



بهینه‌سازی چند هدفه سازه‌ی بدنه یک خودرو برقی کلاس L6e با استفاده از روش MOPSO

مینا مقصودی نژاد^۱، ابوالفضل خلخالی^{۲*}^۱ کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران.^۲ دانشیار، دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران.

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۴۰۴/۰۲/۲۲؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۴/۰۴/۲۰؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۴/۰۶/۱۱

چکیده

با توجه به رشد فزاینده تقاضا برای خودروهای برقی، بهینه‌سازی ساختار سازه‌ای آن‌ها به عنوان یک چالش مهندسی مطرح است. در این پژوهش، با هدف دستیابی به طراحی بهینه‌ای از سازه‌ی بدنه خودروی برقی کلاس L6e، از الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات چند هدفه (MOPSO) بهره گرفته شده است. در این مسئله بهینه‌سازی، هدف اصلی افزایش سفتی‌های پیچشی و خمشی سازه‌ی بدنه خودرو است. ابعاد تیرهای سازه نیز به عنوان متغیرهای طراحی در نظر گرفته شدند. از آنجایی که مدل کامل سازه بدنه خودرو در کتیا به دلیل تعدد متغیرهای طراحی، به ویژه در اتصالات برای بهینه‌سازی مناسب نبود، ابتدا یک مدل ساده‌سازی شده در نرم‌افزار آباکوس ایجاد شد. این مدل با استفاده از المان‌های تیر و اتصالات صلب ساخته شد، تا فرآیند بهینه‌سازی تسهیل گردد. برای اعتبارسنجی قابلیت اطمینان مدل ساده‌سازی شده، تست‌های پیچش و خمش بر روی مدل ساده‌سازی شده آباکوس و مدل کامل کتیا انجام شد و نشان داد که اختلاف سفتی‌ها کمتر از ۴ درصد است. این نتیجه، قابلیت اطمینان مدل ساده‌سازی شده را برای استفاده در فرآیند بهینه‌سازی کاملاً تأیید کرد. در نهایت، قابلیت اسکریپت‌نویسی آباکوس امکان پارامتریک کردن ابعاد پروفیل‌ها را فراهم آورد، که این امر اتصال خودکار مدل به کد بهینه‌سازی MOPSO در متلب و تولید ساختارهای جدید را ممکن ساخت. نتایج حاصل از این پژوهش نشان داد که با بهره‌گیری از بهینه‌سازی چند هدفه MOPSO می‌توان به طور همزمان به افزایش قابل توجه سفتی پیچشی (۳۲.۱۰ درصد) و خمشی (۳۳.۷۹ درصد) سازه، نسبت به مدل اولیه قبل از بهینه‌سازی، دست یافت.

کلمات کلیدی: الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات چند هدفه؛ مدل ساده‌سازی شده؛ سفتی پیچشی؛ سفتی خمشی.

Multi-objective optimization of L6e electric vehicle class body structure using the MOPSO method

Mina Maghsoudi Nejad¹, Abolfazl Khalkhali²¹M.s, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran²Assoc. Prof., Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran.

Abstract

Given the increasing demand for electric vehicles, optimizing their structural design is a key engineering challenge. In this research, with the aim of achieving an optimal design for the body structure of an L6e class electric vehicle, the Multi-Objective Particle Swarm Optimization (MOPSO) algorithm has been utilized. In this optimization problem, the main objective is to increase the torsional and bending stiffness of the vehicle's body structure. The dimensions of the structural beams were considered as design variables. Since the complete body structure model in Catia was not suitable for optimization due to the multiplicity of design variables, especially in connections, a simplified model was first created in Abaqus software. This model was constructed using beam elements and rigid connections to facilitate the optimization process. To validate the reliability of the simplified model, torsion and bending tests were performed on both the simplified Abaqus model and the complete Catia model, showing that the difference in stiffness was less than 4%. This result fully confirmed the reliability of the simplified model for use in the optimization process. Finally, Abaqus scripting capability allowed for the parameterization of profile dimensions, which enabled the automatic link of the model to the MOPSO optimization code in Matlab and the generation of new structures. The results of this research showed that by utilizing MOPSO multi-objective optimization, a significant simultaneous increase in the torsional stiffness (32.10%) and bending stiffness (33.79%) of the structure could be achieved, compared to the initial model before optimization.

Keywords: Multi-Objective Particle Swarm Optimization; Simplified model; Torsional stiffness; Bending stiffness.

۱- مقدمه

با توجه به نگرانی‌های زیست‌محیطی، خودروهای برقی چهارچرخ به عنوان یک جایگزین سبز و کارآمد برای خودروهای سوخت فسیلی مورد استقبال قرار گرفته‌اند [۱]. همواره سازه‌ی خودرو به عنوان جزء کلیدی در طراحی شناخته می‌شود، چرا که مسئولیت تأمین استحکام، سفتی و ایمنی وسیله نقلیه را بر عهده دارد و تعامل آن با سایر اجزا، تأثیر چشمگیری بر عملکرد کلی خودرو می‌گذارد [۲]. سفتی سازه‌ی بدنه خودرو، به عنوان یکی از مشخصه‌های اساسی در تحلیل دینامیکی خودرو، بر پاسخ‌های فرکانسی، مدهای ارتعاشی و رفتار غیرخطی خودرو تحت بارهای دینامیکی بسیار تأثیرگذار است. بنابراین این ویژگی، به طور مستقیم بر فرمان‌پذیری و راحتی سواری خودرو مرتبط بوده و در نتیجه، بر عملکرد کلی خودرو و ایمنی سرنشینان مؤثر است [۳].

به طور کلی مدل‌های اجزای محدود در تحقیقات متعددی برای تحلیل سفتی پیچشی و سفتی خمشی استفاده شده‌است. مدل‌های اجزای محدود به کار رفته در طراحی بدنه خودرو را می‌توان به دو دسته کلی تقسیم کرد. دسته‌ی اول مدل المان محدود کامل است که این مدل‌ها با شبیه‌سازی دقیق هندسه و خواص مواد، امکان تحلیل دقیق رفتار سازه‌ی بدنه را فراهم می‌کنند و برای انجام مطالعات دقیق مهندسی و ارزیابی عملکرد خودرو در شرایط مختلف استفاده می‌شوند. مدل اجزای محدود کامل در مراحل ابتدایی طراحی در دسترس نیست. استفاده از این روش جهت انجام بهینه‌سازی سازه‌ی بدنه به دلیل تعدد متغیرهای طراحی موجود در این مدل غیرممکن است. دسته‌ی دوم، استفاده از روش مدل ساده‌سازی شده است که این مدل با سطح جزئیات کمتر، ساختار کلی بدنه و رفتار اعضای اصلی برابر را شبیه‌سازی می‌کنند و برای ارزیابی اولیه طرح‌ها و تصمیم‌گیری در مورد جهت‌گیری طراحی در مراحل اولیه فرآیند توسعه خودرو به کار می‌روند [۴].

