

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GEMİLERDE ANA MAKİNA KAYNAKLI TİTREŞİM VE
GÜRÜLTÜNÜN ANALİZİ**

Gemi İnş ve Gemi Mak. Müh. Çağan DİYAROĞLU

**FBE Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Tamer YILMAZ (YTÜ)

İSTANBUL, 2009

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GEMİLERDE ANA MAKİNA KAYNAKLI TİTREŞİM VE
GÜRÜLTÜNÜN ANALİZİ**

Gemi İnş ve Gemi Mak. Müh. Çağan DİYAROĞLU

**FBE Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Tamer YILMAZ (YTÜ)

Jüri : Prof. Dr. Ahmet ERGİN

Jüri : Yrd. Doç. Dr. Fuat ALARÇİN

İSTANBUL, 2009

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
KISALTMA LİSTESİ.....	vi
ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
ÇİZELGE LİSTESİ	ix
ÖNSÖZ	x
ÖZET	xi
ABSTRACT	xii
1. GİRİŞ	13
2. TİTREŞİM ve GÜRÜLTÜ	15
2.1 Gemilerdeki Titreşim ve Gürültü Kaynakları	22
2.1.1 Ana Makina Titreşimi	24
2.1.2 Ana Makina Gürültüsü.....	25
2.2 İletim Yollarına Göre Titreşim – Gürültü Çeşitleri	26
2.3 Titreşim ve Gürültü ile İlgili Standartlar.....	27
2.3.1 Titreşim ile İlgili Standartlar	27
2.3.2 Gürültü ile İlgili Standartlar	29
2.4 İstatistiksel Enerji Analiz (İEA) Metodu	32
2.4.1 İstatistiksel Enerji Analiz Yönteminin Avantajları ve Dezavantajları.....	36
2.4.2 İstatistiksel Enerji Analiz Yöntemi Hesap Programı (VAOne)	38
3. MEVCUT BİR TEKNENİN GÜRÜLTÜ ve TİTREŞİM ANALİZİ	39
3.1 Modelin Oluşturulması	40
3.2 Modelin Vibro – Akustik Analiz Programına Aktarımı	43
3.3 İEA Alt Sistemlerinin Oluşturulması.....	43
3.4 İEA Alt Sistemlerinin Doğruluğu	48
3.5 Alt Sistemler Arasındaki Bağlantıların Oluşturulması	51
3.6 Gürültü ve Titreşim Kaynaklarının Tanımlanması.....	52
3.6.1 Analiz 1	54
3.6.1.1 Sonuçlar	56
3.6.2 Analiz 2	59
3.6.2.1 Sonuçlar	62
3.7 Analiz 1 ve Analiz 2’ nin Sonuçlarının Karşılaştırılması	64
3.8 Yalıtım	66
3.8.1 Geminin Yalıtımının Yapılması	67
3.8.1.1 Sonuçlar	69
3.8.1.2 Yalıtımsız ve Yalıtımlı Sonuçların Karşılaştırılması.....	71

3.8.2	Yüzer Zemin Uygulaması	73
3.8.2.1	Sonuçlar	75
3.8.2.2	Yalıtımsız, Yalıtımlı ve Köprü üstü Yüzer Zeminli Sonuçların Karşılaştırılması	77
4.	SONUÇLAR ve DEĞERLENDİRME	80
KAYNAKLAR		82
EKLER		84
Ek 1 Ensar Gemi B – 15 Tipi Duvar Paneli Kataloğu		85
Ek 2 Ensar Gemi B – 0 Tipi Tavan Paneli Kataloğu		86
Ek 3 Ensar Gemi A – 60 Tipi Güverte Paneli Kataloğu		87
ÖZGEÇMİŞ		88

SİMGE LİSTESİ

A	Genlik
a	Titreşim ivmesi
a_0	Referans titreşim ivmesi
B	Genişlik
c	Dalga yayılma hızı
E_1	1. alt sisteme ait frekans bandındaki zaman ortalama titreşimsel fiziksel enerji
E_2	2. alt sisteme ait frekans bandındaki zaman ortalama titreşimsel fiziksel enerji
E_i	i. alt sisteme ait frekans bandındaki zaman ortalama titreşimsel fiziksel enerji
E_j	j. alt sisteme ait frekans bandındaki zaman ortalama titreşimsel fiziksel enerji
H	Akım direnci
L_a	Titreşim ivmesi seviyesi
L_{oa}	Tam boy
L_p	Ses basıncı seviyesi
L_{peq}	Eşdeğer gürültü düzeyi
L_{pt}	Toplam ses basıncı seviyesi
L_v	Titreşim hızı seviyesi
n_i	i. alt sisteme ait modal yoğunluk
n_j	j. alt sisteme ait modal yoğunluk
n_k	Modal yoğunluk
P	Ses basıncı
P_0	Referans ses basıncı
P_{12}	1. alt sistemden 2. alt sisteme olan güç akışı
P_{1d}	1. alt sistemde kaybolan güç
P_1^{in}	1. alt sistem güç girdisi
P_2^{in}	2. alt sistem güç girdisi
P_{21}	2. alt sistemden 1. alt sisteme olan güç akışı
P_{2d}	2. alt sistemde kaybolan güç
P_{ij}	i. alt sistemden j. alt sisteme olan güç akışı
P_k	Güç girdisi
T	Draft
T	Periyot
v	Titreşim hızı
v_0	Referans titreşim hızı

ω	Frekans bandı merkez frekansı
λ	Dalga boyu
ρ	Yoğunluk
η_{ij}	i. sistem ile j. sistem arasındaki birleşim kayıp faktörü
η_{d1}	1. alt sistemin sönüm kayıp faktörü
η_{d2}	2. alt sistemin sönüm kayıp faktörü
η_{12}	1. alt sistem ile 2. alt sistem arasındaki birleşim kayıp faktörü
η_{21}	2. alt sistem ile 1. alt sistem arasındaki birleşim kayıp faktörü
η_k	birleşim veya sönüm kayıp faktörü

KISALTMA LİSTESİ

API	American Petroleum Institute (Amerikan Petrol Enstitüsü)
CLF	Coupling Loss Factor (Birleşim Kayıp Faktörü)
CTP	Cam Takviyeli Polyester
DIN	Deutsches Institut für Normung (Alman Standartları Enstitüsü)
DLF	Damping Loss Factor (Sönüm Kayıp Faktörü)
HVAC	Heating Ventilating and Air Conditioning (İklimlendirme Sistemi)
IEC	International Electrotechnical Commission (Uluslararası Elektroteknik Komitesi)
IMO	International Maritime Organisation (Uluslararası Denizcilik Örgütü)
ISO	International Organization for Standardization
İEA	İstatistiksel Enerji Analiz
LNG	Liquified Natural Gas
NEMA	National Electrical Manufacturers Association (Ulusal Elektriksel İmalatçılar Örgütü)
PFA	Power flow Analysis (Güç Akışı Analiz)
RMS	Root Mean Square (Ortalama Kare Değerinin Karekökü)
SE	Sonlu Elemanlar
TEU	Twenty-foot Equivalent Unit

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Titreşim hareketi	15
Şekil 2.2 Gelişigüzel titreşimler	16
Şekil 2.3 Ses dalgası	17
Şekil 2.4 Ses dalgası	18
Şekil 2.5 Yapısal hasar ile ilgili titreşim seviyeleri (Türk Loydu, 2006).....	23
Şekil 2.6 İletim yollarına göre gürültü çeşitleri	27
Şekil 2.7 İki İEA alt sistemi (Braun vd., 2002)	34
Şekil 3.1 Gürültü ve titreşim analizi akış şeması.....	40
Şekil 3.2 Güverte altı mahalleri	41
Şekil 3.3 Güverte mahalleri.....	42
Şekil 3.4 Köprü üstü ve tüm gemi modeli.....	42
Şekil 3.5 Ağ Modeli	43
Şekil 3.6 Güverte altı levha alt sistemleri	44
Şekil 3.7 Güverte levha alt sistemleri	45
Şekil 3.8 Köprü üstü ve tüm gemi levha alt sistemleri	45
Şekil 3.9 Güverte altı akustik hacim alt sistemleri	46
Şekil 3.10 Güverte akustik hacim alt sistemleri	47
Şekil 3.11 Köprü üstü ve tüm gemi akustik hacim alt sistemleri	47
Şekil 3.12 Tüm gemi İEA alt sistemleri.....	48
Şekil 3.13 Levha alt sistemi	49
Şekil 3.14 Levha alt sistemi mod sayıları	50
Şekil 3.15 Akustik hacim alt sistemi.....	50
Şekil 3.16 Akustik hacim alt sistemi mod sayıları	51
Şekil 3.17 Alan Bağlantıları	52
Şekil 3.18 Çizgisel ve Noktasal Bağlantılar	52
Şekil 3.19 Gürültü ve titreşim analiz aşamaları.....	53
Şekil 3.20 Ana makineler ve dişli kutuları titreşim girdileri.....	55
Şekil 3.21 Ana makineler ve dişli kutuları gürültü girdileri	56
Şekil 3.22 Ana makinelerden kaynaklı köprü üstü gürültü düzeyleri.....	57
Şekil 3.23 Köprüüstü levha alt sistemleri.....	58
Şekil 3.24 Ana makinelerden kaynaklı levha 1 titreşim hızı değişimi	59
Şekil 3.25 Baş yardımcı makina ve HVAC kompresörleri	61
Şekil 3.26 HVAC kompresörü.....	62

Şekil 3.27 Tüm makina ve sistemlerden kaynaklanan köprü üstü gürültü düzeyleri	63
Şekil 3.28 Tüm makina ve sistemlerden kaynaklanan levha 1 titreşim hızı değişimi	64
Şekil 3.29 Analiz 1 ve analiz 2 köprü üstü gürültü düzeyleri	65
Şekil 3.30 Analiz 1 ve analiz 2 köprü üstü titreşim hızları	65
Şekil 3.31 Makina dairesi yalıtımı	68
Şekil 3.32 Baş yardımcı makina dairesi yalıtımı	68
Şekil 3.33 2 adet HVAC kompresörünün bulunduğu mahalin yalıtımı	69
Şekil 3.34 1 adet HVAC kompresörünün bulunduğu mahalin yalıtımı	69
Şekil 3.35 Yalıtımlı köprü üstü gürültü düzeyleri	70
Şekil 3.36 Yalıtımlı köprü üstü titreşim hızları	71
Şekil 3.37 Yalıtımlı ve yalıtımsız köprü üstü gürültü düzeyleri	72
Şekil 3.38 Yalıtımlı ve yalıtımsız köprü üstü titreşim hızları	73
Şekil 3.39 Yüzer zemin	74
Şekil 3.40 Köprü üstü yüzer zemin uygulaması	75
Şekil 3.41 Yalıtımlı ve yüzer zemin uygulamalı köprü üstü gürültü düzeyleri	76
Şekil 3.42 Yalıtımlı ve yüzer zemin uygulamalı köprü üstü titreşim hızları	77
Şekil 3.43 Yalıtımsız, yalıtımlı ve köprü üstü yüzer zemin uygulamalı gürültü düzeyleri	78
Şekil 3.44 Yalıtımsız, yalıtımlı ve köprü üstü yüzer zemin uygulamalı titreşim hızları	78

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1 1/1 oktav bantları.....	22
Çizelge 2.2 1 – 80 Hz aralığı tavsiye edilen rms titreşim seviyeleri (ISO 6954, 2000)	28
Çizelge 2.3 Gürültü düzeyi limitleri (IMO, 1982).....	31
Çizelge 3.1 Temel özellikler.....	39
Çizelge 3.2 Ana makina özellikleri.....	54
Çizelge 3.3 Dişli kutusu özellikleri.....	54
Çizelge 3.4 Sancak ve iskele ana makina gürültü ve titreşim düzeyleri	54
Çizelge 3.5 Sancak ve iskele ana makina dişli kutusu gürültü ve titreşim düzeyleri	55
Çizelge 3.6 Ana makinelerden kaynaklı köprü üstü gürültü düzeyleri.....	57
Çizelge 3.7 Ana makinelerden kaynaklı levha 1 titreşim hızları.....	58
Çizelge 3.8 Ana makinelerden kaynaklı köprü üstü zemini rms titreşim hızı	59
Çizelge 3.9 Baş yardımcı makina özellikleri.....	60
Çizelge 3.10 HVAC kompresörleri özellikleri	60
Çizelge 3.11 Baş yardımcı makina gürültü ve titreşim düzeyleri.....	60
Çizelge 3.12 HVAC kompresörleri gürültü ve titreşim düzeyleri	61
Çizelge 3.13 Tüm makina ve sistemlerden kaynaklanan köprü üstü gürültü düzeyleri	62
Çizelge 3.14 Tüm makina ve sistemlerden kaynaklanan köprü üstü zemini rms titreşim hızı	63
Çizelge 3.15 Analiz 1 ve analiz 2 köprü üstü gürültü ve titreşim değerleri.....	64
Çizelge 3.16 Bölme duvarlarında kullanılan taş yünü teknik özellikleri.....	67
Çizelge 3.17 Tavanlarda kullanılan taş yünü teknik özellikleri	68
Çizelge 3.18 Yalıtımlı köprü üstü gürültü düzeyleri	70
Çizelge 3.19 Yalıtımlı köprü üstü zemini rms titreşim hızı	71
Çizelge 3.20 Yalıtımlı ve yalıtımsız köprü üstü gürültü ve titreşim değerleri	72
Çizelge 3.21 Yüzer zeminin teknik özellikleri	74
Çizelge 3.22 Yalıtımlı ve yüzer zemin uygulamalı köprü üstü gürültü düzeyleri.....	75
Çizelge 3.23 Yalıtımlı ve yüzer zemin uygulamalı köprü üstü zemini rms titreşim hızı	76
Çizelge 3.24 Yalıtımsız, yalıtımlı ve köprü üstü yüzer zemin uygulamalı gürültü ve titreşim değerleri	77
Çizelge 4.1 Köprü üstü mahali gürültü ve titreşim cevapları.....	80

ÖNSÖZ

Bu çalışma herhangi bir gemideki gürültü ve titreşim problemlerinin incelenmesi amacıyla yapılmıştır.

Bu çalışmayı hazırlama aşamasında her türlü desteği benden esirgemeyen danışman hocam Prof. Dr. Tamer Yılmaz'a, bana karşı gerekli sabrı gösteren değerli hocalarım Yrd. Doç. Dr. Fuat Alarçin, Yrd. Doç. Dr. İsmail Bayer ve Erkin Altunsaray' a, oda arkadaşlarım Bekir Şener ve Sadık Özüm' e, her zaman yanımda olduklarını zaten bildiğim aileme ve tüm dostlarıma, çalışmam sırasında bana destek veren TÜBİTAK' a teşekkürü bir borç bilirim.

ÖZET

Son zamanlarda gemilerle yapılan yolcu ve yük taşımacılığındaki artışa paralel olarak gemilerde konfora ve insan sağlığına verilen önem de artmıştır. Bunun sonucu olarak gürültü ve titreşim konusu en önemli ilgi alanı haline gelmiştir. Gürültü ve titreşimin gemi adamlarının çalışmasını engellemeyecek, insan sağlığına ve gemi yapısına zarar vermeyecek, konforu etkilemeyecek değerlerde olması bu bağlamda oldukça önemlidir.

Gemilerde en önemli gürültü ve titreşim kaynakları ana makineler ve diğer yardımcı makinelerdir. Bu yüzden mümkün olduğunca az gürültü ve titreşim yayımı yapan makineleri üretmek oldukça önemlidir. Ancak, gerek yüksek güçte ve verimde gerekse düşük maliyette makina talebi üreticilerin işini oldukça zorlaştırmaktadır. Bu talebe cevap verebilmek amacıyla makinelerin ve yapıların gürültü ve titreşime karşı yalıtımı önem kazanmaktadır.

Bu çalışmada dizayn aşamasındaki bir geminin gürültü ve titreşim analizi enerji temelli bir metot olan İstatistiksel Enerji Analiz (İEA) yöntemi ile yapılmıştır. Analiz aşamasında bu yöntemi kullanarak çözüm yapan VAOne programından yararlanılmıştır. İEA yönteminin uygulanabilirliği, avantajları ve dezavantajları tartışılmıştır. Gemideki mevcut makinelerin gürültü ve titreşime etkisi incelenmiş ve elde edilen cevapların azaltılması amacıyla geminin çeşitli mahallerine yalıtım uygulamaları yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Gemi, konfor, gürültü, titreşim, makina, İstatistiksel Enerji Analiz yöntemi, yalıtım

ABSTRACT

In recent years, the importance of human health and comfort become very serious subject as a result of increasing passengers and cargo transporting with ships. Consequence of that, the noise and vibration become the most significant area of interest. So, the passengers' comfort, humans' health, crews' effort and construction of ship shouldn't be affected by noise and vibration values.

Main engines and the other auxiliary machineries are the main noise and vibration sources in ships. Therefore, it is important to produce machines making low noise and vibration radiation to their environment. However, the demand of high power and efficient machines with the low cost affect the manufacturers very negatively. For that reason the insulation of structures and machines against the noise and vibration become very critical.

In this study, the vibration and noise analysis of a ship in a design stage carry out with the energy based method called Statistical Energy Analysis (SEA). In the analysis process VAOne is used to solve the problem with this method. The advantages, disadvantages and feasibility of SEA method are discussed. Also influence of machines to the ship's noise and vibration is assessed and insulation is applied certain ship compartments to reduce the noise and vibration responses.

Keywords: Ship, comfort, noise, vibration, machine, Statistical Energy Analysis method, Insulation

1. GİRİŞ

Son zamanlarda gemilerle yapılan yolcu ve yük taşımacılığindeki artışa paralel olarak gemilerde konfora ve insan sağlığına verilen önem de artmıştır. Bunun sonucu olarak gürültü ve titreşim konusu en önemli ilgi alanı haline gelmiştir. Gürültü ve titreşimin gemi adamlarının çalışmasını engellemeyecek, insan sağlığına ve gemi yapısına zarar vermeyecek, konforu etkilemeyecek değerlerde olması bu bağlamda oldukça önemlidir.

Gemilerde en önemli gürültü ve titreşim kaynakları ana makineler ve diğer yardımcı makinelerdir. Bu yüzden mümkün olduğunca az gürültü ve titreşim yayımı yapan makineleri üretmek oldukça önemlidir. Ancak, gerek yüksek güçte ve verimde gerekse düşük maliyette makina talebi üreticilerin işini oldukça zorlaştırmaktadır. Bu talebe cevap verebilmek amacıyla makinelerin ve yapıların gürültü ve titreşime karşı yalıtımı önem kazanmaktadır.

Bu çalışmada dizayn aşamasındaki bir geminin ana makinelerinden ve diğer yardımcı makinelerinden kaynaklı gürültü ve titreşimin analizi yapılarak yalıtım uygulamaları ile arzu edilen cevap değerlerinin alınması amaçlanmıştır.

Karmaşık yapıların gürültü ve titreşim analizlerinde çeşitli sayısal yöntemler kullanılmaktadır. Bu yöntemlerin birbirlerine göre avantajları ve dezavantajları mevcuttur. Örneğin; Noguchi (2008) 10000 TEU' luk konteynır gemisinin üç boyutlu Sonlu Elemanlar (SE) modelini oluşturmuş ve titreşim - tepki analizini yapmıştır. Sonuç olarak SE analiziyle gemi seyir tecrübesinde elde edilen titreşim sonuçlarının uyduğunu görmüştür. Kawai vd. (2008) bir konteynır gemisinin SE yöntemi ile titreşim analizini yaparak, uyarım kuvvetlerini birleştiren yeni bir titreşim cevabı analiz metodu geliştirmiştir. Geliştirilen metodun sonuçlarının seyir tecrübesi ölçümleri ile uyduğunu görmüştür. Ancak, SE yöntemi gibi bazı sayısal yöntemlerin genellikle düşük frekanslarda doğru sonuçlar verdiği orta ve yüksek frekans değerlerinde ise ihtiyaç duyulan serbestlik derecelerinin artması sebebiyle bu yöntemlerin uygulanamadığı görülmüştür. Bu yüzden yeni yöntemler geliştirme ihtiyacı doğmuştur. Bunlardan biri de Güç Akışı Analiz (PFA) metodudur. Kim vd. (2008) bir LNG tankerinin titreşim analizi ve gürültü tahminlerini, bu metodu kullanarak çözüm yapan sonlu ve sınır elemanlar yöntemi temelli programlar (PFADS ve NASFA) ile yapmıştır.

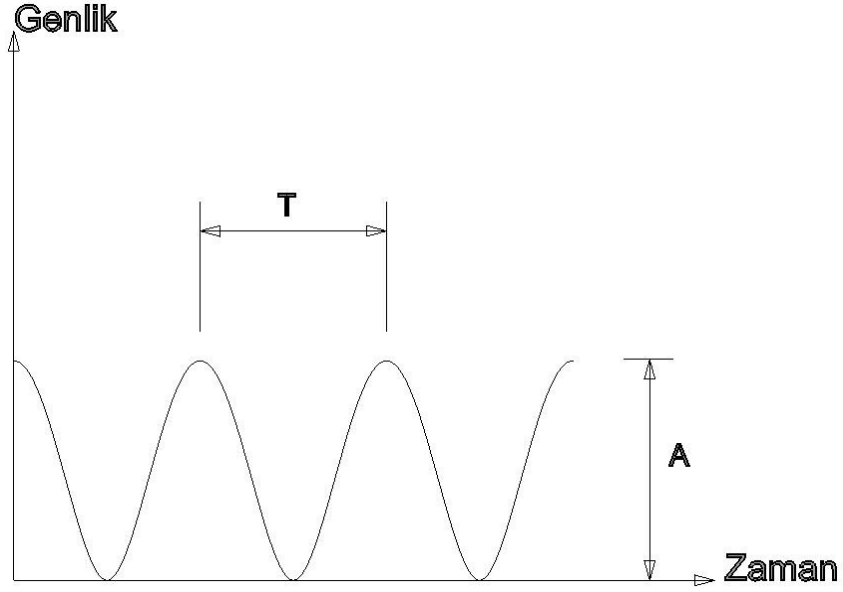
Ancak son zamanlarda, gürültü ve titreşim problemlerinin analizinde İstatistiksel Enerji Analiz (İEA) yöntemi özellikle tercih edilen bir yöntem olmuştur. Bu yöntemin tercih edilmesinin en önemli sebeplerinden biri uygulanabildiği frekans aralığının oldukça geniş olması ve modelin serbestlik derecelerinden kaynaklı kısıtlamaları giderebilmesidir. İEA

yöntemi enerji temelli bir analiz yöntemidir. Bu yöntem çok sayıda çalışmada kullanılmıştır. Balsamo vd. (2008) yatlarda kullanılan CTP malzemelerin orta ve düşük frekanslardaki akustik davranışını karşılaştırmada ilk önce sonlu elemanlar metodunu kullanmıştır. Daha sonra analizin frekans aralığı genişletmek için bazı panellerde enerji temelli (İEA yöntemi temelli) modeller kullanmıştır. Kim vd. (2000) bina yapılarındaki ses iletimini İEA yöntemini kullanarak incelemiştir. İEA yönteminin, bazı problemleri incelemek açısından en uygun teknik olarak düşünülebileceğini ayrıca bina boyunca gürültü dağılımını tahmin etmede ve optimum ses yalıtım dizaynını gerçekleştirmede kullanılabileceğini belirtmiştir. David (2004) çalışmasında düşük, orta ve yüksek frekanslarda karmaşık yapılardaki iç ve dış gürültüyü tahmin etmede uygulanan değişik metotları tanıtmıştır. Bu metotların havacılık ve uzay yapılarındaki (helikopterler, uçaklar ve fırlatıcılar) iç gürültüyü tahmin etmede uygulandığını ve İEA yönteminin hava taşıtlarında meydana gelen iç gürültüyü tahmin etmede etkili bir yöntem olduğunu yapılan ölçümlerle karşılaştırmalar yaparak göstermiştir. Charpentier vd. (2007) İEA ve SE yöntemini kullanan hibrid bir model oluşturarak bir otomobildeki yapısal uyarım kaynaklı gürültü seviyelerini tahmin etmeye çalışmıştır. Hopkins (2009) deneysel İEA yönteminin levhaların veya plakaların bağlandığı karmaşık bağlantı yerlerindeki titreşim iletim miktarını belirlemede son derece kullanışlı bir yöntem olduğunu belirtmiştir. Yan vd. (2000) çalışmasında, yapıların yüksek frekanslardaki titreşim cevabını tahmin etmede İEA yönteminin endüstriyel uygulamalarda sıklıkla kullanıldığını belirtmiş ve sonlu elemanlar yöntemindeki global modları kullanarak İEA yöntemini orta – frekans bölgesine genişletmeyi amaçlamıştır. Ayrıca, Shorter ve Langley (2005) karmaşık yapısal-akışkan (vibro-akustik) sistemlerin grup ortalama cevabını tahmin etmek için deterministik ve istatistiksel hibrid bir yöntem sunmuştur. Bu metot, açıkça İEA yöntemine dayanmasa da bu yöntemin dalga yaklaşımını kullanmaktadır.

Bu çalışmada ise İEA yönteminin bir geminin gürültü ve titreşim analizinde kullanılabileceği gösterilmiştir.

2. TİTREŞİM ve GÜRÜLTÜ

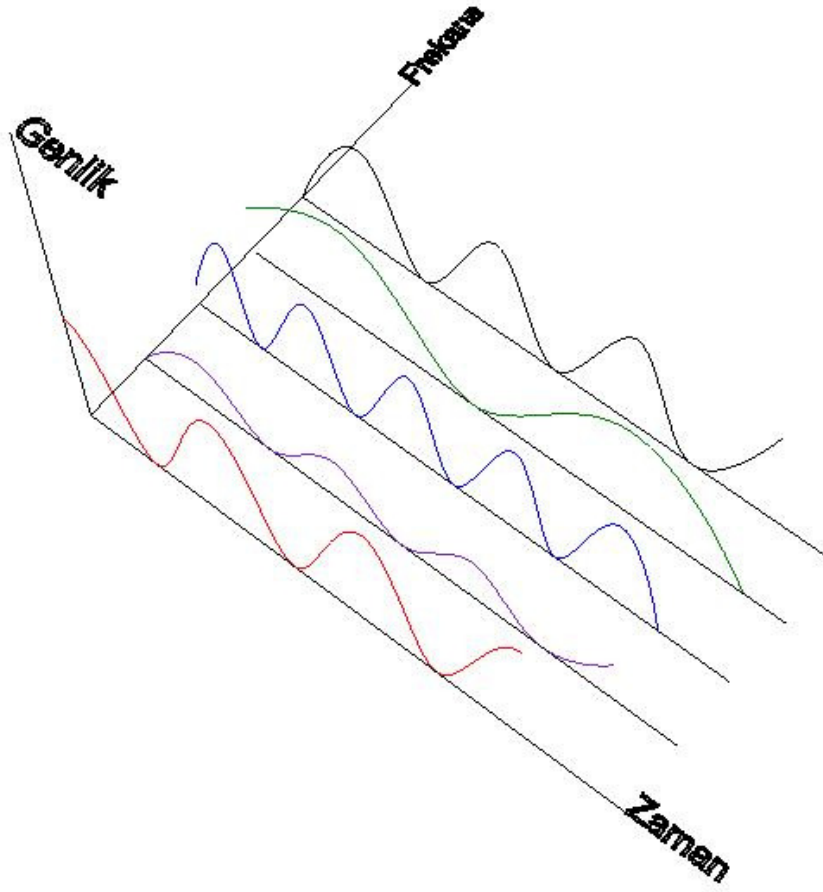
Titreşim bir sistemin denge konumu civarında sabit veya değişken bir genlikte hareket etmesidir. Titreşimler düzgün yani periyodik olabileceği gibi her titreşim hareketi mutlaka periyodik değildir. Periyodik olmayan titreşimlere gelişigüzel titreşimler denir. Periyodik titreşim, yapılan hareketin T saniyede bir kendini tekrar etmesidir. Şekil 2.1’ de düzgün (periyodik) bir titreşim hareketinin zaman - genlik grafiği gösterilmektedir.



Şekil 2.1 Titreşim hareketi

Şekil 2.1’ de T periyodu, A ise genliği göstermektedir. Titreşim problemlerinde sıkça geçen frekans ise periyodun tersidir. Yani, bir olayın birim zaman içinde hangi sıklıkla, kaç defa tekrarlandığının ölçümüdür. Frekans, Hertz (Hz) ile gösterilir. Bir Hertz, bir olayın saniyede bir kez tekrarlandığı anlamına gelir.

Gelişigüzel titreşimler, belli bir frekans değerindeki düzgün titreşimlerin toplanmasından oluşur. Şekil 2.2’ de farklı frekanslardaki çok sayıda düzgün titreşimden oluşan gelişigüzel titreşim gösterilmektedir.



