



ARAŞTIRMA MAKALESİ / RESEARCH ARTICLE

Dizel Jeneratörlerde Farklı Yük Durumlarında Egzoz Susturucu Akustik Tasarımı ve Optimizasyonu

Exhaust Silencer Acoustic Design and Optimization for Diesel Generators Under Different Load Conditions

Murat Uysal ^{1*}, Gürkan Zengin ², Cenk Sayın ³

^{1,2} Teksan Jeneratör Araştırma ve Geliştirme Merkezi, İstanbul, TÜRKİYE

³ Marmara Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, İstanbul, TÜRKİYE

Sorumlu Yazar / Corresponding Author *: muratuysal@teksan.com

Öz

Bu çalışmada, dizel jeneratörlerin farklı yük durumlarında oluşturduğu gürültünün azaltılmasına yönelik egzoz susturucu tasarımı ve optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Jeneratörlerden elde edilen akustik veriler farklı yük koşullarında toplanmış ve bu veriler susturucu tasarımı için temel oluşturmuştur. Tasarlanan susturucu, akustik performans, geri basınç ve termal davranış açısından sonlu elemanlar yöntemiyle üç boyutlu analiz edilmiştir. Susturucunun, gürültü azaltımında etkinliği, yönetmeliklerde belirtilen sınır değerlere uygunluğu ve jeneratör performansına etkisi detaylı bir şekilde değerlendirilmiştir. Optimizasyon çalışmaları ve analizler sonrası gerçekleştirilen fiziki testlerde analiz-test sonuçlarının yüksek tutarlılıkla yakınsadığı görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Dizel Jeneratör, Susturucu Tasarımı, Gürültü Azaltımı, Sonlu Eleman Metodu, Akustik, Akışkan Dinamiği

Abstract

This research investigates the design and optimization of an exhaust silencer to reduce the noise generated by diesel generators under different load conditions. Initially, acoustic data obtained from generators under various load conditions were collected, forming the basis for the silencer design. The designed silencer was analyzed three-dimensionally using the finite element method in terms of acoustic performance, backpressure, and thermal behavior. The effectiveness of the silencer in noise reduction, its compliance with the regulatory limit values, and its impact on generator performance were thoroughly evaluated. Physical tests conducted after optimization studies and analyses demonstrated a high level of consistency between the analytical and experimental data.

Keywords: Diesel Generator, Exhaust Silencer Design, Noise Reduction, Finite Element Method, Acoustic, Fluid Dynamics

EXTENDED ABSTRACT

Introduction

This study focuses on the design and optimization of a hybrid exhaust silencer for diesel generators to reduce noise emissions under varying load conditions. Reactive and absorptive elements were combined to achieve effective noise reduction across a wide frequency range while maintaining acceptable backpressure levels. Finite Element Analysis (FEA) and experimental validations were conducted to evaluate the silencer's acoustic and thermal performance.

Materials and Methods

A Hyundai P126T I-II diesel engine was used with an exhaust gas flow rate of 0.97 m³/s and a temperature of 510°C. Acoustic measurements followed ISO 3744 standards using a Ceswa SC250 Type 1 device, while absorption coefficients were determined via the impedance tube method (ISO 10534-2). ANSYS Harmonic Acoustics was employed for acoustic

simulations, and Solid Flow Simulation software was used for backpressure analysis.

Results and Discussion

The hybrid silencer achieved significant noise reduction across low, medium, and high frequencies. Experimental noise measurements showed close agreement with simulation results (2.29%–4.28% error margin). Backpressure remained within acceptable limits across all load conditions, despite minor discrepancies between simulation and experimental results due to possible inaccuracies in manufacturer-provided gas flow data.

Conclusion

The proposed hybrid silencer effectively reduces diesel generator noise emissions while ensuring compliance with backpressure limits. The design offers a balanced solution for acoustic performance and engine efficiency, serving as a reliable reference for future industrial and academic applications.

1. Giriş

Dizel jeneratörler, mekanik enerjiyi elektrik enerjisine dönüştüren ve endüstriden konutlara kadar geniş bir kullanım alanı bulunan yüksek verimli enerji sistemleridir. Ucuz yakıt maliyeti, dayanıklılık, yüksek performans ve uzun çalışma ömrü gibi avantajları sayesinde, ticari ve sanayi uygulamalarında benzinli jeneratörlere kıyasla daha fazla tercih edilmektedir [1]. Ancak dizel jeneratörlerin çalışması sırasında oluşan gürültü hem çevresel hem de insan sağlığı açısından risk teşkil eder ve

çeşitli yönetmelikler çerçevesinde gürültü kontrol önlemlerinin alınmasını zorunlu kılmaktadır. [2, 3].

Dizel jeneratör kaynaklı gürültü; motor bloğu titreşimleri, egzoz gazlarının aero-akustik etkisi, radyatör fanından yayılan sesler ve yapı kaynaklı vibro-akustik gürültüler gibi çok sayıda bileşenden oluşmaktadır [4]. Bu farklı mekanizmaların tümünde gürültüyü etkin biçimde azaltabilmek için bütüncül yaklaşımlar geliştirmek gerekir. Son yıllarda çıkarılan ulusal ve uluslararası gürültü yönetmelikleri, jeneratör setlerinin ses güç düzeylerini belirli

sınırlar içerisinde tutmayı hedeflemekte; böylece çevresel etkiler ile iş sağlığı ve güvenliği problemlerinin önüne geçmeyi amaçlamaktadır [5].

Literatürde dizel jeneratörlerde gürültü kontrolüne dair çalışmaların büyük çoğunluğu, aktif veya pasif yöntemleri ele almaktadır [6, 7]. Aktif gürültü kontrol sistemleri özellikle düşük frekans bandında etkili olabilirken, uygulamada maliyet, karmaşık kontrol devreleri ve bakım gereksinimleri gibi sınırlılıklar mevcuttur [8]. Bu nedenle endüstriyel uygulamalarda yaygın olarak pasif gürültü azaltım yöntemleri tercih edilmektedir. Pasif yöntemler arasında en yaygın kullanılan cihazlar olan susturucular, akustik enerjiyi mekanik veya termal enerjiye dönüştürerek gürültüyü azaltmayı hedefler [9]. Düşük frekanslı gürültülerin (yaklaşık 63–400 Hz aralığı) dalga boylarının uzun olması, susturucuların daha büyük boyutlara sahip olmasına ve yer kısıtlaması ile maliyet artışı gibi sorunlara yol açar [10]. Öte yandan, jeneratörlerin orta-yüksek frekans bileşenleri (400 Hz – 2 kHz) yutucu malzemelerin katkısıyla daha verimli biçimde sönmülenebilmektedir [11].

