


علمی - پژوهشی

شبیه‌سازی عددی تأثیر پارامترهای هندسی صداخفه‌کن روی عملکرد آکوستیکی آن

فائزه نظری

علی شهرجردی* 

دانشگاه ملایر، ملایر، ایران

(تاریخ دریافت: ۱۴۰۲/۰۶/۳۱؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۲/۱۰/۱۵؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۲/۱۱/۱۳؛ تاریخ انتشار: ۱۴۰۲/۱۱/۳۰)

DOR: <https://dorl.net/dor/20.1001.1.23223278.1402.12.2.5.6>

چکیده

در این مطالعه، به منظور بررسی و کنترل صدای خروجی از صداخفه‌کن شبیه‌سازی عددی سه‌بعدی جریان آشفته درون صداخفه‌کن با شرایط مرزی مختلف انجام شده است. این تحلیل با استفاده از روش حجم محدود^۱ و نرم‌افزار آنسیس انجام شده است. هدف از انجام این پژوهش بررسی تأثیر پارامترهای هندسی در اختلاف تراز صوت بین ورودی و خروجی صداخفه‌کن می‌باشد. هندسه دیفیوزر و استفاده از پشم سنگ که نوعی جاذب صوت است تأثیر حائز اهمیتی در کاهش صدای خروجی دارد به طوریکه بر مبنای اکثر استانداردها از جمله استاندارد AMCA صدا در فاصله ۱ متری از ۸۵ dB نباید بیش‌تر باشد. در این پژوهش چهار پارامتر متغیر هندسی که عبارت‌اند از قطر سوراخ‌های دیفیوزر، گام بین سوراخ‌ها، تعداد سوراخ‌ها و همچنین طول ناحیه پشم سنگ مورد ارزیابی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که افزایش قطر سوراخ‌های دیفیوزر، گام بین سوراخ‌ها، تعداد سوراخ‌ها باعث می‌شود که جت‌های صوت خروجی از سوراخ‌های دیفیوزر بیش‌تر و انرژی جریان کم‌تر شود که موجب کاهش افت تراز صوت بین ورودی و خروجی صداخفه‌کن می‌شود. همچنین افزایش طول ناحیه پشم سنگ باعث افزایش طول جریان شده و انرژی صوت مقدار بیش‌تری مستهلک می‌شود و در نهایت تراز صوت بیش‌تر کاهش می‌یابد. در نهایت می‌توان نتیجه گرفت که بیش‌ترین، کاهش تراز صوت مربوط به قطر سوراخ ۱۰ میلی‌متر، گام ۳۰ میلی‌متر، تعداد سوراخ ۲۰ و طول ناحیه پشم سنگ ۱۴۰۰ میلی‌متر است.

واژه‌های کلیدی: صداخفه‌کن، دیفیوزر، کنترل آلودگی صوتی، افت تراز صوتی جاذب انرژی

Numerical Simulation of the Effect of Geometric Parameters of Silencer on its Acoustic Performance

Shahrjerdi, A* 

Nazari, F.

Malayer University, Malayer, Iran

(Received: 2023/09/22, Revised: 2024/01/05, Accepted: 2024/02/02, Published: 2024/02/19)

ABSTRACT

In this study, a three-dimensional numerical simulation of turbulent flow inside a sound attenuator was conducted to investigate and control the outlet sound. The analysis was performed using the finite volume method and ANSYS software. The aim of this research was to examine the effect of geometric parameters on the sound pressure difference between the inlet and outlet of the sound attenuator. The geometry of the diffuser and the use of rock wool, which is a type of sound absorber, have a significant impact on reducing the outlet sound, as most standards, including the AMCA standard, specify that the sound level at a distance of 1 meter should not exceed 85 dB. In this study, four geometric parameters were evaluated, including the diameter of the diffuser holes, the spacing between the holes, the number of holes, and the length of the rock wool region. The results indicate that increasing the diameter of the diffuser holes, the spacing between the holes, and the number of holes leads to higher sound jets exiting the diffuser holes and lower flow energy, resulting in a reduction in the sound pressure difference between the inlet and outlet of the sound attenuator. Additionally, increasing the length of the rock wool region increases the length of the flow path and consumes more sound energy, ultimately resulting in a greater reduction in the sound pressure difference. In

¹ Finite volume

conclusion, the maximum reduction in sound pressure difference is associated with a hole diameter of 10 millimeters, a hole spacing of 30 millimeters, a number of holes of 20, and a rock wool length of 1400 millimeters.

Keywords: Silencer, Diffuser, Noise Pollution Control, Sound level Reduction, Sound Absorber

فهرست علائم و اختصارات

R_i	شعاع ورودی صداخفه کن، mm
R_o	شعاع خروجی صداخفه کن، mm
l_d	طول دیفیوزر در قسمت خارج صداخفه کن، mm
l_{in}	طول دیفیوزر در قسمت داخل صداخفه کن، mm
L	طول ناحیه پشم سنگ، mm
d	قطر سوراخ دیفیوزر، mm
s	گام، mm
u_i	سرعت متوسط، m/s
p	فشار، pa
u'_i	سرعت نوسانی، m/s
C_p	گرمای ویژه، $J/kg^{\circ}C$
Pr_t	عدد پرانتل آشفتگی
علائم یونانی	
μ_t	لزجت آشفتگی، Kg/m. s
ρ	چگالی، kg/m^3
δ_{ij}	دلتای کرونای کر
λ	رسانایی گرمایی، W/K.m

۱- مقدمه

امروزه یکی از معضلات موجود در صنایع مختلف تولید صداهای بسیار بلند و ناهنجار ناشی از امواج صوتی می‌باشد. صدای احتراق، صدای مکانیکی و صدای حاصل از جریان گاز در ورودی و خروجی یک سیستم منابع اصلی ایجاد صدا هستند. از این رو در چنین مواقعی به استفاده از صداخفه کن (سایلنسر) روی آورده‌اند. از جمله کاربردهای صداخفه کن در نیروگاه‌ها، آگزوز وسایل نقلیه، در پروژه‌های صنعتی، نفت و گاز و پتروشیمی و حمل و نقل ریلی به خصوص قطار شهری و مترو است. همچنین در مکان‌های عمومی از قبیل محیط‌های تجاری، کافی‌شاپ‌ها، غذاخوری‌ها، سالن‌های سینما و تماشاخانه استفاده می‌شود و انرژی صوت را مستهلک می‌کند. اساس کار این صداخفه کن‌ها به این صورت است که با دریافت امواج صوتی موجود در محیط صوت حاصله توسط دیفیوزر و جاذب‌های صوتی تعبیه شده در صداخفه کن تا مقدار مشخص شده کاهش می‌یابد. برای انجام چنین مرحله‌ای از انواع مختلف صداخفه کن‌ها استفاده می‌کنند. صداخفه کن‌ها در خصوص عملکردشان در برابر موج صوتی وارده به آن به دودسته کلی صداخفه کن‌های جذبی و

تشدیدکننده تقسیم می‌شود. تفاوت اساسی بین این صداخفه کن‌ها در نحوه آزادکردن انرژی صوتی است. در صداخفه کن‌های تشدیدکننده انرژی صوتی به منبع خود بازمی‌گردد. یکی از نمونه‌های معمول استفاده از این صداخفه کن‌ها در موتورهای احتراق پیستون است. اما در صداخفه کن‌های جذبی از مواد متخلخل خاصی به‌عنوان جاذب موج صوتی استفاده می‌کنند. شبیه‌سازی و تحلیل این صداخفه کن‌ها از اهمیت بالایی برخوردار است و در صورت شبیه‌سازی و طراحی نادرست باعث افزایش مشکلات صوتی می‌گردد.

