KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

SES YOĞUNLUĞU YÖNTEMİ İLE DİREKT ENJEKSİYONLU BİR DİZEL MOTORDA SES VE GÜRÜLTÜ ANALİZİ

SERKAN ALTINTAŞ

KOCAELİ 2015

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

SES YOĞUNLUĞU YÖNTEMİ İLE DİREKT ENJEKSİYONLU BİR DİZEL MOTORDA SES VE GÜRÜLTÜ ANALİZİ

SERKAN ALTINTAŞ

Doç.Dr. Ali ÇINAR
Danışman, Kocaeli Üniv. .....

Yrd.Doç.Dr. Hakan KÖYLÜ
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniv. .....

Doç.Dr. Cenk SAYIN
Jüri Üyesi, Marmara Üniv. .....

Tezin Savunulduğu Tarih: 03.07.2015

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasında, gürültü kaynağının yerinin tespit edilmesinde en etkili yöntemlerden biri olan ses yoğunluğu yönteminin otomotiv alanındaki uygulaması, avantajları ve sonuçları bir dizel motor üzerinde yapılan test ile anlatılmıştır. Ses yoğunluğu yöntemi kullanılarak yapılan bu çalışmanın en önemli amacı, taşıtlarda en büyük gürültü kaynağı olan dizel motorun ses ve gürültü analizinin gerçekleştirilmesini sağlamaktır. Çalışmamızın nihai hedefi ise ses yoğunluğu yöntemi ile dizel motorun belirli frekans aralıklarındaki ses gücü düzeylerini belirlemek, bu değerler ile motor üzerinde frekans analizini gerçekleştirmek ve son olarak gürültü kaynağının haritasını çıkararak gürültü kaynağının yerini tespit etmek ve gürültünün nasıl oluştuğunu yorumlamaktır.

Bu tez çalışmasında, araştırma yapmam için imkân tanıyan ve çalışmalarımı teşvik eden, her türlü yakın ilgilerini, yardımlarını ve değerli zamanını esirgemeyen tez danışman hocam Doç. Dr. Ali ÇINAR'a, çalışma boyunca bilgi ve deneyimleri ile yol gösteren ve tezin deneysel çalışmaları aşamasında yardımcı olan dB KES Mühendislik A.Ş. genel müdürü ve ses mühendisi Ferit BONFİL'e, TOFAŞ Ar-Ge Departmanı NVH Mühendisi Tarık KÜÇÜK'e, deneysel sistemin kurulmasında ve deney esnasında yardımlarını esirgemeyen Yard. Doç. Dr. Ertan ALPTEKİN, Arş. Gör. Dr. Ali TÜRKCAN, Arş. Gör. Harun YILDIRIM ve Arş. Gör. Volkan AYGÜL'e, bilgi ve birikimleriyle çalışmalarıma destek olan bölümümüzün değerli hocalarına, sevgili çalışma arkadaşlarıma, Mühendislik Fakültesi ve Teknoloji Fakültesi yöneticilerine katkı ve desteklerinden dolayı sonsuz teşekkür ve şükranlarımı sunarım.

Ayrıca maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen, annem E. Türkan ALTINTAŞ'a, babam Sebahattin ALTINTAŞ'a, kardeşim Aycan ALTINTAŞ'a, katkı ve desteklerinden dolayı çok teşekkür ederim.

Temmuz – 2015 Serkan ALTINTAŞ

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR i
İÇİNDEKİLER ii
ŞEKİLLER DİZİNİ iv
TABLOLAR DİZİNİ vi
SİMGELER DİZİNİ KISALTMALAR vii
ÖZET ix
ABSTRACT x
GİRİŞ 1
1. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 4
2. GENEL BİLGİ VE TEORİ 16
2.1. Akustiğin Temelleri 16
2.2. Ses Terminolojisi 16
2.3. Ses Dalgalarının Özellikleri 17
2.3.1. Periyot 17
2.3.2. Frekans 17
2.3.3. Dalga boyu 18
2.3.4. Sesin yayılımı 19
2.3.5. Sesin hızı 20
2.4. Ses İle İlgili Temel Büyüklükler 21
2.4.1. Desibel kavramı ve desibellerde işlem 21
2.4.2. Ses gücü ve düzeyi 24
2.4.3. Ses basıncı ve düzeyi 25
2.4.4. Ses yoğunluğu ve düzeyi 28
2.4.4.1. Ses yoğunluğu ölçümü ve yöntemleri 30
2.4.4.2. Ses yoğunluğu yönteminin avantajları ve dezavantajları 31
2.4.4.3. Ses yoğunluğu haritası 31
2.5. Ses İle İlgili Diğer Unsurlar 34
2.5.1. İnsan kulağının algısı 34
2.5.2. Ses alanları 36
2.5.3. Ses kaynakları 37
2.5.4. Saf ton ses, periyodik ses ve kompleks ses 38
2.5.5. Frekans analizi 39
2.5.6. Oktav bandı kavramı 40
2.5.7. Akustik empedans 42
2.5.8. Yönelme ve yönelme katsayısı 43
2.6. Sesin Algılanması ve Değerleri 45
2.6.1. Ses yüksekliği 45
2.6.2. Gürültü düzeyi 45
2.6.3. Eşdeğer sürekli ses düzeyi 47
2.6.4. Ses etkilenim düzeyi 48

2.7. Gürültü Tipleri ve Gürültü Yayılımı ... 48
2.7.1. Kararlı ve kararsız gürültü ... 49
2.7.2. Geniş bant ve dar bant gürültü ... 49
2.7.3. Gürültünün yayılımı ... 50
3. MATERYAL VE METOT ... 51
3.1. Deney Koşulları ... 51
3.2. Grid Yüzeyler ... 52
3.3. Ses Yoğunluğu Kiti ... 53
3.4. Kalibrasyonun Yapılması ... 55
3.5. Rüzgarlık Kullanımı ... 56
3.6. Veri Toplama Donanımı ve Yazılımı ... 56
3.7. Test Motoru ... 57
3.8. Hidrolik Dinamometre ... 59
3.9. Dizel Motor Kontrol Sistemi ... 59
3.10. Ses Yoğunluğu Ölçümlerine Giriş ... 60
3.11. dBFA32 Programı ile ISO 9614 Ölçümlerinin Gerçekleştirilmesi ... 62
4. BULGULAR VE TARTIŞMA ... 74
4.1. Ortalama Sonuçlar ... 74
4.2. Gürültü Haritaları ve Yorumlanması ... 77
4.2.1. Dizel motorun sol yan yüzeyinin gürültü haritaları ... 77
4.2.2. Dizel motorun üst yüzeyinin gürültü haritaları ... 80
4.3. Gürültü Ölçümlerinin Spektrum Analizi ... 83
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER ... 90
KAYNAKLAR ... 93
KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER ... 97
ÖZGEÇMİŞ ... 98

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. İki dalga tepesi arasında geçen zaman olan periyot 17
Şekil 2.2. Bir sinüs dalgası ile bir tam devirde oluşan frekans 17
Şekil 2.3. Basit harmonik bir ses dalgasına ait ses basınç-mesafe değişimi 18
Şekil 2.4. Dalga boyu ile frekans arasındaki ilişki 18
Şekil 2.5. Sesin yayılımı 20
Şekil 2.6. Desibel toplama eğrisi 23
Şekil 2.7. Desibel çıkartma eğrisi 23
Şekil 2.8. dB seviyesindeki artışın fark edilebilirliği 24
Şekil 2.9. Ses basınç seviyesi 26
Şekil 2.10. Ses basınç düzeyi ve ses basıncının oranı 27
Şekil 2.11. Kaynaktan enerji transferi 29
Şekil 2.12. Bir çamaşır makinası üzerinde gerçekleştirilen ses yoğunluğu haritası 32
Şekil 2.13. 3,5 inç boyutunda bir hard diske ait yoğunluk haritası 33
Şekil 2.14. Araç üzerindeki içten yanmalı motorun yoğunluk haritası 33
Şekil 2.15. 4 silindirli içten yanmalı dizel motorun yoğunluk haritası 34
Şekil 2.16. İşitme sınırları eğrisi 35
Şekil 2.17. Ses alanları 36
Şekil 2.18. Ses kaynakları 38
Şekil 2.19. Saf ton sesteki bir frekansın düzenli dalga formu 39
Şekil 2.20. 1 ve 1/3 oktav bant aralıklarının bant genişliği değerleri 42
Şekil 2.21. Fon eğrileri 45
Şekil 2.22. Uluslararası olarak standartlaştırılmış ağırlık eğrileri 47
Şekil 2.23. Eşdeğer sürekli ses düzeyi seviyesi 48
Şekil 3.1. Motorun sol yan yüzeyinin ölçülebilmesi için grid yüzey uygulaması 52
Şekil 3.2. Grid çerçevenin döndürülmüş pozisyonu 53
Şekil 3.3. Model 50GI Ses yoğunluğu probu 53
Şekil 3.4. ½" inç boyutlarında fazları eşleştirilmiş iki mikrofon ve katı ara halkası 53
Şekil 3.5. ¼" inç Model 26 CB preamplifikatör 54
Şekil 3.6. Model 50GI ile gelen katı ara halkalar 54
Şekil 3.7. Çeşitli katı ara halka uzunlukları ile ayarlanabilen frekans aralıkları 55
Şekil 3.8. Yoğunluk probunun her bir kare yüzeye ortadan dik bir şekilde tutulması 55
Şekil 3.9. Faz ve basınç kalibrasyonu(soldan sağa) 55
Şekil 3.10. Model AI000 Rüzgarlık 56
Şekil 3.11. 01dB NetdB 12 veri toplama ve işleme ünitesi 57
Şekil 3.12. FIAT Doblo 1,9 JTD Motoru 58
Şekil 3.13. Test motoruna bağlı dinamometre 59
Şekil 3.14. Motor kontrol sistemi 60
Şekil 3.15. Motorun sol yan yüzeyinin ölçüm sırası 61

Şekil 3.16. Motorun üst yüzeyinin ölçüm sırası.....62
Şekil 3.17. Veri toplama ve işleme ünitesinin bağlantı yapısının şeması 63
Şekil 3.18. TCP/IPv4 protokol ayarları alanı.....63
Şekil 3.19. dBFA32 programının kullanıcı arayüzü 64
Şekil 3.20. ISO 9614 ölçümü için yeni bir oturumun açılması.....65
Şekil 3.21. Mesh tanımlama alanı.....66
Şekil 3.22. Yüzey ölçülerini girme ekranı 66
Şekil 3.23. Genel bilgilendirme ekranı 67
Şekil 3.24. Ölçüm menüsü.....67
Şekil 3.25. Donanım ayarları penceresi 68
Şekil 3.26. Transducer veritabanı yönetimi penceresi 68
Şekil 3.27. Ses gücü ölçümü ekranı 69
Şekil 3.28. Ölçüm sırası ekranı (ayarlamadan önce).....70
Şekil 3.29. Ölçüm sırasını belirleme ekranı.....70
Şekil 3.30. Ölçüm sırası ekranı (ayarladıktan sonra).....71
Şekil 3.31. Nokta başına düşen ölçüm zamanı.....71
Şekil 3.32. Analiz parametreleri penceresi 72
Şekil 3.33. ISO 9614 Noktasal ses yoğunluğu ölçümlerinin yapıldığı ekran 73
Şekil 4.1. Motorun sol yan yüzeyindeki grid numaralandırma sırası ve ölçüm yönü 78
Şekil 4.2. 100 Nm yüklemede ve 2500 dev/dak'da motorun sol yan yüzeyinin gürültü haritası.....78
Şekil 4.3. 100 Nm yüklemede ve 1500 dev/dak'da motorun sol yan yüzeyinin ses yoğunluğu haritası 79
Şekil 4.4. 100 Nm yüklemede ve 2500 dev/dak'da motorun sol yan yüzeyinin negrofram haritası.....79
Şekil 4.5. Motorun üst yüzeyindeki grid numaralandırma sırası ve ölçüm yönü.....81
Şekil 4.6. 100 Nm yüklemede ve 2500 dev/dak'da motorun üst yüzeyinin gürültü haritası 81
Şekil 4.7. 100 Nm yüklemede ve 1500 dev/dak'da motorun üst yüzeyinin gürültü haritası 82
Şekil 4.8. 100 Nm yüklemede ve 2500 dev/dak'da motorun üst yüzeyinin negrofram haritası 82
Şekil 4.9. 2500 dev/dak'da ve 100 Nm yüklemede motorun üst yüzeyinin ses basıncı seviyeleri(Lp) ile ses yoğunluğu seviyeleri(Li) 83
Şekil 4.10. 1500 dev/dak'da ve 100 Nm yüklemede motorun üst yüzeyinin ses basıncı seviyeleri(Lp) ile ses yoğunluğu seviyeleri(Li) 84
Şekil 4.11. 2500 dev/dak'da ve 100 Nm yüklemede motorun sol yan yüzeyinin ses basıncı seviyeleri ile ses yoğunluğu seviyeleri.....84
Şekil 4.12. 1500 dev/dak'da ve 100 Nm yüklemede motorun sol yan yüzeyinin ses basıncı seviyeleri ile ses yoğunluğu seviyeleri.....85
Şekil 4.13. İki farklı motor devrinde motorun üst yüzeyinin ses yoğunluğu değerlerinin karşılaştırılması.....88
Şekil 4.14. İki farklı motor devrinde motorun sol yan yüzeyinin ses yoğunluğu değerlerinin karşılaştırılması.....89

TABLOLAR DİZİNİ

Tablo 2.1. Farklı ortamlarda sesin yayılma hızları 21
Tablo 2.2. Çeşitli ses kaynaklarının ses güçleri ve ses gücü düzeyleri 25
Tablo 2.3. Bazı ortamlara ait yaklaşık ses basınç değerleri 28
Tablo 2.4. Oktav bant aralıkları ve merkez frekansları 42
Tablo 2.5. Bazı ortamlara ait akustik empedans değerleri 43
Tablo 2.6. Sıcaklığın havanın özelliklerine etkisi ve akustik empedansın değişimi 43
Tablo 2.7. Düzgün ses yayan ses kaynağının farklı konumlardaki yönelme katsayıları 44
Tablo 2.8. Yönelme indeksi 44
Tablo 3.1. FIAT Doblo 1.9 JTD motorunun teknik özellikleri 58
Tablo 3.2. PHD-190 Hidrolik Dinamometre Özellikleri 59
Tablo 4.1. 2500 dev/dak'lık sabit devirde motorun sol yan yüzeyi için ortalama Lw, Li ve Lp değerleri 75
Tablo 4.2. 1500 dev/dak'lık sabit devirde motorun sol yan yüzeyi için ortalama Lw, Li ve Lp değerleri 75
Tablo 4.3. 2500 dev/dak'lık sabit devirde motorun üst yüzeyi için ortalama Lw, Li ve Lp değerleri 76
Tablo 4.4. 1500 dev/dak'lık sabit devirde motorun üst yüzeyi için ortalama Lw, Li ve Lp değerleri 76
Tablo 4.5. 2500 dev/dak'lık sabit devirde motorun 80 hertzlik yanma frekansındaki ortalama Lw, Li ve Lp değerlerinin yüzeylere göre dağılımı 86
Tablo 4.6. 1500 dev/dak'lık sabit devirde motorun 50 hertzlik yanma frekansındaki ortalama Lw, Li ve Lp değerlerinin yüzeylere göre dağılımı 87
Tablo 4.7. 2500 dev/dak'lık sabit devirde motorun 160 hertzlik subap frekansındaki ortalama Lw, Li ve Lp değerlerinin yüzeylere göre dağılımı 87
Tablo 4.8. 1500 dev/dak'lık sabit devirde motorun 100 hertzlik subap frekansındaki ortalama Lw, Li ve Lp değerlerinin yüzeylere göre dağılımı 87
Tablo 4.9. Farklı devirlere denk gelen pik merkez frekanslar ve ilişkili gürültü kaynakları 87
Tablo 4.10. Farklı motor devirlerinde, motorun iki farklı yüzeyinin A ağırlıklı ve lineer ağırlıklı olmak üzere ortalama ses gücü değerleri 89

SİMGELER DİZİNİ VE KISALTMALAR

T	: Periyot, (sn)
f	: Frekans, (hertz)
λ	: Dalga boyu, (m)
C	: Sesin hızı, (m/s)
γ	: Adyabatik indeks
R	: Gaz Sabiti, ($cal.mol^{-1}.K^{-1}$)
T_k	: Kelvin cinsinden sıcaklık, (kelvin)
ρ	: Yoğunluk, (kg/m^3)
L_w	: Ses gücü seviyesi, (dB)
L_p	: Ses basınç seviyesi, (dB)
L_i	: Ses yoğunluğu seviyesi, (dB)
W	: Ses gücü, (W)
I	: Ses yoğunluğu, (W/m^2)
$\vec{I}$	: Ses yoğunluğunun vektörel ifadesi, (W/m^2)
I_0	: Referans ses yoğunluğu, (W/m^2)
I_t	: Teorik ses şiddeti, (W/m^2)
S	: Yüzey alanı, (m^2)
P	: Bir noktadaki sürekli basınç, (Pa)
p_{ref}	: Referans ses basıncı, (N/m^2)
f_{merkez}	: Merkez frekans, (hertz)
f_{alt}	: Frekansın alt sınır değeri, (hertz)
$f_{üst}$	: Frekansın üst sınır değeri, (hertz)
Z	: Akustik Empedans, ($kgm^{-2}s^{-1}x10^6$)
V	: Elastik dalga yayınım hızı, (m/s)
Q	: Yönelme Katsayısı
Pa	: Pascal(N/m^2)
dev/dak	: Devir / Dakika
d/s	: Devir / Saniye

Kısaltmalar

ABDC	: After Bottom Dead Center (Alt Ölü Noktadan Sonra)
AC	: Alternative Current (Alternatif Akım)
AÖN	: Alt Ölü Nokta
ATDC	: After Top Dead Center (Alt Ölü Noktadan Sonra)
BBDC	: Before Bottom Dead Center (Alt Ölü Noktadan Önce)
BHP	: Break Horse Power (Maksimum Beygir Gücü)
BTDC	: Before Top Dead Center (Üst Ölü Noktadan Önce)
Bw	: Bant Genişliği
dB	: Desibel
dB(A)	: A Ağırlıklı Ses Seviyesi
dB(B)	: B Ağırlıklı Ses Seviyesi
dB(C)	: C Ağırlıklı Ses Seviyesi

dB(D) : D Ağırlıklı Ses Seviyesi
dB(Z) : Lineer Ağırlıklı Ses Seviyesi
DC : Direct Current (Doğru Akım)
EEC : European Economic Community (Avrupa Ekonomik Topluluğu)
EU : European Union (Avrupa Birliği)
FFT : Fast Fourier Transform (Hızlı Fourier Dönüşümü)
HP : Horse Power (Beygir Gücü)
JTD : UniJet Turbo Diesel
Leq : Eşdeğer Sürekli Ses Düzeyi
mV : Millivolts
SEL : Ses Etkilenim Düzeyi
ÜÖN : Üst Ölü Nokta

SES YOĞUNLUĞU YÖNTEMİ İLE DİREKT ENJEKSİYONLU BİR DİZEL MOTORDA SES VE GÜRÜLTÜ ANALİZİ

ÖZET

Gürültü kirliliğine neden olan tüm kaynaklar arasında, trafik gürültüsü en yaygın ve en zarar verici olanıdır ve trafik gürültüsünün en büyük nedeni motorlu araçlardır, özellikle motorlu taşıtlar içerisinde en çok sesi dizel motorlar üretir. Bundan dolayı, dizel motor için gürültü kaynaklarının tanımlanmasının otomotiv uygulamaları içindeki önemi büyüktür. En önemli gürültü kaynağı tanımlama tekniklerinden biri olan ses yoğunluğu metodunda gürültü kaynağının yerini tespit etmek kolay ve pratiktir. Çünkü ses yoğunluğu vektörel bir büyüklüktür ve aynı zamanda ses enerji akışının büyüklüğünün ve yönünün ölçüsüdür. Bu tez, sıralı dört silindirli dizel motordan gelen gürültü kaynaklarının yerini belirlemek ve gürültü haritalarını elde etmek için ses yoğunluğu yöntemini kullanarak, motorlu araçlar içerisinde en fazla gürültüye neden olan dizel motorların gürültü kaynaklarını tanımlamayı amaçlamaktadır. Bu çalışma ilk olarak uygun gürültü kaynağı tanımlama tekniklerini kullanarak dizel motorun gürültü kaynaklarının tanımlanması üzerine odaklanmıştır. Bu teknikler, ses yoğunluğu ölçümleri, ses gücü seviyesi belirleme çalışmaları, gürültü haritalarının elde edilmesi ve testlerde toplanan gürültü verisinin izgesel analizi olarak özetlenebilir. Bu yüzden testler, motor yüzeyinin farklı yerlerinde, ses gücü yayılımının motor gürültü karakteristiğini anlamak için gerçekleştirilmiştir. Gürültü ölçümleri, motorun sol ve üst yüzeyinde gerçekleştirilmiştir ve ölçümler 100 Nm yüklemede, 1500 dev/dak ve 2500 dev/dak'lık sabit motor devrinde yapılmıştır. Böylece motorun gürültü kaynaklarını tanımlamak için ses gücü düzeyleri ve ses yoğunluğu haritaları elde edilmiştir ve ana gürültü kaynakları tanımlanmıştır. Aynı zamanda motor gürültü karakteristiğini değerlendirmek için frekans analizi gerçekleştirilmiştir. Motor hızının azalmasıyla, ses yoğunluğu değerlerinin de azaldığı gözlemlenmiştir. Farklı motor hızlarında, motorun farklı yüzeylerinin motor gürültüsüne katkısının da farklı olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Dizel Motor, Gürültü Haritası, Ses ve Gürültü, Ses Yoğunluğu Yöntemi.

SOUND AND NOISE ANALYSIS AT A DIRECT INJECTION DIESEL ENGINE BY USING SOUND INTENSITY METHOD

ABSTRACT

Of all the sources of noise pollution, traffic noise is the most prevalent and perhaps damaging source of noise pollution and the main reason of the traffic noise is the motor vehicles, especially diesel engines usually produce more sound in the motor vehicles. Therefore, noise source identification for the diesel engine is of most importance for noise control in automotive applications. Sound intensity method, the most important method in several noise source identification techniques, is very easy and practical to identify source. Because sound intensity is vectorel quantity and it is a measure of the magnitude and direction of the flow of sound energy. This thesis is aimed at identifying the noise sources of inline four cylinder diesel engine that give rise to most significant noise in the motor vehicles by useing sound intensity method to create noise maps and localize noise sources comes from diesel engine. The study focuses firstly on identifying the noise sources of diesel by using proper noise source identification techniques. These techniques can be summarized as sound intensity measurements, sound power level determination studies, obtaining noise maps and spectral analysis of the noise data acquired in the tests. Therefore, tests carried out to understand the engine noise characteristics of sound power radiation at various locations of the engine surfaces. The noise measurements were carried out at the left and top sides of the engine and the measurements were made at constant speed of 1500 rpm and 2500 rpm at 100 Nm load. Thereby sound power levels and intensity maps are obtained to identify noise sources of engine and major noise sources of the engine are identified. At the same time, frequency analysis performed to evaluate engine noise characteristic. With the decrease of engine speed, it is observed that the sound intensity decreases. The results of different surfaces at different engine speeds present the different contribution to the engine noise.

Keywords: Diesel Engine, Noise Mapping, Sound and Noise, Sound Intensity Method.

GİRİŞ

Trafik gürültüsü hem ülkemiz için hem dünyamız için en büyük problemlerden biridir ve aynı zamanda sağlığımızı tehdit etmektedir. Gürültü "istenmeyen ve dinleyene bir anlam ifade etmeyen ses" olarak tarif edilebilir (Guarinoni M. ve diğ., 2012). Bu tanımı yorumladığımız zaman, herhangi bir ses kaynağının gürültü olarak tanımlanabilmesi için sadece yüksek düzeyde olmasının yeterli olmadığı ortaya çıkmaktadır. Gürültü; işte, okulda, günlük aktivitelerde hep hayatımıza etki etmekte ve çocukların öğrenmesine, işte ki çalışma performansına, duyma bozukluğuna, kardiyovasküler ve uyku rahatsızlığına, yüksek kan basıncına, kalp krizine ve organlarımızın fonksiyonunun bozulmasına neden de olmaktadır (Guarinoni ve diğ., 2012). Avrupa Birliğine üye yirmi beş ülkede yaklaşık iki yüz kırk beş bin insan üzerinde yapılan araştırmaya göre, bu insanların yüzde doksan dördü trafik gürültüsü nedeniyle yıl içinde iskemik kalp rahatsızlığından etkilenmiştir ve yüzde yirmisi (yaklaşık elli bin kişi) ise ölümcül risk düzeyinde kalp krizi geçirmiştir. Bu verilere göre, Avrupa da her sene 50 000 kişinin ölümü ve yaklaşık çeyrek milyon insanın kardiyovasküler rahatsızlık sorunuyla karşılaşmasının trafik gürültüsüyle bağlantılı olduğunu gösteriyor (Boer ve Schroten, 2007). Danimarka'da ki verilere göre, tüm felç rahatsızlıklarının yüzde beşi trafik gürültüsünden meydana gelmektedir (Sørensen, 2011). Almanya'da yapılmış bir araştırmaya göre rahatsızlık veren gürültü kaynaklarının arasında trafik gürültüsü 47% paya sahiptir. Yine Almanya'da yapılmış olan farklı bir araştırmaya göre 1970'li yıllardan itibaren trafik gürültüsü otobanlarda 2,5 dB (A) normal yollarda 1,5 dB(A) arttığı saptanmıştır (Steven H., 2001). Genel anlamda, ulaşım gürültüsünü tespit etmek amacıyla karayolunda yapılan ölçümlerde gürültü seviyesi yol kenarından 7,5 m. uzaklıkta 105 dB(A)' ya kadar çıkmaktadır (Aktürk ve diğ., 2003).

Sağlık açısından çevresel gürültü, Dünya Sağlık Örgütüne göre hava kirliliğinden sonra ikinci sırada gelmektedir. Bunların arasında en önemli olanı trafik gürültüsüdür ve bu gürültüyü azaltmanın birçok avantajı vardır. Ses seviyesini 3 dB azaltmak, trafik gürültüsünü yarı yarıya indirmekle eşdeğerdedir. Bu değişim, Avrupa Birliği

Vatandaşlarının büyük bir çoğunluğunun sağlıklı ve kaliteli bir hayat içerisinde yaşamaları için büyük bir iyileştirme sağlayabilir. Motorlu taşıtların dış gürültüsü 1970 yılından itibaren 70/157/EC düzenlemesi ve ECE R-51 teknik düzenlemesi ile sınırlandırılmıştı, fakat bu durumlardan dolayı, Avrupa Birliği Komisyonu motorlu araçların ses seviyesi ile ilgili mevcut direktifi 70/157/EEC'ni güncelleyerek 27 Mayıs 2014 tarihli 540/2014 direktifini yayınlamıştır. Bu direktife göre; her bir taşıt yeni gürültü testi işlemlerine ve limitlerine göre üretilecektir. Bu sınırlamalar aracın motor gücüne, araç kategorisine ve maksimum kütleye göre değişmektedir. Önümüzdeki 20 yıl içinde önemli değişikliklere neden olacak yeni direktifin, taşıtlar için A ağırlıklı ses seviyesinin ortalama 3 dB(A) azaltılmasını öngörmektedir (Archer, 2014). Trafik gürültüsünün en önemli sebeplerinden birisi de içten yanmalı motorlarla çalışan araçlardır. Günümüzde hibrid ve elektrikli araçlar daha yaygınlaşmadığı için trafikteki en önemli gürültü kaynağı içten yanmalı motorlardır. Trafikte özellikle şehir içi taşımacılığı da ön planda olduğundan ve daha ekonomik yakıt kullanmak isteyen sürücülere bakıldığında dizel motorlar en büyük gürültü kaynağı olarak görülmektedirler. Dizel motorlar, benzinli motorlara göre daha yüksek sıkıştırma oranlarına sahiptir ve bu da dizel motorlarda daha fazla gürültüye neden olmaktadır. Hem şehir taşımacılığı için hem de kendi aracıyla trafiğe çıkan sürücüler için daha uzun mesafede daha az yakıt sarfiyatı için dizel motorların verimli ve konforlu bir şekilde kullanılması gerekmektedir. Bu konuda araç içi iyi bir konfor ve verimin sağlanması için dizel motorlarda gürültü kontrolü devreye girmektedir.

Bir donanım tarafından yayılan gürültünün miktarını belirleyebilmek için, genellikle ses gücü ölçümleri gerçekleştirilir. Bu büyüklük, kullanıcıya ses kaynaklarını kıyaslamasına izin veren eşsiz bir tanımlayıcıdır. Üstelik çalışanları gürültüden korumak ile ilgili son Avrupa direktifleri, endüstriyel makinalardaki gürültünün tahmin edilmesi gerektiğini ve 85 dB(A) ağırlıklı eşdeğer gürültü seviyesi üzerinde tanımlanan rahatsız edici gürültünün duyma tehlikesine neden olabileceğini belirtir. Yani Avrupa Birliğinin yasalarına göre 8 saat çalışan bir işçi için en yüksek maruziyet etkin değeri 85 dB'dir. Bu da ses kaynaklarının ölçülmesi ve çalışanların duyma tehlikesi yaşamaması için sesin ve ölçülmesinin ne kadar önemli olduğunu göstermektedir.

Ses gücünün ölçümüyle ilgili uluslararası standartların bazıları, ses basıncı ölçümünü taban almaktadır. Bununla birlikte, bu ölçümü taban alan standartlara göre akustik yalıtımın olmadığı odalarda gerçekleştirilen ölçümler net olarak sağlıklı sonuçlar vermez. En büyük problem ise fabrika ortamlarıdır. Bundan dolayı, herhangi bir ortamda ses gücünü kolay ve basit bir şekilde belirleyebilmek için ses gücünün ses yoğunluğuyla ilişkili olduğu bir teknik geliştirilmiştir. Ses gücü ile ses yoğunluğu arasındaki matematiksel ilişki sayesinde ses mühendisleri ses gücünün tanımlanması için ses yoğunluğu ölçerlerin ve tekniklerinin gelişmesini sağlamışlardır. Ses yoğunluğunu kullanarak ses gücünü tanımlamak için ölçüm yöntemleri ISO 9614 te iki bölüm olarak tanımlanmıştır (ISO9614-2, 1993).

Bu tez çalışmasının amacı ses yoğunluğu yöntemi kullanılarak dizel motorun belirli frekanslardaki ses gücü düzeylerini belirlemek, bu değerler ile motor üzerinde frekans analizini gerçekleştirmek ve son olarak gürültü kaynağının haritasını çıkararak gürültü kaynağının yerini tespit etmek ve gürültünün nasıl oluştuğunu yorumlamaktır.

Genel olarak tezde yapılan çalışma altı bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde çalışmanın tanıtımı yapılmış ve konunun öneminden ve amacından bahsedilmiştir. İkinci bölümde ses gücünün hesaplanması ve ses yoğunluğu yöntemi, gürültü kaynağını tanımlama teknikleri, ses yoğunluğu haritası ve gürültü kontrolü uygulamaları ile ilgili literatürde ki araştırmalara yer verilmiştir. Üçüncü bölümde akustiğin temelleri hakkında genel bir bilgi verilmiş, kullanılacak yöntem ve ilişkili yöntemlerin teorileri açıklanmıştır. Dördüncü bölümde ise araştırmada izlenen yöntem anlatılmış, deneysel yöntem, cihaz ve donanımlar açıklanmıştır. Tez çalışmasının bulguları ise beşinci bölümde anlatılmış, mevcut literatür bilgisi ile tartışılmıştır. Son olarak altıncı bölümde, deneyde elde edilen bulguların sonuçlarına yer verilmiş, ses gücü hesaplamaları, frekans analizleri, gürültü haritaları ile ilgili sonuçlar özetlenmiştir.

1. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Gürültü çağımızdaki en önemli çevre sorunlarından biridir ve bu duruma neden olan kaynakların başında ulaşım araçları ve endüstriyel makinalar gelmektedir. Gürültüyü azaltabilmek için gürültünün kontrol edilebilmesi gereklidir, bunun için gürültü kaynaklarının gürültü düzeylerinin saptanması ve ana gürültü kaynaklarının tanımlanıp yerinin tespit edilmesi gerekir. Makinanın neden olacağı gürültü düzeyini ve gürültünün ana kaynağını belirlemenin yolu, gürültü kaynağının ses gücü düzeyinin hesaplanmasıyla sağlanır. Modern çağımızda gürültü kaynağının yerinin tanımlanabilmesi ve gürültü analizinin gerçekleştirilebilmesi için birçok çalışma gerçekleştirilmiştir. Gürültü kaynağının yerini tespit etmek için birden fazla teknik kullanılmıştır. Bunlardan en önemli olanları ve en çok kullanılanlar ses basıncı ve ses yoğunluğu ölçümleridir.

K.V.Subbarao ve diğ. (2014) yaptıkları çalışmada altı silindirli su soğutmalı dizel motor üzerinde ses yoğunluğu haritası çıkararak, motor üzerindeki ses kaynaklarının yerini tahmin etmeye çalışmışlardır. Ses yoğunluğu haritalarını, iki mikrofon yöntemiyle motorun beş yüzeyi için çıkarmışlardır. Ölçümleri sabit devirde ve üç farklı yükte gerçekleştirmişlerdir. Ölçümlerin yüksek oranda sinyal elde etmek amacıyla yakın alan içerisinde yapılması, gürültü kaynaklarının konumunu belirlemek için kullanılan ses yoğunluğu yönteminin en önemli avantajı olduğunu belirtmişlerdir. Yapılan deneyde hava akışının alınan sinyal kalitesini kirlettiğini ve ölçümlerde hatalara neden olabileceğini tespit etmişlerdir. Elde edilen ses haritaları sayesinde motorun hangi parçasından ne kadarlık bir seviyede ses geldiği hesaplandıktan sonra, neden ve nasıl oluştuğu hakkında da yorumlar yapmışlardır. Ayrıca sabit devirde yapılan ölçümlerde motora uygulanan yük azaldıkça, ses yoğunluğu değerlerinin azaldığını da gözlemlemişlerdir. Ses yoğunluğu vektörel bir büyüklük olduğundan, akustik alanın yönünün ve büyüklüğünün belirlenebiliyor olması, ölçümlerin herhangi bir çevrede gerçekleştirilmesi ve taşınabilir bir yöntem olması, bu yöntemin avantajları olarak belirtmişlerdir.

Jun Hong ve Bing (2005) yaptıkları çalışmada dizel motorun ön yüzeyinde oluşan gürültünün analizini yapmışlardır. Akustik ve titreşim sinyal ölçümlerine göre, 6 silindirli dizel motorda meydana gelen gürültü kaynağının yerini tespit etmişlerdir. Mikrofonları motor yüzeyinden 1 metre uzaklıkta konumlandırmışlar ve ölçümleri akustik odada gerçekleştirmişlerdir. Motoru tam yükte olmak üzere 765 dev/dak, 1523 dev/dak ve 2110 dev/dak olmak üzere üç farklı devirde çalıştırmışlardır. Ses gücü akışını belirlemede herhangi bir bilgi sunmayan ses basıncı ölçümü yerine ses yoğunluğu metodu kullanılarak motorun dışından yayılan ana gürültü kaynağını tespit edebilmişlerdir. Grafiklerden elde edilen verilere göre motorun ön kısmında gürültü seviyesinin diğer yüzeylere göre daha yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir. Yapılan analizlerde 100, 450 ve 1000 Hz'lik frekans bantlarının motor gürültüsüne önemli bir katkı sağladığını görmüşlerdir. Özellikle 100 Hz'lik frekans bandında en yüksek gürültünün yağ karteri kapağı ile dişli kasnak mekanizmasının bulunduğu kapakta meydana geldiğini tespit etmişlerdir. Bu frekanslara karşılık gelen en yüksek gürültü seviyelerinin motor hızından bağımsız olduğunu anlamışlardır. Bu yüzden motor üzerindeki genel gürültüyü azaltmak için motorun ön yüzündeki gürültünün azaltılması gerektiğini düşünmüşlerdir. Yani yağ karteri için yapılacak bir değişikliğin gürültü seviyesini azaltacağı tahmin edilmiştir. Final çalışması olarak araç gürültü seviyesini azaltabilmek için motor parçalarında değişiklikler yapılarak gürültü kontrolünü sağlamışlardır. Motorda gürültü azaltma yöntemlerini uygulandıktan sonra, motordaki gürültü seviyesini yaklaşık olarak 3,5 dB(A) azaltarak 115,2 db(A) olarak ölçmüşlerdir. Bu çalışmanın sonuçlarını aşağıdaki gibi sıralamışlardır;

- Ses yoğunluğu yöntemini kullanmak motorun ön yüzeyindeki gürültü kaynaklarını tanımlama da basit ve kesin bir yoldur.
- Farklı motor hızlarında motorun her bir yüzeyi, motor gürültüsüne farklı şekilde katkıda bulunmuştur.
- Motorun ön yüzeyindeki en önemli gürültü kaynakları dişli kasnak mekanizması ile yağ karteridir.
- Farkedilebilir bir seviyede gürültü azaltımı sağlanmıştır.

Lawrence E. K. ve Austin R. F (1999) ses yoğunluğu yöntemini GW 2,4S ve Mitsubishi 2,4S araba motorları olmak üzere iki farklı motor üzerinde kullanmışlardır. Deney sırasında hem spektrum grafiklerinden hem de toplam motor gürültüsünden elde edilen en yüksek frekansları karşılaştırarak motor üzerindeki ana ses kaynaklarını tespit etmeye çalışmışlardır. Motorun farklı yüzeylerinde ölçülen düşük ve yüksek frekansların pik noktaları kıyaslanarak motorun gürültü kaynaklarını tahmin etmişlerdir, daha sonra farklı tip motorlarla farklı frekanslarda ölçümler yapmışlardır. Final çalışması olarak, bu iki motorun gürültü kaynaklarını, motorların her bir yüzeyinden ses gücü ölçümleri yaparak tahmin etmişlerdir. Sonuç olarak motorlardaki gürültü kaynaklarının mekanik ve yanma gürültüsü olarak ikiye ayrıldığını gözlemlemişlerdir. Genel anlamda bu iki gürültü tipi incelendiğinde şu sonuca varılmıştır; direkt püskürtmeli dizel motorun yanma gürültüsünün mekanik gürültüden yüksek olduğu, direkt püskürtmeli olmayan dizel motorlarda da bunun tam tersinin olduğu ve iki motor tipi içinse düşük hızlarda yanma gürültüsünün daha baskın olduğu belirtilmişlerdir. İçten yanmalı motorun akustik teorisine göre motordaki gürültü, aerodinamik, mekanik ve yanma gürültüsü olarak üçe ayrıldığını vurgulanmışlardır. Motordaki gürültü kaynaklarının tanımlanması açısından ses kontrol mühendisliğinin çok önemli olduğunu ve motor gibi birden fazla gürültü kaynağına sahip karmaşık makinalar için gürültü kontrolünün mümkün olduğunu belirtilmişlerdir. Bunun için yapılan çalışmada önce titreşim mekanizması ve titreşim kaynaklarının anlaşılmasını sağlamışlar ve daha sonra ses kaynaklarının analizinin yapılabilmesi için ses kaynağı, ses kaynağının seviyesi, frekans karakteristikleri, ses değişimi gibi parametreler üzerinde çalışmalar yapmışlardır. Yapılan çalışmaya göre iki farklı motordaki ses yoğunluğu yayılımını belirlemek için motorlar tam yüklemede, 3000 dev/dak'lık dönüş hızında çalıştırılarak maksimum tork koşullarında deneyi gerçekleştirmişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre motorun ön yüzeyinde düşük frekanslarda meydana gelen mekanik gürültüsünün yanma gürültüsünden daha güçlü olduğu görülmüştür. Yüksek frekanslar da hem mekanik hem de yanma gürültüsü fark edilebilir bir şekilde azalmıştır. Mitsubishi 2.4S motorunda mekanik ve yanma gürültü eğrilerinin daha düzgün olduğunu gözlemlemişlerdir.