Geleneksel reaktif susturucular, özellikle düşük frekanslarda etkiliyken; yutucu tip susturucular, gözenekli malzemeler aracılığıyla orta-yüksek frekansta daha etkili bir performans ortaya koymaktadır. [12]. Ancak jeneratörlerin geniş bir çalışma frekans aralığına sahip olması ve değişken yük koşullarında çalışması sebebiyle, tek bir yöntemle her frekansta istenen düzeyde gürültü azaltımı elde etmek zordur. Bu nedenle hibrit susturucu tasarımları son dönemde daha fazla ilgi görmekte, reaktif ve yutucu prensipleri bir araya getirerek geniş bantta etkin gürültü azaltımı sağlama potansiyeli taşımaktadır [13, 14].

Hibrit susturucuların tasarımında, geri basınç kriterlerinin de göz önünde bulundurulması büyük önem taşır. Yüksek geri basınç, dizel motor performansını ve yakıt tüketimini olumsuz yönde etkileyebilir. Bu dengeyi sağlamak için hem deneysel ölçümler hem de üç boyutlu sayısal modellemeler (CFD ve akustik analiz) kullanılarak tasarımın akış ve akustik performansı optimize edilmeye çalışılmaktadır [15].

Yapılan çalışmalar, hibrit susturucularda reaktif ve yutucu elemanların doğru oranlarda ve geometrilerde seçilmesi hâlinde, farklı frekans aralıklarında istenen sönüm seviyelerine ulaşılabileceğini göstermektedir [16].

Bu çalışmada, dizel jeneratörlerin farklı yük durumlarında oluşturduğu gürültü verileri toplanmış ve bu veriler doğrultusunda hibrit bir susturucu tasarımı gerçekleştirilmiştir. Susturucu, reaktif ve yutucu elemanların birleştirilmesiyle oluşturulmuş hem akustik performans hem de geri basınç seviyeleri açısından optimize edilmiştir. Üç boyutlu akustik analizlerde ses yutumu ve gürültü azaltımı değerleri incelenmiş, akış analizleriyle susturucunun geri basınç üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir.

Bu kapsamda çalışma, dizel jeneratörlerden kaynaklanan gürültülerin kontrolüne yönelik bir yaklaşım sunarken, hem akustik hem de akışkan performansı optimize edilmiş bir susturucu tasarımını literatüre kazandırmayı amaçlamaktadır.

2. Materyal ve Metot

Dizel motorlarda ateşleme frekansları, düşük frekanslı gürültü oluşumunda kritik bir rol oynar. Rezonans etkileriyle birleşen bu gürültülerin kontrolü, genellikle büyük boyutlu ve maliyetli çözümler gerektirir. Bu çalışmada, Hyundai P126T I-II model, sıralı dört silindirli, su soğutmalı bir dizel motor kullanılmıştır. Motorun sıkıştırma oranı 17,1:1 olup, egzoz gaz debisi 0,97 m³/s ve egzoz gaz sıcaklığı 510°C'dir. Susturucu tasarımını doğrudan etkileyen egzoz geri basınç limiti 5,9 kPa'dır. Çalışmada, motorun

farklı yük durumlarındaki ham gürültü haritaları, basınç kayıpları ve gaz sıcaklıkları test edilerek susturucu tasarımına yönelik veriler elde edilmiştir. Akustik analizlerde regülasyonlar gereği %75 yük baz alınırken, geri basınç çalışmaları ise %100 yük için gerçekleştirilmiştir.

Jeneratör setleri hem düşük hem de yüksek frekans olmak üzere çok geniş bir spekturumda gürültü üretir. Tüm frekanslarda etkili gürültü azaltımı sağlayabilmek, tasarımın ebat ve maliyet konusunda verimli olabilmesi için reaktif ve yutucu susturucu özelliklerini birleştiren hibrit bir yaklaşım benimsenmiş, farklı yük koşullarında akustik, termal ve geri basınç parametreleri optimize edilmiştir. Elde edilen tasarım, hem düşük hem de yüksek frekanslı gürültülerin etkin şekilde sönmülmesini sağlarken boyut ve maliyet açısından da avantaj sunmaktadır.

Reaktif ve yutucu olmak üzere iki ana bölümden oluşan susturucu sisteminde, reaktif bölüm için kullanılan rezonatörler, susturucuların önemli bir tamamlayıcısı olarak belirli frekanslardaki ses dalgalarını kontrol eder. Üç temel rezonatör tipi kıyaslanmış ve nedenleri açıklanarak çeyrek dalga rezonatörü seçimi yapılmıştır.

Helmholtz rezonatörleri, kapalı bir hacim ve dar bir boyuna sahiptir. Bu yapılar, belirli bir frekansta rezonans oluşturarak ses enerjisini düşürür. Rezonans frekansı, rezonatörün hacmi ve ağız alanına bağlıdır.

$$f = c / 2\pi \sqrt{A / (V \times L))} \quad (1)$$

Burada c ses hızı, A ağız alanı, V hacim ve L ağız uzunluğunu ifade eder.

Çeyrek dalga rezonatörleri ise tüp şeklinde bir hava boşluğuna sahiptir ve dalga boyunun çeyreği uzunluğundadır.

$$f = c / 4L \quad (2)$$

Yarım dalga rezonatörleri dalga boyunun yarısı kadar uzunluğa sahip olması nedeniyle daha geniş bir frekans aralığında etkili bir şekilde çalışır.

$$f = c / 2L \quad (3)$$

Çeyrek dalga rezonatörleri dar bantta etkili ve kompakt yapıdır, ancak geniş frekans aralıklarında verimlilikleri düşer. Yarım dalga rezonatörleri daha geniş bir frekans aralığında çalışabilir ve daha yüksek kazanç sunar. Helmholtz rezonatörleri düşük

frekanslarda etkilidir ve kompakt tasarıma sahiptir, fakat hassas ayar gerektirir ve dar bant aralığında çalışır.

Egzoz hattı içerisindeki gaz sıcaklıkları farklı yük durumlarına göre değişir. Sıcaklığı değişen gazın, yoğunluğu da değiştiğinden ses hızı, dolayısıyla rezonatörün çalışma frekansı da değişir. Bu nedenle daha geniş bir frekans aralığında çalışabilen çeyrek dalga rezonatörü tasarımı seçilmiştir.

2.1. Test Metotları ve Teçhizatları

Akustik ölçümler, motorun farklı yük durumlarında egzoz çıkışındaki ses gücü düzeylerini ve frekans spektrumlarını belirlemek için yapılmıştır. ISO 3744 standardına uygun olarak Şekil 1'de belirtilen Ceswa marka SC250 Tip 1 gürültü ölçüm cihazı ile gerçekleştirilen bu ölçümler, susturucu tasarımında kullanılacak temel verileri sağlamıştır.