تحقیقات زیادی در رابطه با صداخفه کن در تجهیزات مهندسی مختلف انجام شده است. لازالده-کرایتری [۱]، دو نوع صداخفه کن بخار را در نیروگاه‌های زمین گرمایی برای کاهش صدای بلند ناشی از تخلیه بخار براساس فرضیات تئوری و کارهای آزمایشگاهی مورد بررسی قرار داد. ژوراولف و همکارانش [۲]، برای بهبود عملکرد آکوستیکی صداخفه-کن چند لایه انعکاسی در مسیرهای هوا و گاز دیگ بخار با هندسه‌های مختلفی را بررسی کردند و نتایج را ارائه دادند. تن و همکارانش [۳]، پنج نوع صداخفه کن محفظه آگزوز را با روش‌های تحلیلی آکوستیکی بررسی کردند و با بررسی مدل محاسباتی آکوستیکی نشان دادند که روش اجزا محدود به خوبی افت تراز صوتی را در صداخفه کن پیش-بینی می‌کند. چانگ و همکارانش [۴]، در پژوهش‌شان به شبیه‌سازی محفظه آگزوز با درج لوله‌های سوراخ شده و سوراخ نشده با نرم‌افزار کامسول پرداختند و مشاهده کردند که تأثیر چشم‌گیری در کاهش صوت داشته است. توپوف [۵]، اصول طراحی صداخفه کن در موتورهای کاربراتوری دو زمانه را مورد تحلیل قرار داد. همچنین کاکاده و همکارانش [۶]، بهینه‌سازی وزن و اندازه صداخفه-کن آگزوز با شبیه‌سازی صوت و بررسی عملکرد آکوستیکی آن را انجام دادند. رجالی و جامیان [۷]، به تحلیل و طراحی صداخفه کن ماشین چمن زنی پرداختند پس از آن نیز نویسندگان مختلف از روش‌های مختلف شبیه‌سازی و محاسباتی برای بررسی کاهش صدا و افت فشار در انواع مختلف صداخفه کن‌ها استفاده کردند [۸-۱۳]. پشم سنگ، پشم شیشه و انواع فوم‌ها از جمله جاذب‌های صوتی می‌باشد که امروزه مورد استفاده قرار می‌گیرند اسدربالی و همکارانش [۱۴]، برخی از این مواد که به‌عنوان جاذب‌های

فلوئنت پرداختند و در شبیه‌سازی گردابه‌های جریان از تئوری آنالوژی آکوستیکی فاکس ویلیامز-هاوکینگ^۲ استفاده کردند. آنها در مطالعاتشان پارامترهای موثر هندسی که بیش‌ترین افت تراز صوتی را داشتند بررسی کردند و نشان دادند صداخفه‌کن با قطر لوله ۶۰ میلی‌متر طول ۶۵۰ میلی‌متر که دارای ۴۸۰ سوراخ به قطر ۳ میلی‌متر است بهترین عملکرد را داشته است. توپوف و چوگونکوف [۲۳]، به مطالعه عددی روی جت‌های بخار که به اتمسفر تخلیه می‌شوند پرداختند و مکانیزم خاص تشکیل صدا و یک روش جدید برای پیش‌بینی ویژگی‌های نویز از جت‌های بخار را ارائه دادند. گاج و همکارانش [۲۴]، در مطالعه خود به بررسی تأثیر شکل پوسته صداخفه‌کن بخار روی جریان درون صداخفه‌کن پرداختند و افت تراز صوتی آن‌ها را ارزیابی کردند. چن و همکارانش [۲۵]، به طراحی بهینه صداخفه‌کن کامپوزیتی میکرو سوراخ‌دار پرداختند. آنها در ابتدا به منظور بهینه‌سازی، تحلیل عددی صداخفه‌کن با هندسه‌ها و ابعاد مختلف را انجام دادند و سپس با استفاده از الگوریتم ژنتیک به بهینه‌سازی پرداختند و در نهایت مدل بهینه را با پیرنتر سه بعدی ساخته و مورد آزمایش قرار دادند. در سال ۲۰۱۳ نواف [۲۶] با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی به بررسی پارامترهای هندسی دیفیوزر صداخفه‌کن پرداخت و تأثیر آن را روی کاهش صدا و افت فشار نشان داد.

از آنجائی که هندسه دیفیوزر و جاذب صوت نقش اساسی در کاهش صدا دارند و طراحی درست آن‌ها بسیار حائز اهمیت می‌باشد، در این پژوهش به بررسی تأثیر این پارامترهای هندسی در صداخفه‌کن‌های که دارای ناحیه پشم سنگ است پرداخته شد. در پژوهش‌های پیشین تنها تأثیر پارامترهای هندسی در صداخفه‌کن‌هایی که پشم سنگ در آنها وجود نداشت، مورد بررسی قرار گرفته است. از این‌رو، در این پژوهش سعی بر آن شده که علاوه بر بررسی تأثیر دیگر پارامترهای هندسی صداخفه‌کن، تأثیر پشم سنگ به‌عنوان جاذب صوت نیز بررسی گردید. با استفاده از روش حجم محدود و دینامیک سیالاتی محاسباتی به تحلیل صوت و همچنین افت فشار در صداخفه‌کن پرداخته شد. برای این تحقیق از نرم‌افزار انسیس فلوئنت استفاده شد و با حل

