کم‌فرمان خواهند داشت. از بین سیستم تعلیق‌های فوق سیستم‌تعلیق شماره ۵ رفتار کم‌فرمان‌تری خواهد داشت. مکانیزم سیستم تعلیق شماره ۵ یکی از جواب‌های پاریتو یافته شده از بهینه‌سازی تابع دو هدفه F_5 می‌باشد که در آن تابع هدف h_1 (تابع هدف مربوط به خوش‌فرمانی)، دارای بیشترین مقدار می‌باشد.

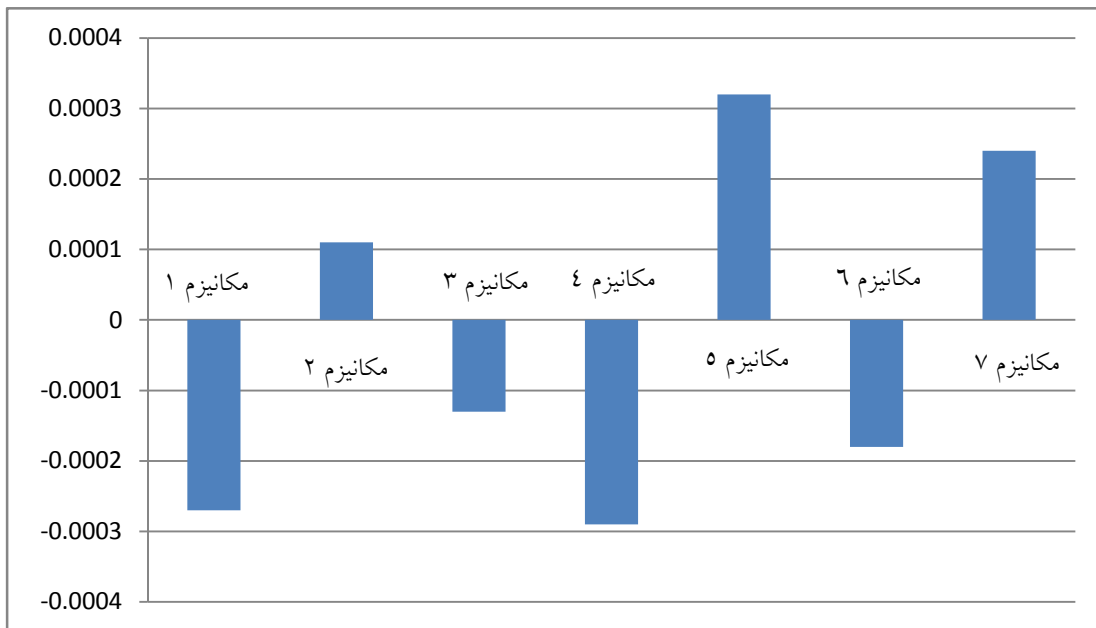
سرعت زاویه‌ای چرخشی مکانیزم‌های ۱ و ۳ و ۴ و ۶، از سرعت زاویه‌ای چرخشی خودرو با شرایط فرمان‌پذیری خنثی بیشتر است. بنابراین خودروهایی با سیستم تعلیق‌های ۱ و ۳ و ۴ و ۶، رفتاری بیش‌فرمان خواهند داشت. از بین سیستم‌تعلیق‌های فوق سیستم‌تعلیق شماره ۴ رفتار

بیش فرمان تری خواهد داشت. مکانیزم سیستم تعلیق شماره ۴ یکی از جواب‌های پاریتو یافته شده از بهینه‌سازی تابع دو هدفه F_5 می‌باشد که در آن تابع هدف h_2 (تابع هدف مربوط به پایداری)، دارای بیشترین مقدار می‌باشد. در جدول (۵-۴) مقادیر ضریب کم‌فرمانی برای هفت مکانیزم بهینه شده آورده شده است.

جدول ۵-۴. مقادیر ضریب کم‌فرمانی برای هفت مکانیزم بهینه شده در جدول (۵-۳)

شماره مکانیزم	۱	۲	۳	۴	۵	۶	۷
ضریب کم‌فرمانی	-۰.۰۰۰۰۲۷	۰.۰۰۰۰۱۱	-۰.۰۰۰۰۱۳	-۰.۰۰۰۰۲۹	۰.۰۰۰۰۳۲	-۰.۰۰۰۰۱۸	۰.۰۰۰۰۲۴

برای مقایسه بهتر ضرایب کم‌فرمانی هفت مکانیزم بهینه شده، ضرایب کم‌فرمانی را به صورت شکل (۵-۱۶) نشان می‌دهیم.

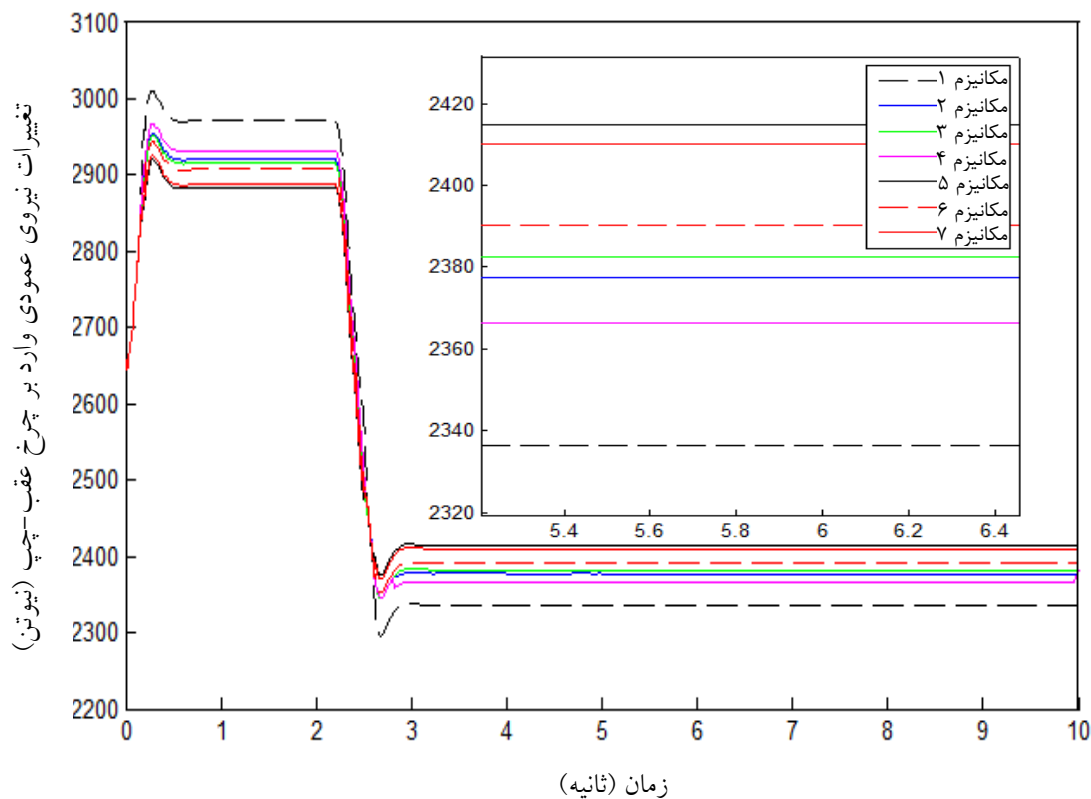


شکل ۵-۱۶. ضرایب کم‌فرمانی برای هفت مکانیزم بهینه شده

منفی و مثبت بودن ضریب کم‌فرمانی در خودرو به معنای رفتار کم‌فرمان و بیش‌فرمان در خودرو می‌باشد. همان‌طور که در شکل (۵-۱۶) مشاهده می‌شود، از بین مکانیزم‌های موجود در جدول (۵-۳)، مکانیزم‌های ۴ و ۵ به ترتیب دارای منفی‌ترین و مثبت‌ترین مقدار ضریب کم‌فرمانی می‌باشند. این مکانیزم‌های از تابع شایستگی F_5 حاصل شده است که از توابع بهینه‌سازی سینماتیکی وابسته به خودرو می‌باشد. بنابراین تابع شایستگی F_5 از بین تابع شایستگی‌های معرفی شده در فصل سوم دامنه‌ی انتخاب وسیع‌تری را برای طراحی خودروهایی با شرایط بیش‌فرمانی و کم‌فرمانی دلخواه ایجاد می‌کند. از بین توابع شایستگی وابسته به سینماتیک سیستم تعلیق تنها سیستم تعلیق شماره ۲ رفتار کم‌فرمانی را ایجاد می‌کند. در ادامه به بررسی ویژگی‌های پایداری در خودرو با مکانیزم‌های بهینه شده پرداخته می‌شود.

۲-۴-۵ بررسی ویژگی‌های پایداری خودرو در نرم‌افزار آدامز/کار

یکی از راه‌های بررسی پایداری در خودرو، بررسی تغییرات نیروی عمودی در چرخ بحرانی می‌باشد. هر چه تغییرات نیروی عمودی در چرخ بحرانی کمتر باشد، خودرو در برابر بیش‌غلشی از خود رفتار بهتری را نشان خواهد داد. در شکل (۱۷-۵) تغییرات نیروی عمودی وارد بر چرخ بحرانی را برای هفت مکانیزم موجود در جدول (۳-۵) نشان می‌دهد. در طی مانور قلاب‌ماهی در نظر گرفته شده چرخ بحرانی، چرخ عقب-چپ می‌باشد.



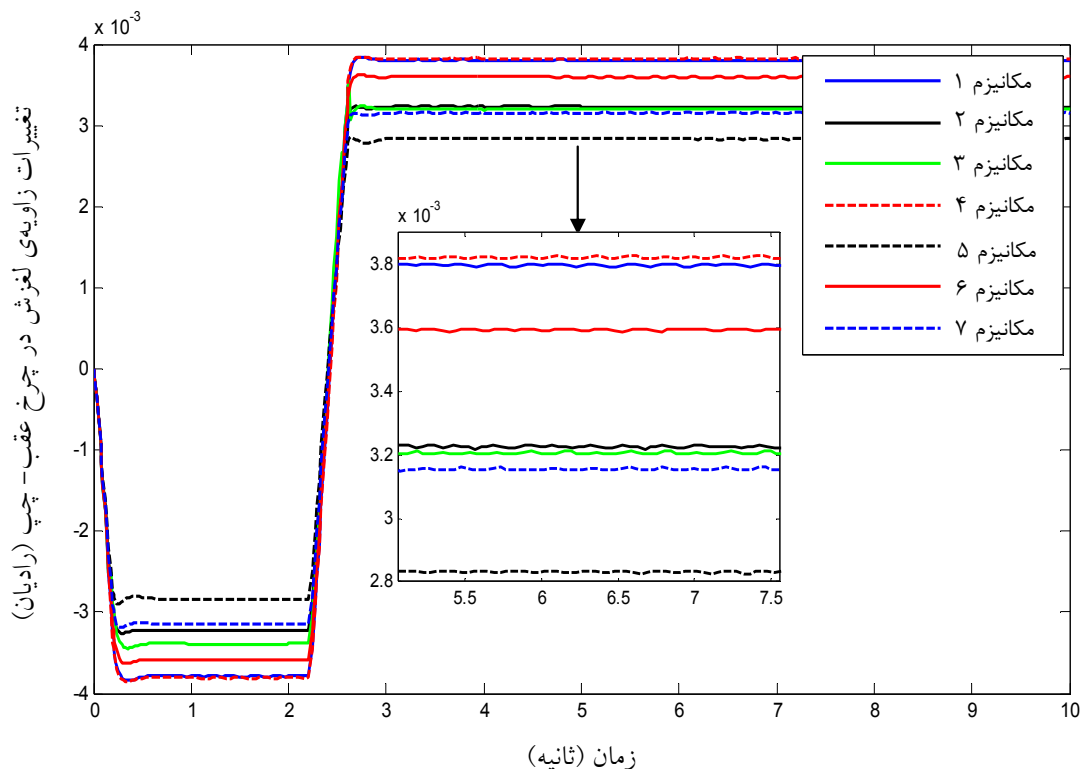
شکل ۱۷-۵. تغییرات نیروی عمودی وارد بر چرخ عقب-چپ برای هفت مکانیزم بهینه شده

در شکل (۱۷-۵) بیشترین تغییرات نیروی عمودی مربوط به مکانیزم شماره ۱ می‌باشد که از تابع هدف F_1 حاصل شده است. کمترین تغییرات نیز مربوط به مکانیزم سیستم تعلیق شماره ۵

می‌باشد. مکانیزم شماره ۵ یکی از جواب‌های پاریتو یافته شده از تابع شایستگی دوهدفه F_5 می‌باشد که در آن تابع هدف h_1 (تابع هدف مربوط به خوش‌فرمانی) دارای کمترین مقدار و تابع هدف h_2 (تابع هدف مربوط به پایداری) دارای بیشترین مقدار در بین جواب‌های یافته شده می‌باشد.

در بین جواب‌های بدست آمده از توابع هدف وابسته به سینماتیک سیستم تعلیق، مکانیزم شماره ۳ که از بهینه‌سازی تابع هدف F_3 بدست آمده است، کمترین تغییرات نیروی عمودی را دارا می‌باشد.

یکی از راه‌های بررسی پایداری جانبی در خودرو، بررسی زاویه‌ی لغزش در چرخ بحرانی در هنگام انجام مانور می‌باشد. مکانیزم‌هایی که دارای زاویه‌ی لغزش کمتری باشند، شرایط پایداری جانبی بهتری را ایجاد می‌کنند. شکل (۵-۱۸) تغییرات زاویه‌ی لغزش در چرخ عقب-چپ را برای هفت مکانیزم موجود در جدول (۵-۳) نشان می‌دهد.



شکل ۵-۱۸. تغییرات زاویه‌ی لغزش در چرخ عقب-چپ برای هفت مکانیزم بهینه شده

همان‌طور که در شکل (۵-۱۸) قابل مشاهده است، مکانیزم‌های ۱ و ۴ بیشترین تغییرات زاویه‌ی لغزش را در چرخ عقب خودرو ایجاد می‌کنند. این مکانیزم‌ها به ترتیب از بهینه‌سازی توابع هدف F_1 و F_5 در خودرو حاصل شده است. در بین مکانیزم‌هایی که از بهینه‌سازی تابع هدف‌های وابسته به سینماتیک سیستم تعلیق حاصل شده‌اند مکانیزم شماره ۲ و ۳ کمترین تغییرات زاویه‌ی لغزش را ایجاد می‌کنند.

