İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MEGA YATLARDA GÜRÜLTÜ TAHMİNİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Alaz METİN

Anabilim Dalı : **Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği**

Programı : **Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği**

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mustafa İNSEL

HAZİRAN 2010

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MEGA YATLARDA GÜRÜLTÜ TAHMİNİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Alaz METİN
(508071017)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 07 Mayıs 2010
Tezin Savunulduğu Tarih : 09 Haziran 2010

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Mustafa İNSEL (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Doç. Dr. Yalçın ÜNSAN (İTÜ)
Prof. Dr. Deniz ÜNSALAN (PRÜ)

HAZİRAN 2010

ÖNSÖZ

Tezimin her aşamasında bana değerli zamanını ayıran, bilgi, tecrübe ve anlayışıyla destek olan danışmanım Sayın Prof. Dr. Mustafa İNSEL'e, Sayın Y. Doç. Dr. Şebnem HELVACIOĞLU'na, öğrencilik hayatım boyunca beni cesaretlendiren, yardımlarını esirgemeyen Sayın Turhan SOYASLAN'a ve deney sonuçlarını benimle paylaşan SOYASLAN DENİZCİLİK'e teşekkürü bir borç bilirim.

Son olarak hayatımın her aşamasında olduğu gibi eğitim hayatımın bu döneminde de yanımda oldukları, her türlü olanak ve desteği sağladıkları, sabırlı ve anlayışlı tutumları için aileme en içten sevgi ve teşekkürlerimi sunarım.

Haziran 2010

Alaz Metin
Deniz Teknolojisi Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

KISALTMALAR ..... **vii**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **ix**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xi**
SEMBOL LİSTESİ ..... **xiii**
ÖZET ..... **xv**
SUMMARY ..... **xvii**
1. GİRİŞ **1**
2. SES VE GÜRÜLTÜ - TEORİ **3**
2.1 Temel Akustik Bilgisi 3
2.1.1 Sesin karakteristik özellikleri 3
2.1.2 Ses düzeyi 4
2.1.2.1 Ses gücü düzey 5
2.1.2.2 Ses basıncı düzey 6
2.1.2.3 Ses şiddeti düzeyi 6
2.1.3 Frekans analizi ve oktav bantları 6
2.1.4 Ses algısı 9
2.2 Çoklu Ses Kaynakları 12
2.3 Gürültünün Yayılması 13
2.3.1 Hava kaynaklı gürültü 13
2.3.2 Kapalı alanlar 14
2.3.3 Yansıma 14
2.3.4 Yapısal titreşimler 15
2.3.5 Sesin levha üzerinden ışınımı 16
2.4 Akustik İzolasyon 16
2.4.1 Tek duvarlar 17
2.4.2 Çift duvarlar 18
2.4.3 Ses indirgeme endeksinin ölçümü 20
2.4.4 Darbe sonucu gürültü 21
2.4.5 Yanal gürültü taşınımı 22
3. MEGA YATLARDA GÜRÜLTÜ **23**
3.1 Mega Yatlarda Gürültü Kaynakları 23
3.2 Mega Yatlarda Gürültüye Dair Kural ve Kriterler 25
3.3 Mega Yatlarda Gürültü Tahmin Metotları 28
3.3.1 Yarı ampirik yaklaşım 28
3.3.2 Nümerik yaklaşım – İstatistikî enerji analizi 29
4. MEGA YATLARDAKİ GÜRÜLTÜ SEVİYELERİNİN SEA METODU İLE TAHMİNİ **35**
4.1 Örnek Çalışma M/Y Arethusa 35
4.1.1 Genel bakış 35
4.1.2 Üç boyutlu modelleme 37
4.1.3 Gürültü kaynağı modellenmesi 40
4.1.4 İzolasyon modeli 43

4.2 Tahmin ve Ölçüm Sonuçlarının Karşılaştırılması 45
4.2.1 Sönümleme katsayıları karşılaştırmaları 49
4.2.2 Soğurum karakteristikleri karşılaştırmaları 59
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 71
KAYNAKLAR 75
EKLER 77
ÖZGEÇMİŞ 89

KISALTMALAR

ABS : American Bureau of Shipping
atm : Atmosferik basınç
CAD : Bilgisayar destekli tasarım
dB : Desibel
dB (A) : A ağırlıklı desibel
dB (B) : B ağırlıklı desibel
dB (C) : C ağırlıklı desibel
dB (lin) : Lineer desibel
DNV : Det Norske Veritas
hp : Beygir gücü
Hz : Hertz
IMO : Uluslararası denizcilik örgütü
knot : Hız ölçüsü olarak deniz mili
LF : Sönümleme kayıp faktörü
MCR : Maksimum devamlı makine devri
M/Y : Mega yat
NCT : Gürültü control iyileştirmeleri
Pa : Pascal
RINA : The Royal Institution of Naval Architects
RMS : Ortalamaların karesinin değeri
rpm : Dakikada devir sayısı
SEA : İstatistiki enerji analizi
SNAME : Society of Naval Architects and Marine Engineers
St42 : Gemi inşaat çeliği
VIP : Önemli misafir
W : Watt

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : 1/1 ve 1/3 oktav bantları. 9
Çizelge 2.2 : A filtresi düşürme değerleri. 12
Çizelge 3.1 : IMO A 468(XII) gürültü kriterleri 25
Çizelge 3.2 : Klas kuruluşlarının konfor klası kuralları. 26
Çizelge 3.3 : Liman koşullarındaki yatlar için gürültü limitleri. 27
Çizelge 3.4 : Seyir halindeki yatlar için gürültü limitleri. 27
Çizelge 3.5 : Mega yatlar için R_w ses indirgeme değerleri. 28
Çizelge 4.1 : Örnek çalışmanın ana karakteristikleri. 35
Çizelge 4.2 : M/Y Arathusa ana makine özellikleri. 40
Çizelge 4.3 : Ana makine hava kaynaklı gürültü kaynak gücü düzeyleri. 41
Çizelge 4.4 : Ana makine yapı kaynaklı gürültü kaynak gücü düzeyleri.. 42
Çizelge 4.5 : İzolasyon malzemeleri ve malzeme kalınlıkları. 43
Çizelge 4.6 : Seyir testi alt güverte gürültü ölçüm değerleri.. 48
Çizelge 4.7 : Seyir testi ana güverte gürültü ölçüm değerleri 48

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Farklı basınç ve frekanslarda basınç dalgalanmaları 3
Şekil 2.2 : Logaritmik basınç ölçeği 4
Şekil 2.3 : Ses düzeyinin ve karşılık gelen basınç değerlerinin ölçeği 5
Şekil 2.4 : İşitilebilir frekans sınırları 7
Şekil 2.5 : Oktav bantlarına bölünmüş frekans ölçeği 7
Şekil 2.6 : Flütün frekans analizi 8
Şekil 2.7 : İnsanın ses algısı 10
Şekil 2.8 : Eş yükseklik eğrileri 10
Şekil 2.9 : A, B ve C filtreleri için düşürme eğrileri 11
Şekil 2.10 : Ses gücü değişimlerinin toplam ses gücü düzeyine etkileri 13
Şekil 2.11 : Serbest bir alanda sesin hava yollu iletimi 14
Şekil 2.12 : Farklı ortamlardaki yansıma 15
Şekil 2.13 : Geometrik değişikliklerdeki yansıma 15
Şekil 2.14 : Yansıyan ve geçişen dalgalar 16
Şekil 2.15 : Çakışım frekansındaki ses indirgeme endeksi 18
Şekil 2.16 : Tekil levha ve çift duvar ses indirgeme endeksleri 19
Şekil 2.17 : Ses indirgeme endeksi - frekans ilişkisi 20
Şekil 2.18 : Ses indirgeme endeksi ölçüm düzeneği 21
Şekil 2.19 : Yanal gürültü geçişimi 22
Şekil 3.1 : Kaynak/iletim yolu akustik modeli 24
Şekil 3.2 : SEA alt sistemleri güç dengesi 31
Şekil 3.3 : SEA matrisi 32
Şekil 4.1 : 47 m Mega yat Arethusa 35
Şekil 4.2 : SEA bilgisayar programı kullanıcı arayüzü 37
Şekil 4.3 : Alt güverte yapısal alt sistem modeli 38
Şekil 4.4 : Gürültü kaynak gücü frekans düzeyleri 42
Şekil 4.5 : İzolasyon malzemeleri soğurum spektrumları 44
Şekil 4.6: Alt güverte gürültü ölçüm noktaları 46
Şekil 4.7 : Ana güverte gürültü ölçüm noktaları 47
Şekil 4.8 : Makine dairesi (1) gürültü düzeyleri-LF karşılaştırmaları 50
Şekil 4.9 : VIP Kabin (2) gürültü düzeyleri-LF karşılaştırmaları 52
Şekil 4.10 : VIP Banyo (3) gürültü düzeyleri-LF karşılaştırmaları 53
Şekil 4.11 : İskele Kabin (4) gürültü düzeyleri-LF karşılaştırmaları 54
Şekil 4.12 : Sancak Kabin (5) gürültü düzeyleri-LF karşılaştırmaları 55
Şekil 4.13 : VIP Kabin (8) gürültü düzeyleri-LF karşılaştırmaları 56
Şekil 4.14 : VIP Banyo (9) gürültü düzeyleri-LF karşılaştırmaları 57
Şekil 4.15 : Mürettebat alanları gürültü düzeyleri-LF karşılaştırmaları 58
Şekil 4.16 : Makine dairesi (1) gürültü düzeyleri - Soğurum karşılaştırmaları 61
Şekil 4.17 : VIP Kabin (2) gürültü düzeyleri - Soğurum karşılaştırmaları 63
Şekil 4.18 : VIP Banyo (3) gürültü düzeyleri - Soğurum karşılaştırmaları 64
Şekil 4.19 : İskele Kabin (4) gürültü düzeyleri - Soğurum karşılaştırmaları 65

Şekil 4.20 : Sancak Kabin (5) gürültü düzeyleri - Soğurum karşılaştırmaları..... 66
Şekil 4.21 : VIP Kabin (8) gürültü düzeyleri - Soğurum karşılaştırmaları..... 67
Şekil 4.22 : VIP Banyo (9) gürültü düzeyleri - Soğurum karşılaştırmaları 67
Şekil 4.23 : Mürettebat alanları gürültü düzeyleri - Soğurum karşılaştırmaları 68
Şekil A.1 : Makine dairesi perdesi izolasyon detayı..... 78
Şekil A.2 : Alt güverte misafir kabin zemini izolasyon detayı..... 79
Şekil A.3 : Alt güverte mürettebat kabin zemini izolasyon detayı 80
Şekil A.4 :Bölmeleme duvarı izolasyon detayı 81
Şekil A.5 : 43 ve 55'inci posta perdesi izolasyon detayı..... 82
Şekil A.6 : Çatışma perdesi izolasyon detayı 83
Şekil A.7 : Ana güverte zemini izolasyon detayı..... 84
Şekil A.8 : Mutfak perdesi izolasyon detayı..... 85
Şekil B.1 : Makine dairesi perdesi izolasyon modeli..... 86
Şekil B.2 : Alt ve ana güverte izolasyon modeli..... 86
Şekil B.3 : Kabinler arası bölmeleme izolasyon modeli..... 87
Şekil B.4 : 43'üncü perde izolasyon modeli 87

SEMBOL LİSTESİ

A_m : Alıcı oda soğurum alanı
C : Kayıp faktörü matrisi
c : Ses hızı
c_{Bi} : Eğilme dalga hızı
Δf : Frekans bant genişliği
E : Dalga alanı enerji vektörü
E_i : i elemanının toplam enerjisi
η_i : i elemanının sönüm faktörü
η_{ij} : Bağlantı kayıp faktörü
f : Frekans
f_0 : Doğal frekans
f_{11} : Rezonans frekansı
f_c : Kritik frekans
I : Ses şiddeti
I_0 : Referans ses şiddeti
I_i : Gelen dalga enerjisi şiddeti
I_{tr} : Geçişen dalga enerjisi şiddeti
L : Bağlantı çizgisi boyu
λ : Dalga boyu
L_{aB} : Yapı kaynaklı gürültü kaynağı taban düzeyi
L_i : Ses şiddeti düzeyi
L_n : N kaynağına ait ses şiddeti düzeyi
L_p : Ses basınç düzeyi
L_{pr} : Alıcı oda ses basınç düzeyi
L_{ps} : Kaynak oda ses basınç düzeyi
L_{tot} : Toplam ses düzeyi
L_w : Ses gücü düzeyi
L_{wB} : Hava kaynaklı gürültü kaynağı taban düzeyi
L_{ws} : Kaynak oda ses gücü düzeyi
M : Kütle
m : Yüzey yoğunluğu
N : Mod sayısı
ω : Merkez frekans
P : Ses gücü
p : Ses basıncı
p_0 : Referans ses basıncı
$P_{i,diss}$: i elemanında dağıtılan enerji
$P_{in,i}$: i elemanına güç girdisi
P_{ij} : i'den j'ye geçen ses gücü
P_{kaynak} : Ses kaynağının gücü
R : Ses indirgeme endeksi
r : Kaynaktan olan mesafe
ρ : Yoğunluk
S : Duvar alanı

S_i : i alt sisteminin yüzey alanı
T : Ses dalgasının perriyotu
t : Sıcaklık
τ : Ses geçişim katsayısı
v : hız
$W_{referans}$: Referans ses gücü
w : Makine ağırlığı

MEGA YATLARDA GÜRÜLTÜ TAHMİNİ

ÖZET

Günümüzde mega yatlardaki gürültü problemi önemli bir performans kriteri olarak değerlendirilmektedir. Daha hızlı ve daha büyük modern yatlara talep arttıkça, bu gibi yatlarda karşılaşılan gürültü düzeyleri de artmaktadır. Yat sahipleri, bir otel odasının konforuyla kıyaslayabilecekleri düzeyde sessiz dinlenme alanlarını talep etmektedirler. Sıkılaşan gürültü kriterleri ve artan piyasa rekabeti ise tasarımcıyı akustik modelleme açısından zor bir sürece sokmaktadırlar. Tasarımcının işi ise temel yapısal ve emniyet kriterlerini sağlarken, mega yat üzerinde karşılaşılacak maksimum konfor düzeyini elde etmektir. Bu nedenle, erken tasarım aşamalarında değerlendirilen gürültü tahmin ve analizleri büyük bir öneme sahiptir.

Bu çalışmada akustik teoremi genel bir bakış açısıyla anlatılarak, temel akustik bilgisi, gürültünün yayılması ve akustik izolasyon gibi bazı önemli bilgilere yer verilmiş ve mega yatların akustik değerlendirilmesi yapılmıştır. Mega yatlar üzerinde oluşabilecek birincil ve ikincil gürültü kaynakları, teknenin çalışma koşulları göz önünde bulundurularak değerlendirilmiş ve bu kaynaklardan farklı kompartımanlara dağılan gürültünün hava kaynaklı ve yapı kaynaklı iletim yolları incelenmiştir. Günümüzde uygulanan çeşitli konfor klası kriterlerinin mega yatlardaki uygulamasına değinilmiştir. Mega yatlarda oluşan gürültü düzeylerinin tahmininde kullanılan yarı ampirik ve nümerik metodlar incelenmiş ve İstatistikî Enerji Analizi metodu uygulama ve algoritmalarıyla anlatılmıştır. Bir mega yat üzerinde İstatistiki Enerji Analizi metodu uygulanmış ve bu uygulamaya ait üç boyutlu modelleme, gürültü kaynağı modellemesi ve izolasyon detayı modellemesi detaylı olarak aktarılmıştır. Modellenen mega yatın farklı kompartımanlarında oluşan ses basınç düzeyleri İstatistikî Enerji Analizi metoduyla farklı sönümleme ve soğurum karakteristikleri kullanılarak tahmin edilmiş ve tahmin edilen sonuçlar seyir tecrübelerinde ölçülen gürültü düzeyleriyle karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalı analiz sonuçlarına göre olası hata kaynakları değerlendirilmiş ve hataların önlenmesine dair gelecek çözümler önerilmiştir.

NOISE PREDICTIONS IN MEGA YACHTS

SUMMARY

Noise problem on mega yachts is being evaluated as an important performance criterion. This noise problem increases with demand to faster and bigger yachts everyday. Yacht owners always ask for comfortable areas with lowest noise levels as silent as in a hotel room. Tougher noise criterias and demand on market for bigger and faster yachts makes the designers struggle on acoustic modelling of these yachts. In this case designers' priority would be to achieve the maximum comfort levels while satisfying the principal structural factors and safety criterias. According to this, the evaluation of noise prediction and analysis are very important factors in early stages of design.

Principal acoustic theory has been studied in detail such as basic acoustic concept, noise propagation and acoustic insulation. Also acoustic evaluation on mega yachts has been carried out in this thesis. The main and secondary noise sources on mega yachts have been investigated according to mega yacht's service conditions as well as the noise transmission paths on different compartments of the yacht whether it is structureborne or airborne. Today's several comfort class criterias on mega yachts have been studied accordingly. Semi-empirical and numerical estimation methods for noise in mega yachts have been investigated and statistical energy analysis method and its algorithm have been studied. A mega yacht has been modelled by means of sub-system modelling, source modelling and noise control treatment modelling. In a case study, SEA (Statistical Energy Analysis) has been applied to the mega yacht, and sound pressure levels on different compartments have been predicted by using SEA (Statistical Energy Analysis) method with different damping and absorbtion charachteristics and the results have been compared with the sea trial measurements. The results from the comparative analysis indicated the sources of the errors and solutions have been generated accordingly.

1. GİRİŞ

Günümüzde boyları 100 metreyi bulabilen ve servis hızları 15 knot ile 35 knot arasında değişen modern motor yatlar tüm dünyada daha çok ve sıklıkla üretilmektedirler. Bu tip yatların, üzerindeki yolculara maksimum konforu sağlaması beklenmektedir. Mega yatlarda keyif ve memnuniyetin ana bileşenlerinden biri düşük gürültü düzeyleridir. Mega yatların kabin ve salonlarında oluşabilecek gürültü seviyeleri, tekne sahibi için mega yatın performansına ait başlıca endişe kaynaklarından biridir.

Mega yat marketinde gürültü; rekabetçi piyasa koşulları ve sürekli yükselen müşteri talepleri nedeniyle önemli bir tasarım bileşeni haline gelmiştir. Daha hızlı ve performanslı mega yat trendi, daha güçlü ana ve yardımcı makinelerin kullanılmasını gerektirir. Bunun sonucu olarak tekne ortamında daha yüksek gürültü düzeyleri oluşabilir. Ancak yıllar içinde, gürültü kontrolü gereksinimleri daha sıkı bir hale gelmiştir ve günümüzde sessiz bir mega yat ortamını işaret eden ve yaygın olarak kullanılan konfor klası kriterleri geliştirilmiştir. Mega yatları sessiz bir ortam şeklinde inşa etmenin ise maliyete önemli etkileri vardır. Bu durum maliyetlerin olabildiğince düşük tutulma çabasıyla karşılaştırıldığında, akustik modelleme kritik bir önem kazanır. Ekonomik bir gürültü kontrolü; erken aşamalarda değerlendirilen ve geniş kapsamlı gürültü tahmin, analiz ve önleme tekniklerini içeren akustik tasarımları gerektirir. Bu tip akustik tasarımlarla belirlenecek ses indirgeme tedbirleri alınmadığı sürece konfor klası limitleri sağlanamaz ve inşaat sonrasında yapılan iyileştirmeler ek maliyetlere yol açabilir. Sessiz bir mega yat ortamının sağlanması ve daha verimli bir akustik ortamın yaratılması için yapılan tasarım aşamasındaki gürültü tahminleri sonucu alınacak önlemler, sonradan uygulanan iyileştirmelerden daha efektiftir. Bu sebeplerle günümüzde çoğu önemli mega yat projesi gürültü tahmini çalışmalarını içermektedir.

Teknik değerlendirme açısından mega yatlardaki gürültü iki ana kategoride incelenmelidir. Bunlar dizayn hızındaki gürültü değerleri ve liman koşullarındaki gürültü değerleridir. Bu iki kategorideki gürültü problemi farklı kaynaklar sonucu oluştuğu için ayrı ayrı değerlendirilir. Ses; yapı kaynaklı veya hava kaynaklı iletim yollarından iletilerek, alıcı kompartımanlarda rahatsız edici seviyelerde gürültü düzeyleri oluşturabilir. Teknik değerlendirmeler kaynak gücünün nasıl düşürüleceğine, iletim kayıplarının nasıl elde edileceğine ve hassas bölgelerin gürültü kriterlerinin nasıl elde edileceğine yoğunlaşır.

Mega yatlarda gürültü tahmini; gürültü kaynağını, gürültünün tekne boyunca iletim yolunu ve alıcı odayı incelemeyi gerektirir. Gürültü tahmini, yarı ampirik veya istatistiki enerji analizi (SEA) gibi analitik metotlarla gerçekleştirilebilir. Son yıllarda SEA metodu, geleneksel yarı ampirik yaklaşıma bir alternatif olarak değerlendirilmektedir. Gemi ve yatlarda gelişmiş gürültü tahminlerinde SEA algoritmalarının kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır ve birçok uygulamada karşılaşılabilir. SEA algoritmalarının çözümünde gelişmiş bilgisayar programlarının kullanımı hesap sürecini hızlandırmıştır.

Bu çalışmada kullanılan SEA metodu, mega yatlarda karşılaşılabilecek çeşitli gürültü kaynakları sonucu oluşabilecek gürültünün tahmininde büyük kolaylıklar sağlayan bir yöntemdir. Bu projenin amacı; mega yatlarda bulunan çeşitli gürültü kaynaklarından kaynaklanan ve çeşitli iletim yolları ile alıcı odaya iletilen gürültü düzeylerini SEA metodu ve yarı ampirik yöntemler ile saptamak ve SEA metodu ve ampirik yöntemler ile yapılan gürültü tahmininin doğruluk derecesinin tespit etmektir. Alt sistem modelleme, kaynak oluşturma ve iyileştirme uygulamalarının dâhil olduğu SEA akustik modelleme safhaları ve SEA parametrelerine ait eşitlikler detaylı olarak anlatılmıştır. Bu çalışma, 47 metrelik bir mega yatta hava ve yapı kaynaklı ana gürültü kaynaklarından, salon ve kabinlere hava kaynaklı ve yapı kaynaklı iletim yollarıyla iletilen gürültünün tipik istatistiki enerji analizi metodu kullanılarak tahmin hesaplarını içerir. Tahmin edilen gürültü düzeyleri tam ölçekli ölçümlerle karşılaştırılmıştır.

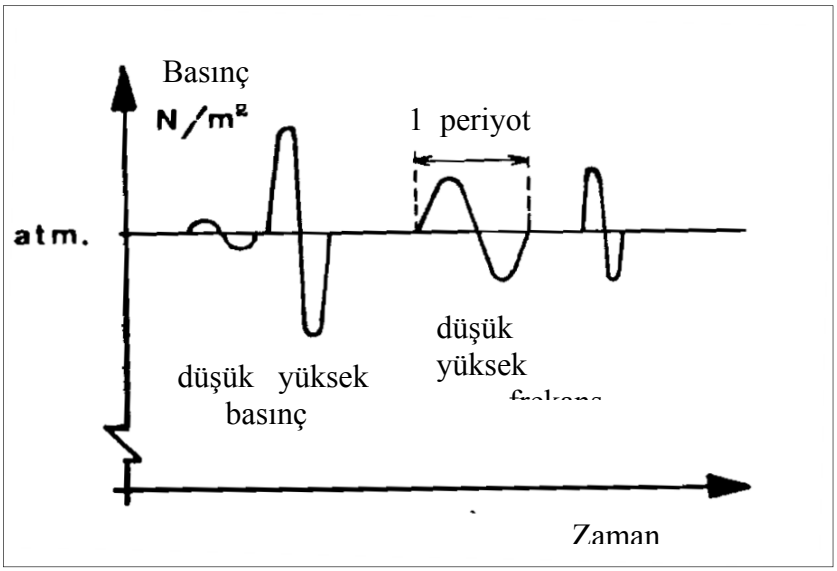
2. SES VE GÜRÜLTÜ – TEORİ

2.1 Temel Akustik Bilgisi

2.1.1 Sesin karakteristik özellikleri

Fiziksel terim olarak ses, katı sıvı veya gaz bir ortamdaki mekanik vibrasyonlardır. Ses, havadaki basınç dalgalanmalarıdır. Bu basınç dalgaları titreşen bir yüzey veya cismin, bu titreşimlere karşılık gelen dalgalanmaları havaya aktarması sonucu oluşur. Bu dalgalanmalar kulaktaki sinir hücrelerini uyararak beyne ses ile ilgili bilgi iletilmesini sağlar.

Basıncın iletimi iki prensip tarafından karakterize edilir. Bunlar basınç değişimlerinin büyüklükleri ve basıncın değişme hızıdır. Şekil 2.1 farklı basınç değişimlerinin zamana göre değişimini göstermektedir. Basınç değişimlerinin büyüklüğü Paskal (N/m^2) birimi ile ölçülür. Bir salınımın ortalama basınç değerinden başlayarak maksimum değerine ulaşması, daha sonra minimum değere düşmesi ve son olarak tekrar ortalama değerine çıkması arasında geçen süreye periyot, T adı verilir. Saniyede tekrarlanan periyot sayısına ise frekans, *f* denir ve Hertz, Hz birimi ile ölçülür [1].



Şekil 2.1 : Farklı basınç ve frekanslarda basınç dalgalanmaları [1].

Dalga boyu λ, dalga tepesi veya dalga çukuru gibi birbirini izleyen iki benzer nokta arasındaki mesafeyi tanımlar ve metre ile ölçülür. Sesin yayılım hızına ses hızı denir ve birimi m/sn'dir. Havadaki ses hızı c, frekanstan bağımsızdır ve ortam sıcaklığı t'nin bir fonksiyonu olarak denklem **(2.1)**'e göre hesaplanır.

$$c = 331{,}4 + 0{,}607\,t \qquad \textbf{(2.1)}$$

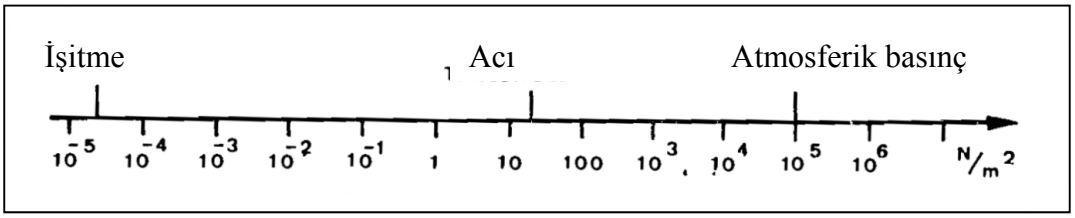
Oda koşullarında ses hızı yaklaşık olarak 340m/sn olarak alınabilir [1].

Dalga boyu, frekans ve ses hızı arasındaki ilişki denklem **(2.2)** ile verilir.

$$\lambda = c/f \qquad \textbf{(2.2)}$$

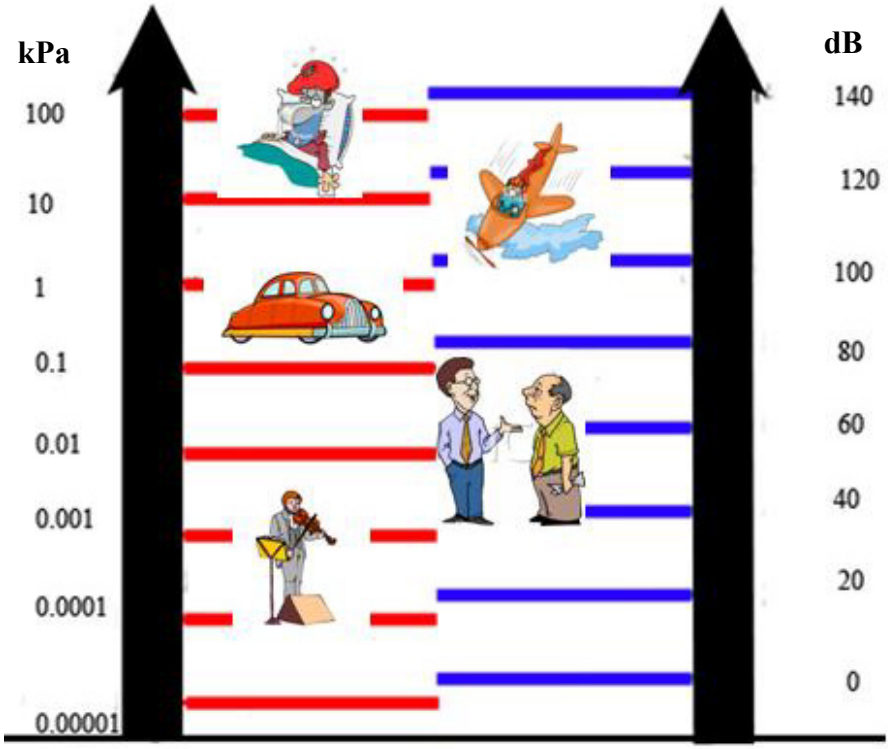
2.1.2 Ses düzeyi

Yapılan araştırmalara göre ortalama bir insanın işitme eşiği 1000 Hz'de yaklaşık olarak 0.00002 Pa'dır. Daha zayıf şiddetteki sesler kulak tarafından algılanamazlar. 20 Pa ise acı eşiği olarak kabul edilir ve bu kadar kuvvetli bir sese maruz kalınması kulakta zarara sebep olabilir. Normal statik atmosfer basıncı 100000 Pa'dır Bu değerleri en iyi biçimde Şekil 2.2'de gösterildiği gibi logaritmik olarak temsil edebiliriz. [1].



Şekil 2.2 : Logaritmik basınç ölçeği [1].

Logaritmik ölçek kullanmak, 10^6genişliğinde bir dağılıma sahip ses basınç değerlerini tanımlamayı ve bu değerlerle çalışmayı kolaylaştırır. Logaritmik ölçek kullanılmasının diğer nedeni; kulak hassasiyetinin logaritmik olmasıdır. Doğrudan logaritma ile çalışmak yerine, işitme eşiğini 0 kabul eden bir ölçekte çalışmak kullanışlı olacağından desibel (dB) ölçeği ortaya çıkmıştır. dB birimi, ses düzeyi değerlerinin 0 ila 140 rakamları arasında çalışılmasına olanak verir [1-2]. Şekil 2.3 günlük hayatta maruz kalabileceğimiz farklı ses düzeylerinin dB olarak karşılıklarını belirtmektedir.



Şekil 2.3 : Ses düzeyinin ve karşılık gelen basınç değerlerinin ölçeği [2].

Desibel birimi, incelenilecek büyüklük ile daha önceden tanımlanmış, işitme eşiğine karşılık gelen referans büyüklüğün arasındaki oranı belirten boyutsuz bir birimdir. Bu oran güç, ses basıncı, voltaj veya amper gibi birçok büyüklüğü ifade etmekte kullanılabilir. Akustikte; ses gücü P, ses basıncı p ve ses şiddeti I, dB birimi ile ifade edilir [3].

2.1.2.1 Ses gücü düzeyi

Bir ses kaynağından yayılan enerjiye ses gücü denir ve Watt, (W) ile ölçülür. Ses gücü düzeyi L_W, ses gücü ve referans güç arasındaki oranın logaritmasının on katıdır ve birimi dB'dir. Ses gücü düzeyinin hesabında denklem **(2.3)** kullanılmaktadır.

$$L_W = 10 \log \frac{P_{kaynak}}{W_{referans}} \; dB \qquad \textbf{(2.3)}$$

Denklem **(2.3)**'te geçen P_{kaynak}, ses kaynağının gücünü belirtir ve birimi W'dur. $W_{referans}$ ise, 0 dB'e karşılık gelen referans gücüdür ve 10^{-12} W alınır .

1 W'lık bir ses gücü yayan bir ses kaynağının ses gücü düzeyinin hesabını, denklem **(2.3)**'e göre yaptığımızda sonuç 120 dB bulunacaktır [1-3].

2.1.2.2 Ses basıncı düzeyi

Ses ölçümü yapılırken ölçülen büyüklük ses basıncıdır. Kaynağın gücü sabit olmasına rağmen, farklı noktalarda yarattığı ses basıncı farklı olacaktır. Desibel terimi, ses gücünün bir ölçüsü olarak tanımlandığından ve güç, basıncın karesiyle orantılı olduğundan, ses basınç düzeyi L_p, denklem **(2.4)** ile tanımlanmıştır.

$$L_p = 10 \log p^2/p_0^2 = 20 \log p/p_0 \quad \textbf{(2.4)}$$

Referans basıncı p_0, işitme eşiği olarak kabul edilen $2x10^{-5}$ paskaldır [1-3].

2.1.2.3 Ses şiddeti düzeyi

Ses şiddeti, I, düzlemsel bir dalganın, yayılım doğrultusuna dik düzlemdeki birim alandan geçen ses enerji akısı olarak tanımlanır ve denklem **(2.5)** ile belirlenebilir.

$$I = p^2/\rho.c \ (\mathrm{W/m^2}) \quad \textbf{(2.5)}$$

Burada c, m/sn cinsinden havanın yoğunluğu; ρ kg/m^3 cinsinden havanın yoğunluğudur. Bir ses kaynağının sağladığı anlık basınçlar sürekli değişmektedir. Bu nedenle ses basıncının büyüklüğü, anlık basınç değerlerinin efektif miktarı olarak tanımlanır ve bu basınç RMS (root mean square) olarak adlandırılır [1].

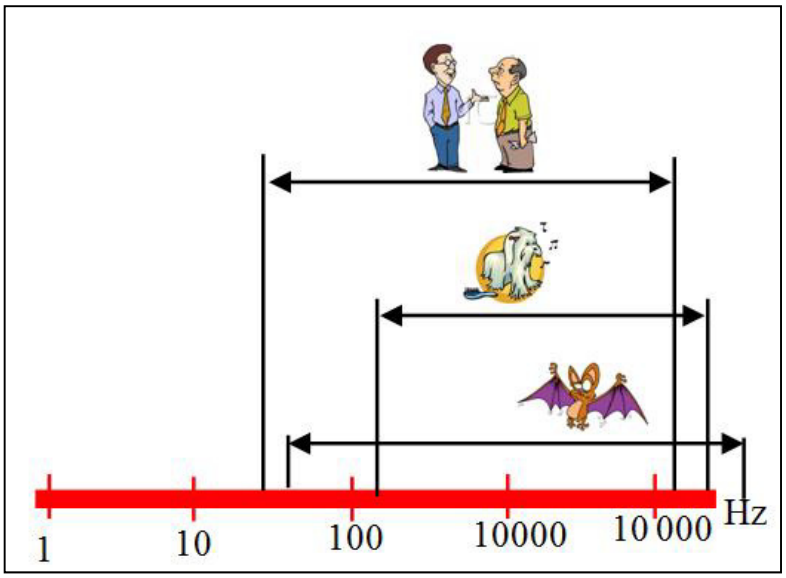
Ses şiddeti düzeyi, denklem **(2.6)**'daki gibi hesaplanır.

$$L_i = 10 \log I/I_0 \ dB \quad \textbf{(2.6)}$$

Referans ses şiddeti değeri I_0, 10^{-12} W/m^2 olarak kabul edilir. Bu değer, serbest ses alanında, aynı yayılım yönündeki ses basınç düzeylerinin ve ses şiddeti düzeylerinin aynı desibel değerlerine sahip olması için seçilmiştir [3].

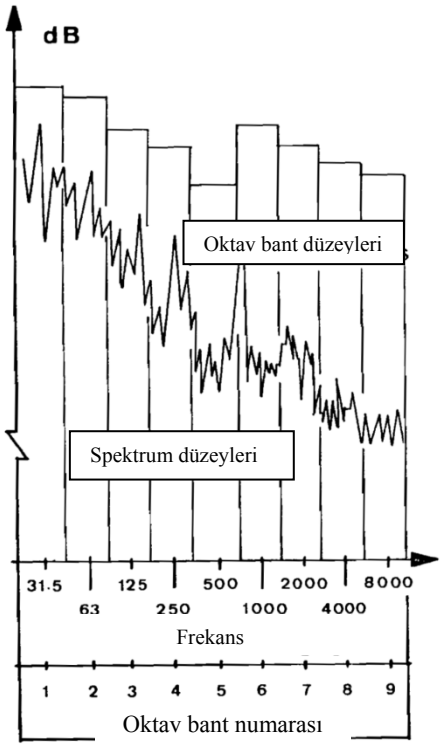
2.1.3 Frekans analizi ve oktav bantları

Sesin diğer bir karakterisitk özelliği oktav bandıdır. İnsan kulağının 15 Hz ile 15.000 Hz frekans aralığındaki ses titreşimlerini algılayabildiği kabul edilir. Şekil 2.4 insan, köpek ve yarasaların frekans algı aralığını göstermektedir. Şekil 2.4'te görülebileceği gibi, frekans algı aralığının genişliğinden dolayı, frekans analizlerinde de logaritmik ölçek kullanılır.



