

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AĞIR TAŞITLARIN KABİN AKUSTİĞİNİN İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Zeynep Gülcan ÇOLAK

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Makina Dinamiği, Titreşim ve Akustik

HAZİRAN 2011

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AĞIR TAŞITLARIN KABİN AKUSTİĞİNİN İNCELENMESİ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Zeynep Gülcan ÇOLAK
(503071415)**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 06 Mayıs 2011

Tezin Savunulduğu Tarih : 09 Haziran 2011

**Tez Danışmanı : Doç. Dr. Haluk EROL (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri: Prof. Dr. Vahit MERMERTEŞ (İTÜ)
Doç. Dr. Erdem UZUNSOY (YTÜ)**

HAZİRAN 2011

Aileme,

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının danışmanı olan değerli hocam Prof. Dr. Haluk EROL'a tez çalışmam süresince yaptığı yönlendirmeler, verdiği tavsiyeler ve eleştirileri için teşekkür ederim.

Çalışmanın yapılması için imkân ve destek sağlayan FORD Otosan'a ve FORD Otosan NVH bölümü çalışanı Sn. Atayıl KOYUNCU'ya ve tüm bölüm çalışanlarına teşekkürlerimi sunarım.

Sevgili arkadaşlarım Sinem ÖZTÜRK'e, Emre Özçiçek'e çalışmam boyunca verdikleri her türlü destek için, Erdem KARAKAŞ'a çalışma ortamıma yaptığı katkı ve desteklerinden dolayı, Tuğba AĞAÇAYAK ve Başak BAŞYURT'a tezle ilgili öneri ve yardımları için teşekkürler.

Mayıs 2011

Zeynep Gülcan Çolak

(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER.....	vii
KISALTMALAR.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
SEMBOL LİSTESİ.....	xix
ÖZET.....	xxi
SUMMARY.....	xxiii
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti.....	6
1.2 Amaç.....	8
1.3 Kapsam.....	9
2. ANALİTİK YÖNTEMLER.....	11
2.1 Giriş.....	11
2.2 Plak Teorisi [20].....	12
2.3 Titreşim Kaynaklı Ses.....	24
2.3.1 İnce plakların ve kabukların titreşimlerinin denklemleri.....	24
2.3.2 Havadaki ses dalgalarının lineer ve homojen akustik dalga denklemi ...	25
2.3.3 Kirchoff-Helmholtz integral denklemi:.....	25
2.4 Analiz.....	25
2.4.1 Formülasyon.....	26
2.4.2 Hızların tespiti.....	26
2.4.2.1 Kavite modlarının karşılaştırılması.....	27
2.4.2.2 Yapısal modların karşılaştırılması.....	31
2.4.3 Ses gücü düzeyleri.....	35
3. SAYISAL ANALİZLER.....	43
3.1 Giriş.....	43
3.2 FEM Sayısal Modeli.....	45
3.2.1 Modal analiz.....	48
3.2.1.1 Kavite modelinin modal analizi.....	48
3.2.1.2 Kavite modelinin HATS içerdiği durumdaki modal analizi.....	50
3.2.1.3 Çözücü olarak NASTRAN yerine ACTRAN kullanılması:.....	53
3.2.1.4 Trim modelin (yapısal model) modal analizi.....	53
3.2.1.5 Yapı ve kavite bağlaşıklık iken modal analiz.....	55
3.2.2 Frekans tepki fonksiyonları.....	58
3.2.2.1 Şasi frekans tepki fonksiyonları.....	58
3.2.2.2 Panel frekans tepki fonksiyonları.....	72
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	81
4.1 Frekans Tepki Fonksiyonları.....	81

4.2 Deneysel ve teorik çalışmaların karşılaştırılması:.....	82
4.3 Yankılanım Deneyleri	91
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	93
5.1 Çalışmanın Uygulama Alanı.....	93
5.2 Analizlerin Değerlendirilmesi ve Sonuçlar.....	93
5.3 Öneriler	95
KAYNAKLAR.....	97
EKLER	99

KISALTMALAR

NVH	: Noise, vibration and harshness
FEM	: Finite element method (Sonlu elemanlar metodu)
BEM	: Boundary element method (Sınır elemanlar metodu)
FTF	: Frekans tepki fonksiyonu
HATS	: Head and torso simulator (Üst gövde simalatörü)
COH	: Koherans
SBD	: Ses basınç düzeyi
SGD	: Ses gücü düzeyi

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1 : Panel özellikleri.	27
Çizelge 2.2 : Malzeme özellikleri.	27
Çizelge 2.3 : FE modelinde ve analitik modeldeki doğal frekans değerleri ve sonuçlar arasındaki farklar.	29
Çizelge 3.1 : Kabin kavitesinin 0-250 Hz aralığındaki doğal frekansı.....	44
Çizelge 3.2: FE modelindeki elemanlarla ilgili kabuller.	45
Çizelge 3.3 : Sayısal modelin ağ örgüsü (mesh) detayları.....	46
Çizelge 3.4 : Kavite bileşenlerinin malzeme özellikleri.	48
Çizelge 3.5: Kabin kavitesinin 0-250 Hz frekans aralığındaki akustik modları.	48
Çizelge 3.6 : HATS'i içeren kabin kavitesinin 0-250 Hz frekans aralığındaki akustik modları.	52
Çizelge 3.7 : Modların sadece yapı varken ve yapı havayla beraber haldeyken elde edilen sayısal değerleri.	56

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1: Kabin içi gürültü kaynakları [2].	1
Şekil 1.2: Gürültü kaynaklarının, toplam kabin içi gürültüsüne katkı oranları [2].	2
Şekil 1.3: Aktif gürültü kontrolünün şematik olarak ifadesi.	4
Şekil 1.4: Araç ön paneli kırmızı çizgiyle gösterilen kısımdır.	5
Şekil 1.5: FORD CARGO kamyon kabini.	9
Şekil 2.1: Kutu şeklindeki kabinin şematik görünüşü.	11
Şekil 2.2: Plak üzerindeki gerilme bileşenleri.	12
Şekil 2.3: Bir elastik cismin dx,dy,dz boyutlarındaki küçük bir elemanı.	13
Şekil 2.4: Açısal şekil değiştirmeler.	14
Şekil 2.5: Gerilme ile şekil değiştirme arasındaki ilişki.	14
Şekil 2.6 : Yüklenmiş bir plağın üzerindeki momentler (sol), ince bir plağın koor...	17
Şekil 2.7: İnce bir plak üzerindeki gerilmeler.	18
Şekil 2.8 : Plak üzerindeki moment ve kuvvet bileşenleri.	19
Şekil 2.9 : Serbest mesnetli sınır şartlarına sahip plağın şematik gösterimi.	23
Şekil 2.10 : Hava kaynaklı ve yapısal (mekanik) kaynaklı tahrikler için çelik bir plaktaki yayılım oranları ($h=10$ mm, $f_c=1,25$ kHz) [20].	24
Şekil 2.11 : Plağın boyutları ve plağın normali yönündeki hızın şematik gösterimi.	25
Şekil 2.12 : Basitleştirilmiş sonlu eleman modelleri: (a) trim, (b) kavite modeli.	27
Şekil 2.13 : Kavite geometrisi, W genişlik, L uzunluk, H yükseklik.	27
Şekil 2.14 : Kavitenin diyagonalı d.	28
Şekil 2.15 : Tanjant modu.	28
Şekil 2.16 : Ana köşegen D.	29
Şekil 2.17 : Mod1 (rijit)-sol-, mod 2 (eksenel)-orta-, mod 3 (eksenel)-sağ-.	30
Şekil 2.18 : Mod 4 (eksenel)-sol-, mod 5 (tanjant)-orta-, mod 6 (tanjant)-sağ-.	30
Şekil 2.19 : Mod 7 (tanjant)-sol-, mod 8 (oblik)-orta-, mod 9 (eksenel)-sağ-.	30
Şekil 2.20 : Mod 10 (eksenel)-sol-, mod 11 (tanjant)-orta-, mod 12 (tanjant)-sağ-.	30
Şekil 2.21 : Mod 13 (tanjant), mod 14 (tanjant), mod 15 (eksenel).	31
Şekil 2.22 : Mod 16 (oblik), mod 17 (oblik), mod 18 (tanjant).	31
Şekil 2.23 : Mod 19 (tanjant).	31
Şekil 2.24 : Arka panel modları (a) – 1,97 Hz, (b) – 3,64 Hz, (c) – 5,01 Hz, (d) 6,26 Hz, (e) – 6,42 Hz, (f) – 9,44 Hz.	32
Şekil 2.25 : Ön panel modları (a) – 3,27 Hz, (b) – 4,37 Hz, (c) – 6,53 Hz, (d) – 7,37 Hz, (e) – 8,85 Hz, (f) – 11,83 Hz.	33
Şekil 2.26 : Sağ panel modları (a) – 13,27 Hz, (b) – 13,55 Hz, (c) – 14,38 Hz, (d) – 14,79 Hz, (e) – 15,97 Hz, (f) – 16,20 Hz.	34
Şekil 2.27 : Üst panel modları (a) – 1,52 Hz, (b) – 1,94 Hz, (c) – 3,27 Hz, (d) – 3,47 Hz, (e) – 3,58 Hz, (f) – 5,19 Hz.	35
Şekil 2.28 : Alt paneldeki ses gücü düzeyleri. (x eksenel-logaritmik ölçek)	36
Şekil 2.29 : Arka paneldeki ses gücü düzeyleri. (x eksenel-logaritmik ölçek)	36
Şekil 2.30 : Ön paneldeki ses gücü düzeyleri. (x eksenel-logaritmik ölçek)	37

Şekil 2.31 : Sağ paneldeki ses gücü düzeyleri. (x eksen-logaritmik ölçek)	37
Şekil 2.32 : Sol paneldeki ses gücü düzeyleri. (x eksen-logaritmik ölçek).....	37
Şekil 2.33 : Üst paneldeki ses gücü düzeyleri. (x eksen-logaritmik ölçek)	38
Şekil 2.34 : Alt panelden tahrik.	39
Şekil 2.35 : Arka panelden tahrik.	39
Şekil 2.36 : Ön panelden tahrik.	40
Şekil 2.37 : Sağ panelden tahrik.	40
Şekil 2.38 : Sol panelden tahrik.	40
Şekil 2.39 : Üst panelden tahrik.	41
Şekil 2.40 : Sürücü sol kulağı hizasında ses basınç düzeyi-frekans değişimi.	41
Şekil 2.41 : Yolcu sağ kulağı hizasında ses basınç düzeyi-frekans değişimi.	41
Şekil 2.42 : Sürücü sol kulağı hizasında ses basınç düzeyi-frekans değişimi. (x eksen logaritmik ölçek)	42
Şekil 2.43 : Yolcu sağ kulağı hizasında ses basınç düzeyi-frekans değişimi. (x eksen logaritmik ölçek)	42
Şekil 3.1 : Kabin trim modelinin değişik açılardan görünüşleri.	46
Şekil 3.2 : Kabin trim modelinin ayrıntılı iç görünüşü.	47
Şekil 3.3 : Kabin kavitesinin 2 farklı açıdan görünüşü (a) - (b).	47
Şekil 3.4 : Kavitenin tel kafes görünüşü (a), kavite içindeki koltuk ve yataklar (b).	47
Şekil 3.5 : Kavitenin 2. akustik modu 79 Hz (a), 6. akustik modu 138 Hz (b).	49
Şekil 3.6 : Kavitenin 7. akustik modu 140 Hz (a), 13. akustik modu 195 Hz (b).	49
Şekil 3.7 : Kavitenin 21. akustik modu 241 Hz.	49
Şekil 3.8 : HATS katalog resmi.	50
Şekil 3.9 : Araç gürültü ölçümünde HATS.	50
Şekil 3.10 : HATS CAD çizimi.	51
Şekil 3.11 : HATS FE modeli (a), üzerindeki giysi (b).	51
Şekil 3.12 : Kavitenin 2. akustik modu 79 Hz (a), 6. akustik modu 135 Hz (b).	52
Şekil 3.13 : Kavitenin 10. akustik modu 165 Hz (a), 15. akustik modu 194 Hz (b)..	53
Şekil 3.14 : Trim modelin 29. modu 27 Hz (a), 64. modu 42 Hz (b).	54
Şekil 3.15 : Trim modelin 66. modu 44 Hz (a), 67. modu 45 Hz (b).	54
Şekil 3.16 : Trim modelin 75. modu 49 Hz (a) Soldan izometrik görünüş (b)Sağdan izometrik görünüş.	54
Şekil 3.17 : Trim modelin 82. modu 53 Hz (a) Soldan izometrik görünüş (b) Sağdan izometrik görünüş.	55
Şekil 3.18 : Trim modelin ve bağlaşıklık modelin modlara göre doğal frekans değerleri.	57
Şekil 3.19 : Yapı ve kavitenin coupled haldeyken 83. modu 53,02 Hz.	57
Şekil 3.20 : Trim modelin 82. modu 53 Hz.	57
Şekil 3.21 : Şasi tahrik noktaları.	58
Şekil 3.22 : Sol ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	59
Şekil 3.23 : Sol ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	59
Şekil 3.24 : Sol orta şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	60
Şekil 3.25 : Sol orta şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	60
Şekil 3.26 : Sol arka şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	60

Şekil 3.27 : Sol arka şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	61
Şekil 3.28 : Sağ ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	61
Şekil 3.29 : Sağ ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	61
Şekil 3.30 : Sağ orta şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	62
Şekil 3.31 : Sağ orta şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	62
Şekil 3.32 : Sağ ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	63
Şekil 3.33 : Sağ ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	63
Şekil 3.34 : Sol ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	63
Şekil 3.35 : Sol ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	64
Şekil 3.36 : Sol orta şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	64
Şekil 3.37 : Sol orta şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	64
Şekil 3.38 : Sol arka şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	65
Şekil 3.39 : Sol arka şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	65
Şekil 3.40 : Sağ ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	66
Şekil 3.41 : Sağ ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	66
Şekil 3.42 : Sağ orta şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	66
Şekil 3.43 : Sağ orta şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	67
Şekil 3.44 : Sağ arka şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	67
Şekil 3.45 : Sağ arka şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	67
Şekil 3.46 : Sol ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	68
Şekil 3.47 : Sol ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	68
Şekil 3.48 : Sol orta şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	69
Şekil 3.49 : Sol orta şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	69
Şekil 3.50 : Sol arka şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	69
Şekil 3.51 : Sol arka şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	70

Şekil 3.52 : Sağ ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	70
Şekil 3.53 : Sağ ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	70
Şekil 3.54 : Sağ orta şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	71
Şekil 3.55 : Sağ orta şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	71
Şekil 3.56 : Sağ arka şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	72
Şekil 3.57 : Sağ arka şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.	72
Şekil 3.58 : Arka panel – Sürücü sol kulak hizası.	73
Şekil 3.59 : Arka panel – Yolcu sağ kulak hizası.	73
Şekil 3.60 : Ön panel – Sürücü sol kulak hizası.	74
Şekil 3.61 : Ön panel – Yolcu sağ kulak hizası.	74
Şekil 3.62 : Sağ arka panel - Sürücü sol kulak hizası.	75
Şekil 3.63 : Sağ arka panel - Yolcu sağ kulak hizası.	75
Şekil 3.64 : Sağ kapı paneli - Sürücü sol kulak hizası.	76
Şekil 3.65 : Sağ kapı paneli - Yolcu sağ kulak hizası.	76
Şekil 3.66 : Sol arka panel - Sürücü sol kulak hizası.	77
Şekil 3.67 : Sol arka panel - Yolcu sağ kulak hizası.	77
Şekil 3.68 : Sol kapı paneli - Sürücü sol kulak hizası.	78
Şekil 3.69 : Sol kapı paneli - Yolcu sağ kulak hizası.	78
Şekil 3.70 : Üst panel - Sürücü sol kulak hizası.	79
Şekil 3.71 : Üst panel - Yolcu sağ kulak hizası.	79
Şekil 3.72 : Alt panel - Sürücü sol kulak hizası.	80
Şekil 3.73 : Alt panel - Yolcu sağ kulak hizası.	80
Şekil 4.1 : Sürücü kulağı hizasındaki COH fonksiyonu.	82
Şekil 4.2 : Yolcu kulağı hizasındaki COH fonksiyonu.	82
Şekil 4.3 : Arka panel - sürücü sol kulak hizası.	82
Şekil 4.4 : Arka panel – yolcu sağ kulak hizası.	83
Şekil 4.5 : Ön panel - sürücü sol kulak hizası.	83
Şekil 4.6 : Ön panel – yolcu sağ kulak hizası.	83
Şekil 4.7 : Sağ arka panel - sürücü sol kulak hizası.	84
Şekil 4.8 : Sağ arka panel – yolcu sağ kulak hizası.	84
Şekil 4.9 : Sağ kapı paneli - sürücü sol kulak hizası.	84
Şekil 4.10 : Sağ kapı paneli – yolcu sağ kulak hizası.	85
Şekil 4.11 : Sol arka panel - sürücü sol kulak hizası.	85
Şekil 4.12 : Sol arka panel – yolcu sağ kulak hizası.	85
Şekil 4.13 : Sol kapı paneli - sürücü sol kulak hizası.	86
Şekil 4.14 : Sol kapı paneli – yolcu sağ kulak hizası.	86
Şekil 4.15 : Üst panel - sürücü sol kulak hizası.	86
Şekil 4.16 : Üst panel – yolcu sağ kulak hizası.	87
Şekil 4.17 : Arka panelden tahrik - sürücü sol kulak hizası.	87
Şekil 4.18 : Arka panelden tahrik – yolcu sağ kulak hizası.	88
Şekil 4.19 : Ön panelden tahrik - sürücü sol kulak hizası.	88
Şekil 4.20 : Ön panelden tahrik – yolcu sağ kulak hizası.	88
Şekil 4.21 : Sağ panelden tahrik - sürücü sol kulak hizası.	89
Şekil 4.22 : Sağ panelden tahrik – yolcu sağ kulak hizası.	89

Şekil 4.23 : Sol panelden tahrik - sürücü sol kulak hizası.	89
Şekil 4.24 : Sol panelden tahrik – yolcu sağ kulak hizası.	90
Şekil 4.25 : Üst panelden tahrik - sürücü sol kulak hizası.	90
Şekil 4.26 : Üst panelden tahrik – yolcu sağ kulak hizası.	90
Şekil 4.27 : Ses yutum katsayısının frekans spektrumu.	92
Şekil A.1 : Alt paneldeki ses gücü düzeyleri.	100
Şekil A.2 : Arka paneldeki ses gücü düzeyleri.	100
Şekil A.3 : Ön paneldeki ses gücü düzeyleri.	100
Şekil A.4 : Sağ paneldeki ses gücü düzeyleri.	101
Şekil A.5 : Sol paneldeki ses gücü düzeyleri.	101
Şekil A.6 : Üst paneldeki ses gücü düzeyleri.	101
Şekil A.7 : Alt paneldeki ses gücü düzeyleri.	102
Şekil A.8 : Arka paneldeki ses gücü düzeyleri.	102
Şekil A.9 : Ön paneldeki ses basınç düzeyleri.	102
Şekil A.10 : Sağ paneldeki ses basınç düzeyleri.	103
Şekil A.11 : Sol paneldeki ses basınç düzeyleri.	103
Şekil A.12 : Üst paneldeki ses basınç düzeyleri.	103
Şekil A.13 : Alt paneldeki ses basınç düzeyleri.	104
Şekil A.14 : Arka paneldeki ses basınç düzeyleri.	104
Şekil A.15 : Ön paneldeki ses basınç düzeyleri.	104
Şekil A.16 : Sağ paneldeki ses basınç düzeyleri.	105
Şekil A.17 : Sol paneldeki ses basınç düzeyleri.	105
Şekil A.18 : : Üst paneldeki ses basınç düzeyleri.	105
Şekil A.19 : Alt paneldeki ses basınç düzeyleri.	106
Şekil A.20 : Arka paneldeki ses basınç düzeyleri.	106
Şekil A.21 : Ön paneldeki ses basınç düzeyleri.	106
Şekil A.22 : Sağ paneldeki ses basınç düzeyleri.	107
Şekil A.23 : Sol paneldeki ses basınç düzeyleri.	107
Şekil A.24 : Üst paneldeki ses basınç düzeyleri.	107
Şekil A.25 : Alt paneldeki ses basınç düzeyleri.	108
Şekil A.26 : Arka paneldeki ses basınç düzeyleri.	108
Şekil A.27 : Ön paneldeki ses basınç düzeyleri.	108
Şekil A.28 : Sağ paneldeki ses basınç düzeyleri.	109
Şekil A.29 : Sol paneldeki ses basınç düzeyleri.	109
Şekil A.30 : Üst paneldeki ses basınç düzeyleri.	109
Şekil A.31 : Alt paneldeki ses basınç düzeyleri.	110
Şekil A.32 : Arka paneldeki ses basınç düzeyleri.	110
Şekil A.33 : Ön paneldeki ses basınç düzeyleri.	110
Şekil A.34 : Sağ paneldeki ses basınç düzeyleri.	111
Şekil A.35 : Sol paneldeki ses basınç düzeyleri.	111
Şekil A.36 : Üst paneldeki ses basınç düzeyleri.	111
Şekil A.37 : Alt paneldeki ses gücü düzeyleri.	112
Şekil A.38 : Arka paneldeki ses gücü düzeyleri.	112
Şekil A.39 : Ön paneldeki ses gücü düzeyleri.	112
Şekil A.40 : Sağ paneldeki ses gücü düzeyleri.	113
Şekil A.41 : Sol paneldeki ses gücü düzeyleri.	113
Şekil A.42 : Üst paneldeki ses gücü düzeyleri.	113
Şekil B.1 : Kabin yapısal modelinden TRIA3 ve QUAD4 elemanlarına örnek.	124
Şekil B.2 : CTRIA3 için eleman koordinat sistemi.	124
Şekil B.3 : CQUAD4 için eleman koordinat sistemi.	125

Şekil B.4 : Shell elemanlarda kuvvetler	125
Şekil B.5 : Shell elemanlarda momentler	126
Şekil B.6 : Shell elemanlardaki gerilmeler.....	126
Şekil B.7 : CTETRA elemanı.....	127
Şekil B.8 : CPENTA elemanı.....	128
Şekil B.9 : CHEXA elemanı.....	128
Şekil E.1 : Kabin yapısal modelinden TRIA3 ve QUAD4 elemenlarına örnek.....	124
Şekil E.2 : CTRIA3 için eleman koordinat sistemi.	124
Şekil E.3 : CQUAD4 için eleman koordinat sistemi.	125
Şekil E.4 : Shell elemanlarda kuvvetler.....	125
Şekil E.5 : Shell elemanlarda momentler.....	126
Şekil E.6 : Shell elemanlardaki gerilmeler.....	126
Şekil E.7 : CTETRA elemanı.....	127
Şekil E.8 : CPENTA elemanı.....	128
Şekil E.9 : CHEXA elemanı.....	128

SEMBOL LİSTESİ

L_x	: Kabinin x eksenindeki ölçüsü
L_y	: Kabinin y eksenindeki ölçüsü
L_z	: Kabinin z eksenindeki ölçüsü
λ_{ij}	: Dalga boyu
f_{ij}	: Rezonans frekansı
i, j	: Lokal koordinat sistemindeki x ve y indisleri
a, b	: Plağın kenar uzunlukları
E	: Elastisite modülü
ν	: Poisson oranı
$\Psi_m(x, y)$: Plağın mod şekli
r, s, t	: 3 koordinat yönündeki indisler
c	: Havadaki ses hızı
ρ	: Yoğunluk
p	: Basınç
c	: Ses hızı
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$: Normal gerilmeler
τ	: Kayma gerilmesi
u, v, w	: Sırasıyla x, y, z eksenlerine paralel küçük yer değiştirmeleri
$\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z$: x, y, z eksenlerindeki birim uzama bileşenleri
$F_n(x, y, z)$: Kavitenin mod şekli
$F_{rst}(x, y, z)$: Kavitenin mod şekli
G	: Kayma modülü
$w=f(x, y)$: Eğri yüzey
R_x, R_y	: Plak eğrilikleri
$K_{yx=xy}$: Yüzey burulması
M	: Moment
q_x, q_y	: Birim uzunluktaki kesme kuvvetleri
p	: Basınç yükü
P	: Kuvvet
Q_x, Q_y	: Kesme kuvvetleri
∇^2, Δ	: Laplasyan (harmonik operatör)
a_t	: İvme
\bar{n}	: Normal birim vektör
\bar{r}	: Alıcının yüzeyindeki bir noktanın konum vektörü
\bar{r}_0	: Titreşen yapının yüzeyindeki bir noktanın konum vektörü
$p(\bar{r})$: Yapıdaki yüzey basıncı
$i\omega \bar{u}_n(\bar{r}_0)$: Titreşim altındaki yapıda yüzeye normal ivme
f	: Frekans
f_c	: Kritik frekans
S	: Yüzey alanı
P	: Çevre

$\langle v^2 \rangle$: $v_{n,RMS}^2$ değerlerinin zaman ve alan ortalaması
Π	: Ses gücü
W	: Genişlik
L	: Uzunluk
H	: Yükseklik
d	: Kavite yüzeylerinin diyagonali
D	: Kavitenin ana köşegeni
r	: Kaynaktan olan mesafe
Q_θ	: r doğrultusundaki yönelim faktörü
R_c	: Oda sabiti
A	: Kavitenin toplam yüzey alanı
α_{ort}	: Kavitenin ortalama yutum katsayısı
D	: Kavitenin ana köşegeni
r	: Kaynaktan olan mesafe

AĞIR TAŞITLARIN KABİN AKUSTİĞİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Artan rekabetle beraber, araç konforunun iyileştirilmesine daha fazla yatırım yapılmaktadır. Bir aracın konforu, araç içindeki gürültü seviyesiyle yakından ilintilidir. Günümüzde, araç kalite değerlendirmesinde, akustik emisyon değerleri ve gürültü düzeyleri büyük öneme sahiptir. Bu yüzden, araç içindeki gürültü düzeylerinin azaltılmasına ve iyileştirilmesine yönelik çalışmalar her geçen gün artmaktadır. Bu çalışmaların bir nedeni de bu konudaki yasal düzenlemelerdir. Araç içi gürültü seviyeleriyle ilgili standartlar da, üretici firmaları gürültü seviyelerini iyileştirme yönünde çalışmalar yapmaya zorlamaktadır [1].

Bu konuda yapılan çalışmalar, araç içi ve araç dışı gürültülerinin iyileştirilmesi ve azaltılması olarak ikiye ayrılmaktadır. Bu çalışmada araç içi gürültü seviyelerinin azaltılması için öncelikle gürültü düzeyleri incelenmek istenmektedir. Hem sayısal hem de deneysel analizler yoluyla karşılaştırmalı olarak kamyon kabini içindeki gürültü düzeyleri, aracın akustik ve titreşim karakteristikleri incelenmiş, hazırlanan basitleştirilmiş araç modeliyle analitik olarak da gürültü düzeylerinin tespiti gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmalarda, nümerik analizler önemli bir yer tutmaktadır. Bilgisayar yazılımları kullanılarak gerçekleştirilen bu analizler, yapısal ve akustik analizleri kapsamaktadır. Bilgisayarla yapılan bu analizler sayesinde, bu çalışmaların maliyetleri önemli ölçüde azalmaktadır. Bu sayede hem prototip hazırlama çalışmaları azalmaktadır, hem de zamandan önemli kazançlar elde edilmektedir.

INVESTIGATION OF CABIN ACOUSTIC IN HEAVY VEHICLES

SUMMARY

With increasing competition, more investment is made to improve vehicle comfort. A vehicle's comfort is closely related to the noise levels inside the vehicle. Nowadays, acoustic emission and noise levels are great importance when evaluating vehicle quality. Therefore, improvement works to reduce noise levels inside the vehicle are increasing every day. Legal regulations form the other reason of the concern. Relevant standards in vehicle interior noise levels force the manufacturers to work towards improving the noise levels [1].

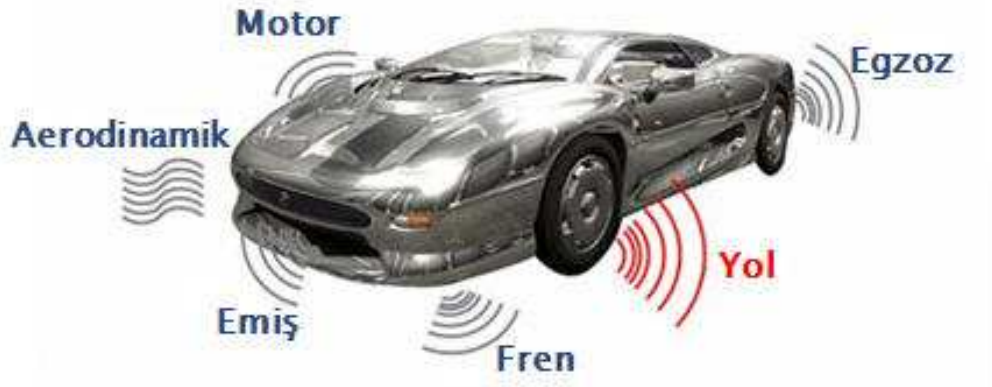
Regard to this, studies to improve and reduce noise levels are classified into two groups as interior and exterior noise levels of the vehicle. In this study, for the reduction of vehicle noise levels, primarily noise levels are required to review. Through both numerical and experimental analysis the noise levels in the vehicle are compared, vehicle's acoustic and vibration characteristics are examined, in addition to these a simplified vehicle model is prepared to examine the interior noise levels analytically. Numerical studies keep an important role in the studies. This is accomplished by using computer analysis, which include the structural and acoustic analysis. By the way, the preparation work of the prototype is reduced as well as significant gains in time are obtained.

1. GİRİŞ

“Noise, Vibration and Harshness”ın kısaltması olan NVH, (kimi zaman N&V olarak da kısaltılmaktadır) genelde araçlardaki titreşim ve gürültü karakteristiklerinin ölçülmesiyle ve iyileştirilmesiyle ilgili alana verilen addır.

Kabin içi NVH denildiğinde kastedilen, araç kabini içindeki yolcuların maruz kaldıkları gürültüler ve titreşimlerdir.

Gürültü kaynağının tanımlanması, gerek aracın yeniden tasarımında, gerek tasarım üzerinde yapılacak iyileştirme çalışmalarında oldukça önemlidir. Kabin içi gürültü kaynakları, motor gürültüsü, yol gürültüsü, emiş gürültüsü, egzoz gürültüsü, aerodinamik gürültü (rüzgâr gürültüsü), yardımcı donanımdan kaynaklanan gürültü vs. olarak sınıflandırılabilir (Şekil 1.1) [1].



Şekil 1.1: Kabin içi gürültü kaynakları [2].

Araçtaki esas gürültü kaynaklarının, toplam kabin içi gürültüsüne katkı oranları (Şekil 1.2)'de yer almaktadır:



Şekil 1.2: Gürültü kaynaklarının, toplam kabin içi gürültüsüne katkı oranları [2].

Araç içi gürültülerin transfer yolları ise, yapısal (structure-borne) ve hava kaynaklı (air-borne) gürültüler olmak üzere iki farklı tiptedir. Yapısal kaynaklı gürültüler, kabin dışından kaynaklanan titreşimlerin, araç panellerinin titreşmesine neden olarak, gürültü yaymasıyla oluşurlar. Motordan ve yoldan kaynaklanan etkiler sonucunda araç panellerinin titreşiminden kaynaklanan gürültüler, yapısal kaynaklı gürültülere örnektir. Hava kaynaklı gürültüler, yolcu kabininin dışında oluşan hava kaynaklı gürültülerin, kabin içine sızmasıyla oluşurlar. Motor boşluğunun, emiş ve egzoz sistemlerinin oluşturduğu gürültüler, hava kaynaklı gürültülere örnektir. Aracın aerodinamik yapısı da hava kaynaklı gürültülere neden olmaktadır [1]. Gürültü transfer yollarının tayini de alınacak önlemler, yapılacak iyileştirmeler bakımından büyük öneme sahiptir.

Mekanik sistemlerin titreşimleri söz konusu olduğunda akustik bakımdan düşük frekanslar daha baskındır. Gürültü transfer yolunun akışkan olduğu durumlarda (hava kaynaklı gürültü) ise düşük sayılamayacak frekanslarda titreşimlere rastlanmaktadır. Bir başka deyişle mekanik titreşim (yapısal) kaynaklı gürültü düşük frekanslı olduğundan, düşük frekansların baskın olduğu ölçüm sonuçları, gürültü nedeninin mekanik titreşimler olma olasılığını akla getirmelidir [3].

Bu çalışmada, esas olarak yapısal kaynaklı gürültüler üzerinde çalışılmıştır. Yapısal kaynaklı gürültülerde, frekans aralığı 250 Hz'in altındadır. Oysa hava kaynaklı gürültülerde, genellikle yüksek frekanslar etkilidir. Tüm bu ayrımlar, gürültüye karşı alınacak önlemlerin farklılık göstermesine neden olmaktadır.

Kabinin titreşim ve akustik karakteristiğinin tespitinden sonra, kabin içindeki gürültü değerlerinin azaltılması amacıyla farklı yöntemler kullanılabilir. Kabin içi gürültü düzeyleri, yolcu kabininin içine ses yutucu elemanlar/malzemeler konularak

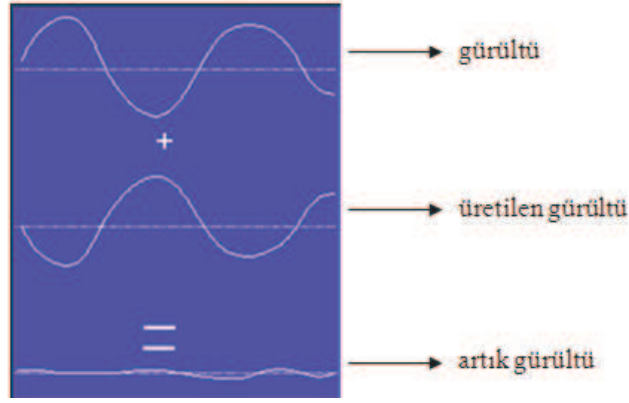
iyileştirilebilir. Bu şekilde gürültünün azaltılmasının avantajı, kaynağın konumundan ve gürültünün iletim yolundan bağımsız olmasıdır. Dezavantajı ise, ses yalıtımı önceden yutucu ve sönümleyici malzemelerle sağlanmışsa ya da baskın olan frekanslar düşük ise etkisinin az olmasıdır [1].

Hava kaynaklı gürültüler, genelde yüksek frekanslıdır ve uygun sönümleyici ve yalıtıcı malzemelerin kullanılmasıyla kontrol edilebilirken, yapısal kaynaklı gürültüler, genelde düşük frekanslıdır ve kontrolü için araç yapısının değiştirilmesi daha etkilidir [4].

Gürültü iletim yolları tespit edilerek, araç içi gürültülerine katkıda bulunan gürültü kaynakları tespit edilebilir. Baskın gürültülerin tespit edilmesiyle, gürültü azaltılması/kontrolü için uygun olan yöntem kullanılır. Kabin içi gürültü iyileştirme çalışmalarında kullanılan yöntemler, aktif ve pasif gürültü kontrolü olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Geleneksel olarak gürültünün azaltılmasında kullanılan pasif gürültü kontrol yöntemleri, yüksek frekanslarda çok verimli çalışabilmelerine rağmen frekans düştükçe dalga boylarının büyümesi nedeniyle ya gürültüyü engellemekte yetersiz kalmakta ya da kullanılacak malzeme boyutunun artmasına bağlı olarak maliyetleri yükseltmektedir. Bu nedenle düşük frekanslı gürültülerin azaltılmasında aktif gürültü kontrol sistemlerinin kullanılması uygun bir seçenek olabilmektedir. Aktif ve pasif gürültü kontrol yöntemleri daha detaylı olarak şu şekilde açıklanabilir:

Pasif Gürültü Kontrolü: Gövde yapılarının değiştirilmesi, yalıtım malzemelerinin ya da yutucu malzemelerin yapıya yerleştirilmesi, yapıya sönüm eklenmesi gibi yollarla sağlanabilir. Avantajları arasında aktif gürültü kontrolüne göre, maliyetlerin nispeten düşük ve hafif olması, güvenilir olması, birden fazla amaca hizmet etmesi (yalıtım malzemesinin termal bariyer olarak da kullanılabilmesi gibi), yüksek frekanslarda etkili olması sayılabilirken, düşük frekanslarda, kullanılan yalıtım malzemeleri ve yutucu malzemelerde ağırlığın ve kullanılan hacmin oldukça artması dezavantajlarındadır [5].

Aktif Gürültü Kontrolü: Aktif gürültü kontrolü, var olan bir gürültüyü sisteme başka bir gürültü ekleyerek yok edip kontrol etme prensibine dayanmaktadır. Üretilen gürültü, sistemin gürültüsüyle aynı genlikte, fakat zıt fazdadır. İki ses dalgası karşılaştığında, zıt fazda olduklarından birbirlerini yok ederler (Şekil 1.3).



Şekil 1.3: Aktif gürültü kontrolünün şematik olarak ifadesi.

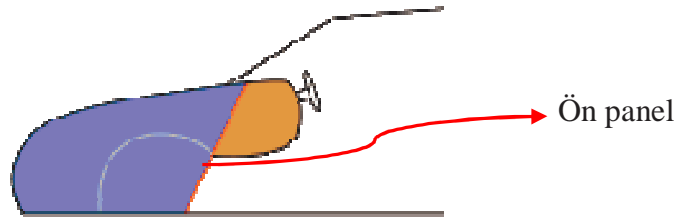
Aktif gürültü kontrolünün avantajları arasında düşük frekanslı-periyodik gürültülerde çok iyi sonuçlar vermesi, düşük frekanslı-geniş band gürültülerinde iyi sonuçlar vermesi, zamanla değişen gürültü spektrumlarına adapte edilebilmesi, isteğe bağlı olarak gürültünün iletilmesinin, yansıtılmasının veya yutulmasının kontrol edilebilmesi sayılabilirken, dezavantajları arasında pasif yöntemlere göre maliyetlerinin yüksek ve ağırlıklarının fazla olması, dışarıdan elektrik kaynağı gerektirmesi, korele edilmiş referans bir sinyale ihtiyaç duyması (ileri-besleme kontrolü), yüksek korelasyon mesafeleri gerektirmesi, yüksek frekanslarda yetersiz kalması sayılabilir [5].

i. Araçlardaki yapısal taşınımli gürültülerde pasif gürültü kontrol uygulamaları

Gürültü kaynak ve iletim yollarına göre, şu pasif kontrol seçenekleri uygulanabilir [1]:

- Motordan kaynaklanan yapısal taşınımli gürültü:
 - Motor yataklarındaki titreşim izolasyonunun (yalıtım) geliştirilmesi.
 - Motordan kaynaklanan titreşimlerin azaltılması.
 - Araç ön paneli (Şekil 1.4) ve zeminine sönümleyici elemanların/ malzemelerin eklenmesi.
- Yoldan kaynaklanan yapısal taşınımli gürültü:
 - Tekerleklerin değiştirilmesi.
 - Süspansiyon burçlarının (*suspension bushes*) değiştirilmesi.
 - Alt birimlerin (dişi kutusu, motor, süspansiyon sistemi vs. gibi-*subframe*) araca monte edilmesi için kullanılan burçların (*bushings*) değiştirilmesi.

- Araç ön paneli ve zeminine sönümleyici elemanların/malzemelerin eklenmesi.
- Egzozdan kaynaklanan yapısal taşınımlı gürültü:
- Şasideki yüksek empedans noktalarında ve egzoz sistemindeki düğüm noktalarında daha yumuşak bağlantılar kullanarak, bağlantılardaki titreşim izolasyonunun iyileştirilmesi.
 - Bagaj ve/veya arka zemine bariyer eklenerek iletim kaybının artırılmasının sağlanması.
 - Bagaj ve zemine sönümleyici elemanların/malzemelerin eklenmesi.
 - Katalizörün çıkışıyla egzoz sisteminin geri kalanı arasında elastik bağlantı eklenmesi.
- Emişten kaynaklanan yapısal taşınımlı gürültü:
- Emiş sistemi elemanlarının esnek yataklar üzerine oturtulması.
- Motoru oluşturan parçalardan kaynaklanan gürültü:
- Daha sessiz elemanlar eklenerek kaynaktaki gürültünün azaltılması.
 - Bariyer kullanarak, araç ön paneli ve zemindeki iletim kaybının artırılması.
 - Kaputun altında ses yalıtımı sağlanması.



Şekil 1.4: Araç ön paneli kırmızı çizgiyle gösterilen kısımdır.

ii. Araçlarda aktif gürültü kontrol uygulamaları

Gürültü ve titreşim kontrolünde, aktif kontrolün uygulandığı birçok uygulama bulunmaktadır. Aktif kontrol uygulamak için sinyalin karakterinin çok iyi belirlenmiş olması gerekir. Tek sayıda veya az sayıda frekanstan oluşan sinyallerin aktif kontrolünü gerçekleştirmek daha kolaydır. Taşıtlarda özellikle motor ve egzoz gürültüleri daha periyodik ve az sayıda frekans bileşenine sahip olduklarından,

bunlardan kaynaklanan gürültülerin aktif kontrol uygulamalarına daha fazla rastlanmaktadır.

