شبیه‌سازی و محاسبه سطح نویز حمل شده توسط سازه در داخل خودرو به روش المان محدود

محمد حسین نویدفر[۱]، سعید ضیایی راد[۲]، محسن اصفهانیان[۳] و امیر خرم مبارکه[۴]
Navidfar_mech@me.iut.ac.ir

چکیده

در مقاله حاضر سطح نویز داخلی خودرو با توجه به ارتعاشات سازه‌ای، که از جمله آنالیزهای نویز- ارتعاش- ناهنجاری می‌باشد، مورد بررسی قرار گرفته است. در مرحله اول سازه از نظر ارتعاشی بررسی شده و اثر ارتعاشات موتور و مسیر انتقال آن به کابین شبیه‌سازی شده است. در این بخش مدل مناسب سه بعدی برای آنالیز با تمرکز برروی اجزاء و مسیرهای موثر در ارتعاش کابین و در نتیجه آکوستیک داخلی بیان شده است. سپس پاسخ آکوستیکی فضای داخل برای چنین تحریکی محاسبه شده است. نهایتاً پیش‌بینی رفتار آکوستیکی سیستم با توجه به شبیه‌سازی مودال و خواص مودال فضای داخل انجام گرفته است.

کلیدواژه:

آنالیز مودال - آنالیز هارمونیک - آنالیز ویبرو آکوستیک – NVH - نویز همراه سازه

۱- کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان
۲- دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، Szrad@cc.iut.ac.ir
۳- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، Mesf1964@cc.iut.ac.ir
۴- کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، Am_khorram@yahoo.com

Archive of SID
www.SID.ir

۱- مقدمه

تقاضای روزافزون برای محصولات نرم‌تر، آرام‌تر و ایمن‌تر لزوم انجام آنالیزهای قبل از تولید در صنعت خودرو، از جمله NVH[1] و برخورد را قبل از عرضه به بازار آشکار می‌سازد [۱]. کاهش مصرف سوخت از طریق کاهش وزن قطعات مصرفی در خودروها بیش از پیش آنها را در معرض ارتعاشات ناخواسته و عدم کنترل نویز قرار داده‌است [۲]. از این رو پیش بینی رفتار آکوستیکی سیستم در فرکانس‌های مختلف کمک به رفع این مشکل از طریق روش‌های گوناگون همچون اصلاحات سازه‌ای، روش‌های غیر فعال کنترل نویز[2] و در محصولات لوکس روش‌های فعال کنترل نویز[3] خواهد کرد.

در این مقاله روش المان محدود برای تعیین میدان آکوستیک داخل کابین یک خودروی واقعی (شورلت پیکاپ)، بر حسب فرکانس‌های طبیعی و مودشیپ‌ها گسترش داده شده‌است.

برای شبیه‌سازی و محاسبه سطح نویز حمل شده توسط سازه[4] خودرو نیاز به دو تحلیل می‌باشد: ۱- تحلیل ارتعاشی ۲- تحلیل آکوستیکی.

انجام آنالیز دینامیکی سازه که در این مقاله به کمک نرم‌افزار LS-DYNA انجام‌شده، آنالیز همزمان برخورد و دینامیک سیستم را ممکن‌ساخته، که می‌تواند اثرات تغییر در هر یک را در دیگری بخوبی نشان داده و باعث کاهش در زمان طراحی گردد. آنالیز دینامیکی سیستم (سازه)، خود شامل دو بخش مودال و هارمونیک می‌باشد.

پس از انجام تحلیل ارتعاشی سازه تغییر مکان‌های نقاط روی سازه کابین، به هوای داخل آن منتقل شده و فضای داخل مورد تحلیل آکوستیک قرار گرفته‌است (تحلیل غیرکوپل).

محدوده مورد بررسی از ۰ تا ۲۵۰ هرتز در نظر گرفته‌شده، که محدوده غالب برای بررسی نویز حمل شده توسط سازه می‌باشد [۴]. همچنین حداکثر فرکانس تحریک سیستم محرکه در خودروی مورد بحث ۲۴۰هرتز (معادل با ۷۲۰۰ دور بر دقیقه) است، که در محدوده مورد بررسی قرار دارد. در ادامه، ابتدا مدل ارتعاشی سیستم مورد بررسی قرارگرفته و نتایج حاصل از آنالیز مودال سازه و همچنین آنالیز فرکانسی آن آورده‌شده‌است. نتایج بدست‌آمده از آنالیز مودال سازه امکان انجام آنالیزهای بیشتر بر روی سازه را فراهم و همچنین رفتار ارتعاشی سیستم را مشخص می‌سازد.