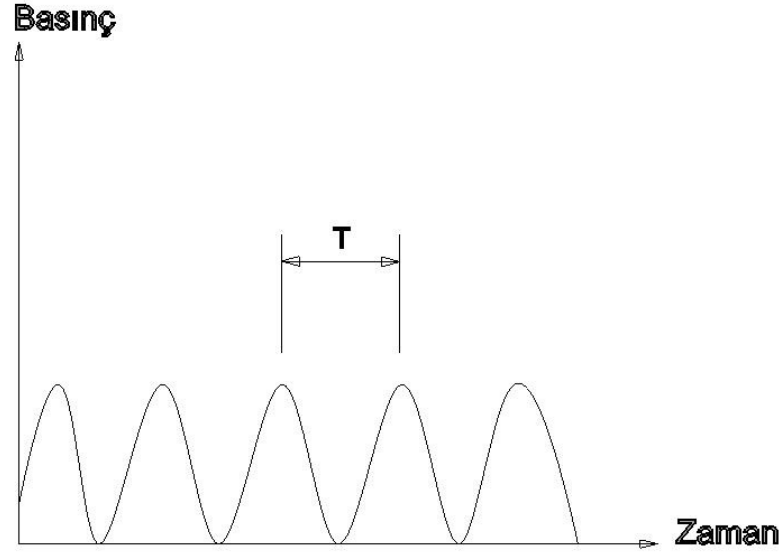
Şekil 2.2 Gelişigüzel titreşimler

Şekil 2.2’ de gelişigüzel titreşimler bir frekans düzlemi üzerinde gösterilmiştir. Frekans düzlemi, titreşim genliklerinin bir frekans aralığında frekanslara göre dağılımını gösterir. Her frekanstaki fonksiyonun katkısını (genliğini), frekansın fonksiyonu olarak çizersek sürekli bir eğri elde edilir. Bu eğriye frekans spektrumu denir. Herhangi bir gelişigüzel titreşimi incelediğimizde bu titreşimin frekans spektrumunu bilmek oldukça önemlidir. Frekans spektrumu bir makinanın karakterini belirtir. Yani, herhangi bir makinanın oluşturabileceği titreşimler frekans spektrumlarından hemen hemen tahmin edilebilir. Tahmin edilmeyen ya da değişik frekanslarda meydana gelen genlikler o makinanın mekanik arızalarını belirtebilir. Titreşim kontrolü açısından frekans dağılımını bilmek oldukça önemlidir. Bu yüzden titreşim mühendisleri açısından bu spektrumların önemi oldukça büyüktür.

Titreşim ile ses bir biri ile oldukça bağlantılıdır. Ses, elastik bir ortamın örneğin havanın, suyun ya da benzer bir ortamın mekanik titreşimleri sonucu meydana gelen olaydır. Sesin doğması ve yayılması ise parçacıkların titreşimi ve bu titreşimlerin iletilmesi ile olur. Herhangi bir gürültü kaynağı havayı titreştirerek basınç değişimleri oluşturur ve bu basınç

değişimleri yayılarak enerjinin moleküller arasında transferine sebep olur. Sesin kulak tarafından algılanabilmesi ortamdaki bu basınç değişimleri ile olur.

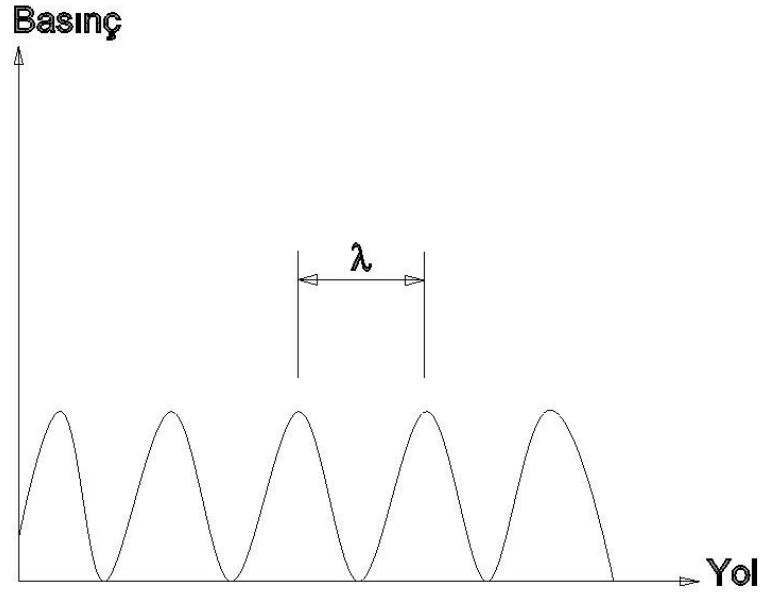
Ses, dalgalar halinde yayılan bir enerji çeşididir. Şekil 2.3 harmonik bir ses dalgasının bir noktada oluşturduğu ses basıncının zamanla değişimini göstermektedir.



Şekil 2.3 Ses dalgası

Şekil 2.3' te gösterilen basınç değişiminin birbirini izleyen iki en büyük değeri arasında geçen zamana periyot (T) denir.

Ses dalgasının yarattığı ses basıncının ses kaynağından olan uzaklıkla değişimi Şekil 2.4' te gösterilmektedir.



Şekil 2.4 Ses dalgası

Şekil 2.4’ te birbirini izleyen iki en büyük değer arasındaki mesafe ise dalga boyudur. (λ) Buradan dalganın yayılma hızı (c) denklem (2.1)’ deki gibi bulunur.

$$c = \frac{\lambda}{T} \quad (2.1)$$

Sesin 21°C’ taki havada yayılma hızı 344,4 m/s’ dir.

Ses ile gürültünün arasındaki en önemli fark ses nesnel, gürültü ise öznel bir kavramdır. Yani gürültü kişiye göre değişen, istenmeyen rahatsız edici ses olarak tanımlanır. Sesin çoğu tipi ise herkes tarafından gürültü olarak kabul edilir.

İnsan kulağı her frekanstaki sesi algılayamaz. Kulağın hassasiyeti frekans ile yakından ilişkilidir. Genç bir insan tarafından sorunsuz olarak işitilebilir frekans aralığı 20 ila 20000 Hz arasındadır.

Ses büyüklük olarak yaygın bir biçimde Desi Bell ile ifade edilir. Alexander Graham Bell’in anısına Bell adı verilen birim, iki büyüklüğün oranının logaritması olarak tanımlanmaktadır. İki büyüklükten birisi referans değer olarak alınır. Desi Bell ise iki büyüklüğün oranının logaritmasının 10 katıdır. Desi Bell ses için güç, basınç, şiddet gibi değerleri ölçmede kullanılır. Titreşim için ise hız ve ivme değerlerini ölçmede kullanılır. Desi Bell’ in kullanılmasının en önemli sebebi geniş bir aralığa yayılmış sayıları küçük bir aralıkta ifade edebilmemizdir. Logaritmik bir ölçek kullanılarak alt ve üst sınır değerler arasındaki büyük

farklar azaltılır. Desi Bell ile ölçtüğümüz büyüklüklere seviye adı verilir.

Ses, kulak tarafından havanın basıncının değişmesi ile algılandığından ses basıncı seviyesi oldukça önemlidir. Ses basıncı seviyesi (L_p) denklem (2.2)' deki gibi elde edilir.

$$L_p = 10 \log \frac{P^2}{P_0^2} \quad (2.2)$$

$$P_0 = 20 \cdot 10^{-6} Pa \quad (2.3)$$

P ; ölçülen ses basıncı rms (ortalama kare değerinin karekökü) değeri (Pa), P_0 ise ISO tarafından kabul edilen referans ses basıncı değeridir. Referans ses basıncı genç bir insanın 1000 Hz' teki ses dalgasını duyabilmesi için gereken en az ses basıncı değeridir. 1000 Hz, insan kulağının en iyi işitebileceği frekans aralığının merkezidir.

Çevremizde duyduğumuz seslerin çoğu karmaşıktır. Yani ses dalgaları periyodik veya harmonik değildir. Bu yüzden herhangi bir sesin ses basıncı seviyesini en iyi rms değeri ile tanımlarız. rms değeri T zaman aralığında ölçülen anlık ses basınç değerlerinden oluşur. Bir başka deyişle ortamdaki değişken gürültü ile aynı akustik enerjiye sahip olan sabit ses basıncı anlamına gelmektedir. Ses basıncının rms değeri denklem (2.4)' te gösterilmiştir.

$$P = \left(\frac{1}{T} \int_0^T P_{(t)}^2 dt \right)^{1/2} \quad (2.4)$$

P , rms ses basıncı (Pa)

$P_{(t)}$, t zamanındaki anlık ses basıncı (Pa)

T , toplam ölçüm süresi (s)

Denklem (2.5)' te eşdeğer gürültü düzeyi (L_{peq}) gösterilmektedir. Eşdeğer gürültü düzeyi T zaman aralığında ölçülen ses basınçlarından oluşan sabit ses basıncı seviyesi rms değeridir.

$$L_{peq} = 10 \log_{10} \frac{1}{T} \int_0^T \left(\frac{P_{(t)}}{P_0} \right)^2 dt \quad (\text{dB}) \quad (2.5)$$

n tane ses basıncı seviyesinin toplamı (L_{pt}) ise denklem (2.6)' daki gibi bulunur.

$$L_{pt} = 10 \log \left(\sum_{i=1}^n 10^{L_{pi}/10} \right) \quad (\text{dB}) \quad (2.6)$$

Ses basıncı seviyelerinin belirli bir eğriye göre ağırlıklı olarak bulunmuş şekline ses düzeyi denir. Ses düzeyleri kulağın duyarlılığına göre belirlenmiştir. Kulağın duyarlı olduğu frekanslarda ses basıncı seviyelerine ağırlık verilip kulağın duyarlılığının azaldığı frekanslarda ses basıncı seviyelerinin ağırlıkları azaltılmıştır. Böylece toplam ses basıncı düzeyi kulağın sesi hangi yükseklikte algıladığının bir ölçüsü olmuştur. Ses düzeyleri A, B ve C vb. ağırlıklı olarak tanımlanmıştır. Ağırlıklandırma türleri uluslar arası standartlarda tanımlıdır. (IEC 61672 – 1, 2002) Ağırlıklandırma terimi, ölçülen fiziksel basınç seviyesinin frekans bağımlı olarak değiştirilmesi işlemini simgelemek için kullanılmıştır. Elde edilen ses düzeyleri ise uygulanan ağırlıklandırma tipine bağlı olarak dB(A), dB(B), dB(C) vb. ifade edilmektedir. Ağırlıklandırmayı kendi içerisinde yapıp ölçüm sonunda doğrudan ses düzeyini veren ölçüm cihazlarına ses düzeyi ölçer adı verilir. A, B ve C ağırlıklandırma sırasıyla düşük orta ve yüksek ses seviyeleri için kullanılsa da A tipi her yükseklikteki ses seviyesi için işitme bozulması ve sesin oluşturduğu rahatsızlıklar açısından insanların gürültüye gösterdikleri tepkiyi ölçmede yaygın olarak kullanılmaktadır.

Bir yapıdan gürültü yayılmasını sağlayan en önemli etken yapının yüzeyindeki titreşimlerdir. Bu titreşimler titreşim hızı veya titreşim ivmesi olarak ifade edilir. Titreşim hızı seviyesi, makina temellerinden geminin gövdesine iletilen titreşim enerjisi ölçüleceği zaman kullanılabilir. Yapıdaki titreşim hızı seviyesi (L_v) denklem (2.7)' ye göre belirlenir.

$$L_v = 20 \log \left(\frac{v}{v_0} \right) \text{ (dB)} \quad (2.7)$$

v , ölçülen titreşim hızı rms değeri

v_0 , 10^{-9} m/s (ISO tarafından kabul edilen referans titreşim hızı değeri)

Yapıdaki titreşim ivmesi seviyesi (L_a) ise denklem (2.8) yardımıyla hesaplanır.

$$L_a = 20 \log \left(\frac{a}{a_0} \right) \text{ (dB)} \quad (2.8)$$

a , ölçülen titreşim ivmesi rms değeri

a_0 , 10^{-6} m/s² (ISO tarafından kabul edilen referans titreşim ivmesi değeri)

Karmaşık sesler incelendiğinde, sesin daha çok hangi frekanslardan oluştuğu gürültü kontrolü açısından oldukça önemlidir. Yani gürültünün frekans spektrumunu bilmek gerekir. Frekans spektrumlarını elde etmek için değişik ölçüm cihazları kullanılır. Bu ölçüm cihazlarının temel

Çalışma prensibi gelen sinyalleri filtre ederek istenilen frekans aralığındaki byklklr ölçmektir. Filtre edilecek olan frekans aralıkları değiştirilerek her bir frekans aralığındaki byklklr belirlenir. Genelde, incelenmesi gereken frekans aralığı çok geniş olacağından, sabit genişlikte bantların kullanılması çok uzun analiz süresi gerektirmektedir. Bu nedenle ses analizinde frekans aralıklarında oktav bantları kullanılarak standartlaştırmaya gidilmiştir. Oktav bantları işitme sisteminin frekans ayırıştırma işlemini oktav kuşaklarda yaptığı bulgusundan yola çıkılarak standartlaştırılmıştır. Oktav bantları $1/n$ ($n= 1, 2, 3, 10, 12$) olarak değişir. $1/1$ oktav bandı daha geniş bir frekans aralığını, $1/12$ oktav bandı ise daha dar bir aralığı ifade eder. Bant genişliği genellikle yapılan analizin duyarlılığına göre belirlenir. Geniş bir bant aralığının duyarlılığı azdır. Fakat çok dar bir bant aralığının kullanılması da gereksiz zaman kaybına neden olur. Bir oktav bandında, bandın st sınır değeri alt sınır değerinin iki katıdır. Her bandın st sınır değeri bir sonraki bandın alt sınır değeridir. Her bandın merkez frekansı ise alt ve st sınır değerlerinin geometrik ortalamasıdır. Standart olarak kabul edilen $1/1$ oktav bantlarının merkez frekansları, alt ve st sınır değerleri izelge 2.1' de gösterilmektedir.

Çizelge 2.1 1/1 oktav bantları

Merkez Frekansı (Hz)	Alt Sınır Frekansı (Hz)	Üst Sınır Frekansı (Hz)
31.5	22	44
63	44	88
125	88	177
250	177	355
500	355	710
1000	710	1420
2000	1420	2840
4000	2840	5680
8000	5680	11360
16000	11360	22720

2.1 Gemilerdeki Titreşim ve Gürültü Kaynakları

Gemilerde çok sayıda titreşim ve gürültü kaynağı mevcuttur. Bu kaynaklardan bazıları şu şekilde sayılabilir:

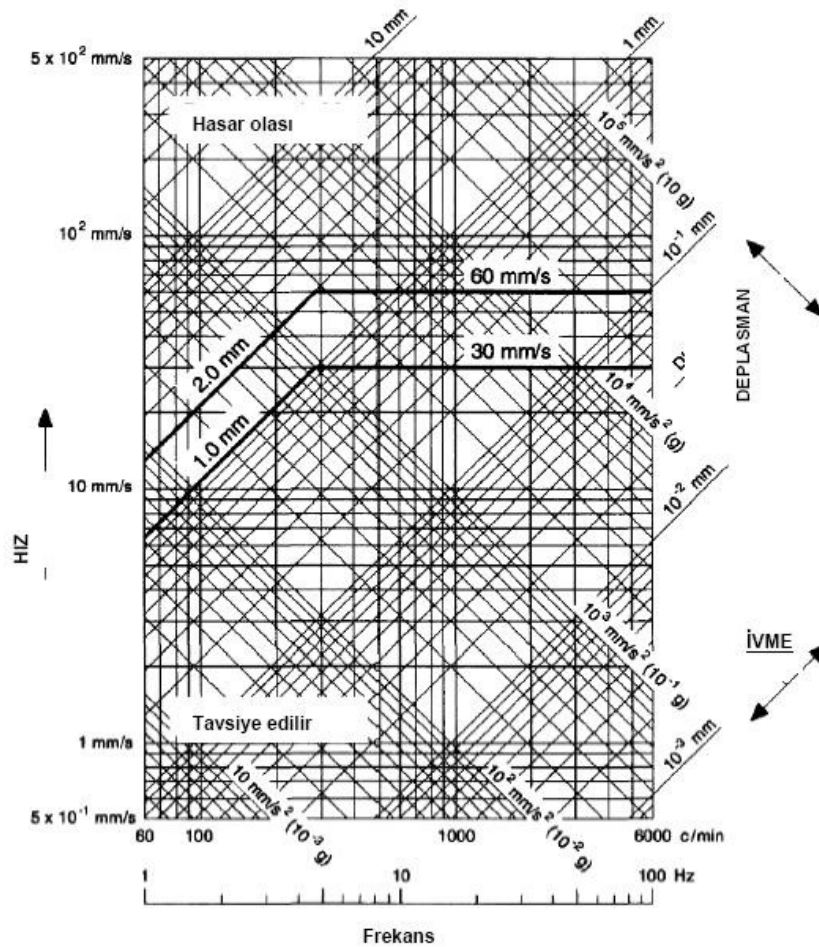
- 1- Ana makineler
- 2- Dişli kutuları
- 3- Şaft mekanizmaları
- 4- Pervaneler
- 5- Pompalar ve mekanizmaları
- 6- Yardımcı makineler
- 7- Hidrolik makineler
- 8- Kompresörler
- 9- İklimlendirme sistemleri (HVAC)

10- Havalandırma boruları ve içinden akışkan geçen borular

11- Yüksek süratli teknelerde ise hidrodinamik etkiler

Yukarıda sayılan titreşim ve gürültü kaynakları tarafından gemi bünyesine uyarım kuvvetleri aktarılır. Bu uyarım kuvvetleri yapısal titreşimlere (titreşim enerjisine) sebep olur. Yapısal titreşimler ise geminin diğer alanlarına iletilir. Bu titreşimler gemideki insanların sağlığını etkiler ve verimliliğini azaltır ayrıca gemiye ve gemideki kargoya hasar verir. Genellikle yaşam mahallerinde titreşim limitleri aşılmamasına rağmen, geminin diğer mahallerinde çeşitli titreşim problemleri oluşabilir. Tanklar, makine dairesi ve geminin kıç tarafında yer alan mahaller bunlara örnektir.

Ayrıca malzemelerin yetersiz yorulma dayanımlarından dolayı yapısal hasar riski de artar. Şekil 2.5’ te yapısal hasar meydana getiren titreşim seviyeleri gösterilmiştir. Bu grafik frekansa bağlı olarak müsaade edilen seviyeleri gösterir ve titreşim sonucu meydana gelebilecek riskleri değerlendirmek için kullanılır.



Şekil 2.5 Yapısal hasar ile ilgili titreşim seviyeleri (Türk Loydu, 2006)

Aşırı titreşimler geminin yapısına zarar verebilir. Bu nedenle gemideki yapıların, kaynakların oluşturduğu uyarım frekansı ile rezonansa girerek titreşmemesi sağlanmalıdır.

Titreşimlere karşı korunmanın başlıca yolu titreşimi azaltan dizaynlar ve kurulumlar yapmaktır. Gemilerdeki yaşam ve çalışma alanlarındaki titreşimlerin uygun değerlerde olmasını sağlamak için aşağıdaki önlemler alınabilir:

- 1- Ana sevk sisteminin kuvvetlerinin ve momentlerinin dengesinin iyi olması
- 2- Pervane ve şaftın seçimi ile hizalamayı dikkatli yapmak
- 3- Ana makina yataklama sisteminin iyi olması
- 4- Gemi yapılarında mukavim elemanlar kullanmak
- 5- Titreşim iletim yollarında önlemler almak ve engelleyici düzenekler kurmak
- 6- Makinalarda veya diğer parçalarda elastik yataklamalar kullanmak
- 7- Borular ve diğer elemanlar için elastik bağlantılar kullanmak

Gemi yapısının ve makina parçalarının titreşimleri etkileşimde bulunduğu ortamda basınç değişimleri meydana getirerek gürültü yayılımına sebebiyet verir. Ayrıca bazı makineler gaz hareketlerinin meydana getirdiği aerodinamik türbülanslardan dolayı da gürültü meydana getirir. Hava yakıt karışımının birleşerek yanması ve bunu takiben meydana gelen gaz hareketleri sonucu oluşan gürültü yayımı buna örnek olarak gösterilebilir.

2.1.1 Ana Makina Titreşimi

Ana makina tarafından meydana gelen uyarım kuvvetleri çok sayıda makina ünitesi tarafından makina temellerine iletilir. Makina temellerine iletilen bu uyarım kuvvetleri yapısal titreşimlere sebebiyet verir.

Ana makina kaynaklı uyarım kuvvetleri çeşitli tiplerdedir. Uyarım kuvvetlerini temsil etmek için tek bir silindirden kaynaklanan kuvvetleri düşünecek olursak, ilk olarak yanma işleminin sonucunda üretilen gaz kuvvetleri pistonun ötelenme hareketine yol açar. Pistonun bu hareketi biyel ve krank mekanizması ile dairesel hareket olarak şafta iletilir. Böylece, gaz kuvvetlerine ek olarak atalet kuvvetleri üretilir. Üretilen bu uyarım kuvvetleri daha önce de bahsedildiği gibi titreşimlere sebebiyet verir.

2.1.2 Ana Makina Gürültüsü

Ana makina gürültüsünü oluşturan başlıca etkenler, yanma işlemindeki ateşleme etkisi, gaz basıncındaki değişimler ve hareketli motor parçalarının titreşimidir. Bu etkenler sonucu oluşan titreşimler motor elemanları ile motor yüzeyine iletilir ve motor yüzeyinde titreşim dolayısıyla gürültü meydana getirir.

Makina tarafından yayılan gürültü temel olarak aşağıdaki sistemlerden kaynaklanır:

- 1-Türboşarjdan kaynaklı hava ve gaz titreşimleri
- 2- Egzoz valfleri
- 3- Yakıt püskürtme sistemleri
- 4- Piston, biyel ve krank mekanizması

Ana makinadan gürültü yayımı ise genelde üç tipte olur:

- 1- Egzoz gazı gürültüsü: Gaz titreşimleri sonucu meydana gelir.
- 2- Havadan yayılan gürültü: Makina parçalarının ve yapısal yüzeylerin havayı titreştirmesiyle oluşan gürültüdür. Ayrıca, gaz hareketlerinin meydana getirdiği aerodinamik türbülanslardan dolayı da oluşur. Makina dairesinde havadan yayılan gürültü oldukça baskındır. Ayrıca, makina dairelerinde yapılan ölçümler gösterir ki havadan yayılan gürültü seviyelerinde türboşarj gürültüsü oldukça etkilidir.
- 3- Makina temellerine iletilen titreşimlerden kaynaklanan yapısal gürültü: Geminin bünyesine ve kompartımanlara iletilir. Titreşim enerjisinin iletilmesi ile yapılar titreşmeye ve çevresine gürültü yaymaya başlarlar.

Yapısal gürültüleri ve egzoz gazı gürültüsünü azaltmak çok ta sorun değildir. Ancak, ana makina tarafından makina dairesine havadan yayılan gürültü oldukça fazladır. Bazı durumlarda bu gürültü standartlarda belirtilen gürültü limitlerini aşabilir. Bu yüzden havadan yayılan gürültü değeri az olan makina üretmek oldukça önemlidir.

Şunu da belirtmek gerekir ki yapılan ölçümler sonucunda, Diesel motorların aynı çalışma şartlarında benzinli motorlara göre daha gürültülü olduğu belirlenmiştir.

2.2 İletim Yollarına Göre Titreşim – Gürültü Çeşitleri

Bölüm 2.1’ de bahsedilen kaynaklardan çevreye gürültü ve titreşim yayımı olur. Çevreye yayılan bu gürültü ve titreşim ise çeşitli yollarla geminin diğer mahallerine iletilir. Geminin diğer mahallerine iletilen yapısal titreşimlerin aynı zamanda gürültü meydana getirdiğini de düşünersek, gürültüyü iletim yollarına bağlı olarak ifade etmek titreşimin iletilmesi anlamına da gelmektedir.

Gürültüyü iletim yollarına bağlı olarak 4’ e ayırabiliriz. Bunlar; birincil yapısal gürültü, ikincil yapısal gürültü, havadan yayılan gürültü ve sudan yayılan gürültü şeklindedir.

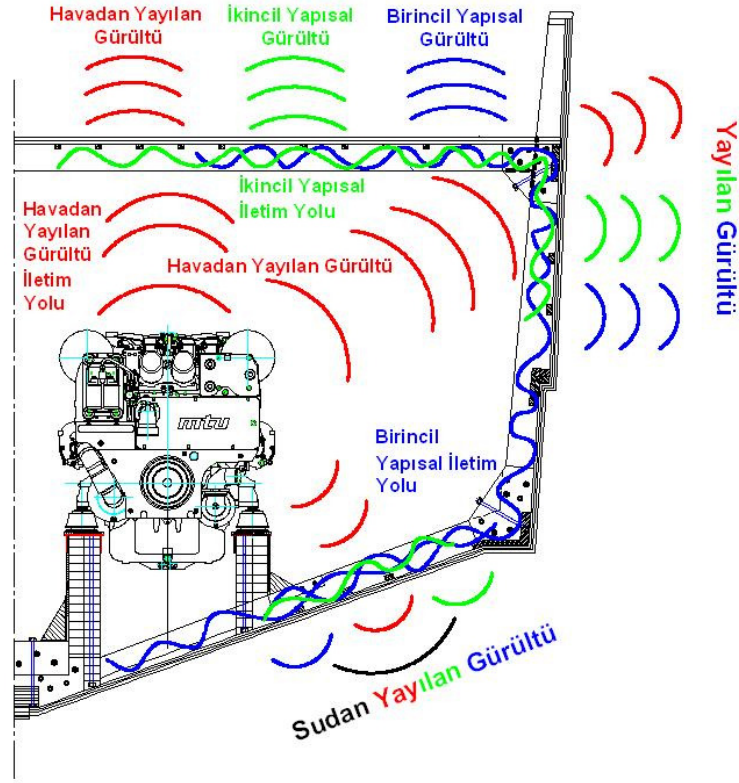
Birincil yapısal gürültü, herhangi bir kaynaktan yapıya iletilen titreşimlerden kaynaklanır. Gemi yapısına iletilen titreşimler, yapısal yollardan gemi konstrüksiyonu içinde geminin diğer alanlarına iletilir ve buradaki yapıların titreşimine sebebiyet verir. Bölüm 2.1’ de bahsedildiği gibi bu yapıların titreşimi havayı titreştirerek çevreye gürültü yayımına neden olur. Bu tip gürültüye birincil yapısal gürültü adı verilir.

Bölüm 2.1’ de bahsedilen makineler tarafından direk olarak havaya yayılan gürültüler makinenin içinde bulunduğu mahalin bölme duvarlarına çarparak titreşim enerjisi transferine sebebiyet verir. Havadan yayılan bu gürültünün gemi bünyesine transfer ettiği titreşim enerjisi sonucu yapısal titreşimler oluşur. Bu titreşimler, geminin diğer alanlarına yapısal bağlantılar aracılığı ile iletilerek birincil yapısal gürültü de olduğu gibi buralardaki yapılarda titreşime dolayısıyla gürültüye sebebiyet verir. Bu tip gürültüye ise ikincil yapısal gürültü denir. İkincil yapısal gürültünün birincil yapısal gürültüden tek farkı yapıdaki titreşimlerin oluş şeklidir. Birincil yapısal gürültüde, yapısal titreşimler makinelerin uyarım kuvvetlerinden kaynaklanır. İkincil yapısal gürültüde ise yapısal titreşimler makineler tarafından havaya yayılan gürültünün sonucu oluşur.

Havadan yayılan gürültü, makineler tarafından direk olarak havaya yayılan gürültüdür. Bu gürültünün oluş şekli Bölüm 2.1’ de anlatılmıştır. Havadan yayılan gürültü, direk olarak kaynağın çevresinde bulunan alıcıya iletebileceği gibi çevresinde bulunan bölme duvarlarına çarparak, iletim kayıpları sonucu bitişindeki mahallere de iletilir.

Yukarıda anlatılan sebeplerden oluşan yapısal titreşimler, yapının etrafında bulunan ortamın eğer bu ortam su ise suyun titreşimine yol açar. Suyun bu titreşimi sudan yayılan gürültüyü oluşturur. Ayrıca, tekne etrafında meydana gelen su akımı, pervane ve kavitasyon gürültüleri de sudan yayılan gürültüye sebebiyet verir.

İletim yollarına göre gürültü çeşitleri Şekil 2.6' da gösterilmiştir.



Şekil 2.6 İletim yollarına göre gürültü çeşitleri

2.3 Titreşim ve Gürültü ile İlgili Standartlar

2.3.1 Titreşim ile İlgili Standartlar

Gemilerde oluşacak titreşimleri izleme ve analizlerini yapma ile ilgili çeşitli kurallar vardır. Bu kurallar çeşitli titreşim limitleri belirlemiştir. Titreşim limitleri belirlenirken titreşimlerin insan üzerine etkisi, yapısal titreşimlerin, makina ve teçhizatların titreşimlerinin meydana getireceği olumsuz etkiler dikkate alınmıştır.

Titreşimin insan üzerine etkisinde, var olan standartlar konforu sağlamada ve yaşanabilirlik için önemlidir. Tavsiye edilen limitler aşılmazsa insan sağlığında herhangi bir sorun meydana gelmez.

Yapısal titreşimler ile ilgili yayımlanan standartlar yapılarda meydana gelen hasarları önlemeyi amaçlar.

Makina ve teçhizatlarının titreşimleri standartlarda belirtilen limit değerlerinin üzerine çıkması halinde parçalarda bozukluk meydana gelir. Ana amaç yapısal parçalardaki mekanik

titreşimleri kabul edilebilir limitlere azaltmaktır.

