



## تحلیل عددی و بهینه‌سازی سانروف یک خودروی سواری بر بهبود خواص آیرودینامیکی و رزونانسی بدنه

سجاد کریمی مدانی<sup>۱</sup>، جلیل جمالی<sup>۲\*</sup>

۱- کارشناسی ارشد مهندسی خودرو، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه آزاد اسلامی تهران جنوب، تهران، ایران

۲- استادیار گروه مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه آزاد اسلامی تهران جنوب، تهران، ایران (نویسنده مسئول)

۱۴۰۱-۱۱-۲۷: تاریخ پذیرش ۱۴۰۱-۰۶-۱۸: تاریخ دریافت

### چکیده:

ضربه‌های اتفاقی ناشی از ثابت نبودن سرعت، ناهمواری‌ها و سرعت‌گیرهای جاده، خودرو را در معرض شتاب‌های قائمی قرار می‌دهد که علاوه بر ناراحتی و خستگی سرنشینان، به دلیل لرزی در سیستم فرمان، موجب دشواری هدایت وسیله نقلیه می‌شود. آنالیز مودال بدنه‌ی خودرو راهی برای شناسایی فرکانس‌های طبیعی سازه‌ی بدنه خودرو را فراهم می‌کند که هرچه از فرکانس‌های اجباری ناشی از شرایط محیطی فاصله‌ی بیشتری داشته باشد، احتمال بروز پدیده‌ی تشدید و لرزش در بدنه کاهش می‌یابد. در این تحقیق، پاسخ دینامیکی و ارتعاشات آزاد (مودال) بدنه‌ی یک خودروی پژو ۲۰۶ دارای سانروف بررسی شده است. ابتدا تاثیر اعمال طراحی سانروف بر فرکانس طبیعی خودرو مورد بررسی قرار می‌گیرد. شبیه‌سازی عددی آنالیز مودال خودرو با استفاده از شبیه‌سازی نرم‌افزار انسیس مودال، اجرا خواهد شد. پس از استخراج فرکانس‌های طبیعی بدنه خودرو از نرم‌افزار انسیس، سپس به وسیله متد سطح پاسخ (RSM) مدلی ریاضی از دو متغیر هدف اختلاف فرکانس طبیعی-فرکانس تحریک به منظور جلوگیری از بروز تشدید در سازه  $\Delta\omega_{ii}(a_f, b_f)$  و دومین هدف مینیمم کردن تنش  $\sigma_b(a_f, b_f)$ ، برحسب متغیرهای طراحی ابعاد هندسی سانروف  $a_f$  و  $b_f$  ساخته شده است. و در نهایت با استفاده از روش میانگین هندسی ابعاد بهینه سانروف محاسبه شده است. خروجی این پایان‌نامه علاوه بر تحلیل تاثیر طراحی سانروف در فرکانس طبیعی بدنه‌ی خودرو، ابعاد بهینه آن را نیز با استفاده از روش‌های بهینه‌سازی ارائه می‌دهد.

واژه‌های کلیدی: ارتعاشات در بدنه خودرو، آنالیز مودال، روش‌های بهینه‌سازی

## ۱. مقدمه

مسائل مربوط به راحتی سفر عمدتاً از ارتعاش بدنه خودرو ناشی می‌شود. وظیفه‌ی اصلی سیستم شاسی-بدنه‌ی خودرو در به حداکثر رساندن نیروی تماسی بین چرخ و سطح جاده برای فراهم آوردن هدایت پایدار، خوش‌فرمانی و راحتی سفر خلاصه می‌شود [۱ و ۲]. با توجه به رشد روز افزون جمعیت استفاده‌کننده از معابر شهری، اهمیت لحاظ کردن جنبه‌های ایمنی ترافیک کاملاً محسوس است. در زمینه‌ی ایمنی معابر، بر راه‌های کنترل سرعت وسایل نقلیه تأکید شده است که این روش‌ها با هدف اجتناب از تصادفات اعمال می‌شوند، ولی بر روی شتاب‌های اعمال شده به بدنه‌ی خودرو موثر هستند [۳ و ۴]. در دو دهه‌ی گذشته، آنالیز مودال به دانشی فراگیر با هدف تعیین، بهبود و بهینه‌سازی مشخصات دینامیکی سازه‌های مهندسی خودرو تبدیل شده است.

طراحی امروزی سازه‌های پیچیده‌ی بدنه‌ی خودرو به گونه‌ای است که علاوه بر مقاومت بالا بایستی دارای وزن کم و قابلیت انعطاف زیاد باشند. به عنوان مثال، در صنعت خودروهای سدان، تلاش زیادی صرف کاهش وزن بدنه شده است. به منظور کم کردن اثرات اینرسی بدنه‌ی خودرو، کاهش وزنی در حد چند کیلوگرم نیز حائز اهمیت فراوان است. این نیازهای جدی در طراحی سازه‌های جدید خودرو، پتانسیل بروز ارتعاشات ناخواسته را در این سازه‌ها افزایش می‌دهد. از دیگر حقایق زندگی مدرن، تقاضای روزافزون برای سازه‌ی خودروهای ایمن و قابل اعتماد مطابق با ضوابط وضع شده توسط دولت‌ها و یا نیاز مشتری می‌باشد.

بهترین روش ارزیابی راحتی سفر خودرو، بررسی پاسخ ارتعاشی خودرو به تحریک‌های اتفاقی جاده واقعی است، زیرا شبیه‌سازی ناهمواری‌های جاده به شکل ورودی‌های معینی مانند سینوسی و پله‌ای، فقط برای مقایسه‌ی راحتی سفر دو خودروی متفاوت یا دو طرح مختلف برای سیستم شاسی-بدنه‌ی خودرو مناسب بوده و برای ارزیابی مطلق و واقعی مناسب نیستند [۵ و ۶]. از سوی دیگر، داشتن معیاری برای ارزیابی پاسخ‌های به دست آمده برای تحریک‌های اتفاقی که به نحوی نشان‌دهنده‌ی عکس‌العمل بدن انسان به نوسان‌های به وجود آمده باشد، ضروری است. سازمان استاندارد جهانی ISO، مقادیری را به عنوان مقادیر مرزی مطلوب برای شتاب‌های قائم بدنه در فرکانس‌های مختلف پیشنهاد کرده است [۷].

استفاده از سانروف در طراحی بدنه خودرو نیز یکی دیگر از نیازهای طراحی مدرن است که منجر به بروز ارتعاشات ناخواسته در سازه خودرو خواهد شد. در این تحقیق با استفاده از آنالیز مودال توسط نرم افزار تحلیل سازه انسیس، تاثیر وجود سانروف بر فرکانس طبیعی خودرو در سه مود کششی، خمشی و پیچشی بررسی می‌شود و سپس مدلی ریاضی از تابع اختلاف فرکانس تحریک و فرکانس طبیعی خودرو در این سه مود و هم چنین تنش حاصل شده در خودرو با استفاده از روش RSM ساخته می‌شود. این تابع ریاضی در نهایت به وسیله روش میانگین هندسی بهینه‌سازی شده و ابعاد هندسی سانروف به عنوان متغیرهای طراحی بهینه‌سازی خواهند شد.

