

بررسی تأثیر استفاده از یک مافلر ترکیبی بر کاهش صدای یک موتور ژنراتور کوچک گازسوز

زهرا قربانی^۱، سید رضا حسن‌بیگی^{۲*} و برات قبادیان^۳

چکیده

در این مطالعه تأثیر استفاده از یک مافلر ترکیبی بر صدای یک موتور ژنراتور کوچک گازسوز که با یک محفظه آکوستیک پوشیده شده بود، بررسی شد. مشخصات یک مافلر انعکاسی با روش توصیه شده به وسیله کمیته ASHRAE 2.6، محاسبه شد و بر اساس 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 برای دو حالت GM و HM در چهار سمت آن و در ۵ سطح مختلف بارگذاری موتور (۰٪، ۲۵٪، ۵۰٪، ۷۵٪، ۱۰۰٪) با استفاده از صداسنج اندازه‌گیری شد. نتایج نشان داد که استفاده از مافلر ترکیبی می‌تواند صدای ژنراتور را در فرکانس احتراق (۳۱/۵ هرتز) و فرکانس‌های بیشتر از ۱۰۰۰ هرتز کاهش دهد که حداکثر مقدار آن‌ها به ترتیب ۱۱/۷ و ۲۶ دسی‌بل بود. تراز صدای کلی در مقیاس A موتور ژنراتور برای کلیه سطوح بارگذاری و ۴ سمت برای حالت HM در محدوده ۸/۸۵ - ۳/۳۷۲ دسی‌بل (A) بود. عملکرد آکوستیکی مافلر ترکیبی برای سمتی که بیشترین میزان صدا وجود داشت (سمت جلوی اگزوز) از ۱/۵ دسی‌بل (A) در حالت بدون بار به ۱۰/۶۱ دسی‌بل (A) در حالت بار کامل افزایش یافت. بنابراین استفاده از مافلر ترکیبی می‌تواند به عنوان راهکار مناسب برای کاهش صدای موتور ژنراتور مورد بررسی توصیه شود.

واژه‌های کلیدی: ژنراتور، صدا، طیف ۱/۳ اکتاو، مافلر.

ارجاع: قربانی ز، حسن‌بیگی س. ر. و قبادیان ب. ۱۳۹۶. بررسی تأثیر استفاده از یک مافلر ترکیبی بر کاهش صدای یک موتور ژنراتور کوچک گازسوز. نشریه پژوهش‌های مکانیک ماشین‌های کشاورزی. ۶(۱): ۱-۱۲.

۱- دانشجوی دکتری، گروه مهندسی فنی کشاورزی، پردیس ابوریحان، دانشگاه تهران.

۲- دانشیار گروه مهندسی فنی کشاورزی، پردیس ابوریحان، دانشگاه تهران.

۳- استاد گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه تربیت مدرس.

* نویسنده مسئول: rhbeigi@ut.ac.ir

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۵/۰۵/۲۷

تاریخ دریافت: ۱۳۹۵/۰۳/۱۶

مقدمه

با توجه به مساحت زیاد کشور و مشکلات و محدودیت‌های موجود در شبکه توزیع و انتقال برق، اهمیت تولید برق با استفاده از سامانه‌های تولید پراکنده در مناطق مسکونی به ویژه در مناطق روستایی با جمعیت کم و دوردست به طور کامل روشن است. تولید پراکنده از جمله فناوری‌های تولید انرژی الکتریکی است که در آن از نیروگاه‌های کوچک و قابل نصب در محل مصرف، استفاده شده و از طریق نقطه اتصال مشترک^۱ به شبکه برق متصل می‌شود (Xu et al., 2004). برای تولید انرژی الکتریکی در مقدار کم و مقیاس‌های کوچک به طور معمول از موتور ژنراتورهایی که با سوخت دیزل، بیوگاز و یا گاز طبیعی به حرکت در می‌آیند، استفاده می‌شود. بنابراین موتور ژنراتورها بخش اصلی یک سیستم تولید پراکنده هستند که می‌توانند برای تأمین برق و انرژی در بخش کشاورزی (گلخانه‌ها، دامداری‌ها، مرغداری‌ها، سردخانه‌ها و ...) نیز 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 & Graf, 1979). بنابراین سازمان‌های بین‌المللی برای کاهش زمان روبرو شدن با صدا قوانینی قرار داده‌اند. به عنوان مثال سازمان ملی سلامت و ایمنی شغلی^۲ ۸۵ دسی‌بل (A) صدا را برای ۸ ساعت کاری یا ۸۸ دسی‌بل (A) را برای ۴ ساعت کاری به عنوان یک دوز صدای^۳ مجاز تعریف می‌کند. انسان ممکن است با بیش از یک دوز صدا در روز روبرو شود؛ بنابراین کاهش تراز صدا به کمتر از ۸۵ دسی‌بل (A) از جمله برنامه‌های کشورهای پیشرفته است (Hassan-Beygi, 2009).

بخش عمده تولید صدای موتور ژنراتورها مربوط به موتور احتراق داخلی آن‌ها است. (Patel et al. و Pal et al. 2014). (al. 2015) صدای آگروز را به عنوان مهم‌ترین منبع تولید صدا در موتورهای احتراق داخلی مورد بررسی گزارش کردند. انتشار صدای آگروز نتیجه پالس‌های ایجاد شده در

آگروز است که منبع آن گازهای موجود در سیلندر بوده که در انتهای کورس انبساط با باز شدن سوپاپ‌های دود به بیرون تخلیه می‌شوند. صدای آگروز به طور تقریبی ۱۰ برابر صدای دیگر قسمت‌های موتور است (Shah et al., 2010)، بنابراین مهم‌ترین راه کاهش صدای موتور، کاهش صدای آگروز است (Chavan & Wadkar, 2013). برای کاهش صدای آگروز از صدا خفه‌کن یا مافلر^۴ استفاده می‌شود. میزان کاهش صدا در مافلر به ساختار و روش کار آن بستگی دارد. به طور کلی مافلرها به دو دسته اصلی فعال^۵ و غیرفعال^۶ تقسیم‌بندی می‌شوند. در مافلر غیرفعال صدا با انعکاس یا جذب انرژی اکوستیک در بخش‌های مختلف مافلر کاهش می‌یابد. در یک مافلر فعال، صدا به روش ارسال پالس‌های الکترونیکی و ثبت بازخورد کاهش داده می‌شود (Snyder, 2000).

اگرچه پژوهش‌های در ارتباط با مافلرهای فعال انجام شده است؛ اما این مافلرها از نظر تولید تجاری به دلیل پیچیدگی و هزینه ساخت بالا باصرفه نیستند. به علاوه، این مافلرها در فرکانس‌های زیاد عملکرد مطلوبی نداشته و باید برای داشتن عملکرد مطلوب با مافلرهای غیرفعال ترکیب شوند (Sun et al., 2015).

افت صدا هنگام انتقال^۷ (TL) تفاوت توان صدا بین امواج صدای وارد شده و انتقال یافته در داخل مافلر، در زمانی که هیچ موج انعکاسی در مافلر وجود ندارد. از آن‌جا که از بین بردن کامل انعکاس به ویژه در فرکانس‌های کم مشکل است، اندازه‌گیری TL مشکل ولی محاسبه آن آسان است (Kumar, 2007).