Batel ve diğ. (2003) günümüzde var olan gürültü kaynağını tespit etme yöntemlerini karşılaştırıp, bunların avantajlarını ve kısıtlarını belirtmişlerdir. Doğru tekniği seçmenin bilgiye ve uygulamaya bağlı olduğunu ve bu tekniklerin ayrıntılı olarak incelenmesi gerektiğini vurgulamışlardır. Gürültü kaynaklarının yerlerini tespit etme tekniklerinin makine mühendisliği endüstrisi için önemli olduğunu, araştırma-geliştirme faaliyetleri ile yasalardaki düzenlemeler için gürültü araştırmalarının gerekliliğinin yanı sıra otomotiv ve uzay endüstrisindeki yapıların akustik davranışlarını anlatmanın da önemli hale geldiğini, uygun, hızlı ve kesin teknikler ile gürültü kaynaklarının miktarını anlayabilmenin ve konumunu belirleyebilmenin kolaylık sağladığını, akustik alanında ki gelişmeler ve modern bilgisayarların üstün performansı sayesinde bir NVH mühendisinin kullanabileceği birçok araç ve uygulama mevcut olduğunu belirtmişlerdir. Bunlardan en çok kullanılan yöntemleri ise şu şekilde sıralamışlardır; ses basınç haritaları, ses yoğunluğu ve seçici yoğunluk yöntemleri, yakın alanda akustik hologram yöntemi, sabit olmayan akustik hologram yöntemi, beamforming tekniği gibi yöntemlerdir. Ses basıncı seviyesi ölçümleri incelendiğinde; bir gürültü kaynağını çevreleyen farklı konumlardaki ses basınç seviyelerini ölçerek gürültü kaynaklarını tespit etmeye çalışmışlardır. Bunun için tek bir kanaldan oluşan FFT veya 1/3 oktav bandı analizörünü kullanmışlardır. Her bir noktada tanımlanmış ızgara yüzeyler de farklı zaman ortalamaları kullanarak ses basıncı ölçümlerini uygulamışlardır. Daha sonra, ilgili konumda ses basınç seviyesi spektrumunu hesaplayarak ve tüm ölçülmüş ses basınç seviyelerini kullanarak gürültü haritalarını elde etmişlerdir, böylece gürültü kaynaklarının konumu ve karakteristiği hakkında bir fikir edinmişlerdir. Düşük donanım maliyeti, kolay ölçüm tekniği ve analizör ile mikrofon tabanlı frekans kısıtlaması ses basıncı ölçümlerinin en önemli avantajları olduğunu belirtmişlerdir. Zaman alıcı olması, skaler temelli ölçüm olmasından dolayı ses yönünün belirlenemiyor olması, ölçümlerin yakın alanda gerçekleştirilememesi ve yalnızca sabit kaynaklar üzerinde uygulanması bu yöntemin kısıtları olarak ifade etmişlerdir.

Ses yoğunluğu yöntemi incelendiğinde; bir akustik alan içerisinde ses büyüklüğü ve yönü hakkında bilgi sağlayan ve akustik enerji akışını ölçen en bilinen uygulamalardandır. Ses yoğunluğu probunda iki mikrofon yüz yüze duracak şekilde tasarlanmıştır ve böylece iki mikrofon, fazlarına göre kalibre edilmiş ve ölçümlerde

ölçülen faz farkı değerlendirilerek sesin yönelimi hesaplanmıştır. Kesin bir faz farkı eşleşmesi, bütünleyici faz düzeltme ünitesi üzerine mikrofonların takılmasıyla gerçekleştirilmiştir. Ses yoğunluğu haritalama da ses yoğunluğu spektrumu grid yüzeyin ayrı noktalarında ölçülmüştür ve daha sonra da üç boyutlu şekilde grafikle gösterilmiştir. Gürültü kaynaklarının dokümantasyonunu yapabilmek ve kesin bir konum bilgisini görebilmek adına test edilmiş objenin fotoğrafı üzerine spektrum sonuçları üst üste konula bilinir ve bu teknik neogram grafiği olarak adlandırılır (Batel ve diğ., 2003).

Crocker ve Arenas (2002) ses yoğunluğu ölçümleri, ses gücü ölçümleri, gürültü kaynaklarının tanımlanması üzerine ISO ve ANSI standartlarını referans alarak bir çalışma yapmışlar ve ölçümdeki hatalara değinmişlerdir. Ses yoğunluğu ölçümleri genelde küresel veya dikdörtgensel yüzeyler üzerinde gerçekleştirildiğinden, bu yüzeyler üzerindeki grid sayısının artmasının ölçümlerdeki kesinlik oranını arttırdığını gözlemlemişlerdir. Crocker ve arkadaşları iki mikrofon kullanarak bir klima üzerinde ses yoğunluğu ölçümleri almışlar ve bu ölçümler ile her bir yüzeyden yayılan ses gücü seviyesi hesaplamışlardır. Ses gücü seviyesi, klimanın içteki ve dıştaki kanalları ile metal kabini için yapmışlardır. Dışarıya yayılan ses gücü akışını tanımlayabilmek için hayali dikdörtgensel yüzeyler kullanmışlardır. A ağırlıklı ses seviyesi ve 1/3 oktav bandı frekansında gerçekleştirdikleri ses gücü ölçümlerinde klimadaki en yüksek akış oranı 1,06 m^3/s olarak ayarlamışlardır. Gerçekleştirilen ölçümlere göre, A ağırlıklı ses gücü seviyelerini klima girişinde 60,2 dB(A), klima çıkışında 65,7 dB(A) ve metal kabinde ise 61,9 dB(A) olarak ölçmüşlerdir ve bu ses gücü ölçümlerine göre en baskın ses kaynağının klima çıkışında olduğunu anlamışlardır. Sonuçlara göre yüksek frekansta kabin gürültüsünün ıslık karakterinde gürültüye sahip olduğunu, klimanın giriş ve çıkış gürültüsünün ise düşük frekansta gümbürtü karakterinde gürültüye sahip olduğunu doğrulamışlardır.

Feng ve diğ. (2014) gürültü ve titreşim kaynaklarını tanımlayabilmek için test metotlarının ve çoklu cisim dinamiği tekniklerin nasıl kullanılacağını açıklamak amacıyla örnek olarak sıralı dört silindirli dizel motor üzerinde çalışma yapmışlardır. Motorun ön kısmındaki ana gürültü kaynağını ortaya çıkarmak için 1 metrelik test, yakın alan ses yoğunluğu testi, yakın alan akustik hologram tekniğini kullanmışlardır. RecurDyn yazılımı kullanılarak zincir tahrik sisteminin 3D dinamik

analiz modelini oluşturmuşlardır. Yapılan analizler sayesinde, hidrolik gerginin triger zinciri sistemiyle uyumsuz olduğunu anlamışlardır. Bu çalışmada aynı zamanda triger zincir sisteminin nasıl optimize edildiğini sunmuşlardır. İlk olarak dizel motor üzerinde 1 metrelik gürültü testini uygulamışlardır. Motorun ön kısmındaki gürültü değerinin düşük hız aralıkların da 7-8 dB yüksek olduğunu, yüksek hız aralıkların da 5 dB yüksek olduğunu görmüşlerdir. Motorun ön kısmının gürültü, hız ve frekans değerlerine göre düşük ve yüksek dönme hızlarında, gürültünün en yüksek pik değerinin 2 ile 2,4 kHz frekans aralıklarında olduğunu gözlemlemişlerdir. 1 metrelik test sonuçlarına göre motorun ön kısmındaki gürültünün farklı dönme hızlarında ve farklı yüklemelerde motorun diğer parçalarından daha yüksek olduğunu anlamışlardır. Yani, motorun ön kısmını ana ses kaynağı olarak düşünmüşlerdir. İkincil olarak, gürültü ve titreşimin tam konumunu tespit etmek ve gürültü değerlerini ölçmek için yakın alan ses yoğunluğu metodunu kullanmışlardır. Yakın alan akustik hologram tekniği kullanılarak elde edilen sonuçlara göre motor dönerken 2 kHz frekansa denk gelen pik noktasındaki ana ses kaynağının zincir tahrik sistemi olduğunu tespit etmişlerdir. Test sonuçları aynı zamanda kam mili dişli odası kapağının da ana gürültü kaynağı olduğunu göstermiştir. Yani, 1 metrelik test ile kaba olarak motorun gürültü kaynağının ön kısmı olduğu, ikincil uygulamada ise yakın alan ses yoğunluğu metodu ve akustik hologram tekniği kullanılarak düşük ve yüksek hızlarda kayış sistemi kapağının bulunduğu konumun ana ses kaynağı olarak ölçüldüğünü gözlemlemişlerdir. Üçüncül olarak ise yakın alan ses yoğunluğu metodu kullanılarak kam mili dişli odası kapağının 2 kHz frekansta en yüksek dB değerine sahip olduğunu anlamışlardır. Bu sonuçlara bakarak triger kayışı mekanizmasında titreşim ve gürültü olduğu ve buna neden olabilecek yapının makaralı zincirden kaynaklandığını ve kam mili dişli bölgesindeki kapağın yüksek gürültülü çalışmasının uygun olmayan hidrolik gergiden kaynaklanabileceğini anlamışlardır.

Feng ve diğ. (2014) aynı zamanda makaralı zincir yapısına sahip zincir tahrik sisteminin 3D modelini, RecurDyn yazılımını kullanarak oluşturmuşlardır. Sonuçlar da zincir gerilme kuvvetinin, kararlı çalışma sırasında kuvvet kurallarıyla örtüştüğünü fakat FFT sonucuna göre 2000 ile 2400 Hz arasında titreşime neden olan bir kararsızlığa neden olduğunu görmüşlerdir. Ayrıca, hidrolik gerginin dinamik karakteristik analizine göre, pistonun yer değiştirmesinin kararsız şekilde

gerçekleştiğini ve maksimum yer değiştirmenin 1,3 mm olduğunu ve bununda zincirde önemli bir titreşime neden olduğunu anlamışlardır. FFT sonuçlarında hidrolik gerginin 2000-2400 Hertz de kam mili dişli odası kapağı ile titreşime girdiğini, bunun sonucunda motorun ön kısmında gürültü oluştuğunu ve titreşim probleminin zincir tahrik mekanizmasıyla uyumsuz olan hidrolik gergiden dolayı gerçekleştiğini anlamışlardır. Hidrolik gerginin performansını arttırmak için gerginin sönümleme karakteristiğini geliştirmek gerektiğini belirtmişlerdir. Bu yüzden RecurDyn yazılımında bu karakteristik parametresi değiştirmişler ve pistonun yer değiştirme miktarını azaltmışlardır. Sönümleme karakteristiğinin artmasıyla pistonun 2000 Hertz de titreşimi azalmıştır.

Aliabadi (2014) gerçekleştirdiği çalışmada ses yoğunluğu metodunu kullanarak 0,25 kW'lık ve 1800 dev/dak dönüş hızına sahip bir santrifüj fanın gürültü yayılım karakteristiğini belirlemiştir. Ses gücü, ses yoğunluğu ve ses basıncı değerlerini içeren santrifüj fanın gürültü yayılımını BSWA VA-Lab yazılımı kullanılarak standartlara göre incelemiştir. Bu çalışmada ISO 9614-3 standartı, yani tarayarak yapılan ve kesinlik oranı yüksek ses yoğunluğu yöntemini kullanmıştır. Gürültü kaynağının etrafına 1 m^3 hacme sahip paralel kenar şeklinde farazi yüzeyler örmüştür. Tarama hızı 0,5 m/s olarak iki ses yoğunluğu taraması gerçekleştirmiştir. Ölçümlerde mikrofonlar arasındaki faz farkı eşleşme hatasını azaltabilmek ve 1 dB den daha az bir hata payına ulaşabilmek için 12 mm'lik mikrofon aralığı kullanılmasını öngörmüştür. Gürültü kaynağının frekans analizini 1/3 oktav bandı ve 125 Hz ile 4000 Hertz frekans aralığında gerçekleştirmiştir. Test çevresindeki zeminin üstünde konumlandırılmış fanda ses yoğunluğu ve ses basıncı ölçümlerini kıyaslamışlardır. Ayrıca, bu çalışmada duvara ve zemine yakın konumlandırılmış küresel kaynak varsa, ses değerlerinin bu yüzeylerden yansıyacağını da öngördüğü için hesaplamalarda Q ile gösterilen yönelme faktörünü kullanmıştır. Yönelme faktörü değerlerine göre ses yoğunluğu ölçümlerinde 2 veya 3 dB farklılıklar görmüştür. Yapılan ses gücü ölçümlerinin sonuçlarına göre fanın ses gücü spektrumunun yüksek olduğunu ve 250 Hertz deki frekansta 83,5 dB lik değere denk geldiğini göstermiştir. Sonuçlar da fanın ses gücü seviyesi spektrumlarının kısmen yüksek olduğunu ve bunun belirgin bir tonda duyulduğunu görmüştür. Yakın yüzeylerde ses yoğunluğu değerlerinin yüksek olabileceğini tespit etmiştir. Uygun

yalıtım malzemesinin kullanılmasının kaynağa yakın yüzeylerde ki akustik performansı geliştireceğini belirtmiştir. En önemli sonuçlardan birisi de fandan yayılan ses basıncı seviyelerinin ses yoğunluğu seviyelerinden yüksek olduğunu göstermiştir. Sonuçlar aynı zamanda ses gücü ve yoğunluğu ölçümlerinin ses basıncı ölçümlerine göre kıyaslandığında, ses yoğunluğu yöntemi kullanarak ses gücünü belirleme ölçümünün santrifüj fanın gürültü kaynaklarını karakterize etmesi için mükemmel bir yöntem olduğunu doğrulamıştır.

Ginn, K.B. ve Gade, S. (2013) 1972 model VW Transporter üzerinde aracın iç yüzeyine yakın ses yoğunluğu ölçümleri gerçekleştirerek sönümleme etkisini gözlemlemişlerdir. Ölçümleri aracın yan paneli, tavanı ve motor kapağı parçaları üzerinde gerçekleştirmişlerdir. Bunun için 100 tane kareye bölünmüş 1 m^2'lik bir grid yüzey oluşturmuşlardır. Ölçümler için motor 1900 dev/dak'da sabit bir şekilde çalıştırılmıştır. Ölçümler de ses yoğunluğu analiz sistemi ile dijital kayıt cihazı kullanmışlardır. Ses basıncı ölçümleri, yolcu kompartımanı içerisinde ki gürültüyü azaltmak adına sönümleme etkisini değerlendirmek amacıyla yapmışlardır. Ölçümler arka koltukta oturmuş yolcu ve sürücünün kulak pozisyonunda hem lineer(ağırlıksız) hem de A ağırlıklı olarak almışlardır. Çünkü A ağırlıklı ölçümler hem düşük frekansları filtreler hem de insan kulağının duyma grafiğine benzer özellik taşır. En yüksek seviyede ki ölçümler 16 Hz ile 63 Hz arasında değişen frekanslar içerisinde motor gürültüsü ve boşluk titreşiminden dolayı lineer dB şeklinde ölçmüşlerdir. Ölçümlerden önce motorun kararlılığını sağlamak için, motor çalıştırılıp ısınmasını beklemişlerdir ve gürültü spektrumu için düşük frekans aralıklarında çalışmışlardır. Sönümleme 200 Hz'lik frekansta daha etkili olmuştur fakat 200 Hertz üstü frekanslarda bir etki görememişlerdir. Yoğunluk ölçümlerinde ½" boyutunda iki mikrofon ve ±1 dB kesinlik payı ile 125 Hz ile 5 kHz frekans aralığında ölçüm yapılmasını sağlayan 12 mm'lik mikrofon aralığı kullanmışlardır. Ayrıca yüksek frekansların pahasına daha fazla bilgi veren düşük frekansları ölçmek için 50 mm lik mikrofon aralığını da kullanmışlardır. Yoğunluk probunu ölçüm yüzeyine 5 cm uzakta tutmuşlardır. Toplamda 100 nokta da ki ses gücü yayılımını teker teker ölçmüşlerdir. Motor kapağını birincil gürültü kaynağı olarak tespit etmişlerdir. 100 Hertze kadar ki frekanslarda ses gücü değerleri net enerji akışı içeriye doğru olduğundan negatif olarak ölçülürken, 125 Hertz lik bandın üzerinde net enerji akışı

dışarıya doğru olduğundan pozitif olarak ölçüldüğünü belirtmişlerdir. 200 Hertz ile 5000 Hertz arasındaki frekanslar incelenmiş ve buna göre gözlemler yapmışlardır. Düşük frekanslarda yapılan incelemede motor silindirlerinin ana ses kaynağı olduğunu gözlemlemişlerdir. Ses basınç seviyesinin pik değerinin 630 Hertzde sönümlemesiz olarak 82,5 dB, sönümlemeli olarak ta 82,2 dB olarak ölçmüşlerdir. Yüksek frekanslarda ki haritalarda ise motor kapağı boyunca ses iletimini azaltmak için sönümlemenin genel etkisini göstermişlerdir.

Aura M. ve diğ. (2007) büyük bir dizel motorun krank karteri ve kam mili kapağının tasarımını geliştirmişler ve gürültü azaltma projesi üzerine çalışmışlardır. Motorun ses gücünün motorun büyüklüğü, silindirlerin sayısı, motor yükü ve hızı, yakıt türü gibi birçok faktöre bağlı olduğunu vurgulamışlardır. Farklı vibro akustik özelliklere sahip birçok prototip kapağı, laboratuvar koşullarında ki tam randımanlı motor testin de test etmişlerdir. Kapakları, Wärtsilä W6L32 dizel motorunda test etmişlerdir. motorun nominal hızı 750 dev/dak ve çıkış gücü 3000 kW tır. Tüm ölçümleri fabrikadaki test hücresinde nominal hızda ve tam yüklemede gerçekleştirmişlerdir. Motor testi sırasında üç farklı ölçüm yapmışlardır; ses basıncı, ses gücü ve kapakların titreşiminin hız dağılımı. Ses basınç seviyesini, farklı kapakların etkisini gözlemlemek için ölçmüşlerdir. Motor tarafından yayılan ses gücü, ses yoğunluğu yöntemi ile ölçülmüştür. Farklı kapakların etkilerini direk olarak gözlemlemişlerdir, fakat alternatif kapak prototiplerini kıyaslamak için sonuç çıkarmanın zor olduğu anlamışlardır ve ses yoğunluğu metodunun dışında BEM metodu gibi farklı metotların da kullanılabileceğini belirtmişlerdir. Yoğunluk ölçümlerine dayalı sonuçlara göre ses gücü seviyesindeki azalma miktarı 7,2 dB ile 9,7 dB arasında değişmiştir. Yani prototip yaptıkları kapaklar, orijinal yaptıklarına göre ortalama 8 dB düzeyinde azalmıştır. Sonuç olarak kam mili kapağı ile krank karteri kapağının motordaki gürültüyü bastırdığını ses yoğunluğu yöntemi ile incelemişlerdir.

Aliabadi M. ve diğ. (2013) ses basıncı ve ses yoğunluğu yöntemini kullanarak, gerçek ortam koşullarında, çalışma odalarında ki gürültü kaynaklarının kıyaslanması ve gürültü kontrolü üzerine çalışmışlardır. Kapalı bir çalışma odası içerisinde konumlandırılmış gürültülü bir nakış makinasının ses gücünün tanımlamaya çalışmışlardır. Ölçümler için BWSA ses analizörü kullanmışlar ve ISO 9614, ISO 3746 standartlarına göre ölçümü gerçekleştirmişlerdir. Makinayı çalıştırma hızının,

nakış makinasının genel gürültüsünü etkileyen önemli özelliklerden olduğunu anlamışlardır. Arka plandaki gürültü dalgalanmalarından dolayı ses basıncı değerlerinin yüksek çıktığını gözlemlemişlerdir. Yapılan çalışmada ISO 9614-3 yani tarayarak ses yoğunluğu yöntemini kullanmışlardır. Bu yöntemde yüzeyleri küçük parçalara ayrılarak 0,5 m/s hızında iki kez tarama gerçekleştirmişlerdir. Ölçümleri yarı yalıtım odasında prob kaynaktan 1 m uzaklıkta gezdirerek gerçekleştirmişlerdir. Tam oktav bandında ve 125 Hertz ile 4000 Hertz frekansları arasında yapılan ölçümlerde düşük frekanslardaki yankı zamanı değerlerinin orta ve yüksek frekanstaki değerlerden yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir. Dakika da 800 spm(dakikadaki nakış hızı) ile çalıştırılan nakış makinasının ISO 9614-3 ve ISO 3746 normuna göre lineer ses gücü spektrumu ölçüldüğünde, normal ses gücü spektrumundan farklı olduğunu anlamışlardır. En yüksek değerleri 125 Hertzde ses yoğunluğu için 87 dB, ses basıncı için 89 dB olarak tespit etmişlerdir. Makinanın çalışma hızının ses gücünü etkilediğini ve dikiş makinasının iğnesinin çalışma yüzeyine yüksek hızda vurmasının ortamın gürültü seviyesini arttırdığını gözlemlemişlerdir. Ses basınç değerlerinin yüksek çıkmasının nedeninin arka plan gürültüsünün ortamdaki dalgalanması olduğunu özellikle vurgulamışlardır.

Talotte ve diğ. (2003) tren yolu gürültüsünü azaltmak için gürültü kaynağını tanımlama tekniklerini kullanmışlardır. Kaynağında gürültü azaltma tekniğinin, gürültü bariyerlerinin kullanımından daha zorlu olduğunu düşünmüşlerdir fakat mekanizmanın kaynağını anlamak için bunun yapılmasına karar vermişlerdir. Yapılan deney, tren yolu gürültü kaynaklarının modellenmesi ve tanımlanması için kritik bir çalışmadır. Bunun dışında, bu çalışma fiziksel gürültü kaynağı olgusunun tanımlanmasının yanı sıra gürültüyü azaltmak için sahip olunan potansiyellerin anlaşılmasını sağlamışlardır.

İnalpolat M. (2004) ev aletleri ve arabalar gibi yaygın mühendislik uygulamalarının gövdelerini oluşturan plakaların ses radyasyonunu ve güç akış karakteristiklerini araştırmıştır. Yan yana mikrofon yapılandırması kullanarak bir prob ile iki mikrofonlu ses yoğunluğu ölçümünü, ortasından titreştirici ile tahrik edilen kare çelik bir plakanın yakın alan ses radyasyon karakteristiğinin analizinde kullanmıştır. Üç farklı titreşimsel akustik yöntemi bütünleşik olarak kullanmış ve sonuçları, geliştirilen analitik modellerin sonuçlan ile karşılaştırmıştır.

Yalçınkaya (2006) gürültü kontrolü üzerine izgesel analiz içeren ve kepçe makinasında yaklaşık 2 dB düzeyinde bir gürültü azalımı sağlayan farklı bir çalışma gerçekleştirmiştir. Yapılan çalışmada, kepçe tarafından yayılan gürültünün kontrol edilmesi için ses gücü seviyesi belirleme testlerini ve ses yoğunluğu ölçümlerini içeren gürültü kaynağı tanımlama yöntemlerini kullanmıştır. Muhtemel gürültü kaynaklarıyla kepçe makinası tarafından yayılan dış gürültünün izgesel analizinin sonuçlarının değerlendirilmesini ve kıyaslanması: soğutma fanı frekansı, hidrolik pompa çalışma frekansı, motor ateşleme frekansı gibi muhtemel gürültü kaynaklarının frekanslarını ortaya çıkarmıştır. Soğutma fanının tasarımının değiştirilmesi ve uygun titreşim yalıtım malzemelerinin uygulanması, tam olarak 2 dB ses gücü seviyesinde bir azalmanın gerçekleşmesine yardımcı olmuştur.

Taghizadeh A. ve diğ. (2012) biyodizel yakıt kullanarak bir dizel motorun titreşim analizi ile ilgili çalışmışlardır. Dizel yakıtın en önemli özelliklerinden birinin yüksek ses ve titreşim olduğunu vurgulamışlardır. Bu deney için dört zamanlı altı silindirli traktör motoru kullanmışlardır. 1800 dev/dak ile 2000 dev/dak sabit motor devirleri arasında titreşimin daha çok olduğunu gözlemlemişlerdir. Bu çalışmada ayrıca 1200 dev/dak'da çalışan dizel motorun ateşleme frekansı ile emme-subap frekansının analizleri yapılmıştır. Son olarak farklı motor hızlarında titreşimin güç-tork eğrileriyle uyumlu olduğunu tespit etmişlerdir.

Oh K. S. ve diğ. (2008) hem gürültünün tespiti hem de gürültü kontrolü için aks gürültüsü ve etkileri üzerine çalışmışlardır. Motor gürültüsünü azaltmanın yansıra, genellikle arazide kullanılan spor araçlar için önemli bir gürültü kaynağı olan aks gürültüsü üzerine çalışmışlardır. Çalışma, aracın aksı tarafından oluşan iniltili gürültüyü azaltmak için hem deneysel hem de analitik analiz çalışmalarını sunar. Test aracı 5 silindirli dizel motora sahiptir. Araç, hız değişimi sırasında akslarda oluşan gürültü ile araç iç gürültüsünü ve titreşimini ölçmek amacıyla 40 km/saat hızdan 130 km/saat hıza kadar sürülmüştür. Araç iç gürültüsünün ses seviyesi 65 dB (A) ile 70 dB (A) arasında ölçülmüştür.

Literatür araştırmasından da görüldüğü gibi ses yoğunluğu yöntemi kullanılarak birçok farklı çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalardan görülmüştür ki ses yoğunluğu yöntemi ile ses gücü ölçümleri ve gürültü haritalarının çıkarılması sadece dizel

motorlar için değil, endüstride kullanılan birçok gürültü kaynağı için de yapılmıştır. İncelenen çalışmalarda, genellikle gürültü kaynağı etrafına grid yüzeyler örüldüğü ve bu yüzeyler taranarak veya yüzeyler üzerinde noktasal ölçümler yapılarak ses yoğunluğunun ölçüldüğü tespit edilmiştir. Kimi çalışmalarda ilgili gürültü kaynağı için spektrum analizi yapılmış ve kritik frekanslar değerlendirilmiştir. Elde edilen gürültü haritaları ile gürültü kaynaklarına ulaşılmıştır. Bu tez çalışmasında, ses yoğunluğu probu kullanılarak dört silindirli direkt enjeksiyonlu bir dizel motorun ses gücü düzeyi ölçümleri yapılmış ve elde edilen sonuçlar hem A ağırlıklı hem de lineer ağırlıklı ses gücü düzeyi olarak değerlendirilmiştir. Ayrıca, ölçümler sonucu elde edilen motora ait gürültü haritalarının değerlendirilmesinde motorun lineer ağırlıklı ses gücü değeri baz alınmıştır. Daha önce yapılmış gürültü haritalama çalışmalarında hem kısa süren hem de pratik olan tarayarak ölçüm yöntemi kullanılmışken, bu tez çalışmasında noktasal ölçüm metodu ile gürültü haritaları elde edilmiştir. Noktasal ses gücü ölçümleri sırasında her bir grid yüzeyinde ses yoğunluğu probunun daha uzun süre tutulması, literatürde yapılan çalışmalara göre ölçüm kalitesinin biraz daha artmasına neden olmuştur. Yapılan bu tez çalışmasında, farklı motor hızları kullanılarak hem ses basıncı hem de ses yoğunluğu değerleri kıyaslanarak gürültü haritaları çıkarılmıştır. Dizel motor üzerinde yapılan ölçümlerin spektrum analizi yapılarak kritik frekanslara odaklanılmıştır. Bununla birlikte dizel motor etrafındaki ölçüm yüzeyleri üzerinde, mevcut yapılan çalışmalara göre daha fazla sayıda grid kullanılarak gürültü haritalarının çözünürlüğünün artırılması sağlanmıştır. Literatürde yapılmış olan çoğu çalışma akustik odalarda gerçekleştirilmişken, bu tez çalışmasında akustik oda kullanılmadığı halde yine de kaliteli gürültü haritaları elde edilebilmiştir. Ayrıca ses yoğunluğu ölçümlerinin ortamda oluşabilecek rüzgardan etkilenmemesi için rüzgarlık kullanılmıştır. Yine yapılan birçok çalışmada motorun sadece tek yüzeyinden ölçüm yapılmışken, bu çalışmada motorun hem sol yan hem de üst yüzeyinden ölçümler yapılmıştır. Ayrıca ses yoğunluğu probunda mikrofonlar için kullanılan özel ara halka ile dizel motor frekanslarına daha net bir şekilde odaklanılması sağlanmıştır.

2. GENEL BİLGİ VE TEORİ

2.1. Akustiğin Temelleri

Akustik, hem işitilebilir hem de işitilemez gürültünün bilim dalıdır ve insanoğlu veya makinalar tarafından yaratılan ve algılanan sesin üretimi, sesin yayılımı ve sesin algılanması ile ilgili tüm alanları kapsar. Akustik ile ilgili olarak şu şekilde örneklendirilebilir; titreşim ve yapısal akustik, müzikal akustik(müzik enstrümanların akustiği), elektro akustik (ses, hoparlör ve mikrofon tasarımı), mimari akustik(toplantı salonları, dinleme odaları), psikoakustik (insan işitme sistemi ve sesin algılanması), sualtı akustiği (denizaltı dinleme cihazı ve askeri uygulamalar).

2.2. Ses Terminolojisi

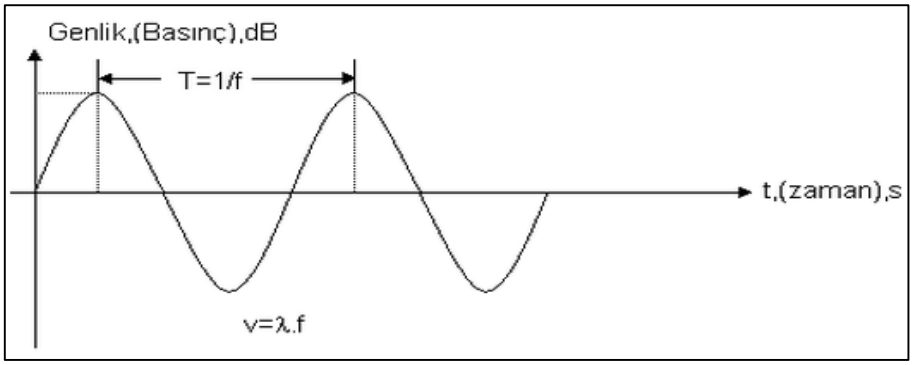
Ses basitçe bir ortam aracılığıyla yayılan bir mekanik dalgadır. Ses genellikle katı cisimlerin titreşimleri ile oluşur ve dalgalar halinde yayılır. Ses x-ray gibi elektromanyetik bir dalga olmadığından, ses dalgalarının yayılımı için ortam gereklidir. Sesin yayılımı, diğer bir ifadeyle bir noktadan diğer bir noktaya enerjinin transferini belirtir ve ses dalgalarının hızı akışkanın ortalama yoğunluğu ve hacimsel modül olarak adlandırılan elastikiyeti tarafından belirlenir (Fahy, F., 2001). Ses, basınç değişimine neden olan enerjisiyle, ortamdaki akışkanda bulunan parçacıklarda titreşim hareketi ile oluşurlar. Ballou G., M. (1987) sesin bir diyafram davranışı gösteren çekiç veya hoparlör gibi kaynaklarca üretildiğini belirtir. Parçalar da oluşan titreşimler, diğer komşu parçalara yayılarak basınç değişime neden olurlar ve bu basınç değişimleri işitme organlarımız tarafından elektriksel iletiye çevrilerek duyduğumuz ses olarak algılanırlar. Sesin hızı suda yaklaşık 1450 m/s ve havada 340 m/s'dir. Bu durum suyun yoğunluğunun havanın yoğunluğundan 800 kat daha fazla olması ile ilişkilidir. Gürültü ise hoşa gitmeyen, istenmeyen, rahatsız edici ses olarak ifade edilir (Guarinoni M. ve diğ., 2012). Gürültü, sesin kontrolsüz bir formudur. Teknik açıdan ses ve gürültü arasında bir fark yoktur. Bu nedenle aşağıda verilen ses ile ilgili temel bilgi ve tanımlar hem ses hem de gürültü için geçerlidir.

2.3. Ses Dalgalarının Özellikleri

Bir basit harmonik titreşim hareketi düşünüldüğünde karşımıza periyot, frekans, genlik, dalga boyu gibi kavramlar çıkmaktadır. Bu kavramlar, ses dalgaları için de geçerlidir. Şekil 2.1, bu özellikleri görsel olarak açıklayan bir örnektir.

2.3.1. Periyot

Periyot bir basınç değişim devri için geçen zaman olarak tanımlanabilir. Bir anlamda ses enerjisinin oluşturacağı basınç dalgalarının birbirini izleyen iki maksimum noktası arasındaki zamandır. Birimi saniyedir (s.). T ile gösterilir. Aşağıdaki Şekil 2.1'de basit harmonik bir ses dalgası gösterilmiştir.

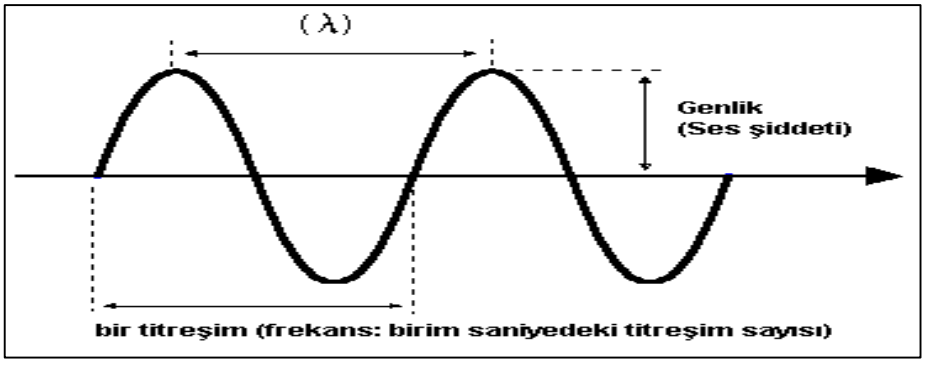


Şekil 2.1. İki dalga tepesi arasında geçen zaman olan periyot (URL-10)

2.3.2. Frekans

Frekans, bir saniyede ne kadar titreşim oluştuğunun ölçüsüdür. Basınca ait bir değişim devri için geçen zamandır. Periyot kavramının tersi olarak da düşünülebilir (1/T). Frekansın birimi Hertz' dir. Denklem (2.1)' deki gibi ifade edilir.

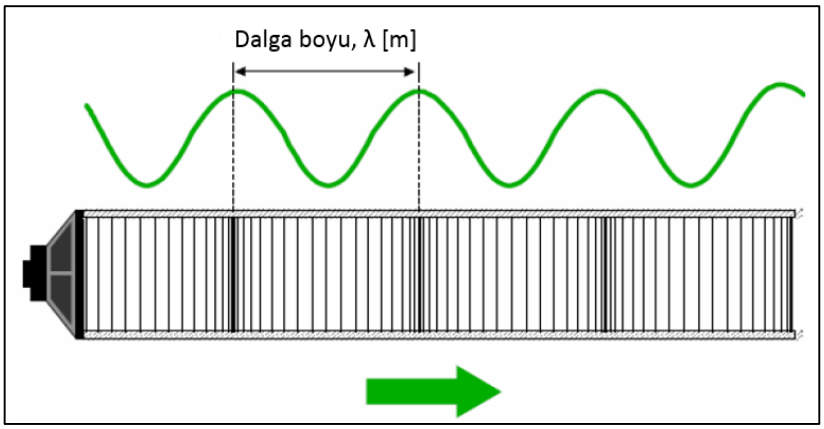
$$f = \frac{1}{T} \tag{2.1}$$



Şekil 2.2. Bir sinüs dalgası ile bir tam devirde oluşan frekans (URL-11)

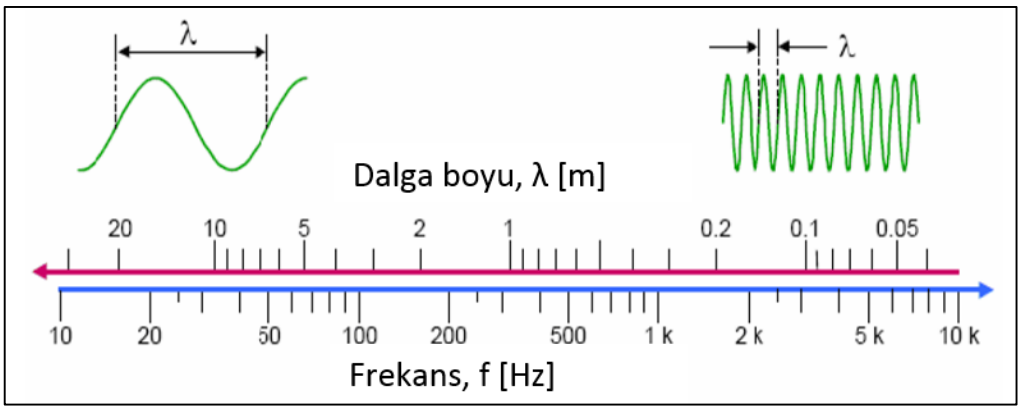
2.3.3. Dalga boyu

Basit ve harmonik şekilde ilerleyen ses dalgalarının, bir periyot süresinde aldığı yoldur, yani birbirini izleyen iki tepe noktası arasındaki uzaklığa dalga boyu denir. Bir periyodik dalga, onun dalga boyu ve frekansı ile karakterize edilebilir. Bir dalganın dalga boyu tam olarak bir dalganın uzunluğudur. Bu mesafe, bir dalga üzerindeki bir nokta ile dalganın kendisini tekrarladığı en yakın nokta arasındaki mesafedir. Genel anlamda Yunanca lamda (λ) sembolü ile gösterilmektedir (Fahy, F., 2001). Aşağıdaki Şekil 2.3, iki tepe arasında ki dalga boyunu göstermektedir.



Şekil 2.3. Basit harmonik bir ses dalgasına ait ses basınç-mesafe değişimi (URL-13)

Eğer ki sabit bir ortam içerisinde dalganın hızı sabitse, büyük bir frekansla ilerleyen dalganın dalga boyu daha küçük olacakken, daha küçük bir frekansla ilerleyen dalganın dalga boyu daha büyük bir yapıya sahip olacaktır. Ayrıca dalganın hızı arttıkça da dalga boyunun arttığı bilinmektedir. Dalga boyu ile frekansın ilişkisi Şekil 2.4'de verilmiştir.



Şekil 2.4. Dalga boyu ile frekans arasındaki ilişki (URL-13)

λ dalga boyuna sahip bir ses dalgası T periyotlu bir süre boyunca kendi boyu kadar yol alır. Bu kavrama istinaden dalganın yayılma hızı formülü Denklem (2.2);

$$C = \frac{\lambda}{T} = \lambda f \qquad (2.2)$$

şeklinde ifade edilir.

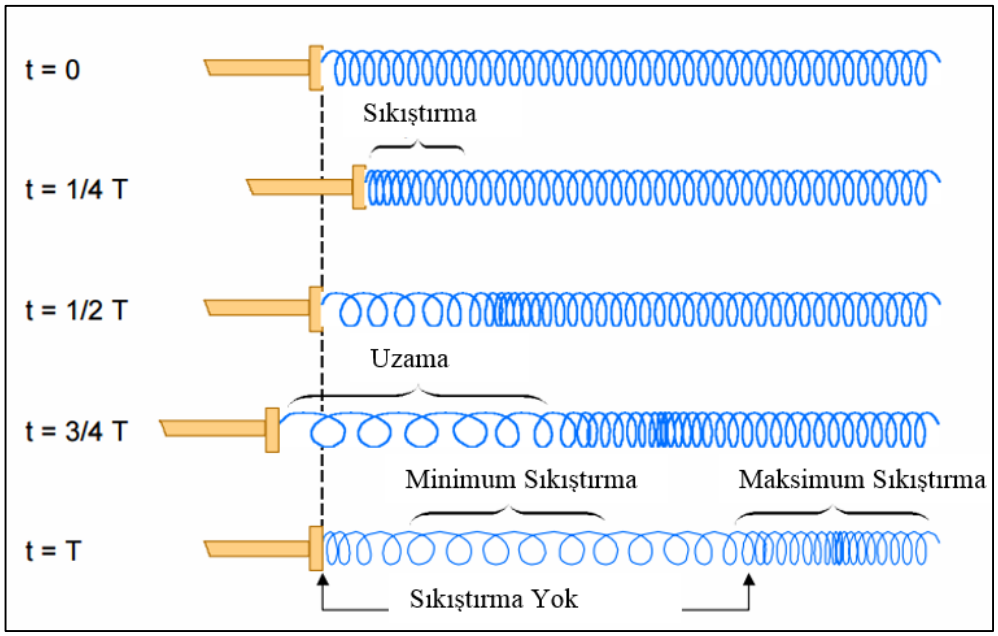
2.3.4. Sesin yayılımı

Teorik olarak ses bir nokta kaynağından küresel olarak yayılır ve bu basit durumu, yayılma yolundaki engellerin varlığı ve atmosferdeki rüzgar ve sıcaklık farklılıklarından kaynaklanan homojen olmayan açık hava olmak üzere iki fenomen zorlaştırabilir. Bu basit durumu özetlemek gerekirse, basınç dalgaları, hava sıcaklığına bağlı c sabit hızında hareket ederler. 15 °C' de sesin hızı 340 m/s kabul edilir ve herhangi bir sıcaklıkta sesin hızı yaklaşık olarak aşağıdaki Denklem (2.3)'deki gibi ifade edilir.

$$C=331+0,6.t \qquad (2.3)$$

Eğer bir ses dalgası, dalga boyuna kıyasla daha küçük bir engelle yüzleşirse, engelin etkisi önemsenmeyecektir. Sadece engelin boyutları en az dalga boyu kadar büyük olursa, sesi durdurma gibi bir etkisi olacaktır. Bundan dolayı, ses bariyerleri ya kaynağa ya da ses alıcısına yakın yerleştirilmelidir. Herhangi bir katı yüzeyin titremesi, yüzeye bitişik hava molekülerinin titreşmesini sağlayarak ses yaratılmasına neden olur, buna bir fan veya pervanenin dönen kanatçıkları, bir sirenin hava akışına etkisi örnek gösterilebilir. Titreyen bir yüzey tarafından oluşan ses kaynağı ile ilgili olarak kritik faktör ses dalgasıyla ilişkili yüzeyin büyüklüğüdür. Titreyen yüzeyin kayda değer şekilde dalga boyundan büyük olması gerekir ki sesin yalımı etkili olsun.