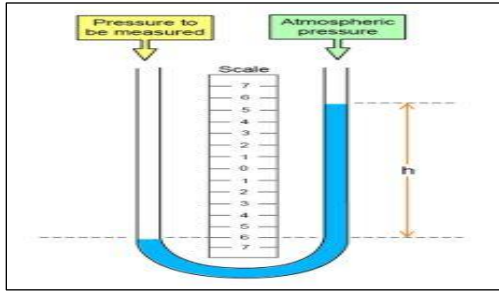
Şekil 1. CESWA CS-250 Tip 1 Gürültü Ölçüm Cihazı.

Figure 1. CESWA CS-250 Type 1 Sound Level Meter.

Susturucu yutucu ve reaktif olmak üzere iki çalışma prensibinin bir arada kullanıldığı bir sistemi içermektedir. Bu nedenle yutucu tarafta kullanılacak olan ses yutum malzemesine ait yutum katsayıları, ISO 10534-2 standardına uygun olarak empedans tüpü yöntemiyle belirlenmiştir.

Empedans tüpü yöntemi, ses dalgalarının malzeme yüzeyine çarptığında yansıyan ve soğrulan bileşenlerini ayırarak malzemenin ses yutma katsayısını (α) belirler. Bu katsayı, malzemenin akustik enerjiyi emme kapasitesini gösterir ve 0 ile 1 arasında bir değer alır. Katsayının 1'e yakın olması, malzemenin ses dalgalarını neredeyse tamamen yuttuğunu ifade ederken, 0'a yakın değerler yutma performansının düşük olduğunu gösterir. [2].

Basınç kaybı ölçümleri, motorun turbo çıkışı ve egzoz çıkışı arasında meydana gelen basınç farklarını tespit etmek amacıyla gerçekleştirilmiştir. Yüksek hassasiyetli U tipi manometreler kullanılmıştır. Manometreler, ölçüm noktalarına sızdırmaz hortum bağlantıları ile entegre edilmiş ve motorun farklı yük durumlarında (%25, %50, %75 ve %100) çalıştırılmasıyla veri toplanmıştır. Manometre üzerindeki sıvı kolonlarının yükseklik farkları kaydedilmiş, bu değerler her bir yük seviyesinde basınç farklarının hesaplanması için kullanılmıştır.



Şekil 2. U Manometre ile Geri Basınç Ölçümü.

Figure 2. Back Pressure Measurement with a U-Tube Manometer.

Egzoz hattı içerisindeki gaz sıcaklıkları, farklı yük durumlarında ölçülmüştür. Ölçümler, 300-500°C arası sıcaklık aralığında ölçüm yapmaya uygun K tipi termokupullar kullanılarak gerçekleştirilmiş ve veriler Şekil 3'de belirtilen Hioki LR8431-20 cihazına kaydedilmiştir. Elde edilen sıcaklık verileri, ses hızının yük durumlarına göre değişimini belirlemek amacıyla kullanılmıştır.



Şekil 3. HIOKI LR8431-20 Veri Toplama Cihazı.

Figure 3. HIOKI LR8431-20 Data Logger.

2.2. Akustik Analizler

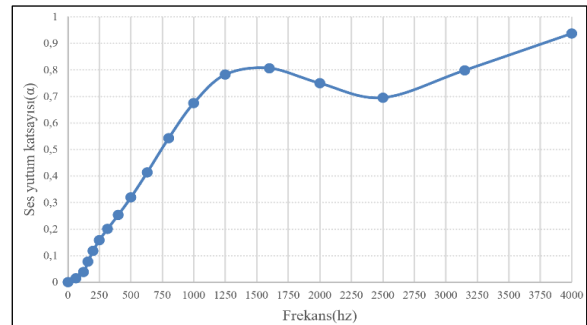
3 boyutlu akustik analizler, ANSYS Harmonic Acoustics modülü kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Susturucunun iletim kaybı performansı, giriş ve çıkış noktaları arasındaki ses enerjisi kaybı üzerinden hesaplanmıştır. Susturucu tasarımı Şekil 4'de belirtildiği gibi reaktif ve yutucu elemanların birleştirildiği bir yapıdan oluşmaktadır. Düşük frekanslı ses dalgalarının sönümlenmesi için genişleme odaları, orta ve yüksek frekanslar için ise ses emici malzemelerle kaplanmış yutucu elemanlar kullanılmıştır. Susturucu çapı 500 mm, gaz giriş çıkış çapları 130 mm'dir. Susturucu iç boru çapları 65 mm, izolasyon malzemesi kalınlığı 50 mm taş yünüdür. Ses yutum katsayıları Şekil 5'de belirtilmiştir.



Şekil 4. Egzoz Sistemi Akustik Modeli.

Figure 4. Exhaust System Acoustic Model.

Şekil 5' de ses yutum katsayıları verilen yutucu malzeme ve perfore saclar, detaylı bir mesh gerektirmeden Şekil 6'da detayları belirtilen Transfer Admittance Matrix yöntemiyle modellenmiştir. Bu yöntem, perfore sacların arasından temas eden yutucu malzemenin gürültü azaltım miktarlarını frekans bazında analitik olarak hesaplamış ve modelleme sürecinde zaman kazanımı sağlamıştır.



Şekil 5. Ses Yutucu Malzeme Yutum Katsayıları.

Figure 5. Sound Absorbing Material Absorption Coefficients.

Definition	
Type	Transfer Admittance Matrix
Model Type	Square Grid Structure
Port 1	Port
Port 2	Port 2
Hole Radius	3,5 mm
Grid Period	10, mm
Structure Thickness	2, mm
Mass Density of the Fluid	6,e-010 kg/mm ³
Dynamic Viscosity of the Fluid	2,926e-002 MPa-s
Ratio of Inner and Outer Radius	0,97
Suppressed	No

Şekil 6. Transfer Matrisi Parametreleri.

Figure 6. Transfer Matrix Parameters.

3 Boyutlu akustik analizlerde ses hızının sıcaklığa bağlı değişimi farklı yük durumlarındaki jeneratör setinin akustik performansında önemli bir parametredir. Egzoz gaz sıcaklığının yük durumlarına göre artışı ve ilgili ses hızları Tablo 1’de belirtilmiştir.

Tablo 1. Ses Hızının Yük Durumuna Göre Değişimi.

Table 1. Variation of Speed of Sound with Load Condition.

Yük Durumu	Egzoz Gaz Sıcaklığı (K)	Ses Hızı (m/s)
%25	477	426
%50	600	479
%75	674	507
%100	783	546

Tablo 1’de belirtilen sıcaklığa bağlı ses hızları parametrik olarak modele tanımlanmış ve şekil 7’de belirtilmiştir.

