

مدلسازی خفه‌کنها در سیستم خروجی موتورهای احتراق داخلی

علی فائزبان

محمد رضا مدرس رضوی

دانشجوی دکترای

دانشیار

گروه مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد

گروه مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد

آنجلو اونوراتی

استاد

دپارتمان انرژی، دانشگاه پلی تکنیک میلان

چکیده

در این مقاله خفه‌کن‌های با چند لوله سوراخدار (Perforated) مدلسازی می‌شود. در این مدلسازی روش مدلسازی سیستم-لوله و انشعابهای سه شاخه‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرد و سوراخهای لوله سوراخدار بعنوان لوله‌های کوتاه در نظر گرفته می‌شوند. در این مدلسازی همچنین، خفه‌کنهای جذبی که ماده پرکننده جاذب صدا در آنها بکار می‌رود با روشهای افت فشار گسترده یکنواخت (مدل f) و افت فشار گسترده متغیر (مدل R) مدلسازی می‌شود و نتایج بدست آمده در این دو مدل با نتایج مدل افت فشار ترکیبی گسترده یکنواخت و متمرکز (مدل $k-f$) و نتایج تجربی مقایسه می‌شود. نتایج نشان می‌دهد استفاده از مدل سیستم-لوله و انشعاب سه شاخه‌ای در مدلسازی خفه‌کنهای با لوله سوراخدار و تعمیم آن در خفه‌کنهای با چند لوله سوراخدار موفقیت آمیز است. همچنین مدل R در خفه‌کنهای جذبی بدلیل اینکه خواص فیزیکی ماده پرکننده و جریان گاز در آن نقش دارند نسبت به دو مدل دیگر ترجیح داده می‌شود.

کلمات کلیدی

خفه‌کن، لوله سوراخدار، صدا، تپش، اغتشاش، مدل آکوستیکی، جاذب صدا، سیستم-لوله

Modelling of Exhaust System Silencers in Internal Combustion Engines

A. Faezian

Ph.D Student

Department of Mechanical Engineering
Faculty, Ferdowsi University of Mashad

M. R. Modarres Razavi

Associate Professor

Department of Mechanical Engineering
Faculty, Ferdowsi University of Mashad

A. Onorati

Professor

Department of Energy,
Politecnico di Milano, Campus Bovisa

Abstract

In this work, silencers with some perforated pipes is modeled. In this modelling the holes are considered as short ducts and the junctions of hole-cavity and hole-pipe interface are simulated as T-junctions (in the duct-system method). The dissipative effect of absorptance material is modeled by two methods; the constant distributed pressure loss (f model) and the variable distributed pressure loss (R) models in the absorptive silencers. These two methods are compared with the

concentric and constant distributed pressure loss (k-f) model. Comparison of numerical and experimental results shows that the extension of the duct-system model to complex perforates is possible. Also R model, due to the consideration of the effects of physical properties of the filling absorbent and gas flow, is more preferable than the other two models.

Keywords

Silencer, Perforate, Sound, Pulse, Noise, Acoustic model, Sound absorptive, Duct-system

مقدمه

موتورهای احتراق داخلی رفت و برگشتی یکی از منابع اصلی ایجاد سر و صدا هستند. کنترل احتراق، صداهای مکانیکی و خروجی آگزوز که هرکدام در انتشار صدا نقش دارند موضوعی است که هر روز اهمیت بیشتری پیدا می‌کند. صدایی که از خروجی آگزوز یا از سیستم مکش پخش می‌شود در اثر تناوبی بودن فرایند تخلیه و ایجاد صدای تپشی (pulse noise) و عبور جریان گاز از ناپیوستگی‌های هندسی است.

صدای تپشی با اتصال خفه کن به مانیفولد خروجی بطور رضایت بخشی کاهش می‌یابد. یک خفه کن شامل مجموعه‌ای از اجزای واکنشی و جذبی است. طراحی خفه کنها معمولاً بر اساس اثر آن بر کاهش صدای نامطلوب (آکوستیکی) و کاهش افت فشار (عملکرد موتور) انجام می‌گیرد. امروزه می‌توان با استفاده از روشهای شبیه سازی که قادرند عملکرد تعداد زیادی صدا خفه کن را در زمان کوتاه پیش بینی کنند، صدا خفه کن مورد نظر را طراحی کرد. کدهای عددی مختلفی در چند دهه اخیر توسعه یافته است. در میان مدل‌های یک بعدی بکار برده شده دو خانواده شبیه سازی شاخصتر بوده‌اند.

۱- مدل‌های آکوستیکی خطی، که بر فرض کوچک بودن اغتشاش فشاری در داخل مجراها بنا شده است.

۲- مدل‌های دینامیک گاز غیر خطی، که می‌تواند انتشار امواج با دامنه محدود را شبیه سازی کند.

از افرادی که در چند دهه اخیر برای مدل‌سازی خفه کنها تلاش کرده‌اند سلامت (Selamet) و همکارانش روی خفه کنهای با لوله سوراخدار یک گذر برای حالت تراز فشار صوتی پایین و جریان اصلی صفر بوده‌اند. آنها سوراخها را بعنوان اریفیس در نظر گرفتند و معادله اندازه حرکت جریان تراکم ناپذیر را برای آن بکار برده‌اند [۱]. مکی (Mackey) و همکارانش [۲] نیز از مدل‌های گاز دینامیک غیر دائم استفاده کردند و تشدید کننده لوله‌های هم مرکز (لوله مرکزی سوراخدار) را برای دو حالت (الف) جریان از لوله به محفظه (ب) جریان از محفظه به لوله را تحلیل کرده‌اند. در شبیه‌سازی آنها محفظه بعنوان یک حجم و جریان در آن صفر بعدی در نظر گرفته شده است. تلاشهایی برای مدل کردن لوله‌های سوراخدار بوسیله کوتس و بلیر (Blair) (Coats & [۳] نیز انجام گرفته است که جریان از سوراخها به داخل حفره با اتصال T شکل در نظر گرفته شده است. اخیراً چند تخمین قابل قبولی از اتلاف انتقال (عبور) از صداگیرهای با لوله سوراخدار مختلف با استفاده از کد شبیه سازی غیر خطی بوسیله مورال (Moral) و همکارانش [۴] و سپسفورد (Sapsford) و همکارانش [۵] انجام گرفته است، اما متأسفانه جزئیات مدل به خدمت گرفته شده برای سوراخهای لوله ارائه نداده‌اند.

روشهای عددی یک بعدی دینامیک گاز در شبیه سازی صداگیرهای جذبی توسط فیبرادر (Fairbrother) و همکارش [۶] و مسی (Massey) و همکارانش [۷] بکار برده شده است. اما هیچکدام توضیحی در مورد نحوه مدل کردن سوراخها ارائه نداده‌اند. مرجع [۶] محیط متخلخل ماده پرکننده جاذب صدا را مانند دسته لوله در نظر گرفته و معادلات نیمه تجربی مربوط به جریان روی دسته لوله را مورد استفاده قرار داده است. انوراتی (Onorati) [۸] تحقیقات گسترده‌ای برای مدل کردن سیستمهای - لوله (duct-systems) و صدای انتهای لوله انجام داده است. هاشمی‌نژاد و همکارانش [۹] نیز روش پارامترهای آکوستیکی را برای خفه کنهای عکس‌العملی و مقاومتی بر مبنای تحلیل خطی معرفی کرده‌اند.