1.1 Literatür Özeti

Araçların kabin içi gürültüsü, özellikle yolcu konforu üzerindeki olumsuz etkilerinden dolayı önemli bir problem olarak uzun yıllardır çalışılan bir konudur. Düzgün şekilli kavitelerin doğal frekansını ve mod şekillerini hesaplamak olasıdır. Ancak, değişkenlerin ayrılması metoduna dayanan klasik yöntemlerde, kavitelerin doğal frekanslarının ve mod şekillerinin hesaplanabildiği sistemler, dikdörtgensel ve silindirik kaviteler gibi birkaç geometriyle sınırlıdır. Oysa gerçekte kabinin düzgün olmayan yapısından dolayı yüzey titreşimlerinin kabindeki ses basıncı üzerindeki etkilerini hesaplamak oldukça zordur; zira kabin yapısı, dalga denklemlerinin değişkenlerinin ayrılabilir olduğu 11 koordinat sisteminden (Helmholtz diferansiyel denklemi çözümünde değişkenlerin ayrılması metodunun uygulanabildiği 11 koordinat sistemi şu şekildedir: kartezyen koordinat sistemi, konfokal elipsoid koordinat sistemi, konfokal paraboloid koordinat sistemi, konik koordinat sistemi, silindirik koordinat sistemi, eliptik silindirik koordinat sistemi, sferoyit küresel koordinat sistemi, paraboloid koordinat sistemi, parabolik silindirik koordinat sistemi, prolat küresel koordinat sistemi, küresel koordinat sistemi) hiç birine uyum göstermemektedir [6].

Morse ve Feshbach, 1953'te bu konu üzerinde bir çalışma yapmışlardır [7]. Kabin içi gürültüsünün integral formülasyonu, aslında Schrödinger denklemi için Morse ve Feshbach'ın yöntemine benzerdir. Succi, 1982'de ses yutumunun azimut açısına bağlı olarak değiştiği dairesel borulardaki ses yayılımının kontrolü için Helmholtz denkleminin integral formülasyonunu yapmıştır [8]. Sestieri ise 1984'te yaptığı çalışmada, probleme Green fonksiyonu üzerinden bir çözüm yöntemi geliştirerek, otomobil kabin içi gürültüsünün değerlendirilmesinde dalga denkleminin integral formülasyonu üzerinden çözüm yolu önermiştir [9].

Problemin çözümünde integral formülasyonu dışında da yaklaşımlar geliştirilmiştir. Dowell, 1980'de yüksek frekanslarda mimaride de sıkça uygulanan bir takım yöntemler üzerine çalışmıştır [10]. Yapılan çalışmada yapının ve akustik kavitenin modal özellikleriyle tanımlanmasının, yapı ve akustik kavitenin kütle, rijitlik ve sönümünün belirlenmesi için teorik bir temel oluşturduğundan hareketle, analitik

olmayan bir takım yöntemler üzerinde durulmuştur. Lyon 1975'te [11], DeJong 1985'te [12] yüksek frekanslarda kullanılan "İstatistiksel Enerji Analizi" üzerine çalışmalar yürütmüştür.

Düşük frekanslarda ise çeşitli yöntemler kullanılmaktadır. Bunlardan "Sonlu Elemanlar Yöntemi (FEM)" oldukça popülerdir. Ayrıca "Modal Analiz" de oldukça sık kullanılmaktadır. Dowell ve arkadaşları, 1977'de yürüttükleri çalışmada, kabin içi akustiği üzerine modal analizler yapmışlardır [13]. Birbirine bağlanmış düzgün şekilli kavitelelerin akustik doğal frekanslarının tespit edilebildiği bu yönteme "Akusto Elastik Model (AEM)" de denmektedir. Dowell ve arkadaşları, daha sonra bu yöntemi geliştirerek düzgün olmayan kavitelelerin modal parametrelerini de hesaplamışlardır. Metod, düzgün olmayan kavitenin düzgün şekilli dikdörtgensel alt kavitelere ayrılması esasına dayanır. Birbirine komşu alt-kaviteleler birbirine titreşen membranlar ile bağlanır. Bu yöntemde, kavite geometrisinin düzensiz yapısına göre gerekli olan alt-kavite sayısı artmaktadır. Kavite geometrisini, düzgün şekilli kaviteleler toplamıyla ifade etmek hesaplama sırasında kaçınılmaz sayısal hatalara neden olur. Petyt ve Lim ise, 1978'de mekanik bir silindir içindeki gürültüyü sonlu elemanlar yöntemiyle (FEM) incelemişlerdir [14]. Nefske ve arkadaşları, 1982'de, otomobil kabininin bağlaşık yapı-kavite davranışını yine sonlu elemanlar yöntemiyle analiz etmişlerdir [15]. Bu yöntemin dezavantajları arasında, gerekli olan serbestlik derecesinin analiz doğruluğu üzerindeki etkisi ve bunun hesaplama süresini oldukça arttırması sayılabilir.

Succi, 1987'de Green fonksiyonu yöntemini (Green Function Method-GFM) kullanarak otomobil kabinindeki akustik alanı hesaplamıştır [6]. Bu yöntemde, düzgün olmayan kavite hacmini çevreleyen düzgün (dalga denkleminin ayrılabilir olduğu) hacimler üzerinden akustik alan incelenmiştir. Sistemin doğal frekansları, düzgün olmayan yapının sistem davranışı üzerindeki etkileri ve yüzey empedansı ile birlikte hesaplanmış; yüzeylerden bir veya birkaçının titreşim altında olduğu durumlarda, öz değerler hesaplanmadan, frekans tepkileri analiz edilmiştir. Bu yaklaşımda, yapı ve kavitenin beraber modellendiği sistemin frekans cevabı bulunmak istendiğinde akustik modların bulunmasının gerekmemesi çözüm prosedürünü oldukça kolaylaştırmaktadır. Ancak tatmin edici sonuçlar için kavite şeklinin az bozulmuş olması (kavitenin nispeten düzgün şekilli olması) gerekmektedir.

Pan ve Bies, 1989'da, yapı-akışkan etkileşiminin ses dalgaları üzerindeki etkisini incelemişlerdir [16]. Panel-kavite sisteminin serbest titreşim davranışı teorik olarak incelenmiştir. Sistem davranışı, akustik modlar ile ifade edilmiş olup, her bir akustik modun rezonans frekansı ve sönümlenme süresi modal bağlaşımlı analizle elde edilmiştir. (Sözü geçen kaynakta “akustik mod” ile kastedilen, panel-kavitenin birlikte olduğu durumdaki moddur.) Analizde, her bir modun karakteristiği, bağlaşıklık olmayan haldeki panel ve kavitenin modal parametreleri yardımıyla elde edilmiştir.

Missaoui ve Cheng, 1977'de yazdıkları makalede [17] “Integro-Modal Formulation” ismini verdikleri yöntemde AEM ve GFM yöntemlerinin avantajlarını birleştirmişlerdir. Bu yöntemde, alt-kavite olarak hem düzenli hem düzensiz şeklindeki kaviteler kullanılmaktadır. Düzgün şekilli kavitelerin modal karakteristikleri analitik yöntemlerle elde edilirken, düzensiz şekilli kavitelerin modal karakteristikleri onları çevreleyen düzgün şekilli kavitelerin mod şekilleri üzerinden modal açılımla hesaplanmaktadır. Birbirine komşu alt-kavitelerin sınır şartlarındaki basınç ve hız süreklilik denklemleri, kütsüz ve esnekliği sıfır olan membranlar kullanılarak integral formülasyonla sağlanır. Bu yaklaşımda AEM ile benzer olarak, hem düzgün şekilli hem düzgün şekilli olmayan alt-kaviteler kullanılabilir. Metodun doğruluğu ve etkinliğini test etmek amacıyla, sayısal ve deneysel analizler de yapılmıştır. Hâlihazırda kullanılan diğer metodlarla karşılaştırmalar da çalışmaya eklenmiştir. Bu makaleye devamla 2004'te yayımladıkları makalede [18], bir duvarı eğimli herhangi bir dikdörtgensel kavitedeki akustik modlar ve bağlaşıklık (coupling) etkisi, ayrıca duvar eğiminden kaynaklı akustik modlardaki değişiklikler incelenmiştir. Bağlaşıklık katsayıları kullanılarak, akustik ve yapısal modlar arasındaki bağlaşıklık etkisi analiz edilmiştir. Sayısal analizler yapıdaki distorsiyonla akustik dalga boyu arasında basit bir ilişki göstermiştir. Distorsiyon dalga boyunun yarısına ulaştığında bu etki daha da belirgindir. Dikdörtgensel bir kaviteye göre, eğimli bir duvarı olan kavitede, kendisini çevreleyen yapıyla daha etkin bir bağlaşıklık bulunmaktadır.

1.2 Amaç

Bu çalışmada, bir kamyon kabinindeki gürültü incelenmiştir. Analizler FORD markasına ait CARGO modeli kamyon kabini üzerinde yapılmıştır (Şekil 1.5).

Giriş kısmında da belirtildiği gibi bu çalışmada yapısal kaynaklı gürültülerin tespiti amaçlanmaktadır. Bu amaçla, yapısal kaynakların etkin olduğu düşük frekanslarda (0–250 Hz) analizler gerçekleştirilecektir. Amaç hem analitik, hem sayısal hem de deneysel analizler gerçekleştirilerek, kabin içindeki gürültü düzeylerinin ve panel titreşimlerinin birbirleriyle karşılaştırmalı olarak sunulmasıdır.



Şekil 1.5: FORD CARGO kamyon kabini.

1.3 Kapsam

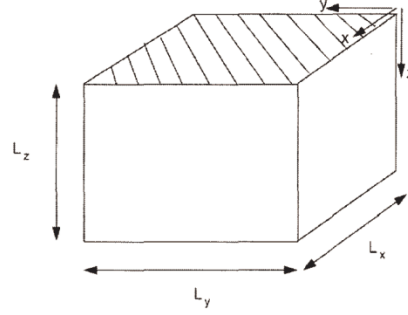
Tezin ilk kısmında (1. Bölüm) problemin tanımlanması, literatür araştırması ve amaç yer alırken 2. Bölümde analitik yaklaşımlar kullanılarak mekanik titreşimler sonucu oluşan ses gücü düzeyleri elde edilmiştir. 3. Bölümde sonlu elemanlar yöntemiyle analizler gerçekleştirilmiştir. Kabinin yapı ve kavite modelinin ayrı ayrı modal analizleri gerçekleştirilip doğal frekansları ve mod şekilleri tespit edildikten sonra, yapı ve kavitenin bağlaşıklık halinde doğal frekansları ve mod şekilleri bulunmuş, bu kompleks öz vektörlerle yapısal öz vektörler karşılaştırılmıştır. Ayrıca şasi tahrik noktalarından etkileyen yükler altında kabin içindeki ses basınç düzeyleri belirlenmiştir. Yine aynı bölümde, paneller ayrı ayrı tahrik edilip, ses basınç düzeyleri tespit edilmiştir. 4. Bölümde ise deneysel yöntemlerle panel frekans tepki fonksiyonları elde edilip nümerik analizlerle karşılaştırılmış, ayrıca yankılanım testleri yapılmıştır. 5. Bölümde ise sonuçlar yorumlanıp, önerilerde bulunulmuştur.

2. ANALİTİK YÖNTEMLER

2.1 Giriş

Bu bölümde, hazırlanan basitleştirilmiş bir kabin modeliyle panel titreşimlerinden kaynaklı ses gücü düzeyleri incelenmiştir. Kabin modeli dikdörtgenler prizması şeklinde birleştirilmiş 6 adet panelden ve yapının içinde modellenmiş olan kaviteden (hava modeli) oluşmaktadır.

Aşağıda (Şekil 2.1) modelin şematik görüntüsü yer almaktadır.



Şekil 2.1: Kutu şeklindeki kabinin şematik görüntüsü.

Kabinin ölçüleri $L_x=1975$ mm, $L_y=1925$ mm ve $L_z=1575$ mm'dir.

Panellerin basit mesnetli sınır şartını haiz olduğu kabul edilmektedir. 4 kenarı da basit mesnetli sınır şartına sahip ince dikdörtgenel plakların normal modları analitik olarak belirlenebilmektedir. 4 kenarı da basit mesnetli ince dikdörtgenel plakların dalga boyları (λ_{ij}) ve rezonans frekansları (f_{ij}) aşağıdaki denklemlerle ifade edilir [19]:

$$\lambda_{ij}^2 = \pi^2 \left[i^2 + j^2 \left(\frac{a^2}{b^2} \right) \right] \quad (2.1)$$

$$f_{ij}^2 = \frac{\lambda_{ij}^2}{2\pi a^2} \left[\frac{Eh^3}{12\gamma(1-\nu^2)} \right]^{\frac{1}{2}} (Hz) \quad (2.2)$$

Denklemlerdeki, $i, j=1, 2, 3, \dots, 8$ katsayıları lokal koordinat sistemindeki x ve y indislerini göstermektedir. a ve b plağın kenar uzunluklarını, h yüksekliğini, γ birim alandaki kütleyi, E elastisite modülünü ve ν Poisson oranını göstermektedir. Plağın birbirine orthogonal mod şekilleri ise şu denklemle ifade edilir:

$$\psi_m(x, y) = \psi_{ij}(x, y) = \sin(i\pi x/a) \sin(j\pi y/b) \quad (2.3)$$

Benzer şekilde, akustik kavitenin doğal frekansları şu denklemle formülize edilir:

$$f_{rst} = \frac{c}{2} \left[\frac{r^2}{L_x^2} + \frac{s^2}{L_y^2} + \frac{t^2}{L_z^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.4)$$

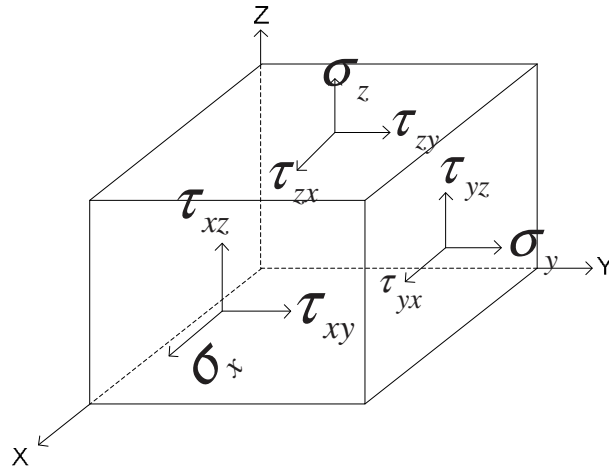
Yukarıdaki denklemdeki c havadaki ses hızını, L_x, L_y ve L_z ise kavitenin kenar uzunluklarını, r, s ve t indisleri ise 3 koordinat yönündeki indisleri belirtmektedir.

Doğal frekanslara karşılık gelen mod şekilleri ise şöyledir:

$$F_n(x, y, z) = F_{rst}(x, y, z) = \cos\left(\frac{r\pi x}{L_x}\right) \cos\left(\frac{s\pi y}{L_y}\right) \cos\left(\frac{t\pi z}{L_z}\right) \quad (2.5)$$

2.2 Plak Teorisi [20]

Tam elastik, homojen ve izotrop malzeme özelliklerine sahip bir küpün üzerindeki gerilme bileşenleri Şekil 2.2'de görülmektedir:



Şekil 2.2: Plak üzerindeki gerilme bileşenleri.

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ normal gerilmeleri ifade etmektedir. Normal gerilmeler küpün yüzeylerine dik olarak etki etmektedir.

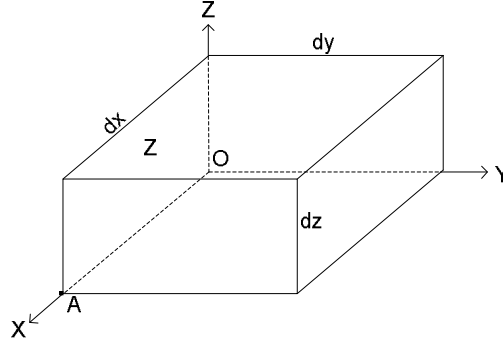
Kayma gerilmeleri ise τ indisiyle gösterilmektedir:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} , \tau_{xz} = \tau_{zx} , \tau_{yz} = \tau_{zy} \quad (2.6)$$

Bu formülasyondan da anlaşılacağı üzere, küpün birbirine dik iki yüzüne etkiyen kayma gerilmelerinden, bu yüzeylerin ara kesit doğrusuna dik olanları birbirine eşittir.

Küçük şekil değiştirmeler kabulü ile bir cismin maddesel noktalarının küçük yer değiştirmeleri x, y, z eksenlerine paralel olmak üzere u, v, w ile gösterilmektedir. (Doğrusal şekil değiştirmeler)

Bir elastik cismin küçük bir dx, dy, dz elemanının şekil değişimine maruz kaldığı durum incelenmek istenmektedir (Şekil 2.3):



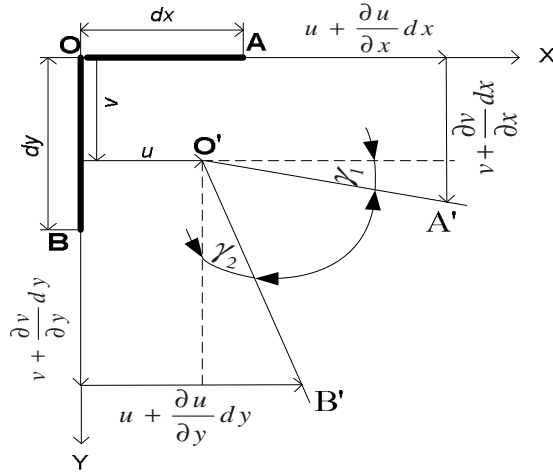
Şekil 2.3: Bir elastik cismin dx,dy,dz boyutlarındaki küçük bir elemanı.

O noktasındaki yer değiştirme bileşenleri u, v, w iseler, x ekseninde O'ya yakın bir A noktasının x eksenine doğrultusundaki yer değiştirmesi $u + (\partial u / \partial x) dx$ olur. OA boyundaki artma $(\partial u / \partial x) dx$ kadardır. Buna göre O noktasında x doğrultusundaki birim uzama $(\partial u / \partial x)$ olur. Aynı şekilde diğer eksenlerdeki birim uzama bileşenleri de elde edilir.

Birim uzama (değişim) bileşenleri şu şekilde ifade edilir:

$$\epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} , \epsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} , \epsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \quad (2.7)$$

Şekil 2.4'te, OA ve OB elemanları arasındaki açının değişimi incelenmektedir.



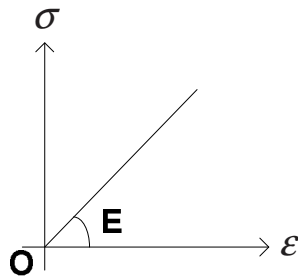
Şekil 2.4: Açısal şekil değıştirmeler.

O noktasının yer değıştirmesi eksenlere göre u ve v olursa, O' noktası elde edilir. OA doğrusu da şekil değışiminden sonra başlangıç doğrultusuna göre $(\partial v/\partial x)$ değerine eşit küçük bir γ_1 açısı kadar meyillenerek ve $(\partial u/\partial x)dx$ kadar da uzayarak $O' A'$ elde edilir. Aynı şekilde OB elemanı da $O' B'$ ne gelir.

OA ve OB elemanları arasındaki başlangıçta dik olan açı $\gamma_{xy} = \partial v/\partial x + \partial u/\partial y$ açısı kadar eksilir. Bu xy ve yz düzlemleri arasındaki kayma şekil değıştirmesinden meydana gelmiştir. Diğer düzlemler arasında da kayma şekil değıştirmeleri benzer şekilde elde edilir. Kayma şekil değıştirme bileşenleri şu şekildedir:

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}, \quad \gamma_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}, \quad \gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \quad (2.8)$$

Hooke Kanunu malzemenin elastik sınırları içinde gerilmeler ile şekil değışimleri arasındaki lineer ilişkiyi ifade eder. Şekil 2.5'te görüldüğü gibi, Hooke kanunu $\sigma = E\varepsilon$ ifadesiyle formülize edilir. E sabitine “elastisite modülü” denir.



Şekil 2.5: Gerilme ile şekil değıştirme arasındaki ilişki.

Bir prizmatik çubuk eksenini doğrultusunda kesitine düzgün yayılmış normal gerilmelerin etkisine maruz kalırsa meydana gelen birim uzama:

$$\varepsilon_y = -\nu\varepsilon_x, \quad \varepsilon_z = -\nu\varepsilon_x \quad (2.9)$$

olur. Yani çubuk x doğrultusunda uzarken, aynı zamanda enine de büzülme meydana gelir. ν Poisson oranı adı verilen sabit bu ilişkiyi ortaya koymaktadır.

Prizmatik bir eleman, yüzeyleri üzerine düzgün olarak yayılan $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ normal gerilmelerinin etkisinde kalırsa, üç gerilmenin her birinden meydana gelen şekil değiştirme oranları süperpozisyon metodu yoluyla,

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \quad (2.10)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \quad (2.11)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \quad (2.12)$$

olarak elde edilir. Hooke kanunu kayma şekil değişimi için ise şu şekildedir:

$$\tau = G \cdot \gamma \quad (2.13)$$

G sabitine kayma modülü adı verilir. G ile E arasında sabit bir bağıntı vardır:

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (2.14)$$

Kayma gerilmeleri ile açısal şekil değişimi arasında şu ifadeler yazılabilir:

$$\tau_{xy} = G \gamma_{xy}, \quad \tau_{yz} = G \gamma_{yz}, \quad \tau_{xz} = G \gamma_{xz} \quad (2.15)$$

Sadece x ve y düzleminde bulunan bir yüzeyden bahsedilirse (düzlem hali), z koordinatına bağlı yer değiştirmeleri sıfır olacağından $\varepsilon_z = 0, \gamma_{yz} = 0, \gamma_{xz} = 0$ olur. Düzlemsel şekil değiştirmeler ise şöyledir:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}, \quad \gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \quad (2.16)$$

Birim uzamaların gerilmeler cinsinden ifadesi ise şu şekildedir:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} (\sigma_x - \nu\sigma_y), \quad \varepsilon_y = \frac{1}{E} (\sigma_y - \nu\sigma_x) \quad (2.17)$$

Bu denklemler düzenlenirse denklem 2.19 elde edilir:

$$\varepsilon_x E = \sigma_x - \nu \sigma_y \rightarrow \nu \varepsilon_y E = \nu \sigma_y - \nu^2 \sigma_x \quad (2.18)$$

$$E(\varepsilon_x + \nu \varepsilon_y) = \sigma_x (1 - \nu^2) \quad (2.19)$$

Buradan da gerilmeler, birim şekil değıştirmeler cinsinden elde edilebilir:

$$\sigma_x = \frac{E}{(1 - \nu^2)} (\varepsilon_x + \nu \varepsilon_y) \quad , \quad \sigma_y = \frac{E}{(1 - \nu^2)} (\nu \varepsilon_x + \varepsilon_y) \quad (2.20)$$

2.16'daki denklemlerin kullanılmasıyla yukarıdaki denklemler şu şekilde de yazılabilir:

$$\sigma_x = \frac{E}{(1 - \nu^2)} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \nu \frac{\partial v}{\partial y} \right) \quad \sigma_y = \frac{E}{(1 - \nu^2)} \left(\nu \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \quad (2.21)$$

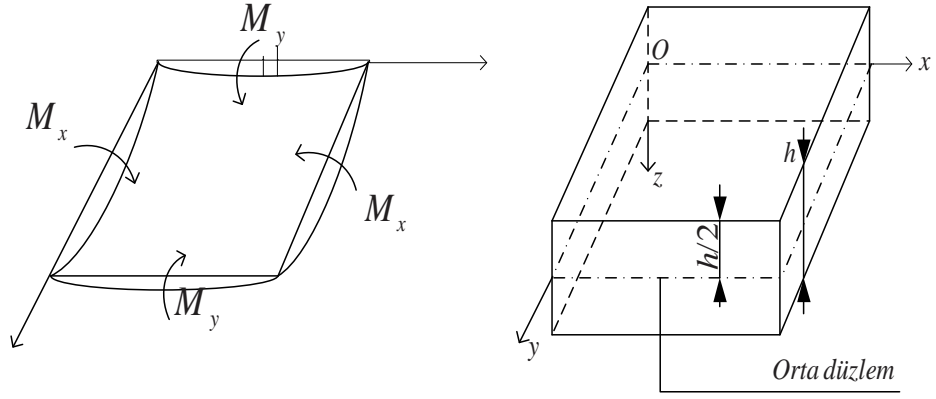
Kayma gerilmeleri için de şu denklemler yazılabilir:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = G \gamma_{xy} = G \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \rightarrow \tau_{xy} = \frac{E}{2(1 + \nu)} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (2.22)$$

İnce plak deyimi ile kastedilen, plağın iki boyutu yanında üçüncü boyutunun küçük kabul edilmesidir. Bu durumda düzlemsel gerilme ve şekil değıştirmeler ince plaklara uygulanabilir. Düzlemsel gerilme halinde plak üzerindeki σ_x ve σ_y gerilmeleri eğilmeye, $\tau_{xy} = \tau_{yx}$ gerilmesi ise burulmaya neden olur. Plak esasında iki boyutlu olarak genelleştirilmiştir bir kiriştir.

Yüksüz bir plağın orta düzlemi yüklenmeden sonra hafifçe eğilir. Bu eğri yüzey $w = f(x, y)$ ile gösterilebilir. w ise bu düzleme dik küçük yüksekliktir. Koordinatlar orta düzlem üzerinden alınmaktadır (Şekil 2.6). Plağın kalınlığı h ise, eğilmemiş haldeki plağın orta düzleme göre dik uzaklıkları $z = -h/2$ ile $z = +h/2$ arasındadır.

$\partial w / \partial x$, $\partial w / \partial y$ türevleri w yüzeyinin sırasıyla x ve y doğrultusundaki eğimlerini gösterir.



Şekil 2.6 : Yüklendiş bir plağın üzerindeki momentler (sol), ince bir plağın koor.

Yüzeyin burulması ile Şu Şekilde ifade edilir:

$$\frac{1}{K_{xy=yx}} = \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} = \frac{\partial^2 w}{\partial y \partial x} \quad (2.23)$$

Plaklarda Şekil değiştirme bileşenleri (ϵ_x, ϵ_y) ise Şu Şekildedir:

$$\epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{z}{R_y} = -z \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \quad (2.24)$$

x ve y doğrultusundaki birim uzama ve birim yer değiştirmeler ise Şöyledir:

$$\epsilon_x = -z \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \quad u = -z \frac{\partial w}{\partial x} \quad (2.25)$$

$$\epsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} = -z \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad v = -z \frac{\partial w}{\partial y} \quad (2.26)$$

Gerilmeler içinse Şu denklemler yazılabilir:

$$\sigma_x = \frac{E}{1-\nu^2} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \nu \frac{\partial v}{\partial y} \right), u = -z \frac{\partial w}{\partial x}, v = -z \frac{\partial w}{\partial y} \quad (2.27)$$

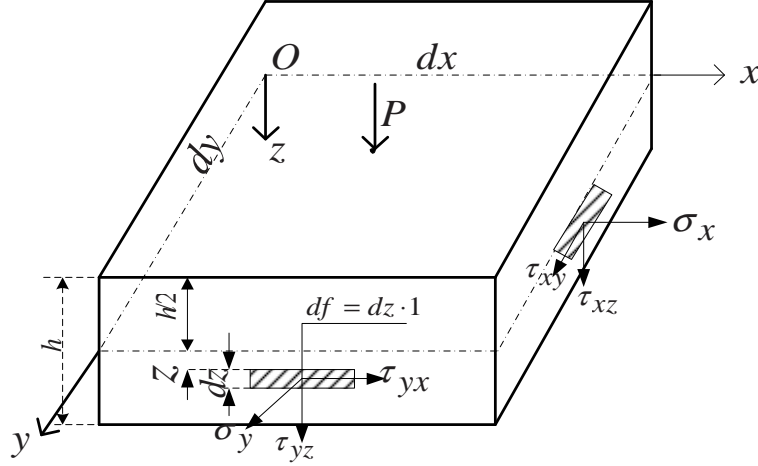
$$\sigma_x = -z \frac{E}{1-\nu^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \quad \sigma_y = -z \frac{E}{1-\nu^2} \left(\nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \quad (2.28)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} \quad , \quad \tau_{xy} = \frac{E}{2(1+\nu)} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right), u = -z \frac{\partial w}{\partial x}, v = -z \frac{\partial w}{\partial y} \quad (2.29)$$

$$\tau_{xy} = \frac{E}{2(1+\nu)} \left(-z \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} - z \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right) \rightarrow \tau_{xy} = -z \frac{E}{(1+\nu)} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \quad (2.30)$$

τ_{xz} ve τ_{yz} kayma gerilmeleri kesme kuvvetlerini doğurur. Şekil 2.7'deki birim $df=dz \cdot 1$ elemanına etkiyen τ_{xz} ve τ_{yz} gerilmelerinin meydana çıkardığı kesme kuvvetleri şu şekildedir:

$$q_x = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \tau_{xz} \cdot dz \quad , \quad q_y = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \tau_{yz} \cdot dz \quad (2.31)$$



Şekil 2.7: İnce bir plak üzerindeki gerilmeler.

Eğilme ve burulma momentleri gerilmelerin integrasyonu ile elde edilebilir:

$$M_x = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_x \cdot z \cdot dz \quad , \quad M_y = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_y \cdot z \cdot dz \quad , \quad M_{xy} = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \tau_{xy} \cdot z \cdot dz \quad (2.32)$$

Momentlerin doğrultuları gerilme dağılımı düzlemlerine diktir. $df=dz \cdot 1$ 'dir.

$$M_x = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_x \cdot z \cdot df = -\frac{E}{1-\nu^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} z^2 df \quad (2.33)$$

$$I_y = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} z^2 df = \frac{bh^3}{12} \quad b=1 \quad I_y = \frac{h^3}{12} \quad (2.34)$$

$$M_x = -\frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \quad N = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (2.35)$$

N sabitine plak rijitliği denir.

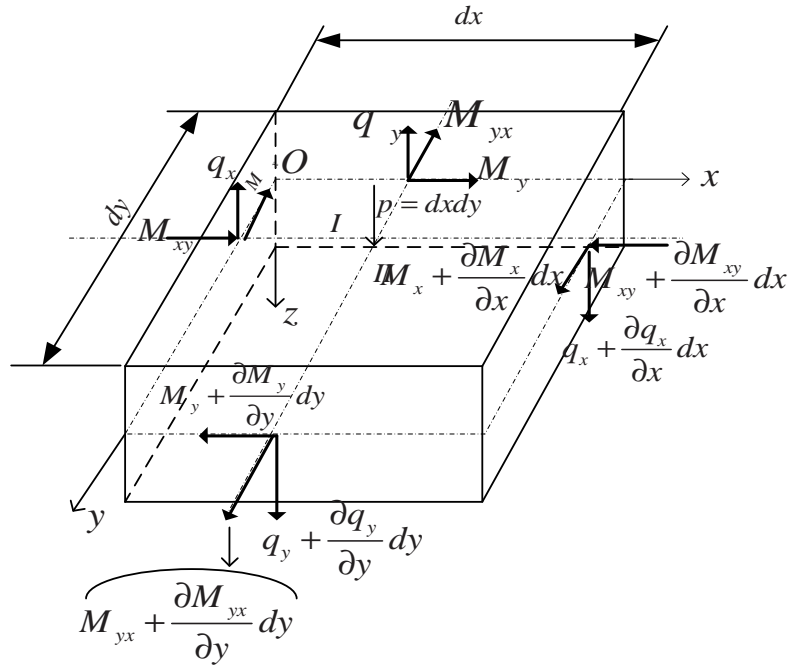
$$M_y = -\frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \left(\nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \quad (2.36)$$

$$M_{xy} = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \tau_{xy} \cdot z \cdot dz = -\frac{E}{1+\nu} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} z^2 dz \quad (2.37)$$

$$M_{xy} = \frac{E}{1+\nu} \frac{h^3}{12} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \quad M_{xy} = -(1-\nu) N \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \quad (2.38)$$

Şekil 2.8’de üzerindeki kuvvet ve moment bileşenleri görülen plağın, çekme doğrultusunda $P = p dx dy$ basınç yükü tesiri altında ($dx dy$) elemanın statik denge denklemleri hesaplanmak isteniyor. Düşey doğrultuda kuvvetlerin dengesi için, p basınç yükünden gelen ($dx dy$) elemanına tesir eden kuvvet:

$$P = p dx dy \quad (2.39)$$



Şekil 2.8 : Plak üzerindeki moment ve kuvvet bileşenleri.

Birim uzunluk başına hesaplanmış olan q kesme kuvvetleri ise,

$$Q_x = \left(-q_x + q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx \right) dy = \frac{\partial q_x}{\partial x} dx dy \quad (2.40)$$

$$Q_y = \left(-q_y + q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} dy \right) dx = \frac{\partial q_y}{\partial y} dy dx \quad (2.41)$$

Düşey doğrultudaki kuvvetlerin denge denklemi:

$$P + Q_x + Q_y = 0 \quad (2.42)$$

$$p dx dy + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx dy + \frac{\partial q_y}{\partial y} dy dx = 0 \quad (2.43)$$

$$p + \frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} = 0 \quad (2.44)$$

Momentlerin dengesi için, elemanların ağırlık merkezinden geçen x doğrultusuna paralel I eksenine ve y doğrultusuna paralel II eksenine göre momentler hesaplandığında, plağa tesir eden momentlerin statik denge denklemleri bulunur.

I eksenine göre momentler toplandığında elde edilen denklem şu şekildedir:

$$\left(-M_{xy} + M_{xy} + \frac{\partial M_{xy}}{\partial x} dx \right) dy + \left(-M_y + M_y + \frac{\partial M_y}{\partial y} dy \right) dx - \left[\left(+q_y + q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} dy \right) dx \right] \frac{dy}{2} = 0 \quad (2.45)$$

$$\frac{\partial M_{xy}}{\partial x} dx dy + \frac{\partial M_y}{\partial y} dy dx - 2q_y dx \frac{dy}{2} - \frac{\partial q_y}{\partial y} \frac{dy^2}{2} = 0 \quad (2.46)$$

Kareli terim küçük olduğundan ihmal edilirse denklem şu hali alır:

$$\frac{\partial M_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial M_y}{\partial y} - q_y = 0 \quad (2.47)$$

$$q_y = \frac{\partial M_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial M_y}{\partial y} \quad (2.48)$$

II eksenine ve y doğrultusu için de aynı hesaplar yapılır ve $M_{xy} = M_{yx}$ olarak alınırsa:

$$q_x = \frac{\partial M_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial M_x}{\partial y} \quad (2.49)$$

$$p + \frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} = 0 \quad (2.50)$$

$$p + \frac{\partial^2 M_{xy}}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 M_{xy}}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 M_y}{\partial y^2} = 0 \quad (2.51)$$

$$\frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 M_y}{\partial y^2} + 2 \frac{\partial^2 M_{xy}}{\partial x \partial y} = -p \quad (2.52)$$

w değişmesine göre statik denge denklemi, daha önce hesaplanmış olan M_x , M_y eğilme momentleri ve M_{xy} burulma momenti yukarıdaki denklemde yerine konursa:

$$N \left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \nu \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} \right) + N \left(\frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + \nu \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} \right) + 2(1-\nu)N \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} = p \quad (2.53)$$

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} = \frac{p}{N} \quad (2.54)$$

$$N = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad w = w(x, y) \quad (2.55)$$

Bu denklem şu şekilde de yazılabilir:

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) = \frac{p}{N} \quad (2.56)$$

$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right)$ yazılış şekline “laplasyan” veya “harmonik operatör” denir. ∇^2 veya

Δ ile gösterilir. Plak denklemi buna göre şu basit hali alır:

$$\nabla^2 w = \frac{p}{N} \quad \text{veya} \quad \Delta \Delta = \frac{p}{N} \quad (2.57)$$

$p/N=0$ olması halinde elde edilen denkleme “harmonik denklem” denir.

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = \nabla^2 w = 0 \quad (2.58)$$

İvme ve kütle ifadeleri m kütle, γ özgül ağırlık, g yer çekimi ivmesi, V hacim, ρ yoğunluk (özkütle) olmak üzere şu şekilde yazılabilir:

$$a = \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \quad m = \frac{\gamma}{g} V = \rho(h \cdot dx \cdot dy) \quad (2.59)$$

Buna göre yüzey kuvveti ile atalet kuvvetinin dengesi şu hali alır:

$$P = p dx dy = -\rho h dx dy \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \quad (2.60)$$

$$p = -\rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \quad (2.61)$$

Plakların enine serbest titreşimlerinin diferansiyel denklemleri ise şu şekilde yazılır:

$$\Delta \Delta w = -\rho \frac{h}{N} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \quad (2.62)$$

Zorlanmış titreşim denklemi ise şöyledir:

$$\Delta \Delta w = -\frac{1}{N} \left[-\rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + p(x, y, t) \right] \quad (2.63)$$

Plakların enine serbest titreşimleri ise şu şekilde ifade edilir:

$$\Delta \Delta w + \rho \frac{h}{N} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \quad \rho \frac{h}{N} = k^4 \quad (2.64)$$

$$\Delta \Delta w + k^4 \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \quad (2.65)$$

w sapmaları $w(x, y, t)$ bağlı olduğundan w şu şekilde yazılabilir:

$$w = w(x, y) \cdot \sin(\omega t + \alpha) \quad \alpha = \text{sabit} \quad (2.66)$$

$$2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + k^4 \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \quad (2.67)$$

$$\Delta \Delta w(x, y) - \omega^2 k^4 w(x, y) = 0 \quad (2.68)$$

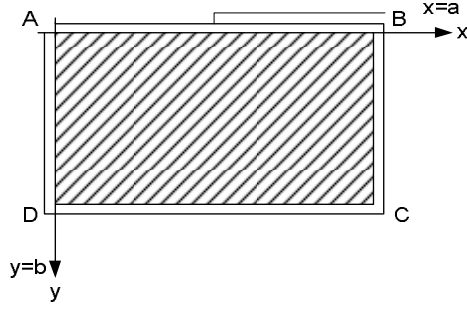
$$\lambda^4 = \omega^2 k^4 = \omega^2 \frac{h \rho}{N} \quad (2.69)$$

$$(\Delta \Delta - \lambda^4) w(x, y) = (\nabla^4 - \lambda^4) w(x, y) = 0 \quad (2.70)$$

$$(\Delta - \lambda^2) w(x, y) = 0, \quad (\Delta + \lambda^2) w(x, y) = 0 \quad (2.71)$$

Bunlar, serbest titreşim yapan dikdörtgen plakların enine titreşim denklemleridir.

Şekil 2.9'da görünen plak, serbest mesnetli sınır şartlarını haizdir.



Şekil 2.9 : Serbest mesnetli sınır şartlarına sahip plağın şematik gösterimi.

Sınır şartları plağın kenarları boyunca AB boyunca ($y=0$) da

$$w(x,0) = 0 \quad M_y = 0 \quad \left(\nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) = 0 \quad (2.72)$$

$$\left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right]_{x,0} = 0 \quad \left[\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right]_{0,y} = 0 \quad (2.73)$$

Aynı şekilde, bu kenar boyunca gösterilen momentler toplamı da sıfırdır.

Serbest mesnetli bir plakta sınır şartları:

$$\begin{aligned} x=0 \text{ ve } x=a \text{ için } w=0 \quad \Delta w=0 \\ y=0 \text{ ve } y=b \text{ için } w=0 \quad \Delta w=0 \end{aligned} \quad (2.74)$$

Bu şartları sağlayan fonksiyon olarak aşağıdaki ifade seçilebilir:

$$w = C_{mn} \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} \quad (m, n = 1, 2, 3, \dots) \quad (2.75)$$

Bu fonksiyon titreşim denkleminde kullanılırsa şu ifadeye ulaşılır:

$$-\left(\frac{m^2 \pi^2}{a^2} + \frac{n^2 \pi^2}{b^2} \right) C_{mn} \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} + \lambda^2 C_{mn} \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} = 0 \quad (2.76)$$

$$\lambda^2 = \frac{m^2 \pi^2}{a^2} + \frac{n^2 \pi^2}{b^2} \quad \lambda^2 = \omega k^2 = \omega_{mn} \sqrt{\frac{\rho h}{N}} \quad (2.77)$$

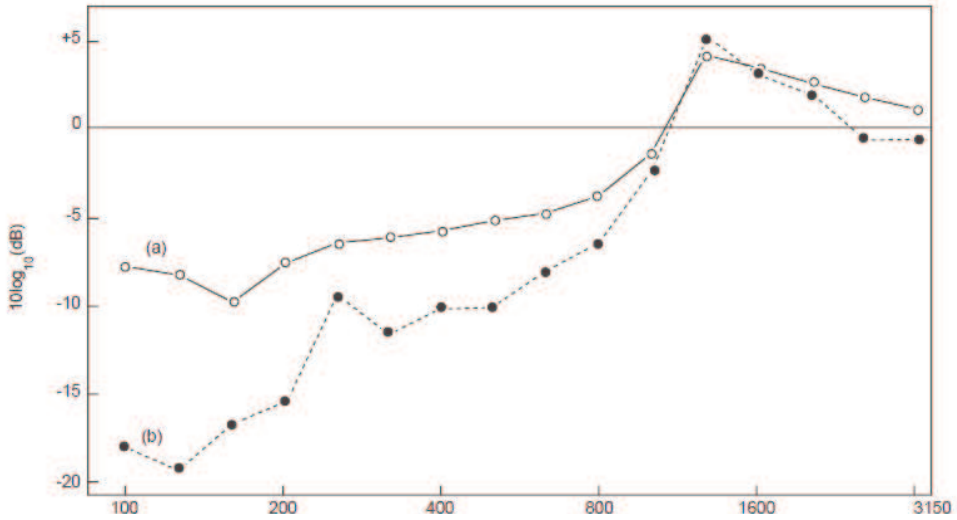
$$\omega_{mn} \sqrt{\frac{\rho h}{N}} = \frac{m^2 \pi^2}{a^2} + \frac{n^2 \pi^2}{b^2} \quad \omega_{mn} = \left(\frac{m^2 \pi^2}{a^2} + \frac{n^2 \pi^2}{b^2} \right) \sqrt{\frac{N}{\rho h}} \quad (2.78)$$

$$\omega_{mn} = \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right) \pi^2 \sqrt{\frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)\rho}} \quad (m, n = 1, 2, 3 \dots) \quad (2.79)$$

2.3 Titreşim Kaynaklı Ses

Bu çalışmada sözü edilen, elastik cisimlerden kaynaklı ses yayılımıdır. Elastik cisimlerdeki ses yayılımı ile kastedilen, rijit yapılardan değil elastik yapıların titreşimlerinden kaynaklanan seslerdir. Elastik yapılar ise, plaklar, kabuklar (shell) ve diğer elastik yapılardır. Elastik cisimlerden yayılan ses gücünün tespitinde yayılım oranları kullanılmaktadır. Ancak farklı türdeki tahrikler için, elastik cisimlerdeki yayılım oranları birbirinden farklıdır (Şekil 2.10).