Şekil 2.5'de gösterildiği gibi bir yay sıkıştırıldığı zaman, sıkıştırma işi yay boyunca iletilir. Aynı olay hava molekülleri içinde geçerlidir ve hava molekülleri sıkıştırılır ve genişler, yani sıkıştırma ile basıncın iletimi değişir ve genişleme ile de hava içindeki yayılım gerçekleşir. Ses basit bir şekilde havada titreşir, yani sıkıştırmada hava molekülleri yoğun olduğundur, basınç azaldığında hava molekülleri seyrekleşmiştir.



Şekil 2.5. Sesin Yayılımı (URL-3)

2.3.5. Ses hızı

Sesin hızı, elastik bir ortam aracılığıyla yayılan ses dalgasının birim zamanda almış olduğu mesafedir ve m/s ile ifade edilir. Sesin 20 °C de ki havada yayılma hızı 343,59 m/s'dir. Sesin iletimi için gerekli olan ortamdaki parçacıkların titreşimi, ortamdaki moleküler yapının yoğunluğuna bağlıdır. Buna bağlı olarak, yoğunluğu en büyük olan katı cisimlerde sesin iletim hızı çok daha fazladır. Katıları sırayla sıvılar ve gazlar takip eder. Sesin yayılması, insan faktörü söz konusu olduğunda atmosferik havada daha büyük önem taşır. Hava ortamında sesin yaklaşık olarak hızı Denklem(2.4)'de şu şekilde hesaplanır (Kinsler, 1982).

$$C^2 = \gamma R T k \qquad (2.4)$$

Burada;

C: sesin m/s cinsinden hızıdır.

R: gaz sabitidir.

γ: adyabatik indekstir.

T_k : atmosferik havanın Kelvin derece cinsinden mutlak sıcaklığıdır.

γ ve R sabit olduklarından ses hızı sadece mutlak sıcaklığın karekökü ile orantılıdır.

Genel olarak sesin hızı Denklem (2.5)'deki gibi ifade edilir.

$$C = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \tag{2.5}$$

Burada;

K: adyabatik hacimsel modüldür.

ρ: yoğunluktur.

Denklem (2.5)'den, ses hızının, hacimsel modülün ve akışkan yoğunluğunun bir fonksiyonu olduğu anlaşılmaktadır. Tablo 2.1'de sesin farklı ortamlardaki yayılma hızları gösterilmiştir.

Tablo 2.1. Farklı ortamlarda sesin yayılma hızları (URL-12)

Yayıldığı Ortam	**Yayılma Hızı(m/s)**
Hava	344
Mantar	500
Kurşun	1200-2400
Su	1450
Sert Kauçuk	1400-2400
Beton	3200-3600
Tahta	3300-4300
Tuğla	3600
Dökme Demir	3500-5600
Mermer	3800
Cam	4000-5600
Pirinç	4700
Bakır	3600-4760
Demir	5100-6000
Çelik	5800-6000
Alüminyum	5100-6400

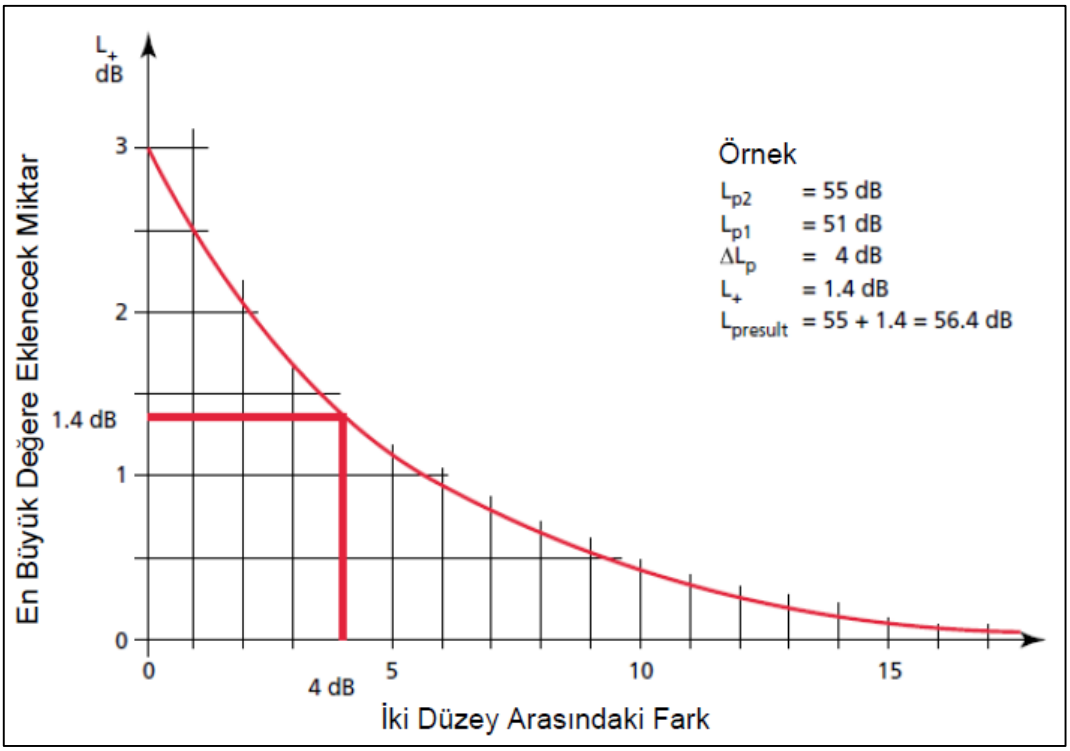
2.4. Ses İle İlgili Temel Büyüklükler

2.4.1. Desibel kavramı ve desibellerle işlem

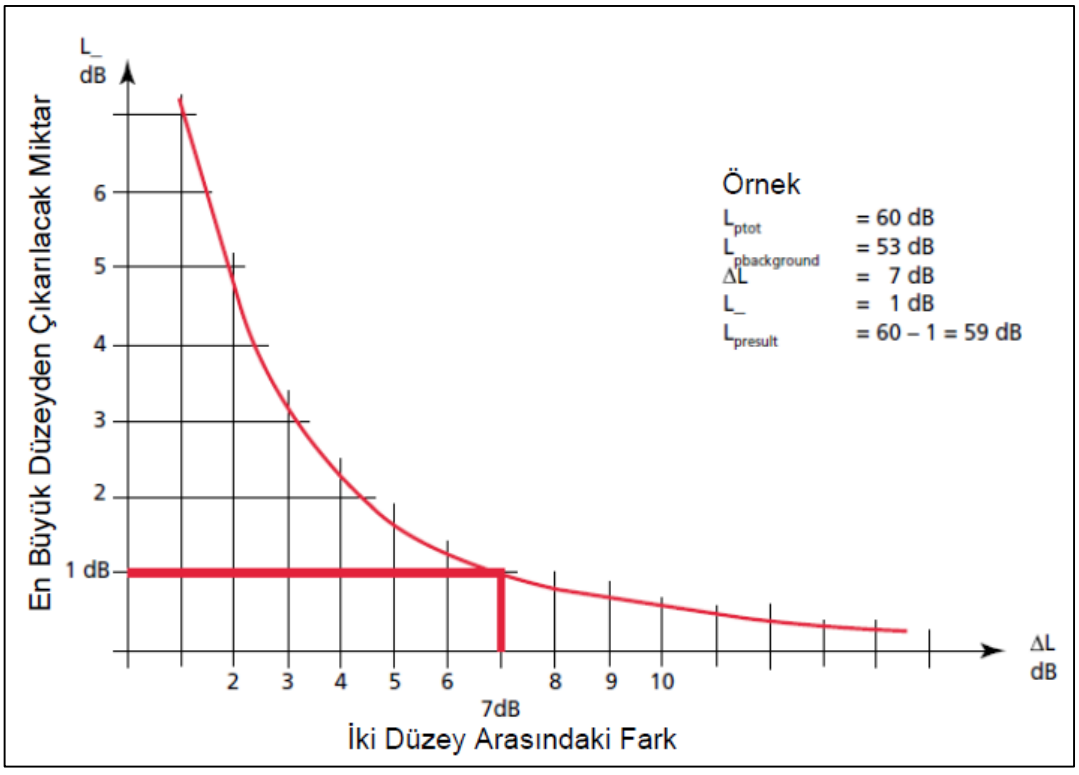
Desibel kelimesinin kökünde, 1847-1922 yılları arasında yaşamış İskoç mucit Alexander Graham Bell' in adına ithafen oluşturulan bel kavramı yatmaktadır ve iki büyüklüğün birbirine olan oranlarının logaritmasını ifade eder. Genellikle ses yoğunluğu için kullanılan desibel, hem boyutsuz hem de logaritmik bir ifadedir ve birimi dB'dir. Oranların logaritmasının 10 katı olarak tanımlanan desibel adı verilen birim daha yaygın olarak kullanılmaktadır. Desibel her zaman iki değerin oranı olduğundan, desibel ile ölçülen büyüklükler düzey olarak ifade edilir. P_1 birinci referans büyüklüğünün watt biriminden gücü ve P_2 ikinci referans büyüklüğünün watt biriminden gücü olmak üzere, düzey kavramı Denklem (3.1)'deki gibi ifade edilir.

$$\text{düzey[dB]} = 10 \log \frac{P_1}{P_2} \tag{3.1}$$

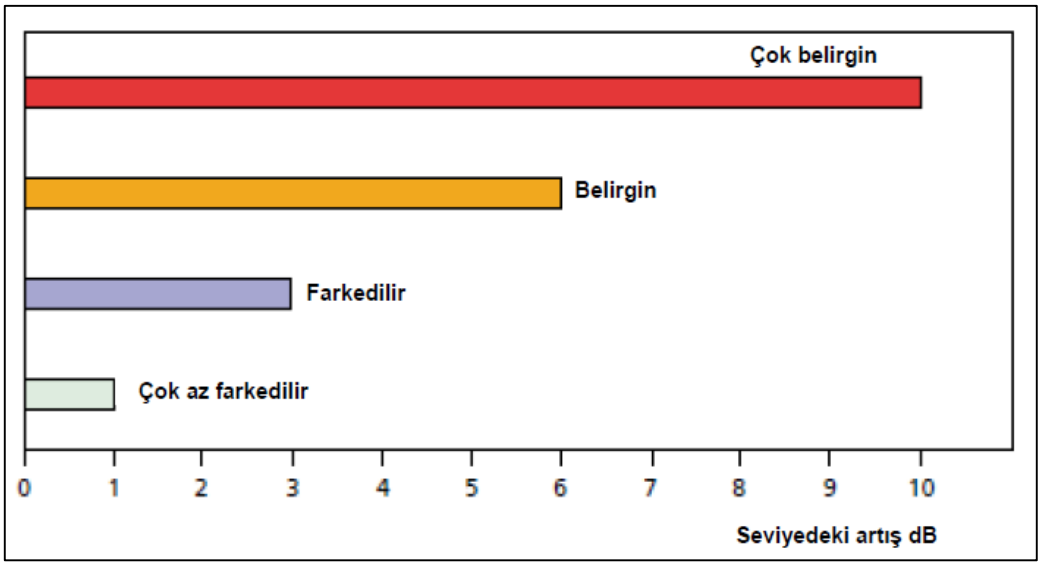
Desibel logaritmik tabanlı bir yapıya sahip olduğundan, birden çok farklı seviyenin aritmetik olarak toplanması mümkün değildir. Çünkü toplamada toplanan değerler dB ile ifade edilen sayısal büyüklükler değil, bu düzeylerin ifade ettikleri güç değerleridir. Desibel hesaplamaları için günümüzde ilgili formüllerden ziyade tablo ve grafikler oluşturularak hesaplamalar daha pratik hale getirilmiştir. Örneğin, L_{w1}=51 dB ve L_{w2}=55 dB güç düzeyine sahip iki ses kaynağının toplam ses gücü 56,4 dB'dir. Bu işlem, Sekil 3.1' de verilen dB toplama eğrisi kullanılarak yapabilir. Söz konusu örnek için toplanacak iki düzey arasındaki sayısal fark 4 olacağından, Şekil 2.6.'den, büyük düzeye eklenecek değer olarak 1.4 bulunur ve toplam 55+1,4 = 56,4 dB olarak elde edilir. Pratikte, aralarında 10 dB'den fazla fark olan değerlerden küçük olanı ihmal edilebilir. Desibellerle çıkarma işlemi ise, Şekil 2.7'de verilen desibel çıkarma eğrisi kullanılarak yapılabilir. Şekil 2.8'de verilen dB seviyesindeki artışın fark edilebilirliği grafiği ise insan kulağının 10 dB seviyede ki artışı belirgin bir şekilde fark ettiğini gösterir.



Şekil 2.6. Desibel toplama eğrisi (URL-3)



Şekil 2.7. Desibel çıkartma eğrisi (URL-3)



Şekil 2.8. dB seviyesindeki artışın fark edilebilirliği (URL-13)

2.4.2. Ses gücü ve düzeyi

Ses gücü veya akustik güç, birim zamanda bir ses kaynağından yayılan toplam ses enerjisi olarak tanımlanır. Ses gücü watt (W) birimiyle ölçülür ve ses yoğunluğunun yüzey alanı ile çarpımına eşittir. Ses gücü düşünüldüğünde, ses dalgaları uzaysal yayıldığından güç akışının kesit alanı hesaba katılır. Bu yüzden, güç akışının yüzey alanı arttığında ses gücünün de arttığı aşağıdaki Denklem (3.2) ile gösterilmiştir (Möser, 2004).

$$W = I.S \tag{3.2}$$

Ses gücünün desibel ile ölçülen düzeyine ise ses gücü düzeyi adı verilir. Düzey kavramı, iki büyüklüğün birbirine oranının logaritmik oranının on katı olarak ifade edilir. Bir kaynağın ses gücü W ise, yine o kaynağın ses gücü düzeyi L_w olarak tanımlanır. Uluslararası standartlarda, referans ses gücü $W_0 = 10^{-12}$ W olarak kullanılır. Buna bağlı olarak, ses gücü düzeyi, aşağıdaki Denklem (3.3) ile hesaplanabilir;

$$L_w = 10 \log \frac{W}{10^{-12}} \tag{3.3}$$

Yukarıdaki denklemden de anlaşılacağı gibi, bir makinanın toplam gücünün ses olarak açığa çıkan kısmı [W] cinsinden çok küçük olsa dahi, ses gücü düzeyi ifadesi işin içine girdiğinde, daha büyük değerler [dB] cinsinden ortaya çıkar. Bir örnekle

açıklamak gerekirse, toplam gücü 100 kW olan bir dizel motoru, sahip olduğu gücün 0,2 W'lık kısmını ses gücü olarak açığa çıkarıyorsa Denklem (3.4)'deki gibi sonuçlanır.

$$L_w = 10 \log \frac{0,2}{10^{-12}} = 113 \text{ dB} \quad (3.4)$$

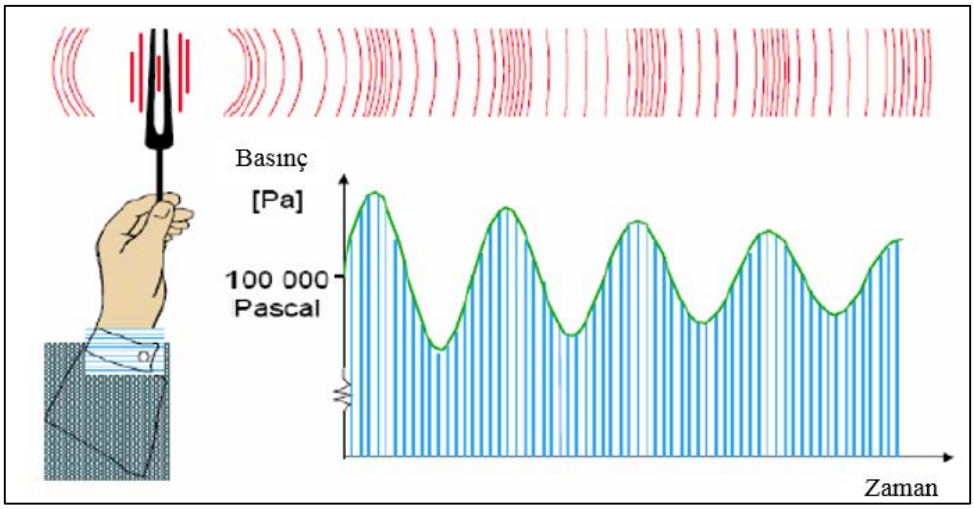
Düzey kavramını ifade eden desibelin rakamlarda sağladığı kolaylığı aşağıdaki tablodan görebilirsiniz. Aşağıdaki Tablo 2.2'de görülebilecek ses ve gürültü kaynaklarının ses gücü değerleri 10^{-12}'li ifadelerden 10^{8}'li değerlere kadar değişebilmekte iken, ses gücü düzeyinin ölçeği 0 ile 200 rakamları arasında değişmektedir. Desibel kavramı sayesinde çok geniş bir ölçeğe yayılan ses gücü değerleri, daha dar ve uygun bir ölçekte toplanan değerlerle anlatılabilmektedir.

Tablo 2.2. Çeşitli ses kaynaklarının ses güçleri ve ses gücü düzeyleri (URL-1)

Ses Kaynağı	**Ses Gücü (W)**	**Ses Gücü Düzeyi (dB)**
Satürn Roketi	100,000,000 W	200 dB
Jet Motoru	100,000 W	170 dB
Jet Uçağının Kalkışı	1000 W	150 dB
Büyük Santrifüj Fan (8x105m3/h)	100 W	140 dB
Makinalı Tüfek	10 W	130 dB
Senfoni Orkestrası	1 W	120 dB
Motorlu Testere	0,1 W	110 dB
Helikopter	0,01 W	100 dB
Bulaşık Makinası	0,0001 W	80 dB
Ofis	0,000001 W	60 dB
Buzdolabı	0,00000001 W	40 dB
Fısıltı	0,0000000001 W	20 dB
-	10^{-12} W	0 dB

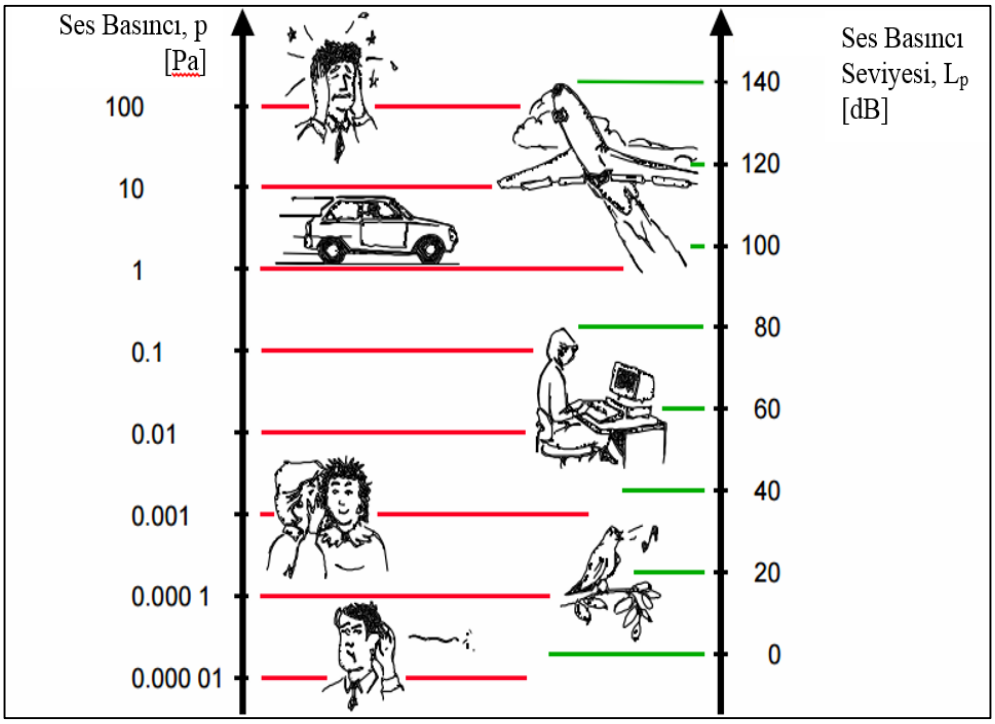
2.4.3. Ses basıncı ve düzeyi

Ses basıncı, bir akort çatalı ile örneklendirmiştir. Şekil 2.9'da gösterilen akort çatalının, iki kolunda oluşan titreşim, hava moleküllerinin titreşmesini sağlayacak ve bu titreşim hava aracılığıyla insan işitme sistemine aktarılacaktır. El çırpmak veya alkışlamakta hava moleküllerinde bir titreşim yaratır ve daha sonra bu titreşim insan kulağına ses hızıyla ulaşır. Ses dalgaları bir ortam aracılığıyla bir yerden başka bir yere enerjiyi aktarır. Bir ses dalgası, basınç ve hız ile değişir ve uzaklaştıkça kaybolur (Söderback, 2009).



Şekil 2.9. Ses Basınç Seviyesi (URL-3)

Ses, insan kulağında oluşturduğu basınç değişimi ile idrak edilir. Bundan dolayı bir ses kaynağının, insan kulağının yakınında oluşturduğu basınç, ses kaynağının kendi gücünden daha önemlidir. Ses basıncı, rahatsız eden gürültü kaynaklarını ifade etmek için önemli bir parametredir. Ses dalgalarının her biri ses basıncı değerleriyle ifade edilir ve atmosferik basınçla aynı olmayan ses basıncı, uzayda ses dalgası aracılığıyla oluşur. Ses basıncı atmosferik basıncın bir varyasyonudur ve dinamik basınç olarak ta adlandırılır. Ses basıncı mikrofon ile ölçülür. Ses basıncı, sesin yüzeyine dik olarak etki eden kuvvettir ve "P" ile ifade edilir. Ses basıncını belirtmek için "Bar", "Paskal" (Newton/m^2) gibi ifadeler kullanılmaktadır ve 1 bar, santimetre kare başına 0,001 gramlık basınç kuvvetine denk gelir. İnsan kulağının duyabileceği en düşük ses basıncı ile en büyük ses basıncı arasındaki oran oldukça büyüktür ve en büyük sınır ağrı eşiği olarak adlandırılır. En düşük ses basıncını 1 birim olarak sayarsak, en büyüğü 10 000 000 olmaktadır. Sağlıklı bir insan kulağı, 20 mikropascal ile 200 pascal geniş aralığında bulunan ses şiddetlerine duyarlıdır. 20 mikropascal yani logaritmik ifadesiyle 0 dB şiddetindeki ses işitme eşiği olarak adlandırılırken, 200 pascal yani 140 dB şiddetindeki ses de ağrı eşiği olarak adlandırılır. 20 mikropaskalın referans olarak seçilmesinin nedeni; ortalama genç bir yetişkinin, frekansı 1000 Hz olan bir ses dalgasını duyabilmesi için en az $20x10^{-6}$ Pa değerinde bir basıncın gerekmesidir ki burada 1000 Hz duyma eşiği için referans değer olarak düşünülebilir. Aşağıdaki Şekil 2.10'da Pa cinsinden ses basınçları ile dB cinsinden ses basınç seviyeleri, günlük hayattaki durumlara göre ifade edilmiştir.



Şekil 2.10. Ses basınç düzeyi ve ses basıncının oranı (URL-3)

Ses basınç düzeyi "L_p" olarak ifade edilmek üzere, logaritmik olarak Denklem (3.5)'de belirtilmiştir;

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} \tag{3.5}$$

Bu ifadede p, ses basıncının karesel ortalamasının karekökü (root mean square) olarak ifade edilirken, p_{ref} ses basıncının uluslararası referans değeridir ve 20µP olarak kabul edilir, yani bu referans değeri 20 x 10^{-6} N/m^2'dir ve logaritmik olarak Denklem (3.6)'de belirtilmiştir;

$$L_p = 20 \log \frac{p}{p_{ref}} \tag{3.6}$$

Bu ifadede uluslararası referans olarak seçilen 20µP (20 x 10^{-6} N/m^2) değerinin anlamı; sağlıklı genç bir bireyin 1000 Hz frekanslı bir ses dalgasını duyabilmesi için işitme organında 20 x 10^{-6} Pascal değerinde bir ses basınç değişimi gerekmektedir. Günlük hayatta rastlayabileceğimiz ve farklı ortamlarda oluşan tipik ses basınç düzeyleri aşağıda ki Tablo 2.3'de gösterilmiştir.

Tablo 2.3. Bazı ortamlara ait yaklaşık ses basınç değerleri (URL-2)

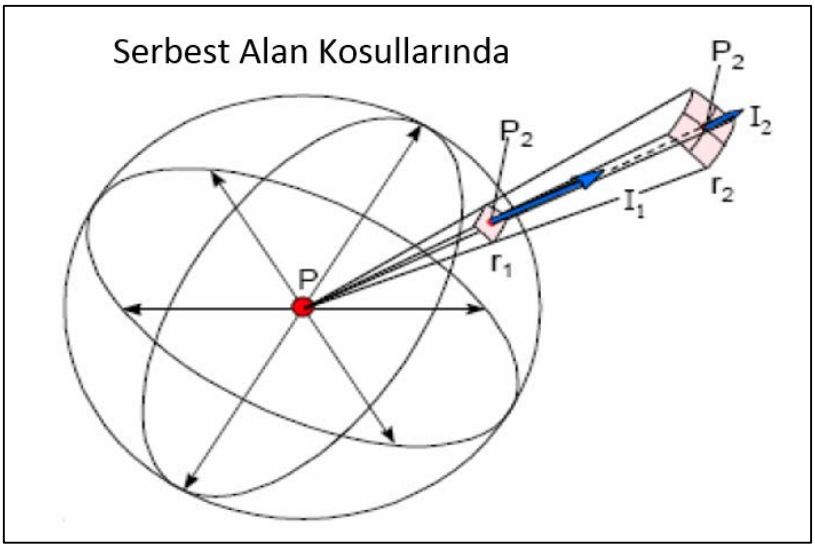
Ses Kaynakları	**Ses Basınç Seviyesi (Lp) dB**
Jet Motoru - Ağrı Eşiği	140
Ağrı Eşiği	130
Rahatsızlık Eşiği	120
Testere(1 metre mesafede)	110
Disko	100
Dizel Kamyon	90
Ses Yalıtımlı Ofis	80
Elektrik süpürgesi	70
Sohbet sesi	60
Ortalama Ev Gürültüsü	50
Sakin Kütüphane	40
Gürültüsüz Oturma Odası	30
TV Stüdyosu	20
Yaprak hışırtısı	10
Duyma Eşiği	0

2.4.4. Ses yoğunluğu ve düzeyi

Ses şiddeti (I), ses dalgalarına dik, birim alandaki ses gücü olarak adlandırılır, yani birim zamanda aktarılan ses gücüdür. Birimi Watt/m^2 olarak ifade edilir. Tanımdan da anlaşılacağı gibi, W ses gücü veya akustik gücüne sahip olan bir ses kaynağından açığa çıkan ve düzgün olarak yayılan ses dalgalarının herhangi bir noktada, ses dalgalarına dik toplam A alanında oluşturacağı ses şiddeti, aşağıdaki Denklem (3.7)'deki gibi

$$I = \frac{W}{A} \tag{3.7}$$

olur. Bu denklemde ifade edilen alan, ses kaynağının merkezine koyduğumuz ve ses şiddetinin hesaplandığı noktadan geçen Şekil 2.11'deki teorik kürenin toplam alanıdır. I_1 yakın mesafedeki ses yoğunluğu, I_2 ise uzak mesafedeki ses yoğunluğudur.



Şekil 2.11. Kaynaktan enerji transferi (URL-3)

Bu teorik küredeki tüm noktalar, gürültü kaynağından eşit uzaklıktadır. Ses yoğunluğu, kürenin bir noktasındaki ses basıncının ses kaynağını çevreleyen kürenin toplam alanına oranıdır ve bir ses dalgasının yoğunluğu, kaynaktan ne kadar uzakta olduğuna bağlıdır. Denklem (3.8)'de küreden r mesafedeki ses yoğunluğu belirtilmiştir. $\vec{I}$ ses yoğunluğu vektörüdür ve verilen noktadaki akustik enerjinin akış yönünü ve miktarını tanımlar. Ölçülen ses basıncının rms değeri (p), sesin iletildiği ortamın yoğunluğu ρ ve bu ortamdaki sesin yayılma hızı c ile gösterilmiştir.

$$I = \frac{P}{A} = \frac{P}{4\pi r^2} = \frac{p^2}{\rho c} \tag{3.8}$$

Burada;

Güç: P [Watt]

Yoğunluk: I [$J/s/m^2=W/m^2$]

Basınç: p [$Pa=N/m^2$]

Alan: A [m^2]

Ses yoğunluğu aynı zamanda bir yön ölçümünü verir. Çünkü bazı yönlere enerji akışı olacaktır, bazı yerlere ise olmayacaktır. Ses yoğunluğu bir vektör olduğundan hem büyüklüğe hem de yöne sahiptir. Öte yandan basınç skaler bir değerdir ve sadece büyüklüğü vardır. Genel olarak biz yoğunluğu, içinden ses enerjisi akan belli bir birim alanına dik (90°) yönde ölçeriz. Ses yoğunluğu aynı zamanda birim alan başına, zaman ortalamalı enerji akış oranıdır. Bazı durumlarda, enerji geriye ileriye

hareket edebilir ve bu ölçülmeyecektir. Eğer net bir enerji akışı yoksa net şiddette olmayacaktır. Şiddet (veya basınç), serbest alan yayılması için ters kare kanununu uygular. Kaynaktan 2r uzaklıkta bir mesafede, kaynağı kuşatan alan, r mesafedeki alandan 4 kere daha geniştir. Yayılmış güç, mesafe ne olursa olsun aynıdır. Şiddet ise; yani alan başına güç azalmalıdır (Elliot, 1981).

Ses yoğunluğu yöntemi genellikle gürültü kaynaklarının karşılaştırılması ve konumunun tespit edilebilmesi amacıyla kullanılır. Ses basıncı ve ses yoğunluğu seviyesi değerlerinin ölçülmesiyle, ölçümü yapılan alanın bilgisi elde edilebilir ve ses gücü kolaylıkla hesaplanabilir. Ses şiddeti düzeyi, düzey kavramının tanımıyla uyumlu olarak, Denklem (3.9) gibi;

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0} \tag{3.9}$$

olur. Burada I_0 referans ses şiddeti kavramı için uluslararası referans değer olarak kabul edilen değer, $I_0 = 10^{-12}$ W/m^2 olarak alınmaktadır.

2.4.4.1. Ses yoğunluğu ölçümü ve yöntemleri

Bilindiği gibi ses yoğunluğu vektörel bir büyüklüktür ve birim alandaki ses gücünün akışının ölçüsüdür. Üstelik bir kaynağın ses gücü, karesel veya küresel yüzeyler gibi teorik yüzeyler üzerinde ses yoğunluğu kullanılarak hesaplanabilir. Yüzey eşit büyüklükteki grid yüzeylere bölünür ve her bir grid merkezinde ses yoğunluğu ölçülür. Daha sonra, yoğunluk değerleri ve toplam alan dizel motor tarafından yayılan ses gücünü hesaplamak için kullanılır. Genel anlamda, ses yoğunluğu ses gücünün tanımlanması ve gürültü kaynağının yerini tespit etmek için kullanılır. Ses gücü, bir gürültü kaynağını çevreleyen teorik yüzey üzerindeki yoğunluk hesaplamalarından tanımlanır. Ses yoğunluğu ölçümlerini kullanarak ses gücünün hesaplanması ile ilgili ISO standartları üç tanedir; ISO 9614-1, ISO 9614-2, ISO 9614-3. Yukarıda bahsedilen teorik yüzey bir küp veya küre olabilir. Ses yoğunluğu vektörel bir büyüklük olduğundan, arka plan da yayılan gürültü, ses yoğunluğu ölçümlerinde toplanan veriyi asla etki etmez. Yani dış çevreden yayılan gürültü ile oluşan ses gücü için ölçüm yüzeyi sıfır kabul edilir çünkü teorik yüzeye yayılan net ses enerjisi sıfırdır.

2.4.4.2. Ses yoğunluğu yönteminin avantajları ve dezavantajları

Sonuç olarak, arka plan gürültüsü de yoğunluk ölçümlerini etkilemez. Bu yüzden, ses gücü seviyesi ölçümleri, hem ses basıncı ölçümlerinden hem de ses yoğunluğu ölçümlerinden hesaplanabilir. Bunun için, ses gücünü hesaplamak amacıyla hangi yöntemin daha avantajlı olduğunu belirlemek profesyonel çalışan ses mühendislerinin işidir ve aşağıda bu iki yöntemin avantajları belirtilmiştir. Ses basıncı ölçümlerinden ses gücünün hesaplanması yönteminin avantajları;

- Donanımlar daha fazladır ve çok ucuzdur.
- Ses basıncını ölçmek oldukça kolaydır ve uzman gerektirmez.
- Ses basınç ölçümlerini ses gücü seviyelerine çevirmek için birçok uluslararası standart tanımlanmıştır.

Ses yoğunluğu ölçümlerinden ses gücü seviyesinin hesaplanmasının avantajları;

- Ölçümler, yalıtım odası gerektirmeden, herhangi bir alanda gerçekleştirilebilir.
- Ses yoğunluğu vektörel bir büyüklük olduğundan, akustik alanın yönü ve büyüklüğü belirlenebilir ve sürekli bir şekilde meydana gelen arka plan gürültüsünün etkisi göz ardı edilir (Subbarao ve diğ., 2014).
- Yoğunluk ölçümleri ile gürültünün yayılım yönü hesaplanabilir.
- Enerji akışı tanımlanarak doğru akustik ölçüm yapılır.
- Ses yoğunluğu ölçümlerinden ses gücünün tanımını yapabilmek mümkündür.
- Taşınabilir bir tekniktir.

Ses yoğunluğu yönteminin dezavantajlarını sıralayacak olursak;

- İki mikrofon arasında kullanılan ara halkalar nedeniyle frekans kısıtlamaları.
- Maliyeti yüksek bir ölçümdür ve uzman işidir.
- Zaman alıcıdır.
- Yüksek donanımlar ve ekipmanlar gerekir.
- Gürültü kaynakları sabit olmalıdır.

2.4.4.3. Ses yoğunluğu haritası

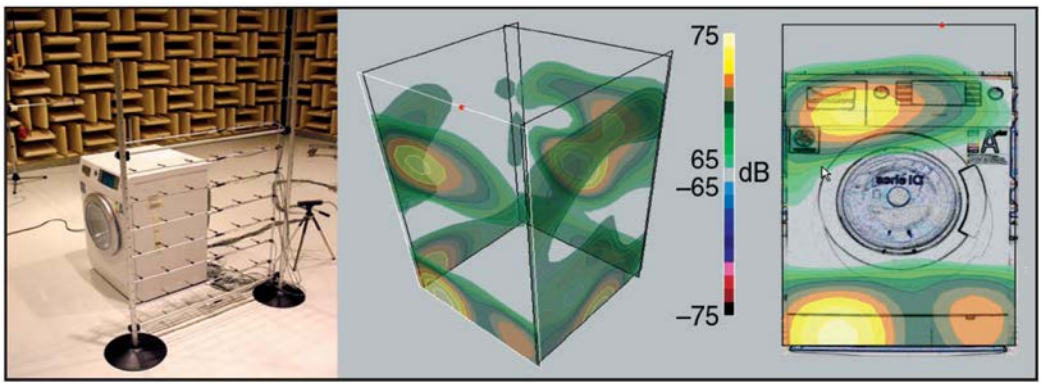
Daha önceden bahsedildiği gibi, ses yoğunluğu birim alandaki ses gücü akışının ölçüsüdür. Ses yoğunluğu vektörel bir büyüklük olduğundan dolayı ses yoğunluğu değeri hem büyüklüğe hem de şiddete sahiptir. Bu ölçüm, tasarımcılara sesin nereden yayıldığına dair yönün tanımlanmasında yardım etme eğilimindedir.

Ses yoğunluğu ölçümleri ses gücünün tanımlanması için en basit yöntemlerden biridir. Üstelik ses yoğunluğu, arka plan gürültüsünden etkilenmediği için ses basıncı ölçümlerine göre bir üstünlük sağlar. Bu aynı zaman da ses kaynağı olan makinaların yakın alanında gerçekleştirilen gürültü yoğunluğu ölçümleri için bir avantajdır.

Ses yoğunluğu değerleri negatif veya pozitif olabilir. Eğer ki ortamda yayılımın aksine ses enerjisi emilimi varsa, ses yoğunluğu değeri negatiftir. Aksine, ses kaynağının davranışı olaraktan kaynaktan dışarıya doğru bir enerji akışı varsa, ses yoğunluğu değeri pozitif olur.

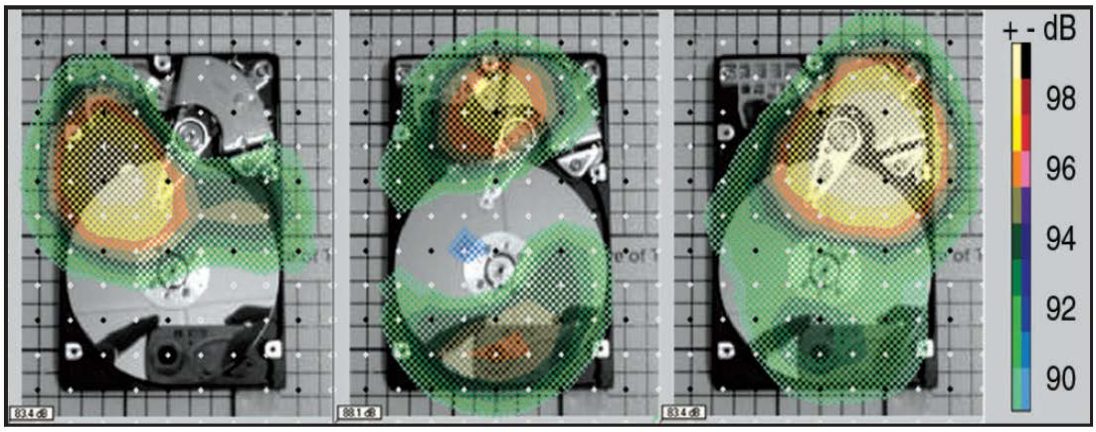
Ses yoğunluğu ölçümü ve ses gücünü hesaplama, gürültü kaynağını tanımlama uygulamaları sırasında yapılması gereken en önemli proseslerdendir. Ses yoğunluğu ölçümlerinin diğer avantajlarından biri ise sesin yönünü tanımlayabilme ve "hot spot" olarak adlandırılan gürültünün konumunu hızlıca tespit etme yeteneğini içermesidir. Bu hot spot olarak adlandırılan ve ses yoğunluğunun en yüksek değere sahip olduğu pik noktaları görebilmek için yoğunluk haritasının çıkarılması gereklidir. Uygun haritalama yazılımları, ses mühendisine verilerin toplanması, işlenmesi ve çıkan haritaların analiz edilip değerlendirilmesinde büyük bir katkı sağlamaktadır. Aşağıda gösterilen resimler, ses yoğunluğu uygulamalarıyla ilgili olarak farklı endüstrilerden örnekler içermektedir.

