



# 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

Abbas Taghipour<sup>1</sup> | Babak Beheshti<sup>2</sup> | Barat Ghobadian<sup>3</sup> Morteza Almassi<sup>4</sup> Seyed Reza Hassan-beygi<sup>5</sup>

1. Corresponding Author, Department of Mechanical Engineering, Dez.C. , Islamic Azad University, Dezful, Iran. E-mail: [ab.taghipoor@iau.ac.ir](mailto:ab.taghipoor@iau.ac.ir)
2. Department of Agricultural Science and Engineering, SR.C., Islamic Azad University, Tehran, Iran. E-mail: [Beheshti-b@iau.ac.ir](mailto:Beheshti-b@iau.ac.ir)
3. Department of Agricultural Machinery Engineering, Faculty of Agriculture, Tarbiat Modarres University, Tehran, Iran. E-mail: [ghobadib@modares.ac.ir](mailto:ghobadib@modares.ac.ir)
4. Department of Agricultural Science and Engineering, SR.C., Islamic Azad University, Tehran, Iran. E-mail: [Morteza.almassi@gmail.com](mailto:Morteza.almassi@gmail.com)
5. Department of Agro-Technology, College of Abouraihan, University of Tehran, Tehran, Iran, E-mail: [rhbeigi@ut.ac.ir](mailto:rhbeigi@ut.ac.ir)

## Article Info

**Article type:** Research Article

### Article history:

**Received:** Oct. 3, 2025

**Revised:** Jan. 20, 2026

**Accepted:** Jan. 26, 2026

**Published online:** Summer 2026

### Keywords:

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

## 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 an 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  $\times$  different fuel blends on that are significant at the 1% level, and the engine speed variable had the greatest effect.

Cite this article: Taghipour, A., Beheshti, B., Ghobadian, B., Almassi, M., Hassan-beygi, S. R., (2026) 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, *Iranian Journal of Biosystem Engineering*, 57 (2), 81-99. <https://doi.org/10.22059/ijbse.2026.403326.665621>

© The Author(s).

Publisher: The University of Tehran Press.

DOI: <https://doi.org/10.22059/ijbse.2026.403326.665621>





## 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.

### Funding

This research did not receive any specific grant from funding agencies in the public, commercial, or not-for-profit sectors.

### Authorship contribution

The authors have not used generative artificial intelligence or AI-based technologies in the writing process of their final version of the article, by adding a statement at the end of their manuscript in the original file, before the references.

**Declaration of Generative AI and AI-assisted technologies in the writing process**

The authors have not used generative artificial intelligence or AI-based technologies in the writing process of their final manuscript. Therefore, no such statement has been included at the end of the manuscript, before the references section.

**Data availability statement**

The data of the present study are available upon request from the authors.

**Acknowledgements**

I am grateful to the respected editor-in-chief and the esteemed reviewers for their efforts.

**Ethical considerations**

The authors adhered to the ethical standards in conducting and publishing this scientific study, and all of them certify this.

**Conflict of interest**

The authors declare no conflict of interest.

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

عباس تقی پور<sup>۱</sup> | بابک بهشتی<sup>۲</sup> | برات قبادیان<sup>۳</sup> | مرتضی الماسی<sup>۴</sup> | سیدرضا حسن بیگی<sup>۵</sup>

۱. نویسنده مسئول، گروه مهندسی مکانیک، واحد دزفول، دانشگاه آزاد اسلامی، دزفول، ایران. رایانامه: [ab.taghipoor@iau.ac.ir](mailto:ab.taghipoor@iau.ac.ir)

۲. گروه علوم و مهندسی کشاورزی، واحد علوم و تحقیقات، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران. رایانامه: [Beheshti-b@iau.ac.ir](mailto:Beheshti-b@iau.ac.ir)

۳. گروه مهندسی مکانیک ماشین های کشاورزی، دانشکده کشاورزی، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران. رایانامه: [ghobadib@modares.ac.ir](mailto:ghobadib@modares.ac.ir)

۴. گروه علوم و مهندسی کشاورزی، واحد علوم و تحقیقات، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران، ایران. رایانامه: [Morteza.almassi@gmail.com](mailto:Morteza.almassi@gmail.com)

۵. گروه مهندسی فنی کشاورزی، دانشکده ابوریحان، دانشگاه تهران، تهران، ایران. رایانامه: [rhbeigi@ut.ac.ir](mailto:rhbeigi@ut.ac.ir)

