

تحلیل آکوستیکی و بررسی تأثیر مخلوط سوخت دیزل-بیواتانول بر سطح سر و صدای اکتاو باند ۱/۳ در یک موتور دیزل چهارزمانه

چکیده

صدای ناشی از موتورهای دیزل یکی از مهم‌ترین عوامل فیزیکی زیان‌آور است و مشکلات زیادی را برای راننده و محیط کار ایجاد می‌نماید. این پژوهش به تحلیل تأثیر مخلوط سوخت دیزل-بیواتانول و سرعت دورانی بر تراز فشار صوتی موتور دیزل شش سیلندر در موقعیت اطرافیان می‌پردازد. آزمایش‌ها مطابق استانداردهای بین‌المللی در محیطی کنترل‌شده انجام شد. سیگنال‌های صوتی با استفاده از صداسنج ثبت و در محدوده ۲۰ تا ۲۰۰۰۰ Hz در قالب اکتاو باندهای ۱/۳ تحلیل شد. نتایج نشان داد، قله غالب صوتی در باند مرکز ۸۰ Hz منطبق بر بسامد احتراق موتور (۸۵ Hz در ۱۷۰۰ rpm) است. تأثیر سرعت دورانی موتور بر تراز فشار صوتی به مراتب قوی‌تر از اثر ترکیب سوخت بود؛ به طوری که افزایش سرعت، موجب افزایش ۲ تا ۱۰ دسی‌بلی در اغلب بسامدها شد، در حالی که تغییر ترکیب سوخت (افزودن بیواتانول) تأثیر کم‌تری (کمتر از ۵ دسی‌بلی) داشت. تغییرات بسامدی عمدتاً ناشی از پدیده احتراق، عملکرد سوپاپ‌ها و برخورد قطعات مکانیکی بود. اگرچه افزودن بیواتانول تأثیر کمی بر سطح کلی صدا دارد، اما تحلیل بسامدی دقیق، تغییرات در پروفیل آکوستیک موتور را نشان می‌دهد. نتایج تجزیه‌ی واریانس تراز صدای کلی با مقیاس وزنی A در موقعیت اطرافیان نیز نشان داد اثرات اصلی ترکیب سوخت و سرعت موتور و اثر متقابل متغیرهای سرعت موتور × ترکیب‌های مختلف سوخت بر تراز صدای کلی با مقیاس وزنی A در موقعیت اطرافیان در سطح ۱ درصد معنی‌دار است و متغیر سرعت موتور بیشترین اثر را بر آن داشته است.

کلیدواژه‌ها: پروفیل آکوستیک، سوخت زیستی، تراز فشار صوتی، سرعت دورانی موتور، طیف بسامدی.

Acoustic Analysis and Investigation of the Effect of Diesel-Bioethanol Fuel Blends on the 1/3 Octave Band Noise Level of a Four-Stroke Diesel Engine

ABSTRACT

The noise generated by diesel engines is one of the most important harmful physical factors, causing numerous problems for both the driver and the work environment. This study investigates the effects of diesel-bioethanol fuel blends and engine speed on the sound pressure level (SPL) of a engine at the bystander position. The tests were conducted in a controlled environment in accordance with international standards. Acoustic signals were acquired using a sound level meter and analyzed within the 20 to 20,000 Hz frequency range using 1/3 octave bands. The results indicated, the dominant acoustic peak occurred in the 80 Hz center band, which corresponds to the engine's combustion frequency (85 Hz at 1700 RPM). The influence of speed on the SPL was significantly more substantial than that of fuel composition. An increase in speed resulted in a 2 to 10 dB rise across most frequencies, whereas altering the fuel blend, had a comparatively minor effect (less than 5 dB). The observed frequency variations were primarily attributed to the combustion process, valve operation, and mechanical impacts of engine components. Although the addition of bioethanol had a negligible effect on the overall noise level, detailed frequency analysis revealed alterations in the engine's acoustic profile. The analysis of variance of the overall sound level with A-weighting, showed that the main effects of fuel blend and speed, and the interaction effect of the variables speed × different fuel blends on that are significant at the 1% level, and the engine speed variable had the greatest effect.

Keywords: Acoustic Profile, Biofuel, Sound Pressure Level, Engine Speed, Frequency spectrum.

موتورهای دیزل به دلیل بازده حرارتی بالا و دوام، نقش محوری در صنایع مختلف از جمله کشاورزی، حمل و نقل زمینی و دریایی، و صنعت ساختمان سازی ایفا می کنند. موتورهای دیزل، از نظر بازده حرارتی، مصرف سوخت، هزینه های مصرفی و طول عمر عملکرد بهتری نسبت به موتورهای بنزینی دارند، اما دارای آلودگی صوتی هستند (Torregrosa et al., 2017). سر و صدا (صوت ناخواسته) یکی از مهم ترین عوامل فیزیکی مخرب است و عوارض منفی مخربی برای راننده و افراد حاضر در محیط کار دارد. اگر شدت صدا از حد آستانه مجاز بیشتر باشد، عوارض مخربی چون کاهش قدرت شنوایی، افزایش فشارخون، سردرد، خستگی، تندمزاجی و عصبانیت راننده را به دنبال دارد، همچنین افزایش میزان خطای انسانی و کاهش بهره‌وری در کار نیز از نتایج آن است. با توجه به هدفی که در این پژوهش دنبال می شود، ترازهای صداهای بلند به حدی می رسد که به سیستم شنوایی انسان آسیب می رساند و به عنوان سروصدا تعریف می شود، خواه این صداها خوشایند باشد یا نباشد. سروصدا یکی از عوامل مهم فیزیکی زیان آور در محیط کار محسوب می شود؛ این عامل از مرز صنعت گذشته و به زندگی روزمره وارد شده است و آن قدر اهمیت دارد که پژوهشگران از آن به عنوان آلودگی صوتی نام می برند. با توجه به آثار نامطلوب سروصدا بر روی سلامتی انسان، انجمن ها، سازمان های ایمنی و بهداشت حرفه ای در کشورهای مختلف، قوانین مهمی برای کاهش ساعت کار افراد در محیط های پر خطر وضع نموده اند. از جمله این مقررات می توان به قوانین NIOSH² اشاره نمود (Anonymous, 2015). بنا به تعریف، در معرض تراز سروصدای ۸۵ dB(A) و به مدت ۸ ساعت در روز یا در معرض تراز سروصدای ۸۸ dB(A) به مدت ۴ ساعت در روز را یک دوز سروصدا می گویند (Anonymous, 2015). در قوانین NIOSH دو عامل مهم وجود دارد، یکی تراز فشار صدا که بیانگر انرژی صوتی است و دیگری مدت زمانی که شخص در معرض این انرژی صوتی قرار گرفته است. با توجه به پژوهش های انجام شده توسط سلکی، متوسط سروصدای روزانه در مزارع در ماه های مختلف سال در محدوده ۱/۸ تا ۵/۷ دوز می باشد (Solecki, 2003). بنا به آثار نامطلوب صدا بر انسان و اینکه مدت زمان کارهای مزرعه در روز معمولاً بیشتر از ۸ ساعت می باشد، سفارش شده است، تراز بیشتر از ۸۰ dB(A) نباشد و کاهش آن به ۷۵ dB(A) هدف کشورهای آمریکا، ایتالیا و نروژ می باشد (Rossing, 2014). با توجه به زیان بار بودن سروصدا، باید منابع آن را شناخت و تا حد امکان از به وجود آمدن آن جلوگیری کرد؛ یا در صورت ناگزیر بودن از تولید آن، آن را کاهش داد. یکی از مهم ترین منابع سروصدا در صنعت و کشاورزی موتورهای درون سوز هستند. البته صدای موتور نیز دارای منابع متفاوتی است که یکی از مهمترین آن ها صدای ناشی از احتراق است. تغییرات ناگهانی فشار در محفظه احتراق، به بدنه موتور انتقال یافته و موجب انتقال صدا از طریق هوا می شود. این تغییر ناگهانی ارتعاش اجزای موتور، مانند سر سیلندر، پیستون، شاتون و بدنه را به دنبال دارد و سبب تولید امواج صوتی دیگری می گردد. البته باید در نظر داشت که سروصدای تولید شده از احتراقی که در نقطه مرگ بالای موتور (TDC) رخ می دهد، همچنان سروصدای غالب می باشد. از منابع دیگر تولید سروصدا، پاشش سوخت و عملکرد سوپاپ های ورودی و خروجی می باشد. این منابع اغلب تراز صوت کمی داشته و بخش کوچکی از سروصدای تولیدی را شامل می شوند (Li et al., 2000).

همان طور که ذکر شد، بیشترین سروصدای تولیدی در موتورهای درون سوز ناشی از احتراق است. از عواملی که در کیفیت احتراق موتورهای درون سوز نقش اساسی دارند، شکل محفظه احتراق، دمای موتور، بازده حجمی، نوع سوخت و زمان بندی احتراق است. یکی از مهم ترین عوامل فوق، نوع سوخت است که در این پژوهش در نظر است تأثیر آن بر روی تراز سروصدای تولیدی موتور بررسی شود. تراکتور MF399 یکی از تراکتورهای متداول و رایج در ایران است که در بخش کشاورزی مورد استفاده قرار می گیرد. با توجه به کاهش سوخت های فسیلی و ملاحظات زیست محیطی، این روزها کاربرد سوخت های تجدید پذیر، مانند بیودیزل، بیواتانول

¹ Noise

²National Institute for Occupational Safety and Health

³ Noise Dose

⁴Top Dead Center

و بیوماتانول به صورت ترکیبی با سوخت دیزل رو به افزایش است. پیش بینی می شود با توجه به مزایای زیست محیطی و آلاینده گی کم تر، در سال های آتی این سوخت ها به طور کامل جایگزین سوخت دیزل گردد. سوخت زیستی بیواتانول به دلیل داشتن مزایایی از جمله تجدید پذیری، ایمن بودن، داشتن بازده بالا، آلودگی کم، محتوای اکسیژن بالا، جلوگیری از یخ زدگی و ابری شدن سوخت، می تواند گزینه مناسبی برای ترکیب با سوخت دیزل باشد. از طرفی با توجه به اهمیت صدا و تأثیر آن بر سلامت روانی و جسمی راننده در حین کار، لازم است میزان صدای ناشی از کاربرد مخلوط سوخت دیزل-بیواتانول در موتور تراکتور بررسی و با صدای ناشی از سوخت دیزل مقایسه گردد. طبق بررسی های به عمل آمده تا کنون پژوهشی در زمینه اثر مخلوط سوخت های دیزل-بیواتانول بر میزان سروصدای موتور تراکتور انجام نشده است، به همین خاطر این موضوع به عنوان موضوع پژوهش حاضر انتخاب گردید. پژوهشی توسط کوکر و ایوانف درباره شناسایی منابع صدا در ماشین های کشاورزی انجام شد، آنها گزارش دادند که صدای موتور و آگزوز ماشین های کشاورزی، از اصلی ترین منابع تولید صدا می باشد (Crocker and Ivanov, 1994). باتاچاریا و همکاران نیز در پژوهش خود گزارش کرده اند (Bhattacharya et al., 1992):

- سرعت دورانی موتور و زمان پاشش سوخت از عوامل مهم و مؤثر در تراز صدای تولیدی می باشد.
- گشتاور موتور تأثیر چندانی بر صدای تولیدی ندارد.
- احتراق بیشترین سهم در تولید صدای موتور را دارد.