Şekil 2.12'de bir çamaşır makinasına ait yoğunluk haritası gösterilmiştir. Haritada yoğunluk değerinin yüksek olduğu hot spot noktaları çamaşır makinasının ön yüzeyi için alt ve üst kısmındadır.



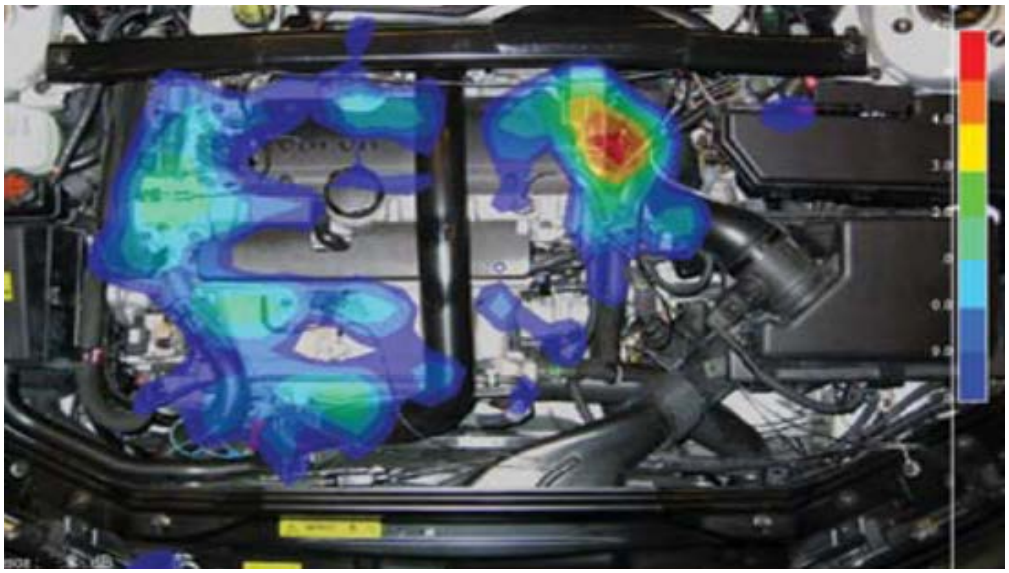
Şekil 2.12. Bir çamaşır makinası üzerinde gerçekleştirilen ses yoğunluğu haritası (Upton, R., 2006)

Şekil 2.13'de 3.5"lik bir hard diske ait yoğunluk haritası gösterilmiştir. Haritada genel anlamda yoğunluk değerinin en yüksek olduğu noktalar, manyetik disk dönerken işlem yapan okuma kafası ve okuma kafasına etkiyen döndürme mekanizmasıdır.



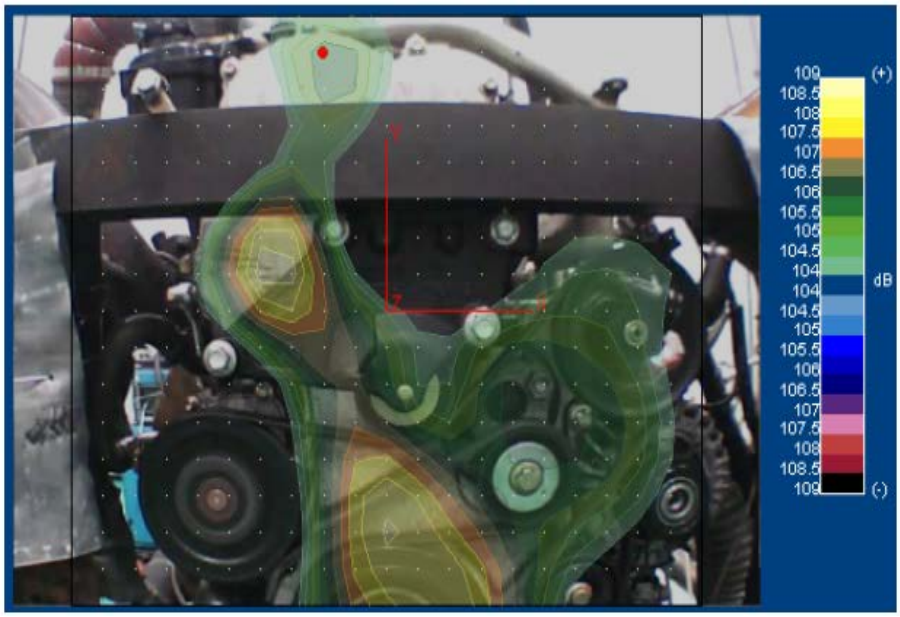
Şekil 2.13. 3.5 inç boyutunda bir hard diske ait yoğunluk haritası (Hald, J., 2007)

Yine aşağıdaki resimlerde bu sefer otomotiv endüstrisinde kullanılan ses yoğunluğu uygulamalarına yer verilmiştir. Şekil 2.14'de roller bench üzerinde sabit bir devirde çalışan bir aracın içten yanmalı motorunun ses yoğunluğu haritası gösterilmektedir.



Şekil 2.14. Araç üzerindeki içten yanmalı motorun yoğunluk haritası (URL-9)

Şekil 2.15'de 4 silindirli içten yanmalı motorda ses yoğunluğunun en yüksek değerlerinin zincir tahrik sisteminde oluştuğu görülmektedir.



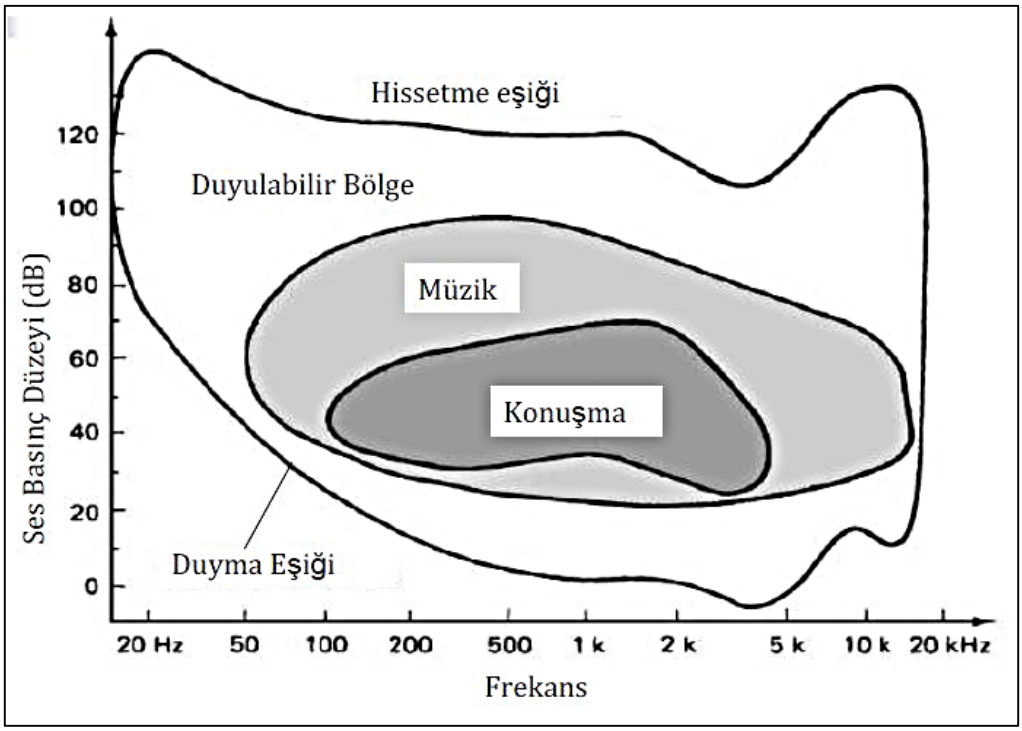
Şekil 2.15. 4 silindirli içten yanmalı dizel motorun yoğunluk haritası (Feng Z., 2014)

Özet olarak yukarıdaki şekillerde görüldüğü gibi, grafiklerin dB ölçeğinde en yüksek değere tekabül eden renk göstergesi hot spot olarak adlandırılır ve ses yoğunluğu değerlerinin en yüksek olduğu bölgelerdir. Böylece ses yoğunluğu haritaları analiz edilerek ve çalışılarak, tasarım mühendislerinin bu "hot spot" olarak adlandırılan pik noktalara odaklanması sağlanır ve gerekliyse gürültü kontrol uygulamaları bu noktalar üzerinde gerçekleştirilebilir. Aksi takdirde gürültünün kontrolü, ses mühendisleri için hem zaman kaybı olacak hem de ekstra bir maliyet getirecektir.

2.5. Ses İle İlgili Diğer Unsurlar

2.5.1. İnsan kulağının algısı

İnsan kulağı yaklaşık 20 Hertz ile 20.000 Hertz arasındaki sesleri duyabilir ve kulağın en duyarlı olduğu frekans aralığı 250 Hz ile 3000 Hz olarak kabul edilir. (Möser M.,2004) yaşın artmasıyla her on yılda 1 kHz yüksek frekansında duyma kapasitesinin dramatik bir şekilde azaldığını belirtir. Bununla birlikte aşağıdaki Şekil 2.16'da görüldüğü gibi kulak bütün frekanslarda aynı hassasiyeti göstermez. Orta ve yüksek frekanslara göre kıyaslandığında düşük frekansları duyabilmek için yüksek ses basınç düzeylerine ihtiyaç duyulur.

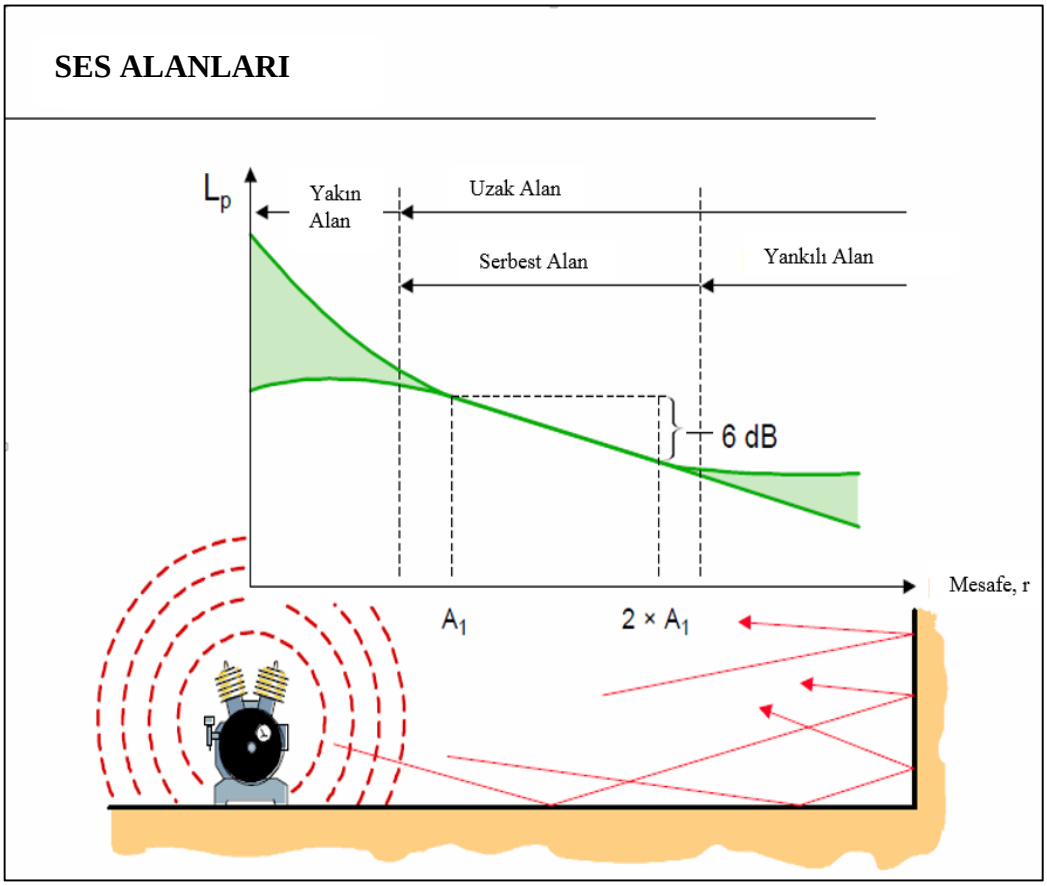


Şekil 2.16. İşitme sınırları eğrisi (URL-13)

Kolaylık sağlanması amacıyla duyulabilir frekanslar beş bölüme ayrılmıştır. Düşük bas, 20 Hertz ile 80 Hertz arasında ilk iki oktavı içerir. Bu düşük frekanslar güçle ilişkilidir ve patlama, gök gürültüsü, tuba ve organ gibi enstrümanların düşük notaları gibi düşünülebilir. Olduğundan fazla düşük bas buğulu sese neden olmaktadır. Yüksek bas, 80 Hertz ile 320 Hertz arasında üçüncü ve dördüncü oktavları içerir. Davul, viyolonsel, trombon gibi ritim enstrümanları örnek verilebilir ve müzikteki dolgunluğu, kararlılığı sağlamak için bu frekans aralığını kullanır. Orta aralık, 320 Hz ile 2560 Hz arasında beşinciden yedinciye kadar olan oktavları içerir. Enstrümanlar sesinin zenginliği bu aralıkta oluşur ve fazla vurgusu yorucu bir ses yaratabilir. Üst orta aralık, 2560 Hz ile 5120 Hz arasında sekizinci oktava denk gelir. İnsan kulağı bu aralığa özgüdür. Müziğin netliği, konuşmanın anlaşıla bilirliği, sesin varlığı bu aralıkta belli olur ve fazlası yıpratıcıdır. Tiz aralık, 5120 Hz ile 20,000 Hz arasında dokuzuncu ve onuncu oktavları içerir. Bu aralıkta ki frekanslar sesin canlılığına katkıda bulunur. 20 Hz in altındaki sesler infrasonik, 20 kHz'in üzerindeki sesler ultrasonik olarak adlandırılır. Hayvanlar 20 kHz üzerindeki frekansları algılayabilirler.

2.5.2. Ses alanları

Ses alanları tipik olarak yakın, uzak, serbest ve yankılı alan olmak üzere dört gruba ayrılmaktadır. Yakın ses alanı, ses kaynağına en yakın bölgeyi tanımlar ve bu alanda bir noktadan diğer bir noktaya yayılan basınç varyasyonlarının büyük çoğunluğunu içerir. Yakın alandaki ses basınç seviyesi ölçümleri bu yüzden çoğu uygulamada yasaklanmıştır. Yakın alan içerisinde ses alanı çok karmaşık ve karışıktır, bu yüzden hem ses basınç yayılımı hem de ses yoğunluğu yayılımının farklılaştığı görülmektedir. Bu ses alanlarındaki bu değerlerin faz ilişkisi ve dalga boylarının durumu merak konusudur. Uzak ses alanında yapılan ölçümlerde değerlerin daha fazla uyumlu olduğu gözlemlenmiştir ve ölçüm pozisyonu yavaşça hareket ettiğinde ses basınç seviyeleri fazla çeşitlilik göstermeyecektir. Uzak alanın aynı zamanda bir serbest alan olduğu da gözlemlenmiştir. Bir ses kaynağına olan mesafe iki kat arttığında, ses basınç seviyesi 6 dB civarı azalacaktır. Bu durum aşağıda Şekil 2.17'de belirtilmiştir.



Şekil 2.17. Ses Alanları (URL-3)

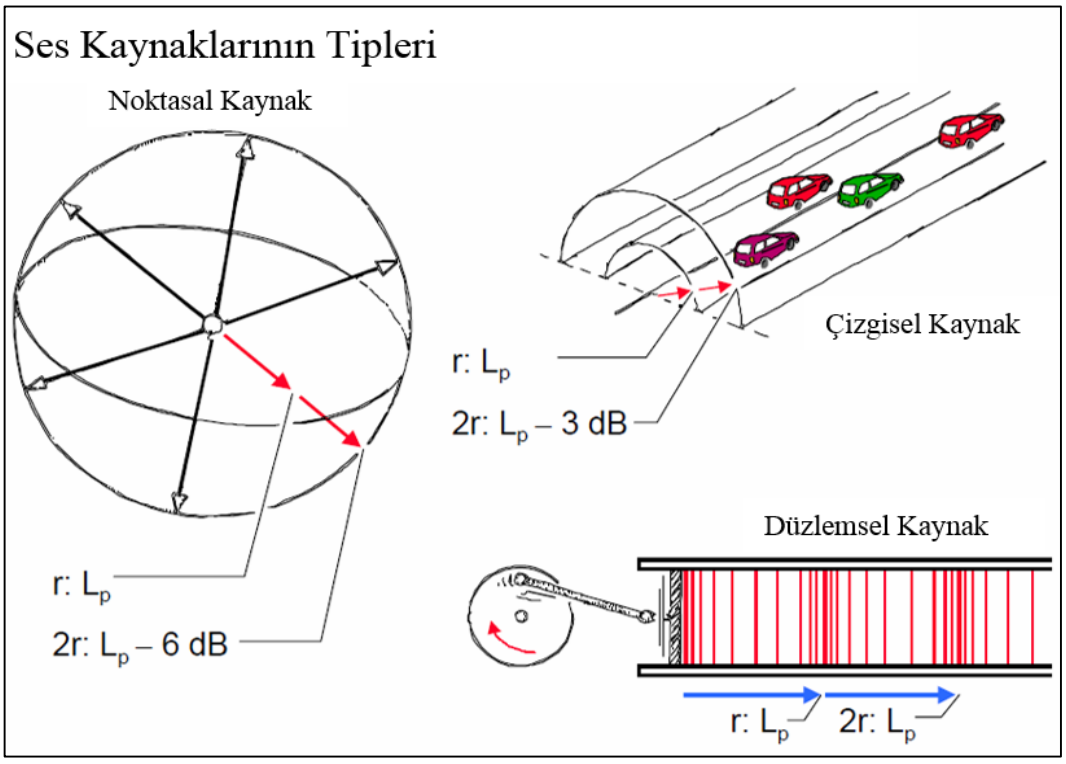
Ses kaynağına uzak bölgeyi belirten uzak ses alanı için, ses basıncı, ses yoğunluğu ve parçacık hızı arasında bire bir ilişki bulunmaktadır, yani tüm değerler aynı görünmekte ve faz içinde bulunmaktadırlar. Uzak alan aynı zamanda serbest alanı içermektedir. Eğer ki ölçüm pozisyonu, zemin, duvar ve tavan gibi bazı sınırlandırıcı bölgelere yakınsa, direk sesle birlikte ses yansımaları gerçekleşebilir. Böyle bir ses alanı içerisin de ses kaynağının daha yakınına veya daha uzağına mikrofonun konumlandırılması, ses basınç seviyesinde çok önemli bir değişime neden olmayacaktır, çünkü ses basınç seviyeleri yansımalardan dolayı daha da artmıştır. Bu ses alanı ise yansıma alanı veya dağınık ses alanı olarak adlandırılır. Yankısız odalar, serbest alan şartlarını ve kontrol edilmiş akustik bir çevreyi üretmek için kurulurlar. Yankısız odalar farklı amaçlar için kullanılmışlardır, örneğin; ses gücünün tanımlanması veya akustik gürültü kaynaklarının yönelme modelinin ölçümü gibi. Herhangi bir ses alanı içerisinde ses dalgaları, izledikleri yol boyunca herhangi bir obje tarafından etkilenmeden serbestçe yayılabilirler. Eğer diğer ses kaynakları ses basıncına önemli bir katkı vermiyorsa ve yansıyan yüzeylerin orada etkisi yoksa, ses kaynağından 1-2 metre uzaklıktaki bir ses alanı serbest alan olarak dikkate alınabilir.

Yankı odaları, mümkün olduğunca yüksek yansıtıcı yüzeylere sahip sınırlar ve duvarlar yapılarak yankılı bir ses alanı üretmek için tasarlanmışlardır ve kontrol edilmiş akustik bir çevreye sahip olan odadırlar. Yankı odaları genellikle ses kaynaklarının ses gücünü hesaplamak için kullanılırlar. Parçacık hızının ses basıncıyla aynı fazda olduğu ses alanı aktif ses alanı olarak adlandırılır ve karmaşık ses alanının gerçek bir parçasını teşkil eder. Böyle bir ses alanı içerisinde tüm akustik enerji iletilir ve hiçbiri depolanmaz. Bunun bir örneği ses dalgalarının serbest bir alan içerisinde yayıldığı uçaktır. Parçacık hızının, ses basıncıyla 90° fazın dışında olduğu alan reaktif ses alanı olarak adlandırılır ve karmaşık bir ses alanının hayali bölümünü oluşturur, reaktif ses alanında ses yoğunluğu sıfırdır.

2.5.3. Ses Kaynakları

Ses kaynakları doğuş şekillerine göre hava da ve kara da oluşan gürültüler olarak üzere ikiye ayrılır. Akustik anlamda ise ses kaynakları noktasal, çizgisel ve düzlemsel kaynak olarak üçe ayrılırlar. Her zaman serbest alan şartlarında bir nokta kaynağına olan mesafe iki katına çıktığında, ses gücünü veya ses enerjisi dört kat

daha büyük bir yüzeyin içine girmelidir. Yüzey içine girmesi için dört kat daha büyük olduğunda, ses basınç seviyesi yaklaşık 6 dB azalacaktır. Bu da serbest alan şartları içerisinde ses basınç seviyesi ölçümlerinin ses kaynağından neden çok büyük bir ölçüde mesafeye bağlı olduğunu açıklar. Bir karayolu veya otoyol çizgisel kaynak olabilir. Eğer ki çizgisel bir kaynağa olan mesafe iki katına çıkarılırsa, ses basınç seviyesi yaklaşık olarak 3 dB azalır. Bir çizgisel kaynaktan yayılan gürültü, yarım silindir şekline sahiptir. Yani silindirin yarım dönel kesitinin yarıçapı iki katına çıktığında, ses basınç seviyesi de 3 dB azalacaktır. Bir düzlemsel kaynak pistonlu bir boru olabilir. Eğer ki tüp içerisin de emilim yoksa ses basınç seviyesi, borunun tüm pozisyonların da aynı olacaktır. Ayrıca yoğunluk tüp içinde her yerde aynı olacağından, ses basınç seviyesi pistondan mesafenin artmasıyla düşmeyecektir. Ses kaynakları aşağıda Şekil 2.18'de belirtilmiştir.

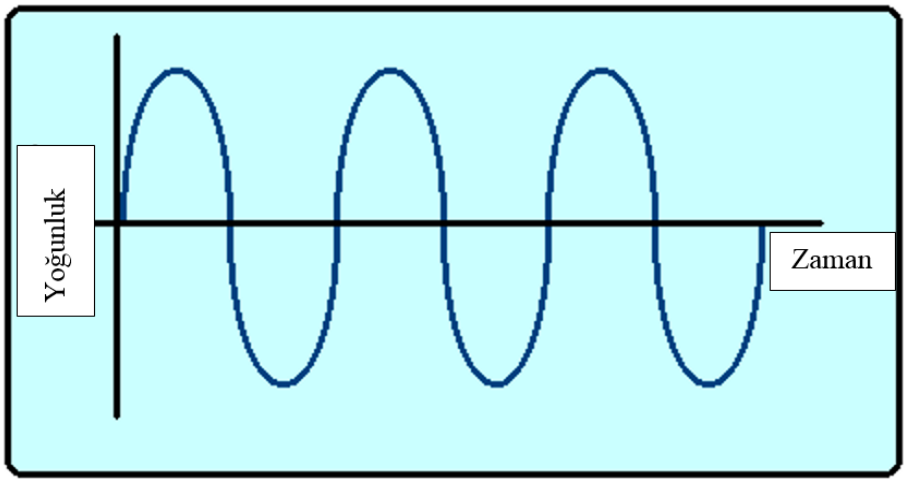


Şekil 2.18. Ses Kaynakları (URL-3)

2.5.4. Saf ton ses, periyodik ses ve kompleks sesler

Basit bir harmonik ses basıncı ile oluşan sesler saf ton ses olarak tanımlanır ve bir piyano tuşuna basılması saf ton sese örnek gösterilebilir veya bir akort çatalının titreşimleri ile oluşan ses te saf ton sestir ve Şekil 2.19'da saf ton sesin tek bir frekansının düzenli dalgaları gösterilmiştir. Birden fazla saf ton seslerin değişik

frekanslarda birleşmesiyle periyodik sesler oluşur ve bu sesler harmonik değildirler ve saf ton seslere ayrışabilirler. Periyodik ses için sabit hızda ve devir sayısında çalışan bir benzinli motorun oluşturduğu ses örnek olarak verilebilir. Bu motorun mekanik parçaları saf ton sesler çıkarmakta ve bu seslerin birleşmesi ile periyodik sesler oluşmaktadır. Doğada yaygın olan ve en çok karşılaşabileceğimiz sesler de harmonik ve periyodik olmayan karmaşık seslerdir.



Şekil 2.19. Saf ton sesteki bir frekansın düzenli dalga formu (URL-4)

2.5.5. Frekans analizi

Kendini oluşturan harmoniklere ayrılabilen periyodik seslerin yanı sıra karmaşık sesler de sonsuz sayıda harmonik fonksiyonun toplamından oluşur. Yani her frekanstaki fonksiyonun, verilen karmaşık bir fonksiyonu oluşturmada katkısı olduğu söylenebilir. Ses ölçüm ve analizi için frekans analizini bilmek ve kullanmak çok önemlidir. Doğada en çok rastladığımız seslerden olan karmaşık seslerin hangi frekanstaki seslerden oluştuğunu rahatça görebiliriz. Gürültünün frekans dağılımını bilmek, gürültü kontrolü açısından da önemlidir. Aynı zamanda kulağın her frekansa gösterdiği duyarlılık farklıdır. Bir ses kaynağından yayılan sesin frekans dağılımını analiz edebilmek için birçok araç kullanılır. Burada dikkat edilmesi gereken kural, gelen sinyalleri filtreleyerek istenen frekanslardaki bileşenleri elde etmektir. Geçmesine izin verilen frekans aralığını değiştirilerek, her frekans bandındaki bileşenlerin katkısının bulabiliriz. Burada önemli olan nokta, gelen sinyalleri hangi genişlikteki frekans bantlarında filtreleyeceğimizdir. Eğer ki çok geniş bant aralığı kullanırsak frekans ölçümleri bir anlam ifade etmeyebilir, buna karşılık dar bir bant aralığı kullanılması ayrıntılara neden olup gereksiz vakit kaybıyla sonuçlanabilir.

Bant genişliklerinde analizin niteliği ve duyarlılığı önemlidir. Bundan dolayı yapılacak ses ve gürültü analizlerinde oktav bantları kullanılarak standartlaştırılmaya gidilmiştir. Ayrıca FFT (Fast Fourier Time) gibi modern frekans analizleri ile daha ayrıntılı veri işleme imkanı bulunmaktadır.

2.5.6. Oktav bandı

Frekans analizinde karşılaştığımız ilk durum, hangi frekans analizinde inceleme yapmamız gerektiğidir ve düşünmemiz gereken ilk kural ise insan kulağının duyarlı olmadığı frekansları kullanmanın bize bir yarar sağlamayacağıdır. Seslerin zamana göre değişimlerinden ziyade bu seslerin frekans dağılımları daha iyi bilgi vermektedir. Özellikle gürültü konusunda, frekans dağılımları çok daha önemli hale gelir. Herhangi bir ses kaynağının çıkardığı seslerin frekans dağılımlarını görmek için hangi frekanslardaki bileşenlerin ne denli büyüklüğe sahip olduğunu ölçmek gerekir. Günümüzdeki ses ve gürültü analizlerinin pratik bir şekilde yapılabilmesi için 1/n oktav bantları kullanılmaya başlanmıştır. Yaygın olarak 1/1, 1/3 ve 1/12 oktav bantları kullanılmaktadır.

İnsan kulağı yaklaşık 16-20000 Hz arasındaki seslere duyarlıdır ve bu durumda analizi yapılacak frekans aralığı çok geniş boyutlardadır. Ayrıca işitme sistemimizin frekansları logaritmik olarak algılaması nedeniyle incelenecek olan aralık, oktav bandı adı verilen bölümlere ayrılmıştır. Her oktav bandında bir üst sınır ve bir alt sınır mevcuttur. Üst sınır değeri, alt sınır değerinin iki katıdır. Bu oktav bantlarına ait bir de merkez frekans mevcuttur. Merkez frekans, alt ve üst sınır frekans değerlerinin aritmetik ortalamasıdır ve $f_{üst}$ üst sınır değeri, f_{alt} , alt sınır değeri ve f_{merkez}, merkez frekans değeri olarak adlandırılırsa, bu durum aşağıdaki Denklemler (3.10), (3.11) ve (3.12) ile şu şekilde özetlenebilir,

$$f_{üst} = f_{alt} \text{ x } 2 \tag{3.10}$$

ve

$$f_{merkez} = \sqrt{2} \text{ x } f_{alt} = f_{üst} / \sqrt{2} \tag{3.11}$$

Bant genişliği (bandwith) tanımı ise $f_{üst}$ ve f_{alt} değerleri arasındaki farktır. Yani,

$$Bw = f_{üst} - f_{alt} \quad (3.12)$$

olur.

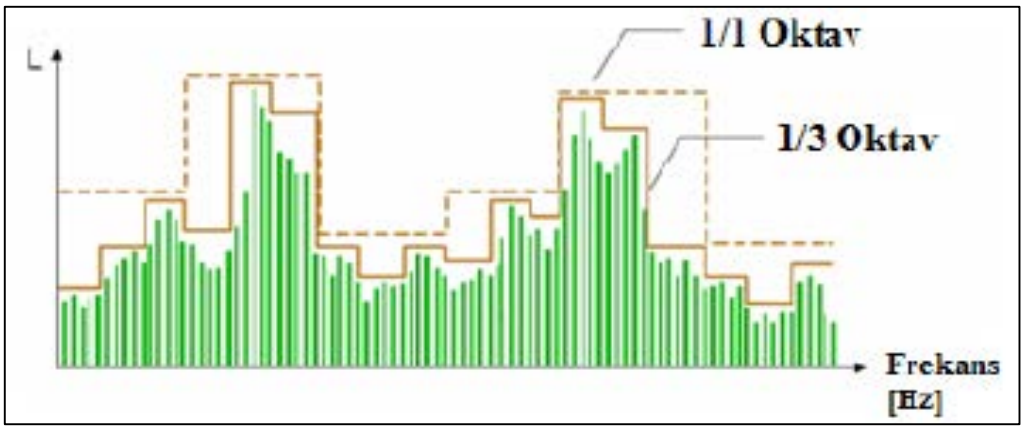
İlerleyen teknoloji, saf ton seslere yaklaşacak kadar dar bant genişlikte analiz yapabilmemize olanak sağlamasına rağmen hızlı ve ucuz sonuç vermesi açısından 1/3 ve 1/12 oktav analizleri daha çok kullanılmaktadır. Sırayla, bu oktav analizleri için bir oktavlık aralığı üç ve on ikiye bölmek gerekir. Bu şekilde Denklem (3.13);

$$f_{üst} = 2^n \text{ x } f_{alt} \quad (3.13)$$

olur. Burada n, 1/3 oktav analizi için 1/3 değerini alır. Standart olarak kabul edilen oktav bantlarının merkez frekansları 31,5, 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 ve 16000 Hz' dir ve 31,5 ile 16000 Hz genellikle analizler için kullanılmayan iki frekanstır. Harmonik seslerden oluşan karmaşık bir sesin frekans analizinin yapılabilmesi için sesin çeşitli frekans aralıklarında süzülmesi gerekir, yani bu harmonik seslerden frekansı belli aralık içinde olan kısmın katkısının ne kadar olduğunun saptanması gerekir. Eğer ki oktav bantlarını ölçüm yapacağımız frekans aralığı olarak alırsak elde edilen sonuçlar hassas olmaz. Örneğin merkez frekansı 4000 Hz olan bandın frekans aralığını incelersek (2840 – 5680), bant genişliğinin 2840 Hz olduğunu görürüz. Bu aralık için ölçümlerden tek bir değer elde edeceğimiz için, bu aralık içerisindeki frekans dağılımını bilmemiz gerekir. Oktav bant analizinin sağladığı bilgi yetersiz ise daha dar frekans bantları kullanılabilir. 1/3 ve 1/12 oktav bantlarında, bant genişliği daralmaktadır, yani düşük frekanslar için çok dar olan frekans aralığı, yüksek frekanslar için bu kadar dar olmamaktadır. Bu tür frekans analizlerine sabit yüzdeli bant genişlikli analiz adı verilir. Oktav bantlarının, bandın üst sınır değeri alt sınır değerinin iki katı olacak şekilde tanılanmasının nedeni; kulağın, frekansları oranı tam sayı sesleri benzer ses olarak algılamasıdır. Diğer bir deyişle aralarında tam oktav farkı bulunan iki ses aynı notaya karşı gelir, yani kulak bu iki sesi benzer sesler olarak algılar. Aşağıda ki Tablo 2.4'de oktav bantlarının alt bant limiti, üst bant limiti ve merkez frekansları verilmiştir. Şekil 2.20'de ise bu oktav bantlarına ait bant genişliği değerleri görülmektedir.

Tablo 2.4. Oktav bant aralıkları ve merkez frekansları (Ver ve Beranek, 2006)

Merkez Frekansı (f) – (Hz)	**Alt Sınır Frekansı** (f_{alt}) - (Hz)	**Üst Sınır Frekansı** ($f_{üst}$) - (Hz)
16	11	22
31,5	22	44
63	44	88
125	88	177
250	177	355
500	355	710
1000	710	1420
2000	1420	2840
4000	2840	5680
8000	5680	11360
16000	11360	22720



Şekil 2.20. 1/1 ve 1/3 oktav bant aralıklarının bant genişliği değerleri (URL-13)

2.5.7. Akustik empedans

Ses, ses basıncının etkisi altında malzemelerden geçer, çünkü bir katının atomları veya molekülleri elastik olarak birbirine bağlanmıştır ve bir ortamda yayılan dalgalar, içinde yayıldıkları ortamın özelliklerine göre hareket ederler, yani akustik empedans dalga yayınımını belirleyen ortamın fiziksel özelliğini ifade etmektedir. Bir malzemenin akustik empedansı Z olmak üzere, malzemenin yoğunluğuna ve ortamın akustik dalga yayınım hızına bağlıdır. Ayrıca sıcaklık değişimi sesin hızı ve yoğunluk üzerinde etkili olduğu için, akustik empedansta değişmektedir. Akustik empedans aşağıdaki Denklem (3.14) ile ifade edilir. Birimi kg x m^{-2}x s^{-1}'dir.

$$Z = \rho \times V \quad (3.14)$$

Akustik empedans, akustik iletimin tanımlanmasında, ultrasonik dönüştürücülerin tasarımında ve bir ortam içerisinde ses emiliminin değerlendirilmesinde çok önemli katkılar sunmaktadır (Brüel&Kjaer, 1980). Akustik empedansın değerlendirilmesinde bazı ortam özelliklerini gösteren Tablo 2.5 ile sıcaklığın havanın özelliklerine etkisini gösteren Tablo 2.6 aşağıda gösterilmiştir.

Tablo 2.5. Bazı ortamlara ait akustik empedans değerleri (URL-7)

Malzeme	**Yoğunluk (kgm^{-3})**	**Sesin hızı (ms^{-1})**	**Akustik Empedans ($kgm^{-2}s^{-1}x10^{6}$)**
Hava	1,3	330	0,000429
Su	1000	1450	1,50
Kemik	1500	4000	6,00
Kan	1060	1570	1,59
Kas	1075	1590	1,70
Yumuşak doku	1050	1500	1,58

Tablo 2.6. Sıcaklığın havanın özelliklerine etkisi ve akustik empedansın değişimi (URL-8)

Sıcaklık T (°C)	**Ses Hızı c (m/s)**	**Hava Yoğunluğu ρ (kg/ m^3)**	**Akustik Empedans Z_0 (Pa.s/m)**
35	351,88	1.145,5	403,2
30	349,02	1.164,4	406,5
20	343,21	1.204,1	413,3
10	337,31	1.246,6	420,5
0	331,30	1.292,2	428,0
-10	325,18	1.341,3	436,1
-20	318,94	1.394,3	444,6

2.5.8. Yönelme ve yönelme katsayısı

Ses, noktasal bir kaynaktan küresel dalgalar halinde yayılmaktadır. Pratikte bunu sağlamak kolay değildir. Genellikle bir ses kaynağından çıkan ses dalgaları her yönde farklılık gösterir. Örneğin, herhangi bir hoparlörden çıkan sesin herhangi bir uzaklıkta yaratacağı ses basıncı, diğer yönlere nazaran hoparlörün yüzeyine dik yönde daha yüksek olacaktır. Herhangi bir noktada ki yönelme katsayısı Q olmak üzere, o noktadaki ses şiddetinin, sesin düzgün yayılması durumunda aynı noktada oluşturacağı ses şiddetine oranı olarak tanımlanır. Matematiksel olarak aşağıda ki Denklem (3.15) ile ifade edilir. Burada I ses şiddetini tanımlarken, I_t ise sesin küresel dalgalar halinde yayılması durumunda elde edilecek teorik ses şiddetini tanımlar.

$$Q = \frac{I}{I_t} \qquad (3.15)$$

Bulunduğu ortamda yansıtıcı yüzeye sahip olmayan ses kaynağı, kendi karakteristik özelliklerinden dolayı farklı yönlerde farklı yönelme katsayılarına sahip olabilir ve her yöne düzgün bir şekilde ses yayan ses kaynağı da, bulunduğu konuma ve çevresindeki ses yansıtıcı yüzeylere bağlı olarak değişik yönelme katsayılarına sahip olabilir. Çevresinde herhangi bir yansıtıcı yüzey bulunmayan noktasal ses kaynağı için yönelme katsayısı her yönde 1 olacağı kesindir, fakat çevresinde yansıtıcı yüzeyler varsa yönelme katsayısı yükselecektir. Noktasal bir ses kaynağının farklı konumlarda ki yönelme katsayıları aşağıda Tablo 2.7'de belirtilmiştir;

Tablo 2.7. Düzgün ses yayan ses kaynağının farklı konumlardaki yönelme katsayıları (Brüel & Kjaer, 1998)

Kaynağın konumu	**Q**
Açık alan, küresel yayılım	1
Düz yüzeyin merkezi, yarı küresel yayılım	2
Yansıtıcı iki düzlemin kesim çizgisinde, yerle duvar arası	4
Yansıtıcı üç düzlemin kesim noktası, bir odanın köşesi	8

Eğer ki bir ses kaynağı bir düzleme yakınsa, ses kaynağı düzlemden yayıldığı gibi yayılım küresel olacaktır. İki yansıyan yüzeyle, yayılım yarım küre şeklinde olacaktır, eğer ki üç yansıtıcı yüzey olursa yayılım çeyrek küre şeklinde olacaktır. Ses basıncı aynı zamanda yansıma yüzeylerinin sayısına ve büyüklüğüne bağlıdır. Sesin yönelme faktörü Q ve ilgili yönelme endeksi ise dB değerlerini kaynak konumuna göre gösteren Tablo 2.8 aşağıdadır.

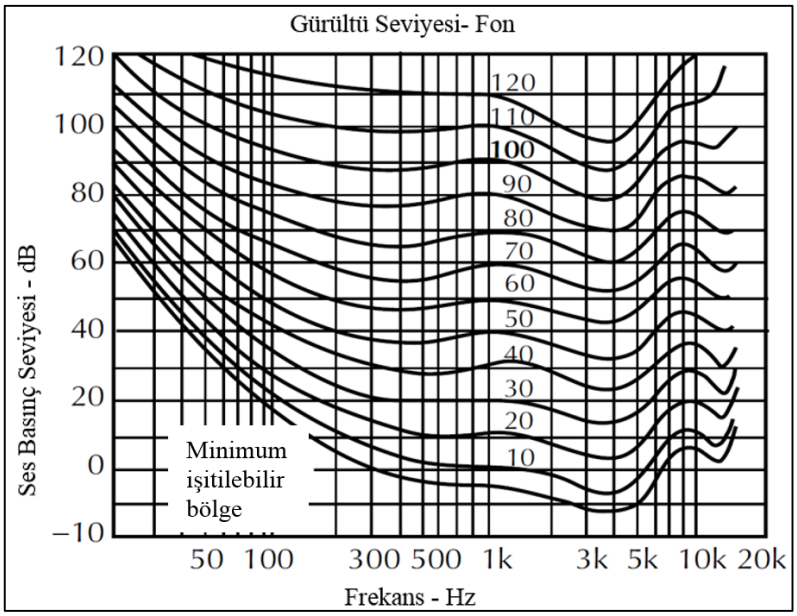
Tablo 2.8. Yönelme indeksi (URL-3)

Kaynağın konumu	Yönelme Faktörü, Q	Yönelme Endeksi, dB	
Açık alanda	1	0	$L = L_p$
Yansıtıcı bir düzlem üzerinde	2	3	$L = L_p + 3$ dB
İki düzlemin birleşim noktasında	4	6	$L = L_p + 6$ dB
Üç düzlemin birleşim noktasında	8	9	$L = L_p + 9$ dB

2.6. Sesin Algılanması ve Değerleri

2.6.1. Ses yüksekliği

İnsan kulağı yapısı gereği, eşit ses basıncı düzeyinden oluşan iki ayrı frekanstaki sesi değişik yüksekliklerde algılar. Bundan dolayı bir sesin ses yüksekliği, sesin frekansına ve ses basınç düzeyine bağlıdır. Ses yüksekliğinin düzeyi fon ile ölçülür. 1000 Hz frekanstaki her desibel düzeyi bir fon biriminin eşdeğer gürültüsünü ifade eder. Aşağıda Şekil 2.21'de eş yükseklik eğrileri gösterilmiştir. Bu eğriler, saf ton sesler için aynı yükseklikteki fakat farklı frekanslardaki ses basınç düzeylerini belirtir (Ballou G., 2013).



