

بررسی عوامل موثر بر عملکرد خفه‌کنها در موتورهای احتراق داخلی با استفاده از تحلیل عددی

علی فائزینان^۱، محمدرضا مدرس رضوی^۲ و آنجلو اونوراتی^۳

در این مقاله اثر تعدادی عامل از جمله هندسه خفه‌کن، و تخلخل خفه‌کنهای با لوله‌های سوراخدار و میزان فشردگی ماده پرکننده جاذب صدا بر عملکرد خفه‌کنها مورد بررسی قرار می‌گیرد. جریان یک بعدی غیردائم تراکم‌پذیر گاز در خفه‌کنها با استفاده از روشهای عددی دومرحله‌ای لکس-وندروف و مک کورمک تحلیل می‌شود. منبع تحریک بالادست خفه‌کن به شکل یکی از حالت‌های تحریک همساز ساده و اغتشاش سفید اعمال می‌گردد. هندسه خفه‌کن از جمله دو نوع خفه‌کن تولیدی شرکت اگزوز خراسان با روش سیستم-کانال و فضایی که با ماده جاذب صدا پر شده بوسیله روش مقاومت مدلسازی می‌شود.

واژه‌های راهنما: خفه‌کن، لوله سوراخدار، سیستم-لوله، تحریک صوتی، همساز ساده، اغتشاش سفید

۱- مقدمه

یکی از منابع ایجاد صدا در محیط زیست خودروها می‌باشند. از یک طرف استانداردهای زیست محیطی در کشورهای صنعتی روز به روز سخت‌تر و از طرف دیگر رقابت سازندگان خودرو در تصاحب بازار بیشتر

می‌شود. بنابراین سازندگان خودرو بدنبال رسیدن به استانداردهای اجباری و حتی کیفیت بالاتر تحقیقات گسترده‌ای برای طراحی سیستمهای ورودی و خروجی موتورهای احتراق داخلی بویژه خفه‌کنهای آن انجام

^۱ گروه مکانیک پژوهشکده فناوری، دکترا، پارک علم و فناوری خراسان، مشهد
^۲ گروه مکانیک دانشکده مهندسی، دانشیار، دانشگاه فردوسی مشهد
^۳ دپارتمان انرژی، استاد، پلی تکنیک میلان، میلان، ایتالیا

می‌دهند. در سی ساله اخیر توجه بیشتری به مسئله آلودگی صوتی در خودروها شده است. حتی در برخی کشورها استانداردها سال به سال تغییر می‌کند. همانطور که در شکل ۱ نشان داده شده حد مجاز تراز صوتی^۴ خودروها در آلمان از ۸۲ دسی‌بل^۵ در دهه ۱۹۷۰ به ۷۴ دسی‌بل در دهه ۲۰۰۰ و ۷۱ دسی‌بل در زمان جاری کاهش یافته است [۱].

موضوعی که هر روز اهمیت بیشتری پیدا می‌کند به حداقل رساندن صدای نامطلوب منتشر شده از سیستمهای خروجی و ورودی موتورهای احتراق داخلی با قرار دادن خفه‌کن در مسیر آنها، می‌باشد. وجود خفه‌کن در مسیر تخلیه و تنفس موتور همراه با کاهش بازده حجمی و افزایش پس فشار^۶ می‌باشد که سبب کاهش راندمان موتور خواهد شد. تاکنون تلاشهای زیادی در جهت کاهش افت فشار و کاهش صدای نامطلوب صورت گرفته است. مطالعاتی که در این زمینه صورت گرفته عمدتاً به دو شکل تجربی و محاسباتی می‌باشد. روش تجربی معمولاً وقتگیر و پرهزینه است در حالی که روشهای محاسباتی با توجه به پیشرفت چشمگیر صنعت کامپیوتر، سریع و ارزان و برای انواع خفه‌کنها و شرایط کاری مختلف آنها انعطاف پذیر می‌باشد. درمیان روشهای محاسباتی روش یک بعدی از جذابیت بیشتری برخوردار است. گرچه شبیه‌سازی جریان واقعی سه بعدی با روشهای یک بعدی یک نوع مبارزه با واقعیت می‌باشد. اما بکارگیری روشهای اصلاحی (اصلاح طول انتهایی) کمک زیادی به افزایش دقت روشهای یک بعدی می‌کند [۲ و ۳].

در این مقاله توانایی روشهای غیر خطی یک بعدی عددی در تحلیل پارامتریک خفه‌کنها با بررسی عوامل موثر بر عملکرد خفه‌کنها نشان داده می‌شود. مهمترین این عوامل، شکل و ناپیوستگی‌های هندسی، تخلخل^۷ لوله‌های سوراخدار^۸ و میزان فشردگی^۹ مواد جاذب صدا در خفه‌کنها می‌باشد.

۲- قوانین حاکم، فرضیات و روشهای مدلسازی

برای بدست آوردن خواص آکوستیکی و افت فشار در یک خفه‌کن لازم است میدان جریان در آن حل شود. قوانین حاکم بر این جریان قوانین بقاء جرم، اندازه حرکت و انرژی می‌باشند و فرض می‌شود این جریان یک بعدی باشد. دستگاه معادلات غیر خطی (۱) با استفاده از روشهای عددی دو مرحله‌ای یک بعدی لکس-وندروف^{۱۰} یا مک‌کورمک^{۱۱} و نوسانگیرهای FCT^{۱۲} یا TVD^{۱۳} حل می‌شوند [۴].

⁴ sound pressure level

⁵ decibel /dB

⁶ back pressure

⁷ porosity

⁸ perforated pipes

⁹ massivity

¹⁰ Lax-Wendroff

¹¹ MacCormack

¹² Flux-Corrected Transport

$$\frac{\partial \mathbf{W}}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{F}(\mathbf{W})}{\partial x} + \mathbf{C}(\mathbf{W}) = 0 \quad (1)$$

که

$$\mathbf{W} = \begin{bmatrix} \rho F \\ \rho u F \\ \rho e_o F \end{bmatrix}, \quad \mathbf{F}(\mathbf{W}) = \begin{bmatrix} \rho u F \\ (\rho u^2 + p) F \\ \rho u e_o F \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C}(\mathbf{W}) = \begin{bmatrix} 0 \\ -p \frac{dF}{dx} + \rho G F \\ -\rho q F \end{bmatrix} \quad (2)$$

در روش دومرحله‌ای لکس-وندروف مطابق شکل ۲-الف و روابط (۳) تا (۵) ابتدا مقدار تابع در نیم قدم زمانی $n+1/2$ و گره‌های $i+1/2$ و $i-1/2$ به ترتیب برحسب مقادیر تابع در گره‌های $i+1$ و i و $i-1$ و سپس در قدم زمانی $n+1$ و گره i برحسب مقادیر تابع در گره‌های $i+1/2$ و $i-1/2$ و نیم قدم زمانی $n+1/2$ محاسبه می‌شود.