Örneğin, bir plağın mekanik tahriki, akustik tahrikinden farklı yayılım oranlarına sebep olur [21]. İlerleyen bölümlerde, sadece mekanik titreşimlerden bahsedilecektir.



Şekil 2.10 : Hava kaynaklı ve yapısal (mekanik) kaynaklı tahrikler için çelik bir plaktaki yayılım oranları (h=10 mm, f_c=1,25 kHz) [20].

Elastik elemanlardan yayılan ses üç temel denklem ile ifade edilebilir:

2.3.1 İnce plakların ve kabukların titreşimlerinin denklemleri

Yapıların zorlanmış titreşimlere cevapları, titreşim kaynağına göre çeşitlilik göstermektedir. Burada sadece mekanik kaynaklı titreşimlerden söz edilmektedir.

İnce dikdörtgenel bir plağın enine titreşimlerinin 2 boyutlu eğilme dalga denklemleri şu denklemle ifade edilebilir:

$$\rho_s \frac{\partial^2 u_p}{\partial t^2} + \left(\frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \right) \times \left\{ \frac{\partial^4 u_p}{\partial x^4} + \frac{\partial^4 u_p}{\partial x^2 y^2} + \frac{\partial^4 u_p}{\partial y^4} \right\} = 0 \quad (2.80)$$

Bu denklemdeki ρ_s birim alandaki kütle, ν poisson oranı, E elastisite modülü, h plak kalınlığı ve $u_p(x,y,t)$ plağın enine yer değiştirmesidir.

2.3.2 Havadaki ses dalgalarının lineer ve homojen akustik dalga denklemi

$$\nabla^2 p - \left(\frac{1}{c^2} \right) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0 \quad (2.81)$$

Bu denklemdeki p akustik basınç, c havadaki ses hızı, u parçacık yer değiştirmesidir.

2.3.3 Kirchoff-Helmholtz integral denklemi:

Bu denklem herhangi bir yapının harmonik yüzey titreşimiyle, yapının çevresinde yer alan akışkandaki ses basıncı arasındaki ilişkiyi verir:

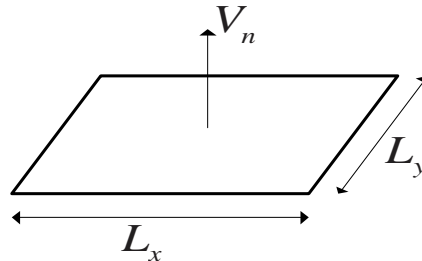
$$p(\vec{r}) = \int_S \left\{ p(\vec{r}_0) \frac{\partial G_\omega(\vec{r}, \omega / \vec{r}_0, \omega)}{\partial \vec{n}} + i\omega \rho_0 \vec{u}_n(\vec{r}_0) G_\omega(\vec{r}, \omega / \vec{r}_0, \omega) \right\} d\vec{S} \quad (2.82)$$

\vec{n} : normal birim vektörünü, \vec{r} , \vec{r}_0 sırasıyla alıcının ve titreşen yapının yüzeyindeki bir noktanın konum vektörlerini, $p(\vec{r})$ yapıdaki yüzey basıncını, $i\omega \vec{u}_n(\vec{r}_0)$ titreşim altındaki yapıda yüzeye normal ivmeyi göstermektedir.

2.4 Analiz

Analizlerde kullanılan model, Norton ve Drew'in "Titreşim Kaynaklı Ses" adlı makalesinden alınmıştır [20].

Titreşim kaynağı, Şekil 2.11'de görüldüğü gibi akışkan ile temas halinde, serbest eğilme dalgalarını taşıyan ince dikdörtgenel bir plaktır.



Şekil 2.11 : Plağın boyutları ve plağın normali yönündeki hızın şematik gösterimi.

2.4.1 Formülasyon

f frekans, f_c kritik frekans, c havadaki ses hızı, S yüzey alanı ($S = L_x L_y$), P çevre $P = 2(L_x + L_y)$, $L_{maks} = maks(L_x, L_y)$, $L_{min} = min(L_x, L_y)$, $\alpha^2 = f / f_c$, $\langle v^2 \rangle v_{n,RMS}^2$ değerlerinin zaman ve alan ortalaması olmak üzere Π ses gücü $\Pi = \sigma_r \rho_0 c (L_x, L_y) \langle v^2 \rangle$ bağıntısıyla ifade edilir. Ses gücü bağıntısındaki diğer terimler aşağıda tanımlanmıştır.

$$\sigma_r = \begin{cases} (\sigma_{rc} + \sigma_{re}) \times C_1 & f \leq 0,7 f_c \\ 0,45 (P / \lambda_c)^{1/2} (L_{min} / L_{maks})^{1/4} & f = f_c \\ (1 - (f_c / f))^{-1/2} = (\alpha^2 - (\alpha^2 - 1))^{1/2} & f \geq 1,3 f_c \end{cases} \quad (2.83)$$

$$\sigma_{rc} = \left(\frac{8}{\pi^4} \right) \left(\frac{\lambda_c^2}{S} \right) \left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{1 - 2\alpha^2}{\alpha(1 - \alpha^2)^{1/2}} \right) \quad f < 0,5 f_c \\ 0 \quad f > 0,5 f_c \end{array} \right\} \quad (2.84)$$

$$\sigma_{re} = \left(\frac{1}{4\pi^2} \right) \left(\frac{P \lambda_c}{S} \right) \left\{ \left(\frac{(1 - \alpha^2) \ln((1 - \alpha^2)/(1 - \alpha))}{(1 - \alpha^2)^{3/2}} \right) \right\} \quad (2.85)$$

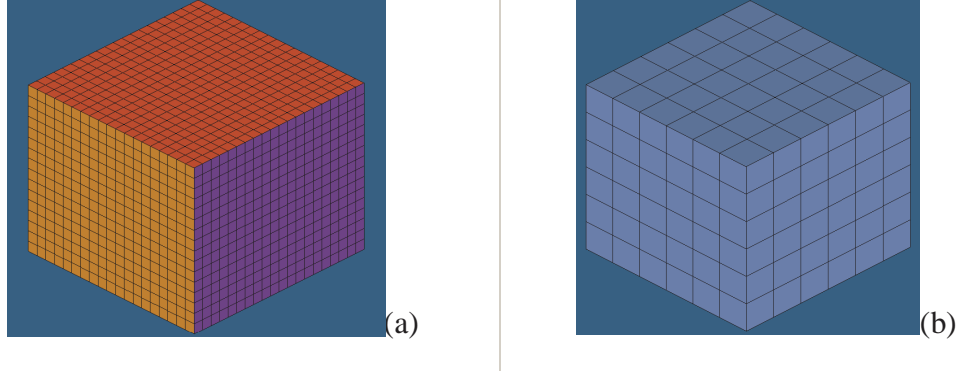
$$C_1 = \begin{cases} 1 & \text{serbest mesnetli sınır şartını haiz kenar} \\ \alpha^2 \exp(10\lambda_c / P) & \text{ankastre sınır şartını haiz kenar} \end{cases} \quad (2.86)$$

$$f_c = (c^2 / 1,8c_{LP}h) Hz \quad (2.87)$$

Her bir plak üzerinde, titreşim hızlarının alındığı 9 adet nokta belirlenmiştir. Sırasıyla her panel ayrı ayrı tahrik edildikten sonra, her paneldeki 9 ayrı noktadan alınan ölçümler ($6 \times 9 = 54$ ölçüm) işlenerek ses gücü hesaplanmıştır.

2.4.2 Hızların tespiti

Hızlar, sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilmiştir. Bu amaçla, basit bir kabin ve kavite modeli hazırlanmış, malzeme özellikleri atanmıştır. Aşağıda kabin ve kavitenin sonlu eleman modelleri görülmektedir (Şekil 2.12):



Şekil 2.12 : Basitleştirilmiş sonlu eleman modelleri: (a) trim, (b) kavite modeli.

Kabindeki plakların malzeme özellikleri ve yüzey kalınlıkları şu şekildedir:

Çizelge 2.1: Panel özellikleri.

	Ölçü [mm]			Kalınlık[mm]	Malzeme
	L_x	L_y	L_z		
Alt	1975	1925	-	1	Çelik
Arka	-	1925	1575	0,85	Çelik
Ön	-	1925	1575	3,5	Plastik
Sağ	1975	-	1575	0,85	Çelik
Sol	1975	-	1575	0,85	Çelik
Üst	1975	1925	-	0,85	Çelik

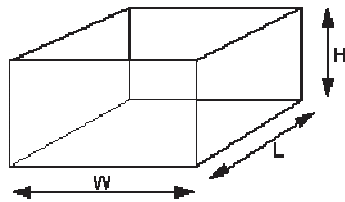
Çizelge 2.2 : Malzeme özellikleri.

	E [MPa]	ρ [ton/mm ³]	ν
Çelik	2,10E5	7,90E-9	3,00E-1
Plastik	1,20E4	1,80E-9	2,50E-1

Hazırlanan modelin doğruluğunun test edilmesi amacıyla, öncelikle kavite modelinin FEM modeli, analitik verilerle karşılaştırılmıştır.

2.4.2.1 Kavite modlarının karşılaştırılması

Şekil 2.13'te kavite geometrisinin şematik görünümü yer almaktadır.



Şekil 2.13 : Kavite geometrisi, W genişlik, L uzunluk, H yükseklik.

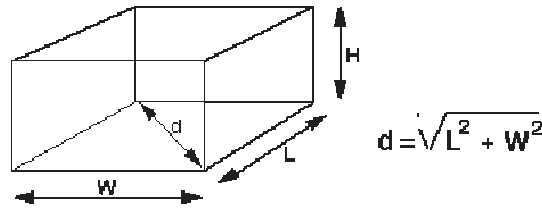
Kavite modları [22]:

Eksenel modlar:

Sesin karşılıklı kenarlar doğrultusunda eksenel yansıdığı (bir kenardan karşı kenara dik olarak) modlardır. Sesin üst kenardan, alt kenara karşılıklı yansıması durumu (bir başka deyişle yükseklik boyunca) eksenel moda örnek olarak verilebilir. Aynı durum kavitenin uzunluk ve genişliği için de geçerlidir. Bu en basit 3 yol, eksenel modlara karşılık gelir. Bu 3 ana modun bir dizi harmoniği de yer almaktadır. (2x, 3x, vs.)

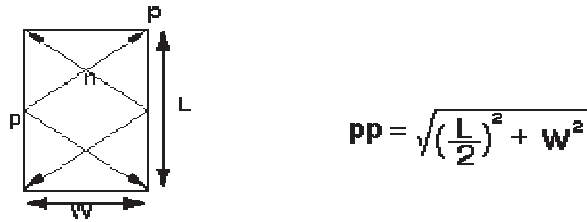
Tanjant modları:

Kavite panellerinin diyagonalleri (Şekil 2.14) doğrultusunda oluşan modlar tanjant modlardır.



Şekil 2.14 : Kavitenin diyagonali d.

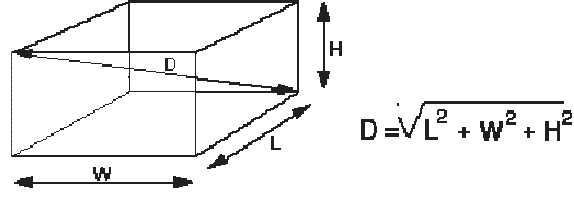
Dalga boyu kavitenin birbirine dik 2 kenar uzunluğundan hesaplanır. Kavitede 3 tane diyagonal ve bunların bir dizi harmonikleri bulunmaktadır. Şekil 2.15'te tanjant moduna bir başka örnek görünmektedir:



Şekil 2.15 : Tanjant modu.

Oblik modlar:

Karşılıklı köşeler boyunca ana köşegen doğrultusunda hareket eden moddur. Örnek olarak ön sol üst köşeden, arka sağ alt köşeye uzanan mod Şekil 2.16'da yer almaktadır.



Şekil 2.16 : Ana köşegen D.

Kavitenin hazırlanan basitleştirilmiş FEM modelinin doğruluğunu test etmek amacıyla analitik verilerle modal analiz sonucu elde edilen değerler karşılaştırılmıştır. MATLAB’te yazılan bir kod yardımıyla analitik denklem çözdürülmüştür. Bu kod ve program çıktısı EK C’te bulunabilir.

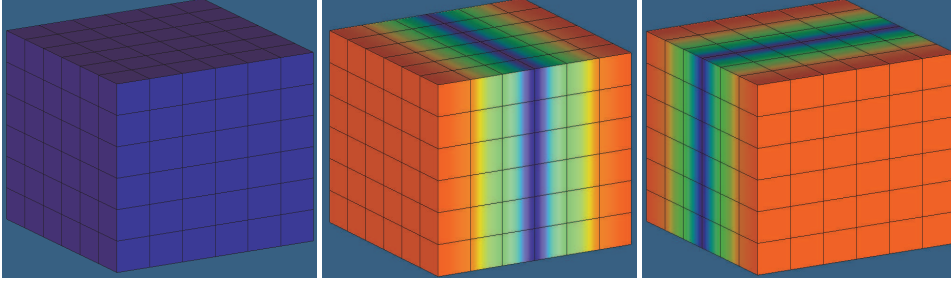
Çizelge 2.3’te doğal frekans değerleri için FE modeli ve analitik model kullanılarak elde edilen sonuçlar ve sonuçlardaki farklar görülmektedir.

Çizelge 2.3 : FE modelinde ve analitik modeldeki doğal frekans değerleri ve sonuçlar arasındaki farklar.

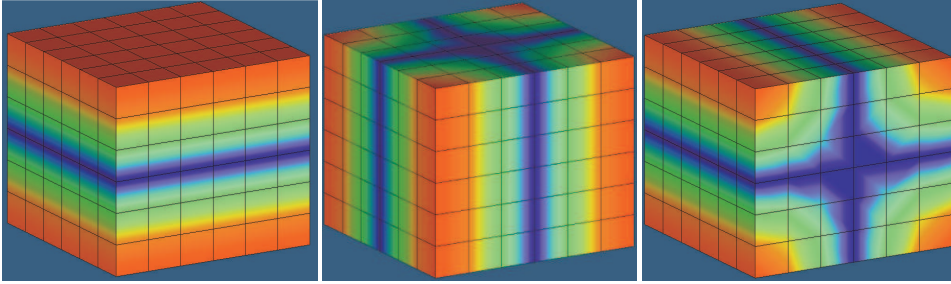
MOD #	i	j	k	FEM[Hz]	Analitik[Hz]	TÜR	FARK(%)
1	0	0	0	0,000	0	Rijit	
2	1	0	0	88,086	87,089	Eksenel	1,132
3	0	1	0	90,373	89,351	Eksenel	1,132
4	0	0	1	110,457	109,206	Eksenel	1,132
5	1	1	0	126,200	124,772	Tanjant	1,132
6	1	0	1	141,279	139,680	Tanjant	1,132
7	0	1	1	142,717	141,101	Tanjant	1,132
8	1	1	1	167,711	165,813	Oblik	1,132
9	2	0	0	182,200	174,177	Eksenel	4,403
10	0	2	0	186,933	178,701	Eksenel	4,403
11	2	1	0	203,382	195,758	Tanjant	3,749
12	1	2	0	206,647	198,793	Tanjant	3,801
13	2	0	1	213,067	205,581	Tanjant	3,513
14	0	2	1	217,128	209,428	Tanjant	3,546
15	0	0	2	228,473	218,412	Eksenel	4,403
16	2	1	1	231,441	224,159	Oblik	3,146
17	1	2	1	234,315	226,814	Oblik	3,201
18	1	0	2	244,865	235,135	Tanjant	3,974
19	0	1	2	245,698	235,982	Tanjant	3,954

Sonuçlara bakıldığında doğal frekans değerleri açısından analitik model ile basitleştirilmiş FE modeli arasında önemli bir fark görülmemektedir.

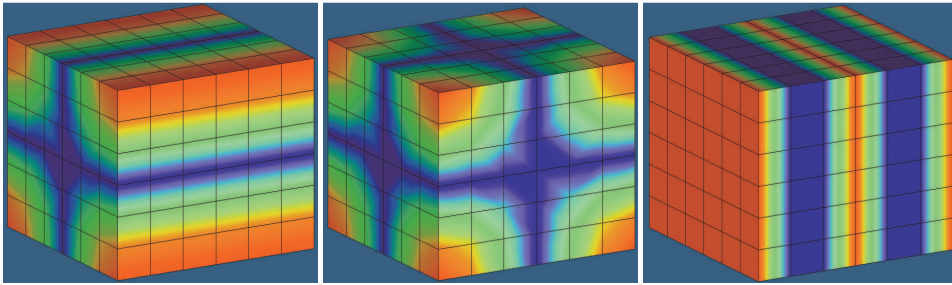
Aşağıda kavite için FE analizleri sonucunda elde edilen mod şekilleri görülmektedir. Analitik yöntemlerle elde edilen modlar tekrar sunulmamış, sadece analitik modelde aynı modlara karşılık gelen modların türleri parantez içinde belirtilmiştir.



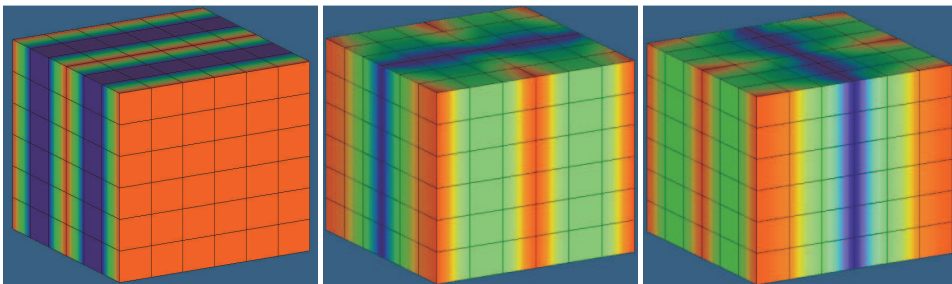
Şekil 2.17 : Mod1 (rijit)-sol-, mod 2 (eksenel)-orta-, mod 3 (eksenel)-sağ-.



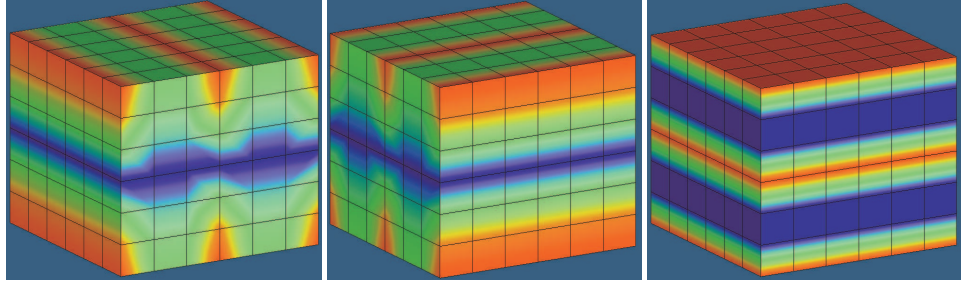
Şekil 2.18 : Mod 4 (eksenel)-sol-, mod 5 (tanjant)-orta-, mod 6 (tanjant)-sağ-.



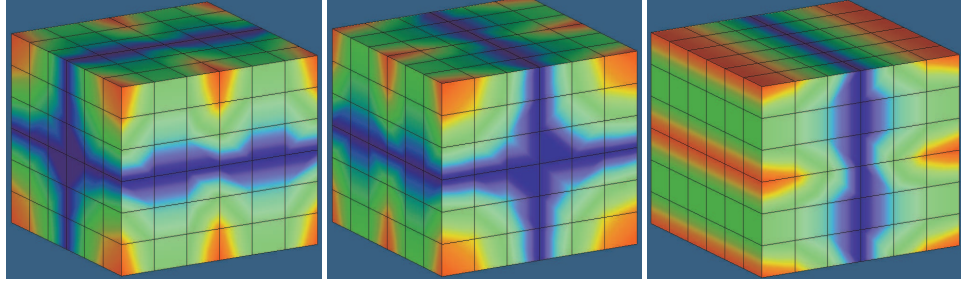
Şekil 2.19 : Mod 7 (tanjant)-sol-, mod 8 (oblik)-orta-, mod 9 (eksenel)-sağ-.



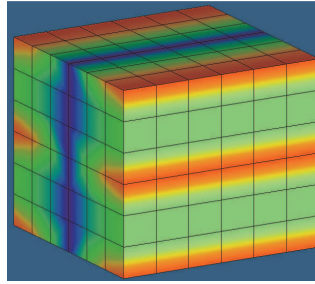
Şekil 2.20 : Mod 10 (eksenel)-sol-, mod 11 (tanjant)-orta-, mod 12 (tanjant)-sağ-.



Şekil 2.21 : Mod 13 (tanjant), mod 14 (tanjant), mod 15 (eksenel).



Şekil 2.22 : Mod 16 (oblik), mod 17 (oblik), mod 18 (tanjant).

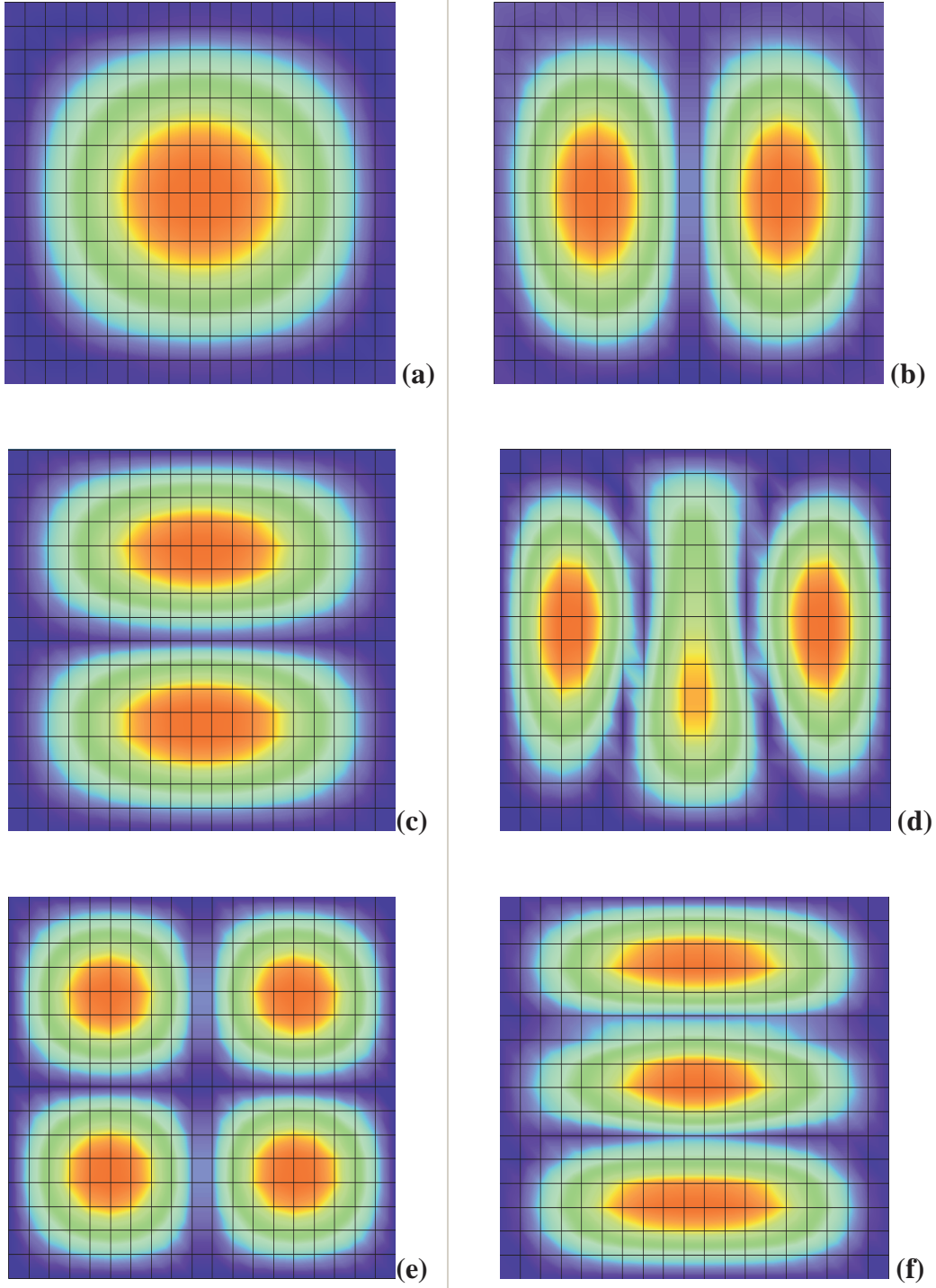


Şekil 2.23 : Mod 19 (tanjant).

Kavite modları söz konusu olduğunda, analitik verilerle sonlu eleman metoduyla elde edilen veriler uyum içindedir.

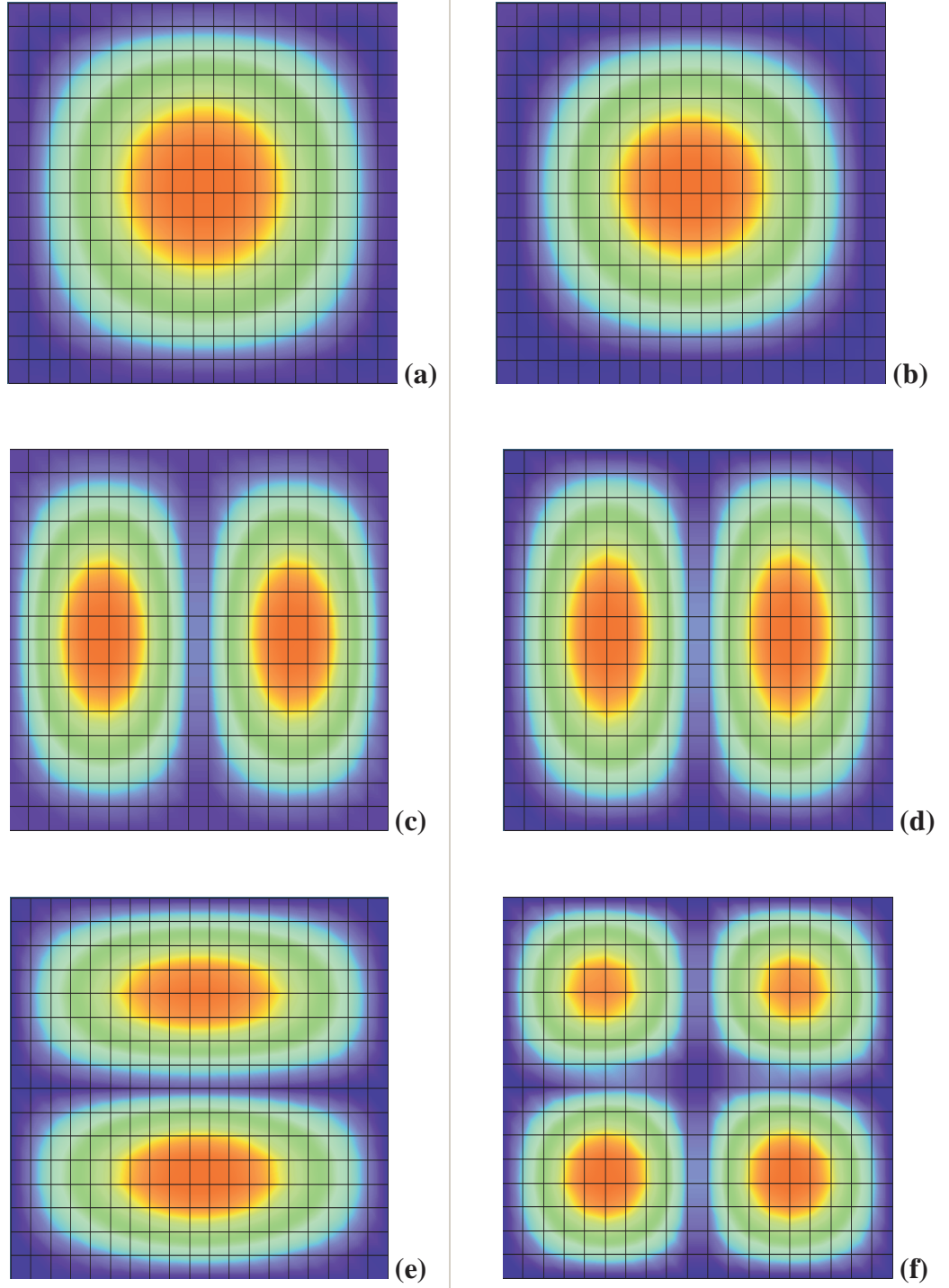
2.4.2.2 Yapısal modların karşılaştırılması

Şekil 2.24'te sonlu eleman analizleri sonucu elde edilen arka panel modlarından örnekler görünmektedir.



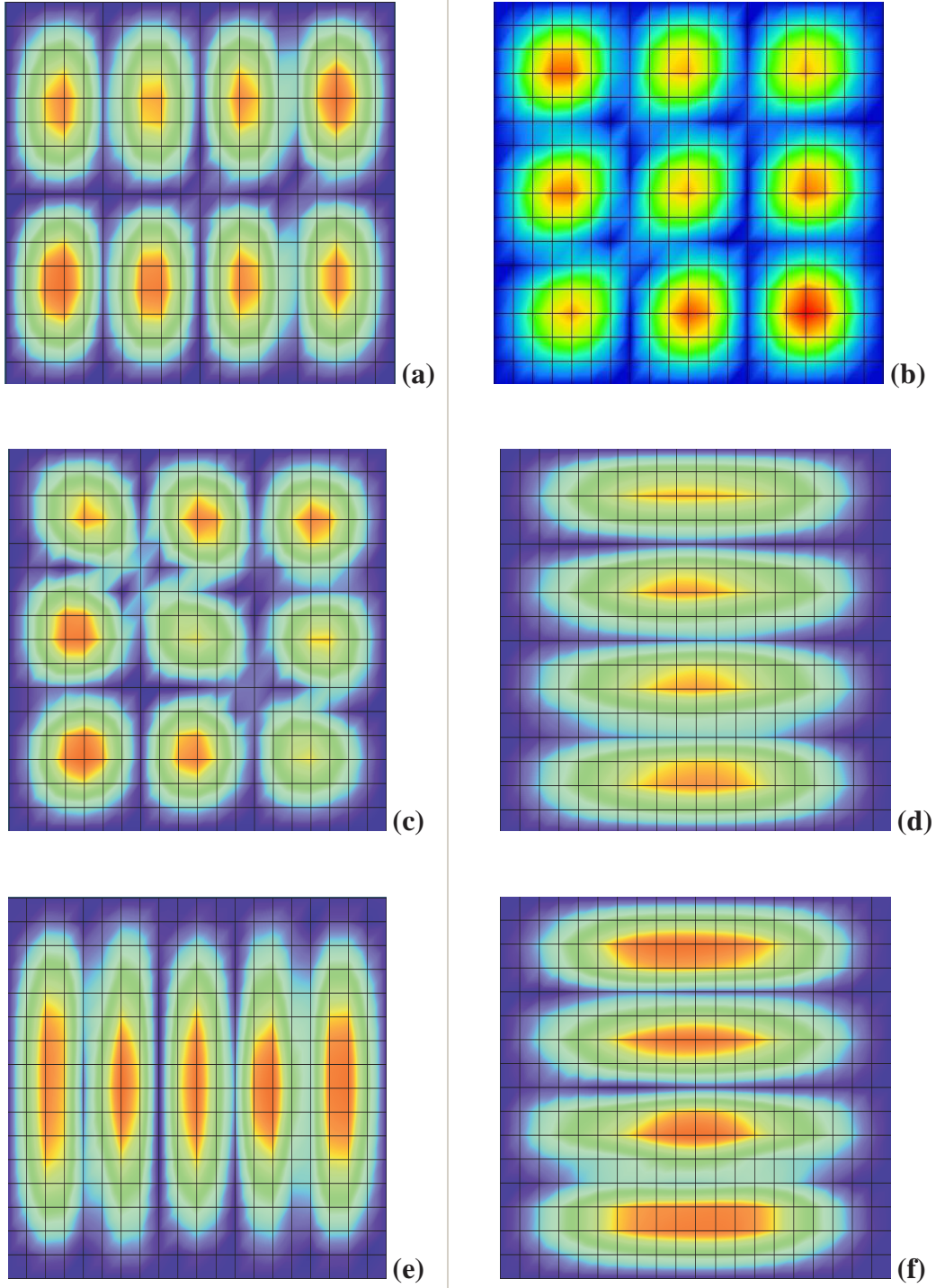
Şekil 2.24 : Arka panel modları (a) – 1,97 Hz, (b) – 3,64 Hz, (c) – 5,01 Hz, (d) 6,26 Hz, (e) – 6,42 Hz, (f) – 9.44 Hz.

Şekil 2.25'te sonlu eleman analizleri sonucu elde edilen ön panel modlarından örnekler görünmektedir.



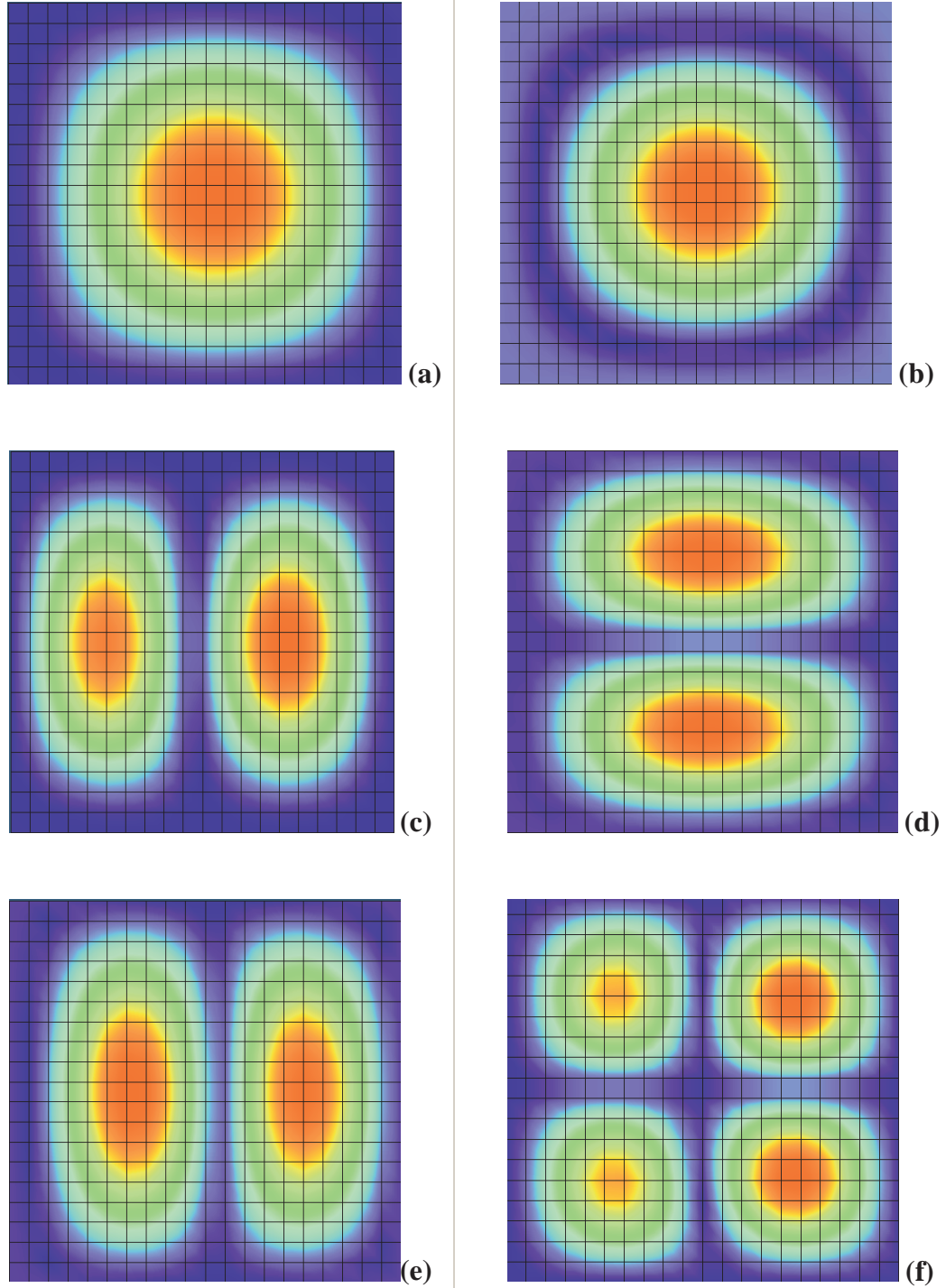
Şekil 2.25 : Ön panel modları (a) – 3,27 Hz, (b) – 4,37 Hz, (c) – 6,53 Hz, (d) – 7,37 Hz, (e) – 8,85 Hz, (f) – 11,83 Hz.

Şekil 2.26’da sonlu eleman analizleri sonucu elde edilen sağ panel modlarından örnekler görülmektedir. Sol panel gerek malzeme, gerek ölçüler bakımından sağ panelle aynı özelliklere sahip olduğundan aynı modal özelliklere sahiptir, dolayısıyla hem doğal frekansları hem mod şekilleri aynıdır.



Şekil 2.26 : Sağ panel modları (a) – 13,27 Hz, (b) – 13,55 Hz, (c) – 14,38 Hz, (d) – 14,79 Hz, (e) – 15,97 Hz, (f) – 16,20 Hz.

Şekil 2.27’de sonlu eleman analizleri sonucu elde edilen üst panel modlarından örnekler görünmektedir.



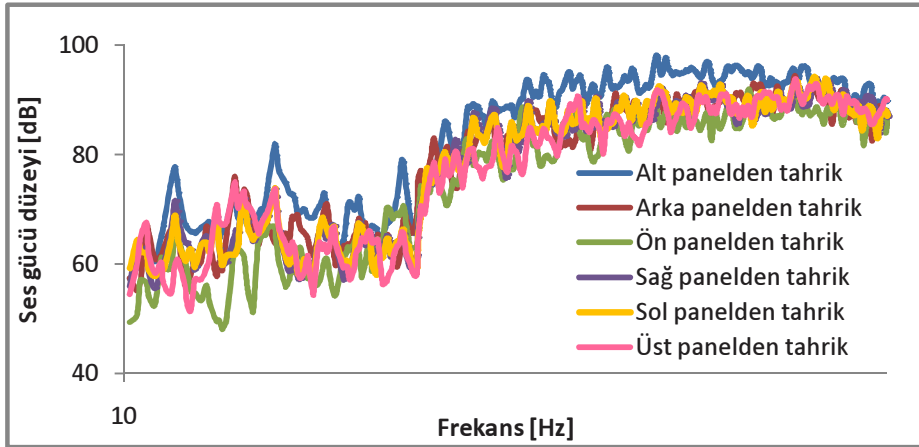
Şekil 2.27 : Üst panel modları (a) – 1,52 Hz, (b) – 1,94 Hz, (c) – 3,27 Hz, (d) – 3,47 Hz, (e) – 3,58 Hz, (f) – 5,19 Hz.

2.4.3 Ses gücü düzeyleri

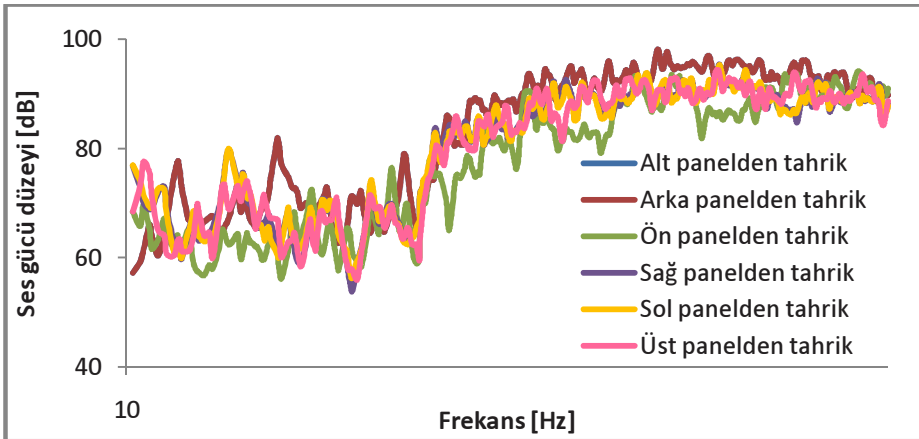
Hazırlanan model doğrulandıktan sonra, panellerden yayılan ses gücü düzeylerinin yarı analitik bir yöntemle elde edilmesi işlemine geçilebilir.

Hız datası, frekans tepki analizleri ile elde edildikten sonra Bölüm 2.2'nin başında yer alan formüller yoluyla ses gücü düzeyleri elde edilir. Daha önce de söylendiği gibi 6 panelden ayrı ayrı tahrik uygulanmış ve her bir tahrik altında her panelde daha önceden belirlenen 9 noktadaki hız değerleri tespit edilmiştir. Ses gücü hesaplanırken bu 9 noktadaki hız değerlerinin RMS'lerinin ortalaması alınır.