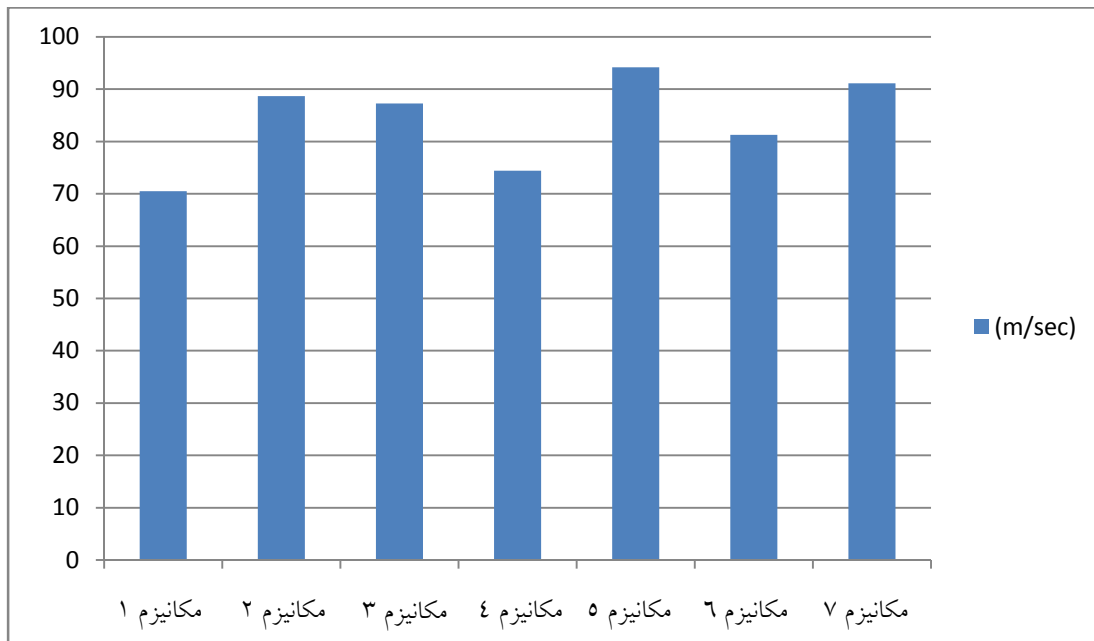
در بین تمام مکانیزم‌های موجود، مکانیزم شماره ۵ کمترین تغییرات زاویه لغزش را ایجاد می‌کند. مکانیزم شماره ۵ یکی از جواب‌های پاریتو یافته شده از تابع شایستگی دوهدفه F_5 می‌باشد که در آن تابع هدف h_1 (تابع هدف مربوط به خوش‌فرمانی) دارای کمترین مقدار و تابع هدف h_2 (تابع هدف مربوط به پایداری) دارای بیشترین مقدار در بین جواب‌های یافته شده می‌باشد. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که مکانیزم‌هایی که از بهینه‌سازی توابع هدف وابسته به سینماتیک خودرو حاصل شده‌اند، پایداری بالاتری را برای خودرو ایجاد می‌کنند.

بروز پدیده بیش‌غلشی در خودرو به معنای به صفر رسیدن نیروی عمودی در چرخ بحرانی و به عبارت دیگر قطع تماس چرخ با سطح جاده است [۲]. به منظور بررسی پایداری غلشی در خودرو، سرعت طولی خودرو برای هر یک از مکانیزم‌ها در یک مانور قلاب‌ماهی مشخص تا آنجا افزایش می‌یابد که نیروی عمودی در چرخ بحرانی برابر صفر گردد. در جدول (۵-۵) مقدار سرعت طولی بحرانی خودرو برای هفت مکانیزم آورده شده است.

جدول ۵-۵. مقدار سرعت طولی بحرانی خودرو برای هفت مکانیزم بهینه شده

شماره مکانیزم	۱	۲	۳	۴	۵	۶	۷
سرعت طولی (متر/ثانیه)	۷۰/۵۰	۸۸/۶۵	۸۷/۳۰	۷۴/۴۰	۹۴/۲۰	۸۱/۲۵	۹۱/۲۳

برای مقایسه بهتر مقادیر موجود در جدول (۵-۵) آن‌ها را به صورت یک نمودار میله‌ای در شکل (۱۹-۵) رسم می‌کنیم.



شکل ۱۹-۵. مقدار سرعت طولی بحرانی خودرو برای هفت مکانیزم بهینه شده

همان‌طور که در شکل (۱۹-۵) مشاهده می‌شود، مکانیزم سیستم تعلیق شماره ۵ بهترین شرایط پایداری غلتشی را برای خودرو ایجاد می‌کند. مکانیزم شماره ۵ حاصل از تابع شایستگی دوهدفه F_5 می‌باشد که در آن تابع هدف h_2 (تابع هدف مربوط به پایداری) دارای بیشترین مقدار در بین جواب‌های پاریتو یافته شده می‌باشد. در بررسی‌های مربوط به خوش‌فرمانی، مکانیزم شماره ۵ کم‌فرمان‌ترین رفتار را در بین سایر مکانیزم‌ها دارا می‌باشد.

با توجه به شکل (۱۹-۵) مکانیزم شماره ۱ کم‌ترین مقدار سرعت بحرانی طولی را در بین مکانیزم‌های موجود دارا می‌باشد. مکانیزم شماره ۱ حاصل از تابع شایستگی F_1 می‌باشد که در آن

زاویه‌ی تورب ماکزیمم مقدار است. با افزایش زاویه‌ی تورب، فاصله‌ی عرضی بین چرخ‌ها کاهش یافته و احتمال بروز بیش غلتشی در خودرو افزایش می‌یابد.

با توجه به بررسی‌های صورت گرفته در بحث خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو، مشخص می‌شود که معمولاً مکانیزم‌هایی با شرایط خوش‌فرمانی مناسب، پایداری کمتری را ایجاد می‌کنند. بنابراین طراح با توجه به نوع نیاز خود می‌تواند از بین مکانیزم‌های موجود، مکانیزم دلخواه را ایجاد کند. در فصل ششم نتیجه‌گیری حاصل از تحقیق و پیشنهادهای درخصوص تحقیق مورد نظر ارائه می‌شود.

نتیجه‌گیری و پیشنهادات

۱-۶ خلاصه‌ی تحقیق

در این پژوهش به بهینه‌سازی مکانیزم سیستم تعلیق از نوع دوجنافی برای محور عقب خودرو، به منظور بهبود ویژگی‌های خوش‌فرمانی و پایدار در خودرو پرداخته شد. به این منظور سینماتیک مکانیزم سیستم تعلیق در اثر حرکت غلتشی بدنه‌ی خودرو استخراج گردید. سپس توابع شایستگی معرفی شده برای بهینه‌سازی مکانیزم سیستم تعلیق به دو دسته‌ی توابع شایستگی مبتنی بر سینماتیک مکانیزم سیستم تعلیق و توابع شایستگی وابسته به خورد و تقسیم‌بندی گردیدند. در توابع شایستگی وابسته به خودرو، اثرات سیستم تعلیق شامل زاویه‌ی تورب و فاصله‌ی جانبی در چرخ‌ها به یک مدل دینامیکی خودرو با ۹ درجه آزادی اضافه شده و توابع هدف مربوط به خوش‌فرمانی و پایداری در طی مانور قلاب‌ماهی انجام شده توسط خودرو محاسبه گردید.

۲-۶ نتایج

۱- در بین توابع شایستگی وابسته به سینماتیک سیستم تعلیق، تابع شایستگی مبتنی بر بیشینه کردن زاویه‌ی تورب، منجر به دستیابی به مکانیزم‌هایی با ویژگی‌های خوش‌فرمانی بالاتر و پایداری کمتر می‌شود.

۲- در بین توابع شایستگی مبتنی بر سینماتیک سیستم تعلیق، بیشینه نمودن تغییرات فاصله‌ی جانبی در چرخ‌ها و کمینه نمودن زاویه‌ی تورب منجر به دستیابی به مکانیزمی می‌شود که بالاترین

سرعت بحرانی را در خودرو در بین مکانیزم‌های وابسته به سینماتیک مکانیزم سیستم تعلیق ایجاد می‌نماید.

۳- در بین توابع شایستگی مبتنی بر سینماتیک سیستم تعلیق، کمینه نمودن زاویه‌ی تورب منجر به دستیابی به مکانیزمی با ویژگی‌های خوش‌فرمانی پایین‌تری می‌شود. در این مکانیزم خودرو در شرایط کم‌فرمان قرار دارد.

۴- تابع شایستگی وابسته به سینماتیک خودرو، منجر به یافتن بهینه‌ترین جواب‌ها در بین توابع شایستگی در نظر گرفته شده، می‌شود.

۵- در مکانیزم‌های بهینه شده، بالا رفتن ویژگی‌های خوش‌فرمانی در خودرو با کاهش شرایط پایداری در خودرو همراه خواهد بود.

۶- در بین الگوریتم‌های زنبورعسل با همسایگی‌های مختلف، الگوریتمی که در آن شعاع همسایگی به صورت خطی در هر مرحله از اجرای برنامه کاهش می‌یابد، جواب‌های بهینه‌تر و سرعت همگرایی بالاتری دارد.

۳-۶ پیشنهادات

۱- در این تحقیق سیستم تعلیق دوجنقی به منظور بهبود شرایط پایداری و خوش‌فرمانی بهینه گردید. برای مطالعه‌ی کلی‌تر پیشنهاد می‌گردد که توابع شایستگی مبتنی بر حرکت خودرو از روی دست‌انداز نیز معرفی شود و سیستم تعلیق مورد نظر با استفاده از آن‌ها بهینه شود.

۲- در این تحقیق از مدل دینامیکی خودرویی با ۹ درجه آزادی استفاده شده است. به منظور بهبود صحت نتایج، پیشنهاد می‌گردد که از مدل خودرویی موجود در نرم‌افزار آدامز/کار در بهینه‌سازی استفاده گردد.

۳- به منظور توسعه‌ی نتایج به دست‌آمده، پیشنهاد می‌گردد که مکانیزم برای خودروهای مختلف با اهداف گوناگون بهینه گردد و برای هر خودرو، محدوده‌ی طراحی با استفاده از سینماتیک مکانیزم مشخص گردد.

۴- در این پژوهش بهینه‌سازی مکانیزم سیستم تعلیق در محور جلوی خودرو مد نظر نبوده است. پیشنهاد می‌گردد که به منظور دستیابی نتایج بهینه‌تر در خودرو، پس از تحلیل سینماتیکی مکانیزم سیستم تعلیق در محور جلو، سیستم تعلق‌های جلو و عقب خودرو هم‌زمان وارد فرایند بهینه‌سازی گردد.

- [1] K. Newton, W. Steeds and T. K. Garrett, "The Motor Vehicle", *Butterworth Heinemann*, 1996.
- [2] R. Kazemi, B. Hamed and B. Javadi, "Improving the ride and handling qualities of a passenger car via modification of its rear suspension mechanism", *SAE word congress*, Detroit Michigan, 2000- 01-1630.
- [3] J. Fenton, "Handbook of Automotive Body Construction and Design Analysis", *Professional Engineering Publishing*, 1998.
- [4] W. Matschinsky, "Road Vehicle Suspension", *Professional Engineering Publishing*, 2000.
- [5] P. Lukin, G. Gaspariyant and V. Rodionow, "Automobile Chassis Design And Calculations", *Mir Publisher Moscow*, 1989.
- [6] R. N. Jazar, "Vehicle Dynamics: *Theory and Application*", Springer, 2006.
- [7] J. Reimpll, H. Stoll, W. Betzle, "the Automotive Chassis-Engineering Principles", Second Edition, Butterworth Heinemann, Elsevier, 1996.
- [8] H. A. Attia, "Dynamic simulation of a vehicle with semi-trailing A-arm suspension", *Transaction of the CSME*. Vol. 20, No. 2, pp. 175-186, 1996.
- [9] K. Fujita, N. Hirokawa, Sh. Akagi and T, Hirata, "Design optimization of multi-link suspension system for total vehicle handling and stability", *American Institute of Aeronautics and Astronautics (AAIL)*, 1998.

[10] T. Yamanaka, H. Hoshino and K. Motoyama, “Design optimization technique for suspension mechanism of automobile”, *FISTA word automotive congress*, 2000.

[11] P. A. Simionesucm, D. Beale, “Synthesis and analysis of five – link rear suspension system used in automobiles”, *Mechanism and machine theory*, Vol. 37, pp. 815-832, 2002.

[12] H. Habibi, K. H. Shirazi and M. Shishesaz, “Roll steer minimization of McPherson –strut suspension system using genetic algorithm method”, *Mechanism and machine theory*, Vol. 43, pp. 57-67, 2008.

[13] J. Dixon, “Suspension Geometry and Computation”, *John Wiley and Sons*, 2009.

[14] H. Shenlin and Ch. Xinbo, “Design and simulation of rigidity and damping-coefficient an emui-traling arm suspension”, Vol. 21, No. 14, pp. 1747-1715, 2010.

[۱۵] م. کاظمی، “بهینه‌سازی سیستم تعلیق بازوی نیمه-کشیده شونده به منظور بهبود ویژگی‌های

خوش‌فرمانی و پایداری در خودرو”، کارشناسی ارشد، گروه مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه

شهید چمران اهواز، ۱۳۹۰.

[۱۶] م. شجاعی، ر. طالبی و ش. شهباز، “بهینه‌سازی تغییرات زاویه کمبر بر اساس مدل هندسی سیستم تعلیق دوجنقی با استفاده از روش SA”، نوزدهمین همایش سالانه مهندسی مکانیک، بیرجند، دانشگاه بیرجند، ۱۳۹۰.

[17] A. Arikere, G. S. Humer and S. Bandyopadhyay, “Optimization of double wishbone suspension system using multi-objective genetic algorithm”, *Lecture Notes in Computer Science* 6457, pp. 445-454, 2010.

- [18] Y. Shibahata, K. Shimada and T. Tomari, "Improvement of vehicle maneuverability by direct yaw moment control", *Vehicle System Dynamic*, Vol. 22, pp. 465-481, 1993.
- [19] T. D. Gillespie, "Fundamental of Vehicle Dynamics", *Society of Automotive Engineers*, 1992.
- [20] M. D. Dorohof, "A study of vehicle response asymmetries during severe driving maneuvers", Masters' thesis, Department of Mechanical Engineering, the Ohio State University, 2002.
- [21] Z. L. Jin, J. S. Wang and H. Y. Hu, "Rollover stability of a vehicle during critical driving maneuvers", *MOE key laboratory of structure mechanics and control for aircraft*, China, 2007.
- [22] F. Frendo, G. Greco, M. Guiggiani and A. Sponziello, "Evaluation of the vehicle handling performances by a new approach", *Vehicle System Dynamic*, Vol. 46, pp. 857-868, 2008.
- [23] M. Abe, "Vehicle Handling and Dynamics: Theory and Application", *Butterworth Heinemann*, Elsevier, 2009.
- [24] John C. Dixon, "Tire, Suspension and Handling", *SAE*, 1996.
- [25] H. Mabie, F. Charles and Reinholts, "Mechanisms and Dynamics of Machinery", Fourth Edition, John Wiley, London, 1987.
- [26] J. K. Wong, "Theory of Ground Vehicles", Second Edition, John Wiley, London, 1993.