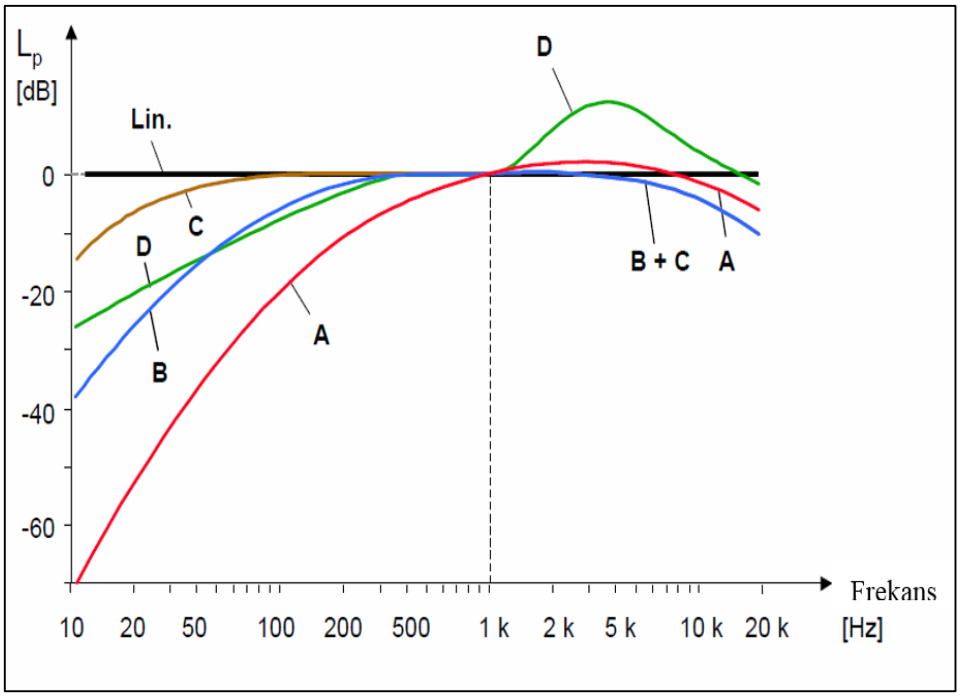
Şekil 2.21. Fon eğrileri (URL-5)

Birden fazla harmonikten oluşan bir ortamdaki gürültünün yüksekliğini değerlendirilebilmesi için gürültü yüksekliğinin her frekanstaki harmoniğinin etkisini göz önüne alan bir değerle açıklanması gerekir. Bundan dolayı uygulama alanına ve gürültü türüne bağlı olarak değişik değerlendirme şekilleri geliştirilmiştir.

2.6.2. Gürültü düzeyi

Birçok farklı frekanstan meydana gelen seslerin yüksekliklerini oranlayabilmek için öncelikle sesin ilgili frekans bantlarındaki bileşenlerinin tespit edilmesi gerekir. Her frekans bandında ki bileşenlerin, kulağın ilgili frekans bandındaki hassaslığı dikkate alınarak düzeltilmesi ve bu bileşenlerin yeniden toplanması gerekir. Elde edilen bu

değer ses düzeyi veya gürültü düzeyidir. Ses düzeyini ses basınç ve ses yoğunluğu düzeyinden ayırabilmek için dB(A) ifadesi kullanılmaktadır. Bu düzeyler, uluslararası standartlarla tanımlanmıştır. Bu düzeyler, eş ses yükseklik eğrisine özgü şekilde A, B ve C ağırlıklı ses düzeyleri olarak ifade edilmiştirler ve ağırlıklama işinin tipine bağlı olarak dB(A), dB(B) ve dB(C) cinsinden ifade edilmektedir. Ses düzeyinin ölçümü için en önemli kıstas, kulağın her frekansta gösterdiği duyarlılığı göz önüne alacak şekilde ağırlıklama yaparak ses düzeyini doğrudan dB(A) olarak veren cihazlarla ölçülmesidir. Ses ve gürültü analizlerinde en çok A ağırlıklı ses düzeyleri kullanılır ve bunun en önemli nedeni duyma sisteminin düşük yoğunluktaki seslere karşı davranışını temel almasıdır. Dışardaki insan gürültüsü, mimari alanlar ve araçlar için yaygın bir şekilde kullanılır. Yani A ağırlıklama işlemi ile duyu sistemimizin duyarlı olduğu frekans aralıklarındaki sesler vurgulanır. Bir gürültünün ses basıncı düzeyi, frekans dağılımı bilgisi olmadan tek başına gürültünün yüksekliği hakkında hiçbir fikir veremezken; ses düzeyi, gürültünün yüksekliği ile ilgili bütün bilgiyi sağlar. A ağırlıklı ses seviyesi, dB(A) olarak ifade edilir ve genel anlamda düşük ses düzeylerinde insan kulağının algıladığı sesi vermesi için tasarlanmıştır. Aynı şekilde B ve C ağırlıkları sırasıyla 55-65 dB arasında ve 85 dB seviyenin üstünde kulağın yaklaşık cevabını anlamak için ifade edilmiştir. Bir dördüncü ağırlıklama eğrisi D ağırlıklamadır. D ağırlıklama ise uçak gürültüsü ölçümleri için önerilmiştir fakat uluslararası standartlarla daha yüzleşmemiştir. A, B ve C ağırlık eğrileri yaklaşık olarak sırasıyla 40, 70 ve 100 dB seviyesinde ki eş gürültü eğrilerini takip ederler. D ağırlıklama özel bir eğridir ve 1 kHz ile 10 kHz arasında ki frekanslara vurgu yapar. dB(Z) olarak ifade edilen lineer ağırlık ise ağırlıksız ses seviyesi olarak ifade edilir (Hansen C. N., 2003). Son olarak bu ağırlıklamaların karakteristiği Şekil 2.22'de gösterilmiştir.

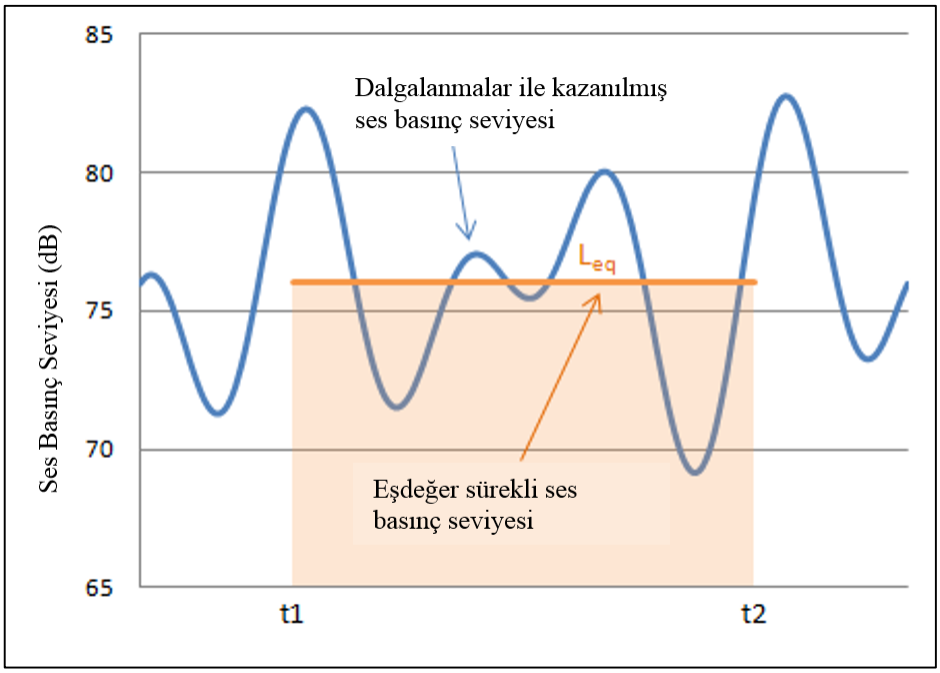


Şekil 2.22. Uluslararası olarak standartlaştırılmış ağırlık eğrileri (URL-13)

2.6.3. Eşdeğer sürekli ses düzeyi

L_{eq} büyüklüğü, ses düzeyindeki dalgalanmaları ya da ses düzeyinin zamanla gelişi güzel değiştiği gürültüleri karakterize eden, eşdeğer sürekli A ağırlıklı gürültü seviyesini belirtir. Eşdeğer sürekli ses düzeyi (L_{eq}); belli bir zaman aralığında, bahsedilen ses ile aynı toplam enerjiye sahip değişmeyen düzeydeki sesin ses düzeyi olarak tanımlanır. L_{eq}, dB(A) ile ölçülür. Tanımdan da anlaşılacağı gibi, L_{eq} ölçümünde zaman da bir faktördür. Yani verilen bir zaman aralığı için eşdeğer sürekli ses düzeyinden söz edilebilir. Zamanla değişim gösteren bir gürültünün belli bir zaman aralığı için ölçülen eşdeğer gürültü düzeyi, gürültünün insanlar üzerindeki etkisi bakımından hemen hemen aynı etkiyi yapacak sabit değerdeki gürültü düzeyini verir ve Denklem (3.16)'de ifade edilmiştir. Şekil 2.23'de dalgalanmalar ile kazanılmış ses basınç seviyesi verilmiştir.

$$L_{eq}=10\log\left[\frac{1}{t_2-t_1}\int_{t_1}^{t_2}\frac{p_A^2}{p_0^2}dt\right] \qquad (3.16)$$



Şekil 2.23. Eşdeğer sürekli ses düzeyi seviyesi (URL-6)

2.6.4. Ses etkilenim düzeyi (SEL)

Kısa bir zaman aralığında aniden yükselip alçalan sesin değerlendirilmesinde, eşdeğer gürültü düzeyi yeterli bilgiyi sağlayamaz. Bu şartlarda L_{eq} ölçülürse, ölçüm süresine bağlı olarak çeşitli ve değişken değerler elde edilir. Örnek verme gerekirse; iki uçağın havalanma sırasında çıkardığı gürültülerin mukayese edilmesinde L_{eq} ölçümlerinin kullanılması doğru olmaz. Zamanla değişen gürültü düzeyinden dolayı gürültü düzeyi ölçümlerinin de kullanılması doğru bir yöntem olmayacaktır. Böyle bir durumda, bu tür seslerin değerlendirilmesin de ses etkilenim düzeyi(SEL) kullanılır. Ses etkilenim düzeyi, bir saniyelik zaman aralığında ki eşdeğer sürekli ses düzeyi olarak tanımlanır.

2.7. Gürültü Tipleri ve Gürültü Yayılımı

Gürültü hoşa gitmeyen ses anlamına gelmekte ve sübjektif bir şekilde değerlendirilmektedir. Ses kavramına kıyasla soyut bir varlıktır. Gürültünün sınıflandırılmasında kullanılan en önemli iki parametre gürültüyü oluşturan ses düzeyinin zamanla değişimi ve frekans spektrumudur. Ses düzeyinin zamanla değişimine göre, gürültü; kararlı gürültü ve kararsız gürültü olarak ikiye ayrılır. Frekans dağılımına göre ise, gürültü; geniş bant gürültü ve dar bant gürültü olmak üzere ikiye ayrılır.

2.7.1. Kararlı ve kararsız gürültü

Ses düzeyinin zamanla değişimine göre gürültünün sınıflandırılmasında ilk gürültü tipi kararlı gürültüdür. Kararlı gürültüde, gürültünün düzeyinde zamana bağlı olarak önemli bir değişim görülmez. Örneğin, uzun süre boyunca aynı devirde çalışan ve aynı hızda giden taşıtı tahrik eden dizel motor gürültüsü, fan veya pompa kaynaklı çevresel gürültüler kararlı gürültüye örnektir. Diğer gürültü tipi olan kararsız gürültü tipi için gürültü düzeyinde zamana bağlı ciddi değişimler gözlenebilir. Kendi içinde dalgalı, kesikli ve vurma gürültüsü olarak üç sınıfa ayrılır. Örneğin, devir sayısı sürekli olarak değişen bir dizel motorunun gürültüsü, kararsız gürültüye örnek olarak verilebilir. Ya da metal levhalarda delik açmak için bir zımba makinesinin anlık olarak oluşturduğu yüksek düzeyde gürültü ve sonrasında bir sonraki darbeye kadar makinanın çalışmaması sebebiyle gürültü oluşmaması, kararsız gürültüye örnek olarak verilebilir.

2.7.2. Geniş bant ve dar bant gürültü

Geniş bant gürültü tipinde, gürültüyü oluşturan frekanslar herhangi bir bölgede toplanmamışlardır ve frekans dağılım eksenine yayılmışlardır. Her frekans bölgesinin gürültü düzeyine olan katkısı aynı ise, bu gürültüye beyaz gürültü adı verilir. Örneğin, çok farklı tipte makinelerin çalıştığı bir fabrikadaki gürültü tipi beyaz gürültüdür. Konuşma sesi de beyaz gürültü olarak kabul edilir fakat ancak teorik olarak mümkün olabilir. Dar bant gürültü ise gerçek hayatta karşılaşılan gürültü tipine örnektir, diğerlerine göre daha baskın frekanslar mevcuttur. Günlük hayatta çok karşılaştığımız bu gürültü tipinde, gürültünün frekans dağılımı belirli bir frekans bölgesinde toplanmıştır. Örneğin, çoğunlukla büyük hidrolik pres makinalarının çalıştığı bir üretim atölyesindeki gürültü, dar bant gürültü sınıfına girer. Çünkü, gürültüyü oluşturan frekansların dağılımı incelendiğinde, bu büyük hidrolik pres makinalarının çıkardığı gürültüyü oluşturan frekans aralıklarında bir yoğunlaşma görülür. Daire şeklinde ki testereden çıkan ses te sürekli dar bant gürültüsüne örnektir.

2.7.3. Gürültünün yayılımı

Gürültü yayılımı hava yolu, hava ve yapı yoluyla ve sadece yapı yoluyla olmak üzere üç türlü gerçekleşir. Hava yoluyla yayılımda titreşen cismin dış yüzeyleri havada basınç dalgaları oluşturur ve ses havada yayılır, hava ve yapı yoluyla yayılımda ise ses basıncı salınımları diğer yüzeyleri titreşime zorlarlar ve bunları yeni ve değişik ses kaynağı olmaya zorlarlar. Motor gürültüsü taşıt kabinini panel duvarlarını titreştirerek taşıt içinde yeni yayılma yolları bulur. Yapı yoluyla yayılımda ise titreşen kaynak bağlı bulunduğu elemanları titreştirir, ses bu elemanların yüzeylerinden yayılır. Uygun motor takozları ile yapı üzerinden yayılacak gürültü azaltılabilir (Güney A., 2002).

3. MATERYAL VE METOT

Bu tez, sıralı dört silindirli bir dizel motordaki gürültü kaynaklarının tanımlanmasını, gürültü haritalarının çıkarılmasını ve bu gürültüye sebep olan kaynakların yorumlanmasını içerir. Bu yöntemler, ses yoğunluğu ölçümlerini, bu ölçümlerin izgesel analizini, ses yoğunluğu haritalaması ve bu haritaların yorumlanmasını içerir. Dizel motordan yayılan ses enerji akışının bilgisini ve yönünü sağlayan ses yoğunluğu ölçümleri, dizel motordaki gürültü kaynağının tespit edilmesinde en önemli adımlardan biridir. Dizel motordan yayılan ses yoğunluğu, motorun kendisi, pompa, fan ve egzoz gibi birçok vibro akustik olarak düşünülen gürültü kaynakları üzerinden ölçülmüştür. Bu ölçümler ve testler sırasında en önemli kısım motorun test odasında sabit bir devirde çalışması ve ortam koşullarının sabit olmasıdır. Motor sabit bir şekilde çalıştırılmış ve kararlı bir gürültü sağlanmıştır.

Gürültü kaynağını genel anlamda değerlendirirken hem A ağırlıklı hem de lineer ağırlıklı ses seviyeleri kullanılmıştır. Motor üzerinde ölçülecek A ağırlıklı ses seviyesi ile hem düşük frekanslar filtrelenmiştir hem de insan kulağının duyma grafiğine benzer özellik taşıdığından motordan çıkan gürültünün insan işitme sisteminde nasıl algılandığı anlaşılmıştır (Ginn ve Gade, 2013). Ve aynı zamanda lineer ağırlıklı ses seviyesi ile motorun fiziksel ses gücünü yani ağırlıksız ses seviyesi belirtilmiştir.

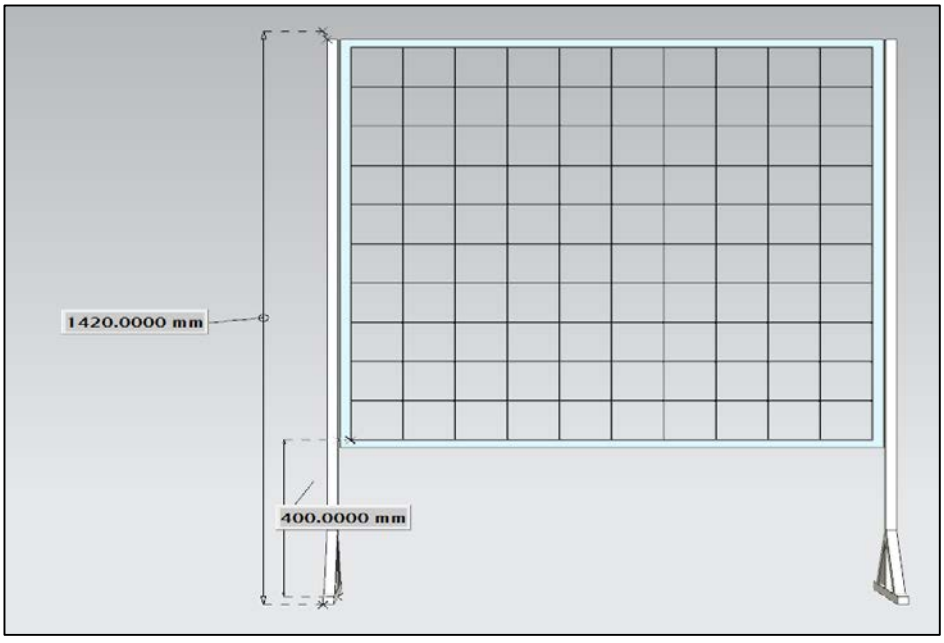
3.1. Deney Koşulları

Test çevresini seçmek, ölçümler esnasında test metodunu seçmek kadar önemli bir konudur. Test çevresi, doğru ve güvenilir ölçüm verisini toplamak için önemli bir rol oynar. Bundan dolayı ses yoğunluğu ölçümleri, Kocaeli Üniversitesine ait Motor Test Laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Testler, rüzgarın olmadığı nominal ortam koşullarında gerçekleştirilmiştir. Sabit bir devirde çalıştırılan dizel motor tarafından yayılan gürültü hem sabit hem de kararlı bir şekilde tutulmuştur ve testin yapıldığı ortamda başka bir gürültü kaynağına izin verilmemiştir. Motor test laboratuvarında hiçbir akustik ses yalıtım süngeri ve akustik panel kullanılmamıştır.

Laboratuvar ortamında dizel motora ait fan, motor yüksek sıcaklıklara ulaştığı zaman otomatik olarak çalışmıştır ve ölçüm esnasında bu fanın havada oluşturduğu basınç dalgalanmalarının mikrofonu etkilemesini engellemek amacıyla ses yoğunluk probuna rüzgârlık takılmıştır ve ölçüm cihazlarının kalibrasyonu test odasının ortam koşulları taban alınarak yapılmıştır. Ölçümlerden önce motorun kararlılığını sağlamak için, motor çalıştırılıp ısınması beklenmiştir (Ginn ve Gade, 2013).

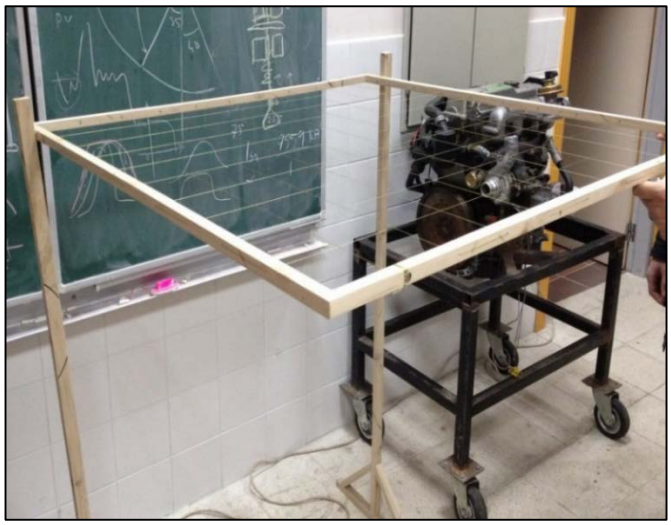
3.2. Grid Yüzeyler

Ses yoğunluğu ölçümünün yapılabilmesi ve ses yoğunluğu probunun gürültü kaynağını çevreleyecek yüzeyde gezdirilebilmesi için gerekli ölçüm yüzeyi, test edilecek dizel motorun sınır ölçüleri baz alınarak dizayn edilmiştir. Bunun için öncelikli olarak 1 m^2'lik tahtadan bir çerçeve tasarlanmış ve bu çerçeve her biri 10 cm^2'lik ölçülere sahip 100 eşit kareye ip ile bölünmüştür. Grid yüzey üzerindeki ızgara sayısı ne kadar çok artarsa elde edilen değerlerin kesinlik oranının ve gürültü haritalarının çözünürlük oranlarının da o kadarlık bir seviyede artacağı unutulmamalıdır (Crocker ve Arenas, 2002). Bu grid çerçeve, Şekil 3.1'de gösterildiği gibi zeminden 40 cm yukarıda duran motorun komponentlerinin hizasına erişebilmek için 40 cm yükseklikte iki ayakla desteklenmiştir. Grid yüzeylerin dizel motor kaynağına yaklaşık mesafesi 30 cm olmak üzere yakın alan içerisinde konumlandırılmıştır.



Şekil 3.1. Motorun ön kısmının ölçülebilmesi için grid yüzey uygulaması

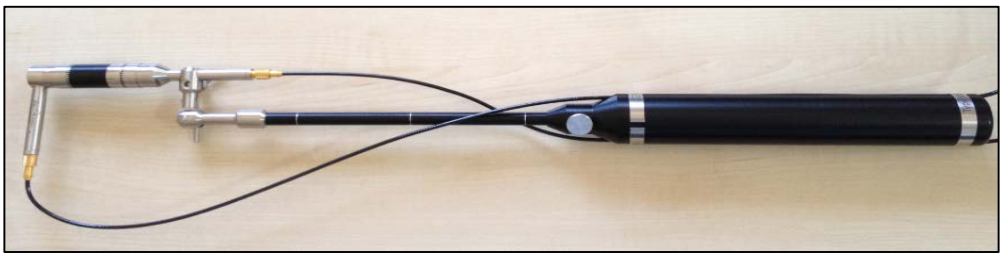
Ayrıca çerçeve sadece üst noktalardan sabitlenerek motorun üst yüzeyinin de ölçülebilmesi için Şekil 3.2'deki gibi dönebilir olması sağlanmıştır.



Şekil 3.2. Grid çerçevenin döndürülmüş pozisyonu

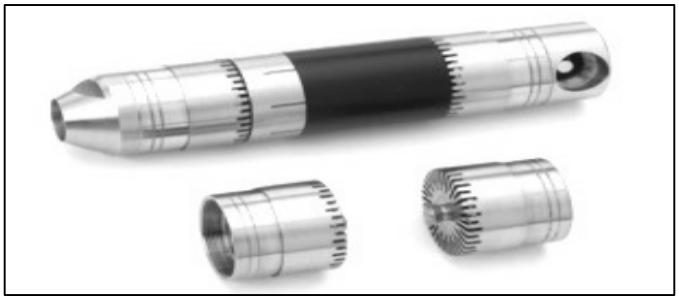
3.3. Ses Yoğunluğu Kiti

Ses yoğunluğu ölçümleri esnasında Şekil 3.3'de gösterilen ve G.R.A.S. firmasına ait Model 50GI ses yoğunluğu kiti kullanılmıştır. Model 50GI yoğunluk probu, birbirine yüz yüze bakan iki mikrofona sahip ses yoğunluğu probudur.



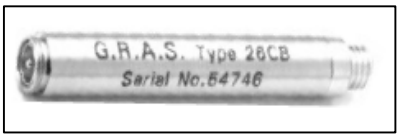
Şekil 3.3. Model 50GI Ses yoğunluğu probu

Bu prob, ½" inç boyutlarında, neme yüksek dirençli, 50 mV/Pa hassasiyetinde, iyi bir faz karakteristiği ile tanımlanmış Şekil 3.4'deki gibi iki küçük mikrofona sahiptir.



Şekil 3.4. ½" inç boyutlarında fazları eşleştirilmiş iki mikrofon ve katı ara halkası

Mikrofondan alınan ses sinyallerinin güçlendirilip elektrik sinyallerine dönüştürülebilmesi, ses alanındaki düzensizliklerin azaltılabilmesi için Şekil 3.5'deki ¼" inç çapında ve 40 mm uzunluğunda iki tane preamplifikatör kullanılmıştır.



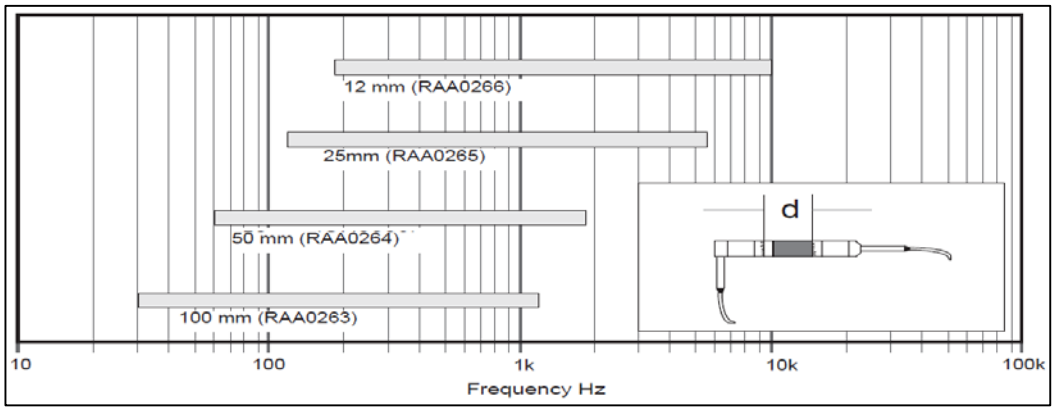
Şekil 3.5. ¼" inç Model 26 CB preamplifikatör

Model 50 GI yoğunluk probu, frekans bandının değiştirilebilmesi için 12 mm, 25 mm, 50 mm ve 100 mm olmak üzere 4 tane değiştirilebilir katı ara halka(solid spacer) ile dağıtılmıştır. Bu katı ara halkalar Şekil 3.6'da gösterilmiştir.

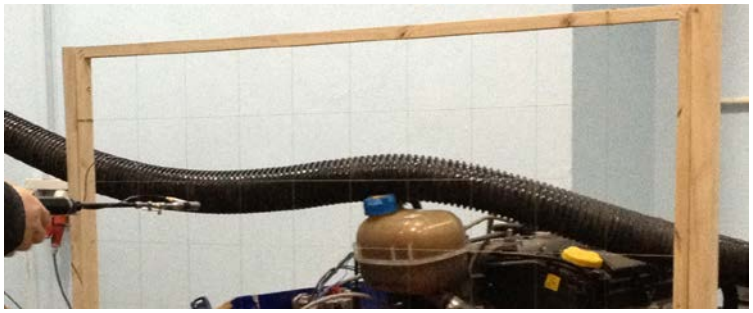


Şekil 3.6. Model 50GI ile gelen katı ara halkalar

Aşağıdaki Şekil 6.7'de katı ara halkaların uzunluklarına göre frekans bantlarındaki kapsama alanı verilmiştir. Yani frekans aralıklarının fiziksel kısıtlamasından dolayı, büyük katı ara levha kullanımında düşük frekans bantlarına ulaşılırken, küçük katı aralık levha kullanımlarında yüksek frekans bantlarına ulaşılır. Ölçümlerimizde kullanılan 25 mm'lik katı ara halkanın, düşük frekans bantlarını kapsayacağını ve uluslararası standartlara göre 25 Hz ile 8 kHz arasındaki bir frekans aralığında ses yoğunluğu ölçümleri yaptırabileceği Şekil 3.7'de gösterilmiştir. Gerçekleştirilecek motor testinde, dizel motorunun frekans bandı düşük olacağından ve ses yoğunluğu değerlerinin sağlıklı bir şekilde elde edilebilmesi için 25 mm uzunluğunda ki katı ara halka kullanılmıştır ve ölçümler 1/3 oktav merkez frekanslarında toplanmıştır. Bu deneyde, ses yoğunluğu probu ile ölçüm yapılırken grid yüzey üzerindeki her bir ağın orta noktası referans alınmıştır ve bu grid yüzey üzerinde bulunan referans düzlemine ses yoğunluğu probu dik tutularak ölçümler Şekil 3.8'deki gibi gerçekleştirilmiştir



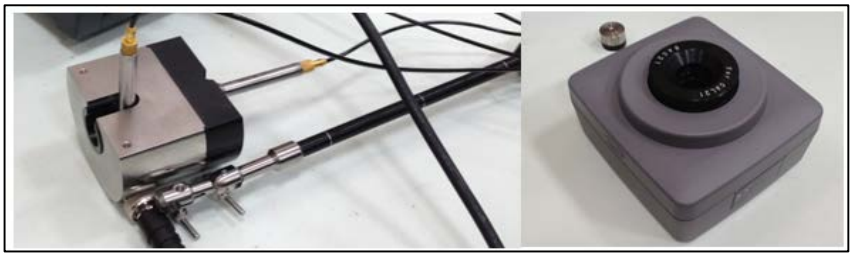
Şekil 3.7. Çeşitli katı ara halka uzunlukları ile ayarlanabilen frekans aralıkları



Şekil 3.8. Yoğunluk probunun her bir kare yüzeye ortadan dik bir şekilde tutulması

3.4. Kalibrasyonun Yapılması

Ses yoğunluğu ölçümlerinin yüksek hassasiyet ve kesinlik oranı ile yapılabilmesi için kullanılan bir cihazdır ve iki tip kalibrasyon uygulanmıştır. İlk olarak yapılacak ses yoğunluğu probunun faz kalibrasyonudur ve test öncesi bir kere yapılması gereklidir. diğeri ise mikrofon için yapılan basınç kalibrasyonudur ve her değişen motor devrinde, değişen ortam şartlarında test öncesi yapılması zorunludur. Bundan dolayı ilk olarak Şekil 3.9'deki gösterilen faz kalibrasyonu ile iki mikrofonda eşit fazlara getirilmiştir. Daha sonra mikrofonların giriş sinyallerinin L_{eq} değerini ölçerek mikrofonların karakteristikleri ortam şartlarına göre belirleyen basınç kalibrasyonu uygulanmıştır.



Şekil 3.9. Faz ve basınç kalibrasyonu (soldan sağa)

3.5. Rüzgârlık Kullanımı

Model 50 GI ses yoğunluğu probuna, Şekil 3.10'da gösterilen AI0001 model rüzgârlık takılmıştır. Böylece dizel motora bağlı soğutma fanının çalışma anında ortamda oluşturduğu rüzgârın etkilerinin, mikrofon hassasiyetini değiştirmesi engellenmiştir. Yani rüzgârın neden olduğu türbülansla azalan basınç dalgalarının önüne geçilmiştir. Aynı zamanda rüzgârlı havalarda oluşan ekstra gürültü ile toz gibi zararlı etkenleri mikrofondan uzak tutar.



Şekil 3.10. Model AI000 Rüzgârlık

3.6. Veri Toplama Donanımı ve Yazılımı

Bu deneyde Şekil 3.11'de gösterilen 01dB NetdB 12 veri toplama ve işleme ünitesi kullanılmıştır. Bu cihaz 12 kanallı veri alım ve işleme analiz sistemidir. Frekans analizi, akustik güç, modal analizi, ses kalitesi ve akustik görüntüleme konularında rahatlıkla çalışılabilir. Şarj edilebilir özelliği ile her yerde kolaylıkla kullanılabilir. Ses yoğunluğu ölçümleri için ses yoğunluğu probu bu cihazın iki kanalına bağlanarak gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.11. 01dB NetdB 12 veri toplama ve işleme ünitesi

Ethernet teknolojisi NetdB sistemlerinin 2048 kanala kadar birbirine bağlanmasına olanak tanımaktadır. 60 Gblik hard diski sayesinde veriler sistemde kaydedilebilir. WiFi sayesinde PDA ler ile bağlantı olanağı da vardır. Cihazın diğer teknik özelliklerinden bahsetmek gerekirse;

- Kanallar: BNC bağlantılı
- Çözünürlük: 24 bit
- AC / DC / AC ICP bağlantısı
- -20dB: 14,1 V peak (10V RMS)
- 0dB: 1,41 V Peak (1V RMS)
- +20dB: 141 mV peak (100 mV RMS)
- İşaret gürültü oranı: >105 dB
- Örnekleme frekansı 12,8 kHz, 25,6 kHz veya 51,2 kHz olarak belirtilmiştir ve tüm kanallarda frekans aynıdır.

3.7. Test Motoru

Bu tez çalışmasında gürültü kaynağı olarak Şekil 3.12'deki FIAT Doblo 1.9 JTD dizel motoru kullanılmıştır. Sıralı dört silindirli bu dizel motorun teknik özellikleri aşağıdaki Tablo 3.1'de gösterilmiştir. İçten yanmalı dizel motor, motor test laboratuvarında test hücresinde yataklanmıştır ve zemin üzerinde bir dinamometre ile birleştirilmiştir. Egzoz borusu hattı, laboratuvarın dışına konumlandırılmış ve egzoz dumanının dışarıya atılması için egzoz borusu içerisine bir fan yerleştirilmiştir ve böylece hem CO_2 emilimi azaltılmış hem de aerodinamik gürültünün izole edilmesi sağlanmıştır.

Tablo 3.1. FIAT Doblo 1.9 JTD Motorunun teknik özellikleri

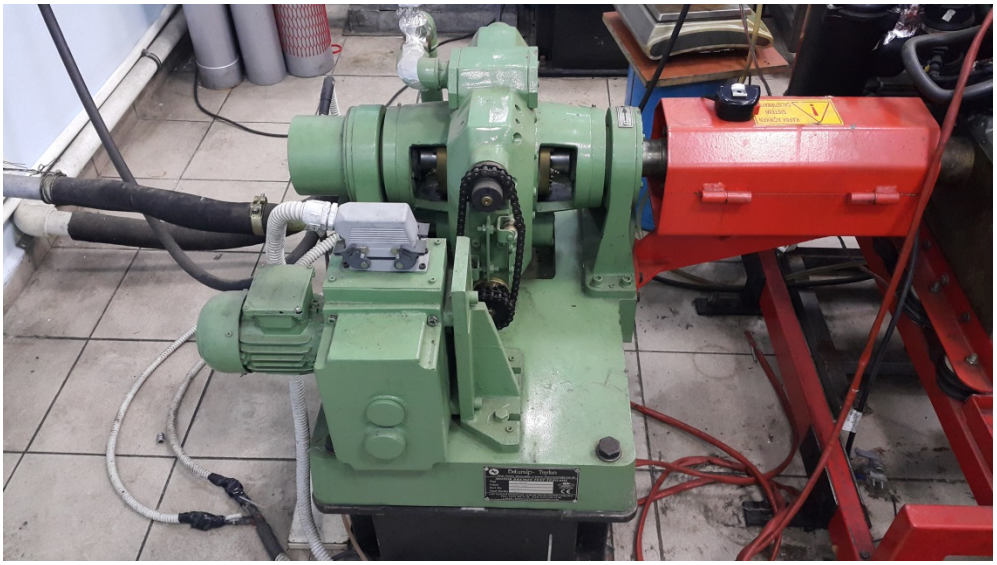
Motorun Modeli	Fiat Doblo 1,9 JTD
Silindir Sayısı	4
Araç üzerindeki yeri	Ön
Yerleşim Şekli	Enine
Silindir Konumu	Tek sıra
Yakıt Tipi	Dizel
Zamanlama Sistemi	Üstten tek eksantrik milli
Silindir Çapı (mm)	82
Kurs Mesafesi (mm)	90,4
Toplam Silindir Hacmi (cm^3)	1910
Maksimum Güç (kW)	77
Maksimum Güç (BHP)	105
Maksimum Güçte Motor Devri (dev/dk)	4000
Maksimum Tork (Nm)	200
Maksimum Tork (kgm)	20,4
Maksimum Torkta Motor Devri (dev/dk)	1700
Rölanti Devri (dev/dk)	850±20
Emme açılma BTDC(ÜÖN'den önce)	0°
Kapanma ABDC(AÖN'den sonra)	32°
Egzoz açılma BBDC(AÖN'den önce)	32°
Kapanma ATDC(ÜÖN'den sonra)	0°
Silindir başına düşen valf	2



Şekil 3.12. FIAT Doblo 1,9 JTD Motoru

3.8. Hidrolik Dinamometre

Yukarıda anlatılan test motoruna yük uygulamak için aşağıda Şekil 3.13'de gösterilen PHD-190 marka Hidrolik Dinamometre kullanılmıştır. Dinamometrenin maksimum tam yükü yaklaşık olarak 205 Nm'dir. Ses yoğunluğu ölçümleri uzun süreceğinden ve motorun aşırı ısınmasını engellemek için, motor testi yaklaşık 100 Nm'lik sabit yükte gerçekleştirilmiştir. Bu hidrolik dinamometrenin teknik özellikleri aşağıdaki Tablo 3.2'de gösterilmiştir.