$$\mathbf{W}_{i+1/2}^{n+1/2} = \frac{1}{2}(\mathbf{W}_{i+1}^n + \mathbf{W}_i^n) - \frac{\Delta t}{2\Delta x}(\mathbf{F}_{i+1}^n - \mathbf{F}_i^n) - \frac{\Delta t}{4}(\mathbf{C}_{i+1}^n + \mathbf{C}_i^n) \quad (3)$$

$$\mathbf{W}_{i-1/2}^{n+1/2} = \frac{1}{2}(\mathbf{W}_i^n + \mathbf{W}_{i-1}^n) - \frac{\Delta t}{2\Delta x}(\mathbf{F}_i^n - \mathbf{F}_{i-1}^n) - \frac{\Delta t}{4}(\mathbf{C}_i^n + \mathbf{C}_{i-1}^n) \quad (4)$$

$$\mathbf{W}_i^{n+1} = \mathbf{W}_i^n - \frac{\Delta t}{\Delta x}(\mathbf{F}_{i+1/2}^{n+1/2} - \mathbf{F}_{i-1/2}^{n+1/2}) - \frac{\Delta t}{2}(\mathbf{C}_{i+1/2}^{n+1/2} + \mathbf{C}_{i-1/2}^{n+1/2}) \quad (5)$$

در روش دو مرحله‌ای مک کورمک همانطور که در شکل ۲-ب و روابط (۶) و (۷) نشان داده شده است ابتدا در قدم زمانی فرضی (*) با استفاده از روش رو به عقب مقدار تابع در گره (i) برحسب مقادیر آن در گره‌های (i) و (i+1) و با استفاده از روش رو به جلو در قدم زمانی (n+1) مقدار آن بر حسب مقادیر مربوط به زمان فرضی (*) در گره‌های (i-1) و (i) بدست می‌آید.

$$\mathbf{W}_i^* = \mathbf{W}_i^n - \frac{\Delta t}{\Delta x}(\mathbf{F}_{i+1}^n - \mathbf{F}_i^n) - \Delta t \mathbf{C}_i^n \quad (6)$$

$$\mathbf{W}_i^{n+1} = \frac{1}{2} \left[\mathbf{W}_i^n + \mathbf{W}_i^* - \frac{\Delta t}{\Delta x}(\mathbf{F}_i^* - \mathbf{F}_{i-1}^*) - \Delta t \mathbf{C}_i^* \right] \quad (7)$$

منبع تحریک (تولید) صوت بالادست با دو روش اغتشاش همساز ساده^{۱۴} و اغتشاش سفید^{۱۵} مدل‌سازی می‌شود. انشعابهای چند شاخه‌ای با استفاده از روشهای فشار ثابت^{۱۶} و افت فشار^{۱۷} مدل‌سازی می‌گردند.

¹³ Total Variation Diminishing

¹⁴ single pure tone

¹⁵ white noise

¹⁶ constant pressure model

¹⁷ pressure loss model

اغتشاش همساز ساده یک اغتشاش همساز تک فرکانس به صورت رابطه (۸) بیان می‌شود. اگر این اغتشاش در تحریک بالادست استفاده شود لازم است بازای هر فرکانسی میدان جریان بطور کامل حل گردد. اغتشاش سفید مجموعه‌ای از اغتشاشهای همساز ساده با گام فرکانسی معین و دامنه یکسان می‌باشد که به صورت رابطه (۹) قابل بیان است. در صورتی که تحریک بالادست اغتشاش سفید باشد میدان جریان فقط یک بار حل می‌شود [۳ و ۵].

$$p = p_{mean} + \Delta p \sin(2\pi f t) \quad (۸)$$

$$p(t) = p_0 + \sum_{n=1}^N \Delta p \sin(2\pi n f t + \varphi_n) \quad (۹)$$

خفه‌کن بر اساس فرض یک بعدی بودن جریان با روش سیستم-کانال^{۱۸} و فضای متخلخل ماده جاذب صدا با مدل مقاومت^{۱۹} مدلسازی می‌گردند. در روش سیستم-کانال اجزای مختلف یک خفه‌کن مانند لوله‌ها، اریفیسها (یا سوراخها)، ستونهای جانبی و غیره با کانالهای به هم پیوسته سری و موازی مدلسازی می‌شوند. قسمتهایی که با ماده جاذب صدا پر شده باشند نیز کانال با مقاومت اصطکاکی و انتقال حرارت خاص در نظر گرفته می‌شود [۲]. در همه حالتها جریان اصلی صفر است و سرعتی که در گاز بوجود می‌آید در اثر تپش فشاری حاصل از منبع تحریک می‌باشد.

دو پارامتر آکوستیکی اتلاف عبور^{۲۰} و تابع انتقال^{۲۱} بترتیب بیان کننده اختلاف لگاریتمی توان صوتی نزدیک شونده به بالادست و عبورکننده از پایین دست و اختلاف لگاریتمی تراز فشار صوتی بالادست و پایین دست خفه‌کن می‌باشند. روابط (۱۰) و (۱۱) به ترتیب بیان کننده اتلاف عبور و تابع انتقال در خفه‌کن هستند. توان صوتی بکار برده شده در تعریف اتلاف عبور حاصلضرب فشار در سرعت اغتشاش می‌باشند. بر اساس حل خطی معادلات آکوستیکی یک اغتشاش فشاری شامل دو جمله است که یک جمله آن بیان کننده قسمت برخورد کننده^{۲۲} و جمله دیگر مربوط به قسمت منعکس شونده^{۲۳} می‌باشد. با استفاده از تعاریف آکوستیکی و نتایج حل معادلات خطی مقدار توان صوتی نزدیک شونده و عبور کننده در یک نقطه قابل محاسبه است. با استفاده از روش حل عددی معادلات غیر خطی می‌توان کمیتهایی مانند فشار و سرعت گاز را در هر نقطه مشخص نمود و مقدار توان نزدیک شونده یا عبور کننده و یا فشار موثر را بدست آورده و در آخر اتلاف عبور یا تابع انتقال را محاسبه کرد [۶].

$$TL \equiv 10 \log \left| \frac{w_i}{w_t} \right| \quad (۱۰)$$

18 duct-system

19 resistivity

20 transmission loss

21 transfer function

22 incident part

23 Reflected part

$$TF \equiv 20 \log \left| \frac{((p_x)_{rms})_{upstream}}{((p_x)_{rms})_{downstream}} \right| \quad (11)$$

۳- اثر شکل هندسی و طول اصلاحی

خفه‌کنهای صوتی به دو نوع واکنشی^{۲۴} و جذبی^{۲۵} تقسیم می‌شوند. در خفه‌کنهای واکنشی توان صوتی در اثر انعکاس و تداخل امواج صوتی در مسیر هندسه‌های مختلف مستهلک می‌شود. در خفه‌کنهای جذبی توان صوتی به حرارت تبدیل می‌شود. خفه‌کنهای واقعی معمولاً ترکیبی از این دو نوع خفه‌کن هستند. خفه‌کنهای واکنشی به شکل‌های مختلفی ساخته می‌شود. شکل‌های ساده آنها عبارتند از محفظه انبساط، تشدیدکننده هلمهلتز، تشدیدکننده ستون جانبی و غیره و شکل‌های پیچیده آنها ترکیبی از هندسه‌های ساده می‌باشند [۶]. طرحواره با ابعاد هندسی و مدل آکوستیکی چند نوع خفه‌کن در شکل‌های ۳ تا ۶ نشان داده شده است. مدل آکوستیکی خفه‌کنها بر اساس فرض جریان یک بعدی گاز مجموعه‌ای از کانالهای سری و موازی خواهد بود. در مورد مدل‌سازی هندسه خفه‌کنها در مرجع [۶] توضیح داده شده است.