Şelil 2.4 : İşitilebilir frekans sınırları [2].

Gürültünün, frekans dağılımı hakkında fikir edinebilmek için frekans ölçeği alt kısımlara bölünür ve her payın frekans aralığına düşen ses gücü analiz edilir. Frekans ölçeğinin her bir payına bant adı verilir. Farklı bant genişlikleri kullanılmakta olsa da, gemilerdeki gürültünün analizine en uygun bant, oktav bandıdır [1]. Frekans dağılımının oktav bantlarına bölünmesi, Şekil 2.5'deki gibi olmaktadır.

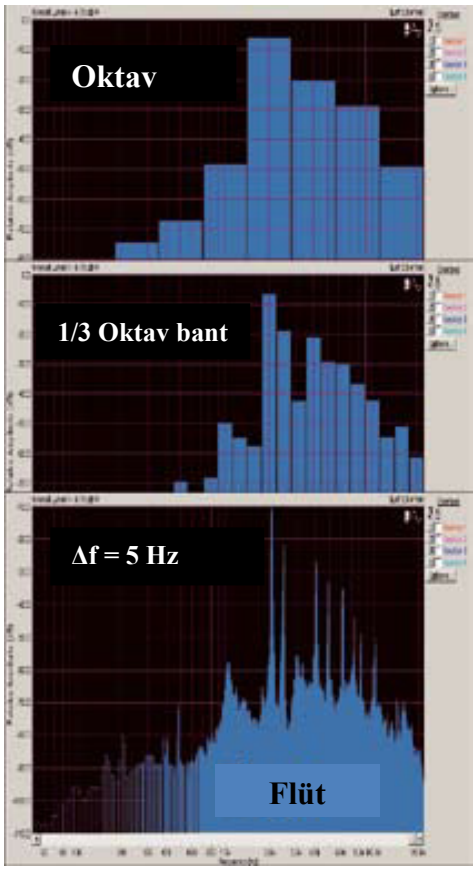


Şekil 2.5 : Oktav bantlarına bölünmüş frekans ölçeği [1].

Bir oktav bandını sınırlayan en yüksek frekans değeri, en düşük frekans değerinin iki katına denk gelir. O bandın merkez frekansı ise, üst ve alt sınır frekans değerlerinin geometrik ortalamasıdır. Bir bandı sınırlayan en yüksek frekans değeri, bir sonraki bandın minimum değerine eşittir.

Bazı durumlar, frekans aralığını daha hassas bölümlere ayırmayı gerektirebilir. Bu gibi durumlarda frekans aralığı, daha dar bant genişliklerine bölünebilir. Detaylı frekans analizlerinde en yaygın olarak kullanılan bant, 1/3 oktav bandıdır. 1/3 oktav bandının, maksimum ve minimum değerleri arasındaki oran $\sqrt[3]{2}$=1.26'dır [3].

Oktav bant frekansları ölçülürken, mikrofona gelen sesleri filtrelemek için elektronik oktav filtreleri kullanılır. Bu filtreler ölçülecek olan seslerin geçmesini, diğer seslerin ise bastırılmasını sağlar. Şekil 2.6, flüt ile çalınan bir tınının, oktav bant filtrelerinden geçirilmiş halini göstermektedir.



Şekil 2.6 : Flütün frekans analizi [3].

Detaylı frekans analizinde kullanılan diğer oktav bantları; 1/12 ve 1/24 oktav bantlarıdır.

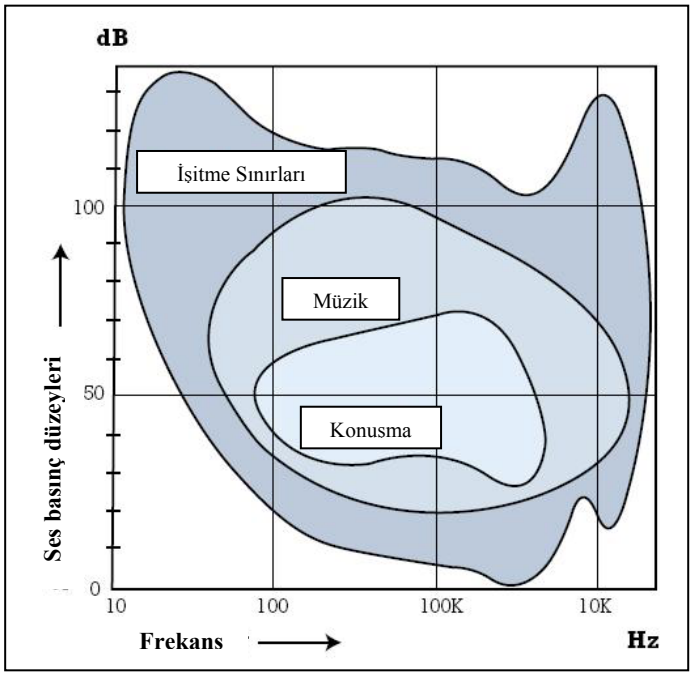
1/3 oktav bandı ile 1/1 oktav bandı arasındaki ilişki Çizelge 2.1'de görülmektedir. 1/3 oktav bandı genişlikleri, 1/1 oktav bant genişliklerinin üçe bölünmesiyle elde edilir. Bu nedenle 1/1 oktav bandındaki bir bant genişliği, 1/3 oktav bandındaki 3 bandın toplam genişliğine eşittir.

Çizelge 2.1 : 1/1 ve 1/3 oktav bantları [3].

1/3 Oktav Bandı		1/1 Oktav Bandı	
Merkez Frekansı Hz	Frekans aralığı Hz	Merkez Frekansı Hz	Frekans aralığı Hz
50	45-56		
63	56-71	63	45-90
80	71-90		
100	90-112		
125	112-140	125	90-180
160	140-180		
200	180-224		
250	224-280	250	180-355
315	280-355		
400	355-450		
500	450-560	500	355-710
630	560-710		
800	710-890		
1000	890-1120	1000	710-1410
1250	1120-1410		
1600	1410-1800		
2000	1800-2240	2000	1410-2800
2500	2240-2800		
3150	2800-3550		
4000	3550-4500	4000	2800-5600
5000	4500-5600		
6300	5600-7100		
8000	7100-9000	8000	5600-11200
10000	9000-11200		

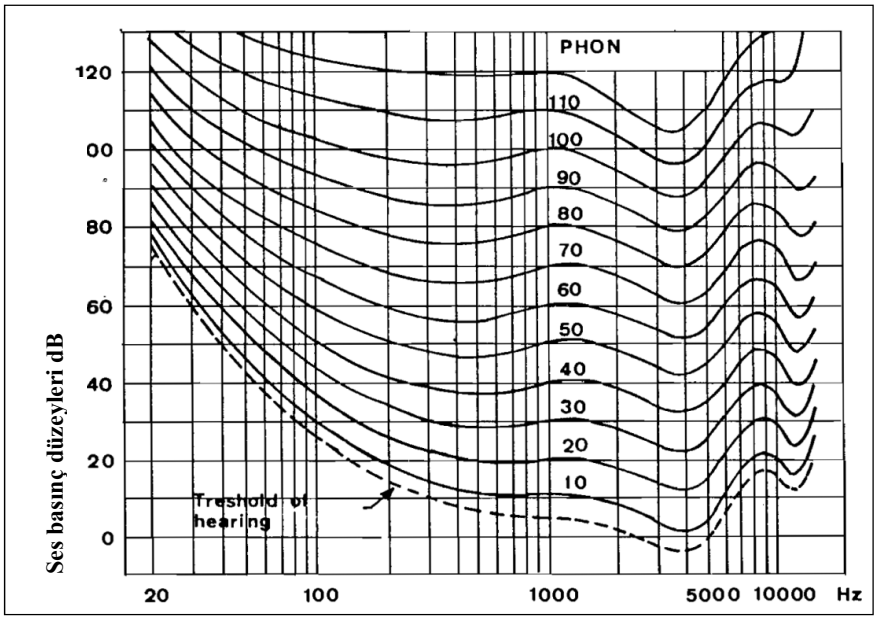
2.1.4 Ses algısı

İnsan kulağı 20Hz'den 20.000Hz'e geniş bir frekans aralığındaki sesleri algılayabilir. Şekil 2.7 insan kulağının işitme sınırlarını ve tipik müzik ve konuşma sınırlarını göstermektedir. Sınırın dışında kalan noktalar, insan kulağı tarafından algılanamayan ses basınç ve frekans değerleridir.



Şekil 2.7 : İnsanın ses algısı [3].

Şekil 2.7'de görüldüğü gibi, frekans değeri değiştikçe, algılanabilecek sesin ses basınç düzeyi de değişmektedir. Bunun sebebi; insan kulağı farklı frekanstaki sesleri farklı şekilde algılamasıdır. Bu nedenle eş yükseklik eğrileri oluşturulmuştur. Bir eş yükseklik eğrisi, insanın farklı frekanslarda eşit şiddette algıladığı ses basınç değerlerini işaret eder. Eş yükseklik eğrileri, Şekil 2.8'da gösterilmiştir.



Şekil 2.8 : Eş yükseklik eğrileri [1].

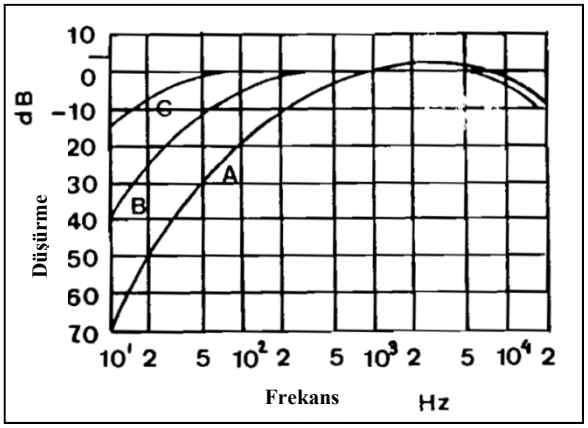
Şekil 2.8'deki sinüs tonu eğrileri, duyulan bir ses basınç düzeyi için, 1000Hz frekansındaki sinüs tonu değerleri ile aynı algıyı doğuracak ses basınç değerleridir.

Bu eğriler, işitme sorunu olmayan gençlerin sinüs tonlarına verdikleri tepkiler ölçülerek oluşturulmuştur. Şekil 2.8'e bakarak, insan kulağının 3kHz civarındaki seslere daha duyarlı olduğunu söylenebilir [1].

Tüm frekans spektrumuna dağılan enerjinin ölçülmesi ile bulunan ses basınç düzeyine dB (lineer) veya dB (lin) adı verilir. Ancak gürültü ölçüm prosedürünü kolaylaştırmak için ses, bazı parametrelere göre ölçülür ve aranan parametreye uygun filtreler kullanılır. Örneğin C filtresi, spektrumun duyulabilir bölümünü herhangi bir kısıtlama olmadan geçirir. Bu nedenle C filtresi kullanıldığında, enerjinin duyulabilir kısmı ölçülmüş olur. Çoğu durumda dB (lin) ve dB (C) olarak ölçülmüş ses basınç düzeyleri yaklaşık olarak aynı sonucu vermektedir. Şekil 2.9'da dB (C) düzeyleri için düşürme eğrileri görülmektedir [1].

Ancak dB (lin) ve dB (C) değerleri hangi frekansın dominant olduğu ile ilgili bilgi içermemektedirler. Bir ses frekansının bas frekanslarda veya tiz frekanslarda yoğunlaşmış olmasının arasında büyük farklar vardır. Örneğin 1000 Hz bandında 85 dB işitme hasarı için üst sınır iken; 31,5 Hz bandında 85 dB, 1000 Hz'teki 45 dB yükseklik değeriyle aynı işitsel algıyı doğurur. Bu nedenle ölçüm aletleri, kulağın duyarlılığını yansıtacak şekilde ölçüm yapabilmelidir. Bu algıyı yansıtabilmek için çeşitli filtreler kullanılır. Bu tarz filtreler kullanılarak ölçülen ses düzeyi, kulak tarafından algılanan ses düzeyi ile yaklaşık olarak aynıdır [1, 3].

A ve B filtreleri kullanılarak ölçülen ses düzeyleri, sırasıyla dB (A) ve dB (B) düzeyleri olarak adlandırılır. A ve B filtreleri için düşürme eğrileri Şekil 2.9'da gösterilmektedir.



Şekil 2.9 : A, B ve C filtreleri için düşürme eğrileri [1].

Pratikte A filtresi, gemi üzerindeki sesler için tatmin edici sonuçlar verdiğinden, gemi kaynaklı gürültü analizlerinde dB(A) düzeyleri kullanılmaktadır [3]. Farklı

frekanslarda ölçülen bir ses için A ağırlıklı ve standart düzeyler ve A filtresi düşürme değerleri Çizelge 2.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 2.2 : A filtresi düşürme değerleri [3].

Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
A filtresi	-26	-16	-19	-3	0	1	1	-1
dB (Ölçülen)	67	76	73	70	65	66	62	52
dB (A ağırlıklı)	41	60	54	67	65	67	63	51

2.2 Çoklu Ses Kaynakları

Birden çok gürültü kaynağından gelen ses basınç değerleri doğrudan toplanamamaktadır. Bunun nedeni, dB değerlerinin logaritmik bir ölçek kullanmasıdır. Çoklu ses kaynaklarının toplam ses düzeyini hesaplamak için, dB değerleri öncelikle ses şiddetine dönüştürülmeli, toplanan ses şiddeti değerleri tekrar dB biriminden ses şiddeti düzeylerine çevrilmelidir. Bu ilişki denklem **(2.7)** ile gösterilir [1].

$$L_{tot} = 10 \log \sum 10^{L_n/10} \qquad \textbf{(2.7)}$$

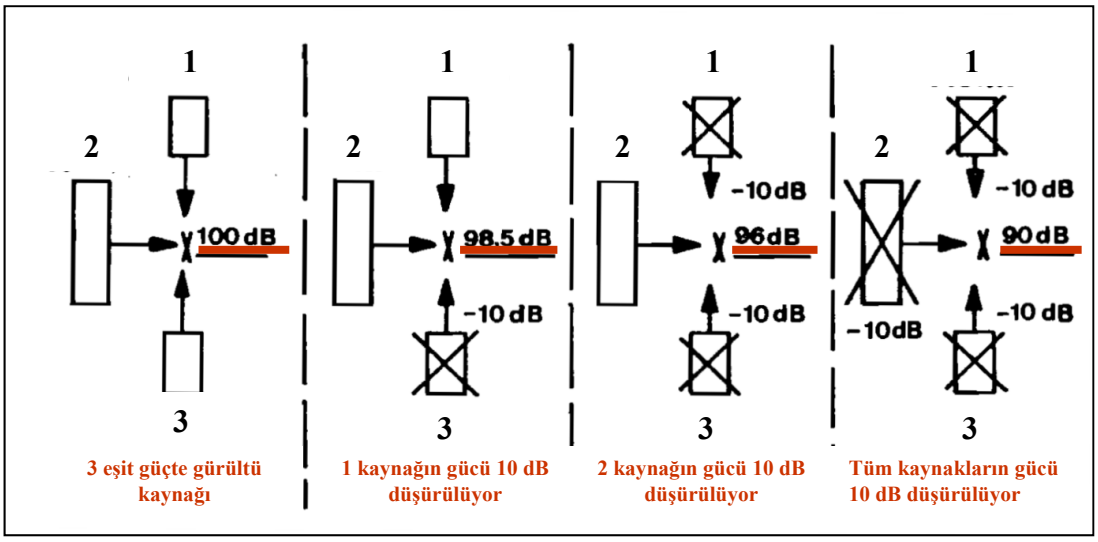
L_{tot} aranılan toplam ses düzeyi, L_n toplanılacak olan her bir ses şiddeti düzeyi olarak simgelendirilmiştir.

Çoklu gürültü kaynaklarının bulunduğu bir odada, bu kaynakların birinin ses şiddetindeki değişimin odanın ses şiddeti seviyesine etkisini hesaplanırken denklem **(2.7)** kullanılır. Örneğin 2000 beygirlik bir ana makinenin bulunduğu bir makine dairesini göz önüne alalım. Belli bir noktadaki ses şiddeti düzeyi I dB, referans ses şiddeti değeri I_0 dB olsun. Ana makinenin ürettiği ses gücü seviyesinin 2 katına çıkması sonucu aynı noktada yarattığı ses şiddeti düzeyi denklem **(2.8)**'de olduğu gibi hesaplanır.

$$10 \log {2I}/{I_0} - 10 \log {I}/{I_0} = 10 \log 2 = 3dB \qquad \textbf{(2.8)}$$

Yayılan enerjinin iki katına çıkması, ses şiddeti düzeyinde sadece 3 dB'lik bir artışa neden olmuştur. Bu fark ise zorlukla fark edilebilir [1].

Şekil 2.10'da birbirine eşit güçte üç gürültü kaynağının ses güç düzeylerinin, sırasıyla 10 dB azaltılması sonucu toplam ses gücü düzeylerinde meydana gelecek düşüşler belirtilmiştir.



Şekil 2.10 : Ses gücü değişimlerinin toplam ses gücü düzeyine etkileri [1].

Şekil 2.10'a göre, toplam ses gücü düzeyinin 10 dB azaltılması, her üç kaynağın ses gücü düzeylerinin onar desibel azaltılması sonucu elde edilebilmektedir.

Farklı ses kaynaklarının birbirlerine etkisinin, gürültüyü önlemek için yapılan değişikliklerde göz önünde bulundurulmasında fayda vardır [1].

2.3 Gürültünün Yayılması

Bir ses kaynağında kaynaklanan gürültünün iletimi iki şekilde gerçekleşir; havadan iletilen gürültü ve yapıdan iletilen gürültü. Havadan iletilen gürültü hava kaynaklı gürültü (airborne noise), yapıdan iletilen gürültü yapı kaynaklı gürültü (structureborne noise) olarak adlandırılır. Yapı kaynaklı gürültüyü, işitilebilir frekans aralığında (20-20.000 Hz) yapıdaki mekanik vibrasyonlar olarak tanımlayabiliriz [1,3].

2.3.1 Hava kaynaklı gürültü

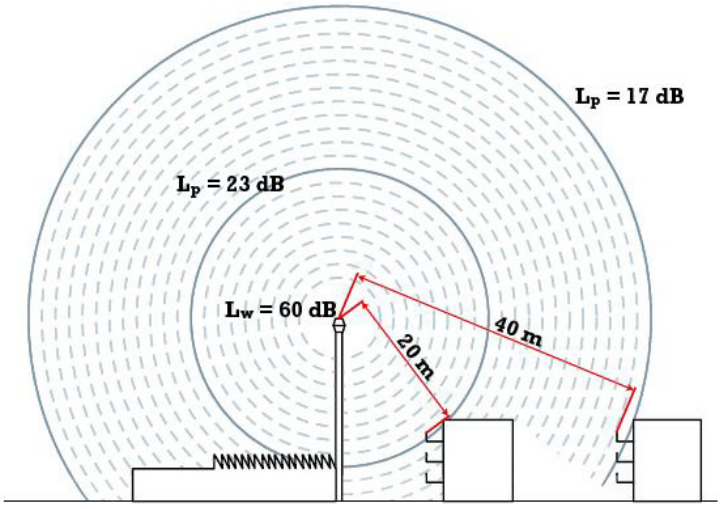
Havaya iletilmiş olan ve bu sayede kulak tarafından algılanabilen sese hava kaynaklı ses denir.

Ses şiddeti, birim alana düşen ses enerji akısı olarak tanımlanır. Noktasal ses kaynağından ölçülen mesafe arttıkça, toplam enerji sabit kalmasına rağmen, enerjinin aktığı alan mesafenin karesiyle doğru orantılı olarak artar. Bu durum, serbest bir alanda (free-field) noktasal kaynaklı bir ses şiddeti düzeyinin, mesafenin karesiyle orantılı olarak azalmasına sebep olur. Serbest alan, herhangi bir yansıtıcı yüzeyin bulunmadığı alan olarak tanımlanır [1,3].

Serbest bir alanda, noktasal bir kaynaktan çıkan L_W ses gücü düzeyinin, r metre uzaklıktaki yarattığı ses basınç değeri L_p denklem **(2.9)** ile hesaplanabilir [3].

$$L_p = L_W + 10\log\frac{1}{4\pi r^2}\ dB \qquad \textbf{(2.9)}$$

Bu denkleme göre, mesafenin iki katına çıkması, ses basınç düzeyinde 6 dB'lik bir azalmaya yol açar [1,3]. Şekil 2.11, 60dB güce sahip bir ses kaynağından sırası ile 20m ve 40m mesafedeki ses basınç düzeylerini göstermektedir.



Şekil 2.11 : Serbest bir alanda sesin hava yollu iletimi [3].

2.3.2 Kapalı alanlar

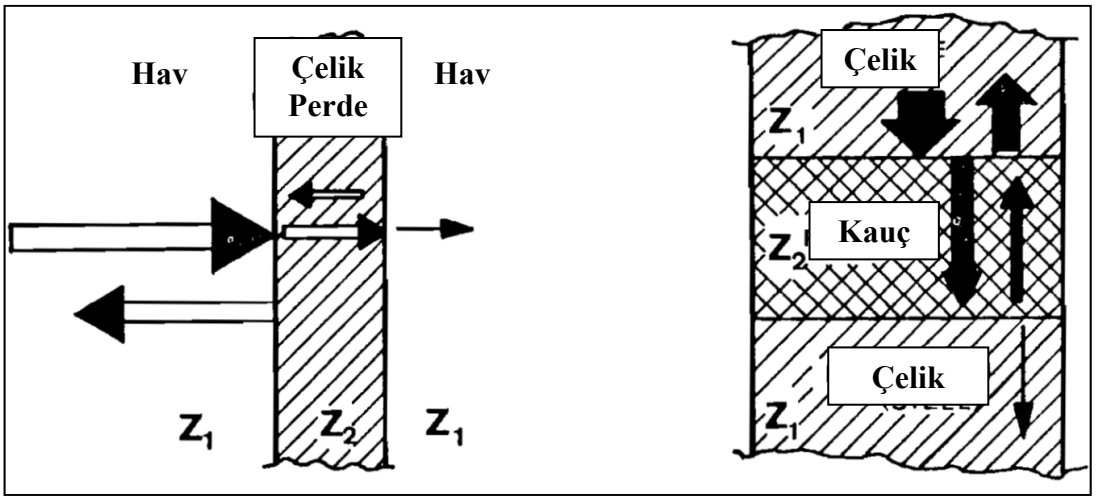
Duvara vuran bir ses dalgası, yapıda mekanik titreşimler oluşmasına sebep olur. Titreşen duvar, akustik güç yayacaktır. Duvara gelen gücün çoğu yansıtılırken, kalan kısmı duvara iletilir veya yapıda sürtünme kayıpları olarak dağıtılır.

Ses dalgası, sert yüzeylerden çok efektif bir biçimde yansıtılır. Çelik bir levha sesin yaklaşık %99'unu yansıtır ve bu durum çoğunlukla frekanstan bağımsızdır. Bir gürültü kaynağı serbest bir alanda ise, yatay ve yukarı yönde iletilen ses enerjisi yansımayacaktır. Ancak ses kaynağı etrafı çevrelenmiş bir ortamda konumlandırılmış ise, yayılan gücün bir kısmı duvarlardan yansıtılacak ve doğrudan yayılan güce eklenecektir [1].

2.3.3 Yansıma

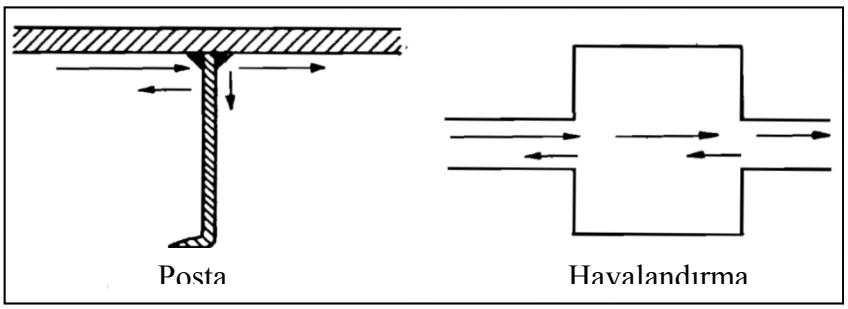
Basınç dalgalarının yansıması, akustik koşulların değişmesi sonucu oluşur. Akustik koşullarda değişme bir ortamdan başka bir ortama geçişte veya basınç dalgalarının yayıldığı bir ortamın geometrik yapısında değişme sonucu gerçekleşebilir.

Belirli bir ortamda ulaştırılan dalga, farklı nitelikte bir ortamla karşılaştığında, enerjinin bir kısmı yeni ortama iletilirken, bir kısmı ise sınır yüzeyinden yansıtılır [1]. Farklı ortamlarda yayılma ve yansıma Şekil 2.12'te görülmektedir.



Şekil 2.12 : Farklı ortamlardaki yansıma [1].

Ses aynı ortamda yayılıyor olsa bile, sesin yayılma doğrultusuna normal yöndeki boyut değişiklikleri, sesin yansımasına neden olur [1]. Bu durum, iki farklı geometri değişikliği için Şekil 2.13'de gösterilmiştir.



Şekil 2.13 : Geometrik değişikliklerdeki yansıma [1].

2.3.4 Yapısal titreşimler

Dalga yükleri, ana makine ve pervane kaynaklı gövde titreşimlerinin frekansları çoğunlukla işitme sınırlarının altında kalır. Bu gibi titreşimler, işitsel sınırlarda çınlama ve zangırdamalara sebep oldukları için düşük düzeyde tutulmalıdırlar [1].

Yapı kaynaklı ses, yapıda dalga hareketi şeklinde yayılan ve perdeler, levhalar veya paneller gibi ikincil gürültü kaynaklarından hava- kaynaklı ses olarak saçılan sestir. Gemi ana yapı malzemesi çeliğin içsel sönümlemesinin (internal damping) küçük olması dolayısıyla, gemilerde yapı-kaynaklı ses az bir kayıpla yayılır. Enerjinin kaynağına geri yansıtılması sağlanırsa, yapı kaynaklı gürültü miktarında düşme elde

edilebilir. Toplam yansıma, yayılmanın gerçekleştiği yön doğrultusunda başka bir ortam yerleştirerek veya yayılma yönünde geometrik değişiklikler yaparak arttırılabilir [1].

2.3.5 Sesin levha üzerinden ışınımı

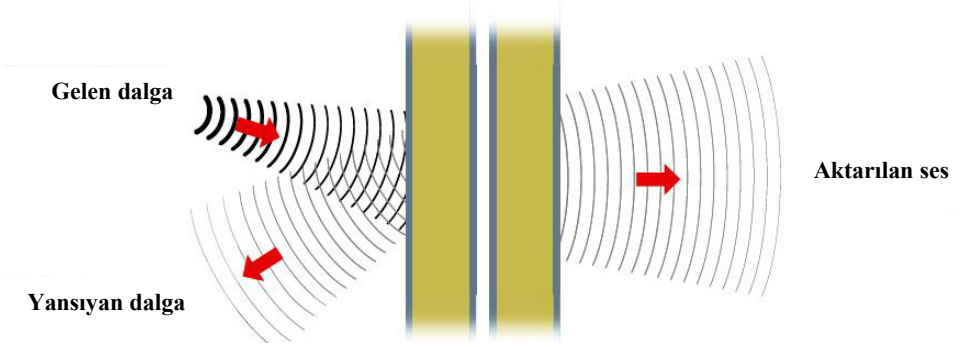
Levhalarda titreşim iki şekilde meydana gelebilir. Bunlar yürüme, darbe veya titreşen elemanlar yoluyla oluşan kuvvetin yarattığı ve yapı kaynaklı ses olarak dağıtılan titreşimler veya hava kaynaklı sesin levha üzerinde oluşturduğu titreşimlerdir.

Eğer levha, mekanik olarak veya yapı kaynaklı ses tarafından uyarılırsa, ışınımı (radiation) titreşim frekansına bağlıdır. Levhalarda eğilme (bending) dalgasının yayılım hızı, frekansa bağlı olarak değişir. Yüksek frekanslı eğilme dalgaları, düşük frekanslı dalgalardan daha büyük yayılma hızına sahiptir. Bunun sonucu olarak, çelik levhalarda eğilme dalga boyu, havadaki dalga boyundan daha az olacaktır. Aynı frekanstaki ses için, çelik levhalardaki dalga boyu, havadakine oranla ne kadar kısa ise, sesin levhadan ışıması o kadar az efektif olur [1].

Sesin levhalardan ışıma oranını belirleyen diğer parametre, levhalardaki titreşimin oluşturulma biçimidir. Genel olarak, hava kaynaklı ses tarafından uyarılarak titreşim yapan levha, mekanik bir kuvvet sonucu titreşen levhaya oranla daha fazla akustik güç yayar [1].

2.4 Akustik İzolasyon

Eğer bir ses dalgası, bir levhaya çarparsa bir kısmı yansıtılır, bir kısmı ise levhadan geçerek başka bir ortama iletilir. Bu durum Şekil 2.14'de gösterilmiştir.



Şekil 2.14 : Yansıyan ve geçişen dalgalar [3].

Homojen bir malzemeden oluşan tekil bir duvarın (single wall), ses geçişim (transmission) katsayısı, denklem **(2.10)** kullanılarak hesaplanır [1,3].

$$\tau = \frac{Geçen\ enerji}{Gelen\ enerji} \quad \textbf{(2.10)}$$

Gelen enerjinin bir kısmı ise duvarda soğurulur. Böylece gelen toplam enerji, indirgenerek geçişmiş olur. Duvarın bir özelliği olan indirgeme oranı, ses indirgeme endeksi olarak adlandırılır. Ses indirgeme endeksi R, denklem **(2.11)** kullanılarak hesaplanabilir.

$$R = 10\ log\frac{1}{\tau} = 10\log\frac{I_i}{I_{tr}} \quad \textbf{(2.11)}$$

I_i, gelen enerji şiddeti, I_{tr} geçişen enerji şiddeti olarak tanımlanmıştır [1,3].

Ses indirgeme katsayısı için bu denklem, düşük birinci dereceden doğal frekanslar (f_0) için kullanılır. f_0 ile $f_0/2$ aralığındaki frekanslar için R, denklem **(2.12)** yardımıyla belirlenir.

$$R = 20\log f + 20\log m - 48\ dB \quad \textbf{(2.12)}$$

Denklem **(2.12)**'de, m simgesi, kg/m^2 cinsinden birim alan başına düşen duvar ağırlığını, f simgesi, Hz cinsinden frekansı işaret eder.

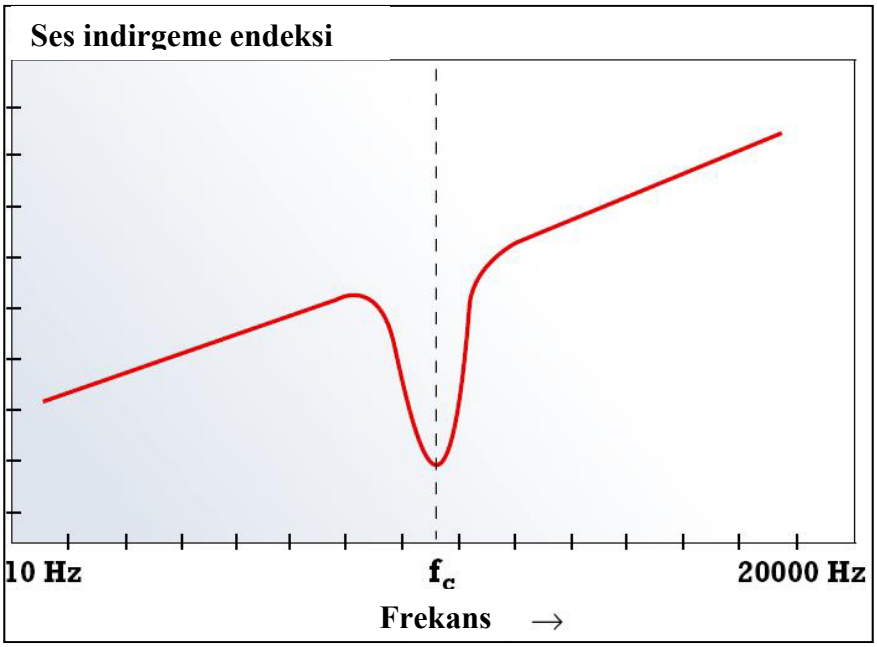
Birim alan başına düşen kütleyi 2 katına çıkarmak veya frekansı 2 katına çıkarmak, ses indirgeme endeksini 6 dB arttırır. Bu olay, kütle yasası olarak adlandırılır [1,3].

Kütle yasası, kısıtlı bir frekans aralığında geçerlidir. Bazı frekanslarda, ses izolasyonu belirli sebeplerden dolayı düşer. Rezonans frekansları, titreşen panelin boyutuna göre değişirler. Çoğu durumda ilk rezonans frekansı f_{11}, ses indirgeme endeksinde keskin bir düşüşe sebep olur. Kritik frekans f_c ise, sesin havadaki hızı ile eğilme dalgalarının paneldeki hızı aynı olduğunda oluşur ve indirgeme eğrisinde kritik bir düşüşe yol açar [3].

2.4.1 Tek duvarlar

Çelik levha gibi tekil homojen bir malzemeyi incelediğimizde, ses indirgeme kapasitesini etkileyen faktörler; perde veya güverte levhasının kütlesi, bükülme direnci, elastisitesi, yapıya bağlanma şekli, sesin açısı veya malzemenin sıkılığı (penetrasyonu veya delik yapısı)' dır. Bu faktörlere bağlı olarak kritik frekans, f_c oluşabilir ve ses indirgeme endeksini düşürebilir. Kritik frekansta, eğilme dalgalarının dalga boyu, gelen sesin dalga boyuyla aynıdır. Farklı frekanslardaki eğilme dalgaları, farklı hızlarda hareket eder, yani belirli bir kritik frekans üzerinde kalan bütün frekanslar için, eğilme dalgasının dalga boyunun, duvara çarpan sesin

dalga boyuna eşit olabileceği bir geliş açısı vardır. Bu durum çakışım (coincidence) olarak isimlendirilir ve f_c çakışım frekansıdır [3]. Çakışım durumunun, ses indirgeme indeksi üzerindeki etkisi Şekil 2.15'de görülmektedir.



Şekil 2.15 : Çakışım frekansındaki ses indirgeme endeksi [3].

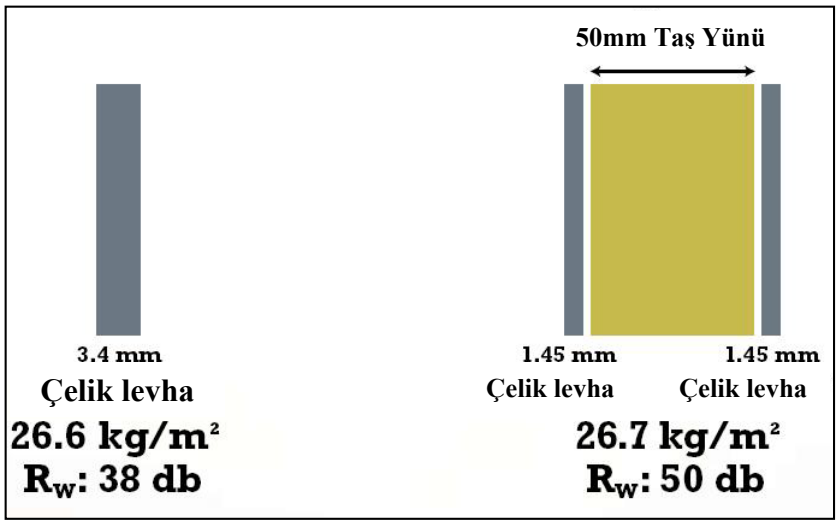
Çakışım halinde, panelin bir tarafından diğer tarafına daha verimli ses iletimi gerçekleşir. Cam veya sac levhalar gibi ince malzemelerin çakışım frekansı çoğunlukla 1000 Hz ile 4000 Hz aralığındadır ve bu frekans aralığı konuşma frekanslarını içerir [3].