### چکیده

### اطلاعات مقاله

نوع مقاله: مقاله پژوهشی

صدای ناشی از موتورهای دیزل یکی از مهم ترین عوامل فیزیکی زیان آور است و مشکلات زیادی را برای راننده و محیط کار ایجاد می نماید. این پژوهش به تحلیل تأثیر مخلوط سوخت دیزل-بیواتانول و سرعت دورانی بر تراز فشار صوتی موتور دیزل شش سیلندر در موقعیت اطرافیان می پردازد. آزمایش ها مطابق استانداردهای بین المللی در محیطی کنترل شده انجام شد. سیگنال های صوتی با استفاده از صداسنج ثبت و در محدوده ۲۰ تا ۲۰۰۰۰ Hz در قالب اکتا و باندهای ۱/۳ تحلیل شد. نتایج نشان داد، قله غالب صوتی در باند مرکز ۸۰ Hz منطبق بر بسامد احتراق موتور ( Hz ۸۵ در ۱۷۰۰ rpm) است. تأثیر سرعت دورانی موتور بر تراز فشار صوتی به مراتب قوی تر از اثر ترکیب سوخت بود؛ به طوری که افزایش سرعت، موجب افزایش ۲ تا ۱۰ دسی بلی در اغلب بسامدها شد، در حالی که تغییر ترکیب سوخت (افزودن بیواتانول) تأثیر کمتری (کمتر از ۵ دسی بل) داشت. تغییرات بسامدی عمدتاً ناشی از پدیده احتراق، عملکرد سوپاپ ها 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 می دهد. نتایج تجزیه ی 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  $\times$  ترکیب های مختلف سوخت بر تراز صدای کلی با مقیاس وزنی A در موقعیت اطرافیان در سطح ۱ درصد معنی دار است و متغیر سرعت موتور بیشترین اثر را بر آن داشته است.

تاریخ دریافت: ۱۴۰۴/۷/۱۱

تاریخ بازنگری: ۱۴۰۴/۱۰/۳۰

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۴/۱۱/۱۶

تاریخ انتشار: تابستان ۱۴۰۵

واژه های کلیدی:

پروفیل آکوستیک،

سوخت زیستی،

تراز فشار صوتی،

سرعت دورانی موتور،

طیف بسامدی.

استناد: تقی پور، عباس، بهشتی، بابک، قبادیان، برات، الماسی، مرتضی، حسن بیگی، سیدرضا، (۱۴۰۵) تحلیل آکوستیکی و بررسی تأثیر مخلوط سوخت دیزل-بیواتانول بر سطح سر و صدای اکتا و باند ۱/۳ در یک موتور دیزل چهارزمانه، مجله مهندسی بیوسیستم ایران، ایران، ۵۷ (۲)، ۸۱-۹۹.



<https://doi.org/10.22059/ijbse.2026.403326.665621>

© نویسنده گان.

ناشر: مؤسسه انتشارات دانشگاه تهران.

DOI: <https://doi.org/10.22059/ijbse.2026.403326.665621>

## مقدمه

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 NIOSH<sup>2</sup> 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 آنها 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 و بیومتانول به صورت ترکیبی با سوخت دیزل رو به افزایش است. پیش بینی می شود با توجه به مزایای زیست محیطی و آلاینده های 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

1. Noise  
 2. National Institute for Occupational Safety and Health  
 3. Noise Dose  
 4. Top Dead Center

کنون پژوهشی در زمینه اثر مخلوط سوخت‌های دیزل-بیواتانول بر میزان سروصدای موتور تراکتور انجام نشده است، به همین خاطر این موضوع به عنوان موضوع پژوهش حاضر انتخاب گردید.

پژوهشی توسط کروکر و ایوانف درباره شناسایی منابع صدا در ماشین‌های کشاورزی انجام شد، آنها گزارش دادند که صدای موتور و آگروز ماشین‌های کشاورزی، از اصلی‌ترین منابع تولید صدا می باشد (Crocker and Ivanov, 1994). باتاچاریا و همکاران نیز در پژوهش خود گزارش کرده‌اند (Bhattacharya et al., 1992):

سرعت دورانی موتور و زمان پاشش سوخت از عوامل مهم و مؤثر در تراز صدای تولیدی می‌باشد.

گشتاور موتور تأثیر چندانی بر صدای تولیدی ندارد.

احتراق بیشترین سهم در تولید صدای موتور را دارد.

