



بررسی عملکرد اکوستیکی یک مافلر ترکیبی و محفظه بر صدای یک موتور ژنراتور گاز سوز

زهرا قربانی^{*}، محمد رضا سیفی^۲، سید رضا حسن بیگی^۳، برات قبادیان^۴

^۱ فارغ التحصیل مقطع دکتری تخصصی، دانشگاه تهران، z.ghorbani90@ut.ac.ir

^۲ استادیار گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشگاه اراک، m-r-seifi@araku.ac.ir

^۳ استاد گروه مهندسی فنی کشاورزی، پردیس ابوریحان دانشگاه تهران، rhbeigi@ut.ac.ir

^۴ استاد گروه مهندسی مکانیک ماشینهای کشاورزی، دانشگاه تربیت مدرس، ghobadib@modares.ac.ir

چکیده:

در این تحقیق عملکرد اکوستیکی مافلر ترکیبی (HM)، یک محفظه اکوستیکی نیمه پوشش یافته (SME) و تمام پوشش یافته (FME) برای موتور ژنراتور کوچک گاز سوز بررسی شد. مشخصات یک مافلر انعکاسی با روش توصیه شده به وسیله کمیته ASHRAE 2.6، محاسبه شد و براساس آن مافلر مناسب انتخاب شد. این مافلر به مافلر نصب شده به وسیله کارخانه روی موتور ژنراتور (GM) اضافه شد و مافلر ترکیبی (HM) شکل گرفت. صدای ژنراتور در چهار سمت آن برای مافلرهای GM و HM، در دو حالت SME و FME و ۵ سطح مختلف بارگذاری موتور (۰٪، ۲۵٪، ۵۰٪، ۷۵٪، ۱۰۰٪) با استفاده از صداسنج اندازه گیری شد. نتایج نشان داد عملکرد اکوستیکی مافلر ترکیبی برای سمتی که بیشترین میزان صدا وجود داشت (سمت آگزوز) از ۵/۱ دسی بل (A) در حالت بدون بار به ۱۰/۶۱ دسی بل (A) در حالت بار کامل رسید. بیشترین تاثیر محفظه در کاهش صدای موتور ژنراتور در سمت درب محفظه مشاهده گردید؛ به گونه ای که ۱۷/۷ دسی بل (A) کاهش صدا برای مافلر ژنراتور در حالت محفظه پوشش یافته کامل در بار صفر درصد نسبت به حالت بدون محفظه در این سمت مشاهده شد. استفاده همزمان از مافلر ترکیبی و محفظه پوشش یافته کامل توانست صدای موتور ژنراتور را نسبت به مافلر ژنراتور و حالت بدون محفظه در بارگذاری های مختلف در سمت آگزوز در محدوده ۱۳/۷۳ تا ۱۶/۰۳ دسی بل (A)، در سمت درب محفظه در محدوده ۱۲/۲۷ تا ۱۹/۰۴ دسی بل (A)، در سمت پشت آگزوز در محدوده ۵/۵۸ تا ۸/۸۲ دسی بل (A) و در سمت پشت درب محفظه در محدوده ۱۱/۲ تا ۱۷/۳۶ دسی بل (A) کاهش دهد.

کلمات کلیدی: مافلر ترکیبی، محفظه اکوستیکی، موتور ژنراتور، عملکرد اکوستیکی، آگزوز

The effect of a hybrid muffler and acoustic enclosure on the noise attenuation of a gas generator

Zahra Ghorbani^{*}, Mohammad Reza seifi², Seyed Reza Hassan-Beygi³, Barat Ghobadian⁴

¹ PhD graduate, University of Tehran. *Email: z.ghorbani90@ut.ac.ir.

² Department of Biosystem Mechanics, Arak University, Email: m-r-seifi@araku.ac.ir.

³ Department of Agro-Technology, College of Abouraihan, University of Tehran, Email: rhbeigi@ut.ac.ir.

⁴ Tarbiat Modares University (TMU). Email: ghobadib@modares.ac.ir.

ABSTRACT

The effect of a hybrid muffler and two types of enclosures (fully modified enclosure and semi modified enclosure) on sound emitted from a small gas generator was investigated in the present study. The specifications of a reactive muffler were calculated according to the recommendation of ASHRAE 2.6 committee and appropriate muffler was selected. The selected muffler was added to the muffler installed by manufacturer on generator (GM) and formed hybrid muffler (HM). Generator sound was measured for GM and HM modes on four sides of the generator at five different loading conditions (0%, 25%, 50%, 75% and 100% load) using a sound level meter. The acoustic performances of enclosures decreased with load increment from 0% to 100% for generator muffler on the exhaust side. The acoustic performance of hybrid



muffler on the side with greatest sound level (exhaust side) increased from 5.1 dB(A) at no load to 10.61 dB(A) at full load. The highest sound attenuation effect of the enclosure was observed on the door side of the enclosure so that 17.7 dB(A) sound attenuation was observed at no load in fully covered modified enclosure. Using simultaneous hybrid muffler and fully modified enclosure could attenuate generator sound than generator muffler without using enclosure at different loadings. Its value was in the range of 13.73 to 16.03 dB(A) on the exhaust side, 12.27 to 19.04 dB(A) on the door side, 5.58 to 8.82 dB(A) on the opposite side of the exhaust, and 11.2 to 17.36 dB(A) on the opposite side of the enclosure door.