در خفه‌کنهایی که ناپیوستگی هندسی (تغییر ناگهانی سطح مقطع) وجود دارد جریان کاملاً سه بعدی است. در روش یک بعدی یک طول انتهایی تصحیح شده به طول کانال متصل به ناپیوستگی اضافه می‌گردد تا انعکاس و انتقال موج در مرزها را متناسب با واقعیت نشان دهد. طول اصلاح شده به ابعاد هندسی و فرکانس موج بستگی دارد [۷]. هنگامی که تحریک بالادست همساز ساده باشد میدان جریان بجز هر فرکانس یک بار حل می‌گردد. در حالی که اگر اغتشاش سفید در تحریک بالادست استفاده شود میدان جریان برای همه فرکانسها فقط یکبار حل می‌شود بنابراین لازم است یک رابطه مستقل از فرکانس برای محاسبه طول اصلاحی مورد استفاده قرار گیرد که همراه با خطا خواهد بود.

لوله‌های سوراخدار یکی از هندسه‌هایی است که در خفه‌کنها استفاده می‌شود (شکل ۶-ب). پارامتر مهم لوله سوراخدار تخلخل است که نشان دهنده نسبت مساحت سوراخها به مساحت پیرامونی لوله می‌باشد. با افزایش تخلخل لوله سوراخدار مقدار توان استهلاکی در خفه‌کن افزایش می‌یابد. این روند تناسبی تا حد معینی از مقدار تخلخل ادامه دارد و با بیشتر شدن تخلخل از آن حد معین اتلاف توان صوتی حتی کاهش می‌یابد [۸]. مرسومترین خفه‌کن جذبی محفظه انبساط با لوله سوراخدار است که فضای بین لوله و محفظه با ماده جاذب صدا پر شده باشد (شکل ۶-ج). در خفه‌کن جذبی میزان فشردگی ماده جاذب صدا پارامتر مهمی است. میزان فشردگی بیان کننده نسبت چگالی ماده جاذب صدا در فضای پر شده به چگالی واقعی آن می‌باشد. با افزایش میزان فشردگی ماده جاذب صدا توان صوتی بیشتری در خفه‌کن مستهلک می‌شود. این روند تناسبی تا حد معینی از میزان فشردگی ادامه دارد و پس از آن تاثیری بر مقدار توان استهلاکی ندارد.

²⁴ reactive

²⁵ absorptive

۴- بحث نتایج

در مقالات قبلی نتایج شبیه‌سازی عددی با نتایج تجربی مقایسه شده و نشان داده شده که روش بکار برده شده توسط نویسندگان از دقت قابل قبولی برخوردار است [۲، ۳ و ۹]. در اینجا هدف اصلی بررسی عوامل موثر بر عملکرد آکوستیکی خفه‌کنها است بنابراین دربرخی موارد نتایج حل عددی با نتایج حل خطی مقایسه شده‌اند. در شکل ۷ اتلاف عبور نتایج حل عددی در دو حالت تحریک بالادست همساز ساده (هارمونیک) و اغتشاش سفید با یکدیگر و با نتایج حل خطی مقایسه شده‌است. می‌توان نتایج حل عددی با تحریک هارمونیک را بعنوان نتایج مبنا انتخاب نمود. نتایج این شکل مربوط به محفظه انبساط با لوله ورودی طویل شده که ابعاد آن در داخل شکل نشان داده شده می‌باشد. ملاحظه می‌شود نتایج حل با تحریک اغتشاش سفید در حالتی که طول اصلاحی اعمال نمی‌گردد ($C3 = 0$) و نتایج حل خطی فرکانسهای تشدید را بیشتر از مقدار مربوط به نتایج تحریک هارمونیک نشان می‌دهد. در حالی که اگر طول اصلاحی اعمال گردد نتایج بهتر می‌شود ($C3 = 0.3$).

شکل‌های ۸ و ۹ تابع انتقال نتایج حل عددی و تجربی مربوط به دو خفه‌کن محفظه انبساط و محفظه انبساط با لوله ورودی طویل شده را نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود علیرغم اینکه شرایط بالادست و پایین-دست این دو خفه‌کن یکسان است مقدار و تعداد فرکانسهای تشدید و دامنه میرایی تراز فشار صوت در آنها متفاوت است. تفاوت در رفتار آکوستیکی دو خفه‌کن بدلیل تفاوت هندسه آنها می‌باشد.

شکل ۱۰ نتایج اتلاف عبور لوله هرشل-کوئینک را برای طولهای مختلف مسیرهای موازی و سری نشان می‌دهد. ملاحظه می‌شود مقدار و تعداد فرکانسهای تشدید با تغییر ابعاد هندسی تغییرات قابل توجهی دارد. در شکل ۱۰-ب نتایج تخمینی با نتایج تجربی مرجع [۱۰] مقایسه شده‌است که تایید کننده توانایی روش حل عددی می‌باشد.

شکل ۱۱ نتایج اتلاف عبور مربوط به خفه‌کنهای شکل ۶-الف، ۶-ب و ۶-ج را مقایسه کرده است. ملاحظه می‌شود با قرار دادن لوله سوراخدار در داخل محفظه انبساط توان استهلاکی در خفه‌کن بیشتر می‌گردد و با قرار دادن ماده جاذب صدا توان استهلاکی افزایش بیشتری یافته و فرکانسهای تشدید از بین می‌رود. برای مقادیر مختلف تخلخل لوله سوراخدار و میزان فشردگی ماده جاذب صدا نتایج بدست آمده که نشان می‌دهد مقدار توان استهلاکی در خفه‌کن تا حد معینی متناسب مقدار تخلخل لوله سوراخدار و میزان فشردگی ماده جاذب صدا افزایش می‌یابد.