صوتی استفاده می‌شود، مقایسه و عملکرد آن‌ها را ارزیابی کردند. همچنین مورتی و همکارانش [۱۵]، عملکرد گرمایی و آکوستیکی فیبرهای معدنی را بررسی کردند. کانیاو و همکارانش [۱۶]، عملکرد جذب صدای موادی که از فوم‌های پایدار ساخته شده‌اند را بررسی کردند. محمدی و همکارانش [۱۷]، عملکرد آکوستیکی فوم‌های پلی‌اورتان که با الیاف پشم سنگ جداسازی شده‌اند را در محدوده فرکانس پایین بررسی کردند. این جاذب‌های صوت تأثیری بسزای در عملکرد آکوستیکی صداخفه‌کن‌ها دارد و به طور گسترده‌ای در صداخفه‌کن‌های بخار در نیروگاه‌ها به‌منظور کاهش و کنترل آلودگی صوتی مورد استفاده قرار می‌گیرند. کنتراس و همکارانش [۱۸]، صداخفه‌کن که در قسمتی از آن از پشم سنگ به‌عنوان جاذب صوت استفاده شده است را شبیه‌سازی کردند و رفتار آکوستیکی صداخفه‌کن که برای خطوط انتقال گاز طبیعی را با استفاده از ابزارهای محاسباتی حجم محدود مانند پاسخ‌های هارمونیک و آکوستیک هارمونیک، برای پیدا کردن محدوده فرکانس عامل که در آن کاهش صدای سیستم بیش‌تر است، طراحی و تحلیل کردند. با توجه به نتایج نشان دادند که پروفیل‌های سطح فشار، افت تراز صوت در صداخفه‌کن در فرکانس محدوده ۵۰۰ تا ۱۵۰۰ هرتز برابر ۱۴۰ دسی‌بل بوده است.

در سال‌های اخیر، مجموعه‌ای از مطالعات بر استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی^۱ برای بررسی آیرودینامیکی صداخفه‌کن‌ها انجام شده است. وانگ و همکارانش [۱۹]، مطالعه عددی روی صداخفه‌کن‌ها مقاومتی انجام دادند و با تحلیل پارامتریک نشان دادند که، صداخفه‌کن اصلاح شده عملکرد آکوستیکی بهتری نسبت به صداخفه‌کن ساده دارد. میلدبرگ و همکارانش [۲۰]، در سال ۲۰۰۴ به مطالعه عددی هندسه‌های مختلف محفظه انبساطی اگزوز به‌منظور بررسی پاسخ صوتی با دینامیک سیالات محاسباتی پرداختند و نشان دادند که دینامیک سیالات محاسباتی می‌تواند پاسخ درستی برای تحلیل آکوستیکی و جریان صداخفه‌کن‌ها را پیش‌بینی نماید. در ادامه لی و همکارانش [۲۱]، در یک مطالعه عددی به بررسی مقاومت جریان هوای داخل کانال هوای یک قطار پرداختند. لیو و همکارانش [۲۲]، به تحلیل آیرودینامیکی جریان سیال داخل اگزوز با نرم‌افزار انسیس

² Ffowcs Williamse-Hawkings¹Computational fluid dynamic

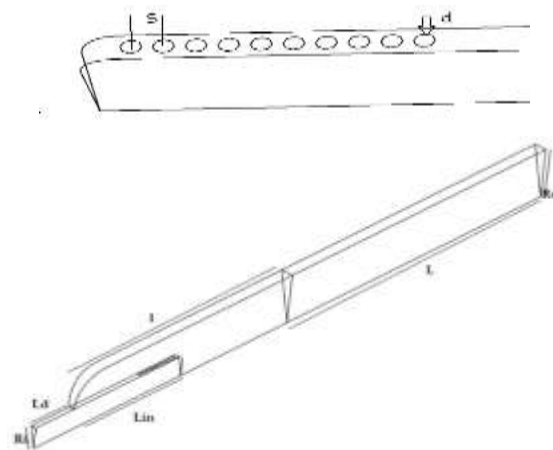
پس از طراحی هندسه که در شکل ۱ نشان داده شده است، ناحیه محاسباتی را در نرم افزار انسیس مشینگ^۲ ۲۰۲۰ شبکه بندی می کنیم. برای شبکه بندی ناحیه محاسباتی، از المان های چهاروجهی استفاده شده و ۱۰۶۰۴۵۸ المان در نظر گرفته شده است و شبکه بندی مذکور در نرم افزار انسیس فلونت فراخوانی شده است. در تحلیل های آیرودینامیکی مدل آشفتگی $k\omega - sst$ پیش بینی درستی از رفتار جریان، گردابه ها و لایه مرزی دارد لذا این مدل آشفتگی را برای حل معادلات حاکم در نظر گرفتیم. مدل آکوستیکی پهنای باند گسترده^۳ برای پیش بینی رفتار آکوستیکی و افت تراز صوت در این پژوهش منظور شده است. سیال کاری هوا و از مدل گاز ایده آل استفاده شده که خواص آن در جدول ۲ نشان داده شده است. چگالی و سرعت صوت در شرایط استاندارد مطابق جدول ۳ در نظر گرفته شده است.

قطر هیدرولیکی ورودی را قطر دیفیوزر، ۰٫۱۷ متر و قطر هیدرولیکی خروجی ۰٫۴ متر در نظر گرفته شده است. شرایط مرزی صداخفه کن شامل فشار ورودی است که دو فشار ۱۰۰۰ و ۵۰۰ پاسکال، همچنین دمای ورودی ۳۰۰ کلوین در نظر گرفته شده و فشار خروجی را تخلیه به اتمسفر که ۱۰۱۳۲۵ پاسکال است در نظر گرفته شده است. شرط عدم لغزش در تمام سطوح اعمال شده، همچنین سطوح جانبی که مقطع زده شده است را به عنوان شرط تقارن در نظر گرفته شده است. جهت گسسته سازی معادلات دیفرانسیل جزئی حاکمه، از روش حجم محدود نیز به منظور شبیه سازی عددی از روش حجم محدود استفاده شده است. حل مساله با استفاده از معادلات حاکم جریان (معادلات ناویر استوکس) و معادلات مربوط به مدل های آشفتگی جریان، با استفاده از روش های حجم محدود جهت گسسته سازی این معادلات (پیوستگی، مومنتوم، انرژی) با تقریب درجه دوم^۴ و استفاده از روش سیمپل^۵ با کوپل کردن معادلات فشار و سرعت در نظر گرفته شده است. معیار همگرایی جهت حل همزمان معادلات برای معادله انرژی^۵ 10^{-5} و برای بقیه معادلات 10^{-3} منظور شده است.

معادلات حاکم بر جریان و تحلیل آن، تأثیر پارامترهای هندسی صداخفه کن مورد ارزیابی قرار گرفت.