Santana et al. (2014) 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، داده‌ها شامل سروصدای منتشرشده از موتور، فشار داخل سیلندر، فشار خط سوخت و سیگنال‌های شتاب جمع‌آوری شدند و در حوزه‌های زمان و بسامد بررسی گردیدند. در این پژوهش، داده‌ها برای چهار سرعت ۱۲۰۰، ۱۳۵۰، ۱۵۰۰ و ۱۶۵۰ rpm ثبت شدند. نتایج، بسامدهای تشدید تندتری را در باندهای ۰.۲، ۴ و ۶/۳ kHz نشان داد.

صمدی و حیدریگی (۲۰۲۰) پژوهشی با عنوان تحلیل آکوستیک یک موتور دیزل تک سیلندر با استفاده از مخلوط‌های سوخت

دیزل-بیودیزل مغناطیسی‌شده انجام دادند. نمونه‌ها با درصد‌های مختلفی از مخلوط‌های دیزل-بیودیزل به صورت دیزل (۱۰۰، ۹۵، ۹۰ و ۸۰ درصد) و بیودیزل (۰، ۵، ۱۰ و ۲۰ درصد) با اعمال میدان مغناطیسی (۰، ۵۳۰۰ و ۷۰۰۰ گاوس) بر خط سوخت با نام DxByMz تهیه شدند. اندازه‌گیری‌ها روی موتور تیلر در فاصله ۱۰ سانتی‌متری از گوش راننده و در سه تکرار انجام شد. برای تحلیل داده‌ها از رویکرد آماری در حوزه زمان و پردازش سیگنال در حوزه بسامد استفاده شد. نتایج تحلیل واریانس، تفاوت معنی‌دار بین مخلوط‌های 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 D100B0M0 و D80B20M5300 بود. نتایج در حوزه بسامد نشان داد که بیشترین مقادیر سطح فشار صدا برای تمامی مخلوط‌های 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.

Rakopoulos et al. (2011) طی پژوهشی، سروصدای احتراق با استفاده از سوخت بیودیزل، در شروع کار یک موتور پرخوران

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. Ashok et al. (2023) 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 پیلوت، زمان‌بندی تزریق پیلوت و دور موتور را در حالت درجا مورد بررسی قرار دادند. نتایج به‌دست‌آمده نشان داد که دور موتور سهم بیشتری در ارتعاشات در سطح میل‌لنگ دارد.

Mogal et al. (2003) 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 به‌طور 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.

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 اندازه‌گیری شده، 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 کنترل شده 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 Σ5 (ساخت شرکت انگلستان) استفاده شد. این دینامومتر به‌طور خودکار و از طریق اعمال میدان مغناطیسی، توان و گشتاور خروجی موتور را اندازه‌گیری می‌کند. اتصال دینامومتر به موتور تراکتور از طریق محور 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.

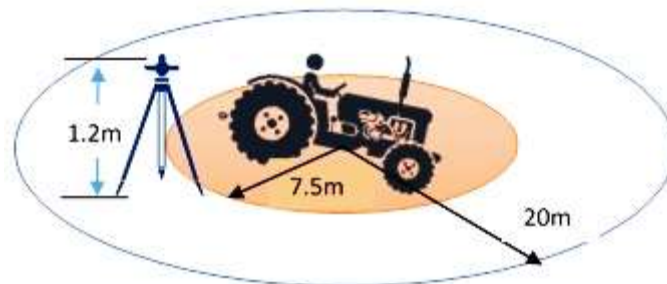
مدل	پرکینز A63544
کارخانه سازنده	شرکت موتورسازان تراکتورسازی ایران
تعداد سیلندر	۶
کورس سیلندر	۱۲۷ mm
قطر سیلندر	۹۸/۶mm
طول پیمایش	۱۲۷mm
حجم سیلندر	۵/۸Lit
ترتیب احتراق	۱،۵،۳،۶،۲،۴
بیشینه توان در ۲۳۰۰ rpm	۱۱۰ hp (۸۲kW)
بیشینه گشتاور در ۱۳۰۰ rpm	۳۷۶N.m



شکل ۱. دینامومتر مدل NJ-FROMENT Σ5

### مشخصات و شرایط محل آزمون

مکان آزمون به طور دقیق بر اساس استانداردهای سازمان بین‌المللی استانداردها (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.



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) با بسامد در 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 به صورت افقی و تراز قرار گرفت.



شکل ۳. دستگاه اندازه‌گیر صدا مدل HT157.

### تهیه‌ی 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. گازوییل مورد استفاده در این آزمون، گازوییل معمول (شماره ۲) 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.