جهت انجام بهینه‌سازی در سازه‌ی بدنه خودرو استفاده از روش مدل ساده‌سازی شده باعث کاهش متغیرهای طراحی و محاسبات خواهد شد. بنابراین می‌توان از این روش جهت انجام بهینه‌سازی سازه‌ی بدنه بهره برد. ماندو و همکارانش با هدف کاهش وزن خودرو، ستون‌های اصلی خودرو را با کمک المان تیر معادل جایگزین کردند. همچنین ساده‌سازی اتصالات در

این تحقیق بر مبنای کاهش تعداد اتصالات، ثابت نگه داشتن برخی اتصالات و یا استفاده از اتصالات مفصلی است. به این ترتیب مدل ساده سازی ایجاد شد و بهینه سازی بر روی این مدل انجام گردید [۵]. دوک و همکارانش بعد از ساده‌سازی تیرهای سازه‌ی بدنه با کمک المان لینک معادل، ابتدا با اعمال شرایط مرزی مهار شده بر انتهای پانل‌ها، حالت‌های ارتعاشی را محاسبه کردند و سپس با استفاده از روش اینرسی، پانل‌ها نیز به مجموعه‌ای از تیرها با توزیع جرم و خواص اینرسی معادل، ساده‌سازی شدند [۶]. نگوین و همکارش جهت ساده‌سازی مفاصل سازه‌ی بدنه خودرو از یک لایه الاستیک نازک جهت مدلسازی انعطاف‌پذیری مفاصل استفاده کردند و به این لایه الاستیک پارامتر جذب انرژی تعریف کردند تا بتوانند سختی مفاصل را کنترل کنند [۷]. ماندو و همکارانش برای ساده‌سازی مدل‌سازی پانل‌ها، آن دسته از پانل‌ها که نقش کمتری در رفتار کلی بدنه داشتند را صلب فرض کردند. همچنین، در پانل‌های با اهمیت‌تر، برای بهینه‌سازی محاسبات و کاهش موثر تعداد متغیرهای مدل، بخش‌هایی که تأثیر کمتری بر رفتار کلی سازه داشتند یا کمتر مورد توجه هستند، به صورت صلب یا وابسته به نقاط دیگر فرض شدند. در پانل‌های ضروری مانند پانل سقف نیز، آن‌ها از روش مش مورفینگ استفاده نمودند [۸].

ژیونگ و همکارانش در پژوهشی، الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات چند هدفه را برای بهینه‌سازی بدنه خودرو به کار گرفته‌اند. آن‌ها با تقسیم‌بندی اجزای بدنه به دو دسته ایمنی و غیر ایمنی و استفاده از تحلیل حساسیت، توانسته‌اند به طور موثر اجزای غیر ضروری را برای کاهش وزن شناسایی کنند. در این پژوهش، MOPSO با هدف یافتن بهترین تعادل بین کاهش وزن، افزایش سفتی و حفظ ایمنی خودرو به کار گرفته شده است [۹]. لطفی به بررسی و بهبود عملکرد جذب‌کننده‌های انرژی خودرو پرداخته‌اند. آن‌ها با استفاده از یک ساختار جدید آگزتیک سه‌بعدی، توانسته‌اند قابلیت جذب انرژی این اجزا را به طور چشمگیری افزایش دهند. برای بهینه‌سازی طراحی این ساختار نوین، از الگوریتم MOPSO بهره برده‌اند. با کمک این الگوریتم، آن‌ها توانسته‌اند پارامترهای طراحی را به گونه‌ای تنظیم کنند که جذب‌کننده انرژی بتواند حداکثر انرژی ضربه را جذب کند [۱۰]. خلخالی و همکارانش قوطی‌های مربعی سوراخ‌دار را که به عنوان جذب‌کننده‌های

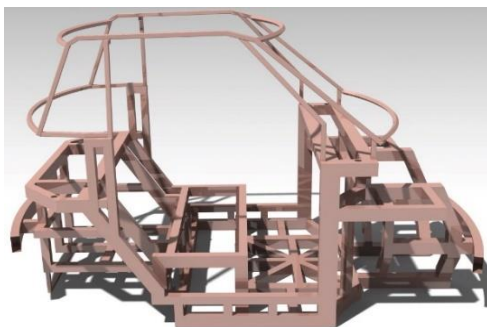
رویکرد نوآورانه، روشی کارآمد برای بهینه‌سازی سازه‌ی بدنه خودرو است.

۲- سازه‌ی بدنه خودروی EQ10

خودروی EQ10 یک خودروی چهارچرخ برقی در کلاس L6e است که در آزمایشگاه شبیه‌سازی و طراحی بهینه خودرو دانشگاه علم و صنعت در حال توسعه می‌باشد. این خودرو در شکل (۱) نشان داده شده است. مدل هندسی سازه‌ی خودرو EQ10 با استفاده از نرم‌افزار طراحی صنعتی کتیا ایجاد شده است. این مدل شامل تمامی جزئیات هندسی سازه‌ی بدنه می‌باشد. دقت در ایجاد مدل هندسی از اهمیت بالایی برخوردار است، زیرا هرگونه خطا در این مرحله می‌تواند بر دقت نتایج تحلیل تأثیرگذار باشد.



(الف)



(ب)

شکل ۱- (الف) خودرو EQ10 (ب) سازه‌ی بدنه EQ10

۳- مدل‌سازی اجزای محدود کامل EQ10

در این پژوهش، به منظور ارزیابی عملکرد سازه‌ی بدنه خودرو برقی EQ10، یک مدل اجزای محدود کامل از سازه‌ی خودرو ایجاد شده است. این مدل با استفاده از نرم‌افزارهای طراحی و

انرژی خودرو در نظر گرفته شده‌اند، با بهره‌گیری از الگوریتم‌های چندهدفه MOPSO و NSGAI1 بهینه‌سازی کردند. آن‌ها با در نظر گرفتن سه هدف متناقض انرژی جذب شده، نیروی اوج خرد شدن و وزن لوله، به دنبال یافتن بهترین طرح برای این قوطی‌ها بودند. پس از تولید مجموعه راه‌حل‌های بهینه توسط این الگوریتم‌ها، محققان برای انتخاب بهترین راه‌حل مصالحه‌ای از میان آن‌ها، از روش‌های تصمیم‌گیری چند معیاره NIP و TOPSIS بهره گرفتند. این روش‌ها به آن‌ها کمک کرد تا نقاط طراحی بهینه‌ای را شناسایی کنند که در آن، نیازهای مختلف طراحی به طور همزمان و متعادل برآورده می‌شود [۱۱].

در این پژوهش، بهینه‌سازی چندهدفه سازه‌ی بدنه خودروی برقی با هدف افزایش همزمان سفتی‌های پیچشی و خمشی، مورد بررسی قرار گرفته است. برای تحلیل دقیق رفتار سازه، ابتدا مدل سه‌بعدی کامل در نرم‌افزار کتیا ایجاد و سپس در نرم‌افزار آباکوس تحت بارگذاری‌های پیچشی و خمشی تحلیل شد.

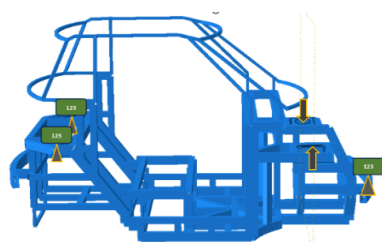
جهت تسریع فرآیند بهینه‌سازی و کاهش حجم محاسبات، یک مدل ساده‌سازی شده از سازه توسعه یافت. در این مدل، پروفیل‌های سازه‌ای با استفاده از المان‌های تیر، مدل‌سازی شدند که رفتار مکانیکی آن‌ها را با دقت کافی و کارایی محاسباتی بالا بازنمایی می‌کرد. اعتبار این مدل ساده‌سازی شده با مقایسه سفتی‌های پیچشی و خمشی آن با نتایج حاصل از تحلیل مدل کامل اجزای محدود، اعتبارسنجی شد و اختلاف سفتی‌ها کمتر از ۴ درصد به دست آمد.