Teorik olarak çakışma problemi, ince levhanın et kalınlığının arttırılması ile çözülebilir. Ancak pratikte, bu çözüm teknenin ağırlığını istenmeyen bir şekilde arttıracağından kabul edilebilir bir çözüm değildir. Çözüm olarak doğru rijitlikte bir tasarım ve levhalarla birlikte sönümleyici malzemelerin kullanılması önerilebilir [3].

2.4.2 Çift duvarlar

Hava kaynaklı gürültü için ses izolasyonu, homojen tekil bir duvar kullanmak yerine iki katmanlı bir yapı kullanarak optimize edilebilir. Çift duvar (double wall) kullanarak ses indirgeme oranını geliştirmek mümkündür. Çift duvar, birbirine yakın iki duvar ve bu duvarlar arasındaki hava boşluğundan oluşur. Eğer duvarların arasındaki mesafenin yeterince büyük olduğu varsayılırsa, bu iki duvar bağımsız olarak titreşecek ve duvarlardan teki için geçerli olan zayıflatma (attenuation) değeri, iki katına çıkacaktır [1].

Ses indirgeme katsayısını çift duvar kullanarak iki katına çıkarmak, ancak bu iki duvarın, birbirlerinden bağımsız kabul edilebilecek kadar uzak olması durumunda sağlanabilir. Pratikte ise, iki duvar arasındaki mesafe, bu kabulün yapılabileceği kadar büyük değildir. Çift duvar kullanılması durumunda ses indirgeme miktarındaki artış Şekil 2.16'da belirtilmiştir. Şekil 2.16, tek bir levhadan meydana gelen perdenin ses indirgeme katsayını, aradaki boşluğu taş yünü ile doldurulmuş iki ince levha perdesinin ses indirgeme katsayısı ile karşılaştırır.



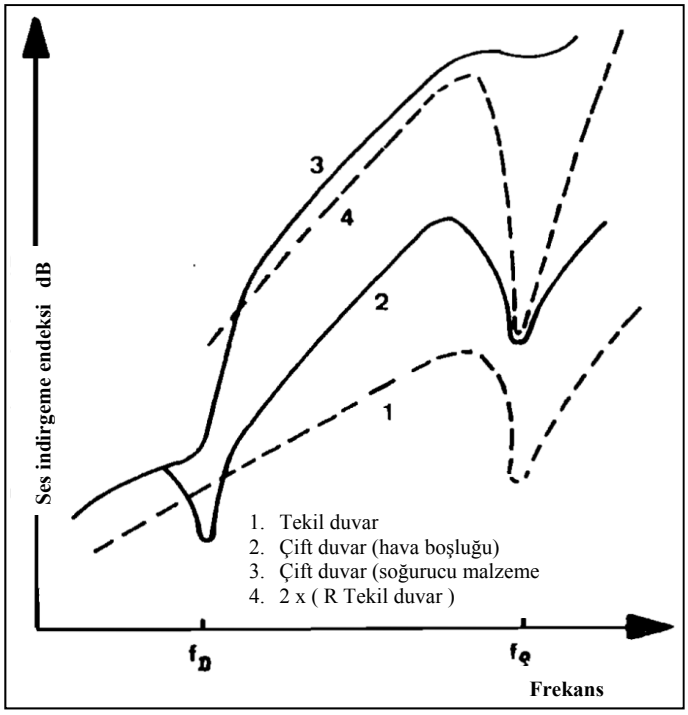
Şekil 2.16 : Tekil levha ve çift duvar ses indirgeme endeksleri [3].

Düşük frekanslarda çift duvar, ses basıncıyla ileri geri iletilen bir kütle gibi davranacaktır. Çok düşük frekanslarda, aradaki hava yastığı, sert bir yay gibi davranır ve duvarın tüm hareketlerini diğer duvara aktarır. Böylece her iki duvar senkronize bir şekilde harekete geçirilir. Sonuçta çift duvar, akustik açıdan tekil bir duvar gibi davranacak fakat toplam kütlesi iki katına çıkacaktır. Bu çok düşük frekanslar için düşürme oranı, kütle kanunu ile belirlenir. [1].

Biraz yüksek frekanslarda, havanın esnekliğinden dolayı, birincil ve ikincil duvar birbirleriyle senkronize hareket etmeyeceklerdir. Ancak ilk rezonans frekansında (f_{11}), duvar-hava yayı-duvar sisteminde rezonans meydana gelecektir, böylece ikincil duvardaki vibrasyonlar kuvvetlendirilecektir. Bu rezonans frekansına yakın frekanstaki sesler için ses indirgeme endeksi düşecektir. Şekil 2.17, rezonans frekansının, ses indirgeme endeksi üzerindeki etkisini göstermektedir [1].

Daha yüksek frekanslarda, iki duvar arasında duran dalgalar oluşacaktır. Bu durum, duvar arası mesafenin, sesin dalga boyunun yarısının katlarına eşit olduğu zaman gerçekleşir. Ses indirgeme katsayısı bu frekanslarda da düşecektir [1].

Rezonansın önüne geçmek için kullanılan yöntem, enerjiyi sürtünmeye ait sönümleme yoluyla soğurmaktır. Bu durum, hava boşluğunun mineral yünü ile doldurulması sayesinde elde edilebilir. Mineral yün kullanılan ve kullanılmayan çift duvarların ses indirgeme endeksleri arasındaki fark Şekil 2.17'de görülmektedir.



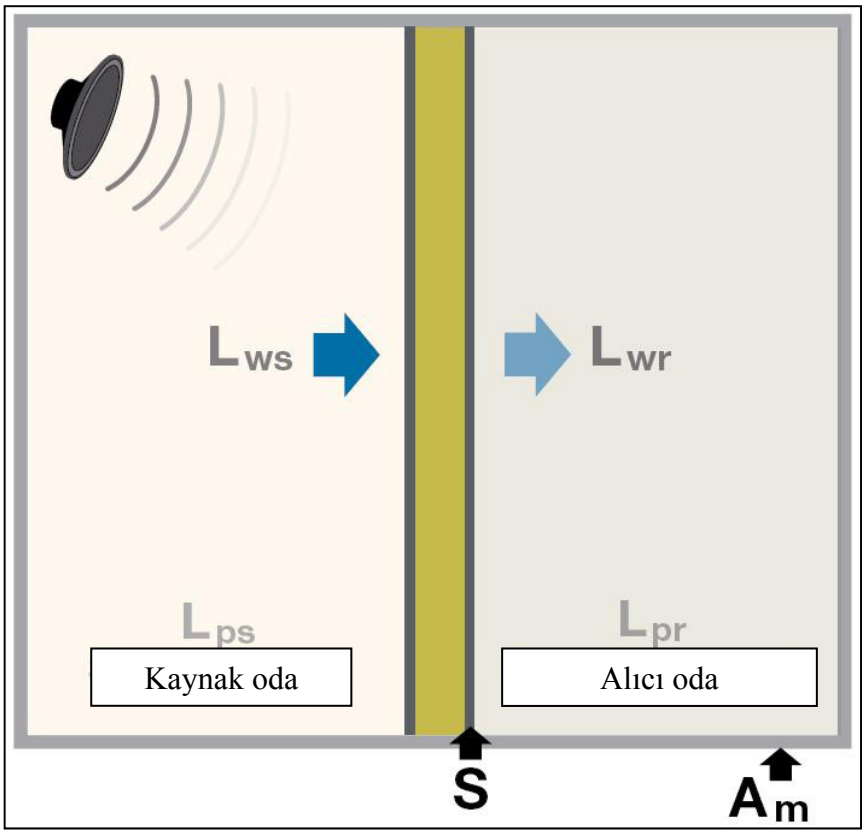
Şekil 2.17 : Ses indirgeme endeksi - frekans ilişkisi [1].

2.4.3 Ses indirgeme endeksinin ölçümü

İndirgeme endeksinin ölçümü, iki odanın bir duvarla bölündüğü laboratuarlarda yapılır. Bu ölçümde, verici odadan aktarılan tüm sesin, alıcı odaya bu duvar üzerinden geçtiği kabul edilir. Ses verici odada güçlü hoparlörler tarafından oluşturulur ve ses basınç düzeyleri her iki odada da ölçülür. Şekil 2.18 basit bir test düzeneğini anlatmaktadır. Ses indirgeme endeksi, laboratuar ortamında ölçülmüş sonuçlar kullanılarak denklem **(2.13)**'e göre hesaplanabilir.

$$R = L_{ps} - L_{pr} + 10\log\left(\frac{S}{A_m}\right)\ dB \qquad \textbf{(2.13)}$$

L_{ps} kaynak odadaki ses basınç düzeyi, L_{pr} alıcı odadaki ses basınç düzeyi, S bölen duvarın alanı, A_m alıcı odadaki toplam soğurum alanıdır. Test sırasında ölçülen diğer değerler, L_{ws} kaynak odadaki ses gücü düzeyi ve L_{wr} alıcı odadaki ses gücü düzeyleridir.



Şekil 2.18 : Ses indirgeme endeksi ölçüm düzeneği [3].

2.4.4 Darbe sonucu gürültü

Darbe sonucu gürültü (impact noise), rahatsızlığın hissedildiği odanın haricinde bir lokasyondaki oluşan darbenin, bu odada yarattığı gürültüdür. Bir zemine gelen darbe sonucu oluşan vibrasyonlar sonucu alt kattaki odada oluşan ses basınç düzeyi, zemine uygulanan enerjinin, yani uyarının gücüne bağlıdır [1,3].

Darbe sonucu gürültünün özellikleri, standardize edilmiş bir kaynağın kaynak odadaki zeminde yarattığı darbeler sonucu alıcı odada ölçülen ses basınç düzeyleri ile tanımlanır. Alıcı odadaki ses basınç düzeyi, darbe gürültüsü olarak adlandırılır. Alıcı ve verici odanın ortak bir zemini veya duvarı olmasa da, gürültü, yapı üzerinden yanal taşımalarla (flanking transmission) aktarılabilir. Bu aktarımlar, yapı elemanları üzerinden gerçekleşir ve uzun mesafeler boyunca yapı elemanlarındaki titreşimler şeklinde ilerleyebilir ve uzak mesafelerdeki odalarda dahi ışıyabilir. Bu nedenle farklı yapı elemanları arasındaki bağlantıların darbe kaynaklı gürültünün iletimi üzerinde büyük etkileri vardır [1,3].

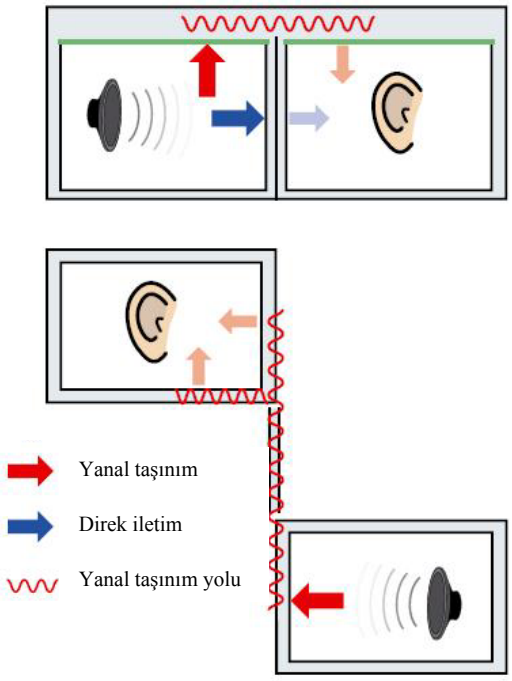
Güverte üzerindeki spor aktiviteleri veya yürüme gibi insan faaliyetleri, darbe sonucu gürültü kaynaklarıdır. Alıcı odada, bu gibi kaynaklar sonucu oluşan ses basınç

düzeylerini düşürmek için, faaliyetlerin gerçekleştiği zemin döşeme ile kaplanabilir veya yüzer taban uygulanabilir [1].

2.4.5 Yanal gürültü taşınımı

Yanal gürültü, kaynak ve alıcı odalar arasında sesin direkt taşındığı iletim yolları haricindeki iletim yollarından taşınan gürültü olarak tanımlanır. Yanal taşınım, yüksek gürültü seviyesine sahip ortamların, düşük gürültü seviyesi aranan ortamlara yakın olduğu durumlarda incelenmesi gereken bir problemdir [3].

Şekil 2.19'da iki farklı yanal taşınım şekli gösterilmiştir. İlk örnekte, iki oda arasındaki bölmeleme, ana iletim yolu üzerindeki ses taşınımını düşürecek şekilde tasarlanmıştır. Bu durumda, alıcı odadaki gürültü seviyeleri, yanal gürültü taşınımının katkıları sonucu etkilenmiştir. İkinci örnekte ise, kaynak odası; makine dairesi gibi yüksek gürültü seviyesine sahip bir odadır. Hava kaynaklı ses oda duvarlarına çarparak, yapı kaynaklı eğilme dalgalarını doğurur. Bu dalgalar yapı boyunca iletilerek alıcı odasına ulaşır ve alıcı odasının duvarlarındaki yapı kaynaklı gürültü, hava kaynaklı gürültü olarak havaya yayılır.



Şekil 2.19 : Yanal gürültü geçişimi [3]

3. MEGA YATLARDA GÜRÜLTÜ

3.1 Mega Yatlarda Gürültü Kaynakları

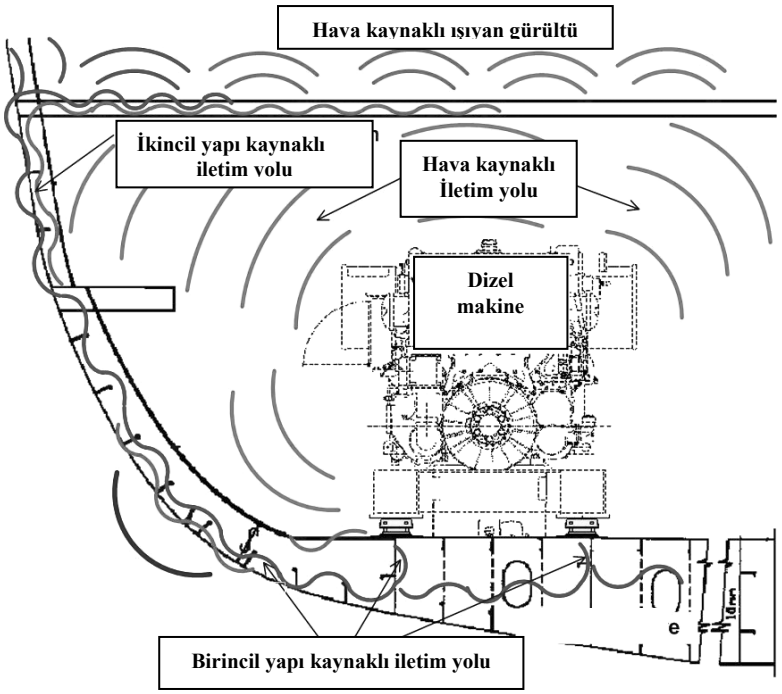
Mega yatlardaki gürültü, birden fazla gürültü kaynağı sonucu tekne üzerinde hissedilen gürültü olarak tanımlanır. Bu nedenle, efektif bir gürültü kontrolü, ana gürültü kaynaklarının belirlenmesi ve incelenmesi sonucu elde edilir.

Mega yatlardaki başlıca gürültü kaynakları, ana dizel makineler, şaftlar, yataklar, dişli kutuları, pervaneler, jeneratörler, havalandırma ve iklimlendirme sistemleri, hava alış ve egzoz sistemleri, girdap yaratıcı sitemler (finler, yalpa omurgaları, dümenler), pompalar ve elektrik motorlarıdır [2].

Mega yattaki bir gürültü kaynağının, alıcı odadaki gürültü seviyesine katkısı, mega yatın yapı malzemesine, tipine, yapısal şekline, makine dairesi yerleşimine ve alıcı odanın konumuna bağlıdır [4]. Mega yat boyutları büyüdükçe, makine gücü ve ölçüleri de artmaktadır. Alt güvertede bulunan ana makine ve yardımcı makineler, geniş bir alan gerektirdiklerinden ve şaft meyil açısının küçük tutulmasının avantajından dolayı, gemi ortasına yakın bir makine dairesi içine yerleştirilirler. Bunun sonucu olarak, büyük kabinler, ana gürültü kaynaklarının çok yakınına konumlandırılmak zorunda kalırlar [2].

Her bir makine elemanı, iki ayrı akustik kaynak olarak ele alınmalıdır. Bunlardan ilki, makinenin bağlantı noktaları üzerinden yapıya aktardığı vibrasyonlar, diğeri ise kaynağın çevrelendiği havaya aktardığı ses basınçlarıdır. İlk durumda enerji yapıya, ikinci durumda havaya aktarılır. Bu enerji üç iletim yolu ile iletilebilir; hava kaynaklı iletim, birincil yapı kaynaklı iletim ve ikincil yapı kaynaklı iletim. İkincil yapı kaynaklı iletim, hava kaynaklı iletilen enerjinin yapıya aktarılarak, yapı kaynaklı iletim şeklinde iletilmeye devam etmesidir [5-7]. Şekil 3.1'de bir ana makinenin gürültü iletim yolları görülmektedir.

Havalandırma ve iklimlendirme sistemlerinden kaynaklanan gürültü, fanlarda yaratılmakta ve hava kanalları yolu ile tüm bölümlere iletilmektedir [7].



Şekil 3.1 : Kaynak/iletim yolu akustik modeli [5].

Alıcı odanın genel yerleşimdeki konumu, ne tip bir gürültünün incelendiğini belirleyen parametrelerden biridir. Örneğin makine dairesinde ana makine veya fan gibi gürültü kaynaklarının varlığından dolayı gürültünün hemen hepsi hava kaynaklı gürültüdür, ancak makine dairesine bitişik bir kabindeki gürültü yanal geçişim gürültüsü olabilir veya makine dairesinden yeterince uzağa konumlandırılmış bir kabindeki gürültü yapı kaynaklı veya havalandırma sistemi kaynaklı olabilir. Bu gürültünün şiddetini tanımlayan ana etken ise çalışan makinelerin akustik gücüdür [1,8].

Mega yatlarda görülebilecek ikincil gürültü kaynakları, yolcu ve mürettebatın tekne içi aktivitelerindir. Bu aktiviteler, müzik, güverte üzerindeki spor faaliyetleri, yürüme, spor odası faaliyetleri veya mutfak faaliyetleri olabilir. Bu tip gürültü kaynaklarının oluşturduğu gürültü, tekne seyir halindeyken problem oluşturmaz. Ancak tekne demirli iken, ana gürültü kaynaklarının birçoğu devre dışı bırakıldığından, bu gürültüler baskın hale gelebilir. Örneğin tekne sessizleştikçe, üst güvertedeki yürüme seslerinden ve diğer yolcuların konuşmalarından kaynaklanan gürültü daha algılanabilir hale gelir ve rahatsızlık verecek boyutlara ulaşabilir. Bu tarz gürültü kaynaklarından doğan rahatsızlığın diğer bir sebebi, bu tip gürültülerin bilgi içeriyor olmasıdır. Gürültü düzeyinin yüksek olmaması, verilen rahatsızlığı

hafifletmez. Bunun nedeni, insanın bilgi içeren gürültü sonucu rahatsızlık miktarının, durağan makine gürültüsünün yarattığı rahatsızlıktan daha çok olmasıdır [1,6,9].

Gürültü kaynaklarını değerlendirirken, teknenin çalışma koşullarının göz önünde bulundurulması gerekmektedir. Tekne sefer halindeyken tüm ana gürültü kaynakları aktif olarak çalışmaktadırlar. Bu nedenle, sefer durumu gürültü analizlerinde tüm ana gürültü kaynakları göz önüne alınmalıdır. Liman koşullarında, jeneratörler, havalandırma ve ikincil gürültü kaynakları başlıca gürültü kaynaklarıdır [2].

3.2 Mega Yatlarda Gürültüye Dair Kural ve Kriterler

Mega yat performansının önemli bir bileşeni gürültü seviyesi ve gürültünün yolcu ve mürettebat üzerindeki etkisidir. Teknelerdeki gürültü probleminin teşhisinde, gemi inşaat sektöründe çeşitli bayrak ve klas kuruluşları tarafından uluslararası kurallar tanıtılmıştır. Bu kurallar öncelikle kargo ve yolcu gemileri için önerilen ve uygulanan kurallardır. Bu kurallarda biri IMO Gemilerdeki gürültü seviyesi kodu A 468(XII)'dir ve ticari ve yolcu gemileri için maksimum gürültü limitlerini belirtir [10]. Çizelge 3.1'de bu limitler verilmiştir.

Çizelge 3.1 : IMO A 468(XII) gürültü kriterleri [10].

Konum		**dB(A)**
Çalışma alanları	Makine daireleri (devamlı insan kontrollü)	90
	Makine daireleri (devamlı insan kontrolünde olmayan)	110
	Makine kontrol odası	75
	Atölyeler	85
	Diğer çalışma alanları	90
Navigasyon alanları	Köprü üstü ve harita odası	65
	Dinleme noktaları, köprü üstü kanatlar ve pencereler dahil	70
	Telsiz odası	60
	Radar odası	65
Yaşam mahalleri	Kamaralar ve revir	60
	Yemek salonları	65
	Dinlenme alanları	65
	Açık gezinti alanları	75
	Ofisler	65
Servis alanları	Mutfak	75
	Kumanyalıklar ve büfeler	75
Normal olarak insansız alanlar	Belirtilmemiş alanlar	90

Ancak mega yatların karşılaması gereken konfor düzeyi, ticari ve yolcu gemileri ile karşılaştırıldığına oldukça yüksektir. Ticari ve yolcu gemilerinde uygulanan limitler, mega yat gürültü limiti gereksinimine cevap vermez. Bu nedenle son yıllarda çeşitli klas kuruluşları, mega yatlarında içinde bulunduklarını çeşitli tip teknelere uygulanmak üzere, gürültü limitlerini içeren Konfor Klası kurallarını yayınlamaya başlamışlardır. Bu kurallar, Çizelge 3.2'de sıralanmıştır.

Çizelge 3.2 : Klas kuruluşlarının konfor klası kuralları [11].

Klas Kuruluşu	Kural Adı
DNV	Gemi Kuralları - Bölüm 5, Kısım 12 - Konfor Klası
RINA	Gezi Teknelerinde Gürültü ve Titreşim Konforunu Değerlendirme Kuralları
Lloyds Register	Yolcu ve Mürettebat Konforuna Dair Geçici Hükümler
ABS	Gemilerde Yolcu Konforu Kılavuzu

Bu kurallar mega yatlara uygulanan kabul edilebilir ve mükemmel performans limit aralığını verir. ABS haricindeki diğer kuruluşlar, deplasman tekneleri haricinde hızlı tekneler kategorisini de kurallarına dahil etmişlerdir. Ancak mega yatlar deplasman teknesi kabul edildiklerinden, mega yatlara dair gürültü limitleri incelenirken, klas kuruluşlarının deplasman teknelerine dair kuralları göz önünde bulundurulur [11].

Mega yatlardaki akustik konforu ilgilendiren kurallar üç ana kategoride incelenir. Bu kategoriler; tekne seyir halinde iken uygulanan gürültü limitleri, tekne limanda veya demirli iken uygulanan gürültü limitleri ve yaşam mahalleri arası akustik mahremiyet limitleridir.

IMO A.468, 85 dB'den kuvvetli sesler için gürültüden korunma cihazlarının kullanılmasını önerir. 80 dB, normal tonda sesli iletişimi kısıtlar. 65 dB'in üzerindeki gürültülerde, gürültü kaynaklı yorgunluk oluşur. Uyku konforu, 60 dB ile sınırlandırılmıştır [11].

Liman koşulları, en kritik gürültü koşullarıdır. Çizelge 3.3, konfor klası kurallarını uygulayan çeşitli klas kuruluşlarının, liman koşullarındaki mega yatlar için gürültü limitlerini göstermektedir. ABS liman koşullarını ilgilendiren gürültü limitlerini içermediğinden, çizelgede seyir limitleri belirtilmiştir. Çizelge 3.3, gürültü limitlerini, uygulanan alt ve üst değerler olarak vermiştir. Alt değerler kabul edilebilir maksimum gürültü düzeyini, üst değerler yüksek kalite olarak kabul edilen gürültü düzeylerini vermektedirler.

Çizelge 3.3 : Liman koşullarındaki yatlar için gürültü limitleri [11].

	Salon		Kabinler		Açık güverteler	
DNV	40	55	35	45	50	60
RINA	40	50	40	50	40	50
Lloyds	50	55	45	50	55	60
ABS · Yolcu gemileri	45		45		65	

Liman koşullarında ortaya çıkan gürültü, çoğunlukla jeneratör ve havalandırma sistemleri kaynaklıdır. Klas kuruluşları, liman koşulları gürültü ölçümleri sırasında, hangi ekipmanların çalıştırılması gerektiği belirtir.

Çizelge 3.4 deplasman teknelerine uygulanan seyir halindeki gürültü limitlerini belirtmektedir.

Çizelge 3.4 : Seyir halindeki yatlar için gürültü limitleri [11].

	Salon		Kabinler		Açık güverteler		Köprü üstü	
DNV	53	62	44	55	75	85	60	65
RINA Normal seyir hızı	55	65	50	60	65	75	60	65
Lloyds %85 MCR	55	60	50	55	60	65	60	65
ABS Yolcu gemileri	55		45		65		55	

Deplasman tekneleri için belirlenen seyir hali gürültü limitleri, liman koşullarından daha yüksektir. Bu limitler, dinlenmek ve uyumak için önerilen maksimum gürültü seviyelerinin üzerinde kalır. Bu durum, seyir halinde çalışan ana makine ve yardımcı makinelerin yolcu alanlarına yakın olmasından kaynaklanır. Ancak, seyir halinde iken teknenin hareketlerinin ve değişen deniz manzarasının yarattığı his, yolcunun gürültü algısını düşürür [11].

Akustik mahremiyet, mega yatın akustik kalitesini ilgilendiren önemli bir parametredir. Yat üzerindeki kişiler sınırlandırılmış bir alanda yaşarlar ve tekne üzerinde yaşayan diğer kişilerden uzaktaymış gibi hissetmeleri önemlidir. Bu nedenle hem liman koşullarında, hem de seyir halinde akustik mahremiyet göz

önünde bulundurulmalıdır. Çizelge 3.5, klas kuruluşlarının belirlediği mahremiyet oranı R_w değerlerini göstermektedir. Akustik mahremiyet 20 metre üzerindeki yatlarda, akustik kalitenin önemli bir bileşenidir. Bunun sebebi, 20 metre üzeri yatlarda yat sahipleri genel bir mahremiyet beklentisi içerisindedir [11].

Çizelge 3.5 : Mega yatlar için R_w ses indirgeme değerleri [11].

	Kabin-Kabin		Kabin-Ortak Alan		Kabin-Koridor	
DNV	55	45	65	55	52	42
RINA	L> 24m	30		30		
Lloyds	45	40	55	50		

3.3 Mega Yatlarda Gürültü Tahmin Metotları

3.3.1 Yarı ampirik yaklaşım

Geleneksel gürültü tahmini hesapları yarı ampirik yaklaşıma dayanır. Bu yaklaşım, hava kaynaklı ve yapı kaynaklı gürültüyü iyi geliştirilmiş ampirik formüller kullanarak hesaplar. Metot; gürültü kaynağının karakteristik özelliklerini, kaynak kompartımanı ve alıcı kompartımanının geometrik pozisyonunu ve iletim yolu şeklini girdi bilgisi olarak kullanır. Hesaplanan sonuçların doğruluğu, girdi bilgisinin kalitesine bağlıdır [6,12].

Yarı ampirik gürültü hesabında kullanılan girdi bilgisi birçok kaynaktan elde edilebilir. Günümüzde çoğu makine üreticisi, temin edilen makinenin hava kaynaklı ve yapı kaynaklı gürültüsüne ait karakteristik bilgileri sağlamaktadır. Bu bilgilerin sağlanamadığı durumlarda, benzer makinelerin gürültü ölçümlerinden kaynağın gücüne dair ortalama bir değer bulunması veya ampirik formüller yardımıyla yaklaşık olarak hesaplanması yollarına başvurulabilir. Yapı elemanlarının akustik özellikleri, laboratuar ölçümleri ve saha ölçümleri sayesinde tanımlanır. İletim yolunun karakteristik özelliklerinin tanımlanması, yarı ampirik metotta karşılaşılabilecek en önemli problemdir [8,12].

Yarı ampirik metot hesaplamaları üç adımda gerçekleşir. İlk adım gürültü kaynaklarının yarattığı hava kaynaklı ve yapı kaynaklı gürültü düzeylerini

belirlemektir. Gürültü düzeylerinin belirlenmesinde gürültü kaynağının test ölçümlerinden elde edilen veriler veya kaynak düzeyi tahmin teknikleri kullanılır. İkinci adım iletim yolunu inceler. Öncelikle kaynak ve alıcı oda arasındaki muhtemel iletim yolları belirlenir. İletim yolları hava üzerinden, yapı üzerinden veya bu ikisinin kombinasyonu şeklinde olabilir. Daha sonra her bir muhtemel iletim yolu boyunca gerçekleşecek gürültü düzeyindeki düşüş hesaplanır. Son adım, her bir kaynak-iletim senaryosu için alıcı odadaki ses basınç değerlerini hesaplamaktır. Alıcı odadaki ses gücü seviyeleri; kaynağın gürültü düzeyine, iletim yolunun etkileri eklenerek bulunur. Alıcı odanın akustik özellikleri göz önüne alınarak, hesaplanan ses gücü düzeyleri, ses basıncı düzeylerine dönüştürülür. Her bir iletim yolu için hesaplanmış ses basıncı seviyeleri toplanarak, odadaki toplam gürültü seviyesi bulunur [12].

Yarı ampirik metodun karmaşıklığı, alıcı odadaki gürültüye efektif olarak katkıda bulunan her bir kaynak için, tüm iletim yollarının hesaplanması gerekliliğinden kaynaklanır. Tüm kaynak-iletim yolu-alıcı kombinasyonlarını bir gemi için hesaplamak yorucu olabilir. Bir alıcı oda için, çoğu kaynak-iletim yolu kombinasyonu, odadaki gürültü düzeyine önemli bir katkıda bulunmaz. Bu nedenle eğer önemsiz kaynak-iletim yolu kombinasyonları, gürültü tahmin hesaplarına başlamadan önce tespit edilip göz ardı edilirse, bazı gereksiz hesaplamalardan kaçınılmış olur [12].

3.3.2 Nümerik yaklaşım – İstatistikî enerji analizi

Titreşim akustiği (vibro-acoustic), kompleks bir sıvı veya yapı sisteminde oluşabilecek ses ve titreşim dalga alanları ile ilgilenir. Düşük frekanslarda, sonlu yapıların akustik titreşim tepkileri, titreşim modları olarak adlandırılan uzun dalga boyunda durağan dalga alanları ile belirlenir. Sonlu elemanlar gibi deterministik titreşim akustiği tahmin metotları, her bir modu ayrı ayrı tanımlamaya ve tepkilerini çözümlemeye çalışır. Ancak çoğu titreşim akustiği problemi, geniş bir frekans aralığında çok sayıda moda sahiptir. Yüksek frekanslarda, bu metotlar hem modelleme hem de hesaplama açısından çok zaman alıcı olabilir. Ayrıca metot, sistemin bilinmeyen fiziksel detaylarına karşı çok hassas olduğundan, geometrik modelin çok detaylı oluşturulması gerekmektedir. Bu nedenlerden ötürü, karmaşık bir geometriye sahip mega yatlardaki gürültünün hesabında deterministik yaklaşımlar tercih edilmez.

İstatistikî enerji analizi (SEA), birbirine montelenmiş parçalardan oluşan bir sistemin çeşitli bileşenleri arasındaki enerji akışıyla ilgilenir. Yapı ve etrafını çevreleyen sıvı arasındaki karmaşık etkileşimleri modelleyebilir. Hesaplama kolaylığı açısından elverişli bir yöntemdir.[2,13].

İstatistikî enerji analizi metodunda sistemler, kendinden daha küçük alt sistemler tarafından temsil edilir ve her alt sistemin özellikleri istatistiksel olarak tanımlanır. Her bir alt sistem yapısal veya akustik bir bölgeyi temsil edebilir. Bu alt sistemler birbirlerine lineer olarak bağlanmış (coupled) olup rezonans titreşim modlarında enerji alış verişi yaparlar. Yani her bir frekans bandında enerji depolama ve dağılımı, rezonans titreşimler üzerinden gerçekleşir. Çoğu uygulamada, geometrik yapı elemanları, alt sistemler olarak incelenir. Bağlanmış iki alt sistem arasındaki enerji akışı, bu iki alt sistemin modal enerji düzeyi farklılığıyla orantılıdır; bir alt sistemin içinde dağıtılmış (dissipated) güç, alt sistemin enerjisi ile orantılıdır. Bir alt sisteme uygulanan dış kuvvetler veya diğer alt sistemlerle eşleşme (coupling) aracılığıyla net enerji girdisi, bu alt sistemden dağıtılan enerji miktarına eşittir. İstatistiki enerji analizinin bu yaklaşımları, bazı temel kabullere dayanır. Bu kabuller sırasıyla; iki alt sistem arasında lineer eşleşme bulunması, alt sistemler arası enerji akışının frekans bandındaki rezonant titreşimler tarafından tanımlanması, alt sistemlerin geniş bant aralığında rastgele dış kuvvetler tarafından uyarılması, verilen bir alt sistemin incelenilen frekans bandındaki tüm modlarının eşit ortalama enerjiye sahip olması ve iki alt sistem arası enerji akışının, bu iki alt sistemin modal enerji farklılığıyla orantılı olmasıdır [13-14].

Geniş bant aralığında, istatistikî olarak birbirinden bağımsız kaynaklar tarafından uyarılmış, iki osilatör grubundan veya iki elemandan oluşan SEA modeli için güç dengesi, denklem **(3.1)**, **(3.2)** ve **(3.3)** ile ifade edilir.

$$P_{in\,i} = P_{i,diss} + P_{ij} - P_{ji} \quad \textbf{(3.1)}$$

$$P_{in\,1} = \omega\eta_1 E_1 + \omega\eta_{12} E_1 - \omega\eta_{21} E_2 \quad \textbf{(3.2)}$$

$$P_{in\,2} = \omega\eta_2 E_2 + \omega\eta_{21} E_2 - \omega\eta_{12} E_1 \quad \textbf{(3.3)}$$

Burada $P_{in\,i}$, i elemanına zamana göre ortalaması alınmış (time averaged) güç girdisi, P_{ij}, eleman i'den j'ye geçen güç, $P_{i,diss}$, i elemanından dağıtılmış enerjidir. Bu durumda elemana giren toplam güç, elemandan çıkan toplam güce eşitlenmiş olur. ω, kullanılan bandın merkez frekansıdır. E_i, i elemanında depolanan toplam potansiyel

ve kinetik enerji miktarıdır. η_{ij}, eşleşme kayıp faktörü ve η_i elemanın içsel veya sönümleme kayıp faktörüdür. Bir elemandan diğer elemana enerji akışını belirten P_{ij}, iki elemanın birleştiği noktalar üzerinden gerçekleşecek güç aktarımının, bu birleşim noktalarında ne kadar kayba uğrayacağına yani η_{ij}'ye bağlıdır. O elemanın kendi içinde dağıtılan enerji ise, elemanın sönümleme karakteristiğini belirleyen η_i ile tanımlanır [2,13-14]. Bu ilişkiler matris formunda, denklem **(3.4)** ile temsil edilir.

$$\omega \begin{bmatrix} \eta_1 + \eta_{12} & -\eta_{21} \\ -\eta_{12} & \eta_2 + \eta_{21} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} E_1 \\ E_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_{in\,1} \\ P_{in\,2} \end{Bmatrix} \quad \textbf{(3.4)}$$

Bir dalga alanında depolanan enerji E, yapısal ve akustik olmak üzere ikiye ayrılır. Bu enerjiler denklem **(3.5)** ile belirlenebilir.