جدول ۲. مشخصات ابزارهای اندازه‌گیری

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

### محدوده‌ی گستره‌ی متغیرها

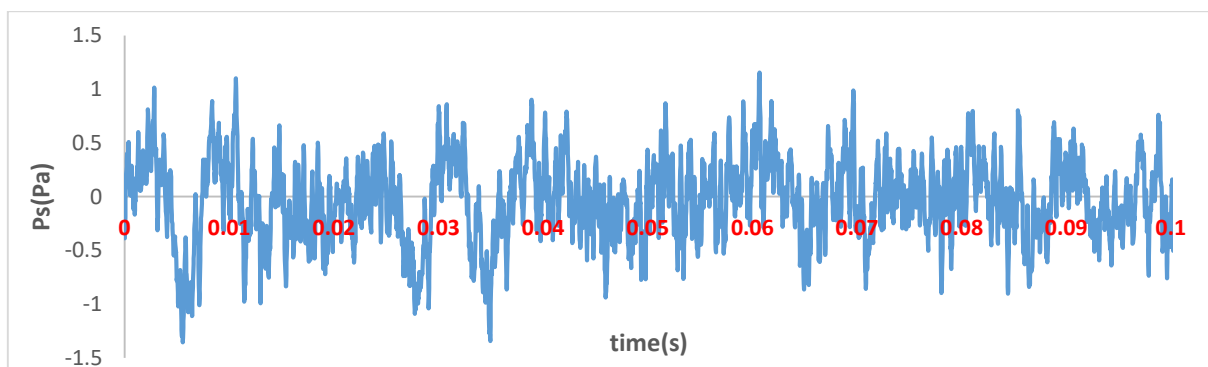
قبل از شروع آزمون‌ها محدوده‌ی متغیرهای کاری تراکتور شامل سرعت دورانی موتور و نسبت اختلاط سوخت دیزل و بیواتانول تعیین گردید. سیگنال سروصدا در ۵ دور موتور تراکتور MF399 (۱۷۰۰، ۱۸۰۰، ۱۹۰۰، ۲۰۰۰ و ۲۱۰۰ rpm) برای مخلوط‌های مختلف سوخت در موقعیت اطرافیان به دست آمد. با توجه به این که تعداد سطوح برای متغیر دور 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 انتهایی 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 باقی مانده 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 اکتاو 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 دمای 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 فشار صدا از میکروفنی با پاسخ بسامدی تخت‌آدر کل 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 نایکویست 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 *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 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 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).

$$SPL = 20 \log \frac{P}{P_0} \quad (\text{رابطه ۱})$$

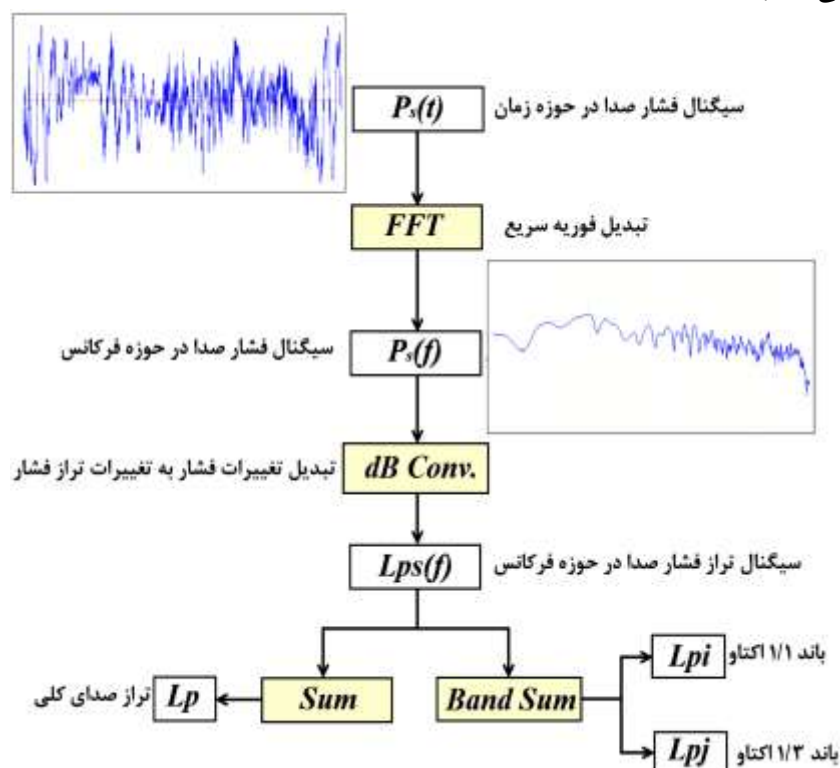
که در این رابطه :