نوآوری اصلی این پژوهش در ایجاد یک چرخه بهینه‌سازی خودکار و کارآمد نهفته است. قابلیت اسکریپت‌نویسی در آباکوس امکان پارامتریک کردن ابعاد پروفیل‌ها را فراهم آورد. این ویژگی، اتصال مدل آباکوس به کد بهینه‌سازی MOPSO در متلب را ممکن ساخت، به طوری که ابعاد طراحی به صورت خودکار تغییر داده شده، سازه‌های جدید، شبیه‌سازی و نتایج تحلیل به متلب بازگردانده می‌شدند. این یکپارچه‌سازی و اتوماسیون، فرآیند بهینه‌سازی همزمان سفتی‌های پیچشی و خمشی را به شکلی بی‌سابقه تسریع و تسهیل کرد.

نتایج حاصل از این پژوهش نشان می‌دهد که ترکیب مدل ساده‌سازی شده و الگوریتم MOPSO، با بهره‌گیری از این

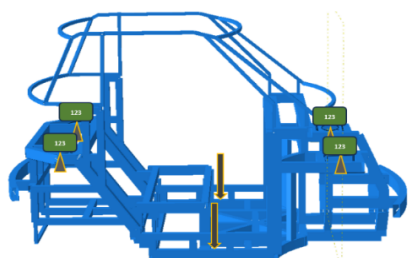
همچنین برای شبیه‌سازی دقیق رفتار اتصالات بین اجزای مختلف سازه، از المان‌های RBE2 استفاده گردید. این المان‌ها امکان ایجاد اتصالات صلب بین گره‌های مختلف را فراهم می‌آورند. به این ترتیب، رفتار واقعی اتصالات پیچیده بین تیرها و پانل‌ها در مدل شبیه‌سازی شده‌است.

برای ارزیابی عملکرد سازه‌ی مدل، دو نوع بارگذاری پیچشی و خمشی در نرم‌افزار آباکوس انجام شد. در تست پیچش، سازه در سه نقطه پین شده و دو نیروی برابر و مخالف به اندازه ۲۹۵۲ نیوتون به سیستم تعلیق جلو مطابق شکل (۴) اعمال گردید. این نیرو به منظور ایجاد یک گشتاور پیچشی دقیقاً ۳۰۰ نیوتن‌متر انتخاب شد، که با توجه به فاصله ۱۶،۰ متری بین نقاط اعمال نیرو، از تقسیم گشتاور بر فاصله محاسبه گردید. این گشتاور به عنوان یک بارگذاری معیار، برای تحلیل رفتار سازه در محدوده الاستیک و محاسبه دقیق سفتی‌ها در نظر گرفته شد.



شکل ۴- شرایط تست پیچش سازه‌ی بدنه EQ10

همچنین در تست خمش، سازه در چهار نقطه سیستم‌های تعلیق جلو و عقب پین شده و دو نیروی برابر به اندازه‌ی ۲۰۰۰ نیوتون به رکاب‌های خودرو مطابق شکل (۵) اعمال گردید. این مقدار نیرو به عنوان یک بارگذاری معیار برای ایجاد تغییر شکل خمشی قابل اندازه‌گیری و ارزیابی سفتی خمشی سازه، در نظر گرفته شده‌است.



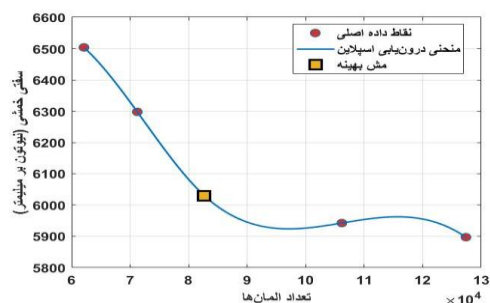
شکل ۵- شرایط تست خمش سازه‌ی بدنه EQ10

تحلیل مهندسی پیشرفته، به صورت دقیق و جامع توسعه یافته است. هدف اصلی، شبیه‌سازی رفتار سازه‌ی خودرو تحت بارگذاری‌های مختلف و استخراج اطلاعات دقیق درباره سفتی، تغییر شکل و توزیع تنش‌ها در اجزای مختلف بدنه می‌باشد. پس از ایجاد مدل هندسی در نرم‌افزار کتیا، مدل به نرم‌افزار تحلیل اجزای محدود هایپر مش منتقل و با استفاده از المان‌های سه‌ضلعی و چهارضلعی مش‌بندی شد. طی مطالعات همگرایی مش، مشاهده شد که با اندازه المان ۱۰ میلی‌متر، نتایج کلیدی تحلیل، به پایداری و دقت مطلوبی رسیدند و تغییرات با ریزتر کردن مش ناچیز بود، از این رو این اندازه بهینه تعیین گردید. تعداد المان‌ها و گره‌های مربوط به این اندازه مش بهینه در جدول (۱) ارائه شده است.

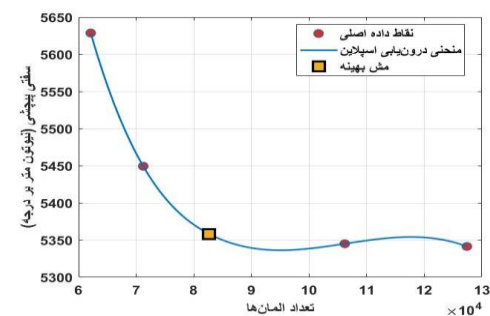
جدول ۱- تعداد المان‌ها و گره‌های مدل با مش بهینه

تعداد گره‌ها	تعداد المان‌ها	اندازه مش (میلیمتر)
۸۴۸۲۲	۸۲۶۷۰	۱۰

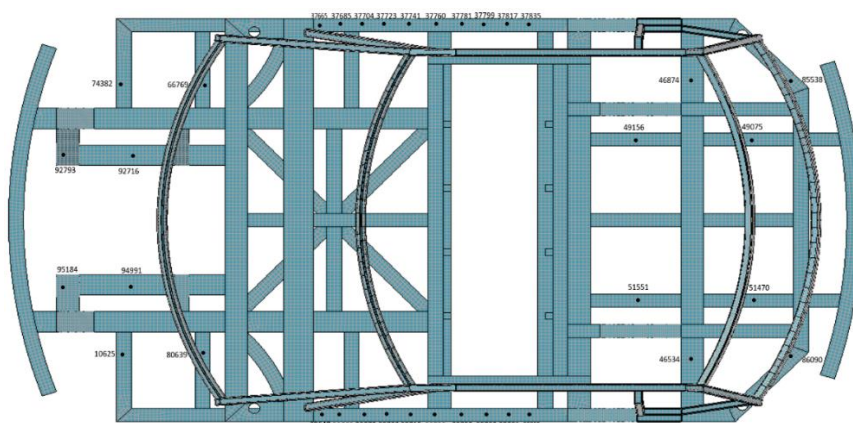
نمودارهای همگرایی مش برای سفتی خمشی و سفتی پیچشی به ترتیب در شکل‌های (۲) و (۳) قابل مشاهده هستند.