Keywords: Hybrid muffler, acoustic enclosure, generator, acoustic performance, exhaust

۱- مقدمه

موتور ژنراتورها بخش اصلی یک سیستم تولید پراکنده هستند که می‌توانند به منظور تامین برق و انرژی در بخش کشاورزی (گلخانه‌ها، دامداری‌ها، مرغداری‌ها، سردخانه‌ها و...) کاربرد داشته باشند. یکی از عیب‌های موتور ژنراتورها، صدای زیاد تولید شده از آن‌هاست. صدا می‌تواند تأثیر نامطلوبی از جمله افت شنوایی موقت یا دائم، ناراحتی‌های عصبی و روانی، کاهش بازده کار و افزایش ریسک خطرات بر سلامت انسان داشته باشد (Crocker 2007, Irwin and Graf, 1979). جو و همکاران (۲۰۰۴) منابع تولید صدا در موتور ژنراتورها را از موتور، فن خنک کننده ژنراتور و فن رادیاتور گزارش نمودند. پال و همکاران (۲۰۱۴) و پاتل و همکاران (۲۰۱۵) صدای از موتور ژنراتور را به عنوان مهم‌ترین منبع تولید صدا در موتورهای احتراق داخلی گزارش کردند. صدای از موتور به طور تقریبی ۱۰ برابر صدای دیگر قسمت‌های موتور است (شاه و همکاران، ۲۰۱۰)، بنابراین مهم‌ترین راه کاهش صدای موتور، کاهش صدای از موتور است (چاوون و وادکار، ۲۰۱۳). برای کاهش صدای از موتور ژنراتور با مافلا استفاده می‌شود. میزان کاهش صدا در مافلا به ساختار و روش کار آن بستگی دارد. بیشترین نوع مافلاهای استفاده شده برای کاهش صدای از موتورهای درونسوز مافلاهای انعکاسی می‌باشند که در بازه وسیعی موجود می‌باشند (Jerry and Lilly, 2008). بررسی‌های مونجال (۱۹۸۷) نشان داد که استفاده از مافلا ترکیبی برای کاهش صدای موتورهای احتراق داخلی مفید است. بیسواس تأثیر استفاده از یک مافلا انعکاسی و یک مافلا ترکیبی را بر فشار صدای یک موتور دیزل بررسی کرد و تأثیر مافلا ترکیبی در کاهش صدا را بیش از مافلا انعکاسی گزارش داد (Biswas, 2012). یانگ و تسای (۲۰۱۴) اثر مافلاهای مختلف در کاهش صدا را بررسی کردند. آن‌ها متوجه شدند که بیشترین کاهش صدا مربوط به مافلا انعکاسی با سوراخ‌های ریز است. بررسی‌های قربانی و همکاران (۲۰۱۶) نشان داد که استفاده از یک محفظه اکوستیکی می‌تواند صدای موتور ژنراتور کوچک را کاهش دهد. کوبو و همکاران (۱۹۹۸) با استفاده از یک محفظه مستطیلی آهنی که دیواره‌های داخلی آن با استفاده از مواد جذب پوشیده شده بود موفق به کاهش صدای یک موتور ژنراتور شدند (Cobo et al., 1998). کیوستا و کوبو (۲۰۰۱) در تحقیقی سامانه کاهش صدای یک ژنراتور کوچک را بررسی کردند. آن‌ها توانستند با استفاده از یک محفظه اکوستیکی کاهش صدای بیشتر از ۲۰ دسی بل را برای فرکانس‌های بیشتر از ۵۰۰ هرتز بدست آورند (Cuesta and Cobo, 2001).

برای ارزیابی عملکرد اکوستیکی محفظه‌ها سه روش پیشنهاد شده است (Crocker, 1998). روش اول اندازه‌گیری تفاوت فشار صدا بین محلی داخل محفظه و بیرون از آن است که به‌عنوان کاهش صدا معرفی می‌شود. در روش دوم تفاوت شدت صدای رسیده به دیواره محفظه و عبور کرده از آن اندازه‌گیری شده و به‌عنوان افت انتقال معرفی می‌شود. این متغیرها قابل پیش بینی و غیر قابل اندازه‌گیری می‌باشد. در روش سوم اندازه‌گیری تفاوت فشار صدای منبع در محلی بیرون از محفظه با استفاده از آن صورت می‌پذیرد که به‌عنوان عملکرد اکوستیکی معرفی می‌شود (شکل ۱). واحد عملکرد اکوستیکی دسی بل است، این متغیر به راحتی قابل اندازه‌گیری بوده و مهم‌ترین معیار ارزیابی عملکرد یک محفظه اکوستیک می‌باشد (Ver and Beranek, 2006).

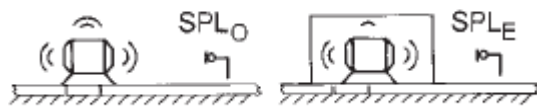


Figure 1. Schematic of measuring the acoustic performance of enclosure (Ver and Beranek, 2006).

شکل ۱- نمایی از روش اندازه‌گیری عملکرد اکوستیکی (Ver and Beranek, 2006)

عملکرد آکوستیکی مافلر تفاوت تراز فشار صدای مافلر ژنراتور با تراز فشار صدا در حالت بدون مافلر در نقطه‌ای بیرون از محفظه در سمت اگزوز می‌باشد. مطالعه تحقیقات انجام شده نشان داد اطلاعات محدودی در رابطه با کنترل صدای اگزوز موتور ژنراتورهای کوچک و ارزیابی عملکرد محفظه آکوستیک وجود دارد. پس هدف اصلی این پژوهش بررسی تأثیر استفاده از یک مافلر ترکیبی و دو نوع محفظه آکوستیک بر کاهش صدای یک موتور ژنراتور کوچک گاز سوز در شرایط مختلف بارگذاری است.

۲- مواد و روش‌ها

۲-۱- موتور ژنراتور

موتور ژنراتور استفاده شده در این پژوهش ساخت شرکت گرین پاور مدل CC5000NG/LPG بود که با سرعت دورانی ۳۶۰۰ دور بر دقیقه و با سوخت گاز طبیعی یا گاز مایع کار می‌کند. در این پژوهش از سوخت گاز طبیعی به عنوان سوخت استفاده شد. این موتور ژنراتور تک فاز بوده و دارای ولتاژ ۲۲۰ ولت متناوب بود. موتور آن تک سیلندر، هوا خنک با حجم جابه‌جایی ۳۸۹ سانتی‌متر مکعب و توان کاری ۳/۲ کیلووات بود.