سانتانا و همکاران پژوهشی در زمینه تحلیل سروصدا در یک موتور دیزل تزریق مستقیم تک سیلندر با توان ۳/۶۸kW در شرایط ایستگاهی انجام دادند، داده ها شامل سروصدای منتشر شده از موتور، فشار داخل سیلندر، فشار خط سوخت و سیگنال های شتاب جمع آوری شدند و در حوزه های زمان و بسامد بررسی گردیدند. در این پژوهش، داده ها برای چهار سرعت ۱۲۰۰، ۱۳۵۰، ۱۵۰۰ و ۱۶۵۰rpm ثبت شدند. نتایج، بسامدهای تشدید تندتری را در باندهای ۲، ۴ و ۶/۳ kHz نشان داد (Santana et al., 2014).

صمدی و حیدریگی پژوهشی با عنوان تحلیل آکوستیک یک موتور دیزل تک سیلندر با استفاده از مخلوط های سوخت دیزل-بیودیزل مغناطیسی شده انجام دادند. نمونه ها با درصدهای مختلفی از مخلوط های دیزل-بیودیزل به صورت دیزل (۹۵، ۹۰ و ۸۰ درصد) و بیودیزل (۵، ۱۰ و ۲۰ درصد) با اعمال میدان مغناطیسی (۰، ۵۳۰۰ و ۷۰۰۰ گاوس) بر خط سوخت با نام DxByMz تهیه شدند. اندازه گیری ها روی موتور تیلر در فاصله ۱۰ سانتی متری از گوش راننده و در سه تکرار انجام شد. برای تحلیل داده ها از رویکرد آماری در حوزه زمان و پردازش سیگنال در حوزه بسامد استفاده شد. نتایج تحلیل واریانس، تفاوت معنی دار بین مخلوط های سوخت و سطوح مغناطیسی مورد مطالعه را در سطح احتمال ۱ درصد تأیید کرد. بیشترین و کمترین مقدار میانگین سطح فشار صدا به ترتیب مربوط به D80B20M5300 و D100B0M0 بود. نتایج در حوزه بسامد نشان داد که بیشترین مقادیر سطح فشار صدا برای تمامی مخلوط های سوخت و سطوح مغناطیسی در محدوده بسامدی ۲۰۰Hz-۳۱/۵ Hz قرار دارد. بسامدهای مربوط به مقادیر حداکثری صدا با تغییر درصد بیودیزل و سطح مغناطیسی تغییر کردند (Samadi and Heidarbeigi, 2020).

راکپلوس و همکاران طی پژوهشی، سروصدای احتراق با استفاده از سوخت بیودیزل، در شروع کار یک موتور پر خوراک شده را مورد بررسی قرار دادند. این آزمایش با سه نوع سوخت دیزل، بیودیزل B25 و بیودیزل B30 انجام شد. نتایج نشان داد که استفاده از سوخت بیودیزل تأثیر چندانی در کاهش صدای ناشی از احتراق موتور ندارد (Rakopoulos et al., 2011). آشوک و همکاران پژوهشی با هدف بررسی سروصدا و ارتعاش سوخت تولیدی از پوست پرتقال (OPO) به صورت ترکیبی با سوخت دیزل، در موتور دیزل پاشش مستقیم انجام دادند. آنها پارامترهای مختلف تزریق مانند فشار تزریق سوخت، جرم تزریق پایلوت، زمان بندی تزریق پایلوت و دور موتور را در حالت درجا مورد بررسی قرار دادند. نتایج به دست آمده نشان داد که دور موتور سهم بیشتری در ارتعاشات در سطح میل لنگ دارد (Ashok et al., 2023).

مگال و همکاران پژوهشی با عنوان بررسی تجربی اثرات مخلوط‌های دیزل-اتانول بر صدا و ارتعاشات یک موتور دیزل انجام دادند. این مطالعه، تحلیل صدا و ارتعاش یک موتور دیزل تک سیلندر را با غلظت‌های ۵، ۱۰ و ۱۵ درصد اتانول در سوخت دیزل، تحت بارهای ۲۰، ۴۰، ۶۰، ۸۰ و ۱۰۰ درصد و در سرعت ثابت موتور ۱۵۰۰ دور در دقیقه انجام داد. ارتعاشات در سر سیلندر در جهت‌های افقی، عمودی و محوری اندازه‌گیری شدند. طیف‌های بسامدی و اکتاو با استفاده از یک آنالایزر FFT به دست آمد. نتایج نشان داد که مخلوط E5D95 به طور قابل توجهی ارتعاش و صدای کمتری نسبت به مخلوط‌های E10D90 و E15D85 دارد. سطح ارتعاش در بار ۲۰ درصد حداقل و در بار ۱۰۰ درصد در جهت‌های عمودی، افقی و محوری حداکثر بود، در حالی که بالاترین سطح صدا برای E15D85 مشاهده شد (Mogal et al., 2023).

با توجه به مزایای گسترده بیواتانول از لحاظ زیست‌محیطی و تجدیدپذیری، و همچنین مواجهه‌ی طولانی‌مدت اپراتورهای تراکتورهای دیزلی در کشاورزی ایران با آلودگی صوتی، لزوم انجام پژوهشی برای یافتن راهکارهای کاهش صدا آشکار است. علیرغم پژوهش‌های متعدد بر روی تأثیرات عملکردی و آلاینده‌ی سوخت‌های ترکیبی دیزل-بیواتانول، ابعاد آکوستیکی این سوخت‌ها، به‌ویژه در محدوده بسامدی و در کاربردهای عملی مانند موتور تراکتورها، به شکل شایسته‌ای مورد کاوش قرار نگرفته است. فقدان داده‌های سیستماتیک مبتنی بر تحلیل اکتاو باند ۱/۳، که امکان بررسی دقیق سطوح صدا در باندهای بسامدی باریک را فراهم می‌آورد، به‌عنوان یک مانع در درک جامع از پروفیل سر و صدای این موتورها و ارائه راهکارهای هدفمند برای کاهش صدا است. این پژوهش با تمرکز بر این خلاء دانشی، نه تنها به بررسی کمی سطح سر و صدا، بلکه به تحلیل کیفی تغییرات آن در باندهای بسامدی مختلف تحت تأثیر مخلوط سوخت می‌پردازد. دستاورد این مطالعه، ارائه یک نقشه راه عملی برای کاهش مواجهه شغلی اپراتورها و همچنین تسهیل توسعه سوخت‌های دوستدار محیط زیست با در نظرگیری معیار مهم آلودگی صوتی خواهد بود.

روش‌شناسی پژوهش

هدف این پژوهش، بررسی تجربی تأثیر مخلوط‌های سوخت دیزل-بیواتانول بر سطح سروصدای موتور دیزل است. داده‌های صوتی یک موتور ۶ سیلندر چهار زمانه تراکتور مدل MF399 در پنج سرعت مختلف (۱۷۰۰، ۱۸۰۰، ۱۹۰۰، ۲۰۰۰ و ۲۱۰۰ rpm) و با هفت ترکیب سوخت متفاوت (E0، E2، E4، E6، E8، E10 و E12) اندازه‌گیری و تحلیل شدند. برای ثبت سیگنال صدا از میکروفن قرارگرفته در موقعیت استاندارد شنوایی اطرافیان استفاده شد. کلیه آزمایش‌ها در چهار تکرار انجام پذیرفت. پارامتر اصلی اندازه‌گیری‌شده، تراز فشار صوتی (بر حسب دسی‌بل) در بسامدهای مختلف (بر حسب Hz) بود. به منظور رعایت اصول علمی و دستیابی به نتایج دقیق، موارد زیر در نظر گرفته شد:

- انتخاب محل آزمون مطابق با استانداردهای مربوطه
- استفاده از تجهیزات دقیق اندازه‌گیری
- بررسی دقیق محدوده متغیرهای مؤثر

برای اطمینان از دقت نتایج، آزمون‌ها تحت شرایط کنترل‌شده و استاندارد انجام شد. مشخصات فنی موتور، محل انجام آزمون و جدول آزمایش‌ها در ادامه ارائه می‌گردد.

موتور و تجهیزات آزمایش

موتور مورد استفاده در این پژوهش، یک موتور دیزل چهار زمانه و ۶ سیلندر متعلق به تراکتور مدل MF399 (ساخته‌شده در کارخانه تراکتورسازی تبریز) می‌باشد. مشخصات فنی کامل این موتور در جدول ۱ ذکر شده است. برای اعمال بار و کنترل دور موتور، از

یک دینامومتر مدل NJ-FROMENT $\Sigma 5$ (ساخت شرکت انگلستان) استفاده شد. این دینامومتر به طور خودکار و از طریق اعمال میدان مغناطیسی، توان و گشتاور خروجی موتور را اندازه‌گیری می‌کند. اتصال دینامومتر به موتور تراکتور از طریق محور^۱ PTO (انتقال قدرت) انجام گرفت. با افزایش بار اعمال شده توسط دینامومتر، مقادیر توان و گشتاور موتور، محاسبه و ثبت شد. تصویر این دینامومتر نیز در شکل ۱ نشان داده شده است.

جدول ۱. مشخصات فنی موتور تراکتور MF399.

| مدل | پرکینز A63544 |
|---------------------------|-----------------------------------|
| کارخانه سازنده | شرکت موتورسازان تراکتورسازی ایران |
| تعداد سیلندر | ۶ |
| کورس سیلندر | ۱۲۷ mm |
| قطر سیلندر | ۹۸/۶mm |
| طول پیمايش | ۱۲۷mm |
| حجم سیلندر | ۵/Lit |
| ترتیب احتراق | ۱،۵،۳،۶،۲،۴ |
| بیشینه توان در ۲۳۰۰ rpm | ۱۱۰ hp (۸۲kW) |
| بیشینه گشتاور در ۱۳۰۰ rpm | ۳۷۶N.m |

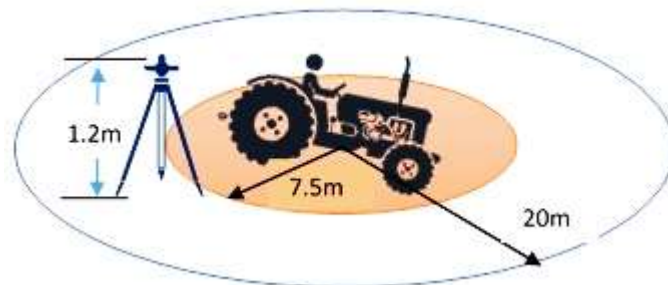


شکل ۱. دینامومتر مدل $\Sigma 5$ NJ-FROMENT

مشخصات و شرایط محل آزمون

مکان آزمون به طور دقیق بر اساس استانداردهای سازمان بین‌المللی استاندارد (Anonymous, 2015) و استاندارد صنعت خودرو (Anonymous, 2009) انتخاب شد تا از انعکاس صدا در محیط، میرایی آن در اثر پوشش محیط، اثر باد و همچنین اختلاط صدای محیط جلوگیری شود. این مکان در فضایی باز می‌باشد که نباید در شعاع حداقل ۲۰ متری، سطوح منعکس‌کننده‌ی بزرگ نظیر درخت، خاشاک و ساختمان قرار داشته باشد. سرعت باد در محل آزمون حداکثر ۵ متر بر ثانیه و اندازه‌گیری در زمان بارش‌های جوی نیز مجاز نیست. ابعاد این ناحیه در شکل ۲ نشان داده شده است. تراز صدای محیط در این آزمون نیز حداقل ۱۰dB کم‌تر از تراز صدای مورد اندازه‌گیری بود که می‌توان از سر و صدا محیط چشم‌پوشی کرد.