Barbieri & Barbieri (2006) طول مناسب لوله ورودی و خروجی به مافلر را تعیین کردند. بر اساس بررسی آن‌ها مافلر با طول بیشتر سبب کاهش بیشتر صدا می‌شود. (Lenzi & Barbieri 2011) تأثیر شکل و پارامترهای مورد نیاز برای بهینه سازی مافلر انعکاسی را بررسی کردند، نتایج آن‌ها نشان داد که انتخاب مناسب طول لوله ورودی به مافلر می‌تواند صدا را در یک محدوده فرکانسی خاص در حد ۲۰ دسی‌بل نسبت به حالت بهینه‌سازی نشده کاهش دهد. (Zakhmi 2009) با بررسی تأثیر سرعت و بار بر صدای یک موتور بنزینی تک سیلندر نشان داد که فشار

4- Silencer or Muffler
5- Active
6- Passive
7- Transmission Loss

1- Point of common coupling
2- National Institute for Occupational Safety and Health, NIOSH
3- Noise dose

باشد. در این بررسی صدای محیط بین ۶۲/۵ تا ۶۵ دسی‌بل بود.

اندازه‌گیری و پردازش سیگنال‌های صوتی

در این پژوهش برای اندازه‌گیری داده‌ها از تجهیزات ذکر شده در جدول ۱ استفاده شد. میکروفون مورد استفاده دارای پاسخ فرکانسی تخت^۱ 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 بر اساس معیار نایکوئیست^۲ سرعت نمونه‌برداری بیشتر از ۲ برابر حداکثر فرکانس طیف شنوایی انسان یعنی ۲۰۰۰۰ هرتز باشد. تفکیک‌پذیری داده‌ها ۱۶ بیتی در نظر گرفته شد. سیگنال‌های رقمی ایجاد شده توسط کارت صدا با نرم‌افزار Cool Edit در رایانه ذخیره شد. کالیبراسیون صداسنج با استفاده از کالیبراتور که تک صدایی با فرکانس ۱۰۰۰ هرتز با تراز فشار صدای ۹۴ دسی‌بل تولید می‌کرد، انجام شد.

هدف از تحلیل داده‌ها به دست آوردن اطلاعات لازم از سیگنال‌های فشار صدا است. با توجه به اینکه فقط اطلاعات محدودی را می‌توان از سیگنال‌های حوزه زمان به دست آورد؛ پس سیگنال‌های صدا از حوزه زمان به حوزه فرکانس تبدیل شدند (Crocker, 2007). برای تبدیل سیگنال‌های حوزه زمان به حوزه فرکانس از روش تبدیل فوریه سریع (FFT) استفاده شد تا طیف باند باریک تراز فشار صدا در حوزه فرکانس به دست آید. عدم قطعیت‌های موجود در سیگنال‌های باند باریک تراز فشار صدا، نوعی ناپایداری در داده‌ها به وجود می‌آورد که سبب کاهش قابلیت اطمینان داده‌ها می‌شد. برای غلبه بر این مورد، سیگنال‌های باند باریک حوزه فرکانس صدا به طیف ۱/۳ اکتاو تبدیل شدند که با وجود دارا بودن پایداری، جزئیات زیادی را نیز مشخص می‌کردند. مقدار تراز صدای کلی در مقیاس A^۳ از طیف ۱/۳ اکتاو محاسبه شدند. مراحل به

صدا به صورت خطی با بار و سرعت تغییر می‌کند. بررسی‌های (Munjaj 1987) نشان داد که استفاده از مافلر ترکیبی برای کاهش صدای موتورهای احتراق داخلی مفید است. (Biswas (2012) تأثیر استفاده از یک مافلر انعکاسی و یک مافلر ترکیبی را بر فشار صدای یک موتور دیزل بررسی کرد و تأثیر مافلر ترکیبی در کاهش صدا را بیش از مافلر انعکاسی گزارش داد. (Yang & Tsai (2014) اثر مافلرهای مختلف در کاهش صدا را بررسی کردند. آن‌ها متوجه شدند که بیشترین کاهش صدا مربوط به مافلر انعکاسی با سوراخ‌های ریز است.

بررسی‌های (Ghorbani et al. (2016) نشان داد که استفاده از یک محفظه اکوستیکی می‌تواند صدای موتور ژنراتور کوچک را کاهش دهد. با وجود این اطلاعات محدودی در رابطه با کنترل صدای اگزوز موتور ژنراتورهای کوچک وجود دارد. پس هدف اصلی این پژوهش بررسی تأثیر استفاده از یک مافلر ترکیبی بر کاهش صدای یک موتور ژنراتور کوچک گازسوز قرار داده شده در یک محفظه اکوستیک در شرایط مختلف بارگذاری است.

مواد و روش‌ها

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 می‌کرد. در این پژوهش از سوخت گاز طبیعی به عنوان سوخت استفاده شد. این موتور ژنراتور تک‌فاز بوده و دارای ولتاژ ۲۲۰ ولت متناوب بود. موتور آن تک‌سیلندر، هواخنک با حجم جابه‌جایی ۳۸۹ سانتی‌مترمکعب و توان کاری ۳/۲ کیلووات بود.

مشخصات مکان آزمون

مکان آزمون بر اساس استاندارد انجمن مهندسان خودرو (SAE J1074) 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 منعکس‌کننده بزرگ مانند ساختمان‌ها، ماشین‌های دیگر و درختان در فاصله‌ای 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 دسی‌بل کمتر از صدای موتور

1- Flat frequency response

2- Nyquist criteria

3- A-weighted overall sound level

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^۱ ASHRAE 2.6 است و پژوهشگران زیادی از آن استفاده کرده اند (Bell, 1994; Miers & Chalgren, 2000; Rahman et al., 2005). کمیته 2.6 ASHRAE چهار گروه را برای طراحی مافلر پیشنهاد می‌کند (جدول ۲) که با در نظر گرفتن نوع کاربری و میزان کاهش صدای مورد نیاز می‌توان گروه مناسب را انتخاب کرد. در این پژوهش برای به‌دست آوردن بیشینه کاهش صدا طبقه فوق‌بحرانی در نظر گرفته شد.

جدول ۲- محاسبه مشخصه‌های مافلر بر اساس پیشنهاد کمیته ASHRAE 2.6

میزان کاهش	دسی‌بل (A)	قطر مافلر به قطر لوله ورودی	طول مافلر به قطر لوله ورودی	گروه پیشنهادی
۲۵ تا ۱۵	۲ تا ۲/۵	۶/۵ تا ۵	صنعتی/تجاری	
۳۰ تا ۲۰	۲ تا ۲/۵	۱۰ تا ۶	مسکونی	
۳۵ تا ۲۵	۳	۱۰ تا ۸	بحرانی	
۴۵ تا ۳۵	۳	۱۶ تا ۱۰	فوق بحرانی	

افت فشار عاملی مهم در انتخاب مافلر است. محاسبه دقیق افت فشار به دلیل ساختار پیچیده مافلر بسیار مشکل است؛ پس با استفاده از معادلات افت فشار می‌توان آن را تخمین زد. تخمین آن در یک موتور چهار زمانه با استفاده از سرعت هوا در مافلر انجام می‌شود و نباید از حد مشخصی تجاوز کند. اولین گام در این فرآیند، محاسبه جریان گاز داخل سیلندر است که با معادله زیر انجام شد (Cummins & Golden 1993; Sherekar & Dhamangaonkar, 2014).

