



ارائه یک مدل مفهومی برای تحلیل رفتار دینامیکی سرشاسی خودرو در مرحله اولیه طراحی

امید زرگر¹، ابوالفضل معصومی^{2*}، محمد رضا آشوری³

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران

3- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه سمنان، سمنان

* تهران، صندوق پستی 11155-4563، amasomi@ut.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 28 شهریور 1394

پذیرش: 01 آبان 1394

ارائه در سایت: 09 آذر 1394

کلید واژگان:

مدل سازی مفهومی

مدل پیشرفته

فرکانس طبیعی و شکل مود

آنالیز تجربی

بهبود مشخصات دینامیکی

چکیده

امروزه در صنعت خودرو سازی از محاسبات مهندسی به کمک رایانه (CAE) برای بهبود عملکرد نوبز و ارتعاشات خودرو استفاده بسیار زیادی می شود. پیچیدگی بسیار زیاد بدنه خودرو، باعث می گردد مدل های محاسبات مهندسی به کمک رایانه بسیار پیچیده شده و این امر بهینه سازی مدل پیشرفته را بسیار دشوار می نماید. مدل سازی مفهومی می تواند جایگزین بسیار مناسبی جهت پوشش دادن به محدودیت های ذکر شده باشد. با کمک مدل مفهومی می توان خصوصیات دینامیکی سازه خودرو شامل فرکانس های طبیعی و شکل مودها را در مرحله اولیه طراحی و با حجم محاسبات بسیار کم مورد مطالعه قرار داد. بدین منظور یک مدل مفهومی توسعه داده شده برای سازه سرشاسی مدنظر ارائه شد. مدل مفهومی توسعه داده شده با استفاده از تیرهای معادل برای اعضاء تیرمانند در سازه و پنل های اصلی، ساخته شده است. همچنین قابلیت اطمینان مدل ساخته شده به کمک نتایج تحلیل دینامیکی مدل المان محدود پیشرفته و همچنین آزمایش های تجربی مورد ارزیابی قرار گرفت. دو معیار مقایسه ای فرکانس های طبیعی و شکل مودهای متناظر برای اعتبارسنجی استفاده شده است. نتایج حاصله حاکی از همبستگی نتایج مدلسازی و آزمایش تجربی در محدوده فرکانس های پایین دارد. نتایج بدست آمده نشان می دهد که مدل سازی مفهومی توسعه داده شده در این پژوهش ابزاری بسیار قوی و موثر برای شناسایی و بهبود مشخصات دینامیکی اصلی سازه خودرو در مرحله اولیه طراحی می باشد.

A concept model for the dynamical analysis of vehicle wheelhouse in the early stage of design

Omid Zargar, Abolfazl Masoumi*, Mohammad Reza Ashoori

School of Mechanical Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran

Department of Mechanical Engineering, University of Semnan, Semnan, Iran

* P.O.B. 11155-4563, Tehran, Iran, amasomi@ut.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 19 September 2015
Accepted 23 October 2015
Available Online 30 November 2015

Keywords:

Concept Model
Advanced Model
Natural Frequency and Mode Shape
Experimental Analysis
Enhance NVH Performance

ABSTRACT

Nowadays the Computer Aided Engineering (CAE) technique is widely used for improving Noise Vibration Harshness (NVH) performance of vehicles. High complexities in the Body In White (BIW) of vehicles lead the developed CAE models to become complex by which the optimization process will become very hard. Concept modeling could be a suitable replacement to overcome the mentioned limitations. Dynamic characteristics such as natural frequencies and mode shapes could be studied in the early phase of design with very low amount of calculations with the concept model. For this purpose, a developed concept model has been presented for the wheelhouse. The developed concept model uses approximated equivalent beam elements to model the beam like and panels of the structures. Also, the experimental test and numerical model have been utilized for the validation of the developed concept model. Two criteria of natural frequencies and corresponding mode shapes have been considered as the measure of validation. The results showed good correlation with corresponding advanced CAE models as well as experimental tests in low frequency range. The results showed that the developed concept model in this research is a powerful and effective tool to enhance and optimize the NVH performance of the vehicle in the early stage of design.

1- مقدمه

تنها به چارچوب کلی و ابعاد اولیه محصول اتکاء می شود. مدل سازی المان محدود به روش اول، در مرحله اولیه طراحی چندان کاربردی نیست، زیرا اطلاعات مربوط به هندسه دقیق و جزء گرای خودرو در دسترس نمی باشد و محدودیت موجود امکان بهره گیری از روش فوق را با مشکل مواجه می سازد. بنابراین جهت پیش بینی و بهبود عملکرد NVH خودرو در مراحل ابتدایی

به طور کلی می توان مدل سازی المان محدود خودرو را به دو دسته کلی تقسیم نمود. در دسته اول که مدل پیشرفته CAE خوانده می شود، توجه به هندسه دقیق و جزء گرای تمامی قسمت های تشکیل دهنده خودرو بسیار مهم است، در حالیکه در دسته دوم که مدل سازی مفهومی نامیده می شود،

Please cite this article using:

O. Zargar, A. Masoumi, M. R. Ashoori, A concept model for the dynamical analysis of vehicle wheelhouse in the early stage of design, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 12, pp. 279-286, 2015 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

O. Zargar, A. Masoumi, M. R. Ashoori, A concept model for the dynamical analysis of vehicle wheelhouse in the early stage of design, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 12, pp. 279-286, 2015 (in Persian)

استفاده از المان‌های یک‌بعدی معادل و اتصالات مدل اصلی را پیشنهاد کرده‌اند. روش ارائه شده بر پایه اطلاعات مدل اصلی و پیشرفته است، به طوری که با محاسبه مرکز هندسی و خصوصیات سطح مقطع اجزاء تیر مانند حول آن، سطح مقطع معادل استاندارد جهت محاسبه ویژگی‌های سطح مقطع المان‌های یک‌بعدی معادل تعریف می‌گردد. همچنین با استفاده از روش فشرده‌سازی استاتیکی اتصالات مدل اصلی به عنوان رابط بین اجزاء یک بعدی در برخی از موقعیت‌ها در مدل مفهومی استفاده می‌شوند. موندو و همکاران [8] در ادامه تحقیقات پیشین جهت در نظر گرفتن اثر پنل‌های موجود در بدنه استفاده از اجزاء دوجانبه با مش بندی بزرگ و ساده در کنار اجزاء یک‌بعدی و اتصالات معادل را مورد توجه قرارداد. در روش مذکور اجزاء پوسته‌ای به کمک تکنیک مش مورفینگ متناظر در مدل اصلی ساده‌سازی شده و در مدل مفهومی مورد استفاده قرار می‌گیرند.