اجزاء خفه کنها به اندازه کافی پیچیده هستند بطوری که به نظر می‌رسد لازم باشد مدل‌های سه بعدی برای مدل کردن آنها استفاده شود. از طرفی امواج منتشر شده در فرایندهای مکش و تخلیه موتور دارای طول بزرگی نسبت به ابعاد هندسی اجزاء خفه کنهای واقعی هستند، بطوری که حتی می‌توان از تحلیل‌های یکپارچه (صفر بعدی) استفاده کرد. بطوری که در بعضی مطالعات تحلیل‌های صفر بعدی و یک بعدی با هم جفت شده‌اند.

در این پژوهش با استفاده از مدل‌سازی سیستم - لوله و انشعابهای سه شاخه خفه کنهای پیچیده با چند لوله سوراخدار

شبیه‌سازی می‌گردند. در مدل‌سازی خفه‌کنهای جذبی علاوه بر توسعه روش سیستم - لوله اصلاحاتی در مدل کردن محیط متخلخل (ماده پرکننده) انجام می‌گیرد که منجر به ساده شدن مدل و کوتاه شده زمان اجرای برنامه می‌گردد.

معادلات حاکم، فرضیات و روش حل

جریان در سیستم خروجی موتور غیر دائم تراکم پذیر است و فرض می‌شود یک بعدی باشد. معادلات بقاء جرم، اندازه حرکت و انرژی این جریان به شکل زیر خواهد بود [۱۰]. برای شبیه‌سازی جریان از روشهای عددی دو مرحله‌ای یک بعدی مک کورمک (MacCormack) و لکس - وندروف (Lax-Wendrof) استفاده می‌شود.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2 + p)}{\partial x} + \frac{\rho u^2}{F} \frac{dF}{dx} + \rho G = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho e_o)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u h_o)}{\partial x} + \frac{\rho u h_o}{F} \frac{dF}{dx} - \rho q = 0 \quad (3)$$

منبع تولید اغتشاش در بالادست سیستم خفه‌کن بر مبنای اغتشاش سفید مدل‌سازی می‌شود. جریان اصلی در خفه‌کن صفر است و فقط اثر صدای تپشی بر آن مورد توجه قرار می‌گیرد. در این حالت منبع تحریکی که حرکت موج در خفه‌کن را القاء می‌کند یک اغتشاش فشاری با مجموعه‌ای از هارمونیکها و فاز اتفاقی تولید می‌کند [۱۱]. تابع انتقال یکی از کمیت‌های بیان کننده عملکرد آکوستیکی خفه‌کن است که به شکل زیر تعریف می‌شود و در محاسبات مورد استفاده قرار می‌گیرد.

$$TF \equiv 20 \log \left| \frac{((p_x)_{rms})_{upstream}}{((p_x)_{rms})_{downstream}} \right| \quad (4)$$

هیچکدام از روشهای خطی و غیر خطی یک بعدی که برای شبیه‌سازی حرکت موج استفاده می‌شود بیان کننده واقعیت سه بعدی موجی در محل ناپیوستگی‌های هندسی نیستند. در روشهای یک بعدی یک طول انتهایی تصحیح شده به طول کانال متصل به ناپیوستگی اضافه می‌گردد بطوری که انعکاس و انتقال موج در مرزها را متناسب با واقعیت نشان دهد. معمولاً طول اصلاح شده به پارامترهای هندسی و موج منتشر شده بستگی دارد. طول کانالهای کوتاه با روش پیشنهادی ملینگ (Melling) [۱۲]، با در نظر گرفتن طول اصلاحی انتها بیش از ضخامت لوله (۱-۲ میلی‌متر) خواهد شد. بر طبق پیشنهاد سالیون و کراکر (Sullivan & Crocker) [۱۳] کل طول اصلاحی انتها I_n به طول هندسی کانال کوتاه اضافه می‌شود تا اثر انتهایی هر دو طرف سوراخ به حساب آید. این طول برابر $0.85d_n$ است که d_n قطر سوراخ می‌باشد. انوراتی [۸] به تجربه دریافته است که $I_n = 0.63d_n$ برای لوله‌های سوراخدار با درصد تخلخل بالا (۲۶ درصد) و $I_n = 0.8d_n$ برای درصد تخلخل کم (۱ تا ۸ درصد) طول اصلاحی مناسب می‌باشد. در این پژوهش روابط پیشنهادی انوراتی مورد استفاده قرار می‌گیرد.

مدلسازی هندسه خفه‌کنهای با لوله سوراخدار

یک روش مدل کردن خفه‌کنها در نظر گرفتن اجزاء بشکل سیستم - لوله است. حتی اجزاء دیگر با هندسه پیچیده مانند فیلترها و کاتالیستها را می‌توان بدین شکل مدل کرد [۱۴]. در اینجا اجزاء خفه‌کنها با روش سیستم - لوله مدل‌سازی می‌شود بطوری که مجموعه لوله‌ها به شکل سری و موازی کنار هم قرار می‌گیرد.

لوله سوراخدار معمولاً داخل یک لوله بزرگتر یا حفره قرار می‌گیرد. طرحواره و مدلهای آکوستیکی آن در شکل ۱ نشان داده شده است. تعداد n سوراخ در هر گروه روی یک دایره قرار دارند (شکل ۱-الف)، که می‌توان آنها را با n کانال کوتاه به قطر

سوراخ و طول برابر با ضخامت لوله نشان داد. اگر l طول کانال و p فضای طولی اشغال شده بوسیله سوراخها باشد، می توان سیستم را به $m = l/p$ مقطع محوری تقسیم نمود. بنابراین کل مجموعه لوله سوراخدار و حفره شامل $m+1$ گروه خواهد بود. در فاصله دو مقطع در یک گروه n سوراخی (کانال کوتاه) و دو حجم مربوط به لوله و یا حفره قرار می گیرد. یعنی یک طرف هر گروه سوراخ به دو جزء از لوله و طرف دیگر آن به دو جزء از حفره ارتباط دارد. به عبارت دیگر یک انشعاب $n+2$ شاخه ای تشکیل می شود که n تای آن سوراخها هستند (شکل ۱-ب). با توجه به اینکه شرایط مرزی و هندسی n کانال کوتاه (سوراخها) هر گروه یکسان می باشد می توان یکی از آنها را بعنوان نماینده آنها نشان داد (شکل ۱-ج). طول دو جزء محوری (قسمتی از لوله و یا محفظه که با یک گروه سوراخ ارتباط دارد) برابر نصف فضای اشغال شده بوسیله هر سوراخ است و برای محفظه قطر معادل در نظر گرفته می شود. تقسیم محفظه به m کانال با طول کوتاه و قطر بزرگ این اجازه را می دهد که انتشار امواج در محفظه تخت و محوری در نظر گرفته شود. این اساس چیره شدن بر رفتار آکوستیکی خفه کنها و قابل محاسبه کردن آنها است. در مدل توصیف شده همه سوراخهای داخل سیستم بعنوان لوله های کوتاه بحساب می آیند. در اینجا اتصال چند شاخه ای با استفاده از روش فشار ثابت (constant pressure model) مدلسازی می شود [۱۱].