1. Nyquist criteria
2. Quantisation error
3. Fast Fourier Transform
4. Narrow band

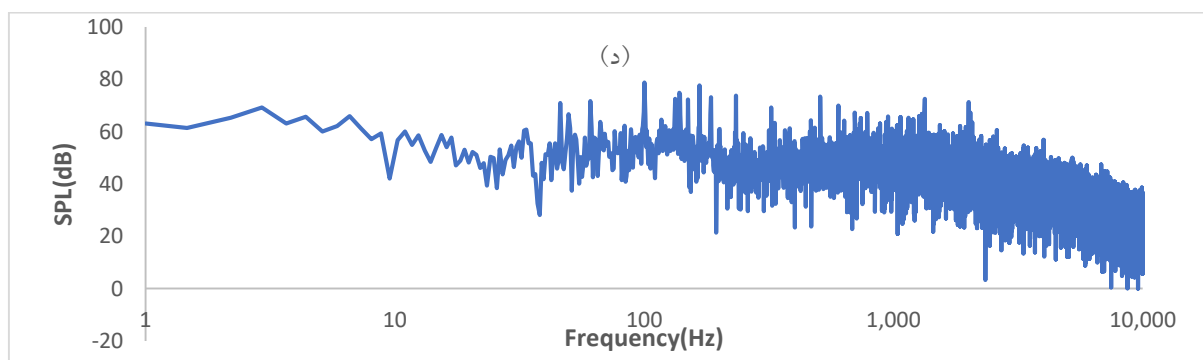
SPL = تراز فشار صدا (dB)

$P =$  فشار صدا (Pa)

$P_0 =$  فشار مبنا 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 به‌وجود 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 ۱/۳ 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 ۱/۳ اکتاو استفاده می‌شود که علیرغم دارا بودن پایداری، جزئیات بیشتری را مشخص می‌کنند، بنابراین در این پژوهش داده‌ها بر اساس طیف ۱/۳ اکتاو تحلیل شده‌اند.

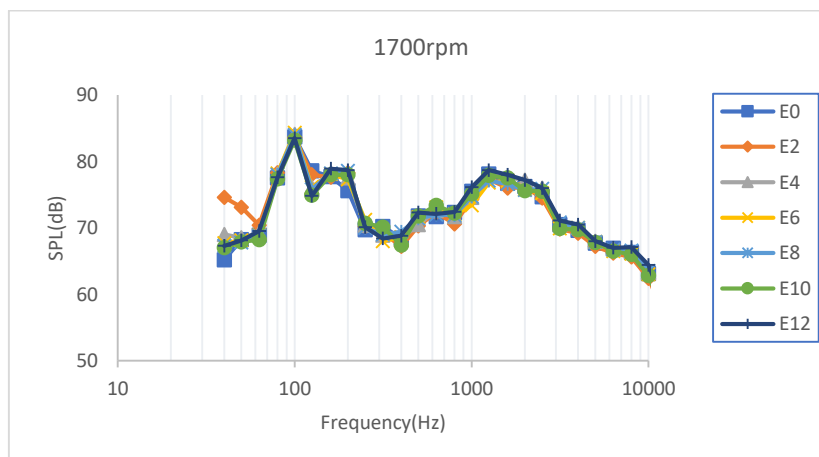
## نتایج و بحث

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  $1700\text{rpm}$  در موقعیت اطرافیان می‌باشد. با توجه به شکل در محدوده‌ی بسامد ۴۰ تا  $70\text{Hz}$  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  $30\text{dB}$  می‌رسد. از بسامد  $70\text{Hz}$  به بالا نیز تغییرات تمامی ترکیبات تقریباً یکسان است و تفاوت چندانی دیده نمی‌شود. قله‌ی برجسته فشار صدا در محدوده‌ی بسامد  $80\text{Hz}$  اتفاق افتاده است که بسامد احتراق موتور مورد بررسی در سرعت  $1700\text{rpm}$ ،  $85\text{Hz}$  است، صداهای مربوط به قسمت‌های مکانیکی موتور نیز دارای مضاربی از بسامد احتراق می‌باشد، لذا صدای بیشینه در مرکز بسامدی  $1/3$  اکتاو،  $80\text{Hz}$  مشاهده می‌شود.