شکل ۱۲ دو خفه‌کن تولیدی در شرکت آگزوز خودرو خراسان واقع در نیشابور و وابسته به ایران خودرو را نشان می‌دهد که در اینجا با S1 و S2 نام گذاری می‌شود. در شکل ۱۲-الف ابعاد هندسی لوله، نیمرخ و آرایش سوراخهای آن برای دو نوع سوراخ نمایش داده شده است. شکل ۱۲-ب ابعاد هندسی این دو نوع خفه‌کن شامل محفظه و لوله سوراخدار و ماده جاذب صدا را نشان می‌دهد. در شکل ۱۲-ج نتایج تابع انتقال این دو

نوع خفه‌کن در دو حالت بدون ماده جاذب صدا و با ماده جاذب صدا با میزان فشردگی ۰/۳۵ ترسیم شده است. ملاحظه می‌شود در خفه‌کن نوع s1 با تخلخل ۰/۰۰۲ استفاده از ماده جاذب صدا تاثیر قابل توجهی بر افت تراز فشار صوتی ندارد در حالی که در خفه‌کن نوع s2 با تخلخل ۰/۱۳۸ ماده جاذب صدا سبب افزایش افت تراز فشار صوتی می‌گردد.

۵- نتیجه‌گیری

- نتایجی که از این بررسی بدست آمده به شرح زیر است.
- اصلاح مناسب طول انتهای مربوط به محل ناپیوستگی‌های هندسی دقت نتایج حل عددی را تا حد قابل قبول افزایش می‌دهد.
 - تعداد و مقدار فرکانسهای تشدید در یک پهنای فرکانس معین به ابعاد هندسی خفه‌کن بستگی دارد.
 - مقدار توان استهلاکی در خفه‌کن تا حد معینی متناسب مقدار تخلخل لوله سوراخدار و میزان فشردگی ماده جاذب صدا افزایش می‌یابد.

۶- مراجع

[1] Pricken, F., Active Noise Cancellation in Future Air Intake Systems, SAE Transaction, Vol. III, 2000-01-0026, pp. 1-6 (2000).

[۲] فائزبان، ع.، مدرس رضوی، م.ر. و انوراتی، آ.، مدلسازی خفه‌کنها در سیستم خروجی موتورهای احتراق داخلی، مجله امیرکبیر، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، پذیرفته شده برای چاپ در سال ۱۳۸۳.

[۳] فائزبان، ع.، مدرس رضوی، م.ر. و انوراتی، آ.، مدلسازی انشعاب چند شاخه‌ای و منبع تحریک آکوستیکی در بالادست خفه‌کنهای موتورهای احتراق داخلی، مجله دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد، سال شانزده شماره یک، ۱۳۸۳.

[4] Winterbone, D. E. & Pearson, R. J., Theory of Engine Manifold Design (wave action methods for IC engine), Professional Eng. Pub., UK, PP. 95-140 (2000).

[۵] فائزبان، ع.، مدرس رضوی، م.ر. و انوراتی، آ.، مدلسازی منبع تحریک در شرایط مرزی بالادست، یازدهمین کنفرانس سالانه مهندسی مکانیک، مشهد، جلد ۱ صفحات ۳۹۱-۳۸۴ (۱۳۸۲).

[۶] فائزبان، ع.، شبیه‌سازی یک بعدی دینامیک گاز غیر دائم تراکم‌پذیر در سیستمهای ورودی و خروجی موتورهای احتراق داخلی، پایان‌نامه دکترا، دانشگاه فردوسی مشهد (اسفند ۱۳۸۲).

[7] Onorati, A., Numerical Simulation of Unsteady Flows in I.C. Engine Silencers and the Prediction of Tailpipe Noise, chapter 6 in “*Design Techniques for Engine Manifolds*”, by D. E. Winterbone & R. J. Pearson, Professional Engineering Publishing, London, PP. 278 (1999).

[8] Ferarri, G., *Motori a Combustione Interna*, Il Capitello, Torino-Italy (2001).

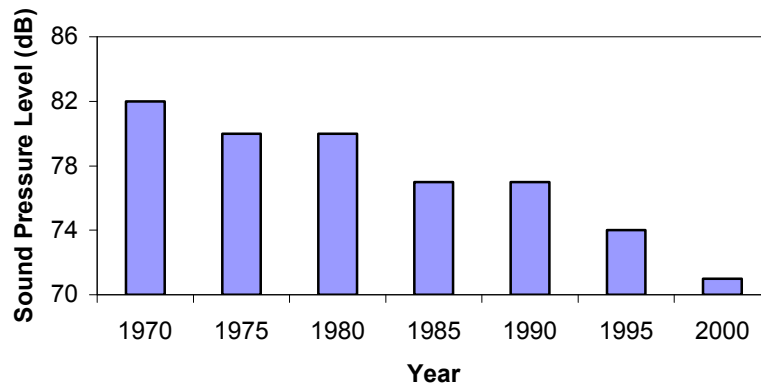
[9] Faezian, A., Modarres Razavi, M. R., and Onorati. A., N-Junction Modeling in Perforate Silencers for Internal Combustion Engines, Accepted for Publication in Iranian-Scientia Journal, Sharif University of Technology, (2004).

[10] Selamet, A. & Dickey, N. S., The Herschel-Quincke tube: A Theoretical, Computational and Experimental Investigation, Journal of Acoustic, Acoustic Society of America, Nov. pp. 3177-3185 (1994).

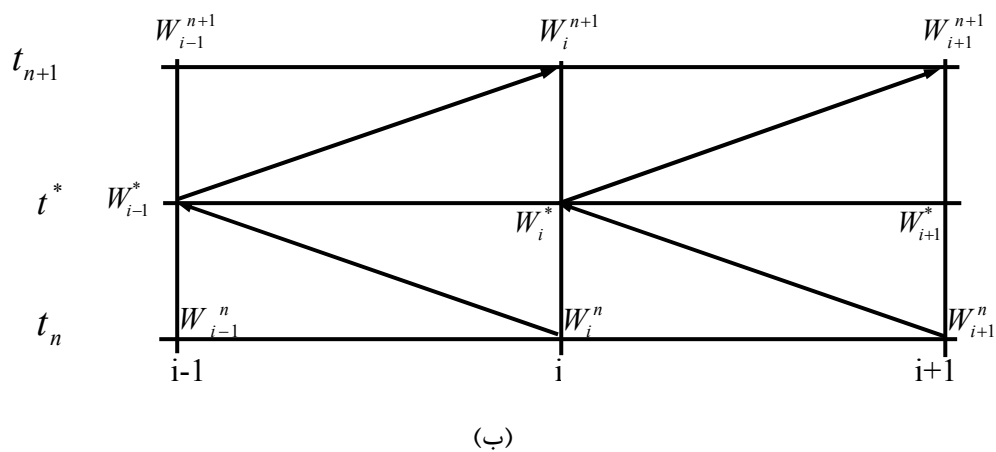
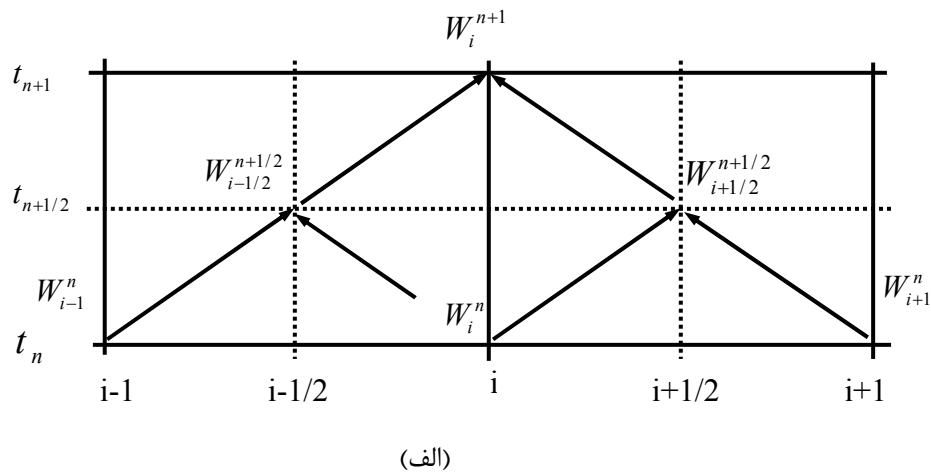
۷- نمادها و نشانه‌ها