خفه کن با بیش از یک لوله سوراخدار، سیستم پیچیده تری است که در اینجا با توسعه مدل انوراتی [۸] مدلسازی می شود. شکل ۲ طرحواره، هندسه و معادل آکوستیکی سیستم- لوله خفه کن با دو لوله سوراخدار را نشان می دهد. در قسمتهای چپ و راست این خفه کن مشابه حالت قبل یک لوله سوراخدار با محفظه ارتباط دارد و در قسمت مرکزی سوراخهای دو لوله با محفظه مرتبط می شود. دو لوله و محفظه مشابه شکل ۱، به اجزاء کوچکتر تقسیم می شود. همانطور که در مدل آکوستیکی شکل ۲ دیده می شود محفظه در قسمت میانی مدل با یک انشعاب چهار شاخه ای و در دو طرف چپ و راست، مشابه شکل ۱، با یک انشعاب سه شاخه ای با لوله های سوراخدار مرتبط است. شکل ۳ طرحواره و مدل آکوستیکی خفه کن با سه لوله سوراخدار را نشان می دهد. مدل آکوستیکی این خفه کن مشابه خفه کن شکل ۲ بدست می آید. ملاحظه می شود در قسمتی از خفه کن محفظه با سه لوله سوراخدار ارتباط دارد و در همین قسمت سوراخها با انشعاب ۵ شاخه ای با محفظه ارتباط دارند.

خفه کنهای جذبی

خفه کنهای استهلاکی از مواد جاذب صدا ساخته شده اند که انرژی صوتی را به حرارت تبدیل می کنند. مزیت عمده این نوع از خفه کنها این است که محدوده وسیعی از فرکانسها را میرا می کند. اما عیبهای آن ضعف در میرا کردن فرکانسهای پایین و خوردگی سریع مسبرهای جاذب صدا در اثر سرعت بالای جریان اصلی است [۱۵]. بنابراین استفاده از خفه کنهای جذبی در موتورهای احتراق داخلی امروزه محدود است و خفه کنهای واکنشی بدلیل عملکرد مطمئن و خوردگی کمتر ترجیح داده می شود. البته کانالهای استهلاکی بعضی اوقات به شکل ترکیبی از خفه کنهای واکنشی و جذبی ساخته می شود بنابراین مدل کردن این اجزاء اهمیت پیدا می کند. موجی که در سرتاسر سیستمهای ورودی و خروجی حرکت می کند و صدایی که از لوله انتهایی منتشر می شود با یک روش غیر خطی یک بعدی شبیه سازی می شود. بنابراین مدل خفه کن باید متناسب با آن باشد. طرحواره و ابعاد هندسی یک نوع خفه کن استهلاکی در شکل ۴ نشان داده شده است. ساختار شکل ۴- الف نمایانگر لوله های سوراخدار شکل ۱ است با این تفاوت که در اینجا الیاف فولادی (steel fiber) فضای حفره را اشغال کرده است. قدرت جذب کنندگی خفه کن به ضخامت و خواص مواد پرکننده بستگی دارد که می توان آن را با استفاده از جملات اتلافی تخمین زد. برای مدل آکوستیکی قسمتهایی از خفه کن که با مواد جاذب صدا پر شده است، دو افت فشار گسترده و متمرکز در نظر گرفته می شود. بدین ترتیب که ضریب اصطکاک خیلی بزرگ برای کانالهایی که نمایانگر سوراخها و حفره هستند ($f = 0.1$) در مقایسه با مقادیر معمول (0.04 تا 0.05) و افت فشار آدیاباتیکی متمرکز در وسط همه کانالهایی که نمایانگر حفره اند، منظور می گردند (شکل ۴- ب را ببینید). این مدل آکوستیکی را مدل $k-f$ می نامیم. هر دوی این اتلافات قادر به مستهلک کردن انرژی آکوستیکی اطراف ماده پرکننده و تبدیل آن به حرارت هستند. در اینجا مدل آکوستیکی دیگری به نام مدل f معرفی می شود (شکل ۴- ج). در این مدل اثر استهلاکی مواد جاذب صدا فقط با افت فشار گسترده با ضریب اصطکاک خیلی بزرگ نشان داده می شود که از مدل آکوستیکی $k-f$ به مراتب ساده تر خواهد شد.

در مدل f فرض می‌شود ضریب اصطکاک گسترده در طول کانالها ثابت باشد. در حالی که اتلاف اصطکاکی، بویژه در کانالهایی که با مواد جاذب صدا پر شده، به سرعت جریان و عوامل دیگر بستگی دارد. مواد جاذب صدا، با مقاومت در مقابل جریان، انرژی آکوستیکی را به حرارت تبدیل می‌کند. در محیط متخلخل جهت جریان تغییر می‌کند و از مسیرهای نامنظم انبساطی و انقباضی عبور می‌کند. برای اینکه مدلسازی بیشتر به واقعیت فیزیکی خفه‌کن جذبی نزدیک باشد در اینجا مدل دیگری به نام مدل R معرفی و بکار برده می‌شود. ور و میشل (Ver & Mechel) رابطه زیر را برای محاسبه اصطکاک محیط متخلخل بعنوان مقاومت ماده پرکننده در مقابل جریان بیان و استفاده کردند [۱۶].

$$R = R_0 + 0.75R_0^{0.57}|u| \quad , \quad R_0 = \frac{\eta}{r_m^2} a \mu^b \quad (5)$$

که ضرایب رابطه (۵) برای فایبرگلاس $a = 3.2$ و $b = 1.42$ و برای پشم سنگ $a = 4.4$ و $b = 1.59$ می‌باشد. در مقطعی به ضخامت Δx از کانال پر شده با ماده متخلخل مطابق شکل ۵- الف مقاومت ماده جاذب صدا بدین شکل تعریف می‌شود.

$$R_0 \equiv -\frac{1}{u} \frac{\Delta p}{\Delta x} \left[\frac{N \cdot s}{m^4} \right] \quad (6)$$

اثر مقاومت ماده جاذب صدا در جمله چشمه استهلاکی G معادله اندازه حرکت (رابطه (۲)) به شکل زیر اعمال می‌گردد. بیان سنتی جمله چشمه:

$$G = -\left(\frac{\Delta p}{\Delta x} \right)_{\text{dissipative}} \equiv \frac{1}{2} u |u| f \frac{4}{d} \quad (7)$$

