



مدل المان مرزی و تحلیلی برای انتقال صوت از پوسته مافلر خودرو

محمد حسن شجاعی فرد^۱، روح الله طالبی توتی^{۲*}، عارف یدالهی^۳

۱- استاد دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

۲- استادیار دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

۳- کارشناس ارشد مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

*تهران، صندوق پستی ۱۶۸۴۴. rtalebi@iust.ac.ir

چکیده- در این مقاله شبیه سازی تحلیلی و عددی افت انتقال صوت (TL) از پوسته مافلر تحلیل و بررسی می شود. از آنجا که سهم بزرگی از نویز منتشر شده از سیستم اگزوز خودرو مربوط به پوسته مافلر است، پیش بینی صحیح افت انتقال صوت از پوسته مافلر اهمیت ویژه ای دارد. در روش تحلیلی، مافلر به صورت پوسته ای استوانه ای با طول بینهایت در معرض امواج صفحه ای هارمونیک در نظر گرفته شده و با حل دقیق معادلات ارتعاش پوسته و معادلات موج آکوستیکی به طور همزمان، TL محاسبه می شود. در روش عددی به کمک نرم افزار تجاری SYSNOISE که نوعی نرم افزار المان مرزی (BEM) است، از کوپل سازه ای مدل های FEM/BEM برای پیش بینی افت انتقال (TL) استفاده می شود. مطابقت نتایج به دست آمده از مدل تحلیلی و مدل عددی با داده های آزمایشگاهی بررسی شده و در نهایت تاثیر پارامترهای طراحی مهم مانند ضخامت و شکل هندسی پوسته برای انتخاب راهبرد طراحی مطالعه می شود.

کلیدواژگان: مافلر، انتقال صوت، مدل المان مرزی (BEM)، نرم افزار SYSNOISE.

BE and analytical model of sound transmission through an automotive muffler shell

M. H. Shojaeifard¹, R. Talebitooti^{2*}, A. Yadollahi³

1- Prof., Mechanical Engineering Department, Iran Univ. of Science and Techn.

2- Assist.Prof., Automotive Engineering Department, Iran Univ. of Science and Tech.

3- M. Sc. of Automotive Engineering, Iran Univ. of Science and Tech.

*P.O.B. 16844, Tehran Iran. rtalebi@iust.ac.ir

Abstract- In this study, TL characteristics of muffler shells are simulated using analytical and numerical model. Noise generated by engines, is radiated out into the atmosphere at the radiation end of the muffler and also from the shell of the muffler. So, accurate prediction of sound radiation characteristics from muffler shells is of significant importance in automotive exhaust system design. In analytical method, an exact solution is obtained by solving the vibration equation of the shell and acoustic wave equations simultaneously. Then, in numerical model, with the aid of SYSNOISE, commonly used commercial boundary element software, the coupled structural FEM-BEM model is applied to predict the TL of muffler shell. The predicted results agreed reasonably well with the experimental results. The effects of important design parameters likes thickness and geometrical shape are studied to provide design guidelines.

Keywords: Muffler, Sound Transmission, Boundary Element Method (BEM), SYSNOISE.

۱- مقدمه

بخش مهمی از نویز خارج شده از سیستم اگزوز خودرو، از پوسته مافلر است. قوانین محدود کننده محیطی و اولویت‌های اصلی مشتری، مهندسان را وادار می‌کند که از روش‌هایی قابل اعتماد برای محاسبه مشخصه انتقال صوت از پوسته مافلر استفاده کنند. روش‌های تحلیلی، عددی و آزمایشگاهی برای پیش بینی تراز انتقال صوت بکار می‌رود.

انتقال نویز از طریق پوسته استوانه‌ای توسط بسیاری از محققان مانند اسمیت [۱]، وایت [۲]، کوال [۳-۶]، بلیز و همکاران [۷، ۸ و ۹] و تانگ و همکاران [۱۰ و ۱۱] برای اهداف مختلفی بویژه در طراحی هواپیما، مطالعه شده است. کیم و لی [۱۲ و ۱۳] روش‌های حل برای مطالعه مشخصه انتقال صوت از دیواره پوسته استوانه‌ای تک لایه و دولایه ارائه کرده‌اند. همچنین دانشجو و همکاران [۱۴] افت انتقال صوت از پوسته استوانه‌ای اورتوتروپیک را به صورت تحلیلی بررسی کردند. در این تحلیل‌ها معمولاً سیستم استوانه‌ای به طول بینهایت در معرض موج ورودی صفحه‌ای ساده‌سازی شده است و در تمامی موارد، پاسخ با حل معادلات ارتعاش پوسته کامل به روش برهم‌نهی مود به دست آمده است. در این روش مقایسه نسبی پارامترهای مختلف طراحی مانند ضخامت، شعاع و جنس پوسته به سرعت امکان پذیر است.

بسیاری از محققان از مدل‌های کوپل سازه‌ای FEM/BEM برای پیش‌بینی افت انتقال (TL) سازه‌های مختلف استفاده کرده‌اند [۱۵-۱۸]. در روش عددی مودهای عمودی سازه به کمک نرم‌افزارهای المان محدود محاسبه می‌شود. مودهای به دست آمده برای اجرای تحلیل المان مرزی سازه‌ای کوپل، برای محاسبه میدان فشار صوت به نرم‌افزار المان مرزی منتقل می‌شود و تراز شدت صوت در داخل و خارج سازه جهت محاسبه مشخصه‌های افت انتقال به دست می‌آید. این روش می‌تواند در پیش بینی TL برای مافلهایی با طراحی پیچیده خارجی و دارای جزئیات داخلی به شکل بسیار موثری استفاده می‌شود. اما از طرفی، این روش نیازمند مهارت زیادی در زمینه CAE است.