¹ Power take-off



شکل ۲. مشخصات مکان آزمون.

برای اخذ سیگنال‌های صدا در تیمارهای مختلف از دستگاه اندازه‌گیر صدا مدل HT157 استفاده شد (شکل ۳). این دستگاه برای اندازه‌گیری سطح فشار صوت (SPL)^۱ با بسامد فر محدوده ۱۰Hz تا ۲۰kHz طراحی شده است، قابل حمل بوده و دارای میکروفن و دستگاه کالیبراتور می‌باشد. نقش کالیبراتور برای اطمینان از صحت اندازه‌گیری و کالیبراسیون دستگاه پیش از آغاز آزمایش‌ها است. میکروفن در موقعیت اطرافیان قرار گرفت؛ طبق استاندارد، برای موقعیت اطرافیان، میکروفن در فاصله ۷/۵ متری از خط مرکزی مسیر عبور تراکتور (محور مرکزی طولی موتور) و در ارتفاع ۱/۲ متری از سطح زمین قرار دارد. میکروفن نیز به‌صورت افقی و تراز قرار گرفت.



شکل ۳. دستگاه اندازه‌گیر صدا مدل HT157.

تهیه مخلوط‌های سوخت

مخلوط‌های مورد استفاده شامل سوخت شاهد گازوئیل (E0)، مخلوط حجمی ۲ درصد بیواتانول و ۹۸ درصد دیزل (E2)، مخلوط حجمی ۴ درصد بیواتانول و ۹۶ درصد دیزل (E4)، مخلوط حجمی ۶ درصد بیواتانول و ۹۴ درصد دیزل (E6)، مخلوط حجمی ۸ درصد بیواتانول و ۹۲ درصد دیزل (E8)، مخلوط حجمی ۱۰ درصد بیواتانول و ۹۰ درصد دیزل (E10) و مخلوط حجمی ۱۲ درصد بیواتانول و ۸۸ درصد دیزل (E12) می‌باشد. گازوئیل مورد استفاده در این آزمون، گازوئیل معمول (شماره ۳) می‌باشد که از جایگاه‌های سوخت تهیه شد. بیواتانول مورد استفاده نیز ساخت شرکت کیمیا الکل زنجان با درجه‌ی خلوص ۹۹/۸ درصد می‌باشد که از ملاس چغندر تهیه گردیده است.

تجهیزات اندازه‌گیری

تجهیزات و ابزار مورد نیاز برای اندازه‌گیری و ضبط سروصدای تراکتور در حوزه زمان در جدول ۲ نشان داده شده است.

^۱Sound Pressure Level

جدول ۲. مشخصات ابزارهای اندازه گیری

| نام ابزار اندازه گیری | حساسیت | گستره / ظرفیت | دقت | مدل و ساخت |
|-----------------------|----------|---------------|---------|-------------------------------|
| میکروفن | ۵۰ mV/Pa | ۱۰ Hz-۲۰ kHz | - | HT157 ایتالیا |
| صداسنج | - | ۲۵dB-۱۴۰dB | 0.1dB | HT157 ایتالیا |
| بادسنج | - | ۱۵-۰ m/s | ۰/۰۱m/s | Testo آلمان |
| کامپیوتر قابل حمل | - | - | - | Toshiba Satellite D2235 مازنی |
| کارت صدا | - | - | ۱۶ بیت | Yamaha OPL3-SAX ژاپن |

محدوده‌ی گستره‌ی متغیرها

قبل از شروع آزمون‌ها محدوده‌ی متغیرهای کاری تراکتور شامل سرعت دورانی موتور و نسبت اختلاط سوخت دیزل و بیواتانول تعیین گردید. سیگنال سروصدا در ۵ دور موتور تراکتور MF399 (۱۷۰۰، ۱۸۰۰، ۱۹۰۰، ۲۰۰۰ و ۲۱۰۰rpm) برای مخلوط‌های مختلف سوخت در موقعیت اطرافیان به دست آمد. با توجه به این که تعداد سطوح برای متغیر دور موتور ۵ سطح (دور بیشینه که بیشترین بار را می‌تواند تحمل کند و کمترین دور با بیشترین بار که موتور خاموش نمی‌شود)، برای میزان تلفیق سوخت دیزل و بیواتانول هفت سطح (ملاحظات اقتصادی و نیز تأثیرات بیواتانول بر عدد ستان حائز اهمیت است به نحوی که عدد ستان مخلوط بیش از اندازه از گستره عدد ستان در نظر گرفته شده برای طراحی موتور خارج نگردد) با در نظر گرفتن ۴ تکرار برای هر تیمار در نهایت طبق اصل ضرب، تعداد آزمایش‌ها ۱۴۰ می‌باشد. در هر آزمون حداقل به مدت ۲۰ ثانیه، سیگنال صدا ضبط شد. در مرحله تحلیل اولیه داده‌ها در حوزه زمان از ۲۰ ثانیه سیگنال ضبط شده، ۲ ثانیه، سیگنالی انتخاب گردید که تقریباً یکنواخت بوده و کمترین تغییرات ممکن در بین قله‌های سیگنال مورد انتخاب وجود داشته باشد تا دقت آزمایش‌ها بیشترین مقدار ممکن باشد. ۵ ثانیه ابتدایی و انتهای هر ضبط صدا حذف شد تا از اثرات گذرای شروع و توقف ضبط (مانند روشن/خاموش شدن میکروفن) و همچنین رسیدن موتور به شرایط کاملاً پایدار اطمینان حاصل شود. بازه ۲ ثانیه‌ای مورد نظر از بخش میانی ۱۰ ثانیه باقی‌مانده انتخاب شد. این بخش نمایانگر عملکرد پایدار موتور تحت هر تیمار آزمایشی است. مدت زمان ۲ ثانیه برای سیگنال‌هایی با پایین‌ترین فرکانس کاری (حدود ۲۰ هرتز)، طول کافی را برای دستیابی به وضوح فرکانسی مناسب در تحلیل FFT و اکتاف باند فراهم می‌کند. به منظور رعایت یکنواختی شرایط آزمون از نظر زمان و مکان، تمام تلاش بر این بود که کمترین خطای ممکن ایجاد شود. در همین راستا مکان تمامی آزمون‌ها یکسان بوده و شرایط محیط تا حد امکان بر اساس استانداردهای بیان شده در قسمت‌های قبلی در نظر گرفته شد. از نظر زمان نیز سعی شد تا آزمون‌ها در کوتاه‌ترین زمان ممکن و بدون وقفه صورت بگیرد. برای رسیدن موتور به نمای عادی کارکرد در ابتدای آزمون‌ها، حداقل ۱۰ دقیقه به موتور اجازه کار داده شد. از آنجا که منطقه‌ی مکان آزمون کمی بادخیز است، در بعضی از مواقع که سرعت باد از حد مجاز ۵ m/s بیشتر می‌شد، داده‌برداری متوقف می‌گردید. در طول انجام آزمون، سرعت باد با بادسنج کنترل گردید آزمون در فصل بهار و روزهای آفتابی انجام شد و مشکلی از نظر دما، رطوبت و بارش‌های جوی پیش نیامد.

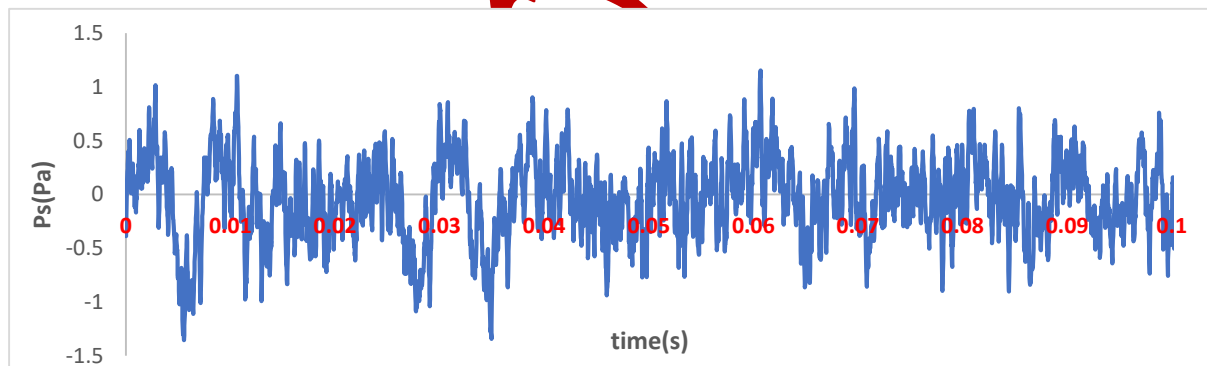
اخذ و پردازش داده‌ها

اغتشاشات فشار هوا که به وسیله گوش انسان احساس می‌شود، صدا را تشکیل می‌دهند. برای اندازه‌گیری فشار صدا از یک حسگر آکوستیکی به نام میکروفن استفاده می‌شود. در این پژوهش برای اندازه‌گیری فشارصدا از میکروفنی با پاسخ بسامدی تخت آدر کل

¹Treatment

²Flat frequency response

محدوده شنوایی انسان (۲۰ تا ۲۰۰۰۰ Hz) به همراه دستگاه صداسنج استفاده شد. تغییرات فشار هوا توسط میکروفن نصب شده روی دستگاه صداسنج به تغییرات ولتاژ تبدیل می‌شود. 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 آنالوگ به رقمی طبق معیار نایکوئیست^۳ لازم است، سرعت نمونه‌برداری حداقل ۲ برابر حداکثر بسامد باشد. از آن جایی که حداکثر بسامد طیف شنوایی انسان ۲۰۰۰۰ Hz می‌باشد، بنابراین در این پژوهش سرعت نمونه‌برداری ۴۸۰۰۰ Hz در نظر گرفته شد. انتقال داده‌ها نیز به صورت ۱۶ بیتی انجام پذیرفت تا خطای کوانتیزه کردن داده‌ها در حد ۰/۰۰۰۰۱۵ درصد یعنی عملاً نزدیک به صفر باشد. سپس سیگنال‌های رقمی ایجاد شده توسط کارت صدا با استفاده از نرم افزار Cool Edit 2000 نصب شده روی کامپیوتر قابل حمل، بر روی دیسک سخت کامپیوتر، ذخیره گردید. سیگنال‌های صدای ساطع شده از تراکتور متناوب است، دارای تعداد زیادی بسامد می‌باشد که در کل گستره شنوایی انسان قرار دارند. بررسی‌های سانتانا و همکاران (Santana et al., 2014) نشان داد که دوره تناوب سیگنال‌های صدا متناسب با سرعت دورانی موتور می‌باشد. بنابراین افزایش سرعت دورانی موتور باعث می‌شود که احتراق در موتور سریعتر صورت پذیرد و این بدین معنی است که دوره تناوب سیگنال صدا کمتر می‌شود که این پدیده محدودیت‌های بسیاری را در جهت اخذ و پردازش سیگنال‌های صدا به وجود می‌آورد. با توجه به این که اندازه‌گیری و پردازش سیگنال‌های فشار صدا ابزار مفیدی را در اختیار طراحان قرار می‌دهد تا موتوری با کارایی بهتر و از نظر سروصدا ساکت‌تر طراحی کنند، تلاش گردید تا اندازه‌گیری‌ها و پردازش سیگنال‌های صدا با دقت زیادی انجام پذیرد. هدف از تحلیل داده‌ها به دست آوردن اطلاعات کافی از سیگنال‌های فشار صدا در حوزه زمان است، شکل ۴ نمونه‌ای از سیگنال صدا در حوزه زمان را نشان می‌دهد.