1	Name	P1 - Speed of Sound
2	Units	m s ⁻¹
3	DP 0 (Current)	426
4	DP 1	479
5	DP 2	507
6	DP 3	546

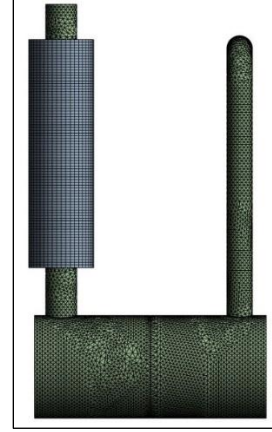
Şekil 7. Egzoz Gaz Sıcaklığına Bağlı Ses Hızı Parametre.

Figure 7. Speed of Sound Parameter as a Function of Exhaust Gas Temperature.

3 Boyutlu akustik analizlerde dalga boyu, dolayısıyla ses hızı ve çözüm frekansını doğru belirlemek çok önemlidir. Sonlu elemanlar metodu analizini doğru bir şekilde gerçekleştirebilmek için en az her bir dalga boyu başına 6 mesh elemanı alınması gerekir [1]. Mesh boyutu, her bir frekans için aşağıdaki formül ile hesaplanıp Tablo 1’de, eleman ağ yapısı genel görünümü ise şekil 5’de gösterilmiştir. Burada minimum mesh eleman boyutu (Xmax), ses hızı (C), frekans (f), dalga boyu (λ) ile ifade edilmiştir.

$$Xmax = \lambda/6 \quad (4)$$

$$\lambda = c/f \quad (5)$$



Şekil 8. Eleman Ağ Yapısı Genel Gösterimi.

Figure 8. General Representation of the Mesh Structure.

426 m/s ses hızı için hesaplanan eleman boyutları, Tablo 1’de belirtilen tüm yük durumları için gerekli azami eleman boyutunun altında kalmaktadır. Ses hızı arttıkça, ilgili frekans için eleman boyutunun azaldığı gözlemlenmiştir. Yapılan analizler, maksimum 20 mm eleman boyu kullanan adaptif yöntem ile gerçekleştirilmiştir. Geometriye göre 10-20 mm arası değişen eleman ağ boyutu şekil 8’de belirtilmiştir.

Tablo 2. Frekansa Göre Azami Eleman Boyutu.

Table 2. Maximum Element Size Based on Frequency.

f (Hz)	C (m/s)	λ (mm)	Xmax (mm)
63	426	6761	1126
80	426	5325	887
100	426	4260	710
125	426	3408	568
160	426	2662	443
200	426	2130	355
250	426	1704	284
315	426	1352	225
400	426	1065	177
500	426	852	142
630	426	676	112
800	426	532	88
1000	426	426	71
1250	426	340	56
1600	426	266	44
2000	426	213	35

Analizler 1/3 oktav bandındaki tüm frekanslar için gürültü azaltımı hesaplaması için çözdürülmüştür. Sisteme egzoz gazının giriş yaptığı nokta ve çıkış yaptığı iki nokta sınır şartı verilmiş, her frekans için mutlak fark sistemin o frekans için gürültü azaltımı değerini vermiştir.

Step Controls	
Multiple Steps	No
Options	
Frequency Spacing	1/3 Octave Band
Central Frequency	63, Hz
Range Minimum	56,127 Hz
Range Maximum	70,715 Hz
Solution Intervals	10
User Defined Frequencies	Off
Solution Method	Program Controlled
Scattering Controls	
Scattered Field Formulation	Program Controlled
Advanced	
Output Controls	
Analysis Data Management	

Şekil 9. 1/3 Oktav Bandı Çözüm Aralıkları.

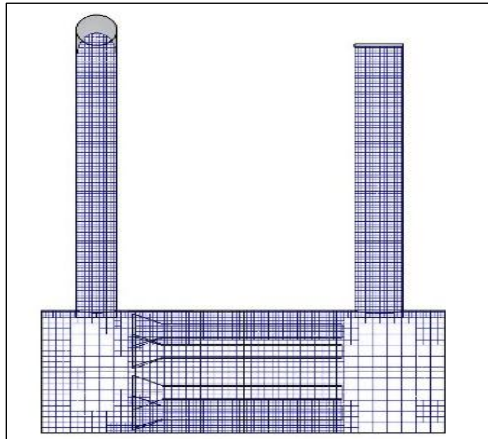
Figure 9. 1/3 Octave Band Resolution Intervals.

1/3 oktav bandının her frekansı için parametrik alınan çözümlerde her bir frekans aralığı 10 parçaya bölünmüştür. Ham gürültü verilerinden çıkarılan gürültü azaltım değerleri, susturucu sisteminin jeneratör setine eklendiğinde elde edilecek gürültü spektrumu ve toplam ses seviyelerini tahmin etmek amacıyla kullanılmıştır. Ham gürültü ifadesi, jeneratör atış sisteminde susturucu takılı olmadığı durumda yayılan gürültüleri kapsamaktadır.

2.3. Akış Analizleri

Bu çalışmadaki akış analizleri, Solid Flow Simulation hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Toplamda 241 iterasyon gerçekleştirilmiştir. Akışkan dinamiği analizleri, susturucunun egzoz gazı üzerindeki etkisini değerlendirmek ve geri basınç limitini aşmadan optimal bir tasarım geliştirmek amacıyla yapılmıştır. Egzoz gazlarının susturucu içerisindeki hareketi, Navier-Stokes denklemlerine dayalı hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri ile modellenmiştir. Akış analizlerinde türbülans modellemesi için k-ε modeli kullanılmıştır.

Hesaplama ağı, 429.759 hücreden oluşmaktadır ve bu hücrelerin 144.828'i katı yüzeylerle etkileşim halindedir.



Şekil 10. Akış Modeli Eleman Ağ Yapısı Genel Gösterimi.

Figure 10. General Representation of the Flow Model Mesh Structure.

Susturucu tasarımının yüksek akustik performans gösterirken farklı yük durumlarında motor üreticisinin beyan ettiği geri

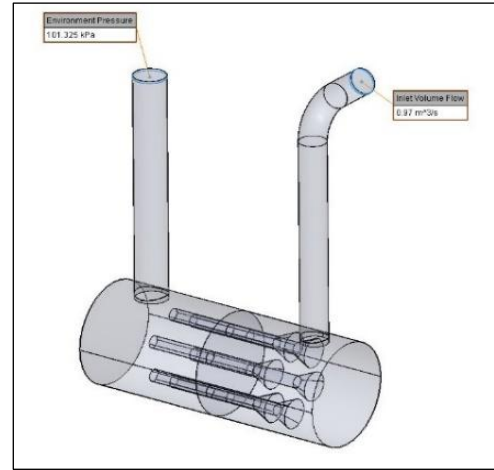
basınç limitlerinin altında kalması beklenmektedir. İlgili yük durumlarındaki egzoz gaz debileri ve izin verilen geri basınç limitleri Tablo 2' de belirtilmiştir.

Tablo 3. Yük Durumuna Göre Egzoz Debisi ve Geri Basınç Limitleri.