## ۲- پیشینه تحقیق

میانسری (۱۳۹۸) در پژوهش خود جریان آشفته در یک ورودی منطبق بر بدنه با استفاده از شبیه‌سازی عددی مورد ارزیابی قرار گرفت. در محاسبات انجام شده سه هندسه مختلف، از قبیل ورودی استاندارد ناکا و دو هندسه با ساختار پیشنهادی مورد مطالعه قرار گرفته و اثرات ضخامت لایه مرزی (۰/۳۱، ۰/۸ و ۲/۵۶) و ( $1/6 < \text{سرعت بی بعد} < 0/2$ ) بر عملکرد آن‌ها مورد ارزیابی قرار گرفت. برای شبیه‌سازی سه بعدی جریان تراکم‌ناپذیر و آشفته از مدل استفاده شد. البته، در ابتدا، ورودی استاندارد ناکا با داده‌های تجربی اعتبارسنجی شد. نتایج نشان می‌دهد که افزایش ضخامت لایه مرزی اثر منفی در بازده

فشاری رم در هندسه ها داشته، در حالی که افزایش سرعت در ابتدا موجب افزایش بازده و سپس موجب کاهش بازده می شود. همچنین، مقدار بازده هندسه های نوین به بازده ورودی استاندارد ناکا بسیار نزدیک می باشد. درحالی که هندسه های نوین در نسبت سرعت های بالا، نیروی پسای کمتری داشته (که عامل مهمی در مصرف سوخت است) و طرح مناسب تری از هندسه استاندارد ناکا می باشند [۸]. جزایری (۱۳۹۵) در پژوهش خود جریان در اطراف یک مدل خودروی Notch Back سه بعدی بطور تجربی مورد مطالعه قرار گرفته و قسمتهای که تغییرات مهمتری در نیروهای پسا و برا دارند بررسی و منحنی های مشخصه آنها محاسبه و رسم گردیده است. از جمله تغییرات بررسی شده در این مطالعه ۱- تغییرات زاویه شیشه عقب ۲- تغییرات ضخامت صندوق عقب می باشد. بمنظور بررسی اعتبار نتایج، قسمتهایی از این نتایج با نتایج تجربی منتشر شده مربوط به پژوه ۴۰۵ مقایسه گردیده است. همچنین اثر فاصله مدل از زمین بر روی نیروهای آیرودینامیکی مورد بررسی قرار گرفت است. مقایسه نتایج استخراجی با حالتی که نتایج منتشر شده وجود دارد قابل ملاحظه بوده که تاییدی بر منحنی های مشخصه استخراجی می باشد [۹]. جوارشکیان (۱۳۸۵) در پژوهش خود جریان در اطراف یک مدل خودروی Notch Back سه بعدی هم به طور عددی و هم به طور تجربی مورد مطالعه قرار گرفته و قسمت هایی که اثرات مهمتری در نیروهای پسا و برا دارند، بررسی شده و منحنی های مشخصه آنها رسم گردیده است. تغییرات زاویه شیشه عقب، تغییرات ضخامت صندوق عقب، استفاده از اسپویلر عقب، تغییر فاصله خودرو از زمین، تاثیر حرکت ثابت مدل نسبت به زمین (مدل آزمایشگاهی در تونل باد) و متحرک مدل نسبت به زمین (حرکت واقعی) در نیروهای آیرودینامیکی از جمله مواردی هستند که در این پژوهش بررسی شده اند. در شبیه سازی عددی از روش حجم محدود برای شبکه های بی سازمان و یک الگوریتم فشار مبنا برای حل معادلات ناویراستوکس استفاده شده و اثر مدل های مختلف توربولانس به منظور شبیه سازی آشفتگی نیز بررسی گردیده است. در این پژوهش پس از مقایسه نتایج شبیه سازی عددی و تجربی توزیع فشار، اثر تک تک فاکتورهای اشاره شده به طور تجربی یا عددی مورد ارزیابی قرار گرفته است [۱۰]. کوزه چیان (۱۳۹۳) در پژوهش خود با استفاده از روش های عددی، جریان سیال بر روی بدنه خودروی پراید به صورت دو بعدی و سپس به صورت سه بعدی حل شود. برای انجام این کار با استفاده از نرم افزار فلونت، معادلات حاکم بر جریان سیال به همراه مدل k-e استاندارد با استفاده از شرایط مرزی مناسب حل گردیده اند. با مطالعه نتایج حاصل از این تحقیق و مشاهده خطوط جریان، گردابه های ایجاد شده در اطراف اتومبیل و توزیع فشار، می توان منطقه هایی را که باعث افزایش پسا می گردند، مشخص کرده و با توجه به آن ها، روش هایی را برای کاهش پسا ارائه نمود. بنابراین در این مقاله، ایده های مختلفی که در جهت به بود ایرودینامیک یک خودرو به نظر می رسید، بررسی شده و با مدل سازی و تحلیل عددی جریان بر روی اتومبیل پراید مورد آزمایش قرار می گیرد. در نهایت از بین ایده های بررسی شده، نتایج دو مورد از آن ها با عنوان استفاده از سطح صاف جهت پوشاندن اجزا کف خودرو و تزریق هوا از روی سپر عقب به سمت بیرون، در مقاله حاضر شرح داده شده است، چرا که این دو ایده نتایج بسیار مناسبی از لحاظ کاهش پسا داشته و عملی تر به نظر می رسند [۱۱].

### ۳- روش تحقیق

در این بخش، پس از بیان مقدماتی از آنالیز مودال، مدلسازی بدنه خودرو در نرم افزار سالید ورک و سپس آنالیز مودال آن در نرم افزار تحلیل سازه انسیس معرفی خواهد شد. در نهایت با استفاده از ویژگی های نرم افزار انسیس مودال، شبیه سازی عددی بدنه خودروی ۲۰۶ اجرا می شود. از این مدل برای استخراج نتایج فرکانسی و بهینه سازی ابعاد هندسی سانروف خودرو استفاده خواهد شد. در ادامه روش RSM جهت استخراج تابع ریاضی اختلاف فرکانس طبیعی و فرکانس تحریک و تنش ایجاد شده در بدنه خودرو معرفی خواهد شد. در نهایت روش میانگین هندسی و جهت بهینه سازی ابعاد هندسی سانروف توضیح داده خواهد شد.

### ۳-۱. تشریح مبانی آنالیز مودال سازه بدنه خودرو

آنالیز مودال، فرآیند تعیین خواص ذاتی دینامیکی یک سیستم در قالب فرکانس های طبیعی، ضرایب میرایی، شکل مودها و به کارگیری آنها به منظور ایجاد مدلی ریاضی از رفتار دینامیکی سیستم می‌باشد. این مدل ریاضی به مدل مودال سیستم و اطلاعات مربوط به مشخصات آن، داده‌های مودال نامیده می‌شوند.

آنالیز مودال، هر دو مبحث تئوری و تجربی را در بر می‌گیرد. آنالیز مودال تئوری، بر اساس ساختن یک مدل فیزیکی از سیستمی دینامیکی مورد مطالعه شامل خواص جرمی، سختی و میرایی می‌باشد. این خواص ممکن است به صورت معادلات دیفرانسیل با مشتقات جزئی موجود باشند. به کمک تحلیل اجزای محدود می‌توان تقریباً هر سازه‌ی بدنه‌ی خطی را گسسته‌سازی کرد و در نتیجه به طور قابل ملاحظه‌ای قابلیت و میدان کاری آنالیز مودال تئوریک افزایش یافته است [۱۲].