۲-۲- مشخصات مکان آزمون

مکان آزمون بر اساس استاندارد انجمن مهندسان خودرو (SAE J11074) انتخاب شد. این مکان، مسطح و باز بوده و پوششی عاری از خاکستر یا برف تا شعاع ۱۵ متر داشت. حداقل شعاع ۳۰ متری بین سطوح منعکس کننده بزرگ مانند ساختمان‌ها، ماشین‌های دیگر و درختان در فاصله- ای با موتور ژنراتور مورد آزمون و میکروفون در نظر گرفته شد. سرعت باد در هنگام اندازه‌گیری کمتر از ۵ m/s بود. فشار صدای محیط باید ۱۰ دسی بل کمتر از صدای موتور باشد. در این بررسی صدای محیط بین ۶۲/۵ تا ۶۵ دسی بل بود.

۲-۳- اندازه‌گیری و پردازش سیگنال‌های صوتی

میکروفون مورد استفاده دارای پاسخ فرکانسی تخت (Flat frequency response) در محدوده شنوایی انسان (۲۰ تا ۲۰۰۰۰ هرتز) بود و به همراه دستگاه صداسنج برای اندازه‌گیری فشار صدا استفاده شد. تغییرات فشار هوا با میکروفون نصب شده روی دستگاه صداسنج به تغییرات ولتاژ تبدیل شد. ولتاژ آنالوگ خروجی دستگاه صداسنج به کارت صدای کامپیوتر وصل شده تا عمل تبدیل آنالوگ به رقمی (A/D) روی آن انجام شود. برای انجام صحیح عمل تبدیل، سرعت نمونه برداری ۴۸۰۰۰ هرتز در نظر گرفته شد تا براساس معیار نایکوئیست (Nyquist criteria)، سرعت نمونه برداری بیشتر از دو برابر حداکثر فرکانس طیف شنوایی انسان یعنی ۲۰۰۰۰ هرتز باشد. حالت تفکیک‌پذیری داده‌های ۱۶ بیتی برای انجام آزمایشات در نظر گرفته شد. سیگنال‌های رقمی ایجاد شده توسط کارت صدا با نرم افزار Cool Edit در رایانه ذخیره شدند. کالیبراسیون صداسنج با استفاده از کالیبراتور که تک صدایی با فرکانس ۱۰۰۰ هرتز با تراز فشار صدای ۹۴ dB تولید می‌کند، انجام شد.

۲-۴- بارگذاری موتور ژنراتور

برای بارگذاری موتور ژنراتور یک مدار الکتریکی با استفاده از ۸ المنت ۵۰۰ وات، دو عدد لامپ ۲۰۰ وات و ۲ عدد لامپ ۱۰۰ وات ساخته شد. با تعبیه کلیدهای مجزا برای هر یک از اجزای مدار الکتریکی، امکان بارگذاری به میزان دلخواه بر موتور ژنراتور فراهم شد (شکل ۲).



Figure 2. The fabricated electrical circuit.

شکل ۲- مدار الکتریکی ساخته شده

۲-۵- طراحی مافلر

ابعاد مافلر بر اساس نیاز به میزان کاهش صدای مطلوب محاسبه شد. طراحی مافلر شامل محاسبه طول، قطر و افت فشار آن است. برای محاسبه ابعاد مافلر روش‌های مختلفی وجود دارد که یکی از آن‌ها، روش توصیه شده با کمیته ASHRAE 2.6 است و پژوهشگران زیادی از آن استفاده کرده‌اند (بل، ۱۹۹۴؛ میرس و چالگران، ۲۰۰۰؛ رحمان و همکاران، ۲۰۰۵).

۲-۶- محفظه آکوستیکی ساخته شده

موتور ژنراتور مورد بررسی به طور کامل با یک محفظه آکوستیکی دارای ورقه‌های فولادی به ضخامت ۲ میلی‌متر پوشانده شد. دیواره‌های داخلی محفظه با عایق صدای kaiflex (Kaimann group) با ضخامت ۵۰ میلی‌متر و ضریب جذب ۰/۴۵ پوشانده شد (شکل ۳). در سمت مقابل آگزوز یک فن تعبیه شد (سرعت ۳۰۰۰ دور بر دقیقه، قطر ۳۰۰ میلی‌متر و دبی ۹۰۰ مترمکعب بر ساعت) تا علاوه بر تأمین هوای لازم برای احتراق، خنک کردن موتور هم انجام شود و گرمای داخل اتاق را به بیرون انتقال دهد. کانال‌هایی در کف محفظه برای ایجاد تهویه تعبیه شد تا هوای داخل محفظه از طریق آن به بیرون هدایت شود.



Figure 3. Gas Genset with reactive muffler covered by acoustic enclosure and sound level meter.

شکل ۳- موتور ژنراتور پوشانده شده با محفظه آکوستیک مجهز به مافلر ترکیبی به همراه صداسنج

۲-۷- آزمایش‌ها

در این پژوهش سیگنال‌های صدای موتور ژنراتور برای ۵ سطح بارگذاری (۰٪، ۲۵٪، ۵۰٪، ۷۵٪ و ۱۰۰٪)، چهار سمت موتور ژنراتور (سمت ۱ (جلوی آگزوز)، سمت ۲ (جلوی درب محفظه)، سمت ۳ (جلوی مجرای ورودی هوا یا پشت آگزوز) و سمت ۴ (پشت درب محفظه)) و دو مافلر (مافلر نصب شده در کارخانه (GM) و مافلر ترکیبی (HM) که شامل مافلر طراحی شده بود که با یک رابط زانویی پس از مافلر نصب شده در کارخانه به آن متصل گردید بود) و دو حالت محفظه (نیمه پوشش یافته و پوشش یافته کامل (شکل ۴) و حالت بدون محفظه (شکل ۴)) اندازه‌گیری شد. در اندازه‌گیری‌ها میکروفون به صورت افقی در ارتفاع آگزوز و در فاصله یک متری از کوچک‌ترین دایره‌ای که موتور را احاطه می‌کند قرار داده شد.