SYSNOISE نوعی نرم‌افزار المان مرزی است. یکی از

مزایای حل به روش المان مرزی (BEM) نسبت به روش المان محدود (FEM)، استفاده از شبکه‌بندی دوبعدی به جای سه‌بعدی است که در نتیجه، سرعت و سهولت حل مسأله و همچنین دقت بالاتر جواب‌ها را در پی دارد. به علاوه، اهمیت این مزایا در استفاده از روش المان مرزی برای مسائل انتشار نویز، به دلیل نیاز نداشتن به شبکه‌بندی محیط آکوستیکی، دوچندان می‌شود.

هدف این تحقیق محاسبه افت انتقال (TL) از پوسته مافلر با استفاده روش عددی با به کارگیری ابزارهای تجاری FEM/BEM موجود (مانند نرم‌افزارهای SYSNOISE و NASTRAN) و همچنین مدل تحلیلی است. سپس نتایج، با نتایج آزمایشگاهی موجود برای پوسته مافلر تک‌لایه مقایسه می‌شود. پس از آن که یکبار مدل شبیه‌سازی شده با نتایج آزمایشگاهی اعتبارسنجی شد، مدل‌های مختلف دیگر را نیز می‌توان ارزیابی کرد. مدل‌های به کار رفته در مدل‌های آزمایشگاهی، عددی و تحلیلی، ابعاد و خواص یکسانی دارند، به جز طول نامحدود که به‌ناچار در مدل تحلیلی فرض شده است. در مدل آزمایشگاهی برای به دست آوردن نویز عبور کننده از پوسته مافلر به‌تنهایی و جلوگیری از عبور نویز از قسمت‌های دیگر مافلر، صفحه‌های انتهایی و لوله‌های ورودی و خروجی مافلر ضخیم در نظر گرفته می‌شود، اما در مدل عددی، این صفحه‌ها و لوله‌ها به صورت صلب مدل‌سازی شده است. همچنین تأثیر پارامترهای مهم طراحی مانند ضخامت پوسته و شکل هندسی مافلر مطالعه شده است.

۲- فرمول‌بندی و محاسبه افت انتقال صوت به روش تحلیلی

پاسخ لرزه-آکوستیکی سیستم، از حل کردن همزمان معادلات پوسته و موج آکوستیکی به دست می‌آید. طرح‌واره‌ای از محفظه به کار رفته در فرمول‌بندی مسأله در شکل ۱ نشان داده شده است. طول استوانه نامحدود فرض می‌شود. γ_i زاویه موج برخورد کننده، R_i شعاع محفظه، h_i ضخامت دیواره و ρ_i چگالی جرمی است. موج ورودی، صفحه‌ای بوده و تشعشع آن

در سطوح داخلی و خارجی پوسته، سرعت جزئی محیط آکوستیکی در جهت عمود با سرعت عمود پوسته برابر است، که معادلات زیر را نتیجه می دهد:

$$\frac{\partial(p^I + p_1^R)}{\partial r} = -\rho_1 \frac{\partial w_1}{\partial t} \quad \text{at } r=R \quad (3)$$

$$\frac{\partial p_r^T}{\partial r} = \rho_r \frac{\partial w_r}{\partial t} \quad \text{at } r=R \quad (4)$$

موج هارمونیک اصابت کننده p^I از خارج را -در شکل ۱ نشان داده شد- می توان در مختصات استوانه ای به صورت زیر نمایش داد:

$$p^I(r, z, \theta, t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} \varepsilon_n (-j)^n J_n(k_{1r} r) \cos[n\theta] e^{j(\omega t - k_{1z} z)} \quad (5)$$

p_0 دامنه موج اصابت کننده، $j = \sqrt{-1}$ ، J_n تابع بسل نوع اول و ω فرکانس زاویه ای است. موج انتقال یافته به خارج و داخل محفظه، p_1^R و p_3^T ، به صورت زیر داده می شود:

$$p_1^R(r, z, \theta, t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} p_{1n}^R H_n^{(1)}(k_{1r} r) \cos[n\theta] e^{j(\omega t - k_{1z} z)} \quad (6)$$

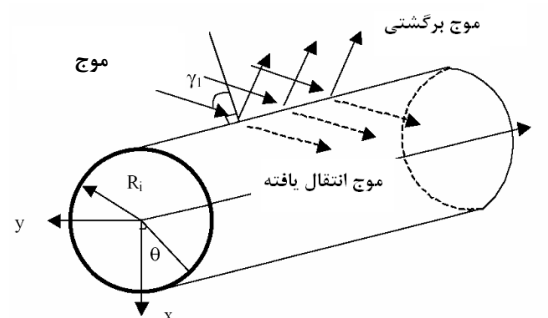
$$p_r^T(r, z, \theta, t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} p_{rn}^R H_n^{(1)}(k_{rr} r) \cos[n\theta] e^{j(\omega t - k_{rz} z)} \quad (7)$$

که در آن، H_n^1 و H_n^2 به ترتیب توابع هنکل نوع اول و دوم مرتبه n است.

سه مولفه جابه جایی پوسته را می توان به شکل زیر نشان داد [۴]:

$$w_1(z, \theta, t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} w_{1n} \cos[n\theta] e^{j(\omega t - k_{1z} z)} \quad (8)$$

در صفحه ای موازی با صفحه $x-z$ صورت می گیرد. فضای آکوستیکی در داخل و خارج پوسته دارای چگالی و سرعت صوت به ترتیب برابر $\{\rho_1, c_1\}$ و $\{\rho_3, c_3\}$ است.



شکل ۱ طرح واره ای از مدل تحلیلی

معادله موج در فضای داخلی و خارجی به صورت زیر است [۱۲]:

$$\begin{aligned} c_1 \nabla^2 (p^I + p_1^R) + \frac{\partial^2 (p^I + p_1^R)}{\partial t^2} &= 0 \\ c_r \nabla^2 p_r^T + \frac{\partial^2 p_r^T}{\partial t^2} &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

که در آن ∇^2 عملگر لاپلاسی در دستگاه مختصات استوانه ای p^I و p_1^R و p_r^T به ترتیب فشار آکوستیکی موج های ورودی، منعکس شده و عبورکننده است.