در مورد سازه سرشاسی و ارتعاشات وارد بر قسمت‌های مختلف خودرو نیز تحقیقاتی صورت گرفته که در ادامه به آن اشاره می‌شود. پینگ ژو و همکاران [9] با استفاده از روش بهینه‌سازی قوی ریل جلویی خودرو را به منظور کاهش وزن خودرو در نظر گرفتند. در این مطالعه روش پاسخ سطح با روش طراحی تجربی برای به دست آوردن توابع تخمینی کوپل گردید. در این روش بهینه‌سازی، تغییرات متغیرهای طراحی و پارامترهای دلخواه، بر اساس تغییرات تابع هدف و قیدهای طراحی به توابع عملکردی منتقل می‌شود. با استفاده از این روش بهینه‌سازی، وزن خودرو به مقدار قابل توجهی کاهش یافت. پس از آن لی و فنگ [10] فرایند بهینه‌سازی قالب نرم برای محفظه چرخ جلویی خودرو طبق شبیه‌سازی خودکار را انجام داد. با استفاده از نتایج حل عددی نقایص موجود در قالب محفظه چرخ شناسایی شدند. طبق نتایج شبیه‌سازی قالب دوباره تغییر داده شد و بهینه‌سازی و شبیه‌سازی مجدد روی آن انجام گرفت. یولیانگ شی، پینگ ژو و همکاران [11] به منظور کاهش وزن خودروی سواری روش فاصله جوشی تیلور را روی ریل جلویی خودرو در نظر گرفتند. آن‌ها این روش را به منظور کاهش سه عامل استحکام، سختی خمشی و پیچشی برای رسیدن به وزن کمینه خودرو و برای جلوگیری از کاهش بیش از حد ضخامت بخش‌های مختلف ریل جلویی خودرو در نظر گرفتند. در واقع در این روش دو یا تعداد بیشتری ورق با نقطه‌جوش به هم متصل می‌شوند. در واقع هدف از اعمال این روش هزینه ساخت کم‌تر، وزن کم‌تر و رسیدن به ویژگی‌های بهتر ورق‌ها طی فرایند فرم دهی است. گوندگو [12] از الگوریتم ژنتیک برای بهینه‌سازی مدل ربع خودرو چهار درجه آزادی شامل سازه شاسی، صندلی و سیستم تعلیق، استفاده نمود تا به کمک آن بهترین عملکرد را برای ترکیبی از پارامترهای مؤثر در ارتعاش انتقال‌یافته، تحصیل نماید. نتایج بهینه‌سازی مدل مذکور از دیدگاه پاسخ ضربه و پاسخ فرکانسی با سیستم‌های معمول مورد استفاده مقایسه شد و نتایج نشان داد که با به‌کارگیری این روش می‌توان عملکرد بهتری برای خودرو از نظر راحتی سرنشین و کاهش ارتعاشات متصور بود. لی کوانبو و وی [13] فرایند تصادف و تأثیر آن روی ریل جلویی را روی خودروی سواری با استفاده از نرم‌افزار ال اس دینا³ شبیه‌سازی نمود. در این مطالعه، مقادیر جذب انرژی قبل و بعد از تصادف با یکدیگر مقایسه شده‌اند. آنگلو و همکاران [14] تأثیر المان‌های موجود در محفظه چرخ جلویی مدل ربع خودرو روی ایرودینامیک آن را در نظر گرفتند. در واقع آن‌ها این مطالعه را به منظور شناسایی بارهای ایرودینامیکی تولید شده توسط این اجزاء و تأثیر آن‌ها روی

طراحی خودرو، زمانی که هدف‌های قابل تحصیل برای مدل جدید مشخص شده ولی هنوز دانش و اطلاعات لازم برای نیل به آن در دسترس نمی‌باشد، استفاده از روش مدل‌سازی مفهومی مد نظر قرار می‌گیرد. مدل‌سازی مفهومی ابزار مناسبی برای استفاده در طراحی اولیه و بهینه‌سازی سازه‌های اصلی خودرو می‌باشد. با استفاده از این ابزار می‌توان در مراحل اولیه طراحی رفتار خودرو را در حوزه‌های نوین و ارتعاشات و همچنین تصادف پیش‌بینی و نسبت به ارائه تغییرات احتمالی اقدام کرد. از آنجایی که طراحی خودروهای جدید عمدتاً بر پایه تغییرات بر روی مدل‌های قبلی صورت می‌گیرد، مدل‌سازی مفهومی بر پایه مدل قبلی بیشتر مورد توجه است. در این روش که مدل المان محدود جزء‌گرای خودرو وجود دارد، بهبود چندین فاکتور عملکردی در مدل جدید خودرو هدف طراحی بعدی است.

با توجه به اهمیت این روش، توسعه علمی و اساسی مدل‌سازی مفهومی همچنان در حال بررسی است. عطاپور فرد [1] مدل‌سازی مفهومی تنها به کمک المان‌های یک‌بعدی را ارائه کرده است. این مدل تنها بر اساس هندسه مدل واقعی پایه‌گذاری شده و خصوصیات سطح مقطع المان‌های یک بعدی با آزمون و خطا تعیین شده است. شایان‌ذکر است که در مدل مذکور تنها اجزاء اصلی بدنه خودرو که چارچوب اصلی سازه بدنه را تشکیل می‌دهند، در مدل مفهومی وجود دارد و اثرات دیگر اجزاء سازه نظیر پنل‌های سقف و کف در این اجزاء منظور نشده است.

سانگ و دونالد [2] نیز مدل‌سازی مفهومی تنها به کمک المان‌های یک بعدی را مورد مطالعه قرار داده‌اند. در مدل ارائه شده آن‌ها علاوه بر اجزاء اصلی تشکیل‌دهنده چارچوب کلی سازه بدنه، از اجزاء کمکی برای در نظر گرفتن اثرات پنل‌های کف و سقف استفاده شده است. همچنین اتصالات به کمک فنرهای معادل با سختی اتصالات در موقعیت‌های محلی شبیه‌سازی شده‌اند. لی و همکاران [3] به بررسی اثر سختی اتصالات در ارتعاشات خودرو پرداخته و روشی برای تصحیح مدل میله‌ای تنها ارائه کردند. آن‌ها با در نظر گرفتن و محاسبه ضرایب تصحیح برای مدل میله‌ای با استفاده از روش پاسخ سطح، به کاهش سختی آن پرداختند تا همبسته با مدل واقعی شود. لانگ [4] روشی را ارائه داد که معیارهای عملکردی¹ خودرو جدید را با دسته‌ای از متغیرهای طراحی (اتصالات) ارتباط می‌داد که در واقع هندسه و استایل مدل جدید با این متغیرها تعیین می‌شد. این روش شامل فرآیند دو مرحله‌ای است که در مرحله اول سختی و جرم اتصالات خودرو برای مجموعه‌هایی که هندسه مدل در آن مشخص است (مدل‌های ساخته‌شده قبلی)، به دست آمده و در مرحله دوم به انتخاب بهترین و ممکن‌ترین حالت از ترکیب حالت‌ها به منظور ارضاء معیارهای عملکردی و استایل خودرو جدید پرداخته می‌شد. مش مورفینگ² روش دیگری است که برای توسعه مدل جدید بر مبنای مدل قبلی به کار برده می‌شود. هنگامی که استایل و معیارهای عملکردی مدل جدید تعریف می‌شوند، می‌توان با استفاده از مش مورفینگ مدل المان محدود جزء-گرای قبلی، به جابجایی گره‌های مدل با در نظر گرفتن عدم تغییر ارتباط بین المان‌های مختلف پرداخت. سپس بررسی خصوصیات مدل جدید و پیش‌بینی نقاط ضعف احتمالی امکان‌پذیر خواهد شد و لذا می‌توان در تولید داده‌های مدل رایانه‌ای جدید برای رفع آن‌ها اقدامات پیشگیرانه انجام داد [5]. مشکل اصلی در این روش، عدم تکرارپذیری و سرعت در تغییرات است و به همین دلیل کاربرد زیادی در مطالعه چندین انتخاب احتمالی ندارد. داندرز و همکاران [6] و همچنین موندو و همکاران [7] روش مدل‌سازی مفهومی با