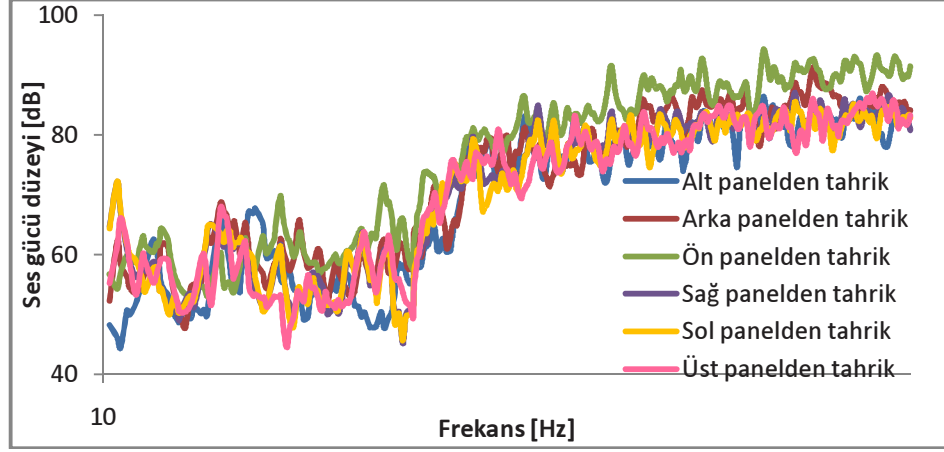
Aşağıda karşılaştırma amacıyla 6 ayrı panelden uygulanan tahrikler neticesinde panellerdeki ses gücü düzeylerinin frekansa bağlı değişimleri yer almaktadır. Grafiklerde özellikle 40 Hz altındaki frekanslardaki tepki fonksiyonları oldukça karmaşık olduğundan x eksenini logaritmik ölçekle çizdirilmiştir. Doğrusal ölçekle çizilen grafikler ve uygulanan tahrik neticesinde her bir panelin ayrı olarak frekans tepki analiz sonuçları EK A'de yer almaktadır.



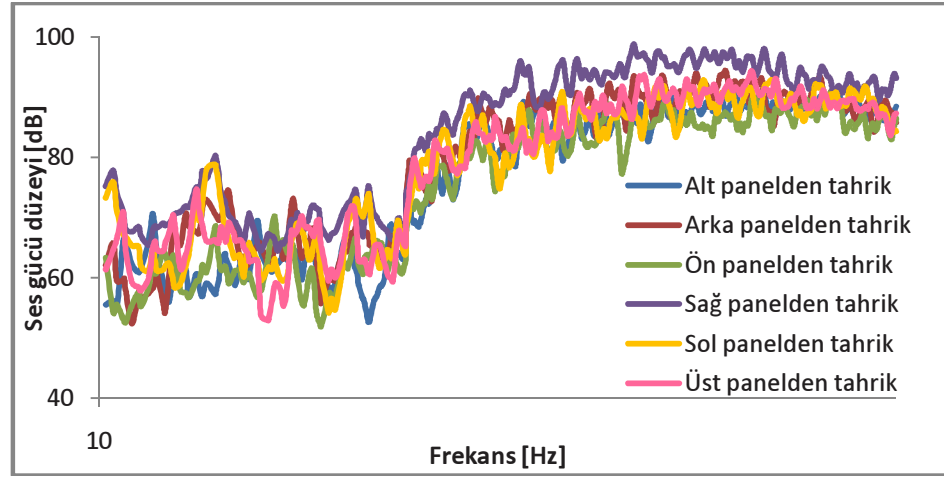
Şekil 2.28 : Alt paneldeki ses gücü düzeyleri. (x eksenini-logaritmik ölçek)



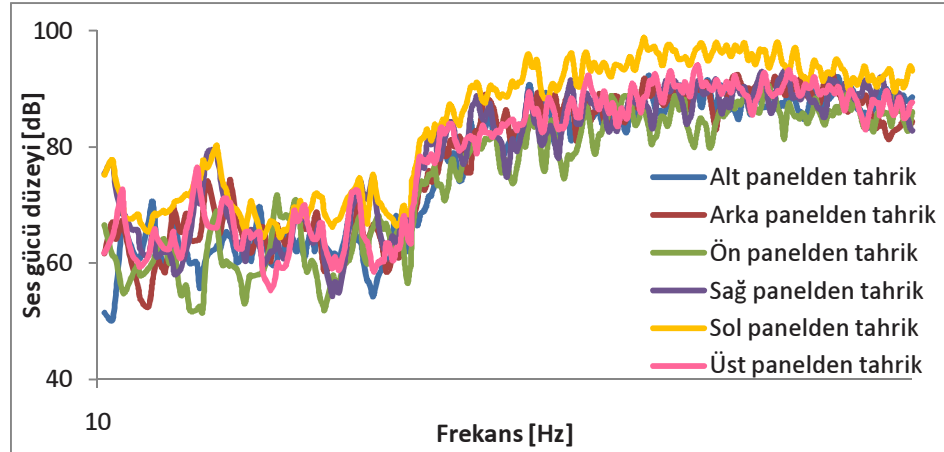
Şekil 2.29 : Arka paneldeki ses gücü düzeyleri. (x eksenini-logaritmik ölçek)



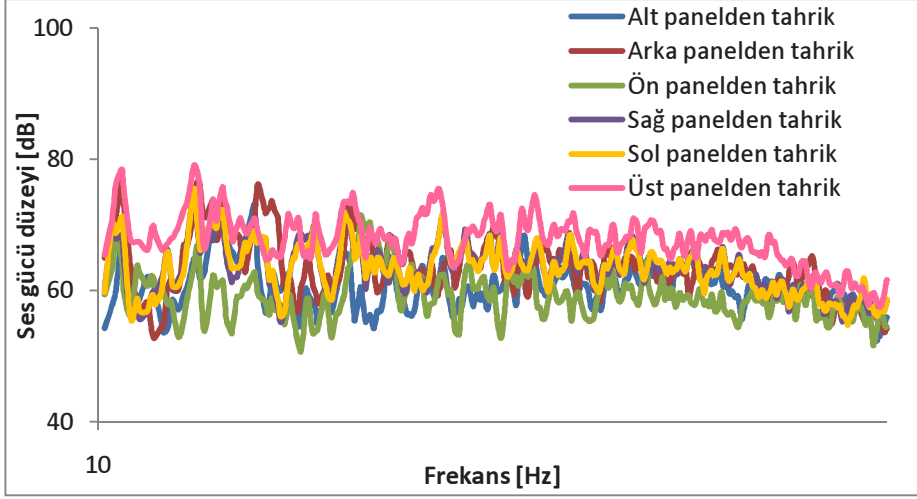
Şekil 2.30 : Ön paneldeki ses gücü düzeyleri. (x ekseni-logaritmik ölçek)



Şekil 2.31 : Sağ paneldeki ses gücü düzeyleri. (x ekseni-logaritmik ölçek)



Şekil 2.32 : Sol paneldeki ses gücü düzeyleri. (x ekseni-logaritmik ölçek)



Şekil 2.33 : Üst paneldeki ses gücü düzeyleri. (x eksenini-logaritmik ölçek)

İlerleyen bölümlerde gerek sayısal (FEM analizleri) gerek deneysel analizlerde panel frekans tepki fonksiyonlarında, ses basınç düzeyleri esas alınacaktır. Bu amaçla, yarı analitik yaklaşımla elde edilen ses gücü düzeylerinin ses basınç düzeylerine dönüştürülmesi istenmektedir. Bu dönüşüm denklem 2.88 uyarınca gerçekleştirilebilir.

$$SBD = SGD + 10 \log \left[\frac{Q_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4}{R_c} \right] \quad (2.88)$$

Bu denklemdeki parametreler şu şekildedir:

SBD , ses basınç düzeyi [dB] (referans: 2×10^{-5} Pa) ; SGD , ses gücü düzeyi [dB] (referans: 10^{-12} Pa); r , kaynaktan olan mesafe [m]; Q_θ , r doğrultusundaki yönelim faktörü; R_c , oda sabiti [m].

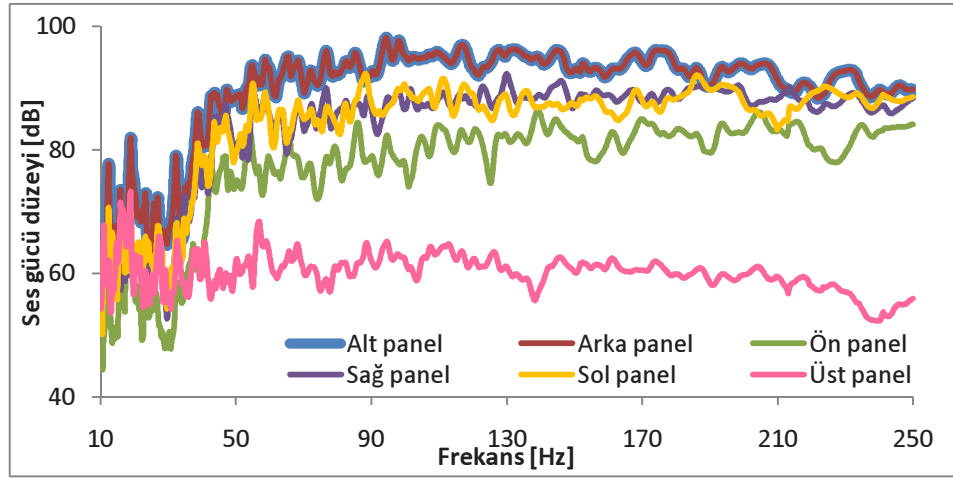
$$R_c = \frac{A\alpha_{ort}}{1 - \alpha_{ort}} \quad \text{olmak üzere, } A, \text{ kavitenin toplam yüzey alanı [m}^2\text{]; } \alpha_{ort}, \text{ kavitenin}$$

ortalama yutum katsayısıdır.

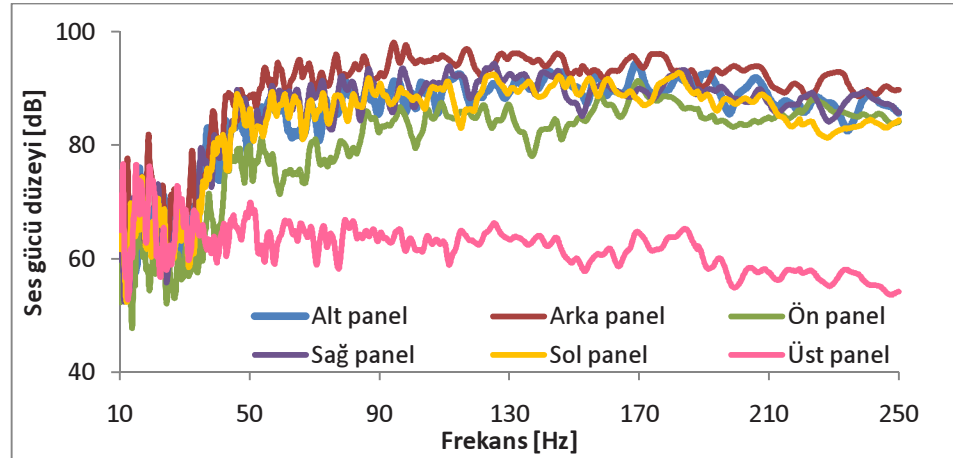
Ses basınç düzeylerinin 2 farklı noktada hesaplanması kararlaştırılmıştır. Bunlar sürücü sol kulak hizası ile ön koltuktaki yolcunun sağ kulak hizasıdır. Kavitenin ortalama yutum katsayıları için ise, 4. bölümde yer alan yankılanım deneyleri kullanılmıştır. Bu deney sonucunda belli frekans noktalarında elde edilen ortalama yutum katsayıları 10-250 Hz arasında interpolate edilerek her bir frekans adımı için ortalama yutum katsayıları elde edilmiştir.

Yukarıdaki denklem yardımıyla, bir panel tahrik edildiğinde tüm panellerden yayılan ses gücü düzeyleri, sürücünün sol kulak hizasında ve ön koltukta oturan yolcunun sağ kulak hizasındaki ses basınç düzeylerine dönüştürülmüştür. Bu her paneldeki ses gücü düzeylerine bağlı olarak oluşan ses basınç düzeyleri toplanarak her bir tahrik sonucundaki toplam ses basınç düzeyi (her bir cevap noktası için ayrı olmak üzere) frekansa bağlı olarak elde edilmiştir.

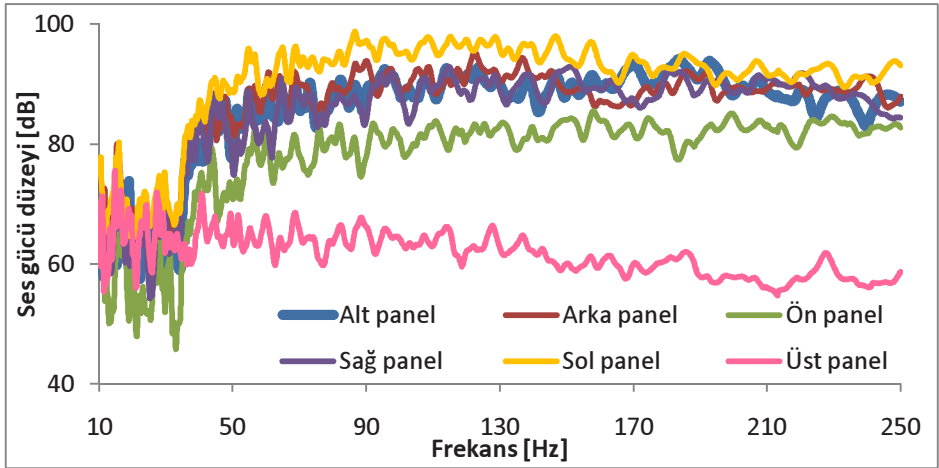
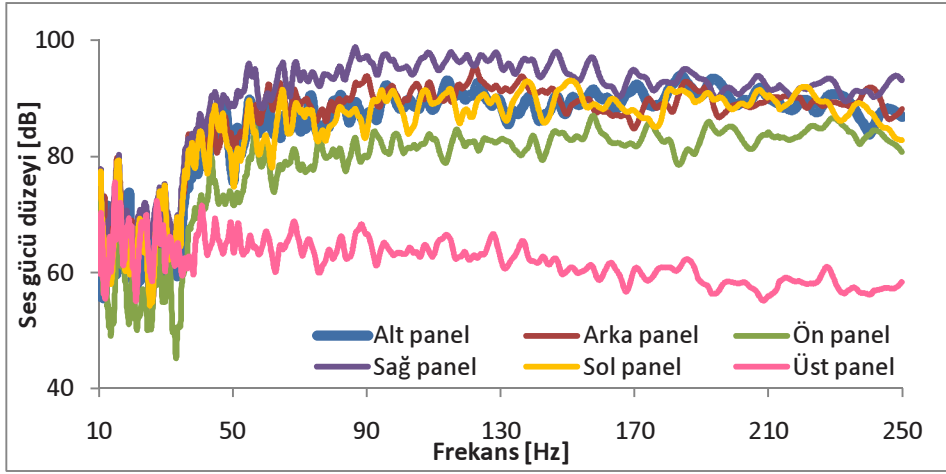
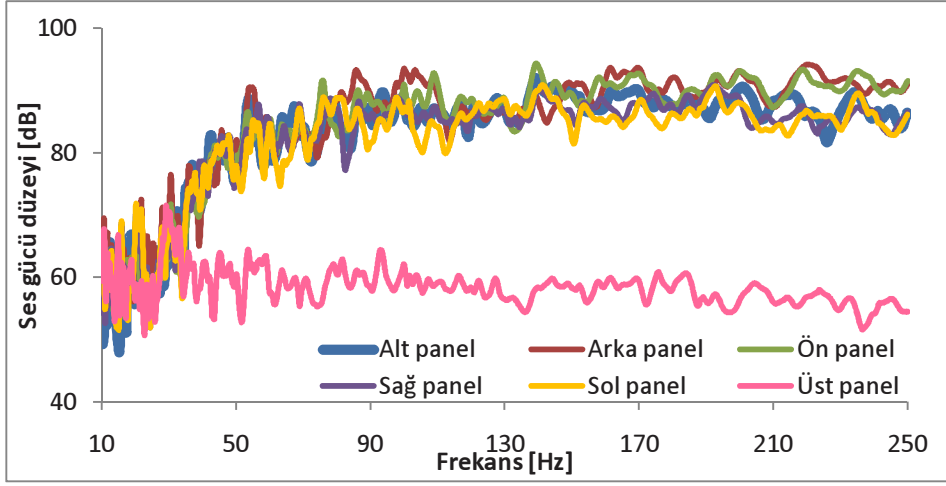
Aşağıda, bu defa her bir tahrik sonucunda panellerde oluşan ses gücü düzeyleri toplu olarak yer almaktadır.

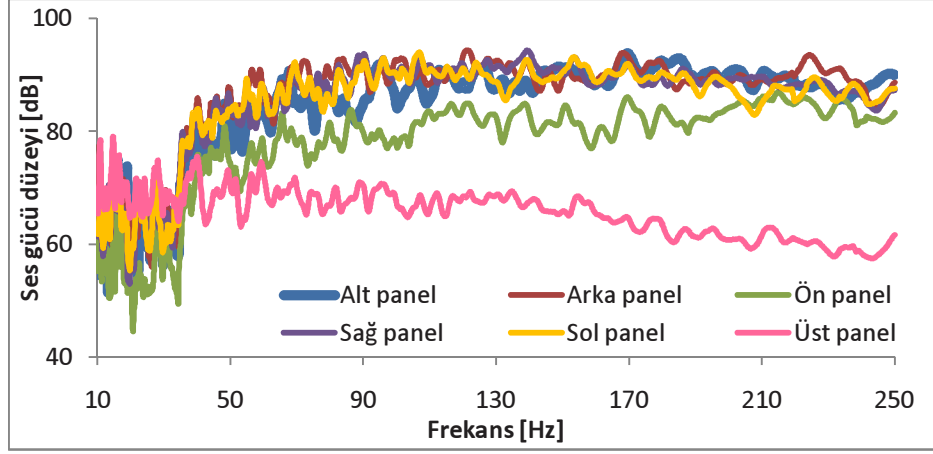


Şekil 2.34 : Alt panelden tahrik.



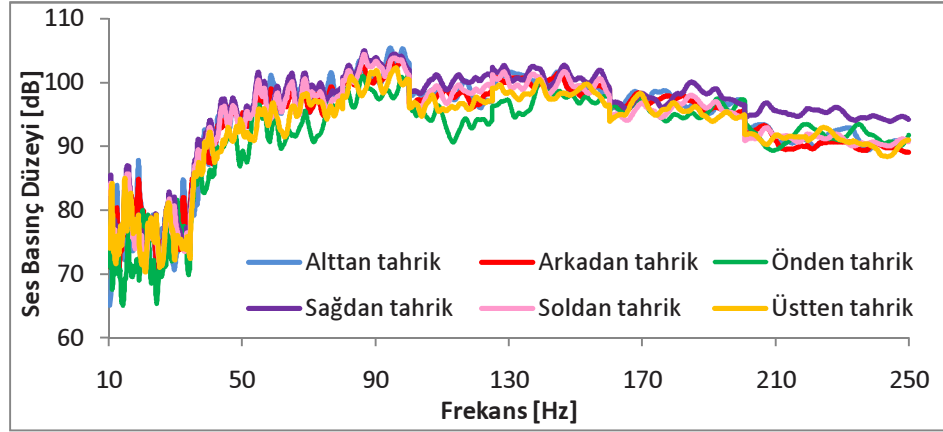
Şekil 2.35 : Arka panelden tahrik.



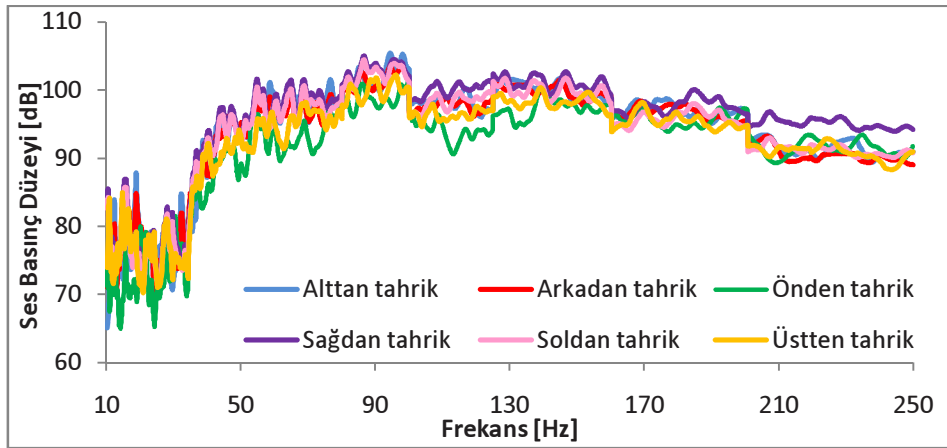


Şekil 2.39 : Üst panelden tahrik.

Yukarıda grafiklerde de sunulmuş olunan sonuçlar ve denklemler kullanılarak, her bir panelin ayrı ayrı tahriki sonucu sürücünün sol kulağı ve yolcunun sağ kulağı hizasında elde edilen ses basınç düzeyleri aşağıda yer almaktadır.

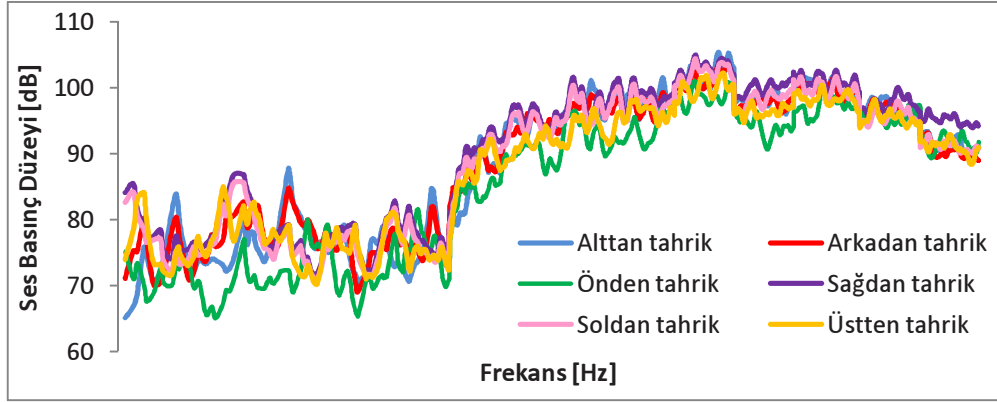


Şekil 2.40 : Sürücü sol kulağı hizasında ses basınç düzeyi-frekans değişimi.

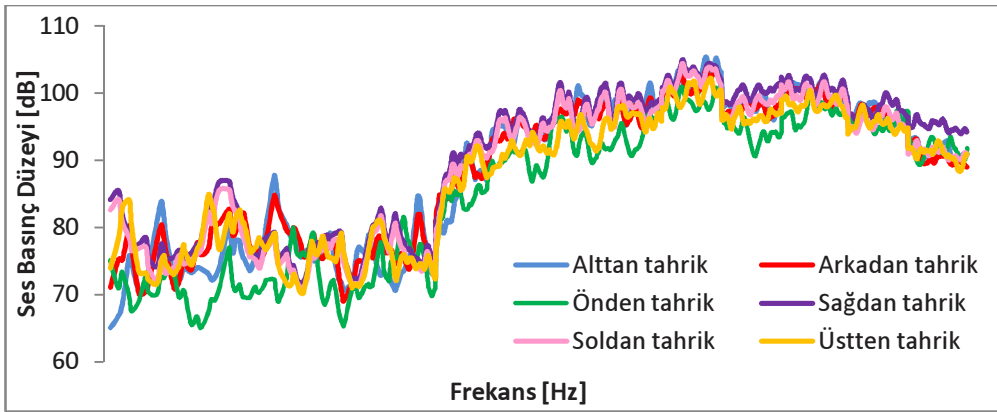


Şekil 2.41 : Yolcu sağ kulağı hizasında ses basınç düzeyi-frekans değişimi.

Grafiklerde özellikle 40 Hz altındaki frekanslardaki ses basınç düzeyleri farklı tahrikler için oldukça karmaşık olduğundan x eksenini logaritmik ölçekle tekrar çizdirilmiştir.



Şekil 2.42 : Sürücü sol kulağı hizasında ses basınç düzeyi-frekans değişimi. (x eksenini logaritmik ölçek)



Şekil 2.43 : Yolcu sağ kulağı hizasında ses basınç düzeyi-frekans değişimi. (x eksenini logaritmik ölçek)

Analitik yöntemle elde edilmiş ses basınç düzeyleri, yapılan basitleştirilmeler sebebiyle gerçek durum hakkında ancak fikir verebilir. Detaylı olarak modellenen kabin-kavite sisteminin gerek sayısal yöntemlerle yapılan frekans tepki analizleri gerek deneylerde elde edilen frekans tepki fonksiyonları, deneysel bölümde panel frekans tepki fonksiyonlarının sunulduğu bölümde analitik yöntemle elde edilen frekans tepki fonksiyonlarıyla karşılaştırılmalı olarak yer almaktadır.

3. SAYISAL ANALİZLER

3.1 Giriş

Kabin içi gürültü düzeylerinde, düşük frekansların baskın olduğu giriş kısmında (Bölüm 1) söylenmişti. Bunun bir diğer nedeni, yolcu kabininin akustik modlarının düşük frekanslı gürültü düzeylerini arttırmasıdır [23].

Akustik modlar, akışkan hacmin doğal frekanslarında oluşurlar. Araçta bu, kabin içindeki havayla temsil edilir. Bu modlara karşılık gelen frekanslar, şu şekilde bulunabilirler [22]:

$$f_{a,b,c} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{a\pi}{x}\right)^2 + \left(\frac{b\pi}{y}\right)^2 + \left(\frac{c\pi}{z}\right)^2} \quad (3.1)$$

c : havadaki ses hızı (m/s)

a, b, c : tamsayı indisleri 1, 2, 3...

x, y, z : hacmin en, boy ve uzunluk değerleri (akustik boyutları)

Bu analitik yaklaşımın uygulanması için, model dikdörtgenler prizması şeklinde kabul edilmektedir. Dikdörtgenler prizması şeklinde düşünülen kavitenin boyutları yaklaşık olarak 1974mm x 1932 mm x 1576 mm'dir.

3.1 nolu formülden hareketle MATLAB'te yazılan bir kod yardımıyla 0-250 Hz aralığında elde edilen doğal frekans değerleri (Çizelge 3.1) şu şekildedir (Bu kod EK C'te yer almaktadır) :

Çizelge 3.1 : Kabin kavitesinin 0-250 Hz aralığındaki doğal frekansı.

Mod	Frekans [Hz]
1	0
2	86
3	88
4	108
5	123
6	138
7	139
8	164
9	172
10	176
11	193
12	196
13	203
14	206
15	216
16	221
17	224
18	232
19	233
20	246
21	248

Bu kabule göre elde edilen sonuçlarla gerçek sonuçlar arasında önemli bir fark bulunmamaktadır. Pratikte akustik modlar sonlu elemanlar analiz programlarıyla kolayca belirlenebilir. Doğal frekansların tespiti için serbest modal analiz yapılmalıdır. Bu amaçla, kabin içi hava modeli çıkartılarak, akışkanın akustik malzeme özellikleri tanımlanır, sınır şartları tanımlanmaksızın (serbest modal analiz) modal analiz gerçekleştirilir. Yapılan tüm modal analizlerde, frekans aralığı 0-250 Hz olarak seçilmiştir. Bunun nedeni daha önce de açıklandığı gibi, ilgilenilen yapısal kaynaklı gürültünün, bu frekans bandında baskın olmasıdır. Ayrıca, daha yüksek frekanslarda, yapıdan kaynaklanan ve modellenmeleri oldukça zor olan modal yoğunluğun ve sönümün yüksek olması, dinamik davranışı doğrudan etkiler [22].

3.2 FEM Sayısal Modeli

Kabinin ayrıntılı bir şekilde hazırlanmış olan CAD datasının mesh (ağ örgüsü) işlemi, Altair HYPERMESH programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Kabin trim modelinde (yapısal model) tüm elemanlar ayrıntılı bir şekilde yer almaktadır. Sadece geometrisi gereksiz bir takım elemanlar (ön paneldeki göstergeler, civatalar), kütlesi ve eylemsizlik momenti tanımlanmış rijit yapılarla tanımlanırken bazı elemanlar ise modelde hiç yer almazlar. Çizelge 3.2’de FE modelindeki elemanlarla ilgili kabuller yer almaktadır. Bu sayede problemin boyutları azalacağından, çözüm süresi de kısalmış olur.

Çizelge 3.2: FE modelindeki elemanlarla ilgili kabuller.

Araç FE modeli kabulleri	
RBE2’lar ile modellenen elemanlar	Civatalar
RBE3’ler ile modellenen elemanlar	Ön paneldeki göstergeler
Modelde yer almayan elemanlar	Motor bloğu

Trim model, kabuk (shell) elemanları içerir. Tüm aracın modellenmesi bittikten sonra, bu model kullanılarak MSC.SOFY’nin AKUSMOD modülü yardımıyla kabin içi FE ağ örgüsü çıkarılır. Bu ağ örgüsüne hava özellikleri girilir. Sönümleyici etkilerinden dolayı aracın vibro-akustik davranışında pozitif katkısı olan koltuk ve yataklar trim modelde yer almamaktadır. Aksine, sönümleyici etkilerinden dolayı yataklar ve koltuklar, kabin içindeki hava ile birlikte kavite modelini oluşturmaktadır. Sonuç olarak trim modelde, titreşime, dolayısıyla gürültüye neden olan elemanlar bulunurken, kavite modelinde gürültü oluşturmayan, aksine sönümleyici etkisi olan elemanlar yer almaktadır.

Kavite modelinde, yatak ve koltuklar ile hava modeli arasında MPC’ler bulunmaktadır. Bu MPC’lerle, hava ile yatak ve koltuklar arasında “Fluid-Fluid Coupling (akışkan-akışkan bağlaşımı)” oluşturulmuş olunur. Yine MSC.SOFY’nin AKUSMOD modülü kullanılarak trim model ve kavite modeli arasında “Fluid-Structure Coupling (yapı-akışkan bağlaşımı)” oluşturulur.

Çizelge 3.3’te, kabin trim modelinin ve kabin kavite modelinin FEM ağ örgüsü (mesh) detayları yer almaktadır:

Çizelge 3.3 : Sayısal modelin ağ örgüsü (mesh) detayları.

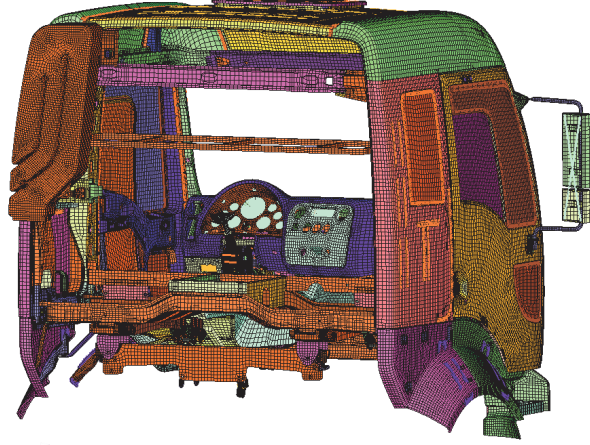
FE trim modeli		FE kavite modeli	
Tür	Adet	Tür	Adet
CQUAD4	292637	CTETRA4	3812
CTETRA4	123533	CPENTA6	1256
CHEXA8	16903	CHEXA8	3833
CTRIA3	59267		
CBAR2	138		
CPENTA6	1616		
TOPLAM	553556	TOPLAM	8901

Bu eleman özellikleriyle ilgili ayrıntılı bilgi EK E’te yer almaktadır.

Aşağıda kabinin trim modeli değişik açılardan görülmektedir:

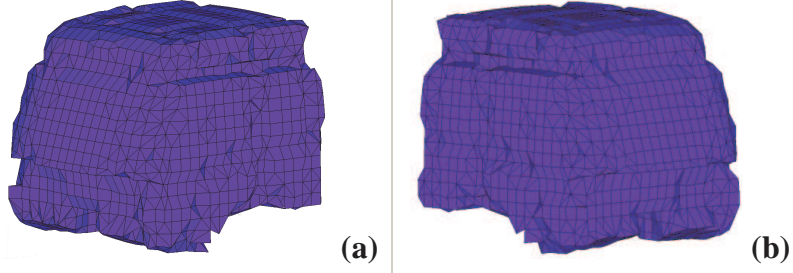


Şekil 3.1 : Kabin trim modelinin değişik açılardan görünüşleri.

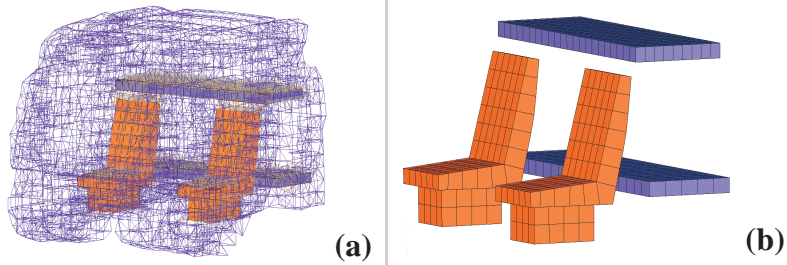


Şekil 3.2 : Kabin trim modelinin ayrıntılı iç görünüşü.

Şekil 3.3a ve 3.3b’de kavite modelinin 2 farklı açıdan görünüşü, Şekil 3.4a’da tel kafes olarak görünüşü, Şekil 3.4b’de ise kavite modeli içinde yer alan yataklar ve koltukların görünüşü yer almaktadır:



Şekil 3.3 : Kabin kavitesinin 2 farklı açıdan görünüşü (a) - (b).



Şekil 3.4 : Kavitenin tel kafes görünüşü (a), kavite içindeki koltuk ve yataklar (b).

Şekil 3.4’te kavite modelinin hava, yataklar ve koltuklardan oluştuğu, ayrıca yatak ve koltuklar ile hava arasında MPC’ler bulunduğu görülmektedir.

Kavite modeli katı (solid) elemanlardan oluşmaktadır. Malzeme özellikleri şu şekildedir:

Çizelge 3.4 : Kavite bileşenlerinin malzeme özellikleri.

	Elastiklik modülü [MPa]	Yoğunluk [ton/mm ³]
Hava	0,142	1,20E-12
Yataklar	0,142	1,20E-11
Koltuklar	0,142	1,20E-11

3.2.1 Modal analiz

3.2.1.1 Kavite modelinin modal analizi

Analiz serbest sınır şartlarında gerçekleştirilmiştir. Böylelikle kavite modelinin doğal frekansları ve mod şekilleri bulunmuştur.

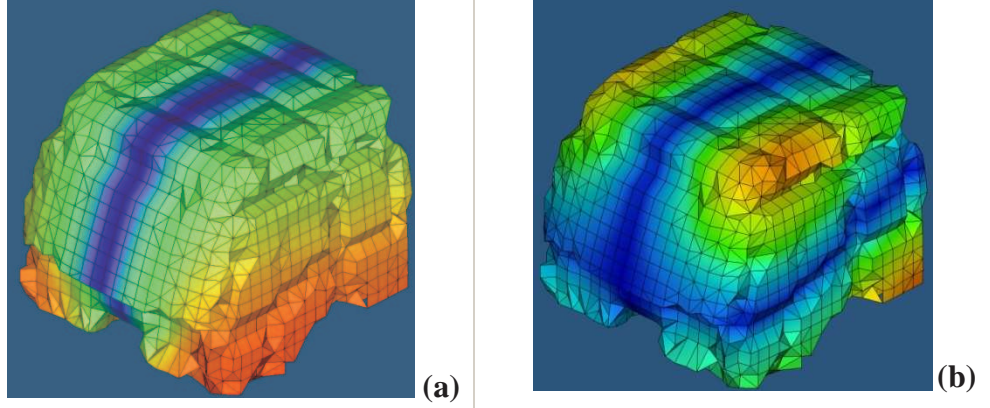
Normal mod analizi yapıldığından, çözücü olarak NASTRAN SOL 103 kullanılmıştır. Nastran SOL 103 çözücüsünde kullanılan formülasyon EK A’de yer almaktadır. Hypermesh üzerinden, NASTRAN template’i seçilerek .dat uzantılı bir dosya oluşturulmuş, bu .dat dosyası NASTRAN’da çözdürülmüştür. Analiz sonucunda oluşan .pch uzantılı dosya Hypermesh ile .res dosyasına dönüştürülür. Sonuç dosyası (.res uzantılı dosya) sonuçlar kısmına yüklenerek, post panelinden sonuçlar görüntülenebilir. Çizelge 3.5’te SOL 103 analizi sonucunda 0-250 Hz aralığında bulunan 23 doğal frekans görülmektedir.

Çizelge 3.5: Kabin kavitesinin 0-250 Hz frekans aralığındaki akustik modları.

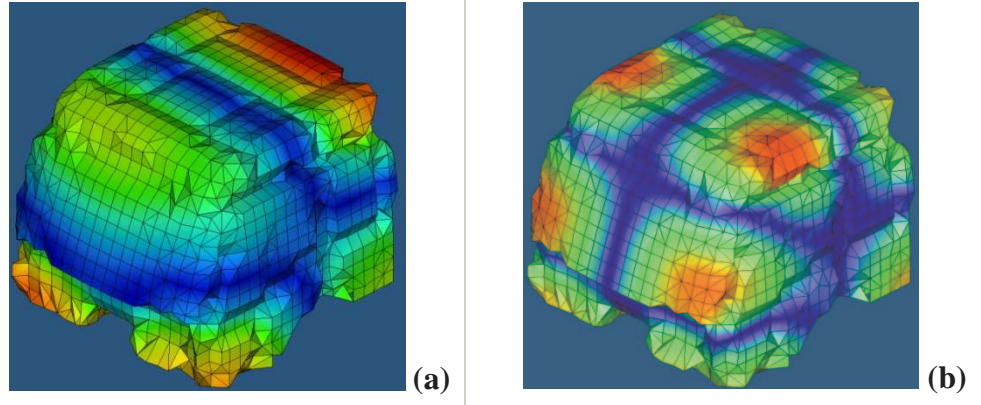
Mod	Frekans [Hz]	Mod	Frekans [Hz]
1	0	13	195
2	79	14	201
3	83	15	211
4	111	16	219
5	112	17	224
6	138	18	227
7	140	19	229
8	159	20	230
9	164	21	241
10	166	22	245
11	184	23	248
12	184		

İlk modun frekans değeri sıfırdır ve rijit mod olarak adlandırılır. Sıfır olmasının nedeni, modele herhangi bir sınır şartının girilmemiş olmasıdır. Bu durumdaki akustik mod şekli, sabit bir basınç alanını göstermektedir. Bu mod şeklinde, kavite öteleme hareketi yapmaktadır.

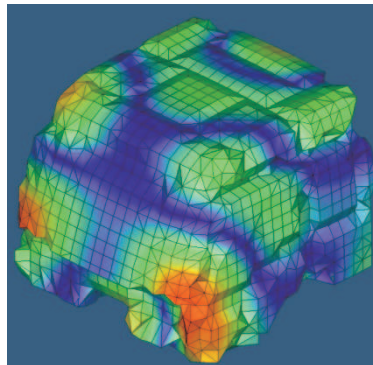
Hypermesh'te görüntülenen akustik kavite modlarından 2, 6, 7, 13, 21 Şekil 3.5, 3.6 ve 3.7'de yer almaktadır.



Şekil 3.5 : Kavitenin 2. akustik modu 79 Hz (a), 6. akustik modu 138 Hz (b).



Şekil 3.6 : Kavitenin 7. akustik modu 140 Hz (a), 13. akustik modu 195 Hz (b).



Şekil 3.7 : Kavitenin 21. akustik modu 241 Hz.

Akustik kavitenin 3.1 numaralı denklem kullanıldığında elde edilmiş modları, sayısal yöntemle elde edilen sonuçlarla oldukça benzerdir. Analitik modelde, sayısal modelde yer alan koltuk ve yatakların bulunmayışı ve kavitenin düzgün dikdörtgenler prizması şeklinde modellenmesi arasındaki farkı anlamlı kılmaktadır.

3.2.1.2 Kavite modelinin HATS içerdiği durumdaki modal analizi

Yapılacak deneysel testlerde, kabinin içine Head and Torso Simulator (HATS) konulması kararlaştırılmıştır. Kullanılan HATS, Brüel& Kjaer markasının 4100 modelidir [24]. HATS, daha sonra yapılacak deneysel çalışmalarda akustik ölçümler için kullanılacaktır. HATS, Şekil 3.8 ve 3.9’da görülmektedir.



Şekil 3.8 : HATS katalog resmi.



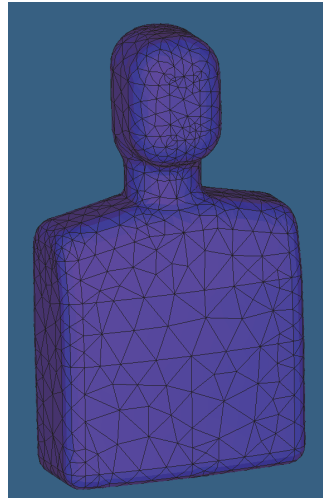
Şekil 3.9 : Araç gürültü ölçümünde HATS.

HATS'in, kavite modelinin modlarını ve mod şekillerini ne ölçüde değiştirdiğini görmek için HATS'in içinde bulunduğu kavitenin modal analizi gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla ilk olarak HATS, Solid Works 7.0 kullanılarak modellenmiştir. CAD çizimi Şekil 3.10'de yer almaktadır.

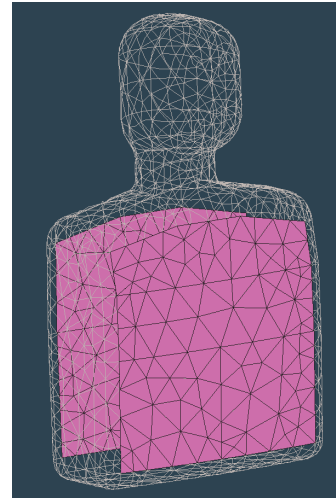


Şekil 3.10 : HATS CAD çizimi.