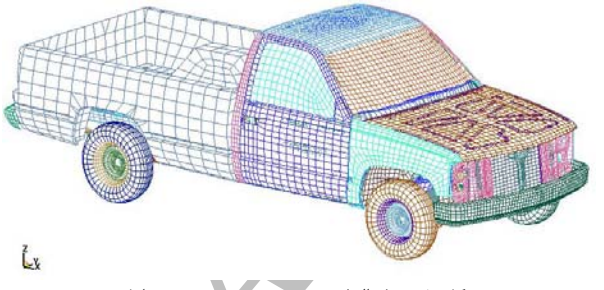
سپس رفتار آکوستیکی فضای داخل[5] با توجه به آنالیز مودال این محیط تعیین و مورد بحث قرار گرفته‌است.

پاسخ آکوستیکی فضای داخل (سطح فشار صوت) در محل استاندارد شده گوش سمت راست راننده[6] محاسبه شده و برای حالت‌های مختلف حداکثر آن با مقادیر مجاز مقایسه شده‌است. در آخر استفاده از جاذب‌های صوت به عنوان متداولترین روش غیر فعال کنترل نویز، مورد بررسی قرارگرفته‌است. بحث برروی نتایج و نتیجه‌گیری بخش‌های پایانی این مقاله را تشکیل می‌دهند.

۲- مدل ارتعاشی

برای آنالیز از مدل کامل خودرو استفاده شده، که علی‌رغم افزایش قابل توجه زمان حل، تقریب‌هایی که بدلیل مدل کاهش یافته در مسئله بوجود می‌آمد تا حد بسیار زیاد محدود شدند. درآنالیزهای مشابه عموماً مدل، شامل شاسی، کابین و هوای داخل آن می‌باشد. شکل (۱) مدل المان محدود خودروی شورلت پیکاپ C2500 مدل ۱۹۹۴ مورد تحلیل را نشان می‌دهد. مدل فوق برای آنالیز برخورد[7] تولید شده‌است. با تغییراتی که روی مدل انجام گرفته، مدل مناسب جهت آنالیز مودال استخراج و مورد استفاده قرار گرفته‌است

این مدل شامل ۲۴۸ جزء[8]، ۶۶۰۵۰ گره، ۳۵۶۱ المان جامد[9]، ۱۵۳ المان تیر، ۲۲ المان فنر. ۸۶ المان جرم، ۵۴۰۲۸ المان پوسته و جمعاً ۵۷۸۵۰ المان می باشد (المان‌های مورد استفاده عمدتاً المان‌های پوسته سه‌بعدی چهار گرهی می‌باشند). وزن مدل ۱۸۲۸ کیلوگرم می‌باشد.



شکل(۱): مدل المان محدود خودروی مورد تحلیل

مدل ارتعاشی تولید شده با استفاده از حلگر غیر صریح LS-DYNA (ویرایش 970-5434a) در حالت دقت مضاعف[10] آنالیز شده [۸،۷] و مودهای طبیعی و بردارهای مود برای آنالیزهای بعدی استخراج شده‌اند (فرکانس‌های زیر ۲۵۰ هرتز). نتایج بدست آمده در جدول (۱) آورده‌شده‌است.

1- Noise, Vibration and Harshness
2- Passive Noise Control
3- Active Noise Control
4 - Structure- Borne Noise
5 - Interior Cavity