1- Performance Targets
2- Mesh Morphing

پلاستیکی به هم وصل شده‌اند. به این جهت پلاستیکی انتخاب شده است که در صورت اعمال بار اضافی بشکند و به لرزاننده آسیب نرسد. از طرفی استرینگر مورد استفاده برخلاف جنس فلزی آن به علت انعطاف‌پذیری زیاد در طول آزمایش کمی حرکت داشت و به همین دلیل خطای کمی در نتایج آزمایش وارد نمود. علاوه بر این سازه مربوطه دارای سطوح نسبتاً پیچیده با زوایای مختلفی بود که به دست آوردن شکل مود سازه در تمامی جهتها به علت نبود پایه مناسب برای نصب حسگر شتاب سنج 3 جهته امکان‌پذیر نبود. لذا با نصب شتاب سنج تک جهته در صفحات عمود بر لرزاننده و ثابت نگه‌داشتن ترانسدیوسر نیرو در نقطه اولیه، سعی بر این شد که شکل مود اول سازه و شکل مودهای ایجاد شده در صفحه عمود بر لرزاننده و فرکانس‌های طبیعی آن به طرز مطلوب به دست آید.

با انجام آزمون مودال تجربی سرشاسی نمودارهای تابع پاسخ فرکانسی⁴ با ورودی لرزاننده در یک نقطه ثابت و خروجی شتاب سنج در نقاط مختلف حاصل می‌شود که نمایشگر یک سطر از ماتریس تابع پاسخ فرکانسی می‌باشند. برای به دست آوردن فرکانس‌های طبیعی می‌توان نقاط بیشینه در نمودار را شناسایی نمود. همچنین شکل مودهای هر سازه به سادگی از روی دامنه‌های رزونانس نمودارهای تابع پاسخ فرکانسی قابل استخراج هستند که نمونه‌ای از آن در شکل 2 دیده می‌شود. در واقع با انتخاب یکی از فرکانس‌های طبیعی، دامنه شتاب کلیه نمودارهای تابع پاسخ فرکانسی در آن فرکانس با فاز صحیح به عنوان عنصر بردار ویژه درجه آزادی مربوطه تعریف می‌شود و

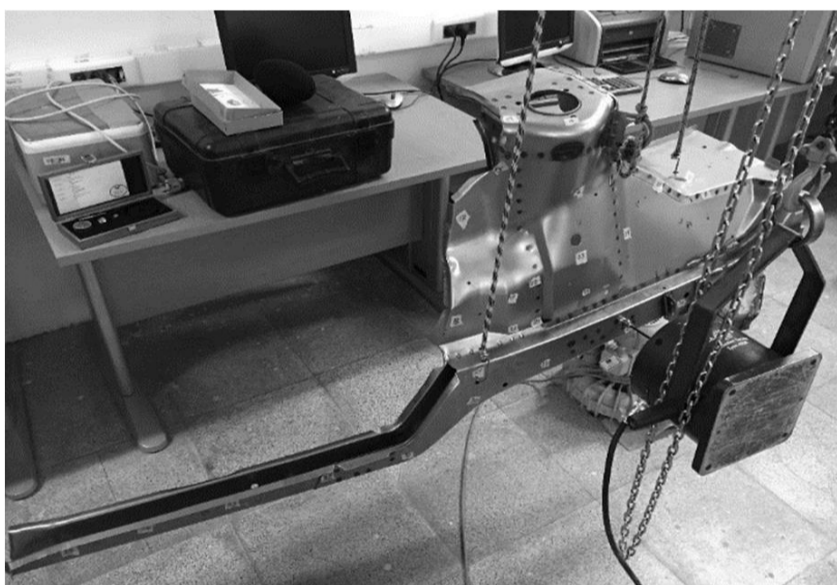


Fig. 1 Set up of test

شکل 1 چیدمان آزمایش

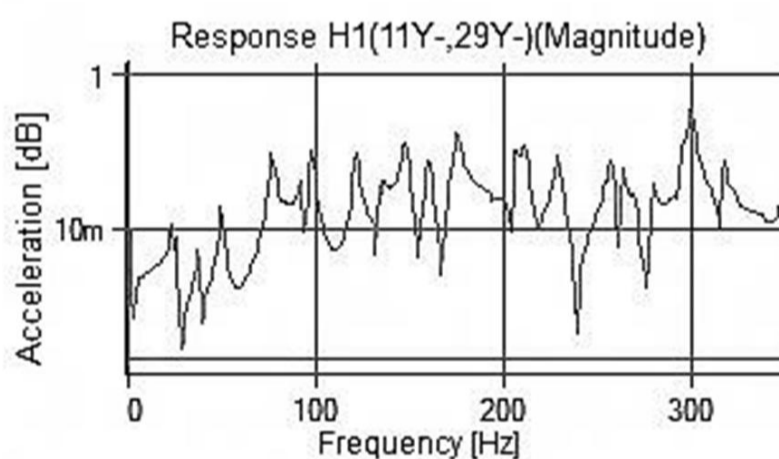


Fig. 2 The Chart of frequency response function measured at one of the point of the structure

شکل 2 نمودار تابع پاسخ فرکانسی در یکی از نقاط اندازه‌گیری شده روی سازه

4- Frequency Response Function (FRF)

دینامیک جریان اطراف چرخ با استفاده از شبیه‌سازی‌های رایانه‌ای انجام دادند.

در تحقیق حاضر، یک روش جدید بر مبنای اصلاح مدل مفهومی پیشنهاد شده توسط موندو ارائه و سپس برای تحلیل رفتار سازه سرشاسی یک خودرو مورد استفاده قرار گرفته است. به منظور نشان دادن مؤثر بودن اصلاحات صورت گرفته، با استفاده از آزمون‌های آنالیز مودال تجربی و آنالیز عددی ویژگی‌های دینامیکی سرشاسی خودرو مورد نظر تعیین و با نتایج حاصل از مدل مفهومی مقایسه شده است.