شکل ۷. اثر ترکیب‌های مختلف روی طیف  $1/3$  اکتاو تراز فشار صدای موتور در موقعیت اطرافیان برای سرعت  $1700\text{rpm}$ .

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، مدت‌زمان احتراق و نیروهای نامتعادل داخل موتور اشاره کرد. برای منابع تولید ارتعاش و صدا در موتور می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

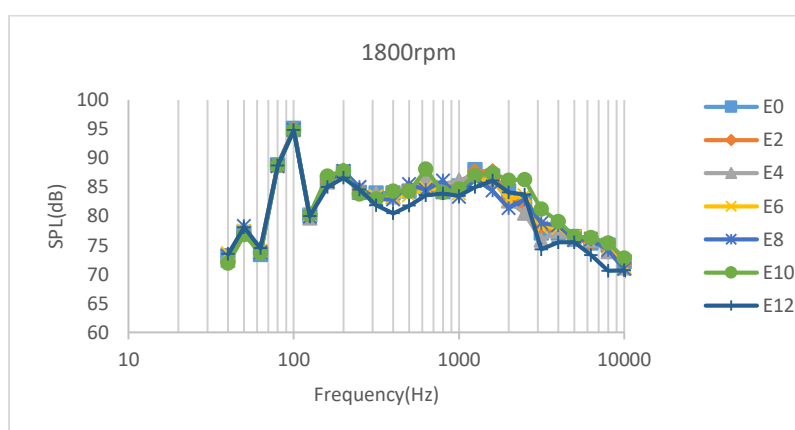
ضربات مکانیکی (مانند بسته شدن سوپاپ‌ها) که در بازه‌های زمانی کوتاه، ارتعاشاتی با دامنه تیز و شدید ایجاد می‌کنند. نشتی گازها که تحت تأثیر تغییرات فشار گاز در سیلندر قرار دارد و ارتعاشاتی با دامنه کم اما مدت‌زمان طولانی تولید می‌کند. اصطکاک که به عنوان یکی دیگر از منابع سر و صدا، ارتعاشاتی پر سر و صدا 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 بسته‌شدن آن‌ها به سرسیلندر وارد می‌شود.

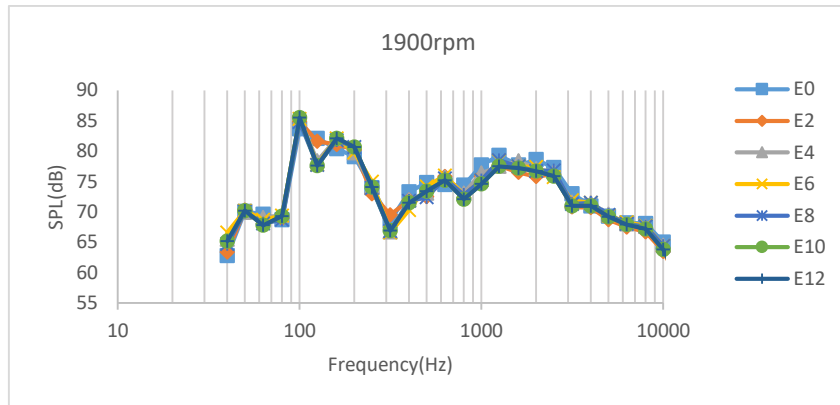
این یافته با نتایج پژوهش دیگران مطابقت دارد. کرامت سیاوش و همکاران پژوهشی با عنوان تحلیل زمان-بسامد صدای موتور دیزل با استفاده از مخلوط‌های سوخت بیودیزل انجام دادند. نتایج این مطالعه نشان داد که مؤثرترین رویدادهای آکوستیک در صدای موتور، احتراق، کوبش پیستون و بسته شدن سوپاپ خروجی بودند. علاوه بر این، 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 ۲۰۰ Hz تقریباً تمامی ترکیبات، تغییرات نزدیک به هم داشته‌اند. از بسامد ۲۰۰ Hz تا ۱۰۰۰۰ Hz تقریباً سوخت E12 کمترین میزان تراز فشار صدا را دارا می‌باشد. با افزایش درصد اتانول، مدت‌زمان احتراق کاهش می‌یابد. زیرا از یک سو با افزایش میزان اتانول در مخلوط سوخت، ارزش حرارتی مخلوط سوخت کاهش می‌یابد، لذا برای یک‌بار 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 دیستروپل 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).