6 - Driver's Right Ear (DRE)
7- Crash
8 - Part
9- Solid
10- Double Precision

Archive of SID

www.SID.ir

جدول (۱): فرکانس‌های طبیعی سازه خودرو

شماره مود	فرکانس طبیعی (Hz)	شماره مود	فرکانس طبیعی (Hz)
۱	۰۸/۸۹۲	۲۴	۱۲۲/۴۲
۲	۱۰/۷۹۶	۲۵	۱۲۳/۴۴
۳	۱۲/۹۵۵	۲۶	۱۲۶/۶۷
۴	۲۴/۱۱۱	۲۷	۱۳۳/۸۱
۵	۳۲/۵۹۰	۲۸	۱۳۶/۱۳
۶	۳۴/۰۴۳	۲۹	۱۴۰/۷۵
۷	۳۹/۸۶۸	۳۰	۱۴۱/۷۷
۸	۴۵/۷۴۳	۳۱	۱۵۶/۷۰
۹	۴۸/۶۰۵	۳۲	۱۶۱/۶۶
۱۰	۵۶/۶۴۸	۳۳	۱۶۳/۲۰
۱۱	۵۸/۲۲۳	۳۴	۱۶۴/۹۲
۱۲	۶۰/۱۴۸	۳۵	۱۶۷/۹۵
۱۳	۷۲/۷۹۶	۳۶	۱۶۹/۲۶
۱۴	۸۲/۳۹۲	۳۷	۱۸۲/۳۲
۱۵	۸۳/۰۴۳	۳۸	۱۸۵/۰۹
۱۶	۸۶/۵۹۲	۳۹	۱۹۰/۶۲
۱۷	۹۶/۹۰۰	۴۰	۱۹۱/۳۰
۱۸	۹۹/۳۴۳	۴۱	۲۰۷/۶۳
۱۹	۱۰۲/۲۵	۴۲	۲۰۹/۰۳
۲۰	۱۰۴/۷۸	۴۳	۲۱۸/۷۲
۲۱	۱۱۱/۸۷	۴۴	۲۲۸/۵۹
۲۲	۱۱۷/۸۸	۴۵	۲۲۹/۵۷
۲۳	۱۱۸/۷۳	۶	۲۳۵/۱۸

فرکانس‌های طبیعی خواص دینامیکی سازه خودرو را مشخص می‌سازند. در فرکانس‌های پایین، که بطور عمده ناشی از نابالانسی تایر و کارکرد موتور می‌باشد، نزدیکی فرکانس تحریک به فرکانس طبیعی سازه عمده‌ترین عامل ارتعاش و لرزش سیستم است. همچنین جلوگیری از کوپل شدن مودهای سازه و محیط آکوستیک عامل مهمی در کاهش نویز داخلی خودرو می‌باشد.

در ادامه پاسخ فرکانسی سازه در اثر تحریکات موتور مورد بررسی قرارگرفته‌است. مسیر انتقال انرژی سازه از طریق نگهدارنده‌های کابین برروی شاسی به کابین منتقل می‌گردد. این نگهدارنده‌ها یا به تعبیری اتصالات، ایزولاسیون ارتعاشات بوسیله‌ی کاهش انرژی منتقل شده به کابین را بر عهده دارند که عامل مهمی در کاهش ارتعاشات سازه‌ی کابین و در نتیجه سطح نویز داخلی کابین می‌باشد. در خودروی مورد بررسی کابین و قاب شاسی جداگانه ساخته شده و سپس روی هم نصب شده‌اند. بنابراین می‌توان میزان ایزولاسیون ارتعاشی نگهدارنده‌ها را از طریق اندازه‌گیری ارتعاش در دو طرف آن یعنی روی کابین و روی شاسی بدست آورد.

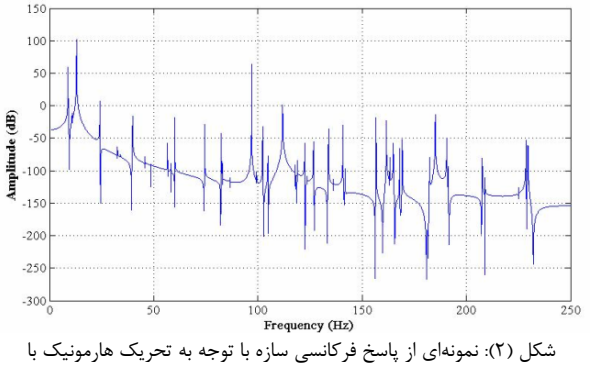
اگر مسیر انتقال ارتعاشات از کابین به سمت منبع تحریک (سیستم محرکه) دنبال شود، نگهدارنده‌های کابین روی شاسی، قاب بندی شاسی و نگهدارنده‌های موتور روی شاسی (دسته‌ی موتور) به عنوان مسیر انتقال ارتعاشات شناخته می‌شوند.

برای آنالیز پاسخ فرکانسی سیستم، تحریک در نقاط دسته‌ی موتور اعمال شده و پاسخ در نقاط کابین بدست آمده‌است. این پاسخ، ورودی سیستم آکوسیتک می‌باشد که از روی آن می‌توان پاسخ آکوستیکی سیستم با توجه به تحریکات مفروض را بدست آورد.