اگر عوامل استهلاکی به دو جزء اصطکاک سطح و مقاومت ماده جاذب صدا تفکیک شود و تعریف سنتی اصطکاک برای مقاومت ماده متخلخل بکار برده شود (شکل ۵- ب):

$$G = uR + \frac{1}{2} u |u| f_w \frac{4}{d} = \frac{1}{2} u |u| f \frac{4}{d} \quad (8)$$

$$uR \equiv \frac{1}{2} u |u| f_r \frac{4}{d} \quad (9)$$

می‌توان ضریب اصطکاک اصلاح شده را به شکل زیر تعریف نمود.

$$f = f_r + f_w \quad (10)$$

که

$$f_r = \frac{1}{2} \frac{R}{|u|} d \quad (11)$$

ملاحظه می‌شود ضریب اصطکاک تابع سرعت جریان، قطر کانال و خواص فیزیکی ماده پرکننده می‌باشد. بهمین ترتیب جمله چشمه در معادله انرژی اصلاح می‌شود. در یکی از روشها جمله چشمه معادله انرژی فقط مربوط به انتقال حرارت از طریق دیواره‌ها می‌باشد. در این پژوهش الیاف محیط متخلخل ماده جاذب صدا مانند دسته لوله‌ای که جریان

از اطراف آنها عبور می‌کند در نظر گرفته می‌شود و جمله چشمه مطابق شکل ۵- ب شامل دو جزء انتقال حرارت از دیواره و انتقال حرارت از محیط متخلخل به شکل زیر خواهد شد.
کل انتقال حرارت

$$Q = Q_w + Q_{fib} \quad (12)$$

که انتقال حرارت از دیوار

$$Q_w = h_w A_w (T_w - T_g) \quad , \quad Q_{fib} = n_{fib} h_{fib} A_{fib} (T_{fib} - T_g) \quad (13)$$

$$q_w = \frac{Q_w}{m_{gas}} = \frac{h_w \pi D(dx)(T_w - T_g)}{\rho_g \frac{\pi}{4} d^2(dx)} = \frac{4h_w(T_w - T_g)}{\rho_g d} \quad (14)$$

$$h_w = \frac{f}{2} \rho u C_p \quad \text{بر اساس تشابه رینولدز [۱۰]}$$

$$q_w = \frac{2f_w |u|}{d} C_p (T_w - T_g) = \frac{2f_w |u|}{d} \frac{\gamma}{\gamma - 1} R_g (T_w - T_g) \quad (15)$$

بهمین ترتیب انتقال حرارت از فایبرگلاس

$$q_{fib} = \frac{Q_{fib}}{m_{gas}} = \frac{n_{fib} h_{fib} A_{fib} (T_{fib} - T_g)}{\rho_g F(dx)} \quad (16)$$

الیاف ماده جاذب صدا استوانه‌هایی با طول مشخصه برابر با قطر کانال ، d ، در نظر گرفته می‌شود.

$$n_{fib} \left(\frac{\pi}{4} d_{fib}^2 D \right) \rho_{fib} = \mu \rho_{fib} F(dx) \Rightarrow \frac{n_{fib}}{F(dx)} = \frac{\mu}{\frac{\pi}{4} d_{fib}^2 d} \quad (17)$$

$$A_{fib} = \pi d_{fib} d \quad (18)$$

با جایگزینی روابط (۱۷) و (۱۸) در رابطه (۱۶) مقدار انتقال حرارت از ماده پرکننده بدست می‌آید.

$$\rho_g q_{fib} = \frac{4\mu}{d_{fib}} h_{fib} (T_{fib} - T_g) \quad (19)$$

بالاخره جمله چشمه معادله انرژی بدین شکل محاسبه می‌گردد.

$$\rho_g q = \rho_g q_w + \rho_g q_{fib} = \frac{2f_w |u|}{d} \frac{\gamma}{\gamma - 1} R_g (T_w - T_g) + \frac{4\mu}{d_{fib}} h_{fib} (T_{fib} - T_g) \quad (20)$$

ضریب انتقال حرارت فایبرگلاس برای جریان اطراف دسته لوله با آرایش مثلثی محاسبه می‌شود با و استفاده از رابطه زیر بدست می‌آید [۱۷].

آزمایشهای تجربی

شکل ۶ دستگاه آزمایش ساده در اتاق بدون انعکاس صدا را نشان می‌دهد. این دستگاه نويز انتهای لوله را اندازه‌گیری و تابع انتقال انواع خفه‌کنها را محاسبه می‌کند. در این دستگاه در حالت جریان اصلی صفر تحریک صوتی با بلندگو و یا تحریک با دامنه بالا و جریان اصلی قوی بوسیله موتور تولید می‌شود. در حالت تحریک صوتی، بلندگو در یک جعبه عایق صوتی از محیط عایق شده و اغتشاش سفید (تولید شده با تحلیل گر طیفی) منتشر می‌کند که به داخل دستگاه خفه کن تغذیه می‌شود. دو میکروفون همراه محرک صوتی هستند. یک میکروفون فشار داخل لوله را اندازه‌گیری می‌کند (فشار بالا دست) و میکروفون دیگر فشار میدانی به فاصله l از انتهای لوله انتهایی را ثبت می‌کند (فشار پایین دست). سیگنالها از دو میکروفون توسط دو فونومتر (Phonometer) به تحلیلگر طیفی می‌رسد. در حالت تحریک موتور، میکروفون بالا دست که برای تحریک صوتی استفاده می‌شود با یک پیزو-الکتريک جایگزین می‌گردد. در هر دو حالت یک فرش جاذب صدا زیر انتهای باز قرار می‌دهند تا اثر انعکاس زمین را کاهش دهد و به انتشار شبه کروی نزدیک شود. تحلیلگر طیفی FFT از دو مسیر بالادست و پایین دست خفه‌کن سیگنال دریافت و تجزیه و تحلیل می‌نماید و با بدست آوردن اختلاف تراز فشار صوتی طیفی بین بالادست و پایین دست تابع انتقال را بر حسب dB محاسبه می‌کند.

نتایج آزمایش ارائه شده در این مقاله توسط نویسنده سوم و همکارانش در آزمایشگاه شرکت Lafranconi Silencers واقع در شهر Lecco ایتالیا انجام گرفته است.