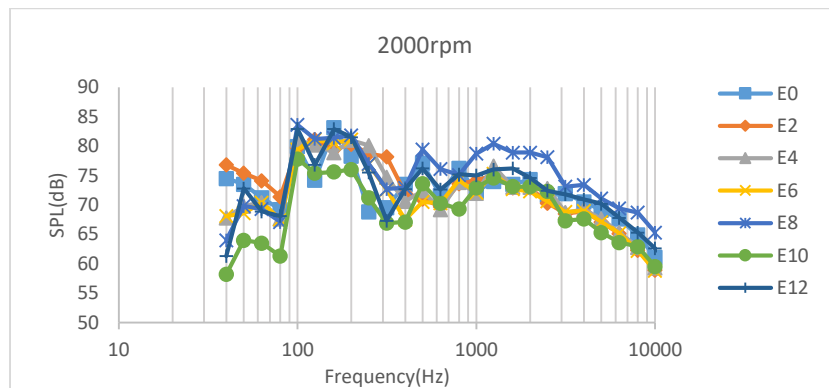
شکل ۸: اثر ترکیب‌های مختلف روی طیف ۱/۳ اکتاو تراز فشار صدای موتور در موقعیت اطرافیان برای سرعت ۱۸۰۰ rpm.

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 مضاری 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.



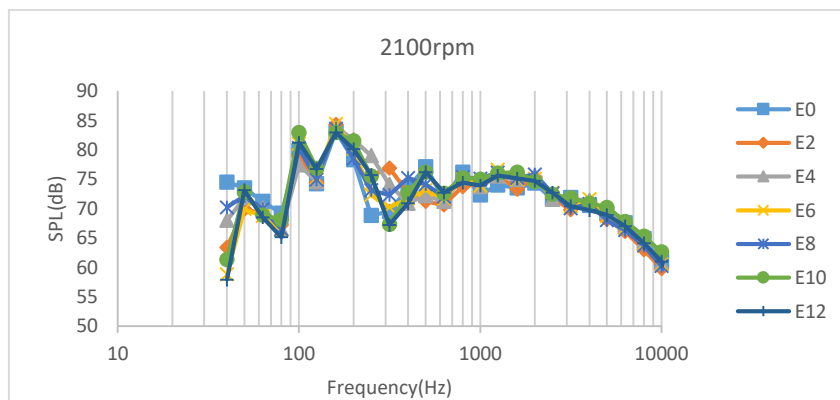
شکل ۹. اثر ترکیب‌های مختلف روی طیف ۱/۳ اکتاو تراز فشار صدای موتور در موقعیت اطرافیان برای سرعت ۱۹۰۰ rpm.

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 Hz ۱۰۰ 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، مدت‌زمان احتراق و نیروهای نامتعادل درون موتور اشاره کرد.



شکل ۱۰. اثر ترکیب‌های مختلف روی طیف ۱/۳ 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 میل‌بادامک، پمپ روغن، پمپ انژکتور، خرابی یاتاقان‌ها، 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 موردنظر، 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 انژکتورهای 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  $840 \text{ kJ/kg}$  در مقایسه با تقریباً  $250 \text{ kJ/kg}$  برای دیزل) اثر خنک کاری 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  $2 \text{ dB}$  تا  $10 \text{ dB}$  افزایش به‌مراتب بیشتر از اثر مخلوط سوخت می‌باشد که اثری کم‌تر از  $5 \text{ dB}$  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  $800$  هرتز و کمتر و  $6300$  هرتز و بیشتر را تضعیف می‌کند؛ درحالی‌که فرکانس‌های محدوده‌ی  $1250$  هرتز تا  $5000$  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 به دست آمده 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 معنی دار 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٪ معنی دار 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 معنی دار است. چون اثر متقابل ترکیب سوخت × سرعت موتور در سطح ۱ درصد معنی دار 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 به دست آمده در جدول ۴، مشخص شد که مخلوط سوخت E4 در سرعت ۲۰۰۰ rpm 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 معنی داری وجود ندارد. بیشترین افزایش مقدار میانگین صدای موتور نیز مربوط به سوخت E8 در سرعت ۲۰۰۰ rpm می‌باشد. همچنین نتایج نشان می‌دهد که حداکثر افزایش تراز صدای کلی با افزایش سرعت موتور از ۱۷۰۰ تا ۲۱۰۰ rpm در سطوح مختلف سوخت (E0، E2، E4، E6، E8، E10 و E12) به ترتیب ۲/۸۵۵dB، ۳/۳۹۸۹dB، ۲/۹۶۰۴dB، ۳/۳۸۹۶dB، ۲/۳۳۳۵dB، ۲/۷۸۱۴dB می‌باشد. البته روند تغییرات از نظم خاصی پیروی نمی‌کند و بیشترین تغییرات مربوط به سوخت E4 و کمترین مربوط به سوخت E10 می‌باشد.