Limit değerlerini tanımlamada en çok kabul gören standartlardan biri ISO standartlarıdır. ISO standartları endüstri, bilim ve iş sektörlerindeki uzmanlar tarafından oluşturulan bilimsel komiteler tarafından geliştirilmiştir. Bu standartlar hem yolcu hem de personel alanlarını kapsar. ISO standartlarının büyük bir kısmı kabul edilebilir titreşim limitlerini tanımlar. Gemilerde meydana gelen titreşimleri ölçme, analizini yapma ve değerlendirmede kullanılan bazı ISO standartları şu şekildedir:

- ISO 6954: 2000, “Mekanik Titreşim - Yolcu ve ticari gemilerdeki konfor yönünden titreşimlerin ölçümü, raporlanması ve değerlendirilmesine ilişkin esaslar”

ISO 6954 standardı insanların titreşime maruz kalmasını engellemeye çalışır ve bu titreşimleri değerlendirme konusunda kabul görmüş bir standarttır. ISO 6954 standardına göre gemilerdeki çeşitli alanlar 3 sınıfa ayrılır ve bu alanlar için tavsiye edilen titreşim limitleri mevcuttur. Çizelge 2.2’ de ISO 6954 standardına göre çeşitli alanlar için 1 – 80 Hz aralığında tavsiye edilen rms titreşim seviyeleri gösterilmektedir.

Çizelge 2.2 1 – 80 Hz aralığı tavsiye edilen rms titreşim seviyeleri (ISO 6954, 2000)

	Gemi Alanları					
	A		B		C	
	mm/s ²	mm/s	mm/s ²	mm/s	mm/s ²	mm/s
Üst sınır değer	143	4	214	6	286	8
Alt sınır değer	71,5	2	107	3	143	4

A sınıfı yolcu kabinleri, B sınıfı tayfa yaşam alanları, C sınıfı ise çalışma alanları titreşim limitlerini gösterir. Bu standartta 1 ila 80 Hz arasındaki titreşim spektrumu hesaba katıldığı için insan hassasiyeti iyi yansıtılır.

Açık deniz gemilerindeki titreşimler deniz seyir testi sırasında ölçülür ve ölçüm raporları bu standarda göre hazırlanır.

- ISO 20283–2: 2008, “Mekanik Titreşim - Gemi titreşimlerinin ölçülmesi - Kısım 2: Yapısal titreşimlerin ölçülmesi”

- ISO 20283-3: 2006, “Mekanik Titreşim - Gemi titreşimlerinin ölçülmesi – Kısım 3: Gemi ekipmanlarının ön kurulum titreşim ölçümleri”
- ISO 2631-1: 1997, "Mekanik titreşim ve şok – Tüm vücut titreşimine maruz kalmanın incelenmesi - Kısım 1: Genel İstekler”
- ISO 2631-2: 1989, "Mekanik titreşim ve şok – Tüm vücut titreşimine maruz kalmanın incelenmesi - Kısım 2: Yapılardaki devamlı ve şok kaynaklı titreşimler (1–80 Hz)”
- ISO 8041: 2005, "İnsanın titreşime tepkisi – Ölçüm cihazları”
- ISO 7919 (5 Bölüm), “Mekanik Titreşimler - Dönen Şaftlardaki Ölçümlerle Makina Titreşimlerini Değerlendirme” ve “Pistonsuz Makinelerdeki Mekanik Titreşimler – Dönen Şaftlardaki Ölçümler ve Değerlendirme Kriteri”
- ISO 10816 (7 Bölüm), “Mekanik Titreşimler – Dönmeyen Makina Parçalarındaki Ölçümlerle Makina Titreşimlerini Değerlendirme”

ISO standartlarına ek olarak çeşitli ticari kuruluşlar da örneğin; Ulusal Elektriksel İmalatçılar Örgütü (National Electrical Manufacturers Association - NEMA) ve Amerikan Petrol Enstitüsü (American Petroleum Institute - API) geniş çapta kabul gören ve uygulanan titreşim standartları geliştirmişler ve yayınlamışlardır.

Klas kuruluşları ise genellikle yolcu gemilerindeki gürültü ve titreşim kriterlerine odaklanmıştır. Çünkü yolcu gemilerinde konfor özel bir öneme sahiptir. Onu takiben ise diğer gemi tipleri için ek kriterler oluşturmuşlardır. Klas kuruluşlarının çoğu genelde titreşim ile alakalı olarak ISO 6954 standardını temel almışlardır. Klaslar, çeşitli ölçütlere ve işletim durumlarına göre titreşim ölçümleri yaptırır, bunları kontrol eder ve onaylar.

2.3.2 Gürültü ile İlgili Standartlar

Günümüzde artık gürültü, rahatsız edici ve istenmeyen bir sestir. Bu yüzden gemilerde gürültü seviyeleri ile ilgili çeşitli kurallar yayınlanmıştır. Geminin çeşitli yerlerinde olması gereken maksimum gürültü seviyeleri ile ilgili sayısız ulusal veya uluslararası kurallar vardır. Gemide en çok gürültü üretilen yer ise makina dairesidir. Şu da kesindir ki ulusal ve uluslararası kurallar özellikle yaşam mahallerindeki gürültü seviyelerinde önemli ölçüde azalma sağlar.

Gemilerde meydana gelen gürültüyü ölçme ve değerlendirme ile ilgili kurallar içinden en çok kabul göreni ISO standartlarıdır. Gemilerdeki gürültü ile alakalı en çok kullanılan ISO

standartları şu şekildedir:

- ISO 1683: 2008, “Akustik – Akustik ve titreşim seviyelerinde tercih edilen referans değerler”
- ISO 2923: 1996, “Akustik - Gemilerde Gürültü Ölçümleri”
- ISO 717/1: 1996, “Akustik - Yapılarda ve yapı elemanlarında ses izolasyonu sınıflandırması”
- ISO 140/4: 1998, "Akustik - Yapılarda ve yapı elemanlarında ses izolasyonu ölçümü”
- ISO 1996, “Akustik – Çevresel gürültünün ölçümü ve değerlendirilmesi”
- ISO 1999: 1990, “Akustik – İstisnai sese maruz kalmanın ve ses kaynaklı işitme bozulmalarının belirlenmesi”

Uluslar arası Denizcilik Örgütü (International Maritime Organisation - IMO) tarafından “Gemide gürültü seviyeleri ile ilgili kod” yayınlanmıştır. Bu kod kabul edilebilir gürültü limitlerini belirleyerek:

- Geminin üzerinde zararlı gürültünün meydana gelmesini önlemeyi,
- Gemi adamlarını işitme kaybı riskinden korumayı,
- Güvenli çalışma koşulları üretmeyi,
- Dinlenme, eğlence, çalışma ve diğer alanlarda yüksek gürültüye maruz kalmayı engellemeyi,

amaçlar. Temel amacı ise insanların gürültüye maruz kalmasını azaltmaktır. Ayrıca, gemilerdeki gürültü kontrol yöntemleri ile ilgili rehberlik de eder.

Bu koda göre her gün devamlı maruz kalınan gürültü seviyesi 80dB(A)’ i aşmamalıdır. Eğer, gürültü seviyesi 85 dB(A)’ i aşıyorsa kulak koruyucu kullanılmalıdır veya bu gürültüye sadece kısıtlı bir süre maruz kalınmalıdır.

Bazı alanların işlevine göre sağlanması gereken gürültü düzeyleri limitleri ise Çizelge 2.3’ te gösterilmiştir.

Çizelge 2.3 Gürültü düzeyi limitleri (IMO, 1982)

Çalışma Alanları	dB(A)
Sürekli Çalışan Makine Aksamı	90
Sürekli Çalışmayan Makine Aksamı	110
Makine Aksamı Kontrol Odası	75
Atölye	85
Diğer	90
Navigasyon Alanları	
Köprüüstü ve Harita Odası	65
Köprüüstü Açıklıkları ve Pencereleler	70
Radyo Odası	60
Radar Odası	65
Yaşam Alanları	
Kabinler ve Hastane	60
Yemek Odası	65
Eğlence Odası	65
Açık Eğlence Alanları	75
Ofisler	65
Hizmet Alanları	
Mutfaklar	75
Genellikle Boş Olan Alanlar	
Belirtilmemiş Alanlar	90

Alman Standartları Enstitüsünün (DIN) gürültü ile alakalı, klas kuruluşları tarafından da kabul görmüş çeşitli düzenlemeleri mevcuttur. Bu düzenlemelerden bazıları şu şekildedir:

- DIN EN 61260, “Ses ve titreşim analizleri için öngörülen, oktav, yarım - oktav ve 1/3 oktav bant filtreleri”
- DIN EN 61672, “Ses düzeyi ölçüm cihazları”
- DIN 45681, “Sesin tonal bileşenlerinin algılanması ve ses yayılımının değerlendirilmesi ile ilgili ton ayarlamalarının tayini”

Elektrik, elektronik ve alakalı konularda standartlar hazırlayan ve yayınlayan Uluslar arası Elektroteknik Komitesi (IEC) tarafından hazırlanan ve kabul görmüş ISO tarafından da atıf yapılan gürültü ölçüm cihazları ile alakalı çeşitli standartlar mevcuttur. Bu standartlar aşağıda gösterilmektedir:

- IEC 60942: 2003, “Elektroakustik – Ses kalibratörleri”
- IEC 61672, “Elektroakustik – Ses seviyesi ölçerler”

2.4 İstatistiksel Enerji Analiz (İEA) Metodu

Karmaşık gürültü ve titreşim problemlerin çözümünde analitik yöntemler yetersiz kaldığından dolayı bu gibi problemleri çözmede sayısal yöntemler özellikle tercih edilmektedir. Sayısal yöntemler karmaşık problemlerin çözümünde yaklaşık çözümler sunmaktadır. Gürültü ve titreşim problemlerinin çözümünde en çok tercih edilen sayısal yöntemler sonlu elemanlar ve sınır elemanlar metodudur. Ancak bu yöntemlerin çeşitli olumsuz yönleri vardır. Bunlar daha sonra Bölüm 2.4.1’ de tartışılacaktır. En önemli dezavantajları ise orta ve yüksek frekanslardaki çözüm yeteneksizliğidir.

Bu yöntemlerin orta ve yüksek frekans problemlerindeki yeteneksizliğinden dolayı değişik sayısal yöntemlerin geliştirilmesi ihtiyacı doğmuştur. Bu amaçla geliştirilen çoğu yöntemde gürültüyü ve yapısal titreşimleri tanımlayan yeni değişken enerjidir. Geliştirilen yöntemlerden en önemlisi ise İEA yöntemidir. 1962 yılında Lyon ve Maidanik İEA yöntemi üzerine ilk sistematik çalışmayı yayınlamıştır. İEA yöntemi gürültü ve titreşim problemlerinin çözümüne tamamen yeni bir görüş açısı getirmektedir. Bu yöntemin esası yapısal-akışkan (vibro-akustik) sistemler arasındaki etkileşimi göz önüne alarak enerji akışını hesaplamaktır.

İEA yöntemi istatistiksel bir yaklaşımdır. Mevcut bir fiziksel sistem, kendinden daha küçük birbirleri ile bağlantılı istatistiksel olarak benzer alt sistemlere ayrılır. Bu istatistiksel bilgiler karmaşık problemlerin analizini basitleştirir. Her bir alt sistem yapısal veya akustik bölgeyi belirtir.

Birbiri ile bağlantılı alt sistemler arasında çeşitli tiplerde dalga hareketi (eğilme, uzama, burulma ya da kayma dalgaları) mevcuttur. Bu ayrı her bir dalga alanında herhangi bir alt sistemin, analizi yapılan frekans bandı içinde bütün modlarının aynı ortalama enerjiye sahip olduğu düşünülür. Alt sistemin ortalama yapısal veya akustik özellikleri ise modların dağılımına göre belirlendiği için her bir frekans bandı için herhangi bir dalga alanındaki enerji tek serbestlik dereceli olarak düşünülür.

Alt sistemler arasında mevcut olan dalga hareketlerinin önemi çeşitli çalışmalarla incelenmiştir. Hopkins (2009), inşaat yapılarında beton ve taştan yapılmış levhalar arasındaki titreşim iletiminde İEA modelindeki düzlem içi dalgaların (uzama ve kayma dalgaları) önemini ölçümlerle kanıtlamıştır. Düzlem içi dalgaların birbiri ile mesafeli odalar arasındaki

iletimi tahmin etmede önemli rol oynadığını göstermiştir. Ayrıca deniz yapılarında da örneğin gemilerde, düzlem içi dalgaları hesaba katmanın önemli olduğunu vurgulamıştır. İletim yollarının çok çeşitli levha bağlantıları içermesini bunun sebebi olarak göstermiştir. Kim vd. (2000) İEA modelinde eğilme ve düzlem içi dalgaların etkisini düşünerek gürültü iletimini tahmin etmiştir. İEA modelinde sadece eğilme dalgalarını düşündüğümüz zaman ölçülen ve tahmin edilen değerler arasında büyük farklar oluştuğunu ve bu farkların genellikle iletim yollarının sistemin kaynağından uzun mesafeler içermesi halinde daha çok görüldüğünü belirtmiştir. Ayrıca, yüksek frekanslarda da düzlem içi dalgaların çok önemli roller içerdği sonucuna varmıştır.

İEA yöntemi titreşen sistemler arasındaki etkileşimleri inceleyen özellikle yüksek frekanslarda çözüm yapabilen, titreşim enerjisinin depolanmasını ve alt sistemler arasındaki transferini tanımlayan güç dengesi eşitliklerine dayalı bir yöntemdir. Etkileşimler, titreşen yapılar arasında olduğu gibi titreşen yapılar ile akustik hacimler arasında da olabilir. İEA yönteminin yapılardaki ve akışkanlardaki dalga yayılımını tanımlayan diferansiyel eşitliklere dayalı deterministik yöntemlerden farkı titreşen sistemler arasındaki basit enerji akış ilişkilerine dayalı olmasıdır.

İEA eşitlikleri iki oskilatör (elektronik sinyal üreten devre) arasındaki enerji akışına dayanan çalışmalardan ortaya çıkmıştır. Daha sonra ise iki oskilatör arasındaki bu ilişki alt sistem grupları için uygulanmıştır. Alt sistemler arasındaki enerji akışı denklem (2.9)' da gösterilmektedir.

$$P_{ij} = \omega E_i \eta_{ij} - \omega E_j \eta_{ji} \quad (2.9)$$

P_{ij} , i. alt sistemden j. alt sisteme olan güç akışı

ω , frekans bandının merkez frekansı

E_i , i. alt sisteme ait frekans bandındaki zaman ortalama titreşimsel fiziksel enerji

E_j , j. alt sisteme ait frekans bandındaki zaman ortalama titreşimsel fiziksel enerji

η_{ij} , i. sistem ile j. sistem arasındaki birleşim kayıp faktörü (CLF)

Birleşim Kayıp Faktörü (CLF), alt sistemler arasındaki güç iletimini belirlemeye yarayan parametredir. Alt sistemlerin fiziksel özelliklerine, bu sistemler arasındaki bağlantıların geometrik özelliklerine ve de iletilen dalgaların bu bağlantılara geliş açısına bağlıdır.

Alt sistemler arasındaki enerji akışı, titreşim modları terimlerine bağlı olarak denklem (2.10)' da gösterildiği gibi de ifade edilebilir.

$$P_{ij} = \omega \eta_{ij} n_i \left(\frac{E_i}{n_i} - \frac{E_j}{n_j} \right) \quad (2.10)$$

Titreşim modları ile alakalı terimler; n , modal yoğunluk ve E/n , modal enerjidir.

n_i , i. alt sisteme ait modal yoğunluk

n_j , j. alt sisteme ait modal yoğunluk

E_i/n_i , i. alt sistemin modal enerjisi

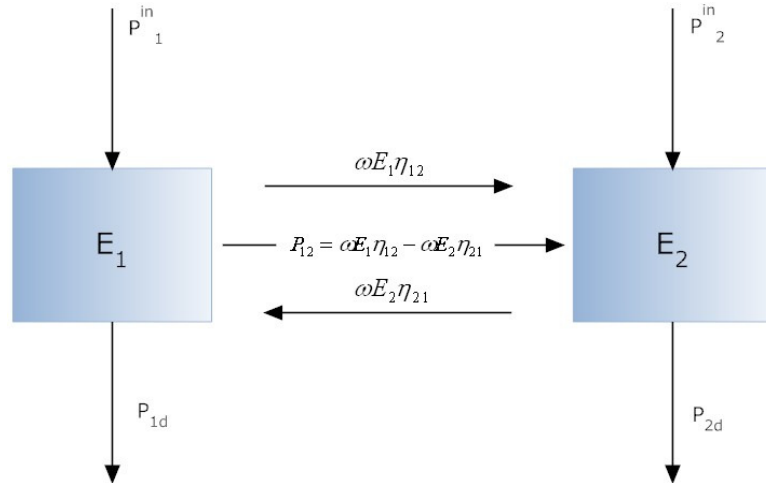
E_j/n_j , j. alt sistemin modal enerjisi

Modal yoğunluk, herhangi bir alt sistemde frekans bandındaki modların sayısının bandın genişliğine bölünmesi ile bulunur. Modal enerji ise ısı transferinde sıcaklığa karşılık gelir.

Ayrıca, modal yoğunluklar ile birleşim kayıp faktörleri arasında denklem (2.11)' de gösterilen bağıntı mevcuttur.

$$n_i \eta_{ij} = n_j \eta_{ji} \quad (2.11)$$

Şekil (2.7)' de çok sayıda mod ile karakterize edilmiş olan iki İEA alt sistemi arasındaki güç dengesi gösterilmektedir.



Şekil 2.7 İki İEA alt sistemi (Braun vd., 2002)

1. ve 2. alt sistemde kaybolan güçler ya da meydana gelen iç kayıplar denklem (2.12) ve

(2.13)' teki gibidir.

$$P_{1d} = \omega E_1 \eta_{d1} \quad (2.12)$$

$$P_{2d} = \omega E_2 \eta_{d2} \quad (2.13)$$

P_{1d} , 1. alt sistemde kaybolan güç

P_{2d} , 2. alt sistemde kaybolan güç

ω , frekans bandının merkez frekansı

E_1 , 1. alt sisteme ait frekans bandındaki zaman ortalama titreşimsel fiziksel enerji

E_2 , 2. alt sisteme ait frekans bandındaki zaman ortalama titreşimsel fiziksel enerji

η_{d1} , 1. alt sistemin sönüm kayıp faktörü (DLF)

η_{d2} , 2. alt sistemin sönüm kayıp faktörü (DLF)

Sönüm kayıp faktörü (DLF), sönüm mekanizmalarından kaynaklanan alt sistemlerin dalga alanlarındaki güç dağılımını belirleyen parametredir. Yapının sönümü çeşitli formları içerir:

1. Malzeme sönümü
2. Alt sistemlerin bağlantı yerlerindeki sönüm
3. Akustik yayılım (radiation) sönümü

1. alt sistem ile 2. alt sistem arasındaki güç akışı denklemleri aşağıda verilmektedir. (Denklemler 2.14, 2.15)

$$P_{12} = \omega E_1 \eta_{12} - \omega E_2 \eta_{21} \quad (2.14)$$

$$P_{21} = \omega E_2 \eta_{21} - \omega E_1 \eta_{12} \quad (2.15)$$

P_{12} , 1. alt sistemden 2. alt sisteme olan güç akışı

P_{21} , 2. alt sistemden 1. alt sisteme olan güç akışı

η_{12} , 1. alt sistem ile 2. alt sistem arasındaki birleşim kayıp faktörü

η_{21} , 2. alt sistem ile 1. alt sistem arasındaki birleşim kayıp faktörü

İki alt sistem arasındaki kararlı durum güç dengesi ise denklem (2.16) ve (2.17)' de

gösterilmiştir.

$$P_1^{in} = P_{1d} + P_{12} \quad (2.16a)$$

$$P_1^{in} = \omega E_1 \eta_{d1} + \omega E_1 \eta_{12} - \omega E_2 \eta_{21} \quad (2.16b)$$

$$P_2^{in} = P_{2d} + P_{21} \quad (2.17a)$$

$$P_2^{in} = \omega E_2 \eta_{d2} + \omega E_2 \eta_{21} - \omega E_1 \eta_{12} \quad (2.17b)$$

P_1^{in} , 1. alt sistem güç girdisi

P_2^{in} , 2. alt sistem güç girdisi

Güç dengesi denklemleri ile her bir alt sistemde depolanan enerjiler hesaplandıktan sonra bu enerji değerlerinden vibro-akustik problemlerde sistemden alınacak cevabı yorumlamada gerekli olan titreşim hızı ve akustik basınç gibi parametreler bulunabilir.

2.4.1 İstatistiksel Enerji Analiz Yönteminin Avantajları ve Dezavantajları

Titreşim modlarının oluştuğu düşük frekanslarda büyük dalga boyulu dalga alanları baskındır. Bazı yaklaşımlarda, örneğin sonlu elemanlar analizi yaklaşımında her bir titreşim modu açıkça tanımlanır ve çözüm yapılır.

Yüksek frekanslarda ise yapısal veya akustik ortamın boyutları ile karşılaştırıldığında kısa dalga boyları meydana gelir. Kısa dalga boylarının mevcut olduğu bu frekanslarda titreşim modlarını hesaplamak oldukça zorlaşır.

Sonuç olarak, yüksek frekanslardaki sayısal çözümler düşük frekanslara oranla daha karmaşıktır. Genellikle gürültü ve titreşim problemleri geniş frekans aralığında çok sayıda mod içerir. Bu yüzden, problemi sayısal olarak çözmek için gereken serbestlik derecelerinin sayısı da çok yükselir. Bu da hesaplama yükünü daha da arttırır.

İEA bu olumsuzlukların üstesinden gelen etkili bir istatistiksel yaklaşım yöntemidir. Özellikle orta ve yüksek frekanslarda karmaşık vibro-akustik problemlerin çözümünde en yetenekli yaklaşımlardan biridir. Karmaşık sistemlerin çözümünü temel enerji yaklaşımlarını kullanarak yapar. Alt sistemler arasındaki enerji akışını hesaplar. Enerji akış ilişkileri kontrol mühendisleri açısından oldukça önemlidir. Kontrol mühendisleri bu akış ilişkileri yardımıyla gerekli önlemleri alır.

İEA yöntemi ile özellikle yüksek frekans problemlerinde mevcut olan çok sayıda serbestlik derecesi ile alakalı kısıtlamalar giderilebilir. İEA yönteminde her bir frekans bandı için her bir dalga alanındaki enerji tek serbestlik dereceli olarak düşünülür. Bu da diğer metotlarla karşılaştırıldığında hesaplama zamanında önemli bir azalmaya karşılık gelir.

Sonlu ve sınır elemanlar yöntemleri ise karmaşık mühendislik yapılarında düşük frekanslardaki gürültü ve titreşim analizlerinde kullanılır. Mod sayılarının çok fazla olduğu yüksek frekanslarda ise bu yöntemlerle sonuç almak oldukça zordur. Çünkü yüksek frekans problemlerinde bu metotlar kullanıldığı zaman yüksek dereceden şekil fonksiyonlarına ve küçük ağ (mesh) elemanlarına ihtiyaç duyulur. Bu ise aşırı hesaplama zamanı gerektirir. Bu yüzden bu metotlar yüksek frekans problemlerinin çözümünde yetersiz kalır. Ancak, bu metotlar ile yapıdaki veya akustik bölgedeki lokal değişimler verimli bir şekilde tahmin edilebilir. İEA yöntemi ile çözüm yapıldığında ise bütün bir alt sistemi kapsayan tek bir değer elde edilir. İlgilenilen bölgedeki yani herhangi bir alt sistemdeki detay bilgi yani lokal değişimler bilinemez. Sonuç olarak İEA yöntemi, ilgilenilen alanın veya hacmin tamamına ait ortalama değerleri verdiği için alınan sonuçların bilgi içeriği azdır.

İEA lokal mod grupları arasındaki enerji transferini göz önüne alır. Bir çok alt sistem boyunca olan global modları dikkate almaz. Ayrıca, frekans bandındaki mod sayıları azaldıkça İEA yöntemi ile yapılan tahminlerde tutarsızlıklar meydana gelebilir. Bu yüzden az sayıda mod içeren düşük frekanslardaki titreşimlerde diğer metotlar daha üstündür.

İEA yönteminde güç dengesi denklemleri oldukça basit olmasına rağmen problemi çözmek için gereken kayıp faktörleri (CLF ve DLF) ve modal yoğunluklar gibi İEA terimlerine karar vermek oldukça güçtür. Son zamanlarda dalga yaklaşımlarındaki gelişmelere paralel olarak bu değerlerin çoğu belirlenebilse de problemi çözmek için gereken çok sayıda girdiyi teorik veya deneysel olarak belirlemek hala kolay değildir.

Sonuç olarak, İEA yönteminde herhangi bir alt sistemde mevcut olan lokal dağılımlar bilinmemesine rağmen, bu yöntem uygulanabildiği frekans genişliği bakımından oldukça kullanışlıdır.

Ancak, bu yöntemin alt sistemlerdeki lokal dağılımları vermemesi ve düşük frekanslardaki çözüm yetersizliğinden dolayı yeni yaklaşımlar ve formülasyonlar geliştirilmeye çalışılarak bu olumsuzlukların da üstesinden gelinmeye çalışılmıştır. Örneğin, Belov vd. tarafından 1977 yılında Güç Akışı Analiz (PFA) metodu geliştirilmiştir. Bu metot İEA yöntemi gibi kararlı durumdaki güç dengesi eşitlikleri temelli bir metottur. Bu metot kullanılarak orta ve yüksek

frekanslarda yapıdaki lokal değişimler verimli bir şekilde tahmin edilebilir. (Kim vd., 2008)

2.4.2 İstatistiksel Enerji Analiz Yöntemi Hesap Programı (VAOne)

VAOne programı fiziksel bir sistemde birbirine bağlı elemanlar arasındaki enerji akışına dayanan İEA metodunun uygulanabildiği gürültü ve titreşim problemlerinin analizinde kullanılan ticari bir programdır. VAOne, analizi yapılacak olan gerçek bir yapının matematiksel enerji akış modelini kurmaya yarar.

Komple 3 boyutlu bir model düğüm noktaları (nodes) kullanılarak yaratılabilir ya da daha önce başka bir programda yaratılmış olan model iges, proe, sat, step formatında VAOne programına aktararak İEA modelini yaratmada kullanılabilir. Model, üzerinde çalışılan vibro-akustik sistemin temsilidir. İEA modeli, vibro-akustik analizi gerçekleştirilecek olan modele ait levha ve akustik hacim alt sistemlerinden oluşur. Alt sistemler modelin temel bloklarıdır. Alt sistemler arasında bağlantılar (junctions) mevcuttur. Bu bağlantılar İEA yöntemindeki güç dengesi denklemlerinin fiziksel gösterimleridir.

Modal yoğunluk ve kayıp faktörleri gibi İEA terimleri VAOne programı tarafından hesaplanarak denklem (2.18)' de gösterilen güç dengesi matrisi yardımıyla alt sistemlerin modal enerjileri hesap edilir.

$$\omega \begin{bmatrix} \left[\eta_1 + \sum_{i \neq 1} \eta_{1i} \right] n_1 & -\eta_{12} n_1 & -\eta_{1k} n_1 \\ \dots & \dots & \dots \\ -\eta_{k1} n_k & -\eta_{k2} n_k & \left[\eta_k + \sum_{i \neq k} \eta_{ki} \right] n_k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{E_1}{n_1} \\ \dots \\ \frac{E_k}{n_k} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1 \\ \dots \\ P_k \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

ω , herhangi bir frekans bandının merkez frekansı

n_k , modal yoğunluk

η_k , birleşim veya sönüm kayıp faktörü (CLF veya DLF)

E_k/n_k , modal enerji

P_k , güç girdisi

3. MEVCUT BİR TEKNENİN GÜRÜLTÜ ve TİTREŞİM ANALİZİ

Son zamanlarda gemilerdeki konfor alanına ve personel sağlığına verilen önemin artmasıyla gürültü ve titreşim konusu da oldukça değer kazanmıştır. Bununla birlikte birçok ulusal ve uluslararası standart ortaya çıkmıştır. Bu yüzden, inşa edilecek olan gemilerin dizayn safhasında gürültü ve titreşim değerlerinin tahmin edilmesi, bu tahmin edilen değerlerin daha sonra ulusal veya uluslararası standartları sağlayıp sağlamadığına bakılması ve önemlerin alınması oldukça önemlidir.

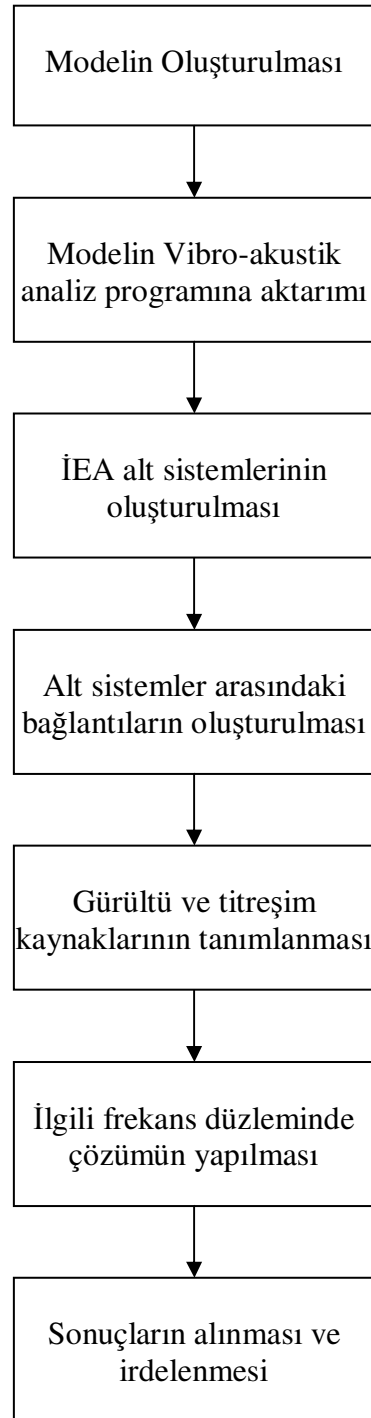
Bu bölümde dizayn safhasında olan bir teknenin gürültü ve titreşim analizi yapılarak gerek görüldüğü takdirde bulunan gürültü ve titreşim seviyelerinin azaltılmasına çalışılacaktır.