شکل ۴. سیگنال صدا در حوزه‌ی زمان در موقعیت اطرافیان در سرعت ۲۰۰۰ rpm و ترکیب سوخت E0.

با توجه به این که از سیگنال‌های حوزه زمان، تنها اطلاعات محدودی را می‌توان به دست آورد و این نکته که پاسخ گوش و احساس صدا در انسان بستگی زیادی به فرکانس دارد، لازم است سیگنال‌های صدا را از حوزه زمان به حوزه فرکانس تبدیل نمود. بدین منظور نخست نیاز است که سیگنال‌های پیوسته در حوزه زمان به سیگنال‌های گسسته تبدیل شوند. برای تبدیل سیگنال‌های حوزه زمان به حوزه فرکانس از روش تبدیل فوریه سریع (FFT) استفاده شد. به همین جهت برنامه کامپیوتری برای انجام این کار نوشته شد. با استفاده از این برنامه طیف باند باریک^۴ فشار صدا در حوزه فرکانس به دست آمد. شماتیک مراحل به دست آوردن طیف‌های باند ۱/۱ اکتاو و ۱/۳ اکتاو در شکل ۵، نشان داده شده است. قله‌های بسیار مرتفع و دره‌های بسیار عمیق که در سیگنال‌های باند باریک وجود دارند، در طیف باند پهن، وجود نخواهد داشت. بنابراین تغییرات گذرا در این طیف خودبه‌خود حذف می‌گردند. شکل ۶ نمونه‌ای از

³Nyquist criteria

⁴ Quantisation error

¹ Fast Fourier Transform

⁴ Narrow band

سیگنال صدا در حوزه بسامد را نشان می‌دهد. برای بررسی بهتر و دقیق‌تر لازم است طیف باند باریک فشار صدا در حوزه فرکانس به طیف باند باریک تراز فشار صدا تبدیل شود که این کار با استفاده از رابطه ۱ انجام گرفت (Peterson, 1980).

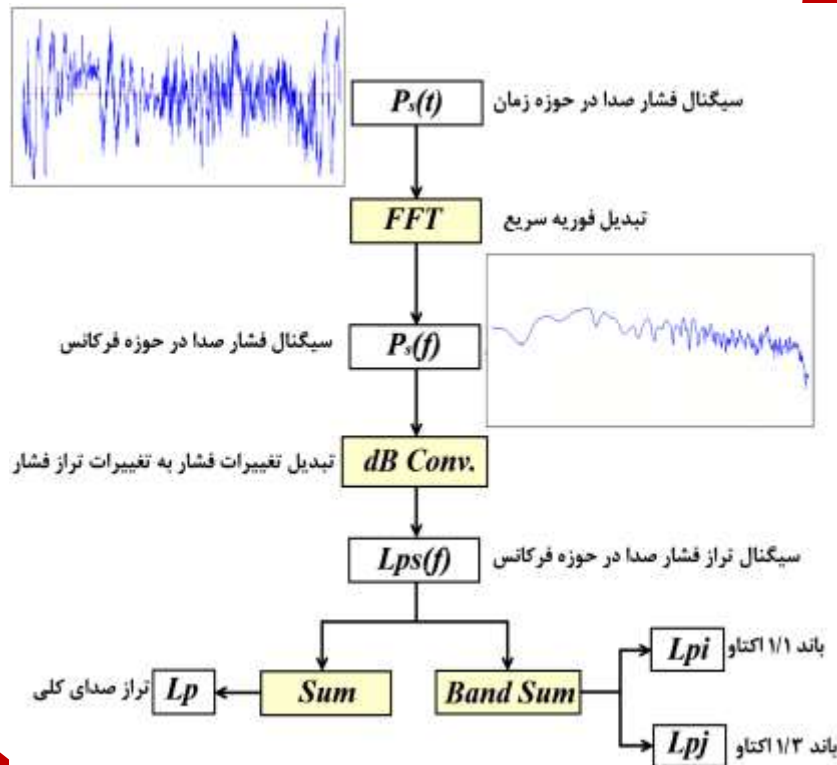
$$SPL = 20 \text{ Log } \frac{P}{P_0} \quad (1)$$

که در این رابطه :

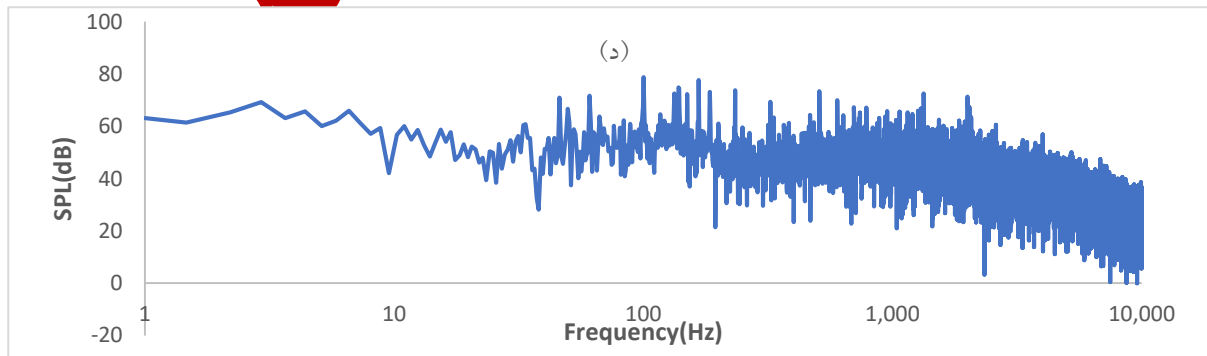
SPL = تراز فشار صدا (dB)

P = فشار صدا (Pa)

P_0 = فشار مینا یعنی $20 \mu\text{Pa}$



شکل ۵. فرآیند تبدیل سیگنال فشار از حوزه‌ی زمان به حوزه‌ی بسامد و باندهای اکتاو و ۱/۳ اکتاو.



شکل ۶. طیف باند باریک فشار صدا در موقعیت اطرافیان در سرعت ۲۰۰۰ rpm و ترکیب سوخت E0.

عدم قطعیت‌های موجود در سیگنال‌های باند باریک تراز فشار صدا که در اثر عواملی چون، تغییرات نسبتاً زیاد لحظه‌ای، خطاهای حاصل از تبدیل آنالوگ به رقمی و غیر خطی بودن رفتار دستگاه‌های اندازه‌گیری به وجود می‌آید، سبب ایجاد نوعی ناپایداری در داده‌ها می‌شود که نتیجه آن کم شدن قابلیت اطمینان داده‌ها در این حالت است. برای حل این مشکل نیاز است سیگنال‌های باند باریک حوزه بسامد صدا به طیف اکتاو و $1/3$ اکتاو تبدیل گردد، که این عمل با اضافه کردن زیر برنامه‌ای به برنامه کامپیوتری نوشته شده، انجام پذیرفت. با مقایسه طیف سیگنال‌های یک سوم اکتاو داده‌ها، می‌توان به تأثیر متغیرهای مختلف در تراز سر و صداهای تولید شده توسط موتور پی برد. در باند اکتاو، جزئیات تغییرات سیگنال‌ها به خوبی نمایان نمی‌شود، به همین علت در کارهای تحلیلی از سیگنال‌های $1/3$ اکتاو استفاده می‌شود که علیرغم دارا بودن پایداری، جزئیات بیشتری را مشخص می‌کنند، بنابراین در این پژوهش داده‌ها بر اساس طیف $1/3$ اکتاو تحلیل شده‌اند.

نتایج و بحث

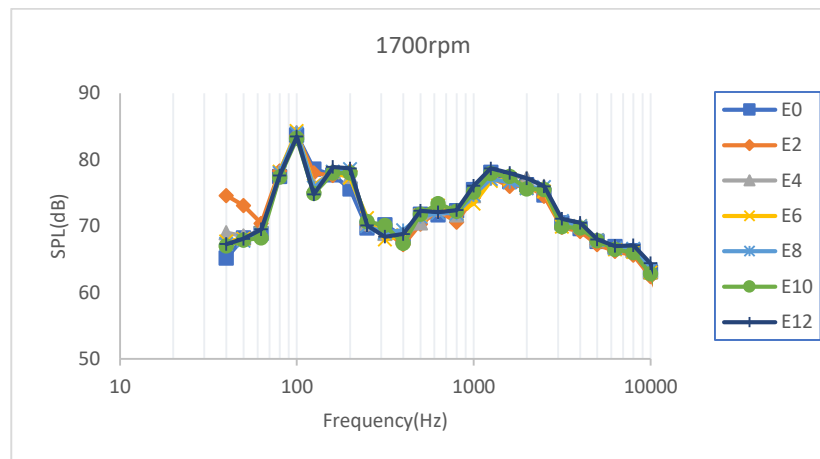
در این بخش نتایج طیف $1/3$ اکتاو تراز فشار صدای موتور، تأثیر پارامترهای سرعت دورانی موتور و مخلوط‌های مختلف سوخت، بر روی طیف $1/3$ اکتاو تراز فشار صدا تحلیل می‌شوند. موتور مورد آزمایش یک موتور شش سیلندر دیزل چهار زمانه می‌باشد؛ این موتور دارای یک چرخ لنگر بزرگ است و نسبت به موتورهای یک تا چهار سیلندر، توازن بیشتری داشته و ضربات توان آن از قدرت بالایی برخوردار است. ضربات و نیروهای اینرسی هر یک از اجزای دورانی و رفت و برگشتی موتور به سایر اجزا نظیر سیلندر، سرسیلندر و سپس به شاسی تراکتور منتقل می‌شوند چون جرم و حجم این اجزا زیاد است، این اجزا ارتعاش آزاد دارند که باعث افزایش در بسامد ارتعاش آن‌ها و یا حالت تشدید در این قسمت‌ها می‌شود؛ در نتیجه این بسامدها و انرژی آن‌ها به شاسی تراکتور انتقال می‌یابد که نتیجه‌ی آن افزایش صدا می‌باشد. نیرویی که در کورس توان به پیستون وارد می‌شود به شاتون منتقل می‌شود. شاتون نیز دارای ارتعاشات آزاد است که بسامدها و انرژی آن به میل‌لنگ منتقل می‌شود. نیروی رفت و برگشتی شاتون به میل‌لنگ منتقل و چون دارای جرم زیادی است، نیروی زیادی به بدنه‌ی موتور وارد می‌کند. در موتور تراکتور شش سیلندر ۱۲ عدد سوپاپ شامل ۶ عدد سوپاپ دود و ۶ عدد سوپاپ هوا وجود دارد. باز و بسته شدن سوپاپ‌ها، ضربه‌ای را به بدنه‌ی موتور وارد می‌کند که این ضربات در هر دور میل‌لنگ، ۶ بار به بدنه‌ی موتور وارد می‌شود. میل‌بادامک نیز دارای جرم مشخصی است که دور آن نصف میل‌لنگ است. در سیستم سوخت‌رسانی، ضربات موتور باعث تلاطم سوخت در مخزن می‌شود که این تلاطم دارای بسامدهای بالا می‌باشد (Geng et al., 2003).