Daha sonra bu CAD datası Hypermesh'e import edilerek, mesh işlemi gerçekleştirilir. Kaba bir tetra-mesh oluşturulur. HATS'in ağ örgüsü (mesh) katı (solid) elemanlar kullanılarak modellenir. Ardından malzeme özellikleri girilir. Şekil 3.11 a'da mesh modeli yer almaktadır. Head and Torso Simulator'ın üzerinde giysi bulunmaktadır. Giysi de, katı (solid) elemanlarla modellenip, malzeme özellikleri atanır. Şekil 3.11 b'de ise giysinin gövde ile birlikte olan modeli yer almaktadır.



(a)



(b)

Şekil 3.11 : HATS FE modeli (a), üzerindeki giysi (b).

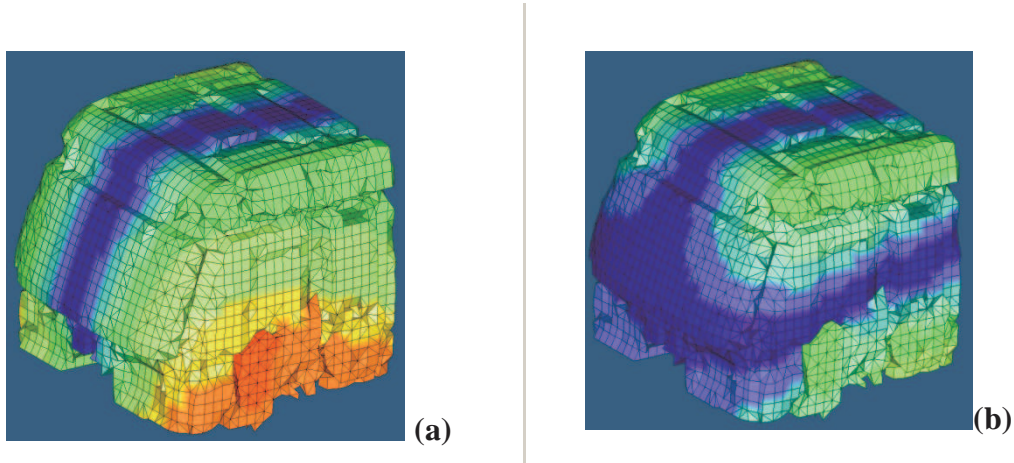
HATS modeli, trim modele yerleştirilerek, buna göre yeni kavite modeli MSC.SOFY ile çıkartılmıştır. Yeni kavite modelinde de HATS, yataklar ve koltuklar ile hava arasında MPC'ler MSC.AKUSMOD kullanılarak oluşturulmuştur.

Modal analiz, yeni kavite modeli için MSC.Nastran SOL 103 kullanılarak tekrar gerçekleştirilir. 0-250 Hz frekans aralığındaki akustik mod değerleri Çizelge 3.6'da görülmektedir.

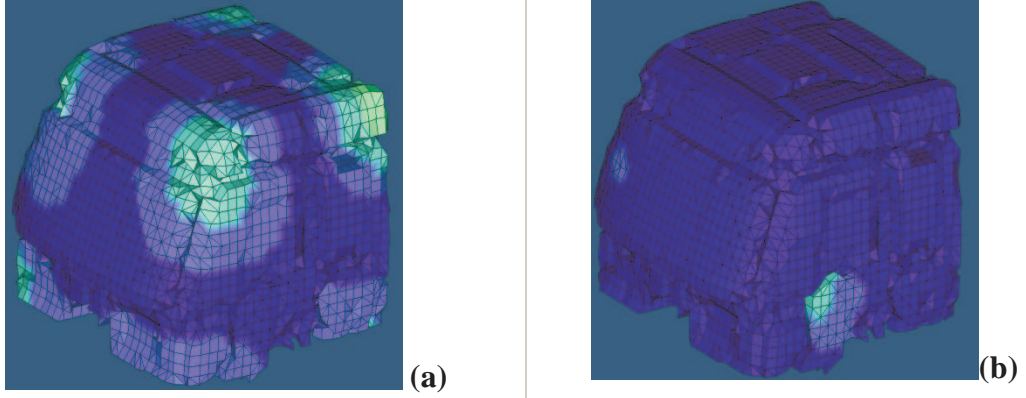
Çizelge 3.6 : HATS'i içeren kabin kavitesinin 0-250 Hz frekans aralığındaki akustik modları.

Mod	Frekans [Hz]	Mod	Frekans [Hz]
1	0	16	202
2	79	17	206
3	83	18	209
4	109	19	214
5	114	20	216
6	135	21	220
7	143	22	227
8	151	23	231
9	159	24	232
10	165	25	234
11	172	26	239
12	175	27	242
13	182	28	247
14	193	29	249
15	194		

HATS'i içeren model için Hypermesh'de görüntülenen akustik kavite modlarından 2, 6, 10, 15 Şekil 3.12 ile 3.13 arasında yer almaktadır:



Şekil 3.12 : Kavitenin 2. akustik modu 79 Hz (a), 6. akustik modu 135 Hz (b).



Şekil 3.13 : Kavitenin 10. akustik modu 165 Hz (a), 15. akustik modu 194 Hz (b).

HATS'i içeren ve içermeyen kavite modellerinin modal analizleri karşılaştırıldığında, özellikle düşük frekanslarda doğal frekanslar aynıken, artan frekanslarda HATS'i içeren modelde doğal frekans değerleri artarken, mod sayıları da fazlalaşmıştır. Bunun nedeni, yüksek frekanslarda HATS'ten kaynaklı lokal modlardır. Ancak daha önce de söylendiği gibi çok anlamlı farklar bulunmamaktadır. Bu nedenle ilerideki analizlerde HATS kullanılmaması kararlaştırılmıştır.

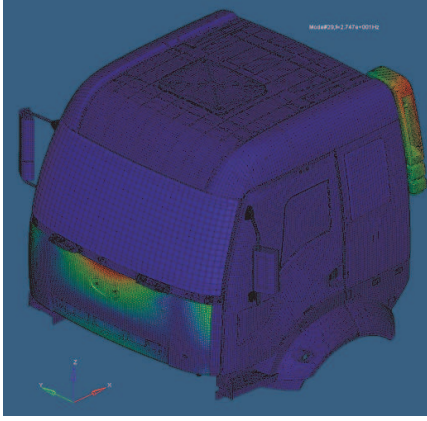
3.2.1.3 Çözücü olarak NASTRAN yerine ACTRAN kullanılması:

Kavitenin tüm bu modal analizleri, çözücü olarak NASTRAN yerine ACTRAN kullanılarak uygun malzeme kartları ve özellikler girilip gerçekleştirildiğinde aynı sonuçlar elde edilmiştir. Bu sebeple sonuçlar raporlanmamıştır.

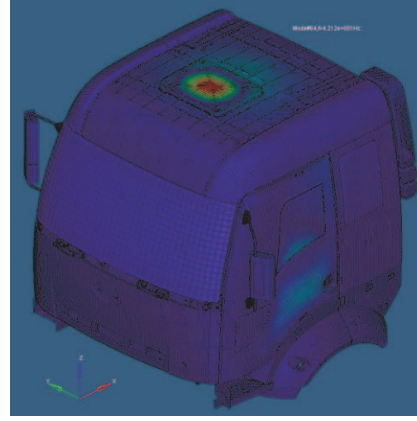
3.2.1.4 Trim modelin (yapısal model) modal analizi

Trim modelin modal analizi aynen kavite modelinde olduğu gibi serbest sınır şartlarında gerçekleştirilmiş olup, yapının doğal frekansları bulunmuştur. Çözücü olarak normal mod analizi SOL 103 kullanılmıştır.

Trim modelde 0-250 Hz aralığında toplam 891 tane doğal frekans bulunmuştur. Bu modlardan 6 tanesi rijit mod, 5 tanesi de mekanizma modu olduğundan 0 frekans değerine sahiptir. Fazla sayıda olmalarından ötürü doğal frekans değerleri burada sunulmamıştır. Yapının karmaşıklığından dolayı bir çok lokal mod bulunmaktadır. Bu yüzden, panel titreşimlerine karşılık geldiği düşünülen global modlardan birkaçı raporlanmıştır.

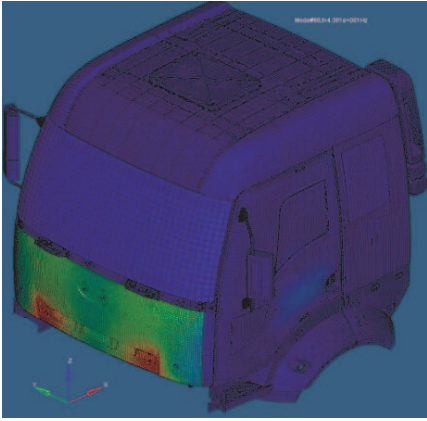


(a)

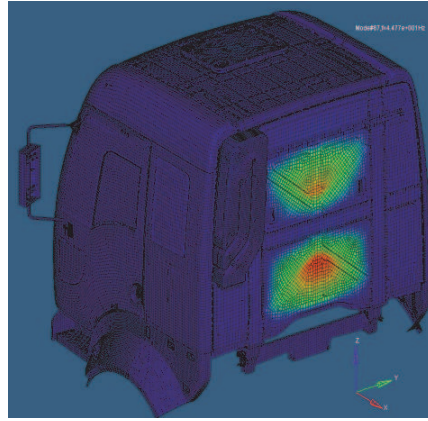


(b)

Şekil 3.14 : Trim modelin 29. modu 27 Hz (a), 64. modu 42 Hz (b).

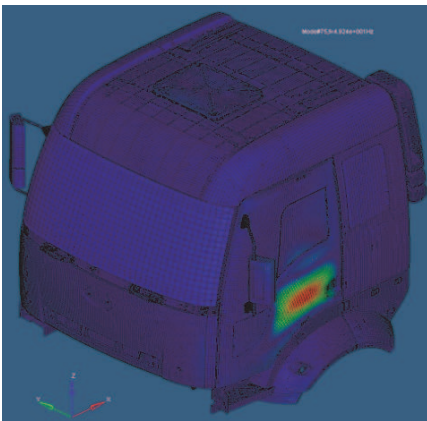


(a)

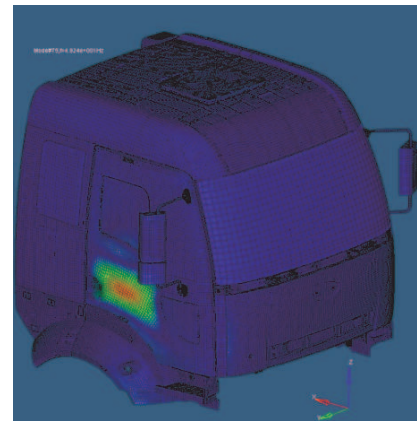


(b)

Şekil 3.15 : Trim modelin 66. modu 44 Hz (a), 67. modu 45 Hz (b).

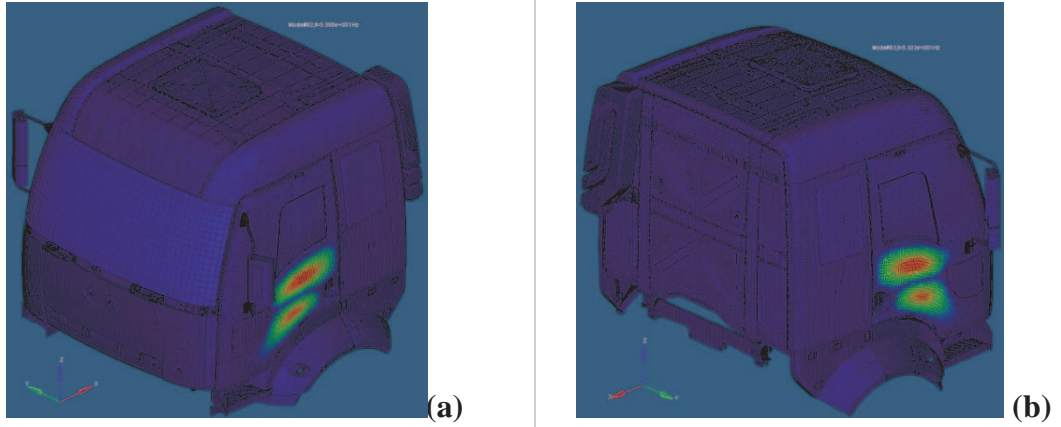


(a)



(b)

Şekil 3.16 : Trim modelin 75. modu 49 Hz (a) Soldan izometrik görünüş (b)Sağdan izometrik görünüş.



Şekil 3.17 : Trim modelin 82. modu 53 Hz (a) Soldan izometrik görünüş (b) Sağdan izometrik görünüş.

Yapısal modların akustik modlarla çakışıp çakışmadığı, gürültü değerleri açısından önemlidir. Bu nedenle MATLAB’de yazılan basit bir program yardımıyla, sayısal analizler sonucu 0-250 Hz arasında elde edilen yapının 880 adet elastik modu, kavitenin (HATS’i içermeyen) 22 adet elastik moduyla karşılaştırılmıştır. Kavitenin tüm doğal frekanslarının, yapının doğal frekanslarıyla çakıştığı görülmüştür.

3.2.1.5 Yapı ve kavite bağlaşıklık iken modal analiz

Kamyon kabininde yapının titreşmesinden dolayı, akışkan (kavite) üzerinde “hız sınır şartı” oluşur. Ayrıca akışkandaki akustik basınç da yapı üzerinde bir basınç alanı oluşturur. Yapıyla tamamen çevrelenmiş bir akışkanın, yapı üzerinde bir rijitlik (katılık) etkisi söz konusudur. Bu etki, akışkanın elastisite modülüyle doğru, hacmiyle ters orantılıdır. Diğer taraftan akışkanın ataleti yapının kütesini artırır, bu etki akışkanın kütleli yoğunluğuyla doğru orantılıdır. Eğer, akışkanın yapı üzerindeki etkisi ihmal edilemezse (katılık etkisi, ek kütle etkisi), yapı ve akışkanın uncoupled (bağlaşıklık olmayan) durumdayken çakışan doğal frekansları varsa ve/veya yapıdan yayılan gürültü iletimi bulunmak isteniyorsa, yapı ve kavite coupled (bağlaşıklık) durumdayken modal analiz gerçekleştirilmelidir [25].

Bir önceki bölümde yapı ve kavite uncoupled durumdayken, kavitenin tüm doğal frekanslarının yapının doğal frekanslarıyla çakıştığı söylenmişti. Bu nedenle, coupled modal analiz gerçekleştirilmelidir.

Yapı ve kavitenin coupled durumdaki modal analizi NASTRAN SOL 110 kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu çözücünün kullandığı denklemler EK B’de yer

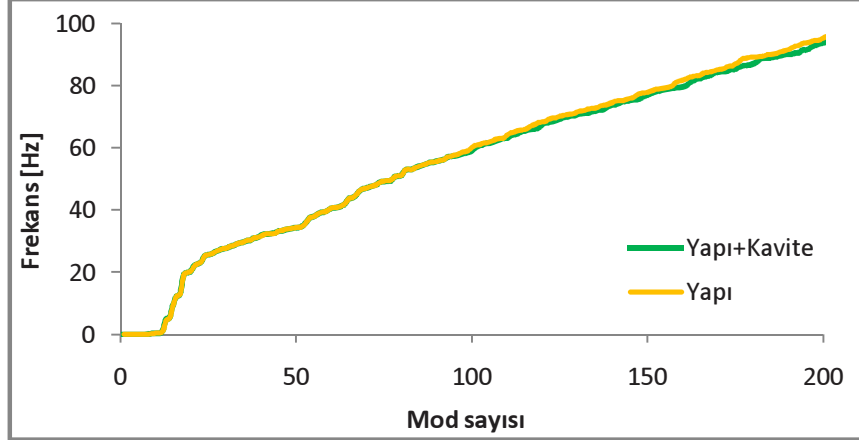
almaktadır. SOL 110 analizi sonucunda, bağışık modlar yani modal kompleks öz değerler bulunmuştur.

SOL 110 analizi sonucu bulunan modlar da fazla olmalarından ötürü raporda yer almamaktadır. Ancak yapının coupled ve uncoupled haldeyken elde edilen doğal frekanslarının bir kısmı aştığıdaki çizelgede karşılaştırma amacıyla verilmektedir:

Çizelge 3.7 : Modların sadece yapı varken ve yapı havayla beraber haldeyken elde edilen sayısal değerleri.

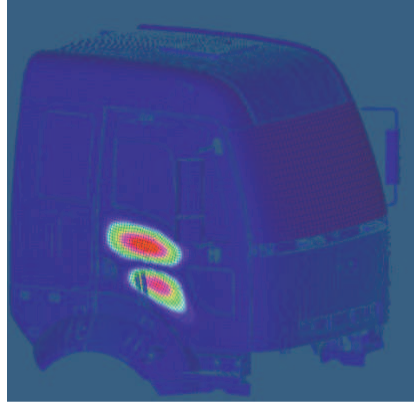
Mod	Bağışık fr.[Hz]	Yapısal fr.[Hz]	Mod	Bağışık fr.k[Hz]	Yapısal fr.[Hz]
1	0,00023994	0,00023523	21	22,08070000	21,92065000
2	0,00026724	0,00026391	22	22,68677000	22,69032000
3	0,00031707	0,00029755	23	23,28309000	23,28746000
4	0,00033530	0,00032010	24	25,25002000	25,25131000
5	0,00039556	0,00034583	25	25,62151000	25,62184000
6	0,02697507	0,00039689	26	25,90481000	25,90553000
7	0,02724441	0,02700953	27	26,51387000	26,56337000
8	0,13741370	0,02729716	28	27,03377000	27,03967000
9	0,33862210	0,13742570	29	27,53503000	27,51006000
10	0,34507120	0,34017370	30	27,64657000	27,64676000
11	0,37196740	0,37164260	31	28,19457000	28,20475000
12	1,02441200	1,02438300	32	28,48092000	28,48120000
13	4,93404800	4,47117300	33	29,02436000	29,03115000
14	5,29532400	5,29481400	34	29,39444000	29,41357000
15	9,48501900	9,48501000	35	29,59981000	29,64878000
16	12,29206000	12,29134000	36	30,16526000	30,17623000
17	12,97543000	12,97599000	37	30,23386000	30,27580000
18	19,11807000	19,11835000	38	31,02201000	31,01447000
19	19,86999000	19,87071000	39	31,12899000	31,18515000
20	20,24911000	20,26990000	40	31,83624000	31,65617000

Görüldüğü gibi elde edilen değerler birbirine oldukça yakındır. Ancak artan frekanslarla farklar artmıştır. Bu durum ilk 200 mod için Şekil 3.18'deki grafikte de açıkça görülmektedir.



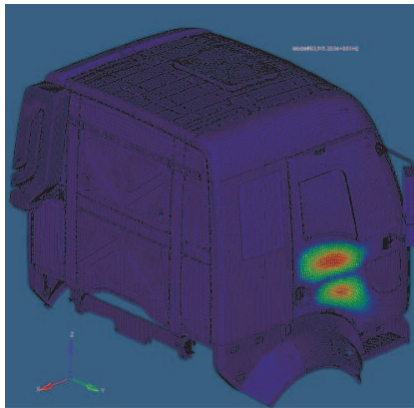
Şekil 3.18 : Trim modelin ve bağlaşık modelin modlara göre doğal frekans değerleri.

Aşağıda yapı ve kavite bağlaşık iken 83. moddaki 53,02 Hz değerindeki doğal frekansın, yapının bağlaşık olmayan halindeki 82. moddaki 53 Hz değerindeki doğal frekansa karşılık geldiği görülmektedir. Havanın düşük yoğunluğu sebebiyle yapı üzerindeki etkisi bu mod değeri için oldukça küçüktür.



Şekil 3.19 : Yapı ve kavitenin coupled haldeyken 83. modu 53,02 Hz.

Şekil 3.19'da görülen 83. mod, Şekil 3.20'de de görüldüğü gibi yapının bağlaşık olmayan halindeki 82. moduna karşı gelmektedir.



Şekil 3.20 : Trim modelin 82. modu 53 Hz.

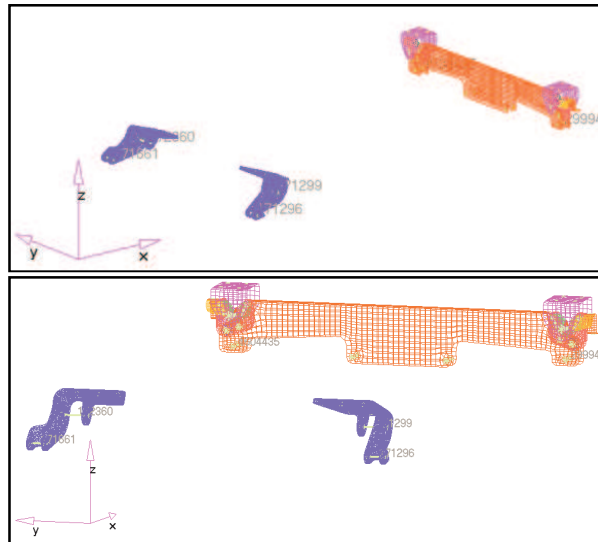
3.2.2 Frekans tepki fonksiyonları

3.2.2.1 Şasi frekans tepki fonksiyonları

Bu projede yapısal kaynaklı gürültüler üzerinde çalışılmaktadır. Yapısal kaynaklı gürültüler, kabin dışından kaynaklanan titreşimlerin, araç panellerinin titreşmesine neden olarak, gürültü yaymasıyla oluşurlar. Motordan ve yoldan kaynaklanan etkiler sonucunda araç panellerinin titreşiminden kaynaklanan gürültüler, yapısal kaynaklı gürültülere örnektir.

Yoldan kaynaklanan etkiler, tekerlekler aracılığıyla şasiye, oradan da panellerin titreşmesiyle kabin içine yapısal kaynaklı gürültü olarak iletilirler. Bu bölümde yoldan kaynaklanan etkilerin, kabin içindeki gürültü düzeylerini ne oranda etkilediği incelenmek istenmektedir.

Bu amaçla yapılan sayısal analizde, şasinin farklı noktalarından 1 N genliğinde sinüsoidal kuvvetler etkimektedir. Kabinin, bu dinamik kuvvetlere verdiği yapısal cevaplar aranmaktadır. Sayısal modelde, yapı ve kavite bağlaşıktır. Cevaplar, sürücünün sol kulak hizasından ve yolcunun sağ kulak hizasından alınmaktadır. 10-250 Hz aralığındaki ses basınç düzeyleri aranmaktadır. Bu amaçla NASTRAN SOL 111 çözücüsü kullanılmıştır. Şekil 3.21’de sonlu elemanlar modelindeki şasi tahrik noktaları görülmektedir.

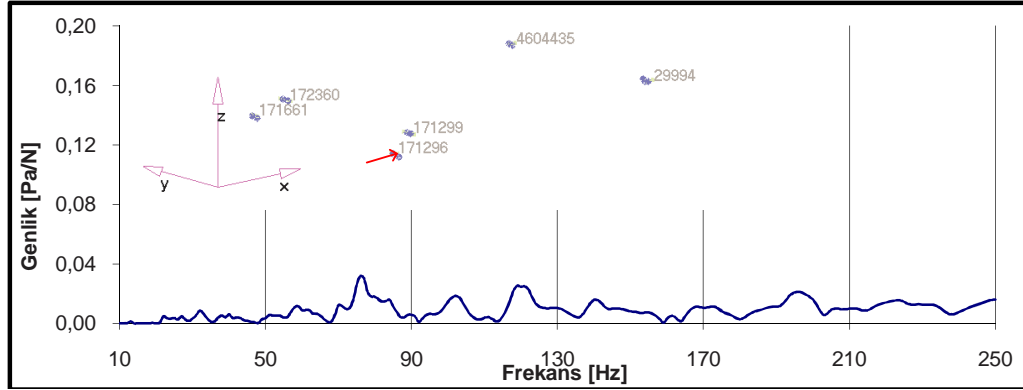


Şekil 3.21 : Şasi tahrik noktaları.

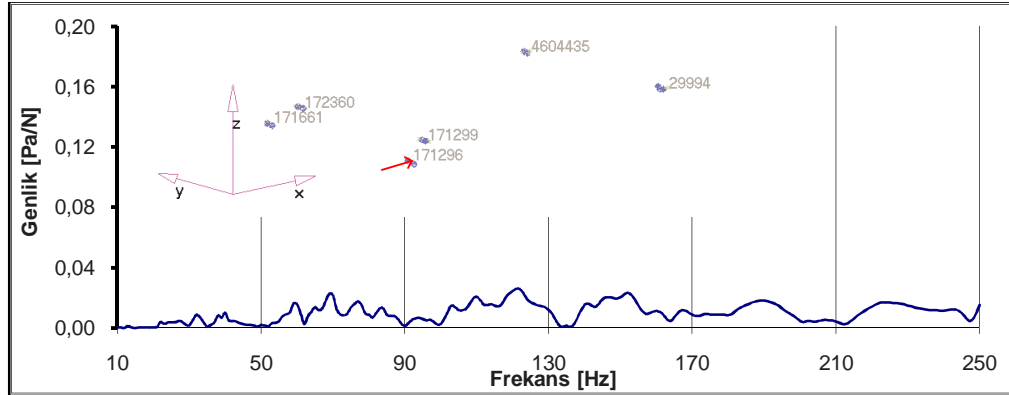
Şasi tahrik noktalarına x yönünde kuvvet uygulanması

- a. Sol ön şasi noktasından etkiyen sinüsoidal kuvvet sonucu, 10-250 Hz aralığında, farklı 2 noktada elde edilen frekans tepki fonksiyonları

0-250 Hz aralığında, 171296 nolu noddan x yönünde sinüsoidal birim kuvvet uygulandığında, sürücünün sol kulak hizası olan 4602542 nolu noddaki genlikler Şekil 3.22'de, yolcunun sağ kulak hizası olan 4603232 nolu noddaki genlikler Şekil 3.23'te görülmektedir.



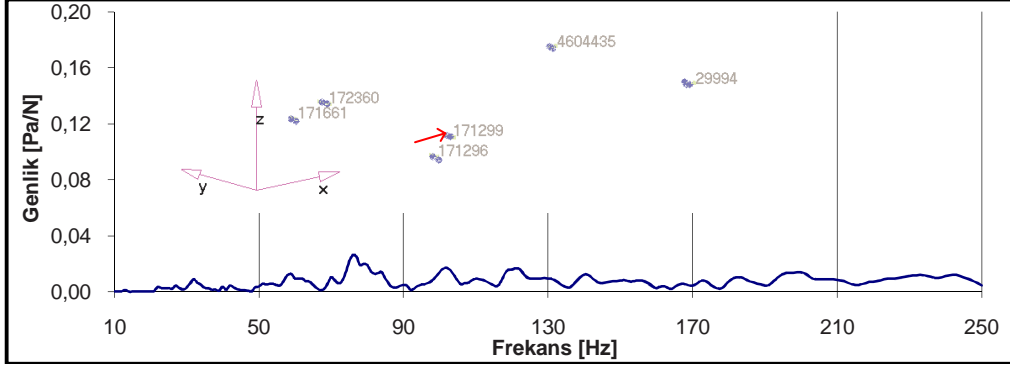
Şekil 3.22 : Sol ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.



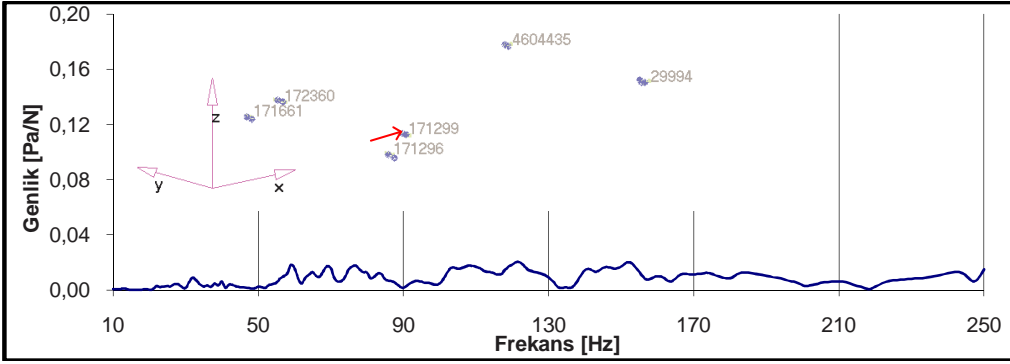
Şekil 3.23 : Sol ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.

- b. Sol orta şasi noktasından etkiyen sinüsoidal kuvvet sonucu, 10-250 Hz aralığında, farklı 2 noktada elde edilen frekans tepki fonksiyonları

0-250 Hz aralığında, 171299 nolu noddan x yönünde sinüsoidal birim kuvvet uygulandığında, sürücünün sol kulak hizası olan 4602542 nolu noddaki genlikler Şekil 3.24'te, yolcunun sağ kulak hizası olan 4603232 nolu noddaki genlikler Şekil 3.25'te görülmektedir.



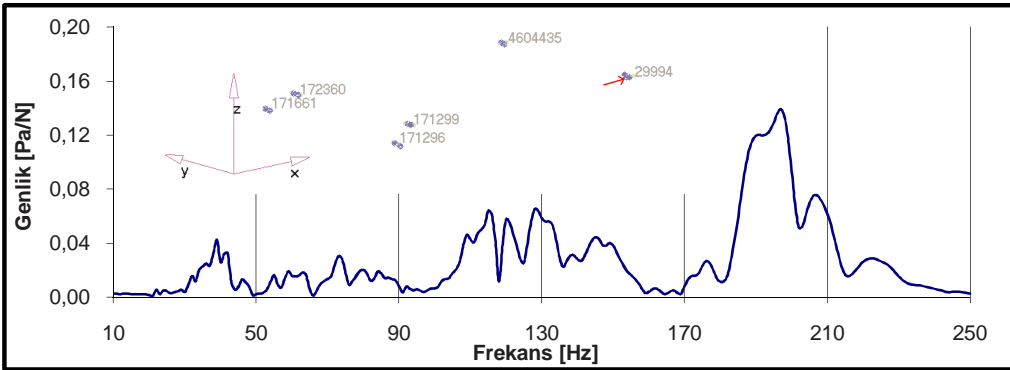
Şekil 3.24 : Sol orta şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.



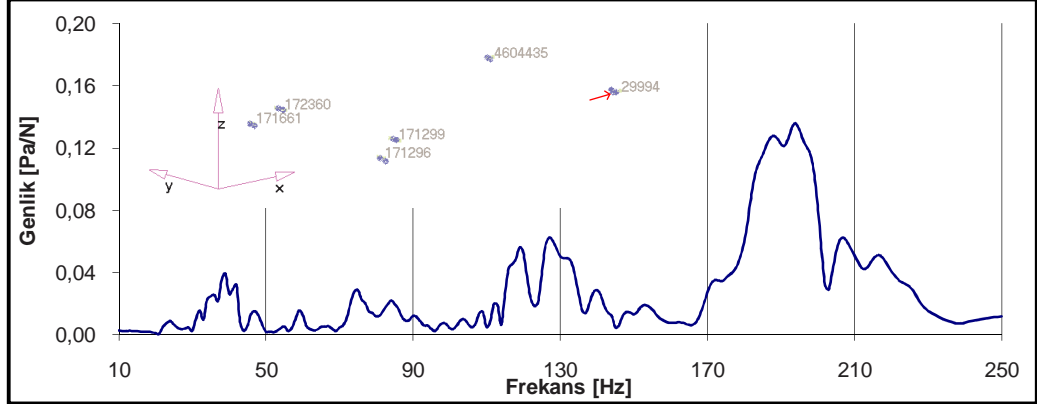
Şekil 3.25 : Sol orta şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.

c. Sol arka şasi noktasından etkiyen sinüsoidal kuvvet sonucu, 10-250 Hz aralığında, farklı 2 noktada elde edilen frekans tepki fonksiyonları

0-250 Hz aralığında, 29994 nolu noddan x yönünde sinüsoidal birim kuvvet uygulandığında, sürücünün sol kulak hizası olan 4602542 nolu noddaki genlikler Şekil 3.26'da, yolcunun sağ kulak hizası olan 4603232 nolu noddaki genlikler Şekil 3.27'de görülmektedir.



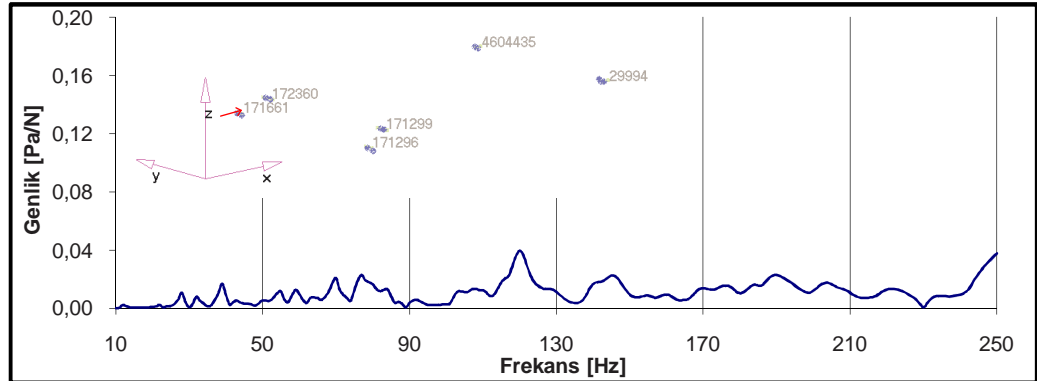
Şekil 3.26 : Sol arka şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.



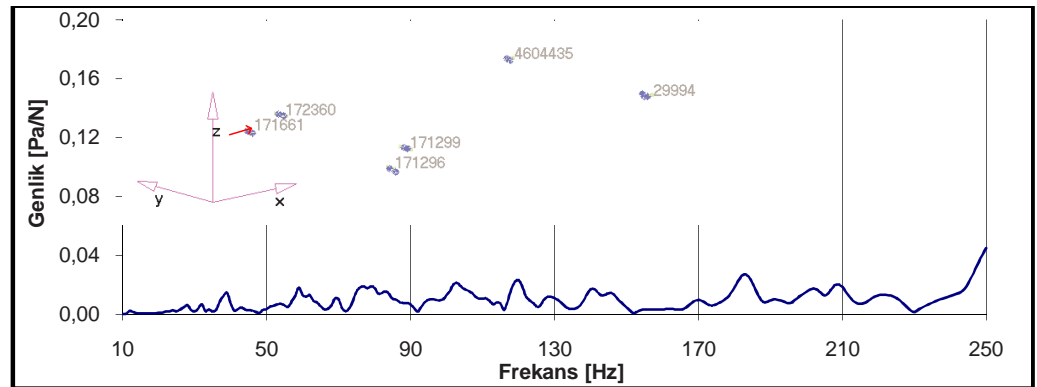
Şekil 3.27 : Sol arka şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.

d. Sağ ön şasi noktasından etkiyen sinüsoidal kuvvet sonucu, 10-250 Hz aralığında, farklı 2 noktada elde edilen frekans tepki fonksiyonları

0-250 Hz aralığında, 171661 nolu noddan x yönünde sinüsoidal birim kuvvet uygulandığında, sürücünün sol kulak hizası olan 4602542 nolu noddaki genlikler Şekil 3.28’de, yolcunun sağ kulak hizası olan 4603232 nolu noddaki genlikler Şekil 3.29’da görülmektedir.



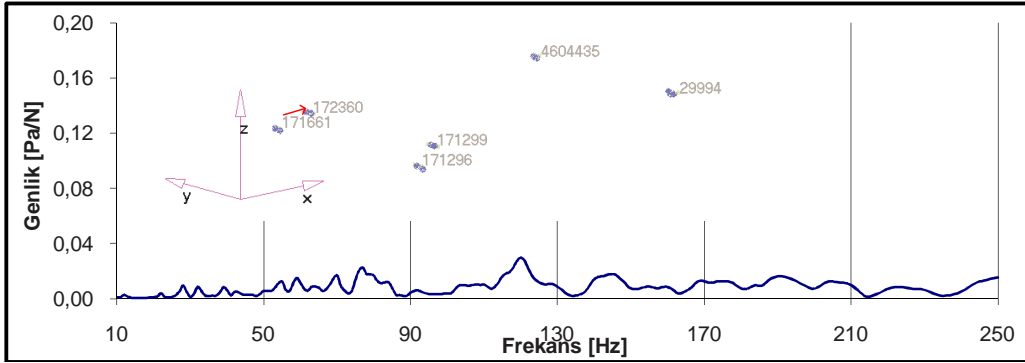
Şekil 3.28 : Sağ ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.



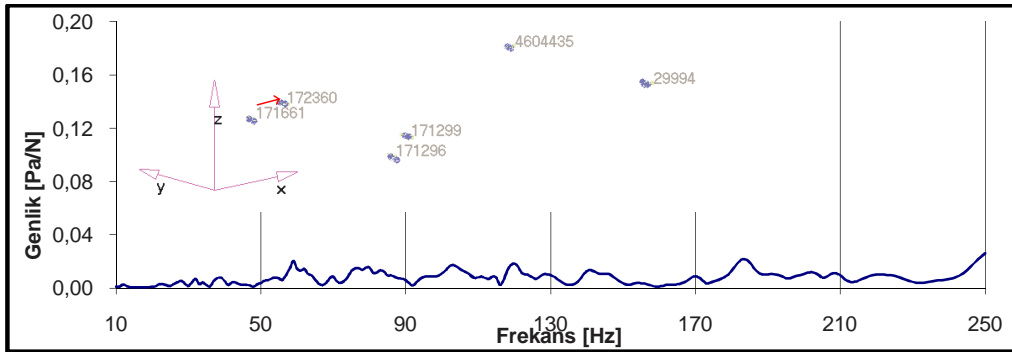
Şekil 3.29 : Sağ ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.

e. Sağ orta şasi noktasından etkiyen sinüsoidal kuvvet sonucu, 10-250 Hz aralığında, farklı 2 noktada elde edilen frekans tepki fonksiyonları

0-250 Hz aralığında,172360 nolu noddan x yönünde sinüsoidal birim kuvvet uygulandığında, sürücünün sol kulak hizası olan 4602542 nolu noddaki genlikler Şekil 3.30'da, yolcunun sağ kulak hizası olan 4603232 nolu noddaki genlikler Şekil 3.31'de görülmektedir.



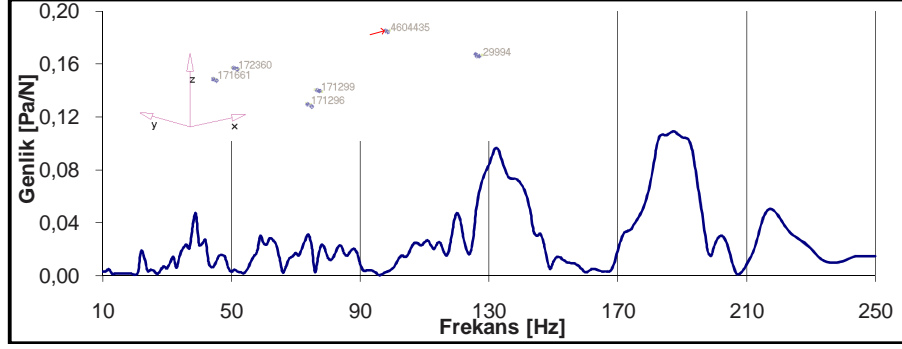
Şekil 3.30 : Sağ orta şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.



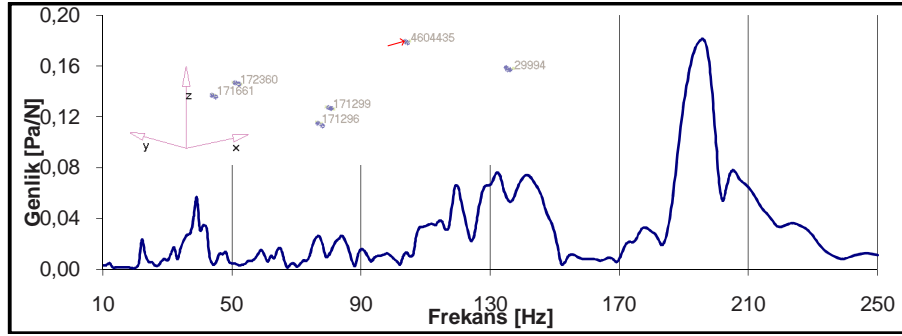
Şekil 3.31 : Sağ orta şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.

f. Sağ arka şasi noktasından etkiyen sinüsoidal kuvvet sonucu, 10-250 Hz aralığında, farklı 2 noktada elde edilen frekans tepki fonksiyonları

0-250 Hz aralığında, 4604435 nolu noddan x yönünde sinüsoidal birim kuvvet uygulandığında, sürücünün sol kulak hizası olan 4602542 nolu noddaki genlikler Şekil 3.32'da, yolcunun sağ kulak hizası olan 4603232 nolu noddaki genlikler Şekil 3.33'te görülmektedir.



Şekil 3.32 : Sağ ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.

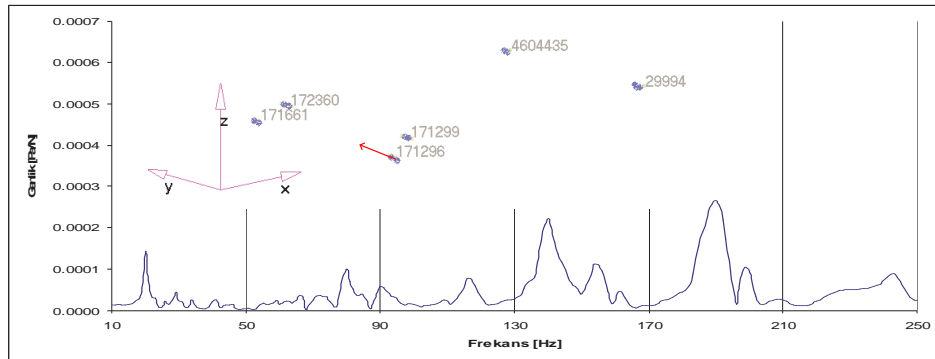


Şekil 3.33 : Sağ ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.