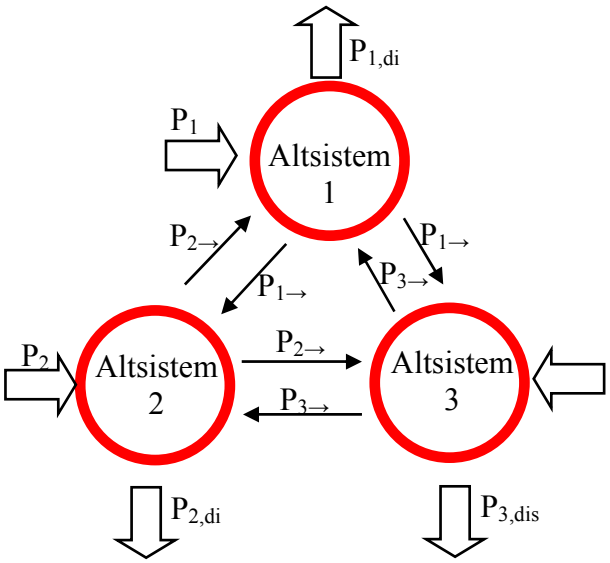
$$E = \begin{bmatrix} M(v^2) & yapısal\ dalga\ alanı \\ V(p^2)/\rho c^2 & akustik\ dalga\ alanı \end{bmatrix} \quad \textbf{(3.5)}$$

Denklem **(3.5)**'de M, alt sistemin kütlesini simgelemektedir. Denklemde v^2, titreşim hızının ortalama kareler değeri, p^2 akustik basıncın ortalama kareler değeri, ρ sıvı yoğunluğu, c ise akustik dalga hızıdır [14].

İstatistikî enerji analizinde önemli bir ilke, karşılıklılık ilişkisidir [14]. Bu ilişki, denklem **(3.6)** ile gösterilebilir.

$$\eta_{ij}.n_i = \eta_{ji}.n_j \quad \textbf{(3.6)}$$

Şekil 3.2, üç alt sistemli bir SEA sisteminin alt sistemler arası enerji akışını göstermektedir.



Şekil 3.2 : SEA alt sistemleri güç dengesi [2].

N adet alt sistemden oluşan bir SEA sistemi için, n adet güç dengesi eşitliği bulunur. Her bir merkez frekansı için güç dengesi eşitlikleri denklem **(3.7)**'de gösterildiği gibi matris formunda yazılabilir [13,14].

$$\omega . C . E = P \tag{3.7}$$

Burada C, (n x n) kayıp faktörü matrisi, E bilinmeyen dalga alanı enerjilerinin (n x 1) vektörü, P ise uygulanan güç girdilerinin (n x 1) vektörüdür. Kayıp faktörü ilkesi, denklem **(3.5)**'te belirtilen karşıtlık ilkesinden dolayı simetriktir [14]. Güç dengesi matrisinin açık hali Şekil 3.3'de görülmektedir.

$$\omega \begin{bmatrix} \left(\eta_1 + \sum_{i \neq 1}^{N} \eta_{1i}\right) n_1 & -\eta_{12} n_1 & -\eta_{13} n_1 & \cdots & -\eta_{1N} n_1 \\ -\eta_{21} n_2 & \left(\eta_2 + \sum_{i \neq 2}^{N} \eta_{2i}\right) n_2 & -\eta_{23} n_2 & \cdots & -\eta_{2N} n_2 \\ \vdots & & & & \vdots \\ -\eta_{N1} n_N & & & \cdots & \left(\eta_N + \sum_{i \neq N}^{N} \eta_{Ni}\right) n_N \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\bar{E}_1}{n_1} \\ \frac{\bar{E}_2}{n_2} \\ \vdots \\ \frac{\bar{E}_N}{n_N} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \bar{P}_1 \\ \bar{P}_2 \\ \vdots \\ \bar{P}_N \end{Bmatrix},$$

Şekil 3.3 : SEA matrisi [14].

İstatistikî enerji analizi çözüm süreci, ilgilenilen frekans aralığındaki her bir bandın merkez frekansları için güç denge denkliklerini oluşturmayı içerir. Şekil 3.3'teki matris, merkez frekansları için çözülerek, alt sistemlerin zamana göre ortalaması alınmış enerjileri bulunur. Denklem **(3.7)**'ye göre yapılan gürültü analizleri için incelenecek bantların merkez frekansı ve SEA parametreleri belirlenmelidir. SEA parametreleri; modal yoğunluk, sönümleme kayıp faktörü ve eşleşme kayıp faktörüdür [13-14].

Bir alt sistemin mod sasısı N, Δf genişliğindeki frekans bandında, rezonans yapan alt sistemlerin rezonans adetidir. Modal yoğunluk ise verilen bir alt sistem, dalga alanı ve frekans bandı için birim frekans başına düşen ortalama rezonans sayısıdır [13-14].

Bir yapının sönümlemesi, malzeme sönümü, bağlantı yeri (joint) sönümü ve akustik ışıma sönümü gibi çeşitli formlarda meydana gelebilir. Bir yapı elemanının

sönümleme kayıp faktörü, bu mekanizmaların bir veya birden çoğuna göre şekillenir. Bir yapıyı meydana getiren yapı elemanına ait sönümleme kayıp faktörü; yapısal kayıp faktörü, ışınım kayıp faktörü ve yapı elemanlarının sınırlarındaki enerji kaybına ait kayıp faktörlerinin toplamına eşittir. Çoğunlukla yapısal sönümleme ve akustik sönümleme mekanizmaları lineer kabul edilir ancak yapı bağlantılarında, lineer olmayan sönümleme mekanizmaları bulunur. Akustik bir kavitenin sönümlemesi, sınırlarındaki ses soğurum karakteristikleri tarafından belirlenir. İstatistikî enerji analizinde sönümleme kayıp faktörü η, akustik ışınım dışındaki tüm sönümleme mekanizmalarını içerir. Akustik sönümleme, bitişik alt sistemler arasında güç transferi şeklinde ayrı olarak modellenir [13-14]. Çelik levhalarda akustik ışınımdan kaynaklı enerji yitiminin hariç tutulduğu sönümleme kayıp faktörü için yaklaşık ifade denklem **(3.8)**'deki gibi hesaplanabilir [14].

$$\eta = 0{,}41 f^{-0{,}7} \qquad \textbf{(3.8)}$$

Denklem **(3.8)**'deki f simgesi Hz cinsinden frekansı ifade eder ve denklem kullanılarak f=100Hz için η=0,016; f=1kHz için η=0,0032 bulunabilir. Çoğu mühendislik yapısı, $2.5\text{x}10^{-4} \square \eta \square 5.0\text{x}10^{-2}$ değer aralığında hafif olarak sönümlenir.

Eşleşme kayıp faktörü, bağlantının geometrik özelliklerine, bağlanmış alt sistemlerin fiziksel özelliklerine ve bağlantı üzerinden iletilen dalgaların geliş açısına bağlıdır. Gemi gibi kaynaklanmış yapılarda sıklıkla karşılaşılan çizgisel bağlantı (line junction) için eşleşme kayıp faktörü denklem **(3.9)** ile hesaplanabilir.

$$\eta_{ij} = 2c_{Bi}.L.\tau_{ij}/\pi\omega S_i \qquad \textbf{(3.9)}$$

Denklem **(3.9)**'da ilk alt sistemin eğilme (flexural) dalgalarının eğilme (bending) dalga hızı c_{Bi} ile belirtilmiştir. Denklemde kullanılan L bağlantı çizgisinin boyu, τ_{ij} incelenilen problemdeki dalga tipi ve bağlantı tipine göre güç iletim verimliliği, ω bandın merkez frekansı, S_i alt sistem i'nin yüzey alanıdır [14].

4. MEGA YATLARDAKİ GÜRÜLTÜ SEVİYELERİNİN SEA METODU İLE TAHMİNİ

4.1 Örnek Çalışma M/Y Arethusa

4.1.1 Genel bakış

Örnek çalışma olarak 47 metrelik mega yat Arethusa'nın çeşitli kabinlerindeki gürültü düzeyleri istatistiki enerji analizi metodu ile tahmin edilmiştir. M/Y Arethusa'nın ana karakteristikleri Çizelge 4.1'de verilmiştir. Mega yatın resmi Şekil 4.1'de görülmektedir.

Çizelge 4.1 : Örnek çalışmanın ana karakteristikleri.

Tekne Boyutları	
Tam boy (LOA)	47.04 m
Su hattı boyu (LWL)	39.74 m
Genişlik	9.00 m
Derinlik	4.21 m
Draft	2.85 m
Max. hız	16.5 knot
Servis hızı	13 knot



Şekil 4.1 : 47 m Mega yat Arethusa.

Kullanılan akustik modelleme metodu, alt sistemler topluluğunun birleşerek enerji paylaşan bir sistem meydana getirdiği diğer SEA modelleme teknikleriyle aynıdır. Modelleme ve analiz için SEA tekniğini kullanan bir bilgisayar programı kullanılmıştır. SEA bilgisayar programı, istatistikî enerji analizi metoduna dayanan titreşim akustiği tasarım değerlendirme programıdır. Program, gerçek yapıların matematiksel enerji akışı modellerinin kurulmasına ve benzetim kurulmuş (simulate) akustik çevrenin tepkilerinin tahmin edilmesine olanak verir. Programda akustik ve titreşim enerjileri, kaynakta sisteme girdi olarak uygulanır ve alt sistemler tarafından içsel yapı sönümlemesi, gürültü iyileştirme elemanları tarafından sönümleme ve havaya yayılım mekanizmaları tarafından dağıtılır. Alt sistemler arası enerji paylaşımı, bağlantılarda belirli durumlara göre otomatik olarak hesaplanan eşleşme kayıp faktörü tarafından tanımlanır.

Gürültü tahmin sürecinde ilk basamak gürültü kaynaklarını belirlemektir. Örnek çalışmada ele alınan gürültü kaynakları, tahmin koşullarına göre değişmektedir. Seyir halinde ana gürültü kaynağı olarak ana dizel makineleri seçilmiştir. Baskın gürültü kaynağı olarak ana makine düşünüldüğünde pervane ve diğer yardımcı makinelerden kaynaklı arka plan gürültüsü yok sayılabilir. Bu durum Bölüm 2.1'de anlatılan birden fazla kaynağın bir alıcı oda içerisindeki toplam ses basınç düzeylerine etkisi incelendiğinde anlaşılabilir. Ayrıca gürültü kaynağı olarak ana dizel makineler seçilerek modelleme kolaylığı sağlanmış ve kaynak ses gücü tahminlerinde ortaya çıkabilecek yersiz hatalardan kaçınılmıştır.

Üç boyutlu modelleme ele alınırken, test ölçümleri göz önünde bulundurularak sadece kritik olarak değerlendirilebilecek kompartımanlar yapısal ve akustik olarak modellenmişlerdir. Sonuçların doğruluğu için model olabildiğince basit tutulmuştur. Modellenmeyen kompartımanların karşılaştırmalı analizi yapılmamıştır. Hariç tutulan kompartımanların modellenmemesinin bir diğer sebebi ise, kullanılan istatistikî enerji analizi programında, farklı genişlik ve derinliğe sahip kompartımanlar arası bağlantılarda ortaya çıkan problemlerin önüne geçmektir.

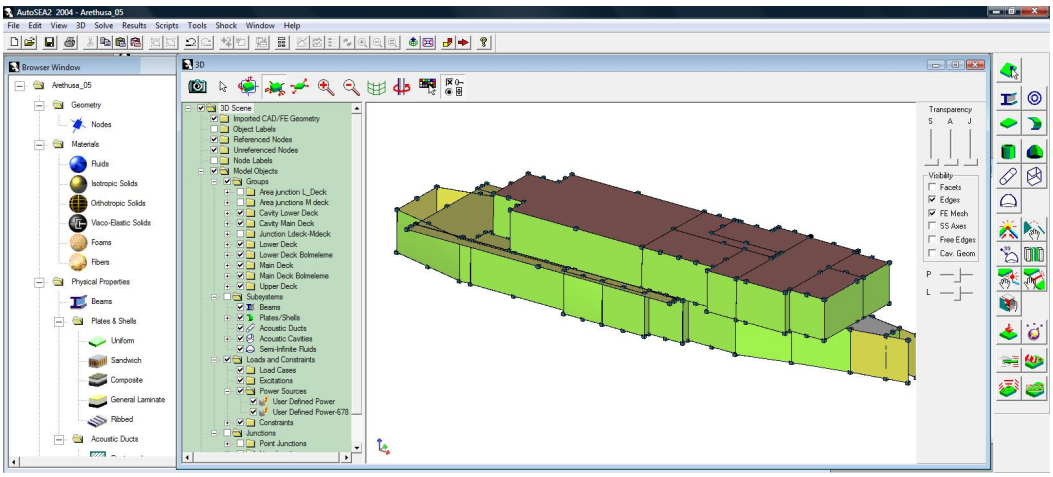
Mega yatın izolasyonu için kullanılmış mevcut tüm yalıtım malzemeleri, orijinal yapıda kullanıldıkları yere uygun olarak modellenmiştir. Ancak ses yalıtımına etkisinin düşük olduğu bilinen yalıtım malzemesi taşıyıcı elemanları ve mega yatın karkas yapısı modellenmemiştir. Ayrıca makine dairesi havalandırma kanalı yalıtım detayı, ana gürültü kaynağı olarak sadece ana makine gövdesi seçildiği için

modellenmemiştir. Programda detaylı modellemenin neredeyse imkansız olmasından ötürü, yalıtım malzemeleri modellenirken, yalıtım detayı olabildiğince basit tutulmuştur.

4.1.2 Üç boyutlu modelleme

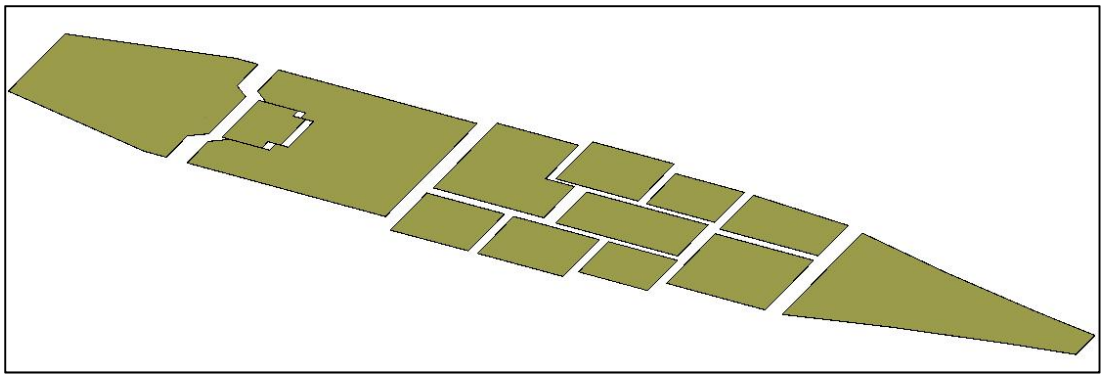
Teknenin 3-boyutlu modellenmesinde kullanılan alt sistemler; akustik alt sistemler ve yapısal alt sistemlerdir. Akustik alt sistemler kompartımanın hacmi büyüklüğünde akışkandan oluşur. Burada kullanılan modelde akışkan olarak hava seçilmiştir. Yapısal alt sistemler ise güverteler için enine ve boyuna elemanlarla ile güçlendirilmiş çelik levhalar, bölmeler için kaba duvar levhaları ve perdeler için çelik perde levhaları şeklinde modellenmişlerdir.

Tüm model oluşturma ve ön hazırlıklar Şekil 4.2'de görülen grafiksel kullanıcı arayüzünde gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.2 : SEA bilgisayar programı kullanıcı arayüzü.

Gürültü modeli, alt sistemlerin oluşturduğu levhalar, perdeler ve bölmeleme gibi yapı elemanları modellenerek oluşturulur. Yapısal alt sistemler çoğunlukla, tek bir kompartımanın bir yüzünü meydana getirir. Örneğin makine dairesinin zemini, dairenin taban boyutlarındaki güverte levhası alt sisteminden meydana gelmiştir. Makine dairesine bitişik başka bir kabinin zemini, aynı şekilde kabin tabanı boyutlarında bir güverte levhası alt sisteminden oluşmuştur. Tek bir güverte hizasındaki bütün güverte alt sistemleri bağlanarak güverteyi meydana getirir. Modellenen alt güverte ve ona ait alt sistemler Şekil 4.3'de gösterilmiştir.



Şekil 4.3 : Alt güverte yapısal alt sistem modeli.

Birincil ve ikincil yapı kaynaklı gürültüler, yapısal alt sistemler arasındaki bağlantılar üzerinden tekneye yayılır. Yapısal alt sistemlerin çevrelediği kapalı bir hacim, akustik kavite olarak modellenmiştir. Her bir akustik kavite, farklı bir kompartımanı temsil eden akustik alt sistemdir. Akustik kavitelerdeki gürültü düzeyleri, hava kaynaklı, yapı kaynaklı veya ikincil yapı kaynaklı iletim yolları sonucunda oluşur. Ana gürültü kaynağının bulunmadığı alıcı oda gürültü düzeyleri, alıcı oda akustik kavitesini çevreleyen yapısal alt sistemlerden yayılıp, akustik kaviteye gelen gürültü düzeylerinin birleşimi şeklinde hesaplanmıştır.

Kullanılan program, üç boyutlu modellenmeye başlanmadan önce, bir veri tabanı oluşturmayı gerektirmiştir. Bu veri tabanında sıvı ve katı malzemeler ve çeşitli yapı elemanlarının fiziksel özellikleri tanımlanabilmektedir. Veri tabanı, modelde kullanılan alt sistemlere ait soğurma katsayısı, geçişim katsayısı gibi çeşitli katsayıları spektral olarak tanımlamaya izin verir.

Veri tabanı oluşturulurken öncelikle, güverte elemanlarında kullanılmak üzere St42 gemi inşaat çeliği tanımlanmıştır. Daha sonra güverte levhası ve perdelerde kullanılmak üzere 6mm kalınlığında st42 çeliğinden düz levha oluşturulmuştur. Bu levhaya ait sönümleme katsayısı, akustik modelin büyüklüğünden ve alt sistemlerin fiziksel boyutlarının sönümleme karakteristiği üzerindeki etkisinden dolayı 3 farklı değerde alınmıştır. Gemi inşaat çeliğinin sönümleme karakteristiğinin zayıf olduğu bilinmektedir. Ancak hangi alt sistemlerde ne miktarda sönümleme yapacağı tamamen incelenen teknenin çelik konstrüksiyonuna bağlıdır. Bu nedenle sönümleme katsayısı tahmini olarak sırasıyla %1, %5 ve % 0,5 seçilmiştir. Veri tabanında oluşturulan diğer malzemelerin sönümleme kayıp faktörleri, gemi ve laboratuarlarda yapılmış çeşitli testler ile deneysel olarak belirlenmiş test sonuçları kullanılarak tespit edilmiştir [3,4,12]. Kirişli levhaların fiziksel özellikleri oluşturabilmek için

öncelikle, tekne yapımında kullanılmış T braketler tanımlanmıştır. Daha sonra güverte levhası ve perde levhası, kirişler arası mesafe girilerek ve örnek çalışmanın inşaatında kullanılan braket tanıtılarak oluşturulmuştur. Bölmeleme alt sistemlerinde kullanılmak üzere, 18mm kalınlığında kontra düz levha veri tabanına eklenmiştir.

Tekne öncelikle, incelenecek kompartımanlar göz önünde bulundurularak CAD programlarında yüzeylerden meydana gelecek biçimde tasarlanmıştır. Daha sonra tasarlanan CAD geometrisi, SEA programına aktarılmıştır. Program, alınan CAD geometrisine uygun otomatik düğüm noktaları oluşturmuştur. Bu düğüm noktaları, tekne geometrisine ait yüzeylerin köşe ve merkez noktalarında otomatik olarak oluşturulur. Programa aktarılan yüzeyler, program tarafından tanınmamaktadır. Levha alt sistemi oluşturmak için, grafiksel kullanıcı ara yüzünde oluşturulmuş düğüm noktaları, alt sistemin sınırlarını belirleyecek şekilde sırasıyla seçilmiştir. Yapısal alt sistemler oluşturulurken, minimum 4 adet düğüm noktası seçilmiştir. Düğüm noktaları seçiminden sonra çıkan modelleme penceresi ile, modellenen levhanın konstrüksiyon ve fiziksel özellikleri oluşturulan veri tabanı kullanılarak tanıtılmıştır. Bu şekilde; güverte ve perdeler, teknenin yapısal yerleşimini temsil edecek şekilde yapısal alt sistemlere ayrılarak modellenmiştir. Tüm modelde toplam 500 adet düğüm noktası kullanılmıştır.

Akustik alt sistemler, akustik kaviteyi çevreleyen yapısal alt sistemlerin yüzleri seçilerek veya kavitenin köşe düğüm noktaları seçilerek oluşturulmuştur. Akustik kavite oluştururken minimum 6 adet yüz veya 8 adet düğüm noktası kullanılmıştır. Modellenen akustik kavite alt sistemleri, gürültü düzeyleri aranan kompartımanlara ait akustik kavitelerdir.

Alt sistemler yapısal ve akustik olarak birbirlerine bağlanmışlardır. Bu bağlantılar üzerinden alt sistemler arası enerji alış-verişi gerçekleşir. Yapısal bağlantılar, iki levha alt sistemi arasındaki sınır hattında çizgisel olarak, sınır hatlarının sonlarında noktasal olarak modellenmiştir. Akustik bağlantılar, yapısal alt sistemler ve akustik kaviteler arasında alan bağlantıları olarak modellenmiştir. Otomatik olarak bağlanamayan alt sistemler, manüel olarak birbirlerine bağlanmışlardır. Farklı boyutlardaki alt sistemler arasındaki alan bağlantıları üzerinden gerçekleşecek enerji paylaşımı, alt sistemlerin alanları arasındaki oranın bir fonksiyonu olarak modellenmiştir. Aynı yüz alanına sahip alt sistemler arasındaki bağlantılar, daha kesin sonuçlar vermektedirler ve daha kolay bağlanabilirler. Bu sebeple alt sistem

boyutları, bağlantı kolaylığı sağlaması açısından olabildiğince küçük tutulmaya çalışılmıştır. Mega yatın genel yerleşim planının karmaşıklığından ve kabin sayısının çokluğundan ötürü alt sistem sayısı oldukça fazladır. Küçük ve çok sayıda alt sistem kullanılması, model oluşturmayı zorlaştırmıştır.

4.1.3 Gürültü kaynağı modellenmesi

İstatistikî enerji analizi ile yapılan gürültü tahminlerinde, metodun doğruluk derecesi, programa girdi olarak girilen yapı kaynaklı ve hava kaynaklı gürültü kaynağı düzeylerinin doğruluğu tarafından kontrol edilir [6]. Bu nedenle olabildiğince doğru kaynak düzeylerinin kullanılması, kullanılan programın kesinliğini arttıracaktır. SEA denge eşitliklerinde kullanılacak güç girdileri çoğunlukla makine üreticileri tarafından sağlanmazlar. Bu gibi durumlarda; makineye ait mevcut ölçülen ses basınç ve ivmelenme değerleri, ölçüm mesafeleri göz önünde bulundurularak girdi gücüne veya girdi ivmesine dönüştürülebilir. Kaynak gücü belirlemenin diğer bir yöntemi, yarı ampirik formüller kullanılarak hesaplamaktır. Her iki kaynak gücü tespit metodu, olası hata kaynağı olabilir [6]. Bu nedenle, kaynak gücü düzeylerin bilinmediği durumlarda, sadece baskın gürültü kaynaklarının ele alınması, hata olasılığını düşürecektir.

Örnek çalışmada kullanılan mega yatın ana ve yardımcı makinelerine ait gürültü kaynak gücü düzeyleri mevcut değildir. Örnek çalışmada, seyir koşullarında belirgin gürültü kaynağı olarak ana dizel makineler seçilmiştir. Bu sebeple, yapılan gürültü analizinde ana dizel makineler gürültü kaynağı olarak modellenmiştir. Ana makinelere ait kaynak düzeyleri, yarı ampirik olarak modellenmiştir.

Örnek çalışmada kullanılan mega yata ait ana makine özellikleri Çizelge 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4.2 : M/Y Arathusa ana makine özellikleri.

Makine Özellikleri	
Üretici	CAT
Makine Tipi	3512B
Makine Adeti	2
Makine Gücü	2*1679 kW
Makine Devri	1925 rpm

M/Y Arethusa'ya ait gürültü testleri 28 Ağustos 2008 tarihinde 1300 rpm makine devri ve 13 knot hızındaki servis koşullarında yapılmıştır. Karşılaştırmalı analiz yapabilmek için, SEA modelinde uygulanacak kaynak değerleri, test koşulları göz önünde bulundurularak hesaplanmıştır. Ana makinenin kaynak gücü düzeyleri, SNAME gürültü kontrol kılavuzunda [12] verilen yarı ampirik yöntemler vasıtası ile servis halinde olan iki ana makinenin toplam güç kaynağı olarak bulunmuştur.

Modellenen dizel makine casing gürültü kaynağı, hava kaynaklı gürültü kaynağı ve yapı kaynaklı gürültü kaynağı olarak ikiye ayrılmıştır. Hava kaynaklı gürültü kaynak düzeyleri denklem **(4.1)**'e göre hesaplanır. Hesaplanan düzeyler, kaynağın taban seviyesini ifade eder. Oktav bandı hava kaynaklı gürültü kaynağı düzeyleri, hesaplanan taban seviyesine, farklı servis hızları için oktav bandı düzeltme değerleri eklenerek bulunur.

$$L_{WB} = 57 + 10\,log(hp)\;dB\;re\;10^{-12}\;W \qquad \textbf{(4.1)}$$

Denklemde hp simgesi servis koşullarında makine gücüdür ve test koşullarına uygun olarak 835,46 hp seçilmiştir. Örnek çalışmada modellenen ana makinelerin, 1300 rpm makine devrinde ve 13 knot servis hızında hesaplanan hava kaynaklı gürültü kaynak gücü düzeyleri Çizelge 4.3'te verilmiştir.

Çizelge 4.3 : Ana makine hava kaynaklı gürültü kaynak gücü düzeyleri.

Ses gücü düzeyleri (dB)	Oktav bandı merkez frekansı (Hz)								
	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
	105.2	110.2	112.2	110.2	112.2	112.2	110.2	106.2	100.2

Yapı kaynaklı gürültü kaynağı için gürültü kaynak düzeyleri, dB cinsinden serbest ivmelenme düzeyleri olarak hesaplanmıştır. Serbest ivmelenme için referans değeri, 10^{-3} cm/sn^2 olarak alınmıştır [12]. Yapı kaynaklı gürültü kaynağı olarak ana makinenin kaynak düzeyi taban seviyeleri denklem **(4.2)** kullanılarak hesaplanmıştır.

$$L_{aB} = -20\log(w) + 20\log(hp) + 30\log\left(\frac{rpm}{rpm_0}\right) + 124\;dB\;re\;10^{-5} m/sn^2 \qquad \textbf{(4.2)}$$

Denklem **(4.2)**'de, w simgesi dizel makinenin ağırlığını libre cinsinden belirtir. Örnek çalışmada modellenen ana makine ağırlığı 14383,6 libredir. Makine gücü, hava kaynaklı gürültü kaynak düzeyi hesabında kullanıldığı gibi 835,46 hp alınmıştır. Makine devri gerçek makine devri rpm ve değerlendirilen makine devri

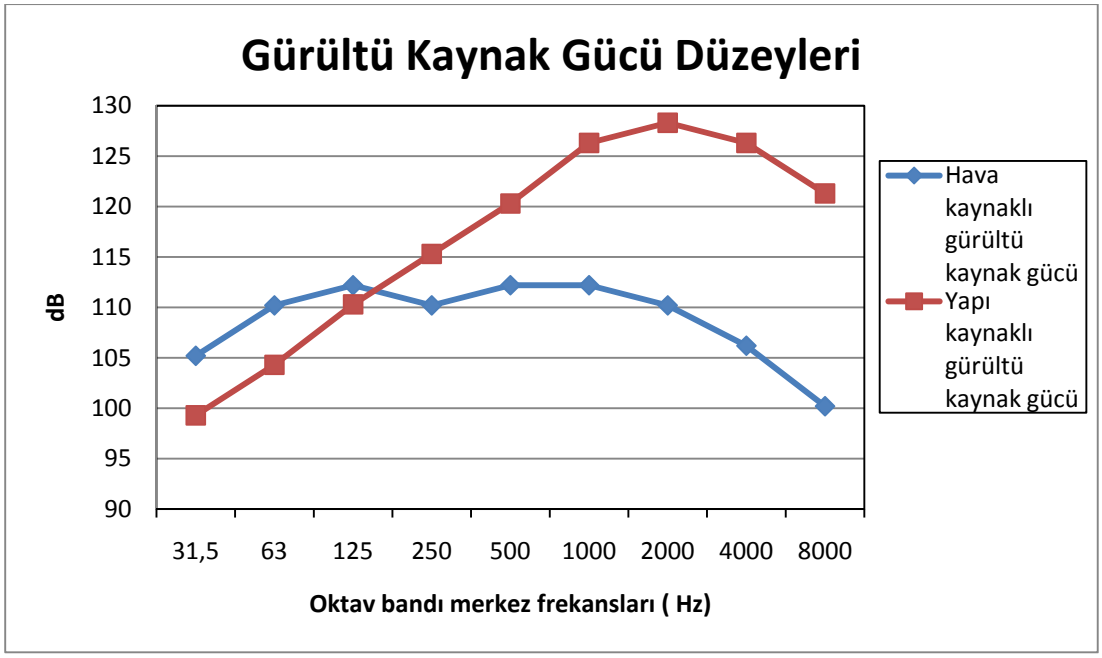
rpm_0 olarak de kullanılır. Bu değerler için hesaplanan ana makine yapı kaynaklı gürültü kaynak gücü düzeyleri Çizelge 4.4'de verilmiştir.

Çizelge 4.4 : Ana makine yapı kaynaklı gürültü kaynak gücü düzeyleri.

Ses gücü düzeyleri (dB)	Oktav bandı merkez frekansı (Hz)								
	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
	99.3	104.3	110.3	115.3	120.3	126.3	128.3	126.3	121.3

Yapı kaynaklı gürültü düzeylerinde kullanılan serbest ivmelenme düzeyi, esnek montelenmiş makinelerden kaynaklı enerji girdisini temsil eder [12]. Ölçüm yapılan mega yatta makineler esnek montelenmiş olmalarına rağmen, bu makineler örnek çalışmada modellenirken serbest ivmelenme düzeyleri kullanılmıştır. Bu nedenle, esnek montelemenin kaynaktan dağılacak enerjiyi düşürme etkisi modellenmemiştir.

SNAME gürültü kontrol kılavuzunda [12] verilen yarı ampirik yöntemler vasıtası ile hesaplanan ana makinenin hava kaynaklı ve yapı kaynaklı gürültü kaynak gücü düzeyleri frekans dağılımları Şekil 4.4'te gösterilmiştir.



Şekil 4.4 : Gürültü kaynak gücü frekans düzeyleri.

İstatistikî enerji analizi, kaynaktan gerçekleşen ses ve titreşim yayılımını kaynak boyutunun bir fonksiyonu olarak görmez. Bu nedenle incelenen ana gürültü kaynağının fiziksel boyutları, SEA algoritmalarında kullanılmadıklarından fiziksel olarak modellenmemiştir.

Kaynak düzeyleri, hava kaynaklı gürültü için ses gücü düzeyleri, yapı kaynaklı gürültü için serbest ivmelenme düzeyleri olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan kaynak gürültü düzeyleri, kullanılan programda modele ayrı ayrı tanıtılmıştır. Hava kaynaklı gürültü düzeyi, kaynak odasına ait akustik alt sistem sistemde akustik güç girdisi şeklinde modellenmiştir. Yapı kaynaklı gürültü düzeyi, kaynak odasının zeminini oluşturan yapısal alt sistemde yayılan dalga alanının serbest ivmelenme düzeyi olarak modellenmiştir.

4.1.4 İzolasyon modeli

M/Y Arethusa teknesinde ileri seviyede titreşim ve gürültü düşürme malzemeleri kullanılmıştır. Bu gibi teknelerde gürültü düzeylerini düşürmek için özel akustik iyileştirmelerinin uygulanmasının sebebi, gürültü kaynağı ve alıcı oda arasındaki kısa iletim yollarıdır. Ayrıca mega yatlarda akustik konfor bir performans kriteri olduğundan bu gibi iyileştirme malzemelerinin kullanılması şarttır [4].

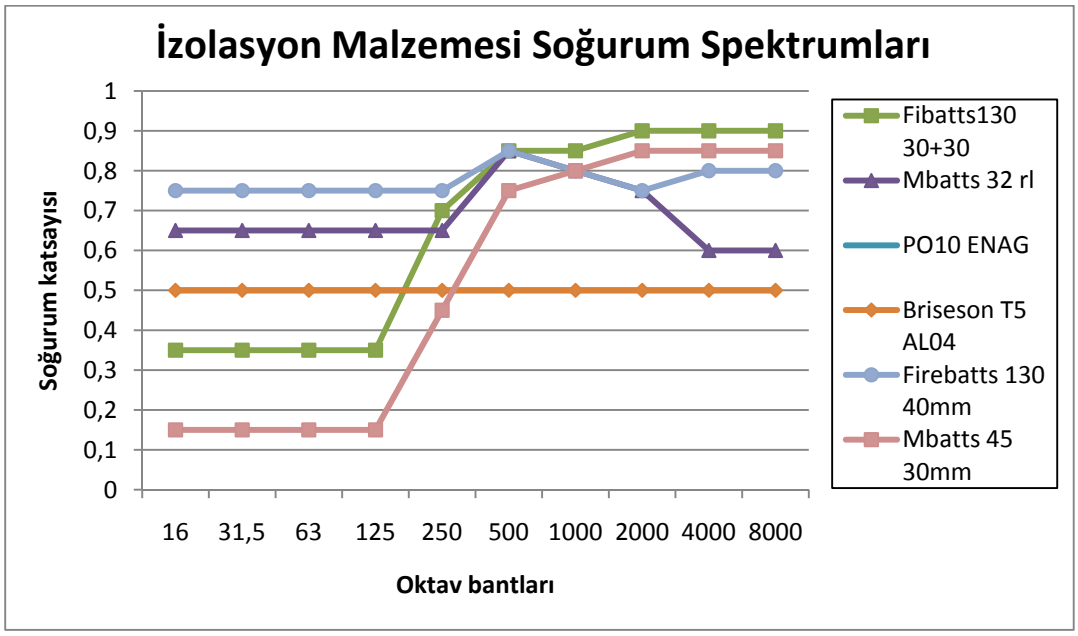
M/Y Arethusa teknesinde kullanılan izolasyon malzemeleri Çizelge 4.5'te sıralanmıştır.

Çizelge 4.5 : İzolasyon malzemeleri ve malzeme kalınlıkları.

İzolasyon Malzemeleri		
Üretici	Tip	Kalınlık (mm)
Rockwool	Marine Firebnatts 130	30+30
Rockwool	Marine Firebatts 130	40
Rockwool	Marine Batts 32 RL	50
Rockwool	Marine Batts 45	50
Pinta Enac	PO10	5
Pinta Enac	Briseson T5 AL04	5

İzolasyon malzemelerini modellemek için, programda kullanıcı tanımlı gürültü kontrol iyileştirmeleri (NCT) fonksiyonu kullanılmıştır. Her bir izolasyon malzemesi için öncelikle soğurum katsayısı ve geçişim katsayısı spektrumları oluşturulmuştur. İzolasyon malzemelerine ait indirgeme faktörü ve soğurum faktörü spektrumları, üretici firmaların veri tabanlarından elde edilmiştir [3,4,12,15]. Ancak çoğu malzeme üreticisi, izolasyon malzemelerinin gürültü iyileştirmelerine ait karakteristik özellikleri belirli bir frekans aralığında temin edebilmektedirler. Bu nedenle gürültü indirgeme ve soğurum karakteristikleri bilinmeyen izolasyon malzemesine ait

spektrum oluşturulurken, bilinmeyen merkez frekanslar için, temin edilen son frekans değeri alınmıştır. Bu yaklaşım, düşük frekanslarda normalde olduğundan daha verimli gürültü iyileştirme karakteristiklerinin uygulanmasına sebep olmuş olabilir. Oluşturulan spektrumlar yeni bir gürültü kontrol iyileştirmesi tanımlanırken soğurum ve geçişim için seçilmişlerdir. Spektrumları tanımlanan kullanıcı tanımlı izolasyon malzemeleri, farklı dalga alanlarındaki sönümleme faktörleri girilerek modellenmiştir. Bu spektrumlar Şekil 4.5'te verilmiştir.