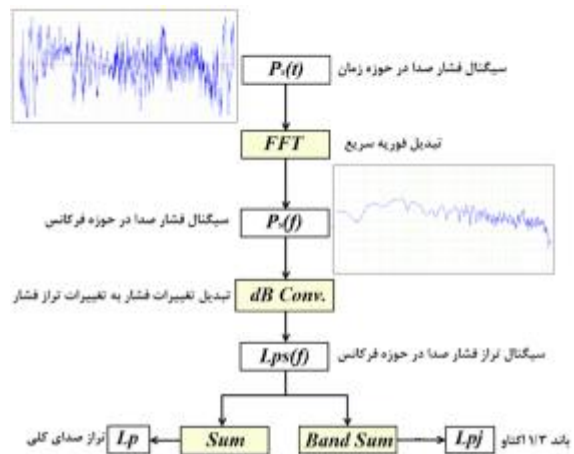
$$CGF = \frac{\rho \cdot b^2 \cdot s \cdot n \cdot N}{122000k} \quad (1)$$

که در آن CGF^۲ جریان گاز درون سیلندر (مترمکعب بر دقیقه)، b قطر سیلندر (متر)، s طول کورس پیستون (متر)، n سرعت دورانی موتور (دور بر دقیقه)، N تعداد

دست آوردن طیف باند ۱/۳ اکتاو و تراز صدای کلی در شکل ۱ به صورت شماتیک نشان داده شده است.

جدول ۱- تجهیزات استفاده شده در آزمون

نام دستگاه	مدل	نوع	محدوده اندازه‌گیری	ساز
صداسنج	HT 157- class 1-	0.1 dB	24-140 dB	--
کالیبراتور	HT 151	0.1 dB	--	--
میکروفون	--	--	10 Hz-20 kHz	50 mV Pa ⁻¹
بادسنج سیم داغ	Testo Germany	0.1 m/s	0.9- 35 m/s	--
دماسنج دیجیتال	Lutron AM- 4220	0.1 °C	-10 to 50 °C	--



شکل ۱- بلوک دیاگرام پردازش سیگنال

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).



شکل ۲- مدار الکتریکی ساخته شده

1 - American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE)
2- Cylinder Gas Flow (CGF)

محفظه آکوستیکی ساخته شده

موتور ژنراتور مورد بررسی به طور کامل با یک محفظه آکوستیکی با 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 اگزوز یک فن تعبیه شد (سرعت ۳۰۰۰ دور بر دقیقه، قطر ۳۰۰ میلی‌متر و دبی ۹۰۰ مترمکعب بر ساعت) تا علاوه بر تأمین هوای لازم از خنک کردن موتور، هوای لازم برای خنک کردن موتور تأمین شود و گرمای داخل اتاق را نیز به بیرون انتقال دهد. برای ایجاد تهویه درون محفظه کانال‌هایی در کف محفظه تعبیه شد تا هوای داخل محفظه از طریق آن به بیرون هدایت شود.



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

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 اگزوز)، سمت ۲ (جلوی در محفظه)، سمت ۳ (جلوی مجرای ورودی هوا یا پشت اگزوز) و سمت ۴ (پشت در محفظه)) و دو حالت ژنراتور با مافلر نصب شده در کارخانه (GM^۴) و مافلر ترکیبی (HM^۵) (شامل مافلر طراحی شده بود که با یک رابط زانویی پس از مافلر ژنراتور به آن متصل گردید) اندازه‌گیری شد. در اندازه‌گیری‌ها میکروفون به صورت افقی در ارتفاع اگزوز و در فاصله یک متری از کوچک‌ترین دایره‌ای که موتور را احاطه می‌کند قرار داده شد.

سیلندر موتور و k تعداد سیکل موتور بوده که برای موتور چهار زمانه ۴ در نظر گرفته می‌شود. جریان گاز ورودی واقعی به صورت زیر محاسبه شد.

$$IGF = CGF \cdot (V_E (\%)) / 100 \quad (۲)$$

که IGF^۱ جریان گاز ورودی واقعی (مترمکعب بر دقیقه) و VE بازده حجمی موتور (درصد) بود که برای موتورهای با تنفس طبیعی ۸۵٪ در نظر گرفته شد. جریان گاز واقعی اگزوز به صورت زیر محاسبه شد (Cummins & Golden, 1993)

$$EGF = IGF \cdot \frac{T_e}{T_i} \quad (۳)$$

که EGF^۲ جریان گاز واقعی داخل اگزوز (مترمکعب بر دقیقه)، T_e دمای داخل اگزوز (رانکین) و T_i دمای ورودی (رانکین) بود. محاسبه سرعت گاز در مافلر با استفاده از معادله (۴) انجام شد (Cummins & Golden, 1993; Sherekar & Dhamangaonkar, 2014)

$$V_s = \frac{EGF}{A} \quad (۴)$$

که V_s سرعت گاز در درون اگزوز (متر بر دقیقه) و A سطح مقطع مافلر (مترمربع) بود. در پایان افت فشار با استفاده از معادله زیر محاسبه شد (Cummins & Golden, 1993; Sherekar & Dhamangaonkar, 2014)

$$Dp = \frac{C \cdot V_s^2}{4 \cdot 79.8 \cdot 10^4 \cdot T_o} \quad (۵)$$

که Dp افت فشار (کیلو پاسکال)، c ضریب افت فشار مافلر (بی بعد) (در این پژوهش ۵ در نظر گرفته شد، (Cummins & Golden, 1993) T₀ دمای گاز در داخل اگزوز (رانکین)، و V_s سرعت گاز در درون اگزوز (متر بر دقیقه) است. TL با استفاده از معادلات (۶) محاسبه شد (Bilawchuk & Fyfe, 2003; Bell, 1994)

$$TL = 10 \log_{10} \left[1 + 0.25 \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 \left(\frac{2\pi f}{c} l \right) \right] \quad (۶)$$

$$m = \frac{D^2}{d^2}$$

که در آن D قطر محفظه مافلر (متر)، d قطر لوله ورودی به مافلر (متر)، L طول محفظه مافلر (متر)، c سرعت صوت در مافلر (متر بر ثانیه) و f فرکانس موثر مافلر انعکاسی است که کمتر از فرکانس قطع^۳ در نظر گرفته شد (Munjal, 1987)

4- Generator Muffler (GM)
5- Hybrid Muffler (HM)

1- Intake Gas Flow (IGF)
2- Engine Gas Flow (EGF)
3- Cut-off frequency

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 ($4521600 \leq V \leq 7234560$). ابتدا مافلرهای موجود در بازار برای ارزیابی قابلیت استفاده در این پژوهش بررسی شدند. بر این اساس، ۳ عدد مافلر با مشخصات ذکر شده در جدول ۳ قابلیت استفاده در این پژوهش را داشتند. برای انتخاب بهترین مافلر، TL برای هر ۳ مافلر محاسبه شد که مقادیر آنها نیز در جدول ۳ ذکر شده است. مافلر ۳ با توجه به دارا بودن بیشترین مقدار TL مناسب‌ترین گزینه برای استفاده در این پژوهش بود.

جدول ۳- مشخصات مافلرهای انتخاب شده

مافلر	قطر بزرگ (میلی‌متر)	قطر کوچک (میلی‌متر)	طول (میلی‌متر)	حجم (میلی‌متر مکعب)	TL (دسی‌بل)
مافلر ۱	۱۸۰	۱۱۰	۳۰۰	۴۶۶۲۹۰۰	۲۲
مافلر ۲	۱۵۰	۸۴	۳۲۰	۳۱۹۸۸۸۱	۱۸
مافلر ۳	۱۸۰	۱۰۹	۳۰۰	۴۶۴۶۱۷۹	۲۲
مافلر ۴	۱۳۰	۲۳۰	۳۳۰	۷۷۴۵۵۹۵	۲۵/۵

افت فشار مافلر ترکیبی با استفاده از معادله (۵)، ۱/۶ کیلوپاسکال به دست آمد. Mayer (2004) افت فشار کمتر از ۴۰ کیلوپاسکال را برای موتورهای کوچک (کمتر از ۵۰ کیلووات) مناسب دانسته است. بنابراین افت فشار مافلر HM در محدوده مطلوب بود.