w [W/m ²]	شار توان صوتی	C	بردار منبع
W	بردار متغیرهای اصلی	f [Hz]	فرکانس
		F [m ²]	سطح مقطع
		F	بردار شار
	نمادهای یونانی	G	منبع اتلاف فشار
Δx [m]	جابجایی کوچک	e_o [J/kg]	انرژی داخلی سکون
φ_n	فاز اغتشاش همساز	p [N/m ²]	فشار
ρ	چگالی گاز	q [W/kg]	جمله چشمه حرارتی
	زیرنویسها	t [s]	زمان
downstream	پایین دست	TF [dB]	تابع انتقال
Rms	ریشه متوسط مربعات	TL [dB]	افت عبور
upstream	بالادست	u [m/s]	سرعت جریان
		x [m]	جابجایی

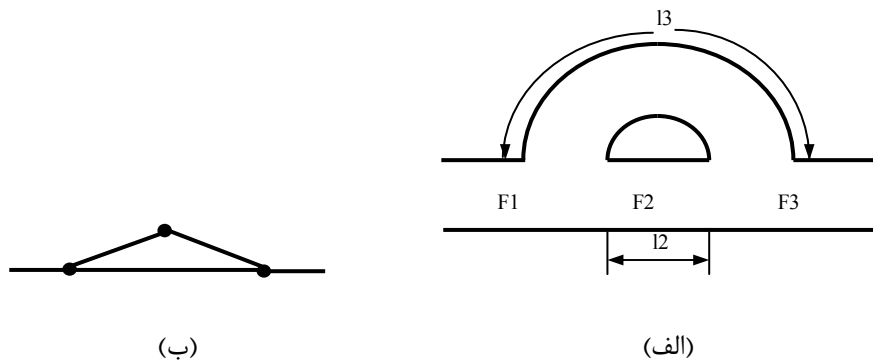
شکلها



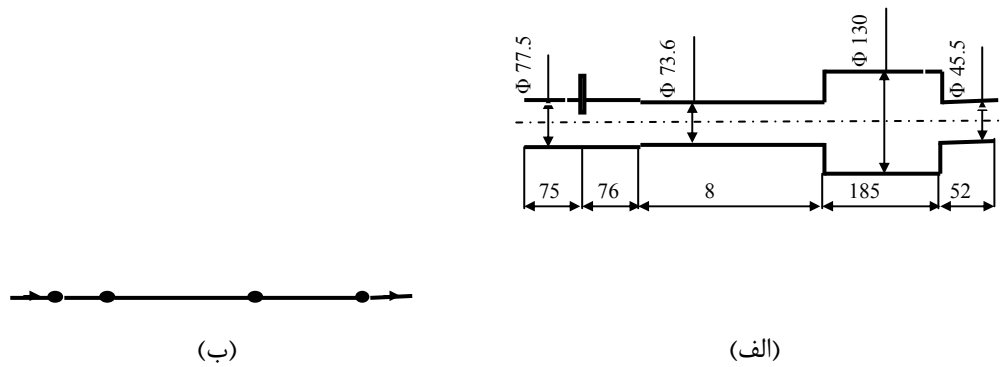
شکل ۱ - حد مجاز تراز فشار صوتی در موتور اتومبیل در آلمان [۱]



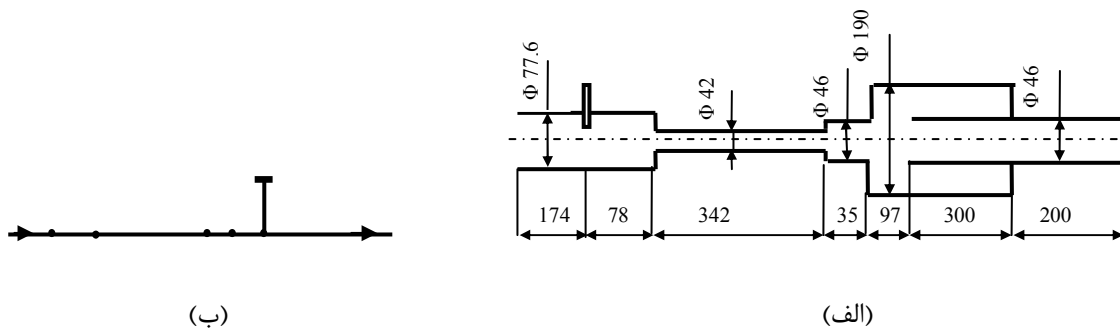
شکل ۲ - صفحه زمان-مکان در روشهای دو قدمی (الف) لکس-وندروف (ب) مک کورمک



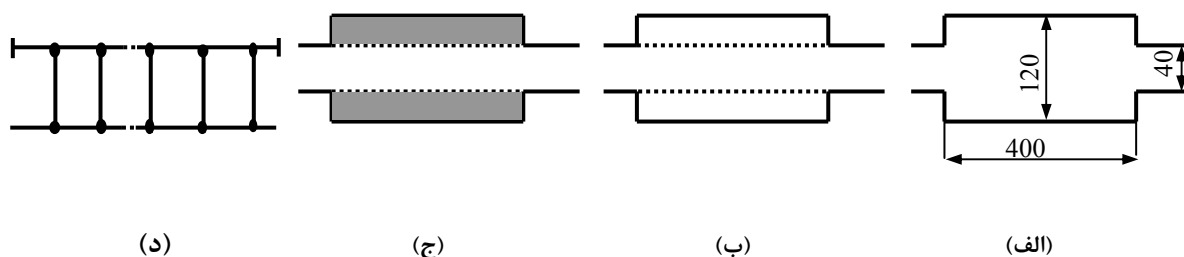
شکل ۳ - لوله هرشل-کوئینک با سطح مقطعهای F1، F2 و F3 و طولهای لوله مستقیم 12 و لوله خمیده 13 (الف) طرحواره (ب) مدل آکوستیکی