معادلات پوسته به صورت معادلات زیر است که در آن $\{u_1^0, v_1^0, w_1^0\}$ جابه جایی پوسته در صفحه خنثا به ترتیب در جهت های محوری، محیطی و شعاعی است.

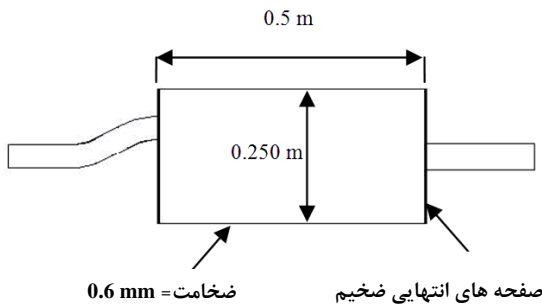
$$\begin{aligned} L_1\{u_1^0, v_1^0, w_1^0\} &= \rho_1 h_1 u_1^0 \\ L_1\{u_1^0, v_1^0, w_1^0\} &= \rho_1 h_1 v_1^0 \end{aligned} \quad (2)$$

$$L_r\{u_1^0, v_1^0, w_1^0\} + (p^I + p_1^R) - p_r^T = \rho_1 h_1 u_1^0$$

اپراتورهای دیفرانسیل L_1 ، L_2 و L_3 در مرجع [۱۲] ارائه شده اند.

گرفته شده است.

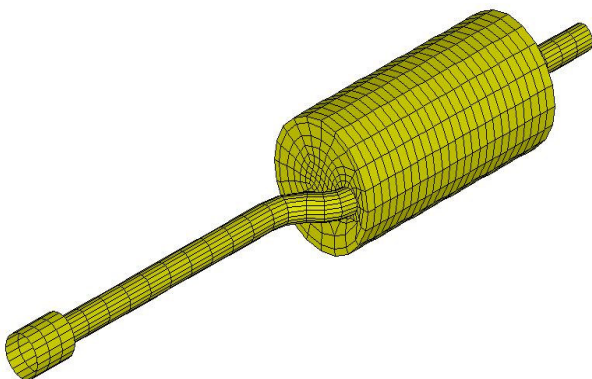
در صنعت خودرو، نویز ساطع شده از مافلر بسته به دور موتور در ۲۰۰۰ تا ۶۰۰۰ دور بر دقیقه وجود دارد. بنابراین در این مطالعه تمامی تحلیل‌ها در محدوده فرکانسی ۵۰ تا ۱۲۵۰ هرتز انجام شده است.



شکل ۲ مدل مافلر

۳-۲- تحلیل مودی المان محدود

برای محاسبه افت انتقال (TL) سازه به روش کوپل سازه‌ای FEM-BEM، باید شکل مودهای سازه تعیین شود. مودهای طبیعی پوسته مافلر به روش المان محدود و با استفاده از نرم‌افزار المان محدود تجاری NASTRAN محاسبه و به نرم‌افزار SYSNOISE وارد می‌شود. مدل المان محدود در شکل ۳ نشان داده شده است.



شکل ۳ مدل المان محدود مافلر

$$u_{\dot{1}}(z, \theta, t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} u_{\dot{1}n} \cos[n\theta] e^{j(\omega t - k_{1z} z)} \pi \quad (9)$$

$$v_{\dot{1}}(z, \theta, t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} v_{\dot{1}n} \cos[n\theta] e^{j(\omega t - k_{1z} z)} \quad (10)$$

با جایگذاری معادلات (۵) و (۶) تا (۱۰) در معادله پوسته [معادله (۲)] و دو شرایط مرزی [معادله (۳) و (۴)]، پنج معادله حرکت به دست می‌آید. با حل این معادلات، پنج ضریب مجهول w_{3n}^0 ، v_{3n}^0 ، u_{3n}^0 ، p_{3n}^T ، p_{1n}^R بر حسب p_0 به دست می‌آیند. نسبت دامنه موج‌های ورودی و انتقال یافته به دست آمده از این روش، محاسبه افت انتقال (TL) را امکان‌پذیر می‌سازد.

سپس افت انتقال (TL) از پوسته به صورت زیر به دست می‌آید [۱۲]:

$$(11)$$

$$TL =$$

$$-10 \log_{10} \sum_{n=-\infty}^{\infty} \frac{\operatorname{Re}\{p_{rn}^T \times H_n^*(k_{rn} R_i) \times (j \omega w_{1n}^0)^*\} \times \rho c \pi}{\varepsilon_n \cos(\gamma_i) p_i^T}$$

برای $n=1$ داریم $\varepsilon_n=1$ و برای $n=2,3,\dots$ ، $\varepsilon_n=2$.

۳- محاسبه افت انتقال به روش عددی

۳-۱- توصیف مدل

نمونه مافلر استفاده شده در این مطالعه دارای ابعاد مورد استفاده در صنعت خودرو است. مدل مورد نظر از پوسته تک جداره با ضخامت ۰/۶ میلی‌متر، طول ۰/۵ متر و شعاع ۱۲/۵ سانتی‌متر ساخته شده است. ابعاد و هندسه مدل مانند نمونه مورد استفاده در روش آزمایشگاهی است. جزئیات هندسی مدل مافلر در شکل ۲ نشان داده شده است. در مدل آزمایشگاهی، صفحه‌های انتهایی و لوله‌های ورودی و خروجی، برای صرف نظر کردن از انتقال نویز، ضخیم در نظر گرفته شده است. بنابراین در مدل عددی شرط مرزی جابه‌جایی صفر برای این صفحه‌ها و همچنین لوله‌های ورودی و خروجی در نظر

خواص فولاد مافلر در جدول ۱ آورده شده است [۱۹]:

جدول ۱ خواص فولاد مافلر

خواص فولاد پوسته مافلر	
مدول یانگ	۲۰۶/۲ گیگا پاسکال
ضریب پواسون	۰/۲۹
چگالی	۷۶۹۵/۰۴ کیلوگرم بر متر مربع

چند مود به دست آمده برای مدل مافلر (با ضخامت ۰/۶ میلی متر) و شکل مودهای متناظر، در جدول ۲ ارائه شده است. در این جدول همچنین نتایج بدست آمده از محاسبه تحلیلی برای استوانه‌ای با شرط مرزی دیافراگم برشی یا تکیه گاه ساده^۱ ارائه شده است. دیده می شود که نتایج حاصل از روش FEM با استفاده از نرم افزار NASTRAN با نتایج تحلیلی مطابقت خوبی دارد.