- [27] Sh. Zheng, H. Tang, Zh. Han and Y. Zhang, "Controller design for vehicle stability enhancement", *Control Engineering Practice*, Vol. 14, pp. 1413-1421, 2006.
- [28] Sh. Takano, M. Suzuki and M. Nagai, "Analysis of large vehicle dynamics for improving roll stability", *Vehicle System Dynamics*, Vol. 41, pp. 73-82, 2004.
- [29] D. T. Pham and A. Ghanbarzadeh, "Multi-objective using the bees algorithm", *Innovative machines and systems*, pp. 529-533, 2007.
- [30] N. Zhang, G. Dong and H. Du, "Investigation into untripped rollover of light vehicles in modified fishhook and the sin maneuvers, Part I: Vehicle modeling, roll and yaw instability", *Vehicle System Dynamic*, Vol. 46, No. 5, pp. 271-293, 2008.
- [31] H. B. Pacejka, "Tire and Vehicle Dynamics", *Butterworth Heinemann*, Second edition, 2006.
- [32] J. Edlemann and M. Plochi, "Handling Characteristics and Stability of the Steady-State Power slide Motion of an Automobile", *Regular and Choose Dynamics*, Vol. 14, No. 6, pp. 682- 692, 2009.
- [33] W. Young and J. Bok, "Improving of Vehicle Directional Stability in Cornering Based on Yaw Moment Control ", *KSME International Journal*, Vol. 14, No. 8, pp. 836- 844, 2000.
- [34] B. Zheng and S. Anwar, "Yaw Stability Control of a Steer-By-Wire Equipped via Active Front Wheel Steering", *Mechatronics*, PP. 799-804, 2009.
- [35] S. Zhou, S. Zhang, L. Guo and C. Tang, "Vehicle Control Strategy on High Speed Obstacle Avoidance under Emergency", Springer, ICIRA, pp. 863-872, 2008.
- [36] J. Reimpll, "Vehicle Dynamics and Control", Springer, 2006.

مدل دینامیک خودرو

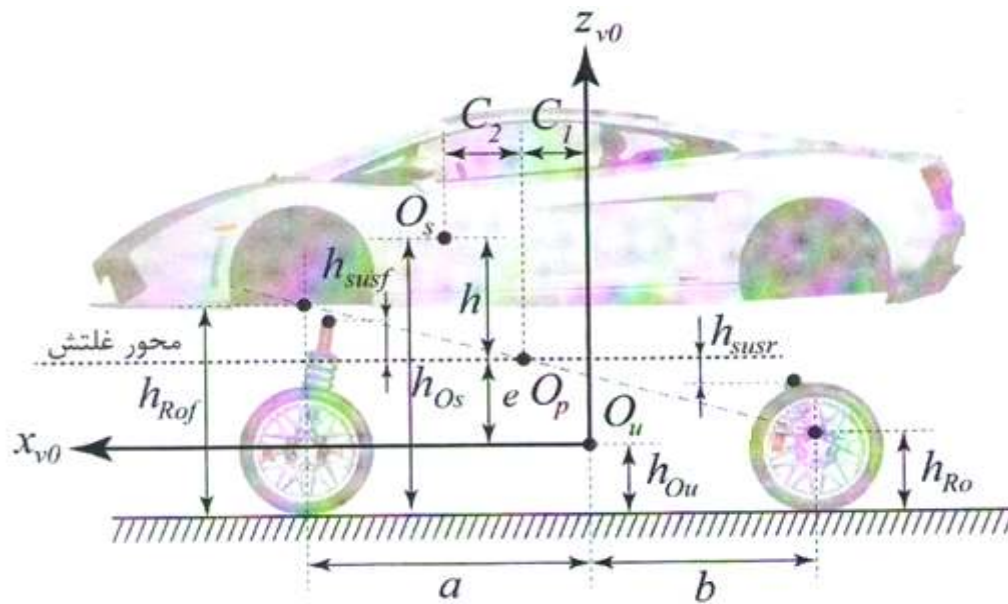
در این پیوست یک مدل دینامیکی غیر خطی خودرویی با ۹ درجه آزادی که برای بهینه‌سازی مکانیزم سیستم تعلیق مورد استفاده قرار می‌گیرد، معرفی می‌شود. درجات آزادی خودرو در نظر گرفته شده عبارتند از: ۲ درجه آزادی برای حرکت در صفحه، ۳ درجه آزادی برای دوران بدنه‌ی خودرو و ۴ درجه آزادی برای چرخش هر یک از چرخ‌ها. از ویژگی‌های مدل می‌توان به اعمال ترم‌های شتاب با مراتب بالا، امکان انجام مانورهای شتاب‌گیری و ترمزگیری اشاره نمود.

الف-۱ سینماتیک مدل خودرو

به طور کلی خودرو را می‌توان به دو قسمت، شامل جرم معلق^۱ یا جرم فنربندی شده و جرم نامعلق^۲ یا جرم فنربندی نشده تقسیم نمود. جرم معلق شامل بدنه‌ی خودرو، سیستم مولد قدرت و سیستم انتقال قدرت می‌باشد. همچنین جرم نامعلق شامل چرخ‌ها و سیستم تعلیق می‌باشد. در شکل (الف-۱)، مرکز جرم‌های معلق و نامعلق به ترتیب با O_S و O_U نشان داده شده‌اند [۳۶].

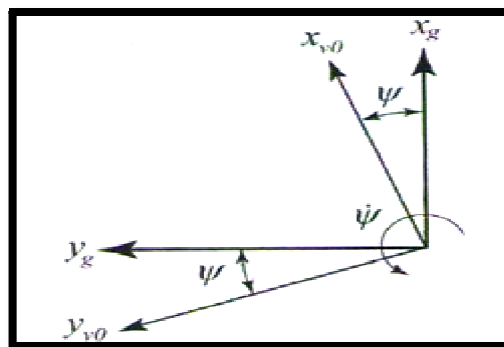
¹ Sprung mass

² Unsprung mass



شکل الف-۱. موقعیت جرم معلق و جرم نامعلق در مدل خودرو [۱۵]

دستگاه مرجع متصل به زمین (z_g, y_g, x_g) و دستگاه مرجع خودرو (z_g, y_g, x_g) و متصل به مرکز جرم نامعلق را مطابق شکل (الف-۱)، در نظر گرفته می‌شود. جرم نامعلق در صفحه، دارای دو حرکت طولی و عرضی و یک دوران در راستای محور z_g می‌باشد. همان‌طور که در شکل (الف-۲)، مشاهده می‌شود، در اثر چرخش بدنه‌ی خودرو به اندازه‌ی ψ دستگاه (z_g, y_g, x_g) به دستگاه (z_{v0}, y_{v0}, x_{v0}) تبدیل می‌شود.



شکل الف-۲. تبدیل دستگاه مختصات مرجع زمین به مرجع خودرو

مؤلفه‌های شتاب جرم نامعلق، با مشتق‌گیری از بردار سرعت به صورت رابطه‌ی (الف-۱)، حاصل می‌شود.

$$\vec{\alpha}_u = \frac{d\vec{V}}{dt} + \vec{\Omega} \times \vec{V} = \begin{bmatrix} \dot{u} - \psi v \\ \dot{v} + \psi u \\ 0 \end{bmatrix}_{v_0} \quad (\text{الف-۱})$$

که در آن v و Ω به صورت رابطه (الف-۲) محاسبه می‌شود.

$$\vec{V} = \begin{bmatrix} u \\ v \\ 0 \end{bmatrix}, \vec{\Omega} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}_g \quad (\text{الف-۲})$$

ماتریس تبدیل بین دستگاه مرجع خودرو به صورت رابطه (الف-۳) می‌باشد.

$$T_g^o = \begin{bmatrix} \cos \psi & \sin \psi & 0 \\ -\sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{الف-۳})$$

جرم معلق نسبت به جرم نامعلق دو دوران در راستاهای طولی و جانبی خودرو را دارد. براین اساس، بردار سرعت مطلق مرکز جرم معلق به صورت رابطه (الف-۴) محاسبه می‌گردد.

$$\vec{v}_{o_s} = \vec{v}_{o_u} + \vec{v}_{o_s/ou} \quad (\text{الف-۴})$$

که در آن، \vec{v}_{ou} سرعت مرکز جرم بخش نامعلق و $\vec{v}_{os/ou}$ سرعت نسبی بین مرکز جرم بدنه‌ی خودرو و بخش نامعلق می‌باشد. دستگاه متصل به مرکز جرم در جرم معلق، پس از دوران به اندازه‌ی θ حول محور \vec{v}_{v_0} به دستگاه $(x_{v_1}, y_{v_1}, z_{v_1})$ تبدیل می‌شود، ماتریس تبدیل از دستگاه مرجع خودرو به دستگاه ۱ به صورت رابطه (الف-۵) می‌باشد.

$$T_{v_0}^{v_1} = \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & -\sin \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \theta & 0 & \cos \theta \end{bmatrix} \quad (\text{الف-۵})$$

سپس، دستگاه ۱، با دوران به اندازه ϕ حول محور x_{v_1} به دستگاه ۲، $(x_{v_2}, y_{v_2}, z_{v_2})$

تبدیل می‌شود. ماتریس تبدیل از دستگاه ۱ به دستگاه ۲ به صورت رابطه‌ی (الف-۶) زیر است:

$$T_{v_0}^{v_2} = \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & -\sin \theta \\ \sin \theta \sin \phi & \cos \phi & \cos \theta \sin \phi \\ \sin \theta \cos \phi & -\sin \theta & \cos \theta \cos \phi \end{bmatrix} \quad (\text{الف-۶})$$

جرم معلق حول نقطه‌ی O_p دو دوران خود را نسبت به جرم نامعلق انجام می‌دهد. بر این اساس،

بردار مکان مرکز جرم در جرم معلق نسبت به مرکز جرم نامعلق به صورت رابطه‌ی (الف-۷)

محاسبه می‌شود.

$$\vec{r}_{os/ou} = \begin{bmatrix} C_1 \\ 0 \\ e \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_2 \\ 0 \\ h \end{bmatrix}_{v_2} \quad (\text{الف-۷})$$

که در آن، e و h به صورت روابط (الف-۸) و (الف-۹) محاسبه می‌گردند.

$$h = h_{os} - h_{RO} = \frac{(h_{ROf} + h_{RO})(b + C_1)}{a + b} \quad (\text{الف-۸})$$

$$e = h_{RO} + \frac{(h_{ROf} + h_{RO})(b + C_1)}{a + b} - h_{ou} \quad (\text{الف-۹})$$

h_{ROf} ، ارتفاع مرکز غلتش بدنه‌ی خودرو در محور جلو می‌باشد. با استفاده از ماتریس تبدیل

(الف-۶)، رابطه‌ی (الف-۷) را می‌توان به صورت رابطه‌ی (الف-۱۰) در دستگاه مرجع خودرو

محاسبه نمود.

$$\vec{r}_{os/ou} = \begin{bmatrix} C_1 \\ 0 \\ e \end{bmatrix}_{v_0} + (T_{v_0}^{v_2})^T \begin{bmatrix} C_2 \\ 0 \\ h \end{bmatrix}_{v_2} = \begin{bmatrix} C_1 + C_2 \cos \theta + h \cos \phi \sin \theta \\ -h \sin \phi \\ e - C_2 \sin \theta + h \cos \theta \cos \phi \end{bmatrix} \quad (\text{الف-۱۰})$$

بردار سرعت مرکز جرم معلق نسبت به مرکز جرم نامعلق با مشتق‌گیری از بردار مکان به

صورت رابطه‌ی (الف-۱۱) محاسبه می‌شود.

$$\vec{v}_{os/ou} = \frac{d\vec{v}_{os/ou}}{dt} = \begin{bmatrix} -C_2\dot{\theta}\sin\theta + h(\dot{\theta}\cos\phi\cos\theta - \dot{\phi}\sin\phi\sin\theta) \\ -h\dot{\phi}\cos\phi \\ -C_2\dot{\theta}\cos\theta - h(\dot{\theta}\cos\phi\sin\theta + \dot{\phi}\sin\phi\cos\theta) \end{bmatrix} \quad (\text{الف-۱۱})$$

با استفاده از معادله ی (الف-۹) ، (الف-۱۰) و جایگذاری در (الف-۱۱)، بردار سرعت مطلق مرکز جرم در جرم معلق محاسبه می‌شود.

شتاب مطلق مرکز جرم در جرم معلق شامل ترم‌های شتاب مرکز جرم نامعلق (\vec{a}_{rel})، شتاب کریولیس ($2\vec{v}_{rel} \times \vec{r}_{os/ou}$) و شتاب جای پا ($\vec{\psi} \times \vec{r}_{os/ou} + \vec{\psi} \times (\vec{\psi} \times \vec{r}_{os/ou})$) و شتاب نسبی (\vec{a}_{rel}) به صورت رابطه‌ی (الف-۱۲) محاسبه می‌شود.

$$\vec{a}_s = \vec{a}_u + 2\vec{v}_{rel} \times \vec{r}_{os/ou} + \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r}_{os/ou}) + \vec{\Omega} \times \vec{r}_{os/ou} + \vec{a}_{rel} = \begin{bmatrix} A_i \\ A_j \\ A_k \end{bmatrix}_{v0} \quad (\text{الف-۱۲})$$

که در آن (\vec{a}_u) از رابطه‌ی (الف-۱) و $\vec{v}_{os/ou}$ از رابطه‌ی (الف-۱۱) محاسبه می‌شود. شتاب نسبی (\vec{a}_{rel}) برابر $\vec{a}_{os/ou}$ بوده و با دو مرتبه مشتق‌گیری از رابطه‌ی (الف-۱۱)، به صورت رابطه‌ی (الف-۱۳) محاسبه می‌شود.

$$\vec{a}_{os/ou} = \frac{d^2\vec{r}_{os/ou}}{dt^2} \quad (\text{الف-۱۳})$$

با جایگزینی در (الف-۱۲)، مؤلفه‌های شتاب مطلق مرکز جرم در جرم معلق به صورت روابط (الف-۱۴) تا (الف-۱۶) محاسبه می‌شود.

$$\begin{aligned} A_i &= h(\ddot{\phi}\sin\theta\phi + \dot{\phi}^2\cos\phi\sin\theta + 2\dot{\phi}\dot{\theta}\sin\phi\cos\theta + \dot{\theta}^2\cos\phi\sin\theta) \\ &\quad - \dot{\theta}^2\cos\phi\cos\theta - 2\dot{\phi}\cos\phi - \ddot{\psi}(C_1 + C_2\cos\theta + h\cos\phi\sin\cos\theta) \\ &\quad - C_2(\ddot{\theta}\sin\theta + \dot{\theta}\cos\theta) + \ddot{\psi}h\sin\phi + \dot{u} - \dot{\psi}v \end{aligned} \quad (\text{الف-۱۴})$$

$$A_j = \dot{\psi}(C_1 + C_2 \cos\theta + h \cos\phi \sin\theta) + h(\dot{\phi}^2 \sin\phi - \ddot{\phi} \cos\phi + \dot{\psi}^2 \sin\phi) - 2\dot{\psi} \left[C_2 \dot{\theta} \sin\theta + h(\dot{\phi} \sin\phi - \dot{\phi} \cos\phi \cos\theta) \right] + \dot{v} + \dot{\psi}u \quad (\text{الف-۱۵})$$

$$A_k = -h(\dot{\theta}^2 \cos\theta \cos\phi + \ddot{\theta} \sin\theta \cos\phi - 2\dot{\phi} \dot{\theta} \sin\theta \sin\phi) + \dot{\phi}^2 \cos\theta \cos\phi + \ddot{\phi} \cos\theta \sin\phi + C_2(\dot{\theta}^2 \cos\theta + \ddot{\theta} \sin\theta) \quad (\text{الف-۱۶})$$

با استفاده از مؤلفه های شتاب مربوط به جرم معلق و نامعلق، نیروهای اینرسی وارد شده به جرم معلق و نامعلق به صورت روابط (الف-۱۷) و (الف-۱۸) محاسبه می گردند.