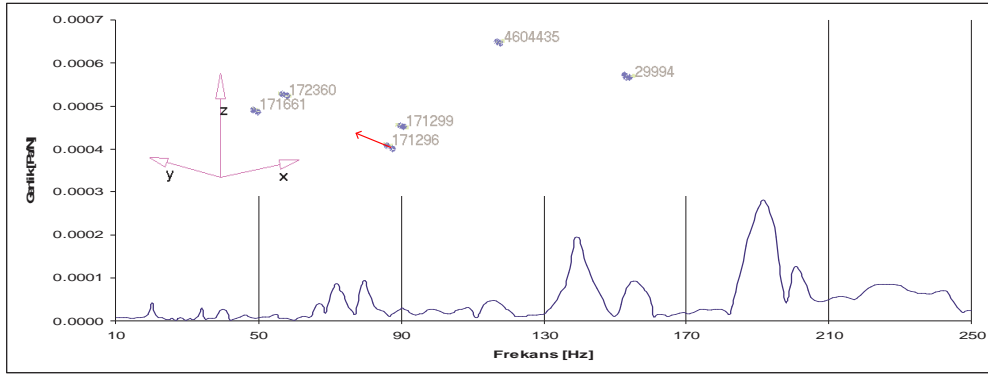
Şasi tahrik noktalarına y yönünde kuvvet uygulanması

- Sol ön şasi noktasından etkiyen sinüsoidal kuvvet sonucu, 10-250 Hz aralığında, farklı 2 noktada elde edilen frekans tepki fonksiyonları

0-250 Hz aralığında, 171296 nolu noddan y yönünde sinüsoidal birim kuvvet uygulandığında, sürücünün sol kulak hizası olan 4602542 nolu noddaki genlikler Şekil 3.34'te, yolcunun sağ kulak hizası olan 4603232 nolu noddaki genlikler Şekil 3.35'te görülmektedir.



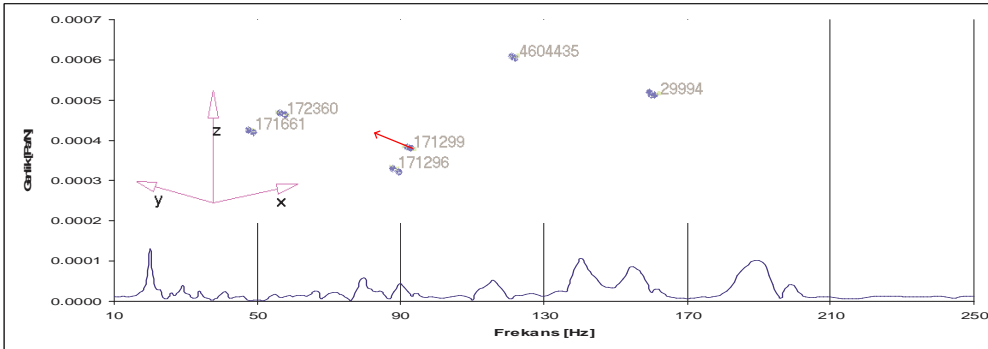
Şekil 3.34: Sol ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.



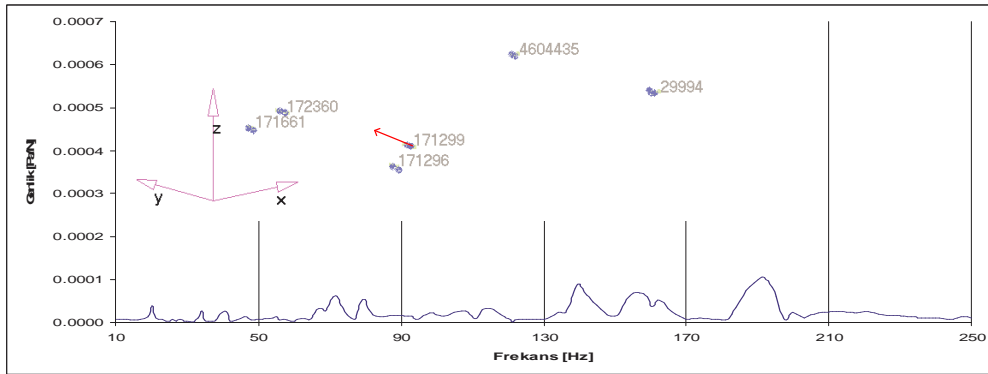
Şekil 3.35 : Sol ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.

b. Sol ön şasi noktasından etkiyen sinüsodial kuvvet sonucu, 10-250 Hz aralığında, farklı 2 noktada elde edilen frekans tepki fonksiyonları

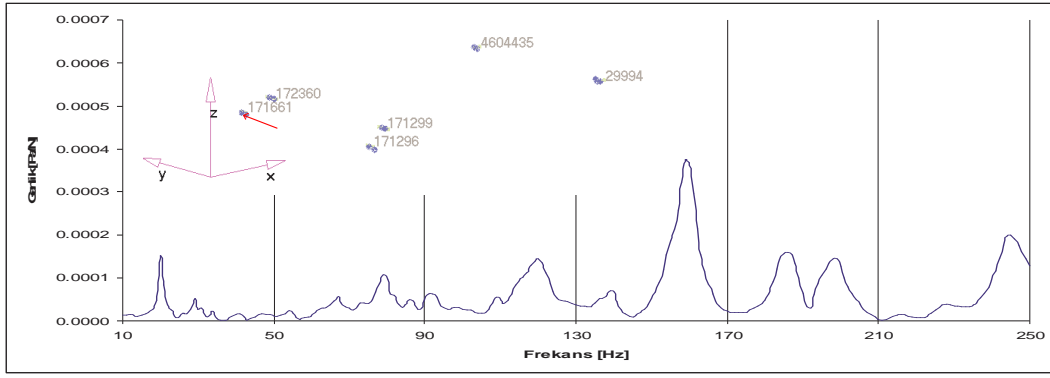
0-250 Hz aralığında, 171299 nolu noddan y yönünde sinüsodial birim kuvvet uygulandığında, sürücünün sol kulak hizası olan 4602542 nolu noddaki genlikler Şekil 3.36’da, yolcunun sağ kulak hizası olan 4603232 nolu noddaki genlikler Şekil 3.37’de görülmektedir.



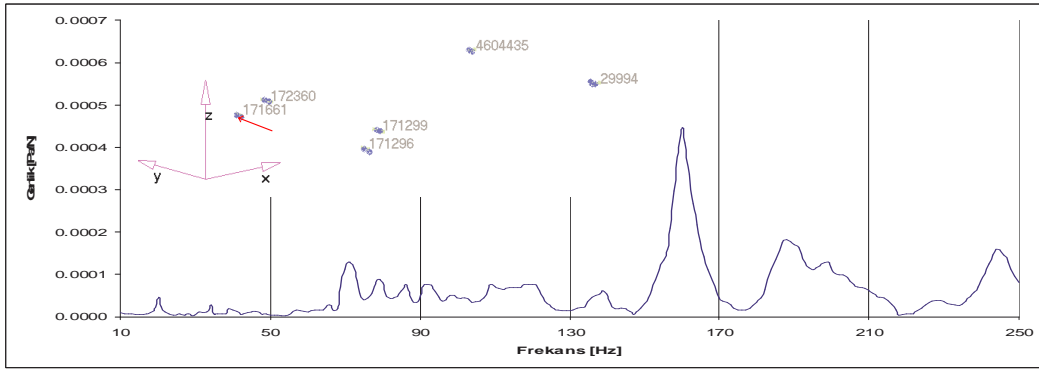
Şekil 3.36 : Sol orta şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.



Şekil 3.37 : Sol orta şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.



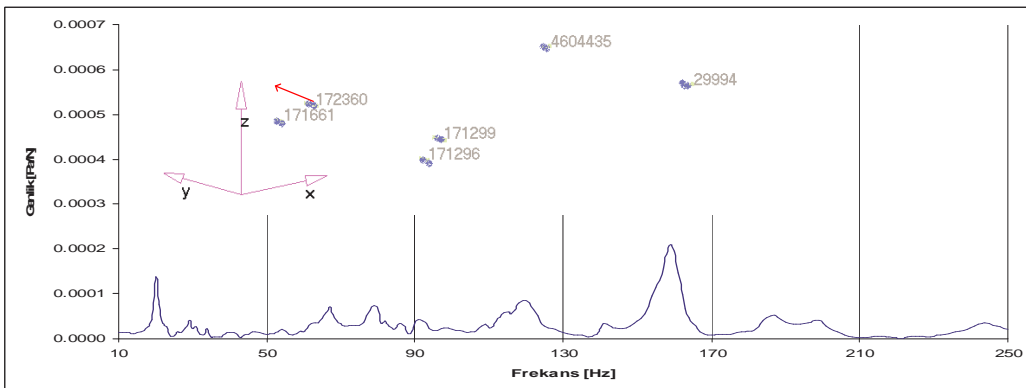
Şekil 3.40 : Sağ ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.



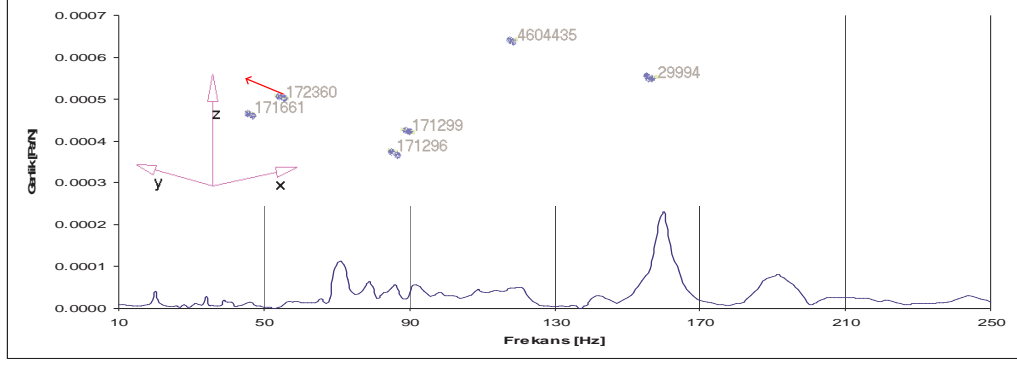
Şekil 3.41 : Sağ ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.

e. Sağ orta şasi noktasından etkiyen sinüsoidal kuvvet sonucu, 10-250 Hz aralığında, farklı 2 noktada elde edilen frekans tepki fonksiyonları

0-250 Hz aralığında, 172360 nolu noddan y yönünde sinüsoidal birim kuvvet uygulandığında, sürücünün sol kulak hizası olan 4602542 nolu noddaki genlikler Şekil 3.42'de, yolcunun sağ kulak hizası olan 4603232 nolu noddaki genlikler Şekil 3.43'te görülmektedir.



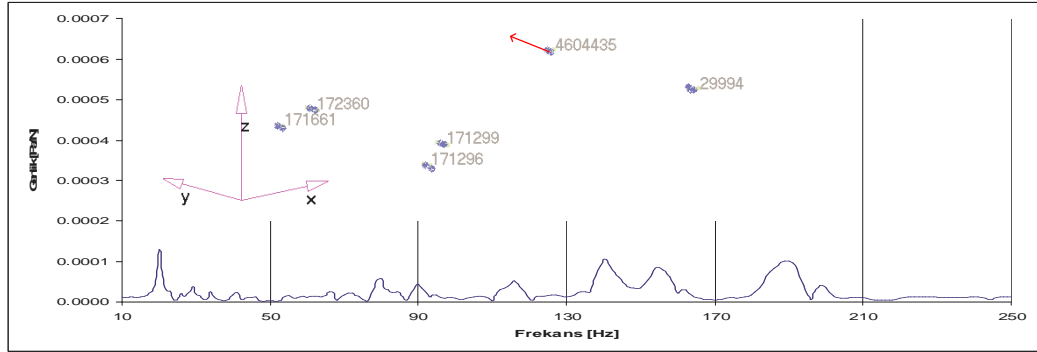
Şekil 3.42 : Sağ orta şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.



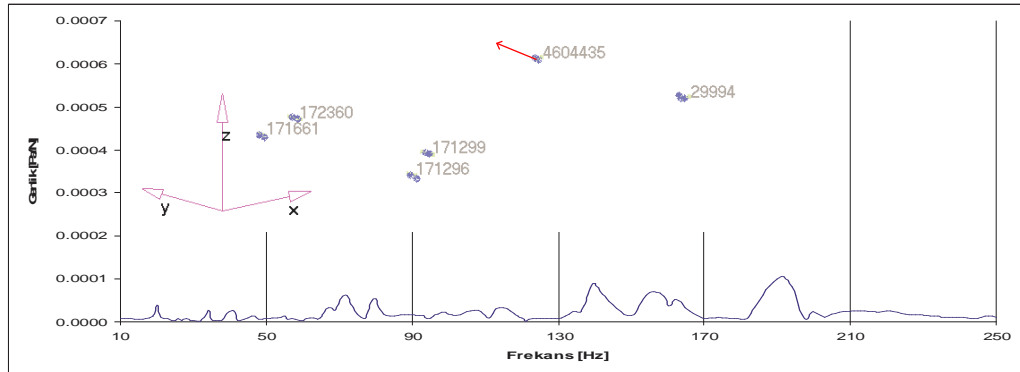
Şekil 3.43 : Sağ orta şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.

f. Sağ arka şasi noktasından etkiyen sinüsoidal kuvvet sonucu, 10-250 Hz aralığında, farklı 2 noktada elde edilen frekans tepki fonksiyonları

0-250 Hz aralığında, 4604435 nolu noddan y yönünde sinüsoidal birim kuvvet uygulandığında, sürücünün sol kulak hizası olan 4602542 nolu noddaki genlikler Şekil 3.44'te, yolcunun sağ kulak hizası olan 4603232 nolu noddaki genlikler Şekil 3.45'te görülmektedir.



Şekil 3.44 : Sağ arka şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.

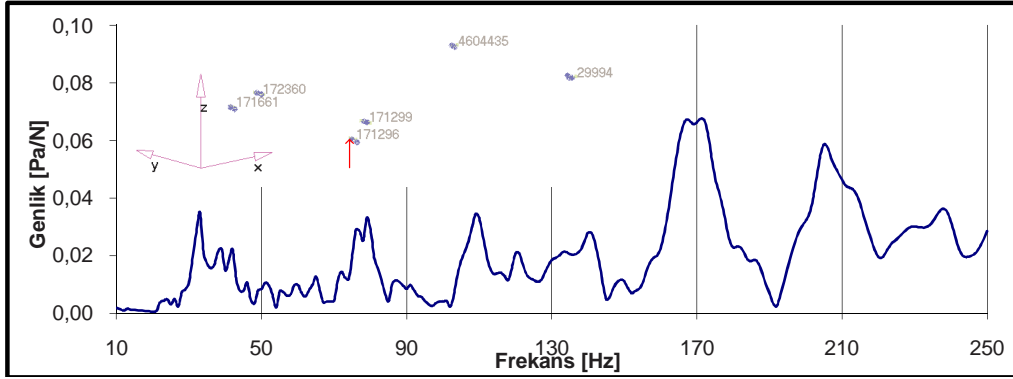


Şekil 3.45 : Sağ arka şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.

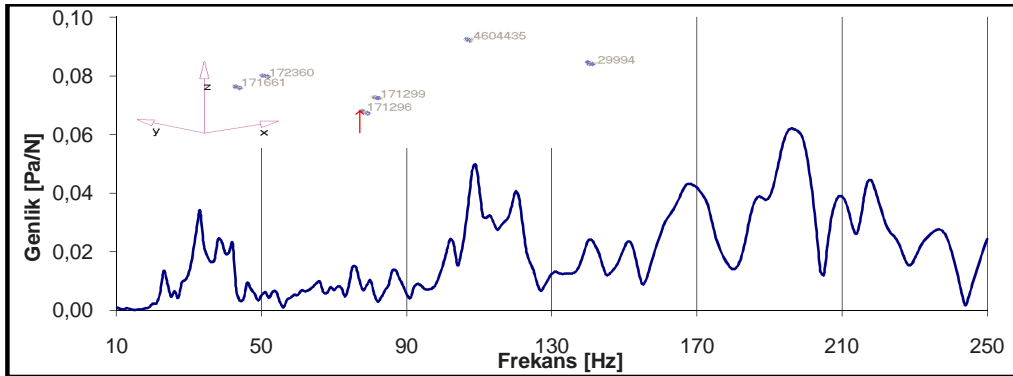
Şasi tahrik noktalarına z yönünde kuvvet uygulanması

a. Sol ön şasi noktasından etkiyen sinüsoidal kuvvet sonucu, 10-250 Hz aralığında, farklı 2 noktada elde edilen frekans tepki fonksiyonları

0-250 Hz aralığında, 171296 nolu noddan z yönünde sinüsoidal birim kuvvet uygulandığında, sürücünün sol kulak hizası olan 4602542 nolu noddaki genlikler Şekil 3.46'da, yolcunun sağ kulak hizası olan 4603232 nolu noddaki genlikler Şekil 3.47'de görülmektedir.



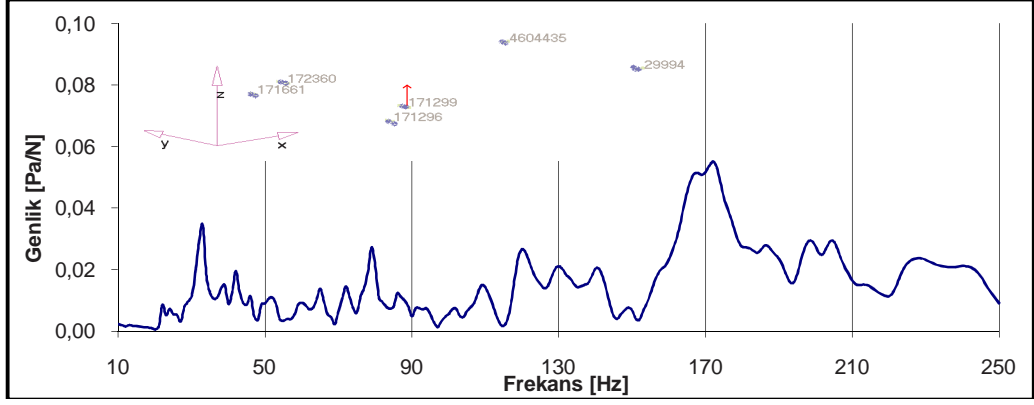
Şekil 3.46 : Sol ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.



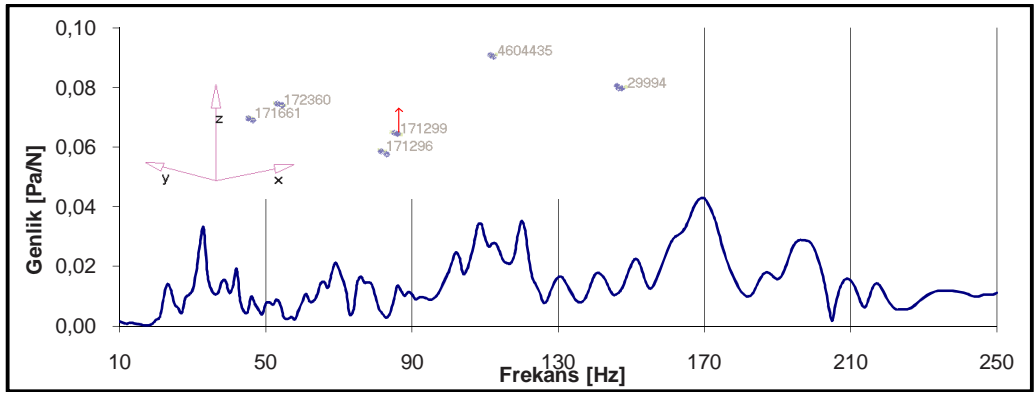
Şekil 3.47 : Sol ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.

b. Sol orta şasi noktasından etkiyen sinüsoidal kuvvet sonucu, 10-250 Hz aralığında, farklı 2 noktada elde edilen frekans tepki fonksiyonları

0-250 Hz aralığında, 171299 nolu noddan z yönünde sinüsoidal birim kuvvet uygulandığında, sürücünün sol kulak hizası olan 4602542 nolu noddaki genlikler Şekil 3.48'de, yolcunun sağ kulak hizası olan 4603232 nolu noddaki genlikler Şekil 3.49'da görülmektedir.



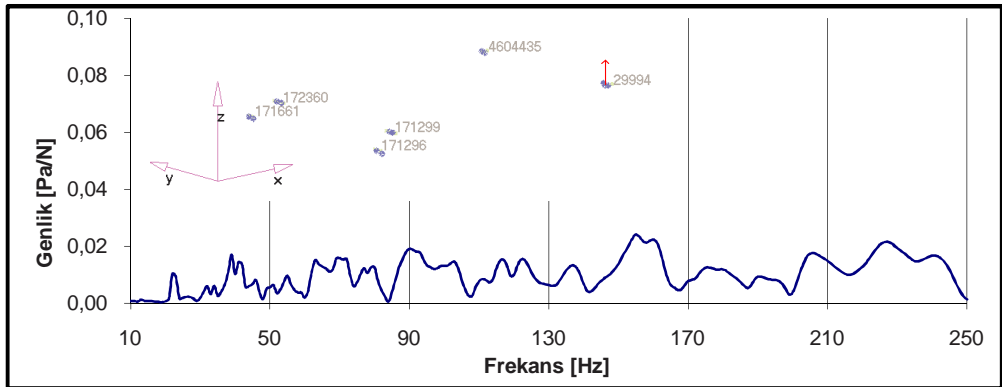
Şekil 3.48 : Sol orta şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.



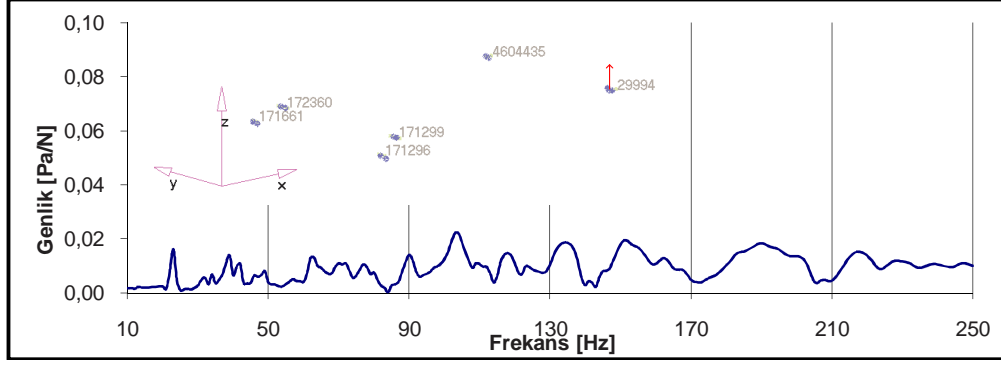
Şekil 3.49 : Sol orta şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.

c. Sol arka şasi noktasından etkiyen sinüsoidal kuvvet sonucu, 10-250 Hz aralığında, farklı 2 noktada elde edilen frekans tepki fonksiyonları

0-250 Hz aralığında, 29994 nolu noddan z yönünde sinüsoidal birim kuvvet uygulandığında, sürücünün sol kulak hizası olan 4602542 nolu noddaki genlikler Şekil 3.50'de, yolcunun sağ kulak hizası olan 4603232 nolu noddaki genlikler Şekil 3.51'de görülmektedir.



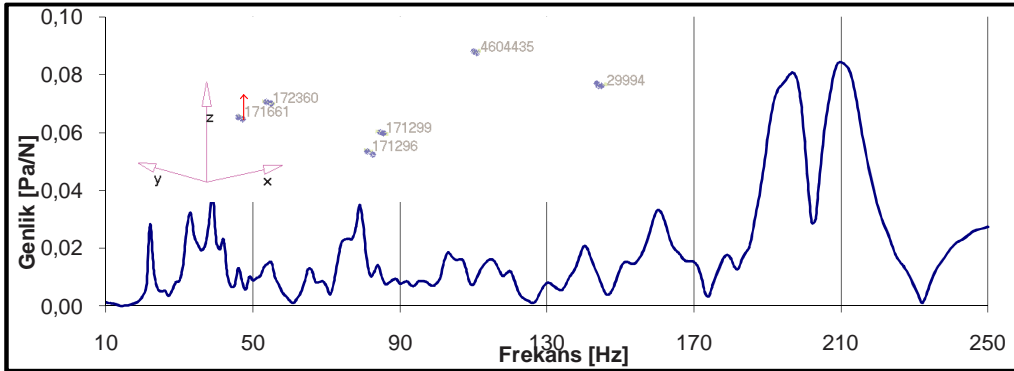
Şekil 3.50 : Sol arka şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.



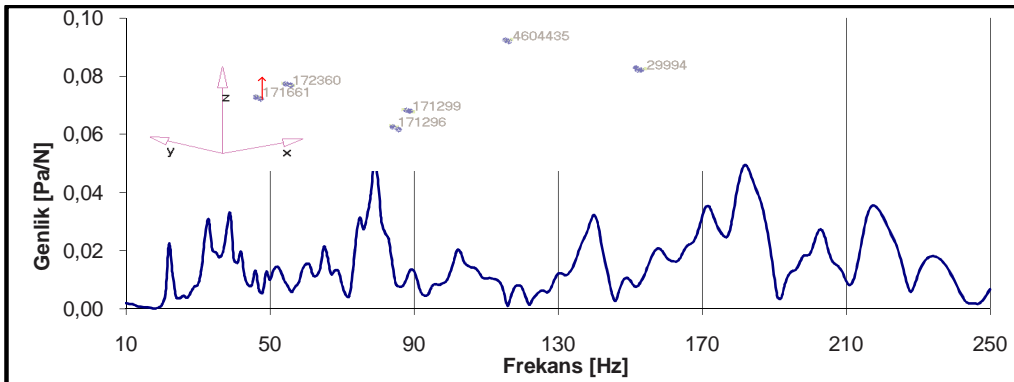
Şekil 3.51: Sol arka şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.

d. Sağ ön şasi noktasından etkiyen sinüsoidal kuvvet sonucu, 10-250 Hz aralığında, farklı 2 noktada elde edilen frekans tepki fonksiyonları

0-250 Hz aralığında, 171661 nolu noddan z yönünde sinüsoidal birim kuvvet uygulandığında, sürücünün sol kulak hizası olan 4602542 nolu noddaki genlikler Şekil 3.52’de, yolcunun sağ kulak hizası olan 4603232 nolu noddaki genlikler Şekil 3.53’te görülmektedir.



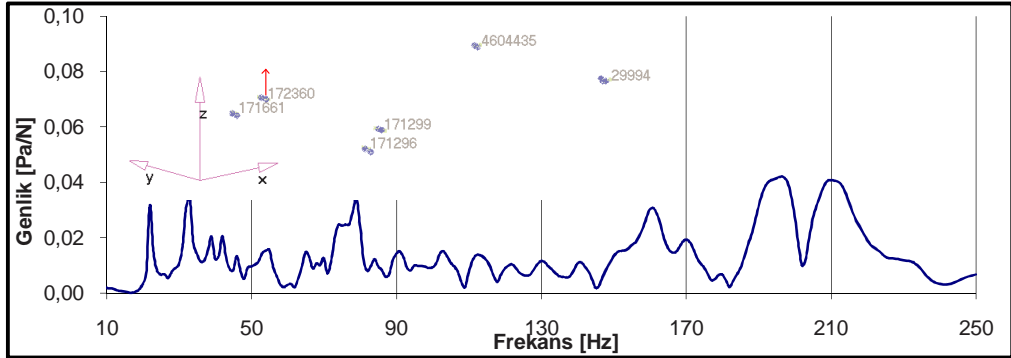
Şekil 3.52 : Sağ ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.



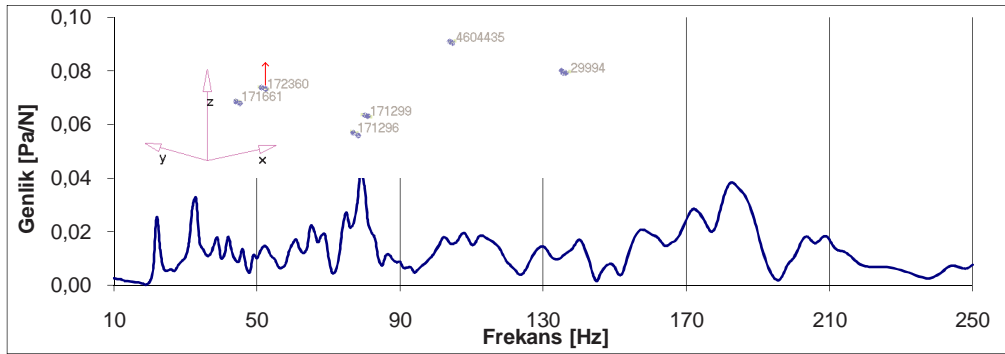
Şekil 3.53 : Sağ ön şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.

e. Sağ orta şasi noktasından etkiyen sinüsodial kuvvet sonucu, 10-250 Hz aralığında, farklı 2 noktada elde edilen frekans tepki fonksiyonları

0-250 Hz aralığında,172360 nolu noddan z yönünde sinüsodial birim kuvvet uygulandığında, sürücünün sol kulak hizası olan 4602542 nolu noddaki genlikler Şekil 3.54'te, yolcunun sağ kulak hizası olan 4603232 nolu noddaki genlikler Şekil 3.55'te görülmektedir.



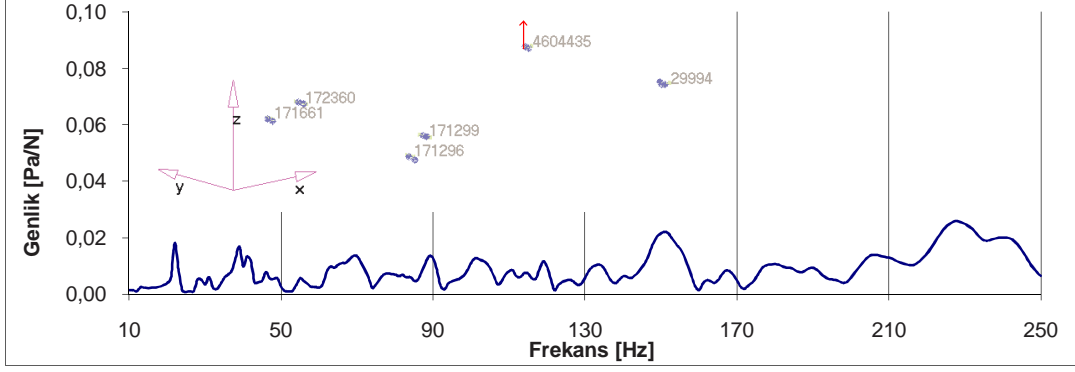
Şekil 3.54 : Sağ orta şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.



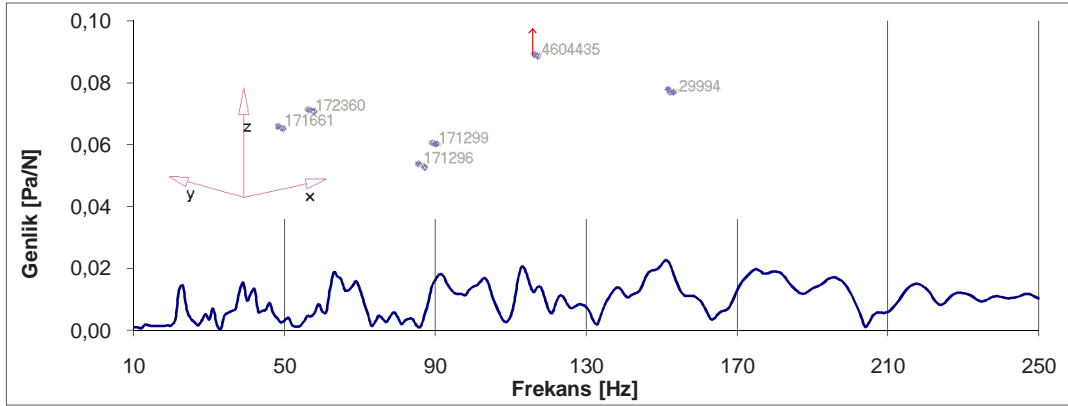
Şekil 3.55 : Sağ orta şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.

f. Sağ arka şasi noktasından etkiyen sinüsodial kuvvet sonucu, 10-250 Hz aralığında, farklı 2 noktada elde edilen frekans tepki fonksiyonları

0-250 Hz aralığında,597526 nolu noddan z yönünde sinüsodial birim kuvvet uygulandığında, sürücünün sol kulak hizası olan 4602542 nolu noddaki genlikler Şekil 3.56'da, yolcunun sağ kulak hizası olan 4603232 nolu noddaki genlikler Şekil 3.57'de görülmektedir.



Şekil 3.56 : Sağ arka şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda sürücü sol kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.



Şekil 3.57 : Sağ arka şasi noktasından etkiyen birim kuvvet sonucunda yolcu sağ kulak hizasındaki genliklerin frekansla değişimi.

3.2.2.2 Panel frekans tepki fonksiyonları

Paneller 1 N genliğinde sinüsoidal dinamik kuvvetlerle tahrik edilip, sürücünün sol kulağı ve yolcunun sağ kulağı olmak üzere iki farklı noktadaki genlikler (Pa/N) elde edilmek istenmektedir.

Bu amaçla NASTRAN SOL 111 kullanılarak “Frekans Tepki Fonksiyonları” elde edilmiştir.

Tahrik edilen frekans aralığı : 0 – 250 Hz

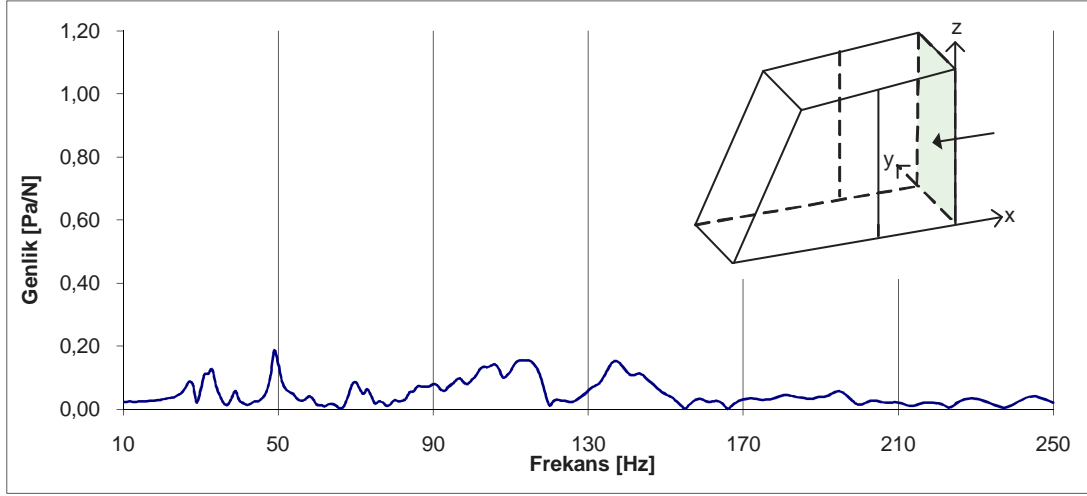
Cevaplar 1 Hz’lik artımlarla 10 ile 250 Hz arasında istenmektedir.

Kabinin trim modeli 8 farklı noktadan ayrı ayrı tahrik edilmiştir.

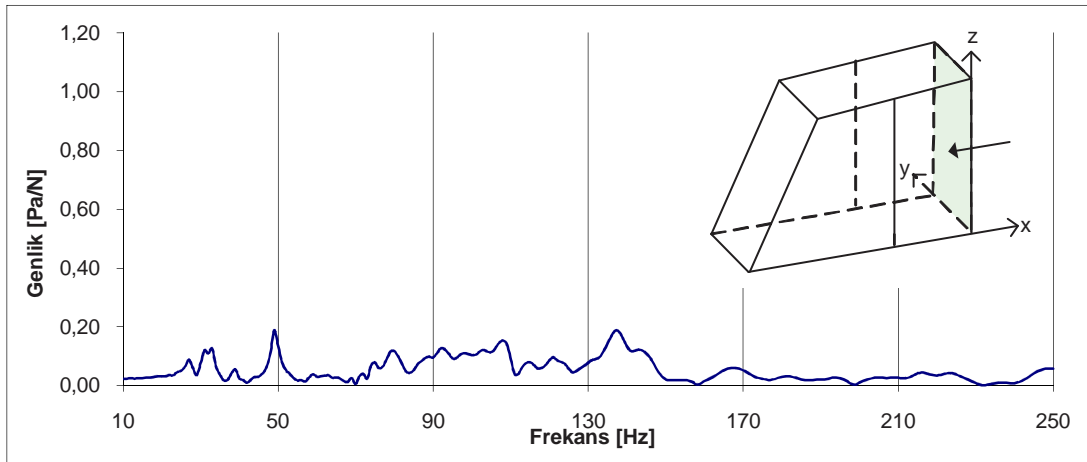
a) Arka panelden etkiyen sinüsoidal kuvvet sonucu, 10-250 Hz aralığında, farklı 2 noktada elde edilen genlikler

0-250 Hz aralığında,169403 nolu noddan x yönünde sinüsoidal birim kuvvet uygulandığında, sürücünün sol kulak hizası olan 4602542 nolu noddaki genlikler

Şekil 3.58’de, yolcunun sağ kulak hizası olan 4603232 nolu noddaki genlikler Şekil 3.59’da görülmektedir.



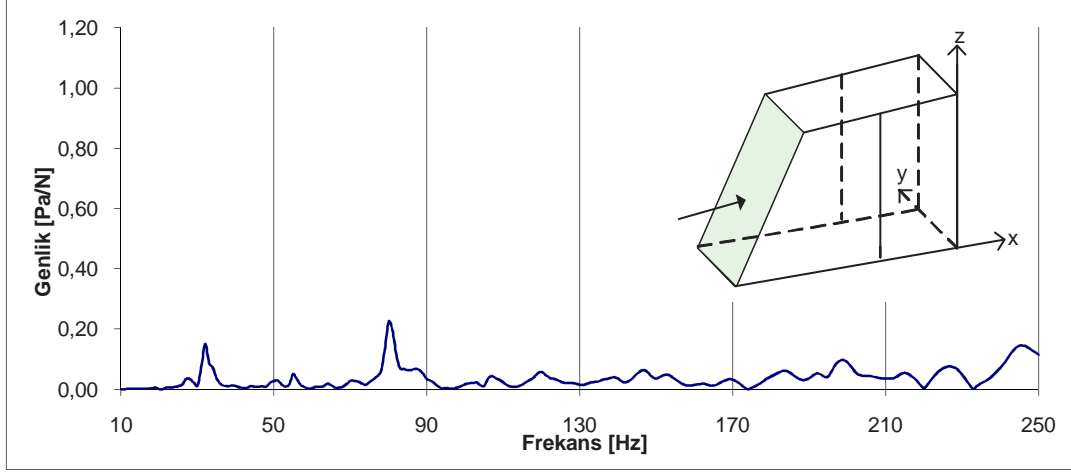
Şekil 3.58 : Arka panel – Sürücü sol kulak hizası.



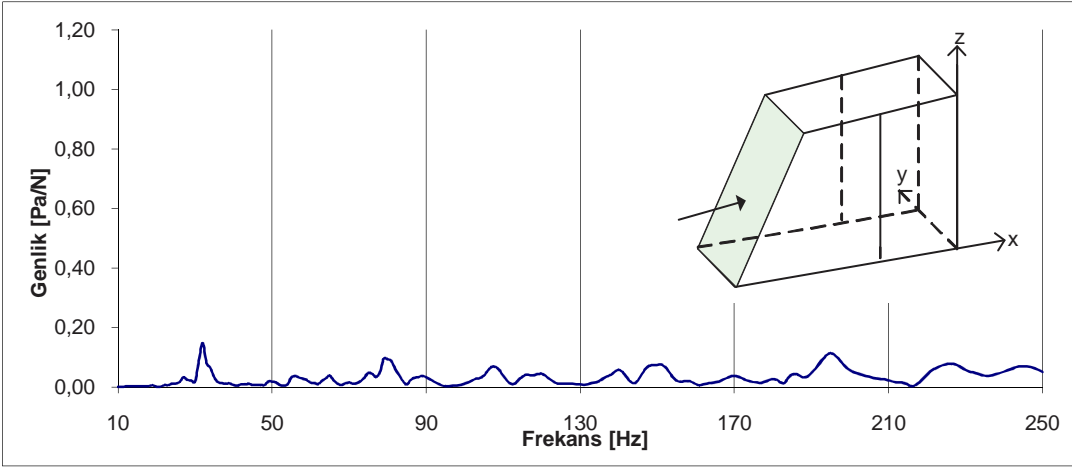
Şekil 3.59 : Arka panel – Yolcu sağ kulak hizası.

b) Ön panelden etkiyen sinüsoidal kuvvet sonucu, 10-250 Hz aralığında, farklı 2 noktada elde edilen genlikler

0-250 Hz aralığında, 504322 nolu noddan x yönünde sinüsoidal birim kuvvet uygulandığında, sürücünün sol kulak hizası olan 4602542 nolu noddaki genlikler Şekil 3.60’ta, yolcunun sağ kulak hizası olan 4603232 nolu noddaki genlikler Şekil 3.61’de görülmektedir.