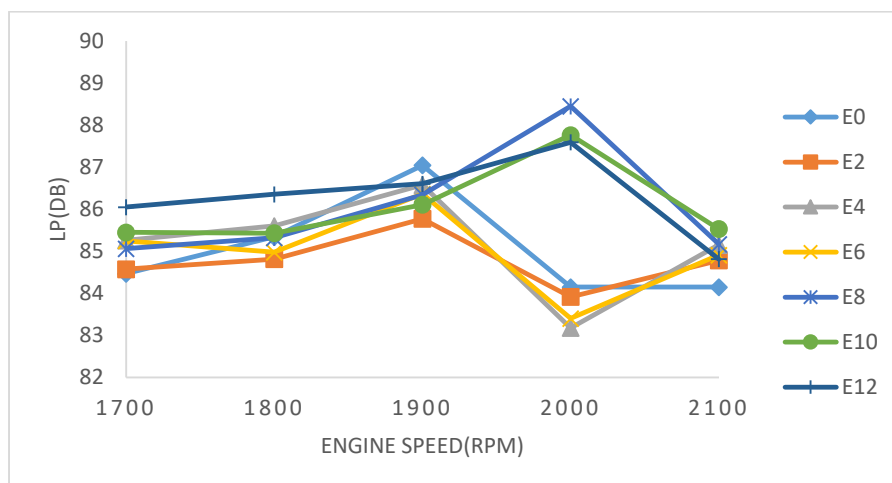
جدول ۴: برهمکنش اثر سرعت موتور × ترکیب سوخت بر روی تراز کلی صدای موتور (dB(A) در موقعیت راننده.

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

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

همچنین با افزایش درصد بیواتانول در ترکیب سوخت حداکثر تفاوت معنی دار 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 یا افزایشی 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 محدوده‌ی  $1/0185\text{dB}$  تا  $5/2735\text{dB}$  و حداکثر افزایش میانگین تراز صدای کلی موتور بین سطوح مختلف سوخت در محدوده‌ی  $2/3335\text{dB}$  تا  $3/3959\text{dB}$  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 به‌وضوح 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. به‌طوری‌که تغییر سرعت، باعث تغییرات ۲ تا ۱۰ دسی‌بلی در تراز فشار صدا در طیف وسیعی از بسامدها شد، درحالی‌که 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 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 Hz ۱۰۰) 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، میل بادامک 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 به‌موقع فیلترهای هوا، سوخت و روغن) به‌عنوان 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  $\times$  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.

## ملاحظات اخلاقی

حامی مالی

مقاله حاضر هیچگونه حمایت مالی ندارد.



### مشارکت نویسندگان

نویسندگان به طور مساوی در کلیه مراحل طراحی و انجام پژوهش، گردآوری داده‌ها، تجزیه و تحلیل آماری داده‌ها، تحلیل و تفسیر اطلاعات و نتایج، تهیه پیشنویس مقاله، بررسی و کنترل نتایج، اصلاح، بازبینی و نهایی‌سازی مقاله مشارکت داشتند.

### اعلامیه هوش مصنوعی مولد و فناوری‌های مبتنی بر هوش مصنوعی در فرایند نگارش

نویسندگان در نسخه نهایی مقاله خود از هوش مصنوعی مولد و فناوری‌های مبتنی بر هوش مصنوعی در فرایند نوشتن با افزودن عبارتی در انتهای دست‌نوشته خود در فایل نسخه اصلی، قبل از فهرست منابع و مآخذ، استفاده نموده‌اند.

### بیانیه دسترسی به داده‌ها

داده‌های پژوهش حاضر از طریق درخواست از نویسندگان قابل دسترسی است.

### سیاسگزاری

از زحمات سردبیر محترم مجله و داوران عزیز تشکر و قدردانی می‌کنم.

### پیروی از اصول اخلاق پژوهش

نویسندگان اصول اخلاقی را در انجام و انتشار این پژوهش علمی رعایت نموده‌اند و این موضوع مورد تأیید همه آنهاست.

### تعارض منافع

بنا بر اظهار نویسندگان این مقاله تعارض منافع ندارد.

## REFERENCES

- 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 Measurement. 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.ymsp.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>.