Şekil 4.5 : İzolasyon malzemeleri soğurum spektrumları.

Programda mevcut olan izolasyon malzemeleri için ise iyileştirme katmanları oluşturulmuştur. İyileştirme katmanları ve kullanıcı tanımlı iyileştirmeler, mega yatın izolasyon detayına uygun olarak ilgili yapısal alt sistemlerin bir yüzüne veya her iki yüzüne birden tanıtılmıştır. Arethusa mega yatına ait izolasyon detayı Ek A'da görülebilir. Programda detaylı modellemenin neredeyse imkansız oluşundan ötürü, izolasyon malzemeleri modellenirken izolasyon detayı olabildiğince basit tutulmuştur. Birleştiricilerle taşınan duvar kaplamaları, esnek montelenmiş olarak kabul edilir [6]. Bu nedenle oluşturulan izolasyon modelinde bölmeleme ve perdelerde kullanılan kaba duvar bitiş kaplaması izolasyon detayı olarak modellenmiştir. Ancak aradaki hava boşluğu modellenirken taşıyıcı elemanlar ve birleştiriciler modelleme zorluğundan dolayı göz ardı edilmiştir. Mega yatın karkas yapısı da modelleme zorluğundan ötürü göz ardı edilmiştir. Yapılan basitleştirmeler sonucu modele uygulanan izolasyon yapısı makine dairesi perdesi, 43'üncü perde, alt

güverte ve ana güverte ve kabinler arası bölmeleme izolasyonlarını kapsamaktadır. Analizde basitleştirilerek kullanılan izolasyon modellerinin detayı Ek B'de belirtilmiştir. Akustik ve yapısal alt sistemlerin sönümleme karakteristikleri, incelenen bölgeye göre ses kontrol iyileştirme veya ayrıca oluşturulmuş yapısal sönüm spektrumlarından seçilmiştir.

4.2 Tahmin ve Ölçüm Sonuçlarının Karşılaştırılması

İstatistiki enerji analizi kullanılarak örnek mega yatın kompartımanlarına ait gürültü seviyeleri bulunmuştur. Hesaplamalar, iki adet ana makinenin servis koşullarında çalıştığı kabul edilerek yapılmıştır. Her bir kompartımana ait gürültü düzeyi tahminleri ses basınç düzeyleri olarak dB(A) cinsinden hesaplanmıştır. Tahmin sonuçları 16-8000 Hz frekans aralığında 1/1 oktav bandında merkez frekanslarda ve akustik kavitenin A ağırlıklı ortalama gürültü düzeyi olarak değerlendirilmiştir.

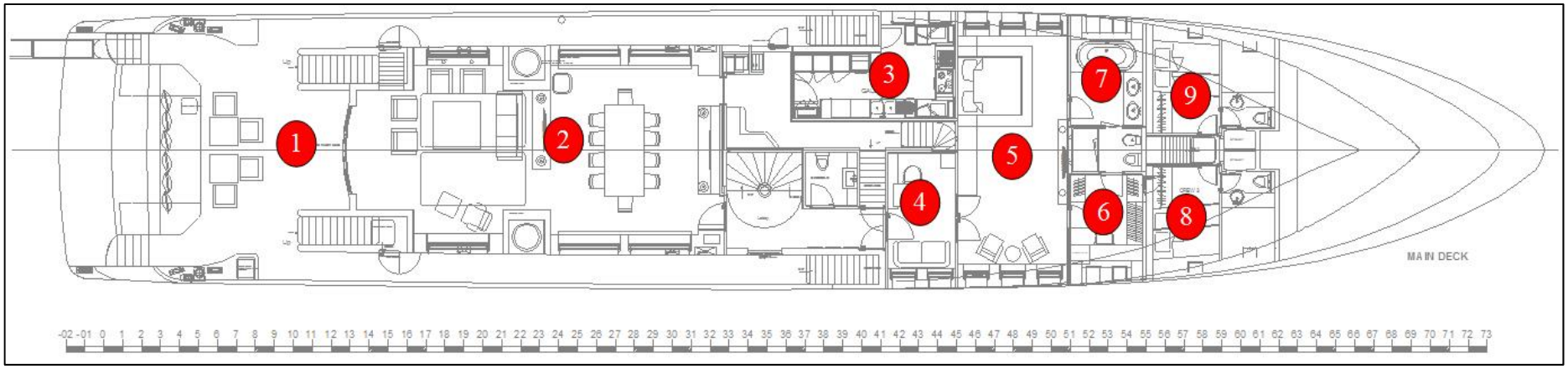
M/Y Arethusa teknesine ait gürültü testleri, 2008 Ağustos ayında Marmara denizinde yapılan seyir tecrübelerinde gerçekleştirilmiştir. Çeşitli kompartımanlarda A ağırlıklı dB(A) gürültü düzeyleri seyir servis koşullarında ve liman koşullarında ölçülmüştür. Ölçümler sırasında uygulanan seyir koşulları; 1300 rpm makine devri ve makineler %40 MCR'da 643 kW güç ile çalışır durumda ve yaklaşık olarak 13 knot seyir hızıdır. Gürültü ölçümleri Prof. Dr. Mustafa İnsel tarafından gerçekleştirilmiştir. Gürültü ölçümlerinin gerçekleştirildiği kompartımanlar Şekil 4.6 ve Şekil 4.7'de verilmiştir. Gürültü ölçümleri IMO A469 (XII) 'da belirtilen standartlara uygun ekipmanlar kullanılarak ve standartlar uygulanarak gerçekleştirilmiştir. IMO A469 (XII)'da bahsi geçen tüm kompartımanlar için ölçülen değerler IMO A469 (XII) gürültü düzeyi limitleri ile karşılaştırılıp değerlendirilmiştir.

Gerçekleştirilen seyir testlerinde servis koşulları ve liman koşullarında ölçülen alt güverte ve ana güverte için dB(A) ağırlıklı gürültü düzeyleri Çizelge 4.6 ve 4.7'de verilmiştir.

Çizelge 4.6 ve 4.7 incelendiğinde liman koşullarında mega yatın farklı kompartımnalarında gerçekleştirilen ölçümler sonucunda elde edilen gürültü değerleri Konfor Klası limitlerine uydukları görülmektedir. Bu nedenle uygulanan istatistikî enerji analizinde gürültü hesaplamaları sadece servis koşulları göz önünde bulundurularak gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.6 : Alt güverte gürültü ölçüm noktaları.



Şekil 4.7 : Ana güverte gürültü ölçüm noktaları.

Çizelge 4.6 : Seyir testi alt güverte gürültü ölçüm değerleri.

GÜVERTE	ALT GÜVERTE				
Oda no	Ölçüm yeri	Kompartıman Tipi (IMO Res 468 XII)	Maksimum dB(A) IMO Res A468	Ölçülen değer dB(A) Servis hızında	Ölçülen değer dB(A) Limanda
1	Makine Dairesi	Makine Daireleri	110	107.4	-
2	VIP Kabin	Kamaralar ve Revir	60	65.8	44.9
3	VIP Banyo	Kamaralar ve Revir	-	68.2	42.2
4	İskele Misafir Kabin	Kamaralar ve Revir	60	598	42.1
5	Sancak Misafir Kabin	Kamaralar ve Revir	60	59.9	42.4
6	İskele Misafir Kabin Banyo	Kamaralar ve Revir	-	59.1	41.9
7	Sancak Misafir Kabin Banyo	Kamaralar ve Revir	-	61.9	41.9
8	VIP Kabin	Kamaralar ve Revir	60	55.5	-
9	VIP Banyo	Kamaralar ve Revir	-	59	-
10	Mürettebat Yemek Salonu	Yemek Salonları	65	59.3	-
11	İskele Mürettebat Kabin	Kamaralar ve Revir	60	51.6	-
12	Sancak Mürettebat Kabin	Kamaralar ve Revir	60	50.8	-

Çizelge 4.7 : Seyir testi ana güverte gürültü ölçüm değerleri.

GÜVERT	ANA GÜVERTE				
Oda no	Ölçüm yeri	Kompartıman Tipi (IMO Res 468 XII)	Maksimum dB(A) IMO Res A468	Ölçülen değer dB(A) Servis hızında	Ölçülen değer dB(A) Limanda
1	Arka güverte	Açık Gezinti Alanları	75	74.5	-
2	Salon	Yemek Salonları	65	59.6	45.2
3	Mutfak	Mutfak	75	57	-
4	Tekne Sahibi Çalışma Odası	Kamaralar ve Revir	60	53.6	-
5	Tekne Sahibi Yatak Odası	Kamaralar ve Revir	60	50	-
6	Tekne Sahibi Kıyafet Odası	Kamaralar ve Revir	60	51.1	-
7	Tekne Sahibi Banyosu	-	-	51.4	-
8	Mürettebat Kabini	Kamaralar ve Revir	60	46.5	-
9	Mürettebat Kabini	Kamaralar ve Revir	60	46.3	-

İstatistikî enerji analizi ile gürültü tahmini yapılırken, ölçüm yapılan kompartımanların bir kısmı göz önüne alınarak modelleme yapılmıştır. Yapılan analiz süresi boyunca ana güverte kompartımanları için elde edilen tahmin sonuçlarındaki hataların önlenememesi sebebiyle ana güverte gürültü tahminleri değerlendirmeye alınmamıştır. Gürültü tahmini yapılan kompartımanlar alt güvertede

bulunan makine dairesi, VIP kabin ve banyoları, misafir kabinleri ve bütün olarak mürettebat alanıdır.

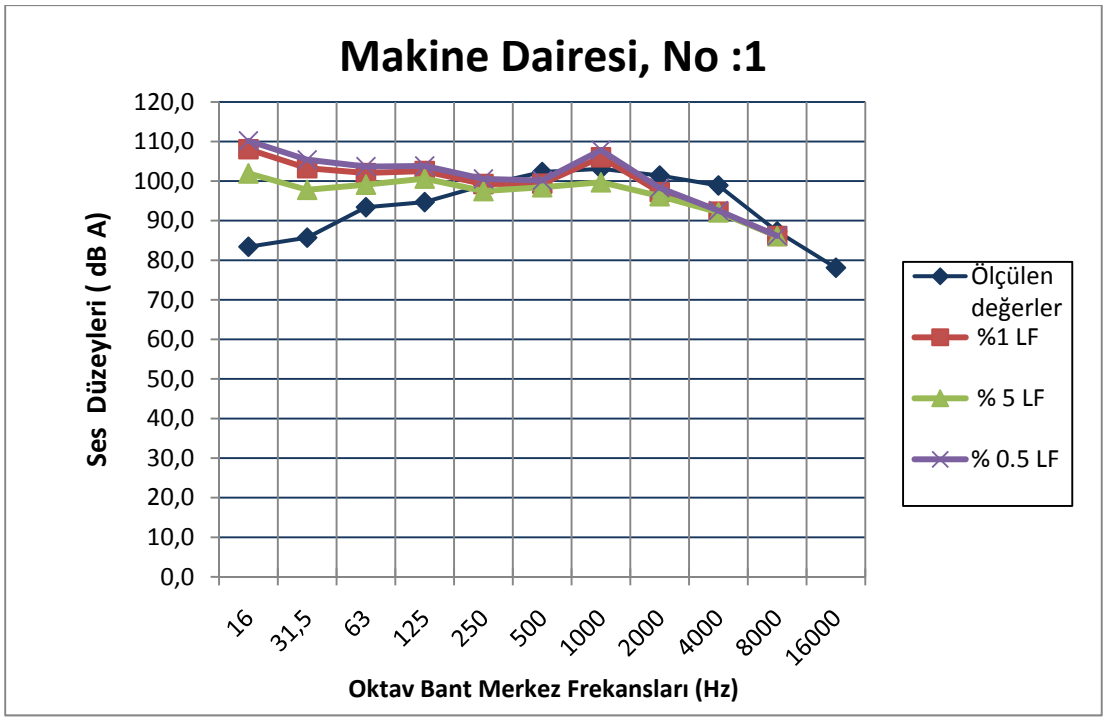
İstatistikî enerji analizinin en önemli parametrelerinden olan sönümleme kayıp faktörü ve soğurum katsayıları incelenmiştir. Gürültü modelinin soğurma ve sönümleme karakteristiklerini daha iyi anlayabilmek için farklı soğurma ve sönümlemelerde, istatistikî enerji analizi yöntemiyle tahmin edilen oktav bandı merkez frekans gürültü düzeyi değerleri, seyir testi ölçüm frekanslarıyla karşılaştırılmıştır.

4.2.1 Sönümleme katsayıları karşılaştırmaları

Arethusa mega yatının yapı malzemesi gemi inşa çeliğidir. Gemi inşa çeliğinin sönümleme kayıp faktörü $2.5x10^{-4}$ ile $5.0x10^{-2}$ arasında değişim gösterir. Ancak hangi yapısal alt sistemlerde gemi inşa çeliğinin nasıl bir sönümleme karakteristiği sergilediği net olarak bilinmemektedir. Aynı yapı içerisinde güverte elemanı veya perde elemanına ait sönümleme kaybı farklı davranışlar sergileyebilir. İstatistikî enerji analizine ait modellemede 150 adet yapısal alt sistem kullanılarak oluşturulan gürültü modelinin sönümleme karakteristiğini inceleyebilmek için farklı sönümleme kayıp faktörleri kullanılarak gürültü tahmini yapılmıştır. Karşılaştırılan sönümleme kayıp faktörleri % 0.5 LF, % 1 LF ve % 5 LF'dir.

İstatistikî enerji analizi alt güvertenin tüm kompartımanlarına uygulanmıştır. Farklı sönümleme kayıp faktörlerinin arasındaki farkı anlamak için her bir analizdeki soğurum karakteristikleri sabit tutulmuştur. Akustik kavitelerdeki soğurum karakteristiği gürültü kontrol iyileştirmeleri tarafından belirlenmiştir. Analizlerde kullanılan gürültü kontrol iyileştirmeleri, Bölüm 4.1.4 'te tanıtılan ve Ek B'de verilen izolasyon modeline sadık kalınarak kullanılmıştır. Alt güverteye ait her bir kompartımanda istatistikî enerji analizi ile tahmin edilen merkez frekansı gürültü değerleri, seyir testi ölçüm frekans değerleriyle karşılaştırılmıştır. Analizlerin incelendiği kompartımanlar; makine dairesi, VIP kabin ve banyoları, iskele ve sancak misafir kabinleri ve mürettebat alanlarıdır.

Makine dairesinde istatistiki enerji analizi yöntemiyle farklı sönümleme karakteristiklerinde tahmin edilen oktav bandı merkez frekansı dB (A) gürültü düzeyleri Şekil 4.8'de verilmiştir.



Şekil 4.8 : Makine dairesi (1) gürültü düzeyleri-LF karşılaştırmaları.

Makine dairesine ait SEA tahmin değerleri incelendiğinde tüm sönümleme değerlerinin 16 Hz ile 250 Hz aralığında ölçüm değerlerinden yüksek sonuçlar doğurduğu görülebilir. Bu gibi bir hatanın sebebi iki nedenden kaynaklanabilir. Bunlardan birincisi yapısal ve akustik gürültü kaynağı gücü hesaplarının yarı ampirik yöntemlerle yapılması sonucu belli bir frekans aralığında, modellenen kaynak gücünün gerçekte olduğundan yüksek çıkması olabilir. Bölüm 4.1.3'te belirtildiği üzere, ana makinenin kaynak gücü düzeyleri, SNAME gürültü kontrol kılavuzunda verilen yarı ampirik yöntemler vasıtası ile yapı kaynaklı ve hava kaynaklı gürültü olarak ayrı ayrı modellenmiştir. Hava kaynaklı gürültü ve yapı kaynaklı gürültü olarak iki ayrı kaynak olarak değerlendirilen ana makinede, bu iki gürültü kaynak gücü düzeylerinden herhangi birinde veya her ikisinde oluşmuş olabilecek hatalar, odadaki toplam gürültü düzeylerinde farklı sonuçlar doğurabilir. Bu durumda gürültü kaynak modellenmesi sırasında yarı ampirik yaklaşımdan kaynaklanan hatalar, 16 Hz ile 250 Hz frekans aralığında ölçülen değerler ve SEA tahminleri arasındaki farklılıkları doğurmuş olabilir. 16 Hz ve 250 Hz frekans aralığında çıkan hataların diğer sebebi ise yapısal modellemeden kaynaklanıyor olabilir. Kaynak odası geometrik olarak modellenirken canlı oda şeklinde modellenmiştir. Canlı oda, içerisinde eşya barındırmayan ve bu nedenlerle eşyalardan kaynaklı sönümlemenin görülemeyeceği odalardır. makine dairesi geometrik olarak modellenmiş, ancak

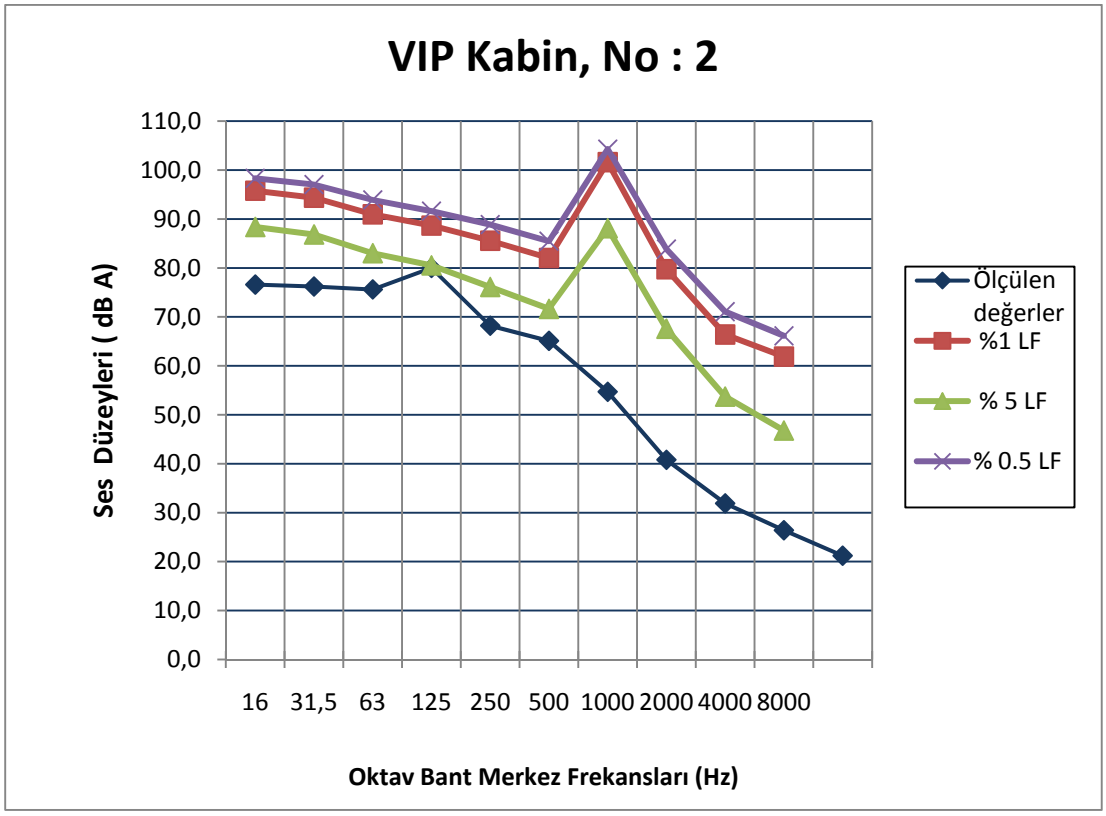
makine dairesi içerisinde bulunan an makine ve yardımcı makineler geometrik olarak modellenmemiştir. Bu nedenle kaynak odası gürültü tahminlerinde, ölçülen değerlerden farklı değerlerde gürültü düzeylerinin hesaplanması olası bir hatadır. Makine dairesine ait SEA analizinde bu hatalar, özellikle 16 Hz -250 Hz frekans aralığında yoğunlaşmış olabilirler.

250 Hz – 8000 Hz frekans aralığı incelendiğinde 1000 Hz merkez frekansı dışındaki tüm frekanslarda %1, %5 ve % 0.5 sönümleme kayıp faktörleri, yaklaşık olarak aynı gürültü düzeylerini doğurmuştur. Gürültü tahmin değerlerindeki bu yakınlık, makine dairesindeki farklı sönümleme karakteristiklerine sahip yapısal alt sistemlerin, makine dairesi akustik kavitesinde oluşan gürültü düzeylerine etkisinin olmadığını göstermektedir. Bunun sebebi, bu analizde, kaynak odası ve alıcı oda aynıdır. Kaynak odadaki gürültü kaynaklarını hava kaynaklı ve yapı kaynaklı gürültü şeklinde ayrı ayrı modellediğimizde, aynı odaya ait akustik kavitedeki gürültü düzeyleri hava kaynaklı gürültü kaynağı tarafından oluşturulur. Bu nedenle kaynak odası ve alıcı odanın aynı olduğu durumlarda, yapısal sönümleme kayıp faktörünün odadaki gürültü düzeyine etkisinin olmadığı söylenebilir. Bu durumun istisnası 1000 hertz merkez frekansında görülmektedir. %1 ve % 0.5 sönümleme kayıp faktörleri, 1000 HZ'de daha yüksek gürültü düzeyleri doğurmuştur.

Kıç taraf VIP Kabinine ait istatistiki enerji analizi yöntemiyle farklı sönümleme karakteristiklerinde tahmin edilen oktav bandı merkez frekansı dB (A) gürültü düzeyleri Şekil 4.9'da verilmiştir.

2 nolu VIP kabinine ait SEA gürültü tahminlerinin seyir testi ölçüm değerlerinden yüksek olduğu bulunmuştur. Farklı sönümleme karakteristikleri karşılaştırıldığında, seyir testi ölçüm değerlerine en yakın gürültü değerlerini veren yapısal sönümleme mekanizmasının %5 LF yapısal sönümleme faktörü olduğu tespit edilmiştir. %1 LF ve %5 LF sönümleme kayıp faktörleri kullanılarak tahmin edilen değerler arasındaki farkın minimum 0.5 dB, maksimum 3 dB şeklinde oluştuğu gözlemlenmiştir. Yapısal alt sistemlerin sönümlemesi incelendiğinde; sönümleme kayıp faktörünün %0.5 değişmesinin, alıcı odadaki gürültü seviyelerinin düşürülmesine çok az katkıda bulunduğu tespit edilmiştir. %1 LF ve %5 LF sönümleme kayıp faktörleri kullanılarak yapılan analizler arasındaki fark incelendiğinde; gürültü seviyelerinin yaklaşık 10 dB değiştiği görülmüştür. Yapısal alt sistemlere ait sönümleme faktörünün değiştirilmesinin; istatistikî enerji analizi ile yapılacak gürültü tahmini

sonuçlarını lineer olarak etkilediği tespit edilmiştir. Farklı sönümleme karakteristiklerinin merkez frekanslarda oluşturduğu gürültü değerlerinin eğimlerinin, birbirine büyük benzerlik gösterdiği gözlemlenmiştir. SEA ile tahmin edilen gürültü düzeylerinin eğimleri, seyir testi ölçüm değerlerinin eğimleriyle karşılaştırıldığında 1000 Hz – 8000 Hz frekans aralığındaki eğimlerin birbirleriyle benzerlik gösterdiği tespit edilmiştir. Ancak 1000 Hz merkez frekansında oluşan pik değerinin yarattığı fark, 8000 Hz merkez frekansına kadar sabit bir şekilde taşınmıştır.

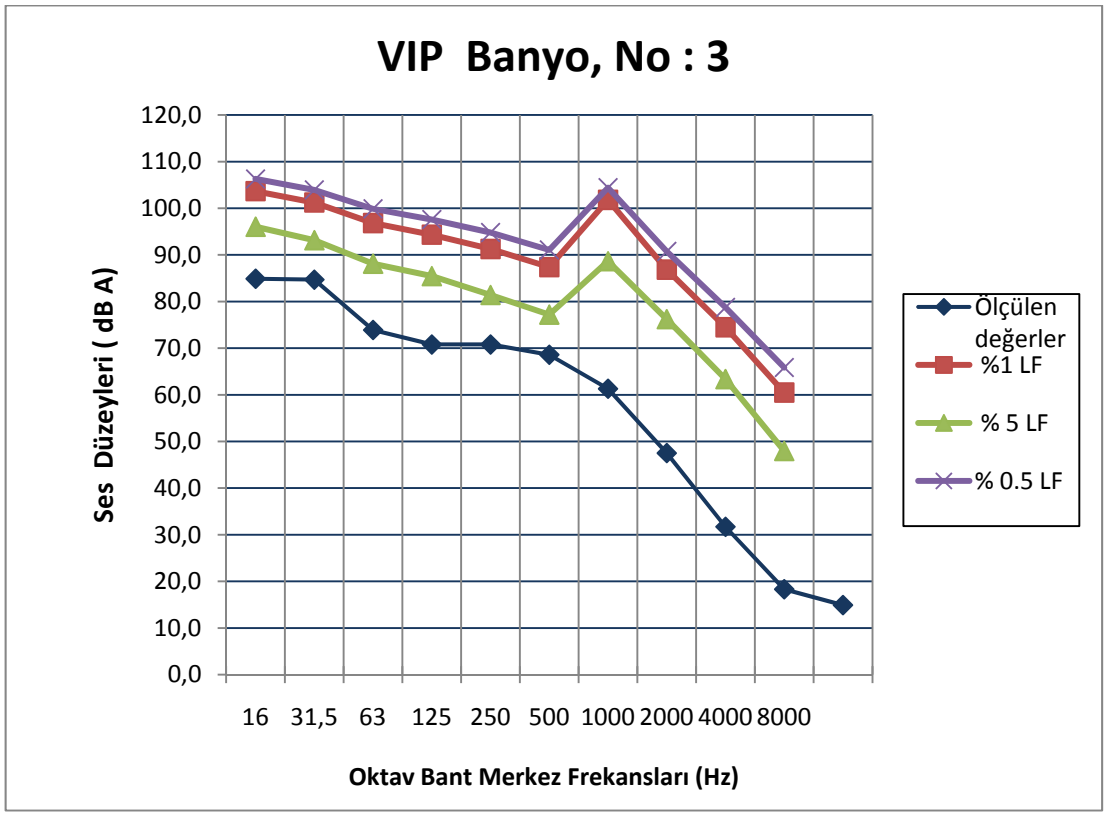


Şekil 4.9 : VIP Kabin (2) gürültü düzeyleri-LF karşılaştırmaları.

İstatistiki enerji analizinde yapı elemanı sönümleme karakteristiği; malzeme sönümü, bağlantı yeri sönümü ve akustik ışıma sönümü tarafından şekillenir. İncelenen SEA analizinde, akustik ışıma sönümü gürültü kontrol iyileştirmeleri tarafından karakterize edilmiştir. İzolasyon modelinde yapılan basitleştirmeler ve kabuller olası hata kaynağı olabilirler. Bağlantı sönümü yapısal alt sistemler arasında lineer olarak modellenmiştir. Malzeme sönümü ise; tüm yapısal alt sistemler için tüm frekans değerlerinde sırasıyla %1, %5 ve %0.5 olarak seçilip sabit tutulmuştur. Gerçek yapının birebir yapısal ve akustik modellenmesinin gerçekleştirilemediği analizde, alıcı odanın gürültü seviyesi tahmininde hatalarla karşılaşılmıştır. Yapısal model ve

malzemelerdeki basitleştirmelerden, izolasyon malzeme ve modelinde yapılan basitleştirmelerden, bağlantı yerlerinde yapılan basitleştirmelerden ve canlı oda kabulünden kaynaklanan hataların önüne geçilememiştir.

Kıç taraf VIP Banyosuna ait istatistikî enerji analizi yöntemiyle farklı sönümleme karakteristiklerinde tahmin edilen oktav bandı merkez frekansı dB (A) gürültü düzeyleri Şekil 4.10'da verilmiştir.

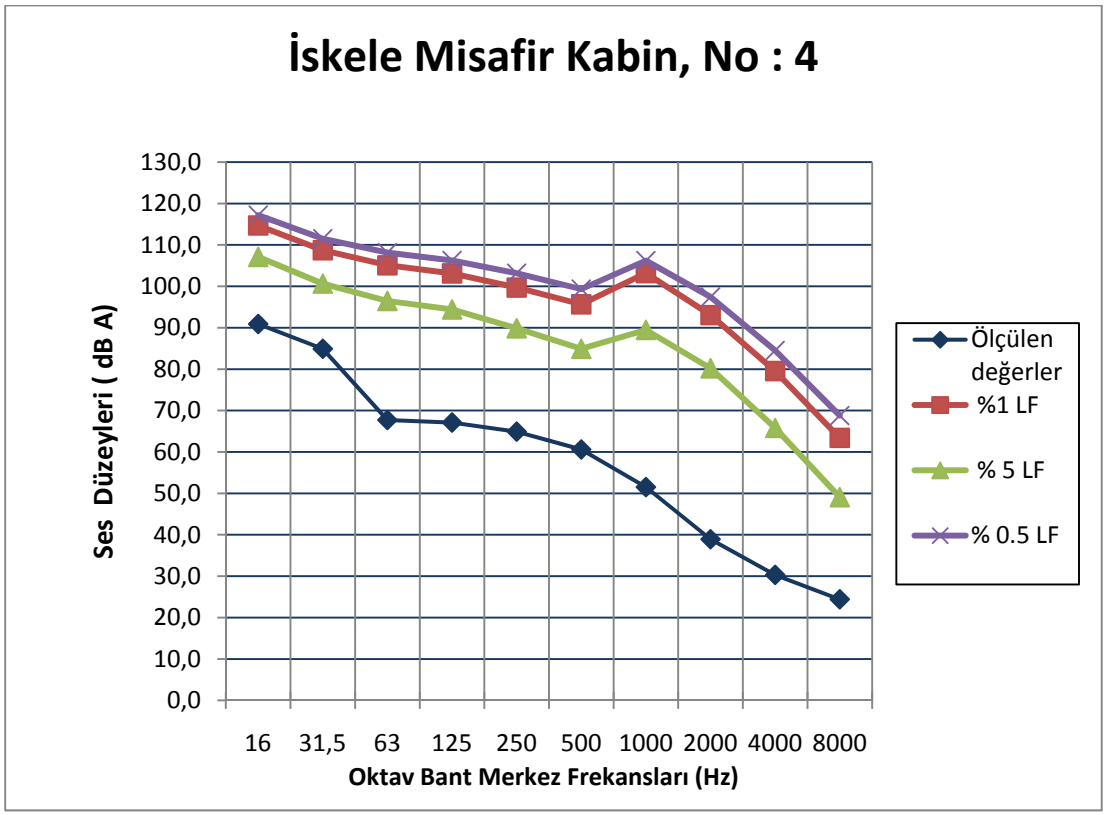


Şekil 4.10 : VIP Banyo (3) gürültü düzeyleri-LF karşılaştırmaları.

3 no'lu VIP banyosuna ait SEA gürültü tahminlerinin seyir testi ölçüm değerlerinden yüksek olduğu bulunmuştur. 2 no'lu VIP kabinine ait analiz sonuçlarında tespit edilen farklı sönümleme karakteristikleri arasındaki farkın, VIP banyosu sonuçlarında da aynı karakteri sergilediği tespit edilmiştir. Tahmin değerlerinin eğimleri ile ölçüm değerlerinin eğimleri 1000 Hz – 8000 Hz frekans aralığında benzerlikler göstermektedirler. 1000 Hz merkez frekansında ani bir yükselme gözlemlenmiştir. Bitişik kompartıman olan VIP kabininde de karşılaşılan ve yapısal, akustik ve bağlantı yeri modellemelerinden kaynaklanan hatalara kıç taraf VIP banyosunda da rastlanmıştır.

VIP kabin ve banyosunun, kaynak odaya eşit mesafede konumlandırıldığı düşünüldüğünde ve oluşan hataların benzerliği göz önünde bulundurulduğunda; hataların büyük çoğunluğunun makine dairesi perdesi ve alt güverte zeminine ait ses indirgeme karakteristiğinin orijinaline uygun modellenememesinden kaynaklandığı sonucuna ulaşılmıştır. Kaynak oda olarak makine dairesi ve alıcı oda olarak VIP kabin ve banyosu arasındaki en kısa iletim yolları; alt güverte yapısal alt sistemi üzerinden birincil yapı kaynaklı gürültü iletim yolu ve makine dairesi perdesi üzerinden ikincil yapı kaynaklı gürültü iletim yollarıdır. Alt güverte zemini ve makine dairesi perdesi modellenirken yapılan basitleştirmeler ve kabuller sonucunda, bu iletim yollarından iletilerek VIP kabin ve banyosuna ait akustik kavitelerinde beklenenden yüksek gürültü değerleri tahmin edilmiştir. Sistemin karmaşıklığı ve olası hata kaynaklarının çokluğundan ötürü, hatalar engellenememiştir.

İskele Misafir Kabinine ait istatistikî enerji analizi yöntemiyle farklı sönümleme karakteristiklerinde tahmin edilen oktav bandı merkez frekansı dB (A) gürültü düzeyleri Şekil 4.11'de verilmiştir.

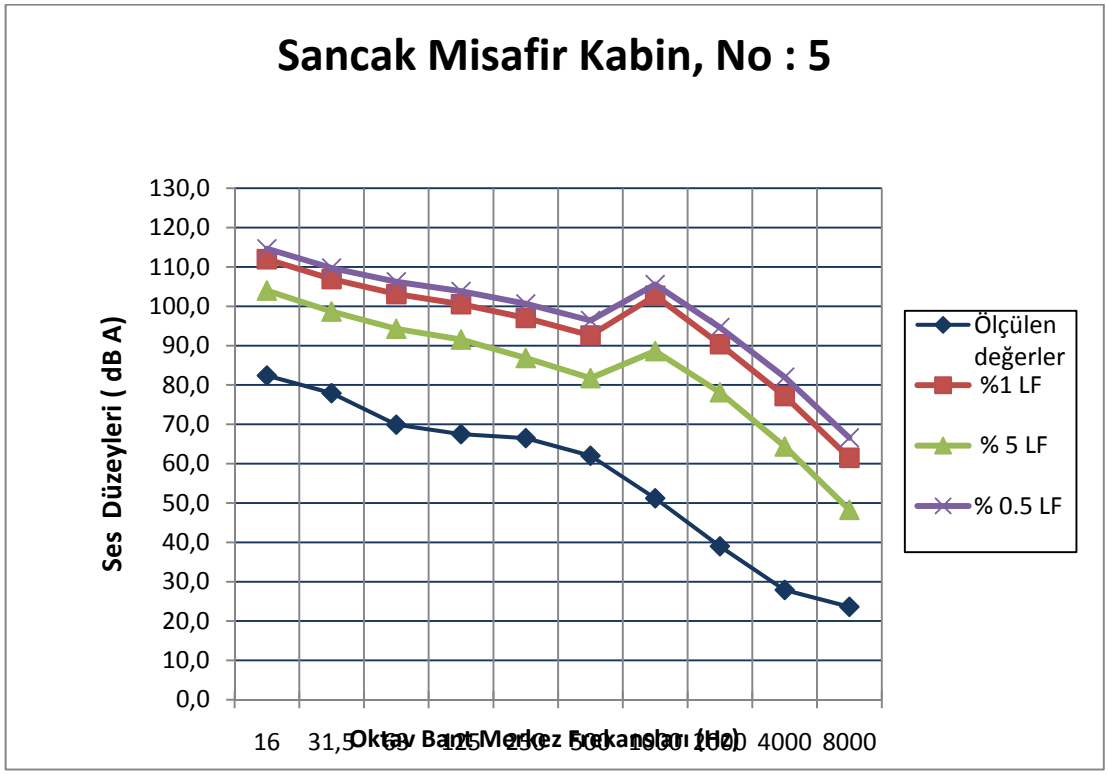


Şekil 4.11 : İskele Kabin (4) gürültü düzeyleri-LF karşılaştırmaları.