تلاطم سوخت در لوله‌ها نیز حالت مشابه ولی ضعیف‌تری دارد. پمپ سوخت و پمپ روغن همراه با لرزش و صدا می‌باشد. تلاطم آب رادیاتور و روغن کارتر نیز از مواردی هستند که در تولید ارتعاش و صدا تأثیرگذار می‌باشند. البته بسامدهای غالب بیشتر مربوط به احتراق موتور و باز و بسته شدن سوپاپ‌ها می‌باشد. هوانگ و همکاران نیز در پژوهشی با عنوان شناسایی منابع آکوستیک در یک موتور دیزل با استفاده از رهیافت همدیسی موج بنیاد تایید نموده‌اند که بسامدهای غالب در یک موتور دیزل عمدتاً از فشار احتراق در سیلندر و نیروهای دینامیکی حاصل از باز و بسته شدن سوپاپ‌ها ناشی می‌شوند (Huang et al., 2023).

طیف $1/3$ اکتاو تراز فشار صدای موتور در موقعیت راننده با ترکیبات مختلف سوخت و سرعت‌های دورانی مختلف

اثر ترکیب‌های مختلف سوخت در سرعت‌های مختلف موتور بر روی طیف $1/3$ اکتاو تراز فشار صدای ناشی از موتور در موقعیت اطرافیان در شکل‌های ۷ تا ۱۱ نشان داده شده است. شکل ۷، نشان‌دهنده‌ی تغییرات تراز فشار صدا مربوط به ترکیب‌های مختلف سوخت در سرعت 1700 rpm در موقعیت اطرافیان می‌باشد. با توجه به شکل در محدوده‌ی بسامد 40 تا 70 Hz تمامی ترکیب‌های

سوخت به جز ترکیب E2 تغییرات میزان تراز فشار صدا در آن‌ها یکسان است. در این محدوده ترکیب E2 بیشترین میزان تراز فشار صدا را دارد که اختلاف آن با ترکیب سوخت E12 در بعضی بسامدها حتی به ۳۰dB می‌رسد. از بسامد ۷۰Hz به بالا نیز تغییرات تمامی ترکیبات تقریباً یکسان است و تفاوت چندانی دیده نمی‌شود. قله‌ی برجسته فشار صدا در محدوده‌ی بسامد ۸۰Hz اتفاق افتاده است که بسامد احتراق موتور مورد بررسی در سرعت ۱۷۰۰rpm، ۸۵ Hz است، صداهای مربوط به قسمت‌های مکانیکی موتور نیز دارای مضاربی از بسامد احتراق می‌باشد، لذا صدای بیشینه در مرکز بسامدی ۱/۳ اکتاو، ۸۰ Hz مشاهده می‌شود.



شکل ۷. اثر ترکیب‌های مختلف روی طیف ۱/۳ اکتاو تراز فشار صدای موتور در موقعیت اطرافیان برای سرعت ۱۷۰۰ rpm.

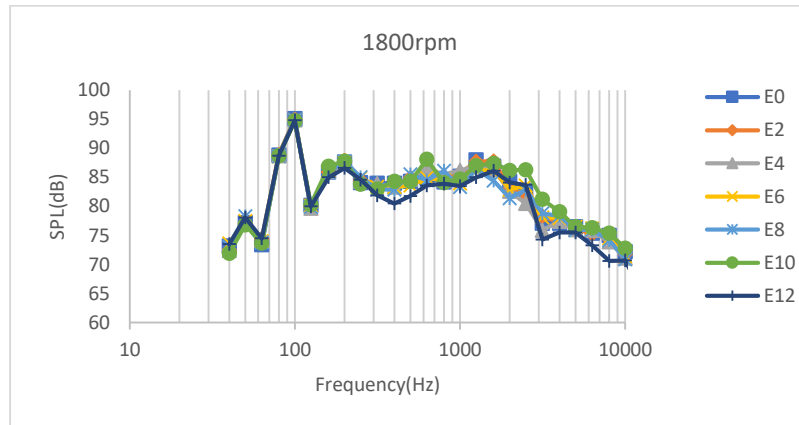
عوامل متعددی می‌توانند باعث ایجاد قله‌های ارتعاشی در ترکیب‌های مختلف سوخت شوند که از جمله آن‌ها می‌توان به تغییرات فشار درون سیلندر، تأخیر در اشتعال، مدت زمان احتراق و نیروهای نامتعادل داخل موتور اشاره کرد. برای منابع تولید ارتعاش و صدا در موتور می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

- ضربات مکانیکی (مانند بسته شدن سوپاپ‌ها) که در بازه‌های زمانی کوتاه، ارتعاشاتی با دامنه تیز و شدید ایجاد می‌کنند.
 - نشتی گازها که تحت تأثیر تغییرات فشار گاز در سیلندر قرار دارد و ارتعاشاتی با دامنه کم اما مدت زمان طولانی تولید می‌کند.
 - اصطکاک که به عنوان یکی دیگر از منابع سر و صدا، ارتعاشاتی پر سر و صدا ولی با دامنه پایین ایجاد می‌نماید.
- به طور کلی، مهم‌ترین عوامل ایجاد پدیده کوبش در یک موتور دیزل نیز شامل موارد زیر است:
- ❖ تأخیر در اشتعال زیاد باشد، به عبارت دیگر فاصله‌ی زمانی بین پاشش سوخت و احتراق زیاد باشد. در این حالت انرژی احتراق بسیار زیاد است و کوبش ایجاد می‌گردد.
 - ❖ به علت لقی زیاد سوپاپ‌ها، ضربه‌های ناگهانی در هنگام بسته شدن آن‌ها به سرسیلندر وارد می‌شود.

این یافته با نتایج پژوهش دیگران مطابقت دارد. کرامت سیاوش و همکاران پژوهشی با عنوان تحلیل زمان-بسامد صدای موتور دیزل با استفاده از مخلوط‌های سوخت بیودیزل انجام دادند. نتایج این مطالعه نشان داد که مؤثرترین رویدادهای آکوستیک در صدای موتور، احتراق، کوبش پیستون و بسته شدن سوپاپ خروجی بودند. علاوه بر این، درصد‌های بالاتر مخلوط‌های بیودیزل منجر به طولانی‌تر شدن مدت زمان احتراق شد (Keramat Siavash et al., 2021).

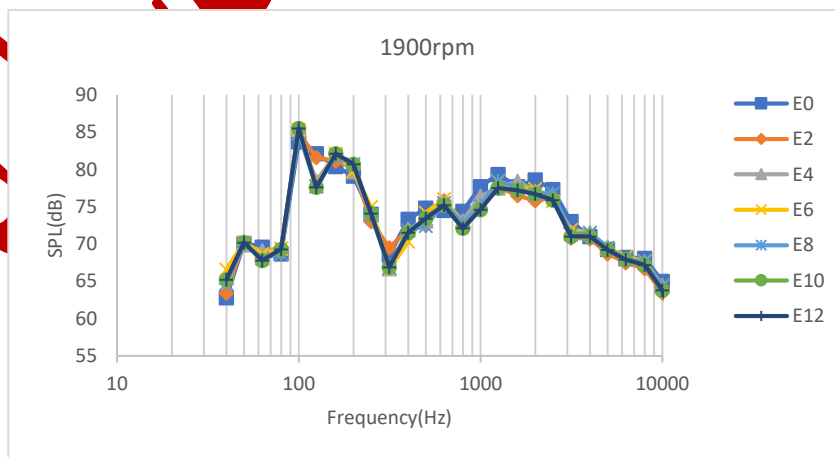
با توجه به شکل ۸، در محدوده‌ی بسامد ۴۰ تا ۲۰۰Hz تقریباً تمامی ترکیبات، تغییرات نزدیک به هم داشته‌اند. از بسامد ۲۰۰Hz تا ۱۰۰۰۰Hz تقریباً سوخت E12 کمترین میزان تراز فشار صدا را دارا می‌باشد. با افزایش درصد اتانول، مدت زمان احتراق کاهش

می‌یابد. زیرا از یک سو با افزایش میزان اتانول در مخلوط سوخت، ارزش حرارتی مخلوط سوخت کاهش می‌یابد، لذا برای یک بار موتور یکسان باید مقدار سوخت بیشتری به داخل محفظه‌ی احتراق پاشش شود، از سوی دیگر مخلوط سوخت اکسیژن‌دار (درصد اتانول بیشتر) باعث ارتقای سرعت (نرخ) احتراق می‌گردد. این دو عامل باعث کاهش مدت‌زمان احتراق برای مخلوط سوخت با اتانول بیشتر می‌گردد. این یافته با نتایج پژوهش واراداپان و ساندارام مطابقت دارد. آن‌ها در پژوهش خود تأثیر مخلوط‌های دیسترویل بر صدا، ارتعاش و شتاب‌زدگی (NVH) یک موتور ژنراتور را بررسی نمودند. نتایج این مطالعه نشان داد افزودن ۱۵ درصد اتانول در مقایسه با مخلوط ۵ درصد اتانول، صدای موتور را ۲/۷ درصد کاهش می‌دهد (Varadappan and Sundaram, 2021).