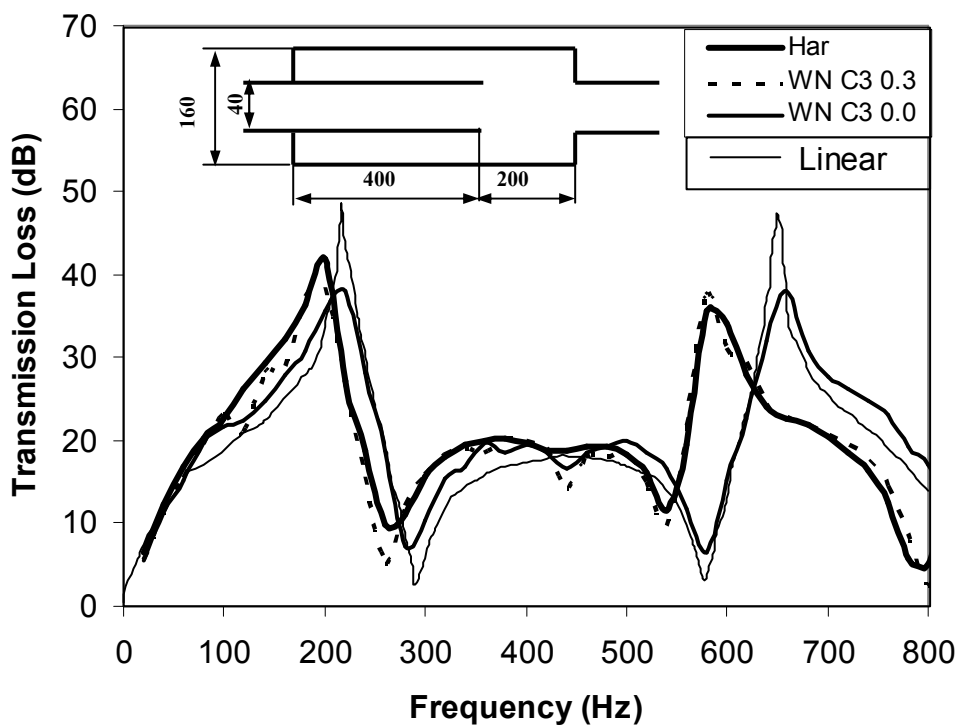
شکل ۴ - محفظه انبساط : (الف) طرحواره (ب) مدل آکوستیکی



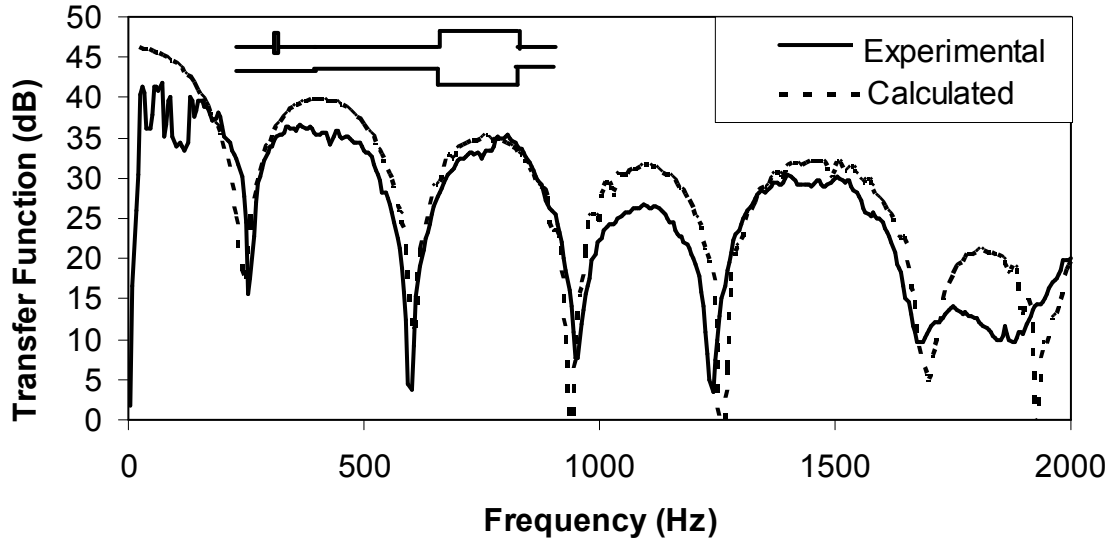
شکل ۵ - محفظه انبساط با یک خروجی طویل شده: (الف) طرحواره (ب) مدل آکوستیکی



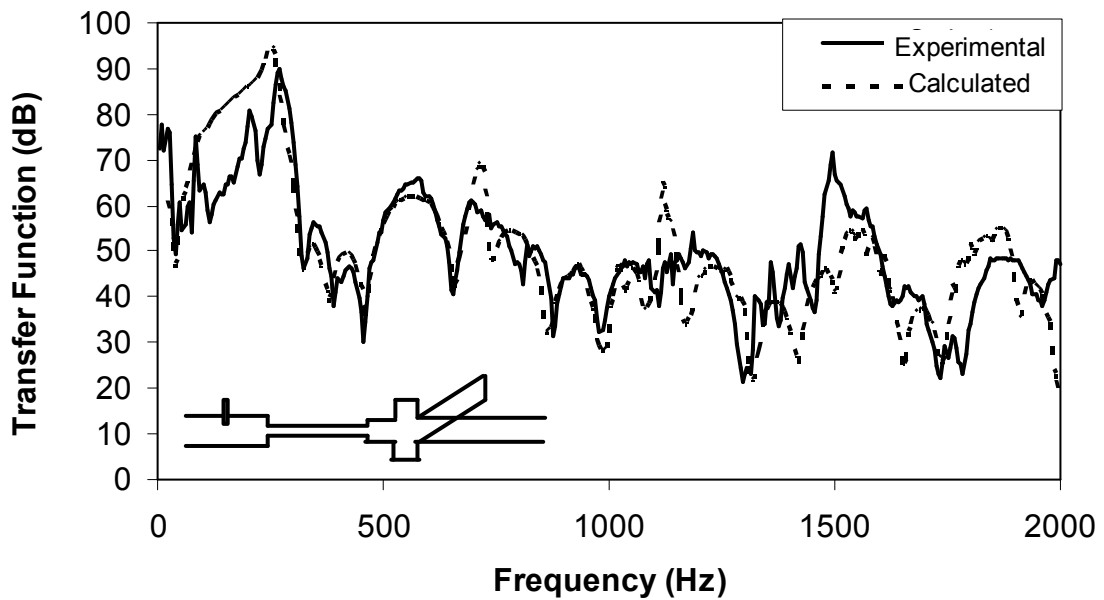
شکل ۶ - طرحواره و ابعاد هندسی خفه‌کن (الف) محفظه انبساط (ب) با لوله سوراخدار (ج) خفه‌کن جذبی (د) مدل آکوستیکی خفه‌کن با لوله سوراخدار و خفه‌کن جذبی