طیف ۱/۳ اکتاو تراز فشار صدای موتور ژنراتور مجهز شده به مافلرهای GM و HM تحت شرایط بارگذاری مختلف در چهار سمت آن به ترتیب در شکل‌های ۴ تا ۷ نشان داده شده‌اند. همان‌گونه که در این شکل‌ها مشاهده می‌شود، اولین قله در فرکانس ۳۱/۵ هرتز مربوط به فرکانس احتراق موتور است. استفاده از مافلر ترکیبی توانست تراز فشار صدا را در این فرکانس در هر چهار سمت کاهش دهد. با افزایش بار از حالت بدون بار به بار کامل در کلیه سمت‌ها، به استثنای سمت جلوی اگزوز،

میزان کاهش صدا با استفاده از مافلر ترکیبی (تفاضل آن با مافلر ژنراتور) افزایش یافت، به گونه‌ای که در سمت‌های ۲، ۳ و ۴ میزان کاهش صدا به ترتیب از ۳/۷، ۲/۱ و ۱/۹ دسی‌بل در حالت بدون بار به ۸/۲، ۱۱/۷ و ۸/۶ دسی‌بل در بار ۱۰۰٪ رسید. دومین قله صدا در فرکانس ۶۳ هرتز مشاهده می‌شود. این قله هارمونیک دوم فرکانس احتراق به علاوه فرکانس اجزای دوار موتور و قطعات مکانیکی است که با فرکانسی معادل دو برابر فرکانس احتراق در حال نوسان و گردش هستند. با توجه به اینکه هر سیلندر دو سوپاپ دارد، ضربه‌های سوپاپ‌های ورودی هوا و خروجی که با فرکانسی دو برابر فرکانس احتراق کار می‌کنند، می‌تواند یکی از منابع صدا در این بازه فرکانسی باشد. با توجه به چهار زمانه بودن موتور، دو ضربه پیستون و دو دور گردش میل لنگ در هر چرخه احتراق وجود دارد که می‌تواند منبع دیگر صدا در این فرکانس باشد. همچنین این قله فرکانسی در همه حالت‌ها بیشترین میزان صدا را دارد و فرکانس غالب موتور است.

قله‌های بعد از قله دوم مربوط به هارمونیک‌های صدای احتراق و اجزای مکانیکی است. همان‌گونه که در شکل ۴ (سمت جلوی اگزوز) مشاهده می‌شود استفاده از HM توانست قله ایجاد شده در فرکانس ۲۵۰۰ هرتز را از بین ببرد. در حالت بدون بار اثر کاهش مافلر ترکیبی در فرکانس‌های بیشتر از ۱۰۰۰ هرتز مشاهده می‌شود. با افزایش بار، تأثیر کاهش مافلر این فرکانس‌های کمتر از ۱۰۰۰ هرتز نیز قابل مشاهده است؛ به طوری که در بار ۱۰۰٪ کاهش صدا در فرکانس‌های بیشتر از ۵۰۰ هرتز دیده شد. بیشترین کاهش صدا (۲۶ دسی‌بل) در این سمت، در فرکانس ۲۵۰۰ هرتز در بار ۱۰۰٪ به دست آمد. تغییرات تراز فشار صدا در این سمت با استفاده از GM و HM به ترتیب در محدوده ۹۲-۴۹/۸ و ۹۰/۷-۴۳/۷ دسی‌بل بود.

همان‌طور که در قسمت‌های مختلف شکل ۵ مشخص است، استفاده از مافلر ترکیبی توانست قله ایجاد شده در فرکانس ۲۰۰۰ هرتز را از بین ببرد. استفاده از مافلر ترکیبی به طور کلی در فرکانس‌های بیشتر از ۱۰۰۰ هرتز مؤثر بود. با افزایش بار، اثر کاهش مافلر ترکیبی (تفاضل GM و HM) افزایش یافت. به عنوان مثال، کاهش صدای مافلر ترکیبی در فرکانس ۲۰۰۰ هرتز در حالت بدون بار، ۵/۶ دسی‌بل و در بار ۱۰۰٪ ۹/۶ دسی‌بل بود. Yang et

۷۸/۳ دسی‌بل (A) (شکل ۸-الف)، در سمت ۲ در محدوده ۷۵/۲-۸۰/۴ دسی‌بل (A) (شکل ۸-ب)، در سمت ۳ در محدوده ۸۴/۶-۸۵/۶ دسی‌بل (A) (شکل ۸-ج) و در سمت ۴ در محدوده ۷۳/۲-۸۵/۲ دسی‌بل (A) (شکل ۸-د) است. شکل ۸ همچنین نشان می‌دهد که مقدار تراز صدای کلی موتور ژنراتور با افزایش بار در کلیه سمت‌ها به جز سمت ۳ افزایش می‌یابد. پژوهش‌های انجام شده از سوی Tandon et al. (1998) نشان داد که صدای موتور ژنراتور با افزایش بار افزایش می‌یابد. Ghobadian (1994) و Xin (2011) و Seifi et al. (2016) گزارش کردند که صدای موتور دیزل با افزایش بار افزایش می‌یابد.

آنالیز رگرسیون نشان داد که بین مقدار تراز صدای کلی در مقیاس A موتور ژنراتور و بار در سمت‌های مختلف رابطه درجه دو با ضریب تعیین بالا وجود دارد. تفاوت بین صدای موتور ژنراتور برای حالت‌های GM و HM با افزایش بار موتور افزایش یافت و بیشترین تفاوت در صدای موتور ژنراتور بین دو حالت مافلر استفاده شده در شرایط بار کامل به دست آمد. این پدیده عملکرد مناسب مافلر ترکیبی را در شرایط بارگذاری زیاد نشان می‌دهد.

بیشترین صدا (۹۰/۲ دسی‌بل (A)) برای موتور ژنراتور در شرایط بار کامل در سمت ۱ برای مافلر ژنراتور مشاهده شد. کمترین صدا (۷۳/۲ دسی‌بل (A)) در شرایط بی‌باری در سمت ۴ با استفاده از مافلر ترکیبی مشاهده شد. رابطه بین تراز فشار صدای کلی و بار در سمت ۳ (شکل ۸-ج) نسبت به بقیه سمت‌ها متفاوت بود و زمانی که بار از ۷۵٪ به ۱۰۰٪ رسید، صدا کاهش یافت. در این سمت استفاده از مافلر ترکیبی اثر کاهشی زیادی نداشت. همان‌طور که پیش‌تر در طیف ۱/۳ اکتاو (شکل ۶) مشاهده شد، این پدیده ممکن است به دلیل وجود فن، دمنده هوا و مجرای عبور هوا در این سمت باشد که سهمی در تولید صدای موتور ژنراتور دارند.

تراز صدای کلی موتور ژنراتور مجهز به مافلر ترکیبی برای کلیه شرایط بارگذاری و کلیه سمت‌ها بجز سمت ۳ کمتر از ۸۵ دسی‌بل (A) بود. بنابراین، بر اساس معیار NIOSH، هیچ محدودیتی برای زمان روبرو شدن وجود ندارد به عبارت دیگر کاربر حتی می‌تواند در فاصله نزدیک به موتور ژنراتور (یک متری) بدون هیچ محدودیتی به مدت ۸ ساعت در روز کار کند.