2- آزمایش تجربی

هدف اصلی در تحلیل دینامیک سازه‌ها به روش آنالیز مودال، یافتن فرکانس‌های رزونانس و شکل مودهای مرتبط می‌باشد. با داشتن نتایج این تحلیل می‌توان چگونگی رفتار اساسی سازه را در مقابل بارهای دینامیکی مورد ارزیابی قرارداد. در آنالیز مودال تجربی نیز شناسایی پارامترهای مودال سیستم تحت آزمایش نظیر فرکانس‌های طبیعی، میرایی مودال و شکل مودها مد نظر است. این هدف با تحریک سازه، اندازه‌گیری پاسخ سازه در نقاط مشخص به تحریک ورودی و پس‌پردازش اطلاعات ارتعاشی اندازه‌گیری شده صورت می‌پذیرد. به منظور انجام آزمون مودال تجربی و مقایسه مستقیم نتایج مدل مفهومی و مدل پیشرفته با آن، سازه سرشاسی خودرو سواری تهیه شد و آزمون مودال روی آن صورت پذیرفت و داده‌های اندازه‌گیری با نتایج تحلیلی مقایسه شد.

همواره برای آزمایش مودال، تعیین شرایط مرزی موضوعی مهم است. در صورتی که هدف از انجام آزمایش مقایسه نتایج تجربی با شبیه‌سازی المان محدود باشد، شرایط مرزی آزاد-آزاد بر دیگر شرایط مرزی ارجحیت دارد. شرط مرزی آزاد-آزاد بدین معنی است که سازه تحت تست هیچ ارتباطی با محیط اطراف ندارد و معلق در فضا می‌باشد، اما این امر در واقعیت غیر ممکن است، معمولاً برای ایجاد شرط مرزی آزاد-آزاد در آزمایش‌های مودال سازه روی بالشتک‌های هوا یا بالشتک‌های مخصوص قرار می‌گیرد و یا اینکه توسط کش‌های بسیار نرم الاستیک از مکانی محکم آویزان می‌گردد. لذا سازه مطابق با شکل 1 با سه طناب کاملاً الاستیک از سقف آویزان گردید. در معلق نمودن سازه سرشاسی سعی بر آن بود که کف سازه تقریباً موازی سطح زمین باشد. همچنین طول طناب‌ها به نحوی تنظیم گردید که پس از تحمل وزن سرشاسی در حالت آویزان، همچنان خاصیت الاستیک خود را داشته باشند و تا حد امکان شرایط آزاد را تداعی کنند. زیرا در اثر چرخش‌های زیاد سازه احتمال به وجود آمدن خطاهای زیاد در آزمایش وجود داشت که این وضعیت به نحوی لازم بود کنترل شود. در مرحله دوم تجهیزات آزمایشگاه جهت انجام آزمون آماده شد و شرایط لازم برای انجام آزمون مودال فراهم گشت. در آزمون مودال سرشاسی از لرزاننده برای تحریک و شتاب سنج یک جهته برای اندازه‌گیری استفاده شد. به منظور پردازش اطلاعات داده‌برداری شده، از نرم-افزار پالس استفاده شد. استفاده از پنجره‌های هنینگ¹، میانگین‌گیری خطی به تعداد 100 بار و تعیین فرکانس نمونه‌برداری از تنظیمات به‌کاربرده شده در این آزمون بود.

آزمون مودال انجام‌شده با استفاده از روش لرزاننده ثابت² انجام گرفت. ترانسدیوسر نیرو در قسمت میانی سازه تیری شکل پایینی با استفاده از چسب ثابت شد. لازم به ذکر است لرزاننده و سازه توسط یک استرینگر³

1- Haning
2- Fixed shaker
3- Stringer

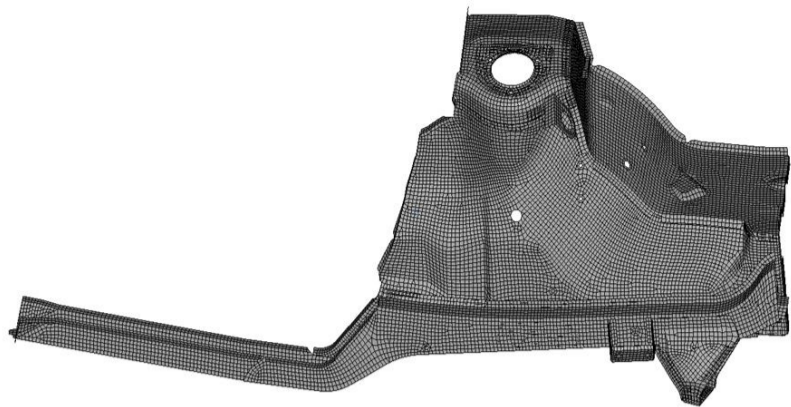


Fig. 3 A view of meshing structure

شکل 3 نمایی از سازه مش بندی شده

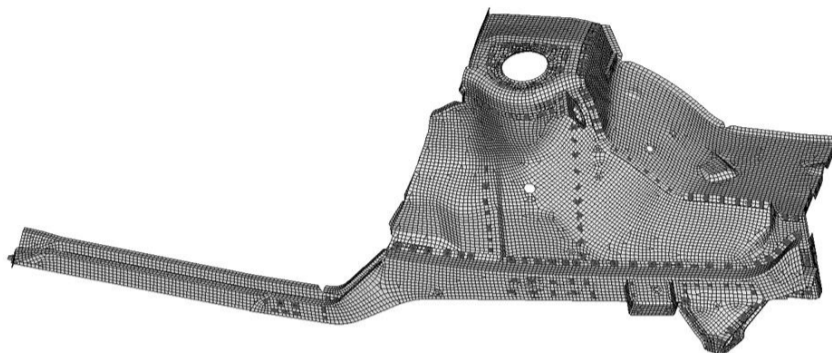


Fig. 4 A view of the points and welding lines of structure

شکل 4 نمایی از نقاط و خطوط جوش سازه

پنل‌های مؤثر در شکل موده‌های اساسی مشخص شده باشند. در این پژوهش مدل مفهومی ساخته شده برای سازه سرشاسی با استفاده از اجزای یک بعدی برای اجزای تیر مانند سازه و پنل‌های موجود کامل گردیده است. ارتباط بین برخی از پنل‌های معادل سازی شده با اجزای تیر شکل مجاور نیز با استفاده از اجزای صلب صورت پذیرفته است. در مدل رایانه‌ای سطوح خارجی و تقویت کننده‌های داخلی این اعضاء با استفاده از اجزای دو بعدی پوسته‌ای مدل می‌شود و همانند مدل فیزیکی در نقاط متناظر توسط اجزای جوش به یکدیگر اتصال داده می‌شوند که این امر سبب افزایش حجم محاسبات در مرحله تحلیل مدل می‌گردد؛ لذا به منظور کاهش حجم محاسبات و امکان ایجاد تغییرات سریع مورد نیاز در مدل سازی مفهومی اصلاح شده پیشنهادی، اجزای یک بعدی تیر معادلی به جای آن‌ها جایگزین می‌گردد. در این پژوهش از اجزای تیر از نوع CBAR در نرم افزار نستر [15]، جهت مدل سازی اجزای تیر مانند سازه سرشاسی استفاده شده است.

ذکر این نکته ضروری است که اجزای یک بعدی مدل مفهومی سازه سرشاسی، نباید تنها کشش و فشار را تحمل کنند (اعضای دونیروی)، بلکه با توجه به نقش اجزای متناظر با آن‌ها در سازه سرشاسی نیاز است که قابلیت تحمل پیچش و خمش را نیز داشته باشند. المان‌های تیر CBAR به کمک ویژگی‌های سطح مقطع خود تعریف می‌شوند.