Table 3. Exhaust Flow Rate and Back Pressure Limits Based on Load Condition.

Yük Durumu	Egzoz Debisi m ³ /s	Geri Basınç Limiti kPa
%25	0.360	1.4
%50	0.570	2.1
%75	0.720	3.2
%100	0.970	5.9

Tablo 3'de belirtilen yük durumuna bağlı egzoz debileri akış modeline şekil 11'de belirtildiği gibi tanımlanmış, tüm yük durumları için parametre oluşturularak dört farklı analiz çözümü alınmıştır.



Şekil 11. Akış Modeli Genel Gösterimi.

Figure 11. General Representation of the Flow Model.

Susturucunun geri basıncı, giriş ve çıkış yüzeyleri arasındaki statik basınç farkı üzerinden değerlendirilmiştir. Giriş yüzeyine sabit bir debi uygulanmış, çıkış yüzeyi ise atmosfere açık olarak tanımlanmıştır. Bu yöntem, susturucu tasarımının izin verilen maksimum geri basınç limitini aşmadığını doğrulamak amacıyla kullanılmıştır.

3. Bulgular ve Tartışma

ANSYS Harmonic Acoustic modülü ile hesaplanan gürültü azaltımı değerleri, susturucusuz jeneratör setinden toplanan ham gürültü verilerinden çıkarılmıştır. Elde edilen frekans spektrumu ve toplam ses seviyeleri hedef değerler olarak belirlenmiş ve susturucunun jeneratör sistemine dahil edilmesinin ardından, farklı yük durumlarındaki ses testleriyle karşılaştırılmıştır.

Tablo 4'de belirtilen ölçümler farklı yük durumlarında susturucu takılmadan önceki ham gürültü verilerini ve frekans spektrumlarını içermektedir. Bu veriler, susturucu tasarımında kullanılan gürültü azaltımı analizlerinin doğrulanması ve susturucu takıldıktan sonraki akustik performansın öngörülmesi için temel oluşturmuştur.

Tablo 4. Yük Durumuna Göre Egzoz Ham Gürültü Ölçümleri.**Table 4.** Exhaust Raw Noise Measurements Based on Load Condition.

Frekans (Hz)	%25 Yük Ham Ses Seviyeleri (dBa)	%50 Yük Ham Ses Seviyeleri (dBa)	%75 Yük Ham Ses Seviyeleri (dBa)	%100 Yük Ham Ses Seviyeleri (dBa)
63	79,6	82,2	86,8	92,2
80	101,3	103,4	106,5	110,6
100	80,6	83,5	91,5	95,6
125	81,2	83,8	89	96,5
160	93,7	97,8	100,5	108,2
200	89,9	92,6	92,2	100,9
250	94,4	94,7	96,4	102,9
315	97,2	100,1	100,8	103,5
400	103,6	104,1	107,1	109,1
500	102,5	108,3	109,3	110,8
630	107,5	108,9	111,1	111,5
800	103,3	105,4	110,6	112,2
1000	104,4	104,8	108,5	110,7
1250	104,9	106,2	108,3	111
1600	107,7	110,8	109,3	111,3
2000	105,9	105,9	108,7	110,8
Toplam (dBa)	114,8	116,9	118,8	121,0

Tüm yuk durumları için akustik analiz gürültü azaltımı sonuçları Tablo 5’de verilmiştir.

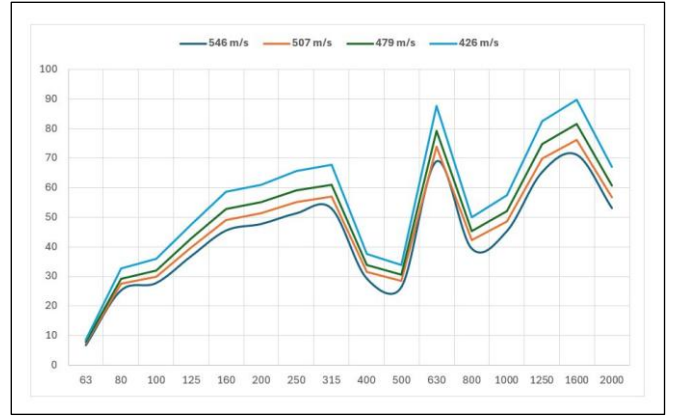
Tablo 5. Yük Durumuna Göre Gürültü Azaltımı Analizi Sonuçları.**Table 5.** Noise Reduction Analysis Results Based on Load Condition.

Frekans (Hz)	%25 Yük Gürültü Azaltımı (dBa)	%50 Yük Gürültü Azaltımı (dBa)	%75 Yük Gürültü Azaltımı (dBa)	%100 Yük Gürültü Azaltımı (dBa)
63	7,8	7,3	7,4	6,8
80	32,8	29,3	27,5	25,3
100	31,3	29,4	30	27,8
125	44,1	40,5	39,8	36,9
160	46,2	49,3	46,5	45,6
200	56,3	51,3	51,4	47,8
250	60,5	51,9	55,2	51,4
315	63,3	56,2	57	53,1

Tablo 5 (Devamı)

400	32,3	30,9	31,6	29,5
500	31,1	27,8	28,4	26,5
630	73,6	72,2	68,1	69
800	47,7	45,3	41,5	39,5
1000	43,5	45,5	48,6	45,3
1250	70,1	68,8	69,9	65,2
1600	81,2	78,8	76,2	71,2
2000	58,8	56,6	56,9	53,2

Jeneratör setinin çalıştığı yük durumuna göre egzoz gazı sıcaklığı, dolayısıyla ses hızı değişimi Tablo 2’ de belirtilmiştir. Bu kapsamda gerçekleştirilen akustik analizlerdeki ses hızı değişiminin gürültü azaltımı sonuçlarına etkisi şekil 12’de belirtilmiştir.

**Şekil 12.** Yük Durumuna Bağlı Değişen Ses Hızının Gürültü Azaltımı Sonuçlarına Etkisi.

Yük durumu azaldıkça ses hızının azaldığı ve susturucu sisteminin akustik performansının iyileştiği görülmüştür.

Tablo 4’ de belirtilen ham gürültü ölçüm sonuçlarından Tablo 5’ de verilen gürültü azaltımı analiz sonuçları çıkarılarak, susturucu sistemi dahil edildiğinde hedeflenen gürültü spektrumu belirlenmiştir.

Tablo 6. Yük Durumuna Göre Hedef Gürültü Seviyeleri.**Table 6.** Target Noise Levels Based on Load Condition.