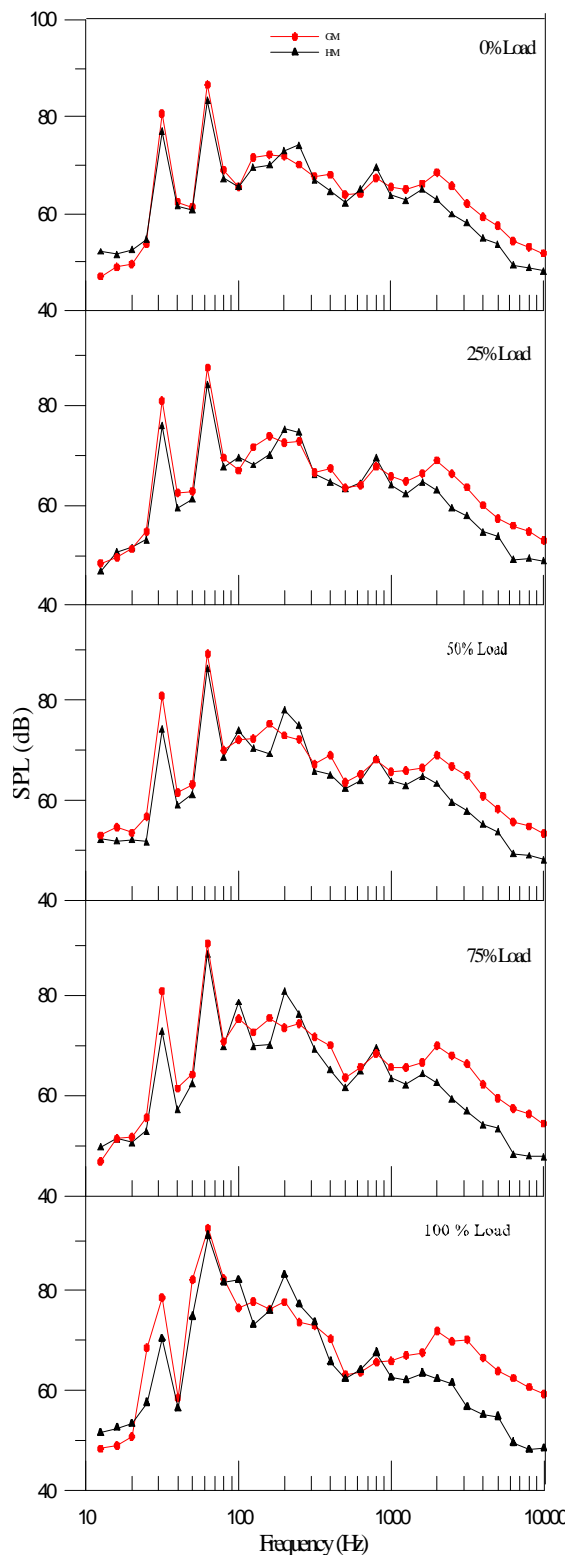
al. (2013) بیشترین کاهش صدا برای مافلر انعکاسی یک دمنده با توان ۴۰ اسب بخار را در فرکانس‌های بیشتر از ۱۰۰۰ هرتز گزارش کردند.

از قسمت‌های مختلف شکل ۶ مشاهده می‌شود که بیشترین مقدار کاهش صدا در فرکانس‌های ۳۱/۵ و ۶۳ هرتز برای بار ۱۰۰٪ به ترتیب به میزان ۱۱/۷ دسی‌بل و ۳/۵ دسی‌بل قابل مشاهده است. در فرکانس‌های بیشتر از ۶۳ هرتز در این سمت تأثیر زیادی در کاهش صدا مشاهده نشد. دلیل آن ممکن است مربوط به وجود فن و مجرای عبور هوا باشد که سهم عمده‌ای در عدم کاهش صدای موتور ژنراتور دارند. تراز فشار صدا در شرایط بارگذاری مختلف در سمت ۳ (سمت پشت اگزوز) برای مافلرهای GM و HM به ترتیب در محدوده ۹۱-۴۶/۶ و ۸۷/۵-۵۱ دسی‌بل بود.

همان‌گونه که در شکل ۷ مشاهده می‌شود استفاده از مافلر ترکیبی صدا را در فرکانس‌های ۱۲۵ و ۱۶۰ هرتز برای کلیه شرایط بارگذاری کاهش داد. بیشترین کاهش صدا در بار ۱۰۰٪ برای فرکانس‌های ۱۲۵ و ۱۶۰ هرتز به ترتیب ۶/۵ و ۶/۸ دسی‌بل مشاهده شد. به طور کلی استفاده از مافلر ترکیبی در این سمت در فرکانس‌های بیشتر از ۸۰۰ هرتز مؤثر بود. همچنین مافلر ترکیبی توانست قله ایجاد شده در فرکانس ۲۵۰۰ هرتز را از بین ببرد و اثر کاهشی صدای مافلر ترکیبی (تفاضل آن با مافلر ژنراتور) در این فرکانس با افزایش بار افزایش یافت. به عنوان مثال کاهش صدا در فرکانس ۲۵۰۰ هرتز از ۱۳ دسی‌بل در حالت بدون بار به ۱۷/۹ دسی‌بل در بار ۱۰۰٪ رسید. در این سمت، تراز فشار صدا در شرایط بارگذاری مختلف برای GM و HM به ترتیب در محدوده ۹۱/۴-۴۰/۸ و ۹۲/۳-۴۹/۲ دسی‌بل بود.

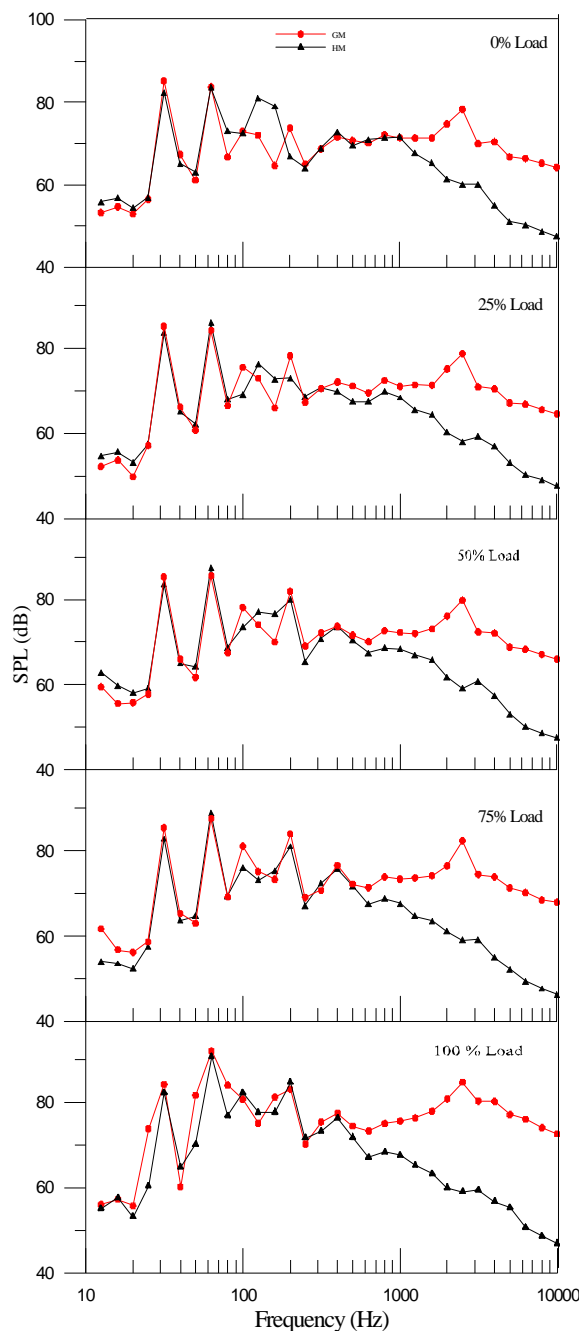
بررسی شکل‌های ۴ تا ۷ نشان می‌دهد که بیشترین مقادیر صدا در فرکانس‌های ۳۱/۵ تا ۲۰۰ هرتز مشاهده می‌شود. Tandon et al. (1998) بازه فرکانسی ۲۶۵ تا ۵۵۵ هرتز را به عنوان فرکانس غالب برای یک موتور ژنراتور بنزینی گزارش کرد.