نتایج تحلیل و مقایسه آن با نتایج تجربی

رفتار آکوستیکی خفه‌کنها متأثر از جریان اصلی نمی‌باشد بنابراین در نظر گرفتن جریان اصلی صفر از ارزش و اعتبار مدلها نمی‌کاهد [۸]. البته جریان اصلی در محل ناپیوستگی‌ها صدا ایجاد می‌کند که تراز صوتی صدای مربوط به جریان با تراز صوتی صدای تپشی قابل جمع است. تمام نتایج ارائه شده در اینجا برای حالت جریان اصلی صفر بدست آمده است. فقط اغتشاشی که در بالادست اعمال می‌شود سبب ایجاد سرعت در سیال می‌گردد که نسبت به سرعت صوت بسیار کوچک است. تابع انتقال نتایج تحلیل عددی خفه‌کن با دو لوله سوراخدار شکل ۲ در شکل ۷ با نتایج تجربی آن مقایسه شده است. ملاحظه می‌شود نتایج حل عددی، فرکانسهای تشدید را بخوبی ردیابی می‌کند و انطباق خوبی با نتایج تجربی دارد. این نتایج نشان دهنده توانایی مدل آکوستیکی و حل عددی یک بعدی بکار برده شده است. در فرکانسهای کوچکتر از ۲۰ هرتز نتایج تجربی از دقت کافی برخوردار نیست بنابراین تفاوت نتایج حل عددی و تجربی در این ناحیه قابل بحث نمی‌باشد. در فرکانسهای بالاتر از ۱۷۰۰ هرتز نیز نتایج حل عددی با نتایج تجربی کمی تفاوت دارد. مهمترین عامل خطای حل عددی مربوط به تحریک اغتشاش سفید در بالادست می‌باشد. علیرغم اینکه طول اصلاحی انتهایی به ابعاد هندسی کانال و فرکانس اغتشاش بستگی دارد در حالت تحریک اغتشاش سفید رابطه طول اصلاحی نمی‌تواند به شکل تابعی از فرکانس بیان گردد. این روابط تجربی در فرکانسهای بالا دقت کمتری دارد. در منحنی طیفی تابع انتقال قعر فرورفتگی‌ها بیان کننده فرکانسهای تشدید است. در این فرکانسها خفه‌کن توان صوتی را کمتر مستهلک نموده است. ملاحظه می‌شود حداکثر خطای نسبی (مقدار واقعی / قدر مطلق [مقدار واقعی - مقدار تخمینی]) در مقدار تخمینی فرکانس تشدید حدود ۵ درصد و در مقدار تخمینی تابع انتقال در فرکانسهای تشدید حدود ۲۰ درصد می‌باشد.

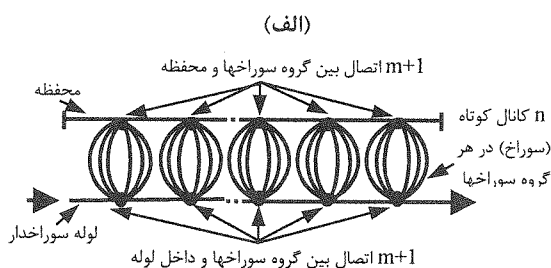
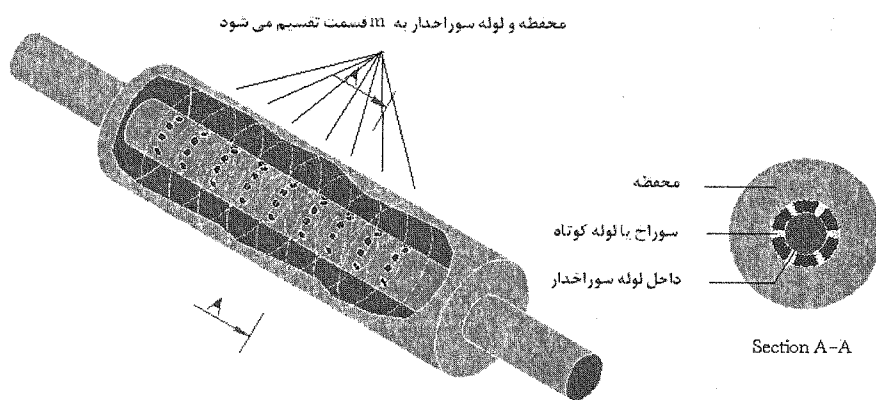
در شکل ۸ تابع انتقال نتایج تحلیلی عددی مدل $k-f$ خفه‌کن جذبی شکل ۴-الف با نتایج تجربی مقایسه شده است. همچنین در شکل ۸ نتایج تحلیل عددی مدل‌های f و R خفه‌کن جذبی شکل ۴-ج نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود، بجز در فرکانسهای کوچک، نتایج حل عددی با هر سه مدل توافق خوبی با نتایج تجربی دارد. این توافق نشان می‌دهد که می‌توان اتلاف اصطکاکی مربوط به مواد جاذب صدا را به شکلهای مختلفی در نظر گرفت. البته هنگامی که از مدل‌های $k-f$ و f استفاده می‌شود لازم است ضریب اصطکاک حدس زده شده و اصلاح گردد، یعنی کل میدان حل باید چند بار تکرار (حل) شود، در حالی که در حل عددی با استفاده از مدل R نیازی به تکرار حل نمی‌باشد زیرا مقاومت ماده جاذب صدا در مقابل جریان بر

اساس خواص فیزیکی ماده و مشخصات جریان بدست می‌آید. در حل عددی با مدل $k-f$ علاوه بر ضریب اصطکاک، ضریب افت فشار متمرکز نیز با حدس و اصلاح بدست می‌آید. در مدل آکوستیکی خفه‌کن جذبی شکل ۴ بر اساس مدل $k-f$ تعداد ۳۰ جزء و بر اساس مدل‌های f و R تعداد ۲۵ جزء بکار برده شده است. اگر تعداد سوراخ لوله سوراخدار زیاد باشد، تفاوت تعداد اجزاء مدلها بیشتر خواهد شد. در شکل ۸ ملاحظه می‌شود حداکثر خطای نسبی مقدار تخمینی فرکانسهای تشدید حدود ۵ درصد و مقدار تخمینی تابع انتقال در فرکانسهای تشدید حدود ۱۰ درصد می‌باشد. البته خطاها در فرکانسهای دیگر بیشتر است که از نظر آکوستیکی اهمیت چندانی ندارد.

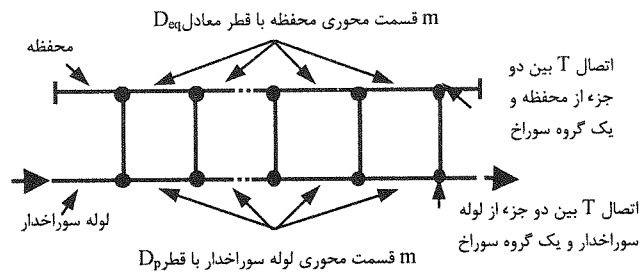
شکل ۹ نیز نشان دهنده نتایج تحلیل عددی خفه‌کن با سه لوله سوراخدار شکل ۳ می‌باشد. مدل بکار برده شده در این خفه‌کن شکل تعمیم یافته مدل خفه‌کن با دو لوله سوراخدار است. به این ترتیب امکان تحلیل خفه‌کنهای پیچیده (با چند لوله سوراخدار) فراهم گردیده است.