Frekans (Hz)	%25 Yük Hedef Gürültü (dBa)	%50 Yük Hedef Gürültü (dBa)	%75 Yük Hedef Gürültü (dBa)	%100 Hedef Gürültü (dBa)
63	71,8	74,9	79,4	85,4
80	68,5	74,1	79	85,3
100	49,3	54,1	61,5	67,8
125	37,1	43,3	49,2	59,6
160	47,5	48,5	54	62,6
200	33,6	41,3	40,8	53,1

Tablo 6 (Devamı)

250	33,9	42,8	41,2	51,5
315	33,9	43,9	43,8	50,4
400	71,3	73,2	75,5	79,6
500	71,4	80,5	80,9	84,3
630	33,9	36,7	43	42,5
800	55,6	60,1	69,1	72,7
1000	60,9	59,3	59,9	65,4
1250	34,8	37,4	38,4	45,8
1600	26,5	32	33,1	40,1
2000	47,1	49,3	51,8	57,6
Toplam	77,1	82,8	85,3	90,3

Susturucunun üretimi tamamlandıktan sonra, üretilen susturucu jeneratöre takılmış ve %25, %50, %75 ve %100 yük durumlarında testler gerçekleştirilmiş ve Tablo 7'de gösterilmiştir.

Tablo 7. Yük Durumuna Göre Test Sonuçları.

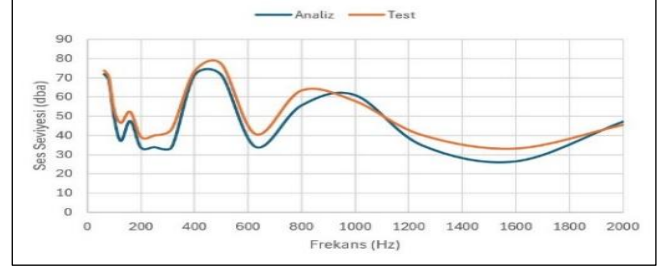
Table 7. Test Results Based on Load Condition.

Frekans (Hz)	%25 Yük Test Sonuçları (dBa)	%50 Yük Test Sonuçları (dBa)	%75 Yük Test Sonuçları (dBa)	%100 Test Sonuçları (dBa)
63	73,6	77,5	82,8	87,2
80	70,3	76,9	81,5	85,1
100	53,2	57,2	65,2	68,1
125	46,4	43,2	56,3	58,6
160	52,2	52,7	59,5	63,2
200	39,1	41,2	43,9	49,4
250	39,9	40,5	42	49,5
315	43,2	44,3	46,6	52,5
400	73,2	73,3	75,2	82,5
500	77,1	82,1	85,6	87,1
630	40,5	41,1	45,8	48,5
800	63,3	67,7	71,5	73,2
1000	57,8	61	63	67,1
1250	40,1	44,3	47,2	51,2
1600	33,1	39,2	41,7	43,5
2000	45,4	49,1	50,4	53,1

Tablo 7 (Devamı)

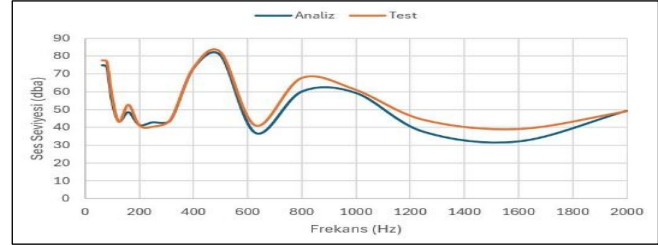
Toplam	80,4	84,7	88,7	92
---------------	-------------	-------------	-------------	-----------

Susturucu takılıken alınan ses seviyesi ölçümleri, akustik analizlerle elde edilen tahmini değerlerle karşılaştırılmıştır.



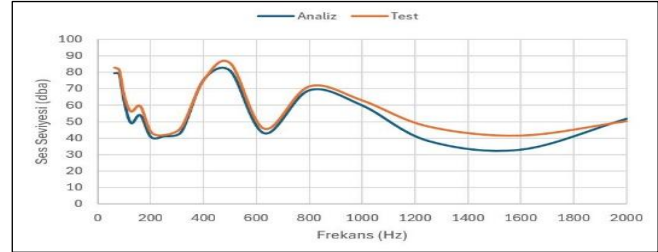
Şekil 13. %25 Yük Durumu Akustik Analiz ile Test Ses Seviyeleri Kıyaslaması.

Figure 13. Comparison of Acoustic Analysis and Test Sound Levels at 25% Load Condition.



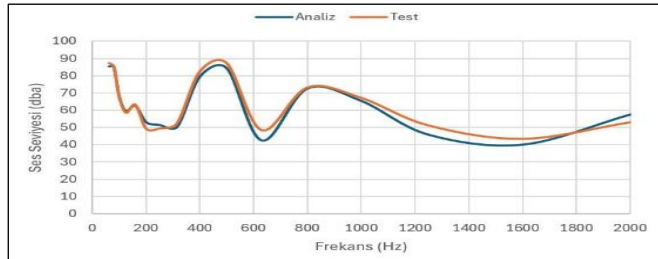
Şekil 14. %50 Yük Durumu Akustik Analiz ile Test Ses Seviyeleri Kıyaslaması.

Figure 14. Comparison of Acoustic Analysis and Test Sound Levels at 50% Load Condition.



Şekil 15. %75 Yük Durumu Akustik Analiz ile Test Ses Seviyeleri Kıyaslaması.

Figure 15. Comparison of Acoustic Analysis and Test Sound Levels at 75% Load Condition.

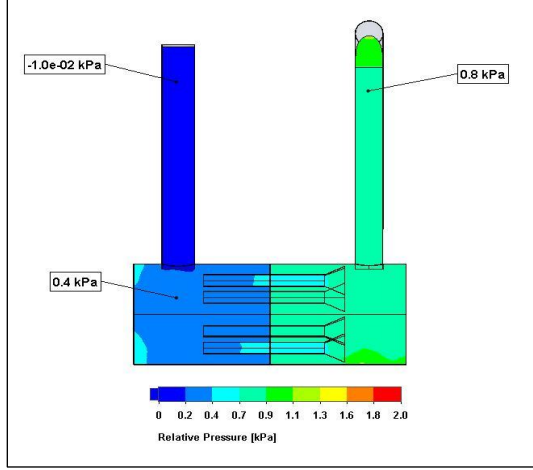


Şekil 16. %100 Yük Durumu Akustik Analiz ile Test Ses Seviyeleri Kıyaslaması.

Figure 16. Comparison of Acoustic Analysis and Test Sound Levels at 100% Load Condition.

Şekil 13-16'da belirtilen karşılaştırma sonuçları, hesaplanan değerlerin ve test verilerinin %2.29 ile %4.28 arası değişen hata payı ile yakınsadığını göstermiştir. Susturucunun tasarım aşamasında modellenen akustik performansı, gerçek çalışma koşullarında da doğrulanmıştır.