İskele misafir kabinine ait SEA gürültü tahminlerinin seyir testi ölçüm değerlerinden yüksek olduğu bulunmuştur. Farklı sönümleme karakteristikleri arasındaki değer

farkının mertebesi ve eğim benzerliği; iskele misafir kabinine ait SEA analizinde de kaynak odaya daha yakın kompartımanlarda karşılaşılan sonuçlara benzerlik gösterdiği tespit edilmiştir. Kaynak odasına yakın kabinlerde 1000 Hz merkez frekansında oluşan pik değerinin, hafifletilmiş olarak bu kompartımana taşındığı gözlemlenmiştir. SEA tahmin değerlerinin eğimleri ile seyir testi ölçüm değerlerinin eğimleri karşılaştırıldığında, benzerliğe rastlanmamıştır. Bir önceki kıç taraf VIP kabin ve banyosunda oluşan hataların, 1000 HZ merkez frekansı haricinde mertebelerinde değişiklik olmadan bu kompartımana taşındığı sonucuna ulaşılmıştır. Alt sistemler arası enerji alış verişiyle ilgilenen istatistiki enerji alalizi için birbirine bağlanmış iki akustik kaviteden birinde oluşan hatanın; bitişik alt sistemde de karşılaşılması beklenen bir sonuçtur. Bitişik alt sistem olan VIP kabin ve banyosunda oluşan hatalardan kaynaklanan yüksek gürültü değerleri düşürülemediğinden, iskele misafir kabininde oluşan hatalara müdahale edilememiştir.

Sancak Misafir Kabinine ait istatistikî enerji analizi yöntemiyle farklı sönümleme karakteristiklerinde tahmin edilen oktav bandı merkez frekansı dB (A) gürültü düzeyleri Şekil 4.12'de verilmiştir.

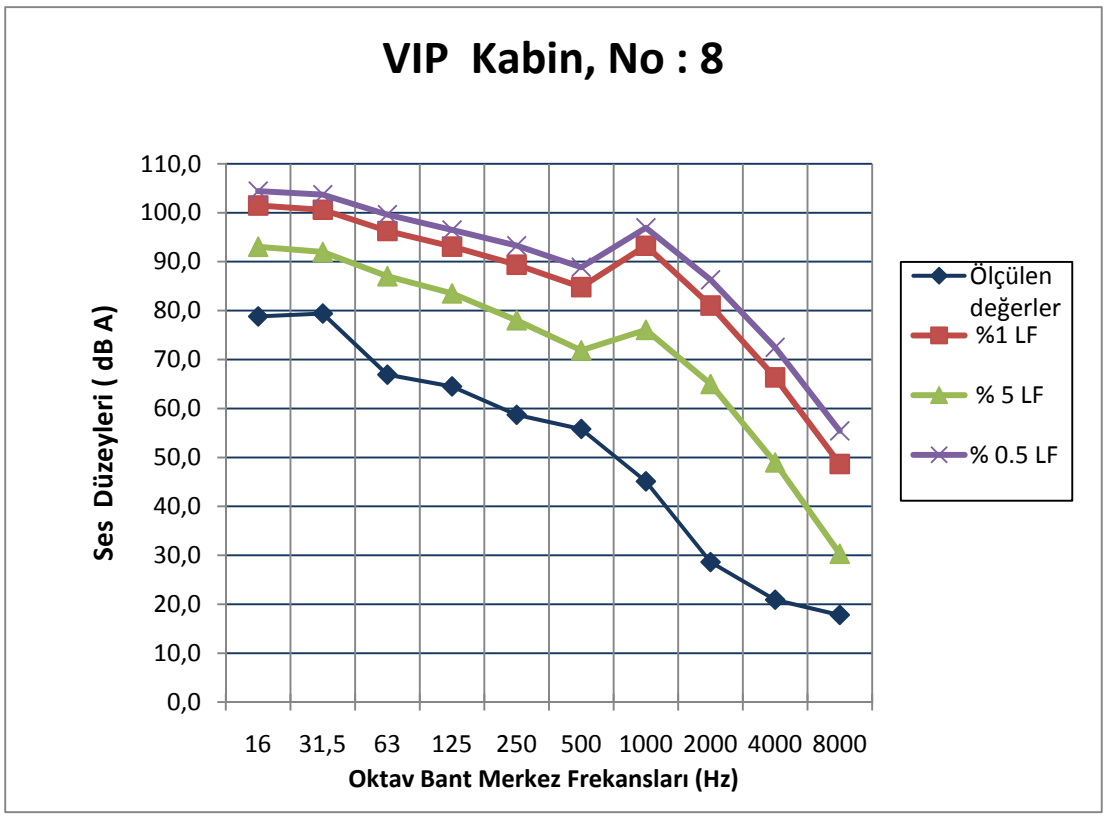


Şekil 4.12 : Sancak Kabin (5) gürültü düzeyleri-LF karşılaştırmaları.

Sancak misafir kabinine ait SEA gürültü tahminlerinin ölçülen değerlerden yüksek olduğu bulunmuştur. Bitişik iskele misafir kabinine ait sonuçlarla karşılaştırıldığında,

sancak misafir kabini gürültü değerlerinin hemen hemen aynı eğimle oluştuğu tespit edilmiştir. Ölçülen değerler ve tahmin değerleri eğimleri arasında benzerliğe rastlanmamıştır. 1000 Hz merkez frekansındaki pik değerinin, hafifletilmiş bir şekilde bu kompartımana taşındığı gözlemlenmiştir. Bitişik alt sistem iskele misafir kabininde oluşan hataların, sancak misafir kabininde de oluştuğu sonucuna varılmıştır.

Baş taraf VIP Kabinine ait istatistikî enerji analizi yöntemiyle farklı sönümleme karakteristiklerinde tahmin edilen oktav bandı merkez frekansı dB (A) gürültü düzeyleri Şekil 4.13'de verilmiştir.

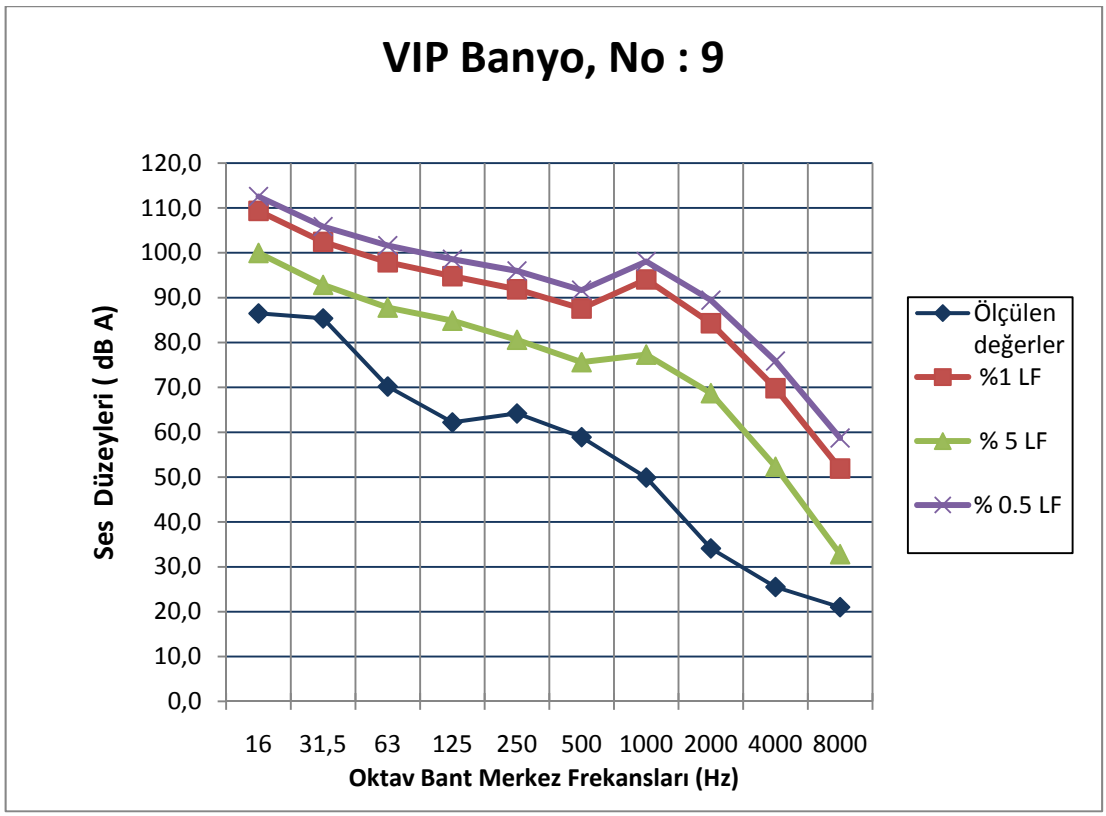


Şekil 4.13 : VIP Kabin (8) gürültü düzeyleri-LF karşılaştırmaları.

Baş taraf VIP kabinine ait SEA gürültü tahminlerinin ölçülen değerlerden yüksek olduğu bulunmuştur. Farklı sönümleme karakteristiklerinin yarattığı gürültü eğrilerinin arasındaki değer farkının mertebesi ve eğim benzerliği, kaynak odaya daha yakın kompartımanlarda incelenilen analizlere benzerlik gösterdiği tespit edilmiştir. Ölçülen değerler ve tahmin değerlerinin eğimleri karşılaştırıldığında 125 Hz -500 Hz ve 1000 Hz – 2000 Hz frekans arlığında benzerliğe rastlanmıştır. İlk olarak kaynak odasına en yakın kabinlere ait analizde oluşan hataların yarattığı 1000

Hz merkez frekansı pik değerinin etkilerinin baş taraf VIP kabininde de devam ettiği sonucuna varılmıştır.

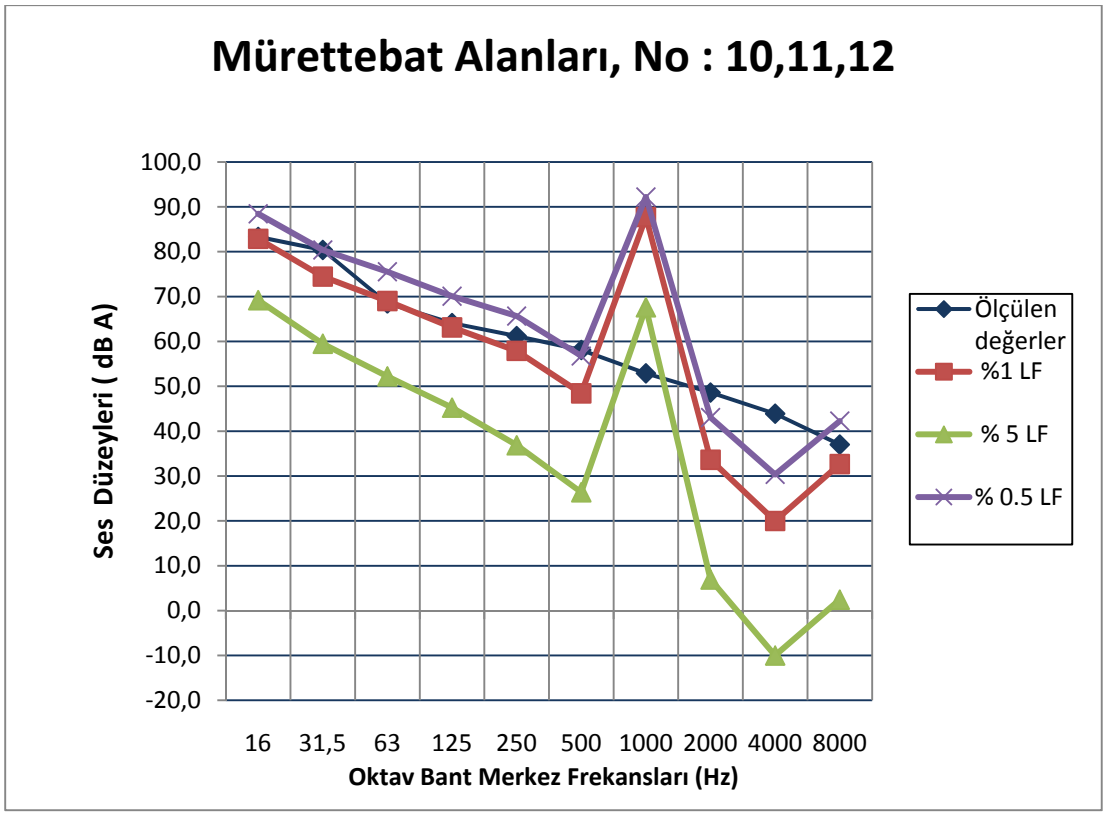
Baş taraf VIP Banyosuna ait istatistikî enerji analizi yöntemiyle farklı sönümleme karakteristiklerinde tahmin edilen oktav bandı merkez frekansı dB (A) gürültü düzeyleri Şekil 4.14'de verilmiştir.



Şekil 4.14 : VIP Banyo (9) gürültü düzeyleri-LF karşılaştırmaları.

Baş taraf VIP banyosuna ait SEA gürültü tahminlerinin seyir testi ölçüm değerlerinden yüksek olduğu bulunmuştur. Farklı sönümleme karakteristikleri kullanılarak yapılan tahminlerin, daha önce incelenilen kompartımanlara ait tahmin değerleri ile kıyaslandığında, ölçüm değerlerine daha yakın sonuçlar doğurduğu gözlemlenmiştir. Kaynak odasına yakın kabinlerde 1000 Hz merkez frekansında karşılaşılan pik değerinin, hafifletilmiş olarak baş taraf VIP banyosuna taşındığı tespit edilmiştir.

Mürettebat kabin, banyo ve yemekhanelerinin bir bütün olarak değerlendirildikleri mürettebat alanlarına ait istatistikî enerji analizi yöntemiyle farklı sönümleme karakteristiklerinde tahmin edilen oktav bandı merkez frekansı dB (A) gürültü düzeyleri Şekil 4.15'de verilmiştir.



Şekil 4.15 : Mürettebat alanları gürültü düzeyleri-LF karşılaştırmaları.

Mürettebat kabinlerine ait SEA gürültü tahminlerinin ölçülen değerlerden farklı olduğu bulunmuştur. Farklı sönümleme değerleri arasındaki fark ve bu sönümleme değerlerine ait gürültü eğimleri arasındaki benzerlik sabit kalsa da, uygulanan analizde karşılaşılan sonuçların, daha önce yapılmış olan analizlere kıyasla daha düşük gürültü seviyeleri ve daha farklı eğimlere sahip olduğu tespit edilmiştir. Kaynak odadan itibaren sırasıyla kıç taraf VIP kabin ve banyosu, iskele ve sancak misafir kabinleri ve baş taraf VIP kabin ve banyosu üzerinden değişmeden taşınan SEA analiz eğrileri, mürettebat alanında tamamen farklı bir eğim sergilemiştir. %5 LF alt sistem sönümleme faktörü ile yapılan SEA analizi tahmin değerleri, ölçüm değerlerinin çok altında kalmıştır. Bu durumun tek istisnası 1000 Hz merkez frekansında ani bir şekilde yükselen gürültü tahmin değeridir. İlk kez kaynak odaya bitişik kıç taraf VIP kabin ve banyosunda karşılaşılan pik değeri, mürettebat alanlarına ait analizde daha yüksek bir mertebede ortaya çıkmıştır. 1000 Hz merkez frekansında görülen pik değerinin; %1 LF ve %0.5 LF sönümleme faktörlerinin kullanıldığı sonuçlarda da oluştuğu tespit edilmiştir. İkinci bir pik değeri ise 8000 Hz merkez frekansında oluşmuştur. %5 LF yapısal sönümleme karakteristiği incelendiğinde, 2000 Hz ve 4000 Hz merkez frekanslarında oluşan gürültü değerlerindeki ani düşüşler, sıfırın altında gürültü değerlerini oluşmuştur. Fiziksel

olarak, akustik bir ortamda eksi gürültünün oluşması imkansızdır. Böyle bir hatanın neden kaynaklandığı tespit edilememiştir. %1 LF ve % 0.5 LF kayıp faktörlerinin kullanıldığı analizler incelendiğinde; 16 Hz – 500 Hz frekans aralığındaki SEA tahmin değerlerinin, ölçüm değerlerinden ±10 dB farklılık gösterdiği tespit edilmiştir. Karşılaşılan hataların büyük çoğunluğunun baş taraf VIP kabin ve banyoları ile mürettebat alanları arasında modellenen 43'üncü perde üzerinde oluştuğu sonucuna varılmıştır.

4.2.2 Soğurum karakteristikleri karşılaştırmaları

Arethusa mega yatı gürültüsüz bir ortam şeklinde inşa edilmiştir. Bu amaçla, farklı bölgelerde 6 farlı gürültü kontrol iyileştirmesi (NCT) farklı kombinasyonlarla yerleştirilmiştir. Arethusa maga yatının izolasyon detayı Ek A'da incelenebilir. İstatistiki enerji analizi, izolasyon malzemelerini modellemeyi ve kullanılan gürültü kontrol iyileştirmelerinin gürültü iletimine ve alıcı odada oluşan gürültü seviyelerine etkilerini incelemeye olanak verir. İstatistikî enerji analizinde akustik bir kavitenin sönümlemesi, incelenilen akustik alt sistemin sınırlarındaki NCT'ler tarafından belirlenir. Akustik sönümleme bitişik alt sistemler arasında güç transferi şeklinde modellenir. Bu durumda örnek çalışma M/Y Arethusa'ya uygulanan SEA analizinde akustik sönümleme, oluşturulan SEA izolasyon modeli tarafından karakterize edilmiştir. Oluşturulan SEA izolasyon modeli, Arethusa mega yatının izolasyon detayının basitleştirilmiş halidir. Basitleştirilmiş izolasyon modeli Ek B'de incelenebilir. Modelleme zorluğundan kaynaklanan basitleştirilmiş yaklaşımın SEA analizinde ortaya çıkarabileceği hataları inceleyebilmek için, SEA ile gürültü tahmini aşamasında farklı soğurum karakteristikleri karşılaştırılmıştır. Farklı soğurum karakteristiklerinin karşılaştırılmasının diğer bir sebebi ise; izolasyon malzemelerinin gürültü kontrol iyileştirmelerine ait karakteristik özelliklerinin, malzeme üreticileri tarafında sağlanmamasından ötürü belirli frekans aralıklarında yaklaşık indirgeme ve soğurum faktörlerinin kullanılmasının yaratabileceği hataları inceleyebilmektir.

İstatistiki enerji analizi ile gürültü tahmini sırasında 3 farklı soğurum karakteristiği kullanılmıştır. Bunlar NCT soğurum, %1 LF soğurum ve ortalama soğurumdur.

NCT soğurum, Ek B'de verilen basitleştirilmiş izolasyon modelini temsil eder. NCT soğurumda, akustik kaviteye ait soğurum karakteristikleri, her bir akustik kavitenin sınırlarına uygulanan basitleştirilmiş gürültü kontrol iyileştirmeleri tarafından

karakterize edilmiştir. Basitleştirilmiş gürültü kontrol iyileştirmeleri kullanılarak uygulanan SEA analizi, incelenen kompartımanlarda oktav bandı merkez frekans gürültü tahmin değerlerini içermektedir.

%1 LF soğurum, akustik kavitelerde oluşan gürültünün sönümlemesini soğurum malzemeleri tarafından değil, %1 sönümleme kayıp faktörü tarafından karakterize edildiği durumdur. Akustik kavitelerde modellenmiş % 1 sönümleme kayıp faktörü kullanılarak uygulanan SEA analizi, incelenen kompartımanlarda oktav bandı merkez frekans gürültü tahmin değerlerini içermektedir.

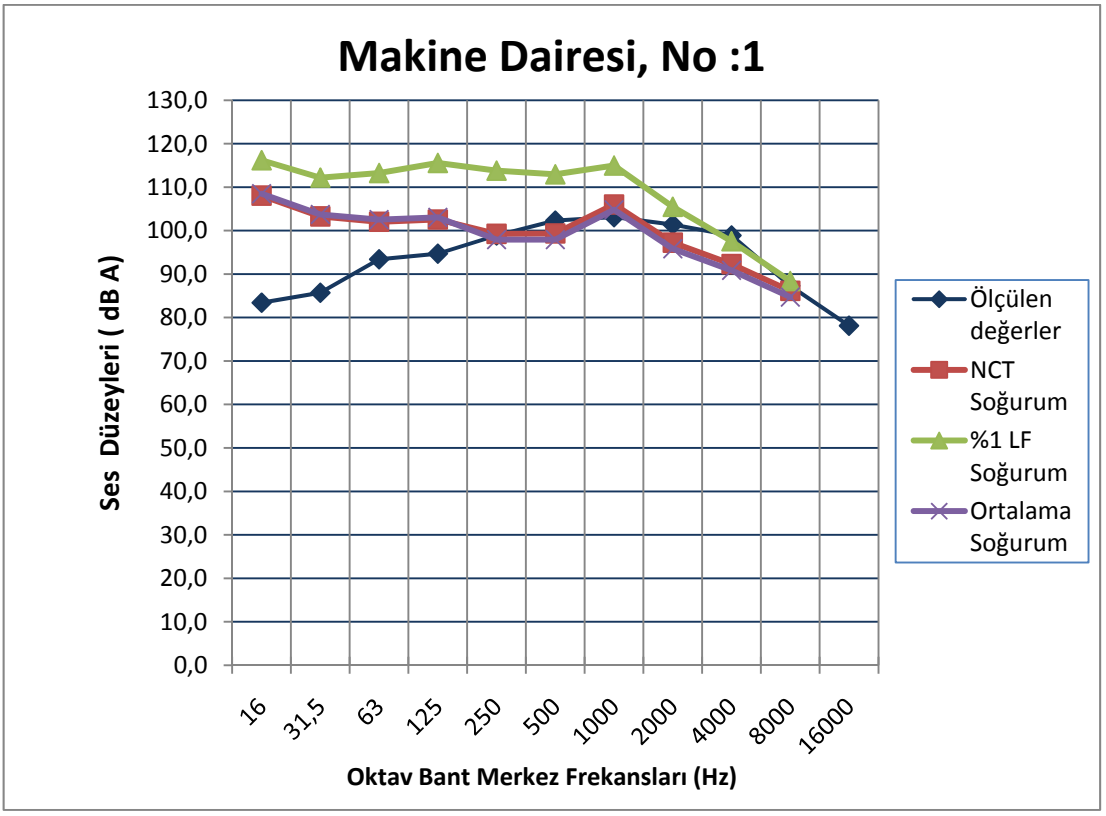
Ortalama soğurum, tüm akustik alt sistemlerde iki farklı gürültü kontrol iyileştirmesi tarafından karakterize edilen gürültü sönümlemesini temsil etmektedir. Ortalama soğurum için seçilen izolasyon malzemeleri, basitleştirilmiş izolasyon modelinde her akustik alt sistemin farklı yüzlerine uygulanan gürültü kontrol iyileştirmelerinin en verimli olanlarıdır. Bu durumda makine dairesine ait akustik kavitenin soğurum karakteristiği Rockwool Marine Firebatts 130 30+30 tarafından belirlenirken, diğer alt güverte kabinlerine ait akustik kavitelerin soğurum karakteristikleri Rockwool Marine Batts 45 tarafından belirlenmiştir. Bu iki farklı NCT kullanılarak uygulanan SEA analizi, incelenen kompartımanlarda oktav bandı merkez frekans gürültü tahmin değerlerini içermektedir.

İstatistikî enerji analizi alt güvertenin tüm kompartımanlarına uygulanmıştır. Farklı soğurum karakteristikleri arasındaki farkı anlamak için her bir analizde yapısal sönümleme faktörü sabit tutulmuştur. Yapısal alt sistemlere ait sönümleme karakteristiği, %1 sönümleme kayıp faktörü tarafından belirlenmiştir. Alt güverteye ait her bir kompartımanda faklı soğurum karakteristikleri kullanılarak yapılan istatistikî enerji analizinde tahmin edilen merkez frekansı gürültü değerleri, seyir testi ölçüm frekans değerleri ile karşılaştırılmıştır. Analizlerin incelendiği kompartımanlar; makine dairesi, VIP kabin ve banyoları, iskele ve sancak misafir kabinleri ve mürettebat alanlarıdır.

Makine dairesinde istatistikî enerji analizi yöntemiyle farklı soğurum karakteristiklerinde tahmin edilen oktav bandı merkez frekansı dB (A) gürültü düzeyleri Şekil 4.16'da verilmiştir.

Makine dairesine ait SEA tahmin değerleri incelendiğinde, uygulanan 3 farklı soğurum karakteristiği tarafından belirlenen gürültü değerleri, seyir testi ölçüm

değerlerinden farklı sonuçlar doğurduğu gözlemlenmiştir. Makine dairesi akustik kavitesinde oluşan gürültünün %1 LF kayıp faktörü tarafından sönümlendiği durumda oluşan gürültü değerinin, 16 Hz merkez frekansında ölçüm sonuçlarından oldukça yüksek olduğu tespit edilmiştir. %1 LF tahmin değerleri ile ölçüm değerleri arasındaki farkın 8000 Hz merkez frekansına kadar azalarak devam ettiği ve 8000 Hz'de sıfırlandığı gözlemlenmiştir. Akustik kavitelerde oluşan gürültünün, 4000 Hz-8000 Hz frekans aralığında %1, 16 Hz – 4000 Hz aralığında daha yüksek oranlarda sönümlendiği sonucuna ulaşılmıştır.



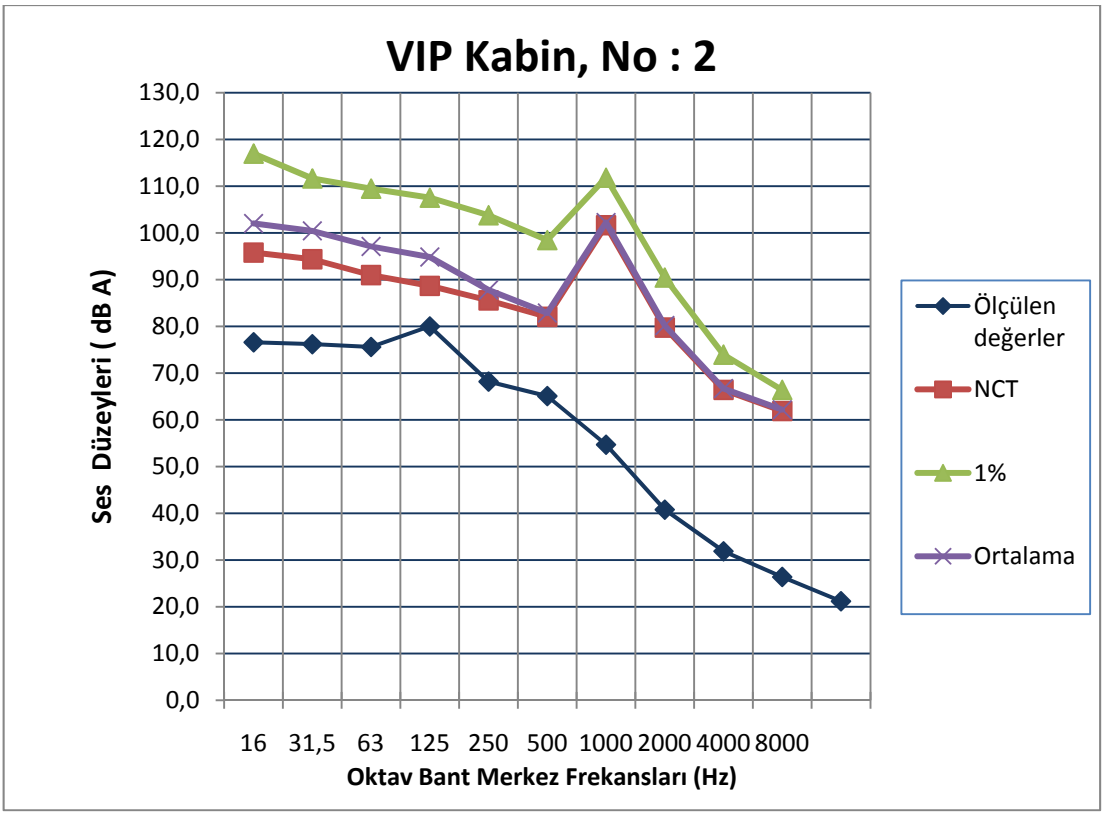
Şekil 4.16 : Makine dairesi (1) gürültü düzeyleri - Soğurum karşılaştırmaları.

Gürültü kontrol iyileştirmeleri tarafından karakterize edilen NCT soğurum ve incelenilen akustik kavitedeki en verimli izolasyon malzemesi tarafından karakterize edilen ortalama soğurum kullanılarak yapılan SEA analizinin, alıcı oda olarak makine dairesinde aynı gürültü değerlerini doğurduğu görülmüştür. Makine dairesine ait yapısal alt sisteme uygulanan gürültü kontrol iyileştirmeleri arasında en verimli izolasyon malzemesi Rockwool Marine Firebatts 130'dur. Aynı zamanda bu malzeme ortalama soğurum analizlerinde makine dairesi alt sistemlerine tek başına uygulanmıştır. Bu iki soğurum karakteristiği kullanılarak yapılan analiz sonuçlarındaki benzerlik göz önüne alındığında; ana gürültü kaynağının alıcı odada

bulunduğu durumlarda, akustik kavitede oluşan gürültünün, o kavitelerin yüzlerine uygulanmış en verimli izolasyon malzemesi tarafından indirgendiği sonucuna ulaşılmıştır. Kaynak odası ve alıcı odanın aynı olduğu makine dairesi SEA analizinde, makine dairesi akustik kavitesinde oluşan gürültünün hemen hepsi hava kaynaklı gürültüdür. Bu nedenle birincil ve ikincil yapı kaynaklı gürültünün indirgenmesi adına modellenen izolasyon malzemelerinin; gürültü kaynağının alıcı odada bulunduğu durumlarda toplam gürültü seviyelerinin düşürülmesine katkısı neredeyse sıfırdır. Bu nedenle makine dairesine ait SEA analizinde NCT soğurum ve ortalama soğurum kullanıldığında oluşan hatalar, izolasyon modellemesi sırasında yapılan basitleştirmeler ve kabullerden kaynaklanmamaktadır. Oluşan hatalar iki farklı kaynaktan kaynaklanıyor olabilir. Bunlar yarı ampirik yöntemler ile hesaplanan gürültü kaynağı gücü seviyelerinde karşılaşılması olası hatalar veya makine dairesi akustik kavitesinin canlı oda şeklinde modellenmesi sonucu oluşabilecek hatalardır. NCT soğurum ve ortalama soğurum karakteristiklerinde makine dairesine SEA analizine ait bu hataların özellikle 16 Hz – 250 Hz frekans aralığında yoğunlaşmış olduğu tespit edilmiştir.

Kıç taraf VIP Kabinine ait istatistikî enerji analizi yöntemiyle farklı soğurum karakteristiklerinde tahmin edilen oktav bandı merkez frekansı dB (A) gürültü düzeyleri Şekil 4.17 ‘de verilmiştir.

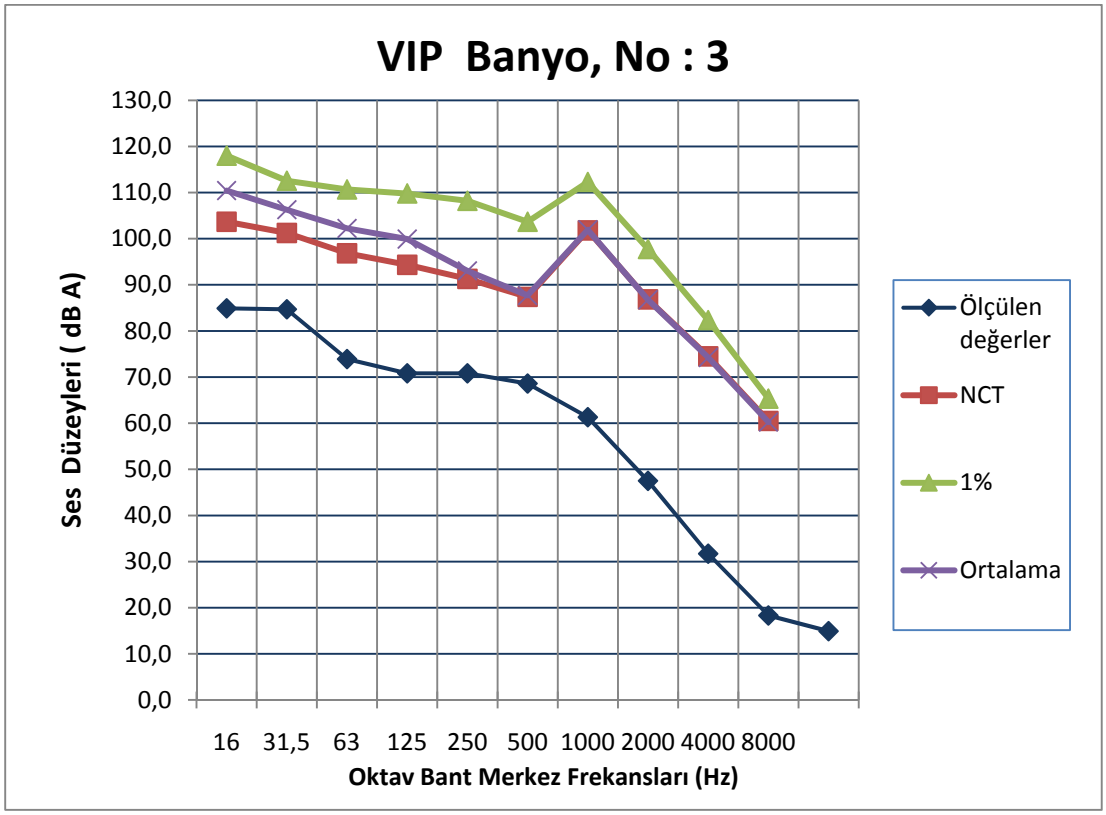
2 no’lu VIP kabinine ait SEA gürültü tahminlerinin seyir testi ölçüm değerlerinden yüksek olduğu bulunmuştur. Farklı soğurum karakteristikleri karşılaştırıldığında, seyir testi ölçüm değerlerine en yakın gürültü değerlerini veren akustik soğurum mekanizmasının NCT gürültü kontrol iyileştirmeleri tarafından yapılan soğurum olduğu tespit edilmiştir. NCT ve ortalama soğurum mekanizmaları kullanılarak tahmin edilen değerler arasındaki farkın maksimum 5 dB olacak şekilde 16 Hz – 125 Hz frekans aralığında oluştuğu gözlenmiştir. NCT soğurum ve ortalama soğurumun 500 Hz – 8000 Hz frekans aralığında aynı gürültü düzeylerinin oluşmasına sebep olduğu tespit edilmiştir. VIP kabinine ait akustik kavitenin bağlanmış olduğu yapısal alt sistemler üzerine tanıtılan gürültü kontrol iyileştirmeleri, bu alt sistemlerden akustik kaviteye yönlenen ışımadaki sönümlemeyi kontrol etmektedir. VIP kabinine ait SEA analizinde önce izolasyon modeline uygun NCT soğurum, daha sonra NCT soğurum durumundaki en verimli izolasyon malzemesi ile soğurum yani ortalama soğurum incelenmiştir.



Şekil 4.17 : VIP Kabin (2) gürültü düzeyleri - Soğurum karşılaştırmaları.

Tahmin edilen gürültü değerlerinin belirli frekans aralığında aynı sonuçları doğurması, akustik kavitelerdeki soğurumun; kavitenin yüzlerine tanıtılan gürültü kontrol iyileştirmelerinin en verimlisi tarafından karakterize edildiği sonucuna varılmıştır. İstatistiki enerji analizinde birden fazla gürültü kontrol iyileştirmesi kullanılarak hazırlanan izolasyon modelinin, gürültü indirgeme karakteristiğinin veriminin arttırılmasına katkısının bulunmadığı tespit edilmiştir. Bu durum, seyir testi ölçüm değerlerinden yüksek tahmin değerlerine sahip SEA analiz sonuçlarının bulunmasındaki ana hata kaynağı olarak kabul edilmiştir. Farklı soğurma karakteristikleri karşılaştırıldığında, %1 LF kayıp faktörü sonuçlarının, diğer iki soğurum karakteristiğine nazaran daha yüksek gürültü değerleri doğurduğu gözlemlenmiştir. VIP kabinine ait akustik kavitede oluşan gürültünün sönümünün %1'den daha yüksek oranlarda oluştuğu sonucuna ulaşılmıştır. Farklı soğurum karakteristiklerinin merkez frekanslarda oluşturduğu gürültü değerlerinin eğimlerinin, birbirlerine büyük benzerlik gösterdiği tespit edilmiştir. SEA ile tahmin edilen gürültü düzeylerinin eğimleri, seyir testi ölçüm değerlerinin eğimleriyle karşılaştırıldığında 1000 Hz – 8000 Hz frekans aralığındaki eğimlerin birbirleriyle benzerlik gösterdiği tespit edilmiştir. Pik değerinin yarattığı fark, 8000 Hz merkez frekansına kadar sabit bir şekilde taşınmıştır.