Genel yerleşim planı ve formu mevcut olan bu teknenin Çizelge 3.1’ de temel özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.1 Temel özellikler

Tam boy (L_{oa})	45,52 m
Genişlik (B)	7,12 m
Maks. Draft (T)	2,00 m
Boş Gemi Ağırlığı	160 ton
Tam Yük Ağırlığı	200 ton
Servis Hızı	14 knot

Teknenin gürültü ve titreşim analizi yapılırken izlenen yol Şekil 3.1’ de gösterilmiştir.



şekil 3.1 Gürültü ve titreşim analizi akış şeması

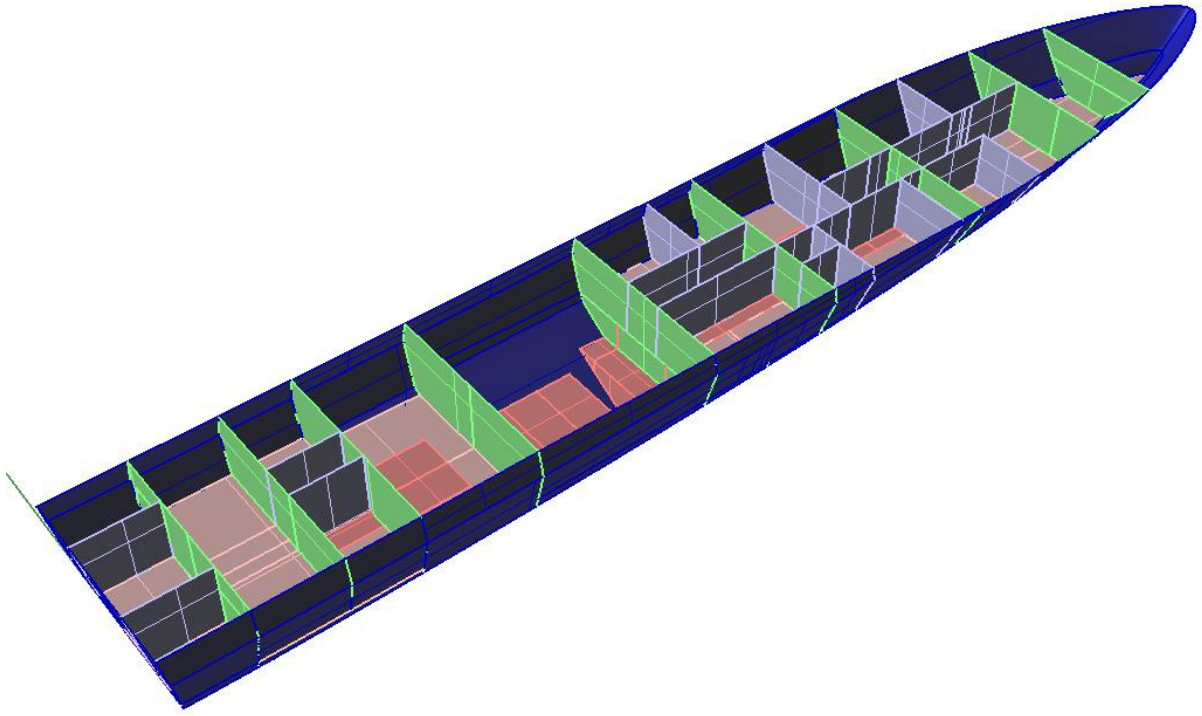
3.1 Modelin Oluşturulması

Gürültü ve titreşim analizi yapmak için kullanılan vibro-akustik analiz programları genellikle modelleme açısından düşük kabiliyetli olduğundan karmaşık yapıya sahip büyük ölçekli

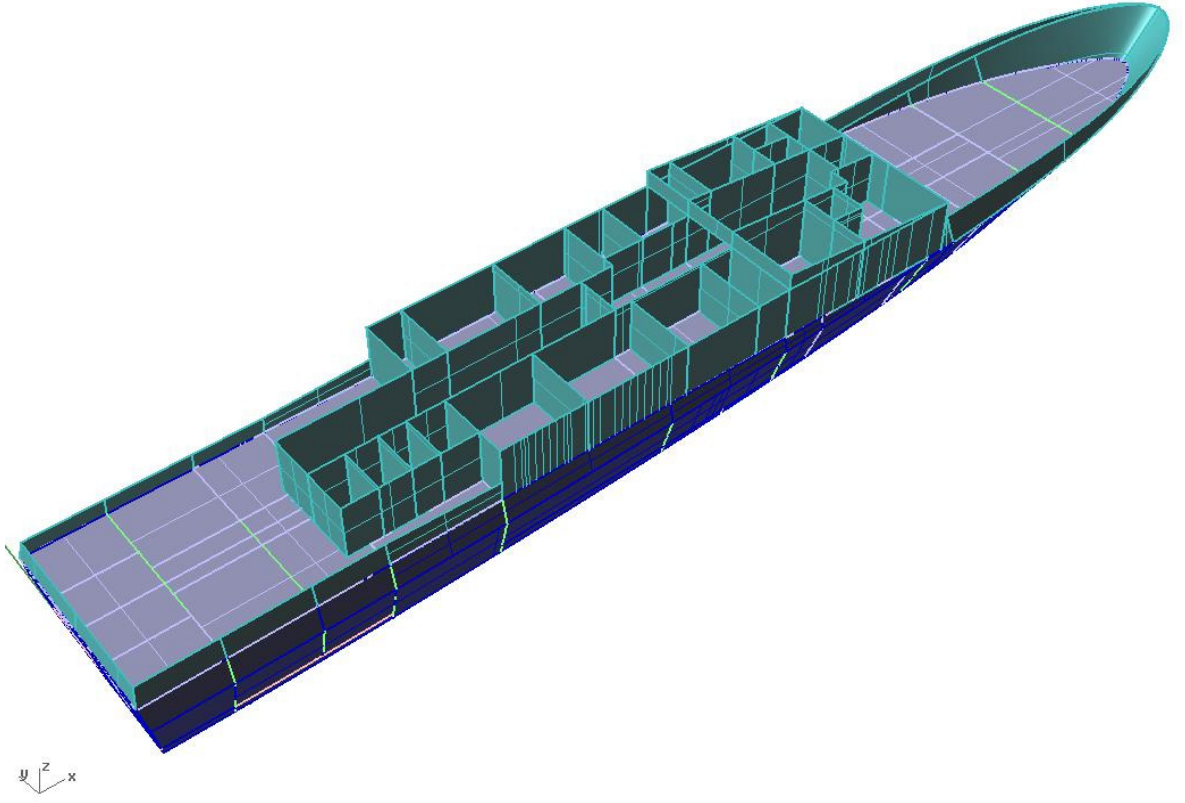
modellerin oluşturulması için yardımcı programlar kullanılır. Bu çalışmada da modelin oluşturulması aşamasında Rhinoceros programından yararlanılmıştır.

Rhinoceros programında modelleme yapılırken modelin yapısı gerçek geometri çok değiştirilmeden basitleştirilmiştir. Ancak bu basitleştirmeler sonuçları etkilemeyecek şekilde olmalıdır. Bu çalışmada da geminin kompartımanlarında basitleştirmelere gidilerek mevcut kompartımanların tümü programda modellenmiştir. Bu basitleştirmeler İEA mantığı çerçevesinde akustik ve titreşim enerjisinin yayılımı düşünülerek yapılmıştır. Bütün frekanslarda özellikle de düşük frekanslarda doğru sonuçlar elde etmek amacıyla model oluşturulurken büyük boyutlu panellerin kullanılmasına dikkat edilmiştir.

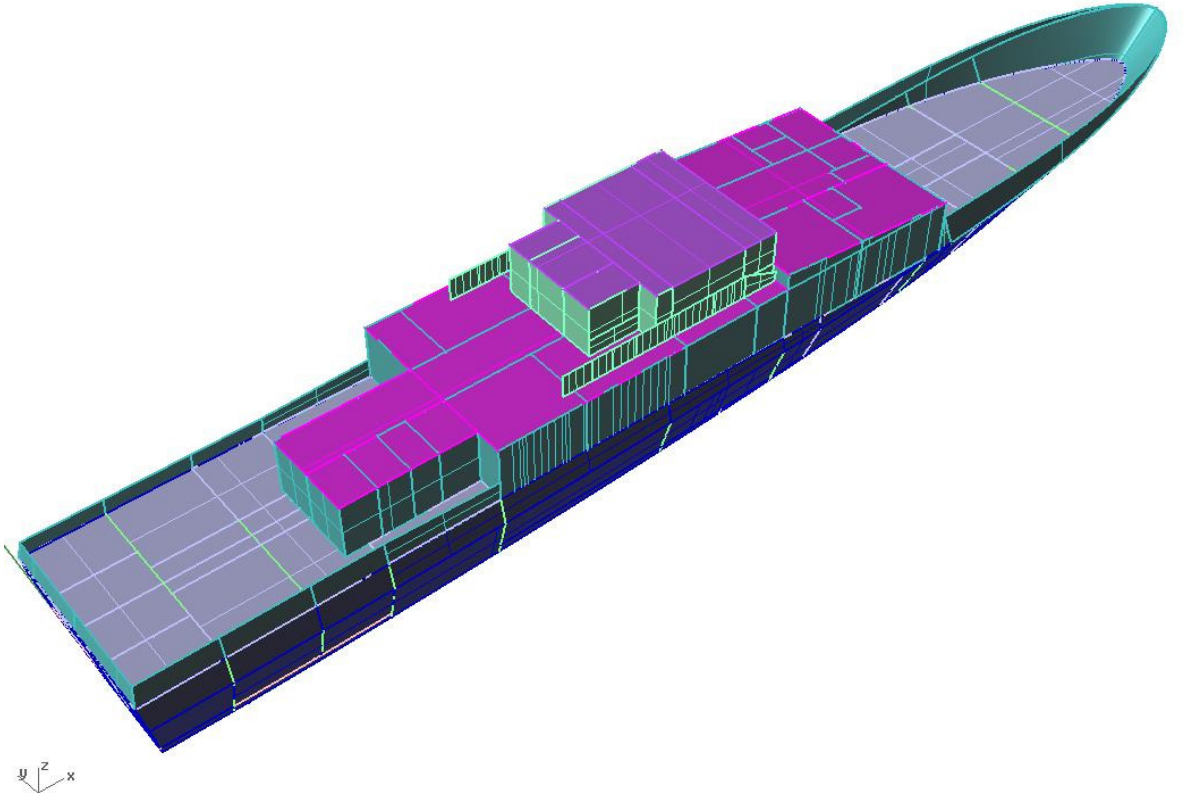
Maxsurf programında formu oluşturulmuş gemi Rhinoceros programına aktarılmış, Şekil 3.2, Şekil 3.3 ve Şekil 3.4' te görüldüğü üzere perdeler, tanklar, güverte altı, güverte ve köprü üstü mahalleri büyük paneller şeklinde gerekli ihmaller yapılarak modellenmiş ve tüm gemi modeli oluşturulmuştur.



Şekil 3.2 Güverte altı mahalleri



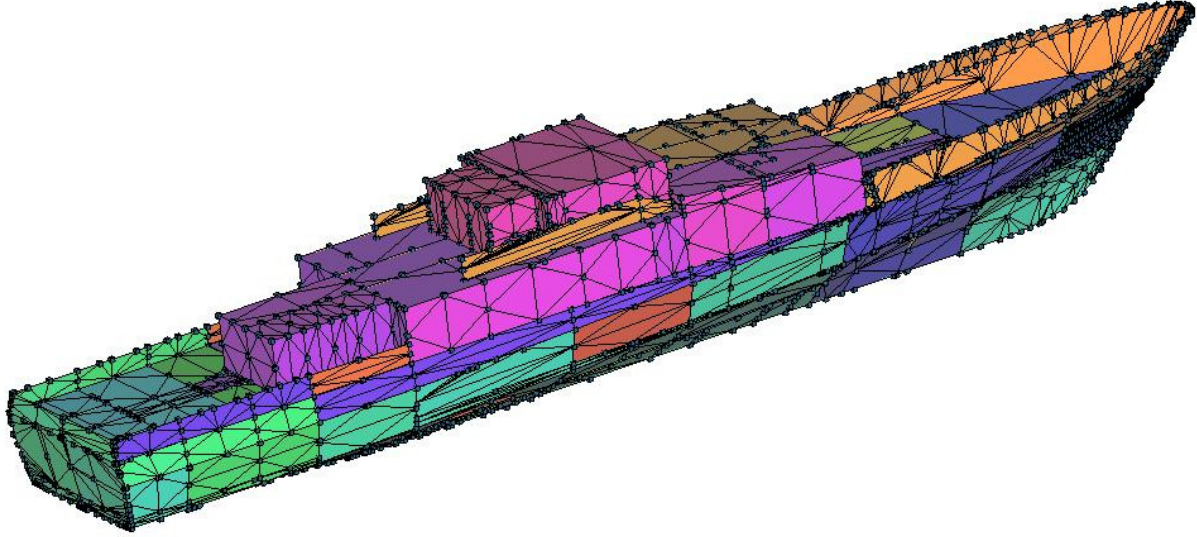
Şekil 3.3 Güverte mahalleri



Şekil 3.4 Köprü üstü ve tüm gemi modeli

3.2 Modelin Vibro – Akustik Analiz Programına Aktarımı

Rhinoceros programı aracılığı ile modellenen tekne gürültü ve titreşim analizinin yapılması amacıyla vibro-akustik analiz programı olan VAOne programına aktarılmıştır. Model, VAOne programına aktarıldığı zaman Rhinoceros programında oluşturulan her bir panelin sonlu elemanlar ağ (mesh) modeli oluşturulur. (Şekil 3.5) Sonlu elemanlar ağ modeli üçgen veya dörtgen elemanlardan oluşmuştur.



Şekil 3.5 Ağ Modeli

3.3 İEA Alt Sistemlerinin Oluşturulması

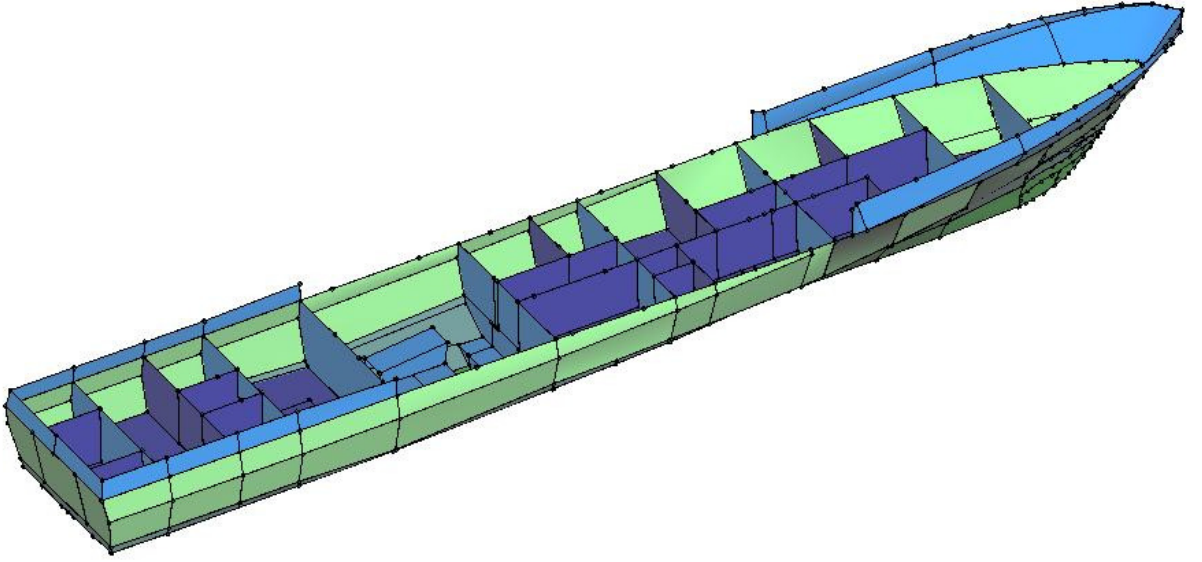
Vibro-akustik analiz programının çözüm prensibi genellikle enerji modeline dayandığından dolayı Bölüm 3.2’ de belirtilen ağ modeli çok fazla işe yaramayacaktır. Ancak, düşük frekanslarda doğru sonuçlar elde etmek için bazen bu frekanslarda yeterli olmadığı düşünülen panellerin sonlu elemanlar ağ modeli oluşturulur. Böylece bu panellerden düşük frekanslarda da doğru sonuçlar elde edilmeye çalışılır. Böyle bir durumda programda oluşturulan yapı sonlu ve İEA elemanlarından oluşan hibrid tarzda olmuş olur.

Programın analiz prensibi temelde İEA yöntemine dayandığından dolayı mevcut tekne modelinin tamamen İEA alt sistemlerinden oluşması istenmektedir. Ancak, gerek görüldüğü takdirde sonlu elemanlar modelinden yararlanılacaktır. Bu amaçla, Bölüm 3.2’ de belirtilen ağ modeli kullanılarak mümkün olduğunca büyük boyutlu İEA alt sistemleri oluşturulmuştur. Büyük boyutlu alt sistemlerin oluşturulmasının amacı yüksek modal yoğunluğa sahip elemanlar oluşturarak yöntemin düşük frekanslardaki yetersizliğini ortadan kaldırmaktır.

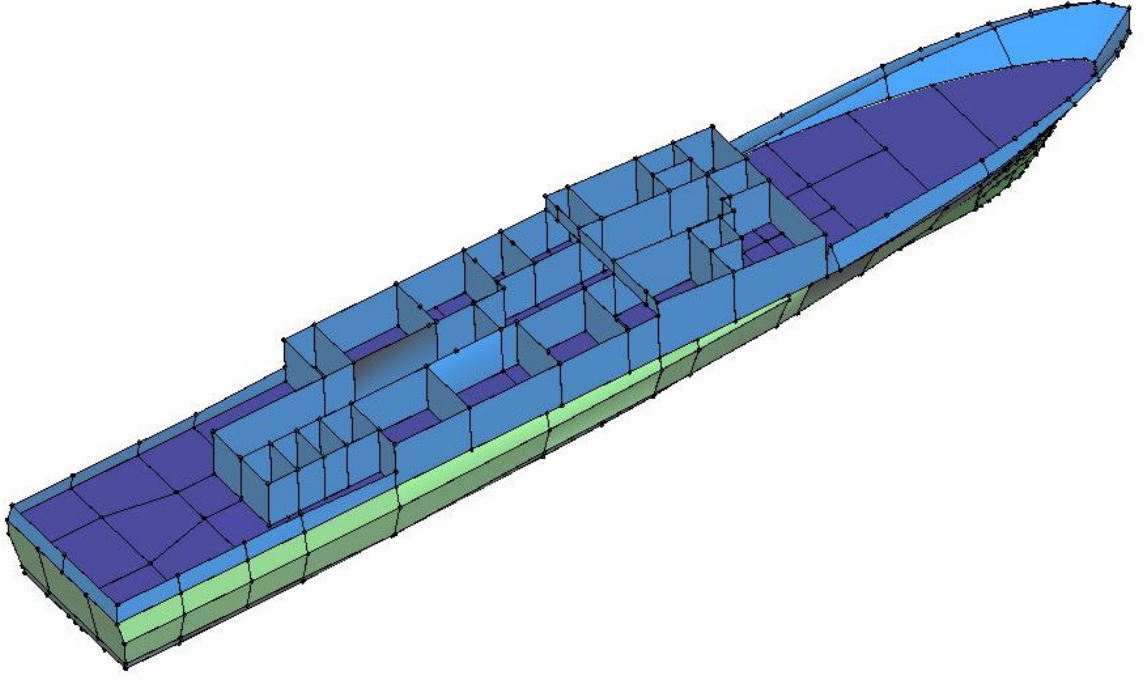
İEA metodu bir modeli levha ve akustik hacim alt sistemlerine ayırır. Şekil 3.6, 3.7 ve 3.8’ de gösterildiği gibi ağ modelinden yararlanılarak gemi modelinin tamamı levha alt sistemlerine ayrılmıştır ve alt sistemler oluşturulurken tüm sac kalınlıkları programa tanıtılmıştır.

Levha alt sistemleri oluşturulurken Bölüm 3.1’ de anlatılan basitleştirmeler dikkate alınır ve bu bölümdeki modele mümkün olduğunca sadık kalınır.

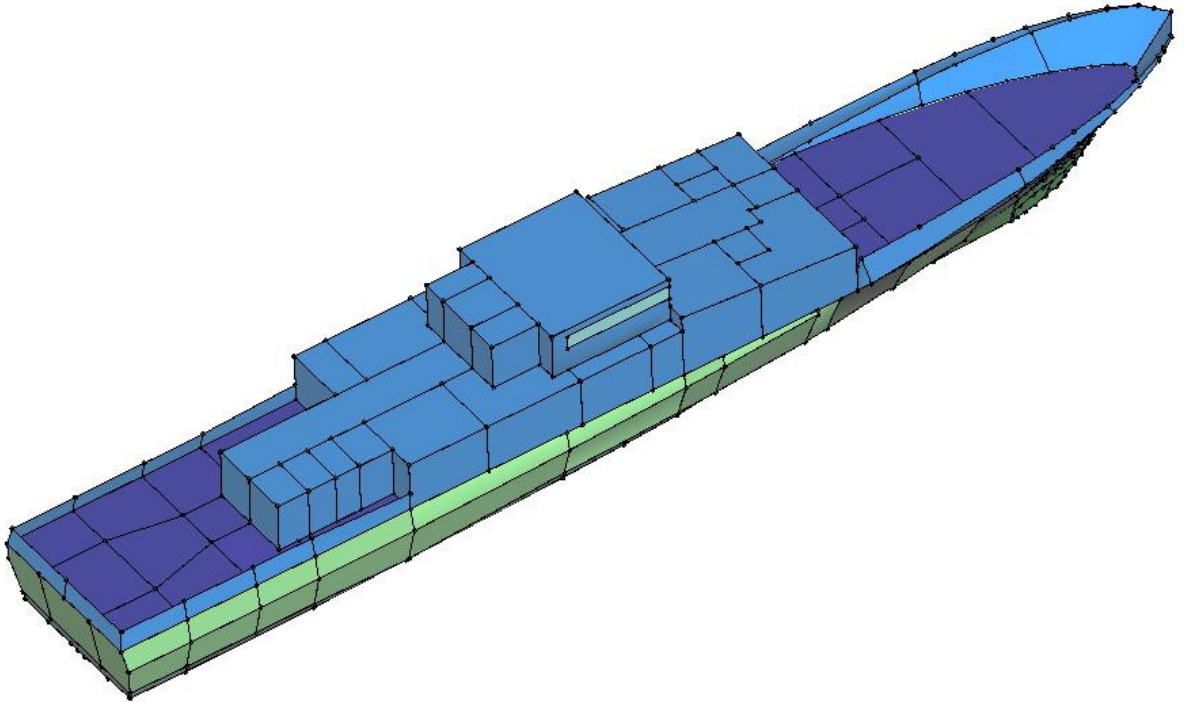
Her bir levha alt sistemi oluşturulurken bu alt sistemlerin analizin gerçekleştirileceği frekans düzleminde (31,5 Hz – 8000 Hz) doğru sonuçlar verip vermeyeceği modal yoğunluklardan kontrol edilmiştir ve tekne modelinin bütün elemanlarının İEA levha alt sistemlerinden oluşabileceği sonucuna varılmıştır.



Şekil 3.6 Güverte altı levha alt sistemleri



Şekil 3.7 Güverte levha alt sistemleri

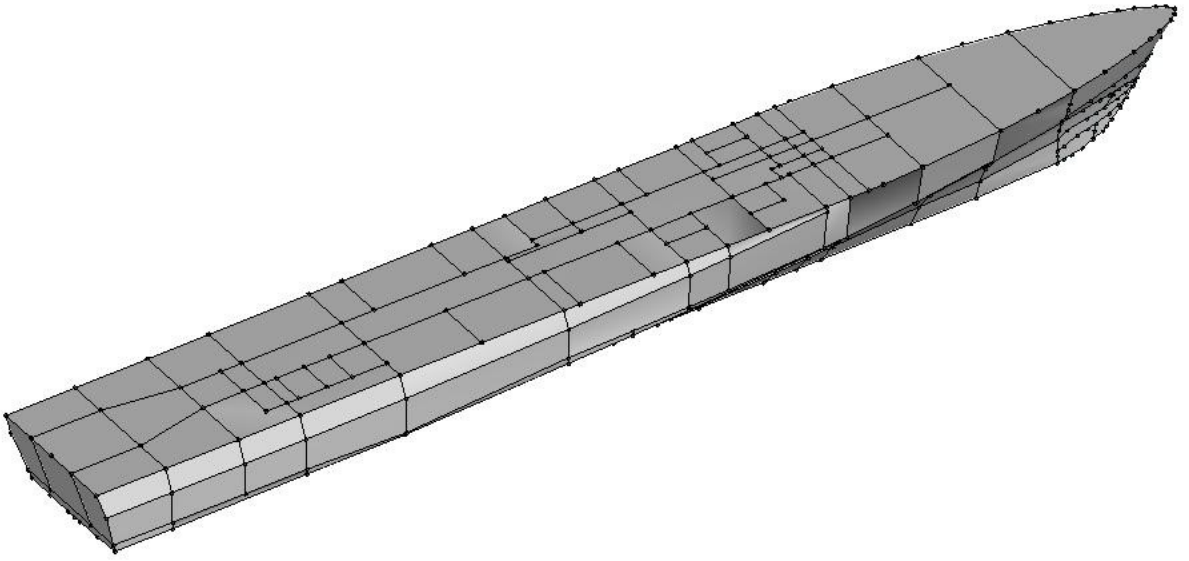


Şekil 3.8 Köprü üstü ve tüm gemi levha alt sistemleri*

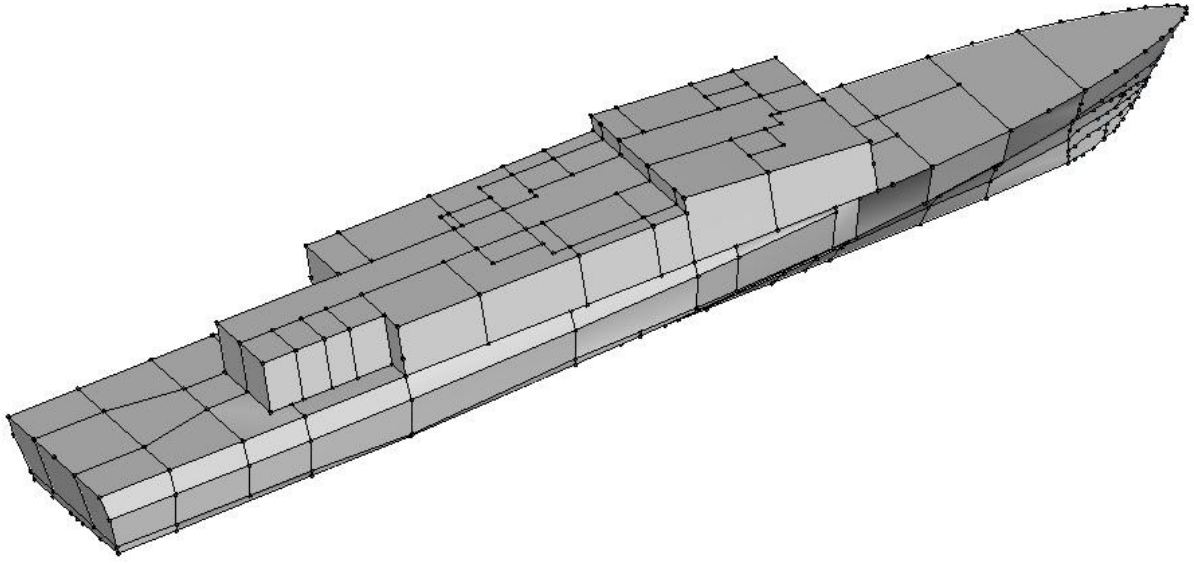
* Yapılan basitleştirmelerden ötürü Şekil 3.8' de görülen tekne vibro-akustik modeli, teknenin gerçek görünüşü ile uyumsuz.

Levha alt sistemlerinin programa tanıtılmasından sonra hava hacimlerini oluşturan akustik hacim alt sistemleri programa tanıtılır. Programın ve İEA yönteminin analiz prensibine göre levha alt sistemlerinde meydana gelen titreşim enerjisi akustik hacim alt sistemlerine aktarılır ve analiz gerçekleştirilir. Levha alt sistemlerinde olduğu gibi her bir akustik hacim alt sisteminin analizin gerçekleştirileceği frekans düzleminde doğru sonuçlar verip vermeyeceği modal yoğunluklardan kontrol edilmiştir ve tekne modelinin bütün elemanlarının İEA akustik hacim alt sistemlerinden oluşabileceği sonucuna varılmıştır.