با توجه به وجود داشتن اکثر مقاطع مورد نیاز در کتابخانه نرم افزار هایپر مش، فرآیند مدلسازی مفهومی سازه سرشاسی بدون مشکل انجام شده است. در مورد مقطعی که دارای سطح مقطع نسبتاً دلخواه می‌باشند، سعی شده است با تکیه بر فرآیند سعی و خطا و برحسب تجربه ساده ترین سطح مقطع استاندارد نزدیک به مقطع اصلی انتخاب شود. برای مثال برای معادل سازی ریل سرشاسی مطابق شکل 5 عمل شده است. همچنین به منظور ایجاد عضو تیر معادل توجه به چند مورد ضروری است، اولاً با توجه به متغیر بودن سطح مقطع در طول هر عضو تیر مانند، بهتر است برای هر بخش عضو معادل آن به صورت جداگانه تعریف گردد، ثانیاً اثرات ناشی از غیریکنواختی این اعضاء در مدل واقعی و وجود سوراخ‌ها و نقطه جوش‌های روی آن باید مورد

با استفاده از بردار ویژه یک فرکانس طبیعی، شکل مود آن نمایش داده می‌شود. در انتها این نکته باید ذکر شود که به علت اینکه شرایط معلق سازی رسیدن به شرایط پایدار سازه باز با کمی حرکت همراه بود و همچنین سازه قطعه به گونه‌ای بود که در هر مرحله از آزمایش با وجود صبر کردن برای نیز به صورت شرایط آزاد-آزاد معلق گردیده بود، یک فرکانس کوچک که می‌تواند بیانگر مد صلب سازه یا نویز ایجاد شده از شرایط آزمایش باشد ایجاد می‌شود که این فرکانس به عنوان فرکانس مطلوب مد نظر قرار نمی‌گیرد.

3- آنالیز عددی

برای تحلیل از نرم افزار هایپر مش و نستر استفاده شده است. در تمامی تحلیل‌های انجام گرفته جنس ماده از نوع فولاد با مشخصات موجود در جدول 1 استفاده شده است. همچنین جرم اولیه سازه برابر 10.61 کیلوگرم است.

پس از آن مدل مورد نظر مش بندی می‌شود که برای این کار از اجزای پوسته¹ استفاده شده است. برای مش زنی نیز از مشی به اندازه 8 میلی‌متر از نوع ترکیبی مثلثی² و چهار گوشه³ استفاده شده است که در نرم افزار نستر به صورت PSHELL تعریف می‌شود. سازه مش بندی شده در شکل 3 مشاهده می‌شود.

در مرحله بعد قیود اتصالات قطعات مشخص می‌شود. اتصالات در اینجا از نوع نقطه جوش و بخش‌هایی از آن به صورت خط جوش (جوش CO₂) بوده که در نرم افزار نستر به ترتیب از المان 3 RBE و المان 2 RBE برای نمایش آن‌ها استفاده می‌شود. در سازه سرشاسی مد نظر تعداد نقاط جوش و خطوط جوش به ترتیب برابر 249 و 23 می‌باشد که نمونه‌ای از سازه همراه با اتصالات جوشی آن در شکل 4 نشان داده شده است. معمولاً در هر مدل المان محدود برای تحلیل دینامیکی سازه، مسئله ای با چندین هزار درجه آزادی وجود دارد که تنها چندین فرکانس طبیعی ابتدایی و شکل موده‌های متناظر آنها مورد نیاز و مطالعه هستند. روش‌های حل تکراری نظیر روش حل لانکزس بسیار مؤثر در این موارد هستند و یکی از روش‌های حل پرکاربرد مورد استفاده در نرم افزار نستر نیز همین روش است.

4- مدل سازی مفهومی

به منظور مدل سازی مفهومی سازه سرشاسی در ابتدا نیاز است که ترکیب بندی لازم برای مشخص نمودن چارچوب کلی سازه سرشاسی خودرو تعریف شده و بر مبنای آن مدل مفهومی توسعه داده شود. به عبارت دیگر، در این چارچوب باید اجزای اصلی تحمل کننده بار سازه، نحوه اتصال آن‌ها و

جدول 1 خصوصیات جنس ماده استفاده شده برای اجزای فلزی مدل‌های مفهومی المان محدود

Table 1 The characteristics of the material used for the metal components conceptual finite element models

خواص ماده	سیستم متریک	سیستم هایپر مش
مدول یانگ (E)	210GPa(N/M ²)	2.1 e8 mN/mm ²
ضریب پواسون (ν)	0.3	0.3
چگالی (ρ)	78000kg/M	kg/mm7.8e-6

1- Shell
2- Trias
3- Quads

جدول 2 اطلاعات مدل المان محدود پیشرفته

Table 2 The information about finite element advanced model

اطلاعات مدل پیشرفته	تعداد
المان دوبعدی پوسته‌ای	22629
المان جوش	272
وزن	10.6 kg
زمان حل	1.20Min

جدول 3 اطلاعات مدل المان محدود مفهومی

Table 3 The information about finite element concept model

اطلاعات مدل مفهومی	تعداد
المان یک‌بعدی تیر	321
المان صلب	27
جرم متمرکز	33
وزن	10.7 kg
زمان حل	6sec

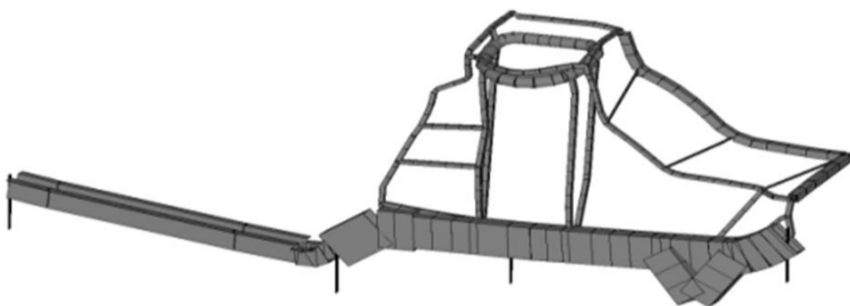


Fig. 6 The final concept model of wheelhouse

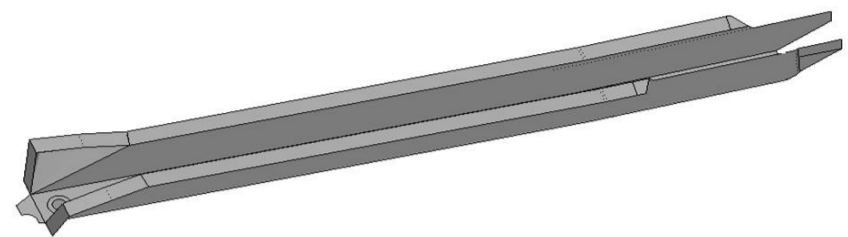
شکل 6 مدل مفهومی نهایی سرشاسی

$$\Delta\% = \left| \frac{\omega_c - \omega_a}{\omega_a} \right| \times 100 \quad (1)$$