جدول ۲ مودهای سازه‌ای پوسته مافلر با ضخامت ۰/۶ میلی متر

فرکانس FEM (Hz)	فرکانس تحلیلی (Hz)	شماره مود (m,n)
۲۷۹/۴	۲۷۷/۳	(۱و۴)
۲۷۹/۵	۲۷۷/۶	(۱و۵)
۳۵۴/۵	۳۵۲/۴	(۱و۶)
۴۰۹/۲	۴۰۶/۹	(۱و۳)
۴۶۸/۲	۴۶۶/۱	(۱و۷)
۵۴۸/۶	۵۴۵/۲	(۲و۶)
۵۷۳/۸	۵۶۹/۵	(۲و۷)
۶۰۶/۲	۶۰۵/۴	(۱و۸)
۷۷۷/۷	۷۷۹/۲	(۱و۲)

منطقی است که در فرکانس‌هایی نويز انتقال یافته ماکزیمم خواهد شد که منطبق بر مودهای سازه‌ای پوسته و یا مودهای

1. Shear Diaphragm

آکوستیکی محفظه باشد. مودهای سازه‌ای مدل در جدول ۲ ارائه شد. مودهای آکوستیکی محفظه را می توان با استفاده از روش المان محدود سیال در SYSNOISE انجام داد. تحلیل المان محدود آکوستیکی جزئی از مراحل تحلیل المان مرزی ما در محاسبه نويز خارج شده، نمی باشد. این تحلیل فقط جهت درک بهتر از رفتار سیستم صورت پذیرفته است. ده مود اول آکوستیکی محاسبه شده برای محفظه مدل مافلر در جدول ۳ ارائه شده است.

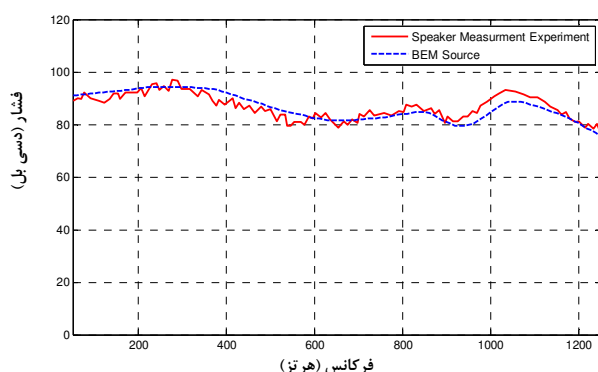
جدول ۳ مودهای آکوستیکی محفظه مافلر

فرکانس FEM (Hz)	شماره مود
۲۵۳	۱
۳۴۴	۲
۵۱۰	۳
۶۷۶	۴
۷۶۷	۵
۸۰۹	۶
۸۱۲	۷
۸۸۰	۸
۸۹۳	۹
۱۰۱۷	۱۰

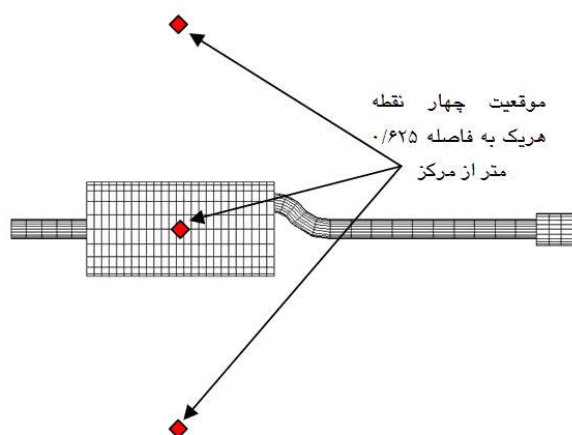
۳-۳- تحلیل المان مرزی آکوستیکی

نويز ساطع شده از سازه را به روش عددی با استفاده از نرم افزارهای مختلفی مانند SYSNOISE، ABAQUS، ANSYS و NASTRAN می توان محاسبه کرد. اما فقط نرم افزار SYSNOISE امکان تحلیل به روش المان محدود و المان مرزی را دارد. سایر نرم افزارها فقط بر پایه الگوریتم المان محدود عمل کرده و قابلیت تحلیل به روش المان مرزی را ندارند. مزیت اصلی روش المان مرزی نسبت به روش المان محدود آن است که به شبکه بندی میدان سیال در اطراف سازه نیاز نداشته و از این رو، مرحله شبکه بندی برای تحلیل بسیار ساده شده و حجم المان ها و گره ها تا حد زیادی کاهش می یابد.

خارج محفظه مافلر است. مدل المان مرزی مورد استفاده برای محاسبه فشار خارجی در شکل ۶ نشان داده شده است. مقادیر فشار در چهار نقطه روبه روی هم در امتداد قطر میانگین گیری شده است (هریک به فاصله ۰/۶۲۵ از مرکز مافلر).