۲- تحلیل عددی

به دلیل تقارن هندسه مورد بررسی، قطاع ۱۲ درجه از صداخفه کن توسط نرم افزار سالیدورکس^۱ ۲۰۲۰ طراحی شد. هندسه در شکل ۱ نشان داده شده که R_i شعاع ورودی دیفیوزر، R_o شعاع خروجی صداخفه کن، l_d طول دیفیوزر در قسمتی که خارج از صداخفه کن قرار گرفته، l_{in} طول دیفیوزر در قسمتی که داخل صداخفه کن قرار گرفته و l طول بدنه صداخفه کن بدون پشم سنگ است. اندازه ها تمام پارامتر های مذکور در جدول ۱ آمده است همچنین انتهایی دیفیوزر بسته می باشد که در شکل ۱ مشاهده می شود. پارامتر های که اندازه آن ها متغیر بوده شامل L طول ناحیه پشم سنگ، S گام که فاصله بین مرکز سوراخ های دیفیوزر است و d قطر سوراخ دیفیوزر می باشد.



شکل (۱): هندسه صداخفه کن

جدول (۱): پارامترهای هندسی

R_i (mm)	R_o (mm)	l_{in} (mm)	l (mm)	l_d (mm)
۸۵	۲۰۰	۴۳۰	۱۰۰۰	۱۵۰

² Ansys meshing

³ Broadband noise

⁴ Second order

⁵ Simple

¹ Solid works

۳- معادلات حاکم

جریان آشفته با میدان‌های سرعت نوسانی مشخص می‌شوند. در رینولدز متوسط‌گیری شده، جواب‌های متغیر در معادلات ناویراستوکس به جزء‌های نوسانی و متوسط تجزیه می‌شوند. معادله پیوستگی و ناویراستوکس رینولدز متوسط‌گیری شده به شرح زیر است:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

معادله مومنتوم (نویر-استوکس):

$$\frac{\partial}{\partial x_j}[-\rho \overline{u_i u_j}] + \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right] \right\} \quad (2)$$

ρ چگالی و u_i سرعت متوسط، u_i' سرعت نوسانی، δ_{ij} دلتای کرونکی است، اگر $i = j$ برابر ۱ و در غیر این صورت برابر صفر می‌باشد. مطابق دیدگاه رینولدز متوسط‌گیری شده در معادلات نویر استوکس به محاسبه تنش رینولدز نیاز داریم که در زیر ارائه شده است. تنش رینولدز:

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} - \frac{2}{3} \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (3)$$

در معادله تنش رینولدز μ_t لزجت آشفته‌گی و تعریف آن به مدل آشفته‌گی وابسته است. k انرژی جنبشی آشفته‌گی است.

معادله انرژی:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \{ u_j (\rho E + P) \} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left[\lambda + \frac{C_p \mu_t}{Pr_t} \right] \frac{\partial T}{\partial x_i} \right\} + S \quad (4)$$

که E انرژی کل است و به صورت زیر می‌باشد:

$$E = C_p \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} \quad (5)$$

$$Pr_t = 0.85$$

جدول (۲): خواص سیال عامل

لرزش دینامیکی (Kg/m.s)	ضریب رسانندگی گرمایی (W/mk)	ظرفیت گرمایی ویژه (J/kg°C)
۱/۷۸۹۴*۱۰ ^۵	۰/۰۲۴۲	۱۰۰۶/۴۳

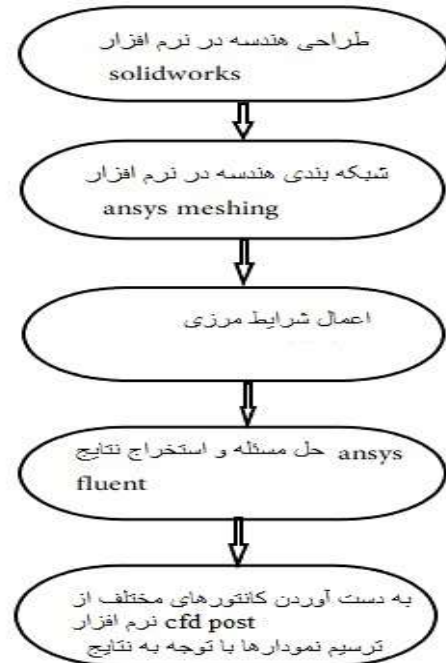
جدول (۳): ویژگی صوت

سرعت صوت (m/s)	چگالی هوا (kg/m ³)
۳۴۰	۱/۲۲۵

جدول (۴): ویژگی‌های پشم سنگ

مقاومت سیال ^۲	پیچ‌خوردگی ^۲	تخلخل ^۱
۲۰۰۰۰	۱/۰۱	۰/۹۸

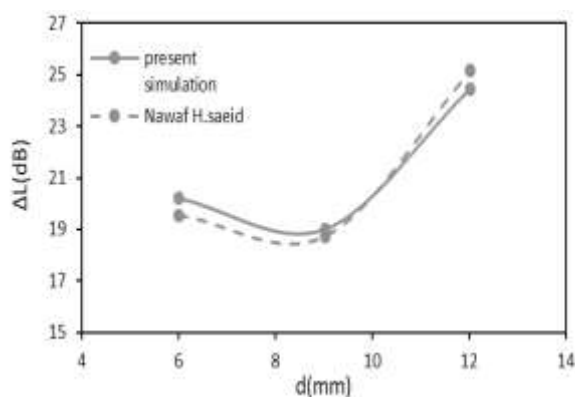
در ناحیه به طول L که در شکل ۱ نشان داده شده، از جاذب صوت که پشم سنگ است استفاده شده بنابراین این قسمت را در نرم‌افزار آنسیس فلوئنت به‌عنوان ناحیه متخلخل در نظر گرفتیم و ویژگی‌های آن در جدول ۴ آمده است. در شکل ۲ روند حل مسئله نشان داده شده است.



شکل (۲): الگوریتم روند حل مسئله

¹ Porosity
² Tortuosity
³ Fluid resistivity

صوت است را بررسی کرد که نتایج شبیه‌سازی این پژوهش تطابق خوبی با نتایج ارائه شده توسط نواف دارد.



شکل (۳): نمودار مقایسه افت تراز صوت به دست آمده براساس قطر سوراخ دیفیوزر در فشار ۱۰۰۰ کیلو پاسکال، در مطالعه نواف با نتایج به دست آمده از فلونت

۶- بحث و نتایج

عملکرد صداخفه‌کن با اختلاف تراز صوت بین ورودی و خروجی سنجیده می‌شود و با ΔL نشان داده می‌شود. صدای ورودی بین ۱۱۰ تا ۱۵۰ dB اندازه‌گیری شده است که از محدوده شنوایی انسان بیش‌تر است، با توجه به استانداردهای موجود از جمله استاندارد AMCA صدای خروجی از صداخفه‌کن باید در محدوده شنوایی انسان قرار داشته باشد و از ۸۵ dB بیش‌تر نباشد [۲۸]، بنابراین در این مطالعه سعی بر آن شد که با بررسی پارامترهای هندسی صداخفه‌کن بهترین عملکرد آن ارائه شود. استفاده از دیفیوزر در صداخفه‌کن‌ها باعث کاهش صدا و همچنین افت فشار می‌شوند اما در اکثر اوقات این صدا تا مقدار آسایش مطابق با اکثر استانداردها کاهش نمی‌یابد از این‌رو برای کاهش صوت در قسمتی از صداخفه‌کن از پشم سنگ به‌عنوان جاذب صدا استفاده می‌شود و صدا را تا مقدار قابل توجهی کاهش می‌دهد.