آنالیز مودال تجربی اما شامل سه مرحله‌ی آماده‌سازی برای تست، اندازه‌گیری پاسخ فرکانسی و استخراج پارامترهای مودال می‌باشد. آماده‌سازی تست شامل انتخاب تکیه‌گاه سازه‌ی بدنه، نوع تحریک، نقاط تحریک، سخت‌افزارهای اندازه‌گیری نیرو و پاسخ، تعیین هندسه مدل بدنه که در آن نقاط اندازه‌گیری مشخص شده است و تعیین عواملی که باعث عدم دقت در اندازه‌گیری می‌شوند، می‌باشد. در ادامه به مدلسازی بدنه‌ی خودرو در نرم افزار های سالید ورک و انسیس اشاره می‌شود.

### ۳-۲. مدل سازی بدنه خودرو در نرم افزار های مهندسی

خودرو سیستم دینامیکی با درجات آزادی زیاد است که برای تحلیل ویژگی‌های دینامیکی آن می‌توان مدلی متشکل از جرم های فشرده و گسسته که بوسیله عناصر ارتجاعی و میرایی به هم متصل شده‌اند برای خودرو در نظر گرفت. بسبب پیچیدگی های دینامیک خودرو، مدل‌های مختلفی می‌توان برای آن در نظر گرفت. انتخاب مدل و تعداد درجات آزادی بستگی به هدف از شبیه‌سازی دارد. استفاده از نرم افزار های مهندسی جهت مدلسازی های پیچیده امروزه نیاز قطعی صنایع بزرگی مانند خودروسازی است. چنانچه در مدلسازی کل سازه الاستیک و به هم پیوسته فرض شود که در واقعیت نیز همین گونه است، روند حل تحلیلی مبتنی بر استخراج معادلات حاکم بر مدل بسیار پیچیده و در موارد زیادی غیر ممکن است. لذا استفاده از مدلسازی های نرم افزاری و حل عددی مانند حل عددی در روش المان محدود راهی برای تحلیل چنین سازه هایی است. در این تحقیق مدل خودروی ۲۰۶ با سانروف ابتدا توسط نرم افزار سالید ورک طراحی شده است و سپس با استفاده نرم افزار انسیس به تحلیل آنالیز مودال این مدل پرداخته شده است.

برای ایجاد مدل دینامیکی خودرو از پارامترهای ابعادی و جرمی خودروی ۲۰۶ مطابق با جداول ۱ و ۲ استفاده شده است. این مشخصات در نرم‌افزار طراحی Solidworks مطابق با شکل ۱ و ۲ به عنوان ورودی متغیرهای هندسی سازه‌ی بنده وارد شده است. شبیه‌سازی عددی نرم‌افزار خودروی ۲۰۶ در انسیس مودال در شکل ۳ مشاهده می‌شود. مش‌بندی اجرا شده در

مدل با استفاده از المان shell، با حل گر گوس و سه نقطه‌ی انتگرال‌گیری در امتداد ضخامت برای تحلیل نتایج استفاده شده است.

جدول ۱ مشخصات پارامتری ابعاد خودروی شبیه‌سازی شده در نرم‌افزار Solidworks

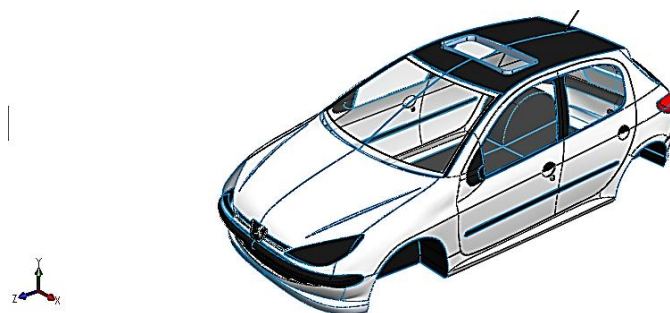
طول خودرو	۴۵۰۰ میلی‌متر
عرض خودرو بدون احتساب آیینه‌های جانبی	۱۷۲۰ میلی‌متر
ارتفاع خودرو	۱۴۶۰ میلی‌متر
فاصله‌ی چرخ‌ها	۲۶۷۰ میلی‌متر
فاصله‌ی محور چرخ‌های جلو تا جلوی خودرو	۸۶۵ میلی‌متر
فاصله‌ی محور چرخ‌های عقب تا عقب خودرو	۹۶۰ میلی‌متر
فاصله‌ی عرضی چرخ‌ها	۱۹۰۰ میلی‌متر
با احتساب آیینه‌ها	۱۴۵۰ میلی‌متر
جلو	۱۴۴۰ میلی‌متر
عقب	
تعداد دور چرخش قفل	۳/۱
قطر دایره‌ی چرخش خودرو	۱۱ متر
انحراف چرخ‌ها از محور جلو	۱ تا ۶ میلی‌متر

جدول ۲ مشخصات پارامتری وزنی خودروی شبیه‌سازی شده در نرم‌افزار انسیس مودال

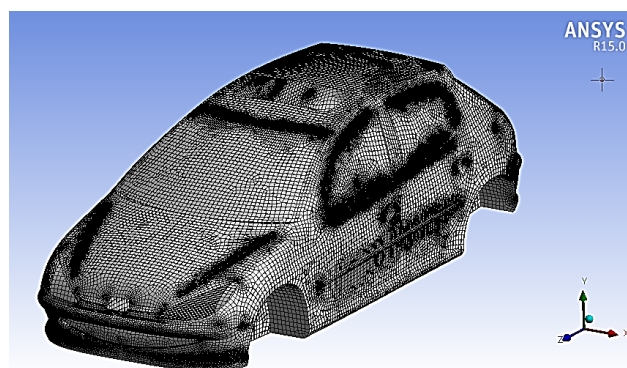
وزن تقریبی خودرو بدون در نظر گرفتن سرنشین و با مخزن سوخت پر	۱۲۰۰ کیلوگرم
حداکثر وزن کلی خودرو	۱۶۰۰ کیلوگرم
حداکثر وزن کلی خودرو به همراه سرنشین و بار	۲۵۰۰ کیلوگرم
حداکثر بار محور عقب	۸۵۰ کیلوگرم
حداکثر بار محور جلو	۱۰۰ کیلوگرم



شکل ۱. طراحی بدنه‌ی خودروی پژو ۲۰۶ بدون سانروف در نرم‌افزار Solidworks



شکل ۲. طراحی بدنه‌ی خودروی پژو ۲۰۶ با سانروف در نرم‌افزار Solidworks



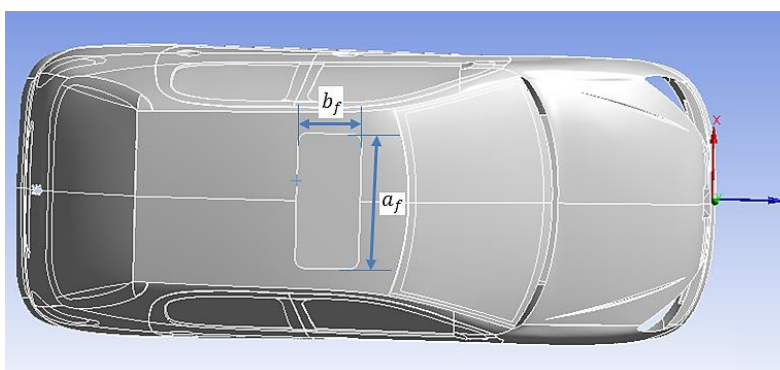
شکل ۳. مش‌بندی بدنه‌ی خودروی پژو ۲۰۶ در نرم‌افزار انسیس مودال