شکل ۵ مدل منبع در آزمون و SYSNOISE



شکل ۶ مدل المان مرزی استفاده شده برای محاسبه فشار در خارج مافلر

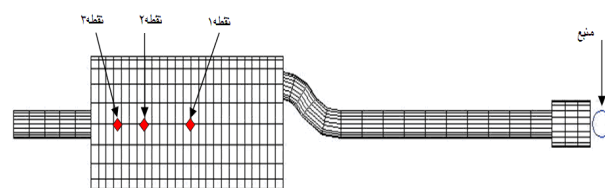
۴- بررسی نتایج عددی

در پایان، پس از کوپل کردن دو مدل FEM و BEM، تحریک توسط منبع کروی در ابتدای لوله مافلر، مقدار فشار در داخل محفظه مافلر در نقاط تعریف شده محاسبه می‌شود. شکل ۷ مقادیر فشار را در سه نقطه داخلی و همچنین متوسط فشار داخلی را برحسب دسی بل (dB) و تابعی از فرکانس

بنابراین بازه فرکانسی تحلیل در آن نسبت به FEM گسترده‌تر است.

مرحله اول در تحلیل آکوستیکی، مربوط به محاسبه فشار در داخل محفظه مافلر است. برای این منظور مدل سازه‌ای مافلر و مودهای سازه‌ای محاسبه شده از نرم‌افزار المان محدود خارجی به SYSNOISE وارد شده و سپس مدل آکوستیکی - که از لحاظ هندسه و شبکه بندی با مدل سازه‌ای مطابقت کامل دارد - برای کوپل دو مدل به SYSNOISE وارد می‌شود. مدل المان مرزی استفاده شده برای محاسبه فشار داخل محفظه مافلر در شکل ۴ نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل ۴ دیده می‌شود، فشار آکوستیکی در سه نقطه در داخل محفظه مافلر محاسبه شده و به کمک معادله (۱۲) متوسط‌گیری شده و برای محاسبه TL استفاده می‌شود. متوسط‌گیری در سه نقطه با رابطه زیر انجام می‌شود [۲۰]:

$$P_{in-ave} = 10 \cdot \log_{10} \left[\frac{1}{3} \left(10^{(P_{in1}/10)} + 10^{(P_{in2}/10)} + 10^{(P_{in3}/10)} \right) \right] \quad (12)$$



شکل ۴ مدل المان مرزی استفاده شده برای محاسبه فشار در داخل مافلر

برای آن‌که نتایج عددی و آزمایشگاهی قابل مقایسه باشند، در این مرحله به مدل‌سازی منبع تحریک نیاز است. فشار آکوستیکی خروجی از بلندگو در مدل آزمایشگاهی، اندازه‌گیری شده و برای مدل منبع تحریک در SYSNOISE در نظر گرفته شده است (از [۲۱]). منبع تحریک استفاده شده از نوع کروی است. در شکل ۵ تراز فشار صوت^۱ اندازه‌گیری شده در آزمایش و مدل منبع در SYSNOISE مقایسه شده است.

مرحله دوم تحلیل آکوستیکی، محاسبه فشار صوت در

1. SPL

نشان می‌دهد.

متوسط فشار در خارج مافلر، متوسط فشار در داخل محفظه مافلر، همراه با مودهای سازه‌ای و مودهای آکوستیکی در شکل ۸ ترسیم شده و با فشارهای داخلی و خارجی حاصل از آزمون آزمایشگاهی مقایسه شده است.

افت انتقال (TL) با در دست داشتن توان آکوستیکی در داخل و خارج مافلر قابل محاسبه است. رابطه زیر افت انتقال را برحسب فشار آکوستیکی نشان می‌دهد:

$$TL = 20 \log(Pa_{in} / Pa_{out}) \quad (۱۳)$$

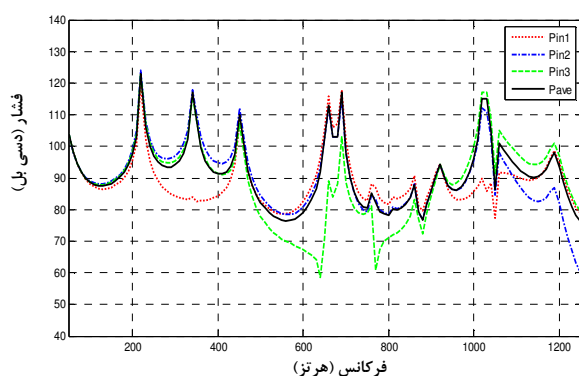
که در آن Pa_{in} فشار آکوستیکی در داخل مافلر و Pa_{out} فشار آکوستیکی در خارج مافلر است.

افت انتقال محاسبه شده از روش عددی در شکل ۹ در کنار افت انتقال به دست آمده از روش تحلیلی و نتایج آزمون آزمایشگاهی برای مافلر با ضخامت ۰/۶ میلی متر ترسیم شده است.

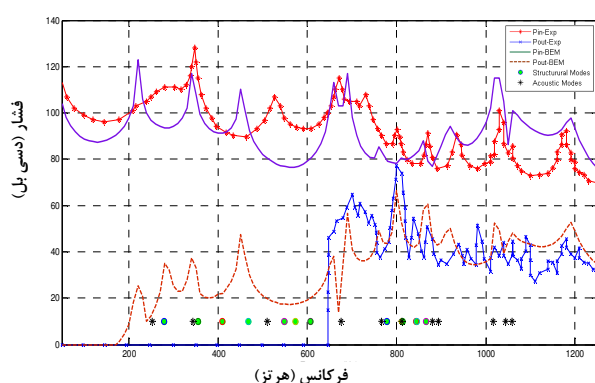
مطابقت خوبی بین نتایج عددی و آزمایشگاهی برای تراز فشار صوت در داخل محفظه مافلر وجود دارد و مقایسه افت انتقال (TL) مطابقت منطقی و قابل قبولی را نشان می‌دهد. شبیه‌سازی عددی می‌تواند مودهای سازه‌ای و آکوستیکی در مدل را با دقت خوبی محاسبه کند. اختلاف موجود در TL ناشی از تفاوت در شرایط مرزی و محیط اطراف در آزمایش و شبیه‌سازی است. روش BEA محیط را به طور کامل بی‌پژواک^۱ فرض می‌کند. در آزمایش واقعی، امواج بازتاب شده، به سبب حضور کف سخت و دیوارهای جانبی، حضور دارند. در آزمون آزمایشگاهی انتهای مافلر به صورت بی‌پژواک مدل شده اما در شبیه‌سازی عددی انتهای مافلر باز است. به طور کلی می‌توان نتیجه گرفت که شبیه‌سازی عددی، رفتار آکوستیکی مدل را به خوبی پیش‌بینی کرده است.