با در نظر گرفتن تحریکات ناشی از کارکرد موتور در نقاط اتصال دسته موتور به شاسی و محاسبه پاسخ در نقاط اتصال شاسی و کابین و انتقال آن به سیال (هوا) درون کابین می‌توان سطح نویز تولیدی را در هر فرکانس بدست آورد. رابطه اصلی در این بخش رابطه(۱) می‌باشد، که انجام آنالیز هارمونیک سازه با توجه به تحریکات مفروض و محاسبه پاسخ بوسیله آن انجام می‌شود [۹].

$$H_{ik} = \sum_{j} \frac{\phi_{ij}\phi_{kj}}{\omega_j^2 - \omega^2} \qquad (۱)$$

نقاط تحریک، نودهای ۳۰۸۵ و ۳۴۲۳ و ۳۳۶۶ در مدل المان محدود خودرو و نقاط اتصال کابین روی شاسی (نقاط پاسخ)، نودهای ۱۶۸۱۳، ۱۶۳۹۶، ۱۶۷۶۸ و ۱۶۳۵۰ در مدل المان محدود خودرو می‌باشند. نمونه‌ای از نمودارهای پاسخ در شکل (۲) مشاهده می‌شود. با توجه به مقادیر بدست آمده در نقاط پاسخ، می‌توان اثر ارتعاشات بر آکوستیک داخل را مورد بررسی قرار داد. بنابراین برای آنالیز ویبرو- آکوستیک خودرو نیاز به یک مدل آکوستیکی نیز می‌باشد که در ادامه بیان شده است.



شکل (۲): نمونه‌ای از پاسخ فرکانسی سازه با توجه به تحریک هارمونیک با فرکانس‌های مختلف در نقاط دسته موتور

۳- مدل آکوستیک

در ابتدا مدل المان محدود فضای داخل شامل ۸۸۲۸ المان آکوستیک (هوا با خواص استاندارد در دمای ۲۵درجه سانتیگراد) با طول میانگین ۱۵۰میلیمتر (تعداد ۸ تا ۱۰ المان در هر طول موج)

Archive of SID

www.SID.ir

تولید، و فرکانس‌های طبیعی و توزیع فشار در هر یک از آنها محاسبه‌گردید. استخراج فرکانس‌های طبیعی و مود شیپ‌ها به روش المان محدود انجام شده‌است. آنالیز مودال محیط آکوستیکی، مطالعه رفتار آکوستیکی سیستم را ممکن می‌سازد. دینامیک آکوستیکی محیط داخل به وسیله سه پارامتر به طور کامل قابل تعریف است:

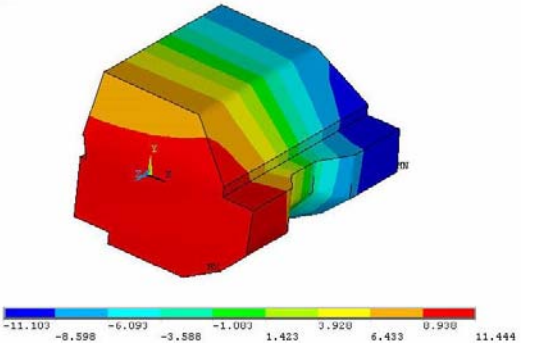
فرکانس‌های طبیعی، مود شیپ‌ها و دمپینگ وابسته به هر فرکانس طبیعی.

این سه پارامتر بطور تجربی یا با دانستن ابعاد و خواص سیال (هوا در دمای ۲۵ °c در این مورد) قابل استخراج هستند. باید دقت داشت که بدست آوردن دمپینگ مرتبط با هر مود به روش تحلیلی امری سر راست و قابل انجام نیست و عمدتاً پارامتر سوم از راه آزمایش بدست آمده و به مدل اضافه می‌شود.

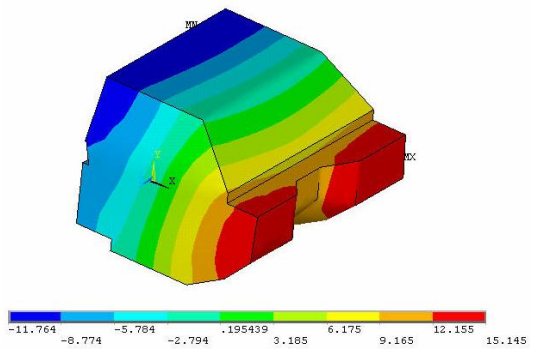
نتایج بدست آمده از آنالیز مودال فضای آکوستیک داخل کابین در جدول (۲) آورده‌شده‌است.