از آن جایی که دیفیوزر و جاذب صوت که پشم سنگ است وظیفه اصلی کاهش تراز صوت را دارند، در این تحلیل چهار پارامتر هندسی صداخفه‌کن مورد ارزیابی قرار گرفته است. این پارامترها شامل قطر سوراخ‌های دیفیوزر، تعداد سوراخ‌ها گام بین سوراخ‌ها که پارامترهای متغیر دیفیوزر و

در معادله انرژی λ رسانایی گرمایی، C_p گرمای ویژه، عدد پرانتل آشفتگی و S منبع گرما حجمی است. جزئیات بیش‌تر مدل‌های آشفتگی و معادلات حاکم در کتابخانه اسناد نرم‌افزار انسیس فلونت موجود است [۲۷].

۴- استقلال از شبکه

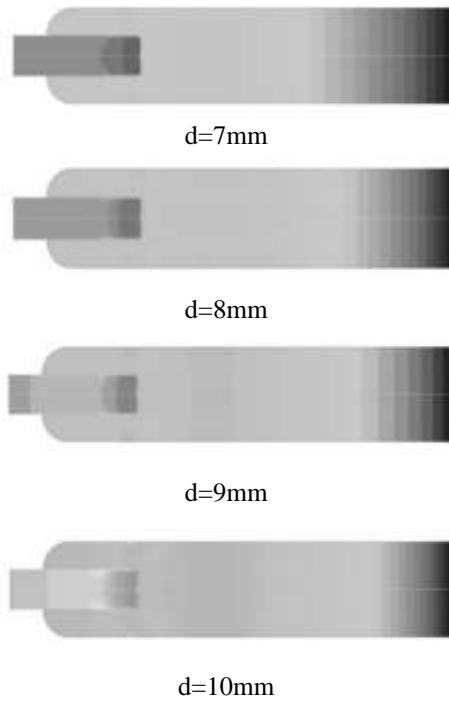
به‌منظور یافتن تعداد مناسب شبکه برای حل عددی معادلات لازم است تا وابستگی نتایج حاصله به تعداد شبکه‌ها را بررسی گردد. به همین منظور تعداد شبکه‌های دامنه محاسباتی را به‌تدریج افزایش داده و نتایج در هر حالت ثبت شده است. جدول ۵ استقلال از شبکه را مورد ارزیابی قرار می‌دهد که تغییرات تعداد شبکه در اختلاف تراز صوت بین ورودی و خروجی را در قطر ۹ میلی‌متر، گام ۱۵ میلی‌متر تعداد سوراخ ۱۰ نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود در تعداد المان ۱۰۶۰۴۵۸ اختلاف تراز صوت بین ورودی و خروجی بسیار ناچیز است که از آن چشم‌پوشی می‌شود به نحوی که برای صرفه‌جویی در وقت و کاهش هزینه محاسباتی تعداد تقریباً ۱۰۶۰۴۵۸ سلول برای شبکه محاسباتی کافی بوده و جواب‌های مطمئنی حاصل می‌شود، لذا این تعداد شبکه در این مطالعه منظور شده است.

جدول (۵): بررسی تغییرات افت تراز صوت در فشار ۱۰۰۰ کیلو پاسکال

تعداد المان	ΔL	$\Delta L\%$
۶۱۲۵۰۳	۵۰/۴۸۷	۱۰/۴۲۳
۸۰۵۸۶۲	۵۶/۳۶۲	۲/۹۹
۱۰۶۰۴۵۸	۵۸/۱	۱/۶۸۴
۱۲۵۶۸۴۰	۵۹/۰۹۵۷	-

۵- اعتبار سنجی

بعد از انجام مراحل مربوط به مدل‌کردن هندسه مسئله، ایجاد شبکه و بررسی استقلال از مش باید نتایج حاصله با نتایجی که قبلاً به‌صورت عددی یا آزمایشگاهی به‌دست‌آمده‌اند مورد مقایسه و ارزیابی قرار گیرند؛ لذا نتایج حاصله با نتایج ارائه شده توسط نواف [۲۶] مورد ارزیابی قرار گرفت. وی در پژوهش خود تأثیر قطر سوراخ‌های دیفیوزر و طول دیفیوزر را در صداخفه‌کنی که فاقد جاذب



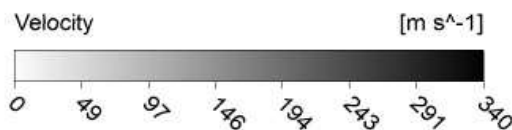
شکل (۵): کانتور توزیع فشار برای ۴ قطر سوراخ مختلف دیفیوزر فشار 500 Kpa



d=7mm



d=10mm

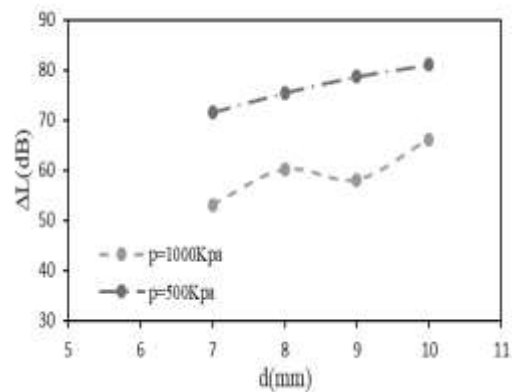


شکل (۶): خطوط جریان برای قطر ۷ و ۱۰ میلی‌متر

پارامتر دیگر طول ناحیه پشم سنگ است که نتایج آنها در شکل ۳، ۵، ۷، ۹ نشان داده شده است.