### ۳-۳. معرفی روش RSM

RSM روشی برای ساخت توابعی است که در آنها توابع هدف مثل اختلاف فرکانس‌های طبیعی-فرکانس تحریک نمونه‌ی سازه‌ی بدنه‌ی خودرو  $\Delta\omega_u$  و تنش در نمونه  $\sigma_B$  به عنوان متغیرهای هدف برحسب متغیرهای طراحی منتخب، حاصل می‌شود. برای ساخت یک مدل RSM تعدادی شبیه‌سازی کامپیوتری با متغیرهای طراحی مختلف باید انجام شده و در نهایت با توجه به پاسخ‌های سیستم مکانیکی مدل ریاضی جانشین ساخته شود. تابع هدف انتخاب شده در این تحقیق، یک تابع درجه چهارم می‌باشد که فرمولاسیون اهداف چندگانه را برای بهینه‌سازی سازه‌ی خودروی دارای سانروف استفاده کرده است. در این تحقیق ابعاد سانروف و مود بارگذاری (کششی، پیچشی و خمشی) به عنوان متغیرهای طراحی انتخاب شده‌اند. طول  $a_f$  و عرض  $b_f$  سانروف نصب شده روی بدنه‌ی خودروی مدل‌سازی شده مطابق شکل ۴ در محدوده‌های زیر برای بهینه‌سازی انتخاب شده‌اند:

$$40 \text{ cm} \leq a_f \leq 80 \text{ cm}$$

$$20 \text{ cm} \leq b_f \leq 40 \text{ cm}$$



شکل ۴. ابعاد هندسی سانروف به عنوان متغیرهای بهینه‌سازی

تابع استخراج شده از روش RSM نهایتاً به صورت زیر است:

(الف) مود کششی:

$$\Delta\omega_u(a_f, b_f)$$

$$= \left\{ \begin{array}{l} -0.8268a_f + 1.1496b_f + 3.1723a_f^2 - 0.8529b_f^2 - 0.0018b_f a_f \\ -0.0332b_f^2 a_f^2 + 0.0004b_f^2 a_f + 0.0476a_f^2 b_f - 4.8748a_f^3 + 0.2692b_f^3 \\ -0.0182b_f^3 a_f + 0.2583a_f^3 b_f - 0.0274b_f^4 + 2.2023a_f^4 + 14.4764 \\ 40 \text{ cm} \leq a_f \leq 80 \text{ cm} \\ 20 \text{ cm} \leq b_f \leq 40 \text{ cm} \end{array} \right.$$

$$\sigma_b(a_f, b_f)$$

$$= \left\{ \begin{array}{l} -4.3232a_f + 558.9652b_f + 2.2940a_f^2 - 397.2023b_f^2 - 0.1223b_f a_f \\ +0.0638b_f^2 a_f^2 - 0.0699b_f^2 a_f - 0.0497b_f a_f^2 - 0.3633a_f^3 + 121.7825b_f^3 \\ +0.0249a_f b_f^3 - 0.0200b_f a_f^3 - 13.7328b_f^4 + 0.0207a_f^4 + 28.6068 \\ 40 \text{ cm} \leq a_f \leq 80 \text{ cm} \\ 20 \text{ cm} \leq b_f \leq 40 \text{ cm} \end{array} \right\}$$

(ب) مود پیچشی

$$\Delta\omega_u(a_f, b_f)$$

$$= \left\{ \begin{array}{l} +0.8948a_f - 0.4041b_f - 3.2180a_f^2 + 0.3208b_f^2 + 0.0016b_f a_f \\ -0.0364b_f^2 a_f^2 + 0.0002b_f^2 a_f - 0.0183a_f^2 b_f + 4.5840a_f^3 - 0.1070b_f^3 \\ +0.0371b_f^3 a_f - 0.1513a_f^3 b_f + 0.0074b_f^4 - 2.0008a_f^4 + 11.1158 \\ 40 \text{ cm} \leq a_f \leq 80 \text{ cm} \\ 20 \text{ cm} \leq b_f \leq 40 \text{ cm} \end{array} \right\}$$

$$\sigma_b(a_f, b_f)$$

$$= \left\{ \begin{array}{l} +1.1838a_f + 1.4154b_f - 0.3462a_f^2 - 6.4889b_f^2 - 0.0045b_f a_f \\ -0.0300b_f^2 a_f^2 - 0.0055b_f^2 a_f + 0.0038b_f a_f^2 + 0.0326a_f^3 + 3.5733b_f^3 \\ +0.0931a_f b_f^3 + 0.0062b_f a_f^3 - 0.6789b_f^4 - 0.0015a_f^4 + 13.2829 \\ 40 \text{ cm} \leq a_f \leq 80 \text{ cm} \\ 20 \text{ cm} \leq b_f \leq 40 \text{ cm} \end{array} \right\}$$

(ج) مود خمشی:

$$\Delta\omega_u(a_f, b_f)$$

$$= \left\{ \begin{array}{l} -64.9893a_f - 43.8023b_f + 317.5528a_f^2 + 12.0637b_f^2 - 0.4466b_f a_f \\ -7.0478b_f^2 a_f^2 + 5.7292b_f^2 a_f + 4.0455a_f^2 b_f - 597.0103a_f^3 + 0.7651b_f^3 \\ -5.7978b_f^3 a_f + 67.0063a_f^3 b_f + 0.2714b_f^4 + 268.4464a_f^4 + 48.5032 \\ 40 \text{ cm} \leq a_f \leq 80 \text{ cm} \\ 20 \text{ cm} \leq b_f \leq 40 \text{ cm} \end{array} \right\}$$



$$\sigma_b(a_f, b_f) = \left\{ \begin{array}{l} +1.0853a_f - 13.0225b_f - 0.3400a_f^2 + 3.6804b_f^2 - 0.0054b_f a_f \\ -0.0341b_f^2 a_f^2 - 0.0059b_f^2 a_f + 0.0041b_f a_f^2 + 0.0356a_f^3 + 0.4234b_f^3 \\ +0.1106a_f b_f^3 + 0.0058b_f a_f^3 - 0.3339b_f^4 - 0.0017a_f^4 + 18.5850 \\ 40 \text{ cm} \leq a_f \leq 80 \text{ cm} \\ 20 \text{ cm} \leq b_f \leq 40 \text{ cm} \end{array} \right\}$$

### ۳-۴. روش میانگین هندسی

در این بخش، چنانچه بخواهیم دو هدف بیشینه‌سازی اختلاف فرکانس‌های طبیعی و فرکانس تحریک  $\Delta\omega_u(a_f, b_f) = \omega_n - \omega_{ex}$  به صورت همزمان با مینیمم کردن تنش  $\sigma_b(a_f, b_f)$  برای طراحی نمونه‌ی بدنه‌ی دارای سانروف در نظر بگیریم، در برخی موارد بهبود یک تابع هدف موجب کاهش مقبولیت تابع هدف دیگر نیز می‌شود. بنابراین معرفی روش‌هایی برای بهینه‌سازی ابعاد هندسی سانروف با اهداف چندگانه امری ضروری در دست‌یابی به یک طراحی مطلوب می‌باشد. روش میانگین هندسی در اینجا برای بهینه‌سازی چند هدف در نظر گرفته شده است.