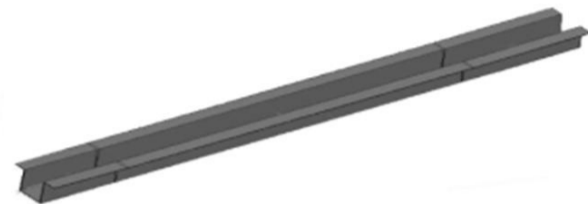
با عبور از مرحله اول مقایسه دینامیکی، حال نیاز است که شباهت شکل مودها در فرکانس‌های طبیعی متناظر مورد تحقیق قرار گیرد. برای این کار از معیار MAC استفاده می‌شود. مزیت معیار MAC در این است که این روش بر پایه مجموع مربعات اختلاف بردارهای ویژه است و می‌تواند نشان دهد که چقدر شکل مودها با یکدیگر تطابق دارند که از طریق محاسبه رابطه (2) حاصل گردیده و پس از محاسبه، عددی بین صفر و یک را نشان می‌دهد. در مورد دو شکل مود کاملاً مشابه، عدد حاصله یک خواهد بود و نتیجه نشان می‌دهد که دو بردار ویژه وابسته خطی می‌باشند. از طرفی در صورتی که عدد صفر حاصل گردد، نتیجه نشان‌دهنده مستقل خطی بودن بردارهای ویژه یا به عبارت دیگر تعامد مودهای طبیعی است. در رابطه (2) φ_i بردارهای ویژه شکل مودی است که می‌خواهد با دیگری یعنی φ_j مقایسه گردد. همچنین بالانویس T معرف ترانپوز بردار ویژه است [16]

$$MAC_{ij} = \frac{(\{\varphi_i\}^T \{\varphi_j\})^2}{(\{\varphi_i\}^T \{\varphi_i\}) (\{\varphi_j\}^T \{\varphi_j\})} \quad (2)$$

از آنجایی که در مرحله اولیه طراحی و در صنعت خودروسازی، تمرکز روی فرکانس‌های پائین می‌باشد، نیاز است که مدل مفهومی در این محدوده فرکانسی بتواند نتایج را بخوبی پیش‌بینی نماید. لذا مقایسه مدل مفهومی و نتایج آزمایش تجربی در فرکانس‌های پائین و زیر 100 هرتز مورد توجه قرار



(الف)



(ب)

Fig. 5 A concept model for the front rail (a) before simplification (b) after simplification

شکل 5 مدل مفهومی ریل سرشاسی (الف) قبل از ساده‌سازی (ب) بعد از ساده‌سازی توجه قرار گیرند. روش انتخابی برای در نظر گرفتن این اثرات، کاهش ضخامت اضلاع مقطع بوده است و استفاده از اعضاء تیر با سطح مقطع کوچک بوده است. این عمل طی یک فرایند تکراری و آزمون و خطا انجام می‌گیرد. برای معادل‌سازی پنل‌ها ابتدا چارچوب آن‌ها به علت سختی¹ بیشتر با تیرهایی با ساده‌ترین سطح مقطع و با همان ضخامت پنل معادل‌سازی می‌شود. در مرحله بعد در نواحی شامل شکستگی در پنل‌ها تیرهایی قرار می‌گیرد به گونه‌ای که شکل مودهای حاصل از فرایند تحلیلی به خوبی نشان داده شود. در مرحله نهایی برای پنل‌هایی که چارچوب آن‌ها دارای ناپیوستگی در بخش‌هایی از پنل است، از اعضاء تیر با سطح مقطع کوچک‌تر برای رسیدن به سختی کم‌تر استفاده می‌شود. نهایتاً به منظور ارتباط این پنل‌ها با تیرهای معادل مجاور از اجزاء صلب، RBE2 در نستر [15]، استفاده شده است. بدین ترتیب برای همگرایی مدل مفهومی با مدل اصلی از روش سعی و خطا استفاده گردید، به گونه‌ای که ابتدا با توجه به سطح مقطع‌هایی که نسبت به آن‌ها اطمینان کامل وجود داشت، نظیر ریل جلویی سرشاسی یک مدل اولیه ایجاد شد. پس از آن با تغییر سطح مقطع‌هایی که به صورت دلخواه در نظر گرفته شده بودند و همچنین تغییر ضخامت المان‌ها سعی بر آن بود که جواب‌ها به مدل اصلی نزدیک شود. در نهایت برای همگرایی دقیق از یک سری جرم‌های متمرکز در نشیمنگاه کمک‌فکر استفاده شد.

مدل مفهومی سرشاسی ایجاد شده با استفاده از 321 جزء یک‌بعدی تیر معادل با خواص سطح مقطع استاندارد برای اجزاء تیر مانند و پنل‌های موجود ساده‌سازی شد. خلاصه اطلاعات مربوط به مدل المان محدود پیشرفته و مدل مفهومی سرشاسی در جداول 2 و 3 آورده شده است. مدل مفهومی سرشاسی نهایی نیز در شکل 6 آورده شده است.

5- نتایج

جهت مقایسه و اعتبار سنجی مدل المان محدود پیشرفته ابتدا مقایسه فرکانس‌های طبیعی دو مدل انجام می‌شود. از آنجایی که عدددهای خام مربوط به فرکانس‌های طبیعی دو مدل نمی‌تواند نمایش مناسبی از اختلاف واقعی دو مدل ارائه دهد، لذا به منظور داشتن مقایسه ریاضی و قابل استناد درصد خطای بین دو مدل طبق رابطه (1) محاسبه می‌گردد.

1- Stiffness

جدول 5 مقایسه ویژگی‌های دینامیکی حاصل از مدل پیشرفته و مدل تجربی برای 4 مود اول

Table 5 Comparison of dynamic properties for advanced model and conceptual model for the 4 first mode

فرکانس طبیعی مدل پیشرفته	فرکانس طبیعی مدل مفهومی	$\Delta\%$
23	23.6	1.2
42.2	42.4	0.5
53.5	55.4	3.4
73.1	75	2.5

شناسایی شود. نتایج حاصل از 4 مود اول در شکل 7 نشان داده شده است. با توجه به اشکال نشان داده شده، کاملاً مشخص است که نتایج مدل پیشرفته و مدل مفهومی از تطابق بسیار خوبی برخوردار بوده و می‌توان از مدل مفهومی ارائه شده در مرحله طراحی بهره برد.

6- جمع بندی نتایج

دقت فراوان مدل مفهومی ارائه شده در این تحقیق پتانسیل داشتن ضمانت کافی جهت پیش‌بینی و بهینه‌سازی ارتعاشات خودرو را در بازه فرکانسی پائین تضمین کرده است. نتایج حاصل از مدل‌سازی مفهومی سرشاسی خودرو در مقایسه با مدل پیشرفته محاسبات مهندسی و آزمون تجربی آن در حوزه فرکانسی 0-100 هرتز، نمایانگر دقت نسبتاً قابل قبول روش مذکور در خصوص اختلاف فرکانس‌های طبیعی ($\Delta < 9\%$) و نتایج قابل اطمینان در مورد دقت مشابهت شکل مودها ($MAC > 0.75$) برای چهار شکل مود ابتدایی سازه سرشاسی خودرو بود.