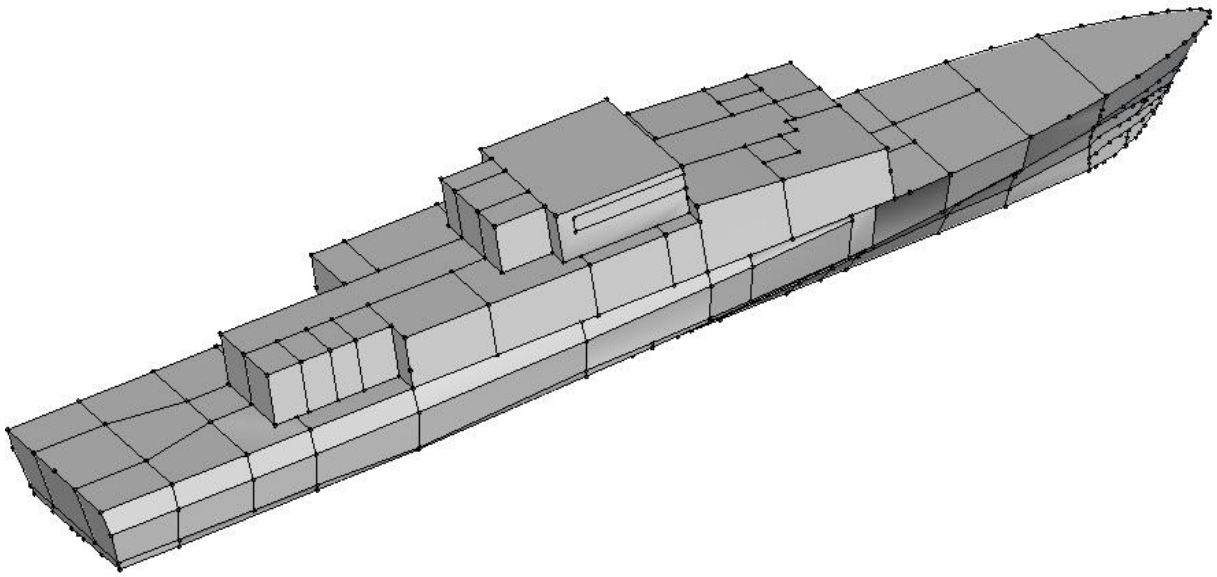
Şekil 3.9, Şekil 3.10 ve Şekil 3.11’ de her bir mahal için ayrı ayrı programa tanıtılan akustik hacim alt sistemleri gösterilmektedir.



Şekil 3.9 Güverte altı akustik hacim alt sistemleri



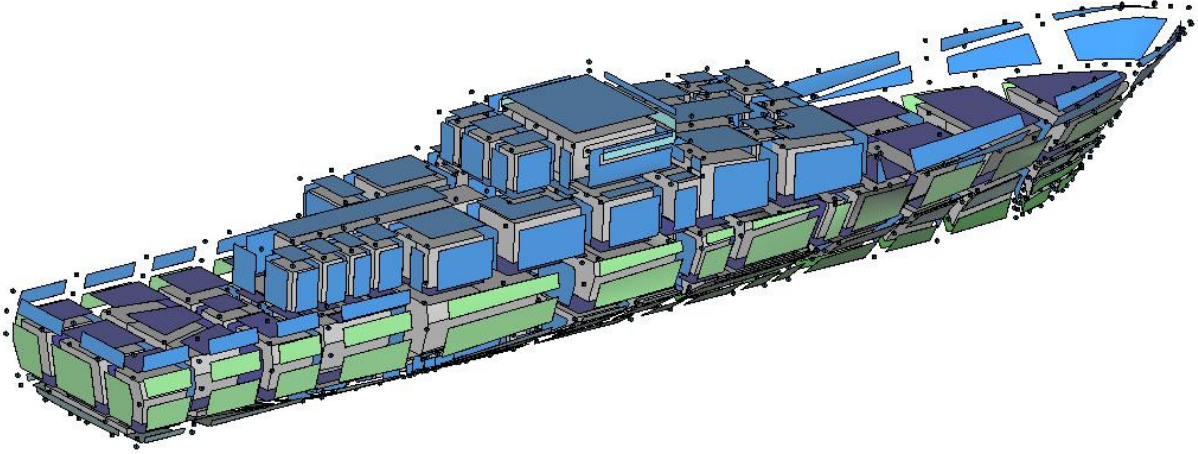
Şekil 3.10 Güverte akustik hacim alt sistemleri



Şekil 3.11 Köprü üstü ve tüm gemi akustik hacim alt sistemleri

Gemi modelinin tamamında 78 adet kompartıman bulunmaktadır. Dolayısıyla her bir kompartımanın bir akustik hacme karşılık geldiği düşünülürse aynı sayıda akustik hacim alt sistemi mevcuttur. Modelde ayrıca 582 adet levha alt sistemi bulunmaktadır.

Toplam 660 olan alt sistem sayısı gürültü ve titreşim kaynaklarının programa tanıtılmasıyla daha da artacaktır. Şekil 3.12' de geminin tüm levha ve akustik hacim alt sistemleri gösterilmektedir.



Şekil 3.12 Tüm gemi İEA alt sistemleri

3.4 İEA Alt Sistemlerinin Doğruluğu

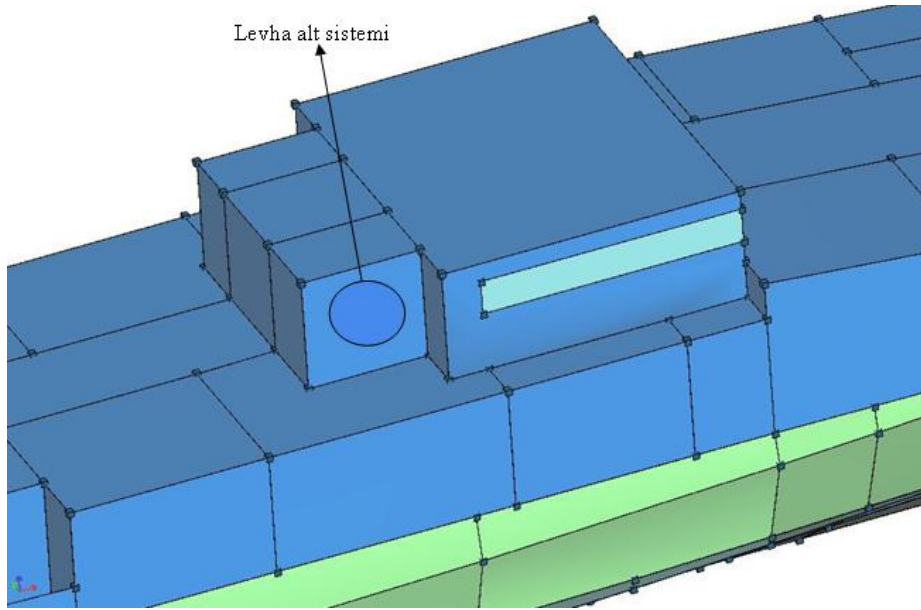
İEA alt sistemleri ile oluşturulmuş modelin geçerliliğinin anlaşılabilmesi için genellikle iki şeye bakılır.

- 1- İEA yöntemi lokal mod grupları arasındaki enerji transferini göz önüne aldığından dolayı genellikle her bir alt sistemin mod yoğunluğunu belirten modal yoğunluğun ya da her bir frekans bandındaki mod sayısının yüksek olması gereklidir. Kabaca her bir alt sistemin, her bir frekans bandındaki mod sayısının 1 eşit ya da daha fazla olması gereklidir. Bu koşul sağlandığı takdirde İEA yönteminin her bir frekans bandı için doğru sonuçlar verdiği çeşitli çalışmalarda gözlemlenmiştir. Örnek verecek olursak Charpentier vd. (2007) çalışmasında sonlu elemanlar ve İEA alt sistemlerinden oluşan bir otomobil modeli oluşturmuştur. Modeli oluşturan elemanların dinamik özelliklerinden ötürü her bir frekans bandında 3 veya daha fazla mod içeren elemanları İEA alt sistemleri ile modellemiştir. Modelin kalan kısmı için ise sonlu elemanlar modeli oluşturarak hibrid tarzda bir model oluşturmuştur.
- 2- Modelin özelliklerinin doğru girilmesi önemlidir. Modele ait alt sistemler oluşturulurken bu alt sistemlerin fiziksel özellikleri programa doğru tanıtılmalıdır ve İEA yönteminin kullandığı her bir frekans bandındaki mod sayısı, modal yoğunluk, sönüm, yayılım verimi, birleşim kayıp faktörü gibi terimler doğru olmalıdır. Bu terimlerin doğruluğu detaylı deterministik yaklaşımlar kullanılarak kontrol edilebilir. Vibro-akustik analizde kullanılan VAOne programının alt sistemlerin

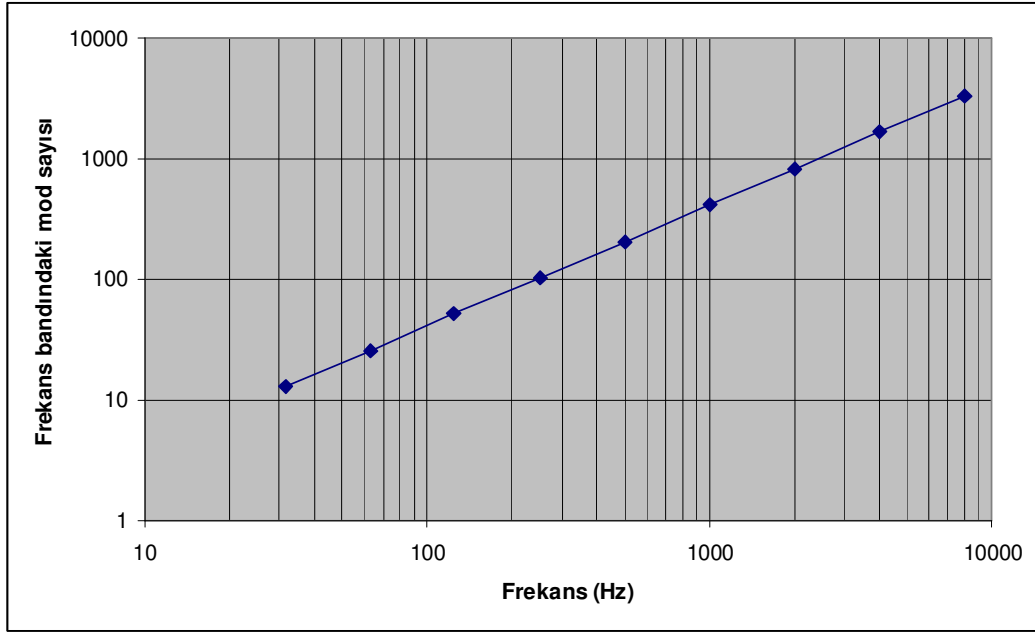
oluşturulmasında yukarıda sayılan terimlerin değerlerini doğru kabul ettiği çoğu uygulamada tespit edildiği için programın varsaydığı değerler değiştirilmeyecektir.

Bölüm 3.3’ te İEA alt sistemleri oluşturulurken analiz yapılacak olan frekans düzleminin tamamında doğru sonuçlar verip vermeyeceği her bir frekans bandındaki mod sayısına bakılarak kontrol edilmiştir. İEA alt sistemlerinin her bir frekans bandındaki mod sayısının 1’ den fazla olması, modelde kullanılması açısından yeterli görülmüştür. Mod sayılarının elemanın alanına ve kalınlığına bağlı olduğu bilinmektedir. Elemanların ya da levhaların kalınlıklarında yapılacak değişimler modelin yapısına tamamen etkiyeceği için gerekli görülen durumlarda yani mod sayılarının yetersiz olduğu durumlarda alt sistemlerin alanlarının arttırılması yoluna gidilmiştir ve mod sayıları yeterli düzeye getirilmiştir.

Şekil 3.13’ te tekne modelinde kullanılan ortalama boyutlarda bir levha alt sistemi ve Şekil 3.14’ te ise mod sayıları gösterilmiştir.



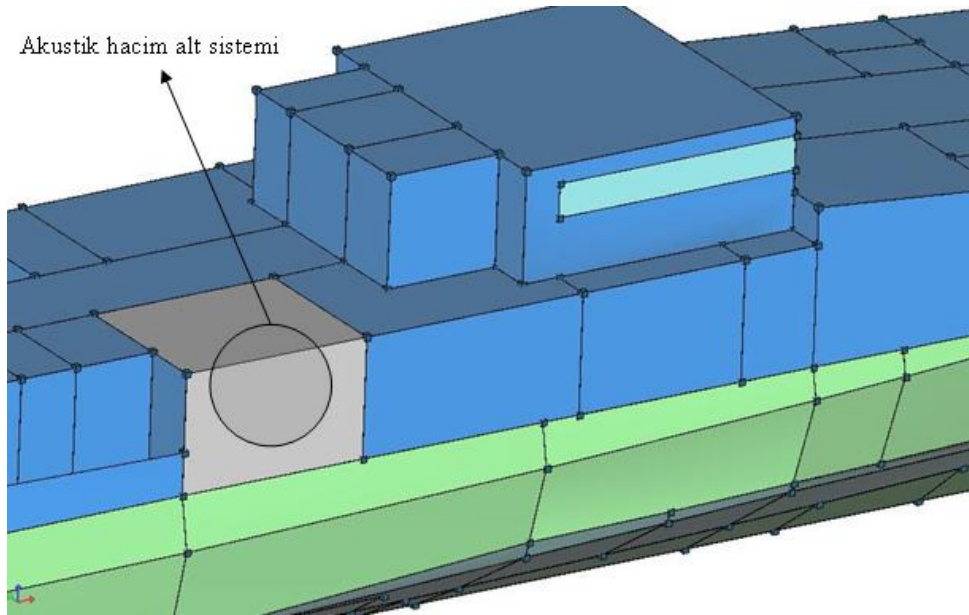
Şekil 3.13 Levha alt sistemi



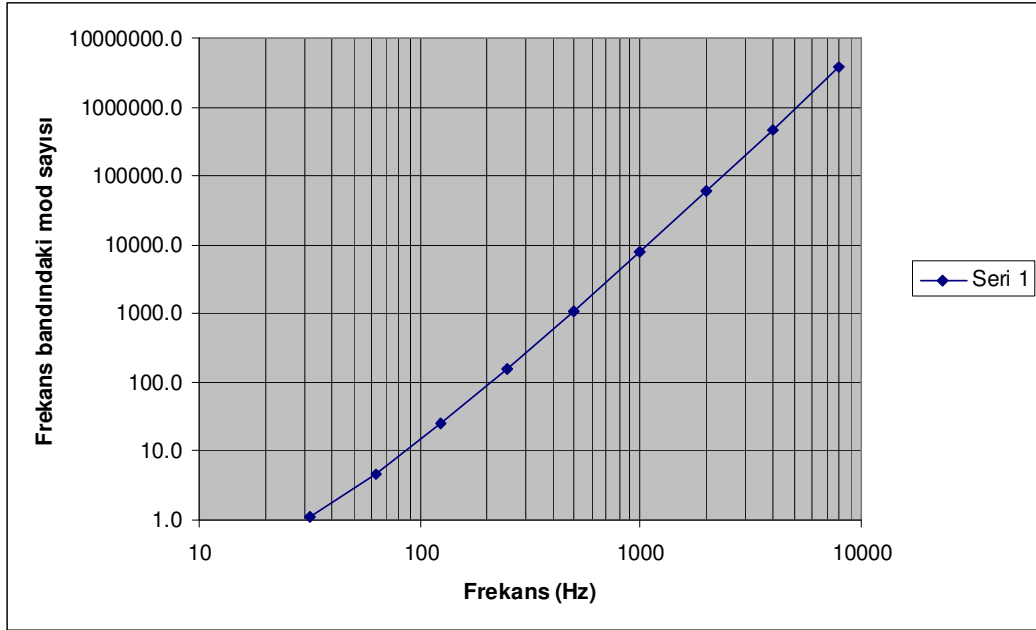
Şekil 3.14 Levha alt sistemi mod sayıları

Şekil 3.14' ten görüldüğü üzere her bir frekans bandındaki mod sayısı oldukça yüksektir. Yani İEA alt sisteminin kullanılması bu levha için oldukça uygundur. Teknenin bütün levhalarının yaklaşık olarak bu boyutlarda olduğu düşünülürse levhaların İEA alt sistemleri ile modellenmesi oldukça uygundur.

Şekil 3.15' te ise tekne modelinde kullanılan herhangi bir akustik hacim alt sistemi ve Şekil 3.16' da mod sayıları gösterilmiştir.



Şekil 3.15 Akustik hacim alt sistemi



Şekil 3.16 Akustik hacim alt sistemi mod sayıları

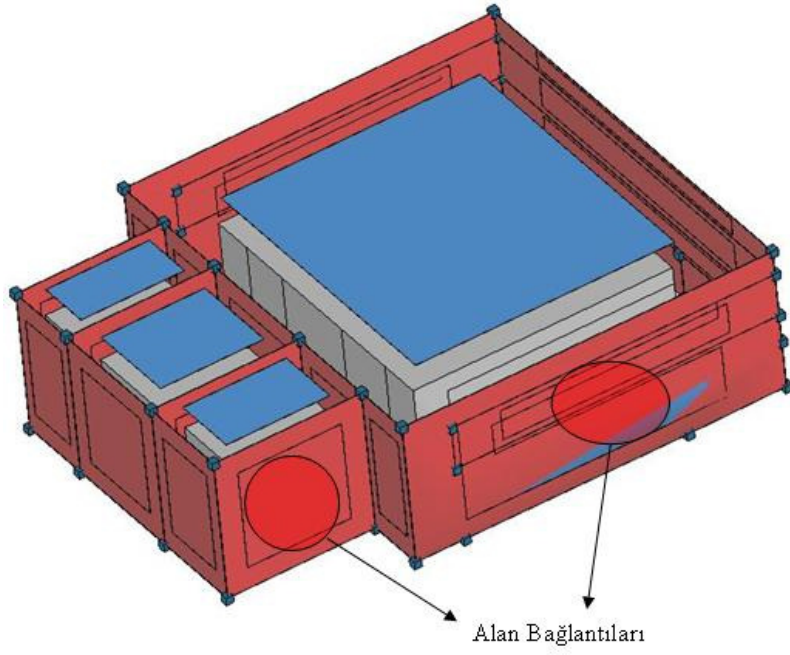
Şekil 3.16' dan görüleceği üzere tüm frekans bantlarında mod sayıları oldukça uygundur. Yani İEA alt sisteminin kullanılması bu hacim için oldukça uygundur. Teknenin bütün kompartıman hacimleri yaklaşık olarak bu boyutlarda olduğu için teknenin tamamı için İEA akustik hacim alt sistemlerinin kullanılmasının uygun olduğu görülmektedir.

Sonuç olarak vibro-akustik analiz programında model oluşturulurken tamamen İEA alt sistemleri kullanılmıştır.

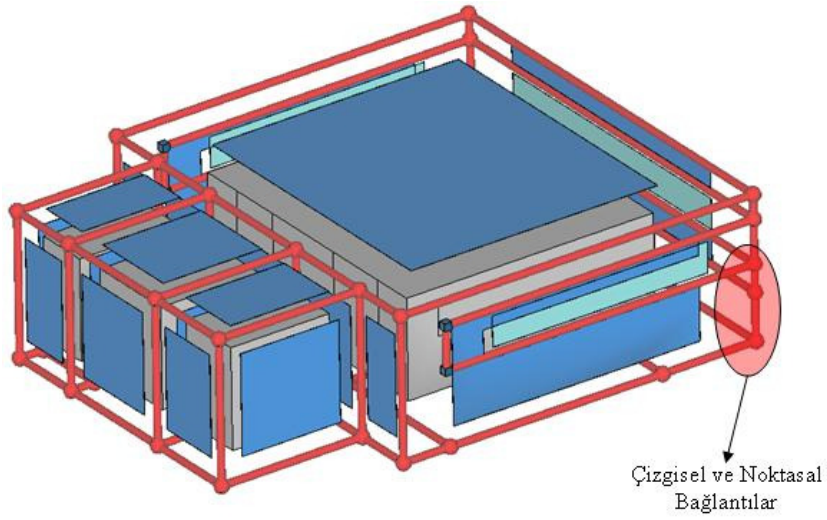
3.5 Alt Sistemler Arasındaki Bağlantıların Oluşturulması

Her bir İEA alt sisteminin modellenmesinden sonra bunlar arasında bağlantılar oluşturulur. Bağlantılar güç dengesi denklemlerini içerir. Yani bu denklemlerin fiziksel gösterimleridir. Denklemler çözülerek, tüm modelin alt sistemlerindeki enerji değerleri bulunur ve daha önce de bahsedildiği gibi bulunan bu enerji değerlerinden titreşim hızı veya akustik basınç gibi diğer bilgiler elde edilir.

Vibro-akustik analiz programı VAOne tarafından yapısal alt sistemler ve akustik hacim alt sistemleri arasında noktasal, çizgisel ve alan bağlantıları oluşturulur. Şekil 3.17 ve Şekil 3.18' de bu bağlantılar gösterilmektedir.



Şekil 3.17 Alan Bağlantıları



Şekil 3.18 Çizgisel ve Noktasal Bağlantılar

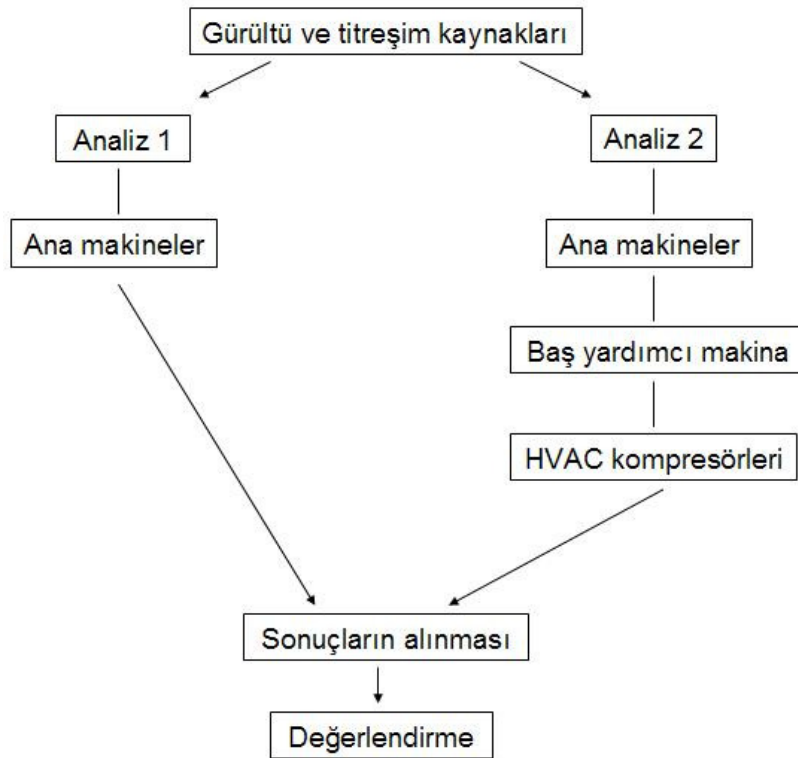
3.6 Gürültü ve Titreşim Kaynaklarının Tanımlanması

Gemide çok sayıda gürültü ve titreşim kaynağı mevcuttur. Aşağıda belirtilen bu kaynaklar frekans bantlarında farklı değerlerde gürültü ve titreşim yayımına sebep olurlar.

- 1- Ana makineler ve dişli kutuları

- 2- Yardımcı makineler
- 3- Pervaneler
- 4- Yangın pompaları
- 5- HVAC kompresörleri
- 6- Hava kompresörleri

Ancak bu kaynakların tamamı programa tanıtılmayacaktır. İlk analiz aşamasında ana makina daha sonra ikinci analiz aşamasında ise geminin baş tarafında bulunan HVAC kompresörleri ve baş yardımcı makina programa gürültü ve titreşim kaynağı olarak tanıtılarak sonuçlar elde edilecektir. Analiz aşamaları Şekil 3.19’ da gösterilmektedir.



Şekil 3.19 Gürültü ve titreşim analiz aşamaları

3.6.1 Analiz 1

Çizelge 3.2’ de gemide kullanılan sancak ve iskele ana makinelerin, Çizelge 3.3’ te ise bu makinelere ait dişli kutularının üretici firmaları ve teknik özellikleri verilmektedir.

Çizelge 3.2 Ana makina özellikleri

Model	MTU 16V4000M90
Güç (kW)	2720
Maksimum devir (rpm)	2100
Silindir Sayısı	16

Çizelge 3.3 Dişli kutusu özellikleri

Model	ZF 7641
Güç (kW)	2720
Maksimum devir (rpm)	2100

Çizelge 3.4 ve 3.5’ te makina üreticileri dokümanlarından tedarik edilen ana makina ve dişli kutusu titreşim ve gürültü düzeyleri gösterilmektedir.

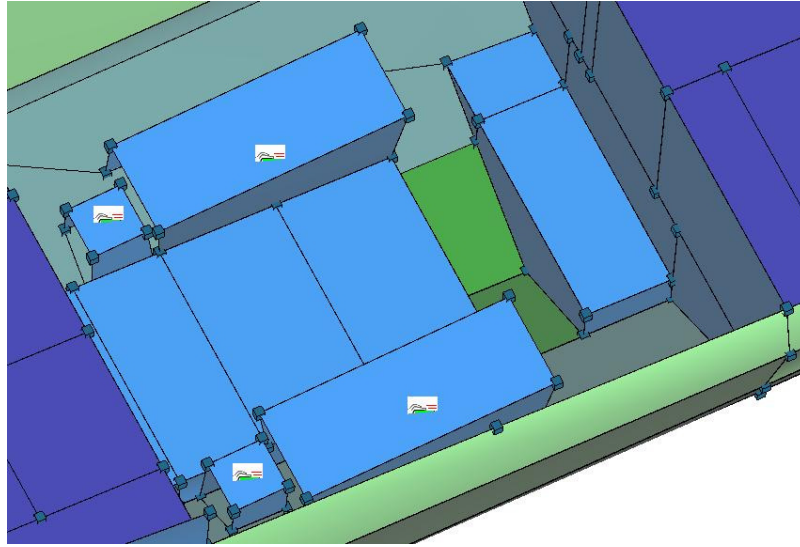
Çizelge 3.4 Sancak ve iskele ana makina gürültü ve titreşim düzeyleri

1/1 oktav gürültü düzeyleri dB(A)		1/1 oktav titreşim düzeyleri dB	
ref. $20 \cdot 10^{-6}$ Pa		ref. $9,81 \cdot 10^{-6}$ m/s ²	
31.5 Hz	87	31.5 Hz	90
63 Hz	98	63 Hz	99
125Hz	106	125 Hz	111
250 Hz	98	250 Hz	107
500 Hz	108	500 Hz	111
1000 Hz	96	1000 Hz	111
2000 Hz	91	2000 Hz	106
4000 Hz	89	4000 Hz	100
8000 Hz	79	8000 Hz	103

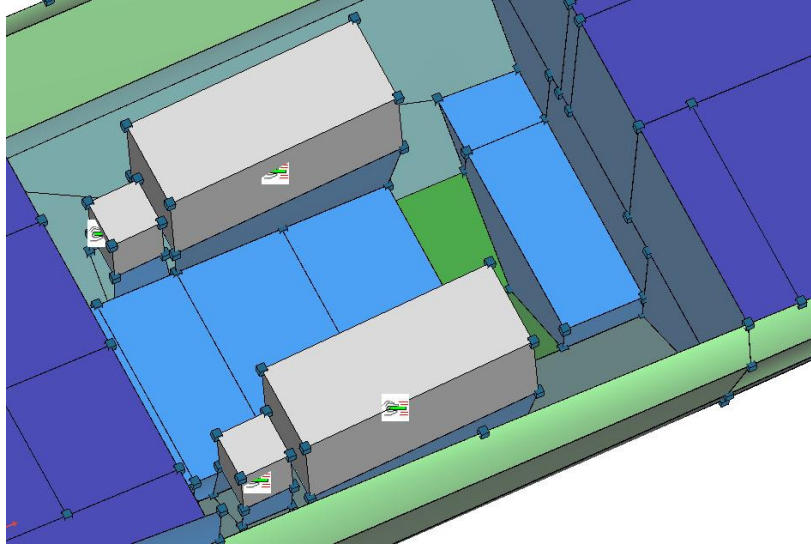
Çizelge 3.5 Sancak ve iskele ana makina dişli kutusu gürültü ve titreşim düzeyleri

1/1 oktav gürültü düzeyleri dB(A) ref. $20 \cdot 10^{-6}$ Pa		1/1 oktav titreşim düzeyleri dB ref. $9,81 \cdot 10^{-6}$ m/s ²	
31.5 Hz	106	31.5 Hz	90
63 Hz	100	63 Hz	90
125 Hz	94	125 Hz	90
250 Hz	88	250 Hz	90
500 Hz	82	500 Hz	90
1000 Hz	76	1000 Hz	90
2000 Hz	70	2000 Hz	90
4000 Hz	64	4000 Hz	90
8000 Hz	58	8000 Hz	90

Vibro-akustik analiz programında makina temellerinin oturduğu yatak levhaları modellenerek titreşim düzeyleri bu levha alt sistemlerine girilir. (Şekil 3.20) Makinelere havaya yayılan gürültü düzeyleri ise makinelerin kompartıman içerisinde kapladığı hacimler (akustik hacim alt sistemi) modellenerek tanımlanır. (Şekil 3.21)



Şekil 3.20 Ana makineler ve dişli kutuları titreşim girdileri



Şekil 3.21 Ana makineler ve dişli kutuları gürültü girdileri

3.6.1.1 Sonuçlar

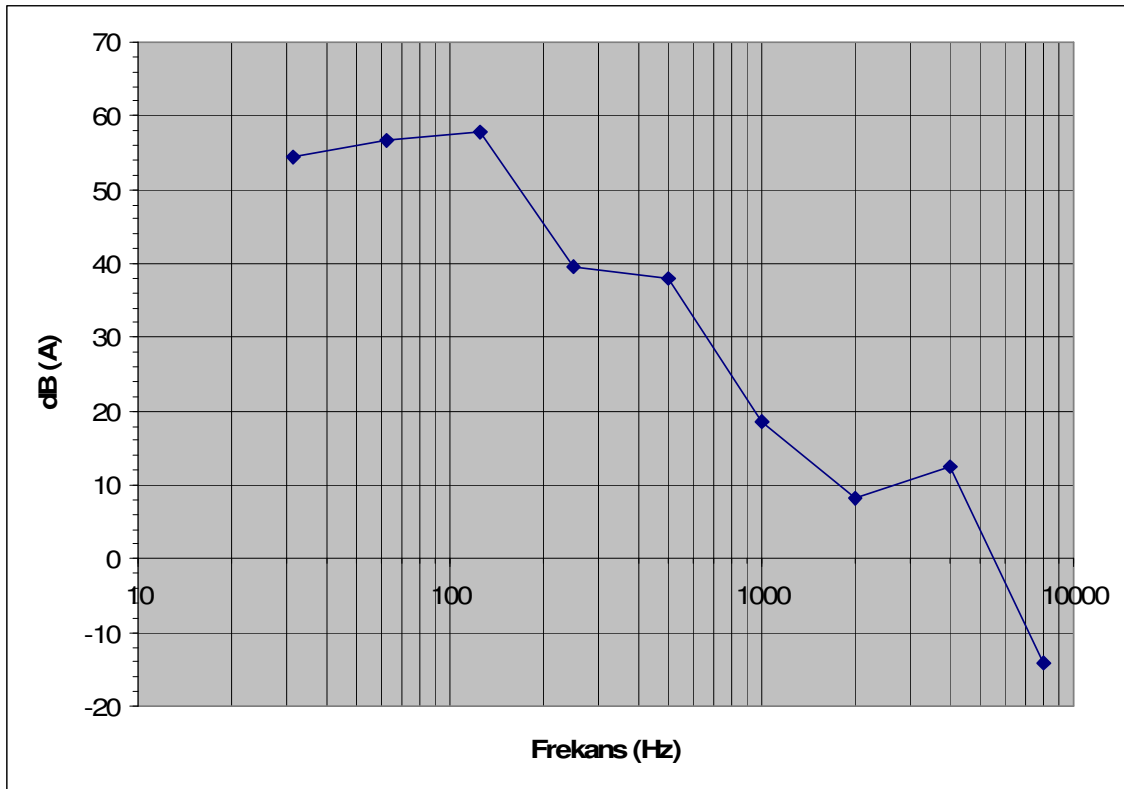
Teknede 78 adet kompartıman bulunmaktadır. Bu kompartımanlar; yaşam, çalışma, navigasyon ve bazı boş alanlardan oluşmaktadır. Çizelge 2.2’ de bu alanlarda sağlanması gereken ISO tarafından belirlenen titreşim limitleri, Çizelge 2.3’ te IMO tarafından belirlenen gürültü düzeyi limitleri gösterilmiştir. Bu limit değerleri denizciler için güvenli çalışma koşulları üretmeyi, dinlenme, eğlence ve diğer alanlarda yüksek gürültü ve titreşime maruz kalmayı engellemeyi, titreşim kaynaklı yapısal hasarları önlemeyi amaçlar.