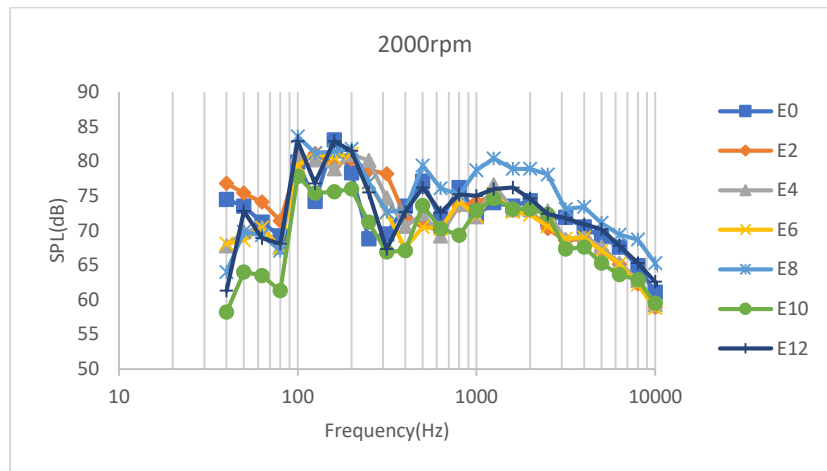
شکل ۸: اثر ترکیب‌های مختلف روی طیف ۱/۳ اکتاو تراز فشار صدای موتور در موقعیت اطرافیان برای سرعت ۱۸۰۰ rpm.

شکل ۹ تغییرات تراز فشار صدا را برای ترکیب‌های مختلف سوخت در سرعت ۱۹۰۰ rpm نشان می‌دهد. یک قله برجسته فشار صدا در محدوده بسامدی ۱۰۰ Hz مشاهده می‌شود. با توجه به این که بسامد احتراق موتور در این سرعت ۹۵ Hz است و همچنین صداهای مکانیکی موتور مضاربی از این بسامد هستند، بیشینه صدا در مرکز باند ۱/۳ اکتاو ۱۰۰ Hz ظاهر شده است. تقریباً در تمام بسامدها، همه ترکیب‌های سوخت روند تغییرات یکسانی را دنبال می‌کنند.

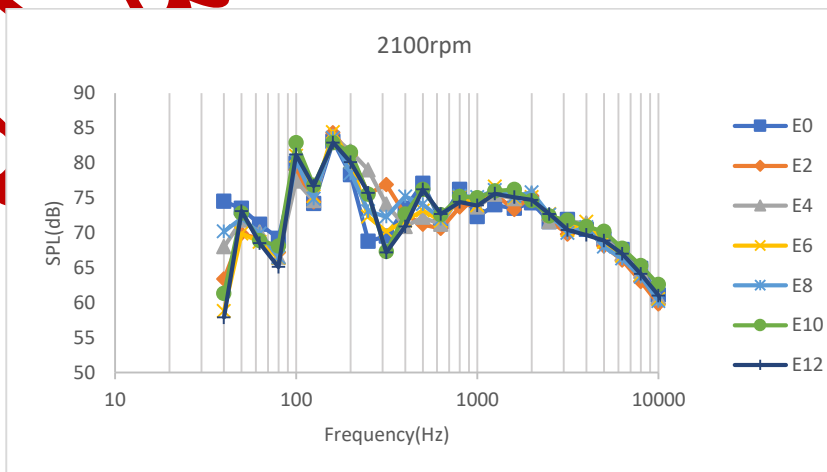


شکل ۹: اثر ترکیب‌های مختلف روی طیف ۱/۳ اکتاو تراز فشار صدای موتور در موقعیت اطرافیان برای سرعت ۱۹۰۰ rpm.

شکل ۱۰ تغییرات تراز فشار صدا برای ترکیب‌های مختلف سوخت در سرعت ۲۰۰۰ rpm را نشان می‌دهد. در تمامی محدوده‌های بسامدی، ترکیب سوخت E8 در مقایسه با سوخت دیزل خالص، تراز فشار صدای بالاتری دارد. بیشترین میزان تراز فشار صدا در بسامد ۱۰۰ Hz و حدود ۱۰۲/۷ dB ثبت شده که تقریباً ۲۲/۸ dB بیشتر از سوخت دیزل خالص است. از جمله دلایل این پدیده می‌توان به تغییرات فشار درون سیلندر، تأخیر در اشتعال، مدت زمان احتراق و نیروهای نامتعادل درون موتور اشاره کرد.



شکل ۱۰. اثر ترکیب‌های مختلف روی طیف ۱/۲ اکتاو تراز فشار صدای موتور در موقعیت اطرافیان برای سرعت ۲۰۰۰ rpm. در شکل ۱۱ تغییرات تراز فشار صدای ترکیب‌های مختلف سوخت در سرعت ۲۱۰۰ rpm نشان داده شده است. از بسامد ۴۰ Hz به بعد تغییرات تراز فشار صدای همه ترکیبات یکسان می‌باشد. با توجه به شکل‌های ۱۰ و ۱۱ قله‌های متعددی در بسامدهای مختلف مشاهده می‌شود و در نمودار مربوط به سرعت ۲۱۰۰ rpm تعداد آن‌ها بیشتر است. افزایش سرعت موتور باعث می‌شود، اجزای متحرک درون موتور با سرعت بیشتری حرکت کند و لذا ارتعاش و صدای بیشتری درون موتور تولید شود. با افزایش سرعت موتور، بسامدهای غالب در نمودار بسامد صدای موتور نیز تغییر خواهند کرد. دلیل این اوج‌ها مربوط به پدیده‌ی احتراق و سوپاپ‌ها، ضربه‌ی قطعات مکانیکی مانند صدای میل بادامک، پمپ روغن، پمپ انژکتور، خرابی یا ناقص‌ها، ضربه‌ی ناشی از تلاطم سوخت، در باک موتور، تلاطم آب در رادیاتور و تلاطم روغن در کارتر می‌باشد.



شکل ۱۱. اثر ترکیب‌های مختلف روی طیف ۱/۳ اکتاو تراز فشار صدای موتور در موقعیت اطرافیان برای سرعت ۲۱۰۰ rpm.

صدای موتور به میزان زیادی به سرویس و نگهداری آن وابسته است. تعویض فیلتر هوا، سوخت و روغن روان کاری موتور عامل مهمی در کاهش صدای موتور به نظر می‌رسد. وجود هوای کافی در محفظه‌ی سیلندر باعث می‌شود، اشتعال سوخت به‌طور کامل انجام شود. به‌طور کلی به علت کمبود هوا در موتور، برای دستیابی به دور موتور مورد نظر، اهرم گاز بیشتر فشرده می‌شود. این عمل مصرف سوخت را زیاد کرده و به پیامد آن میزان ارتعاش و صدا افزایش می‌یابد. بنابراین تعویض فیلتر هوا، مصرف سوخت را کاهش داده و موجب احتراق کامل سوخت می‌شود. عامل مهم دیگر در کاهش ارتعاش و صدا در این موتور، تعویض روغن روان کاری است. این کار سبب می‌شود که اصطکاک بین قطعاتی مانند یاتاقان‌های میل‌لنگ، سیلندر و پیستون و دیگر اجزا کاهش یابد، در نتیجه ارتعاش و صدا به میزان زیادی افت می‌کند (Taghizadeh et al., 2012). از عوامل دیگری که می‌تواند بر میزان صدای موتور تأثیرگذار باشد، می‌توان به خواص سوخت، نظیر عدد ستان، نقطه‌ی اشتعال، گران‌روی، خاصیت روان کاری، خواص حرارتی، خواص فیزیکی، شیمیایی و ساختار مولکولی باشد. دلیل احتمالی دیگری که می‌تواند در مقدار ارتعاش و صدا تأثیرگذار باشد، میزان اکسیژن موجود در مخلوط‌های سوخت و توازن آن با دیگر عناصر است. نوع پاشش سوخت و میزان پودر شدن سوخت که نیازمند به انرژی‌های ویژه می‌باشد عامل احتمالی دیگری در میزان صدا است. همچنین تغییرات مشاهده‌شده در طیف فرکانسی صدا را می‌توان به طور سیستماتیک با مکانیسم‌های فیزیکی متأثر از بیواتانول بر پروفیل آکوستیک موتور مرتبط دانست. گرمای نهان تبخیر بالای بیواتانول (حدود 840 kJ/kg در مقایسه با تقریباً 250 kJ/kg برای دیزل) اثر خنک‌کاری قابل توجهی روی شارژ سیلندر دارد. این پدیده منجر به کاهش دمای شروع احتراق و افزایش تأخیر در اشتعال می‌شود. در نتیجه، احتراق ملایم‌تر شده و نرخ افزایش فشار که عامل اصلی ایجاد "ضربه آکوستیک" احتراق است، کاهش می‌یابد. این مکانیسم به طور مستقیم بر دامنه قله غالب در بسامد احتراق تأثیر می‌گذارد و می‌تواند دلیل کاهش سر و صدا در برخی باندها باشد. احتراق ملایم‌تر (ناشی از مکانیسم فوق) منجر به کاهش فشار اوج سیلندر می‌شود. این کاهش فشار، نیروهای گازی وارد بر پیستون، شاتون و یاتاقان‌ها را کاهش می‌دهد. در نتیجه، ارتعاشات القاشده در این قطعات که منبع اصلی سر و صدای مکانیکی هستند (مانند صدای کوبش پیستون) نیز کاهش می‌یابد. این اثر عمدتاً در بسامدهای میانی مربوط به تشدید قطعات، خود را نشان می‌دهد. تغییرات خواص فیزیکی-شیمیایی با شدت فشار صوت ارتباط دارد؛ این مکانیسم‌ها ریشه در تغییرات خواص سوخت دارند. در این خصوص به‌طور خلاصه می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

- ✓ افزایش شدید اکتان سبب افزایش مقاومت در برابر کوبش می‌شود که منجر به کاهش سر و صدا با بسامد بالا ناشی از احتراق می‌شود.
- ✓ افزایش قابل توجه گرمای نهان تبخیر، سبب کاهش دمای سیلندر و افزایش تأخیر در اشتعال که به احتراق ملایم‌تر و کاهش تغییرات فشار منجر می‌شود.
- ✓ افزایش محتوای اکسیژن، سبب احتراق کامل‌تر و کارآمدتر، کاهش ذرات دوده و سوخت نسوخته می‌شود. یک احتراق یکنواخت‌تر، نوسانات فشار کمتری دارد و در نتیجه پروفیل آکوستیک پایدارتری ایجاد می‌کند.
- ✓ با کاهش ارزش حرارتی بیواتانول، سبب می‌شود، برای حفظ توان خروجی ثابت، نیاز به پاشش سوخت بیشتر باشد. این امر می‌تواند مدت‌زمان احتراق را افزایش دهد و اثرات پیچیده‌ای روی پروفیل صدا داشته باشد.

به‌عنوان نتیجه‌گیری کلی، در اکثر بسامدها اثر متغیر سرعت دورانی موتور بر طیف بسامدی $1/3$ اکتاو تراز فشار صدا در موقعیت اطرافیان با 2 dB تا 10 dB افزایش به‌مراتب بیشتر از اثر مخلوط سوخت می‌باشد که اثری کمتر از 5 dB داشته است. افزایش تراز فشار صدا با افزایش سرعت موتور یافته‌ای است که با نتایج محققانی نظیر کروکر و سامرفیلد (Crocker & Sommerfeldt, 2008) هم‌خوانی دارد.