شکل ۲- نمودار همگرایی مش برای سفتی خمشی



شکل ۳- نمودار همگرایی مش برای سفتی پیچشی



شکل ۷- موقعیت نقاط ایستگاهی معین شده بر روی سازهی بدنه

استفاده می‌شود که در آن اثرات موضعی از جابه‌جایی‌های بدست آمده حذف می‌شود و پس از حذف اثرات موضعی سفتی خمشی و پیچشی محاسبه خواهد شد. با بهره‌گیری از فرمول‌های (۱) تا (۴) جابه‌جایی‌های اصلاح شده مربوط به تست خمش محاسبه می‌شود. در نهایت پس از جایگذاری بیشترین جابه‌جایی اصلاح شده در راستای محور Z در رابطه‌ی (۵) مقدار سفتی خمشی محاسبه می‌شود. δ_L و δ_R به ترتیب مقدار جابه‌جایی اولیه نقاط انتخاب شده روی رکاب سمت چپ و راست می‌باشد. همچنین δ جابه‌جایی اصلاح نشده نقاط در فاصله طولی X است. δ_{Ff} و δ_{Fr} ترتیب جابه‌جایی نقطه‌ی قبل و بعد از تکیه‌گاه عقب و δ_{Rf} و δ_{Rr} به ترتیب جابه‌جایی دو نقطه قبل و بعد از تکیه‌گاه جلو سازهی بدنه می‌باشد. L فاصله طولی میان تکیه‌گاه‌های جلو و عقب است.

$$\delta = \frac{|\delta_L| + |\delta_R|}{2} \quad (1)$$

$$\delta_F^a = \frac{|\delta_{Ff}| + |\delta_{Fr}|}{2} \quad (2)$$

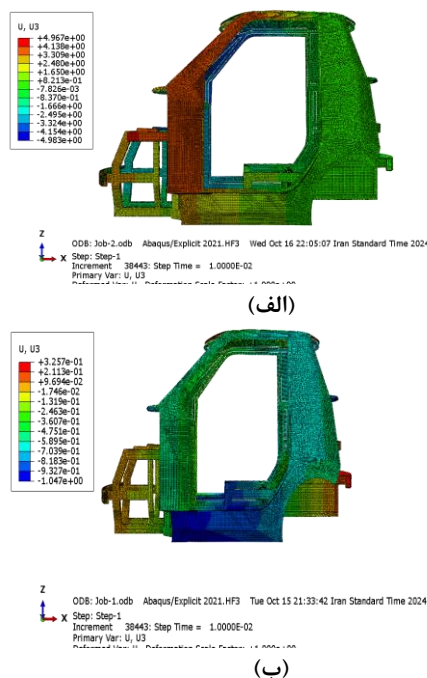
$$\delta_R^a = \frac{|\delta_{Rf}| + |\delta_{Rr}|}{2} \quad (3)$$

$$\delta^a = \delta - \delta_F^a - X * \frac{|\delta_R^a| - |\delta_F^a|}{L} \quad (4)$$

$$K_b = \frac{F}{|\delta_{max}^a|} \quad (5)$$

برای تعیین مقدار سفتی خمشی سازهی بدنه، ابتدا جابه‌جایی چند نقطه مشخص شده بر روی سازهی بدنه‌ی EQ10 که در طول رکاب‌های چپ و راست و نقاط قبل و بعد در محل اتصال سیستم‌های تعلیق عقب و جلو طبق شکل (۷)

پس از انجام تحلیل اجزای محدود این دو تست، نتایج تحلیل بدست آمد که در شکل (۶) جابه‌جایی سازهی بدنه در راستای محور Z بعد از انجام این دو تست، مشاهده می‌شود.



شکل ۶- میزان جابه‌جایی در راستای محور Z برحسب میلی‌متر در تست (الف) پیچش (ب) خمش

به دلیل وجود اثرات موضعی ناشی از اعمال بار مستقیم در سازه، جابه‌جایی‌های اندازه‌گیری شده در این نقاط ممکن است دقیق نباشند. برای رفع این مشکل، از یک روش تصحیح

برای تعیین مقدار سفتی پیچشی سازه‌ی بدنه، ابتدا جابه‌جایی چند نقطه مشخص شده بر روی سازه‌ی بدنه‌ی EQ10 که شماره‌ی نقاط منتخب در جدول (۳) مشاهده می‌شود و موقعیت آنها در شکل مشخص شده‌اند، در راستای اعمال نیرو اندازه‌گیری می‌شوند. در نهایت با کمک فرمول‌های (۶) تا (۹) زوایای پیچشی اصلاح نشده و اصلاح شده این نقاط نیز بدست می‌آیند که مقادیر آنها در جدول (۳) قابل مشاهده است.

$$\varphi = \tan^{-1}\left(\frac{|\delta_R| + |\delta_L|}{w}\right) \quad (6)$$

$$\varphi_F = \varphi_{Fr} + (X_F - X_{Lf}) * \frac{(\varphi_{Fr} - \varphi_{Ff})}{(X_{Lr} - X_{Lf})} \quad (7)$$

$$\varphi_{Ff} = \tan^{-1}\left(\frac{|\delta_{Lf}| + |\delta_{Rf}|}{w}\right) \quad (8)$$

$$\varphi_{Fr} = \tan^{-1}\left(\frac{|\delta_{Lr}| + |\delta_{Rr}|}{w}\right) \quad (9)$$

$$K_{torsion} = \frac{Torque}{\varphi_F - \varphi_R} \quad (10)$$

باتوجه به گشتاور ۲۴۰۰ نیوتون متری مسئله و مقادیر بدست آمده زاویه پیچشی اصلاح شده که در جدول (۳)، مقدار سفتی پیچشی مطابق فرمول (۱۰) برابر ۵۳۵۸.۱۲۸ نیوتون متر بر درجه بدست آمد.

جدول ۳- جابه‌جایی نقاط در راستای محور Z برحسب میلی‌متر

شماره نقاط	اصلاح شده	اصلاح نشده
۱۰۶۲۵ و ۷۴۳۸۲	۰.۰۰۹۴۲۹	۰.۰۰۹۷۱۳
۸۰۶۳۹ و ۶۶۷۶۹	۰.۰۰۸۱۰۱	۰.۰۰۸۴۳۰
۳۹۶۴۰ و ۳۷۶۶۵	۰.۰۰۳۷۷۳	۰.۰۰۴۲۴۵
۳۹۶۷۹ و ۳۷۷۰۴	۰.۰۰۳۷۰۷	۰.۰۰۳۸۴۸
۳۹۷۱۹ و ۳۷۷۴۱	۰.۰۰۳۰۳۵	۰.۰۰۳۲۱۲
۳۹۷۳۸ و ۳۷۷۶۰	۰.۰۰۲۸۷۰	۰.۰۰۳۰۳۸
۳۹۷۸۰ و ۳۷۷۹۹	۰.۰۰۲۲۷۹	۰.۰۰۲۴۰۳
۳۹۸۲۰ و ۳۷۸۳۵	۰.۰۰۰۵۰۹	۰.۰۰۰۸۲۷
۴۶۵۳۴ و ۴۶۸۷۴	-۰.۰۰۰۱۱۴	-۰.۰۰۰۳۲۶
۸۶۰۹۰ و ۸۵۵۳۸	۰.۰۰۰۵۳۲	۰.۰۰۰۱۶۸

۴- مدل‌سازی اجزای محدود مدل ساده‌سازی شده

مشخص شده‌اند، در راستای اعمال نیرو اندازه‌گیری می‌شوند. این جابه‌جایی‌ها به عنوان جابه‌جایی‌های اولیه در نظر گرفته می‌شوند. در نهایت با کمک فرمول‌های (۱) تا (۴) جابه‌جایی‌های اصلاح شده این نقاط نیز بدست می‌آیند که مقادیر آنها در جدول (۲) قابل مشاهده است.