جدول (۲): فرکانس‌های طبیعی محیط آکوستیک داخل کابین

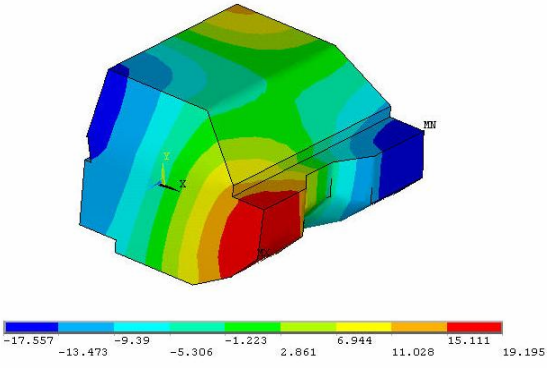
شماره فرکانس	فرکانس طبیعی (Hz)
۱	۹۸/۳۶۷
۲	۱۳۱/۹۱
۳	۱۶۲/۴۷
۴	۱۷۳/۳۷
۵	۱۹۶/۶۶
۶	۲۱۳/۳۴
۷	۲۳۰/۳۶
۸	۲۴۷/۹۶
۹	۲۵۳/۳۱



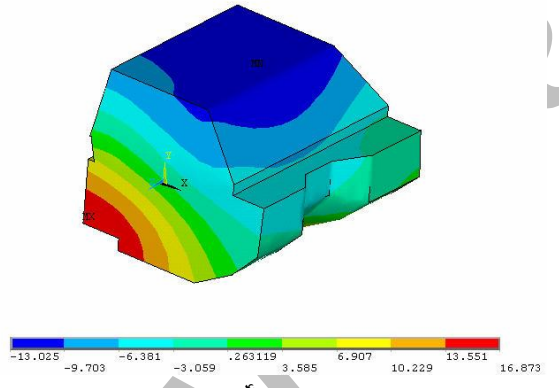
مود ۱



مود ۲



مود ۳



مود ۴

شکل (۳): مود شیپ‌های محیط آکوستیک (بزرگی فشار ,Pa)

بزرگی فشار آکوستیک در هر فرکانس یا در واقع همان مود شیپ‌ها در شکل (۳) برای چهار مود اول نشان داده‌شده‌است.

تنها تفاوتی که این شبیه‌سازی با یک خودروی واقعی خواهد داشت بزرگی فشار آکوستیکی است و نه توزیع آن. بزرگی فشار به دلیل دمپینگ مرتبط با هر مود ممکن است در خودروی واقعی به میزان کمی کمتر باشد. مقدار این دمپینگ در فرکانس‌های مختلف برای یک خودروی واقعی در محدوده‌ی 4e-3 تا 9e-3 متغیر می‌باشد [۱۰]. در شبیه‌سازی میزان دمپینگ ثابت و برابر با ۰/۰۰۵ فرض شده‌است. فرکانس‌های طبیعی نیز در خودروی واقعی و مدل شبیه‌سازی شده تفاوت چندانی نمی‌کند، چون بستگی به ابعاد و

Archive of SID

www.SID.ir

خواص هوا دارد. نکاتی در مورد نتایج بدست آمده در ادامه ذکر می‌گردد. فرکانس‌هایی که به هم نزدیک هستند (اختلاف کمی با هم دارند)، مشارکت چند مود در یک فرکانس را نشان می‌دهند. تعداد مودهای مشارکت کننده[11] در یک فرکانس بیانگر تعداد درجات آزادی سیستم در آن فرکانس خاص می‌باشد. این مسئله در هنگام کنترل نویز داخل مهم بوده و کمک به کنترل بهینه نویز سیستم می‌نماید (بویژه در روش‌های فعال کنترل نویز).

نکته مهم در تفسیر شکل مودها و استفاده از آنها، دقت به مکان صفحات گره‌ای و توزیع و بزرگی فشار در حجم می‌باشد. به عنوان مثال مود اول یک صفحه گرهی موازی صفحه x-y و عبور کننده از وسط فضای داخل را نشان می‌دهد. همچنین توزیع فشار در طول صفحات موازی صفحه x-y ثابت می‌باشد.

مود دوم صفحه گرهی مشابهی را نشان می‌دهد که به موازات صفحه y-z قرارگرفته‌است. شکل کلی این مود شبیه مود اول است با این تفاوت که بزرگی فشار در طول صفحات موازی با y-z ثابت است.

مود سوم دو صفحه گرهی منحنی شکل را نشان می‌دهد و به همین ترتیب در مودهای دیگر چنین تفاسیری را داریم. توجه به صفحات گره‌ای و همچنین توزیع فشار در هر فرکانس تفسیر صحیح آنالیزهای پاسخ فرکانسی را ممکن می‌سازد.