تراز فشار صدای کلی در مقیاس A موتور ژنراتور در سمت‌های مختلف موتور تحت بارگذاری‌های مختلف برای دو حالت GM و HM در قسمت‌های مختلف شکل ۸ نشان داده شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود تغییرات تراز کلی صدا در سمت ۱ در محدوده ۹۰/۲-

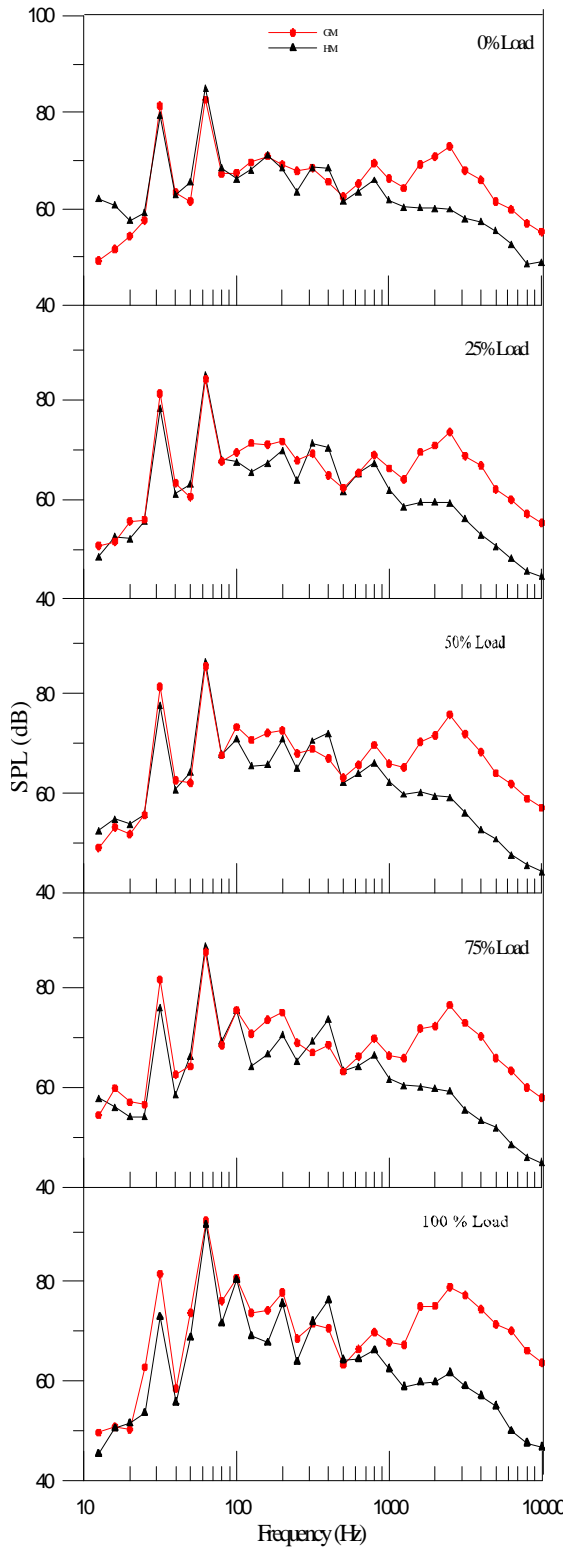


شکل ۵- تراز فشار صدای باند یک سوم اکتاو در سمت ۲ (جلوی در محفظه) برای بارگذاری الف) ۰٪، ب) ۲۵٪، ج) ۵۰٪، د) ۷۵٪ و ه) ۱۰۰٪

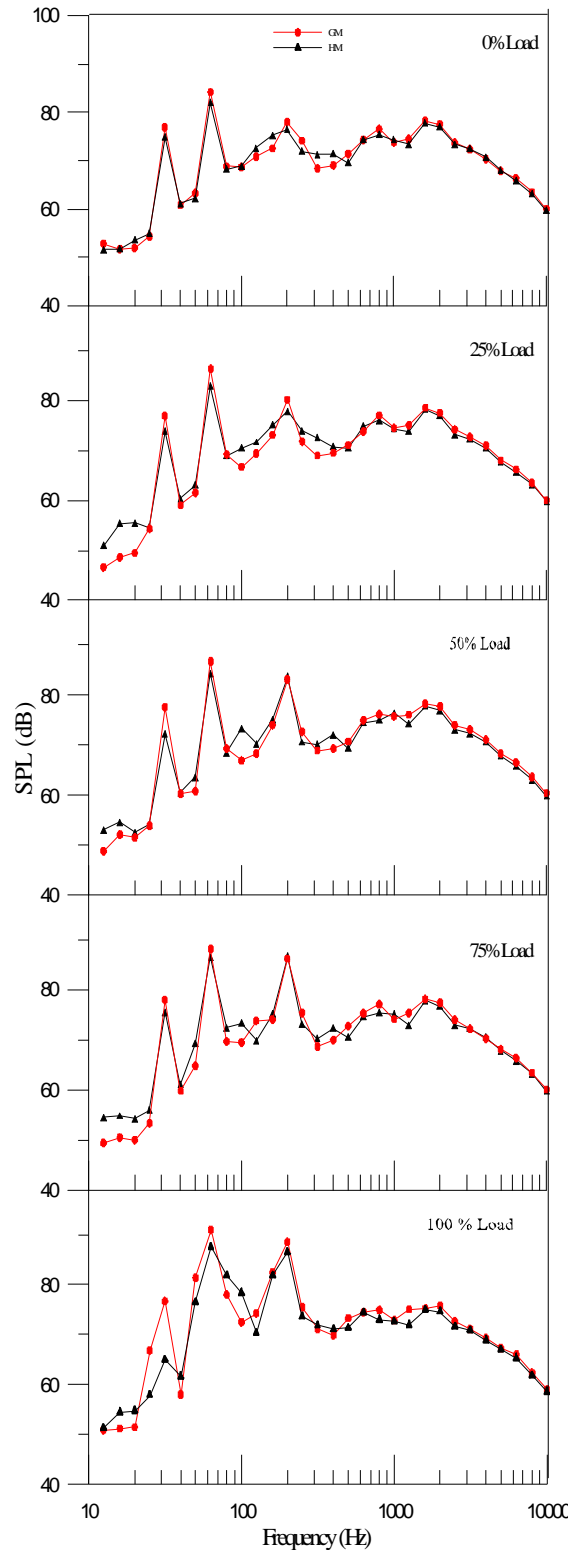
Bhattacharya et al. (2008) در پژوهشی صدای یک موتور دیزل مجهز به مافلر اولیه (مافلر نصب شده در کارخانه) و مافلر ساخته شده (مافلر انعکاسی) را به ترتیب ۹۴/۹ دسی بل (A) و ۷۵/۶ دسی بل (A) به دست آورد. ال-امین (۲۰۱۳) حداکثر میزان کاهش صدا (۱۲/۵ دسی بل (A)) را با استفاده از یک مافلر ترکیبی برای یک موتور ژنراتور بنزینی گزارش کرد.