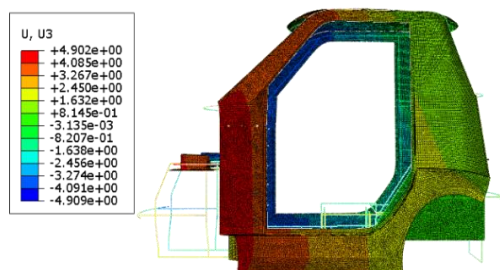
باتوجه به نیروی اعمالی ۲۰۰۰ نیوتون و بیشترین جابه‌جایی اصلاح شده، با بهره‌گیری از فرمول (۵) مقدار سفتی خمشی برابر ۶۰۳۰,۲۵۳ نیوتون بر میلی‌متر بدست آمد.

همچنین جهت حذف اثرات موضعی در تست پیچش و محاسبه سفتی پیچشی از فرمول‌های (۶) تا (۹) استفاده شده است. در نهایت با جایگذاری گشتاور در رابطه‌ی (۱۰) سفتی پیچشی محاسبه می‌شود. در این روابط φ_F نیز مقدار زاویه پیچش اصلاح شده تکیه‌گاه جلو است. φ_{Fr} و φ_{Ff} زوایای پیچش اصلاح نشده است و X_{Lf} و X_{Lr} موقعیت طولی آنها می‌باشد. X_F موقعیت طولی مرکز تکیه‌گاه جلو و δ_{Lf} و δ_{Rf} مقدار جابه‌جایی نقاط پس از تکیه‌گاه جلو و δ_{Lr} و δ_{Rr} مقدار جابه‌جایی نقاط قبل از تکیه‌گاه می‌باشند. همین روال برای بدست آمدن زاویه پیچش اصلاح شده تکیه‌گاه عقب انجام می‌شود و φ_R محاسبه می‌شود.

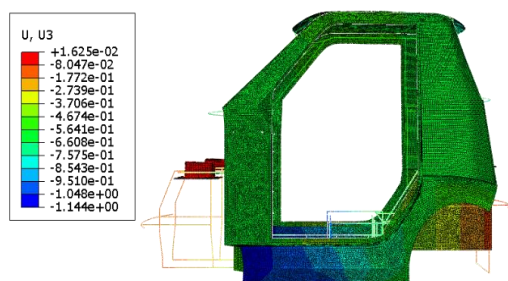
جدول ۲- جابه‌جایی نقاط در راستای محور Z برحسب میلی‌متر

شماره نقاط	اصلاح شده	اصلاح نشده
۹۵۱۸۴ و ۹۲۷۹۳	-۰.۰۰۵	-۰.۰۰۹
۹۴۹۹۱ و ۹۲۷۱۶	-۰.۰۱۲۹	-۰.۰۱۹۱
۳۹۶۴۰ و ۳۷۶۶۵	-۰.۰۴۹۱	-۰.۰۵۷۳
۳۹۶۶۰ و ۳۷۶۸۵	-۰.۰۵۳۸	-۰.۰۶۳۲
۳۹۶۷۹ و ۳۷۷۰۴	-۰.۰۵۸	-۰.۰۶۷۵
۳۹۷۰۰ و ۳۷۷۲۳	-۰.۰۶۴۳	-۰.۰۷۵۸
۳۹۷۱۹ و ۳۷۷۴۱	-۰.۰۶۶۳	-۰.۰۷۹۶
۳۹۷۳۸ و ۳۷۷۶۰	-۰.۰۶۶۰	-۰.۰۷۰۱
۳۹۷۵۹ و ۳۷۷۸۱	-۰.۰۶۲۵	-۰.۰۷۵۷
۳۹۷۸۰ و ۳۷۷۹۹	-۰.۰۵۵۳	-۰.۰۶۹۱
۳۹۸۰۱ و ۳۷۸۱۷	-۰.۰۵۰۴	-۰.۰۶۴۱
۳۹۸۲۰ و ۳۷۸۳۵	-۰.۰۴۴۳	-۰.۰۵۹۳۶
۵۱۵۵۵ و ۴۹۱۵۶	-۰.۰۲۰۸	-۰.۰۲۸۳
۵۱۴۷۰ و ۴۹۰۷۵	۰.۰۰۶۱	۰.۰۱۰۳۲

به تست پیچش و خمش به ترتیب در شکل‌های (۸) و (۹) نشان داده شده‌است.



شکل ۸- نتایج تحلیل مدل ساده‌سازی شده تست پیچش



شکل ۹- نتایج تحلیل مدل ساده‌سازی شده تست خمش

برای بدست آوردن مقادیر سفتی خمشی و پیچشی ابتدا با کمک فرمول‌های حذف اثرات موضعی که در بخش مدل المان محدود کامل بیان شد، جابه‌جایی‌ها و زوایای پیچشی اصلاح شده بدست می‌آیند.

به این منظور در تست خمش ۱۴ نقطه بر روی سازه مطابق شکل (۷) معین شد و جابه‌جایی‌های اصلاح شده مربوط به تست خمش در جدول (۴) مشاهده می‌شود و در نهایت مقدار سفتی خمشی پس از حذف اثرات موضعی برابر ۵۸۶۵,۱۰ نیوتن بر میلی‌متر بدست آمد.

همچنین برای حذف اثرات موضعی در تست پیچش ۱۰ نقطه بر روی سازه مطابق شکل (۷) معین شد و زوایای اصلاح شده مربوط به تست پیچش در جدول (۵) مشاهده می‌شود و در نهایت مقدار سفتی پیچشی پس از حذف اثرات موضعی برابر ۵۲۴۵,۵۳۷۷ نیوتون متر بر درجه بدست آمد.

برای بررسی اعتبار مدل ساده‌سازی شده، نتایج تحلیل آن با نتایج حاصل از تحلیل مدل کامل مقایسه شده است. نتایج

در این بخش، به معرفی مدل ساده‌سازی شده سازه‌ی خودرو EQ10 پرداخته می‌شود. هدف از ایجاد این مدل، کاهش پیچیدگی‌های تحلیل اجزای محدود و تسریع فرایند بهینه‌سازی چند هدفه می‌باشد.

مدل ساده‌سازی شده به طور کامل در نرم‌افزار آباکوس ایجاد شده است. در این مدل، جزئیات هندسی غیرضروری حذف شده و سازه به مجموعه‌ای از المان‌های تیر تبدیل شده است. تیرها به گونه‌ای تعریف شده‌اند که بتوانند رفتار کلی سازه را به خوبی شبیه‌سازی کنند. برای دقت بیشتر، پانل‌های تاثیرگذار مانند سقف، ساید‌ها، کف و صندوق عقب که بر رفتار سازه‌ای اثر قابل توجهی دارند، از مدل هندسی کامل کتیا استخراج شده و به مدل ساده‌سازی شده اضافه شده‌اند. این پانل‌ها به تیرهای مربوطه به صورت صلب متصل شده‌اند.

برای تعریف مقاطع عرضی تیرها، ده پروفایل مختلف در نرم‌افزار آباکوس ایجاد شده است. این پروفایل‌ها نماینده مقاطع عرضی تیرهای مختلف در سازه واقعی می‌باشند. با استفاده از این پروفایل‌ها، می‌توان مقاطع عرضی تمامی تیرهای مدل ساده‌سازی شده را به راحتی تعریف کرد. برای اتصال تیرها به یکدیگر، اتصال بین آنها صلب در نظر گرفته شد. این قید باعث می‌شود که گره‌های مشترک بین دو تیر دارای جابجایی یکسانی باشند. بنابراین ساده‌سازی در مدل هم بر روی پروفیل‌ها و هم بر روی اتصالات انجام شده است.