شکل ۷ - مقایسه اتلاف عبور تخمینی محفظه انبساط با ورودی طویل شده محاسبه شده با روش عددی با تحریک بالادست اغتشاش سفید (WN) و هارمونیک (Har) و حل خطی (Linear)

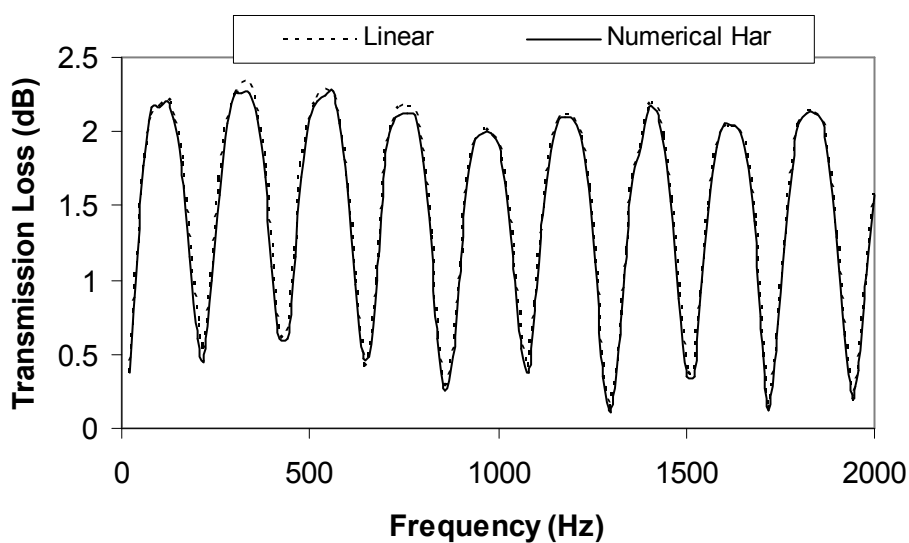


شکل ۸ - مقایسه تابع انتقال تخمینی و تجربی محافظه انبساط شکل ۴



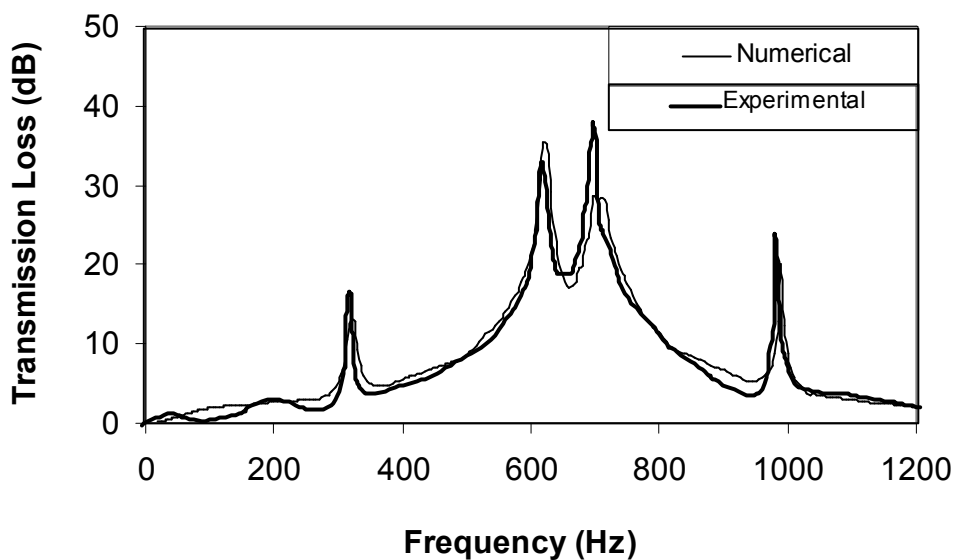
شکل ۹ - مقایسه بین نتایج تخمینی و تجربی تابع انتقال مربوط به محافظه انبساط با یک خروجی طولیل شده (شکل

(۵)



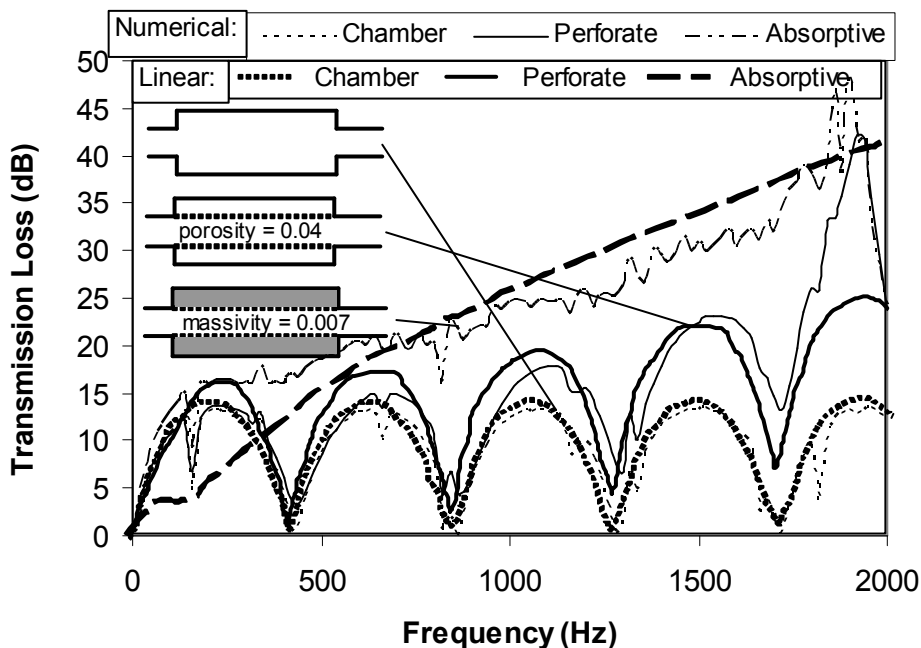
(الف)

شکل ۱۰- مقایسه اتلاف عبور تخمینی در لوله هرشل-کوئینک (الف) نتایج حل عددی و حل تحلیلی خطی
 برای $F_1 = F_2 = F_3$ و $L_2 = L_3$