Bu çalışmada sadece köprü üstü mahalinden alınan titreşim ve gürültü değerleri ile ilgilenilecektir. Ana makinelerin ve bunlara ait dişli kutularının gürültü ve titreşim değerlerinin programa tanıtılmasından sonra çözüm yaptırılarak sonuçlar alınır.

Köprü üstü mahali akustik hacminde hesaplanan gürültü düzeyleri Çizelge 3.6 ve Şekil 3.22’ de gösterilmiştir.

Çizelge 3.6 Ana makinelerden kaynaklı köprü üstü gürültü düzeyleri

1/1 oktav bandı merkez frekansları (Hz)	Gürültü düzeyleri (L_{pi}) dB(A) ref. $20 \cdot 10^{-6}$ Pa
31,5	54,419
63	56,646
125	57,85
250	39,552
500	37,945
1000	18,531
2000	8,12
4000	12,593
8000	-14,075



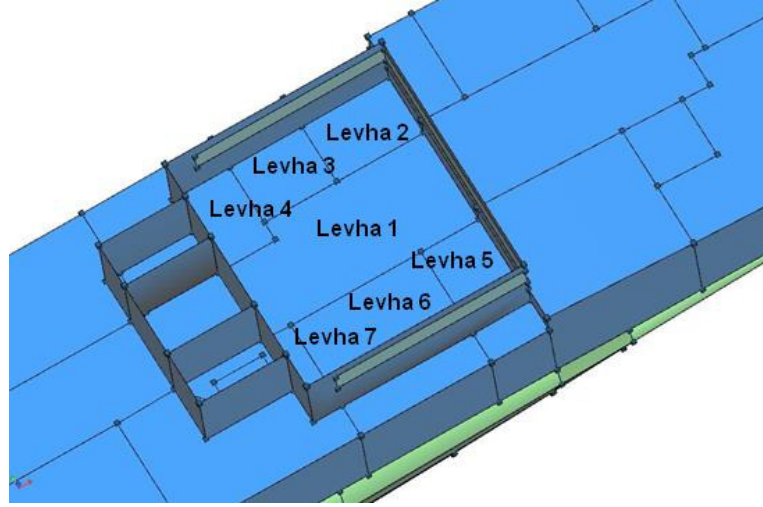
Şekil 3.22 Ana makinelerden kaynaklı köprü üstü gürültü düzeyleri

Her bir frekans bandında elde edilen gürültü düzeyleri denklem (3.1) yardımı ile toplanırsa toplam gürültü düzeyi 61,4 dB(A) bulunur.

$$L_{pt} = 10 \log \left(\sum_{i=1}^n 10^{L_{pi}/10} \right) \quad (3.1)$$

Programda, her bir levha alt sistemi için titreşim hızlarının frekans bantlarındaki değerleri

elde edilir. Bu değerlerin karelerinin toplamının karekökü (rms) alınarak her bir levha alt sistemi için titreşim hızı elde edilir. Şekil 3.23’ te köprü üstü levha alt sistemleri gösterilmektedir.



Şekil 3.23 Köprüüstü levha alt sistemleri

Örnek olarak, 1. levha alt sisteminin her bir frekans bandındaki titreşim hızları Çizelge 3.7’ de gösterilmiştir.

Çizelge 3.7 Ana makinelerden kaynaklı levha 1 titreşim hızları

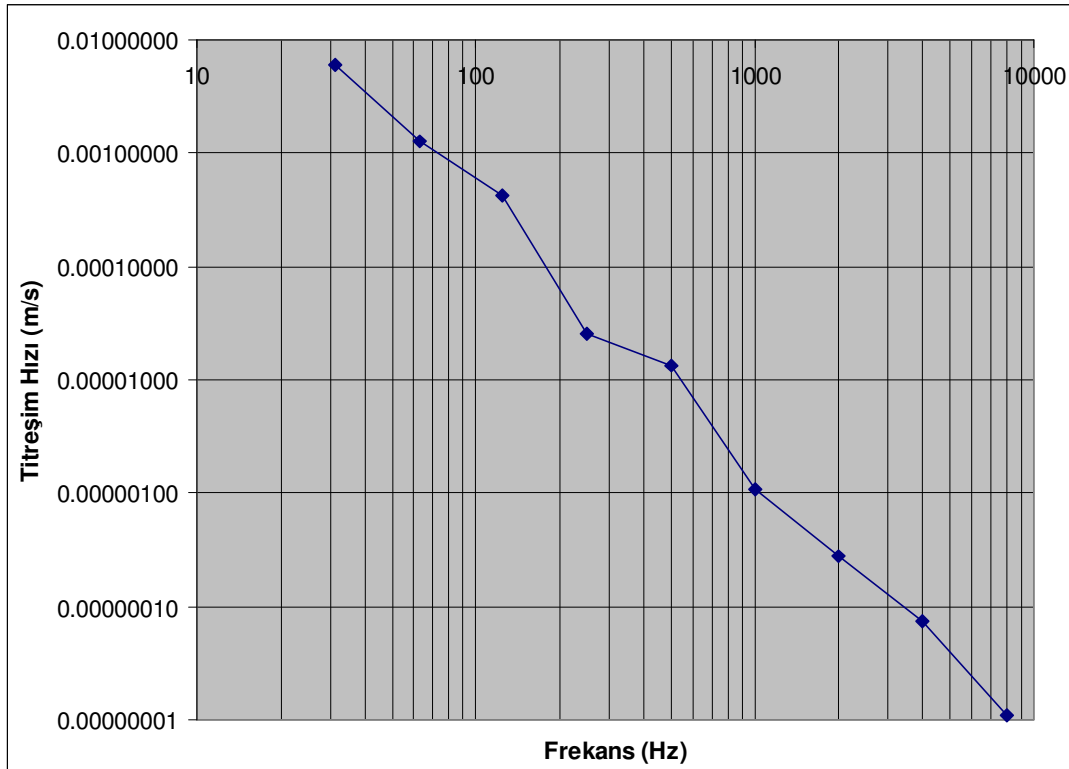
1/1 Oktav Bandı Merkez Frekansları (Hz)	Titreşim Hızı (m/s)
31,5	0,00598
63	0,00125
125	0,000424
250	0,0000253
500	0,0000133
1000	0,00000107
2000	0,000000274
4000	0,000000074
8000	0,0000000111

Çizelge 3.7’ deki titreşim hızlarının rms değeri 0,0061 m/s’ dir. Her bir levha alt sisteminin titreşim hızı rms değeri levha alanları ile oranlanarak köprü üstü zeminin rms titreşim hızı Çizelge 3.8’ de gösterildiği gibi elde edilir.

Çizelge 3.8 Ana makinelerden kaynaklı köprü üstü zemini rms titreşim hızı

	Levha 1	Levha 2	Levha 3	Levha 4	Levha 5	Levha 6	Levha 7	Toplam
rms titreşim hızı (m/s)	0,0061	0,0051	0,0066	0,0079	0,0048	0,0058	0,0072	
alan (m ²)	14,94	3,991	3,326	3,521	3,966	8,897	1,98	40,62
rms titreşim hızı x alan	0,092	0,02	0,022	0,028	0,019	0,052	0,014	0,247
Köprü üstü rms titreşim hızı (m/s)								0,0061

Çizelge 3.8’ den görüldüğü üzere köprü üstü zemini rms titreşim hızı 0,0061 m/s’ dir. Bulunan bu değer köprü üstü zemininin tam ortasında yer alan levha 1’ in rms titreşim hızı değeri ile aynıdır. Buradan görüldüğü üzere levha 1 tüm zeminin titreşim özelliğini titreşim hızı bakımından hemen hemen yansıtmaktadır. Şekil 3.24’ te levha 1’ in 31,5 Hz – 8000 Hz frekans aralığındaki titreşim hızı değişimi gösterilmektedir.



Şekil 3.24 Ana makinelerden kaynaklı levha 1 titreşim hızı değişimi

3.6.2 Analiz 2

Ana makinelerden kaynaklı köprü üstü gürültü ve titreşim değerlerinin hesaplanmasından sonra geminin baş tarafında bulunan 3 adet HVAC kompresörü ve yardımcı makina programa ilave gürültü ve titreşim kaynağı olarak tanımlanarak sonuçlar elde edilir.

Çizelge 3.9’ da baş yardımcı makinanın, Çizelge 3.10’ da HVAC kompresörlerinin üretici firmaları ve teknik özellikleri verilmektedir.

Çizelge 3.9 Baş yardımcı makina özellikleri

Model	AB Volvo Penta D12MG HE
Güç (kW)	310
Maksimum devir (rpm)	1500
Silindir Sayısı	6

Çizelge 3.10 HVAC kompresörleri özellikleri

Model	Airovision 39HQ 04.04
Güç (kW)	0,40
Maksimum devir (rpm)	2710

Çizelge 3.11 ve 3.12’ de baş yardımcı makina ve HVAC kompresörlerinin titreşim ve gürültü düzeyleri verilmektedir.

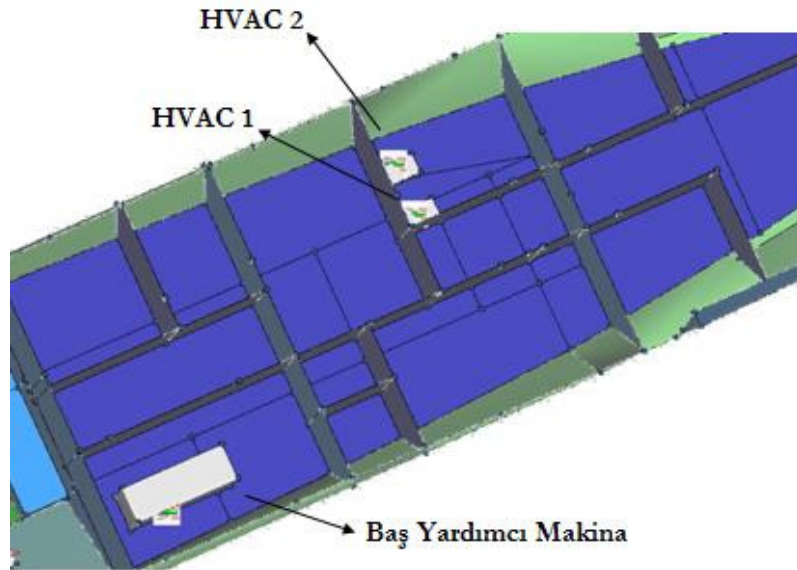
Çizelge 3.11 Baş yardımcı makina gürültü ve titreşim düzeyleri

1/1 oktav gürültü seviyeleri dB(A) ref. $20 \cdot 10^{-6}$ Pa		1/1 oktav titreşim seviyeleri dB ref. $9,81 \cdot 10^{-6}$ m/s ²	
31.5 Hz	109	31.5 Hz	95
63 Hz	90	63 Hz	114
125 Hz	100	125 Hz	115
250 Hz	101	250 Hz	109
500 Hz	101	500 Hz	119
1000 Hz	103	1000 Hz	118
2000 Hz	102	2000 Hz	119
4000 Hz	97	4000 Hz	120
8000 Hz	93	8000 Hz	117

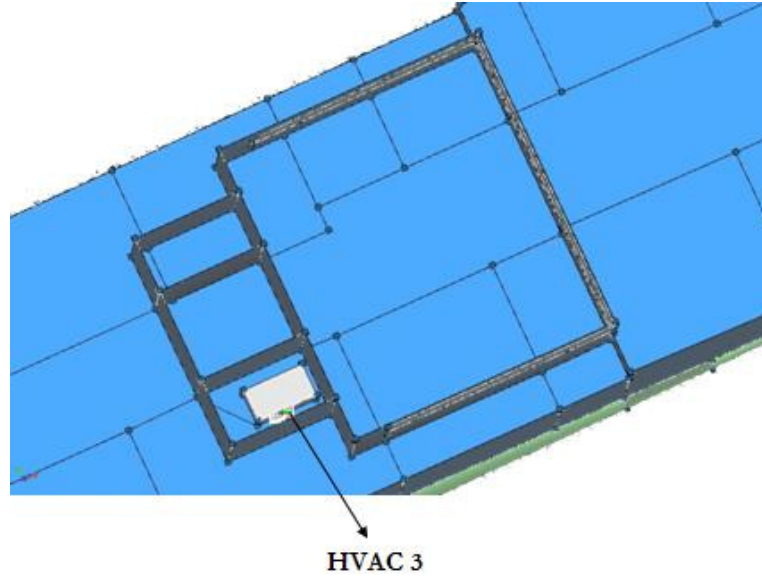
Çizelge 3.12 HVAC kompresörleri gürültü ve titreşim düzeyleri

1/1 oktav gürültü seviyeleri dB(A) ref. $20 \cdot 10^{-6}$ Pa		1/1 oktav titreşim seviyeleri dB ref. $9,81 \cdot 10^{-6}$ m/s ²	
31.5 Hz	75	31.5 Hz	90
63 Hz	75	63 Hz	90
125 Hz	84	100 Hz	90
250 Hz	85	250 Hz	90
500 Hz	88	500 Hz	90
1000 Hz	80	1000 Hz	90
2000 Hz	75	2000 Hz	90
4000 Hz	72	4000 Hz	90
8000 Hz	69	8000 Hz	90

Şekil 3.25 ve 3.26' da VAOne programında modellenen baş yardımcı makina ve HVAC kompresörleri gösterilmektedir.



Şekil 3.25 Baş yardımcı makina ve HVAC kompresörleri



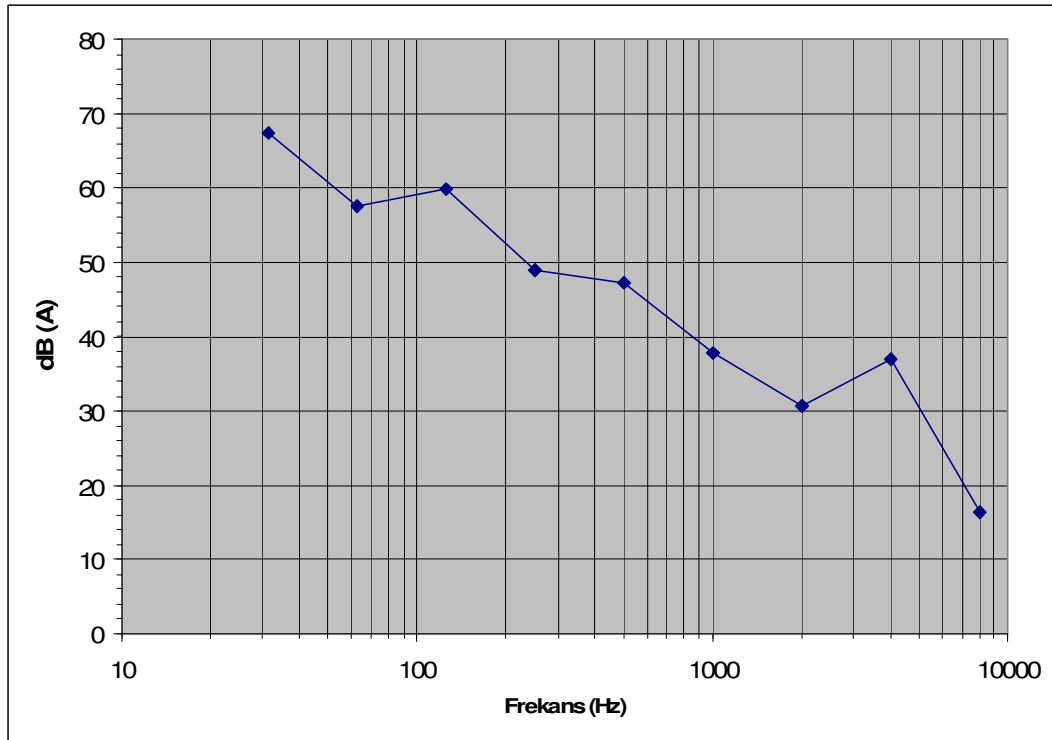
Şekil 3.26 HVAC kompresörü

3.6.2.1 Sonuçlar

İlave gürültü ve titreşim kaynaklarının da girilmesiyle köprü üstü mahalinde hesaplanan gürültü düzeyleri Çizelge 3.13 ve Şekil 3.27’ de gösterilmiştir.

Çizelge 3.13 Tüm makina ve sistemlerden kaynaklanan köprü üstü gürültü düzeyleri

1/1 Oktav Bandı Merkez Frekansları (Hz)	Gürültü Düzeyleri dB(A) ref. $20 \cdot 10^{-6}$ Pa
31,5	67,313
63	57,536
125	59,763
250	48,876
500	47,196
1000	37,898
2000	30,591
4000	37,038
8000	16,369



Şekil 3.27 Tüm makina ve sistemlerden kaynaklanan köprü üstü gürültü düzeyleri

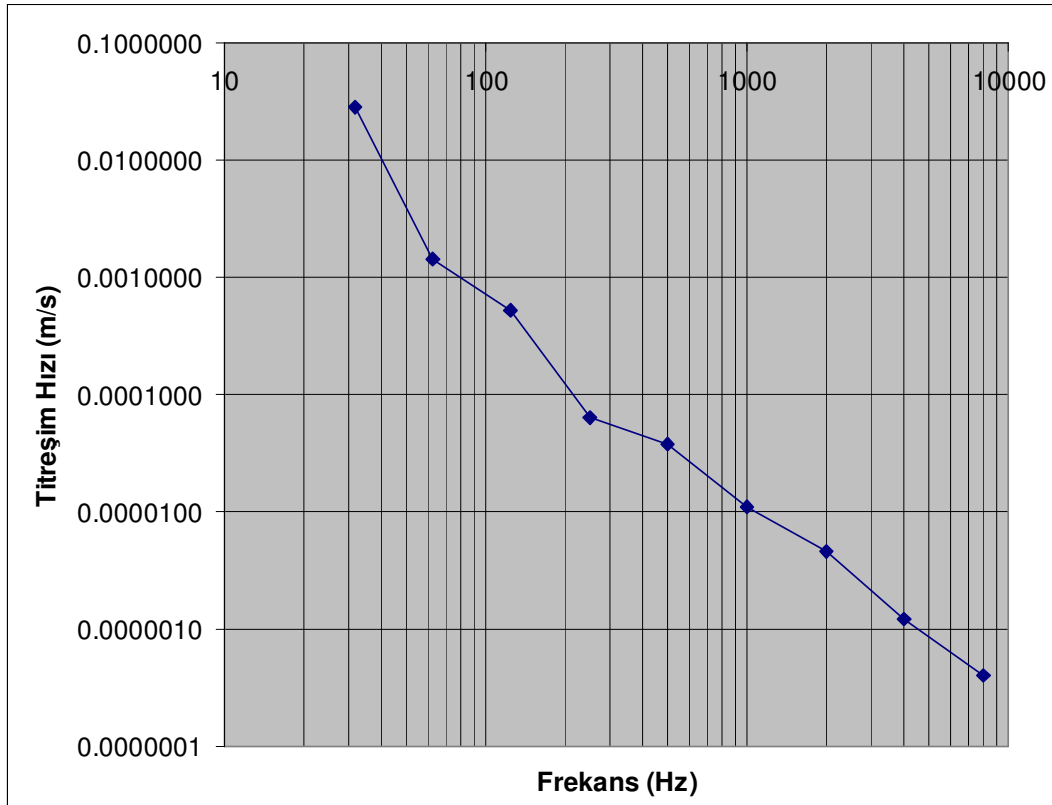
Köprü üstü mahali toplam gürültü düzeyi 68,5 dB (A)' dir.

Köprü üstü zeminin rms titreşim hızı ise Çizelge 3.14' te gösterildiği gibi 0,03 m/s bulunur.

Çizelge 3.14 Tüm makina ve sistemlerden kaynaklanan köprü üstü zemini rms titreşim hızı

	Levha 1	Levha 2	Levha 3	Levha 4	Levha 5	Levha 6	Levha 7	Toplam
rms titreşim hızı (m/s)	0,0285	0,0184	0,0189	0,0189	0,0383	0,0413	0,0364	
alan (m ²)	14,94	3,991	3,326	3,521	3,966	8,897	1,98	40,62
rms titreşim hızı x alan	0,425	0,073	0,063	0,067	0,152	0,368	0,072	1,2198
Köprü üstü rms titreşim hızı (m/s)	0,03							

Şekil 3.28' de levha 1' in titreşim hızı değişimi gösterilmektedir.



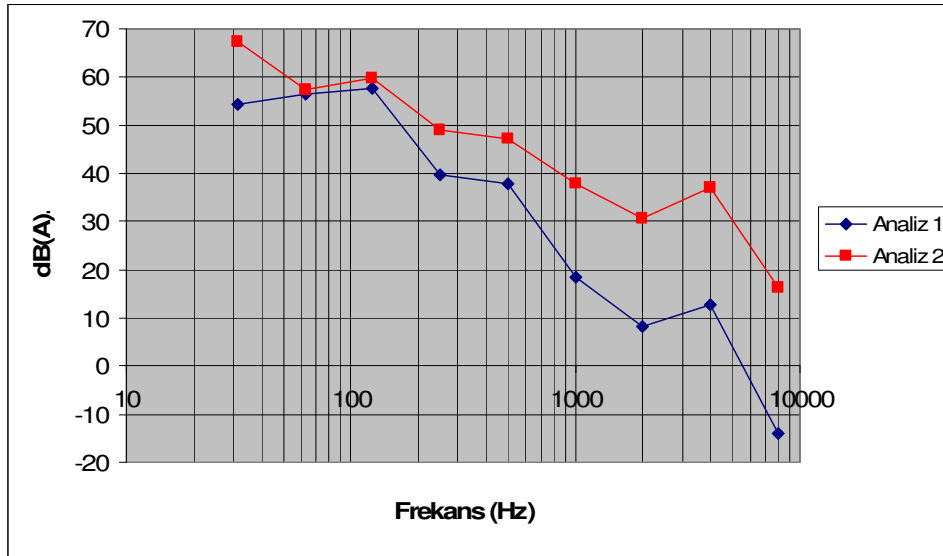
Şekil 3.28 Tüm makina ve sistemlerden kaynaklanan levha 1 titreşim hızı değişimi

3.7 Analiz 1 ve Analiz 2' nin Sonuçlarının Karşılaştırılması

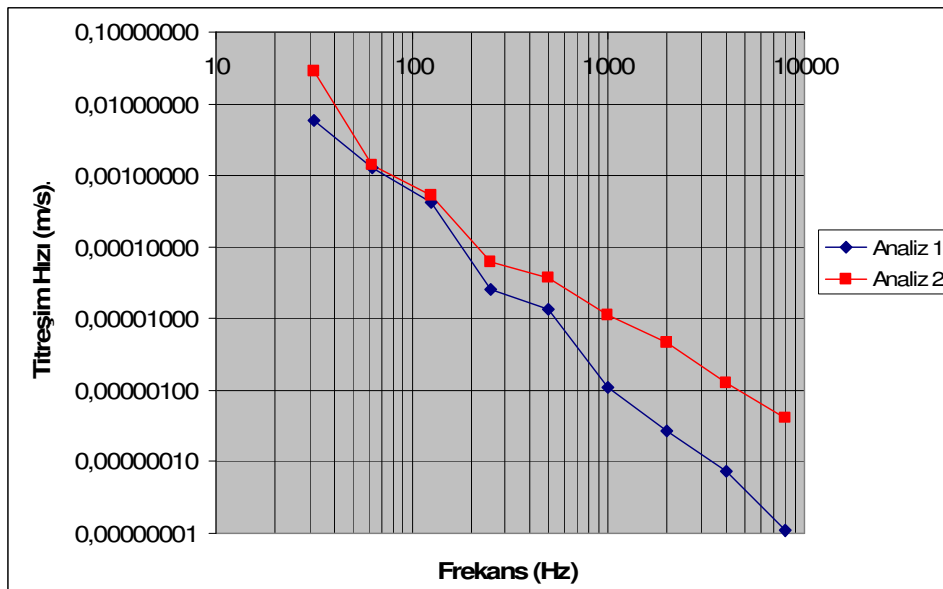
Analiz 1 ve analiz 2' nin sonucunda geminin köprü üstü mahalinde elde edilen gürültü ve titreşim değerleri tablo halinde Çizelge 3.15' te gösterilmektedir. Şekil 3.29 ve 3.30' da ise iki durum için frekans değerlerindeki değişim gösterilmektedir. Görüleceği üzere analiz 2' de ilave kaynakların eklenmesiyle köprü üstü gürültü ve titreşim düzeylerinde önemli artışlar meydana gelmiştir.

Çizelge 3.15 Analiz 1 ve analiz 2 köprü üstü gürültü ve titreşim değerleri

Uyarım Tipleri	Köprüüstü Gürültü Düzeyleri dB(A)	Köprüüstü rms Titreşim Hızları (m/s)
Analiz 1	61,4	0,0061
Analiz 2	68,5	0,03



Şekil 3.29 Analiz 1 ve analiz 2 köprü üstü gürültü düzeyleri



Şekil 3.30 Analiz 1 ve analiz 2 köprü üstü titreşim hızları

Bölüm 2.3.2' de belirtilen gemilerde gürültü seviyeleri ile ilgili kod' a göre köprü üstü mahalinde sağlanması gereken gürültü düzeyi 65 dB' dir. Analiz 2' de bu gürültü düzeyinin sağlanması gereken limitin üzerine çıktığı görülmektedir. Ayrıca aynı bölümde yer alan yolcu ve ticari gemilerdeki konfor yönünden titreşimlerin ölçümü, raporlanması ve değerlendirilmesine ilişkin ISO 6954: 2000 standardına göre B sınıfı alanlarda tavsiye edilen titreşim hızı limiti 3 ila 6 mm/s arasındadır. Analiz 1' de bu limit değerinin çok az aşıldığı, analiz 2' de ise limit değerinin oldukça üzerine çıkıldığı görülmektedir.