شکل ۴- تراز فشار صدای باند یک سوم اکتاو در سمت ۲ (جلوی اگزوز) برای بارگذاری الف) ۰٪، ب) ۲۵٪، ج) ۵۰٪، د) ۷۵٪ و ه) ۱۰۰٪



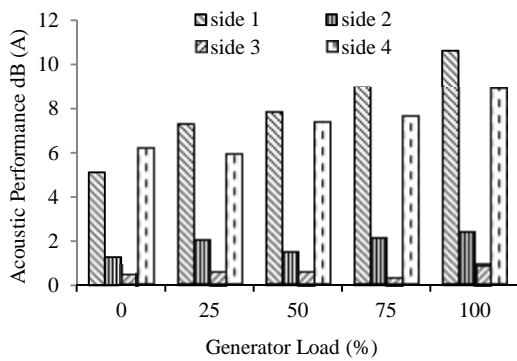
شکل ۷- تراز فشار صدای باند یک سوم اکتاو در سمت ۴ (پشت در محفظه) برای بارگذاری الف (%۰، ب %۲۵، ج) (%۵۰، د %۷۵ و ه %۱۰۰)



شکل ۸- تراز فشار صدای باند یک سوم اکتاو در سمت ۳ (پشت اگزوز) برای بارگذاری الف (%۰، ب %۲۵، ج %۵۰، د) (%۷۵ و ه %۱۰۰)

عملکرد آکوستیکی مافلر ترکیبی (تفاضل صدای کلی برای حالت‌های GM و HM) در سمت‌های مختلف موتور تحت بارگذاری‌های مختلف در شکل ۹ نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، عملکرد آکوستیکی مافلر ترکیبی با افزایش بار از ۰ تا ۱۰۰٪ در سمت‌های ۱، ۲، ۳ و ۴ به ترتیب در محدوده‌های ۵/۱ تا ۱۰/۶۱ دسی‌بل (A)، ۱/۲۷ تا ۲/۳۹ دسی‌بل (A)، ۰/۴۳ تا ۰/۸۸ دسی‌بل (A) و ۶/۱ تا ۸/۸ دسی‌بل (A) افزایش یافت. به طور کلی عملکرد آکوستیکی مافلر ترکیبی در سمت ۱ (سمتی که به دلیل وجود اگزوز بیشترین شدت صدا را داشت) در کلیه شرایط بارگذاری بیشتر از بقیه سمت‌ها بود.

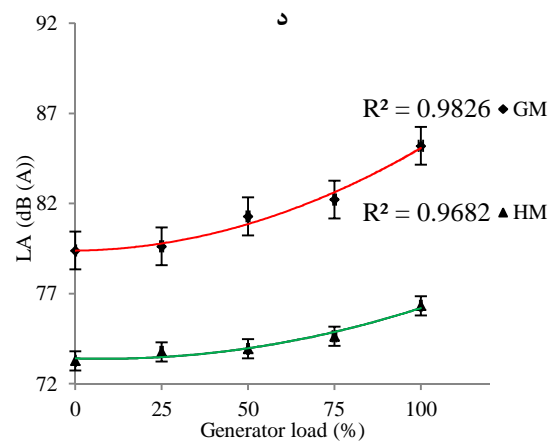
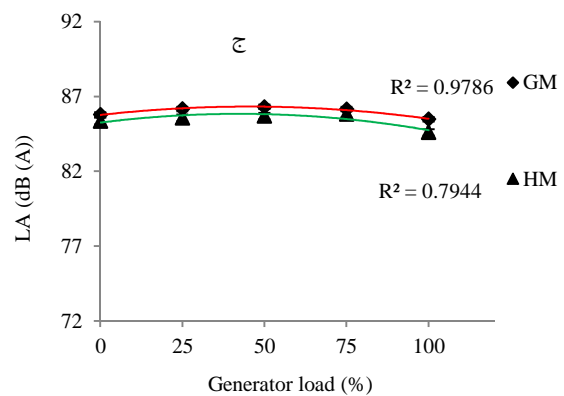
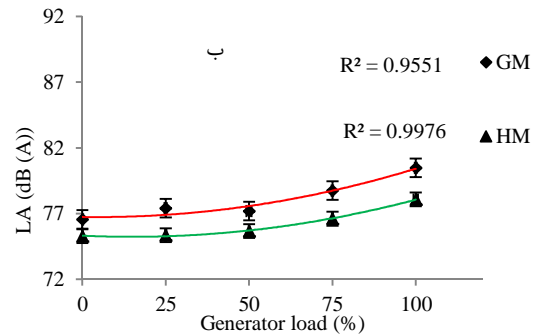
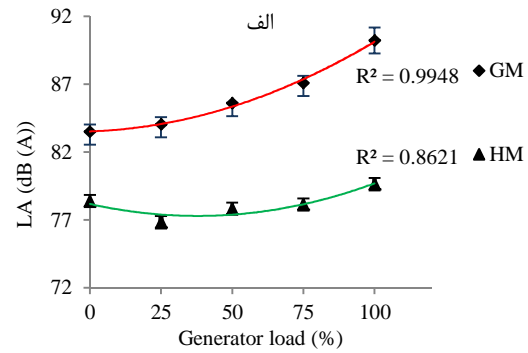
Tandon et al. (1998)، ۸/۵ دسی‌بل (A) کاهش صدا را برای یک موتور ژنراتور قابل حمل با استفاده از وسایل کنترل صدا گزارش کرد. کمترین اثر کاهشی (کمتر از یک دسی‌بل) این مافلر در سمت ۳ (پشت اگزوز) مشاهده شد. این پدیده ممکن است به دلیل وجود فن، دمنده هوا و مجرای عبور هوا در این سمت باشد که سهم زیادی در تولید صدا دارند و سبب کاهش تأثیر عملکرد آکوستیکی مافلر ترکیبی شده است.



شکل ۹- عملکرد آکوستیکی مافلر ترکیبی نسبت به مافلر ژنراتور در هر چهار سمت

نتیجه‌گیری

- استفاده از HM توانست تراز صدای موتور ژنراتور را در فرکانس احتراق (۳۱/۵ هرتز) کاهش دهد و اثر کاهشی HM در این فرکانس با افزایش بار در همه سمت‌ها بجز سمت یک افزایش یافت.
 - شدت صدا در طیف ۱/۳ اکتاو تراز فشار صدا در فرکانس ۶۳ هرتز (قله دوم) بیشینه بود که میزان آن در حالت بار کامل به ۹۲/۵ دسی‌بل رسید.