۱-۶- بررسی قطر سوراخ‌ها دیفیوزر

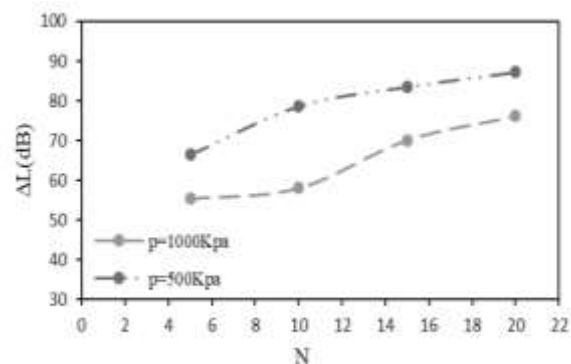
شکل ۴ نمودار افت تراز صوت بین ورودی و خروجی براساس قطر سوراخ دیفیوزر برحسب میلی‌متر در دو فشار ۱۰۰۰ و ۵۰۰ کیلوپاسکال، طول ناحیه پشم سنگ ۱۰۰۰ میلی‌متر، تعداد سوراخ ۱۰ و گام ۱۵ میلی‌متر است. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش قطر سوراخ دیفیوزر افت تراز صوت بیشتر می‌شود و عملکرد صداخفه‌کن بهتر است، به طوری که در قطر ۱۰ میلی‌متر بیش‌ترین کاهش صوت و بهترین عملکرد را دارد. در واقع هرچه قطر سوراخ‌های دیفیوزر بیشتر باشد، سیال راحت‌تر از دیفیوزر به سمت محفظه انبساطی صداخفه‌کن و جاذب صوت حرکت می‌کند. از این‌رو جت‌های سیال خروجی از سوراخ‌های دیفیوزر انرژی کم‌تری دارند و افت تراز صوت بیشتر است. شکل ۵ کانتور فشار برای قطرهای مختلف سوراخ‌های دیفیوزر است. با توجه به شکل ۵ دیده می‌شود که هرچه این قطر کوچک‌تر باشد سیال با فشار بیشتر می‌خواهد خارج شود و آشفتگی بیشتر را در جریان ایجاد می‌کند همین امر موجب کاهش کم‌تر تراز صوتی است. شکل ۶ خطوط جریان برای دو قطر ۷ و ۱۰ میلی‌متر است، همان‌طور که در شکل ۶ نشان داده شده، در قطر ۷ میلی‌متر گردابه‌ها و اغتشاش بیشتر و شدیدتری در محفظه انبساطی نسبت به قطر ۱۰ میلی‌متر ایجاد شده است.



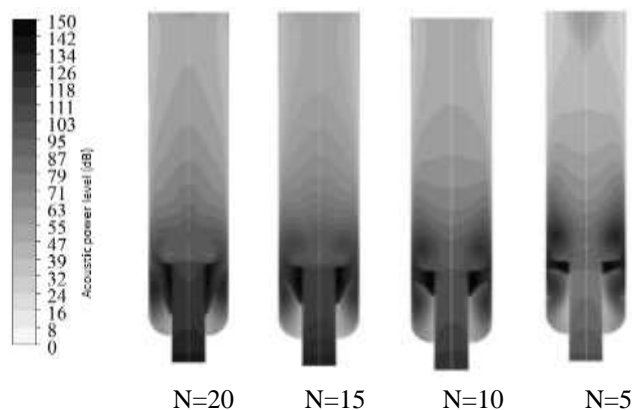
شکل (۴): نمودار افت تراز صوت بین ورودی و خروجی براساس قطر سوراخ‌های دیفیوزر برحسب میلی‌متر

۶-۲- بررسی تعداد سوراخ‌های دیفیوزر

شکل ۷ نمودار افت تراز صوت بین ورودی و خروجی براساس تعداد سوراخ‌های دیفیوزر برحسب میلی‌متر برای گام ۱۵ میلی‌متر در دو فشار ورودی ۱۰۰۰ و ۵۰۰ کیلوپاسکال طول ناحیه پشم سنگ ۱۰۰۰ میلی‌متر، قطر سوراخ‌های دیفیوزر ۹ میلی‌متر و گام ۱۵ میلی‌متر است. با توجه به نمودار دیده می‌شود که با افزایش تعداد سوراخ‌ها افت صوت نیز بیشتر می‌شود. در واقع هرچه تعداد این سوراخ‌ها بیشتر باشد، تعداد جت‌های سیال خروجی از سوراخ دیفیوزر بیشتر و انرژی بین جت‌های سیال تقسیم و کمتر می‌شود. این فرآیند در شکل ۸ که کانتور افت تراز صوت بین ورودی و خروجی برای تعداد سوراخ‌های مختلف است نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود در تعداد سوراخ‌ها ۵ هنگامی که سیال سوراخ‌های دیفیوزر را ترک می‌کند در محفظه انبساطی به دلیل انرژی بیشتر صوت را کمتر کاهش می‌دهد و در تعداد سوراخ ۲۰ بیش‌ترین کاهش تراز صوت و بهترین عملکرد را دارد.



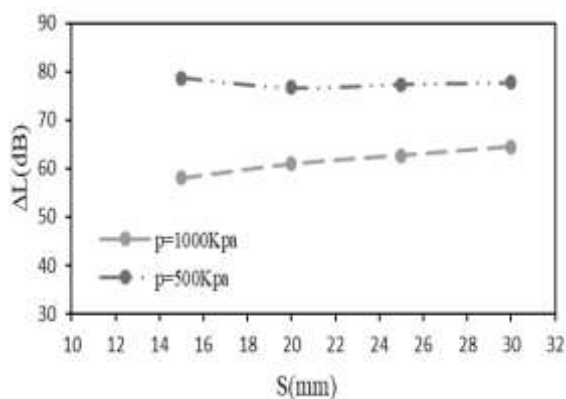
شکل (۷): نمودار افت تراز صوت بین ورودی و خروجی براساس تعداد سوراخ‌های دیفیوزر برحسب میلی‌متر



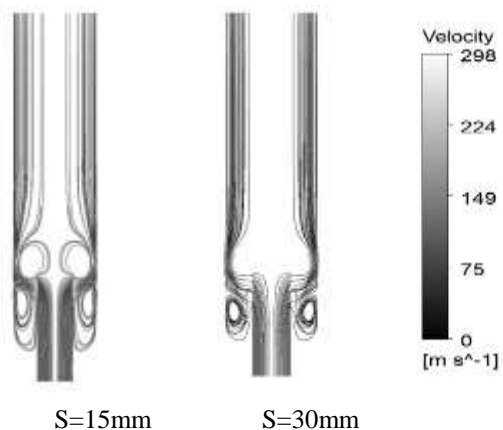
شکل (۸): کانتور افت تراز صوت بین ورودی و خروجی برای تعداد سوراخ‌های مختلف

۶-۳- بررسی گام بین سوراخ‌های دیفیوزر

شکل ۹ نمودار افت تراز صوت بین ورودی و خروجی براساس گام بین سوراخ‌های دیفیوزر برحسب میلی‌متر برای دو فشار ۱۰۰۰ و ۵۰۰ کیلو پاسکال طول ناحیه پشم سنگ ۱۰۰۰ میلی‌متر، تعداد سوراخ ۱۰ و قطر سوراخ‌های دیفیوزر ۹ میلی‌متر است. مشهود است که با افزایش گام که فاصله بین سوراخ‌های دیفیوزر است این افت تراز صوت نیز بیشتر می‌شود. در واقع هرچه فاصله بین سوراخ‌های دیفیوزر کمتر می‌شود، فاصله بین جت‌های سیال خروجی نیز کمتر شده که موجب تقویت گردابه‌های خروجی از سوراخ دیفیوزر بنابراین صوت میزان کمتری کاهش دارد. در شکل ۱۰ برای دو گام ۳۰ و ۱۵ میلی‌متر زمانی که تعداد سوراخ‌ها ثابت و ۱۰ عدد می‌باشد، خطوط جریان نشان داده شده است. دیده می‌شود که در گام ۱۵ میلی‌متر که کوچک‌ترین گام در نظر گرفته شده است گردابه‌ها شدیدتر و در گام ۳۰ این گردابه‌ها ضعیف‌تر و انرژی کمتری دارند.