$$F_S = -M_S(A_1 \hat{i} + A_j \hat{j} + A_k \hat{K}) \quad (\text{الف-۱۷})$$

$$F_U = -M_U \begin{bmatrix} \dot{u} - \dot{\psi}v \\ \dot{v} + \dot{\psi}u \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{الف-۱۸})$$

به دلیل اینکه صفحهی $Z_{V0} - X_{V0}$ صفحات تقارن برای بدنه‌ی خودرو می باشد، مؤلفه‌ی ممان اینرسی I_X^S برابر صفر خواهند شد. بنابراین ممان اینرسی مربوط به جرم معلق را به صورت رابطه‌ی (الف-۱۹) در نظر گرفته می شود.

$$[I_S] = \begin{bmatrix} I_X^S & I_{XY}^S & 0 \\ I_{XY}^S & I_Y^S & I_{YZ}^S \\ 0 & I_{YZ}^S & I_Z^S \end{bmatrix} \quad (\text{الف-۱۹})$$

سرعت زاویه‌ای جرم معلق نسبت به جرم نامعلق در دستگاه مرجع خودرو به صورت رابطه‌ی (الف-۲۰) محاسبه می گردد.

$$\vec{\omega} = \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\theta} \\ 0 \end{bmatrix}_{V_0} + \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}_{V_1} = \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\theta} \\ 0 \end{bmatrix}_{V_0} + \begin{bmatrix} (T_{V_0}^{V_1})^T \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}_{V_0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\phi} \cos \theta \\ \dot{\theta} \\ -\dot{\phi} \sin \theta \end{bmatrix}_{V_0} \quad (\text{الف-۲۰})$$

اندازه حرکت زاویه‌ای جرم معلق خودرو به صورت رابطه‌ی (الف-۲۱) محاسبه می‌شود.

$$\vec{H} = [I_S] \vec{\omega} = \begin{bmatrix} I_X^S \dot{\phi} \cos \theta + I_{Xy}^S \dot{\theta} \\ I_{Xy}^S \dot{\phi} \cos \theta + I_{Xy}^S \dot{\theta} \sin \theta \\ I_{Xy}^S \dot{\theta} - I_z^S \dot{\theta} \dot{\phi} \sin \theta \end{bmatrix}_{V_0} \quad (\text{الف-۲۱})$$

تغییرات اندازه حرکت زاویه‌های بدنه‌ی خودرو با زمان به صورت رابطه‌ی (الف-۲۲) محاسبه

می‌شود.

$$\dot{\vec{H}}_S = \frac{\delta \vec{H}_S}{\delta t} + \vec{\Omega} \times \vec{H}_S = \frac{\delta \vec{H}_S}{\delta t} + [I_S] \vec{\Omega} \times \vec{\omega} \quad (\text{الف-۲۲})$$

که هریک از ترم‌ها در معادله‌ی (الف-۲۲)، به صورت روابط (الف-۲۳) و (الف-۲۴) محاسبه

می‌گردند.

$$\frac{\delta \vec{H}_S}{\delta t} = [I_S] \dot{\vec{\omega}} = \begin{bmatrix} I_X^S (\ddot{\phi} \cos \theta - \dot{\theta} \dot{\phi} \sin \theta) + I_{Xy}^S \ddot{\theta} \\ I_{Xy}^S (\ddot{\phi} \cos \theta - \dot{\theta} \dot{\phi} \sin \theta) + I_y^S - I_{yz}^S (\ddot{\phi} \sin \theta - \dot{\phi} \dot{\theta} \cos \theta) \\ I_{yz}^S - I_z^S (\ddot{\phi} \sin \theta - \dot{\phi} \dot{\theta} \cos \theta) \end{bmatrix} \quad (\text{الف-۲۳})$$

$$[I] \vec{\Omega} \times \vec{\omega} = \begin{bmatrix} -\dot{\psi} (I_{Xy}^S \dot{\phi} \cos \theta + I_y^S \dot{\theta} - I_{yz}^S \dot{\phi} \sin \theta) \\ \dot{\psi} (I_x^S \dot{\phi} \cos \theta + I_{xy}^S \dot{\theta}) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{الف-۲۴})$$

با جایگزینی روابط (الف-۲۳) و (الف-۲۴) در (الف-۲۲)، گشتاورهای اینرسی حاصل از

دوران جرم معلق و جرم نامعلق به صورت روابط (الف-۲۵) تا (الف-۲۷) محاسبه می‌گردند.

$$M_x = [I_x^S (\ddot{\theta} \cos \theta - \dot{\theta} \dot{\theta} \sin \theta) + I_{xy}^S \ddot{\psi} (I_{xy}^S \dot{\theta} \cos \theta + I_y^S - I_{yz}^S \dot{\theta} \cos \theta)] \quad (\text{الف-۲۵})$$

$$M_y = [I_{xy}^S (\ddot{\theta} \cos \theta - \dot{\theta} \dot{\theta} \sin \theta) + I_y^S \ddot{\theta} - I_{yz}^S (\ddot{\theta} \sin \theta - \dot{\theta} \dot{\theta} \cos \theta)] + \ddot{\psi} (I_x^S \dot{\theta} \cos \theta + I_{xy}^S \dot{\theta}) \quad (\text{الف-۲۶})$$

$$M_z = -[I_{yz}^S \ddot{\theta} - I_z^S (\ddot{\theta} \sin \theta + \dot{\theta} \dot{\theta} \cos \theta) + I_z \ddot{\psi}] \quad (\text{الف-۲۷})$$

که در آن I_s بیانگر ممان اینرسی کل خودرو (مجموع ممان اینرسی جرم معلق و نامعلق) در راستای محور Z در دستگاه مرجع خودرو می‌باشد.

الف-۲ مدل نیروهای جانبی تایلر

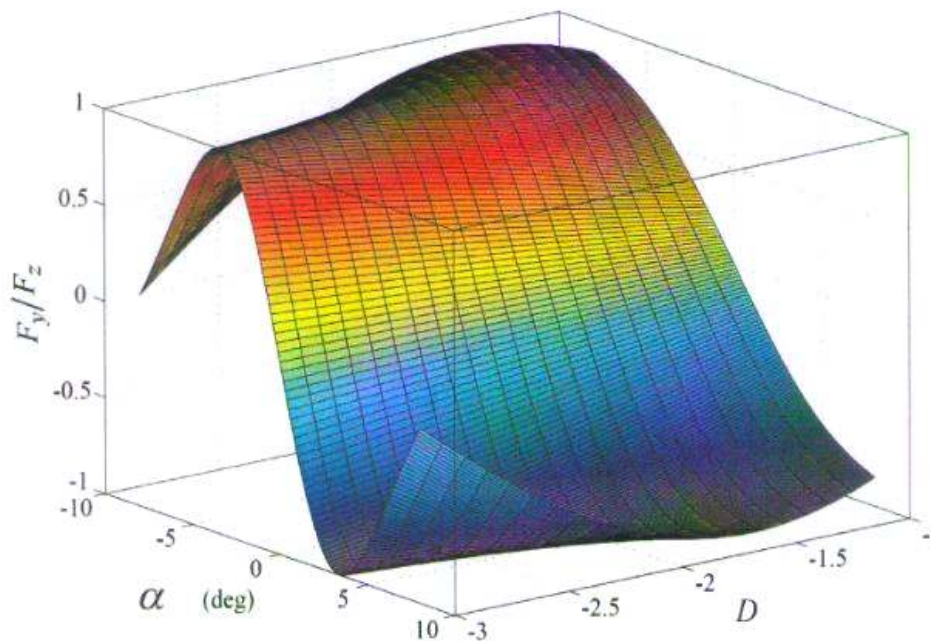
نیروی جانبی وارد بر تایلر بستگی به عوامل مختلفی همچون نوع، مشخصات فیزیکی، میزان فشار داخلی تایلر، جنس سطح جاده، زاویه لغزش جانبی در چرخ، مقدار نیروی عمودی وارد بر چرخ، زاویه تورب و پارامترهای دیگر بستگی دارد. برای تعیین نیروی جانبی در هر یک از چرخ‌ها از فرمول جادویی پژو استفاده می‌گردد [۳۰]. فرم کلی رابطه‌ی پژو^۱ برای محاسبه‌ی نیروی جانبی چرخ به صورت رابطه‌ی (الف-۲۸) می‌باشد.

$$F_{y_i} = F_{z_i} \sin [D \tan^{-1} (B_i a_i - B_i a_i)] + \varepsilon_1 \gamma_i (\varepsilon_2 F_{z_i} + \varepsilon_3) \quad (\text{الف-۲۸})$$

$$i = fR, fL, rR, rL$$

که در آن، $E, D, B_i, \varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ ضرایب ثابتی هستند که با توجه به شرایط تایلر و جاده تعیین می‌گردد. F_{z_i} و α_i به ترتیب زاویه‌ی لغزش جانبی و نیروی عمودی وارد بر چرخ آام می‌باشند. در شکل (الف-۳)، نحوه‌ی تغییر نیروی جانبی وارد بر چرخ با تغییر زاویه‌ی لغزش جانبی در چرخ و پارامتر D برای نیروی عمودی آورده شده است.

¹ Magic Pacejka Formula



شکل الف-۳. تغییر نیروی جانبی وارد بر چرخ با زاویه ی لغزش و پارامتر D [۲]

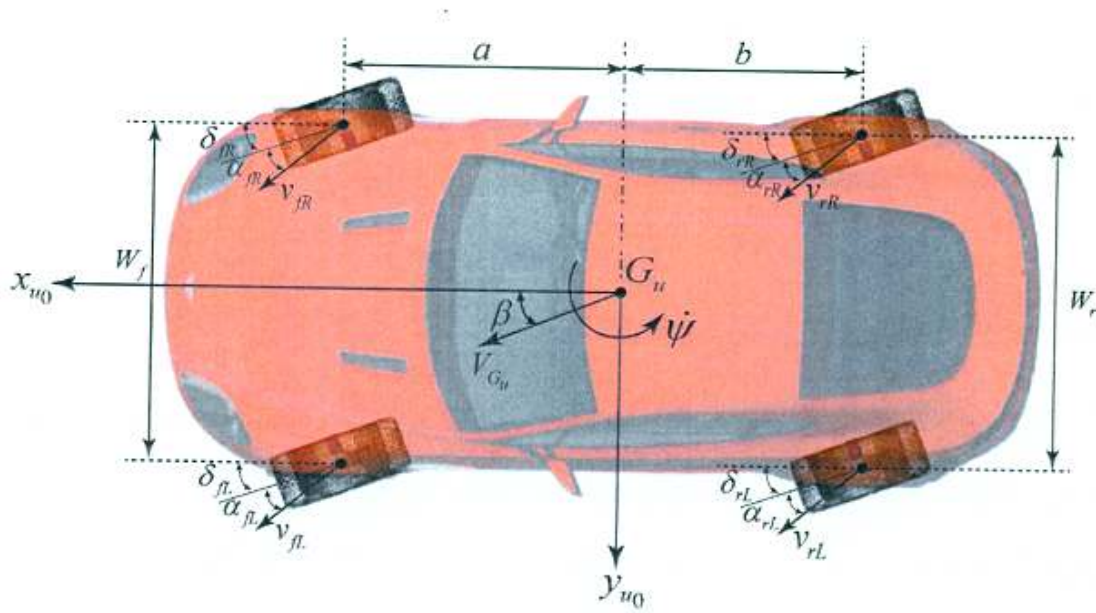
الف-۳ محاسبه ی زاویه لغزش جانبی در چرخ

با توجه به شکل (الف-۴)، بردار سرعت در مرکز چرخ جلو-چپ به صورت رابطه ی (الف-۲۹) محاسبه می گردد.

$$\vec{v}_{ou} = \vec{v}_{ou} + \vec{\Omega} \times \vec{r}_{fl} = \begin{bmatrix} u \\ v \\ 0 \end{bmatrix}_{v0} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}_{v0} \times \begin{bmatrix} a \\ \frac{1}{2}t \\ 0 \end{bmatrix}_{v0} = \begin{bmatrix} u - \frac{1}{2}\dot{\psi}t \\ v + \dot{\psi}a \\ 0 \end{bmatrix}_{v0} \quad (\text{الف-۲۹})$$

به همین ترتیب، بردار سرعت مربوط به مرکز سه چرخ دیگر به صورت رابطه ی (الف-۳۰) محاسبه می گردد.

$$\vec{v}_{jR} = \begin{bmatrix} u + \frac{1}{2}\dot{\psi}t \\ v + \dot{\psi}a \\ 0 \end{bmatrix}_{v0}, \quad \vec{v}_{rR} = \begin{bmatrix} u + \frac{1}{2}\dot{\psi}t \\ v - \dot{\psi}a \\ 0 \end{bmatrix}_{v0}, \quad \vec{v}_{rL} = \begin{bmatrix} u - \frac{1}{2}\dot{\psi}t \\ v - \dot{\psi}a \\ 0 \end{bmatrix}_{v0} \quad (\text{الف-۳۰})$$



شکل الف-۴. زاویه‌ی لغزش جانبی در چرخ‌های خودرو

زاویه‌ی لغزش هر یک از چرخ‌ها به صورت (الف-۳۱) محاسبه می‌گردد.

$$a_{jL} = \tan^{-1} \left[\frac{v + \dot{\psi}a}{u - \frac{1}{2}\dot{\psi}t} \right] - \delta_f, \quad a_{jR} = \tan^{-1} \left[\frac{v + \dot{\psi}a}{u - \frac{1}{2}\dot{\psi}t} \right] - \delta_f \quad (\text{الف-۳۱})$$

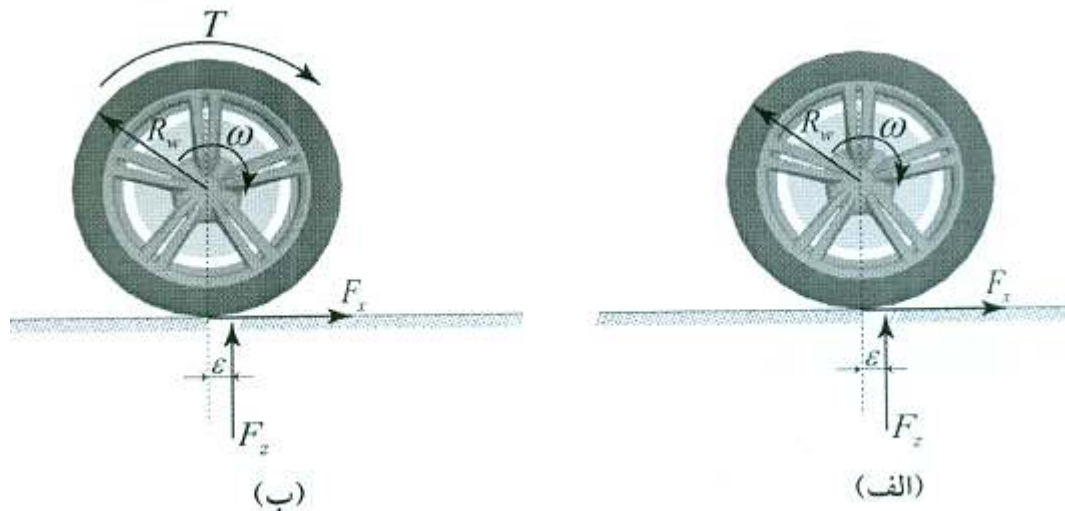
$$a_{rL} = \tan^{-1} \left[\frac{v + \dot{\psi}b}{u - \frac{1}{2}\dot{\psi}t} \right] - \delta_{rL}, \quad a_{rR} = \tan^{-1} \left[\frac{v + \dot{\psi}b}{u - \frac{1}{2}\dot{\psi}t} \right] - \delta_{rR}$$

همان‌طور که در شکل (الف-۴) مشاهده می‌شود، δ_{rL} و δ_{rR} به ترتیب مقادیر زوایای

فرمان‌گیری در چرخ‌های عقب-راست و عقب-چپ می‌باشد. با توجه به اینکه سیستم تعلیق محور عقب خودرو از نوع مکانیزم دوجنقی می‌باشد، این زوایا با توجه به مقدار زاویه‌ی غلتش بدنه‌ی خودرو از تحلیل صورت گرفته برای مکانیزم سیستم تعلیق مشخص می‌گردد.