شکل ۸- تراز فشار صدای کلی موتور ژنراتور برای دو حالت GM و HM در شرایط بارگذاری مختلف (الف) سمت ۱، (ب) سمت ۲، (ج) سمت ۳، و (د) سمت ۴

7. Chavan, N. and Wadkar, D. S. 2013. Design and performance measurement of compressor exhaust silencer by CFD. International Journal of Scientific, pp.156-158
8. Crocker, M. J. 2007. Handbook of Noise and Vibration Control. John Wiley & Sons.
9. Cummins, J. R. and Golden, B.G. 1993. Silencer Application Handbook. Universal Silencer.
10. Ghobadian, B. 1994. A parametric study on diesel engine noise. Unpublished Ph.D. diss. Roorkee, India: Roorkee University, Department of Mechanical and Industrial Engineering.
11. Ghorbani, Z. Hassan-Beygi, S. R. Ghobadian, B. and Malati, M. 2016. Evaluation of different mufflers installation and enclosure on portable generator noise fuelled with natural gas. Proceedings of the 9th International Conference on Internal Combustion Engines & oil. February 16-18, 2016, Research Institute of Petroleum Industry, Tehran, Iran.
12. Hassan-Beygi, S. R. Ghobadian, B. Amiri chayjan, R. and Kianmehr, M. H. 2009. Prediction of a power tiller sound pressure levels using a back propagation algorithm. Journal of Agricultural Science and Technology, 11:147-160.
13. Irwin, J. D. and Graf, E. R. 1979. Industrial Noise and Vibration Control. 1st ed. London: U.K. Prentice-Hall, Inc.
14. Kumar, S. 2007. Linear acoustic modelling and testing of exhaust mufflers. Marcus Wallenberg laboratory, Royal Institute of Technology.
15. Lenzi, A. and Barbieri, R. 2011. The study of reactive silencers by shape and parametric optimization techniques. Applied Acoustic, 72: 142-150.
16. Mayer, A. 2004. Number-based emission limits, VERT-DPF verification procedure and experience with 8,000 Retrofit, VERT, Switzerland.
17. Miers, S. A. and Chalgren, R. D. 2000. Noise and emission reduction, SAE Technical Paper Series 01-2573.
18. Munjal, M. L. 1987. Acoustics of Ducts and Mufflers. John Wiley and Sons, New York.
19. NIOSH. 1998. Criteria for a recommended standard occupational noise exposure. National Institute for Occupational Safety and Health, U.S. Department of Health and Human Services, Publication No. 98-126, Washington D.C., USA.
20. Pal, S. Golan, T. S. Kumar, V. Jain, V. Ramdas, N. and Sharma, O. P. 2014. Design of a muffler and effect of resonator length for 3-cylinder SI engine. IOSR Journal of

- استفاده از مافلر ترکیبی توانست شدت صدا در فرکانس‌های بیشتر از ۱۰۰۰ هرتز را در کلیه سمت‌ها بجز سمت ۳ نسبت به مافلر ژنراتور کاهش دهد.

- تراز صدای کلی موتور ژنراتور در حالت استفاده از مافلر ترکیبی در بازه ۸/۸۵ - ۲/۷۳ دسی‌بل (A) برای کلیه شرایط بارگذاری و سمت‌ها بود.

- عملکرد آکوستیکی مافلر ترکیبی با افزایش بار در کلیه سمت‌ها افزایش یافت. عملکرد آکوستیکی برای سمتی که بیشترین میزان صدا وجود داشت از ۵/۱ دسی‌بل (A) در حالت بدون بار به ۱۰/۶۱ دسی‌بل (A) در حالت بار کامل افزایش یافت.

- استفاده از مافلر ترکیبی توسعه داده شده می‌تواند به عنوان راهکار مناسبی برای کاهش صدای موتور ژنراتور مورد بررسی توصیه شود.

سپاس‌گزاری

بدین‌وسیله نویسندگان از معاونت محترم پژوهشی پردیس ابوریحان دانشگاه تهران و مرکز تحقیقات انرژی‌های تجدیدپذیر به خاطر فراهم کردن امکانات لازم جهت انجام این بررسی تشکر و قدردانی می‌کنند.

منابع

1. AL-Ameen, E. S. M. 2013. Experimental test for noise attenuation in gasoline engine with different types of mufflers. Journal of Engineering and Development, 16(4): 390-398.
2. Barbieri, R. and Barbieri, N. 2006. Finite element acoustic simulation based shape optimization of a muffler. Applied Acoustic, 67(4): 346-357.
3. Bell L. H. 1994. Industrial Noise Control. Marcel Dekker, Inc., 572 p.
4. Bhattacharya, P. Panua, R. Bose, P. K. and Ghosh, B. B. 2008. Design of reactive muffler for study on the noise level and performance of a two cylinder four stroke 16 hp diesel engine. Noise & Vibration Worldwide, 39(8): 24-27.
5. Bilawchuk, S. and Fyfe, K. R. 2003. Comparison and implementation of the various numerical methods used for calculating transmission loss in silencer systems. Applied Acoustic, 64(9):903-916.
6. Biswas, S. 2012. Combination muffler is more effective than reactive muffler even in small size. Tata Motors Ltd. Jamshedpur. Jharakhand- 831010, India.

the requirement for the award of degree of master of engineering in CAD/CAM & Robotics THAPAR University.

- Mechanical and Civil Engineering, 11(3): 85-91.
21. Patel, M. Sen, P. K. and Sahu, G. 2015. A review on noise sources and methods of reduction of noise in diesel engines. *International journal of engineering sciences and research technology*, 4(10): 601-607.
 22. Rahman, M. Sharmin, T. Hassan, A. F. M. E. and Al Nur, M. 2005. Design and construction of a muffler for engine exhaust noise reduction. *Proceedings of the International Conference on Mechanical Engineering ICME 2005*, 28-30.
 23. SAE J1074. 2000. Engine sound level measurement procedure.
 24. Seifi, M.R. Hassan-Beygi, S. R. Ghobadian, B. Desideri, U. and Antonelli, M. 2016. Experimental investigation of a diesel engine power, torque and noise emission using water-diesel emulsions. *Fuel*, 166: 392-399.
 25. Shah, S. Kuppili, S. Hatti, K. and Thombare, D. 2010. A practical approach towards muffler design, development and prototype validation. *SAE Technical Paper 32-0021*.
 26. Sherekar, V. and Dhamangaonkar, P. R. 2014. Design principles for an automotive muffler. *International Journal of Applied Engineering Research*, 9(4): 483-489.
 27. Snyder, S. D. 2000. *Active Noise Control Primer*, Springer, Berlin.
 28. Sun, H. An, F. Wu, M. and Yang, J. 2015. Experiments on performance of active-passive hybrid mufflers. *The 22nd International Congress on Sound and Vibration. Florence (Italy) 12-16 July*.
 29. Tandon, N. Nakra, B. C. Ubhe, D. R. and Killa, N. K. 1998. Noise control of engine driven portable generator set. *Applied Acoustic*, 55(4): 307-328.
 30. Xin, Q. 2011. *Diesel Engine System Design*. Elsevier.
 31. Xu, W. Mauch, K. and Martel, S. 2004. An assessment of distributed generation islanding detection methods and issues for Canada. *CANMET Energy Technology Centre-Varennes, Natural Resources Canada, QC-Canada, Tech. Rep. CETC-Varennes*.
 32. Yang, T. Sun, C. C. and Tsai, S. S. 2013. A new muffler design using micro perforated structures. In *The 20th International Congress on Sound and Vibration, ICSV20*
 33. Yang, T. C. and Tsai, S. S. 2014. Design optimization of an industrial muffler by Taguchi method. *Advanced Materials Research*, 871: 277-282.
 34. Zakhmi, S. 2009. Study of noise generated by single cylinder two stroke petrol engine. A thesis submitted in partial fulfillment of