1. Anechoic

افت انتقال به دست آمده از روش تحلیلی و آزمایشگاهی در محدوده فرکانسی بالای ۶۵۰ هرتز، مطابقت خوبی دارند. اختلاف نسبتاً زیاد در فرکانس‌های پایین می‌تواند ناشی از فرض‌های اصلی در فرمول بندی مدل تحلیلی باشد. در مدل تحلیلی طول بینهایت فرض شده و تأثیر این شرایط مرزی بر محاسبه افت انتقال (TL) مدل آزمایشگاهی با طول محدود در مودهای پایین - که طول موج بلندتری دارند- اهمیت بیشتری می‌یابد. شرایط موج اصابت کننده تخت همراه با مدل‌سازی جابه‌جایی پوسته فقط با موج خمشی نیز می‌تواند در ایجاد اختلاف بین نتایج مدل تحلیلی و آزمایشگاهی سهیم باشد.

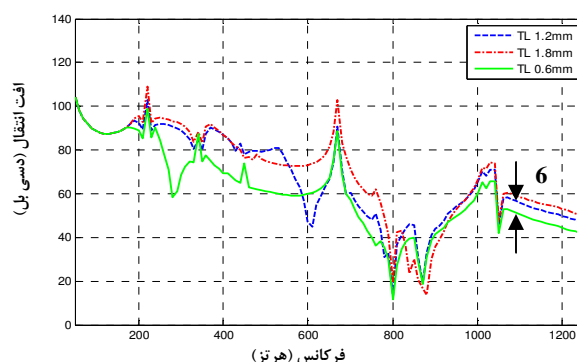
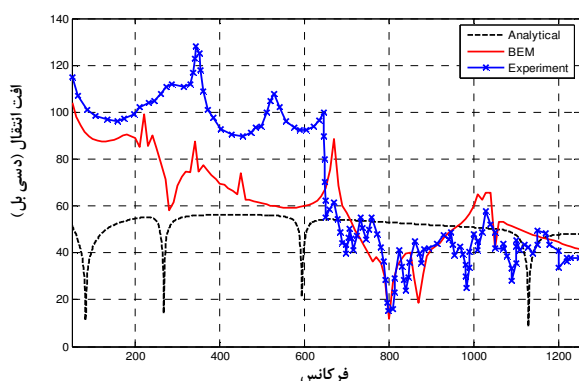


شکل ۷ فشار در سه نقطه داخلی و متوسط آنها



شکل ۸ متوسط فشار در داخل و خارج مافلر در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی

در هر دو شبیه‌سازی تحلیلی و عددی، با دو برابر شدن ضخامت (از $0/6$ میلی‌متر به $1/2$ میلی‌متر)، TL در حدود ۶ دسی‌بل افزایش یافت. این پیش‌بینی با قانون جرم که بیان می‌کند افت انتقال از یک پنل با دو برابر کردن ضخامت پنل ۶ دسی‌بل افزایش می‌یابد، به‌خوبی مطابقت دارد [۲۰]. شبیه‌سازی عددی مانند شبیه‌سازی تحلیلی در حدود $3/6$ دسی‌بل افزایش در TL با افزایش ضخامت از $1/2$ میلی‌متر به $1/8$ میلی‌متر را پیش‌بینی می‌کند.



شکل ۹ مقایسه افت انتقال در روش آزمایشگاهی، عددی و تحلیلی

۵- مطالعه حساسیت پارامترهای طراحی بر افت انتقال

اثر پارامترهای مختلف طراحی مافلر خودرو مانند ضخامت پوسته و شکل سطح مقطع را در تعیین حساسیت افت انتقال مطالعه می‌کنیم. در هر دو مدل شبیه‌سازی شده تحلیلی و عددی پارامترهای دیگر ثابت در نظر گرفته شده است.

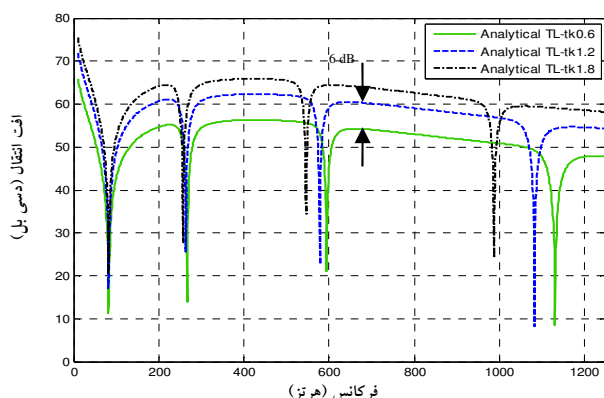
۵-۱- اثر ضخامت

به‌منظور تعیین اثر ضخامت بر TL، پوسته مافلر با سه ضخامت مختلف، $0/6$ میلی‌متر (مدل پایه)، $1/2$ میلی‌متر و $1/8$ میلی‌متر تحلیل شد. سایر پارامترها مانند مدلی است که در بخش قبلی با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شد. چند مود اول سازه‌ای برای پوسته مافلر با ضخامت $1/2$ و $1/8$ میلی‌متر در جدول ۴ ارائه شده است. در شکل ۱۰، TL به‌دست آمده از شبیه‌سازی عددی برای ضخامت‌های مختلف پوسته مقایسه شده است. همچنین در شکل ۱۱ نیز افت انتقال (TL) به‌دست آمده از روش تحلیلی مقایسه شده است.