با توجه به دقت و قابلیت کاربرد روش مدل‌سازی مفهومی توسعه داده شده، این روش مدل‌سازی می‌تواند یک راهکار اساسی در CAE- NVH در مرحله طراحی مفهومی خودرو باشد. این روش پیشنهادی به طراح اجازه می‌دهد نتایج حاصل از تغییرات در طراحی را بسیار سریع و بدون نیاز به طراحی جزئیات و مدل‌سازی اجزاء محدود ملاحظه نماید. بنابراین با استفاده از روش ارائه شده بررسی و تحلیل عملکرد خودرو در حوزه نویز و ارتعاشات در مرحله طراحی مفهومی قابل بررسی خواهد بود. طراح پس از کسب اطمینان از عملکرد طرح پیشنهادی در حوزه نویز و ارتعاشات نسبت به طراحی جزئیات اقدام خواهد نمود.

7- فهرست علائم

E	مدول یانگ (Nm^{-2})
Nu	ضریب پواسون
علائم یونانی	
ρ	چگالی (kgm^{-3})
φ	بردار ویژه شکل مودی
ω	فرکانس طبیعی (Hz)
بالانویس‌ها	
T	ترانهاده بردار ویژه
زیرنویس‌ها	
a	مقدار اولیه فرکانس طبیعی
c	مقدار ثانویه فرکانس طبیعی

گرفته است. از طرفی در این سازه خاص، فرکانس‌های بالاتر از 100 هرتز به شدت دارای شکل مودهای محلی بوده که از شکل مودهای اصلی سازه فاصله بسیار زیادی داشته و بحث در مورد آن‌ها نیاز نمی‌باشد. نتایج حاصل از دو مرحله در جدول 4 آورده شده است. از نتایج می‌توان نتیجه گرفت که معیار MAC نتایج قابل قبولی برای 4 مود اول ارائه داده است. علت کاهش معیار MAC با افزایش فرکانس را می‌توان بدین‌صورت بیان کرد که با افزایش فرکانس و ظهور مودهای محلی و ترکیبی، دقت پیش‌بینی مدل‌سازی کاهش می‌یابد. از طرفی با توجه به ماهیت مودهای 2 و 3 که بیشتر نشان‌دهنده پیچش نشیمنگاه کمک‌فدر می‌باشند، داده‌های اندازه‌گیری غالبی در شکل مودهای مذکور وجود ندارد. این عامل باعث می‌شود به علت نویز و خطای موجود در اندازه‌گیری که قابل مقایسه با اندازه‌های پاسخ اکثر نقاط داده- برداری در این مودها هستند و همچنین محل نصب شتاب‌سنج‌ها و نوع آن‌ها که قبلاً هم به آن اشاره شده بود خطای معیار شباهت مودها افزایش یابد. باین‌حال مشخص است که نتایج حاصله در مورد مود اول و چهارم نسبتاً دقیق بوده که ماهیت آن‌ها به ترتیب بیانگر پیچش ریل جلویی سازه و پیچش کل سازه است و می‌توان به نوعی آن‌ها را جزء شکل مودهای اصلی سازه به حساب آورد. علت تفاوت فرکانس طبیعی اول مدل تحلیلی با نتایج تجربی مربوط به نحوه مدل‌سازی نقطه جوش‌ها می‌باشد. شکل مود اول سازه مربوط به پیچش نوک ریل جلویی است که توسط تعدادی نقطه جوش به ریل اصلی وصل شده است. عدم در اختیار بودن اطلاعات دقیق از محل نقطه جوش‌ها و تعداد آن‌ها با توجه به سازه اصلی در آن ناحیه می‌تواند باعث کاهش فرکانس شود. همچنین جرم ناحیه اتصالی در صورت بیش‌تر بودن نقاط جوش در سازه مدل شده نسبت به سازه اصلی می‌تواند باعث کم‌تر شدن فرکانس اول تحلیلی از تجربی شود.

پس‌ازاین مرحله باید صحت‌گذاری نتایج مدل مفهومی انجام شود. از آنجایی که در مراحل اولیه طراحی، تمرکز بر روی فرکانس‌های پائین است، نیاز است که مدل مفهومی نیز در این محدوده فرکانسی بتواند نتایج را به‌خوبی پیش‌بینی نماید. در جدول 5 نتایج حاصله از مدل پیشرفته و مدل‌سازی مفهومی آورده شده است و معیارهای درصد خطای مقادیر ویژه آن‌ها مقایسه شده است. با توجه به نتایج جدول 5، مشخص است که مدل مفهومی در مقایسه با مدل پیشرفته، بسیار دقیق در مورد فرکانس‌های طبیعی رفتار می‌نماید. در واقع خطای مطلق کم‌تر از 4% بیانگر نتایج کاملاً ایده‌آل در حوزه مقایسه مقادیر ویژه است؛ لذا مدل‌های مفهومی ساخته‌شده به‌خوبی معیار مقایسه‌ای پایه در حوزه دینامیک را ارضاء نموده و می‌تواند در معیاری سخت‌تر مورد آزمون قرار گیرد. برای مقایسه بردارهای ویژه در این مرحله و برای راحتی کار کافی است شکل مودهای دو تحلیل پیشرفته و مفهومی در کنار یکدیگر قرار داده شده و به صورت بصری اختلاف‌های موجود در آن‌ها

جدول 4 مقایسه ویژگی‌های دینامیکی حاصل از مدل پیشرفته و مدل تجربی برای 4 مود اول

Table 4 Comparison of dynamic properties for advanced mode and experimental model for the 4 first mode

فرکانس طبیعی مدل پیشرفته	فرکانس طبیعی آزمون تجربی	$\Delta\%$	MAC
23	23.8	2.1	0.98
42.2	38.6	8.5	0.76
53.5	50	6.5	0.82
73.1	76	3.8	0.81