الف-۴ مدل نیروهای طولی تایلر

به منظور اینکه مدل خودرو قابلیت شتاب‌گیری داشته باشد، نیروی طولی وارد به چرخ در حالتی که چرخ فعال باشد و یا به صورت غیرفعال، به صورت روابط (الف-۳۲) و (الف-۳۳) محاسبه می‌گردد. فرض می‌شود که در خودرو، محور عقب محرک و محور جلوی خودرو به صورت متحرک باشد. شکل (الف-۵) دیاگرام آزاد چرخ در حالت فعال و غیر فعال را نشان می‌دهد.



شکل الف-۵. دیاگرام آزاد چرخ در حالت: (الف) غیر فعال، (ب) فعال

با توجه به شکل (الف-۵) ((الف))، در صورتی که چرخ فعال باشد.

$$\begin{aligned} I_r \dot{\omega}_{rL} &= T - R_w F_{xrL} - \epsilon F_{ZrL} \\ I_r \dot{\omega}_{rR} &= T - R_w F_{xrR} - \epsilon F_{ZrR} \end{aligned} \quad \text{(الف-۳۲)}$$

که در رابطه‌ی (الف-۳۱)، مقدار گشتاور وارد بر چرخ محرک می‌باشد. با توجه به شکل (الف-۵ ب))، در صورتی که چرخ غیرفعال باشد، داریم:

$$\begin{aligned} I_f \dot{\omega}_{fL} &= R_w F_{xfL} - \varepsilon F_{zfL} \\ I_f \dot{\omega}_{fR} &= R_w F_{xfR} - \varepsilon F_{zfR} \end{aligned} \quad (\text{الف-۳۳})$$

در روابط (الف-۳۲) و (الف-۳۳)، ε مقدار مقاومت غلتشی در چرخ می‌باشد و فرض می‌شود که در طی انجام مانور خودرو، مقداری ثابت باشد. I_r و I_f ممان اینرسی چرخ‌های جلو و عقب خودرو، $F_{zi} (i = fR, fL, rR, rL)$ نیروی عمودی وارد بر هر یک از چرخ‌ها و $F_{xi} (i = fR, fL, rR, rL)$ نیروی طولی وارد بر هر یک از چرخ‌ها می‌باشد.

با فرض اینکه تمامی چرخ‌ها در طی انجام مانور خودرو، غلتش نمایند و لغزش طولی در چرخ‌ها وجود نداشته باشد؛ سرعت زاویه‌ای هر یک از چرخ‌ها با استفاده از رابطه‌ی (الف-۳۴) محاسبه می‌شود.

$$\omega_i = \frac{|\bar{v}_i|}{R_w} \quad (i = fR, fL, rR, rL) \quad (\text{الف-۳۴})$$

الف-۵ نیروی عمودی چرخ

نیروی عمودی وارد بر هر یک از چرخ‌های خودرو به صورت زیر محاسبه می‌گردند.

$$\begin{aligned} F_{zi} &= \left[\frac{1}{4} M_u + \frac{1}{2} M_s \frac{b}{a+b} \right] g - k_i x_{si} - c_i \dot{x}_{si} \quad i = fR, fL \\ F_{zi} &= \left[\frac{1}{4} M_u + \frac{1}{2} M_s \frac{b}{a+b} \right] g - k_i x_{si} - c_i \dot{x}_{si} \quad i = rR, rL \end{aligned} \quad (\text{الف-۳۴})$$

که در آن k_i و c_i مقادیر سختی فنر و میرایی کمک فنر سیستم در هر یک از چرخ‌ها می‌باشد. \dot{x}_{si} و x_{si} به ترتیب مقدار جابه‌جایی در فنر و مقدار سرعت تغییر طول دمپر بوده و به صورت (الف-۳۵) محاسبه می‌گردد.

$$\dot{x}_{sfR} = (\vec{\omega} \times \vec{r}_{fR})_{V0} \cdot \hat{K}_{V0} = -\frac{1}{2} w_f \dot{\phi} \cos \theta - a \dot{\theta}$$

$$\dot{x}_{sfl} = (\vec{\omega} \times \vec{r}_{fl})_{V0} \cdot \hat{K}_{V0} = -\frac{1}{2} w_f \dot{\phi} \cos \theta - a \dot{\theta}$$

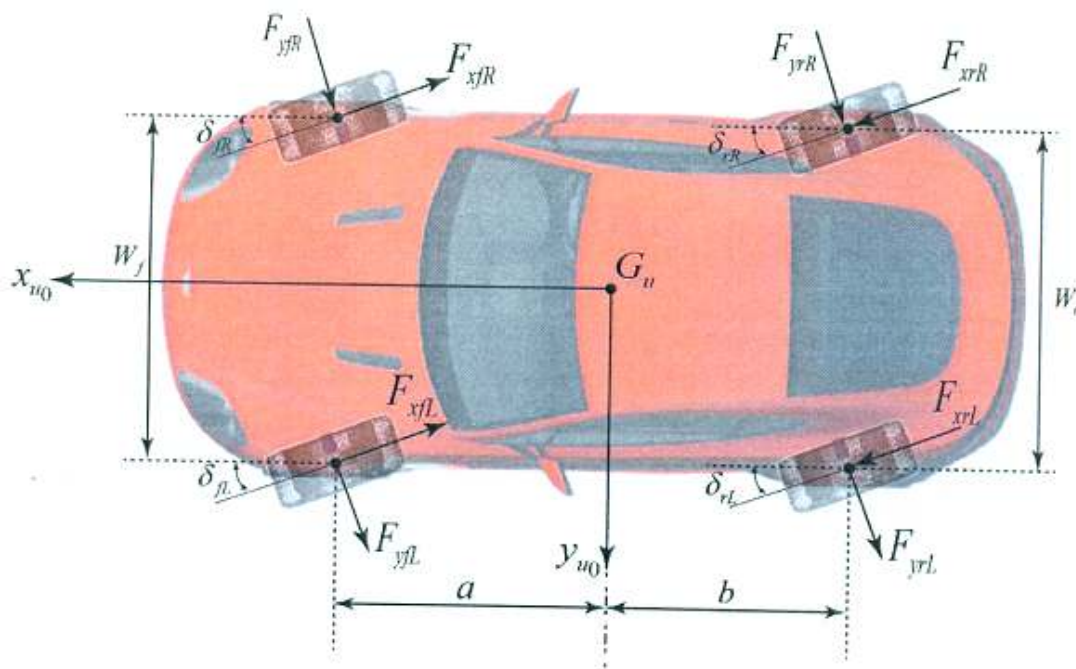
(الف-۳۵)

$$\dot{x}_{srR} = (\vec{\omega} \times \vec{r}_{rR})_{V0} \cdot \hat{K}_{V0} = -\frac{1}{2} w_r \dot{\phi} \cos \theta - a \dot{\theta}$$

$$\dot{x}_{srl} = (\vec{\omega} \times \vec{r}_{rl})_{V0} \cdot \hat{K}_{V0} = -\frac{1}{2} w_r \dot{\phi} \cos \theta - a \dot{\theta}$$

الف-۶ معادلات حرکت

براساس تحلیل صورت گرفته و با استفاده از شکل (الف-۶)، معادلات حرکت خودرو به صورت معادله‌ی (الف-۳۶) محاسبه می‌گردد.



شکل الف-۶، نیروهای وارده به هر یک از چرخ‌های خودرو

$$M_u(u - rv) + M_s A_1 + (F_{fLy} + F_{fRy}) \sin \delta_f + F_{rLy} \cos \delta_{rL} + F_{rRy} \sin \delta_{rR} + (F_{fLt} + F_{fRt}) \cos \delta_f - F_{rLt} \cos \delta_{rL} - F_{rRt} \cos \delta_{rR} = 0. \quad (\text{الف-۳۶-الف})$$

$$M_u(\dot{v} - ru) + M_s A_j + (F_{fLy} + F_{fRy}) \cos \delta_f + F_{rLy} \cos \delta_{rL} - F_{rRy} \cos \delta_{rR} + (F_{fLt} + F_{fRt}) \sin \delta_f - F_{rLt} \sin \delta_{rL} - F_{rRt} \sin \delta_{rR} = 0. \quad (\text{الف-۳۶-ب})$$

$$I_X^S (\ddot{\phi} \cos \theta - \dot{\theta} \dot{\phi} \sin \theta) + I_{XY}^S - \dot{\psi} (I_{XY}^S \dot{\phi} \cos \theta + I_Y^S \dot{\theta} \dot{\phi} \sin \theta) - M_s h g \sin \phi + M_s A_K h g \sin \phi + M_s A_j (e + C_2 \cos \theta + h g \cos \theta \phi) = 0. \quad (\text{الف-۳۶-پ})$$

$$I_Y^S \ddot{\theta} + I_{XY}^S (\ddot{\phi} \cos \theta - \dot{\theta} \dot{\phi} \sin \theta) + I_{XZ}^S (\ddot{\phi} \sin \theta + \dot{\theta} \dot{\phi} \cos \theta) + \dot{\psi} (I_X^S \dot{\phi} \cos \theta + I_{XY}^S \dot{\theta}) + M_s A_K (C_1 + C_2 \cos \theta + h g \cos \theta \cos \phi) + M_s A_j (e - C_2 \cos \theta + h g \cos \theta \cos \phi) - M_s h g \sin \theta \sin \phi + a(F_{fLz} + F_{fRz}) = 0. \quad (\text{الف-۳۶-ت})$$

$$I \ddot{\psi} + I_{YZ}^S \ddot{\theta} - I_Z^S (\ddot{\phi} \sin \theta - \dot{\theta} \dot{\phi} \cos \theta) = -b(F_{fRx} \sin \delta_{fL} + F_{fLt} \sin \delta_{fL}) - \left(\frac{1}{2} w_f\right) (F_{fRy} + F_{fLx}) \sin \delta_f - \left(\frac{1}{2} w_r\right) (F_{rRx} \sin \delta_{rL} + F_{rLx} \sin \delta_{rL}) + a(F_{fLy} + F_{fRy}) \cos \delta_f - (b)(F_{rRy} \cos \delta_{rR} + F_{rLy} \cos \delta_{rL}) - \left(\frac{1}{2} w_f\right) (F_{fRx} + F_{fLx}) \cos \delta_f + \left(\frac{1}{2} w_r\right) (F_{rRx} \cos \delta_{rR} - F_{rLx} \cos \delta_{rL}) - a(F_{fLx} + F_{fRy}) \sin \delta_f - M_s A_1 h \sin \phi + M_s A_1 (b)(C_1 + C \cos \theta + h \cos \theta). \quad (\text{الف-۳۶-ث})$$

که در آن I_f و I_r به ترتیب مقادیر فاصله‌ی جانبی در محورهای جلو و عقب خودرو می‌باشد.

جدول الف-۱. مقادیر پارامترهای استفاده شده در مدل دینامیکی خودرو

$M_s=1000$ (kg)	$M_u=100$ (kg)	$a=1.233$ (m)
$b=1/34$ (m)	$h_{Rof}=0/6$ (m)	$E=0/0945$ (m)
$H_{ou}=0.55$ (m)	$H_{ou}=0.3$ (m)	$I_z=600$ (kgm ²)
$I_X^S=200$ (kgm ²)	$I_{XZ}^S=I_{XY}^S=0$ (kgm ²)	$I_Y^S=500$ (kgm ²)
$K_{susf}=45000$ (N/m)	$K_{susr}=64000$ (N/m)	$C_{susf}=3600$ (N/m)
$C_{susf}=3800$ (N/m)	$H_{susf}=-h_{susr}=0/2$ (m)	$B_{Fr}=B_{F1}=8.5$
$B_{rR}=B_{IL}=7.9$	$D=1.8$	$E=-1$
$\varepsilon=0.014$	$R_W=0.3$ (m)	$C_1=C_2=0.026$ (m)

الف-۷ محاسبه سرعت زاویه‌ای مطلوب در خودرو

همان‌طور که در فصل سوم بیان گردید، ویژگی خوش‌فرمانی در خودرو با استفاده از پارامتر ضریب کم‌فرمانی ارزیابی می‌گردد. ضریب کم‌فرمانی به مقادیر سختی گوشه‌دار شدن چرخ‌های جلو و عقب خودرو C_r, C_f و فاصله‌ی مرکز جرم خودرو تا محور جلو و عقب خودرو وابسته است. براساس طراح با استفاده از این پارامترها می‌تواند رفتار خوش‌فرمانی در خودرو را تعیین نماید. در عمل خودرو به دلیل تفاوتی که با مدل دو درجه آزادی و خطی دارد، باعث می‌گردد که درحین انجام مانور رفتاری مطابق با سرعت زاویه‌ی بیان شده در معادله‌ی (۳-۱۳) را نداشته باشد. براین اساس مقدار سرعت زاویه‌ی چرخشی در خودرو در نظر گرفته می‌شود. سختی گوشه‌دار شدن هر یک از محورها، همان‌طور که در معادله‌ی (الف-۳۶) بیان گردیده است، به صورت مجموع شیب نمودارهای نیروی جانبی- زاویه‌ی لغزش جانبی در چرخ چپ و راست در زاویه‌ی لغزش جانبی صفر تعریف می‌گردد.

$$C_f = \left. \frac{\delta F_{YfR}}{\delta a_{fR}} \right|_{\delta a_{fL}=0} + \left. \frac{\delta F_{YrL}}{\delta a_{fL}} \right|_{\delta a_{fL}=0}$$

$$C_r = \left. \frac{\delta F_{YfR}}{\delta a_{fR}} \right|_{\delta a_{fL}=0} + \left. \frac{\delta F_{YrL}}{\delta a_{rL}} \right|_{\delta a_{rL}=0} \quad \text{(الف-۳۶)}$$

با مشتق‌گیری از معادله‌ی (الف-۲۸) نسبت به زاویه‌ی لغزش در هر چرخ و جایگزینی در رابطه‌ی (الف-۳۷) ضرایب گوشه‌دار شدن هر یک از محورها به صورت معادله‌ی (الف-۳۷) محاسبه می‌گردد.

$$C_f = D(B_{fR}F_{zfR} + B_{fL}F_{zfL})$$

$$C_r = D(B_{rR}F_{zrR} + B_{rL}F_{zrL}) \quad \text{(الف-۳۷)}$$

به دلیل اینکه تغییرات نیروی عمودی در چرخ اثرات نامطلوبی را بر روی نیروی جانبی وارد می‌نماید و می‌تواند آن را به صفر برساند، مقدار نیروی عمودی در معادله‌ی (الف-۳۷) را برابر مقدار نیروی عمودی در هر چرخ درحالت استاتیکی خودرو می‌باشد و به صورت رابطه‌ی (الف-۳۸) محاسبه می‌شود.

$$F_{z/R} = F_{z/L} = \frac{1}{4}M_u g + \frac{1}{2}M_u g \frac{b}{a+b}$$

(الف-۳۸)

$$F_{zr/R} = F_{zr/L} = \frac{1}{4}M_u g + \frac{1}{2}M_u g \frac{b}{a+b}$$

برنامه‌های کامپیوتری

در این پیوست برنامه بهینه‌سازی یک هدفه و چند هدفه به روش الگوریتم زنبور عسل ارائه خواهد شد.