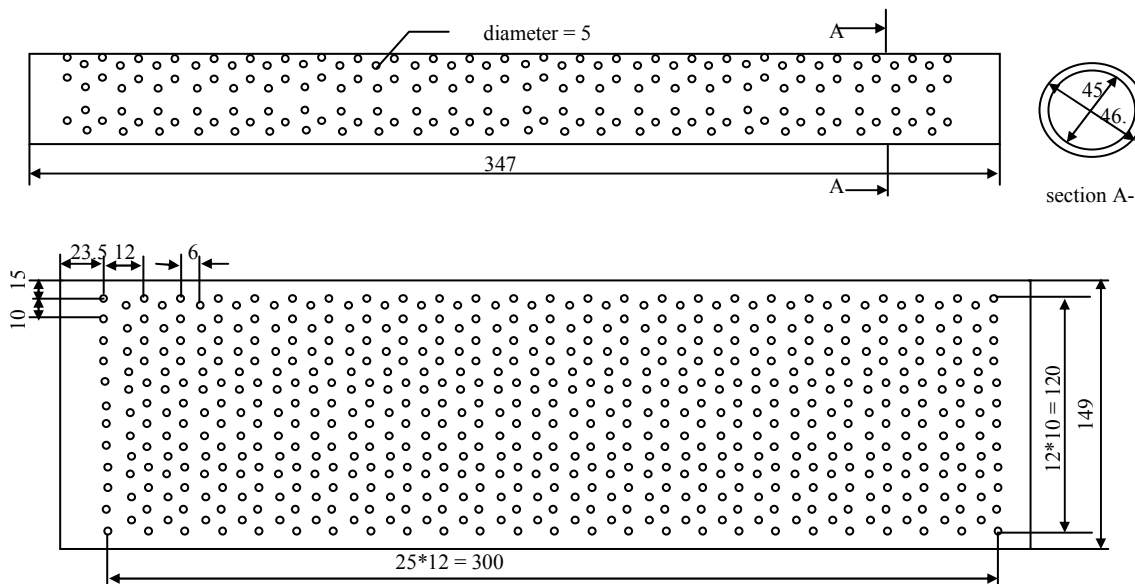


(ب)

ادامه شکل ۱۰- مقایسه اتلاف عبور تخمینی در لوله هرشل-کوئینک (ب) مقایسه نتایج حل عددی و تجربی (نتایج
 تجربی از مرجع [۱۰]) برای $L_2 = 39.85$, $L_3 = 65.5$ cm و $d_1 = d_2 = 4.859$, $d_3 = 4.674$

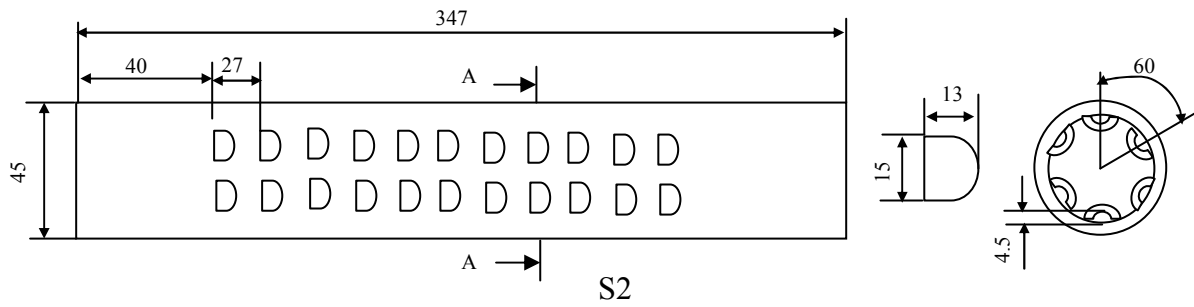


شکل ۱۱ - مقایسه اتلاف عبور تخمینی حل عددی و حل خطی مربوط به خفه کنهای شکل ۶-الف، ۶-ب و ۶-ج (نتایج حل خطی از مرجع [۸])



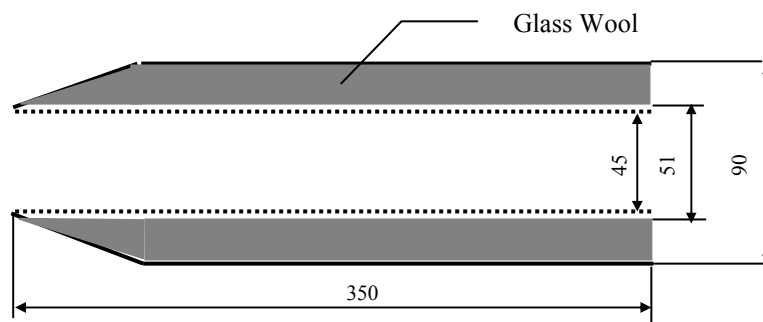
S1

شکل ۱۲ - دو نوع خفه کن S1 و S2 با لوله سوراخدار و پر شده از ماده جاذب صدا (الف) ابعاد هندسی لوله سوراخدار و آرایش سوراخها (ب) ابعاد هندسی خفه کنهای جذبی S1 و S2



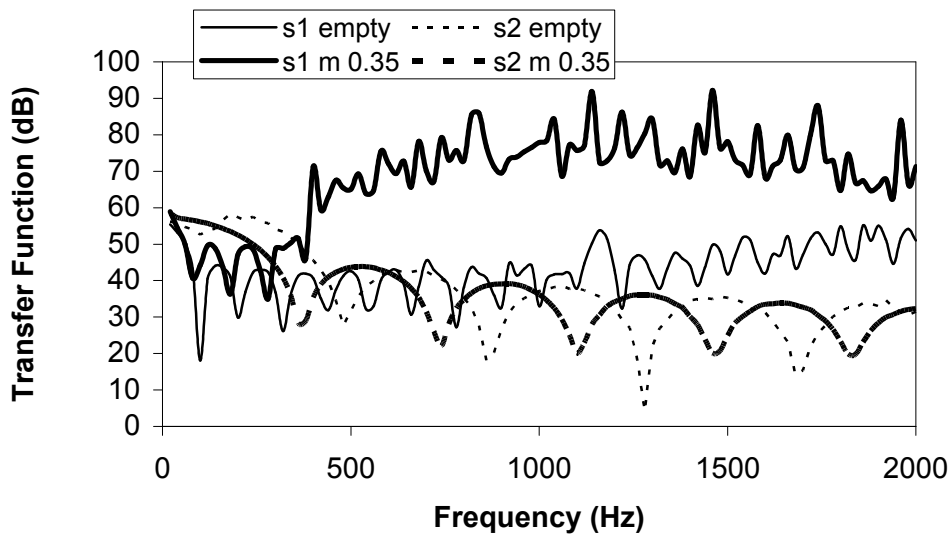
S2

(الف)



s2 و s1

(ب)



(ج)

ادامه شکل ۱۲ - (ج) نتایج تخمینی تابع انتقال دو نوع خفه‌کن در دو حالت بدون و با ماده جاذب صدا با میزان فشردگی ۰/۳۵ (این خفه‌کنها در شرکت آگروز خودرو خراسان واقع در نیشابور و وابسته به ایران خودرو تولید می‌شود)

Abstract

In this article, the effects of some parameters such as silencers geometry, porosity of perforate and the massivity of absorptance materials on silencer performance are investigated. The unsteady compressible flow is analyzed by using the two steps Lax-Wendroff or MacCormack numerical methods. The upstream excitation is imposed by two single-pure-tone and white-noise perturbation forms. The geometry of two types of Khorasan Exhaust Co. silencers are modeled by the duct-system method. The lined space of silencer by absorptance material is modeled by the resistivity method.