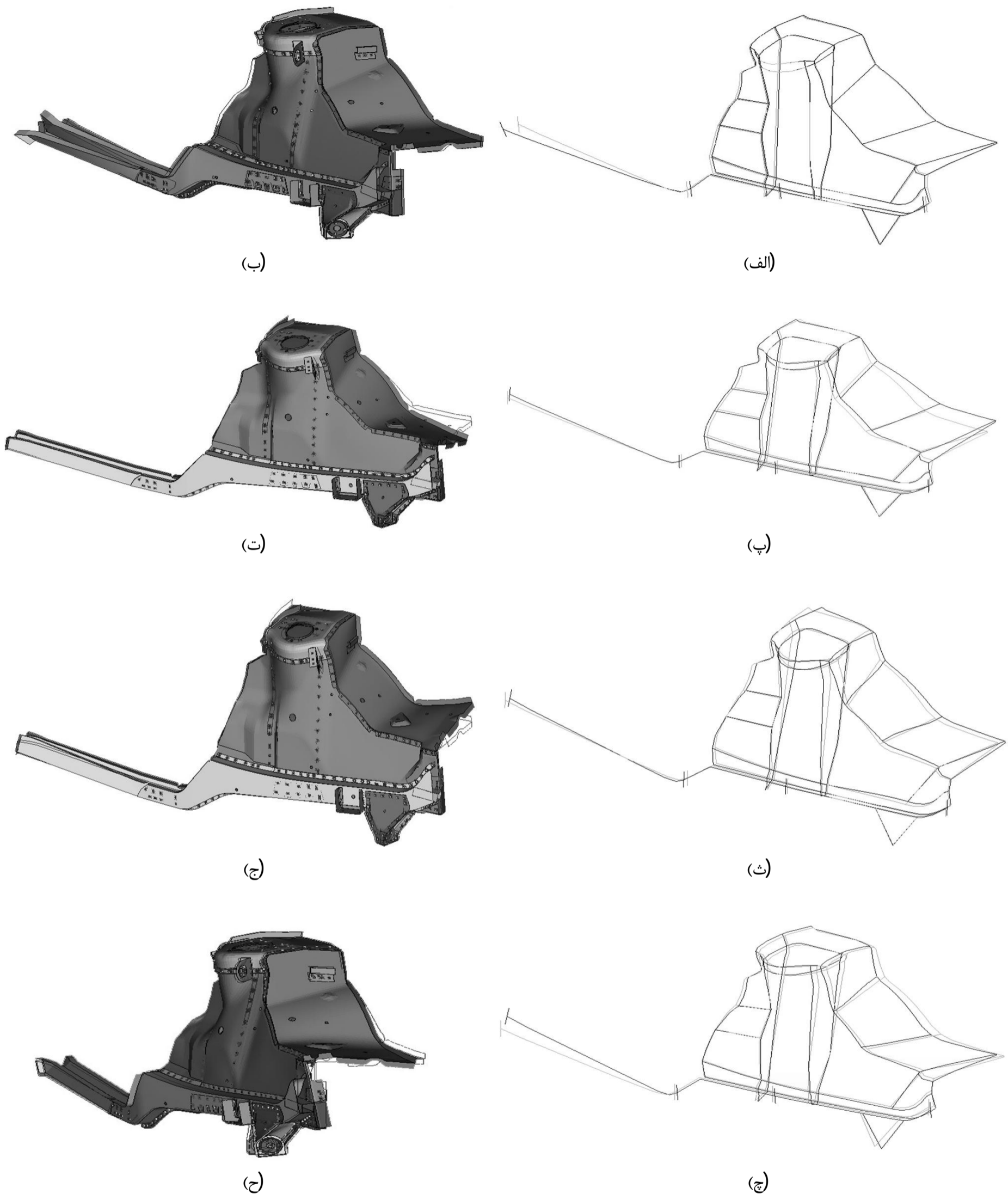


Fig. 7 Comparison of the first four modes of advanced model and concept model (a) the first mode shape of concept model (b) the first mode shape of advanced model (c) the second mode shape of concept model (d) the second mode shape of advanced model (e) the third mode shape of concept model (f) the third mode shape of advanced model (g) the fourth mode shape of concept model (h) the fourth mode shape of advanced model

شکل 7 مقایسه چهار شکل مود اول مدل پیشرفته و مدل مفهومی (الف) شکل مود اول مدل مفهومی (ب) شکل مود اول مدل پیشرفته (پ) شکل مود دوم مدل مفهومی (ت) شکل مود دوم مدل پیشرفته (ث) شکل مود سوم مدل مفهومی (ج) شکل مود سوم مدل پیشرفته (ح) شکل مود چهارم مدل مفهومی (ز) شکل مود چهارم مدل پیشرفته

8- مراجع

- and panels, *Proceedings of the 3rd WSEAS International Conference on Finite Difference, Finite Elements, Finite volume & Boundary Elements* pp. 20-22, 2010.
- [9] P. Zhu, Y. Zhang, G. Chen, Metamodel-based lightweight design of an automotive front-body structure using robust optimization, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 223, No. 9, pp. 1133-1147, 2009.
- [10] L. Feng, Process Optimization of Soft Die for Front Wheelhouse Based on Autoform Simulation [J], *Hot Working Technology*, Vol. 21, pp. 40, 2012.
- [11] Y. Shi, P. Zhu, L. Shen, Z. Lin, Lightweight design of automotive front side rails with TWB concept, *Thin-walled structures*, Vol. 45, No. 1, pp. 8-14, 2007.
- [12] Ö. Gündoğdu, Optimal seat and suspension design for a quarter car with driver model using genetic algorithms, *International Journal of Industrial Ergonomics*, Vol. 37, No. 4, pp. 327-332, 2007.
- [13] G. Wei, L. Quanbo, Simulation Study on Crashworthiness of Car's Front Rail Based on LS-DYNA [J], *Journal of Hubei Automotive Industries Institute*, Vol. 2, pp. 1-7, 2010.
- [14] E. Angelo, G. Angelo, P. H. D. G. Santos, D. A. de Andrade, Numerical Study of the Influence of Elements inside the Wheelhouse on the Passenger Vehicle Aerodynamic, *Open Journal of Fluid Dynamics*, Vol. 5, No. 02, pp. 199, 2015.
- [15] M. Nastran, Quick reference guide, *MSC. SOFTWARE*, Vol. 1, pp. 11-15, 2004.
- [16] D. J. Ewins, *Modal testing: theory, practice and application*, Research Studies Press, Ltd., 2000.
- [1] M. Fard, Structural dynamics characterization of the vehicle seat for NVH performance analysis, *SAE paper*, Vol.501, pp. 2011, 2011.
- [2] S. H. Sung, D. J. Nefske, *Assessment of a vehicle concept finite-element model for predicting structural vibration*, SAE Technical Paper, No. 2001-01-1402, pp. 2001, 2001.
- [3] S. Lee, J. Park, H. Yim, Numerical approximation of vehicle joint stiffness by using response surface method, *International journal of automotive technology*, Vol. 3, No. 3, pp. 117-122, 2002.
- [4] L. Long, *Design-oriented translators for automotive joints*, PhD Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, Virginia, 1998.
- [5] H. Van der Auweraer, T. Van Langenhove, M. Brughmans, I. Bosmans, N. Masri, S. Donders, Application of mesh morphing technology in the concept phase of vehicle development, *International journal of vehicle design*, Vol. 43, No. 1-4, pp. 281-305, 2007.
- [6] S. Donders, Y. Takahashi, R. Hadjit, T. Van Langenhove, M. Brughmans, B. Van Genechten, W. Desmet, A reduced beam and joint concept modeling approach to optimize global vehicle body dynamics, *Finite Elements in Analysis and Design*, Vol. 45, No. 6, pp. 439-455, 2009.
- [7] D. Mundo, R. Hadjit, S. Donders, M. Brughmans, P. Mas, W. Desmet, 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*, Vol. 45, No. 6, pp. 456-462, 2009.
- [8] D. Mundo, S. Donders, R. Hadjit, G. Stigliano, P. Mas, H. Van der Auweraer, Concept modelling of automotive beams, joints