ب-۱ برنامه بهینه‌سازی یک هدفه

```
format short eng
disp('*****')

disp      ('* in the name of god *')

disp('*****')

disp      ('Bees Algorithm');

disp      ('*****');

varnume=8;
nn=80;
m=50;
e=30;
ne=50;
ns=30;
Maxitr=30;
pp=nn-m;

VarRange(1,:)=[440 480];
VarRange(2,:)=[400 600];
VarRange(3,:)=[400 480];
VarRange(4,:)=[160 260];
VarRange(5,:)=[550 760];
VarRange(6,:)=[100 240];
VarRange(7,:)=[520 760];
VarRange(8,:)=[350 600];
```

```

VarRange(9,:)=[-pi/2 pi/2];
VarRange(10,:)=[-pi/2 pi/2];
VarRange(11,:)=[-pi/2 pi/2];
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%
for io=1:varnume
Pop(:,io)=VarRange(io,1)+(VarRange(io,2)-VarRange(io,1))*rand(1,nn);
end
Pop;
tic;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%
for kkk=1:Maxitr
% w=(0.9-0.2)*((maxitr-kkk)/maxitr)+0.2;
Fit3=zeros(15,14);
ngh=(Maxitr-kkk)*[10 10 12 15 17 11 10 13];
for iiiiii=1:size(Pop,1)
Fitpop1(iiiiii,:)=func11(Pop(iiiiii,:));
end
Fitpop1;
[Fitpop1,indx1]=sort(Fitpop1,'descend');
Beez=Pop(indx1,:);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
size(Beez,2);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%
for k=1:e
for q=1:ne
for j=1:size(Beez,2)
Best1(q,j)=(Beez(k,j)-ngh(j))+((Beez(k,j)+ngh(j))-(Beez(k,j)-
ngh(j)))*rand;

if Best1(q,j)<VarRange(j,1) || Best1(q,j)>VarRange(j,2)
Best1(q,j)=VarRange(j,1)+(VarRange(j,2)-
VarRange(j,1))*rand;
end
end
end

Best11=[Best1;Beez(k,:)];
for d=1:size(Best11,1)
Fitpop2(d,:)=func11(Best11(d,:));
end
%fitpop2;
[Fitpop2,indx2]=sort(Fitpop2,'descend');
Fit1=Best11(indx2,:);
Best1(k,:)=Fit1(1,:);
end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%matris mogheiyate ZANBORHAYE MOJAVERE m-e
for w=e+1:m
for r=1:ns
for j=1:size(Beez,2)
Best2(r,j)=(Beez(w,j)-ngh(j))+((Beez(w,j)+ngh(j))-(Beez(w,j)-
ngh(j)))*rand;

if Best2(r,j)<VarRange(j,1) || Best2(r,j)>VarRange(j,2)

```

```

Best2(r,j)=VarRange(j,1)+(VarRange(j,2)-
VarRange(j,1))*rand;
end
end

end
Best22=[Best2;Beez(w,:)];
for v=1:size(Best22,1)
Fitpop3(v,:)=func11(Best22(v,:));
end
%fitpop3;
[Fitpop3,indx3]=sort(Fitpop3,'descend');
Fit2=Best22(indx3,:);
Beste2((w-e),:)=Fit2(1,:);
end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
pop11=[Beste1;Beste2];
for yy=1:size(pop11,1)
Fitpop4(yy,:)=func11(pop11(yy,:));
end
%fitpop4;
[Fitpop4,indx4]=sort(Fitpop4,'descend');
Fit3=pop11(indx4,:);
mmm=size(Fit3);
Xbest(kkk,:)=Fit3(1,:);
Fbest(kkk,:)=func11(Fit3(1,:));
DD(kkk,:)=kkk;
disp(['Iteration ' num2str(kkk) ' best fitness = '
num2str(Fbest(kkk))]);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%new pop
for iir=1:varnume
pop22(:,iir)=VarRange(iir,1)+(VarRange(iir,2)-
VarRange(iir,1))*rand(1,pp);
end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%nasle jadid
Pop=[pop11;pop22];
BBestpop(kkk,:)=Fit3(1,:);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
end
Fbest;
plot(DD,Fbest);
hold on
for HH=1:size(BBestpop,1)
Fitpop22(HH,:)=func11(BBestpop(HH,:));
end
%fitpop2;
[Fitpop22,indx22]=sort(Fitpop22,'descend');
Fit111=BBestpop(indx22,:);
Bestpop=Fit111(1,:);

```

```

Bestfit=func1(Fit111(1,:))
RunTime=toc;;

% Results

disp(' ');
disp(['Total Run Time: ' num2str(RunTime) ' second(s)']);
disp(' ');

%close all;
format short eng
disp('*****');

disp          ('* in the name of God *')

disp('*****');

disp          ('Multi_Objective Bees Algorithm');

disp('*****');

%% Problem Definition

CostFunction=@(x) func1111(x);
varnum=8
nPop=80
m=50
ne=40
Maxitr=450;
VarRange(1,:)=[440 480];
VarRange(2,:)=[400 600];
VarRange(3,:)=[400 480];
VarRange(4,:)=[160 260];
VarRange(5,:)=[550 760];
VarRange(6,:)=[100 240];
VarRange(7,:)=[520 760];
VarRange(8,:)=[350 600];
VarRange(9,:)=[-pi/2 pi/2];
VarRange(10,:)=[-pi/2 pi/2];
VarRange(11,:)=[-pi/2 pi/2];
VarRange(12,:)=[-pi/2 pi/2];
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
for j=1:varnum
VarMin(j)=min(VarRange(j,:));
VarMax(j)=max(VarRange(j,:));
end
VarMin;
VarMax;
%% Initialization

```

ب-۲ الگوریتم بهینه‌سازی چند هدفه

```

tic;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
empty_individual.Position=[];
empty_individual.Cost=[];
empty_individual.Rank=[];
empty_individual.CrowdingDistance=[];
empty_individual.DominatedCount=[];
empty_individual.DominationSet=[];
pop= repmat(empty_individual,nPop,1);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
for i=1:nPop

pop(i).Position=[unifrnd(VarMin(1),VarMax(1),unifrnd(VarMin(2),VarM
ax(2)),unifrnd(VarMin(3),VarMax(3)),....

unifrnd(VarMin(4),VarMax(4)),unifrnd(VarMin(5),VarMax(5)),unifrnd(Va
rMin(6),VarMax(6)),unifrnd(VarMin(7),VarMax(7)),...
unifrnd(VarMin(8),VarMax(8))];

pop(i).Cost=CostFunction(pop(i).Position);

end
for it=1:Maxitr
ngh=(Maxitr-it+1)*[9 9 8 9 9 9 9 9];
sum1(1)=0;

% Non-dominated Sorting
[pop F]=NonDominatedSorting(pop);
% Calculate Crowding Distances
pop=CalcCrowdingDistance(pop,F);
[pop]=SortPopulation(pop);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

best1=repmat(empty_individual,(ne),1);

%%%%%%%% ezame zanborha be m makane montakhab jahate jostojoye hamsaye

sum(1)=0;
for k=1:m
for i=1:ne
for j=1:varnum
best1(i).Position(j)=(pop(k).Position(j)-
ngh(j))+((pop(k).Position(j)+ngh(j))-(pop(k).Position(j)-
ngh(j)))*rand;

if best1(i).Position(j)<VarRange(j,1)
best1(i).Position(j)=VarRange(j,1);
elseif best1(i).Position(j)>VarRange(j,2)
best1(i).Position(j)=VarRange(j,2);
end

end
end

```



```

best1(i).Cost=CostFunction(best1(i).Position);
end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
best=[best1;pop(k,:)];
%%%%%%%% taein 1 makane bartar har hamsayegi baraye ijade nasle jadid
%%%%%%%%
for r=1:(size(best,1)-1)
    if best(r).Rank==1
        popFront1(k,:)=best(r);
        break;
    else
        popFront1(k,:)=best(ne+1);
    end
end

% Non-dominated Sorting
[best F]=NonDominatedSorting(best);
% Calculate Crowding Distances
best=CalcCrowdingDistance(best,F);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
sum(k+1)=sum(k)+numel(F{1});
popFront((sum(k)+1):sum(k+1),:)=best(F{1});
popFront;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
end
popFront;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%jameiyate baghi mande
popn= repmat(empty_individual,(nPop-m),1);
for i=1:(nPop-m)

popn(i).Position=[unifrnd(VarMin(1),VarMax(1)),unifrnd(VarMin(2),Var
Max(2)),unifrnd(VarMin(3),VarMax(3)),....

unifrnd(VarMin(4),VarMax(4)),unifrnd(VarMin(5),VarMax(5)),unifrnd(Va
rMin(6),VarMax(6)),unifrnd(VarMin(7),VarMax(7)),...
unifrnd(VarMin(8),VarMax(8))];

popn(i).Cost=CostFunction(popn(i).Position);
end
%ll=popn
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%
%jameiyate nasle jADID
pop=[popn
popFront1];
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
s=size(popFront,1);
sum1(it+1)=sum1(it)+s;
pareto((sum1(it)+1):sum1(it+1),:)=popFront
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
pareto har itrations rank 1 entekhab%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
end
% Non-dominated Sorting
[pareto F1]=NonDominatedSorting(pareto);
% Calculate Crowding Distances

```

```

pareto=CalcCrowdingDistance (pareto, F1);

PF1=pareto (F1{1});
PF1Costs=[PF1.Cost];
figure(1);
plot(PF1Costs(1,:), (PF1Costs(2,:)+.7), '.');
xlabel('Effectivness');
ylabel('Total Anuual Cost');
disp(['Iteraion ' num2str(it) ': Number of F1 Members = '
num2str(numel(PF1))]);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
RunTime=toc;

%% Results

disp(' ');
disp(['Total Run Time: ' num2str(RunTime) ' second(s)']);
disp(' ');

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% MATLAB Code for
%
% Non-dominated Sorting

function flag=Dominates(x,y)

    if isfield(x,'Cost')
        x=x.Cost;
    end

    if isfield(y,'Cost')
        y=y.Cost;
    end

    flag=all(x<=y) && any(x<y);

end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% MATLAB Code for
%
% Non-dominated Sorting

function [pop F]=NonDominatedSorting(pop)

```

```

nPop=numel (pop) ;

F{1}=[];

for i=1:nPop
    pop(i).DominatedCount=0;
    pop(i).DominationSet=[];

    for j=[1:i-1 i+1:nPop]

        if Dominates (pop(i),pop(j))
            pop(i).DominationSet=[pop(i).DominationSet j];

        elseif Dominates (pop(j),pop(i))
            pop(i).DominatedCount=pop(i).DominatedCount+1;

        end

    end

end

if pop(i).DominatedCount==0
    F{1}=[F{1} i];
end

end

k=1;

while true

    Q=[];

    for i=F{k}
        for j=pop(i).DominationSet
            pop(j).DominatedCount=pop(j).DominatedCount-1;

            if pop(j).DominatedCount==0
                Q=[Q j];
            end
        end
    end

    if isempty(Q)
        break;
    end

    F{k+1}=Q;
    k=k+1;

end

for k=1:numel (F)
    for i=F{k}
        pop(i).Rank=k;
    end
end

```

```

end

end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% MATLAB Code for
%
% Crowding Distance

function pop=SortPopulation(pop)

% Sort according to Crowding Distance
CD=[pop.CrowdingDistance];
[CD CDSO]=sort(CD, 'descend');
pop=pop(CDSO);

% Sort according to Rank
R=[pop.Rank];
[R RSO]=sort(R, 'ascend');
pop=pop(RSO);

end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% MATLAB Code for
%
% dominated Sorting

function flag=Dominates(x,y)

if isfield(x, 'Cost')
    x=x.Cost;
end

if isfield(y, 'Cost')
    y=y.Cost;
end

flag=all(x<=y) && any(x>y);

end

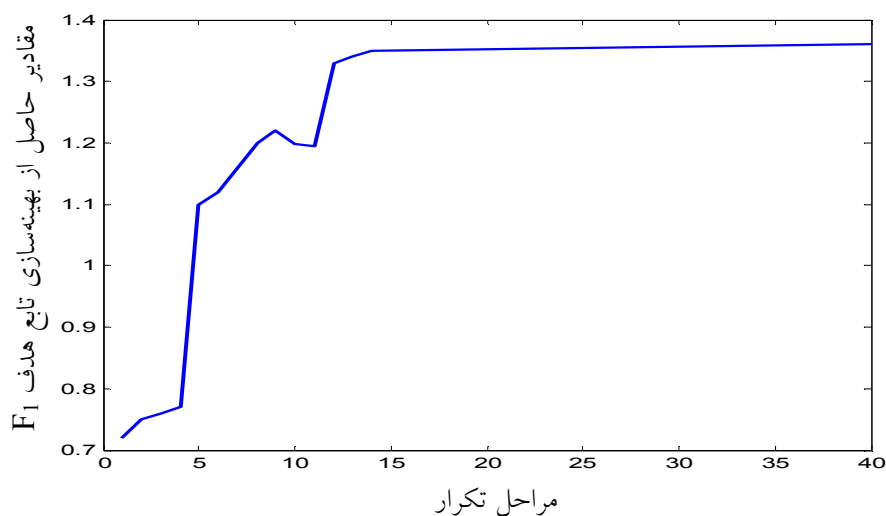
```

بررسی تأثیر انواع شعاع همسایگی در الگوریتم زنبورعسل

در این بخش برای بررسی تأثیر نوع و اندازه شعاع همسایگی در الگوریتم زنبورعسل، توابع تک‌هدفی تعریف شده در فصل سوم، با استفاده از الگوریتم زنبورعسل و شعاع همسایگی‌های مختلف بهینه خواهند شد. نتایج این بررسی می‌تواند مبنای تعریف شعاع همسایگی کارآمدی جهت بهینه‌سازی توابع هدف معرفی شده باشد.