مودشیپ‌ها از نظر کنترل نویز بسیار مهم هستند و آنها محل‌هایی که باید کنترل کننده‌های نویز اعم از فعال یا غیرفعال در آنجا قرار گیرند معلوم می‌کنند. برای حداکثر کنترل باید به نقاط شکم توجه شود. زیرا در این نقاط بزرگی فشار ماکزیمم بوده و حداکثر تاثیر بر روی سیال آکوستیک را می‌توان بدست آورد.

همانطور که گفته شد، تحریکات موتور از طریق شاسی به کابین منتقل میشود که در بخش ارتعاشی سیستم شبیه‌سازی آن انجام گردید. نتایج بدست آمده منبع تحریکی برای مدل آکوستیک می‌باشد. بنابرین با توجه به فرکانس و دامنه تحریک می‌توان سطح فشار صوت[12] در داخل کابین را بدست آورد. سطح فشار صوت به عنوان مهمترین کمیت خروجی مطرح می‌باشد که توسط رابطه،

$$L_{sp} = 20\log\left(\frac{P_{rms}}{|P_{ref}|}\right) \qquad (۲)$$

در رابطه فوق،

L_{sp}: سطح فشار صوت

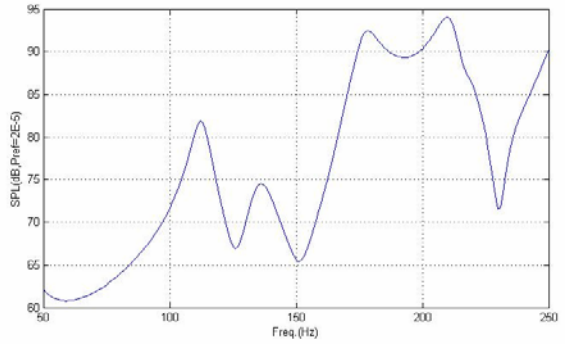
log: لگاریتم مبنای ده

P_{ref}: فشار مرجع (2e-5)

P_{rms}: جذر میانگین مربع فشار($P/\sqrt{2}$)، می‌باشد.

11- Participating Mode
12- Sound Pressure Level

نمونه‌ای از پاسخ آکوستیکی بدست آمده در نقطه DRE در نمودار شکل (۴) آوده شده است. این پاسخ با توجه به تحریکات موتور در محدوده فرکانس زیر ۲۵۰ هرتز بدست آمده‌است.



شکل (۴): سطح فشار صوت در محل گوش راست راننده

با توجه به محاسبه میزان نویز داخلی، می‌توان اثر جاذب‌های صوتی[13] را در شبیه‌سازی وارد کرده و اثر آن در میزان کاهش نویز را بررسی نمود.

۴- بهینه‌سازی خواص آکوستیکی

نویز تولید شده توسط اجزاء مختلف خودرو به دو طریق به داخل و یا محیط اطراف منتقل شود:

۱- نویز از طریق هوا انتقال می یابد (نویز حمل شده توسط هوا و یا نویز هوا برد)

۲- نویز از طریق سازه انتقال می‌یابد (نویز حمل شده توسط سازه و یا نویز سازه‌ای)

روش‌های کنترل نویز نیز در سه گروه اصلی قرار می‌گیرند:

الف)کنترل نویز منبع

ب)کنترل نویز در مسیر

ج)کنترل نویز در دریافت کننده

در این بخش کنترل نویز سازه‌ای در دریافت کننده مورد بررسی قرار می‌گیرد.

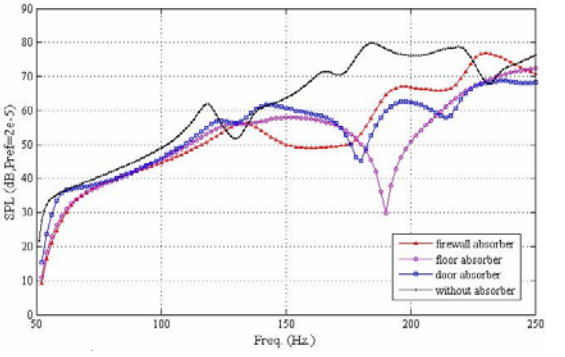
روش‌های غیر فعال بر پایهٔ ارتباط بین طول موج نویز و ضخامت ماده غیر فعال می‌باشند. این امر بدین معنی است که کنترل نویز فرکانس پائین، دارای طول موج بزرگتر، به لایه ضخیمی احتیاج دارد. عموماً در خودروها و با توجه به ابعاد کابین استفاده از چنین لایه ای ضخیمی در بسیاری از قسمت‌ها غیر عملی می‌باشد. بنابراین تا حد ممکن در انتخاب محل‌های مناسب نصب با توجه به فرکانس بحرانی در آن‌ها باید دقت شود.