Kıç taraf VIP Banyosuna ait istatistikî enerji analizi yöntemiyle farklı soğurum karakteristiklerinde tahmin edilen oktav bandı merkez frekansı dB (A) gürültü düzeyleri Şekil 4.18'de verilmiştir.

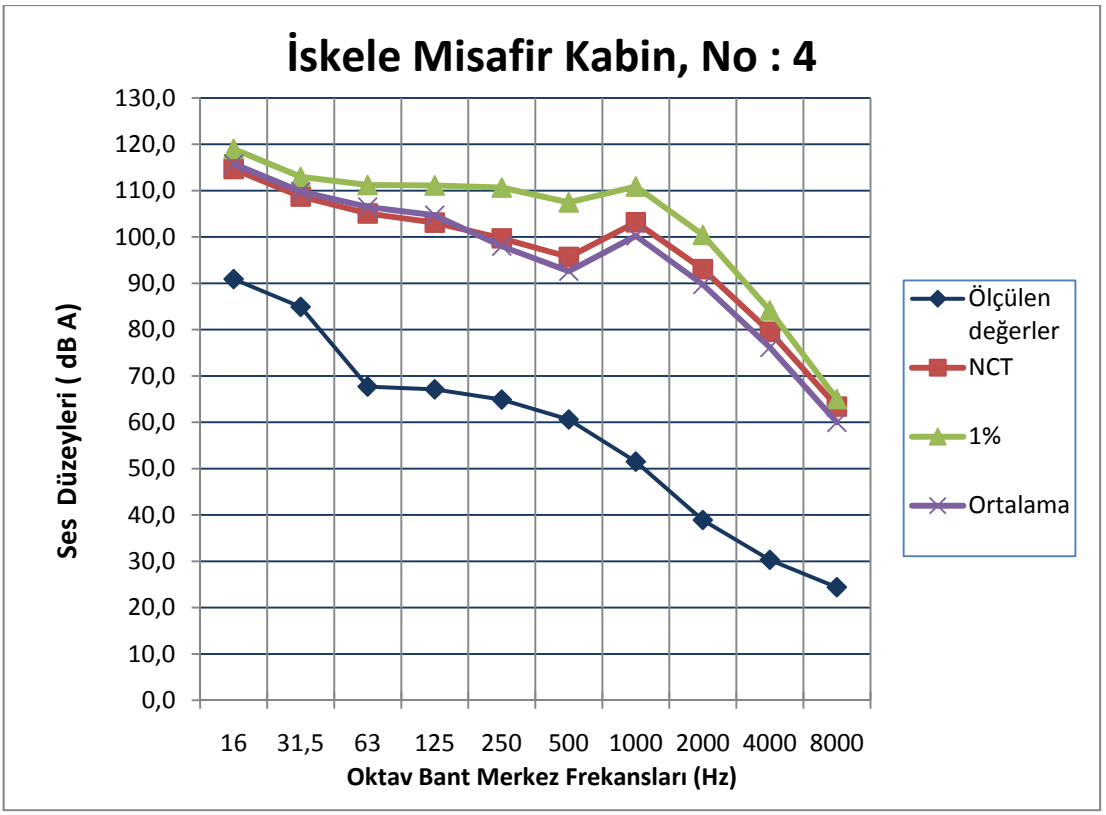


Şekil 4.18 : VIP Banyo (3) gürültü düzeyleri - Soğurum karşılaştırmaları.

3 no'lu VIP banyosuna ait SEA gürültü tahminlerinin seyir testi ölçüm değerlerinden yüksek olduğu bulunmuştur. 2 no'lu VIP kabinine ait analiz sonuçlarında tespit edilen farklı soğurma karakteristikleri arasındaki farkın, VIP banyosu sonuçlarında da benzer şekilde oluştuğu tespit edilmiştir.

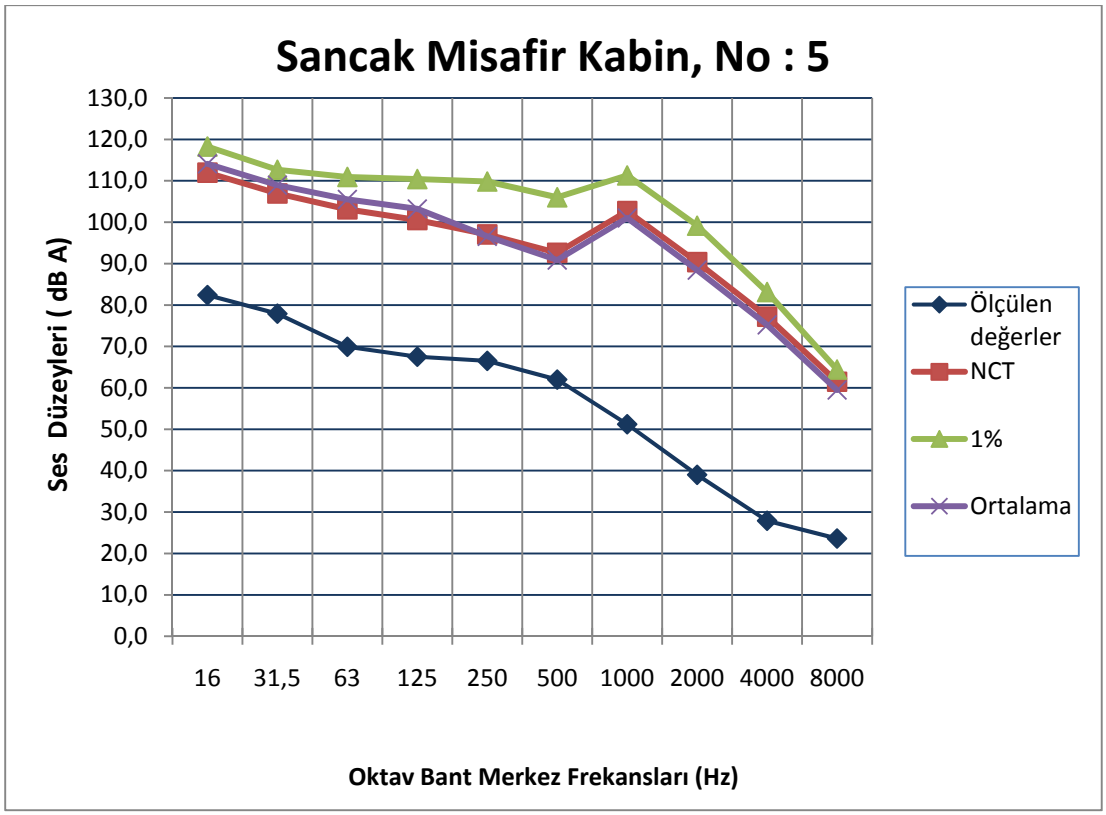
Ancak %1 LF kayıp faktörünün sonuçları, ortalama ve NCT soğurum sonuçlarına yaklaşmıştır. Tahmin değerlerinin eğimleri ile ölçüm değerlerinin eğimleri 1000 Hz – 8000 Hz frekans aralığında benzerlikler göstermektedirler. 1000 Hz merkez frekansında ani bir yükselme gözlemlenmiştir. Bitişik kompartıman olan VIP kabininde de karşılaşılan ve istatistiki enerji analizinin gürültü kontrol iyileştirmeleri katmanlarından en verimlisini kullanarak karakterize ettiği sönümleme mekanizması yaklaşımından kaynaklanan hatalara kıç taraf VIP banyosunda da rastlanmıştır.

İskele Misafir Kabinine ait istatistikî enerji analizi yöntemiyle farklı soğurum karakteristiklerinde tahmin edilen oktav bandı merkez frekansı dB (A) gürültü düzeyleri Şekil 4.19'da verilmiştir.



Şekil 4.19 : İskele Kabin (4) gürültü düzeyleri - Soğurum karşılaştırmaları.

İskele misafir kabinine ait SEA gürültü tahminlerinin seyir testi ölçüm değerlerinden yüksek olduğu bulunmuştur. Farklı soğurma karakteristikleri arasındaki değer farkı değişmiştir. Kaynak odasına daha yakın kabinlerde yapılan SEA analizleri ile karşılaştırıldığında, iskele misafir kabininde tahmin edilen SEA sonuçları, ölçüm değerlerinden daha yüksek oluştuğu tespit edilmiştir. Farklı soğurum karakteristiklerinin yarattığı gürültü değerlerinin birbirlerine yaklaştığı gözlenmiştir. Daha önceki analizlerde özellikle 16 Hz – 1000 Hz frekans aralığında sabit kalan soğurum eğrileri gürültü düzeyleri farkı, aynı frekanslarda 2 dB – 10 dB aralığında değişim sergilemiştir. Tahmin sonuçlarının eğimlerinin birbirleriyle 16 Hz – 125 Hz ve 1000 Hz- 8000 Hz aralığında benzerlik gösterdiği tespit edilmiştir. Kaynak odasına yakın kabinlerde 1000 Hz merkez frekansında oluşan pik değerinin, hafifletilmiş olarak bu kompartımana taşındığı gözlenmiştir. Bir önceki kıç taraf VIP kabin ve banyosunda oluşan hataların mertebeleri artış göstererek bu kompartımana taşındığı sonucuna ulaşılmıştır. Orijinaline uygun modellenmeyen izolasyon detayının neden olduğu hataların, kaynak odasından uzaklaştıkça daha belirgin hale geldiği tespit edilmiştir. Sancak Misafir Kabinine ait istatistikî enerji analizi yöntemiyle farklı soğurum karakteristiklerinde tahmin edilen oktav bandı merkez frekansı dB (A) gürültü düzeyleri Şekil 4.20'de verilmiştir.



Şekil 4.20 : Sancak Kabin (5) gürültü düzeyleri - Soğurum karşılaştırmaları.

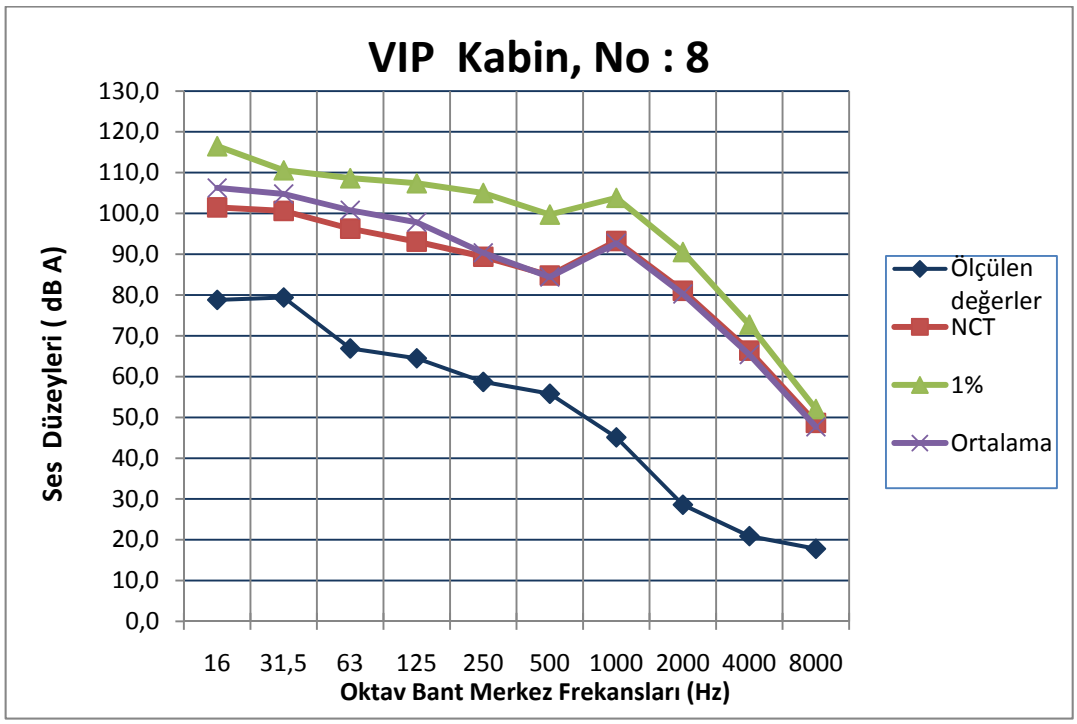
Sancak misafir kabinine ait SEA gürültü tahminlerinin ölçülen değerlerden yüksek olduğu bulunmuştur. Bitişik iskele misafir kabinine ait sonuçlarla karşılaştırıldığında, sancak misafir kabini gürültü değerlerinin hemen hemen aynı eğimle oluştuğu tespit edilmiştir. Bitişik alt sistem iskele misafir kabininde oluşan hataların, sancak misafir kabininde de oluştuğu sonucuna varılmıştır.

Baş taraf VIP Kabinine ait istatistikî enerji analizi yöntemiyle farklı soğurum karakteristiklerinde tahmin edilen oktav bandı merkez frekansı dB (A) gürültü düzeyleri Şekil 4.21'de verilmiştir.

Baş taraf VIP kabinine ait SEA gürültü tahminlerinin ölçülen değerlerden yüksek olduğu bulunmuştur. Farklı sönümleme karakteristiklerinin yarattığı gürültü eğrilerinin arasındaki değer farkının, kaynak odasına daha yakın kompartımanlarda analizlerden farklılık gösterdiği tespit edilmiştir. %1 LF kayıp faktörü soğurumuna ait gürültü eğrisi, kaynak odaya yakın kompartımanlardaki eğrilerle karşılaştırıldığında 16 Hz – 1000 Hz frekans aralığında daha yüksek sonuçlar doğurduğu gözlenmiştir. .

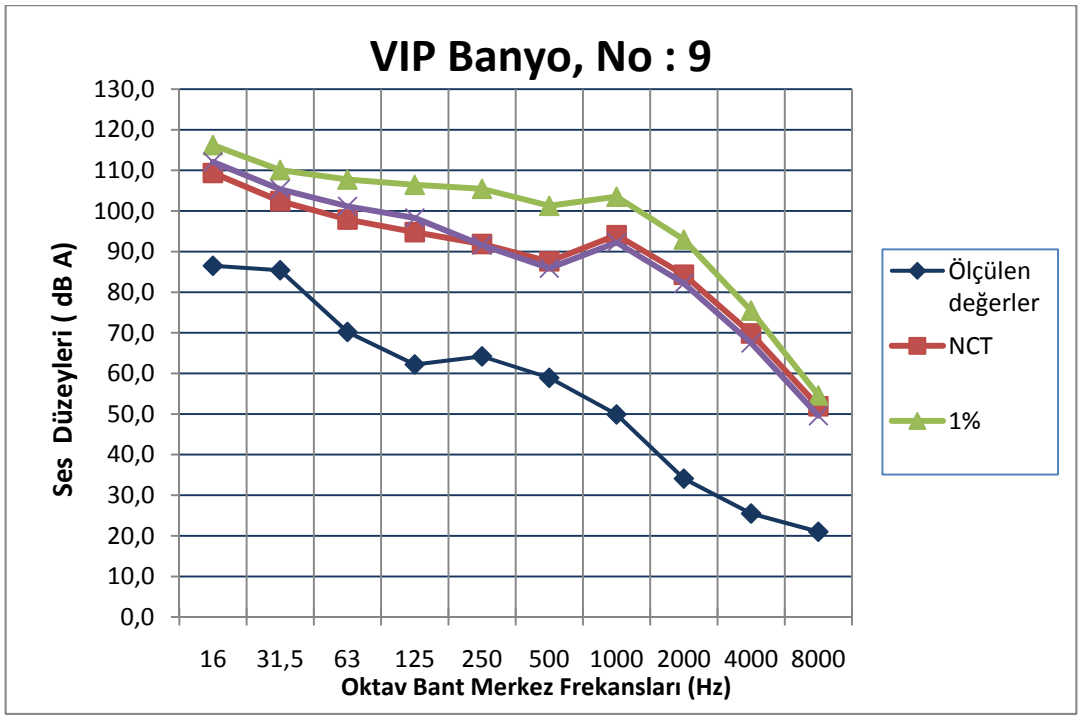
İlk olarak kaynak odasına en yakın kabinlere ait analizde oluşan hataların yarattığı 1000 Hz merkez frekansı pik değerinin etkilerinin baş taraf VIP kabininde de devam

ettiği sonucuna varılmıştır. Baş taraf VIP kabinine ait SEA tahminlerinde hata mertebelerinin değişmediği gözlenmiştir.



Şekil 4.21 : VIP Kabin (8) gürültü düzeyleri - Soğurum karşılaştırmaları.

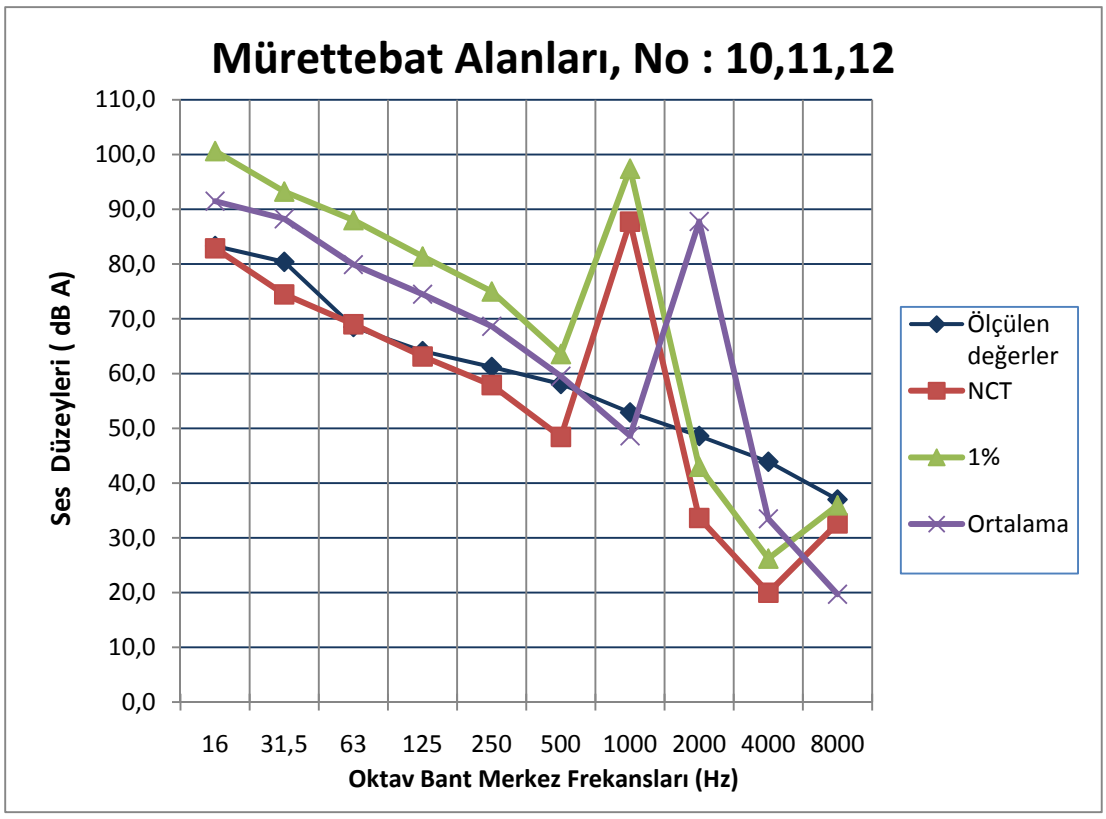
Baş taraf VIP Banyosuna ait istatistikî enerji analizi yöntemiyle farklı soğurum karakteristiklerinde tahmin edilen oktav bandı merkez frekansı dB (A) gürültü düzeyleri Şekil 4.22'de verilmiştir.



Şekil 4.22 : VIP Banyo (9) gürültü düzeyleri - Soğurum karşılaştırmaları.

Baş taraf VIP banyosuna ait SEA gürültü tahminlerinin seyir testi ölçüm değerlerinden yüksek olduğu bulunmuştur. Farklı sönümleme karakteristikleri kullanılarak yapılan tahminlerin, bitişik kompartıman VIP kabinine ait analizlerle aynı sonuçları doğurduğu bulunmuştur. Kaynak odasına yakın kabinlerde 1000 Hz merkez frekansında karşılaşılan pik değerinin, hafifletilmiş olarak baş taraf VIP banyosuna taşındığı tespit edilmiştir.

Mürettebat alanlarına ait istatistikî enerji analizi yöntemiyle farklı sönümleme karakteristiklerinde tahmin edilen oktav bandı merkez frekansı dB (A) gürültü düzeyleri Şekil 4.23'de verilmiştir.



Şekil 4.23 : Mürettebat alanları gürültü düzeyleri - Soğurum karşılaştırmaları.

Mürettebat kabinlerine ait SEA gürültü tahminlerinin ölçülen değerlerden farklı olduğu bulunmuştur. Kaynak odadan itibaren sırasıyla kıç taraf VIP kabin ve banyosu, iskele ve sancak misafir kabinleri ve baş taraf VIP kabin ve banyosu üzerinden değişmeden taşınan SEA analiz eğrileri, mürettebat alanında tamamen farklı bir eğim sergilemiştir. 2000 Hz – 4000 Hz aralığında SEA analizi tahmin değerleri, ölçüm değerlerinin altında kalmıştır. İlk kez kaynak odaya bitişik kıç taraf VIP kabin ve banyosunda karşılaşılan pik değeri, mürettebat alanlarına ait analizde daha yüksek bir mertebede ortaya çıkmıştır. NCT soğurum ve ortalama soğurum

karakteristiğine ait sonuçlar karşılaştırıldığında, mürettebat alanına ait analizden önce yapılan tüm analizlerde karşılaşılan birbirlerine yakın veya aynı gürültü değerleri bu analizde değişmiştir. 16 Hz – 500 Hz frekans aralığı incelendiğinde, NCT soğurum ve ortalama soğurum arasındaki farkın yaklaşık 18 dB olduğu tespit edilmiştir. Daha önceki kompartımanlara ait SEA analizlerinde karşılaşılan ve tüm analizlerde 1000 Hz merkez frekansında oluşan pik değeri, ortalama soğurum için kayarak 2000 Hz merkez frekansında oluşmuştur. Mürettebat alanına ait akustik kaviteye uygulanan gürültü kontrol iyileştirmelerinin en verimlisinin, ortalama soğurum için seçilen Rockwool Marine Batts 45 olmadığı sonucuna ulaşılmıştır. Karşılaşılan hataların büyük çoğunluğunun baş taraf VIP kabin ve banyoları ile mürettebat alanları arasında modellenen 43'üncü perde üzerinde oluştuğu sonucuna varılmıştır.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

İstatistiki enerji analizinin mega yatlardaki gürültünün tahmini amacıyla kullanımı ve tahmin sonuçlarının kesinliği hakkında bilgi edinilmiş ve bazı kritik noktalar saptanmıştır.

Kritik olarak nitelendirilecek kompartımanlara ait SEA akustik modeliyle tahmin edilen dB (A) cinsinden ses basınç değerleri doğruluk aralığı beklenenden yüksek çıkmıştır. İstatistikî enerji analizinin en önemli parametrelerinden olan sönümleme kayıp faktörü ve soğurum faktörü incelenerek elde edilen tahmin değerlerinde hatalarla karşılaşılmıştır. Hataların önüne geçilememesi sebebiyle M/Y Arethusa'ya ait soğurum ve sönümleme karakteristikleri tespit edilememiştir. Ancak farklı yapısal sönüm karakteristikleri ve farklı akustik soğurum karakteristiklerinin karşılaştırıldığı SEA analizlerinde, SEA yönteminin işleyişine ait bazı sonuçlara ulaşılmıştır. SEA ile yapılan gürültü tahminlerinde, kaynak odası ve alıcı odanın aynı olduğu durumlarda, yapısal sönümleme kayıp faktörünün odadaki gürültü düzeyine etkisinin olmadığı söylenebilir. SEA analizinde karşılaşılan yapısal alt sistemlerin sönümleme mekanizmaları incelendiğinde; sönümleme kayıp faktörünün %0.5 değişmesinin, alıcı odada SEA ile tahmin edilen gürültü seviyelerinin düşürülmesine çok az katkıda bulunduğu tespit edilmiştir. Ayrıca yapısal alt sistemlere ait sönümleme faktörünün değiştirilmesinin; istatistikî enerji analizi ile yapılacak gürültü tahmini sonuçlarını lineer olarak etkilediği sonucuna ulaşılmıştır. SEA modelindeki akustik kavitelerde oluşan gürültünün, 4000 Hz- 8000 Hz frekans aralığında %1, 16 Hz – 4000 Hz aralığında daha yüksek oranlarda sönümlendiği sonucuna ulaşılmıştır. Birincil ve ikincil yapı kaynaklı gürültünün indirgenmesi adına modellenen izolasyon malzemelerinin; gürültü kaynağının alıcı odada bulunduğu SEA analizlerinde, toplam gürültü seviyelerinin düşürülmesine katkısının olmadığı bulunmuştur. SEA analizlerinde ana gürültü kaynağı ile alıcı odanın farklı olduğu durumlarda, akustik kavitede oluşan gürültünün, o kavitelerin yüzlerine uygulanmış gürültü kontrol iyileştirmeleri arasından en verimli olan izolasyon malzemesi tarafından indirgendiği sonucuna ulaşılmıştır. İstatistiki enerji analizinde birden fazla gürültü kontrol iyileştirmesi kullanılarak hazırlanan izolasyon modelinin, gürültü indirgeme

karakteristiğinin veriminin arttırılmasına katkısının bulunmadığı tespit edilmiştir. Orijinaline uygun modellenmeyen izolasyon detayının neden olduğu hataların, kaynak odasından uzaklaştıkça daha belirgin hale geldiği tespit edilmiştir.

İstatistiki enerji analizi ile yapılan gürültü tahminlerinde karşılaşılabilinecek hatalar belirlenmiştir. Yapısal ve akustik gürültü kaynağı gücü hesaplarının yarı ampirik yöntemlerle yapılması sonucu belli bir frekans aralığında, modellenen kaynak gücünün gerçekte olduğundan yüksek çıkması olası hatalara yol açabilmektedir. Yarı ampirik yöntemler vasıtası ile yapı kaynaklı ve hava kaynaklı gürültü olarak ayrı ayrı modellenen ana gürültü kaynağı kaynak gücü düzeyleri hatalı bir şekilde hesaplanabilmektedir. Hava kaynaklı gürültü ve yapı kaynaklı gürültü olarak iki ayrı kaynak olarak değerlendirilen ana gürültü kaynağında, bu iki gürültü kaynak gücü düzeylerinden herhangi birinde veya her ikisinde oluşmuş olabilecek hatalar, odadaki toplam gürültü düzeylerinde farklı sonuçlar doğurabilir. İstatistiki enerji analizinde, incelenecek akustik kaviteyi canlı oda olarak modellemenin, o kaviteye ait SEA analizlerinde, hatalı gürültü değerleri hesaplanmasına yol açtığı görülmüştür. Gerçek yapının birebir yapısal ve akustik modellenmesinin gerçekleştirilemediği SEA analizlerinde, yapısal model ve malzemelerdeki basitleştirmelerden, izolasyon malzeme ve modelinde yapılan basitleştirmelerden ve bağlantı yerlerinde yapılan basitleştirmelerden kaynaklı hataların oluştuğu görülmüştür. İstatiski enerji analizinde bir kompartımanda karşılaşılan hataların, bitişik kompartımanlara da aktarıldığı sonucuna ulaşılmıştır. Alt sistemler arası enerji alış verişiyle ilgilenen istatistiki enerji alalizi için birbirine bağlanmış iki akustik kaviteden birinde oluşan hatanın; bitişik alt sistemde de karşılaşılması beklenen bir sonuçtur.

İstatistiki enerji analizi ile yapılacak gürültü tahminlerinin kesinliğinin, analiz yapılacak modelin basitliğine ve girdi bilgilerinin doğruluğuna bağlı olduğu görülmüştür. Örnek çalışmaya uygun SEA parametreleri kullanılarak, hata oranının düşürülebileceği ve kritik noktalardaki gürültü değerlerinin düşük hata payıyla tahmin edilebileceği sonucuna ulaşılmıştır.

Mega yatlardaki gürültü probleminin SEA metoduyla akustik modellenmesi sırasında kaynak sayısının, toplam hata oranını düşürebilmek için düşük tutulması gerekmektedir. Bu nedenle problemin analizi sırasında ana gürültü kaynaklarının tespiti ve incelenmesi önerilir. Yapı karmaşıklığının ortaya koyacağı hataları düşük tutmak için, üç boyutlu model olabildiğince basit ve küçük tutulmalıdır. Kaynak

odasından eşit mesafede konumlandırılmış kompartımanlar tek bir akustik kavite şeklinde modellenerek, modelleme sırasında doğabilecek hatalardan kaçınılabilir. Daha kesin ve doğru istatistiki enerji analizi gürültü tahminleri yapabilmek için, orijinal izolasyon detayının karmaşık olmadığı yatlar tercih edilmelidir. Modellemeye başlanılmadan önce, kullanılacak SEA parametreleri tespit edilmelidir. Bu bağlamda analiz öncesi ön hazırlık önemli bir yer tutmaktadır. İzolasyon malzemelerine ait teknik datalar mümkün ise laboratuar ortamında ölçülerek, SEA akustik modelinde tanıtılmalıdır. Kullanıcı tanımlı ve testlerle desteklenmiş bir SEA modeli, mega yatların gürültü problemlerinin önceden tahmini ve analizi yönünde oldukça verimli bir metot olacaktır.

Doğruluğu yüksek bir modellemeyle SEA metodu tatmin edici gürültü düzeyi tahminlerine olanak verecektir. Bu sayede bulunan tahmini sonuçlara dayanarak uygun ses idirgeme yöntemleri ve ses yalıtım malzemeleri seçilerek aranılan gürültü kriterleri ekonomik olarak elde edilebilecektir.

KAYNAKLAR

[1] **Pettersen J. W. E., ve Storm. J. F.,** 1975. Noise Control in Ships, *NTNF Report B.0930.4502.1*,Oslo, Norway

[2] **İnsel, M.,Ünsan, Y. ve Tang, A.,** 2007. Noise and vibration considerations in megayachts, *The Modern Yacht-The Royal Institution of Naval Architechts,* Southampton, İngiltere, 11-12 Ekim, 91-99.

[3] **URL 1** <http://www.international.rockwool-marine.com/brochures/>, alındığı tarih 23.02.2010.

[4] **Holland, C. G., ve Wong, S. F.,** Noise prediction and correlation with full scale measurements in ships, *Trans IMarE*, **107**, 195–207.

[5] **URL 2** <http://fs1.vsb.cz/6_TUMA_ZPRSIGN/Diagnostika/Handbook%20of %20Noise%20and%20Vibration%20Control/101.pdf >, alındığı tarih 25.02.2010.

[6] **Boroditsky, L., Spencea, J., ve Fischera, R.,** 2007. Predicting shipboard noise using 3-D acoustic modelling, *Noise Control Eng,* J. **55**. 246-256.

[7] **URL 3** <www.gmo.org.tr/documents/file/gidtk08_cilt2.pdf>, alındığı tarih 29.03.2010.

[8] **URL 4 <**fs1.vsb.cz/.../Handbook%20of%20Noise%20and%20Vibration%20Control/101.pdf>, alındığı tarih 29.03.2010.

[9] **Danneskiold-Samsøe, U., ve Odegaard, J.,** 2001. Acoustic properties of cruise ship accommodation, *The Naval-Architect*, Ocak, 17-20.

[10] **IMO,** 1981.Code on Noise Levels on Board Ships, IMO Resolution A.468(XII), Londra, İngiltere

[11] **Smullin, J.,** 2002. Noise and vibration specifications for large yachts, J&A Enterprises Inc., *The Yacht Report Project 2002*, 18-20 Aralık.

[12] **Fischer, R.W., Burroughs, C.B., Nelson, D.L.**, 1983. Design Guide for Shipboard Airborne Noise Control, Technical and Research Bulletin No:3-37, SNAME.

[13] **AutoSEA,** 1992. User Guide, and Q&A Manual. Vibro-Acoustic Sciences Limited.

[14] **Hynna, P., Klinge, P., ve Vouksinen, J.,** 1995. Prediction of structure-borne sound transmission in large welded ship structures using statistical energy analysis*, Journal of Sound and Vibration*, **180**, 583-607.