ج

ب

الف

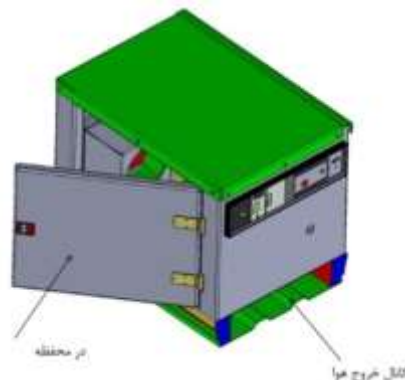
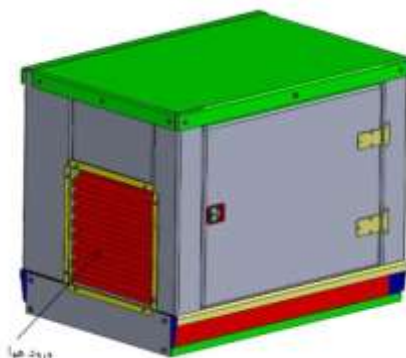


Figure 4. a) Semi and b) full covered acoustic enclosure c) Measuring the sound level of the bare generator.

شکل ۴- محفظه طراحی شده در حالت الف) نیمه پوشش یافته ب) پوشش یافته کامل ج) اندازه‌گیری صدای بدون محفظه

۳- نتایج و بحث

ابعاد مافلر بر اساس روش کمیته ASHRAE 2.6 محاسبه شد. با استفاده از این روش، طول مافلر در محدوده ۴۰۰ تا ۶۴۰ میلی‌متر و قطر آن ۱۲۰ میلی‌متر به دست آمد. با استفاده از طول و قطر به دست آمده از این روش، محدوده حجم بر حسب میلی‌متر مکعب برای مافلر محاسبه شد (۴۵۲۱۶۰ ≤ V ≤ ۲۲۳۴۵۶۰). ابتدا مافلرهای موجود در بازار برای ارزیابی قابلیت استفاده در این پژوهش بررسی شدند. بر این اساس، سه مافلر با مشخصات ذکر شده در جدول (۱) قابلیت استفاده در این پژوهش را داشتند. برای انتخاب بهترین مافلر، عملکرد آکوستیکی برای هر سه مافلر



یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک بیوسیستم و مکانیزاسیون ایران



محاسبه شد که مقادیر آن^۱ها نیز در جدول (۱) ذکر شده است. مافلر سوم با توجه به دارا بودن بهترین عملکرد مناسبترین گزینه برای استفاده در این پژوهش بود.

جدول ۱- مشخصات مافلرهای انتخاب شده

Table ۱. Muffler specifications.

TL (dB(A))	Volume (mm ³)	Length (mm)	Small diameter (mm)	Big diameter (mm)	Muffler
22	4662900	300	110	180	Muffler 1
22	4646179	300	109	180	Muffler 2
25.5	7745595	330	130	230	Muffler 3

۱-۳- عملکرد آکوستیکی محفظه‌ها در سمت‌های مختلف

عملکرد آکوستیکی دو محفظه نیمه پوشش یافته و پوشش یافته کامل نسبت به حالت بدون محفظه در حالت استفاده از مافلر ژنراتور در بارگذاری‌های مختلف موتور ژنراتور در موقعیت‌های مختلف میکروفون در قسمت‌های مختلف شکل‌های (۵) نشان داده شده است. با افزایش بار عملکرد آکوستیکی محفظه‌ها در کلیه سمت‌ها به جز سمت ۳ کاهش یافته است که دلیل آن می‌تواند افزایش میزان صدای ساطع شده از موتور ژنراتور با افزایش بار و همچنین ارتعاش دیواره‌های محفظه در بارگذاری‌های بیشتر باشد که موجب افزایش صدا می‌شود.

عملکرد آکوستیکی محفظه پوشش یافته کامل با مافلر ژنراتور (FMEG) با افزایش بار از ۰ تا ۱۰۰ درصد در سمت اگزوز (سمت ۱)، سمت درب (سمت ۲) و سمت پشت درب (سمت ۴) به ترتیب از ۹/۸۶ تا ۳/۳۵، ۱۷/۶۶ تا ۹/۸۷ و ۱۱/۳۲ تا ۲/۳۲ دسی بل (A) کاهش یافت. در چنین شرایطی در سمت ۳ با قرار گرفتن موتور تحت بارگذاری، عملکرد آکوستیکی محفظه افزایش یافت؛ اما تغییر میزان بارگذاری تأثیری چندانی در عملکرد آکوستیکی نداشت که دلیل آن می‌تواند وجود مجرای هوا در این سمت باشد که اثر افزایش ارتعاش دیواره‌های محفظه ناشی از افزایش بارگذاری را از بین برد. عملکرد آکوستیکی محفظه نیمه پوشش یافته با مافلر ژنراتور (SMEG) نسبت به حالت بدون محفظه با افزایش بار از ۰ تا ۱۰۰ درصد در سمت‌های ۱، ۲، ۴ و به ترتیب از ۸/۰۴ تا ۲/۶۸، ۴/۱۹ تا ۰/۱۷ و ۱۰/۸۷ تا ۲/۴۷ دسی بل (A) کاهش یافت. در چنین شرایطی در سمت ۳ با افزایش بار از ۰ تا ۱۰۰ درصد عملکرد آکوستیکی محفظه پوشش یافته کامل از ۴/۶۶ تا ۷/۶۵ دسی بل (A) افزایش یافت.