Şekil 3.13. Test motoruna bağlı dinamometre

Tablo 3.2. PHD-190 Hidrolik Dinamometre Özellikleri

Dinamometrenin Modeli	BT 190
Maksimum Güç	190 Hp
Maksimum Tork	750 Nm
Maksimum Devir	7500 dev/dak
Soğutma Suyu	2,4 m^3/h

3.9. Dizel Motor Kontrol Sistemi

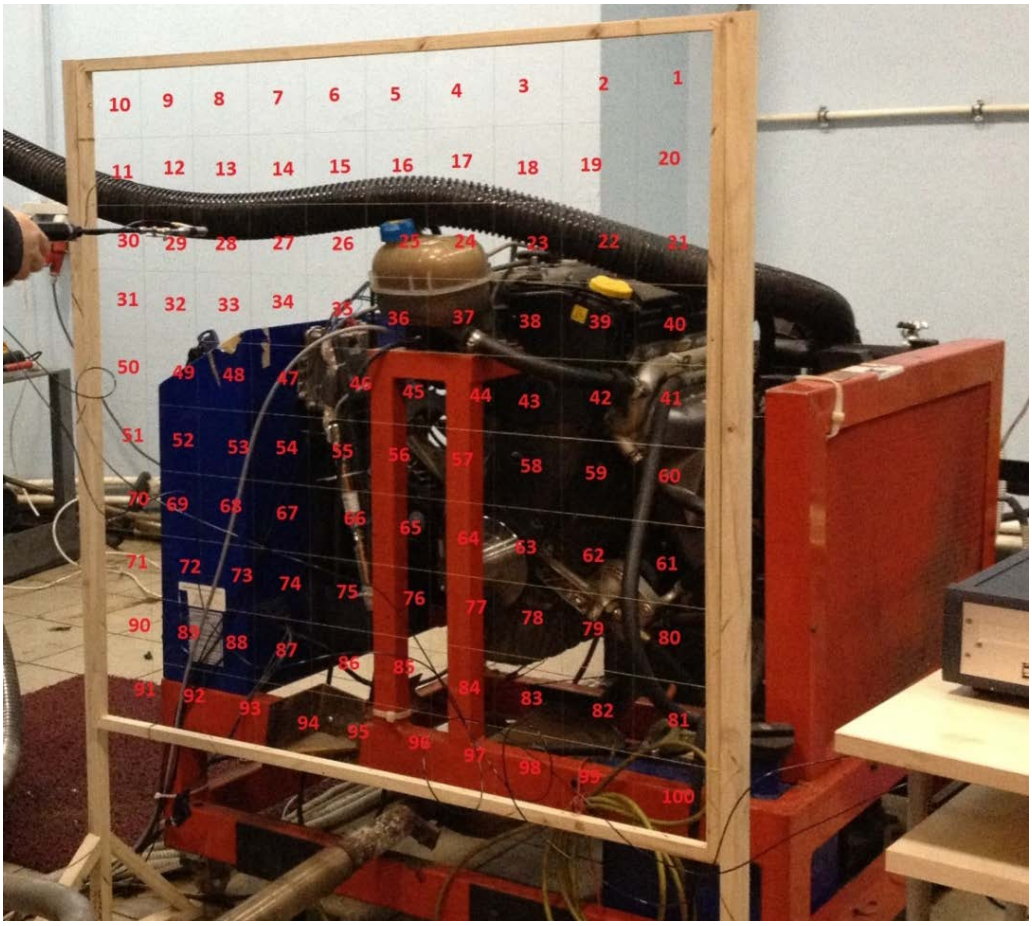
Test motorunun yönetimi, aşağıdaki Şekil 3.14'de gösterilen ve uzaktan kontrole imkân sağlayan dizel motor kontrol sistemi ile sağlanmıştır. Dizel motorun devir sayısının ayarlanması, dinamometrenin motora uyguladığı yükün değiştirilmesi ve basınç gibi tüm parametreler bu sistem üzerinden takip edilmiştir. Dizel motor, 100 Nm'lik yüklemede 1500 dev/dak ve 2500 dev/dak motor devirlerinde test edilmiştir.



Şekil 3.14. Motor kontrol sistemi

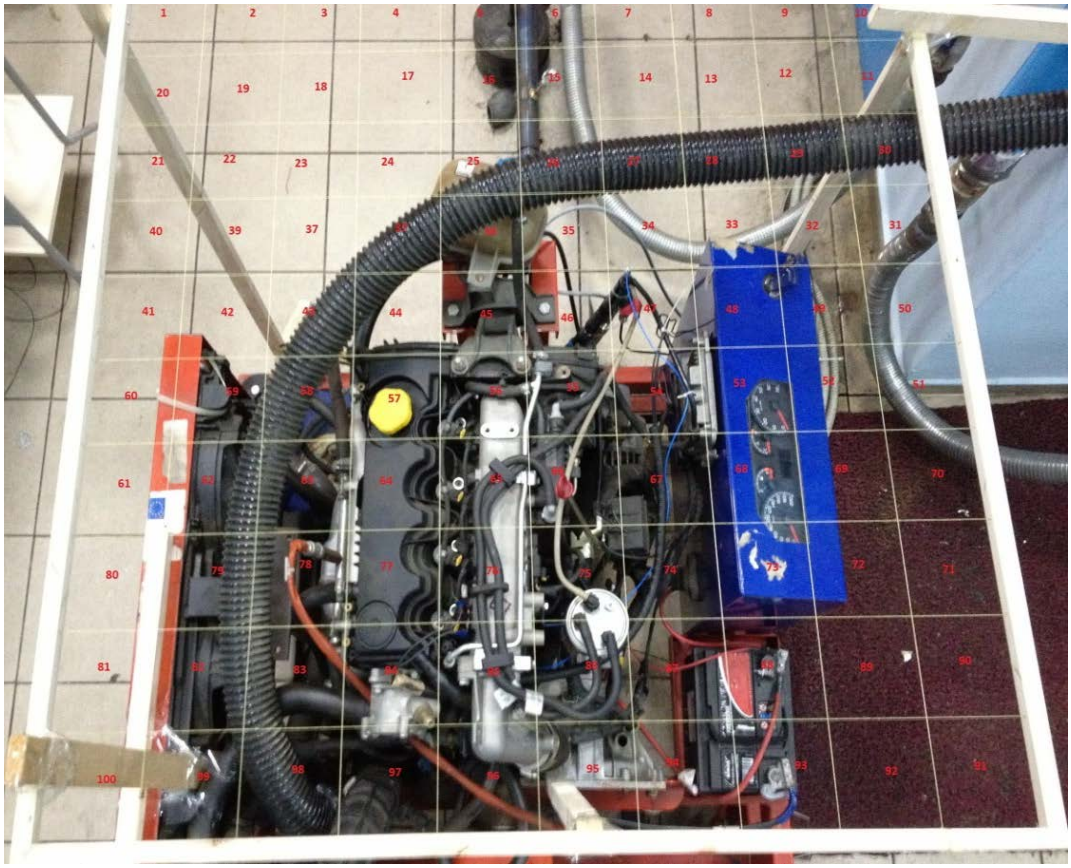
3.10. Ses Yoğunluğu Ölçümlerine Giriş

Bir gürültü kaynağı olan dizel motor üzerindeki ölçümler için ISO 9614-2 yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem, oluşturulan bir grid yüzey üzerinde, her bir grid yüzeyde sırasıyla noktasal ölçüm yaparak ses yoğunluğu değerlerini toplayıp ses gücü seviyesini belirlemeyi esas alır. Ölçümler, ses yoğunluğu değerlerinin doğru çıkması amacıyla için yakın alan içerisinde gerçekleştirilmiştir. Çünkü yakın alan içerisinde gerçekleştirilen ses yoğunluğu ölçümlerinin sinyal oranı yüksek olacağından doğruluk oranı yüksek sonuçlar vermektedir (Subbarao ve diğ., 2014). Ses yoğunluğunu ölçmek amacıyla oluşturulan grid yüzeyler üzerinde noktasal tarama işlemini gerçekleştirebilmek için önce DBFA yazılımında ölçüm yüzeyi tanımlanmış ve ölçüm sırası numaralandırılmıştır. Daha sonraki bölümde anlatılacak yazılımda motorun sol yan yüzeyi Şekil 3.15'deki gibi ve motorun üst yüzeyi ise Şekil 3.16'daki gibi numaralandırma sırasına göre taranarak ölçümler alınmıştır.



Şekil 3.15. Motorun sol yan yüzeyinin ölçüm sırası

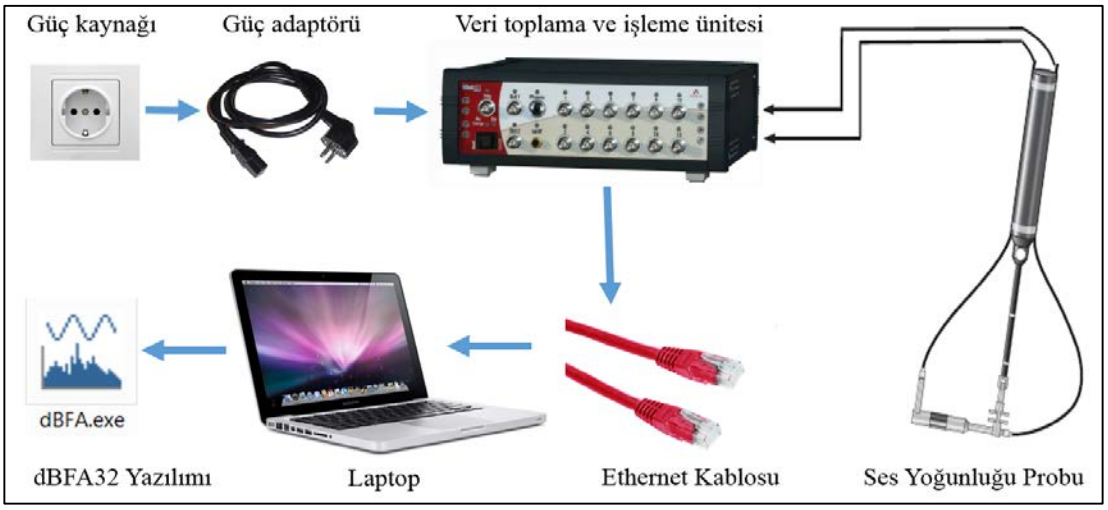
İlk önce 1500 dev/dak devir ve 100 Nm'lik yüklemede motorun sol yan yüzeyinde ölçümler yapılmıştır. Daha sonra 100 Nm'lik aynı ve sabit yüklemede kalmak şartıyla devir sayısı 2500 dev/dak'ya getirilerek ikincil ölçümler gerçekleştirilmiştir. Motorun 1500 dev/dak ve 2500 dev/dak ile 100 Nm'lik yükleme parametreleriyle sol yan yüzeyindeki ölçümler tamamlandıktan sonra, grid çerçeve motor komponentlerinden 30 cm uzakta olacak şekilde bu sefer motorun üst yüzeyinde konumlandırılmıştır. Aynı ölçümler motorun üst yüzeyi içinde gerçekleştirilmiştir. Tüm bu ölçümlerde, ses yoğunluğu probu her bir ölçüm yüzeyine dik bir şekilde 5 saniye süre ile tutulmuştur. Motorun sol yan yüzeyinde her bir devir için 100 nokta ve üst yüzeyinde her bir devir için 100 nokta olmak üzere toplamda iki farklı devir ve iki yüzey için 400 tane noktasal tarama işlemi gerçekleştirilmiştir. Böylece her bir grid noktası için ses yoğunluğu değerleri toplanmış, bilgisayara bağlı veri toplama cihazı tarafından yorumlanıp, DBFA yazılımı ile sonuçlar derlenmiştir. Böylece dB cinsinden ses gücü değerleri ve ses yoğunluğu haritaları elde edilmiştir.



Şekil 3.16. Motorun üst yüzeyinin ölçüm sırası

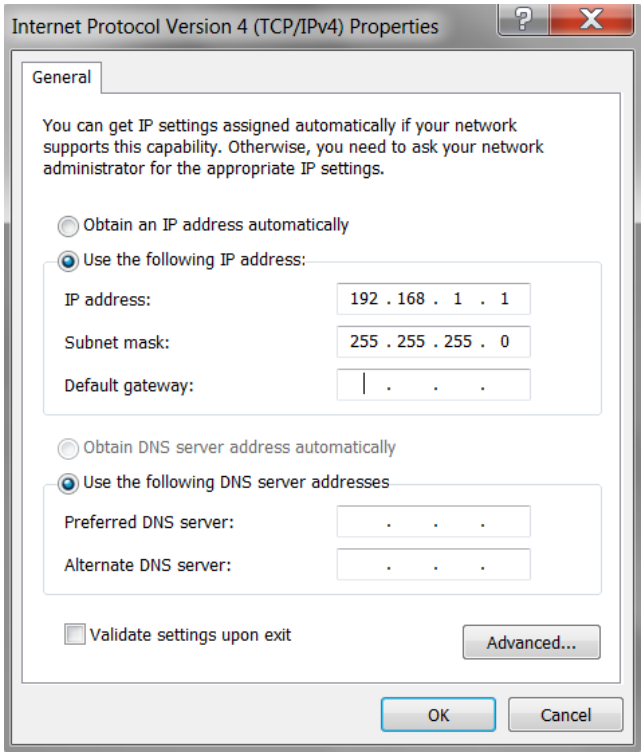
3.11. dBFA32 Programı ile ISO 9614 Ölçümlerinin Gerçekleştirilmesi

Bu bölümde ISO 9614 standartına göre ses yoğunluğu yöntemini kullanarak ses gücünü belirlemek amacıyla dBFA32 yazılımında hangi işlemlerin gerçekleştirildiği adım adım anlatılmıştır. Programla çalışmaya başlamadan önce ilk olarak NetdB 12 veri toplama ve işleme cihazında ki şarj ünitesi, güç adaptörü ile güç kaynağına bağlanmıştır. Daha sonra ethernet kablosunun bir ucu veri toplama ve işleme cihazının arka kısmında bulunan “Previous” çıkışına, diğer ucu ise bilgisayarda bulunan "RJ45” soketine bağlanmıştır ve cihaz açma/kapama düğmesine basılarak çalıştırılmıştır. Ayrıca ses yoğunluğu probuna ait iki kablo, veri toplama ve işleme cihazının iki kanalına bağlanmış ve donanım ayarlamaları daha sonra yapılmak üzere hazır tutulmuştur. Tüm bu bağlantılar kurulduktan sonra veri toplama ve işleme sistemi Şekil 3.17’deki gibi bir bağlantı yapısına sahip olmuştur.



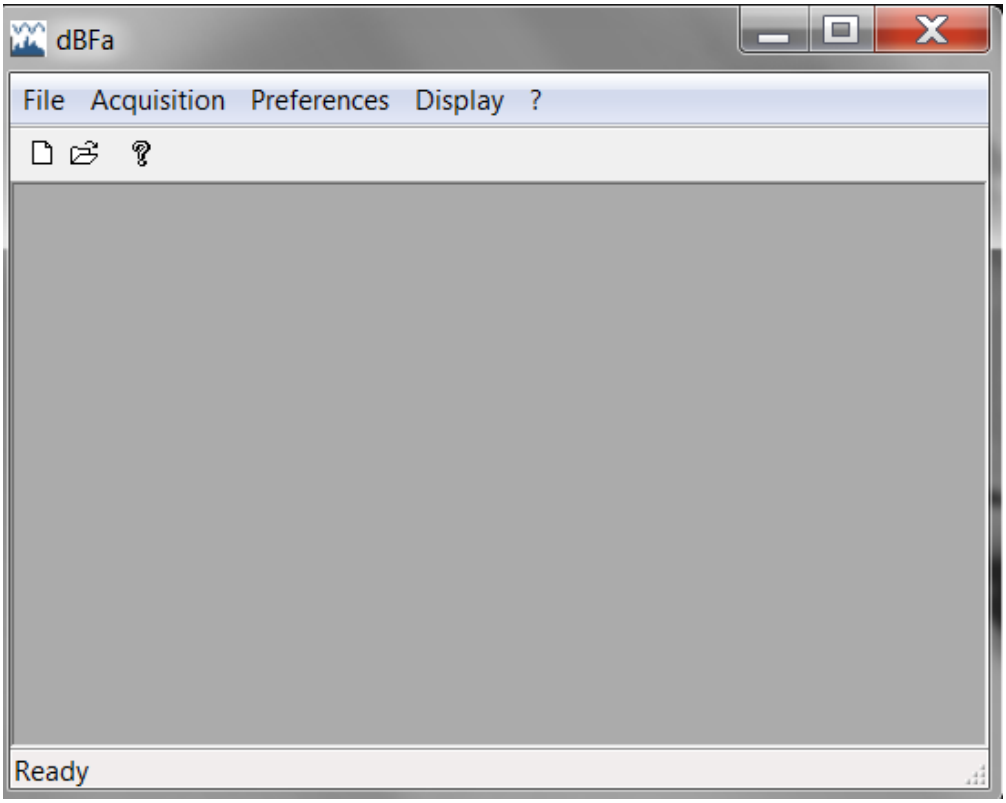
Şekil 3.17. Veri toplama ve işleme ünitesinin bağlantı yapısının şeması

Cihazı, ağ kablosu ile bilgisayara bağlandıktan sonra veri akışının sağlanabilmesi için Windows işletim sisteminde ağ ayarlarının Şekil 3.18'de gösterilen TCP/IPv4 protokol ayarları alanına ulaşılarak ve yine aynı şekilde gösterilen değerler girilerek yapılandırılması gerekmektedir. Bu alana bilgisayarlarda yüklü bulunan windows işletim sisteminin sürümüne göre farklı şekillerde ulaşılabilinir. Bu ayarlar yapıldıktan sonra veri toplama ve işleme ünitesi ile bilgisayar arasında veri alışverişi başlayacaktır.



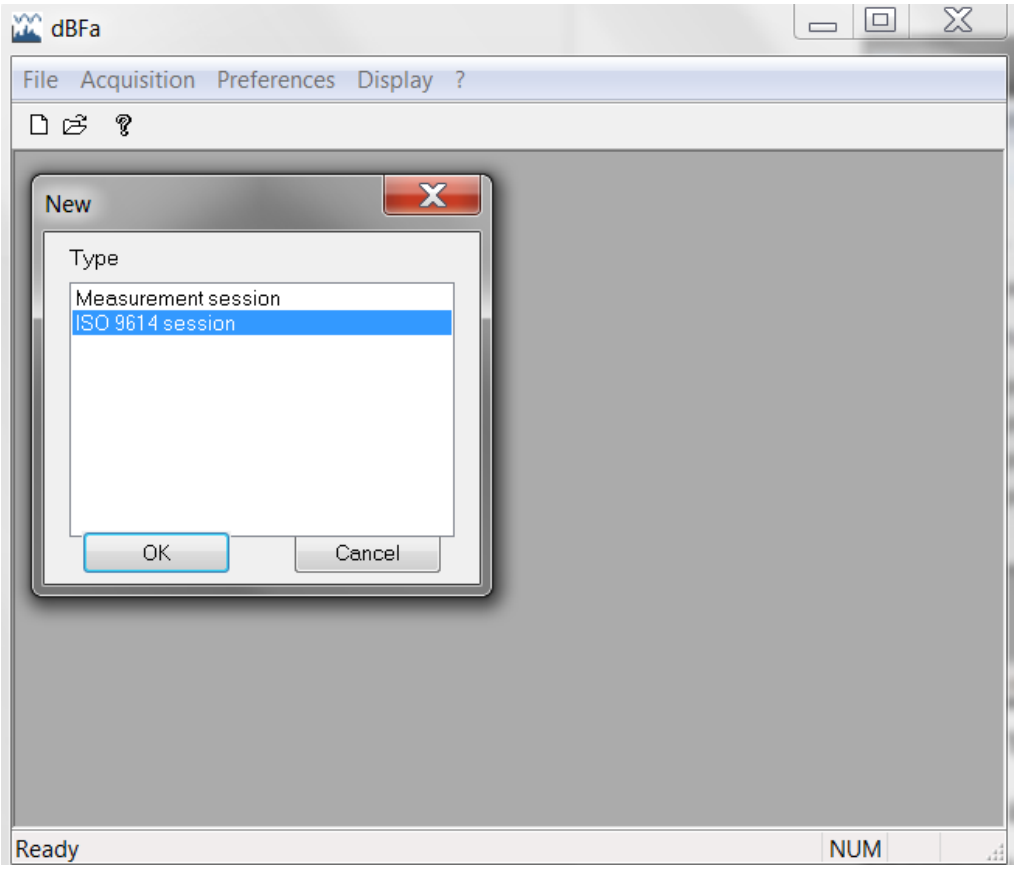
Şekil 3.18. TCP/IPv4 protokol ayarları alanı

Cihazın bağlantıları ve ağ ayarları yapıldıktan sonra Windows işletim sisteminde kurulu olan dBFA32 yazılımına, "Başlat" bölümünden ilerliyerek ulaşılmış ve çalıştırılmıştır. Aşağıdaki Şekil 3.19'da programın kullanıcı arayüzü gösterilmiştir. Bu arayüz sayesinde bir ölçüm için oturum açabilir, daha önce yapılmış ölçümleri kontrol edebilir veya donanım ayarlarına girebiliriz.



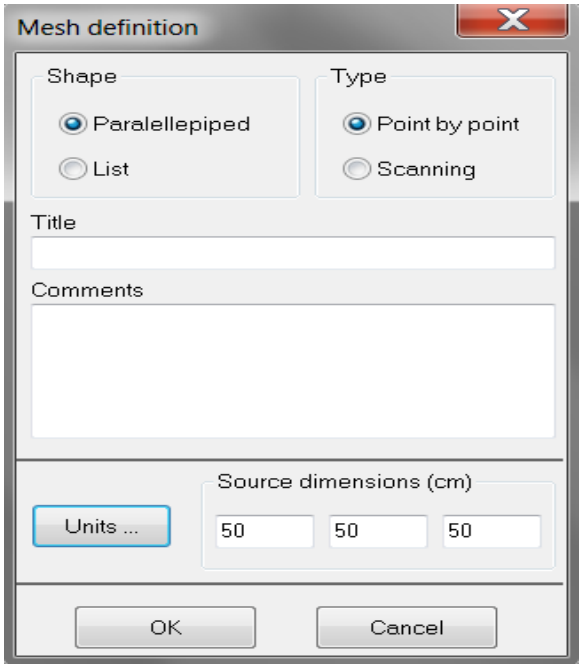
Şekil 3.19. dBFA32 programının kullanıcı arayüzü

Yine yazılımın içerisinden, Şekil 3.20'de gösterildiği gibi "Dosya - Yeni - ISO 9614 Oturumu" yolu izlenerek ISO 9614 ölçümü için yeni bir oturum açılmış ve Mesh Tanımlama alanına girilmiştir.



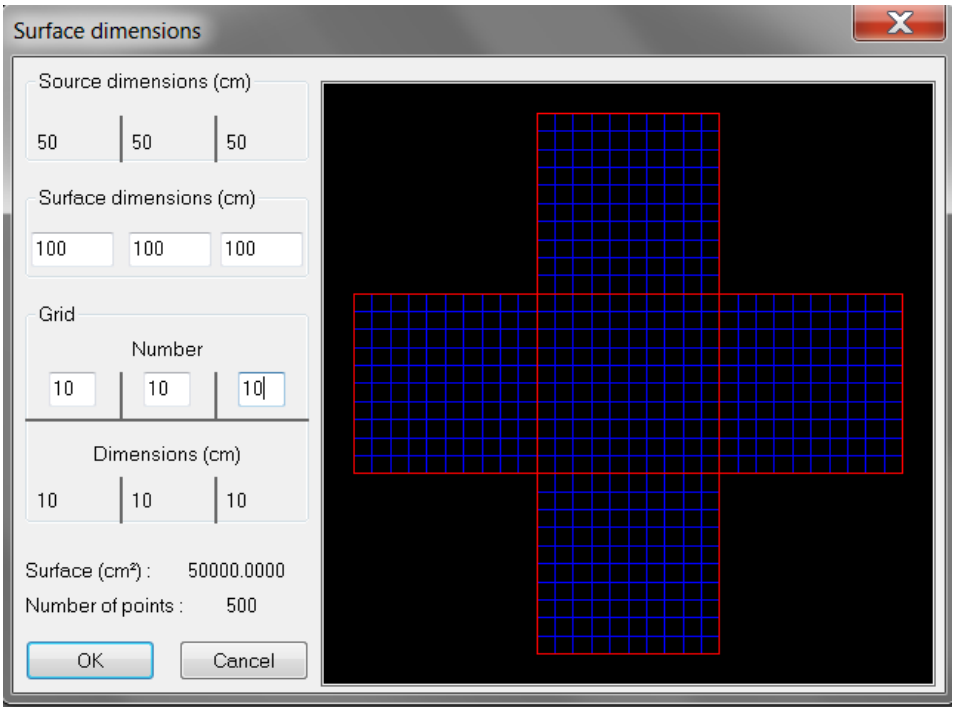
Şekil 3.20. ISO 9614 ölçümü için yeni bir oturumun açılması

Şekil 3.21'de gösterilen Mesh Tanımlama alanında ilk olarak ölçümlerde gürültü haritalarının çıkarılmasına olanak sağlayan ve iki boyutlu grafik desteği sunan "Paralellepiped" seçeneği işaretlenmiştir. Bununla birlikte, noktasal ölçüm metodu kullanılacağı için "Point by point" seçeneğine tıklanmıştır. Yine en alt kısımda ölçüm kaynağı olarak tanımlanan dizel motorun yaklaşık boyutları girilmiştir. Kaynağın boyutları daha sonra oluşturulacak grid yüzeyin boyutlarından küçük olması gerektiği unutulmamalıdır. Şekil 3.21'de bu ölçüm için yapılan ayarlar ve girilen değerler gösterilmiştir.



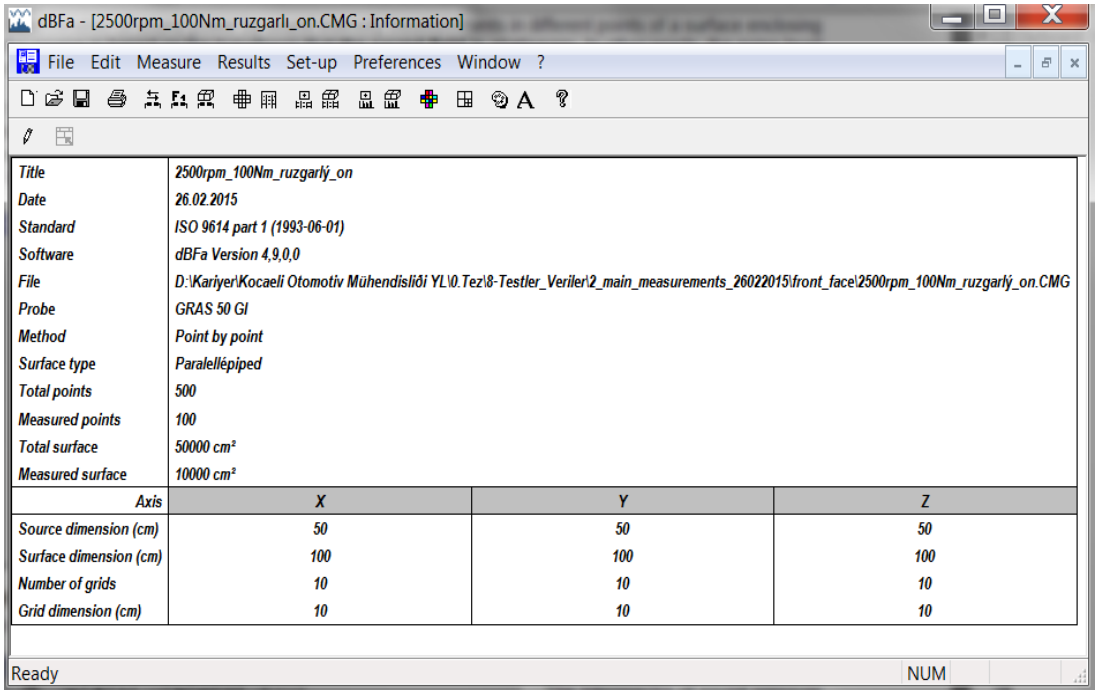
Şekil 3.21. Mesh tanımlama alanı

Kaynağın mesh yüzeyi tanımlandıktan sonra, açık pencere "Tamam" butonu ile kapatılmış ve Şekil 3.22'de gösterilen grid yüzeyi ölçülerinin girileceği yeni bir ekran penceresi açılmıştır ve girilen değerler ekranda gösterilmiştir. Bu girilen değerlere göre her bir yüzeyde toplamda 100 eşit karesel alan oluşturulmuştur ve ölçümlerde sadece sol yan ve üst yüzeyler kullanılmıştır.



Şekil 3.22. Yüzey ölçülerini girme ekranı

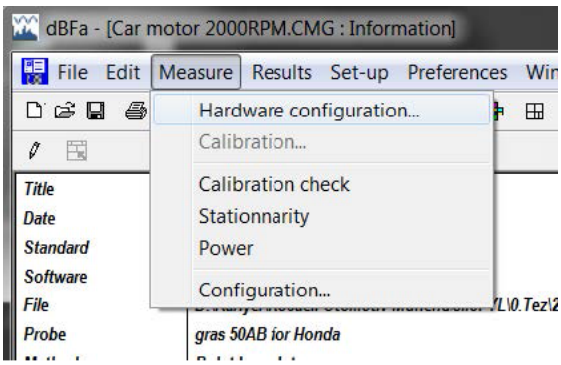
Kaynağın mesh yüzeyinin tanımlanması ve kaynağın çevresinde ki grid yüzeyin ölçülerinin girilmesi ile ilgili işlemler tamamlandıktan sonra Şekil 3.23'deki gibi genel bir bilgilendirme ekranı gelmiştir. Bu ekranda toplam nokta sayısı, ölçülen noktaların uzaydaki konumları, kullanılan ölçüm standartı ve grid yüzey tipi ile ilgili genel bilgiler yer almaktadı.



Title	2500rpm_100Nm_ruzgarlý_on		
Date	26.02.2015		
Standard	ISO 9614 part 1 (1993-06-01)		
Software	dBFa Version 4,9,0,0		
File	D:\Kariyer\Kocaeli Otomotiv Mühendisliði YL\0.Tez\8-Testler_Veriler\2_main_measurements_26022015\front_face\2500rpm_100Nm_ruzgarlý_on.CMG		
Probe	GRAS 50 GI		
Method	Point by point		
Surface type	Paralellépiped		
Total points	500		
Measured points	100		
Total surface	50000 cm²		
Measured surface	10000 cm²		
Axis	X	Y	Z
Source dimension (cm)	50	50	50
Surface dimension (cm)	100	100	100
Number of grids	10	10	10
Grid dimension (cm)	10	10	10

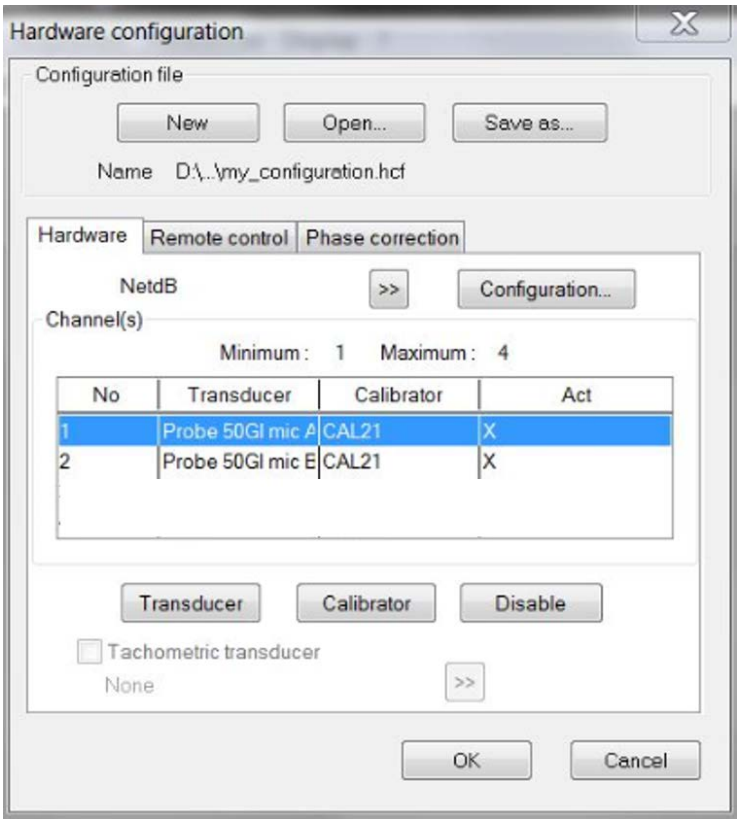
Şekil 3.23. Genel bilgilendirme ekranı

Ses yoğunluğu ölçümlerine başlamadan önce ses yoğunluğu probumuzun cihaz ile bağlantı kurabilmesi için donanım ayarlarının yapılandırılması gerekmektedir. Donanım ayarlarına girebilmek için Şekil 3.24'de gösterilen "Ölçüm – Donanım ayarları" yolu izlenerek donanım ayar penceresine giriş yapılmıştır.

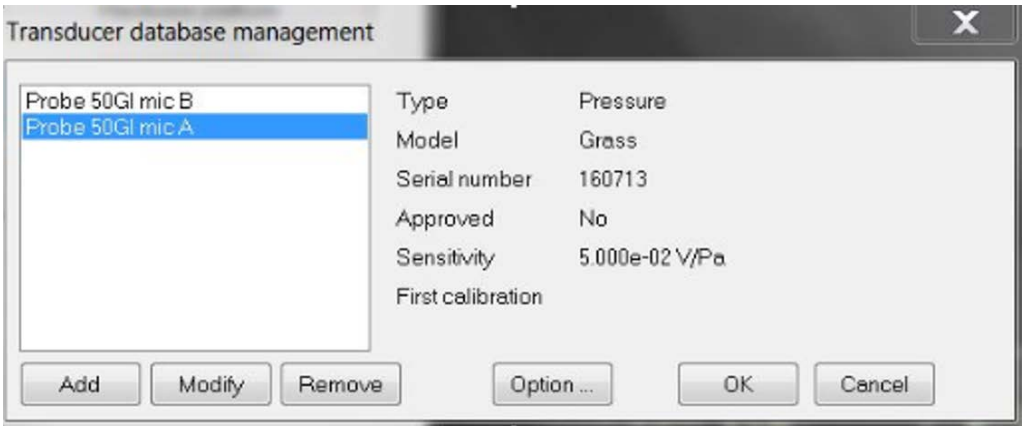


Şekil 3.24. Ölçüm menüsü

Donanım ayarları penceresi açıldığında karşımıza Şekil 3.25'de gösterildiği gibi bir pencere gelmiştir ve bu alan içerisinde "Kanallar" bölümünde ses yoğunluğu probumuza ait iki mikrofon eklenmiştir. Daha sonra mikrofonların modeli, adı, tipi seri numarası ve hassasiyeti gibi mikrofon için önem taşıyan değerler, her bir mikrofona bağlı pre amplifikatörler üzerinde bulunan seri numarası referans alınarak girilmiştir. Şekil 3.26'daki "Transducer veritabanı yönetimi" penceresinde eklenen iki mikrofon ve ilişkili mikrofonun bilgileri gösterilmiştir.

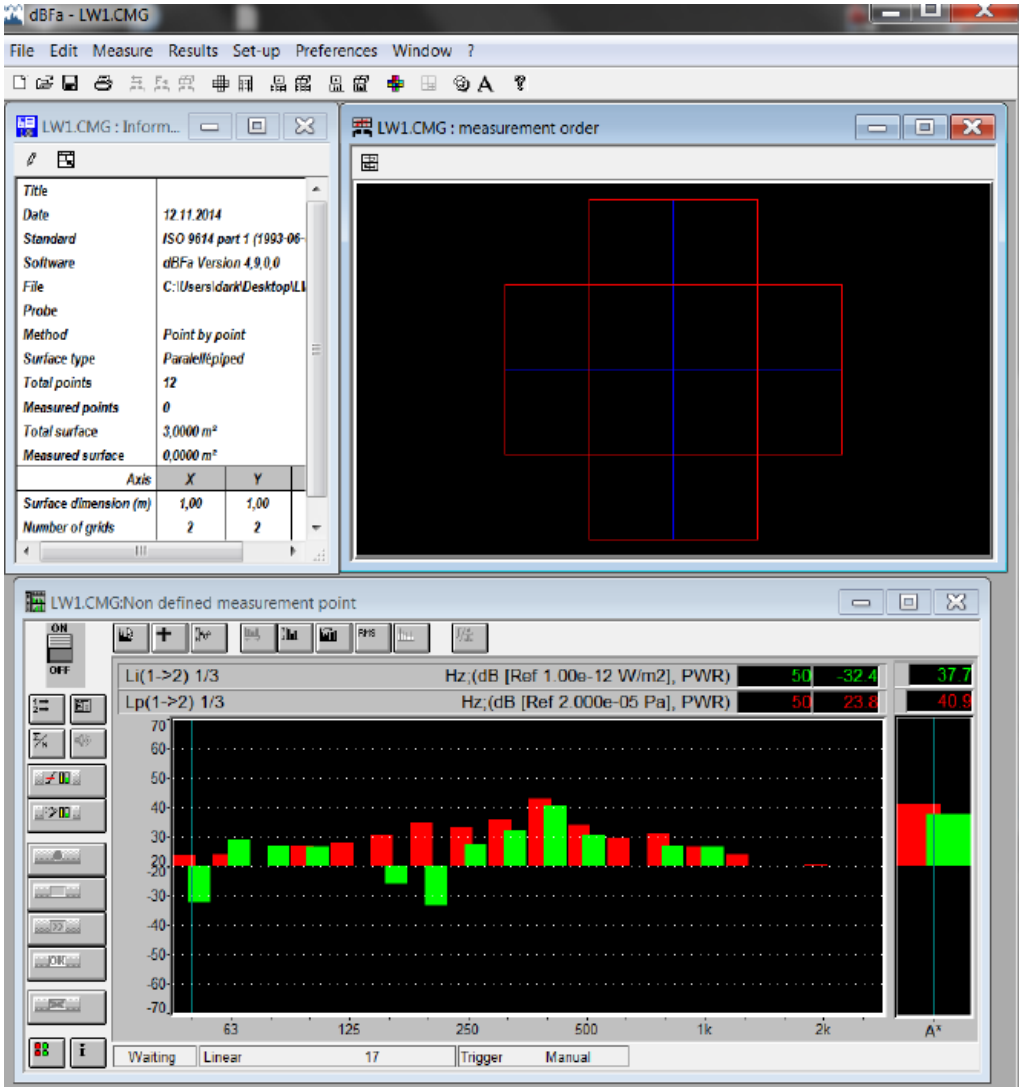


Şekil 3.25. Donanım ayarları penceresi



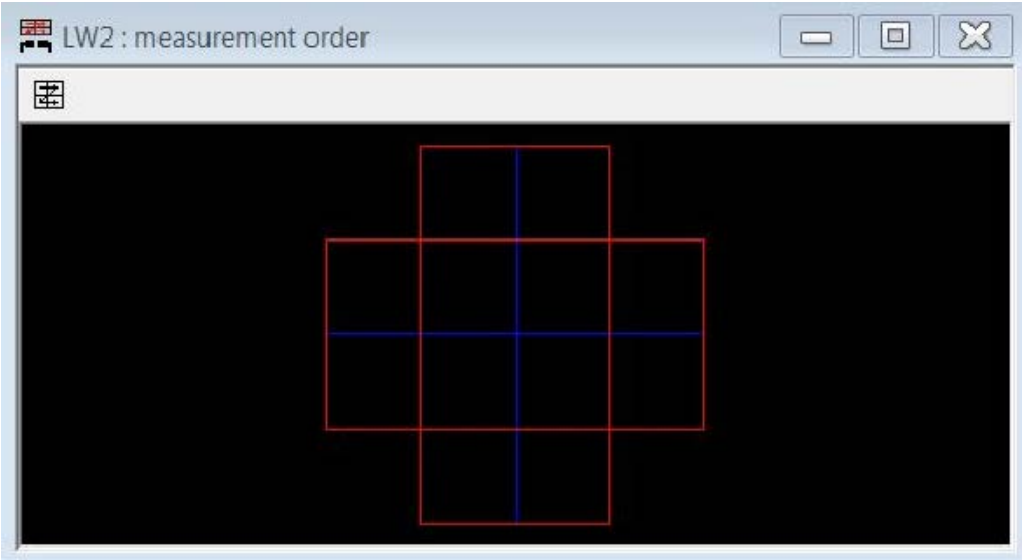
Şekil 3.26. Transducer veritabanı yönetimi penceresi

Tüm değerler doğru bir şekilde girilip bağlantılar kontrol edildikten sonra sıra gerçek zamanlı ISO 9614 ölçümlerinin yapılmasına gelmiştir. Ölçüme başlayabilmek için Şekil 3.24'de gösterilen ölçüm menüsü üzerinden "Ölçüm – Güç Ölçümü" yolu izlenmelidir. Güç ölçümü alanına girildiğinde, genel bilgilendirme ekranı içerisinde Şekil 3.27'deki gibi iki ayrı yeni ekran belirmiştir.