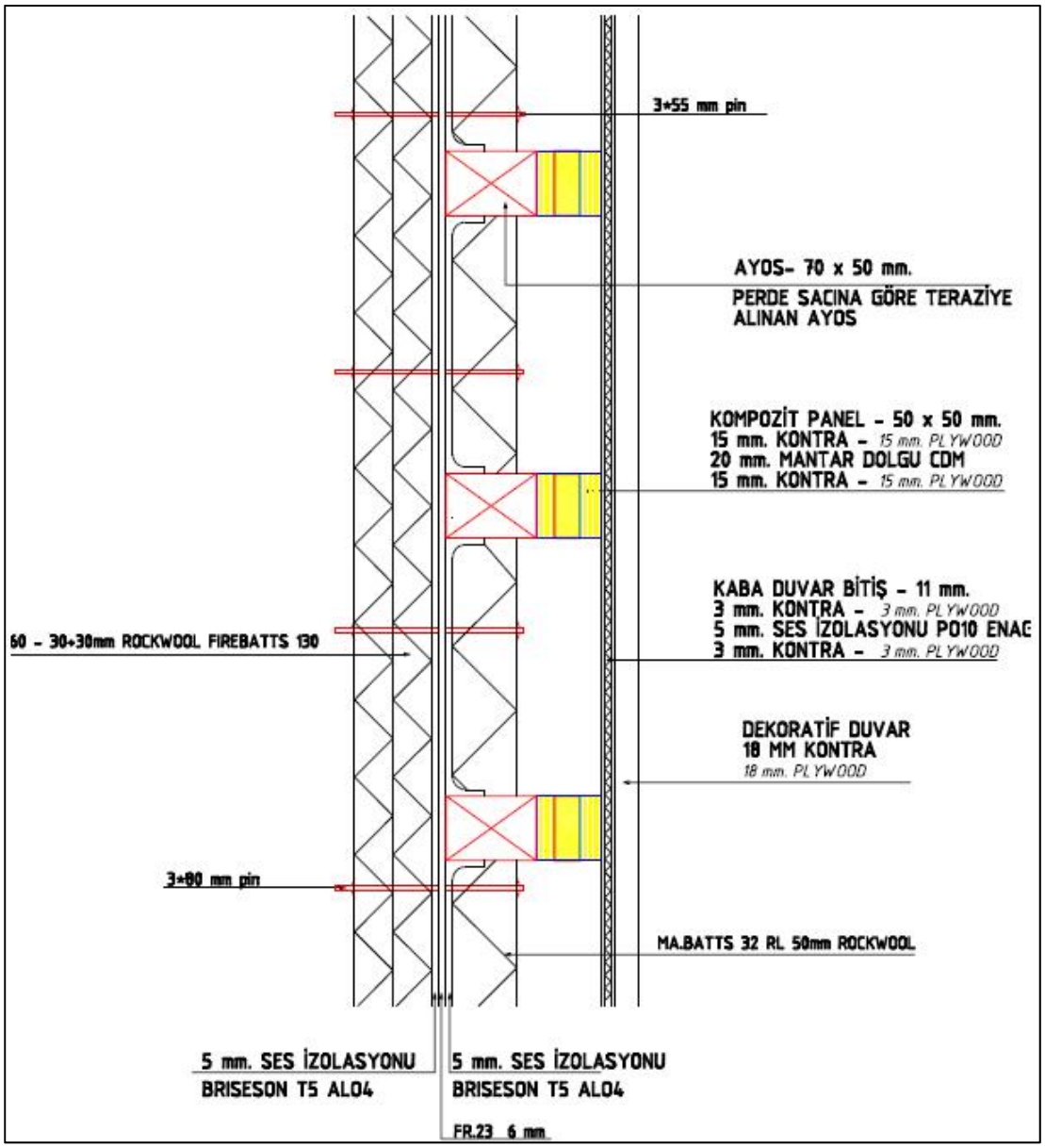
[15] **URL 5** <http://www.pinta-enac.com/products/>, alındığı tarih 15.04.2010

EKLER

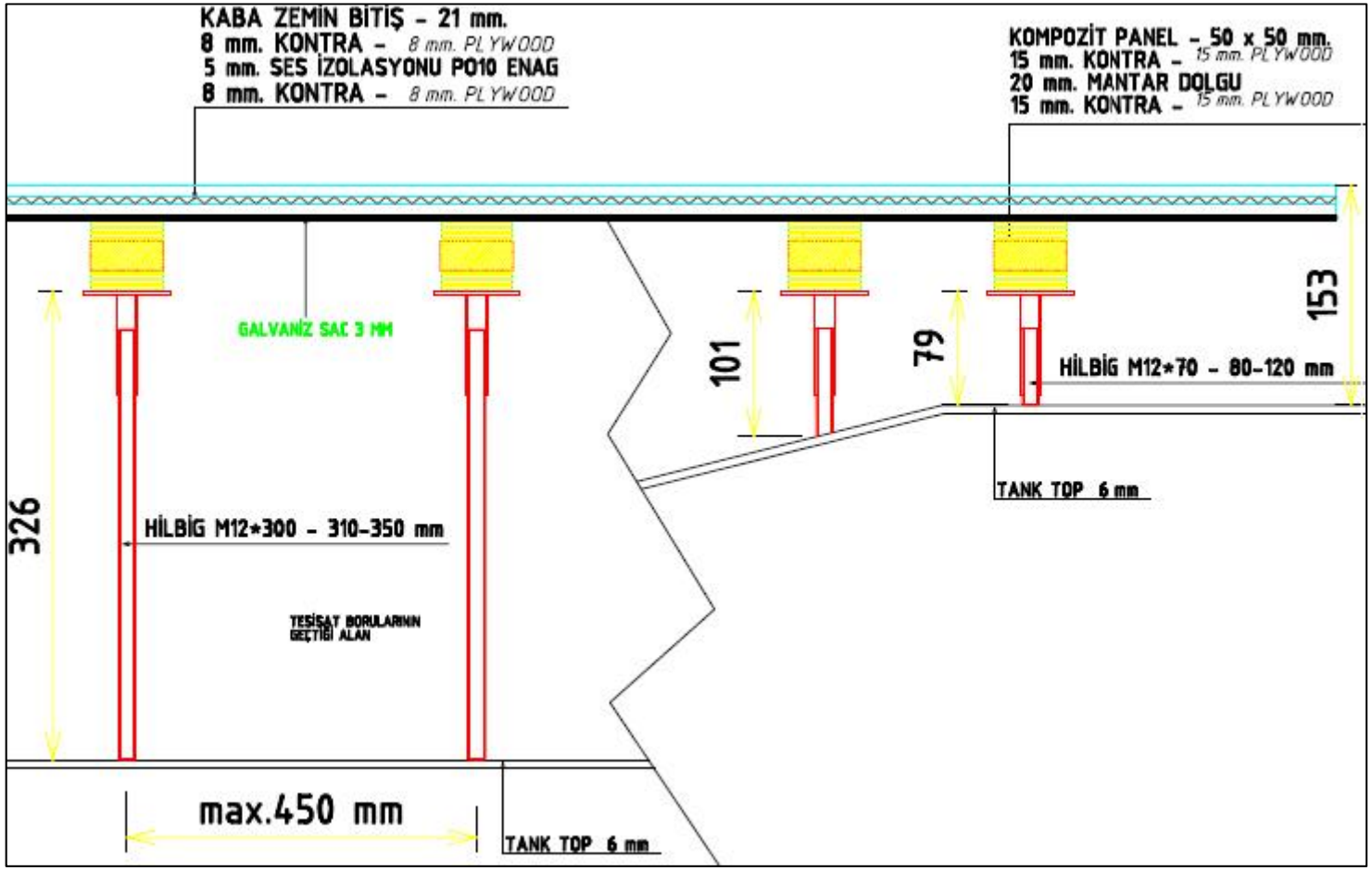
EK A : M/Y Arethusa İzolasyon Detayları

EK B : M/Y Arethusa SEA İzolasyon Detayları

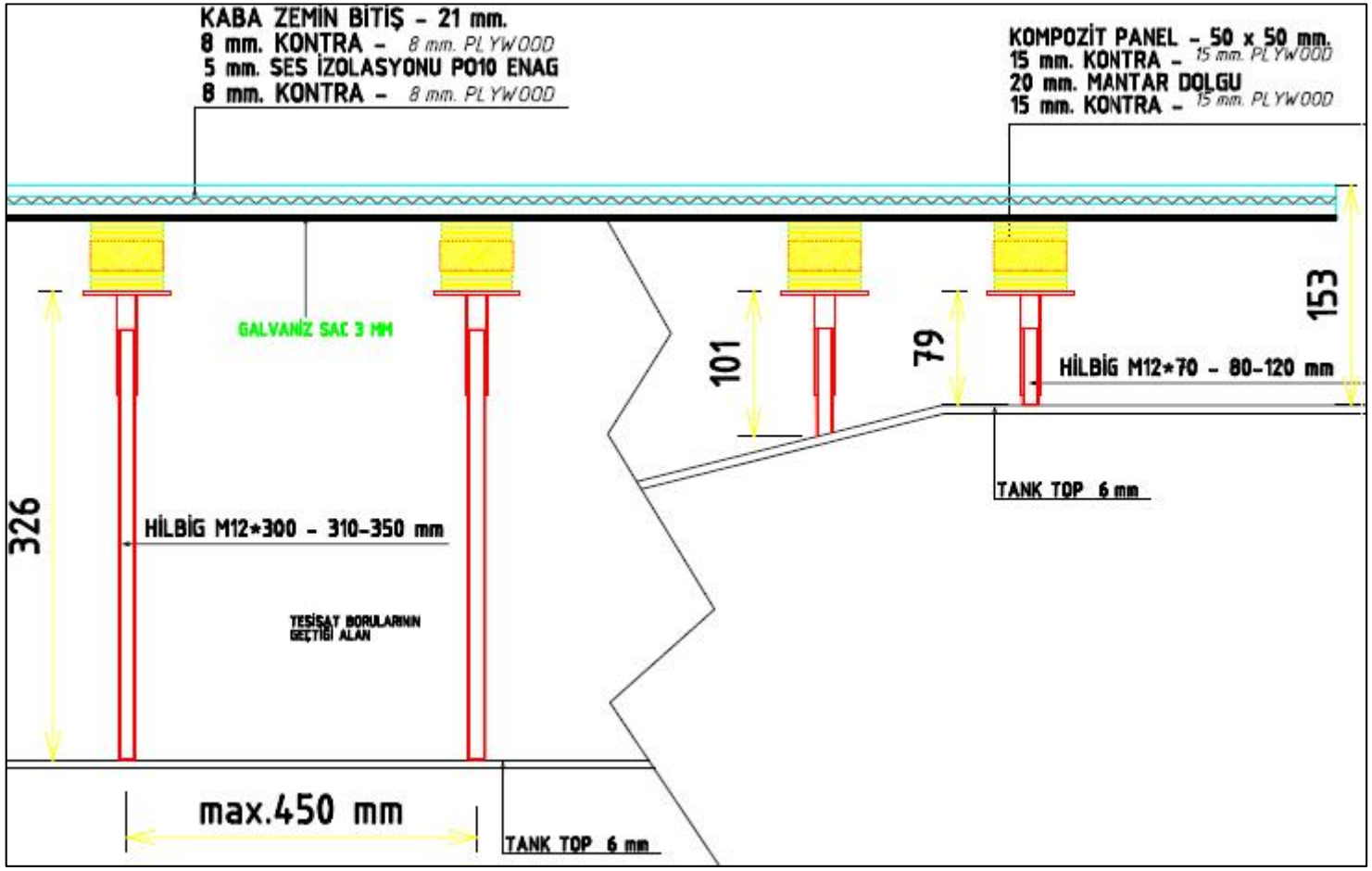
EK A



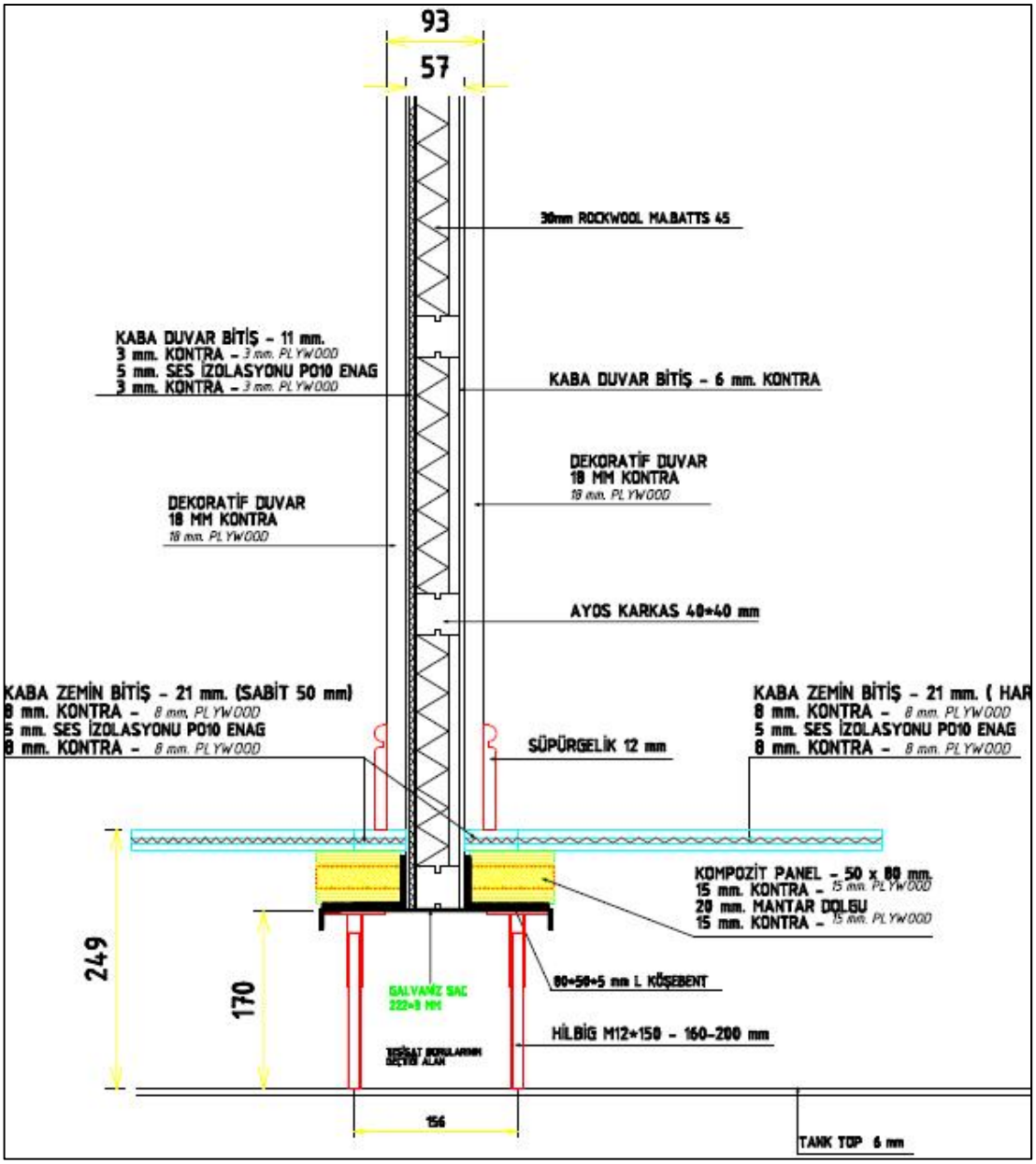
Şekil A.1 : Makine dairesi perdesi izolasyon detayı.



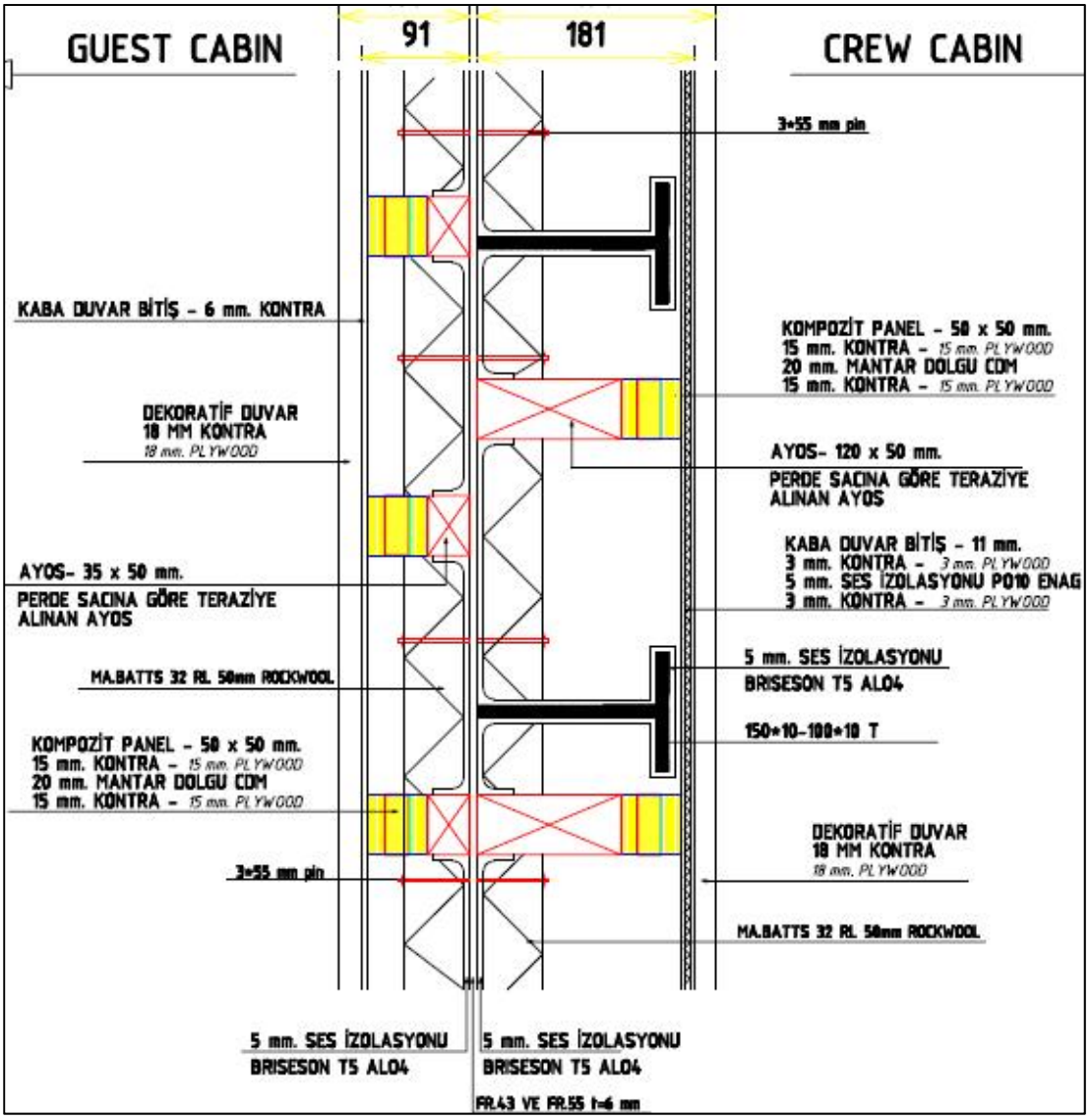
Şekil A.2 : Alt güverte misafir kabin zemini izolasyon detayı.



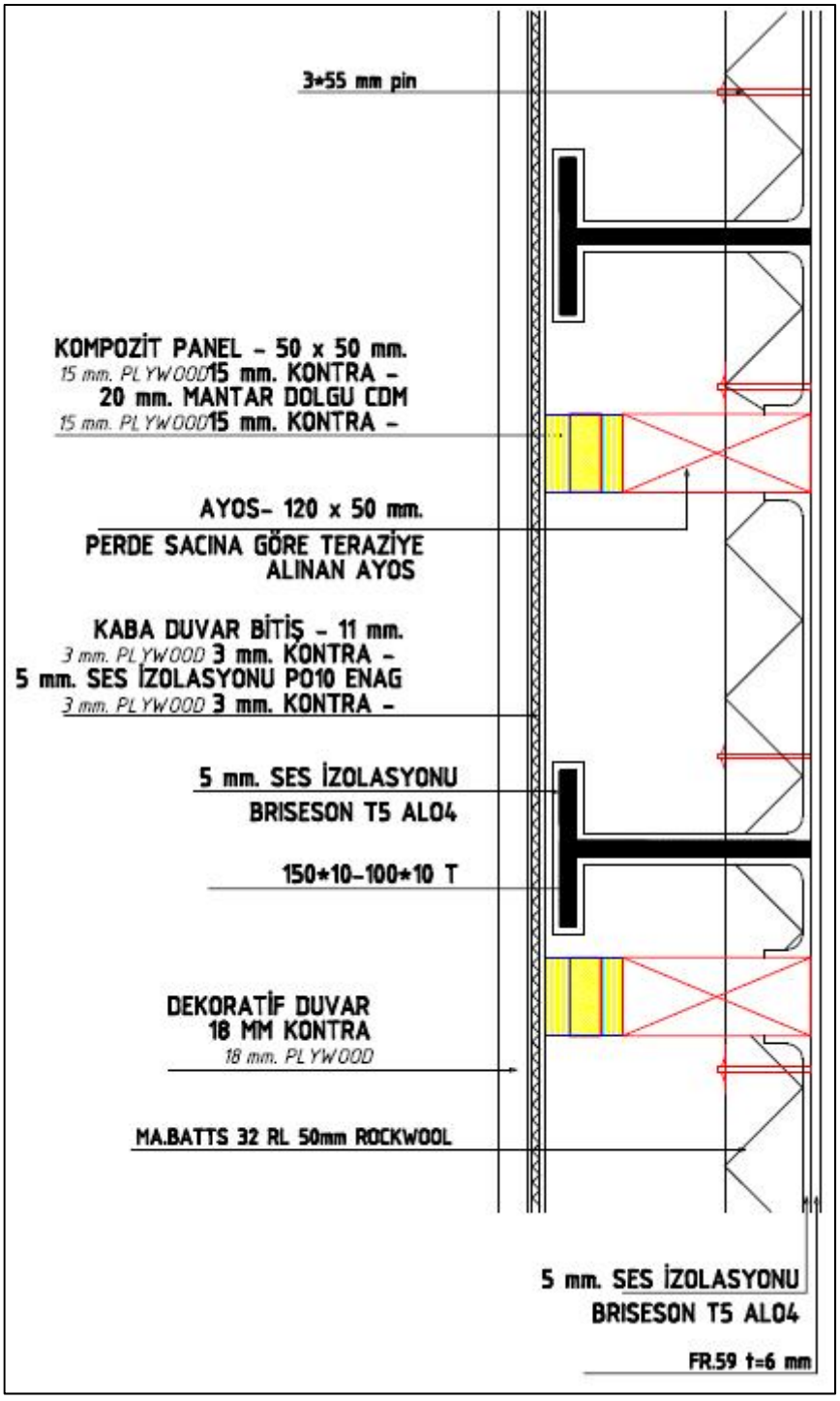
Şekil A.3 : Alt güverte mürettebat kabin zemini izolasyon detayı.



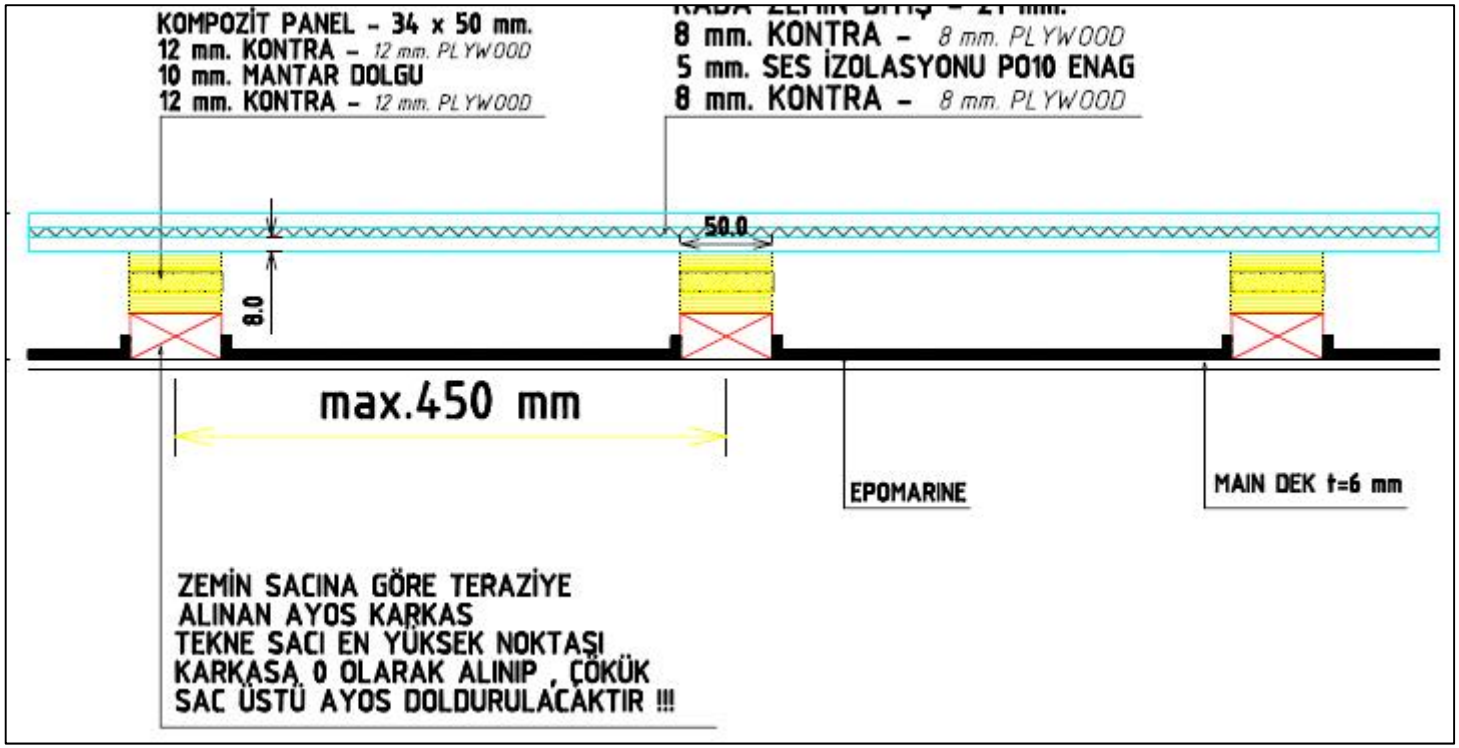
Şekil A.4 :Bölmeleme duvarı izolasyon detayı.



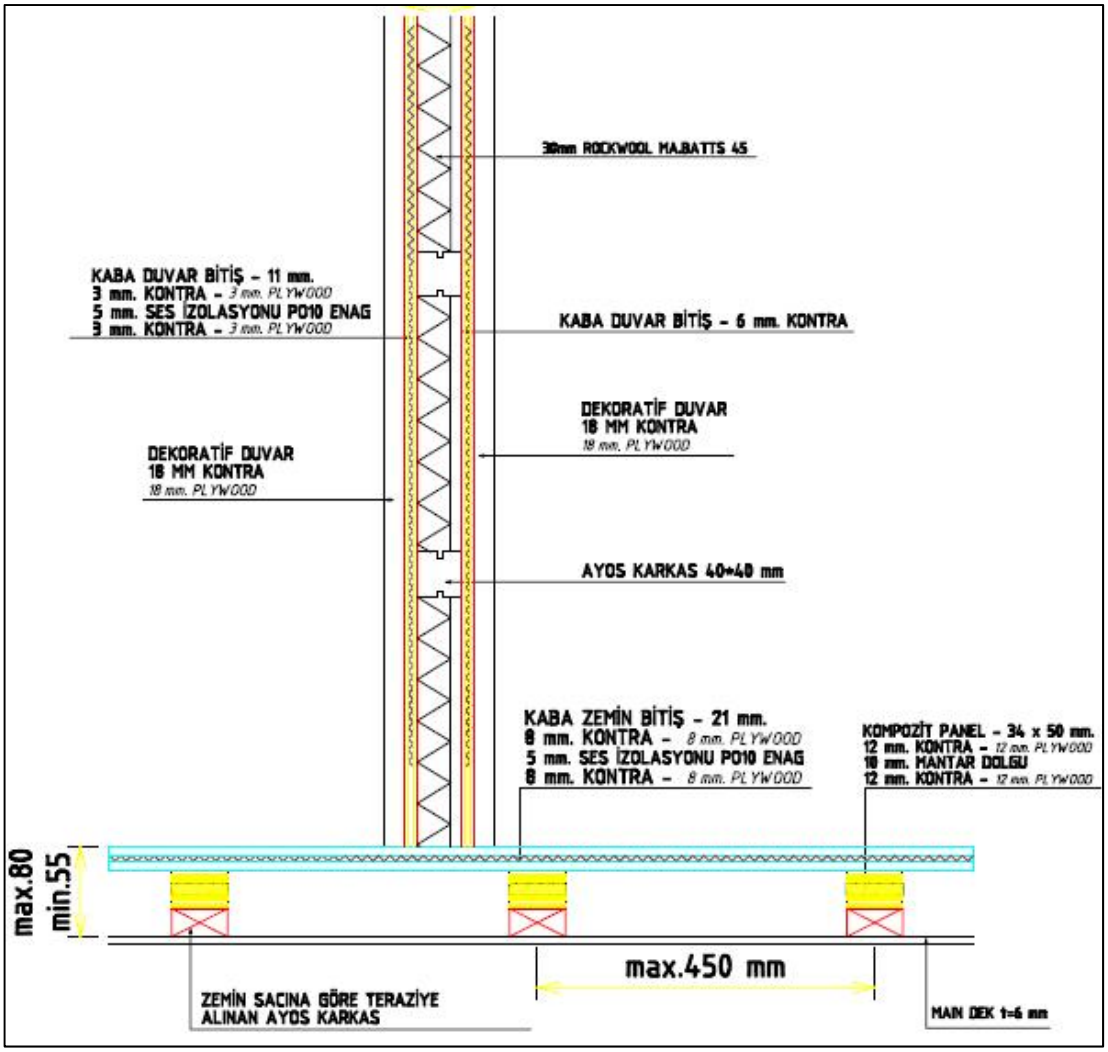
Şekil A.5 : 43 ve 55'inci posta perdesi izolasyon detayı.



Şekil A.6 : Çatışma perdesi izolasyon detayı.

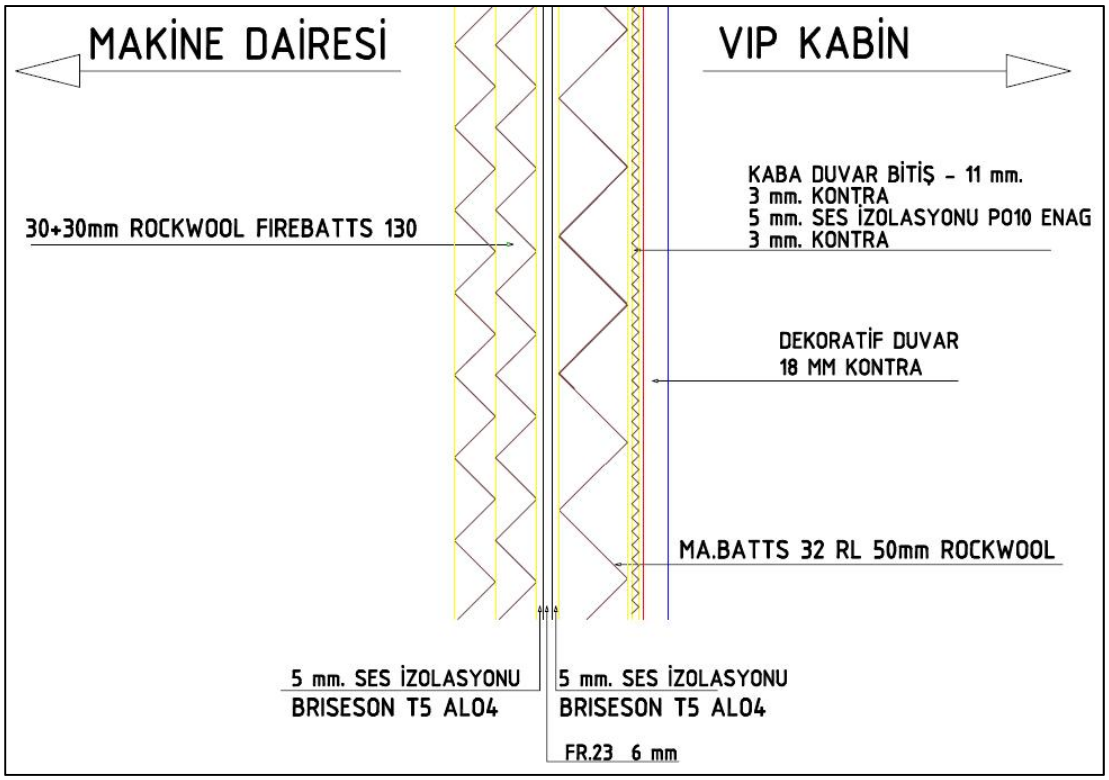


Şekil A.7 : Ana güverte zemini izolasyon detayı.

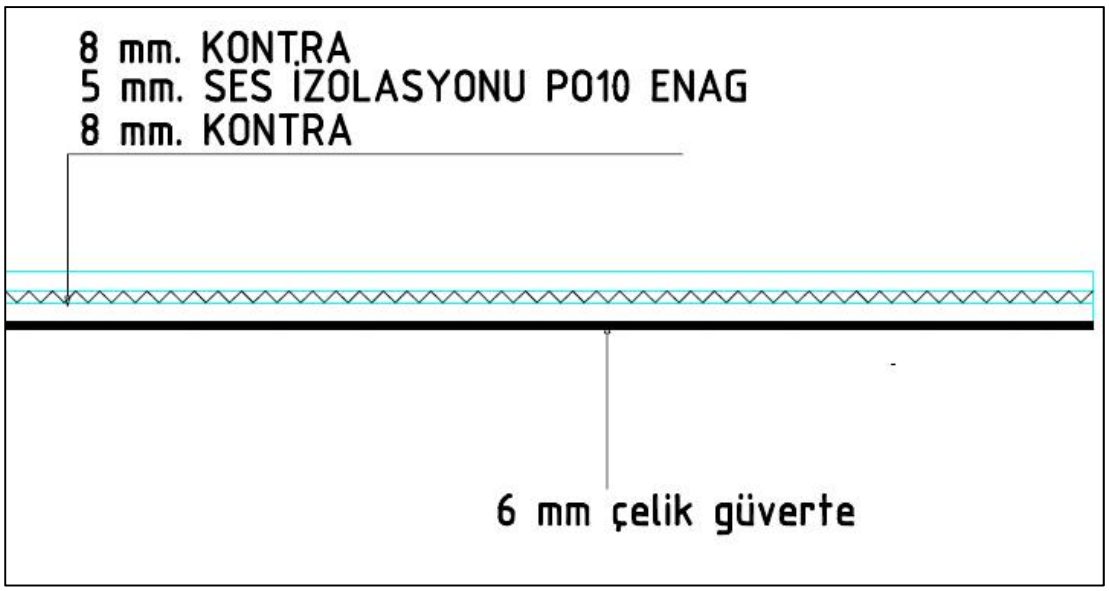


Şekil A.8 : Mutfak perdesi izolasyon detayı

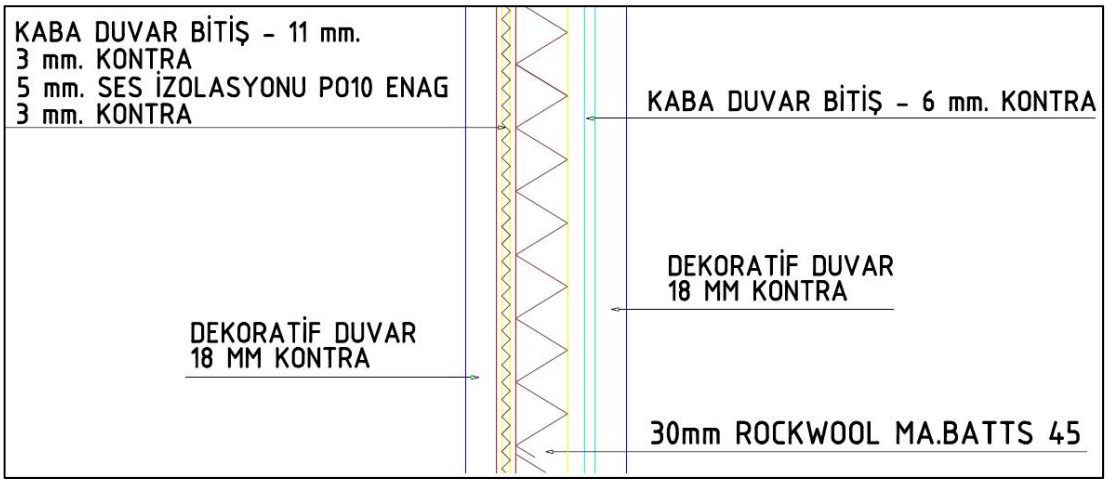
EK B



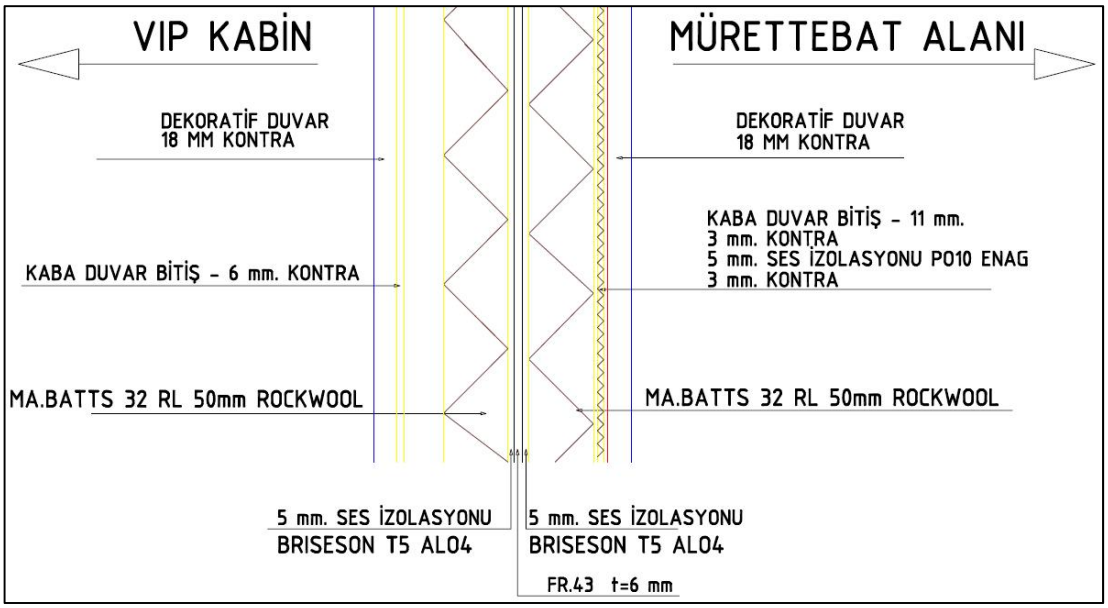
Şekil B.1 : Makine dairesi perdesi izolasyon modeli.



Şekil B.2 : Alt ve ana güverte izolasyon modeli.



Şekil B.3 : Kabinler arası bölmeleme izolasyon modeli.



Şekil B.4 : 43'üncü perde izolasyon modeli.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Alaz METİN

Doğum Yeri ve Tarihi: Aksaray / 19.10.1984

Adres: Fulya Mah. Ayşecik Sok. Doğan Apt. No:16/3 Şişli / İstanbul

Lisans Üniversite: İTÜ / Deniz Teknolojisi Mühendisliği