در این روش فرمولبندی مسأله‌ی بهینه‌سازی به ترتیب زیر انجام می‌شود [۳۲ و ۳۳]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Minimize } Fg = \sqrt{d_{\Delta\omega_u} d_{\sigma_b}} \\ \text{St} \quad x^L \leq x \leq x^U \end{array} \right.$$

به منظور مینیمم کردن  $\Delta\omega_u$  ضریب  $d_{\Delta\omega_u}$  نسبت به مقادیر کران بالایی و پایینی این متغیر به ترتیب زیر قابل محاسبه است:

$$d_{\Delta\omega_u} = \frac{f_1(x) - f_1^L}{f_1^U - f_1^L}$$

همچنین برای به منظور مینیمم کردن  $\sigma_b$  ضریب  $d_{\sigma_b}$  به ترتیب زیر نمایش داده می‌شود:

$$d_{\sigma_b} = 1 - \frac{f_2(x) - f_2^L}{f_2^U - f_2^L}$$

در معادلات بالا،  $f^L$  و  $f^U$  به ترتیب کران بالایی و پایینی برای متغیرهای هدف انتخاب شده در مسأله می‌باشند. بهترین حالت برای بهینه‌سازی زمانی است که  $Fg = 1$  باشد. همچنین هرچه  $Fg$  به سمت صفر میل کند یعنی طراحی بهینه مطلوب هنوز حاصل نشده است.  $f_1$  و  $f_2$  در معادلات بالا به ترتیب اختلاف فرکانس‌های طبیعی- فرکانس تحریک و تنش و  $x$  نیز متغیرهای

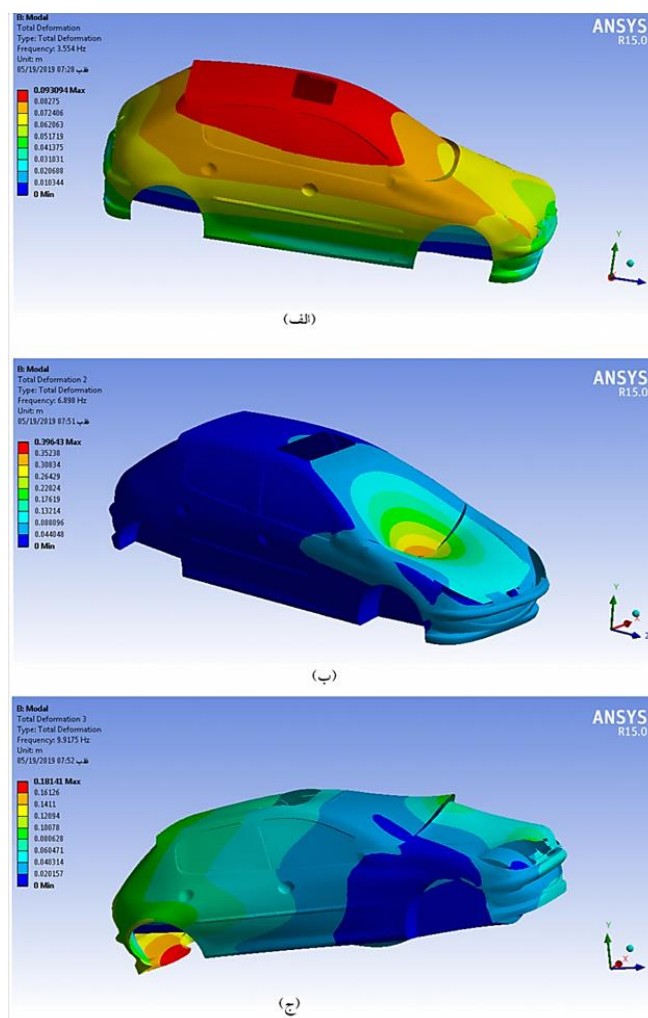
طراحی مرتبط با ابعاد هندسی سانروف هستند. آنچه که واضح است این روش، بهینه‌سازی با اهداف چندگانه را به یک مساله‌ی بهینه‌سازی تک هدفه تبدیل کرده است.

#### ۴- نتایج تحقیق

در این بخش ابتدا نتایج آنالیز مودال خودرو مدل شده در نرم افزار انسیس به تفصیل بیان خواهد شد. در ادامه مدل ریاضی توابع هدف ترسیم شده و بررسی خواهند شد. در نهایت نتیجه اعمال روش میانگین هندسی بر توابع هدف در جدولی ارائه خواهند شد که هدف اصلی از این تحقیق یعنی ابعاد بهینه سانروف خودرو مدل شده را نهایتاً معرفی خواهد کرد.

#### ۴-۱. نتیجه آنالیز مودال بدنه در نرم افزار انسیس

خروجی نرم افزار انسیس از آنالیز مودال بدنه مدل شده در سه مود کششی، خمشی، و پیچشی به صورت زیر است:

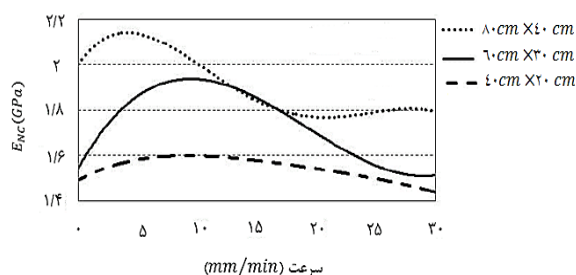


شکل ۵. نتایج تحلیل مودال بدنه‌ی خودروی پژو ۲۰۶ در سه مود مختلف (الف) مود کششی، (ب) مود خمشی، (ج) مود پیچشی

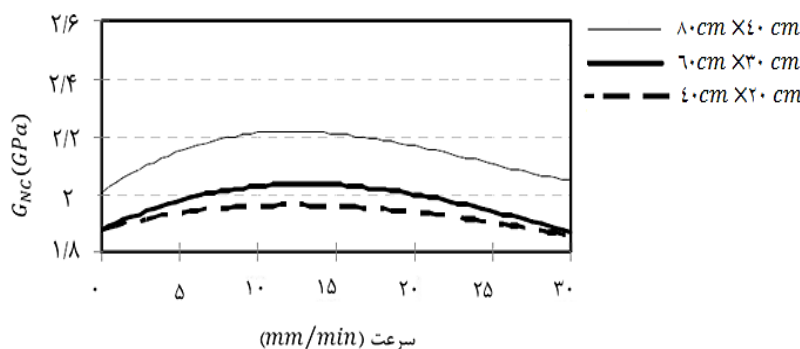
## ۲-۴. نتایج تحلیل پارامتریک رفتار ارتعاشی بدنه‌ی خودرو

در این بخش از تحقیق، با استفاده از نرم‌افزار انسیس مودال، به تحلیل برخی از نتایج حاصل شده برای سه اندازه‌ی مختلف سانروف (۲۰ cm × ۴۰ cm، ۳۰ cm × ۶۰ cm و ۴۰ cm × ۸۰ cm) در سرعت‌های تحریک فرکانسی مختلف در مودهای کششی، پیچشی و خمشی پرداخته شده است. شرایط تکیه‌گاهی برای خودروی تحت آنالیز تاثیر زیادی بر فرکانس‌های طبیعی خودرو دارد و نمی‌تواند بصورت ثابت در نظر گرفته شود. منظور از سرعت‌های تحریک مختلف، شرایط متغیر تکیه‌گاه‌های مرتبط با بخش‌های متصل کننده‌ی چرخ به بدنه‌ی خودرو می‌باشد تا بتوان تخمین دقیق‌تری از فرکانس‌ها و رفتار ارتعاشی خودرو در مودهای مختلف داشت.

شکل‌های ۶ و ۷ مدول الاستیک و مدول برشی را در سرعت‌های مختلف ترسیم کرده است. در کلیه‌ی سرعت‌های بارگذاری، سانروف با ابعاد ۴۰ cm × ۸۰ cm دارای برتری نسبت به ابعاد کمتر می‌باشد.