تحلیل آماری مقادیر تراز فشار صدای کلی با مقیاس وزنی A موتور در موقعیت اطرافیان

گوش انسان تمام فرکانس‌های محدوده شنوایی را با یک شدت حس نمی‌کند و به‌طور کلی فرکانس‌های ۸۰۰ هرتز و کمتر و ۶۳۰۰ هرتز و بیشتر را تضعیف می‌کند؛ درحالی‌که فرکانس‌های محدوده‌ی ۱۲۵۰ هرتز تا ۵۰۰۰ هرتز را تقویت می‌کند. مقیاس وزنی A حالت گوش انسان را شبیه‌سازی می‌کند، به‌عبارت‌دیگر مقادیر به‌دست‌آمده در مقیاس وزنی A همان مقادیری هستند که گوش انسان احساس می‌کند. با توجه به اینکه صدای منتشرشده از موتور توسط راننده و اطرافیان شنیده می‌شود، لازم است در این قسمت مقادیر تراز فشار صدای کلی، در مقیاس وزنی A نیز مورد بررسی قرار گیرند. در این قسمت کلیه‌ی آزمون‌های مقایسه میانگین‌ها، سطوح اثرات اصلی و متقابل متغیرها توسط آزمون چند دامنه‌ای دانکن انجام گرفتند. تجزیه‌ی واریانس تراز صدای کلی با مقیاس وزنی A در موقعیت اطرافیان بررسی شد و نتایج در جدول ۳، نشان داده شده است. با توجه به نتایج به‌دست‌آمده مشخص است که اثر متغیرهای ترکیب سوخت و سرعت موتور، همچنین اثر متقابل سرعت موتور × سوخت بر تراز صدای کلی با مقیاس وزنی A در موقعیت اطرافیان در سطح ۱ درصد معنی‌دار است.

جدول ۳: نتایج تجزیه واریانس (میانگین مربعات) مقادیر تراز صدای کلی در مقیاس A در موقعیت اطرافیان.

| منبع تغییرات | درجه آزادی | میانگین مربعات تراز صدای کلی در موقعیت اطرافیان |
|-------------------------|------------|---|
| نوع ترکیب سوخت | ۶ | ۶/۴۳۱** |
| سرعت موتور | ۴ | ۷/۹۹۴** |
| سرعت موتور × ترکیب سوخت | ۲۴ | ۴/۹۲۷** |
| خطا | ۱۰۵ | ۰/۶۴۵ |
| کل | ۱۳۹ | |

**در سطح ۱٪ معنی‌دار است.

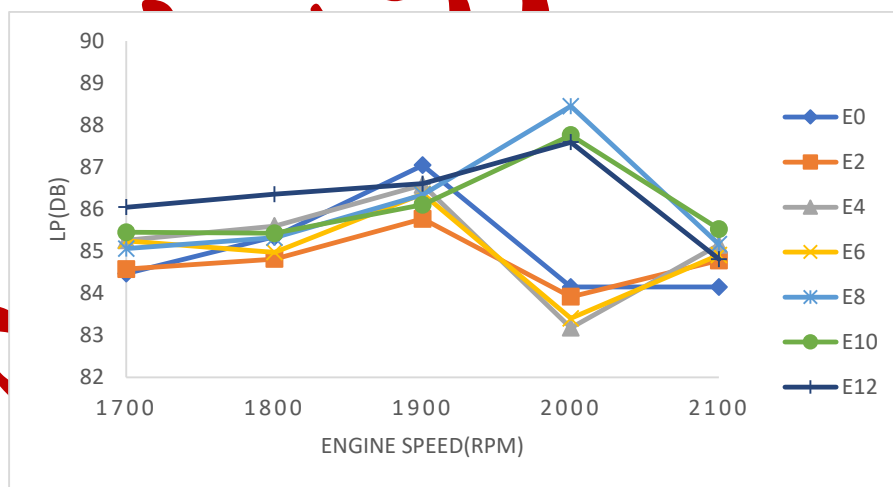
نتایج نشان می‌دهد که اثرات اصلی ترکیب سوخت و سرعت موتور و اثر متقابل متغیرهای سرعت موتور × ترکیب‌های مختلف سوخت بر تراز صدای کلی با مقیاس وزنی A در موقعیت اطرافیان در سطح ۱ درصد معنی‌دار است. چون اثر متقابل ترکیب سوخت × سرعت موتور در سطح ۱ درصد معنی‌دار است، یعنی دو فاکتور به‌طور مستقل از یکدیگر عمل نکرده‌اند. برای به دست آوردن اثر مجموع عوامل، مقایسه میانگین‌ها توسط آزمون دانکن در سطح ۵ درصد انجام شد. نتایج حاصل از آزمون نیز در جدول ۴، نشان داده شده است. اثر تغییرات سرعت دورانی موتور در ترکیب‌های مختلف سوخت، بر روی مقادیر تراز صدای کلی با مقیاس وزنی A موتور در موقعیت اطرافیان نیز در شکل ۱۲، نشان داده شده است. با توجه به شکل و نتایج به‌دست‌آمده در جدول ۴، مشخص شد که مخلوط سوخت E4 در سرعت ۲۰۰۰rpm دارای کمترین افزایش بر روی تراز کلی صدای موتور می‌باشد. البته بین این تیمار با تیمارهای E0، E2 و E6 در سرعت مذکور و همچنین ترکیب سوخت E0 در سرعت ۲۱۰۰ rpm از لحاظ آماری در سطح ۱ درصد تفاوت معنی‌داری وجود ندارد. بیشترین افزایش مقدار میانگین صدای موتور نیز مربوط به سوخت E8 در سرعت ۲۰۰۰rpm می‌باشد. همچنین نتایج نشان می‌دهد که حداکثر افزایش تراز صدای کلی با افزایش سرعت موتور از ۱۷۰۰ تا ۲۱۰۰rpm در سطوح مختلف سوخت (E0، E2، E4، E6، E8، E10 و E12) به ترتیب ۲/۸۹۶۵dB، ۲/۸۵۵dB، ۳/۳۹۸۹dB، ۲/۹۶۰۴dB، ۳/۳۸۹۶dB و ۲/۳۳۳۵dB می‌باشد. البته روند تغییرات از نظم خاصی پیروی نمی‌کند و بیشترین تغییرات مربوط به سوخت E4 و کمترین مربوط به سوخت E10 می‌باشد.

جدول ۴: برهمکنش اثر سرعت موتور × ترکیب سوخت بر روی تراز کلی صدای موتور (dB(A)) در موقعیت راننده.

| ترکیب سوخت | | | | | | | سرعت دورانی موتور |
|-------------------|--------------------|-------------------|--------------------|--------------------|--------------------|-------------------|-------------------|
| E12 | E10 | E8 | E6 | E4 | E2 | E0 | ۱۷۰۰ |
| ۸۶/۰۴۹۹ FGHIJK | ۸۵/۴۴۸۶ DEFGHIJ | ۸۵/۰۶۱۱ CDEFGH | ۸۵/۲۴۸۲ CDEFGHI | ۸۵/۲۵۸۳ CDEFGHI | ۸۶/۷۷۱۰ JKLM | ۸۴/۴۶۸۲ BCDE | |
| ۸۶/۳۵۶۰ HIJKL | ۸۵/۴۲۹۰ DEFGHIJ | ۸۵/۳۱۹۳ DEFGHI | ۸۴/۹۷۵۶ CDEFG | ۸۵/۵۹۹۷ EFGHIJ | ۸۴/۸۱۳۷ CDEF | ۸۵/۳۴۳۷ DEFGHI | ۱۸۰۰ |
| ۸۶/۶۰۶۲ IJKLM | ۸۶/۱۰۶۶ FGHIJK | ۸۶/۳۴۴۹ GHIJKL | ۸۶/۳۶۲۶ HIJKL | ۸۶/۵۷۶۱ IJKLM | ۸۵/۷۷۲۰ EFGHIJK | ۸۷/۰۴۴۲ KLM | ۱۹۰۰ |
| ۸۷/۵۹۳۲ LMN | ۸۷/۷۶۲۵ MN | ۸۸/۴۵۰۷ N | ۸۳/۴۰۲۲ AB | ۸۳/۱۷۷۲ A | ۸۳/۹۱۶۰ ABC | ۸۴/۱۴۷۷ ABCD | ۲۰۰۰ |
| ۸۴/۸۱۱۸ CDEF | ۸۵/۵۲۸۵ DEFGHIJ | ۸۵/۱۶۶۲ CDEFGH | ۸۴/۹۰۹۲ CDEF | ۸۵/۱۵۲۱ CDEFGH | ۸۴/۷۸۰۷ CDEF | ۸۴/۱۴۷۷ ABCD | ۲۱۰۰ |

میانگین‌های موجود در هر ردیف با ستون که دارای یک یا چند حرف مشترک هستند در سطح ۱٪ اختلاف معنی‌داری ندارند.

همچنین با افزایش درصد بیواتانول در ترکیب سوخت حداکثر تفاوت معنی‌دار بین میانگین‌های تراز صدای کلی موتور در سرعت‌های ۱۷۰۰، ۱۸۰۰، ۱۹۰۰، ۲۰۰۰ و ۲۱۰۰ rpm به ترتیب ۲/۳۰۲۸dB، ۱/۵۴۲۳dB، ۱/۲۷۲۲dB، ۵/۲۷۳۵dB، ۱/۰۱۸۵dB می‌باشد که این تغییرات در هر سطح سرعت روند کاهشی با افزایش منظمی را نشان نمی‌دهد. در ضمن بیشترین تغییرات در سرعت ۲۰۰۰ rpm و کمترین تغییرات در سرعت ۲۱۰۰ rpm مشاهده می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که حداکثر افزایش میانگین تراز صدای کلی موتور بین سطوح مختلف سرعت موتور در محدوده ۱/۰۱۸۵dB تا ۵/۲۷۳۵dB و حداکثر افزایش میانگین تراز صدای کلی موتور بین سطوح مختلف سوخت در محدوده ۲/۳۳۳۵dB تا ۳/۲۹۵۹dB بوده است بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که متغیر سرعت موتور بیشترین اثر را بر تراز صدای کلی موتور در موقعیت اطرافیان با مقیاس وزنی A داشته است. نتایج تحقیقات رازوموسکی و همکاران (Razumovskii et al., 1992)، نیز نشان‌دهنده‌ی نقش عمده‌ی سرعت موتور بر تراز صدای کلی خطی در موقعیت اطرافیان می‌باشد.



شکل ۱۲: اثر تغییرات سرعت دورانی موتور روی مقادیر تراز فشار صدای کلی با مقیاس وزنی A موتور در موقعیت اطرافیان.