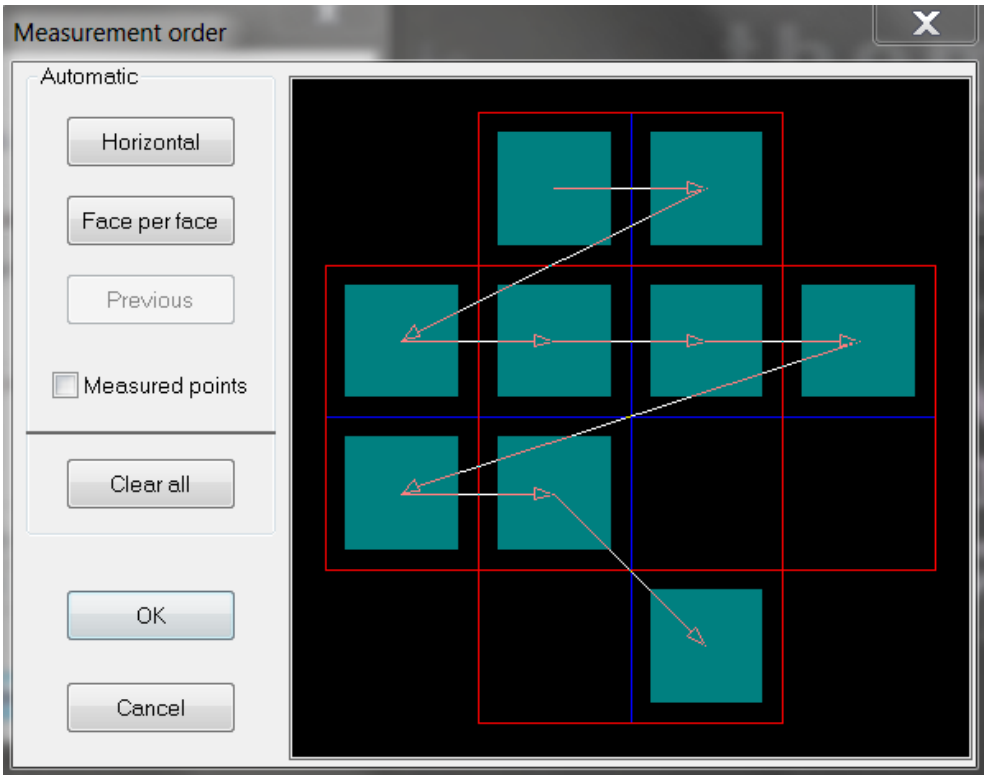


Şekil 3.27. Ses gücü ölçümü ekranı

Bu bölümde çıkan ve Şekil 3.28'de gösterilen "Ölçüm Sırası" ekranında hangi noktaların ölçüleceği ve noktasal ölçüm sırası, dizel motor etrafını çevreleyen grid yüzeylere göre belirlemek için ilgili ekranın araç çubuğunda sol üst kısmında bulunan "ölçüm sırasını düzenleme" butonuna tıklanır ve Şekil 3.29'da gösterilen "Ölçüm sırasını belirleme ekranı" açılır.

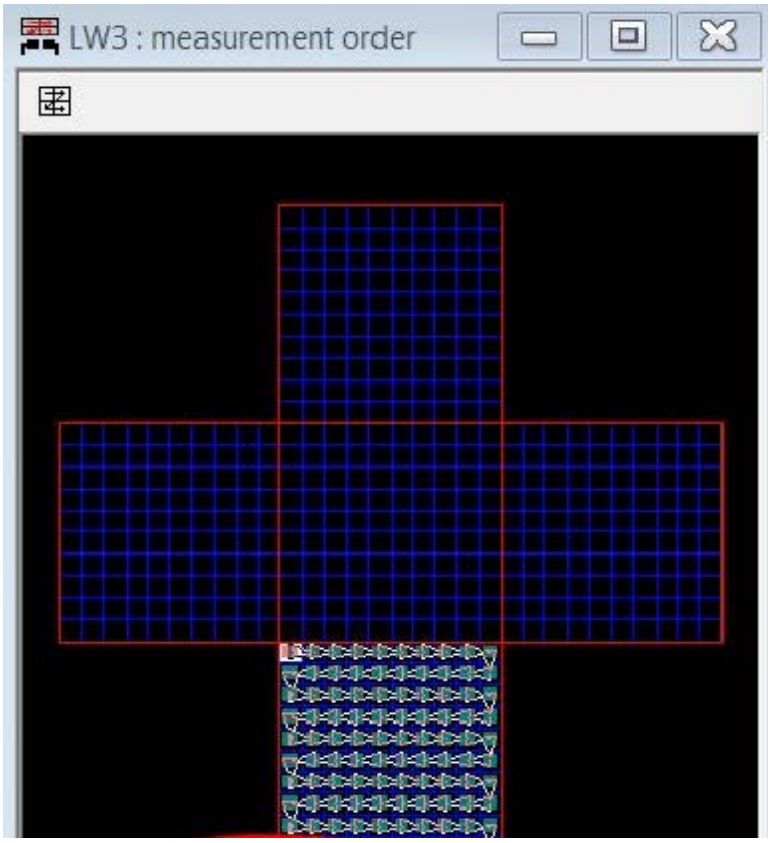


Şekil 3.28. Ölçüm sırası ekranı (ayarlamadan önce)



Şekil 3.29. Ölçüm sırasını belirleme ekranı

Ölçüm sırasını düzenledikten sonra yeni ölçüm sırası ekranı Şekil 3.30'da gösterildiği gibi görünmüştür. Bu şekilde dizel motorun sadece sol yan tarafında kalan grid yüzeyin ölçüleceği görülmektedir.



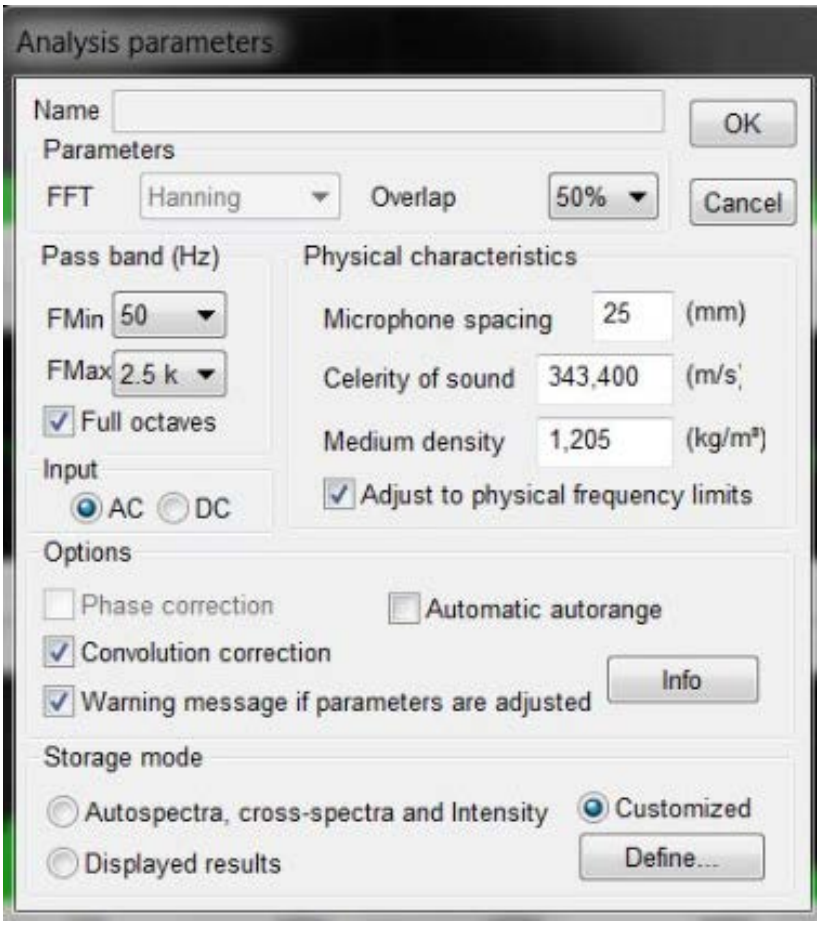
Şekil 3.30. Ölçüm sırası ekranı (ayarladıktan sonra)

Daha sonra noktasal ölçüm süresini belirlemek için Şekil 3.31'de gösterilen "Ayarlar – Ortalama" alanına girilerek zaman değeri girilmiştir. Bu alan her bir noktasal ölçüm için 5 saniye sürecek şekilde ayarlanmıştır. Bu süre ne kadar çok arttırılırsa, kararlı bir şekilde çalışan gürültü kaynağını çevreleyen grid yüzeyin her bir kare yüzeyine dik bir şekilde yönelen vektörel ses yoğunluğu değerlerinin, ses yoğunluğu probu ile toplanıp değerlendirme kalitesini o oranda arttıracaktır.



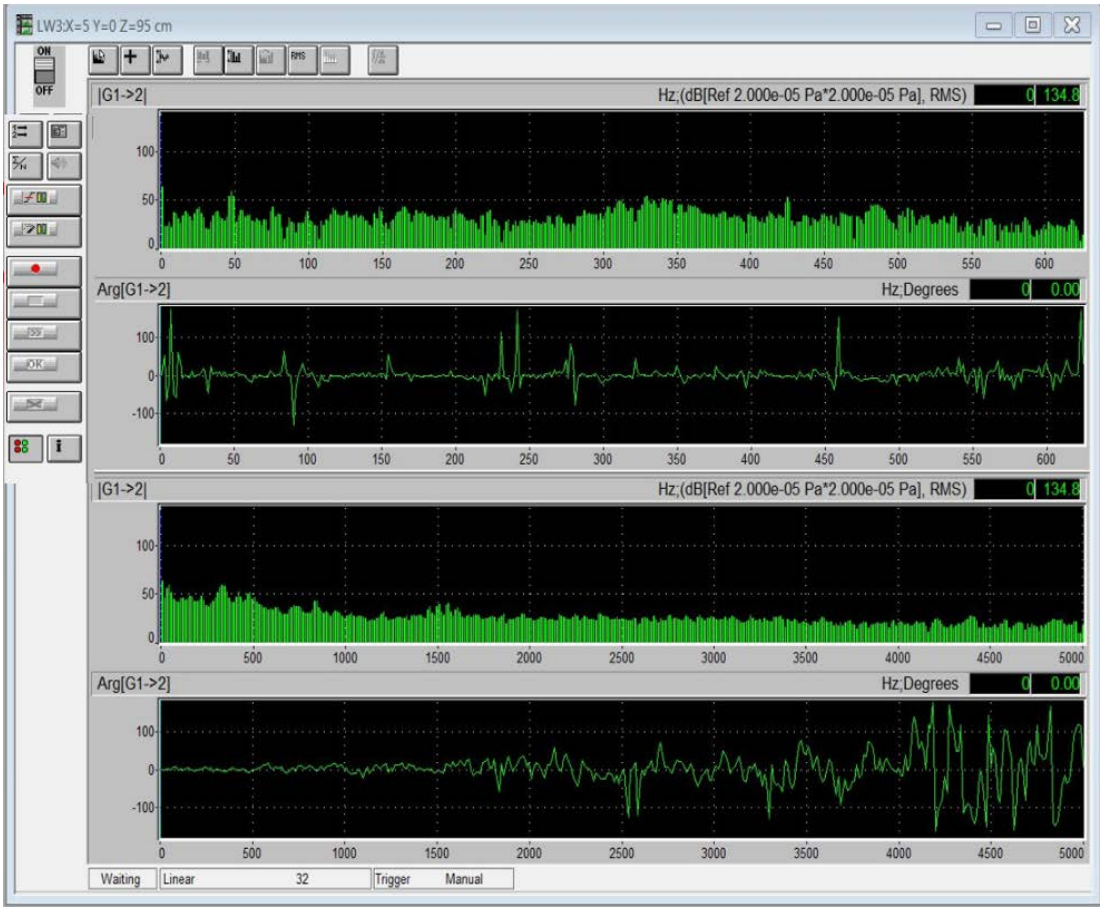
Şekil 3.31. Nokta başına düşen ölçüm zamanı

Yazılımda ses gücü ölçümlerine başlamadan önce yapılması gereken en önemli ayarlar Şekil 3.32'de gösterilen Analiz Parametreleri penceresinde bulunmaktadır. Bu pencerede ses yoğunluğu probunda kullanılan 25 mm'lik ara levhanın uzunluğuna göre girilmesi gereken frekans aralığı alanı bulunur ve bu alana dizel motora özgü düşük frekanslarda çalışabilmek için F_{min} = 50 Hertz ve F_{Max} = 2500 Hertz olmak üzere frekans bandı ayarlanmıştır. Daha sonra iki mikrofon arasında bulunan ara levhanın boyutu ilgili alana 25 mm olarak girilmiştir. Sesin hızı ise havada 343,400 m/s olarak ve havanın yoğunluğu ise ρ = 1,205 kg/m^3 olarak ilgili alana girilmiştir.



Şekil 3.32. Analiz parametreleri penceresi

Bu aşamaya kadar, ISO 9614 metoduna göre ses gücü ölçümlerini gerçekleştirebilmek için tüm parametreler girilmiş ve ölçüm yüzeyleri tanımlanmıştır. Bundan sonra ölçümler, Şekil 3.33'de gösterilen ekranda bulunan "Kaydet" komutuna tıklanarak veya klavyadan "F6" kısayoluna basılarak başlatılır. Ses yoğunluğu probu ilgili yüzeye dik tutularak yazılımda işleyen beş saniyelik vakit kadar bekletilir ve ölçüm bittikten sonra ikinci noktaya geçilir ve aynı şekilde prob yüzeye dik tutularak tüm noktalar tamamlanıncaya kadar ölçüme devam edilir. Eğer herhangi bir nokta için ölçüm esnasında bir problem ile karşılaşılınırsa ölçüm tekrar edilebilir. Bu yöntemle bir yüzey için 100 nokta taranarak ölçümler tamamlanmıştır. Şekil 3.33'de dizel motor üzerinde ses gücü ölçümleri sırasında yazılımdan alınan ekran görüntüsü paylaşılmıştır. Yapılan tüm ölçümler daha sonra değerlendirilmek üzere bilgisayara "cmg" uzantısıyla kayıt edilmiştir.



Şekil 3.33. ISO 9614 Noktasal ses yoğunluğu ölçümlerinin yapıldığı ekran

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Dizel motor için ses yoğunluğu değerleri, araç yönüne göre motorun sol yan ve üst yüzeyleri olmak üzere iki yüzeyinde ölçülmüştür. Farklı motor devirleriyle ve iki farklı yüzeyde gerçekleştirilen ölçümler ile hazırlık ve kalibrasyon işlemleri yaklaşık 12 saat sürmüştür. Yani veriler motorun farklı çalışma koşullarında alınmıştır. Dizel motorun gürültü haritaları DBFA yazılımında derlenen ve motorun gerçek fiziksel ses gücünü gösteren lineer (ağırlıksız) haritaları ifade etmektedir. Daha önceki bölümlerde bahsedildiği gibi, ölçümler motor test laboratuvarında yapılmıştır. Çalışan motordan yayılan ısı ve motorun soğuması için devreye giren fan ile ortama yayınlan rüzgâr dışında ortam şartlarını değiştirecek başka bir kaynak yoktur. Ölçümler, ses yoğunluğu probuna takılan rüzgârlık ile yapılmıştır. Motor test laboratuvarında kararlı çalışan dizel motor dışında herhangi bir gürültü kaynağı çalıştırılmamıştır. Ölçümler uluslararası olarak tanımlı ISO 9614-2 standardına göre gerçekleştirilmiştir.

4.1. Ortalama Sonuçlar

100 Nm'lik sabit yükte, 1500 ve 2500 dev/dak sabit motor devirlerinde yapılan ölçümler sonucu dizel motorun sol yan ve üst yüzeylerindeki ortalama ses gücü(L_w), ses basıncı(L_p) ve ses yoğunluğu(L_i) değerleri aşağıda ki Tablo 4.1, Tablo 4.2, Tablo 4.3 ve Tablo 4.4'de gösterilmiştir. Bu değerler tüm grid noktalarının hesaplanmasıyla elde edilen ve DBFA yazılımında hesaplanan ortalama ölçüm sonuçlarıdır. Ses yoğunluğu probunda, 50 Hertz ile 2500 Hertz frekans aralığının ölçülebilmesi için 25 mm'lik ara halka kullanılmış ve ölçümler 1/3 oktav bandında gerçekleştirilmiştir. Ses gücü ve ses yoğunluğu değerlerinin negatif çıkması, ses enerji akışının gürültü kaynağı olan dizel motora doğru yayıldığını ifade eder. Dizel motor üzerindeki ses yoğunluğu ölçümlerinde her bir frekansın katkısı farklı olduğundan, en yüksek ses gücü seviyesine denk gelen veya diğer bir tanımlamayla kendini belli eden kaynakların frekansları değerlendirilmiştir.

Tablo 4.1. 2500 dev/dak sabit devirde motorun sol yan yüzeyi için ortalama L_w, L_i ve L_p değerleri

Frekans Değeri-Hz	Lw-dB(A)	Li-dB	Lp-dB
50	-25,5	-55,7	57,8
63	-28,2	-54,4	65,2
80	-60,4	-82,9	85,5
100	-42,9	-62,0	62,8
125	-49,6	-65,7	67,9
160	-55,2	-68,6	73,1
200	-62,1	-73,0	75,1
250	-70,0	-78,6	82,3
500	-78,3	-81,5	84,7
630	-82,3	-84,2	86,6
800	-81,3	-82,1	85,4
1k	-84,5	-84,5	87,1
2k	-83,4	-82,2	85,3
2.5k	-81,3	-80,0	82,8
A	-91,9	-91,9	95,0
Lin	-	-92,9	96,0

Tablo 4.2. 1500 dev/dak sabit devirde motorun sol yan yüzeyi için ortalama Lw, Li ve Lp değerleri

Frekans Değeri-Hz	Lw dB(A)	Li-dB	Lp-dB
50	-42,8	-73,0	66,2
63	-31,1	-57,3	52,5
80	-44,3	-66,8	62,5
100	-55,4	-74,5	72,1
125	-43,7	-59,8	59,2
160	-50,2	-63,6	63,7
200	-51,1	-62,0	63,5
250	-60,0	-68,6	71,7
500	-68,9	-72,1	77,3
630	-70,7	-72,6	78,6
800	-69,3	-70,1	76,8
1k	-67,7	-67,7	74,9
2k	-68,7	-67,5	74,7
2.5k	-67,1	-65,8	72,8
A	-78,9	-78,9	85,4
Lin	-	-82,2	86,6

Tablo 4.3. 2500 dev/dak sabit devirde motorun üst yüzeyi için ortalama Lw, Li ve Lp değerleri

Frekans Değeri-Hz	Lw-dB(A)	Li-dB	Lp-dB
50	-25,1	-55,3	54,6
63	-25,9	-52,1	58,8
80	-67,3	-89,8	91,0
100	-41,4	-60,5	63,3
125	-47,6	-63,7	71,8
160	41,8	55,2	79,7
200	-56,9	-67,8	71,0
250	-67,3	-75,9	82,3
500	-77,4	-80,6	82,8
630	-81,2	-83,1	88,2
800	-80,0	-80,8	83,9
1k	-83,2	-83,2	86,9
2k	-81,8	-81,8	85,1
2.5k	-81,0	-79,7	82,5
A	-91,4	-91,4	95,2
Lin	-	-93,8	97,0

Tablo 4.4. 1500 dev/dak sabit devirde motorun üst yüzeyi için ortalama Lw, Li ve Lp değerleri

Frekans Değeri-Hz	Lw-dB(A)	Li-dB	Lp-dB
50	-49,7	-79,9	73,7
63	-55,4	-81,6	75,5
80	-40,3	-62,8	59,5
100	-43,9	-63,0	61,3
125	-50,1	-66,2	65,5
160	-54,8	-68,2	70,0
200	-50,9	-61,8	64,1
250	-64,6	-73,2	77,7
500	-67,8	-71,0	76,9
630	-69,5	-71,4	77,8
800	-68,6	-69,4	76,5
1k	-69,0	-69,0	76,2
2k	-71,1	-69,9	76,8
2.5k	-69,1	-67,8	74,5
A	-79,0	-79,0	85,8
Lin	-	-85,7	87,5

4.2. Gürültü Haritaları ve Yorumlanması

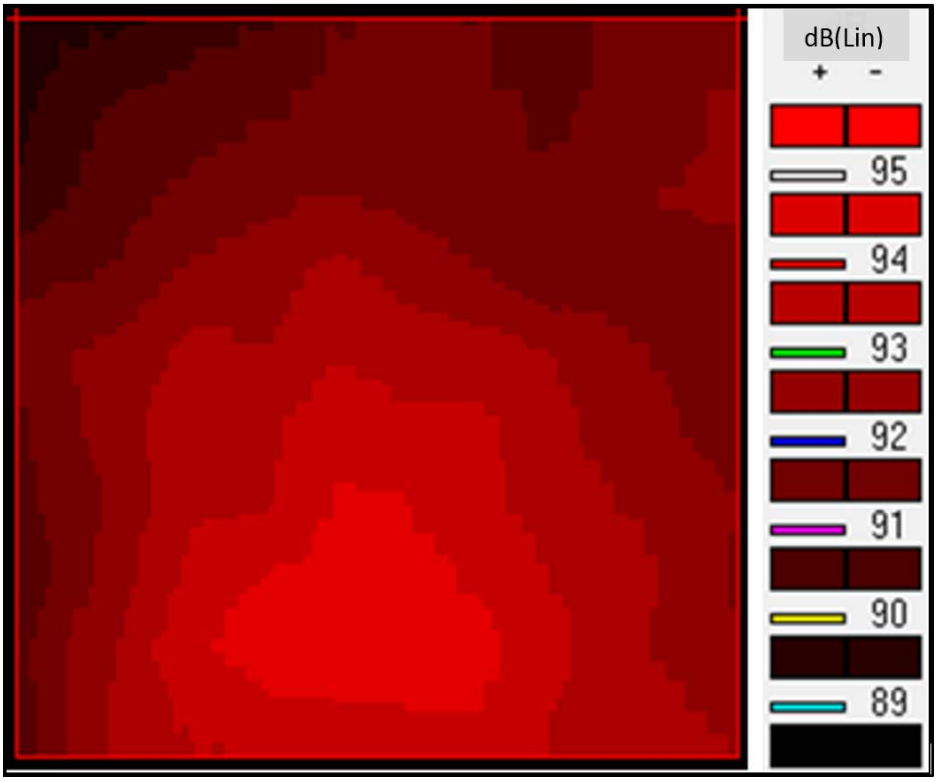
Dizel motor üzerinde gerçekleştirilen ses yoğunluğu ölçümlerinden sonra veri toplama ve analiz cihazıyla bilgisayar ortamına aktarılan veriler, DBFA yazılımında derlenmiş ve gürültü haritaları elde edilmiştir. Bu gürültü haritaları, 1500 dev/dak ve 2500 dev/dak olmak üzere iki farklı motor devrinde elde edilmiş olup, motorun hem üst hem de sol yan yüzeyi için yazılım tarafından oluşturulan üç boyutlu ses yoğunluğu haritalarından oluşmaktadır. Ayrıca motor yüzeyinin gerçek görüntüsü ile ölçülen yüzeyinin gürültü haritası üst üste yerleştirilip negrofram grafiği elde edilmiştir, böylece hot spot olarak tabir edilen ve gürültü yoğunluğunun en fazla olduğu bölgeler kolaylıkla tespit edilmiştir (Batel ve diğ.,2003). Gürültü haritalarında hot spot noktaları, yazılımda seçilen rengin en koyu tonu ile gösterilmiştir.

4.2.1. Dizel motorun sol yan yüzeyinin gürültü haritaları

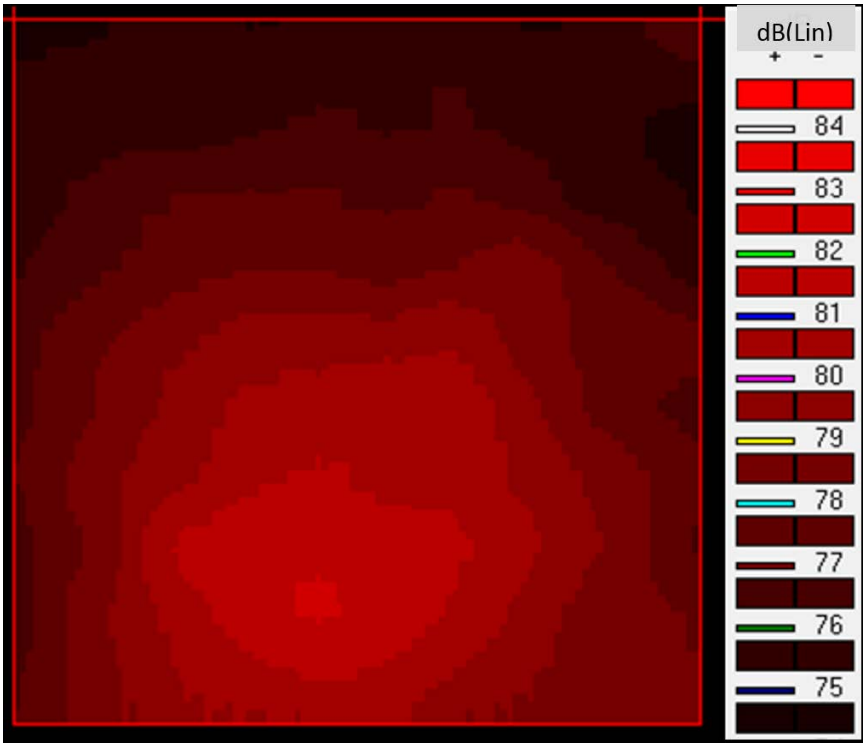
Dizel motorunun sol yan yüzeyi için 2500 dev/dak sabit motor devrinde ve 100 Nm'lik yüklemede ölçülen maksimum ses gücü değeri 95,2 dB'dir. Bu değer noktasaldır ve motorun fiziksel ses gücü düzeyini belirtmesi açısından lineer ağırlıklı ifade edilen değerdir. Motorun sol yan yüzeyinde numaralandırılmış grid noktaları arasında en yüksek ses gücü değeri Şekil 4.1'de gösterilen 86. grid noktasında ölçülmüştür. Bu grid noktası aşağıda ki Şekil 4.2'de gösterilen gürültü haritasında hot spot olarak tabir edilen en yüksek gürültü düzeyinin meydana geldiği bölgeyi ifade eder. Yine aynı şekilde dizel motorun sol yan yüzeyi için 1500 dev/dak'lık sabit motor devrinde ve 100 Nm'lik yüklemede ölçülen maksimum ses gücü değeri 84,2 dB'dir. Bu ölçüme ait gürültü haritası Şekil 4.3'de gösterilmiştir. 2500 dev/dak'lık sabit motor devrinde 86. grid noktasının bulunduğu düzleme denk gelen bölgenin vektörel olarak dizel motorda karşılık geldiği parça krank şaftı olup, aşağıdaki Şekil 4.4'de gösterilen negrofram grafiğinde kolaylıkla gözlemlenebilmektedir. Krank şaftında tespit edilen gürültünün krank mili bölgesiyle ilişkili güç aktarım organlarının varlığından kaynaklanabileceği söylenebilir. İki farklı motor devrine ait bu haritalara göre motor devrinin azalmasıyla gürültü kaynağının yeri değişmemiştir. Sadece ses gücü seviyesi kayda değer şekilde azalmıştır. Sonuç olarak, iki farklı motor devrinde ve sabit yüklemede yapılan bu ölçümlerde, dizel motorun sol yan yüzeyi için elde edilen gürültü haritalarının analizinde tespit edilen gürültü kaynağının yeri krank şaftı olmuştur.

10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
30	29	28	27	26	25	24	23	22	21
31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
50	49	48	47	46	45	44	43	42	41
51	52	53	54	55	56	57	58	59	60
70	69	68	67	66	65	64	63	62	61
71	72	73	74	75	76	77	78	79	80
90	89	88	87	86	85	84	83	82	81
91	92	93	94	95	96	97	98	99	100

Şekil 4.1. Motorun sol yan yüzeyindeki grid numaralandırma sırası ve ölçüm yönü



Şekil 4.2. 100 Nm yüklemede ve 2500 dev/dak devirde motorun sol yan yüzeyinin gürültü haritası



Şekil 4.3. 100 Nm yüklemede ve 1500 dev/dak'da motorun sol yan yüzeyinin ses yoğunluğu haritası



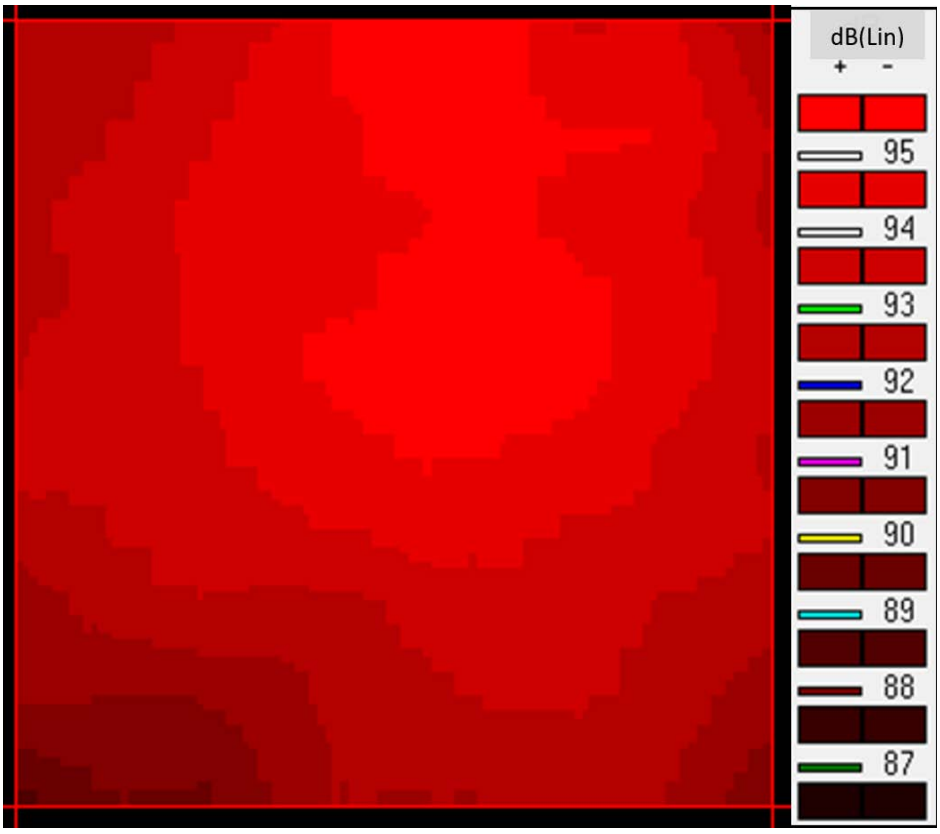
Şekil 4.4. 100 Nm yüklemede ve 2500 dev/dak'da motorun sol yan yüzeyinin negrofram haritası

4.2.2. Dizel motorun üst yüzeyinin gürültü haritaları

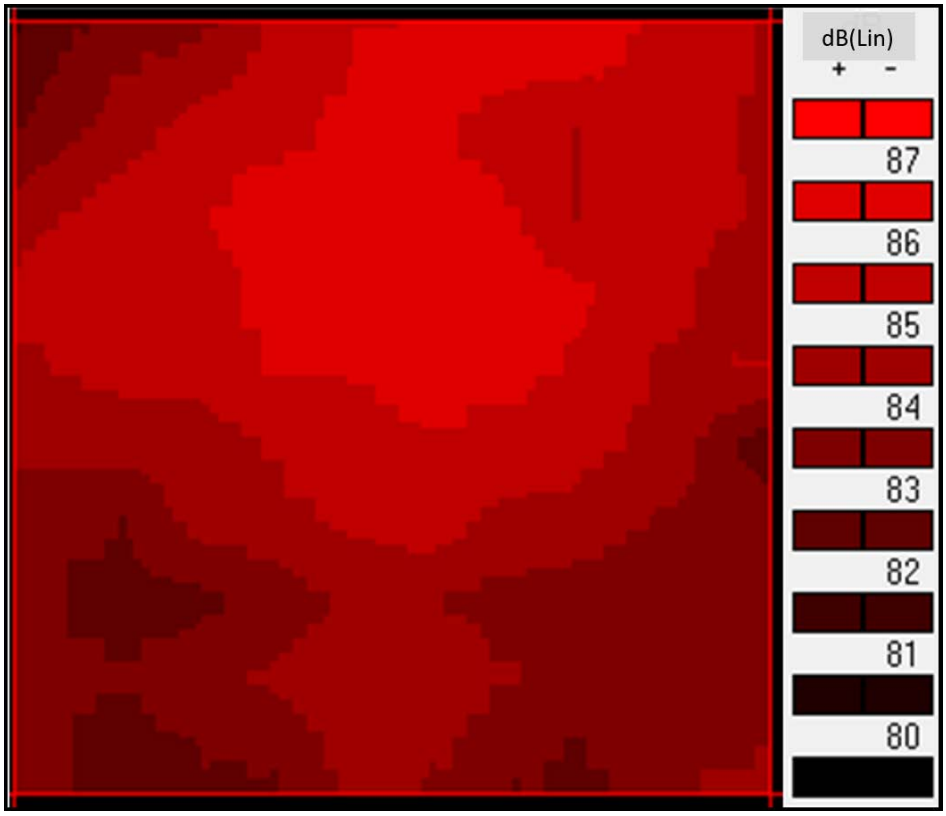
Dizel motorunun üst yüzeyi için 2500 dev/dak sabit motor devrinde ve 100 Nm'lik yüklemede ölçülen maksimum ses gücü değeri 95,5 dB'dir. Bu değer noktasaldır ve motorun fiziksel ses gücü düzeyini belirtmesi açısından lineer ağırlıklı ifade edilen değerdir. Motorun üst yüzeyinde numaralandırılmış grid noktaları arasında en yüksek ses gücü değeri Şekil 4.5'de gösterilen 56. ve 85. grid noktalarında ölçülmüştür. Bu grid noktası aşağıda ki Şekil 4.6'da gösterilen gürültü haritasında hot spot olarak tabir edilen en yüksek gürültü düzeyinin meydana geldiği bölgeleri ifade eder. Yine aynı şekilde dizel motorun üst yüzeyi için 1500 dev/dak'lık sabit motor devrinde ve 100 Nm'lik yüklemede ölçülen maksimum ses gücü değeri 84,3 dB'dir. Bu ölçüme ait gürültü haritası Şekil 4.7'de gösterilmiştir. 2500 dev/dak'lık sabit motor devrinde 56. ve 85. grid noktalarının bulunduğu düzleme denk gelen bölgelerin vektörel olarak dizel motorda karşılık geldiği parça valf kapaklarına ait bölge olup, aşağıdaki Şekil 4.8'de gösterilen negroframm grafiğinde kolaylıkla gözlemlenebilmektedir. Valf kapağında tespit edilen gürültünün külbütör kolunun sallanma hareketlerinden dolayı meydana geldiği ve emme subap itici grubundan kaynaklanabileceği söylenebilir. İleriki bölümlerde emme subap itici grubunun frekans analizinden ayrıntılı bir şekilde bahsedilmiştir. Özetlemek gerekirse, iki farklı motor devrine ait bu haritalara göre motor devrinin azalmasıyla gürültü kaynağının yeri değişmemiştir. Sadece ses gücü seviyesi kayda değer şekilde azalmıştır. Sonuç olarak, iki farklı motor devrinde ve sabit yüklemede yapılan bu ölçümlerde, dizel motorun üst yüzeyi için elde edilen gürültü haritalarının analizinde tespit edilen gürültü kaynağının yeri emme subap itici grubu olmuştur.