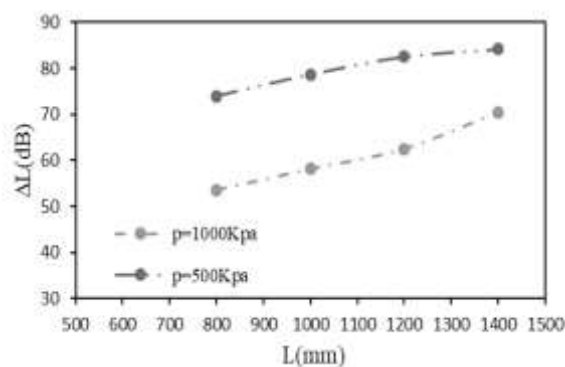
شکل ۹: نمودار افت تراز صوت بین ورودی و خروجی براساس گام بین سوراخ‌های دیفیوزر برحسب میلی‌متر



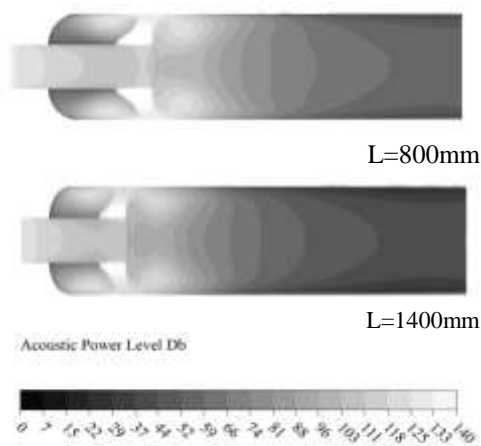
شکل (۱۰): کانتور خطوط جریان در تعداد سوراخ‌ها ثابت ۱۰ برای گام ۳۰ و ۱۵ میلی‌متر

۴-۶- بررسی طول ناحیه پشم سنگ

همان‌طور که در قسمت‌ها قبل نیز توضیح داده شد صوتی که از دیفیوزر خارج می‌شود پس از عبور از محفظه انبساط، وارد قسمتی که مجهز به پشم سنگ است می‌شود و در آنجا بسته به طول ناحیه پشم سنگ صوت را به میزان ۱۵ تا ۳۰ دسی‌بل کاهش می‌یابد. شکل ۱۱ نمودار افت تراز صوت بین ورودی و خروجی براساس طول ناحیه پشم سنگ برحسب میلی‌متر که قطر سوراخ دیفیوزر ۹ میلی‌متر، تعداد سوراخ ۱۰ و گام ۱۵ میلی‌متر است. با توجه به این نمودار دیده می‌شود که هرچه طول ناحیه پشم سنگ بیشتر شود طول جریان بیشتر شده و انرژی صوت مقدار بیشتری مستهلک می‌شود. این موضوع به وضوح در شکل ۱۲ دیده می‌شود به طوری که در طول ناحیه پشم سنگ ۱۴۰۰ میلی‌متر و فشار ورودی ۵۰۰ کیلو پاسکال، صوت خروجی پس از عبور از دیفیوزر و جذب صوت حدود ۴۰ دسی‌بل است و بیش‌ترین کاهش را در این طول دارد.



شکل (۱۱) : نمودار افت تراز صوت بین ورودی و خروجی براساس طول ناحیه پشم سنگ برحسب میلی‌متر



شکل (۱۲): کانتور افت تراز صوت بین ورودی و خروجی برای طول ناحیه پشم سنگ ۸۰۰ و ۱۴۰۰ میلی‌متر در فشار ۵۰۰ کیلو پاسکال

۷- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، پارامترهای هندسی صداخفه‌کن‌هایی که دارای جاذب صوت هستند مورد بررسی قرار گرفت. در این راستا، پس از طراحی هندسه‌های مختلف و حل عددی صداخفه‌کن‌ها عملکرد آن‌ها باتوجه‌به افت تراز صوتی مورد تحلیل قرار گرفت. با ارائه نتایج عددی، اثرات پارامترهای هندسی نظیر طول ناحیه پشم سنگ، قطر سوراخ‌های دیفیوزر، گام بین سوراخ‌های دیفیوزر و تعداد سوراخ‌ها بررسی شد. نتایج حاصل از این پژوهش را می‌توان به صورت زیر جمع‌بندی کرد:

۱- با افزایش قطر سوراخ‌های دیفیوزر، افت تراز صوتی بیشتر می‌شود. در واقع هرچه قطر سوراخ‌های دیفیوزر بیشتر شود جت‌های صوت خروجی انرژی کم‌تری دارند و صدا به میزان بیش‌تری کاهش می‌یابد.

۲- با افزایش تعداد سوراخ‌های دیفیوزر، تعداد جت‌های صوت خروجی بیش‌تر و انرژی جریان کم‌تر می‌شود و همین امر موجب کاهش تراز صوتی بین ورودی و خروجی صداخفه‌کن گردید. به طوری که در تعداد سوراخ ۲۰ بیش‌ترین کاهش تراز صوتی را داشته است.

۳- هرچه گام که همان فاصله بین سوراخ‌های متوالی دیفیوزر است کم‌تر باشد، زمانی که جریان از سوراخ‌های دیفیوزر خارج می‌شود گردابه‌های تشکیل شده قدرت و انرژی بیش‌تری دارد و کاهش تراز صوت کم‌تر است.

۴- با افزایش طول ناحیه پشم سنگ، افت تراز صوت نیز افزایش یافت. از پشم سنگ به‌عنوان جاذب صوت در این پژوهش استفاده شده و هرچه طول آن بیش‌تر شود طول جریان بیش‌تر شده و انرژی صوت مقدار بیش‌تر جذب جاذب‌های صوت گردید.

۵- بیش‌ترین کاهش تراز صوتی و بهترین عملکرد مربوط به گام ۳۰ میلی‌متر، قطر سوراخ ۱۰ میلی‌متر، تعداد سوراخ ۲۰ و طول ناحیه پشم سنگ ۱۴۰۰ میلی‌متر است.