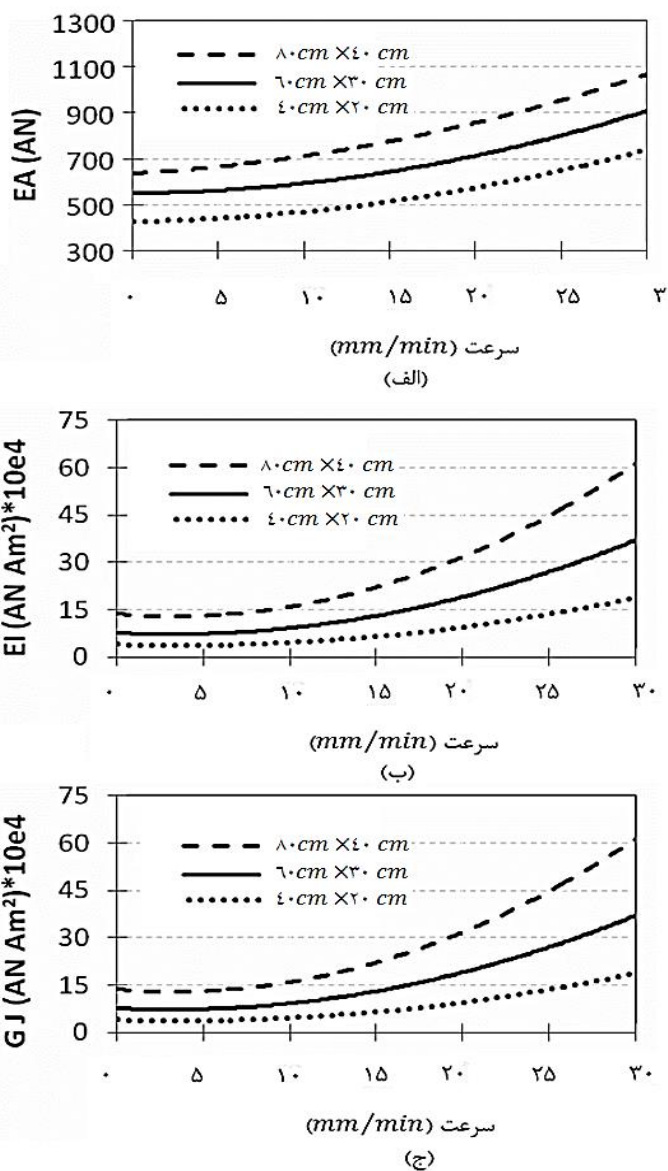


شکل ۶. نمودار تغییرات مدول الاستیک بدنه‌ی خودرو با ابعاد هندسی مختلف سانروف و تحریک فرکانسی با سرعت‌های مختلف



شکل ۷. نمودار تغییرات مدول برشی بدنه‌ی خودرو با ابعاد هندسی مختلف سانروف و تحریک فرکانسی با سرعت‌های مختلف

پارامتر دیگری که در این بخش مورد بررسی قرار گرفته است، صلبیت کششی EA، صلبیت خمشی EI و صلبیت پیچشی GJ بدنه‌ی خودرو مطابق با شکل ۸ می‌باشد. برتری سانروف با ابعاد  $40\text{ cm} \times 80\text{ cm}$  در افزایش صلبیت کششی، خمشی و پیچشی بدنه‌ی خودرو مشهود است.



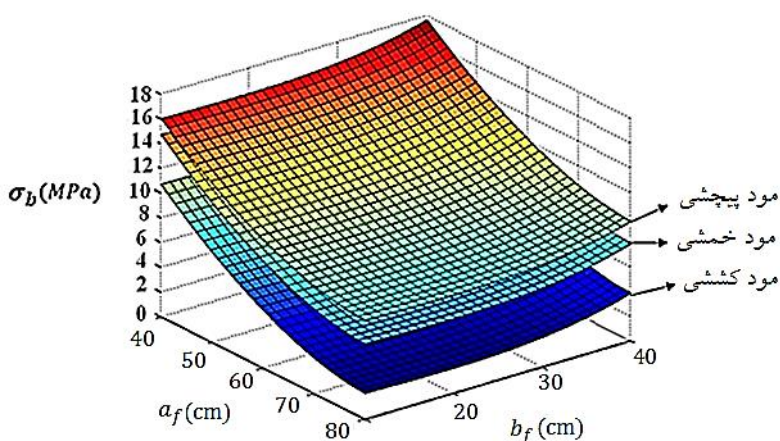
شکل ۸. نمودار تغییرات (الف) صلبیت کششی، (ب) صلبیت خمشی، (ج) صلبیت پیچشی بدنه‌ی خودرو با ابعاد هندسی مختلف سانروف و تحریک فرکانسی با سرعت‌های مختلف

### ۳-۴. ترسیم مدل ریاضی فرکانس‌های طبیعی $\Delta\omega_u(a_f, b_f)$ و تنش $\sigma_b(a_f, b_f)$

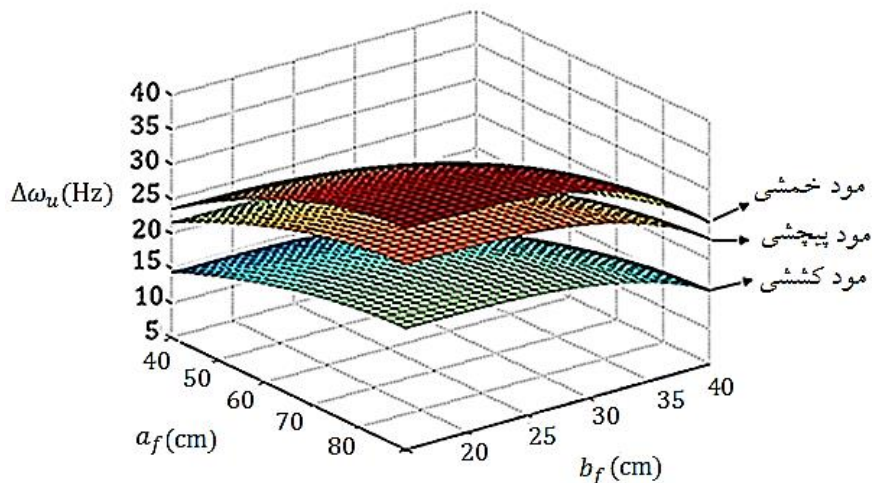
در شکل ۹ و ۱۰ مدل سه بعدی حاصل شده به ترتیب برای توابع هدف  $\sigma_b(a_f, b_f)$  و  $\Delta\omega_u(a_f, b_f)$  بر حسب متغیرهای طراحی را نمایش داده است.

با توجه به این شکل‌ها نتایج زیر حاصل می‌شود:

- تغییر مود ارتعاشی از نوع کششی به پیچشی و خمشی افزایش مقدار تنش در سازه را در پی داشته است. این در حالی است که مقدار اختلاف فرکانسی در نوع خمشی نسبت به دو نوع بارگذاری دیگر بیشتر است.
- تغییر ابعاد طولی سانروف از ۴۰ به ۸۰ سانتی‌متر تنش در بدنه را کاهش داده است.
- افزایش عرض سانروف تاثیر چندانی بر تنش نداشته است، ولی تا حدی اختلاف فرکانسی  $\Delta\omega_u$  سازه را افزایش داده است.
- تغییر طول سانروف به ۸۰ سانتی‌متر، موجب افزایش اختلاف فرکانسی  $\Delta\omega_u$  سازه‌ی بدنه‌ی خودرو می‌شود.