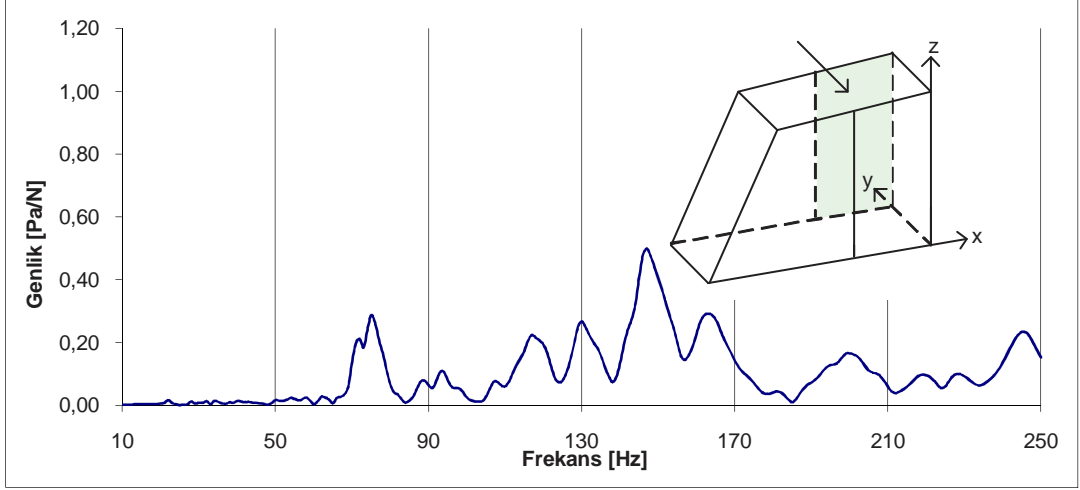
Şekil 3.60 : Ön panel – Sürücü sol kulak hizası.



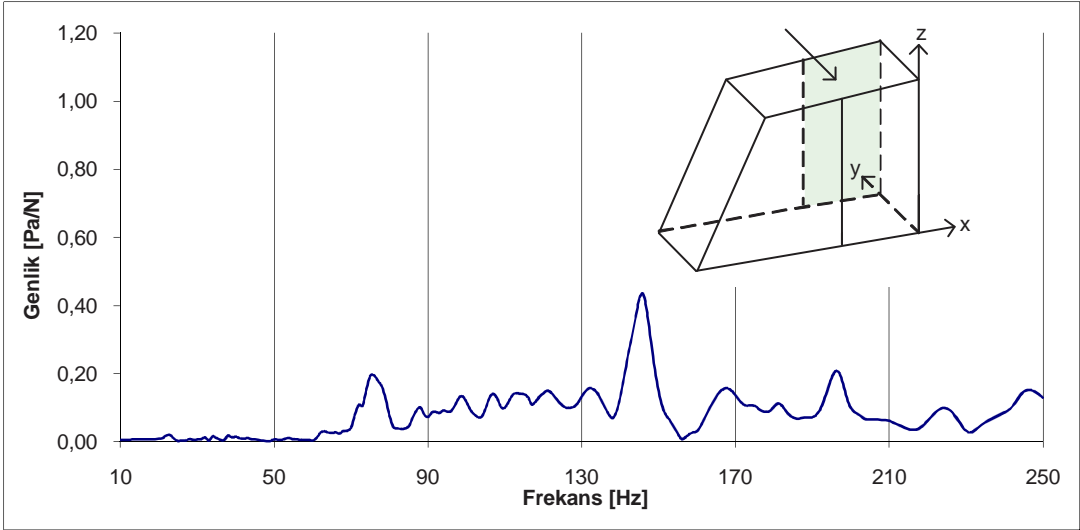
Şekil 3.61 : Ön panel – Yolcu sağ kulak hizası.

c) Sağ arka panelden etkiyen sinüsodial kuvvet sonucu, 10-250 Hz aralığında, farklı 2 noktada elde edilen genlikler

0-250 Hz aralığında, 66930 nolu noddan y yönünde sinusodial birim kuvvet uygulandığında, sürücünün sol kulak hizası olan 4602542 nolu noddaki genlikler Şekil 3.62’da, yolcunun sağ kulak hizası olan 4603232 nolu noddaki genlikler Şekil 3.63’te görülmektedir.



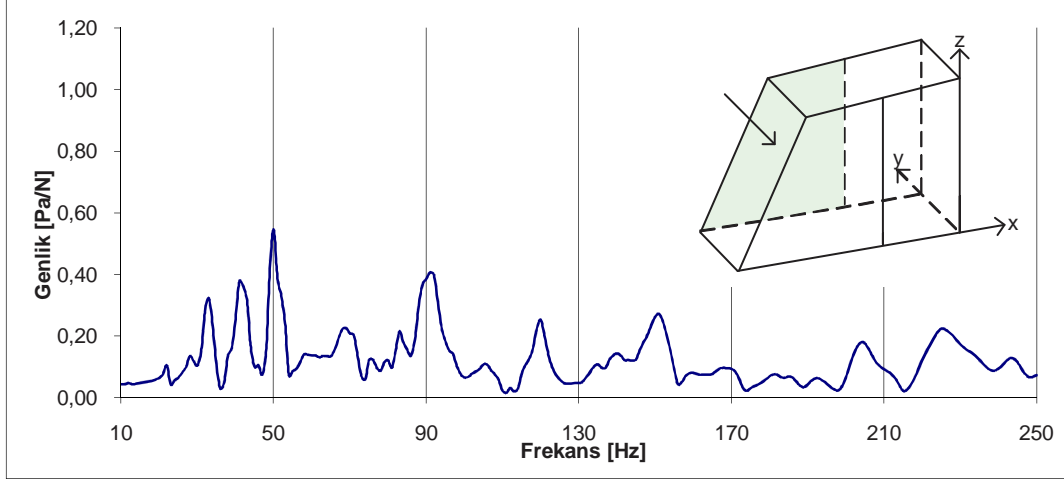
Şekil 3.62 : Sağ arka panel - Sürücü sol kulak hizası.



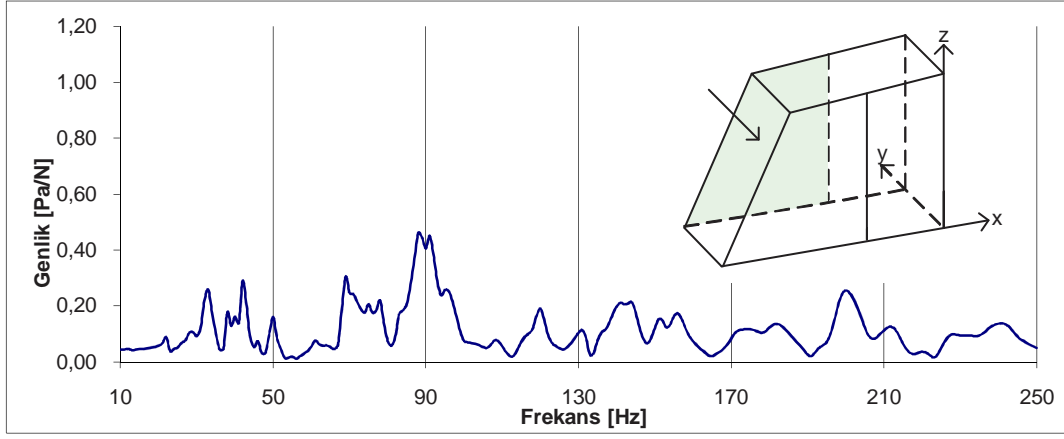
Şekil 3.63 : Sağ arka panel - Yolcu sağ kulak hizası.

d) Sağ kapı panelinden etkiyen sinüsoidal kuvvet sonucu, 10-250 Hz aralığında, farklı 2 noktada elde edilen genlikler

0-250 Hz aralığında, 315868 nolu noddan y yönünde sinusoidal birim kuvvet uygulandığında, sürücünün sol kulak hizası olan 4602542 nolu noddaki genlikler Şekil 3.64'te, yolcunun sağ kulak hizası olan 4603232 nolu noddaki genlikler Şekil 3.65'te görülmektedir.



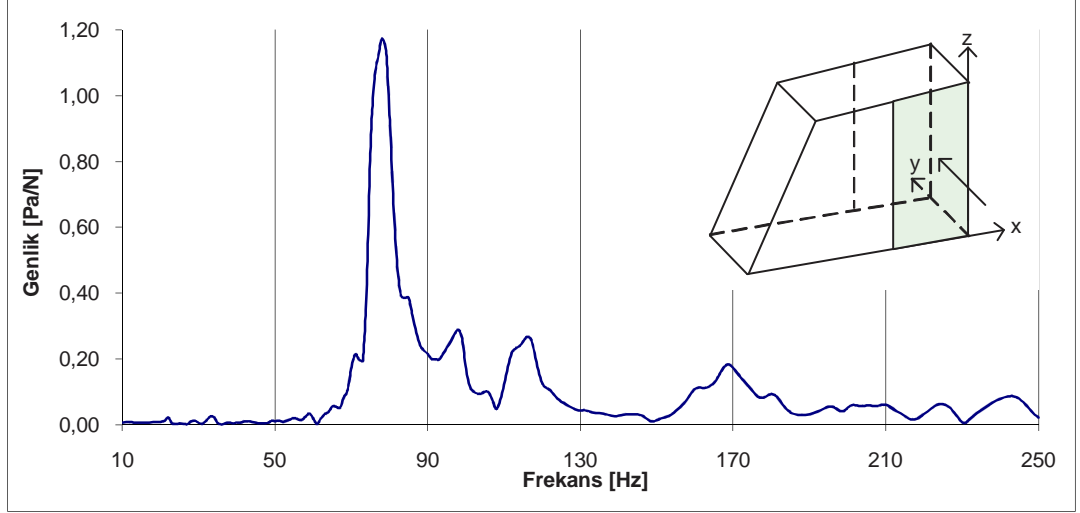
Şekil 3.64 : Sağ kapı paneli - Sürücü sol kulak hizası.



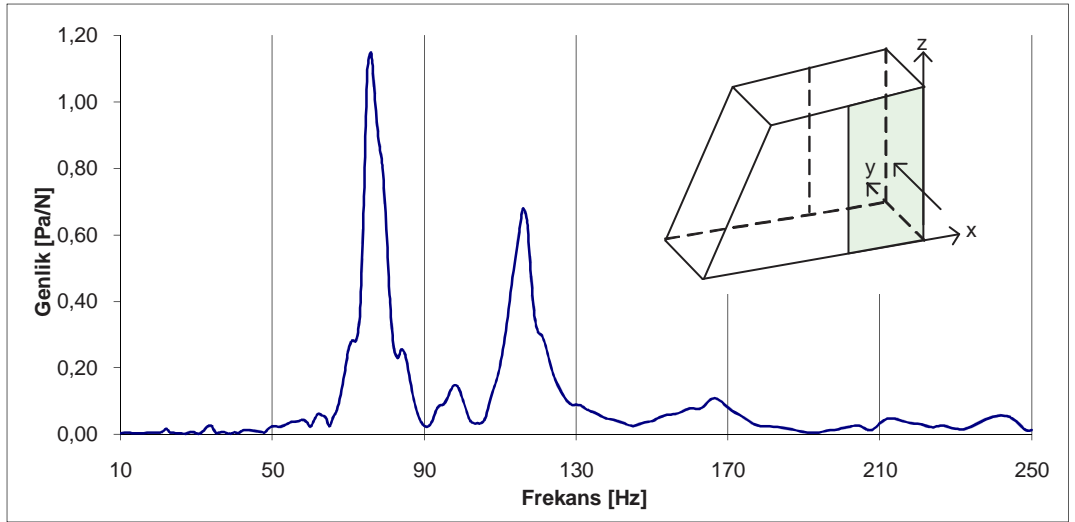
Şekil 3.65 : Sağ kapı paneli - Yolcu sağ kulak hizası.

e) Sol arka panelden etkiyen sinüsodial kuvvet sonucu, 10-250 Hz aralığında, farklı 2 noktada elde edilen genlikler

0-250 Hz aralığında, 6359 nolu noddan y yönünde sinusodial birim kuvvet uygulandığında, sürücünün sol kulak hizası olan 4602542 nolu noddaki genlikler Şekil 3.66'da, yolcunun sağ kulak hizası olan 4603232 nolu noddaki genlikler Şekil 3.67'de görülmektedir.



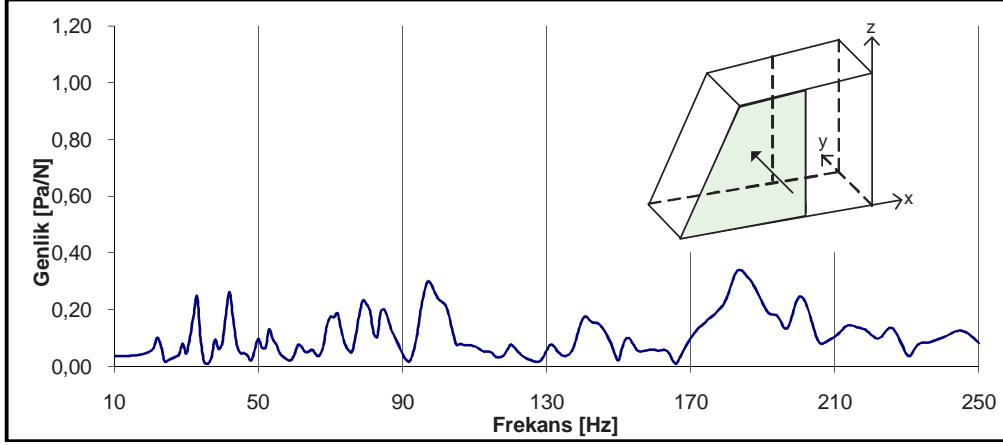
Şekil 3.66 : Sol arka panel - Sürücü sol kulak hizası.



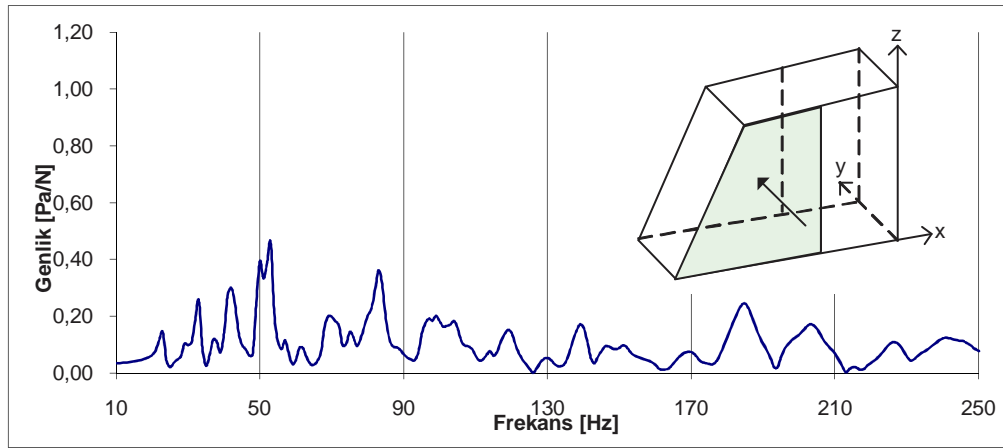
Şekil 3.67 : Sol arka panel - Yolcu sağ kulak hizası.

f) Sol kapı panelinden etkiyen sinüsoidal kuvvet sonucu, 10-250 Hz aralığında, farklı 2 noktada elde edilen genlikler

0-250 Hz aralığında, 347372 nolu noddan y yönünde sinusoidal birim kuvvet uygulandığında, sürücünün sol kulak hizası olan 4602542 nolu noddaki genlikler Şekil 3.68'de, yolcunun sağ kulak hizası olan 4603232 nolu noddaki genlikler Şekil 3.69'da görülmektedir.



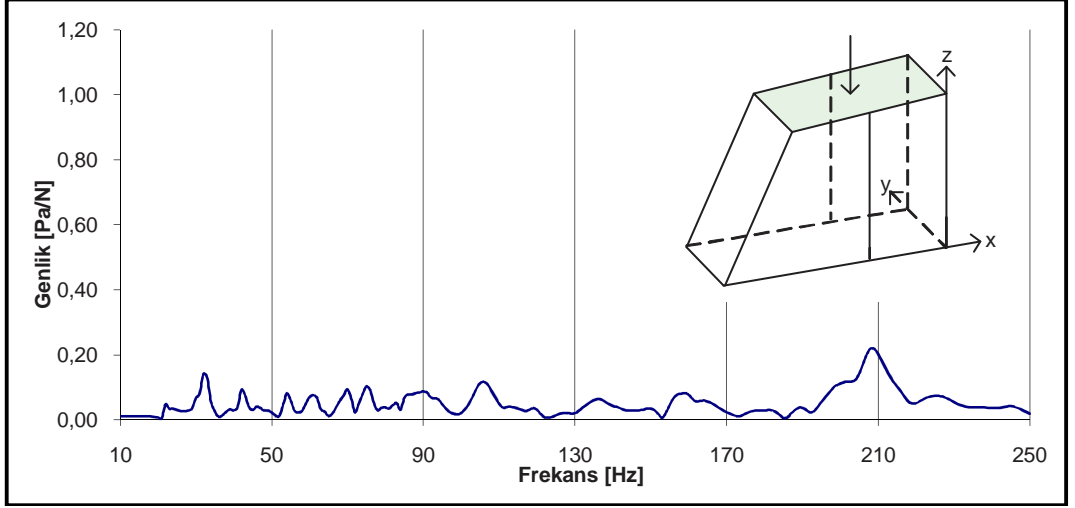
Şekil 3.68 : Sol kapı paneli - Sürücü sol kulak hizası.



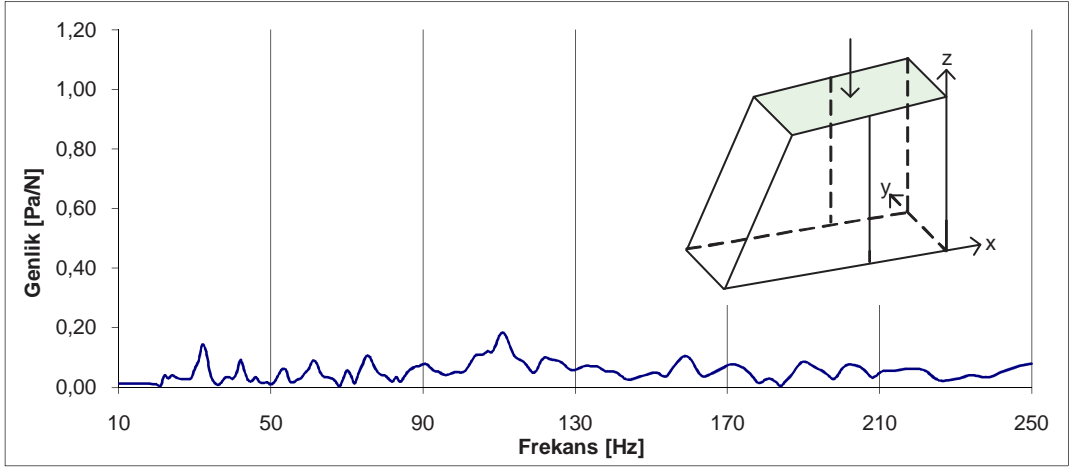
Şekil 3.69 : Sol kapı paneli - Yolcu sağ kulak hizası.

g) Üst panelden etkiyen sinüsoidal kuvvet sonucu, 10-250 Hz aralığında, farklı 2 noktada elde edilen genlikler

0-250 Hz aralığında, 23211 nolu noddan z yönünde sinusoidal birim kuvvet uygulandığında, sürücünün sol kulak hizası olan 4602542 nolu noddaki genlikler Şekil 3.70'te, yolcunun sağ kulak hizası olan 4603232 nolu noddaki genlikler Şekil 3.71'de görülmektedir.



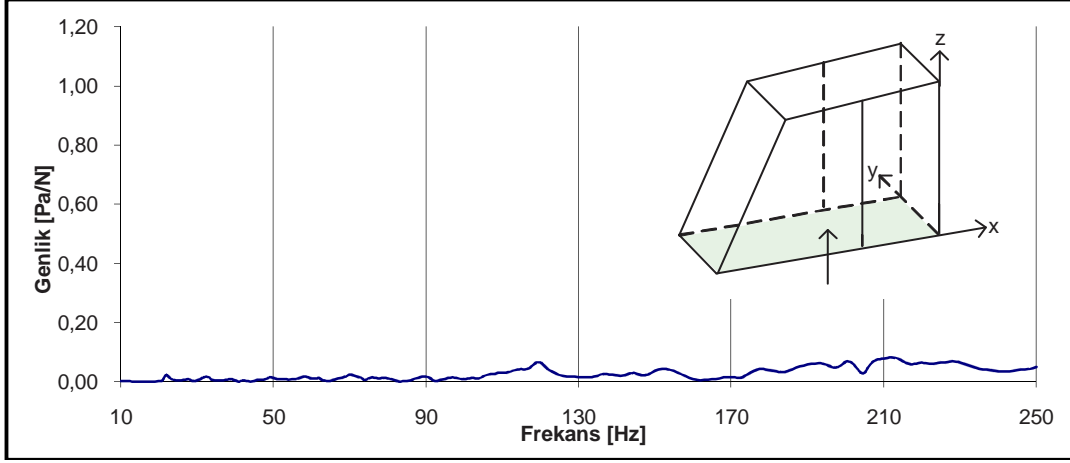
Şekil 3.70 : Üst panel - Sürücü sol kulak hizası.



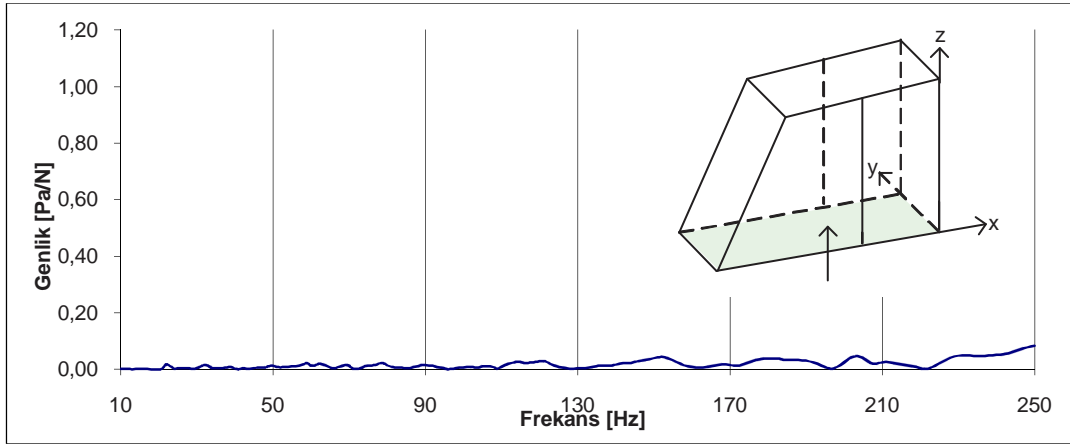
Şekil 3.71 : Üst panel - Yolcu sağ kulak hizası.

h) Alt panelden etkiyen sinüsoidal kuvvet sonucu, 10-250 Hz aralığında, farklı 2 noktada elde edilen genlikler

0-250 Hz aralığında, 81336 nolu noddan z yönünde sinüsoidal birim kuvvet uygulandığında, sürücünün sol kulak hizası olan 4602542 nolu noddaki genlikler Şekil 3.72'de, yolcunun sağ kulak hizası olan 4603232 nolu noddaki genlikler Şekil 3.73'te görülmektedir.



Şekil 3.72 : Alt panel - Sürücü sol kulak hizası.



Şekil 3.73 : Alt panel - Yolcu sağ kulak hizası.

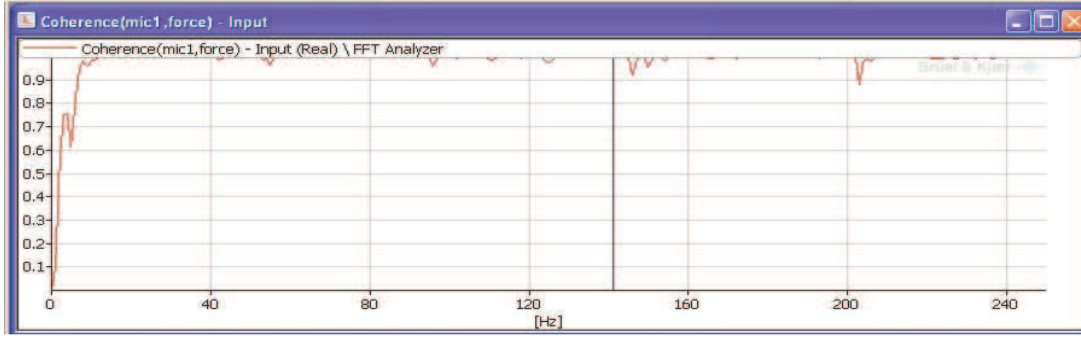
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bu proje kapsamında sayısal analizlere paralel olarak, deneysel çalışmalar da yapılmıştır. Deneysel çalışmalar çeşitli nedenlerle yapılabilir. Bunlardan biri, modelin doğrulanması amacıyla deneysel çalışmaları, sonlu elemanlar analizleriyle karşılaştırmaktır. Bu sayede, sonlu eleman analizlerinde şok analizleri yapılabildiği gibi, modelin farklı tahrikler etkisi altında ne şekilde davrandığı da belirlenebilir. Ayrıca deneysel çalışmalar, modelin matematik modelinin çıkartılmasında kullanılabilir. Deneysel çalışmalar, teorik çalışmalarla karşılaştırılarak, teorik modelin özelliklerinin ölçüm sonuçlarına uyması için değişiklikler yapılabilir [26].

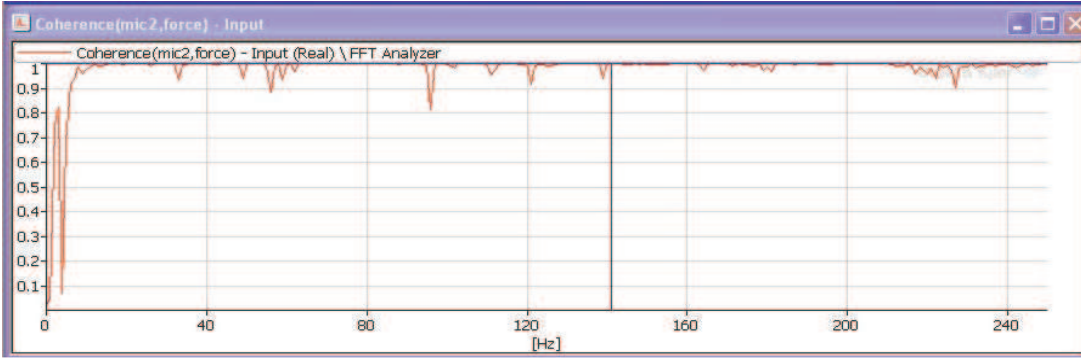
4.1 Frekans Tepki Fonksiyonları

Yapılan deneysel çalışmalarda, kamyon kabininin panelleri modal çekiç kullanılarak tahrik edilmiş, kabin içine yerleştirilen 2 adet mikrofonla ses basınçları ölçülmüştür. Kamyonun ön, arka, sağ kapı,sağ arka, sol kapı, sol arka ve üst panelleri tahrik edilmiştir.

Panelleri tahrik etmek için Endevco marka 2302-50 tipi modal çekiç kullanılmıştır. Kabin içindeki ses basınçları ise sürücü ve yolcu kulakları hizalarına yerleştirilen 2 adet mikrofon ile ölçülmüştür. Mikrofonlar, Brüel&Kjaer markasının 4189 A 21 modelidir. Toplanan datalar, Brüel&Kjaer marka 3560C-L tipi analizörüyle işlenir. Kullanılan deney aletleriyle ilgili teknik bilgiler EK 2’de bulunmaktadır. Sistemik hataları engellemek amacıyla, her bir tahrik noktası için ölçümler 3 kez tekrar edilerek, bu ölçümlerin ortalamaları alınır. Ölçümlerin güvenilirliği COH fonksiyonlarına bakarak belirlenebilir. Aşağıda COH fonksiyonlarına örnek olarak 2 ayrı mikrofondan alınan sonuçlar bulunmaktadır:



Şekil 4.1 : Sürücü kulağı hizasındaki COH fonksiyonu.

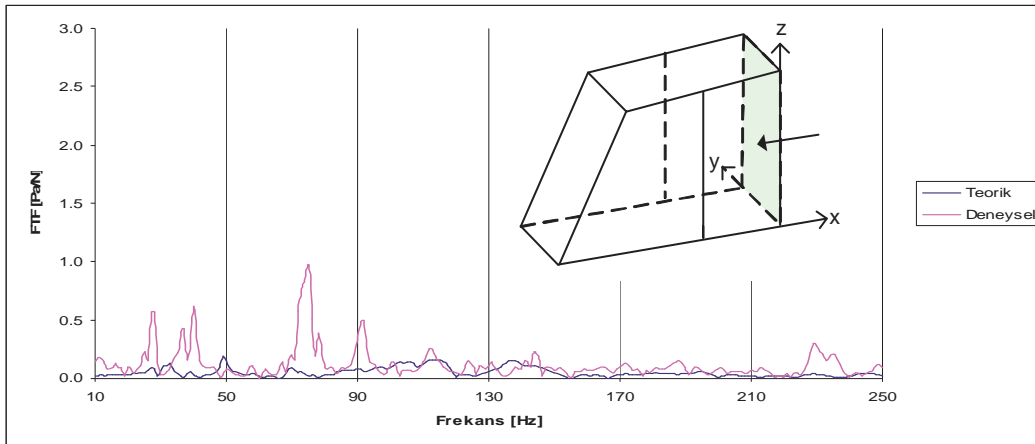


Şekil 4.2 : Yolcu kulağı hizasındaki COH fonksiyonu.

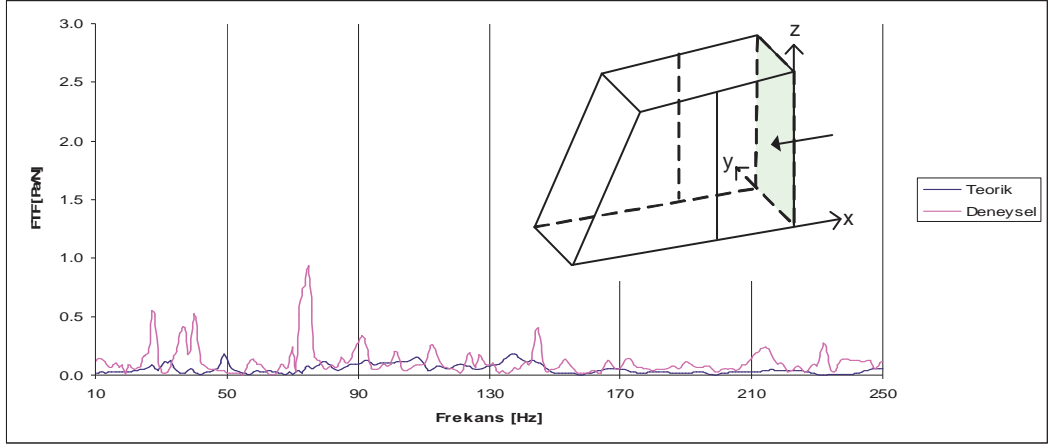
COH fonksiyonlarına bakılarak 10 Hz altındaki ölçümlerin çok güvenilir olmadığı söylenebilir. Bu alt sınır, kullanılan ölçüm aletleri ve deney yapılan yere göre değişiklik gösterebilir.

4.2 Deneysel ve teorik çalışmaların karşılaştırılması:

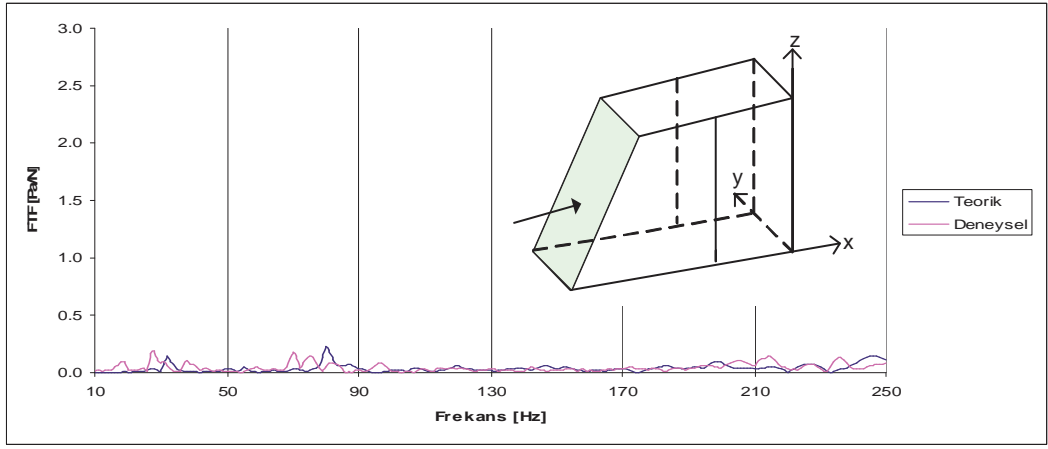
Kamyon kabininin panellerden tahrik edilmesi sonucu, sürücü ve yolcu kulak hizalarının bulunduğu 2 farklı noktadan elde edilen deneysel ve teorik frekans tepki fonksiyonları aşağıda yer almaktadır:



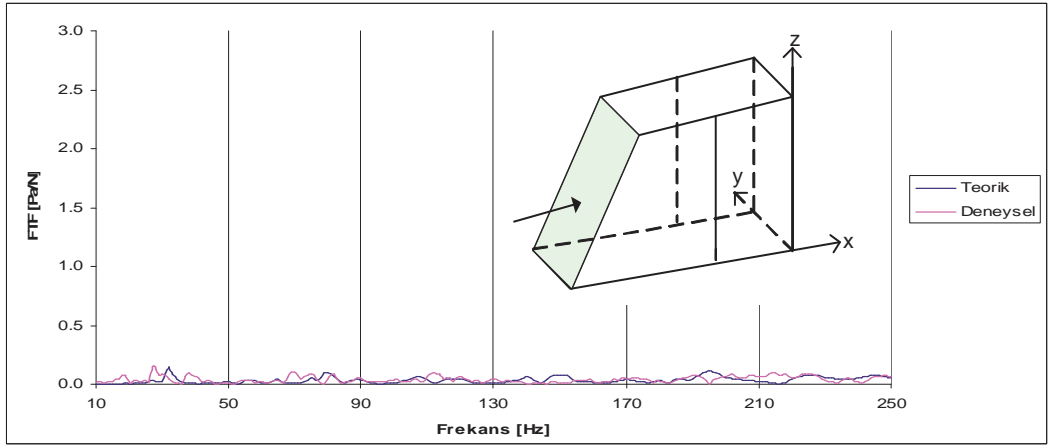
Şekil 4.3 : Arka panel - sürücü sol kulak hizası.



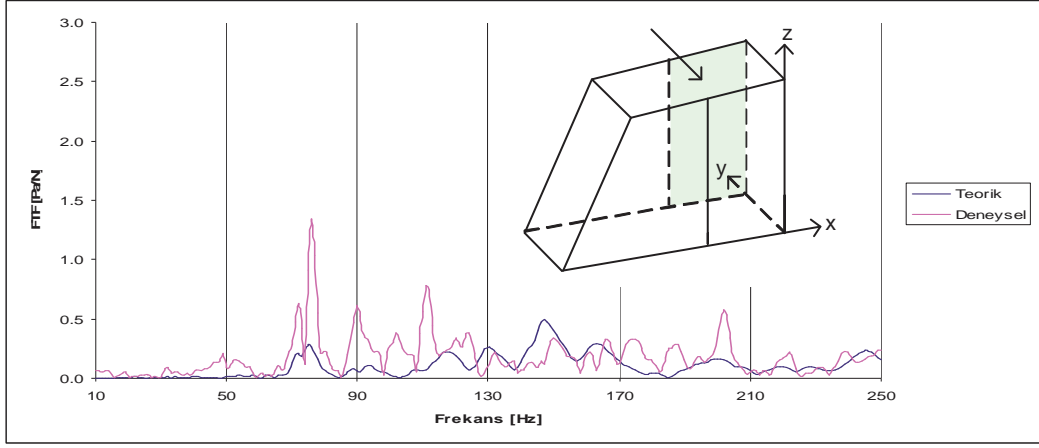
Şekil 4.4 : Arka panel – yolcu sağ kulak hizası.



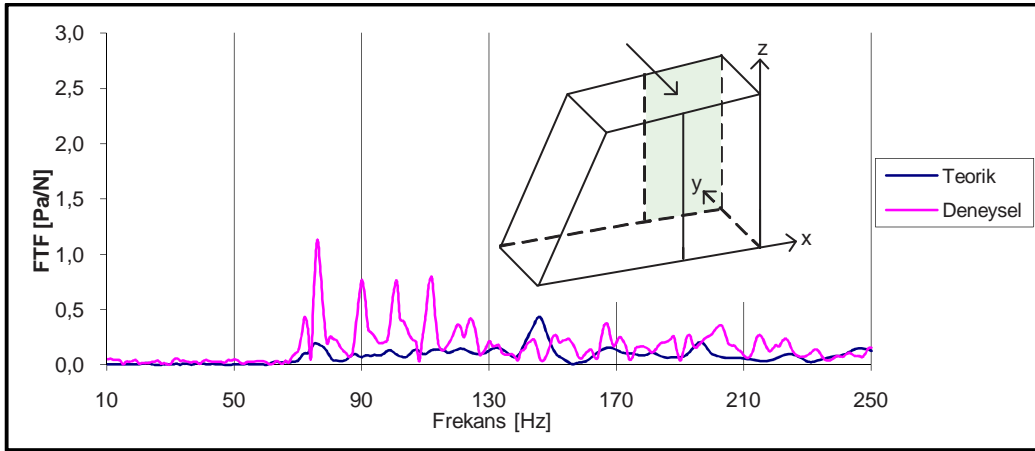
Şekil 4.5 : Ön panel - sürücü sol kulak hizası.



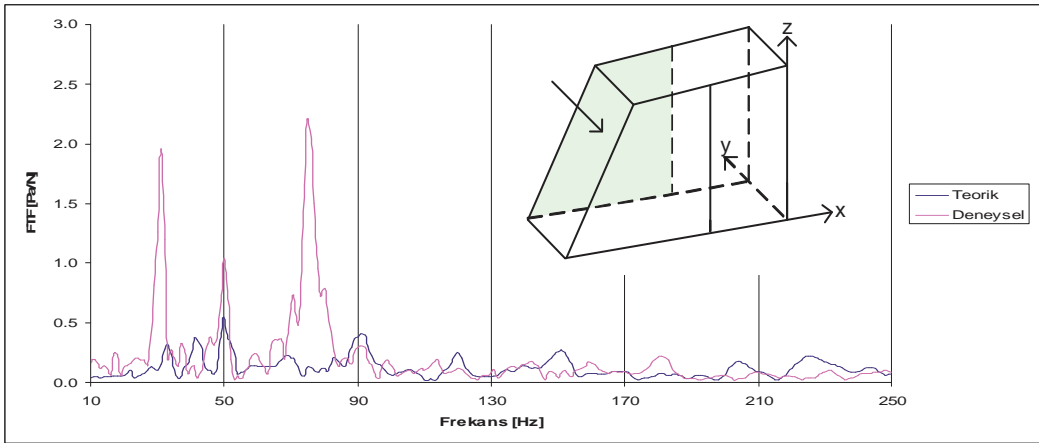
Şekil 4.6 : Ön panel – yolcu sağ kulak hizası.



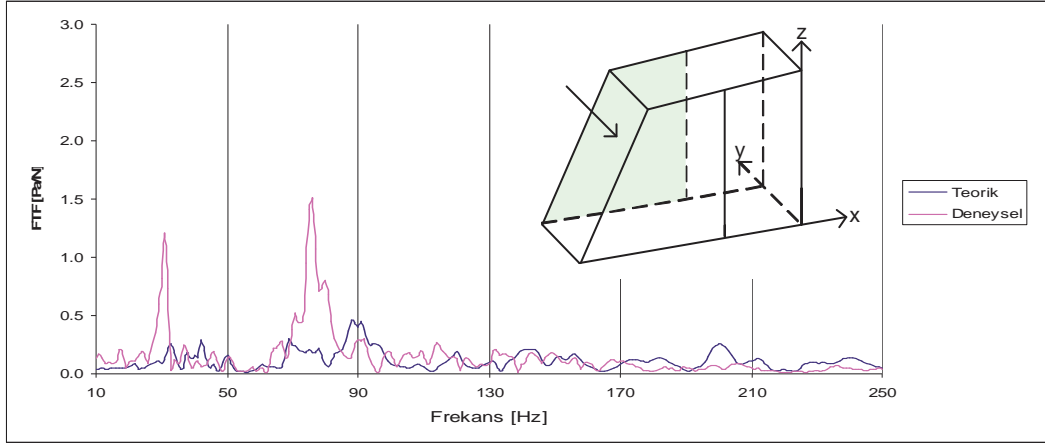
Şekil 4.7 : Sağ arka panel - sürücü sol kulak hizası.



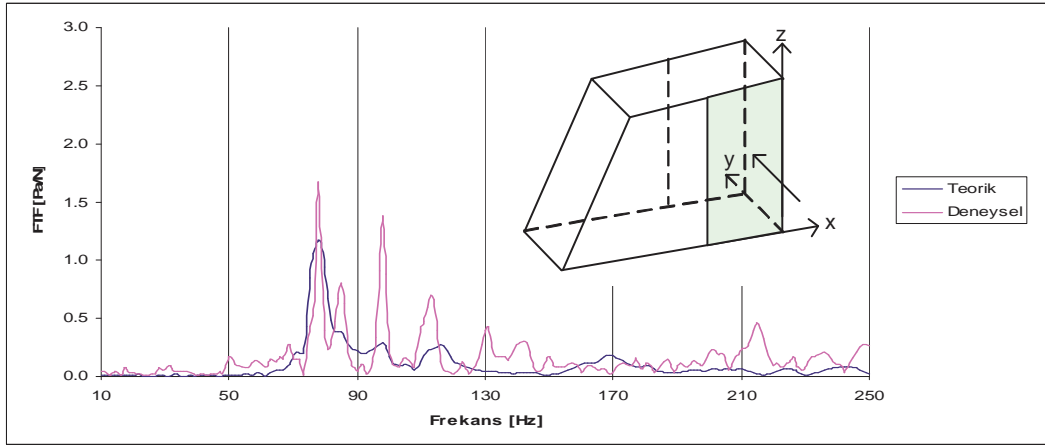
Şekil 4.8 : Sağ arka panel – yolcu sağ kulak hizası.