جدول ۴ مدهای پوسته مافلر با ضخامت $1/2$ و $1/8$ میلی‌متر

شماره مود (m,n)	فرکانس عددی برای ضخامت $1/2$ (Hz)	فرکانس عددی برای ضخامت $1/8$ (Hz)
(۱و۴)	۳۷۸/۹	۵۰۱/۸
(۱و۳)	۴۳۴/۸	۴۷۵/۹
(۱و۵)	۴۹۱/۹	۷۱۴/۸
(۱و۶)	۶۸۳/۲	۱۰۱۲/۷
(۲و۵)	۷۷۲/۵	۹۴۹/۷
(۱و۲)	۷۸۴/۴	۸۰۱/۹

شکل ۱۰ مقایسه افت انتقال برای ضخامت‌های مختلف (به روش المان مرزی)



شکل ۱۱ مقایسه افت انتقال برای ضخامت‌های مختلف (به روش تحلیلی)

۵-۲- اثر هندسه

برای تعیین اثر شکل محفظه بر TL، پوسته مافلر با سه سطح مقطع

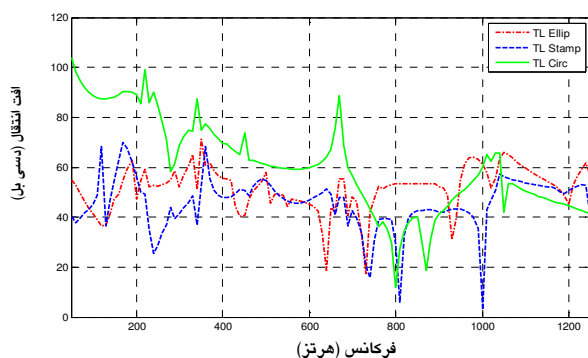
مدل‌ها برابر است، هرچه انحنای پوسته از حالت دایروی فاصله می‌گیرد صلبیت خمشی کاهش یافته و در نتیجه، سختی سازه کاهش می‌یابد که این به کاهش فرکانس‌های طبیعی سازه منجر می‌شود.

جدول ۵ مودهای پوسته مافلر با سطح‌های مقطع متفاوت

شماره مود	فرکانس عددی سطح مقطع بیضی (Hz)	فرکانس عددی سطح مقطع چندضلعی (Hz)
۱	۱۱۰/۵	۷۰/۸
۲	۱۲۲/۷	۷۳/۱
۳	۱۵۸/۵	۹۵/۵
۴	۱۶۰/۳	۹۷/۶
۶	۲۰۰/۱	۱۳۰/۲
۷	۲۰۲	۱۳۲/۳
۸	۲۲۸/۵	۱۴۴/۴
۹	۲۳۴/۹	۱۷۳/۴
۱۰	۲۴۵/۳	۱۷۴/۶

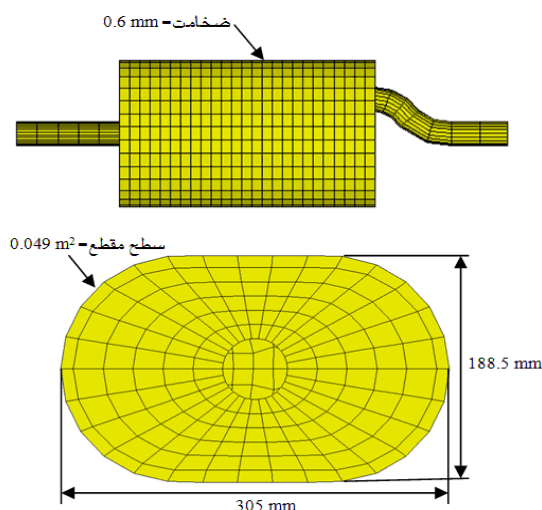
مقایسه بین TL به دست آمده از سطح‌های مقطع مختلف در شکل ۱۴ نشان داده شده است.

همان‌طور که دیده شد TL تا حد زیادی به شکل سطح مقطع مافلر بستگی دارد و مافلر با سطح مقطع چند ضلعی کمترین TL را دارد. همچنین دیده می‌شود که هر دو مافلر با سطح مقطع بیضی و چندضلعی، چگالی مودی بالا در محدوده فرکانسی پایین در مقایسه با مافلر با سطح مقطع دایروی دارند. کاهش در TL و افزایش در چگالی مودی می‌تواند ناشی از کاهش سختی با منحرف شدن مقطع مافلر از شکل دایروی باشد.

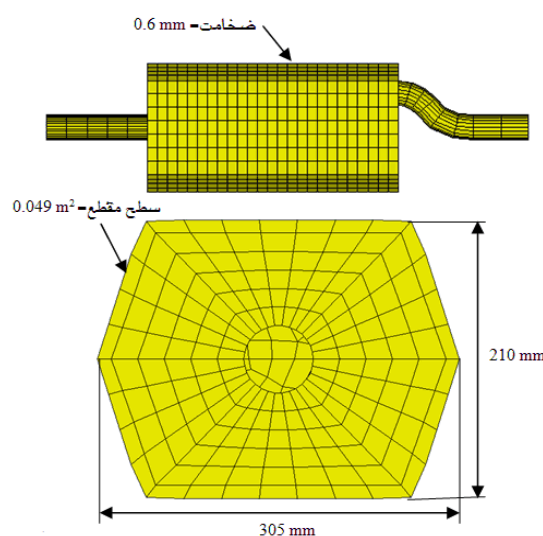


شکل ۱۴ TL به دست آمده از سطح‌های مقطع مختلف

متفاوت، استوانه‌ای (مدل پایه)، بیضی و چندضلعی^۱ تحلیل شد. هر سه مدل دارای مساحت سطح مقطع یکسان بود (۰/۰۴۹ متر مربع) و پارامترهای دیگر ثابت در نظر گرفته شد. مدل با سطح مقطع بیضی و چند ضلعی در شکل ۱۲ و ۱۳ نشان داده شده است.