شکل ۹. ترسیم مدل ۳ بعدی حاصل شده از روش RSM برای تابع هدف  $\sigma_b(a_f, b_f)$  بر حسب متغیرهای طراحی  $a_f$  و  $b_f$



شکل ۱۰. ترسیم مدل ۳ بعدی حاصل شده از روش RSM برای تابع هدف  $\Delta\omega_u(a_f, b_f)$  بر حسب متغیرهای طراحی  $a_f$  و  $b_f$

#### ۴-۴. نتایج بهینه‌سازی ابعاد هندسی سانروف در روش میانگین هندسی

پس از اعمال روش میانگین هندسی، جدول ۳ نتایج بهینه را برای سرعت‌های مختلف تحریک ۱۰، ۲۰ و ۳۰ میلی‌متر بر دقیقه نشان می‌دهد. نتایج حاصل شده برای مقادیر بهینه را می‌توان بصورت زیر خلاصه کرد:

- با افزایش مقدار سرعت تحریک بدنه، عرض بهینه‌ی سانروف حاصل شده برای بدنه در مودهای یکسان، کاهش نشان می‌دهد.
- مقادیر  $F_g$  با توجه به حداکثر تکرار برای الگوریتم بهینه‌سازی حاصل شدند. از آنجاییکه توابع هدف مینیمم کردن تنش و بیشینه کردن پارامتر اختلاف فرکانسی، مطابق با شبیه‌سازی‌های اجرا شده اهدافی متناقض هستند، این مقدار به ۰/۷ در بهترین حالت خود نزدیک شده است. در حالیکه مطابق با توضیحات قبلی، بهترین جواب‌های بهینه موقع نزدیک شدن این مقدار به عدد ۱ می‌تواند حاصل گردد.
- پاسخ‌های بهینه برای مود کششی با وجود اینکه مقدار تنش کمتری دارد، اختلاف فرکانسی کمتری نیز خواهد داشت. انتخاب هر یک از شرایط بارگذاری و ابعاد هندسی سانروف در نمونه‌های مورد بررسی بستگی به اولویت طراح برای ملاحظات در نظر گرفت شده برای بدنه دارد. مثلاً در صورتیکه عدم بروز رزونانس برای سازه‌ی بدنه‌ی خودرو در بیشترین مقدار سرعت تحریک فرکانسی اهمیت داشته باشد، مود خمشی با سرعت بار ۲۰ میلی‌متر بر دقیقه که دارای اختلاف فرکانسی ۳۸/۷۱ هرتز می‌باشد، بهینه‌ترین حالت خواهد بود.

جدول ۳. نتایج بهینه‌سازی ابعاد هندسی سانروف برای مودها و سرعت تحریک متفاوت با روش میانگین هندسی

$\sigma_b$ (MPa)	$\Delta\omega_u$ (Hz)	$d_{\sigma_b}$	$d_{\Delta\omega_u}$	$F_g$	ابعاد بهینه شده (a, b)(cm)	مود ارتعاشی	سرعت تحریک (mm/min)
۴/۲۶	۲۵/۵۱	۰/۸۳۴۲	۰/۵۴۸۱	۰/۷۳۵۸	(58,31)	کششی	۱۰
۹/۱۱	۳۴/۳۳	۰/۸۲۴۵	۰/۵۲۲۳	۰/۷۳۲۱	(57,33)	پیچشی	۱۰
۷/۳۲	۳۷/۱۲	۰/۸۱۳۶	۰/۵۲۲۲	۰/۷۱۲۵	(62,36)	خمشی	۱۰
۶/۱۱	۲۳/۶۸	۰/۶۴۶۹	۰/۷۳۴۲	۰/۶۸۴۳	(61,30)	کششی	۲۰
۱۱/۳۴	۳۱/۳۹	۰/۶۲۲۹	۰/۷۳۱۳	۰/۶۷۵۲	(61,32)	پیچشی	۲۰
۹/۱۲	۳۵/۹۲	۰/۶۳۴۵	۰/۷۴۵۵	۰/۶۸۴۳	(60,35)	خمشی	۲۰
۷/۳۴	۲۲/۴۲	۰/۶۳۵۲	۰/۶۴۵۷	۰/۷۷۵۴	(59,29)	کششی	۳۰
۱۰/۲۹	۳۱/۹۸	۰/۶۲۷۸	۰/۶۴۲۳	۰/۷۱۳۳	(59,30)	پیچشی	۳۰
۸/۱۲	۳۸/۷۱	۰/۶۲۴۹	۰/۶۱۷۹	۰/۷۳۶۱	(58,33)	خمشی	۳۰

## ۵- بحث و نتیجه گیری

در این تحقیق پس از بیان مقدمه‌ای از انگیزه‌های طراحی در زمینه‌های مختلف تحلیل مودال بدنه‌ی خودرو، روند محاسبات در زمینه‌ی تحلیل تئوری معادلات ساختاری و کرنش-جابجایی برای فرکانس‌های مختلف ارتعاشی اجرا شد. در ادامه، مدلی عددی از بدنه‌ی خودروی ۲۰۶ با سانروف از طریق نرم‌افزار انسیس مودال شبیه‌سازی شده و مورد تحلیل قرار گرفت. تطابق نتایج بین تحلیل و شبیه‌سازی عددی موجب اطمینان در زمینه‌ی اجرای مطالعه‌ی بهینه‌سازی مبتنی بر این مدل‌ها می‌شود. تحلیلی پارامتریک از تاثیر ابعاد هندسی مختلف سانروف در خودرو انجام شد. در این شبیه‌سازی تاثیر ابعاد هندسی سانروف بر مودهای ارتعاشی کششی، پیچشی و خمشی و اختلاف فرکانس تحریک-فرکانس طبیعی طی جدولی ارائه شده و مورد بحث و بررسی قرار گرفت. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد که محیط نرم‌افزار انسیس مودال، دارای قابلیت بالایی در انجام مدل‌سازی و تجزیه و تحلیل با دقت بالا می‌باشد. بنابراین از مهمترین خصوصیات ارتعاشی بدنه‌ی خودرو، ابعاد هندسی سانروف است، زیرا در هر مقداری باعث افزایش یا افت فرکانس تشدید می‌شود.

پس از مدل‌سازی نمونه، تحت تاثیر بار وارد شده، مدول محوری، برشی و همچنین کرنش شکست منتهی بدست آمده و حساسیت همگرایی الگوریتم نسبت به المان انتخابی مورد بحث و بررسی قرار گرفته است. در ادامه به منظور اینکه طراح بتواند مطالعه‌ای پارامتریک بر روی رفتار ارتعاشی بدنه داشته باشد، نتایج تحلیل اجزای محدود برای مدول الاستیک محوری و برشی و صلبیت بدنه‌ی خودرو در سرعت‌های مختلف تحریک فرکانسی تکیه‌گاه‌ها بدست آمده است.

روش بهینه‌سازی در این پژوهش به این صورت است که پس از مدلسازی نمونه‌های بدنه با ابعاد هندسی مختلف سانروف، فرکانس طبیعی منتهی بدست آمده و هم چنین قید اصلی منظور شده مطابق با الگوریتم بهینه‌سازی که تنش تسلیم ماده می‌باشد به کار برده می‌شود. در واقع یک مساله‌ی بهینه‌سازی چندهدفه برای کمینه کردن تنش و بیشینه‌سازی اختلاف فرکانس تحریک و فرکانس طبیعی به منظور جلوگیری از بروز تشدید در بدنه با متغیرهای هندسی سانروف تعریف شد.