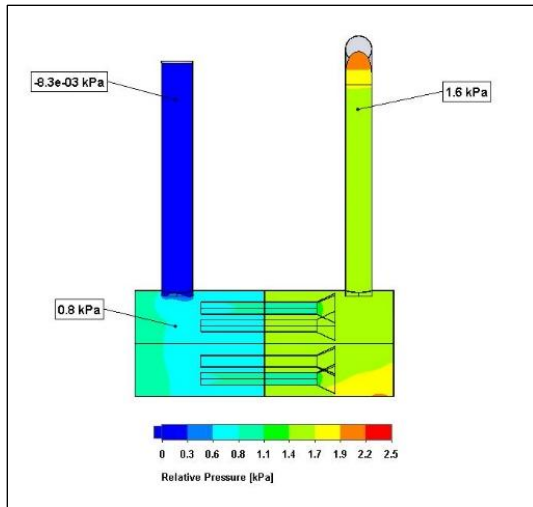
Susturucunun geri basınç analiz sonuçları ve yakınsama grafikleri her yük durumu için şekil 17-20 'de gösterilmiştir.



Şekil 17. %25 Yük Durumu Geri Basınç Analizi.

Figure 17. Back Pressure Analysis at 25% Load Condition.

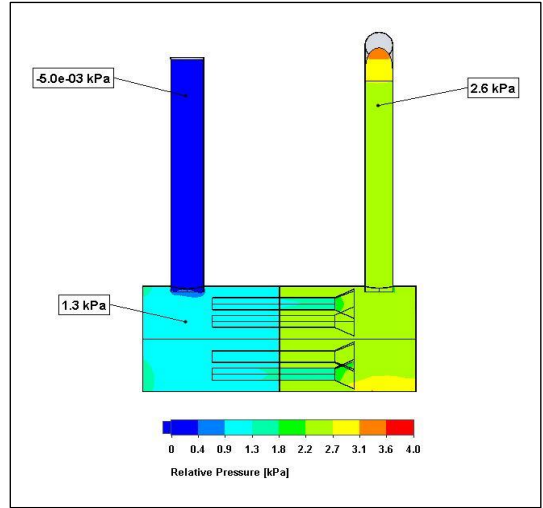
Şekil 17'de %25 yük durumu, 0.36 m³/s debi için gerçekleştirilen geri basınç analizinde susturucu tasarımının 1.4 kPa limit değerinin altında kaldığı görülmüştür.



Şekil 18. %50 Yük Durumu Geri Basınç Analizi.

Figure 18. Back Pressure Analysis at 50% Load Condition.

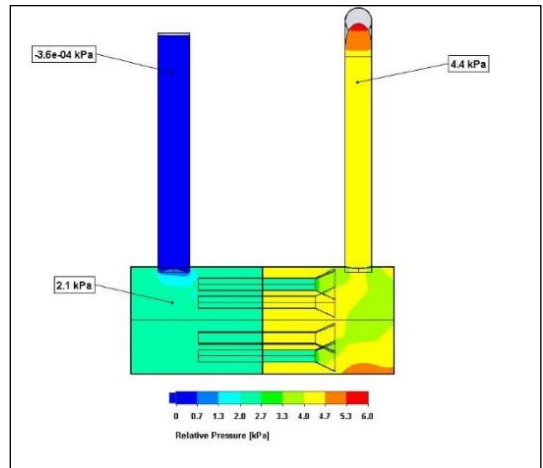
Şekil 18'de %50 yük durumu, 0.57 m³/s debi için gerçekleştirilen geri basınç analizinde susturucu tasarımının 2.1 kPa limit değerinin altında kaldığı görülmüştür.



Şekil 19. %75 Yük Durumu Geri Basınç Analizi.

Figure 19. Back Pressure Analysis at 75% Load Condition.

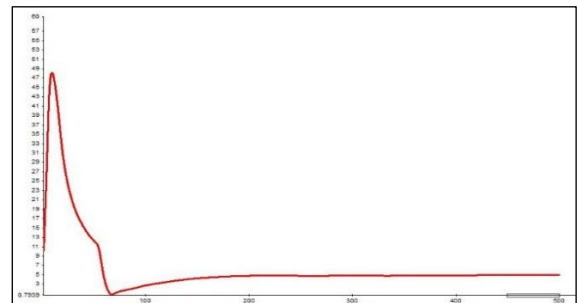
Şekil 19'da %75 yük durumu, 0.72 m³/s debi için gerçekleştirilen geri basınç analizinde susturucu tasarımının 3.2 kPa limit değerinin altında kaldığı görülmüştür.



Şekil 20. %100 Yük Durumu Geri Basınç Analizi.

Figure 20. Back Pressure Analysis at 100% Load Condition.

Şekil 20'de %100 yük durumu, 0.97 m³/s debi için gerçekleştirilen geri basınç analizinde susturucu tasarımının 5.9 kPa limit değerinin altında kaldığı görülmüştür.



Şekil 21. %100 Yük Durumu Geri Basınç Analizi Yakınsama Grafiği.

Figure 21. Back Pressure Analysis Convergence Plot at 100% Load Condition.

Şekil 21, akış analizinde sistemin iterasyonlar boyunca hedef değere yakınsama sürecini göstermektedir. İlk iterasyonlarda belirgin dalgalanmalar gözlemlenirken, ilerleyen iterasyonlarda akış davranışı stabil bir duruma ulaşmış ve yaklaşık 150. iterasyondan sonra hedef değere yakın bir seviyede kararlılık sağlanmıştır. Bu durum, çözüm sürecinin tutarlı ve güvenilir sonuçlar ürettiğini göstermektedir.

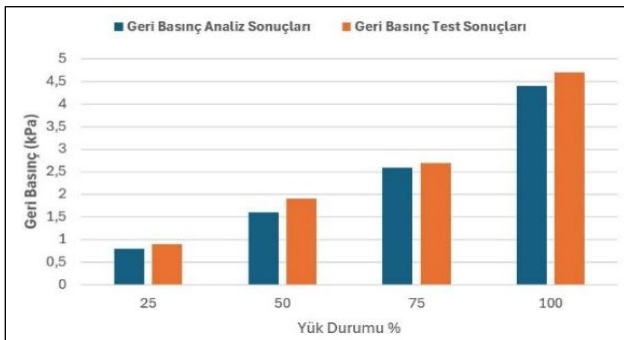
Geribasinç analizi sonuçları incelendiğinde tüm yük durumları için limit geribasinç değerlerinin altında kaldığı görülmüştür.

Susturucu sisteme monte edilmiş durumda, Şekil 11'de belirtilen akış analizindeki giriş ve çıkış noktalarına manometreler bağlanarak geri basınç testleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar ve analiz-test uyumu ise Şekil 23'de sunulmuştur.



Şekil 22. Susturucu Geri Basınç Testi.

Figure 22. Silencer Back Pressure Test.