نتیجه‌گیری

نتایج این پژوهش به وضوح نشان می‌دهد که اگرچه نوع مخلوط سوخت دیزل-بیواتانول بر مشخصات آکوستیکی موتور تأثیرگذار است، اما سرعت دورانی موتور عامل تعیین‌کننده‌تری در سطح سر و صدا تولیدی محسوب می‌شود. به طوری که تغییر سرعت، باعث تغییرات ۲ تا ۱۰ دسی‌بلی در تراز فشار صدا در طیف وسیعی از بسامدها شد، در حالی که اثر ترکیب سوخت در اکثر موارد کمتر از ۵ دسی‌بلی بود. در بین ترکیبات سوخت مختلف، سوخت E12 (حاوی ۱۲ درصد بیواتانول) در سرعت ۱۸۰۰ rpm، کم‌ترین سطح سر و صدا سر و صدا را در محدوده بسامدی بالا (۲۰۰ تا ۱۰۰۰۰ Hz) ایجاد کرد که دلیل اصلی آن کاهش مدت‌زمان احتراق ناشی از افزایش نرخ احتراق و کاهش ارزش حرارتی سوخت عنوان شد. در نقطه مقابل، ترکیب E8 در سرعت ۲۰۰۰ rpm بیش‌ترین سطح صدا (حدود ۱۰۲/۷ دسی‌بلی در ۱۰۰ Hz) را تولید نمود که افزایش حدود ۲۲/۸ دسی‌بلی نسبت به دیزل خالص داشت. این پدیده را می‌توان به تغییرات فشار درون سیلندر، تأخیر در اشتعال و نیروهای نامتعادل نسبت داد. همچنین با افزایش سرعت موتور، تعداد و دامنه قله‌های بسامدی به‌طور محسوسی افزایش یافت که منشأ آن را می‌توان در تشدید پدیده‌های احتراق، ضربات مکانیکی قطعات (مانند سوپاپ‌ها، میل‌بادامک و پمپ‌ها) و تلاطم سیالات جستجو کرد. قله اصلی سر و صدا در هر سرعت، حول و حوش بسامد احتراق اصلی موتور و مضارب آن مشاهده شد که نشان‌دهنده نقش کلیدی سیکل احتراق در تولید سر و صدا است. در نهایت، این مطالعه مؤید آن است که انتخاب بهینه ترکیب سوخت باید با در نظر گرفتن محدوده کاری و سرعت دورانی موتور انجام پذیرد تا بتوان به کاهش آلودگی صوتی دست یافت. علاوه بر این، نقش مؤثر نگهداری پیشگیرانه (تعویض به موقع فیلترهای هوا، سوخت و روغن) به عنوان عاملی مهم در کنترل و کاهش سر و صدا موتور مورد تأکید قرار می‌گیرد. نتایج تجزیه‌ی واریانس تراز صدای کلی با مقیاس وزنی A در موقعیت اطرافیان نشان داد اثرات اصلی ترکیب سوخت و سرعت موتور و اثر متقابل متغیرهای سرعت موتور × ترکیب‌های مختلف سوخت بر تراز صدای کلی با مقیاس وزنی A در موقعیت اطرافیان در سطح ۱ درصد معنی‌دار است و متغیر سرعت موتور بیشترین اثر را بر تراز صدای کلی موتور در موقعیت اطرافیان با مقیاس وزنی A داشته است.

منابع

- Anonymous. (2015). Acoustics: Tractors and machinery for engineering and forestry. Measurement of noise at operator's position. ISO 5131.
- Anonymous. (2009). Permissible Sound Level at Bystander of Agricultural Tractors Method of Mesurement. Printed by The Automotive Research Association of India. AIS-115(Part 2).
- Ashok, B., Tamilvanan, A., Vignesh, R., Saiteja, P., Vineet Kumar, P., Nikhil, Ch., Nikhil, D. (2023). Engine vibration and noise characteristics of common rail direct injection engine fuelled with orange peel oil by response surface methodology based multi-objective optimization. Results in Engineering, 20, <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2023.101406>
- Bhattacharyya, A., LaMarche, V.C.Jr. & Hughes, M.K. (1992). Tree-ring chronologies from Nepal. Tree-Ring Bulletin 52: 59-66.
- Crocker, M.J., Sommerfeldt, S. (2008). Handbook of Noise and Vibration Control. John Wiley & Sons, Inc.
- Crocker M.J. and Ivanov, I.N. (1994). Noise and Vibration Control in Vehicles. 1st ed., St.Petersburg: Interpub. Ltd, Russia. ISBN 5-7325-0090-1.
- Geng, Z., Chen J. and Hull, B. (2003). Analysis of engine vibration and design of an applicable diagnosing approach. International Journal of Mechanical Sciences. 45, 1391-1410. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2003.09.012>
- Huang, H.B., Huang, X.R., Yang, M.L., Lim, T.C., Ding, W.P. (2018). Identification of vehicle interior noise sources based on wavelet transform and partial coherence analysis. Mechanical Systems and Signal Processing, 109, 247-267. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2018.02.045>

- Keramat Siavash, N., Najaf, G., Hassan-Beygi, S.R., Ahmadian, H., Ghobadian, B., Yusaf, T., Mazlan, M. (2021). Time–Frequency Analysis of Diesel Engine Noise Using Biodiesel Fuel Blends, *Sustainability*, 13, <https://doi.org/10.3390/su13063489>
- Li, W., Gu, F., Ball, A.D., Leung, A.Y.T. and Phipps, C.E. (2000). A study of the noise from diesel engines using the independent component analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 15(6), 1165-1184.
- Mogal, Sh., Kapse, A., Shewale, V., Shete, P. (2023). An Experimental Investigation of the Effects of Diesel-Ethanol Blends on the Noise and Vibrations of a Diesel Engine. *Engineering, Technology & Applied Science Research*, 13(3), 10875-10881.
- Peterson, A.P.G. (1980). *Handbook of Noise Measurement*. Ninth Edition, GenRad.
- Rakopoulos, C.D., Dimaratos, A.M. and Giakoumis, E.G. (2011). Study of turbocharged diesel engine operation, pollutant emissions and combustion noise radiation during starting with bio-diesel or n-butanol diesel fuel blends. *Applied Energy* 88, 2011, 3905–3916.
- Razumovskii, M.A., Andreev, A.F. Krzhivitskii, R. I. and Semenov, V. A. (1991). Assessment of tractor noise characteristics. *Traktory-i-Sel'shokhozyaistvennye- Mashiny*, 12-14
- Rossing, T.D. (2014). *Handbook of acoustics*. Springer Handbooks (SHB).
- Samadi, S., Heidarbeigi, K. (2020). Acoustic analysis of a single-cylinder diesel engine using magnetized biodiesel-diesel fuel blends. *Heliyon*, 6, <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2020.e05113>
- Santana, C., Barros, J.E.M. (2014). Analysis of Vibration and Noise of an Internal Combustion Engine by Application of Test and Experimental Analysis of the Frequency Spectrum. In *Anais do XXI Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva*, 221-245, DOI 10.5151/engpro-simea-PAP36.
- Solecki, L. (2003). Preliminary analysis of annual exposure to noise among private farmers. *Zastosowania Ergonomii*, 10, 89-97.
- Taghizadeh-Alisaraei, A., Ghobadian, B., Tavakoli-Hashjin, T. And Mohtasebi, S. S. (2012). Vibration Analysis of a Diesel Engine Using Biodiesel and Petrodiesel Fuel Blends, *Fuel*, 102: 414–422.
- Torregrosaa, A.J., Broatcha, A., Novellaa, R., Gomez-Sorianoa, J., M´onicob, L.F. (2017). Impact of gasoline and Diesel blends on combustion noise and pollutant. *Energy*, 137, Pages 58-68. doi: 10.1016/j.energy.2017.07.010.
- Varadappan, A.M.S., Sundaram, A.G. (2023). Effect of Diesterol blends on the noise vibration and harshness of a Genset engine, *Materials Today*, 90, 86–95. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2023.05.058>

Acoustic Analysis and Investigation of the Effect of Diesel-Bioethanol Fuel Blends on the 1/3 Octave Band Noise Level of a Four-Stroke Diesel Engine

EXTENDED ABSTRACT

Introduction

Although diesel engines are superior to gasoline engines in terms of thermal efficiency and fuel economy, they are problematic regarding noise pollution. Given the detrimental effects of noise, it is imperative to identify its sources and mitigate their occurrence as much as possible. Internal combustion engines rank among the most significant sources of noise in industrial and agricultural settings. Engine noise itself originates from various sources, the most fundamental of which is combustion noise. The sudden pressure rise from combustion is transmitted to the engine structure, and the resulting noise propagates through the air. Considering the extensive environmental advantages and renewability of bioethanol, coupled with the widespread use of diesel tractors in Iranian agriculture which exposes operators to persistent noise, the necessity for comprehensive research in this area becomes evident. To date, no systematic study has investigated the impact of diesel-bioethanol fuel blends on the acoustic profile of tractor diesel engines using a precise 1/3 octave band analysis. Therefore, this research not only seeks to propose a solution for reducing noise pollution and improving operator working conditions but also, by addressing this knowledge gap, aims to provide reliable data to support the development and promotion of eco-friendly hybrid fuels in the agricultural sector.

Method

This study investigated the effects of diesel-bioethanol fuel blends on engine noise levels. Acoustic data from an MF399 model, four-stroke, six-cylinder tractor engine were measured and analyzed at five different speeds (1700, 1800, 1900, 2000, and 2100 rpm) and with seven distinct fuel blends (E0, E2, E4, E6, E8, E10, and E12). An acoustic microphone, positioned at the standard auditory location for bystanders, was used to capture the sound signals. All tests were conducted with four replications. The primary measured parameter was the Sound Pressure Level (in decibels) across various frequencies (in Hertz). To adhere to scientific principles and ensure the accuracy of the results, the following measures were implemented:

- Selection of a test site compliant with relevant standards.
- Utilization of high-precision measurement equipment.
- Rigorous assessment of the range of influential variables.

To guarantee the reliability of the findings, all measurements were performed under controlled and standardized conditions. The engine's technical specifications, the test site details, and the experimental design matrix are presented in the subsequent sections.

Result

This study analyzes the effects of rotational speed and various fuel blends on the octave band spectrum of the sound pressure level in a four-stroke, six-cylinder diesel engine. The findings indicate that heavy engine components such as the crankshaft and connecting rods induce resonant conditions and amplify noise due to free vibrations and the transmission of inertial forces. Furthermore, impacts from valve opening and closing, turbulence in the fuel, oil, and water systems, as well as pump operation, contribute significantly to vibration and noise generation. Among these, the dominant frequencies are primarily associated with combustion and valve dynamics.

Conclusions

The results of this study clearly demonstrate that while the type of diesel-bioethanol fuel blend influences the engine's acoustic characteristics, rotational speed is the more decisive factor in determining the generated noise level. A change in speed caused variations of 2 to 10 dB in the sound pressure level across a wide range of frequencies, whereas the effect of the fuel composition was in most cases less than 5 dB. Furthermore, as the engine speed increased, the number and amplitude of the frequency peaks rose significantly, a phenomenon attributable to the intensification of combustion events, mechanical impacts from components, and fluid turbulence. This study confirms that selecting an optimal fuel blend must be done with consideration of the engine's operational range and rotational speed to achieve a reduction in noise pollution. Additionally, the crucial role of preventive maintenance—such as the timely replacement of air, fuel, and oil filters—is emphasized as a significant factor in controlling and mitigating engine noise.

Author Contributions

All authors contributed equally to the conceptualization of the article and writing of the original and

subsequent drafts.

Data Availability Statement

Data available on request from the authors.

Ethical considerations

It has no ethical considerations.

Conflict of interest

The authors declare no conflict of interest.

ویراستاری نشده