بعد از ایجاد مدل ساده‌سازی شده، باید این مدل را اعتبار سنجی کرد. این اعتبار سنجی با مقایسه سفتی پیچشی و خمشی حاصل از مدل المان محدود کامل و مدل ساده‌سازی شده معین می‌شود. بنابراین برای بدست آوردن مقادیر سفتی‌های پیچشی و خمشی باید برای این مدل ساده‌سازی شده نیز دو تست خمش و پیچش انجام شود. شرایط مرزی و بارگذاری در مدل ساده‌سازی شده برای این دو تست مشابه با مدل کامل می‌باشد. به عبارت دیگر، نقاط تکیه‌گاه و محل اعمال نیروها در هر دو مدل یکسان است. این امر باعث می‌شود که بتوان نتایج حاصل از تحلیل هر دو مدل را با یکدیگر مقایسه کرد.

مدل ساده‌سازی شده به همراه شرایط مرزی و بارگذاری به نرم‌افزار آباکوس منتقل شده و تحلیل اجزای محدود بر روی آن انجام شده است. نتایج تحلیل مدل ساده‌سازی شده مربوط

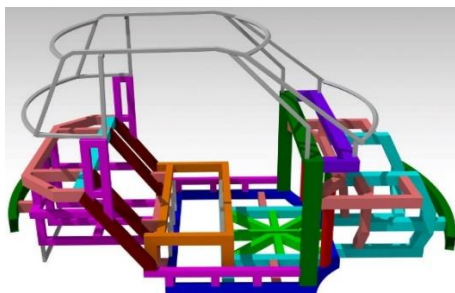
در این بخش، به معرفی مدل ساده‌سازی شده سازه خودرو EQ10 پرداخته شد. اعتبارسنجی نتایج نشان داد که مدل ساده‌سازی شده قادر است رفتار سازه‌ای اصلی مدل کامل را با دقت مناسبی شبیه‌سازی کند. در بخش‌های بعدی، از این مدل برای انجام بهینه‌سازی چند هدفه استفاده خواهد شد.

۵- بهینه‌سازی چندهدفه سازه‌ی بدنه با استفاده از

روش MOPSO

در این بخش، به شرح فرایند بهینه‌سازی چند هدفه سازه‌ی بدنه خودرو EQ10 با استفاده از الگوریتم MOPSO پرداخته می‌شود. هدف از این بهینه‌سازی، یافتن طرح‌های بهینه‌ی سازه است که همزمان حداکثر سفتی خمشی و پیچشی را داشته باشند.

در سازه‌ی بدنه‌ی خودروی EQ10، در مجموع ۱۴۰ تیر به کار رفته‌است. تیرهای به کار رفته در سازه‌ی بدنه این خودرو دارای ۱۰ سطح مقطع منحصره‌فرد می‌باشد. جهت بهینه‌سازی سازه‌ی بدنه خودروی EQ10 با هدف بیشینه کردن سفتی‌های پیچشی و خمشی، ابعاد مقاطع عرضی این ۱۰ تیر منحصره‌فرد به عنوان متغیرهای طراحی در نظر گرفته شده‌اند. هر مقطع عرضی شامل سه پارامتر عرض، ارتفاع و ضخامت می‌باشد. بنابراین، در مجموع ۳۰ متغیر طراحی در این مسئله وجود دارد که مقادیر آن‌ها باید به گونه‌ای تعیین شود که اهداف بهینه‌سازی برآورده شوند. در شکل (۱۰) تیرهایی که دارای سطح مقطع یکسانی هستند با یک رنگ نمایش داده شده‌است.



شکل ۱۰- معین شدن تیرهای با سطح مقطع یکسان

همچنین محدوده تغییرات هر یک از متغیرهای طراحی به صورت زیر در نظر گرفته شده است:

نشان می‌دهد که سفتی خمشی و پیچشی مدل ساده‌سازی شده به ترتیب ۲,۷۸٪ و ۲,۱۲٪ با مدل کامل اختلاف دارد. این اختلاف قابل قبول بوده و نشان می‌دهد که مدل ساده‌سازی شده قادر است رفتار سازه‌ای اصلی مدل کامل را با دقت مناسبی شبیه‌سازی کند.

جدول ۴- جابه‌جایی نقاط در راستای محور Z برحسب میلی‌متر

شماره نقاط	اصلاح شده	اصلاح نشده
۹۲۷۹۳ و ۹۵۱۸۴	-۰.۰۵	-۰.۰۹
۹۲۷۱۶ و ۹۴۹۹۱	-۰.۱۲۹	-۰.۰۱۹۱
۳۷۶۶۵ و ۳۹۶۴۰	-۰.۴۹۱	-۰.۵۷۳
۳۷۶۸۵ و ۳۹۶۶۰	-۰.۵۳۸	-۰.۶۳۲
۳۷۷۰۴ و ۳۹۶۷۹	-۰.۵۸	-۰.۶۷۵
۳۷۷۲۳ و ۳۹۷۰۰	-۰.۶۴۳	-۰.۷۵۸
۳۷۷۴۱ و ۳۹۷۱۹	-۰.۶۶۳	-۰.۷۹۶
۳۷۷۶۰ و ۳۹۷۳۸	-۰.۶۶۰	-۰.۷۰۱
۳۷۷۸۱ و ۳۹۷۵۹	-۰.۶۲۵	-۰.۷۵۷
۳۷۷۹۹ و ۳۹۷۸۰	-۰.۵۵۳	-۰.۶۹۱
۳۷۸۱۷ و ۳۹۸۰۱	-۰.۵۰۴	-۰.۶۴۱
۳۷۸۳۵ و ۳۹۸۲۰	-۰.۴۴۳	-۰.۵۹۳۶
۴۹۱۵۶ و ۵۱۵۵۵	-۰.۲۰۸	-۰.۲۸۳
۴۹۰۷۵ و ۵۱۴۷۰	۰.۰۶۱	۰.۰۱۰۳۲

جدول ۵- جابه‌جایی نقاط در راستای محور Z برحسب میلی‌متر

شماره نقاط	اصلاح شده	اصلاح نشده
۷۴۳۸۲ و ۱۰۶۲۵	۰.۰۰۹۴۲۷	۰.۰۰۹۷۱۳
۶۶۷۶۹ و ۸۰۶۳۹	۰.۰۰۸۰۹۷	۰.۰۰۸۴۳۰
۳۷۶۶۵ و ۳۹۶۴۰	۰.۰۰۳۷۷۶	۰.۰۰۴۲۴۵
۳۷۷۰۴ و ۳۹۶۷۹	۰.۰۰۳۷۰۵	۰.۰۰۳۸۴۸
۳۷۷۴۱ و ۳۹۷۱۹	۰.۰۰۳۰۳۷	۰.۰۰۳۲۱۲
۳۷۷۶۰ و ۳۹۷۳۸	۰.۰۰۲۸۶۱	۰.۰۰۳۰۳۸
۳۷۷۹۹ و ۳۹۷۸۰	۰.۰۰۲۲۷۷	۰.۰۰۲۴۰۳
۳۷۸۳۵ و ۳۹۸۲۰	۰.۰۰۵۰۸	۰.۰۰۰۸۲۷
۴۶۸۷۴ و ۴۶۵۳۴	-۰.۰۰۰۱۱۲	-۰.۰۰۰۳۲۶
۸۵۵۳۸ و ۸۶۰۹۰	۰.۰۰۰۵۳۴	۰.۰۰۰۱۶۸