۷- مراجع

1. Lazalde-Crabtree H, "Design of steam silencers for geothermal applications," Geothermics, vol. 14, no. 2, pp. 335-41, 1985/01/01/ 1985.Doi:https://doi.org/10.1016/0375-6505(85)90072-0

11. Jena D, Panigrahi S, "Numerically estimating acoustic transmission loss of a reactive muffler with and without mean flow," *Measurement*, vol. 109, pp. 168-86, 2017.
12. Ranjbar M, Dalkılıç B, Çalık E, Arslan MC, Arslan H, editors. On muffler design for transmitted noise reduction. *International Symposium on Multidisciplinary Studies and Innovative Technologies Gaziosmanpaşa University Tokat/Turkey*; 2017
13. Kaiser R, Hinterberger C, Ezquerra Larodé F, "Transient Simulation of Flow Noise in Exhaust Mufflers," *MTZ worldwide*, vol. 80, no. 11, pp. 70-7, 2019.
14. Asdrubali F, Schiavoni S, Horoshenkov K, "A review of sustainable materials for acoustic applications," *Building Acoustics*, vol. 19, no. 4, pp. 283-311, 2012.
15. Moretti E, Belloni E, Agosti F, "Innovative mineral fiber insulation panels for buildings: Thermal and acoustic characterization," *Applied Energy*, vol. 169, pp. 421-32, 2016.
16. Caniato M, D'Amore GKO, Kaspar J, Gasparella A, "Sound absorption performance of sustainable foam materials: Application of analytical and numerical tools for the optimization of forecasting models," *Applied Acoustics*, vol. 161, p. 107166, 2020.
17. Mohammadi B, Safaiyan A, Habibi P, Moradi G, "Evaluation of the acoustic performance of polyurethane foams embedded with rock wool fibers at low-frequency range; design and construction," *Applied Acoustics*, vol. 182, p. 108223, 2021/11/01/ 2021. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2021.108223>
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0003682X21003170>
18. Contreras JS, Durango JC, Villega JF, "Design and Simulation of the Acoustics of a Vent Silencer for the Natural Gas Transportation Pipeline," *Technol Reports Kansai Univ*, vol. 62, no. 05, pp. 2561-7, 2020.
19. Wang C-N, Torng J-H, "Experimental study of the absorption characteristics of some porous fibrous materials," *Applied Acoustics*, vol. 62, no. 4, pp. 447-59, 2001/04/01/
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/03755650585900720>
2. Zhuravlev E, Chugunkov D, Seyfelmyukova G, editors. Improving the acoustic efficiency of laminated dissipative noise silencers for boiler gas-air paths. *E3S Web of Conferences*; 2019: EDP Sciences;
3. Tan W-H, Khor T, Zunaidi N, "Development of acoustical simulation model for muffler," *GEOMATE Journal*, vol. 11, no. 24, pp. 2385-90, 2016.
4. Chang Y-C, Chiu M-C, Wu M-R, "Acoustical simulation of a muffler internally inserted with an extended tube using the FEM," *Journal of Information and Optimization Sciences*, vol. 40, no. 1, pp. 47-62, 2019.
5. Tupov V, editor Principles of design for intake noise silencers to meet acoustic and power requirements of two-stroke carburetor engines. *AIP Conference Proceedings*; 2022: AIP Publishing LLC;
6. Kakade SK, Sayyad F, "Optimization of exhaust silencer for weight and size by using noise simulation for acoustic performance," *world wide web*, vol. 10, no. 4, p. 11, 2017.
7. Rajali A, Jamian R, "Design and Fabrication of Noise Silencer for Grass Trimmer," *Progress in Engineering Application and Technology*, vol. 2, no. 1, pp. 912-23, 2021.
8. Zhang Y, Wu P, Ma Y, Su H, Xue J, "Analysis on acoustic performance and flow field in the split-stream rushing muffler unit," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 430, pp. 185-95, 2018.
9. Alkmim M, Cuenca J, De Ryck L, Göransson P, editors. Model-based acoustic characterisation of muffler components and extrapolation to inhomogeneous thermal conditions. *28th International Conference on Noise and Vibration Engineering, ISMA 2018 and 7th International Conference on Uncertainty in Structural Dynamics, USD 2018*; Leuven; Belgium; 17 September 2018 through 19 September 2018; 2018: KU Leuven-Departement Werktuigkunde;
10. Talebitooti R, Choudari Khameneh A, "Modeling and simulation of the acoustic behavior of a muffler in a passenger car exhaust system," *Journal of Acoustical Engineering Society of Iran*, vol. 6, no. 1, pp. 39-45, 2018.

24. Gaj P, Sobczak K, Kopania J, Wójciak K, "Influence of shell shape on flow and acoustic parameters of a steam silencer," Archives of Thermodynamics, pp. 141-54--54, 2021.
25. Chen W, Lu C, Liu Z, editors. Optimal Design of a 3D Printed Composite Micro-Perforated Silencer for Engine Intake Noise Control. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering; 2020: IOP Publishing;
26. Saeid NH, "Diffuser perforation effects on the performance of a vent silencer," Noise Control Engineering Journal, vol. 61, no. 3, pp. 355-62, 2013.
27. Fluent A, "Fluent 6.3 Documentation," Fluent Inc, Lebanon, NH, vol. 63, pp. 64-5, 2006.
28. Lee J-C, Seok H-K, Suh J-Y, "Microstructural evolutions of the Al strip prepared by cold rolling and continuous equal channel angular pressing," Acta Materialia, vol. 50, no. 16, pp. 4005-19, 2002.
- 2001.Doi:[https://doi.org/10.1016/S0003-682X\(00\)00043-8](https://doi.org/10.1016/S0003-682X(00)00043-8)
- <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0003682X00000438>
20. Middelberg J, Barber T, Leong S, Byrne K, Leonardi E, editors. Computational fluid dynamics analysis of the acoustic performance of various simple expansion chamber mufflers. Proceedings of Acoustics; 2004
21. Li XQ, Dong DD, Gu MJ, Wang G, Hu ST, editors. Study on the flow characteristics of the monolithic muffler in train air conditioning duct. Advanced Materials Research; 2012: Trans Tech Publ;
22. Liu E, Yan S, Peng S, Huang L, Jiang Y, "Noise silencing technology for manifold flow noise based on ANSYS fluent," Journal of Natural Gas Science and Engineering, vol. 29, pp. 322-8, 2016.
23. Tupov V, Chugunkov D, editors. The mechanism of noise formation and calculation of noise characteristics of underexpanded steam jets. 14th International Congress on Sound and Vibration 2007, ICSV 2007; 2007