91	92	93	94	95	96	97	98	99	100
90	89	88	87	86	85	84	83	82	81
71	72	73	74	75	76	77	78	79	80
70	69	68	67	66	65	64	63	62	61
51	52	53	54	55	56	57	58	59	60
50	49	48	47	46	45	44	43	42	41
31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
30	29	28	27	26	25	24	23	22	21
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
10	9	8	7	6	5	4	3	2	1

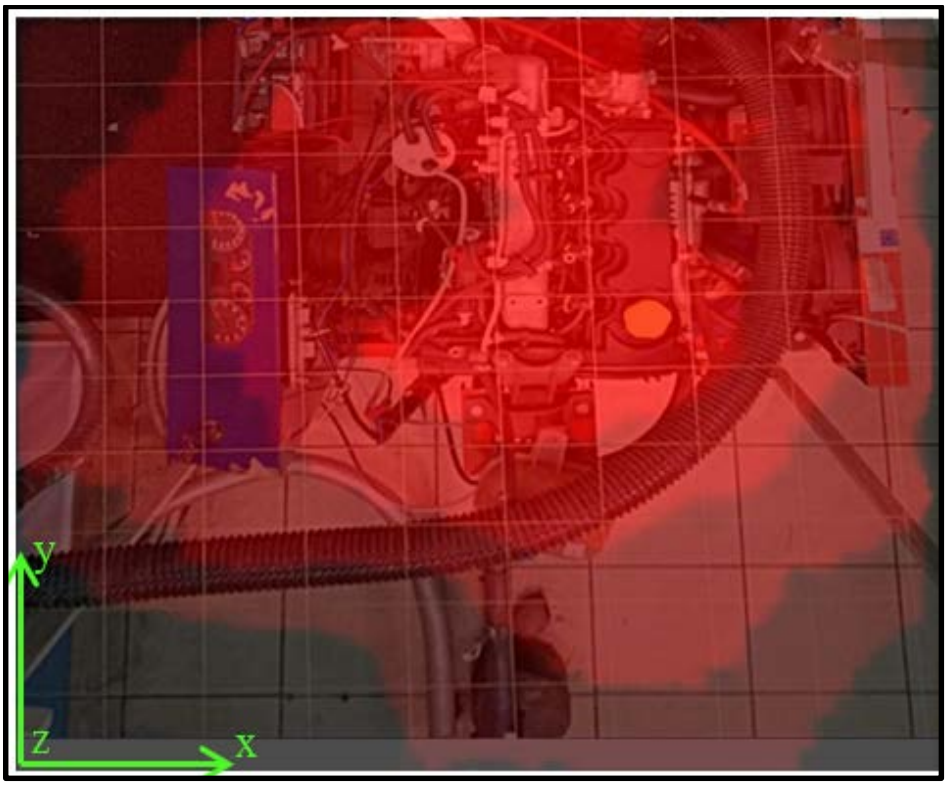
Şekil 4.5. Motorun üst yüzeyindeki grid numaralandırma sırası ve ölçüm yönü



Şekil 4.6. 100 Nm yüklemede ve 2500 dev/dak'da motorun üst yüzeyinin gürültü haritası



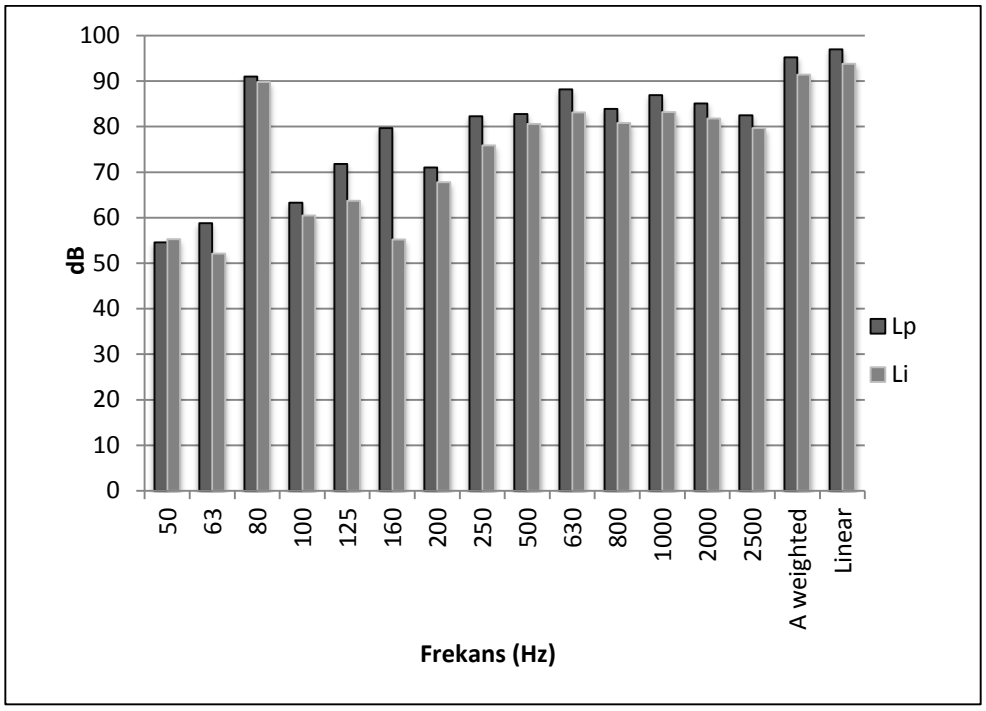
Şekil 4.7. 100 Nm yüklemede ve 1500 dev/dak'da motorun üst yüzeyinin gürültü haritası



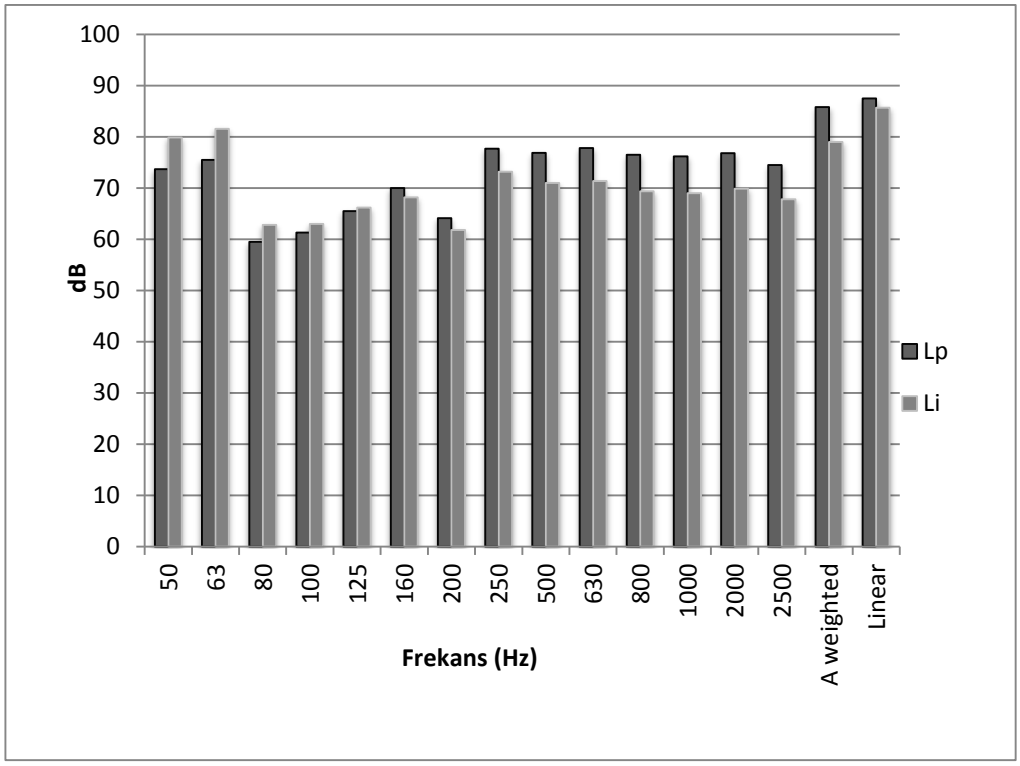
Şekil 4.8. 100 Nm yüklemede ve 2500 dev/dak'da motorun üst yüzeyinin negrofram haritası

4.3. Gürültü Ölçümlerinin Spektrum Analizi

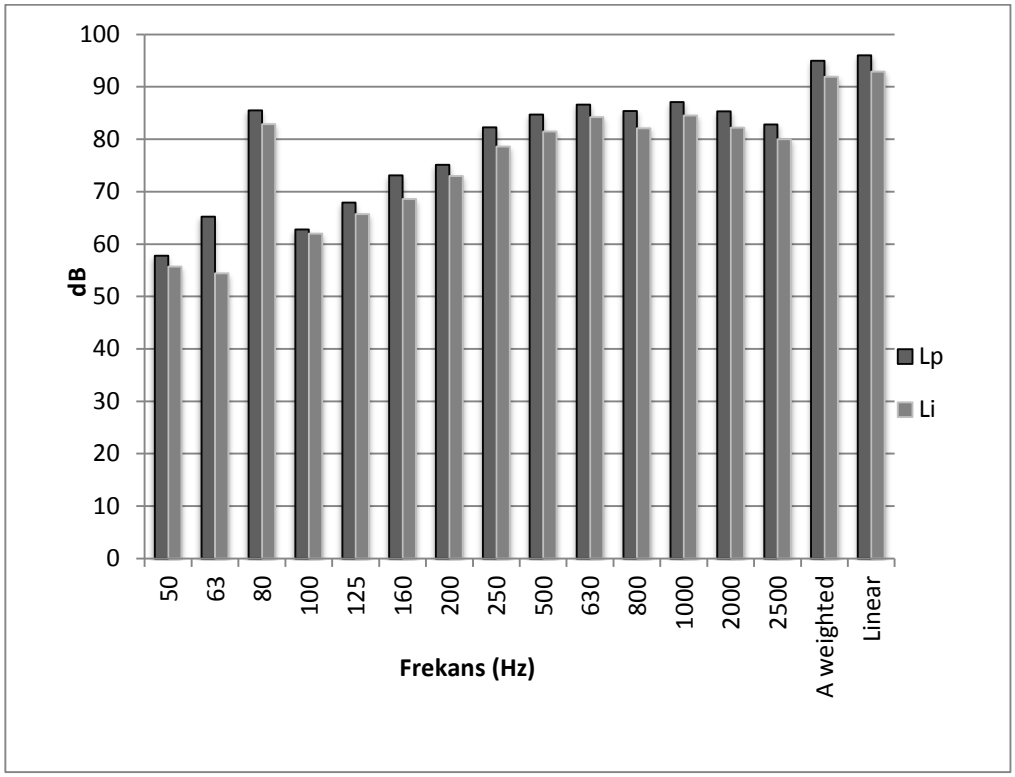
Bu bölümde ISO 9614-2 yöntemine göre yapılan ölçüm sonuçlarının kıyaslanması ve izgesel çözümleme ile değerlendirilmesi sunulmuştur. Bu yöntemle elde edilen ses basıncı ve ses yoğunluğu değerleri, aşağıda ilgili grafiklerde gösterilmiştir. Şekil 4.9, Şekil 4.10, Şekil 4.11 ve Şekil 4.12'de farklı motor devirlerinde, motorun hem üst ve hem de sol yan yüzeylerinde ki ses basıncı ile ses yoğunluğu değerlerinin karşılaştırılması verilmiştir. Değerler 50 Hertz ile 2500 Hertz arasındaki frekans bandını kapsamaktadır ve pik frekanslar bu grafiklerde görülebilmektedir. Ayrıca insan kulağının duyarlı olduğu A ağırlıklı ses seviyesi ile motorun fiziksel gücünü sunan lineer ağırlıklı ses seviyesi de grafiklerde gösterilmiştir. Bu grafikleri değerlendirebilmek için kritik frekanslara izgesel analiz ile ulaşabilmemiz gerekir. Bundan dolayı yapılacak çalışma ilk olarak kritik frekanslara denk gelen gürültü kaynakları üzerine yoğunlaşmaktır. Aşağıdaki grafiklerde gösterilen motor devrine göre ses yoğunluk ve basınç düzeyleri, gürültüye katkıda bulunan kritik frekanslara göre yorumlanmıştır. Yoğunluk ve basınç değerleri arasında kayda değer bir fark olmadığından, kullandığımız standart vektörel ses yoğunluğu yöntemi olduğundan ses yoğunluk değerleri temel alınmıştır.



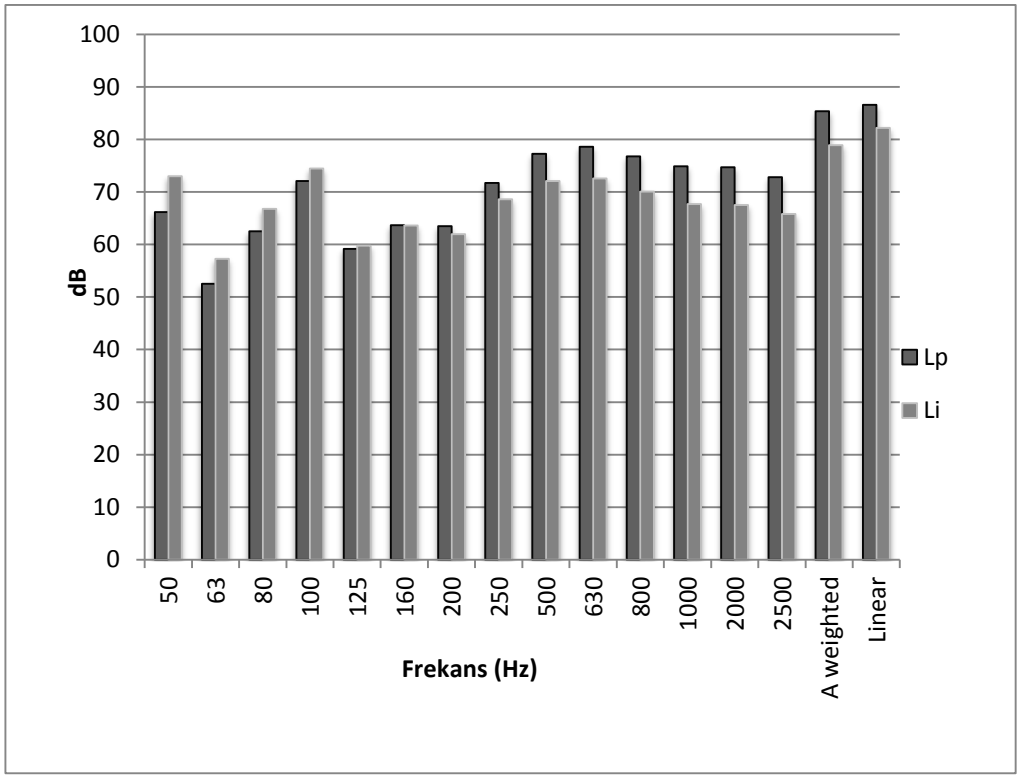
Şekil 4.9. 2500 dev/dak'da ve 100 Nm yüklemede motorun üst yüzeyinin ses basıncı seviyeleri(Lp) ile ses yoğunluğu seviyeleri(Li)



Şekil 4.10. 1500 dev/dak'da ve 100 Nm yüklemede motorun üst yüzeyinin ses basıncı seviyeleri(Lp) ile ses yoğunluğu seviyeleri(Li)



Şekil 4.11. 2500 dev/dak'da ve 100 Nm yüklemede motorun sol yan yüzeyinin ses basıncı seviyeleri(Lp) ile ses yoğunluğu seviyeleri(Li)



Şekil 4.12. 1500 dev/dak'da ve 100 Nm yüklemede motorun sol yan yüzeyinin ses basıncı seviyeleri(Lp) ile ses yoğunluğu seviyeleri(Li)

Grafikler incelendiğinde test çevresi içerisinde dizel motorun ses basınç seviyeleri ile ses yoğunluğu değerleri arasında farklılıklar gözlemlenmiştir. Bunun tam olarak nedeni ise deneylerin gerçekleştirildiği motor test laboratuvarındaki ortam koşullarıdır. Yani test odasında akustik yalıtım malzemelerinin kullanılmamış olması ve duvardaki yönelme faktörlerinden kaynaklanan durumlardan dolayı oluşan akustik etkiler ses basınç seviyesi değerlerinin ses yoğunluğu değerlerine göre biraz daha yüksek veya düşük çıkmasına neden olmuştur. Ses basınç değerlerinin yüksek çıkmasının nedeni arka plan gürültüsünün ortamdaki dalgalanmaları olabilir (Aliabadi ve diğ., 2013). Bununla birlikte uygun ortam koşullarında ve gürültü kaynağından belli uzaklıklarda ses basınç değerlerinin ses yoğunluk değerleriyle aynı olacağı kesindir. Yukarıda Şekil 4.9 ve 4.11'de gösterilen grafiklerde, 2500 dev/dak'da çalışan dizel motorda 80 Hertz'lik frekanstaki ses basıncı ve ses yoğunluğu değerlerinin seviyesi diğer frekanslardaki ses basıncı ve ses yoğunluğu değerlerinin seviyesine göre yüksek çıktığı görülmektedir. Bunun nedeni ise motorun 2500 dev/dak'da ki ateşleme frekansından kaynaklanmaktadır. Bilindiği üzere, dört silindirli motorda yalnızca krank milinin her iki kere dönmesi ile iki silindirde ateşleme gerçekleşir.

Bundan dolayı, ölçüm yaptığımız dizel motordaki ateşleme frekansına ulaşabilmek için ilk olarak motorun saniyedeki devir sayısına gelen frekansını bulmamız gerekir. 2500 dev/dak'lık sabit devirde çalışan motorun saniyedeki devir sayısı(d/s) 2500/60 = 41,6 Hertz olarak bulunur. Aynı zamanda krank milinin iki tam tur dönmesinden dolayı iki silindirde ateşleme gerçekleşeceği için 41,6 x 2 = 83,3 Hertz dört silindirli dizel motorun 2500 dev/dak'lık sabit motor devrindeki baskın ateşleme frekansı olarak bulunur. 1/3 Oktav bandı merkez frekansında bu değer ise 80 Hertz' e tekabül etmektedir. 80 Hertz' e karşılık gelen değerler aşağıda ki Tablo 4.5'de gösterilmiştir. Bu tabloya göre motorun 80 Hertz deki ateşleme frekansı, motorun üst yüzeyinde 67,3 dB(A) ses gücü düzeyine denk gelirken, motorun sol yan yüzeyi için 60,4 dB(A) ses gücü düzeyine denk gelmektedir.

Tablo 4.5. 2500 dev/dak'lık sabit devirde motorun 80 hertzlik yanma frekansındaki ortalama Lw, Li ve Lp değerlerinin yüzeylere göre dağılımı

Yüzey	**Hz**	**Lw-dB(A)**	**Li-dB**	**Lp-dB**
Üst	80	-67,3	-89,8	91,0
Sol Yan	80	-60,4	-82,9	85,5

Yukarıda şekil 7.10 ve 7.12'de gösterilen grafiklerde, 1500 dev/dak'da çalışan dizel motorda 50 Hertz'lik frekanstaki ses basıncı ve ses yoğunluğu değerlerinin seviyesi diğer frekanslardaki ses basıncı ve ses yoğunluğu değerlerinin seviyesine göre biraz daha yüksek çıktığı görülmektedir. Yine bu durum, test motorunun 1500 dev/dak'da ki ateşleme frekansından kaynaklanmaktadır. Daha önce anlattığımız gibi, 1500 dev/dak'lık sabit devirde çalışan motorun saniyedeki devir sayısı(d/s) 1500/60 = 25 Hertz olarak bulunur. Aynı zamanda krank milinin iki tam tur dönmesinden dolayı iki silindirde ateşleme gerçekleşeceği için 25 x 2 = 50 Hertz dört silindirli dizel motorun 1500 dev/dak'lık sabit motor devrindeki baskın ateşleme frekansı olarak bulunur ve bu değer 1/3 oktav bandındaki merkez frekans değeridir. 50 Hertz' e karşılık gelen değerler aşağıda ki Tablo 4.6'da gösterilmiştir. Bu tablolara göre motorun 50 Hertz deki ateşleme frekansı, motorun üst yüzeyinde 49,7 dB(A) ses gücü düzeyine denk gelirken, motorun sol yan yüzeyi için 42,8 dB(A) ses gücü düzeyine denk gelmektedir. Bu analizlere göre iki farklı devirdeki ateşleme frekanslarında en az 10 dB ses gücü düzeyi farkı vardır.

Tablo 4.6. 1500 dev/dak'lık sabit devirde motorun 50 hertzlik yanma frekansındaki ortalama Lw, Li ve Lp değerlerinin yüzeylere göre dağılımı

Yüzey	Hz	Lw-dB(A)	Li-dB	Lp-dB
Üst	50	-49,7	-79,9	73,7
Sol Yan	50	-42,8	-73,0	66,2

Yine bu ses yoğunluğu değerlerinin bulunduğu grafiklerden dizel motorun emme ve egzoz subap frekansı ile ilgili yorum yapabiliriz. Bunun için farklı devirlerde çalıştırılan dizel motorun subap frekanslarını bulmak gerekecektir. Öncelikli olarak ölçüm yaptığımız dört silindirli dizel motorda silindir başına düşen valf sayısı iki olmak üzere toplam valf sayısı sekizdir, yani her bir silindirde emme ve egzoz olmak üzere iki valf vardır. Bundan dolayı subap frekanslarına ulaşabilmek için ateşleme frekanslarının silindir başına düşen valf sayısı ile çarpılması gerekecektir. Bu duruma göre 2500 dev/dak'lık sabit motor devrindeki subap frekansı 83,3 x 2 = 166,6 Hertze denk gelirken, 1500 dev/dak'lık sabit motor devrinde ise 50 x 2 = 100 Hertze denk gelecektir. 1/3 Oktav bandı merkez frekanslarına tekabül eden 100 ve 160 Hertz'lik frekans değerlerine karşılık gelen dB düzeyleri aşağıda ki Tablo 4.7 ve Tablo 4.8'de, ilgili frekanslara denk gelen gürültü kaynakları ise Tablo 4.9'da gösterilmiştir.

Tablo 4.7. 2500 dev/dak'lık sabit devirde motorun 160 hertzlik subap frekansındaki ortalama Lw, Li ve Lp değerlerinin yüzeylere göre dağılımı

Yüzey	Hz	Lw-dB(A)	Li-dB	Lp-dB
Üst	160	-41,8	-55,2	79,7
Sol Yan	160	-55,2	-68,6	73,1

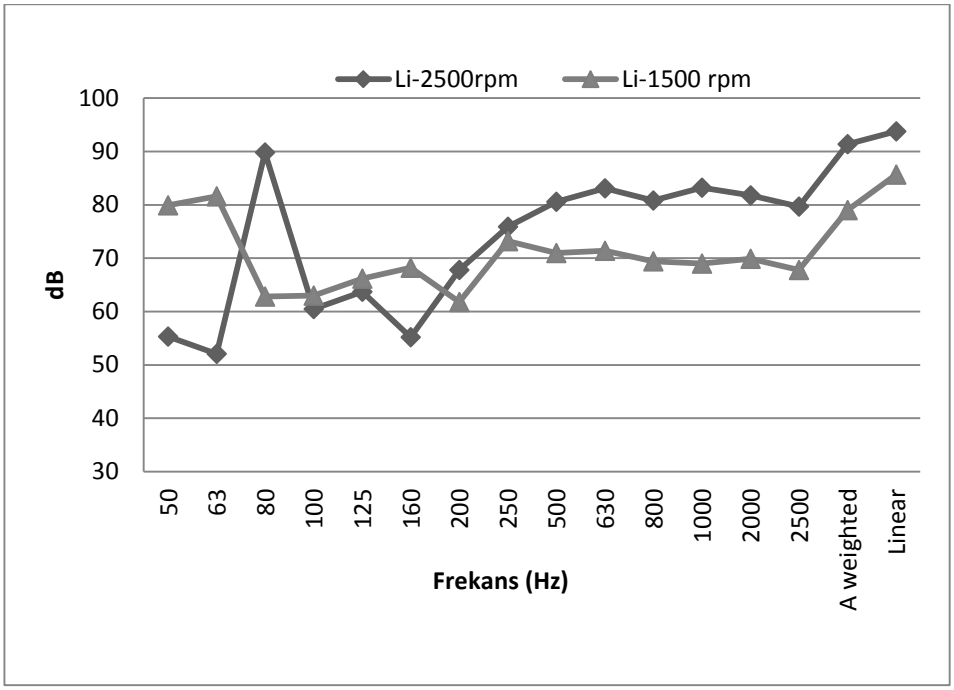
Tablo 4.8. 1500 dev/dak'lık sabit devirde motorun 100 hertzlik subap frekansındaki ortalama Lw, Li ve Lp değerlerinin yüzeylere göre dağılımı

Yüzey	Hz	Lw-dB(A)	Li-dB	Lp-dB
Üst	100	-43,9	-63,0	61,3
Sol Yan	100	-55,4	-74,5	72,1

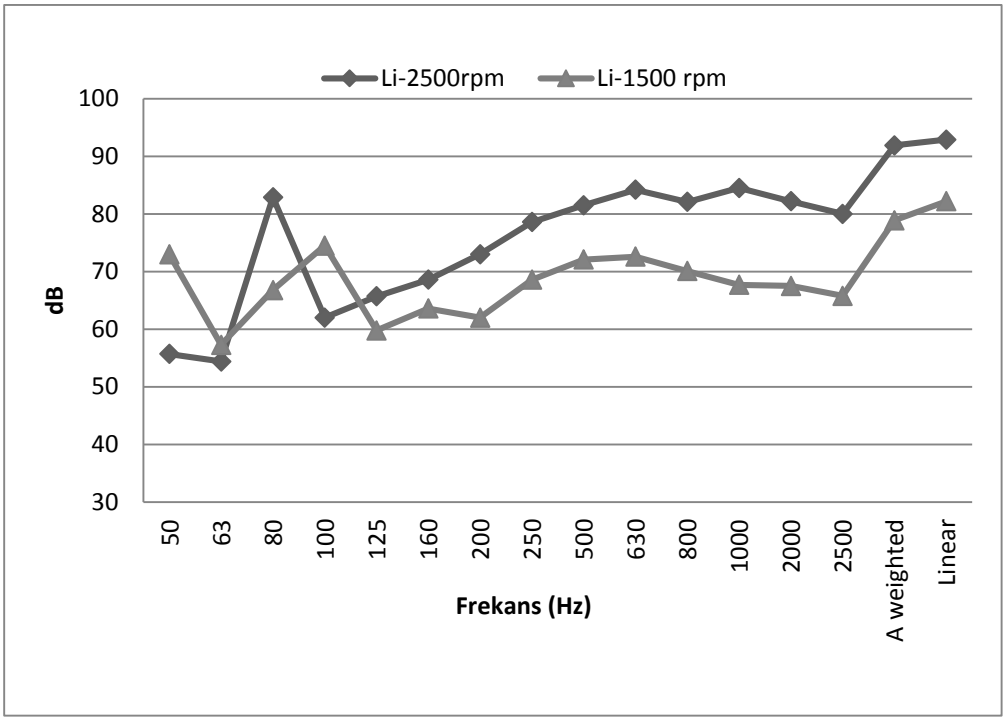
Tablo 4.9. Farklı devirlere denk gelen pik merkez frekanslar ve ilişkili gürültü kaynakları

Pik Merkez Frekanslar(Hz)	Gürültü Kaynakları
50 Hz	1500 dev/dak motor ateşleme frekansı
80 Hz	1500 dev/dak motor subap frekansı
100 Hz	2500 dev/dak motor ateşleme frekansı
160 Hz	2500 dev/dak motor subap frekansı

Ayrıca aşağıda Şekil 4.13 ile Şekil 4.14'de 1500 dev/dak ile 2500 dev/dak'lık sabit motor devirlerinde sadece ses yoğunluğu değerleri kıyaslanmıştır. Bu sonuçlardan motor devrinin artmasıyla ses yoğunluğu ve ses basıncı değerlerinin de aynı oranlarda yükseldiği gözlemlenmiştir. Genel anlamda grafikler incelendiğinde ses yoğunluğu değerlerinin her iki devirde de frekanslarla orantılı olarak lineer bir artış yaptığı gözlemlenmiştir, buradan da motor komplesinin bu frekanslarla çalıştığını göstermektedir. Yine motordaki ateşlemenin etkisiyle ses yoğunluğu değerlerinin motorun iki yüzeyinde ateşleme frekanslarını aniden yükseltmesi bu lineer grafiklerde doğrunun doğrusal gidişatını bozan kritik noktalardandır. Ayrıca bu grafikler değişen motor devirleriyle, ses yoğunluğu değerlerinin uyumlu bir şekilde değiştiğini göstermektedir.



Şekil 4.13. İki farklı motor devrinde motorun üst yüzeyinin ses yoğunluğu değerlerinin karşılaştırılması



Şekil 4.14. İki farklı motor devrinde motorun sol yan yüzeyinin ses yoğunluğu değerlerinin karşılaştırılması

Aşağıdaki Tablo 4.10'da özet olarak ses gücü değerleri A ağırlıklı ve Lineer olarak sunulmuştur. Bu tabloya göre ortalama sonuçlarda motorun hem lineer hem de A ağırlıklı ses gücü değerleri devir artışıyla artmıştır. Ortalama sonuçlara bakıldığında, insan kulağının algıladığı gürültü seviyesine göre en yüksek devirde yani 2500 dev/dak için motorun sol yan yüzeyi 91,9 dB değerine sahipken, üst yüzey 91,4 dB değerine sahiptir. Devir 1500 dev/dak'ya düşürüldüğünde ise motorun sol yan yüzeyi 78,9 dB değerine sahipken, üst yüzey 79,0 dB değerine sahiptir. Genel anlamda yine ortalama sonuçlardan da devir sayısının azalmasıyla ses gücü düzeyinin kayda değer şekilde düştüğü gözlemlenmiştir.

Tablo 4.10. Farklı motor devirlerinde, motorun iki farklı yüzeyinin A ağırlıklı ve lineer ağırlıklı olmak üzere ortalama ses gücü değerleri

Devir/Dakika (dev/dak)	**Sound Power- dB(A)**	**Sound Power- Lineer**
Sol yan @1500 dev/dak	-78,9	-78,9
Sol yan @2500 dev/dak	-91,9	-92,9
Üst @1500 dev/dak	-79,0	-85,7
Üst @2500 dev/dak	-91,4	-93,8

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Ses yoğunluk ölçümleri, gürültü kaynağı olan dizel motor üzerindeki vibro akustik kaynakları tanımlamak ve gürültü kaynaklarının yerini tespit etmek için gerçekleştirilmiştir. Bunun için ses gücü seviyeleri tespit edilmiş ve elde edilen gürültü haritaları yorumlanmıştır. 100 Nm'lik sabit yüklemede, iki farklı motor devri kullanılarak sonuçların kıyaslanması sağlanmıştır, böylece gürültü kaynağı olan dizel motorun net bir şekilde farklı çalışma şartları ile değişen gürültü karakteristiği analiz edilmiştir. Dizel motorun ayrıca iki farklı yüzeyi ölçülerek, her bir yüzeyin motor gürültüsüne katkısının farklı olduğu anlaşılmıştır. Öncelikli olarak 1/3 oktav bandı frekanslarına göre elde edilen ses gücü değerleri, motor yüzeyinde ki gürültü yayılımının anlaşılabilmesi için analiz edilmiştir. Bunun için hesaplanan frekansın 1/3 oktav bandında ilgili aralığa düşmesi sağlanmıştır. Ortalama sonuçlara bakıldığında, insan kulağının algıladığı gürültü seviyesine göre en yüksek devirde yani 2500 dev/dak için motorun sol yan yüzeyi 91,9 dB değerine sahipken, üst yüzeyin 91,4 dB değerine sahip olduğu gözlemlenmiştir.

Elde edilen bu genel sonuçlardan sonra motorun kritik frekanslarına odaklanılmış ve farklı devirlerde elde edilen ses yoğunluğu – frekans, ses basıncı-frekans grafikleri yorumlanmıştır. Bu kritik frekanslar motorun ateşleme frekansı ile emme ve egzoz subap frekansları olmuştur. Bu frekanslar tespit edildikten sonra kaç dB düzeyinde bir ses gücü seviyesine sahip olduğu A ağırlıklı olarak belirtilmiştir. Önce motorun farklı devirler de karşılık geldiği ateşleme frekansları elde edilmiştir. Bu frekanslar grafiklerde kendini kayda değer bir şekilde göstermektedir. 2500 dev/dak'da motorun ateşleme frekansı daha önceki bölümde anlatıldığı gibi 80 hertz olarak bulunmuştur. Bu ateşleme frekansında, motorun üst yüzeyinde A ağırlıklı olarak algılanan ses gücü düzeyi 67,3 dB olarak bulunurken, motorun sol yan yüzeyinde 60,4 dB olarak bulunmuştur. Yine aynı şekilde 1500 dev/dak için ateşleme frekansı 50 hertz olarak bulunmuştur. Bu ateşleme frekansında, motorun üst yüzeyinde A ağırlıklı olarak algılanan ses gücü düzeyi 49,7 dB olarak bulunurken, motorun sol yan yüzeyinde 42,8 dB olarak bulunmuştur. Ateşleme frekansı için iki ayrı motor

devrinde en az 10 dB(A) ses gücü düzeyi farkı olduğu sonuçlardan anlaşılmıştır. Ateşleme frekansından sonra emme ve egzoz subap frekansları değerlendirilmiştir. 1500 dev/dak'lık devir için emme ve egzoz subap frekansı 100 Hertze denk gelirken, 2500 dev/dak'lık devir için bu değer 160 Hertz olarak hesaplanmıştır. Yine değerleri verecek olursak, 1500 dev/dak'lık sabit motor devrinde emme ve egzoz subap frekansı 100 Hertze denk gelen motorun sol yan yüzeyinde ölçülen değer A ağırlıklı olarak 55,4 dB iken üst yüzeyinde 43,9 dB'dir. Yine aynı şekilde, 2500 dev/dak'lık sabit motor devrinde emme ve egzoz subap frekansı 160 Hertze denk gelen motorun sol yan yüzeyinde ölçülen değer A ağırlıklı olarak 55,2 dB iken üst yüzeyinde 41,8 dB(A)'dir. Böylece dizel motorun kritik frekansları yorumlanmıştır.

Son olarak dizel motorun gürültü haritası değerlendirilmiştir. Yine sabit yüklemede ve iki farklı yükte motorun sol yan ve üst yüzeylerinin ISO 9614-2 standartlarına göre ses yoğunluğu haritaları çıkarılmıştır. Dizel motorun 2500 dev/dak'lık motor devrinde sol yan yüzeyinde ölçülen tüm grid noktaları arasındaki en yüksek noktanın maksimum ses gücü değeri 95,2 dB çıkmıştır, aynı ölçümler 1500 dev/dak'lık sabit devirde aynı nokta için 84,2 dB değerini vermiştir. Bu nokta hot spot noktasıdır, devrin düşmesiyle yeri değişmemiştir ve gürültü haritasında hot spot olarak tabir edilen en yüksek gürültü düzeyinin meydana geldiği bölgeleri ifade eder. Bu bölgelerin motorun sol yan yüzeyinde krank şaftına ait bölgeler olduğu negrofram grafiklerinde gösterilmiştir. Krank şaftında tespit edilen gürültünün krank mili bölgesiyle ilişkili güç aktarım organlarının varlığından kaynaklanabileceği söylenebilir. Dizel motorun üst yüzeyindeki gürültü haritası için 2500 dev/dak'lık motor devrinde ölçülen tüm grid noktaları arasındaki en yüksek noktanın maksimum ses gücü değeri 95,5 dB çıkmıştır, aynı ölçümler 1500 dev/dak'lık devirde aynı nokta için 84,3 dB değerini vermiştir. Bu bölge motor üst yüzeyinde valf kapaklarına ait bölgeler olduğu negrofram grafiklerinde gösterilmiştir. Valf kapağında tespit edilen gürültünün külbütör kolunun sallanma hareketlerinin meydana geldiği ve emme subap itici grubundan kaynaklanabileceği düşünülmüştür. Böylece gürültü haritaları ile gürültü kaynaklarının yerleri tespit edilmiştir ve nasıl oluştuğu yorumlanmıştır.

Tüm yapılan bu testlerden sonra gürültü kaynağını tanımlamak için kullanılan ses yoğunluğu yönteminin pratik ve kesin bir yöntem olduğunu rahatlıkla söyleyebiliriz. Yoğunluk haritaları ile gürültü kaynaklarının detaylı resmi çıkarılmıştır. Daha kaliteli ve kusursuz gürültü haritaları elde edebilmek için test odasının akustik bir odaya dönüştürülmesi veya kaynağa yakın yüzeylerde uygun yalıtım malzemesinin kullanımı akustik performansı geliştirecektir. Aynı zamanda ölçüm yüzeyindeki grid sayısının arttırılması gürültü haritalarının çözünürlük kalitesini de o oranda arttıracaktır. Bununla birlikte daha hızlı ve pratik bir ses yoğunluğu ölçümü istiyorsak tarama yöntemi uygulanabilir veya kamera destekli ses yoğunluğu ölçüm cihazları kullanılabilir. Ses yoğunluğu ölçümüyle ses kaynaklarını tespit edilip tanımlayabilirsek, hangi tasarım değişikliğinin donanım tarafından yayılan sesi azaltması için uygun olduğunu anlayabiliriz ve tasarımda değişikliklere gidebiliriz. Dizel motor üzerinde yapılan bu çalışmalardan sonra gürültü kontrol stratejileri kullanılarak yapılacak gürültü azaltma yöntemleri, motorda yapılacak modifikasyonlarla gerçekleştirilebilir. Ses mühendislerinin ileride bu bölgelerde yapacağı modifikasyonlar ile dizel motor için gürültü kontrolünü sağlanmış olur.

KAYNAKLAR

Aktürk N., Akdemir O., Üzkurt İ., Trafik Işık Sürelerinin Neden Olduğu Çevresel Taşıt Gürültüsü, *Müh. Mim. Fak. Dergisi*, 2003, **18**(1), 71-87.

Aliabadi M., Empirical Study of Noise Characteristics of Typical Centrifugal Fan Based on Special Quantities Using Sound Intensity Based Method, *Jundishapur Journal of Health Sciences,* 2014, **6**(2), 289-297.

Aliabadi M., Golmohammadi R., Mansoorizadeh M., Khotanlou H., Hamadani A. O., An empirical technique for predicting noise exposure level in the typical embroidery workrooms using artificial neural networks, *Applied Acoustics*, 2013, **74**(3), 364-374.

Archer G., New EU Vehicle Noise Limits, Transport Environment, http://www.transportenvironment.org/publications/new-eu-vehicle-noise-limits-0/ (Ziyaret tarihi: 30 Mart 2015).

Aura M., Lamula L., Saarinen K., Saine K., Rankıng Of Partıal Noise Sources And Noise Control Measures, *14th International Congress on Sound Vibration*, Australia, 9-12 July 2007.

Ballou G., *Handbook for Sound Engineers*, 4th ed., Focal Press, Oxford, 2008.

Batel M., Marroquin M., Hald J., Christensen J. J., Schuhmacher A. P., Nielsen T. G., Noise Source Location Techniques – Simple to Advanced Applications, *Sound and Vibration*, 2003, **37**(3), 24-28.

Boer L.C., Schroten A., Traffic noise reduction in Europe, *CE Delft*, 07.4451.27, 15-16, 2007.

Crocker M. J., Arenas J. P., Fundamentals of the Direct Measurement of Sound Intensity and Practical Applications, *Acoustıcal Physics*, 2003, **49**(2), 163-175.

Elliot S. J., Errors in Acoustic Intensity Measurements, *Journal of Sound and Vibration*, 1981, **78**(3), 439-443.

Feng Z., Xi J., Wang G., Wang F., Vibration and noise source identification methods for a diesel engine, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2015, **29**(1), 181-189.

Ginn K. B., Gade S., Sound intensity measurements inside a motor vehicle, *Brüel & Kjaer*, DOI: 10.1504/IJVNV.

Guarinoni M., Ganzleben C., Murphy E., Jurkiewicz K., Towards A Comprehensive Noise Strategy, *Policy Department Economic and Scientific Policy - European Parliament*, PE 492.459, 14-20, 2012.

Güney A., *Taşıtlarda Titreşim ve Gürültü Ders Notları*, İTÜ Makina Fakültesi, İstanbul, 2002.

Hald J., Jakob M., Jesper G., Efficient Interior NSI based on various beamforming methods for overview and conformal mapping using SONAH holography for details on selected panels, *SAE Technical Paper*, DOI: 10.4271/2007-01-2276.

Hansen, C. H., *Solutions to Example Problems in Engineering Noise Control*, 2nd ed., Causal Systems, Australia, 2003.

ISO 9614-1, Determination of Sound Power Levels Of Noise Sources Using Sound Intensity: Measurement at discrete points, *International Organization for Standardization*, 1994.

ISO 9614-2, Determination of Sound Power Levels Of Noise Sources Using Sound Intensity: Measurement by scanning, *International Organization for Standardization*, 1994.

ISO 9614-3, Determination of Sound Power Levels Of Noise Sources Using Sound Intensity: Precision method for measurement by scanning, *International Organization for Standardization*, 1994.

İnalpolat, M., Determination of Vibro-acoustical Behavior of Plates by Intensity Methods, Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2004, 153226.

Jun Hong Z., Bing H., Analysis of engine front noise using sound intensity techniques, *Mechanical Systems and Signal Processing 19*, USA, 5 May 2004.

Lawrence E. K., Austin R. F., *Fundamentals of Acoustics*, 4th ed., Wiley, New York, 1999.

Möser M., *Engineering Acoustics*, 1st ed., Springer, Berlin, 2004.

Oh K. S., Lee S. K., Kim S. J., Identification and reduction of noise from axles in a passenger vehicle, *Noise Control Engineering Journal*, 2008, **56**(5), 332-341.

Özgüven H., *Gürültü Kontrolü: Endüstriyel ve Çevresel Gürültü*, 1. Basım, Türk Akustik Derneği, Ankara, 2008.

Söderback M., Determınatıon Of Sound Power Levels Usıng Sound Intensıty, M.Sc. Thesis, Vaasan Ammattıkorkeakoulu University Of Applied Scıences, Denmark 2009.

Steven H., Minderungspotenziale beim Straßenverkehrslärm, *Zeitschrift für Lärmbekämpfung*, 2001, **48**(3)., 322–342.

Subbarao K.V., Ramji K., Sarcar M. M. M., Prediction of Noise in a Diesel Engine Using Sound Intensity Mappings, *International Journal of Engineering Science and Technology (IJEST)*, USA, 1 June 2014.

Sørensen M., Hvidberg M., Andersen Z. J., Nordsborg R. B., Lillelund K. G., Jakobsen J., Road traffic noise and stroke: a prospective cohort study, *European Heart Journal*, 2011, **32**(6), 737-744.

Talotte C., Gautier P.E., Thompson D. J. Hanson C., Identification, Modeling and Reduction Potential of Railway Noise Sources: a Critical Survey, *Journal of Sound and Vibration*, 2003, **267**(3), 447-468.

Taghizadeh A., Ghobadian B., Tavakoli T., Mohtasebi S. S., Vibration analysis of a diesel engine using biodiesel and petrodiesel fuel blends, *Fuel*, 2012, **102**, 414-422.

Upton R., Haddad K., Sorensen J., Conformal mapping techniques for consumer products, *Sound and Vibration*, 2008, **42**(7), 8-11.

URL-1:http://www.acoustic-glossary.co.uk/sound-power.htm, (Ziyaret Tarihi: 16 Nisan 2015).

URL-2:http://www.sengpielaudio.com/TableOfSoundPressureLevels.htm, (Ziyaret Tarihi: 18 Nisan 2015).

URL-3:http://cafefoundation.org/v2/pdf_tech/Noise.Technologies/PAV.Sound.B&K.Primer.pdf., (Ziyaret Tarihi: 19 Nisan 2015).

URL-4:https://courses.cit.cornell.edu/psych431_nbb421/student2002/acj22/sounds.htm, (Ziyaret Tarihi: 23 Nisan 2015).

URL-5:http://www.silencertalk.com/standards.htm, (Ziyaret Tarihi:29 Nisan 2015).

URL-6:http://digital.ni.com/public.nsf/allkb/FCE0EC0A6B193A028625722E006DE298, (Ziyaret Tarihi: 30 Nisan 2015).

URL-7:http://www.schoolphysics.co.uk/age16-19/Sound/text/Acoustic_impedance/index.html, (Ziyaret Tarihi: 1 Mayıs 2015).

URL-8:http://en.wikipedia.org/wiki/Acoustic_impedance , (Ziyaret Tarihi: 1 Mayıs 2015).

URL-9:http://www.noise-source-identification.org/noise-control-tools/, (Ziyaret Tarihi: 3 Mayıs 2015).

URL-10:http://www.spinabifidaturkey.com/web/echosounder/echo%20sounder.htm , (Ziyaret Tarihi: 3 Haziran 2015).

URL-11:http://uzmz.blogspot.com.tr/2012/04/frekans-ve-genlik-nedir.html, (Ziyaret Tarihi: 3 Haziran 2015).

URL-12:http://www.celluboryalitim.com/index.php?sayfa=sayfalar&s=86, (Ziyaret Tarihi: 3 Haziran 2015).

URL-13: http://www.nvhwindsor.ca/Courses/9259049/Lecture%201%20Part%202%0January%2030%202012.pdf, (Ziyaret Tarihi: 4 Haziran 2015).

Ver I., Beranek L., *Noise and Vibration Control Engineering Principles and Applications*, Wiley, USA, 2006.

Yalçınkaya K.A., Noise Control of Backhoe Loader, M.Sc. Thesis, Middle East Technical University, Mechanical Engineering Department, 2006.

Yun-peng W., Hai-wei W., Xue-dong L., Test on Automobile Engine Noise Production Sourse and Impact Based on Sound Intensity Method, *2nd Conference on Environmental Science and Information Application Technology*, China, 17-18 June 2010.

KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

[1] **Altıntaş S.**, Çınar A., Küçük T., Yıldırım H., Noise Source Identonfereification Of An Diesel Engine Using Sound Intensity Method, *International Conference On Advances in Mechanıcal Engineering (ICAME)*, İstanbul, 13-15 May 2015.

ÖZGEÇMİŞ

1989 yılında Trabzon'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Bursa'da tamamladı. 2008 yılında girdiği Hitit Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden 2012 yılında Makine Mühendisi olarak mezun oldu. 2013-2014 öğretim yılı başında, Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans öğrenimine başladı. 2014 yılından beri Türk Otomobil Fabrikası A.Ş.' de Tasarım Uzmanı olarak çalışmaktadır.