نتیجه‌گیری

- با توجه به نتایج بدست آمده مهمترین دستاوردهای این پژوهش به شرح زیر است.
- نتایج نشان می‌دهد مدل‌های مورد استفاده به ویژه برای بررسی مباحث آکوستیکی مدل‌های مناسبی هستند.
- در نظر گرفتن مجموعه سوراخهای یک گروه بعنوان یک انشعاب از حجم محاسبات می‌کاهد و نتایج قابل قبولی به همراه دارد.
- بکار گیری مدل لوله کوتاه و انشعاب سه شاخه‌ای در خفه‌کنهای با چند لوله سوراخدار مانند خفه‌کنهای با یک لوله سوراخدار نتایج موفقیت آمیزی بهمراه دارد.
- در نظر گرفتن افت فشار گسترده و متمرکز (مدل $k-f$) در خفه‌کنهای جذبی نتایج خوبی دارد در حالی که در نظر گرفتن افت فشار گسترده (مدل f) بتنهایی نیز نتایج مشابهی دارد با این تفاوت که تعداد اجزاء سیستم-لوله در مدل f کمتر از مدل $k-f$ است. اگر تعداد گروه سوراخها زیاد باشد تعداد اجزاء خفه‌کن زیاد خواهد شد و تفاوت تعداد اجزاء دو مدل قابل توجه می‌شود. عبارت دیگر در مدل f تعداد داده‌های ورودی و حجم محاسبات کمتر خواهد بود.
- مدل R در خفه‌کنهای جذبی نتایج مشابه مدل‌های $k-f$ و f دارد و تعداد اجزاء سیستم-لوله در آن با مدل f یکسان است، از طرفی در مدل R خواص فیزیکی ماده پرکننده و همچنین خواص جریان در محاسبه افت فشار در این مدل در نظر گرفته می‌شود و نیازی به حدس و اصلاح و تکرار محاسبات نمی‌باشد.

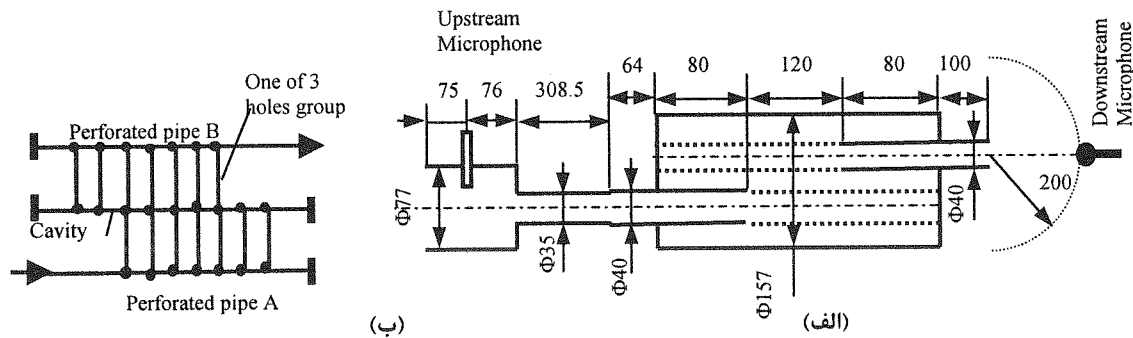


(ب)



(ج)

شکل ۱ (الف) طرحواره انباره سوراخدار با مشخصات هندسی آن (ب) نمایش معادل آکوستیکی سیستم - لوله انباره (ج) نمایش معادل آکوستیکی اصلاح شده سیستم - لوله انباره.

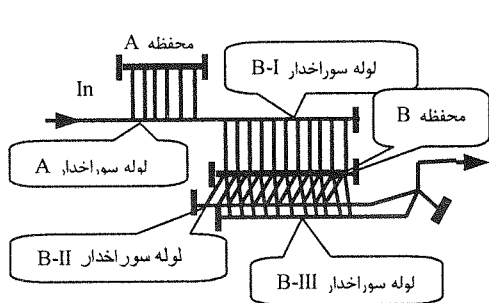


(ب)

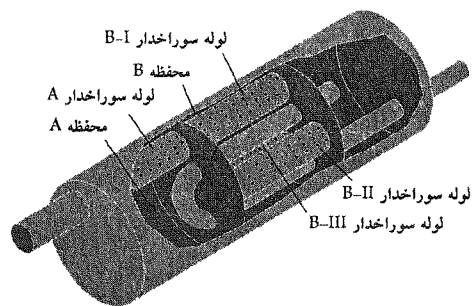
(الف)

(الف) طرحواره (ب) مدل آکوستیکی

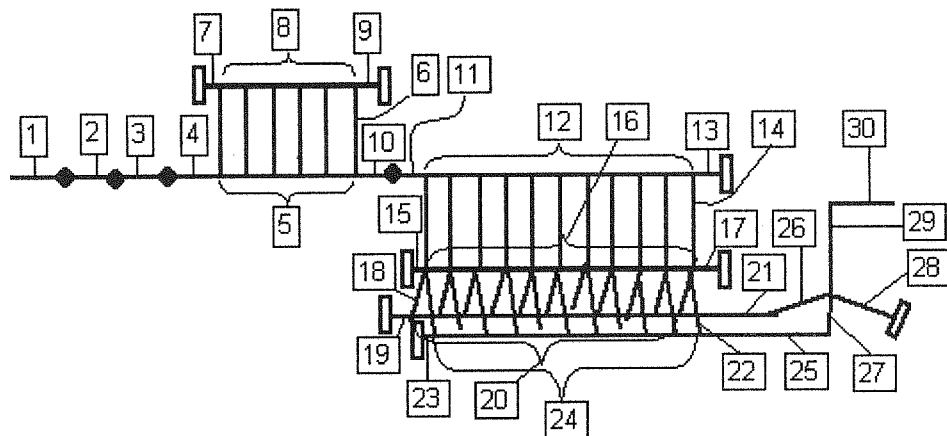
شکل ۲ (۱) یک خفه کن پیچیده با دو لوله سوراخدار در یک محفظه.



(ب)



(الف)

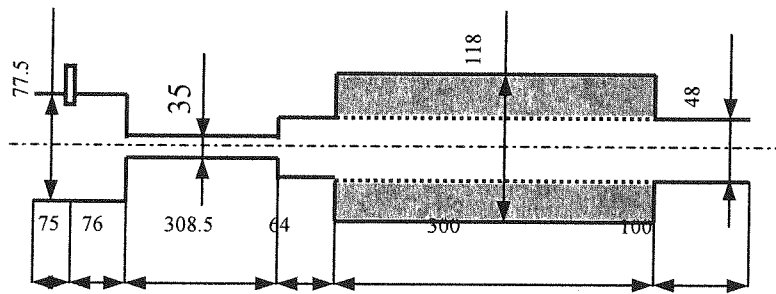


(ج)

j	1, 2	3	4	5	6	7, 9	8	10, 11, 13	12	14	15, 17
L_j [mm]	75	300	144	30	7.5	30	30	30	30	7.5	30
D_j [mm]	77.5	35	40	40	8	157	157	40	40	8	141
No. of ducts	1	1	1	5	18	1	5	1	10	33	1
j	16	18	19, 21	20	22	23, 25	24	26, 27	28	29	30
L_j [mm]	30	7.5	30	30	7.5	30	30	180	360	500	1000
D_j [mm]	141	8	40	40	8	40	40	40	150	40	40
No. of ducts	10	33	33	10	33	1	10	1	1	1	1

(د)

الف) طرحواره (ب) مدل آکوستیکی (ج) شماره کانالها (د) طول و قطر کانالها
شکل (۳) یک خفه کن پیچیده با سه لوله سوراخدار در یک محفظه.