3.8 Yalıtım

Gürültü ve titreşim değerlerinin azaltılması amacıyla getirilen çeşitli çözüm önerilerine gürültü ve titreşim kontrol yöntemleri denir. Gemilerde uygulanabilecek çeşitli kontrol yöntemleri şu şekilde olabilir:

- 1- Çeşitli yalıtım malzemeleri ile kompartımanların izolasyonu yapılabilir.
- 2- Bazı kompartımanlar gürültü ve titreşim kaynaklarından uzaklaştırılabilir.
- 3- Bazı alanlar boş hacim olarak kullanılabilir. Örneğin; yaşam mahalleri ile makina dairesi arasında boş kısımlar oluşturulabilir. Ayrıca, buralar çamaşırhane ya da depo olarak değerlendirilebilir.
- 4- Emme ve egzoz sistemlerine susturucu takılabilir.
- 5- Havalandırma boruları izole edilebilir.
- 6- Makineler izolasyon parçaları ile kaplanabilir.
- 7- Makina parçalarının, teçhizatlarının bakımı düzenli olarak yapılabilir.
- 8- Makina ayakları ile bağlantılı yüzeyler arasına titreşim izolatörleri (elastik bağlantılar) yerleştirilebilir.

Gürültü ve titreşim kontrolünde kullanılan yalıtım malzemeleri çeşitleri şu şekilde gruplandırılabilir:

- 1- Gözenekli geçirgen emiciler
- 2- Titreşimli levhalar
- 3- Plaklar
- 4- Helmholtz rezonatörleri

Gözenekli geçirgen emiciler genellikle orta ve yüksek frekanslarda geniş bantlı bir ses emilmesi sağlarlar. Akustik verimlilikleri kalınlıklarının artmasıyla ve arkalarında hava boşluğu oluşturulmasıyla özellikle düşük frekanslarda artış gösterir. Bu malzemelerin ses emme yeteneği, maddenin içinden hava partiküllerinin geçişi sırasında ses enerjisinin ısıya dönüşmesi ile oluşur. Değişik tipte selüloz, mineral lif elemanları, cam yünü, taş yünü, ahşap lifi, kıl keçe, halılar ve kumaşlar, değişik elyaf tipleri bu gruba girerler.

Gözenekli geçirgen emiciler içinde sayılan taş yünü gemi inşa sektöründe oldukça yoğun biçimde kullanılmaktadır. Taş yünü bazalt, diabaz, gabro gibi elyaflanmaya uygun volkanik taşların 1400-1500°C sıcaklıklarda ergitilerek özel prosesler ile elyaflanmasından elde edilir.

İnorganik bir madde olan taş yünü, ince elyafların bir araya gelmesinden oluşur. Organik bir bağlayıcı ile birbirine tutturulur, ayrıca tozlanmayı engellemek ve esnekliği arttırmak için yağ ilave edilir. Taş yünü yapıların ısı, ses ve yangın yalıtımı amacıyla kullanılır. Taş yünü diğer bir özelliği de makinelerde ortaya çıkan titreşimleri, yüksek esnekliği sayesinde yutabilmesidir. Ayrıca, gemi inşaatında kullanılacak malzemelerin seçimi yapılırken, bu malzemelerin yanıp yanmadığı veya yangına ne kadar süre direnç gösterdiği dikkate alınmalıdır. Taş yünü yangına karşı korunma amacıyla da kullanılmaktadır.

Ses bir ortamda yayılırken, bir engelle karşılaştığında, bir bölümü karşılaştığı engelden yansır, bir bölümü engel tarafından yutulur, kalanı da engelin diğer tarafına geçer. İşte kullanılan yalıtım malzemeleri cinslerine göre sesin bu davranış biçimlerini etkiler.

Kim vd. (2000), İEA yönteminin optimum ses yalıtımı dizaynında kullanılabileceğini belirtmiştir. Bölüm 3.8.1’ de İEA yöntemine göre gürültü ve titreşim analizi gerçekleştirilen teknenin yalıtımı yapılacaktır.

3.8.1 Geminin Yalıtımının Yapılması

Bölüm 3.7’ den görüldüğü üzere 2. analiz aşamasında köprü üstü mahalinde bazı standartlara göre sağlanması gereken gürültü ve titreşim değerlerinin üzerine çıkmıştır. Bu yüzden tüm makina ve iklimlendirme sistemlerinin uyarım kaynağı olarak girildiği bu analiz aşamasında uyarım kaynaklarının yer aldığı kompartımanların bölme duvarlarına ve tavanlarına yalıtım yapılmıştır. Yalıtım malzemesi olarak gözenekli geçirgen emici olan taş yünü kullanılmıştır. Ancak, kullanılan taş yünleri bölme duvarlarında ve tavanlarda farklı teknik özelliklere sahiptir. Bu yerlere uygulanacak olan taş yünleri Ensar Gemi kataloglarından seçilmiştir.

Bölme duvarlarında Ensar Gemi B - 15 tipi panel kullanılmıştır. (EK 1) Kullanılan taş yünü teknik özellikleri Çizelge 3.16’ da gösterilmektedir.

Çizelge 3.16 Bölme duvarlarında kullanılan taş yünü teknik özellikleri

Kalınlık	50 mm
Yoğunluk (ρ)	130 kg/m ³
Akım Direnci (H)	19530 Ns/m ⁴

Çizelge 3.16’ da belirtilen akım direnci (H), ses emicinin yüzeyine gelen ses enerjisinin davranışını belirler. Akım direncinin çok büyük olması ses emicinin yüzeyine gelen ses enerjisinin emicinin içine giremeden yansıtıldığı anlamını taşır. Akım direncinin çok düşük

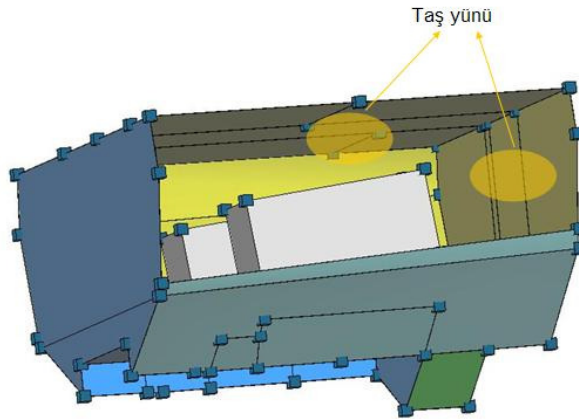
bir değerde olması ise ses enerjisinin emicinin içine girerek orada kalmadan geçtiği anlamını taşır.

Tavanlarda Ensar Gemi B - 0 tipi panel kullanılmıştır. (EK 2) Kullanılan taş yününün teknik özellikleri Çizelge 3.17’ de gösterilmektedir.

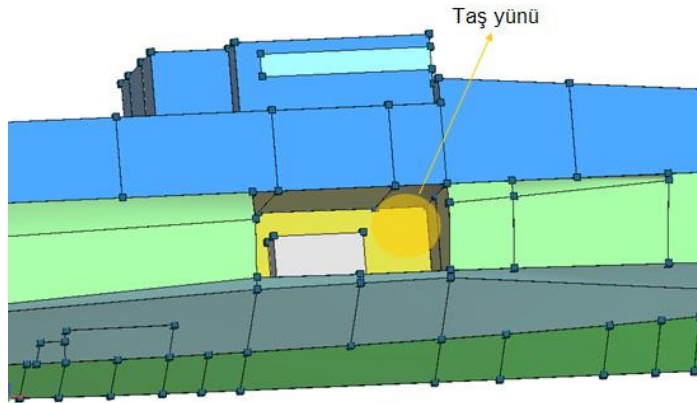
Çizelge 3.17 Tavanlarda kullanılan taş yünü teknik özellikleri

Kalınlık	30 mm
Yoğunluk (ρ)	110 kg/m ³
Akım Direnci (H)	36650 Ns/m ⁴

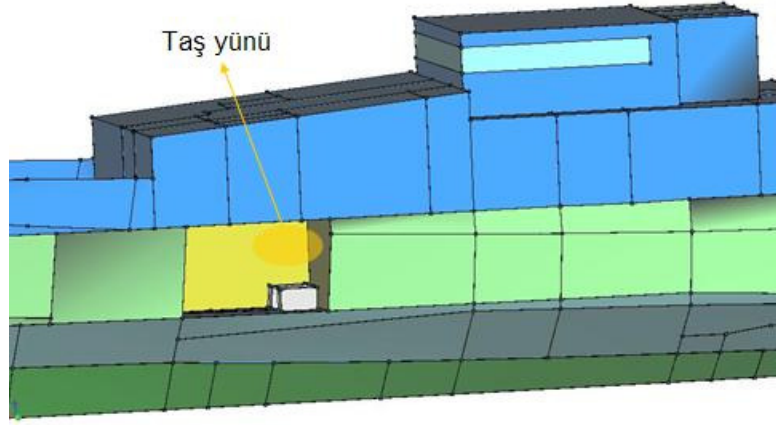
Yukarıda teknik özellikleri belirtilen yalıtım malzemeleri makina, yardımcı makina dairesi ve iklimlendirme sistemlerinin (HVAC kompresörleri) bulunduğu mahallerin bölme duvarlarına ve tavanlarına Şekil 3.31, 3.32, 3.33 ve 3 34’ te gösterildiği gibi uygulanır.



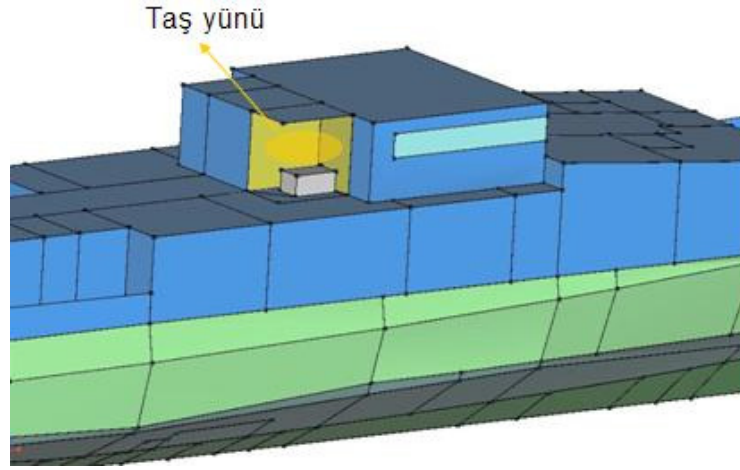
Şekil 3.31 Makina dairesi yalıtımı



Şekil 3.32 Baş yardımcı makina dairesi yalıtımı



Şekil 3.33 2 adet HVAC kompresörünün bulunduğu mahalin yalıtımı



Şekil 3.34 1 adet HVAC kompresörünün bulunduğu mahalin yalıtımı

VAOne programında levha alt sistemlerine uygulanan yalıtım malzemeleri:

- 1- Levha alt sistemleri ile akustik hacim alt sistemleri arasındaki enerji akışına,
- 2- Panelin kütlesine ve rijitliğine etki eder.

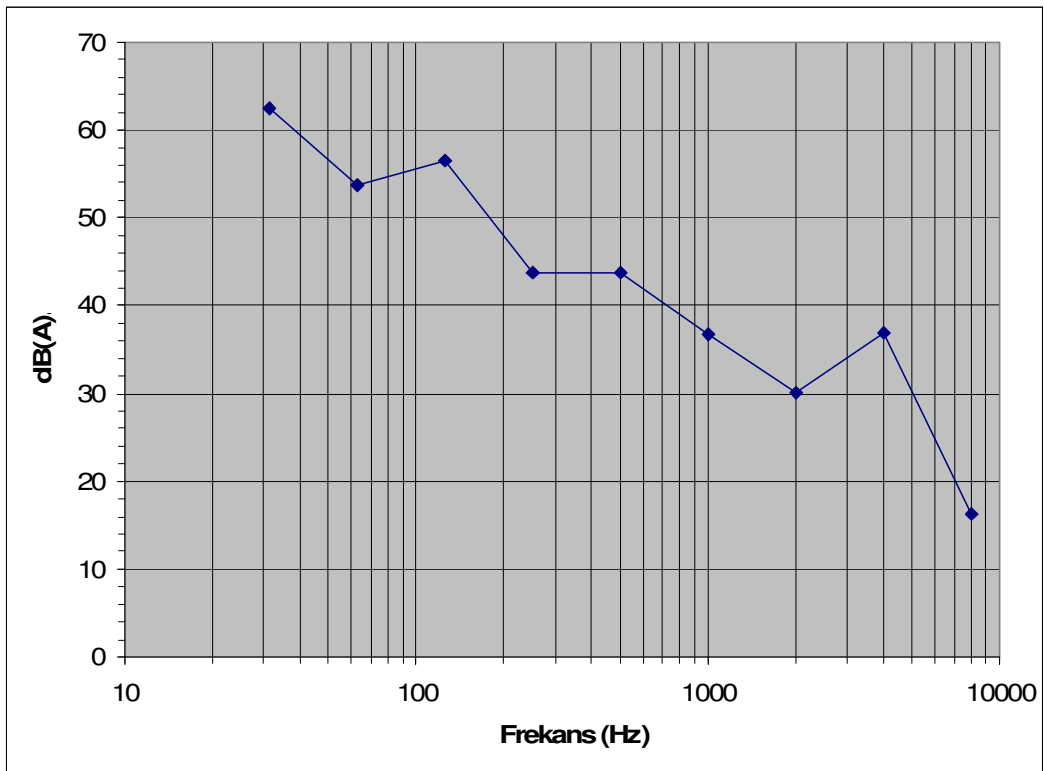
3.8.1.1 Sonuçlar

Tüm makina ve iklimlendirme sistemlerinin yer aldığı kompartımanların yalıtımının yapılması ile VAOne programına çözüm yaptırılarak sonuçlar alınır.

Köprü üstü mahali her bir frekans bandındaki gürültü düzeyleri Çizelge 3.18 ve Şekil 3.35’ te gösterilmiştir.

Çizelge 3.18 Yalıtımlı köprü üstü gürültü düzeyleri

1/1 Oktav Bandı Merkez Frekansları (Hz)	Gürültü Düzeyleri dB(A) ref. $20 \cdot 10^{-6}$ Pa
31,5	62,56
63	53,648
125	56,466
250	43,793
500	43,809
1000	36,749
2000	30,014
4000	36,953
8000	16,302



Şekil 3.35 Yalıtımlı köprü üstü gürültü düzeyleri

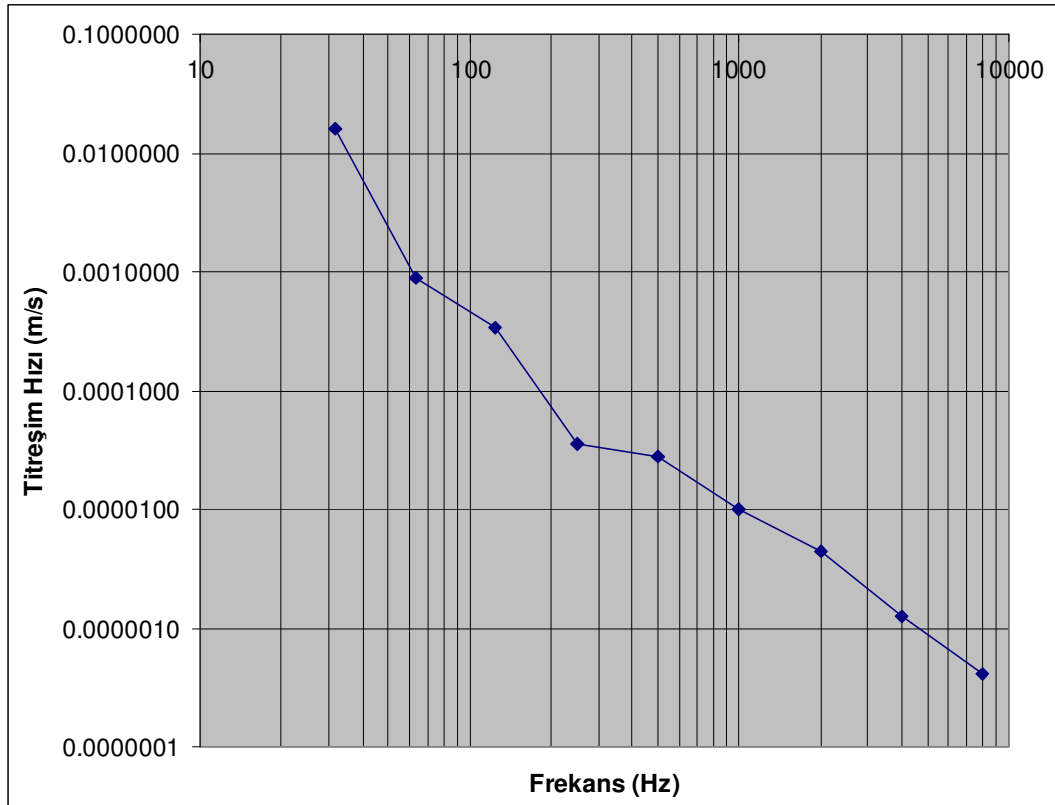
Köprü üstü mahali toplam gürültü düzeyi 64 dB (A)' dir.

Köprü üstü zemini rms titreşim hızı ise Çizelge 3.19' da gösterildiği gibi 0,017 m/s bulunur.

Çizelge 3.19 Yalıtımlı köprü üstü zemini rms titreşim hızı

	Levha 1	Levha 2	Levha 3	Levha 4	Levha 5	Levha 6	Levha 7	Toplam
rms titreşim hızı (m/s)	0,0161	0,0104	0,0104	0,0102	0,0227	0,0248	0,0211	
alan (m ²)	14,94	3,521	3,326	3,991	3,966	8,897	1,98	40,62
rms titreşim hızı x alan	0,2399	0,0365	0,0347	0,0406	0,09002	0,221	0,0417	0,704
Köprü üstü rms titreşim hızı (m/s)								0,017

Şekil 3.36' da köprü üstü zemininde yer alan levha 1' in titreşim hızı değişimi gösterilmektedir.



Şekil 3.36 Yalıtımlı köprü üstü titreşim hızları

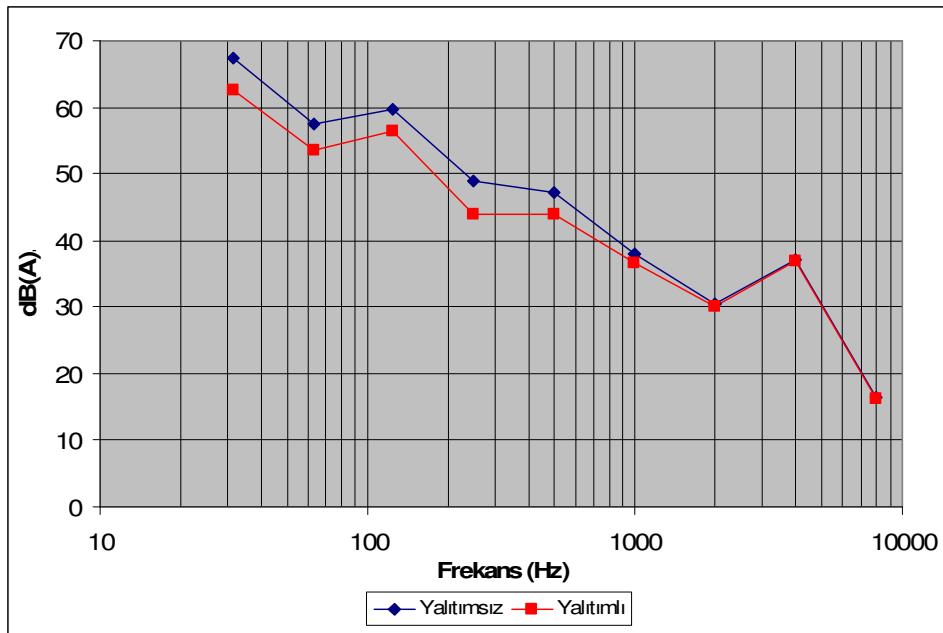
3.8.1.2 Yalıtımsız ve Yalıtımlı Sonuçların Karşılaştırılması

2. analiz aşamasındaki tüm makina ve sistemlerden kaynaklı köprü üstünde meydana gelen gürültü ve titreşim değerlerinin azaltılması amacıyla yapılan yalıtım uygulamalarının bu değerlerde oldukça azalım sağladığı Çizelge 3.20' de görülmektedir.

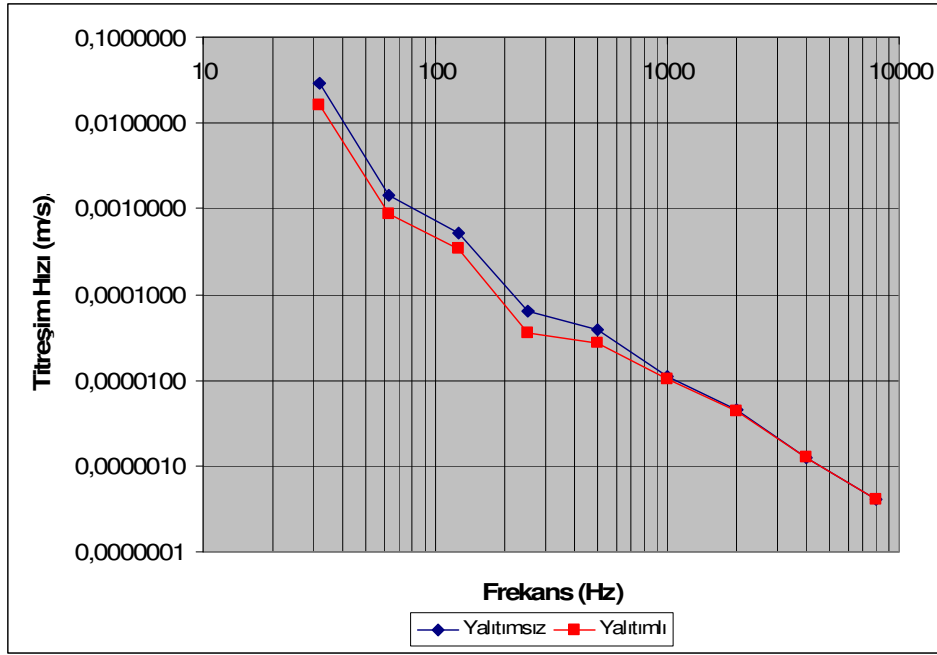
Çizelge 3.20 Yalıtımlı ve yalıtımsız köprü üstü gürültü ve titreşim değerleri

Uyarım Tipi (Analiz 2)	Köprüüstü Gürültü Düzeyleri dB(A)	Köprüüstü rms Titreşim Hızları (m/s)
Yalıtımsız	68,5	0,03
Yalıtımlı	64	0,017

Şekil 3.37' de gürültü düzeylerindeki, Şekil 3.38' de ise titreşim hızlarındaki değişim yalıtımlı ve yalıtımsız durumlar için gösterilmiştir.



Şekil 3.37 Yalıtımlı ve yalıtımsız köprü üstü gürültü düzeyleri



Şekil 3.38 Yalıtımlı ve yalıtımsız köprü üstü titreşim hızları

Yapılan yalıtım sonucunda köprü üstü mahalindeki gürültü düzeyi 64 dB(A), titreşim hızı ise 0,017 m/s olarak hesap edilmiştir. Gemilerde gürültü seviyeleri ile ilgili kod' a göre köprü üstü mahalinde sağlanması gereken gürültü düzeyinin altına inilmiştir. Ancak, ISO 6954: 2000 standardında belirtilen B sınıfı alanlarda tavsiye edilen titreşim hızı limitinin yine üzerinde kaldığı ilgili standardın sağlanamadığı görülmektedir.

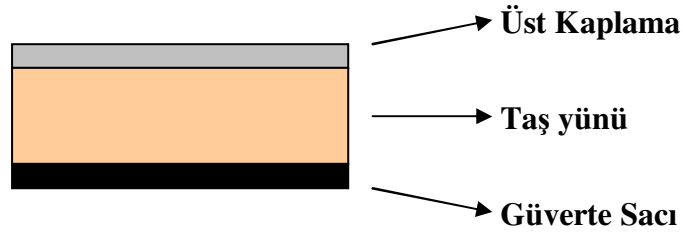
3.8.2 Yüzer Zemin Uygulaması

Yapılan yalıtım sonucunda köprü üstü mahalindeki gürültü düzeyinin istenilen değere düştüğü görülmüştür. Aynı mahaldeki titreşim hızında ise azalım görülmesine rağmen standartlarda belirtilen değer yine üzerinde olduğu görülmektedir. Titreşim hızını istenilen seviyeye getirmek için yapılan yalıtıma ilaveten köprü üstüne yüzer zemin uygulaması yapılacaktır.

Gemilerde yüzer zeminler gemi kabinlerinde meydana gelen titreşimin azaltılması amacı ile kullanılmaktadır. Yüzer zemin, güverte sacının üzerine serilen mineral yün ve üst kaplamadan oluşur. Yüzer zemin, gemi kabinlerinde gürültü ve titreşim azalımı sağlayan en etkili yöntemlerden biridir. Bazı durumlarda, örneğin kabinlerin aşırı gürültülü bölmelerin (makina veya yardımcı makina odaları gibi) üzerine yerleştirildiği durumlarda yüzer zemin kabini gürültü ve titreşimden koruyan tek seçenek olabilir. (Cha ve Chun, 2008) Yüzer zeminin temel amacı zemin ile üst kaplama arasına konulan titreşim emici malzemelerle (kauçuk veya mineral yün) titreşim yalıtımı yapmaktır. Gemilerde ve binalarda yüzer zeminin prensibi aynı

olmasına rağmen, gemilerde kullanılan titreşim emici malzemeler yangına karşı çok dayanıklı olmalıdır. Genellikle binalarda kullanılan malzemelerde buna ihtiyaç duyulmaz. Gemilerde en yaygın kullanılan yüzer zemin malzemesi yüksek yoğunluklu ve kalınlıklı mineral yündür. Cha ve Chun (2008) gemi kabinlerinde yüzer zemin kullanarak titreşimde meydana gelen azalimleri incelemiş ve gemilerde kullanılan değişik yüzer zemin yapılarının performansını çalışmışlardır.

Şekil 3.39' da köprü üstüne uygulanan yüzer zeminin katmanları gösterilmektedir.



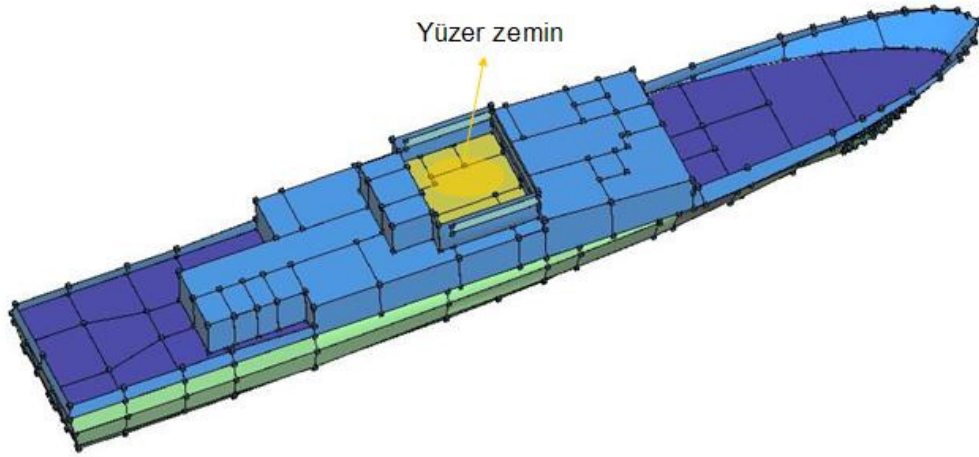
Şekil 3.39 Yüzer zemin

Yüzer zemin olarak Ensar Gemi A - 60 tipi panel kullanılmıştır. (EK 3) Kullanılan panelin teknik özellikleri Çizelge 3.21' de gösterilmektedir.

Çizelge 3.21 Yüzer zeminin teknik özellikleri

Üst Kaplama Malzemesi	Çelik
Üst Kaplama Kalınlığı	2 mm
Yalıtım Malzemesi	Taş Yünü
Yalıtım Malzemesi Kalınlığı	60 mm
Yalıtım Malzemesi Yoğunluğu (ρ)	200 kg/m ³
Yalıtım Malzemesi Akım Direnci (H)	92140 Ns/m ⁴

Şekil 3.40' ta gösterildiği gibi köprü üstü zemininin tamamına yüzer zemin kaplanmıştır.