شکل ۱۲ مدل مافلر با سطح مقطع بیضی



شکل ۱۳ مدل مافلر با سطح مقطع چند ضلعی

ده مود سازه‌ای اول برای مدل با سطح مقطع بیضی و چند ضلعی در جدول ۵ ارائه شده است. از آنجا که سطح مقطع

1. Stamp

۶- نتیجه گیری

در بخش اول، روش تحلیلی برای محاسبه TL برای پوسته استوانه‌ای تک‌جداره ارائه شد. به سبب فرض‌های موجود در فرمول‌بندی مسأله، روش تحلیلی توانایی تعیین دقیق مودهای سازه‌ای و آکوستیکی را ندارد. هرچند TL حاصل از روش تحلیلی در فرکانس‌های پایین، ناهمخوانی زیادی دارد، اما در تعیین تغییرات نسبی TL، بین طراحی‌های مختلف دایروی مانند ضخامت می‌تواند بسیار مؤثر باشد.

در بخش دوم نتایج تعیین TL برای پوسته مافلر به روش عددی و به کمک نرم‌افزار المان مرزی SYSNOISE ارائه شد که نشان می‌دهد روش عددی قابلیت تعیین دقیق مودهای سازه‌ای و آکوستیکی را دارد. TL به‌دست آمده، با نتایج آزمایشگاهی مطابقت قابل قبولی داشت.

تحلیل حساسیت نشان داد که شکل سطح مقطع محفظه مافلر، پارامتر بسیار مهمی بوده و TL نسبت به شکل سطح مقطع بسیار حساس است. در میان انواع سطح مقطع‌های استفاده شده در صنعت خودرو (دایروی، بیضی و چند ضلعی)، مافلر با سطح مقطع چندضلعی بالاترین چگالی مودی را در فرکانس‌های پایین داشته و در نتیجه کمترین افت انتقال را دارد.

۷- منابع

- shell, comparison with Koval's results and understanding of phenomena" *Journal of Sound and Vibration*, No. 150, 1991, pp233-43.
- [8] Blaise A., Lesuer C.; "3-D orthotropic multi-layered infinite cylindrical shell, part I: formulation of the problem" *Journal of Sound and Vibration* 5, No. 171, 199, pp651-64.
- [9] Blaise A., Lesuer C.; "3-D orthotropic multi-layered infinite cylindrical shell, part II: validation and numerical exploitation for large structures" *Journal of Sound and Vibration* 5, No. 171, 1994, pp665-80.
- [10] Vette Y., Tang Y., Robinson JH., Silcox RJ., Sound transmission through a cylindrical sandwich shell with honeycomb core, 34th AIAA Aerospace Science Meeting and Exhibit, AIAA-96-0877, 1996, pp 1-10.
- [11] Vette Y., Tang Y., Robinson JH., Silcox RJ., Sound transmission through two concentric cylindrical sandwich shells, *Proceedings of the 14th International Modal Analysis Conference*, Japan 1996, pp1488-92.
- [12] Lee J.H., Kim J.; "Study on sound transmission characteristics of a cylindrical shell using analytical and experimental models" *Journal of applied acoustics*, No. 64, 2003, pp611-622.
- [13] Lee J.H., Kim J.; "Analysis and measurement of sound transmission through double walled cylindrical shell" *Journal of sound and vibration* 4, No. 251, 2002, pp631-649.
- [14] Daneshjou K., Nouri A., Talebitooti R.; "Sound transmission through laminated composite cylindrical shells using analytical model" *Archive of Applied Mechanics* 6, No. 77, 2007, pp 363-379.
- [15] Hu K., Lee C., Homs E., Moenssen D.; "Acoustics Modeling and Radiated Noise Prediction for Plastic Air-Intake Manifolds" *SAE 2003011448*.
- [16] Desmet W., Sas P., Vibro-acoustic analysis procedures for the evaluation of the sound insulation characteristics of agricultural machinery cabins, *Proceedings for 25th ISMA conference*, 2000, pp1587-1598.
- [17] Lee J. H., Development of new technique for damping identification and sound transmission analysis through various structures, Ph.D. dissertation, University of Cincinnati, 2001.
- [18] Herrin D.W., Tao Z., Liu J., Seybert A.F., Using Boundary Element Analysis to Analyze Multi-Component Exhaust Systems, *SAE 2007012182*.
- [19] Gere J. M., Stephen P., Timoshenko, *Mechanics of Materials*, Boston, MA, PWS Publishers, 2000.
- [1] Smith Jr PW.; "Sound transmission through thin cylindrical shells" *Journal of Acoustical Society of America*, No. 29, 1957, pp712-29.
- [2] White P.; "Sound Transmission through a finite, closed, cylindrical shell" *Journal of Acoustical Society of America*, No. 40, 1966, pp1124-30.
- [3] Koval LR.; "On sound transmission into a thin cylindrical shell under flight conditions" *Journal of Sound and Vibration*, No.48, 1976, pp265-75.
- [4] Koval LR.; "Effects of stiffening on sound transmission into a cylindrical shell in flight" *AIAA Journal*, No. 15, 1977, pp899-900.
- [5] Koval LR.; "On sound transmission into an orthotropic shell" *Journal of Sound and Vibration*, No. 63, 1979, pp51-9.
- [6] Koval LR.; "Sound transmission into a laminated composite cylindrical shell" *Journal of Sound and Vibration*, No. 71, 1980, pp523-30.
- [7] Blaise A., Lesuer C., Gotteland M., Barbe M.; "On sound transmission into an orthotropic infinite

- [21] George J., Analytical, Numerical and Experimental calculation of sound transmission loss characteristics of single walled muffler shells, MS Degree Thesis, University of Cincinnati, 2007.
- [20] Beranek L.L., Ver I.L., Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications, New Jersey: John Wiley & Sons Inc, 2005.