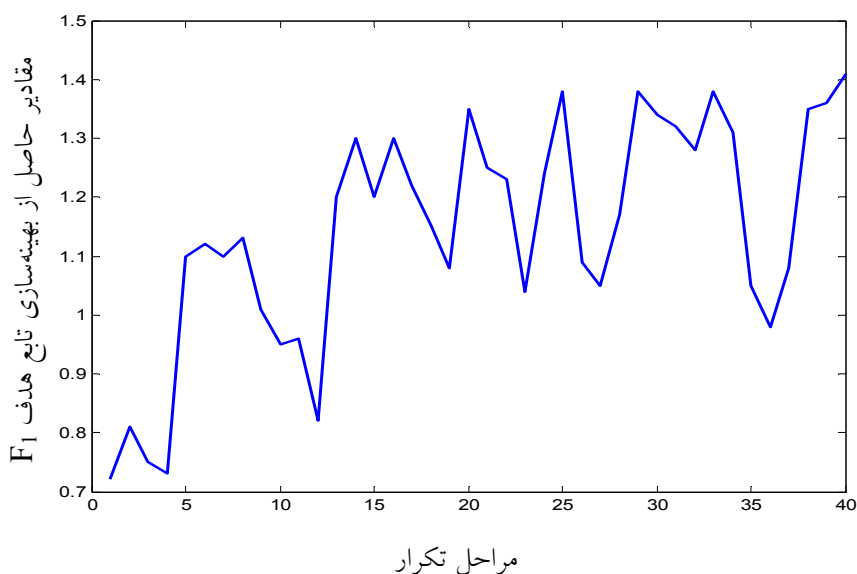
ج-۱ بررسی تأثیر نوع و اندازه شعاع همسایگی در بهینه‌سازی تابع هدف F_1

برای بررسی تأثیر نوع و اندازه شعاع همسایگی در بهینه‌سازی تابع هدف F_1 ، ابتدا یک شعاع همسایگی با شعاع ثابت و به اندازه‌ی 0.01 اندازه‌ی بازه‌های هر یک از متغیرها در نظر می‌گیریم. نمودار حاصل از این بهینه‌سازی برای 40 مرحله تکرار به صورت شکل (ج-۱) می‌باشد.



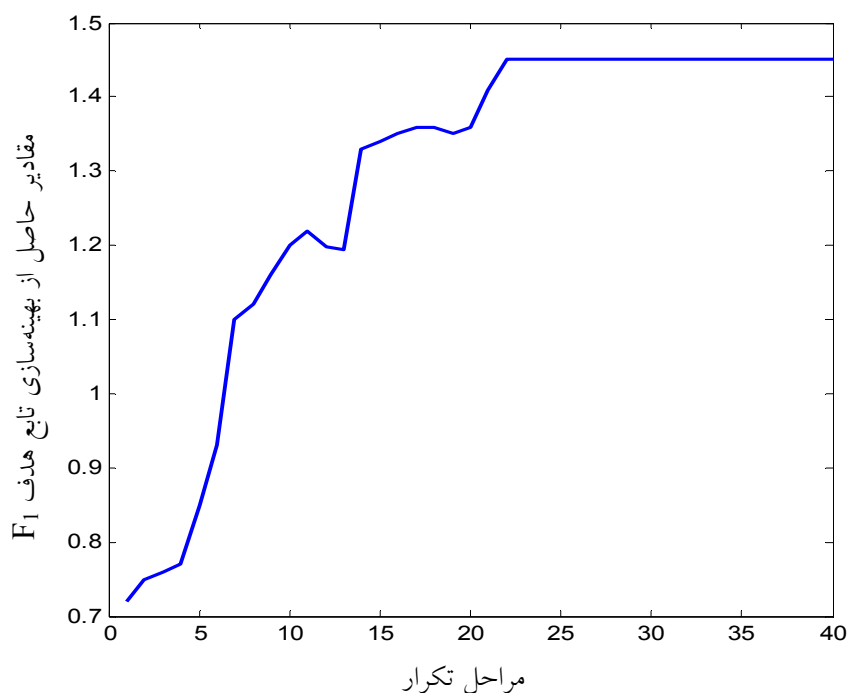
شکل ج-۱. نمودار حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_1 با شعاع همسایگی ثابت ۰.۰۱

برای رسیدن به جواب‌های بهینه‌تر، دامنه‌ی شعاع همسایگی برای تمام متغیرها تا آنجا که دیگر در مقدار ماکزیمم تابع هدف F_1 تغییری ایجاد نشود، افزایش می‌یابد. شکل (ج-۲) نمودار حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_1 را برای همسایگی با شعاع ثابت و اندازه‌ی ۰.۱۲ طول بازه‌ی هر یک از متغیرها نشان می‌دهد.



شکل ج-۲. نمودار حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_1 با شعاع همسایگی ثابت ۰.۱۲

در پژوهش صورت گرفته، شعاع همسایگی به گونه‌ای تعریف می‌شود که در آن اندازه‌ی شعاع همسایگی به صورت خطی با افزایش مراحل تکرار برنامه کاهش می‌یابد. اندازه‌ی شعاع همسایگی از مقدار ماکزیمم ۰.۱۲ شروع شده و در پایان به مقدار ۰.۰۲ می‌رسد. شکل (ج-۳) نمودار حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_1 را با این نوع شعاع همسایگی نشان می‌دهد.



شکل ج-۳. نمودار حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_1 با شعاع همسایگی خطی

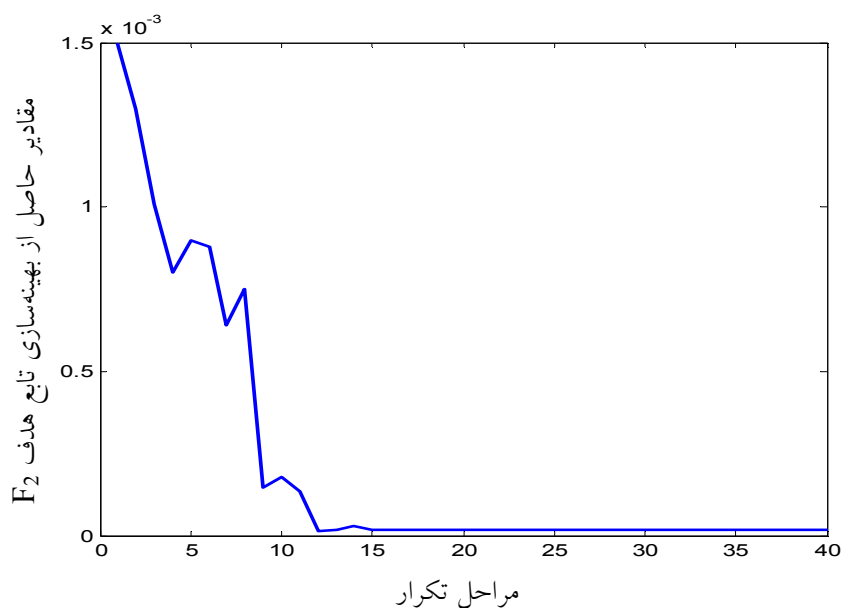
با توجه به شکل (ج-۱) مشخص می‌شود که بهینه‌سازی با شعاع همسایگی ثابت و اندازه‌ی ۰.۰۱ طول بازه‌ی هر یک از متغیرها، نمی‌تواند جواب بهینه‌ی اصلی را ایجاد کند بلکه جواب بدست آمده نقاط ماکزیمم محلی هستند که با سرعت بالایی به جواب نهایی همگرا می‌شود.

در شکل (ج-۲) جواب بدست آمده یک نقطه‌ی ماکزیمم اصلی می‌باشد اما سرعت و روند همگرایی جواب، مناسب نمی‌باشد. در این حالت الگوریتم، به الگوریتم‌هایی با انتخاب‌های تصادفی نزدیک می‌شود.

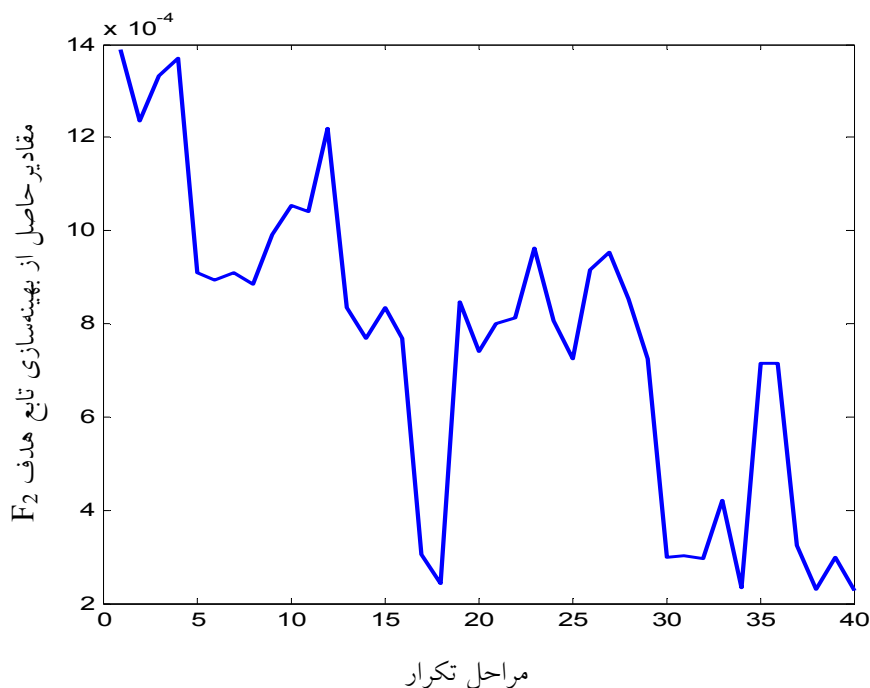
در شکل (ج-۳) جواب بدست آمده یک نقطه‌ی ماکزیمم اصلی می‌باشد که در آن سرعت و روند همگرایی مناسب می‌باشد. با استفاده از این نوع شعاع همسایگی در الگوریتم زنبورعسل می‌توان با سرعت بالایی به بهینه‌ترین جواب ممکن رسید. در ادامه تأثیر انواع شعاع همسایگی در بهینه‌سازی توابع هدف F_2 و F_3 بررسی می‌شود.

ج-۲ بررسی تأثیر نوع و اندازه شعاع همسایگی در بهینه‌سازی تابع هدف F_2

برای بررسی تأثیر نوع و اندازه شعاع همسایگی در بهینه‌سازی تابع هدف F_2 ، ابتدا یک شعاع همسایگی با شعاع ثابت و به اندازه‌ی 0.02 اندازه‌ی بازه‌های هر یک از متغیرها در نظر می‌گیریم. نمودار حاصل از این بهینه‌سازی برای 40 مرحله تکرار به صورت شکل (ج-۴) می‌باشد. برای رسیدن به جواب‌های بهینه‌تر، دامنه‌ی شعاع همسایگی برای تمام متغیرها تا آنجا که دیگر در مقدار مینیمم تابع هدف F_1 تغییری ایجاد نشود، افزایش می‌یابد. اندازه‌ی شعاع همسایگی بدست‌آمده برابر با 0.32 طول بازه‌ی هر یک از متغیرها می‌باشد. شکل (ج-۵) نمودار حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_2 را با این نوع شعاع همسایگی نشان می‌دهد.

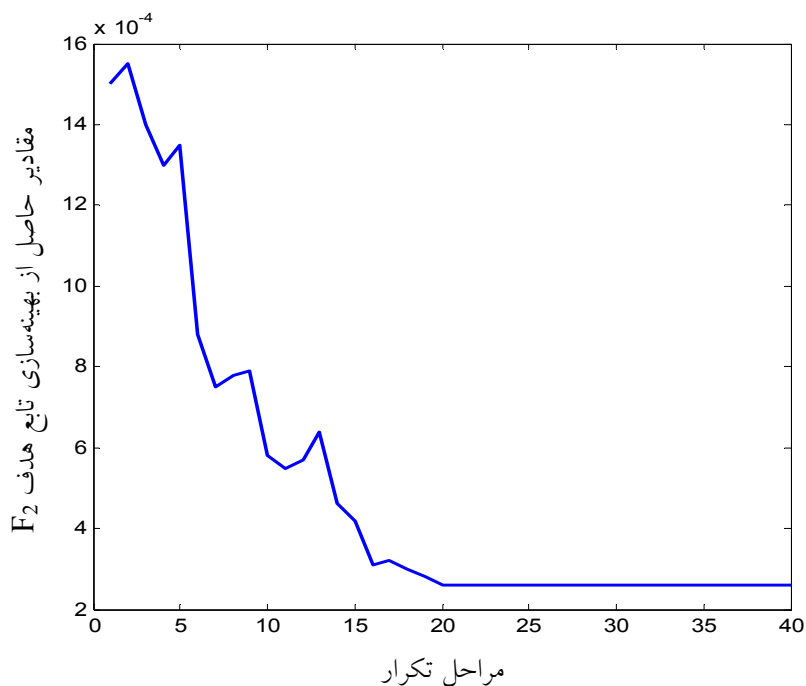


شکل ج-۴. نمودار حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_2 با شعاع همسایگی ثابت 0.02



شکل ج-۵. نمودار حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_2 با شعاع همسایگی ثابت ۰.۳۲

همانند بهینه‌سازی تابع هدف F_1 در مرحله‌ی بعد شعاع همسایگی به گونه‌ای تعریف می‌شود که در آن اندازه‌ی شعاع همسایگی به صورت خطی با افزایش مراحل تکرار برنامه کاهش می‌یابد. اندازه‌ی شعاع همسایگی از مقدار ماکزیمم ۰.۳۲ شروع شده و در پایان به مقدار ۰.۰۴ می‌رسد. شکل (ج-۶) نمودار حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_2 را با این نوع شعاع همسایگی نشان می‌دهد.



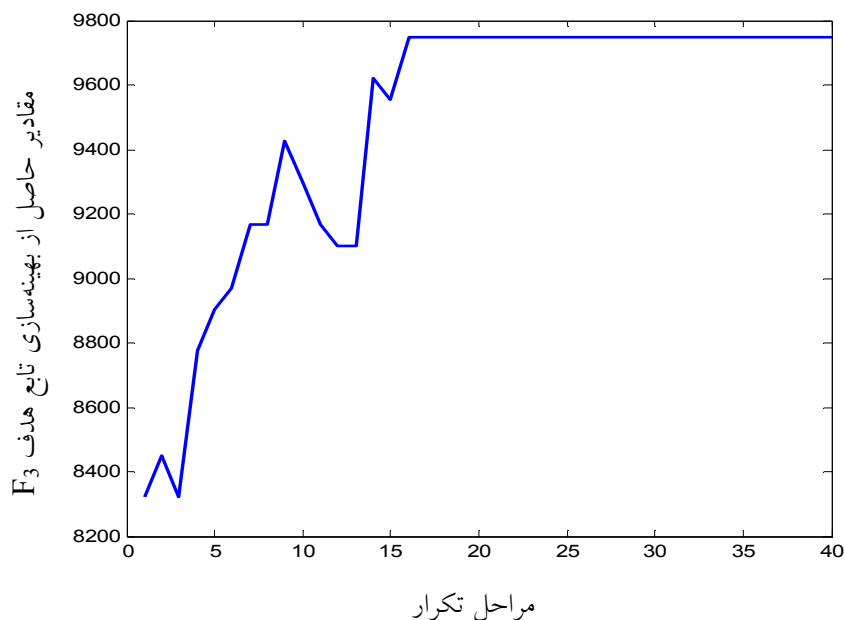
شکل ج-۶. نمودار حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_2 با شعاع همسایگی خطی

جواب بدست آمده از بهینه‌سازی با شعاع همسایگی خطی، یک نقطه‌ی ماکزیمم اصلی می‌باشد که در آن الگوریتم با سرعت و روند مناسب همگرا می‌شود. در ادامه تأثیر انواع شعاع همسایگی در بهینه‌سازی تابع هدف F_3 بررسی می‌شود.