همانطور که در شکل مشخص است بهترین عملکرد محفظه پوشش یافته کامل و نیمه پوشش یافته به ترتیب در سمت‌های ۲ و ۴ مشاهده گردید. برای محفظه پوشش یافته کامل با توجه به بسته بودن درب محفظه و دور بودن آن از اگزوز و مجرای تهویه هوا چنین نتیجه‌ای قابل انتظار است. برای محفظه نیمه پوشش یافته هم با توجه به وجود اگزوز و مجرای عبور هوا به ترتیب در سمت‌های ۱ و ۳ و باز بودن درب محفظه در سمت ۲ وجود کمترین صدا در سمت ۴ مورد انتظار است.

۲-۳- مقایسه عملکرد آکوستیکی مافلرها

عملکرد آکوستیکی مافلر ترکیبی به صورت تفاضل صدای موتور ژنراتور در حالت کار با مافلر ترکیبی با صدای آن با مافلر ژنراتور تعریف می‌شود که در بارگذاری‌های مختلف و موقعیت‌های مختلف میکروفون در قسمت‌های مختلف شکل (۶) نشان داده شده است. SMEGH و FMEGH در شکل (۶) به ترتیب نشان دهنده عملکرد آکوستیکی مافلر ترکیبی برای موتور ژنراتور در محفظه نیمه پوشش یافته و محفظه پوشش یافته کامل می‌باشند. به طور کلی می‌توان گفت با افزایش بار عملکرد آکوستیکی مافلر ترکیبی نسبت به مافلر ژنراتور برای محفظه نیمه پوشش یافته و پوشش یافته کامل افزایش یافته است. برای محفظه پوشش یافته کامل با افزایش بار از صفر تا ۱۰۰ درصد عملکرد آکوستیکی مافلر ترکیبی نسبت به مافلر ژنراتور در سمت‌های ۱، ۲، ۳ و ۴ به ترتیب از ۵/۱۱ تا ۱۰/۶۱، ۱/۲۷ تا ۲/۳۹، ۰/۴۳ تا ۰/۸۸ و ۶/۱۲ تا ۸/۸۷ دسی بل (A) افزایش یافت که این روند افزایشی در حالت محفظه نیمه پوشش یافته نیز مشاهده شد و دلیل آن توانایی مافلر در کاهش بیشتر سهم صدای ناشی از احتراق در بارگذاری‌های بیشتر است. بهترین عملکرد آکوستیکی مافلر ترکیبی در دو حالت محفظه نیمه پوشش یافته و پوشش یافته کامل در سمت اگزوز (سمت ۱) مشاهده گردید که با توجه به وجود اگزوز در این سمت چنین امری قابل انتظار است با توجه به اینکه هدف استفاده از مافلر ترکیبی کاهش صدا در سمت اگزوز بود؛ چنین نتیجه‌ای نشان دهنده موفقیت در دستیابی به هدف تعیین شده است. همانطور که در شکل‌ها مشاهده می‌شود مقدار عملکرد آکوستیکی مافلر ترکیبی در سمت ۴ نزدیک به سمت ۱ است که دلیل آن می‌تواند نزدیک بودن اگزوز موتور ژنراتور به موقعیت میکروفون در سمت ۴ باشد. ال-امین (۲۰۱۲) حداکثر میزان کاهش صدا (۱۲/۵ دسی بل (A)) را با استفاده از یک مافلر ترکیبی برای یک موتور

¹Fully covered enclosure with generator muffler

²Semi covered enclosure with generator muffler

ژنراتور بنزینی گزارش نمود. نتایج این مطالعه با نتایج بدست آمده توسط رحمان و همکاران (۲۰۰۵) مطابقت دارد.