13- Sound Absorbers

Archive of SID

www.SID.ir

با توجه به آنالیزهای انجام شده اثر ایزولاسیون در مسیر انتقال ارتعاش و همچنین اثر جاذب‌های صوتی به عنوان روش‌های کاهش میزان نویز قابل بررسی می‌باشد. شکل ۵ کاهش ۱۵ دسی‌بلی نویز داخل در اثر استفاده از جاذب صوت در کف کابین، دیواره آتش و درها را نشان می‌دهد. محل بهینه استفاده از جاذب‌ها و میزان کاهش نویز در اثر استفاده از آنها نیز قابل بررسی می‌باشد.



شکل (۴): سطح فشار صوت در محل گوش راست راننده قبل و بعد از استفاده از جاذب‌های صوتی

۵- بحث بر روی نتایج

آنالیزهای انجام شده در هر دو بخش سازه‌ای و آکوستیکی، در دو مرحله آنالیز مودال و آنالیز فرکانسی مورد بررسی قرار گرفته‌اند. به عبارت دیگر آنالیز ویبرو-آکوستیک سیستم در ۴ مرحله انجام شده‌است. مرحله اول آنالیز مودال سازه می‌باشد. در کار حاضر ابتدا کابین مورد آنالیز مودال قرار گرفته و سپس قطعات و اجزاء دیگر به آن متصل شده و آنالیز تکرار شده‌است. بدین ترتیب، با اضافه کردن قطعات بصورت تدریجی و تکرار آنالیز تا تکمیل سیستم نهایی، قطعات موثر در پاسخ ارتعاشی سیستم بخصوص ارتعاشات کابین شناخته و بدقت در مدل ارتعاشی سیستم وارد شده‌اند.

در کارهای مشابه در این بخش عموماً بدنه اولیه خودرو بدون متعلقات (BIW)[14] برای تحلیل سازه‌ای مورد استفاده قرار گرفته که خود باعث بوجود آمدن تقریب در پاسخ‌ها می‌گردد.

مرحله دوم آنالیز فرکانسی سازه خودرو جهت بدست آوردن پاسخ در هنگام کارکرد موتور در دورهای مختلف می‌باشد. در این مرحله از نتایج آنالیز قبلی (مودها و فرکانس‌های طبیعی) استفاده شده‌است. در انتهای این مرحله پاسخ نقاط کابین با توجه به تحریکات سیستم محرکه خودرو قابل استخراج است.

با توجه به مشخص شدن رفتار سازه، می‌توان مرحله تحلیل آکوستیک سیستم را آغاز کرد. در این بخش در ابتدا آنالیز مودال فضای آکوستیک داخلی جهت شناخت رفتار آکوستیکی سیستم انجام می‌گیرد. نتایج بدست آمده محل‌های بحرانی که در آن‌ها امکان کوپل شدن ارتعاشات سازه و محیط آکوستیک و همچنین موقعیت‌های مناسب برای اعمال روش‌های کاهش نویز اعم از فعال و غیر فعال را نشان می‌دهند. امکان پیش‌بینی پاسخ آکوستیکی سیستم در محدوده فرکانسی مورد بحث و همچنین مقادیر ماکزیمم فشار آکوستیک و در نتیجه نویز داخلی نیز در این بخش ممکن می‌گردد.

به عنوان آخرین مرحله، پاسخ اکوستیکی فضای داخل (سطح فشار صوت در مقیاس دسی‌بل و یا به عارت دیگر نویز) با توجه به ارتعاشات سازه،که در مرحله دوم مورد بررسی قرار گرفت، تعیین می‌گردد. این پاسخ در کلیه نقاط داخل کابین قابل محاسبه می‌باشد که محدوده گوش راست راننده به عنوان نقطه استاندارد مرجع محاسبات قرار گرفته‌است.