• عرض و ارتفاع: ۳۰ تا ۶۰ میلی‌متر

• ضخامت: ۱ تا ۲ میلی‌متر

برای حل مسئله بهینه‌سازی، از الگوریتم MOPSO استفاده شده است. این الگوریتم یک روش جستجوی فراابتکاری است که بر اساس رفتار اجتماعی ذرات در یک گروه عمل می‌کند. در ابتدا، یک جمعیت اولیه از طرح‌های طراحی به صورت تصادفی تولید می‌شود. مقادیر متغیرهای طراحی برای هر طرح، به صورت عددی تصادفی در محدوده مشخص شده تولید می‌شوند. برای ارزیابی هر طرح، مقادیر متغیرهای طراحی آن به عنوان ورودی به یک فایل متنی ارسال می‌شود. سپس، این فایل توسط اسکریپت‌های آباکوس خوانده شده و مدل ساده‌سازی شده سازه با ابعاد جدید ایجاد می‌شود. تحلیل اجزای محدود بر روی مدل ایجاد شده انجام شده و سفتی خمشی، سفتی پیچشی و وزن سازه محاسبه می‌شود. نتایج حاصل از تحلیل به عنوان خروجی به الگوریتم MOPSO بازگردانده می‌شود. الگوریتم MOPSO با استفاده از اطلاعات بدست آمده از ارزیابی طرح‌ها، جمعیت را به روز می‌کند. ذراتی که عملکرد بهتری دارند، احتمال بیشتری برای تولید ذرات جدید در نسل بعدی دارند. روند اجرای الگوریتم MOPSO در چند مرحله در ادامه بیان شده است.

۱- تعیین پارامترها و جمعیت اولیه: تعداد ذرات، حداکثر سرعت ذرات، ضریب‌های یادگیری و سایر پارامترهای الگوریتم مشخص می‌شوند. در کد متلب مربوط به این مسئله، ضریب یادگیری شخصی، ضریب یادگیری جمعی و وزن اینرسی به ترتیب، ۱، ۲ و ۰٫۹ در نظر گرفته شده است. سپس، موقعیت اولیه هر ذره به صورت تصادفی در فضای جستجو تعیین می‌گردد.

۲- محاسبه توابع هدف و به‌روزرسانی آرشیو: برای هر ذره، مقادیر توابع هدف محاسبه می‌شوند. سپس، جواب‌های غیرمغلوب به یک آرشیو خارجی اضافه می‌شوند. این آرشیو شامل بهترین جواب‌های به دست آمده در طول فرآیند بهینه‌سازی است که هیچ یک بر دیگری برتری ندارند.

۳- به‌روزرسانی بهترین موقعیت محلی: بهترین موقعیت محلی برای هر ذره بر اساس برتری پارتو به‌روزرسانی می‌شود. اگر موقعیت فعلی ذره، بهتر از بهترین موقعیت محلی قبلی باشد، بهترین موقعیت محلی به‌روزرسانی می‌شود.

۴- انتخاب بهترین موقعیت سراسری: بهترین موقعیت سراسری از میان جواب‌های موجود در آرشیو انتخاب می‌شود.

۵- به‌روزرسانی سرعت و موقعیت ذرات: با استفاده از فرمول‌های به‌روزرسانی سرعت و موقعیت، سرعت و موقعیت هر ذره در فضای جستجو به‌روزرسانی می‌شود.

۶- مدیریت آرشیو و تنوع جواب‌ها: پس از هر تکرار، آرشیو مجدداً به‌روزرسانی می‌شود و جواب‌های مغلوب حذف می‌گردند.

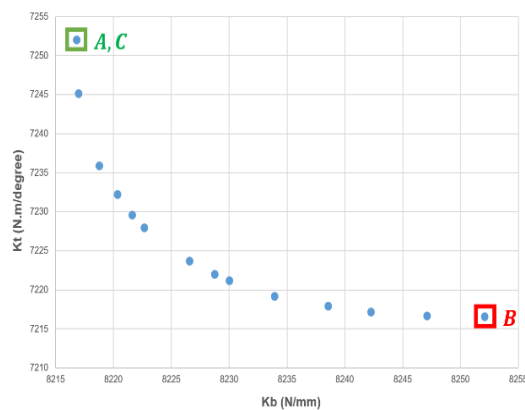
۷- بررسی شرط توقف و تولید جبهه پارتو نهایی: فرآیند تا رسیدن به شرط توقف، ادامه می‌یابد.

$$\begin{aligned} V_i(t+1) &= wV_i(t) + c_1r_1(pBest_i(t) - X_i(t)) \\ &+ c_2r_2(gBest(t) - X_i(t)) \end{aligned} \quad (11)$$

$$X_i(t+1) = X_i(t) + V_i(t+1) \quad (12)$$

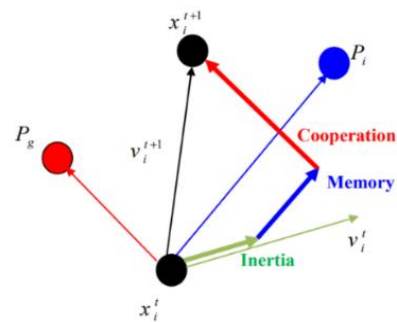
در روابط بالا $V_i(t)$ و $X_i(t)$ به ترتیب موقعیت و سرعت ذره i در زمان t است. همچنین w ضریب وزن دهی اینرسی و c_1 و c_2 به ترتیب ضرایب یادگیری شخصی و جهانی است. r_1 و r_2 نیز اعدادی تصادفی بین ۰ و ۱ می‌باشند. در مسائل بهینه‌سازی چند هدفه، معمولاً جواب بهینه واحدی وجود ندارد و مجموعه‌ای از جواب‌ها وجود دارند که در آن‌ها بهبود یک هدف به قیمت کاهش هدف دیگر تمام می‌شود. این مجموعه از جواب‌ها، جبهه پارتو نامیده می‌شود.

غیرمغلوب جبهه پارتو، طرحی را شناسایی کنیم که به طور همزمان از جواب ایده‌آل مثبت (بهترین حالت ممکن برای تمام اهداف) کمترین فاصله و از جواب ایده‌آل منفی (بدترین حالت ممکن) بیشترین فاصله را با در نظر گرفتن اهمیت نسبی هر هدف داشته باشد. در این پژوهش، با توجه به ویژگی‌های خاص خودروهای برقی کوچک و سبک و اهمیت حیاتی سفتی پیچشی سازه در پایداری و عملکرد کلی آن، ما به سفتی پیچشی اولویت بالاتری دادیم. از این رو، وزن ۰٫۹ را به سفتی پیچشی و وزن ۰٫۱ را به سفتی خمشی اختصاص دادیم.