Şekil 3.40 Köprü üstü yüzer zemin uygulaması

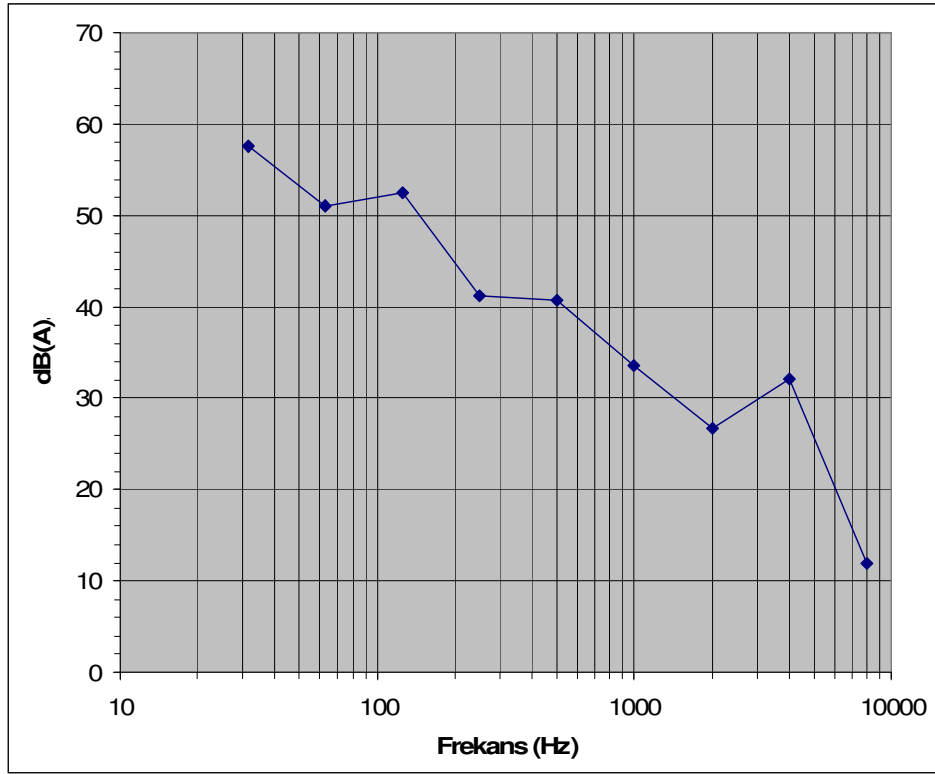
3.8.2.1 Sonuçlar

Tüm makina ve sistemlerinin bulunduğu kompartımanlara yapılan yalıtıma ilaveten köprü üstü zeminine yüzer zemin kaplaması yapılarak VAOne programından sonuçlar alınmıştır.

Alınan sonuçlardan köprü üstü mahalindeki her bir frekans bandında meydana gelen gürültü düzeyleri Çizelge 3.22’ de ve Şekil 3.41’ de gösterilmiştir.

Çizelge 3.22 Yalıtımlı ve yüzer zemin uygulamalı köprü üstü gürültü düzeyleri

1/1 Oktav Bandı Merkez Frekansları (Hz)	Gürültü Düzeyleri dB(A) ref. $20 \cdot 10^{-6}$ Pa
31,5	57,551
63	51,076
125	52,46
250	41,154
500	40,758
1000	33,626
2000	26,747
4000	32,168
8000	11,90



Şekil 3.41 Yalıtımlı ve yüzer zemin uygulamalı köprü üstü gürültü düzeyleri

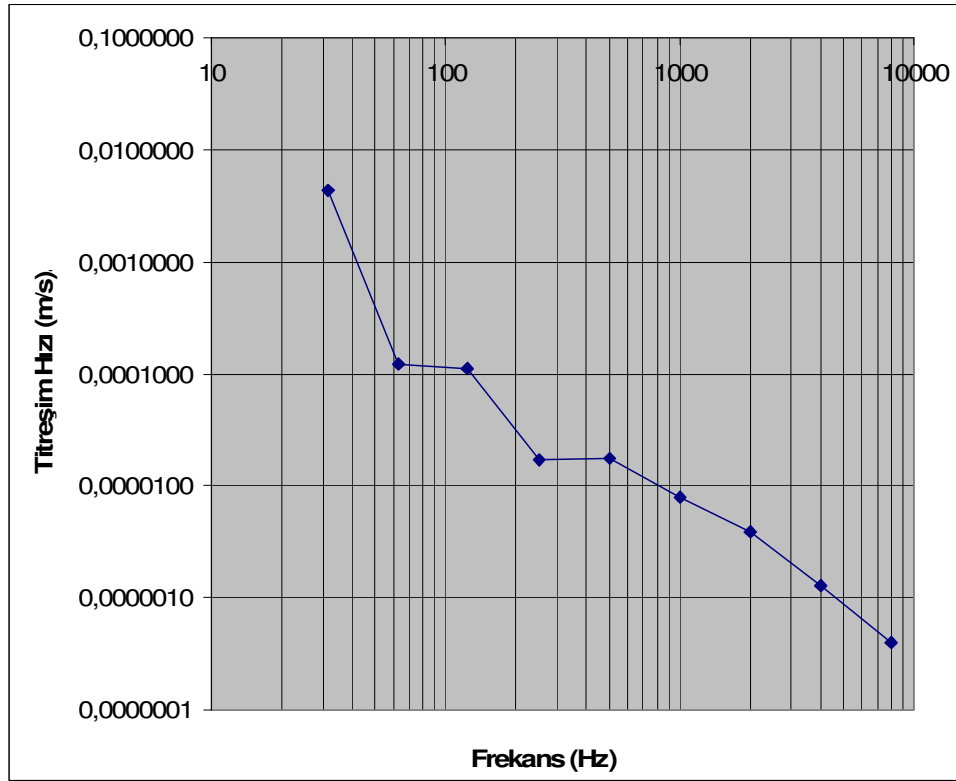
Köprü üstü mahali toplam gürültü düzeyi 59,6 dB (A)' dir.

Köprü üstü zemininin rms titreşim hızı ise Çizelge 3.23' ten 0,0055 m/s bulunur.

Çizelge 3.23 Yalıtımlı ve yüzer zemin uygulamalı köprü üstü zemini rms titreşim hızı

	Levha 1	Levha 2	Levha 3	Levha 4	Levha 5	Levha 6	Levha 7	Toplam
rms titreşim hızı (m/s)	0,00437	0,00316	0,00294	0,00275	0,00836	0,00839	0,00909	
alan (m ²)	14,94	3,521	3,326	3,991	3,966	8,897	1,98	40,62
rms titreşim hızı x alan	0,0653	0,0111	0,009788	0,01099	0,03315	0,0746	0,018	0,223
Köprü üstü rms titreşim hızı (m/s)								0,0055

Şekil 3.42' de köprü üstü zemini titreşim hızı değişimi gösterilmektedir.



Şekil 3.42 Yalıtımlı ve yüzer zemin uygulamalı köprü üstü titreşim hızları

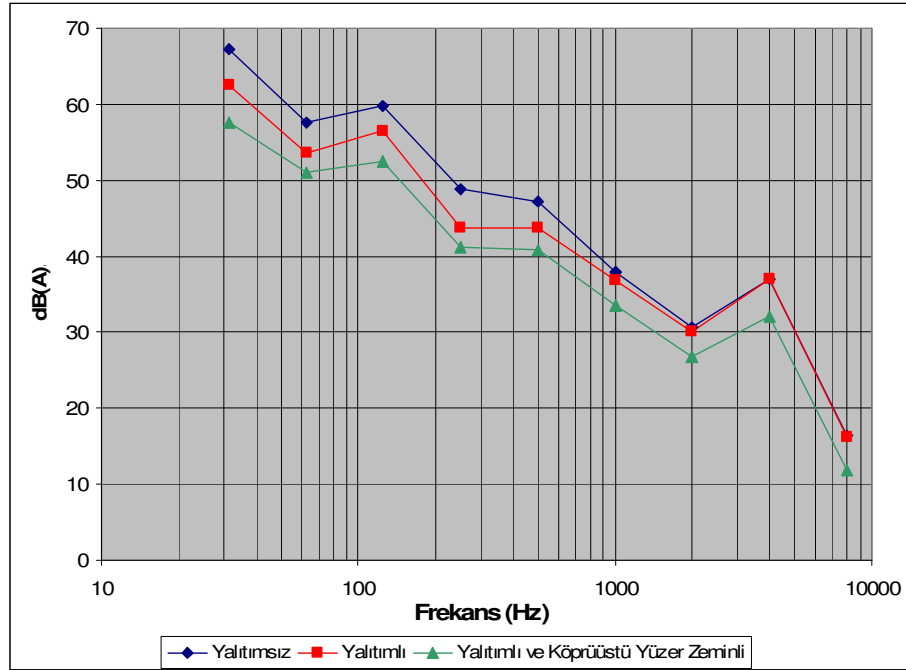
3.8.2.2 Yalıtımsız, Yalıtımlı ve Köprü üstü Yüzer Zeminli Sonuçların Karşılaştırılması

Bölüm 3.8.1’ de yapılan yalıtıma ilaveten köprü üstü mahalindeki titreşimleri azaltmak amacıyla köprü üstü zeminine yüzer zemin uygulaması ile gürültü ve titreşim değerlerinde azalım sağlanmıştır. Çizelge 3.24’ te yalıtımsız, yalıtımlı ve köprü üstü yüzer zemin uygulamalı gürültü ve titreşim değerleri gösterilmektedir.

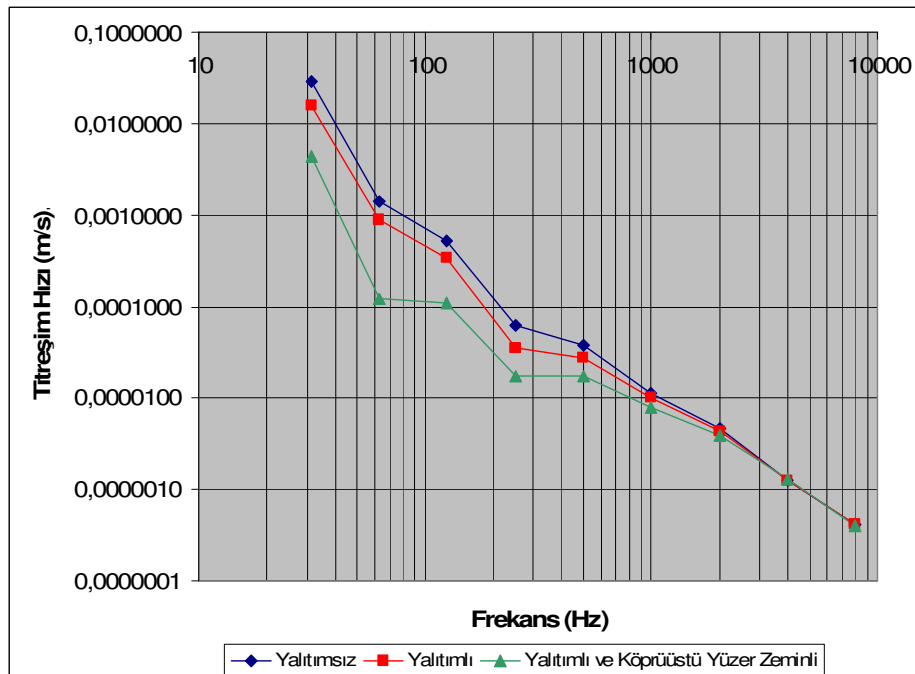
Çizelge 3.24 Yalıtımsız, yalıtımlı ve köprü üstü yüzer zemin uygulamalı gürültü ve titreşim değerleri

Uyarım Tipi (Analiz 2)	Köprüüstü Gürültü Düzeyleri dB(A)	Köprüüstü rms Titreşim Hızları (m/s)
Yalıtımsız	68,5	0,03
Yalıtımlı	64	0,017
Yalıtımlı ve Köprü üstü Yüzer Zeminli	59,6	0,0055

Şekil 3.43' te gürültü düzeyleri, Şekil 3.44' te ise titreşim hızları bu üç durum için karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.43 Yalıtımsız, yalıtımlı ve köprü üstü yüzer zemin uygulamalı gürültü düzeyleri



Şekil 3.44 Yalıtımsız, yalıtımlı ve köprü üstü yüzer zemin uygulamalı titreşim hızları

Köprü üstüne yüzer zemin ilavesi ile köprü üstü titreşim hızı 0,0055 m/s olmuştur. Böylece

ISO 6954: 2000 standardındaki limit değerinin altına inilmiştir. Titreşim hızını azaltmak için uygulanan yüzer zeminin gürültü düzeyini de azalttığı görölmüştür. Yalıtımlı halde IMO kuralındaki limit değeri sağlayan gürültü düzeyi daha da azalarak 59,6 dB(A) olmuştur.

4. SONUÇLAR ve DEĞERLENDİRME

Dizayn safhasında gürültü ve titreşim analizi yapılan geminin köprü üstü mahalinden alınan cevaplar Çizelge 4.1’ de özetlenmiştir.

Çizelge 4.1 Köprü üstü mahali gürültü ve titreşim cevapları

Uyarım Tipleri	Yalıtım Uygulaması	Köprüüstü Gürültü Düzeyleri dB(A)	Köprüüstü rms Titreşim Hızları (m/s)
Ana Makinelerden Kaynaklı Uyarım	Yalıtımsız	61,4	0,0061
Ana Makinelerden, Baş Yardımcı Makinadan ve İklimlendirme Sistemlerinden Kaynaklı Uyarım	Yalıtımsız	68,5	0,03
	Yalıtımlı	64	0,017
	Yalıtımlı ve Köprü üstü Yüzer Zeminli	59,6	0,0055

Sadece ana makinelerin gürültü ve titreşim kaynağı olarak düşünülmesi durumunda köprü üstü mahalinde oluşan gürültü düzeyi 61,4 dB(A) ve titreşim hızı ise 6,1 mm/s olarak hesaplanmıştır. Ancak herhangi bir gemide ana makinaya ilaveten çok sayıda gürültü ve titreşim kaynağı mevcuttur. Bölüm 2.1’ de belirtilen bu kaynakların hesaba katılması ile köprü üstü mahalinden alınacak gürültü ve titreşim cevaplarının oldukça fazla artış göstereceği aşikardır.

Ana makinelere ilaveten baş yardımcı makina ve iklimlendirme sistemlerinin ilave kaynaklar olarak tanımlanmasıyla köprü üstü mahalinden alınan gürültü ve titreşim cevaplarında oldukça fazla bir artış görülmüştür. Bu durumda köprü üstü gürültü düzeyi 68,5 dB(A), titreşim hızı ise 30 mm/s olarak hesaplanmıştır. Elde edilen bu değerlerin mevcut standartların oldukça üstünde olduğu görülmüştür. Bunun en önemli sebebi de analizi yapılan gemiye herhangi bir gürültü ve titreşim kontrolünün uygulanmamış olmasıdır.

Bu çalışmada gürültü ve titreşim kontrolü yöntemlerinden yalıtım uygulamasının yapılması tercih edilmiştir. Gemide herhangi bir yalıtımın olmaması durumunda kaba tabirle çıplak gemide gürültü ve titreşim değerlerinin fazla çıkması oldukça normaldir. Uygun bir yalıtım uygulaması ile bu değerler istenilen seviyelere azaltılabilir.

Bu amaçla geminin titreşim ve gürültü kaynaklarının yer aldığı mahallere yalıtım uygulaması yapılmıştır. Bunun sonucunda ise köprü üstü mahalinin gürültü ve titreşim cevapları oldukça

azaltılmıştır. Köprü üstü mahalinde gürültü düzeyi 64 dB(A), titreşim hızı ise 17 mm/s olarak hesap edilmiştir. Gürültü düzeyinin standartlarda belirtilen değeri sağladığı ancak titreşim hızının belirtilen değerin hala üzerinde olduğu görülmüştür.

Çeşitli titreşim kontrol yöntemleri uygulanarak köprü üstü mahalinde meydana gelen titreşim hızı azaltılabilir. Bu yöntemler arasından yüzer zemin uygulaması tercih edilerek köprü üstü mahali zemini yüzer zemin ile kaplanmıştır. Yüzer zemin uygulamasının sonucunda titreşim hızının 5,5 mm/s' ye ve buna bağlı olarak gürültü düzeyinin de 59,6 dB(A)' e düştüğü görülmüştür.

Bu çalışmada sadece köprü üstünde meydana gelen gürültü ve titreşim sonuçları ele alınmıştır. Geminin diğer mahallerinin gürültü ve titreşim cevaplarına bakılmamıştır ve bu mahallerin cevaplarına göre herhangi bir kontrol yöntemi uygulanmamıştır. Sadece köprü üstü mahalindeki sonuçlar değerlendirilerek ana makinelere ilaveten gemideki diğer mevcut kaynakların da gürültü ve titreşim değerlerini ne denli arttırabileceği gösterilmiştir. Ayrıca uygulanacak gürültü ve titreşim kontrol yöntemleri ile bu değerlerin azaltılması gerektiği belirtilmiştir.

Ayrıca bu çalışmada, vibro-akustik analiz programı olan VAOne programından alınan sonuçlara göre değerlendirmeler yapılmıştır. VAOne programının İEA yöntemine göre çözüm yapan bir vibro-akustik program olduğu ve İEA yönteminin gürültü - titreşim problemlerinin analizinde oldukça uygulanabilir olduğu belirtilmiştir.

Daha sonraki çalışmalarda gemideki bütün kaynaklar hesaba katılarak analizlerin yapılması yararlı olabilecektir. Ayrıca gürültü ve titreşim kontrol yöntemlerinin tamamının düşünülerek optimum yöntemlerin uygulanması temel amaç olmalıdır. Bunu yaparken geminin bütün mahallerinin gürültü ve titreşim cevaplarının değerlendirilmesi oldukça önemlidir.

Ayrıca, bundan sonraki çalışmalarda İEA yöntemi kullanılarak bulunan gürültü ve titreşim sonuçlarının deneysel sonuçlarla karşılaştırılması yapılabilir. Bu karşılaştırmalar sonucunda İEA yönteminin geçerliliği ve yeni yöntemler geliştirme ihtiyacının olup olmadığı tartışılabilir.

KAYNAKLAR

- Asmussen I., Menzel W. ve Mumm H., (2001), GL – Technology Ship Vibration, Germanischer Lloyd Press & Public Relations, Hamburg.
- Balsamo F., Polito T., Russo F. ve De Rosa S., (2008), “Acoustical Behaviour of GRP Panels for Marine Application”, 8th Symposium on High Speed Marine Vehicles, 21 – 23 May 2008, Naples.
- Bies D. A. ve Hansen C. H., (1988), Engineering Noise Control, Academic Division of Unwin Hyman Ltd, London.
- Braun S., Ewins D. ve Rao S. S., (2002), Encyclopedia of Vibration, Academic Press, London.
- Cha S. ve Chun H., (2008), “Insertion Loss Prediction of Floating Floors Used in Ship Cabins”, Applied Acoustics, 69 (10): 913 – 917.
- Charpentier A., Sreedhar P. ve Fukui K., (2007), “Using the Hybrid FE – SEA Method to Predict Structure – Borne Noise Transmission in a Trimmed Automotive Vehicle”, SAE 2007 Noise and Vibration Conference and Exhibition, May 2007, Saint Charles.
- David J. M., (2004), “Internal Noise Prediction within Aircraft Cabin”, The Research and Technology Organisation (RTO) Applied Vehicle Technology (AVT) Symposium, 4 – 7 October 2004, Prague.
- Everest F. A., (2001), Master Handbook of Acoustics, The McGraw – Hill Companies, New York.
- Fischer R. W., Burroughs C. B. ve Nelson D. L., (1983), Design Guide for Shipboard Airborne Noise Control, The Society of Naval Architects and Marine Engineers One World Trade Center, New York.
- Hopkins C., (2009), “Experimental Statistical Energy Analysis of Coupled Plates with Wave Conversion at the Junction”, Journal of Sound and Vibration, 322 (1-2): 155 – 166.
- IEC 61672 – 1, (2002), “Electroacoustics - Sound Level Meters - Part 1: Specifications”, Edition 1.0.
- IMO, (1982), “Noise Levels - Code on Noise Levels on Board Ships”, Resolution A.468(XII).
- ISO 6954, (2000), “Mechanical Vibration - Guidelines for the Measurement, Reporting and Evaluation of Vibration with Regard to Habitability on Passenger and Merchant Ships”, Edition 2.
- Kawai, T., Kusumoto H., Takahashi H. ve Deguchi T., (2008), “The Vibration Response Analysis for the Post Panamax Container Ship Using Whole Ship Model”, The 22nd Asian – Pacific Technical Exchange and Advisory Meeting on Marine Structures, 6 – 9 October 2008, Istanbul.
- Kim M. J., Kim H. S. ve Sohn J. Y., (2000), “Prediction and Evaluation of Impact Sound Transmission in Apartment Building Structures by Statistical Energy Analysis (SEA)”, Applied Acoustics, 62 (6): 601 – 616.
- Kim S., Hong S., Kwon H. ve Song J., (2008), “Radiated Noise Analysis for LNG Carrier Using Power Flow Analysis Method”, The 22nd Asian – Pacific Technical Exchange and

Advisory Meeting on Marine Structures, 6 – 9 October 2008, Istanbul.

Lyon R. H., (1975), Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems: Theory and Applications, The MIT Press, London.

Middleton A. H., (1977), Machinery Noise, Oxford University Press, Hampshire.

Noguchi, J., (2008), “Vibration Analysis of a 10,000 – TEU Container Ship Using Three Dimensional Whole Ship FEA Model”, The 22nd Asian – Pacific Technical Exchange and Advisory Meeting on Marine Structures, 6 – 9 October 2008, Istanbul.

Özer M., (1979), Yapı Akustiği ve Ses Yalıtımı, Arpaz Yayınevi, İstanbul.

Shorter P. J. ve Langley R. S., (2005), “Vibro - Acoustic Analysis of Complex Systems”, Journal of Sound and Vibration, 288 (3): 669 – 699.

Sözer N., (2005), Türkiye’ de İlgili Yönetmeliklere Uygun Isı, Su, Ses ve Yangın Yalıtımı Çözümleri, Yalıtım Malzemeleri ve Bir Bina Projesi Üzerinde Uygulama Örneği, İTÜ Merkez Kütüphanesi, Yüksek Lisans Tezi.

Tahralı N., Kaya F., Yüksek İ. ve Güçlü R., (2005), Makina Dinamiği, Yıldız Teknik Üniversitesi Basım – Yayın Merkezi, İstanbul.

Türk Loydu, (2006), “Gürültü, Titreşim ve Şok ile İlgili Hususlar – Bölüm 16”, Cilt E, Kısım 102.

Yan H., Parrett A. ve Nack W., (2000), “Statistical Energy Analysis by Finite Elements for Middle Frequency Vibration”, Finite Elements in Analysis and Design, 35 (4): 297 – 304.

EKLER

- Ek 1 Ensar Gemi B – 15 Tipi Duvar Paneli Kataloğu
- Ek 2 Ensar Gemi B – 0 Tipi Tavan Paneli Kataloğu
- Ek 3 Ensar Gemi A – 60 Tipi Güverte Paneli Kataloğu

Ek 1 Ensar Gemi B – 15 Tipi Duvar Paneli Kataloğu

ensar®
GEMİ VE YAT SANAYİ LTD. ŞTİ.

B-15 Tipi Duvar Panellerinin Teknik Özellikleri

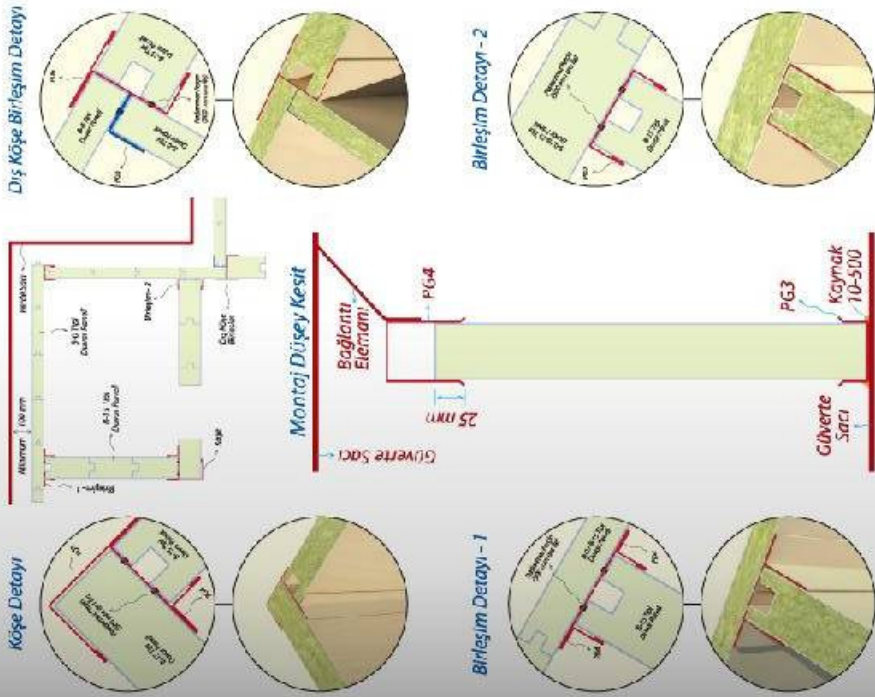
 Yangın Sınıfı : B-15	 Kalınlık : 50 mm	 Genişlik : 500 mm (*1 mm)	 Standart Boy : 2200 mm (*3 mm)	 Üretilebilir Boy : 1000 ~ 2465 mm (*3 mm)	 Sac Kalınlığı : 0,6 mm	 Panel Yüzeyi : PVC/PVC veya PS/PSL veya GLV/GLV	 PVC Film : PVC film "düşük alev yayma" sertifikalıdır.	 İzolasyon Malzemesi : Kayagürü - Rockwool / Denmark	 Kayagürü Yoğunluğu : 130 kg/m³	 Ses Yalıtım Yalıtıncı Rw : 29 dB	 Ağırlık : 17,6 kg/m²	 Uygulama : Bölme paneli olarak kullanılır.	 Sertifikasyon : Bayrak Otörtesi (TC Denizcilik Müsteferiği)
													 Fransız Loydu (Bureau Veritas)
													 Türk Loydu
													 M.E.D. Marine Equipment Directive (EC)

Ses Yalıtım Grafiği



ensar®
GEMİ VE YAT SANAYİ LTD. ŞTİ.

B-15 Tipi Duvar Panellerinin Montajı



Ek 2 Ensar Gemi B – 0 Tipi Tavan Paneli Katalogu

ensar
ODSA VE SAN GİRİŞİ LTD. ŞTİ.

ensar
ODSA VE SAN GİRİŞİ LTD. ŞTİ.

B-0 Tipi Tavan Panellerinin Teknik Özellikleri

	Yanıcı Sınıfı	: B-0
	Kalınlık	: 30 mm
	Genişlik	: 303 mm (± 1 mm)
	Standart Boy	: 2430 mm (± 3 mm)
	Uzletilebilir Boy	: 1030 - 2400 mm (± 3 mm)
	Sac Kalınlığı	: 0.6 mm
	Panel Yüzeyi	: PVC veya PSL veya GLV
	PVC Film	: PVC film "düşük alev yayma" sertifikalıdır.
	Isı Yalıtım Malzemesi	: Kayayünü - Rockwool / Denmark
	Kayayünü Yoğunluğu	: 110 kg/m³
	Ses Yalıtım Yeterliliği Rw	: Güverte sacı ile 42 dB
	Ağırlık	: 9,2 kg/m²
	Uygudama	: Güverte sacı a tırda tavan paneli olarak kullanılır.
	Sertifika	: Bayrak Otomasyon (T.C. Denizcilik Bakanlığı)

Ses Yalıtım Grafiği

100' Kuluve Sığası (m²)

 Fransız Loydu (Bureau Veritas)

 Türk Loydu

 M.E.D. Marine Equipment Directive (EC)

B-0 Tipi Tavan Panellerinin Montajı

Davana Bağlantı Ayırması

Boyuna Ek Ayırması

Ek 3 Ensar Gemi A – 60 Tipi Güverte Paneli Kataloğu

ensar
GEMİ VE YATIRIM SANAYİ LTD. ŞTİ.

A-60 Tipi Güverte Panellerinin Teknik Özellikleri

	Yangın Sınıfı : A-60
	Kalınlık : 62 mm
	Genişlik : 300 mm (±1 mm)
	Boy : 1000 mm (±3 mm)
	Seç Kalınlığı : 2 mm
	Panel Yüzeyi : Galvaniz
	İzolasyon Malzemesi : Kayayünü - Rockwool / Deminark
	Kayayünü Yoğunluğu : 210 kg/m³
	Ses Yalıtım Yeterneği Rw : Sadece Panel 35 dB Güverte Sacı ile 45 dB
	Ağırlık : 29,4 kg/m²
	Uygulama : A-60 ya da daha yüksek güvertelelerde güverte üstünden uygulanır.
	Sertifika : Beyrak Okurkesi (TC Denizcilik Bakanlığı)

Ses Yalıtım Grafiği

Ses Yalıtım Kuralları

1. Güverte paneli için kayayünü izolasyon malzemesi 2-2 mm kalınlığında kullanılır.
2. Kayayünü izolasyon malzemesi güverte paneli altına yerleştirilmelidir.
3. Güverte paneli için kayayünü izolasyon malzemesi 2-2 mm kalınlığında kullanılır.
4. Kayayünü izolasyon malzemesi güverte paneli altına yerleştirilmelidir.

ensar
GEMİ VE YATIRIM SANAYİ LTD. ŞTİ.

A-60 Tipi Güverte Panellerinin Montajı

A - A KESİTİ

Montaj Kuralları

1. Güverte paneli için kayayünü izolasyon malzemesi 2-2 mm kalınlığında kullanılır.
2. Kayayünü izolasyon malzemesi güverte paneli altına yerleştirilmelidir.
3. Güverte paneli için kayayünü izolasyon malzemesi 2-2 mm kalınlığında kullanılır.
4. Kayayünü izolasyon malzemesi güverte paneli altına yerleştirilmelidir.

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 16.10.1984

Doğum yeri Bursa

Lise 1999-2002 Bursa Milli Piyango Anadolu Lisesi

Hazırlık 2002-2003 Yıldız Teknik Üniversitesi İngilizce Hazırlık

Lisans 2003-2007 Yıldız Üniversitesi Makina Fakültesi
Gemi İnş. ve Gemi Mak. Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2007-2009 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Gemi İnş. ve Gemi Mak. Müh. Anabilim Dalı

Çalıştığı kurum

2007-Devam ediyor YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Araştırma Görevlisi