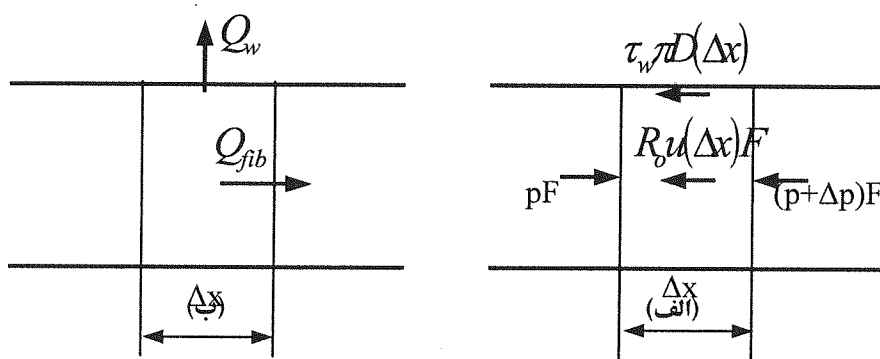
(الف)



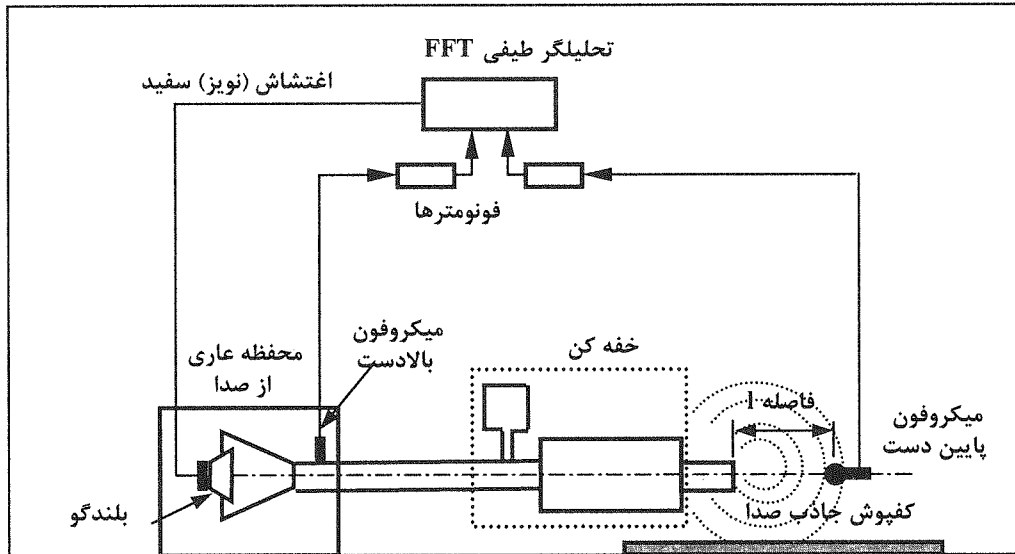
(ج)

(ب)

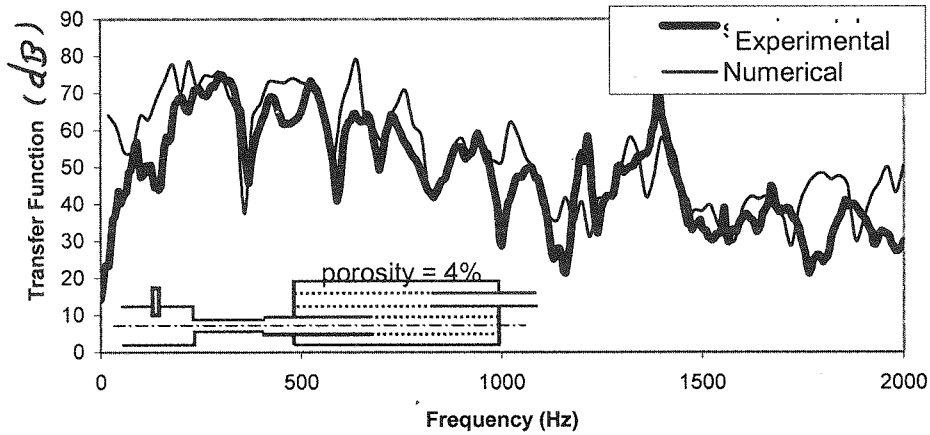
الف) طرحواره هندسه‌ای که حفره اطراف لوله‌های سوراخدار با steel fiber پر شده است.
ب) مدل آکوستیکی k-f (ج) مدل آکوستیکی f و R.
شکل (۴) خفه کن جذبی.



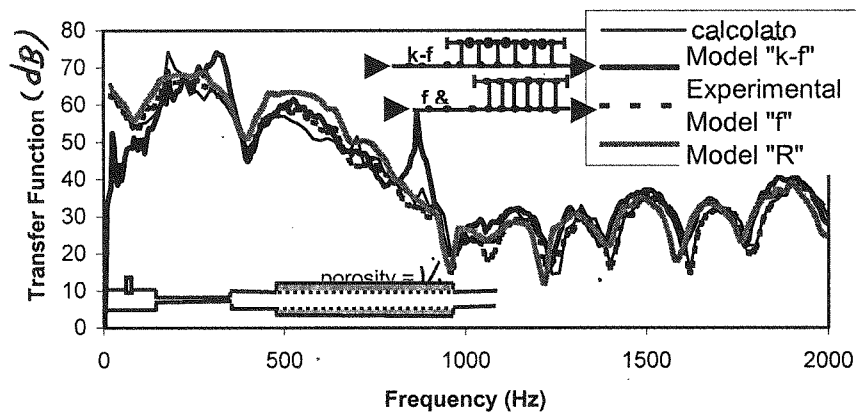
الف) طرحواره مربوط به مقاومت ماده در مقابل جریان (ب) طرحواره مربوط به انتقال حرارت از ماده پرکننده.
شکل (۵) مقطعی از کانالی که با ماده پرکننده متخلخل پر شده است.