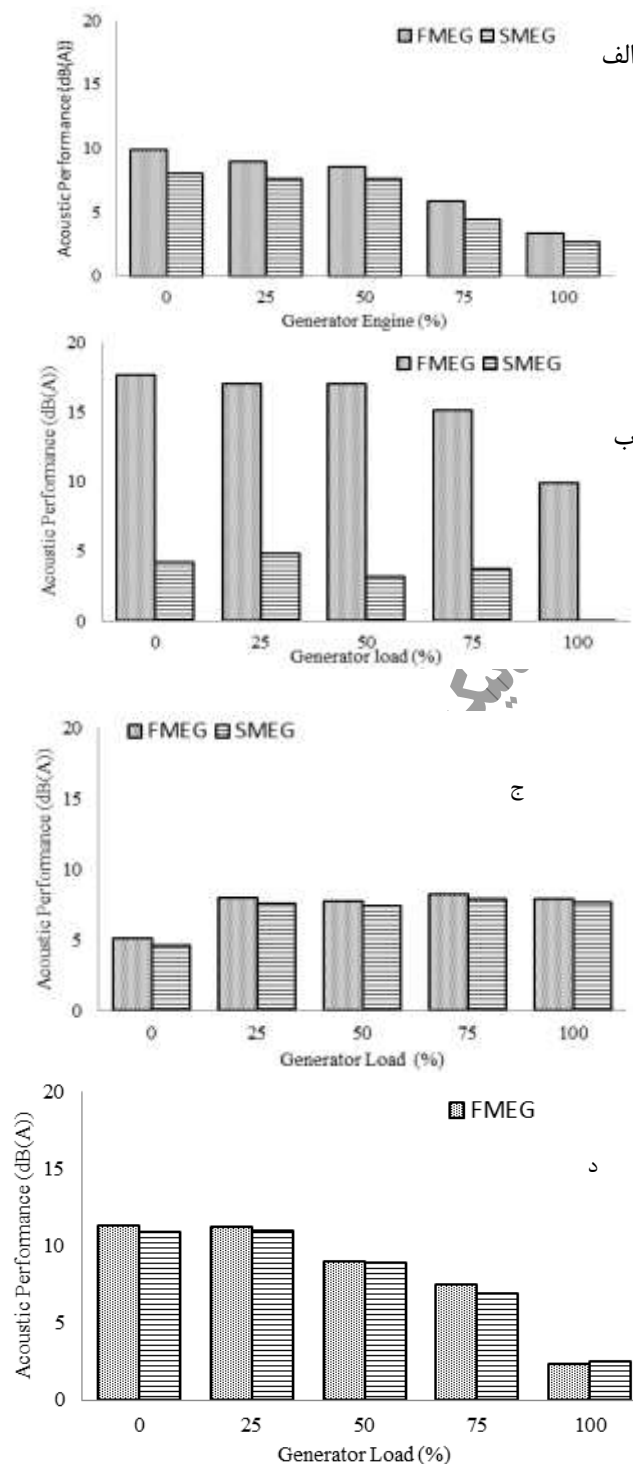


Figure 5. Comparison of the acoustic performance of semi and fully covered enclosure with generator muffler at different loading conditions in a) Side 1, b) Side 2, c) Side 3, d) side 4

شکل ۵- عملکرد آکوستیکی دو محفظه نیمه پوشش یافته و پوشش یافته کامل برای مافلر ژنراتور در شرایط بارگذاری مختلف در الف) سمت

۱، ب) سمت ۲، ج) سمت ۳ و د) سمت ۴

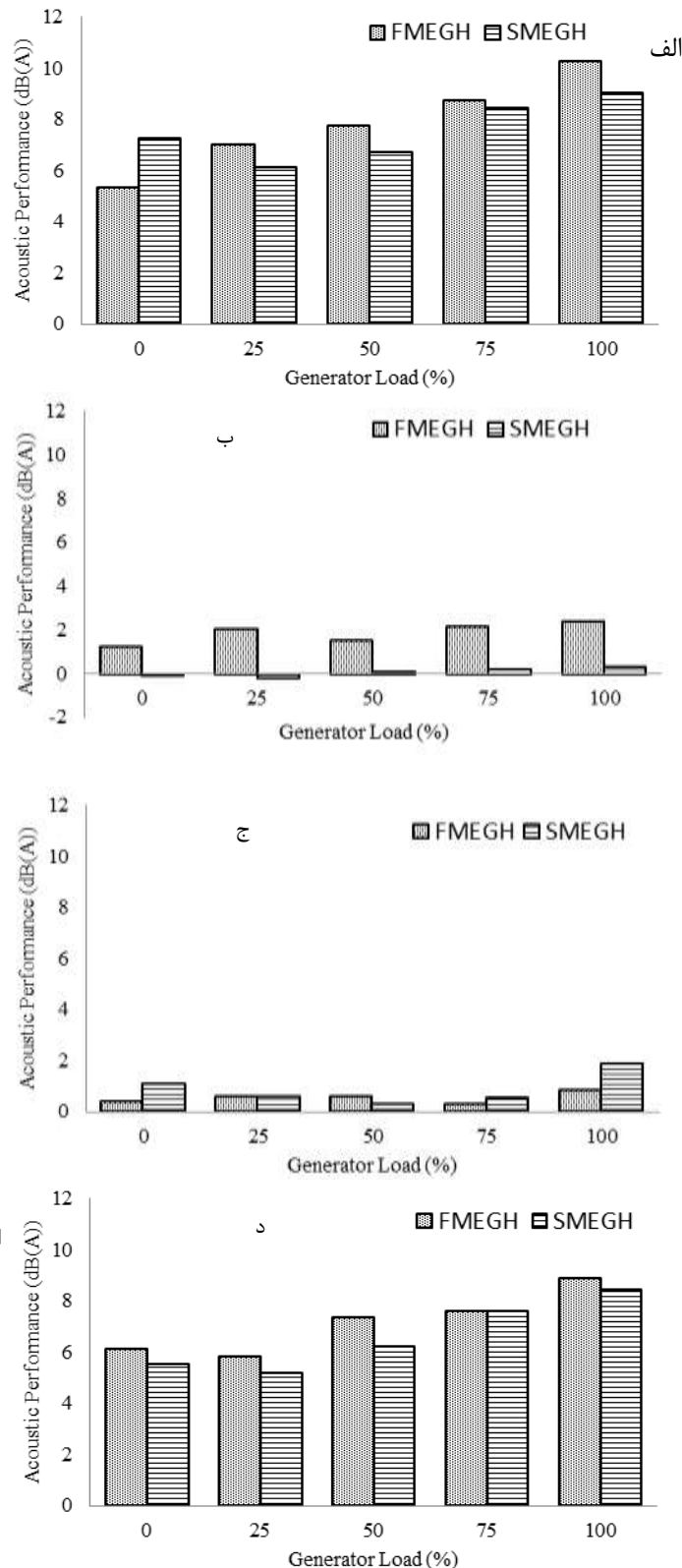


Figure 6. Comparison of the acoustic performance of hybrid and generator muffler for semi and fully covered enclosure at different loading conditions in a) Side 1, b) Side 2, c) Side 3, d) side 4

شکل ۶: عملکرد آکوستیکی مافلر ترکیبی نسبت به مافلر ژنراتور برای دو محفظه نیمه پوشش یافته و پوشش یافته کامل در شرایط بارگذاری