شکل ۱۲- جبهه پارتو مسئله‌ی بهینه سازی

برای مقایسه دقیق‌تر طرح‌های منتخب، جدول (۶) ارائه شده‌است. در این جدول، ابعاد هر یک از ۱۰ تیر اصلی سازه برای هر طرح نشان داده شده‌است. در جدول ارائه شده w ، t و h به ترتیب بیانگر ضخامت، عرض و ارتفاع هر تیر است. در این پژوهش، با استفاده از روش‌های تحلیل عددی و بهینه‌سازی، به یک طرح بهینه برای سازه‌ی بدنه خودرو EQ10 دست یافتیم. نتایج این پژوهش نشان داد که روش MOPSO همراه با روش TOPSIS می‌تواند به عنوان یک ابزار قدرتمند برای بهینه‌سازی سازه‌های خودرو استفاده شود. این روش به بهبود عملکرد سازه‌ی بدنه خودرو منجر شد. نتایج این پژوهش به وضوح نشان داد که رویکرد بهینه‌سازی چندهدفه مبتنی بر الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات چندهدفه، ابزاری قدرتمند و کارآمد برای طراحی سازه‌های خودروهای برقی است. در این پژوهش به طور همزمان، بهبود قابل توجهی در اهداف متضاد بدست آمد، به طوری که سفتی پیچشی سازه تا ۳۲٫۱۰ درصد و سفتی خمشی آن تا ۳۳٫۷۹ درصد، نسبت به مدل اولیه قبل



شکل ۱۱- نحوه‌ی بروزسانی موقعیت و سرعت جدید در

الگوریتم [۱۲] بهینه‌سازی MOPSO [۱۲]

۶- نتایج

هدف اصلی این بهینه‌سازی، یافتن طرح‌های بهینه‌ای است که همزمان سفتی خمشی و پیچشی آن را افزایش دهد. الگوریتم MOPSO موفق شد مجموعه متنوعی از طرح‌های بهینه را تولید کند که هر یک از آن‌ها در یک نقطه از جبهه پارتو قرار می‌گیرند. هر نقطه روی جبهه پارتو نشان‌دهنده یک ترکیب بهینه از ابعاد تیرها است که منجر به تعادل بین اهداف می‌شود. با توجه به ماهیت چند هدفه مسئله، انتخاب بهترین طرح به اولویت‌های طراح بستگی دارد. در این مطالعه، ۱۴ راه حل بهینه به عنوان نقاط تشکیل‌دهنده جبهه پارتو شناسایی شد. نمودار پراکندگی سفتی خمشی-سفتی پیچشی برای تمامی ۱۴ راه حل بهینه در شکل (۱۲) نمایش داده شده‌است. این نمودار به خوبی نشان می‌دهد که الگوریتم MOPSO توانسته است مجموعه گسترده‌ای از طرح‌های بهینه را در فضای جستجو شناسایی کند.

سه طرح نماینده از بین مجموعه طرح‌های بهینه انتخاب شده‌اند. این طرح‌ها بر اساس معیارهایی انتخاب شده‌اند. به ترتیب طرح‌های A و B طرح‌هایی هستند که بیشترین سفتی پیچشی و بیشترین سفتی خمشی را در بین تمام طرح‌های بهینه دارد. همچنین طرح C طرحی است که به کمک روش انتخاب چند معیاره تاپسیس به عنوان الویت اول پیشنهاد شده‌است.

طرح C، با بهره‌گیری از روش تاپسیس انتخاب شده‌است. روش تاپسیس به ما کمک می‌کند تا از میان مجموعه جواب‌های

از بهینه‌سازی، افزایش یافت. این دستاورد نه تنها گواهی بر کارایی الگوریتم پیشنهادی در شناسایی جواب‌های بهینه در جبهه پارتو است، بلکه راه را برای طراحی نسل بعدی خودروهای برقی با ساختاری سبک‌تر و مقاوم‌تر هموار می‌کند

جدول ۶- متغیرهای طراحی طرح‌های منتخب برحسب میلی‌متر

متغیرهای طراحی	طرح A,C	طرح B
t1	۱,۶	۱,۸
w1	۵۶	۴۲
h1	۴۵	۵۸
t2	۱,۷	۱,۴
w2	۵۲	۴۴
h2	۴۸	۵۰
t3	۱,۴	۱,۸
w3	۳۹	۴۳
h3	۵۱	۴۹
t4	۱,۵	۱,۷
w4	۴۷	۵۲
h4	۵۱	۵۰
t5	۱,۳	۱,۶
w5	۴۳	۴۷
h5	۵۸	۶۰
t6	۱,۶	۱,۵
w6	۵۲	۴۶
h6	۵۷	۵۶
t7	۱,۸	۱,۶
w7	۴۸	۵۹
h7	۵۱	۴۳
t8	۱,۴	۱,۹
w8	۵۳	۴۴
h8	۵۰	۵۶
t9	۱,۷	۱,۸
w9	۵۵	۵۴
h9	۴۶	۴۸
t10	۱,۸	۱,۵
w10	۴۳	۵۲
h10	۵۷	۵۹
سفتی پیچشی	۷۲۵۱,۲۵۲	۷۲۱۹,۵۶۳
سفتی خمشی	۸۲۱۶,۸۳۵	۸۲۵۰,۱۳۲

مراجع

- [7] Nguyen, N. L., & Jang, G. W. (2021). Joint modeling using nonrigid cross-sections for beam-based analysis of a car body. *Computers & Structures*, 257, 106648.
- [8] Mundo, D., Donders, S., Hadjit, R., Stigliano, G., Mas, P., & Van der Auweraer, H. (2010, April). Concept modelling of automotive beams, joints and panels. In *Proceedings of the 3rd WSEAS international conference on Finite differences-finite elements-finite volumes-boundary elements* (pp. 28-33).
- [9] Xiong, F., Zou, X., Zhang, Z., & Shi, X. (2020). A systematic approach for multi-objective lightweight and stiffness optimization of a car body. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 62, 3229-3248.
- [10] Lotfi, M., & Masoumi, A. (2024). Multi-objective crashworthiness optimization for a newly developed 3D re-entrant auxetic structure using response surface method and MOPSO algorithm. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: J. Automobile Engineering*, 09544070231221015.
- [11] Khalkhali, A., Mostafapour, M., Tabatabaie, S. M., & Ansari, B. (2016). Multi-objective crashworthiness optimization of perforated square tubes using modified NSGAII and MOPSO. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 54, 45-61.
- [12] Rezaee, M., Ghasemi, S. H., & Rezaee, M. (2020). Dual Target Optimization of Two-Dimensional Truss Using Cost Efficiency and Structural Reliability Sufficiency. *J. of Soft Computing in Civil Engineering*.
- [1] Ahmadi, S. A., Khalkhali, A., Mohammadi, M., & Abasi, M. (2024). Static and dynamic stiffness optimization on the body structure of an electric quadricycle. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, 1-26.
- [2] Tebby, S., Barari, A., & Esmailzadeh, E. (2013). Optimization of vehicle structure considering torsion stiffness using simple structural beam frame-approach. *Computer-Aided Design and Applications*, 10(3), 413-426.
- [3] Danielsson, O., & Cocana, A. G. (2015). Influence of body stiffness on vehicle dynamics characteristics in passenger cars.
- [4] Prater Jr, G., Shahhosseini, A. M., Kuo, E. Y., Mehta, P. R., & Furman, V. T. (2005). Finite element concept models for vehicle architecture assessment and optimization. *SAE transactions*, 1667-1675.
- [5] Mundo, D., Hadjit, R., Donders, S., Brughmans, M., Mas, P., & Desmet, W. (2009). Simplified modelling of joints and beam-like structures for BIW optimization in a concept phase of the vehicle design process. *Finite Elements in Analysis and Design*, 45(6-7), 456-462.
- [6] Doke, P., Fard, M., & Jazar, R. (2012). Advanced concept modelling method for automotive structural optimization. In *Sustainable Automotive Technologies 2012: Proceedings of the 4th International Conference* (pp. 91-96). Springer Berlin Heidelberg.