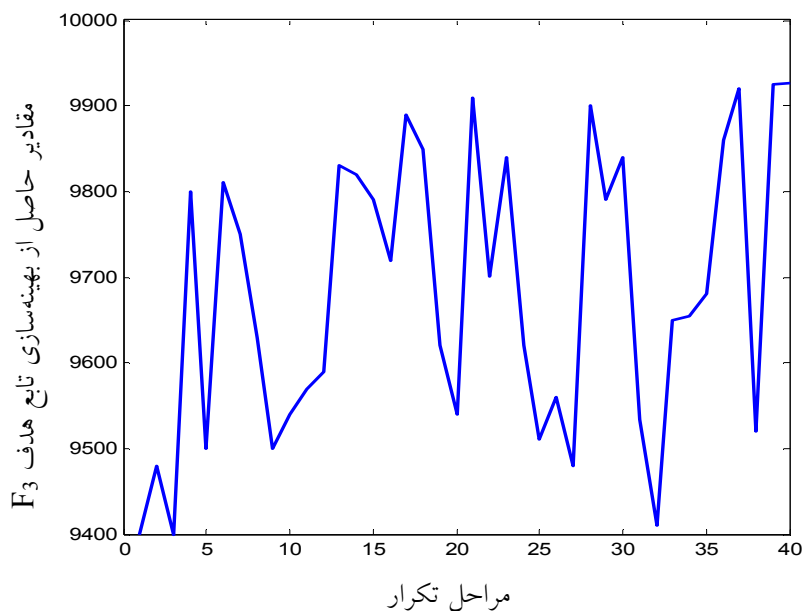
ج-۳ بررسی تأثیر نوع و اندازه شعاع همسایگی در بهینه‌سازی تابع هدف F_3

برای بررسی تأثیر نوع و اندازه شعاع همسایگی در بهینه‌سازی تابع هدف F_3 ، همانند آنچه که در بخش (ج-۱) و (ج-۲) دیده شد، در ابتدا بهینه‌سازی با یک شعاع همسایگی ثابت و اندازه‌ی 0.05 طول بازه‌ی هر یک از متغیرها انجام می‌شود و سپس شعاع همسایگی به گونه‌ای افزایش می‌یابد که دیگر تغییری در مقدار بیشینه‌ی تابع هدف F_3 ایجاد نشود. شعاع همسایگی بدست آمده در این حالت برابر با 0.48 طول بازه‌ی هر یک از متغیرها می‌باشد. شکل‌های (ج-۷) و (ج-۸) به

ترتیب نمودارهای حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_3 را با شعاع همسایگی ثابت و اندازه‌ی 0.05 و 0.48 طول بازه‌ی هر یک از متغیرها نشان می‌دهد.

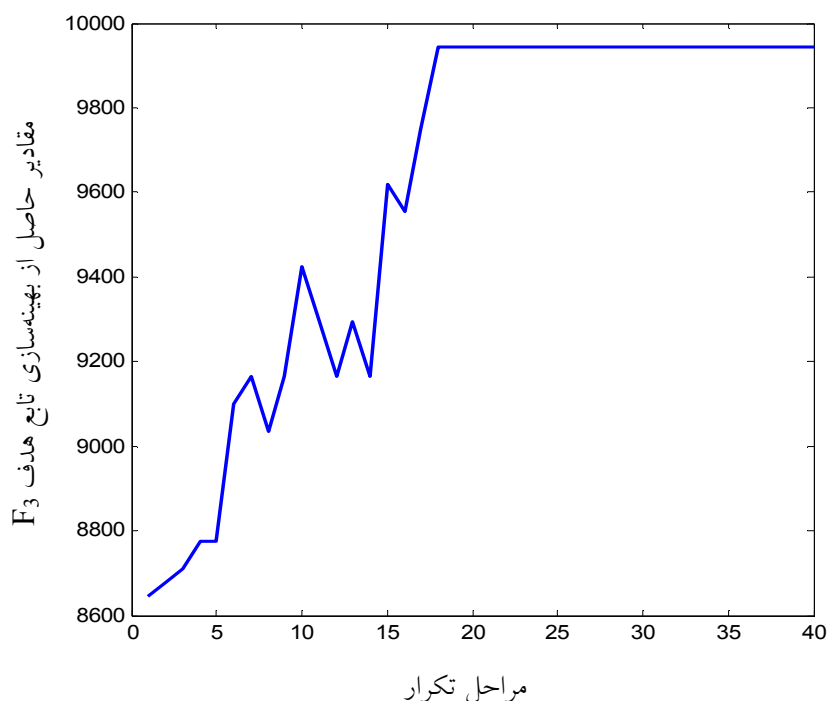


شکل ج-۷. نمودار حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_3 با شعاع همسایگی ثابت 0.05



شکل ج-۸. نمودار حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_3 با شعاع همسایگی ثابت 0.48

در مرحله‌ی بعد، بهینه‌سازی توسط الگوریتمی انجام می‌شود که در آن شعاع همسایگی به صورت خطی با افزایش مراحل تکرار کاهش می‌یابد. در این حالت اندازه‌ی شعاع همسایگی از ۰.۴۸ طول بازه‌ی هر یک از متغیرها شروع شده و در پایان به مقدار ۰.۰۸ طول بازه‌ی هر یک از متغیرها می‌رسد. شکل (ج-۹) نمودار حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_3 را با این نوع شعاع همسایگی نشان می‌دهد.



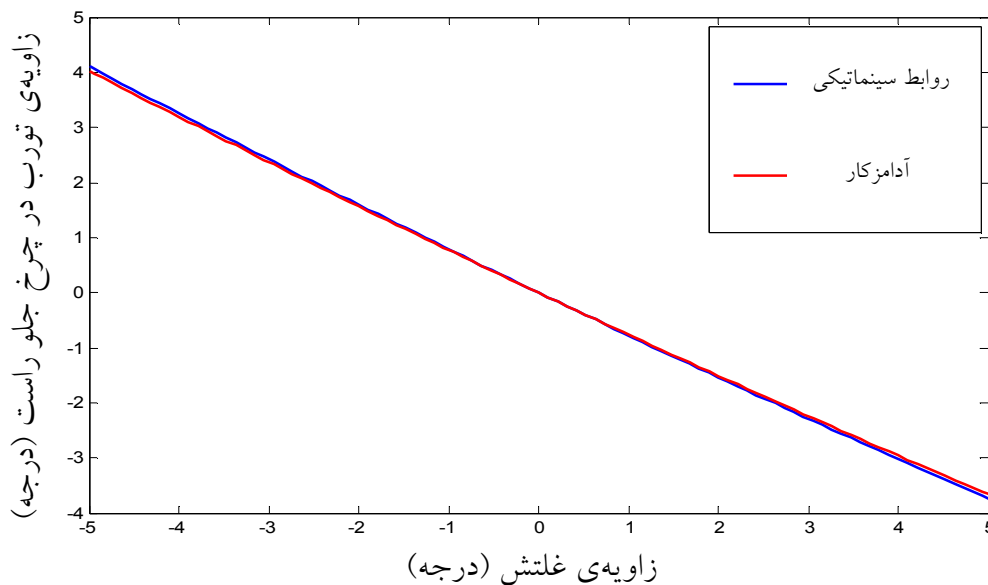
شکل ج-۹. نمودار حاصل از بهینه‌سازی تابع هدف F_3 با شعاع همسایگی خطی

نتایج بدست‌آمده نشان می‌دهد که بهینه‌سازی توابع هدف F_1 و F_2 و F_3 با الگوریتم‌هایی که در آن شعاع همسایگی به صورت خطی با افزایش مراحل تکرار کاهش می‌یابد، می‌تواند منجر به جواب‌هایی با بهینه‌ترین مقدار ممکن و بالاترین سرعت همگرایی شود.

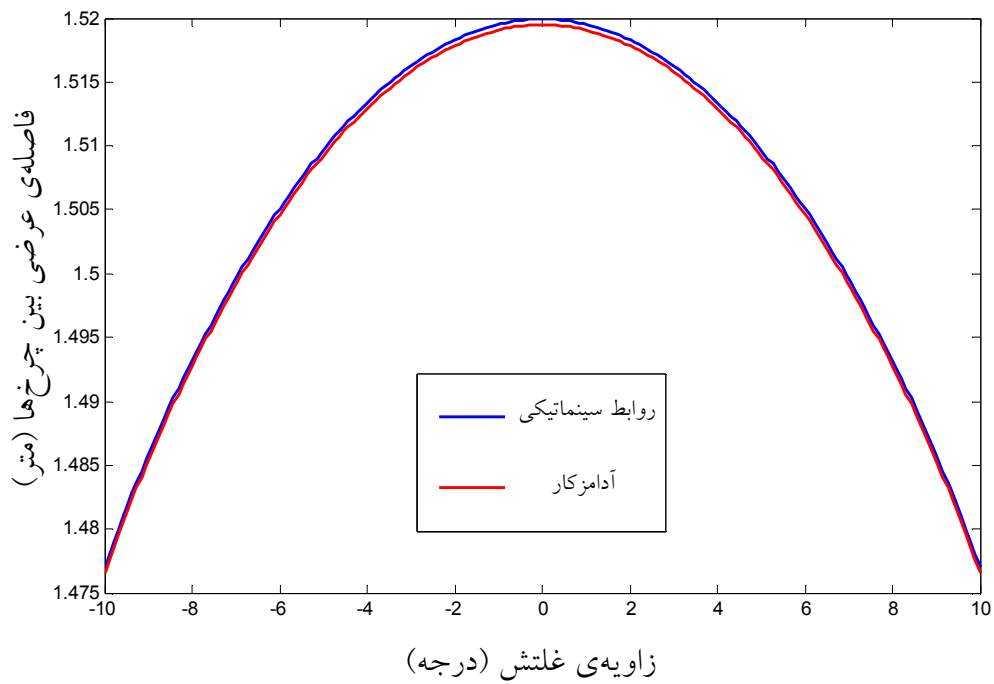
بررسی صحت نمودارها بدست آمده از روابط سینماتیکی سیستم تعلیق

برای محور جلو با نرم افزار آدامز/کار

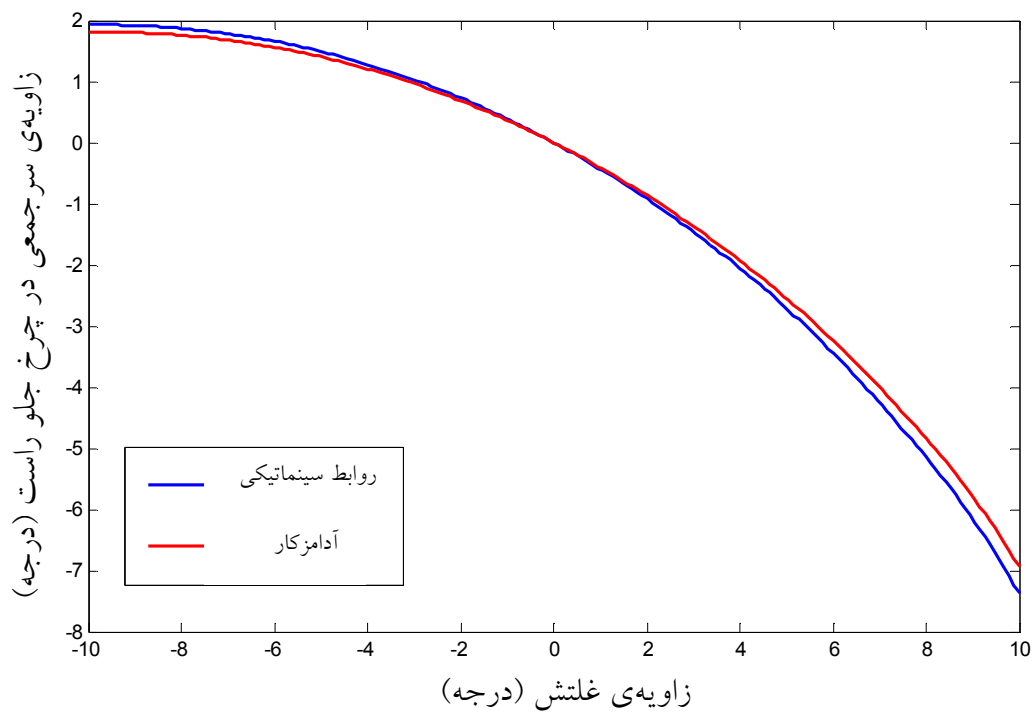
برای بررسی صحت نمودارها بدست آمده از روابط سینماتیکی سیستم تعلیق در محور جلو، نمودارهای تغییرات زاویه تورب، زاویه سرجمعی و فاصله عرضی بین چرخها نسبت به تغییرات زاویه غلتش، با نرم افزار آدامز/کار مقایسه می شود. شکل های (د-۱)، (د-۲) و (د-۳) به ترتیب نمودارهای تغییرات زاویه تورب، زاویه سرجمعی و فاصله عرضی بین چرخها نسبت به تغییرات زاویه غلتش را نشان می دهد.



شکل د-۱. تغییرات زاویه تورب در چرخ جلو راست با زاویه غلتش



شکل د-۲. تغییرات فاصله ی عرضی بین چرخ ها با زاویه ی غلتش



شکل د-۳. تغییرات زاویه ی سرجمعی در چرخ جلو راست با زاویه ی غلتش

شکل‌های بالا نشان دهنده‌ی تطابق خوب نمودارهای بدست آمده از روابط سینماتیکی و نرم‌افزار آدامز/کار می‌باشد.

Abstract

Surname: Mokhtari	Name : Majied
Title : optimization of double wishbone suspension for improving handling and stability in automobile	
Supervisor/s: Dr. A. Ghanbarzadeh	
Advisor/s: Dr. k. h. Shirazi	
Degree: M. Sc	
University: Shahid Chamran University of Ahvaz	
Faculty: Engineering	Department : Mechanic Engineering
Keywords : double wishbone suspension, handling and stability, optimization, Vehicle Dynamics, Bees Algorithm	
Abstract : In order to improve handling and stability features in automobile, in this survey has been concerned on optimization of handling system in automobile with type of double wishbone for back axis of automobile. For this reason, kinematic of above double wishbone suspension has drawn with 5 independent parameters and change in roll angle of automobile. In order to improve stability and handling measures, one can define two class of cost function distinct from automobile, parameters of wishbone suspension with connected goals to function of suspension such as camber angles and transverse distance in wheels were optimized and in connected cost function to automobile, stability and handling features in automobile consider directly as target functions. Thus, it considers effect of automobile specifications for optimizing of suspension system. At final, optimized mechanisms with various goals and high attention were implemented on automobile model in Adams/car soft ware and then obtained result. In order to optimize considered cost functions, it has been used one and multi objective Bees Algorithm. The results indicate that connected cost function to automobile in optimization lead to obtain more optimized results. Advantage of progressive survey in comparison to previous surveys, kinematic analysis of suspension mechanism and also optimization of suspension in automobile by using connected cost functions to cinematic in suspension and connected cost functions to automobile is synchronous.	



Shahid Chamran University

Faculty of Engineering

Mechanic Engineering Department

Title

optimization of double wishbone suspension for improving handing and stability in automobile

A thesis submitted in partial fulfillment of the requirement for the MSc. degree

By

Majied Mokhtari

Supervised by

Dr. A. Ghanbarzadeh

Advised by

Dr. k. h. Shirazi

March 2013