مختلف در الف) سمت ۱، ب) سمت ۲، ج) سمت ۳ و د) سمت ۴

۳-۳- تاثیر محفظه‌ها و مافلر ترکیبی بر عملکرد آکوستیکی

عملکرد آکوستیکی محفظه‌های نیمه پوشش‌یافته و پوشش‌یافته کامل در این بخش به صورت تقاضای صدای موتور ژنراتور برای مافلر ترکیبی با مافلر ژنراتور و بدون استفاده از محفظه تعریف شده اند و در شکل (۷) به ترتیب با SMEGH و FMEGH در بارگذاری‌های مختلف موتور ژنراتور و موقعیت‌های مختلف میکروفون نشان داده شده‌اند. همانطور که در بخش‌های مختلف شکل مشخص است استفاده همزمان از مافلر ترکیبی و محفظه پوشش‌یافته کامل توانست صدای منتشره از موتور ژنراتور را نسبت به مافلر ژنراتور و حالت بدون محفظه در شرایط بارگذاری مختلف در سمت اگزوز (سمت ۱) در محدوده ۱۳/۶۴ تا ۱۶/۰۳ دسی‌بل (A)، در سمت در (سمت ۲) در محدوده ۱۲/۲۷ تا ۱۹/۰۴ دسی‌بل (A)، در سمت پشت اگزوز (سمت ۳) در محدوده ۵/۵۸ تا ۸/۸۲ دسی‌بل (A) و در سمت پشت در (سمت ۴) در محدوده ۱۱/۲ تا ۱۷/۳۶ دسی‌بل (A) کاهش دهد. بیشترین تاثیر در سمت درب محفظه (سمت ۲) مشاهده شد که با توجه به بسته بودن آن و دور بودن از اگزوز (سمت ۱) و مجرای تهویه هوا (سمت ۳) چنین نتیجه‌ای قابل انتظار است. استفاده همزمان از مافلر ترکیبی و محفظه نیمه پوشش‌یافته نسبت به مافلر ژنراتور و حالت بدون محفظه در شرایط بارگذاری مختلف توانست صدای منتشره از موتور ژنراتور را در سمت‌های ۱، ۲، ۳ و ۴ به ترتیب در محدوده‌های ۱۳/۶۶ تا ۱۴/۰۴، ۱۴/۰۹ تا ۰/۴۹، ۴/۶ تا ۵/۷۹، ۹/۵۵ و ۱۰/۹۲ تا ۱۶/۴ دسی‌بل (A) کاهش دهد.

بر اساس نتایج بدست آمده بهترین عملکرد آکوستیکی در این حالت (محفظه نیمه پوشش‌یافته به همراه مافلر ترکیبی) در سمت ۴ مشاهده شد که با توجه فاصله میکروفون از اگزوز (سمت ۱)، درب محفظه (سمت ۲) و مجرای عبور هوا (سمت ۳) چنین نتیجه‌ای قابل انتظار بود. کمترین عملکرد آکوستیکی در سمت ۲ مشاهده گردید که دلیل آن باز بودن درب محفظه در این حالت بود. بنابراین پیشنهاد می‌شود در زمان استفاده از محفظه، موقعیت غالب فعالیت افراد در اطراف محفظه در دو سمت ۲ و ۴ باشد تا هیچ خطری سلامت شنوایی افراد را تهدید نکند.

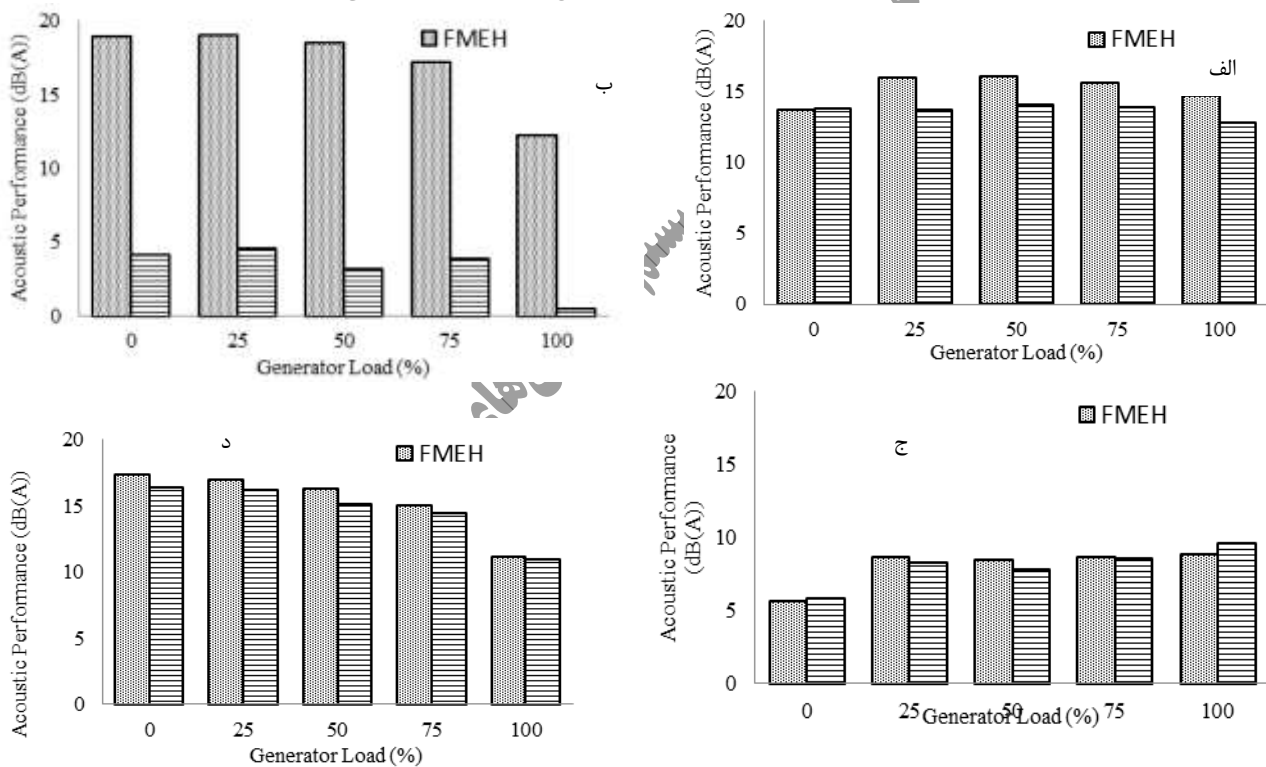


Figure 7. Comparison of the acoustic performance of fully and semi covered enclosure for hybrid muffler at different loading conditions in a) Side 1, b) Side 2, c) Side 3, d) side 4