فرمولبندی مساله‌ی بهینه‌سازی با معرفی روش RSM صورت گرفت، تشکیل مدل ریاضی با روش RSM و در نهایت تبدیل مساله‌ی بهینه‌سازی به بهینه‌سازی چندهدفه با روش میانگین هندسی انجام شد. در نهایت، بر اساس روش میانگین هندسی، بهترین حالت ممکن که همان ابعاد بهینه سانروف است مشخص شد.

نتایج نشان می‌دهد، افزایش سرعت تحریک کاهش مقدار کرنش شکست در مودهای پیچشی و خمشی را در نمونه منجر خواهد شد. در این تحلیل نشان داده شد که مجموع مقدار کاهش تنش شکست، برابر با مقدار افزایش ابعاد هندسی سانروف امری مسلم است و بهینه‌ترین ابعاد هندسی برای بارگذاری‌های مختلف نیز حاصل شد.



## مراجع

- [۱] گیلسپی، تی.، مبانی دینامیک خودرو، مترجمین: کاظمی، ر.، انصاری موحد، س.م.، زمستان ۱۳۸۱، نشریه پیام ایران خودرو.
- [2] Wong J.Y., Theory of Ground Vehicles. John Wiley & Sons, 2001.
- [3] Jazar, R.N., Vehicle Dynamics: Theory and Application. Springer Publishing, New York, 2008.
- [4] Mock C. N. , Forjough S. N. and Rivara F. P. , Epidemiology of transport related injuries in Ghana, *Journal of Accident Analysis and Prevention*, 31, 359-370, 1999.
- [5] Baghmishe M. T. , Hassennejad R. and Mirzaei M. , Application of genetic algorithms in optimal design of a passive suspension system a vehicle subjected to random excitations of actual road, *Modares Journal of mechanical Engineering*, 10, 1-12, 2010.
- [6] . Sons; 2008& Wong J.Y., "Theory of Ground Vehicles", 4th Edition, John Wiley [6]
- International standard Organization, ISO 2631, 1985(E), Mechanical Vibration and Shock; [7] pp 481-495, 1990.
- [8] S. Chen, D. Wang, J. Zan, Vehicle ride comfort analysis and optimization using design of experiment, *IEEE, Intelligent Human-Machine Systems and Cybernetics (IHMSC) 2nd International Conference*, Jiangsu, china, 2010.
- J. Khattak & M. S. Rocha, Are SUVs Supremely Unsafe Vehicles, Carolina Transportation [9] Program, University of North Carolina, 2000
- L. D. Roper, Physics of Automobile Rollovers, March 2001 [10]
- [11] Darling. J, Hickson, L.R. : "An Experimental Study of a prototype Active Anti Roll Suspension System, *Vehicle System Dynamics*," 29 (1998) pp. 309-329.
- [12] S. Yim, k. Jeon, k. Yi, an Investigation into vehicle rollover prevention by coordinated control of active anti-roll bar and electronic stability program, *J International Journal of Control, Automation and Systems*, Vol. 10, No. 2, pp. 275-287, 2012.
- [13] D.J.M. Sampson, G. McKeivitt, D. Cebon, The development of an active roll control system for heavy vehicles, 6th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions, Saskatoon, Canada, 2000.
- [14] Azadi.SH, Azadi.M,\* and Zahedi.F : (April 15, 2009). "NVH analysis and improvement of a vehicle body structure using DOE method" , springer, vol.1738-494x, 1-11.

- [15] Z M Hafizi<sup>1</sup>, A M Aizzuddin<sup>1</sup>, N I A Halim<sup>2</sup> and M F Jamaludin<sup>2</sup>, (2017). " Modal properties investigation of car body-in-white with attached windscreen and rear screen". (*14th International Conference on Mechanical Engineering Research, (ICMER2017) IOP Publishing OP Conf.*), Series: Materials Science and Engineering. . Sci. Eng. 257 012038.
- [16] Chunning Jin, Huimin He, Baojun Li and Ping Hu : (2012) August 5 - 8, Chengdu, China. " Modal Analysis of a Body In White - based on Sensitivity Analysis". Proceedings of 2012 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation.
- [17] M. A. Dilich & John M. Goebelbecker, Truck Rollover, Safety Bulletin, *Triodyne Inc.*, Volume 6, No. 1, October 1997.
- [18] W. Travis, R. Whitehead & D. M. Bevly, Using Scaled Vehicles to Investigate the Influence of Various Properties on Rollover Propensity, *Proceedings of the 2004 American Controls Conference*, June 2004.
- [19] R. Whitehead, W. Travis, D. M. Bevly & G. Flowers, A Study of the Effect of Various Vehicle Properties on Rollover Propensity, *SAE International*, 2004.
- [20] B. Mashadi, *Advanced Vehicle Dynamics*, Course Note, School of Automotive Engineering, 2012.
- [21] Mastersthesi, Indrasen Suresh Karogal., 2008. "Independent Torque Distribution Management Systems For vehicle Stability Control". MS Thesis, Clemson University.
- [22] Aga, M., Okada, A., 2003. Analysis of vehicle stability control (VSC)'s effectiveness from accident data. ESV paper 541. 18th ESV Conference, Nagoya, Japan.
- [23] Techreport, A., 2009. The effects of Electronic Stability Control interventions on rural road crashes in Australia: Simulation of real world crashes. ROAD SAFETY GRANT REPORT. Centre for Automotive Safety Research. See also [www.infrastructure.gov.au/roads/safety](http://www.infrastructure.gov.au/roads/safety).
- Haixiao Hu, Shuxin Li, Jihui Wang, Lei Zu, Structural design and experimental [24] investigation on filament woundtoroidal pressure vessels, 121 (2015) 114–120.
- Hallquist JO. ANSYS LS-DYNA theoretical manual 1998. Livermore Software [25] Technology Corporation.
- Myers, R. H. , and Montgomery, D. C. , 1995, Response Surface Methodology: Process [26] Optimization Using Designed Experiments, John Wiley and Sons, Inc. , Toronto. and Product
- Sacks, J. , Welch, W. J. , Mitchell, T. J. , and Wynn, H. P. , 1989a, "Design and Analysis [27] Experiments," Statistical Science, Vol. 4, NO. 4, pp. 409-435. of Computer

- Dennis, J. E. , and Torczon, V. , 1996, “Managing Approximation Models in [28] Optimization,” in Alexandrov, N. and Hussaini, M. Y. , editors, Multidisciplinary Design and Applied Mathematics, Philadelphia. Optimization: State of the Art, Society for Industrial
- [29] Box, G. E. P. , and Draper, N. R. , 1969, Evolutionary Operation: A Statistical Method for Management, John Wiley & Sons, Inc. , New York. Process
- [30] Chen, W. , 1995, A Robust Concept Exploration Method for Configuring Complex System, Georgia Institute of Technology. Ph. D. Thesis,
- [31] McKay, M. D. , Bechman, R. J. , and Conover, W. J. , 1979, “A Comparison of Three Values of Input Variables in the Analysis of Output from a Computer Methods for Selecting May 1979, pp. 239-245. Code,” Technometrics, Vol. 21, No. 2,
- H. S.Kim, W.Chen, and T.Wierzbicki, 2008, Weight and crash optimization of foamfilled [32] three dimensional —SII frame, Computational Mechanics. 28(5): p. 417-424.
- [33] S.J. Hou, Q. Li, S.Y. Long, X.J. Yang, W. Li, Design optimization of regular hexagonal thin-walled columns with crashworthiness criteria, Finite Elem Anal Des, 43 (2007) 555–565.