با توجه به اینکه آنالیزهای فوق نهایتاً به منظور کاهش میزان نویز داخلی خودرو و بهینه‌سازی خواص آکوستیکی آن انجام می‌شوند، می‌توان پارامترها و روش‌های مؤثر در کاهش نویز را در شبیه‌سازی وارد کرده و نتایج را مورد بررسی قرار داد. به عنوان یکی از ساده‌ترین و کم‌هزینه‌ترین روش‌ها استفاده از جاذب صوت مورد بررسی قرار گرفته‌است. که کاهش ۱۵ دسی‌بل در سطح فشار آکوستیک را نشان می‌دهد. این روش دو عیب عمده دارد؛

اول عدم کارایی در فرکانس پایین (در فرکانس‌های پایین ضخامت زیادی از ماده برای جذب صوت احتیاج است)

دوم افزایش وزن سیستم پس از استفاده از این جاذب‌ها.

۶- نتیجه‌گیری

در این مقاله روش المان محدود برای تعیین میزان نویز داخلی خودرو حمل شونده توسط سازه گسترش داده‌شده‌است. برای هر دو شبیه‌سازی انجام شده روی سازه و محیط آکوستیک از روش المان محدود استفاده شده است. با توجه به آنالیزهای انجام‌شده و پژوهش‌هایی که تا کنون در این زمینه انجام شده است، آنالیز مودال و آنالیز فرکانسی در هر دو بخش سازه‌ای و آکوستیکی آنالیزهای اصلی مورد استفاده می‌باشند. از این آنالیزها در شناخت و پیش‌بینی رفتار سیستم در حالات و موقعیت‌های متفاوت بهره برده می‌شود. در واقع می‌توان از آنالیز مودال و آنالیز فرکانسی به عنوان کلید حل مسائل NVH سخن گفت.

آنالیز ویبرو- آکوستیک به دو روش کوپل و غیر کوپل انجام می‌گیرد. بهره‌گیری از روش غیر کوپل کمک به کاهش پیچیدگی‌های مسئله خصوصاً در هنگام بررسی اثر جاذب‌های

14 - Body In White

Archive of

www.SID.ir

صوتی، به عنوان متداول‌ترین روش غیر فعال کنترل نویز، می نماید. کاهش چشمگیر در زمان حل از دیگر مزایای آنالیز غیر کوپل می‌باشد. همچنین این روش در مقایسه با روش کوپل در تخمین پاسخ آکوستیکی سیستم، تقریبی که منجر به عدم قبول پاسخ‌های بدست آمده گردد در سیستم وارد نمی‌کند [۱۲].

انتخاب روش صحیح برای کاهش نویز بستگی به نوع سیستم (کاربرد و اهمیت)، محدوده فرکانسی و امکان پیاده سازی خواهد داشت.

۷- مراجع

[1] Eisenstein, Paul A., "NVH, The New Battleground", Journal of Automotive Industries, Vol. 174, 1994, pp. 108-111.

[2] Hallman, D. L., Dumbacher, S. M., Libbey, B. W. and Bolton, J. S., "Acoustic Source Location in Vehicle Cabins", 19th International Seminar on Modal Analysis, Vol. II, 1994, pp. 841-851, Leuven, Belgium.

[3] Duncan, A. E., "Understanding NVH Basics", International Body Engineering Conference Proceedings, IBEC, 1996.

[4] Sang H. J., Hwang, I. S. and Kwon, S. E., "An Optimal Design of the BIW for Improving the Vibration Characteristics", IBEC '96, 1996, pp.106-110.

[5] Basavanhalli N., "Reduction of Passenger Car Road Noise Using Computational Analysis", SAE 951092, 1995.

[6] Zavala P. A., Pavanello R., "Vibro - Acoustic Modeling of Vehicle Interiors and Exteriors Using Finite Element Method", SAE 982939, 1998.

[7] Livermore Software, Technology Corporation, "LS-DYNA Keyword User's Manual version 970", 2005.

[8] Livermore Software, Technology Corporation, "Implicit Analysis with Ls-Dyna Version 970", 2004.

[۹] ضیایی راد، س.، صالحی، م.، "آنالیز مودال"، انتشارات دانش پژوهان، ۱۳۸۲.

[10] Sung M. H., "A study on the vibration and acoustic characteristics of a passenger car", PhD. thesis, Seoul National University, Seoul, Korea, 1993.

[11] Kim, S. H., Lee, J. M., "A Practical Method for Noise Reduction in a Vehicle Passenger Compartment", Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 120, 1998, pp.199-205.

[12] Nefske, D. J., Wolf J. A., "Structural-Acoustic Finite Element Analysis of the Automobile Passenger Compartment", Journal of Sound and Vibration, Vol. 80, 1982, pp. 247-266.

Archive of SID

www.SID.ir