شکل ۷- عملکرد آکوستیکی دو محفظه نیمه پوشش‌یافته و پوشش‌یافته کامل در زمان استفاده از مافلر ترکیبی (تاثیر همزمان نوع محفظه و مافلر ترکیبی) در شرایط بارگذاری مختلف در (الف) سمت ۱، (ب) سمت ۲، (ج) سمت ۳ و (د) سمت ۴



یازدهمین کنگره ملی مهندسی مکانیک بیوسیستم و مکانیزاسیون ایران



نتیجه گیری

- به طور کلی با افزایش بارگذاری موتور ژنراتور، عملکرد آکوستیکی مافلر ترکیبی برای دو محفظه اصلاح شده افزایش یافت.
- در حالت استفاده همزمان از مافلر ترکیبی و محفظه پوشش یافته کامل، بهترین عملکرد آکوستیکی در سمت در و به میزان ۱۹/۰۴ دسی بل (A) بدست آمد.

- استفاده همزمان از مافلر ترکیبی و محفظه پوشش یافته کامل توانست صدای موتور ژنراتور را نسبت به مافلر ژنراتور و حالت بدون محفظه در بارگذاری های مختلف در سمت آگزوز در محدوده ۱۳/۷۳ تا ۱۶/۰۳ دسی بل (A)، در سمت درب محفظه در محدوده ۱۲/۲۷ تا ۱۹/۰۴ دسی بل (A)، در سمت پشت آگزوز در محدوده ۵/۵۸ تا ۸/۸۲ دسی بل (A) و در سمت پشت درب محفظه در محدوده ۱۱/۲ تا ۱۷/۳۶ دسی بل (A) کاهش دهد.

- استفاده از محفظه آکوستیک پوشش یافته کامل توانست صدای موتور ژنراتور را به حد مجاز ذکر شده در استاندارد کمیته فنی بهداشت حرفه ای کشور برساند.

۳- مراجع

- AL-Ameen, E. S. M. (2012). Experimental test for noise attenuation in gasoline engine with different types of mufflers. *Journal of Engineering and Sustainable Development*, 16(4), 390-398.
- Berneke, L. L., & Vér, I. L. (Eds.). (2006). *Noise and vibration control engineering: principles and applications*. Wiley.
- Biswas, S. (2010, November). Combination muffler is more effective than reactive muffler even in small size. In *Frontiers in Automobile and Mechanical Engineering (FAME), 2010* (pp. 344-349). IEEE.
- Chavan, N., & Wadkar, D. S. (2013). Design and performance measurement of compressor exhaust silencer by CFD. *International Journal of Scientific Research, ISSN, (2277-8179)*, 156-158.
- Cobo, P., Ranz, C., Santiago, S., Pons, J., Sigüero, M., & Delgado, C. (1998). Insertion loss measurements of an acoustical enclosure by using Intensity and MLS methods. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 103(5), 3074-3074.
- Crocker, M. J. (1998). *Handbook of acoustics* (First edition). John Wiley & Sons.
- Crocker, M.J., (2007). *Handbook of Noise and Vibration Control*. John Wiley & Sons.
- Cuesta, M., & Cobo, P. (2001). Optimisation of an active control system to reduce the exhaust noise radiated by a small generator. *Applied Acoustics*, 62(5), 513-526.
- Irwin, J.D. & Graf, E.R., (1979). *Industrial noise and vibration control*. 1st ed. London: U.K. Prentice-Hall, Inc.
- Jerry, G., & Lilly, P. (2008). *Engine Exhaust Noise Control*. JGL Acoustics, 22 ASHRAE 2.6.
- Ju, H. D., Lee, S. B., Jeong, W. B., & Lee, B. H. (2004). Design of an acoustic enclosure with duct silencers for the heavy duty diesel engine generator set. *Applied Acoustics*, 65(4), 441-455.
- Lewis, H. B., & Bell, L. H. (1994). *Industrial noise control, Fundamentals and applications*, New York: M.
- Miers, S. A., Chalgren, R. D., & Anderson, C. L. (2000). *Noise and emission reduction strategies for a snowmobile* (No. 2000-01-2573). SAE Technical Paper.
- Munjjal, M. L. (1987). *Acoustics of ducts and mufflers with application to exhaust and ventilation system design*. John Wiley & Sons.
- Pal, S., Golan, T. S., Kumar, V., Jain, V., Ramdas, N., & Sharma, O. P. (2014). Design of a muffler & effect of resonator length for 3 cylinder SI engine. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*, 11(3), 1-7.
- Patel, M., Sen, P.K., & Sahu, G. (2015). A review on noise sources and methods of reduction of noise in diesel engines, *International journal of engineering sciences & research technology*; 4(10), 601-607.
- Rahman, M., Sharmin, T., Hassan, A. F. M. E., & Al Nur, M. (2005). *Design and construction of a muffler for engine exhaust noise reduction*. Proceedings of the International Conference on Mechanical Engineering ICME (pp. 28-30). SAE J1074. (2000). *Engine Sound Level Measurement Procedure*.
- Shah, S., Kuppili, S., Hatti, K., & Thombare, D. (2010). *A practical approach towards muffler design, development and prototype validation* (No. 2010-32-0021). SAE Technical Paper.
- Yang, T. C., & Tsai, S. S. (2014). Design optimization of an industrial muffler by Taguchi method. In *Advanced Materials Research* (Vol. 871, pp. 277-282). Trans Tech Publications.