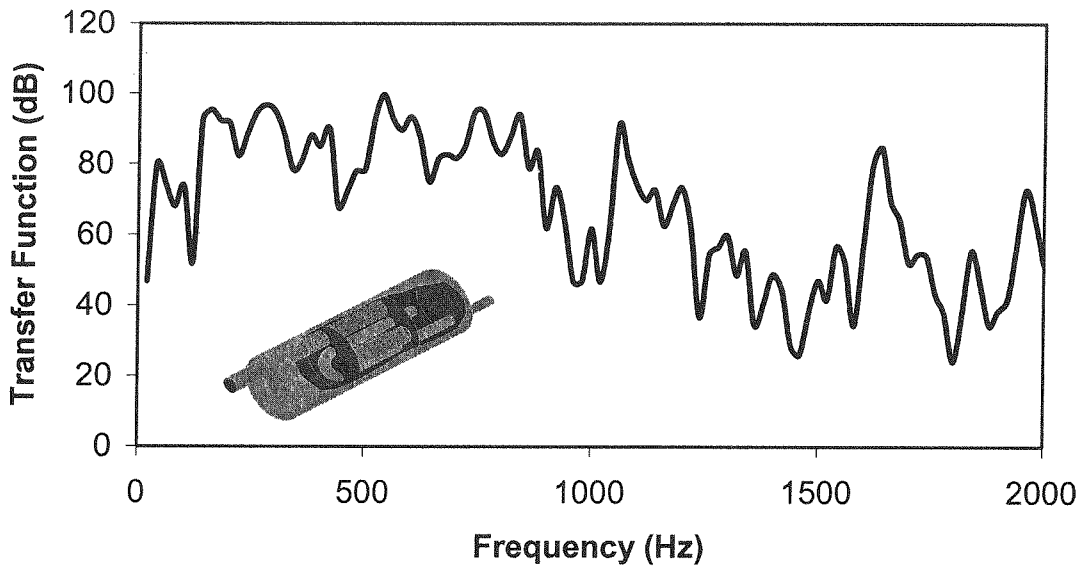
شکل (۶) دستگاه اندازه گیری تابع انتقال در یک خفه کن صوتی.



شکل (۷) مقایسه منحنی تغییرات تابع انتقال-فرکانس تحلیلی عددی و نتایج تجربی خفه کن با دو لوله سوراخدار شکل ۲.



شکل (۸) مقایسه منحنی تغییرات تابع انتقال - فرکانس تحلیلی عددی با استفاده از مدل‌های $k-f$ ، f و R با نتایج تجربی خفه کن جذبی شکل ۴.



شکل (۹) منحنی تغییرات تابع انتقال-فرکانس تحلیلی عددی خفه کن با سه لوله سوراخدار شکل ۳.

نمادهای یونانی

γ	نسبت گرماهای ویژه
η [kg/m.s]	لزجت گاز
μ	چگالی نسبی ماده پرکننده
زیرنویسها	
downstream	پایین دست
eq	معادل
cav	محفظه
g	مربوط به گاز
fib	مربوط به ماده پرکننده
p	مربوط به لوله
r	مربوط به ماده پرکننده
rms	ریشه متوسط مربعات
upstream	بالادست
w	مربوط به دیوار

نمادها

A [m ²]	سطح پیرامون
C1, C2 & C3	ضرایب ثابت
C _p [J/kg ^o K]	ظرفیت گرمای ویژه
d [m]	قطر
e _o [J/kg]	انرژی داخلی سکون
h [W/m ^o K]	ضریب انتقال حرارت جابجایی
h _o [J/kg]	آنتالپی سکون
f [kg/m ³]	ضریب اصطکاک
F [m ²]	سطح مقطع
ℓ [m]	طول کانال
l _n [m]	طول اصلاحی انتهایی
Nu	عدد ناسلت
n _{fib}	تعداد الیاف ماده پرکننده در محفظه
p [N/m ²]	فشار
Pr	پرانتل
q [W/kg]	جمله چشمه حرارتی
R [N.S/m ⁴]	مقاومت ماده پرکننده
R _g [J/kg ^o K]	ثابت گازها
Re	رینولدز
r _m [m]	قطر متوسط الیاف ماده پرکننده
t [s]	زمان
T [°K]	دما
u [m/s]	سرعت جریان
x [m]	جابجایی
Δx [m]	جابجایی کوچک

- [1] N. S. Dickey, A. Selamat and J. M. Novak, Multi-Pass Perforated Tube Silencers: A Computational Approach, *Journal of Sound and Vibration* 211(3), 435-448 (1998).
- [2] D. O. Mackey, G. P. Blair and R. Fleck, Correlation of Simulated and Measured Noise Emission and Unsteady Gas Dynamic Flow from Engine Ducting, SAE 961806 (1996).
- [3] S. W. Coates and G. P. Blair, Further Studies of Noise Characteristics of Internal Combustion Engine Exhaust Systems, SAE 740713 (1974).
- [4] T. Morel, J. Morel and D. A. Blaser, Fluid Dynamic and Acoustic Modeling of Concentric-Tube Resonators/Silencers, SAE 910072 (1991).
- [5] S. M. Sapsford, V. C. M Richards, and ..., Exhaust System Evaluation and Design by Non-Linear Modeling, SAE 920686 (1992).
- [6] R. J. Fairbrother and R. Jebasinski, Development and Validation of a computer Model to Simulate Sound Absorptive Materials in Silencing Elements of Exhaust Systems, IMechE C577/037/2000, 331-341 (2000).
- [7] S. Massey, P. S. Williamson & R. J. Chuter, Modeling Exhaust Systems Using One-Dimensional Methods, Proceeding of the SAE World Congress: Modeling of SI Engines and Multi-Dimensional Engine Modeling, SAE SP-1702, 2002-01-0005 (2002).
- [8] A. Onorati, 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, (1999).
- [9] سید محمد هاشمی‌نژاد، هادی غفاریان حسینی و علیرضا حاجی اسماعیلی، کاربرد خفه‌کنهای واکنشی و مقاومتی در سیستمم آگروز موتور، اولین همایش سراسری موتورهای درون سوز شرکت تحقیقات موتور ایران خودرو، بهمن ۱۳۷۸.
- [10] D. E Winterbone and R. J. Pearson, Theory of Engine Manifold Design, Society of Automotive Engineers Inc., USA (2000).
- [11] علی فائزیان، محمدرضا مدرس رضوی، آنجلو انوراتی، مدلسازی انشعاب چند شاخه‌ای و منبع تحریک آکوستیکی در بالادست خفه‌کنهای موتورهای احتراق داخلی، مجله دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد، پذیرفته شده جهت چاپ در شماره ۲۱ سال ۱۶.
- [12] T. H. Melling, The Acoustic Impedance of Perforates at Medium and High Sound Pressure Levels, *Journal of Sound and Vibration* (29), 1-65 (1975).
- [13] J. W. Sullivan and M. J. Crocker, Analysis of Concentric-Tube Resonators Having Un-partitioned Cavities, *J. Acoust. Soc. Am.* 64(1), (1978).
- [14] A. Onorati, Nonlinear Fluid Dynamic Modeling of Reactive Silencers Involving Extended Inlet/outlet and Perforated Ducts, *Noise Control Eng. J.* 45(1) (1997).
- [15] M. L. Munjal, Acoustics of Ducts and Mufflers, John Wiley & Sons (1987).
- [16] Mechel and Ver, Sound-Absorbing Materials and Sound Absorbers, Chapter 8 in "*Noise and Vibration Control Engineering*", by L. L. Beranek and I. L. Ver., John Wiley & Sons (1992).
- [17] J. P. Holman, Heat transfer, McGraw-Hill (1990).