Şekil 23. Yük Durumlarına Göre Geri Basınç Analiz-Test Karşılaştırması.

Figure 23. Comparison of Back Pressure Analysis and Test Based on Load Conditions.

Gerçekleştirilen geri basınç analizleri ve test sonuçları incelendiğinde, geri basınç analizlerinin test verileri ile tutarlı ve yakınsadığı görülmüştür. Bu durum, çalışma sırasında motora ait teknik bilgi dökümanlarındaki debi değerlerinin doğruluğu ve analiz modelinin yeterli özenle hazırlandığını ortaya koymaktadır. Bununla birlikte, çalışmanın sonucunda analiz ve test verileri arasındaki uyum, modellenen sistemin geçerliliğini desteklemektedir. Tüm yük durumları için geribasinç değerleri hem test hem de analizlerde motor üreticisinin beyan ettiği geribasinç limitlerinin altında kaldığı görülmüştür.

4. Sonuçlar

Bu çalışma, dizel jeneratörlerin gürültü seviyelerini kontrol altına almak amacıyla hibrit bir susturucu tasarımını ele almış ve hem analiz hem de deneysel yöntemlerle tasarımın etkinliğini değerlendirmiştir. Susturucu tasarımında reaktif ve yutucu elemanların birleştirilmesiyle geniş bir frekans aralığında etkin

bir gürültü azaltımı sağlanmıştır. Jeneratörün farklı yük durumlarında gürültü seviyeleri analiz edilmiş ve susturucunun akustik performansı, gürültü azaltımı çözümleriyle değerlendirilmiştir. Elde edilen test verileri frekans bazında incelendiğinde, üç boyutlu analizlerle tahmin edilen değerlerle tutarlı olduğu görülmüş, Şekil 13-16'da belirtilmiştir. Bu konudaki literatür incelendiğinde, Johansson ve Larsson [15], dizel jeneratör susturucu sistemlerinde optimizasyonun gürültü azaltımı performansını ve susturucu etkinliğini önemli ölçüde artırdığını belirtmiştir. Benzer şekilde, Smith ve Wang [7] dizel motor egzoz sistemlerinde hibrit susturucuların geleneksel susturuculara göre performans etkinliğini artırdığını göstermiştir.

Akış analizleri, susturucunun geri basınç üzerindeki etkisini değerlendirmek için yapılmış ve Flow Simulation sonuçlarıyla test ölçümleri arasında yüksek bir tutarlılık görülmüş ve Şekil 23'de belirtilmiştir. Tüm yük durumlarında egzoz tasarımının hem test hem de analizlerle geri basınç limitlerinin altında kaldığı görülmüştür. Elde edilen veriler, susturucu tasarımında hem akustik hem de akışkan dinamiği hedeflerinin dengeli bir şekilde sağlandığını ortaya koymaktadır. Sonuçlar, egzoz susturucunun tüm frekans bantlarında etkili şekilde gürültü azaltımı sağladığı ve gürültü maruziyet seviyelerine uygun bir çalışma ortamına katkı sağladığını doğrulamıştır. Susturucu, düşük frekanslardaki rezonans etkilerini kontrol etmede etkili olurken, orta ve yüksek frekanslarda yutucu malzemelerin akustik performansı ile başarılı bir gürültü azaltımı sağlamıştır.

Akustik ve akışkan analizlerinde kullanılan mühendislik teknikleri, tasarımın etkinliğini artırmış ve deneysel sonuçlarla yüksek uyum sağlamıştır. Susturucu tasarımı, jeneratörlerin çevresel gürültü etkilerini azaltmak için etkili ve yenilikçi bir çözüm sunmakta, gelecekte benzer uygulamalara yönelik önemli bir referans oluşturmaktadır.

Kaynaklar

- [1] Teksan Jeneratör. Dizel Jeneratör Setlerinde Gürültü Denetim Çözümleri.
- [2] Uysal M, Bakar O, Doğan Y. Dizel Jeneratör Setlerinde Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Gürültü Analizi ve Test Değerlerinin Karşılaştırılması. Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi 2022;24(71):463-474.
- [3] Doğan Y, Uysal M. Bir Dizel Jeneratörde Artan Motor Yükünün Egzoz Geri Basıncı Üzerindeki Etkisinin Sayısal ve Deneysel İncelenmesi. Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi 2022;24(72):983-994.
- [4] Akman H, Yılmaz S. Dizel Jeneratörlerde Egzoz Gazı Akustik Davranışlarının Analizi. Makine Mühendisliği Dergisi 2022;38(4):251-265.
- [5] Çınar M, Demir Ö. Susturucu Tasarımında Basınç Kaybı Analizi ve Optimizasyon Yöntemleri. Enerji Sistemleri Mühendisliği Dergisi 2018;12(3):176-188.
- [6] Johansson K, Larsson T. Exhaust muffler design optimization for diesel generators under varying load conditions. Applied Thermal Engineering 2019;143:987-995.
- [7] Smith R, Wang H. Acoustic analysis of exhaust systems in diesel engines. Journal of Sound and Vibration 2020;486:115512.
- [8] Tuncer K, Güneş A. Dizel Motor Egzoz Sistemlerinde Akustik Performansın Artırılması İçin Pasif Kontrol Yöntemleri. Türk Mühendislik ve Çevre Bilimleri Dergisi 2021;45(1):45-59.
- [9] Verma P, Sharma R. Thermal and acoustic performance of exhaust silencers for diesel generators. Noise Control Engineering Journal 2017;65(3):234-242.
- [10] Kaya M, Çetin İ. Jeneratör Egzoz Susturucu Sistemlerinde Akustik ve Termal Davranışın İncelenmesi. Gazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi 2023;38(2):105-120.
- [11] Li X, Zhang Y. Pressure drop analysis in diesel engine exhaust mufflers using CFD techniques. Energy Conversion and Management 2018;171:818-827.
- [12] Patel S, Kumar R. Optimization of muffler design for acoustic attenuation in diesel engines. International Journal of Mechanical Sciences 2020;172:105434.

- [13] Yıldırım D, Öztürk M. Dizel Jeneratör Susturucularında Akustik Geliştirmeler ve CFD Tabanlı Basınç Kaybı Analizi. *Akustik ve Titreşim Dergisi* 2021;29(4):321-334.
- [14] Crisp D, Wilson P. Hybrid exhaust silencer design for multi-frequency noise control in diesel generators. *Journal of Mechanical and Acoustic Engineering* 2022;32(4):567-579.
- [15] Reza M, Johansson K. 3D CFD and acoustic analysis for optimizing diesel generator exhaust systems. *Energy & Fuels* 2023;37(9):12147-12159.
- [16] Her S, Lee Y, Park M. Experimental evaluation of hybrid mufflers with various reactive-absorptive combinations. *Noise Control Engineering Journal* 2023;71(2):115-128.