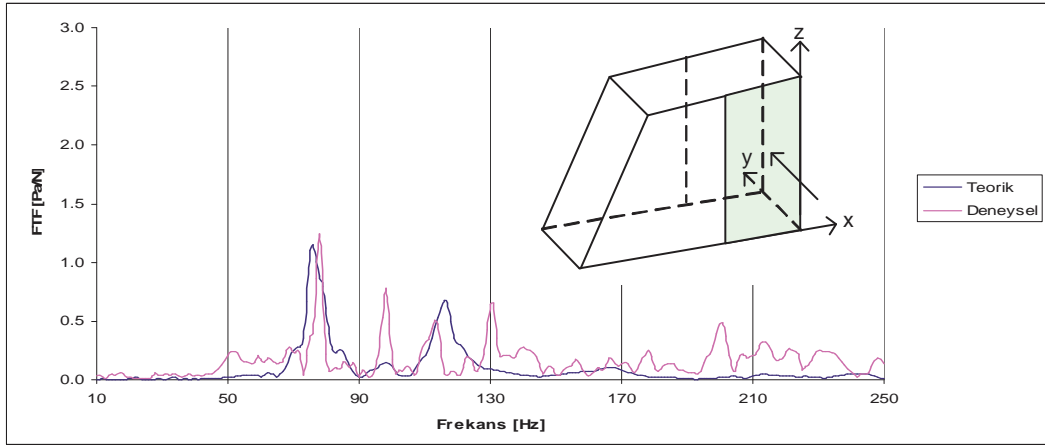
Şekil 4.9 : Sağ kapı paneli - sürücü sol kulak hizası.



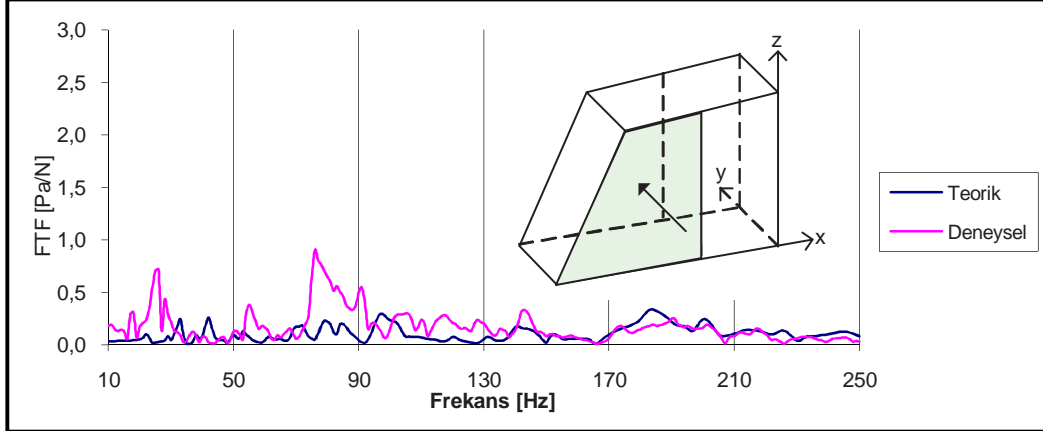
Şekil 4.10 : Sağ kapı paneli – yolcu sağ kulak hizası.



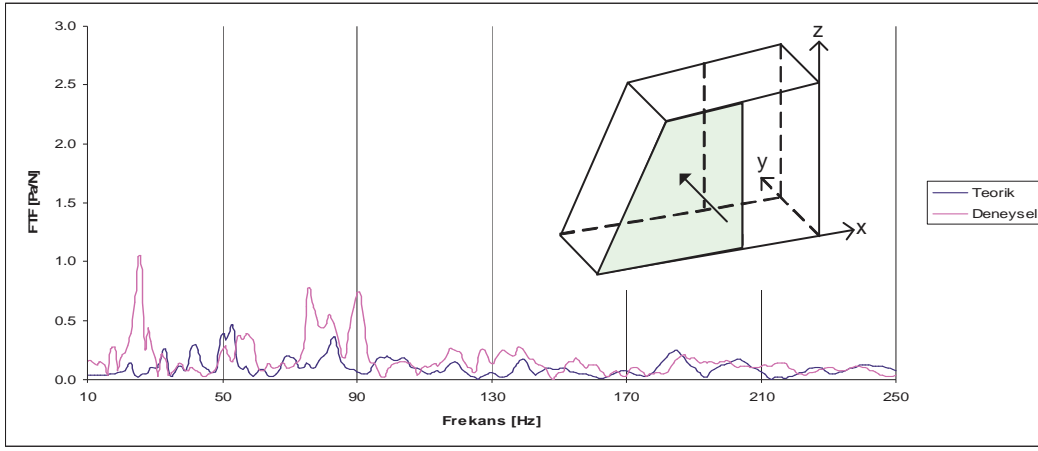
Şekil 4.11 : Sol arka panel - sürücü sol kulak hizası.



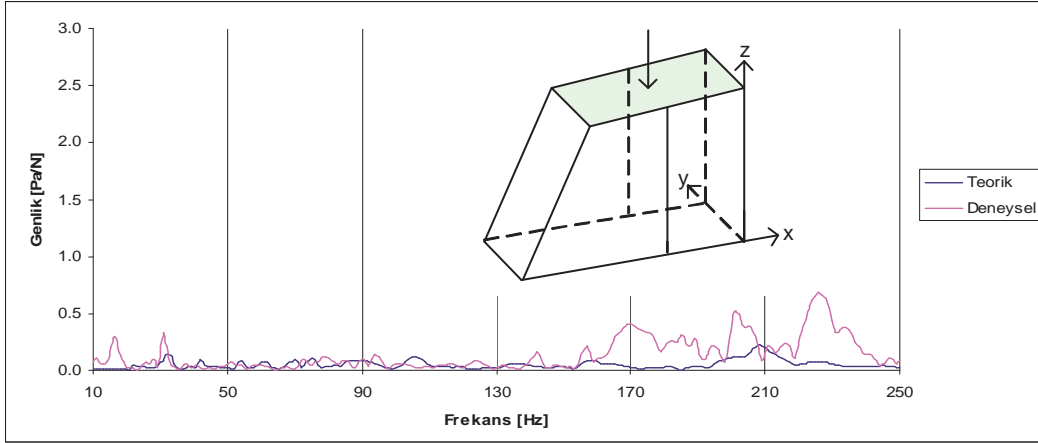
Şekil 4.12 : Sol arka panel – yolcu sağ kulak hizası.



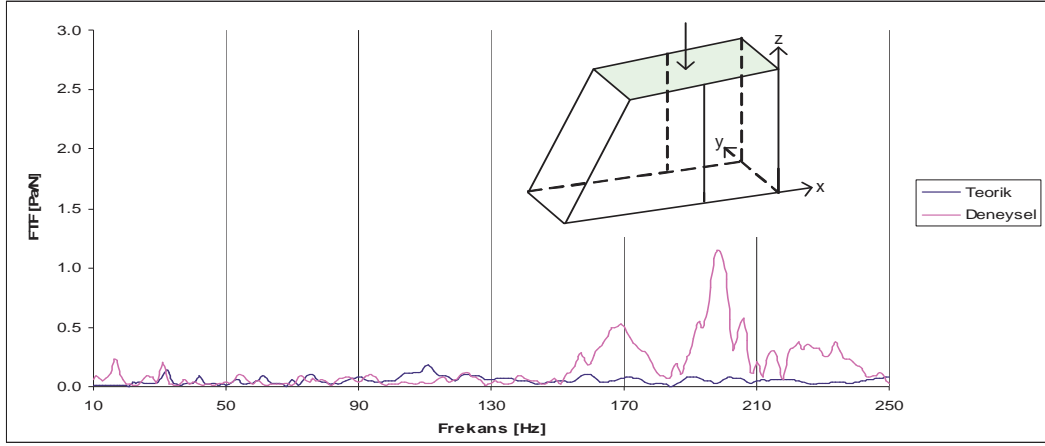
Şekil 4.13 : Sol kapı paneli - sürücü sol kulak hizası.



Şekil 4.14 : Sol kapı paneli – yolcu sağ kulak hizası.



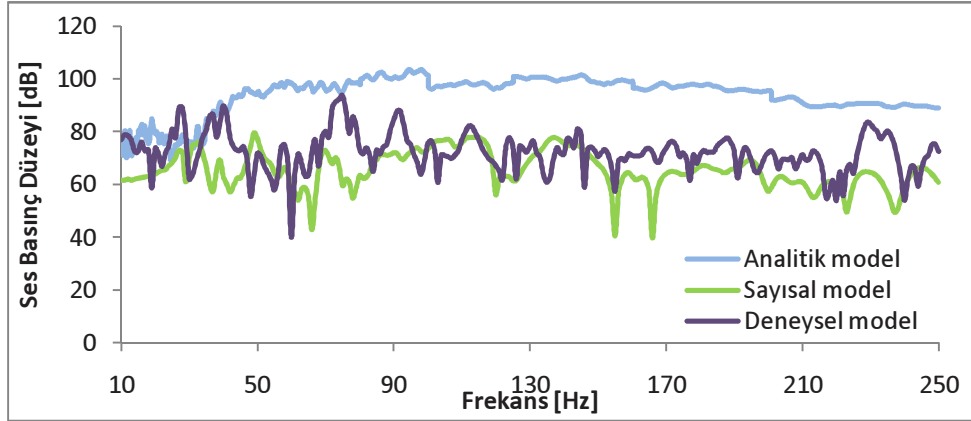
Şekil 4.15 : Üst panel - sürücü sol kulak hizası.



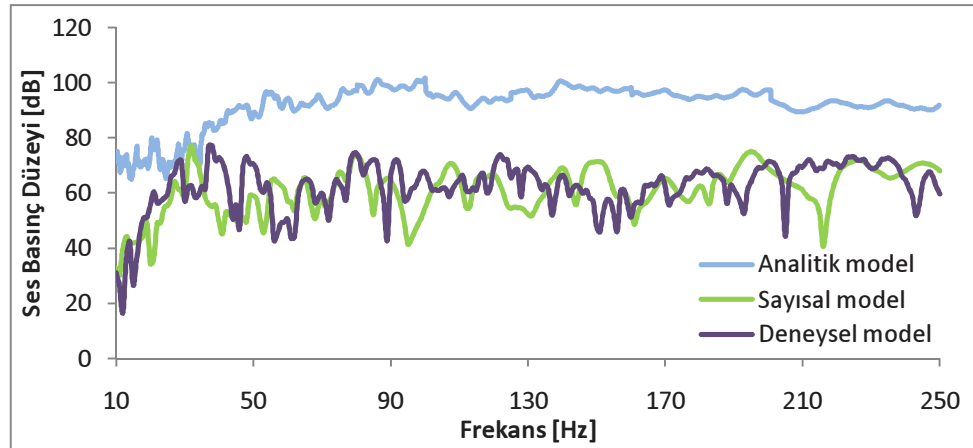
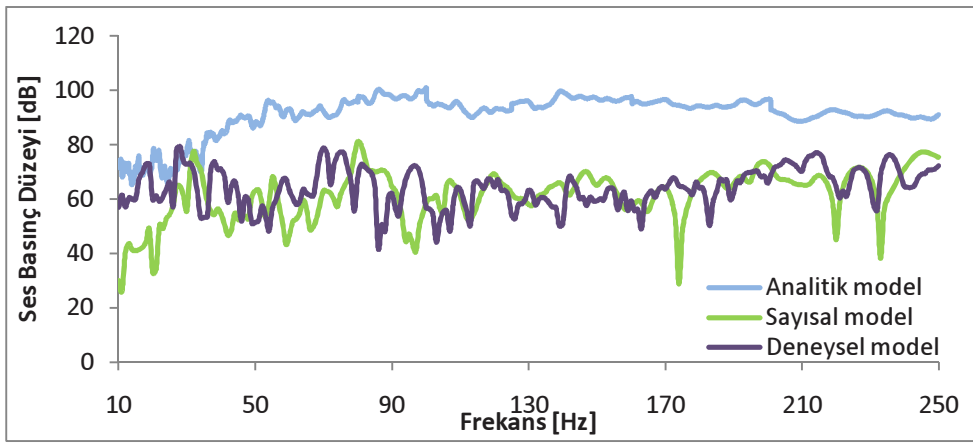
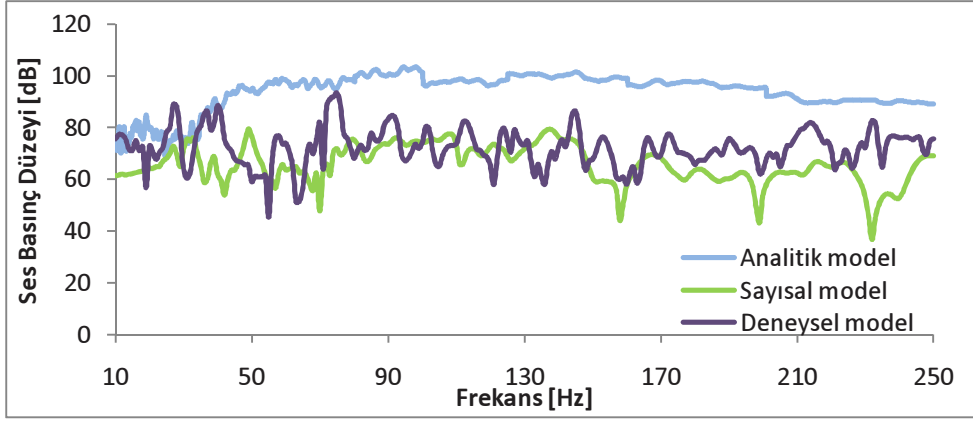
Şekil 4.16 : Üst panel – yolcu sağ kulak hizası.

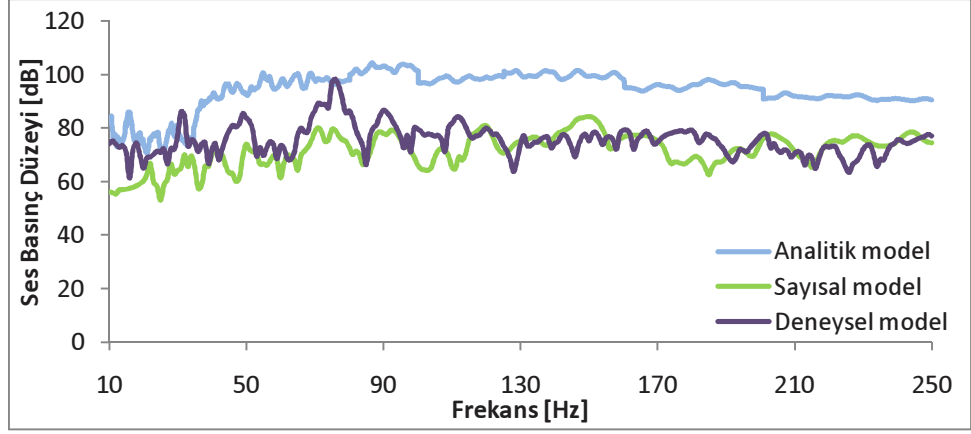
Teorik ve deneysel analiz sonuçları karşılaştırıldığında sonuçların birbiriyle tam uyuşmadığı görülmektedir. Deneysel analizler sırasındaki arka plan gürültüsünün kontrol edilememesi nedenlerden biri olarak düşünülmektedir. Ölçümlerin sağlıklı yapılabilmesi için gerekli olan semi-anekoik oda kullanılmadığı için, deneysel analizlerde ses basınç düzeylerindeki ani sıçramaların buna bağlı olarak meydana geldiği düşünülmektedir. Ayrıca teorik modelde gerek akustik, gerek yapısal sönüm özelliklerinin hazırlanan modele katsayılar kullanılarak dâhil edilmesi nedeniyle sistemin davranışlarını yeterince iyi açıklamadığı değerlendirilmiştir.

Analitik, teorik ve deneysel çalışmaların karşılaştırılması:

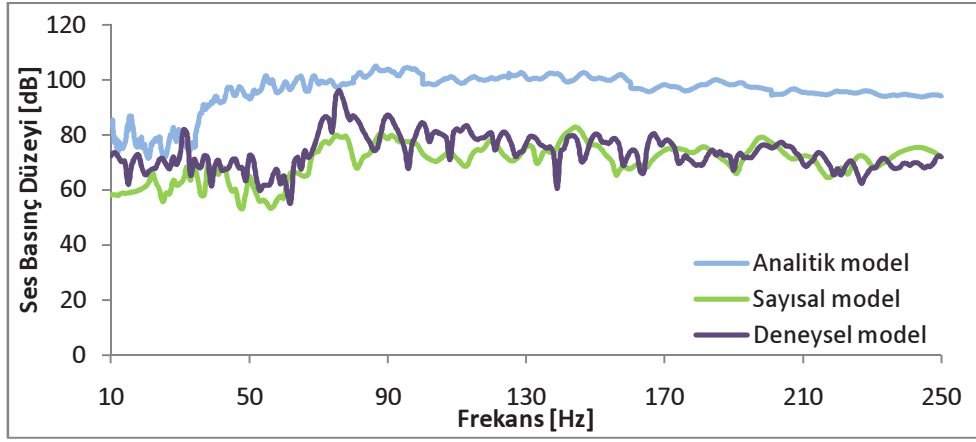


Şekil 4.17 : Arka panelden tahrik - sürücü sol kulak hizası.

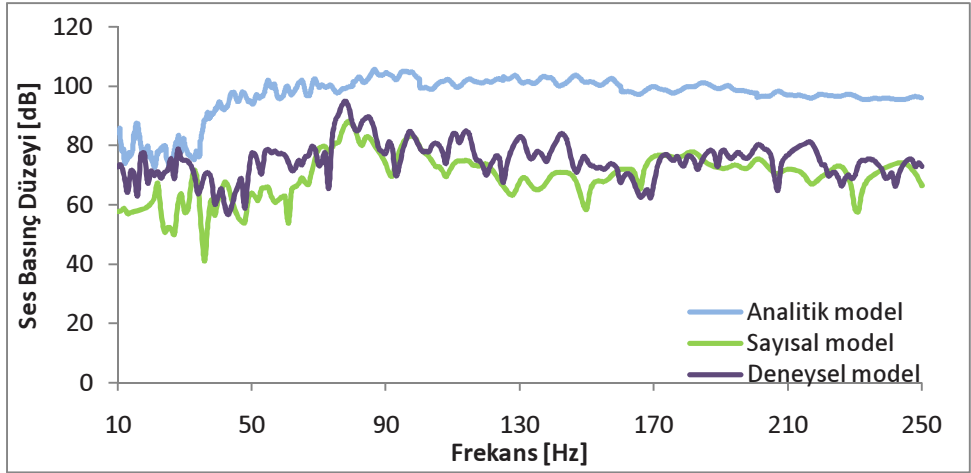




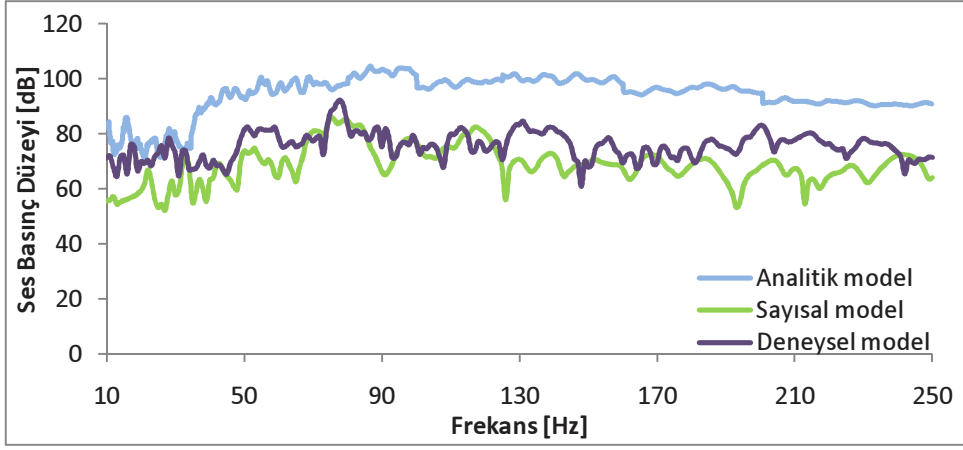
Şekil 4.21 : Sağ panelden tahrik - sürücü sol kulak hizası.



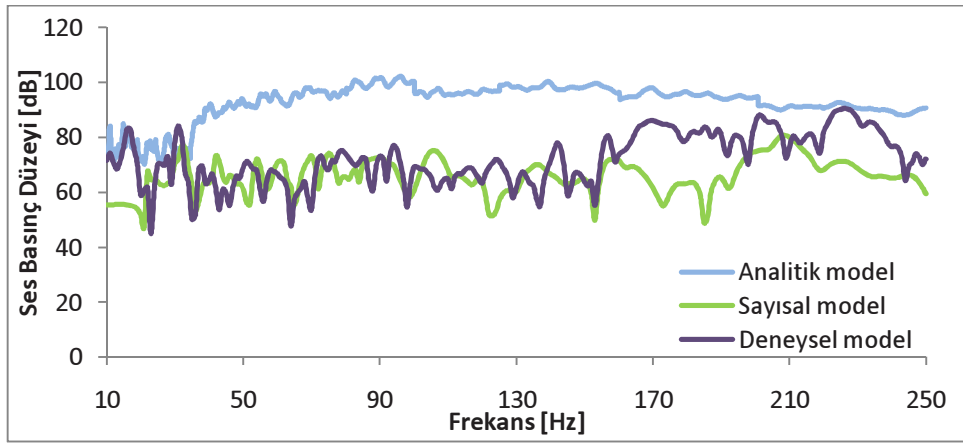
Şekil 4.22 : Sağ panelden tahrik – yolcu sağ kulak hizası.



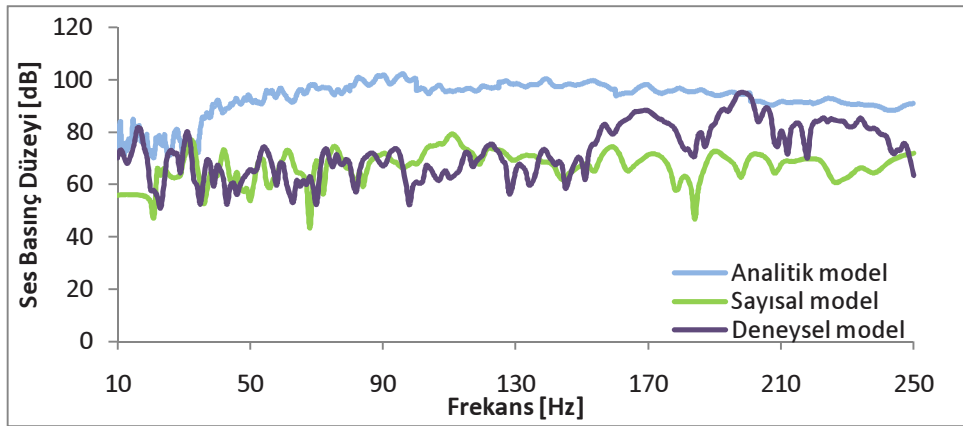
Şekil 4.23 : Sol panelden tahrik - sürücü sol kulak hizası.



Şekil 4.24 : Sol panelden tahrik – yolcu sağ kulak hizası.



Şekil 4.25 : Üst panelden tahrik - sürücü sol kulak hizası.



Şekil 4.26 : Üst panelden tahrik – yolcu sağ kulak hizası.

Analitik analiz sonuçlarının diğer analiz sonuçlarından daha yüksek ses basınç düzeyi değerleri içerdiği ve frekans değişimlerinden daha az etkilendiği değerlendirilmiştir.

Analitik çözüm için kullanılan kabin yapısal modeli 6 adet panelden oluşan dikdörtgenler prizması şeklindedir ve paneller serbest sınır şartlarını haizdir. Ayrıca kavite modeli havadan oluşan dikdörtgenler prizması şeklindedir. Oysa sayısal (sonlu elemanlar modeli) ve deneysel modellerde motor bloğu dışında tüm elemanlar ayrıntılı bir şekilde yer almaktadır. Ayrıca sayısal kavite modelinde içerideki hava dışında, sönümleyici etkisi olan yatak ve koltuklar da modellenmiştir. Gerçekte ana paneller arasında serbest sınır şartlarından bahsetmek doğru olmaz, ayrıca analitik modeldeki sağ ve sol paneller tek parçadan oluşurken, gerçekte burada kapı ve arka kısım olmak üzere 2 ayrı panel söz konusudur. Analitik modelde camlar yer almamaktadır. Tüm bunlar çözümün analitik olarak da mümkün olabilmesi için yapılan bir takım kabullerle ilgilidir ve sonuçların güvenilirliği üzerinde olumsuz rol oynarlar. Analitik modeldeki farkların buna bağlı olarak meydana geldiği düşünülmektedir.

4.3 Yankılanım Deneyleri

Kapalı alanda sesin bir kısmı duvarlar, tavan ve döşemeden yansırken, bir miktarı yutulur. Bu etkilerin en önemlisi ise yankılanım olayıdır. Yankılanım peş peşe yansımalar nedeniyle sesin etkisinin uzamasıdır.

Yapılan deneysel çalışmada yankılanım süresi ölçülerek ortalama yutum katsayısı belirlenmeye çalışılmıştır. Yankılanım süresi, ortamın rejim halinde akustik alanındaki ses enerjisi yoğunluğunun 60 dB azalması için geçen süredir.

Yankılanım süresi ölçüm deney düzeneğinde bir mikrofon, gürültüyü ortama veren hoparlör ve sinyalleri yükseltmek amacıyla amplifikatör bulunmaktadır. Analizör mikrofonun içinde yer aldığından ayrıca bir analizöre gerek yoktur.

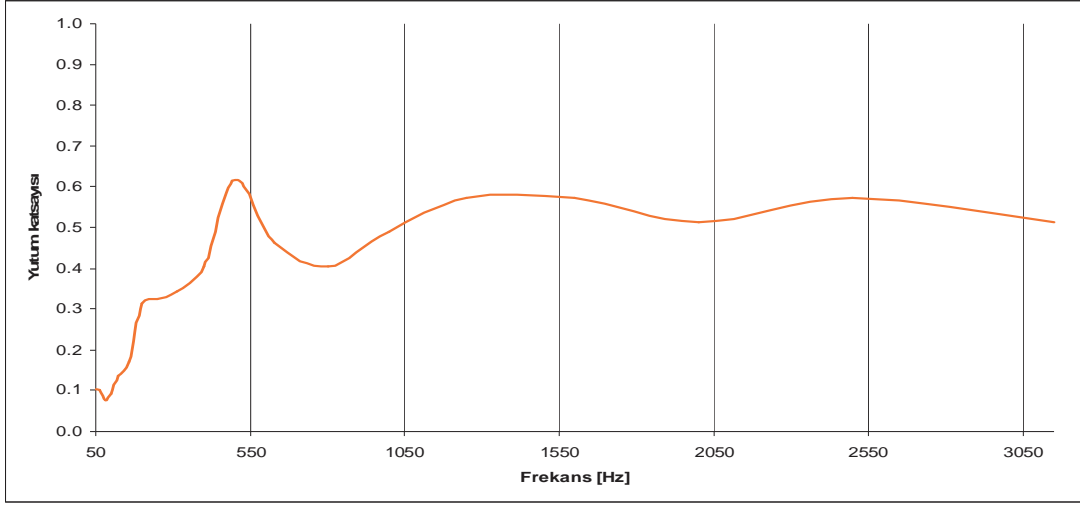
Ölçülen yankılanım süreleriyle yutum katsayısı kolayca bulunur.

Yutum katsayısı (hava için) aşağıdaki formül uyarınca hesaplanabilir:

$$\bar{\alpha} = 0.161 \frac{V}{S \cdot T} \quad (4.1)$$

V, kavite hacmi; s, kabinin iç yüzey alanı; t, yankılanım süresi

Frekanslara karşılık hesaplanan yutum katsayıları aşağıda grafiksel olarak yer almaktadır:



Şekil 4.27 : Ses yutum katsayısının frekans spektrumu.

Sayısal ve analitik modellerin değerlendirildiği düşük frekanslarda (<250 Hz), kabin içi ortalama ses yutum katsayısının oldukça düşük olduğu gözlenmektedir.

Bu deneyden elde edilen ortalama ses yutum katsayıları analitik modelde ses gücü düzeylerinin ses basınç düzeylerine dönüştürülmesi esnasında kullanılmıştır.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

5.1 Çalışmanın Uygulama Alanı

Araçların gürültü ve titreşim karakteristiklerinin tespiti, gürültünün engellenmesinde ve/veya azaltılmasında alınacak önlemlerde ve tasarım değişikliklerinde büyük öneme sahiptir. Çalışma sonucu elde edilen veriler ışığında bu amaca yönelik bir takım öneriler getirilmesi düşünülmektedir. Ayrıca aracın gürültü ve titreşim karakteristiklerinin belirlenmesi amacıyla yapılan analizler bu kapsamda yapılan çalışmalara örnek teşkil etmektedir.

5.2 Analizlerin Değerlendirilmesi ve Sonuçlar

Bu tez kapsamında, ağır bir taşıtın (kamyon) titreşim ve gürültü karakteristikleri analitik (Bölüm 2), sayısal (Bölüm 3) ve deneysel (Bölüm 4) yöntemlerle karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Mekanik titreşimlerden kaynaklı gürültülerin (yapısal kaynaklı gürültü) baskın olduğu 0-250 Hz frekans aralığında gerçekleştirilen analizler neticesinde aracın titreşim ve gürültü karakteristikleriyle ilgili bilgiler karşılaştırılmalı olarak sunulmuştur.

Analitik çalışmalar kapsamında kabin yapısının ve yapı içindeki havanın basit bir modeli (dikdörtgenler prizması şeklinde) oluşturulmuş, bu “basit” modelin gerek sonlu elemanlar yöntemiyle gerek analitik olarak mod şekilleri ve doğal frekans değerleri karşılaştırılarak, basitleştirilmiş modelin doğruluğu test edilmiştir. Üzerinde çalışılan analitik yaklaşımda, kabin panelleri ayrı ayrı tahrik edildiğinde panellerdeki hız verisine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu hız değerleri sayısal yöntemlerle elde edildikten sonra analitik formülasyonlar uyarınca panellerden yayılan ses gücü düzeyleri hesaplanmıştır. Dolayısıyla analitik yöntem için, yarı analitik yöntem tanımlaması kullanmak daha yerinde olabilir. Analitik yöntemlerde, üzerinde çalışılan model karmaşıklıkla çözümü zorlaşmakta, hatta mümkün olmamaktadır. Bu nedenle yukarıda da belirtildiği gibi bir takım basitleştirmeler yapılması gerekmektedir. Örneğin analitik çözüm için kullanılan kabin yapısı (trim model) sadece

6 adet panelden oluşan dikdörtgenler prizması şeklindedir. Oysa sayısal (sonlu elemanlar modeli) ve deneysel modellerde motor bloğu dışında tüm elemanlar ayrıntılı bir şekilde yer almaktadır. (Sayısal modelde, çözüm sonucunu etkilemeyeceği düşünülen ve problem boyutunu küçültmek amacıyla yapılan kabuller Çizelge 3.2’de yer almaktadır.) Ayrıca sayısal kavite modelinde içerideki hava dışında, sönümleyici etkisi olan yatak ve koltuklar da modellenirken analitik model sadece havayı içeren dikdörtgenler prizması şeklindedir. Sonuç olarak, gerçekte ne paneller dikdörtgen şeklindedir, ne paneller arası bağlantılar analitik modeldeki gibi serbest mesnetli sınır şartlarını haizdir, ne de kavite modeli sadece havayı içermektedir. Tüm bunlar çözümün analitik olarak da mümkün olabilmesi için yapılan bir takım kabullerle ilgilidir ve sonuçların güvenilirliği üzerinde olumsuz rol oynarlar. Bu nedenle kullanılan analitik model, kabinin titreşim ve gürültü karakteristiğiyle ilgili –ancak– fikir vermektedir.

Bölüm 4.1’de analitik, sayısal ve deneysel yöntemler sonucu elde edilen panel frekans fonksiyonları karşılaştırılmış, analitik modeldeki analiz sonuçlarının diğer analiz sonuçlarından daha yüksek ses basınç düzeyi değerleri içerdiği, frekans değişimlerinden daha az etkilendiği ve diğer sonuçlarla uyumlu olmadıkları gözlemlenmiştir. Sayısal analizler ise çalışmada önemli bir yer tutmaktadır. Sayısal analizlerde kabinin ayrıntılı yapısal modelinin modal analizi, kavitenin modal analizi, kabin-kavitenin birlikte modal analizi, panel ve frekans tepki fonksiyonları analizleri gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçlarının beklentilerle uyumlu olduğu görülmüştür. Deneysel çalışmalarda ise panel frekans tepki fonksiyonları analiz edilmiş, yankılanım deneyleri yapılmıştır. Deneysel analizlerin sağlıklı olarak gerçekleştirilmesi için uyulması gereken bir takım prosedürler mevcuttur. Bunların başında analizlerin semi-anekoik odada gerçekleştirilmesi gelmektedir. Kabinin boyutlarının büyüklüğü sebebiyle gerek taşınmasında karşılaşılabilecek olası teknik sorunlar gerek bu transferin gerektirdiği maliyetin karşılanamaması nedeniyle bu şart sağlanamamıştır. Bu da analiz sonuçlarının güvenilirliği önünde önemli bir engel teşkil etmektedir. Sayısal ve deneysel analiz sonuçlarının karşılaştırılmasında gözlemlenen uyumsuzlukların bundan kaynaklandığı düşünülmektedir. Yankılanım deneylerinden çıkan sonuç ise, “sayısal ve analitik modellerin değerlendirildiği düşük frekanslarda (<250 Hz)” kabin içi ortalama ses yutum katsayısının oldukça düşük olduğudur.

5.3 Öneriler

Bu çalışma, ağır taşıtların akustik ve titreşim karakteristiklerinin belirlenmesi için bir ön çalışma niteliğindedir. Deneysel analizler Bölüm 5.2’de belirtilen nedenlere bağlı olarak sağlıklı sonuçlardan uzaktır. Esas olarak deneysel analizlerin uygun şartlar sağlanarak tekrarlanması dolayısıyla sayısal ve deneysel modeller arasındaki uyumun sağlanması amaçlanmalıdır. Analitik çalışmalarda hazırlanan model, yapılan basitleştirmeler nedeniyle aracın akustik ve titreşim karakteristikleri hakkında ön fikir vermektedir. Bu modelin gerçek durumu daha iyi yansıtacak şekilde geliştirilmesi düşünülebilir.

Analizlere dair önerilerin yanı sıra, kamyon kabininin akustik açıdan iyileştirilmesi hususunda da birtakım önerilerde bulunulabilir:

- Düşük frekanslarda yüksek ses yutma katsayısına sahip iç trim kullanılabilir.
- Kabinin yapısal doğal frekanslarının yükseltilmesi, yapısal kaynaklı seslerin kontrolunda etkili olacaktır. Bu amaçla, geniş yüzeylerden kaçınılabilir, mümkünse sac kalınlıkları arttırılabilir ve gövdenin rijitliğini arttırma üzere panellere desenler (patlatmalar) yapılabilir.
- Kabine geçen titreşimlerin azaltılması için titreşim yalıtıcıları geliştirilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Harrison, M.**, 2004, Vehicle Refinement: Controlling Noise and Vibration in Road Vehicles, Elsevier Butterworth-Heinemann Publications.
- [2] **J.-G. Ih, S.-H. Shin, E.-B. Kim, W.-S. Choo and G.-J. Kim**, 2004, Prediction of Tire Pattern Noise, *ICA2004*, paper We4.F.2, April, Kyoto, Japan.
- [3] **Özgülven, H. N.**, 2008, Gürültü Kontrolü - Endüstriyel ve Çevresel Gürültü, Türk Akustik Derneği Teknik Yayınları, Mayıs.
- [4] **Sang-Hyun, J. , Jong-Cheol, Y., Jae-Keon, P.**, “The Comparison of the BEM and FEM Techniques for the Interior Noise Analysis of the Passenger Car”, DAEWOO Motor Company, Inchon, Korea
- [5] **Southward, S.**, 2007: “Active Acoustic Tiles for Controlling Low-Frequency Vehicle Cabin Interior Noise”, National Science Foundation Industry/ University Cooperative Research Center (I/UCRC): The Ohio State University, Clemson University, Virginia Tech, 2007.
- [6] **Succi, G. P.**, 1987, “The acoustic field in an automobile cabin”, *J. Acoust. Soc. Am.* **81** (6), 25-28.
- [7] **Morse, P., Feshbach, H.**, 1953, Methods of Theoretical Physics, McGraw-Hill, New York, Vols. 1 and 2.
- [8] **Succi, G. P.**, 1982, “A study of optimized peripherally segmented duco liners for sound attenuation,” BBN Report No. 4760, Cambridge, MA, March 1982.
- [9] **A.Sestieri, A., Vescovo, D. Del, Lueibello, P.**, 1984, "Structural-acoustic coupling in complex shaped cavities," *J. Sound Vib.* **96**, 219-233.
- [10] **Dowell, E.H.**, 1980, "Master plan for prediction of vehicle interior noise", *AIAA J.* **18**, 353-366.
- [11] **Lyon, R.H. .**, 1975, Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems: Theory and Applications, MIT, Cambridge, MA.
- [12] **DeJong, R.H.**, 1985, "A study of vehicle noise using statistical energy analysis", *Society of Automotive Engineers Technical Paper Series* No. 850960.
- [13] **Dowell, E.H., Gorman, G.F., and Smith, D. A.**, 1977, " Acousto Elasticity: general theory, acoustical natural modes and forced response to sinusoidal excitation, including comparison with experiments”, *J. Sound Vib.* **52**, 519-542.
- [14] **Petyt, M., Lim, S .P.**, 1978, " Finite element analysis of the noise inside a mechanically excited cylinder”, *Int. J. Numer. Methods Eng.* **13**, 109-122.

- [15] **Nefske, D. V. , Wolf, J. A., Howell, L. V.**, 1982, "Structural Acoustic finite element analysis of the automotive passenger compartment: A review of current practice," *J. Sound Vib.* **80**, 247-266.
- [16] **Pan, J., Bies, D. A.**, 1990, The effect of fluid–structural coupling on sound waves in an enclosure - Theoretical part, *J. Acoust. Soc. Am.* **87**, 691-707, February.
- [17] **Missaoui, J., Cheng, L.**, 1997, A combined integro-modal approach for predicting acoustic properties of irregular shaped cavities. *J Acoust Soc Am*; 101:3313–21.
- [18] **Li, Y.Y., Cheng, L.**, 2004, Modifications of acoustic modes and coupling due to a leaning wall in a rectangular cavity. *J Acoust Soc Am*; **116**, 3312–8.
- [19] **Krishnaswamy, K., Rajamani, R., Woo, J. J.**, 2005, Structural vibration control for broadband noise attenuation in enclosures, *J Mechanical Science and Technology (KSME Int. J.)*, **19**, 7, 1414-1423.
- [20] **Öztepe, H.**, 1975, Elastik cisimlerin dinamiği plakların titreşimi, İstanbul, İTÜ Yayınları.
- [21] **Norton, M. P., Drew, S. J.**, 2001, Vibration generated sound/Radiation by flexural elements, *Encyclopedia of Vibration*, Editors: Ewins, D., Rao, S. S. , Academic Press.
- [22] **Url-1** <http://artsites.ucsc.edu/EMS/music/tech_background/TE02/modes/Modes.html> , alındığı tarih 17.01.2011.
- [23] **Citarella, R., Federico, L., Cicatiello, A.**, 2006, Modal acoustic transfer vector approach in a FEM-BEM vibro-acoustic analysis, Elsevier.
- [24] **Url-2** <<http://www.bksv.com/pdf/Bp1436.pdf>>, alındığı tarih 26.06.2009.
- [25] **MSC.Software, Acoustic Analysis using MSC.Nastran and MSC.Sofy**, 2005, *Acoustic Analysis Seminar*, March.
- [26] **Ewins, D. J.**, *Modal Testing: Theory, Practice and Application*, Research Studies Press LTD., 2000.
- [27] **Nastran Basic Dynamic Analysis User's Guide**, 2004, MSC.Nastran Version 68, MSC.Software Corporation,USA.
- [28] **Nastran Advanced Dynamic Analysis User's Guide**, 2004, MSC.Nastran Version 70, MSC.Software Corporation,USA.
- [29] **Nastran Quick Reference Guide**, MSC.Nastran 2005, MSC.Software Corporation,USA.

EKLER

EK A: Frekans tepki fonksiyonları

EK B: NASTRAN'da kullanılan denklemler

EK C: Deneysel analizlerde kullanılan aletlerin teknik detayları

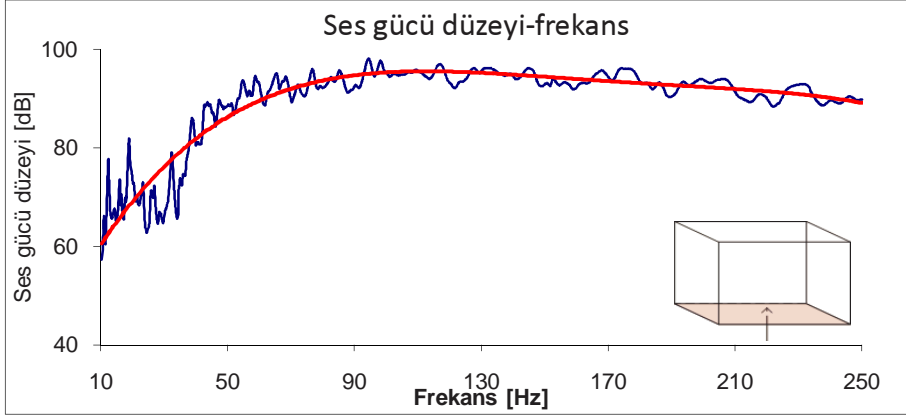
EK D: MABLAB M-File kodları ve program çıktıları

EK E: Sayısal analizlerde kullanılan elemanların özellikleri (NASTRAN)

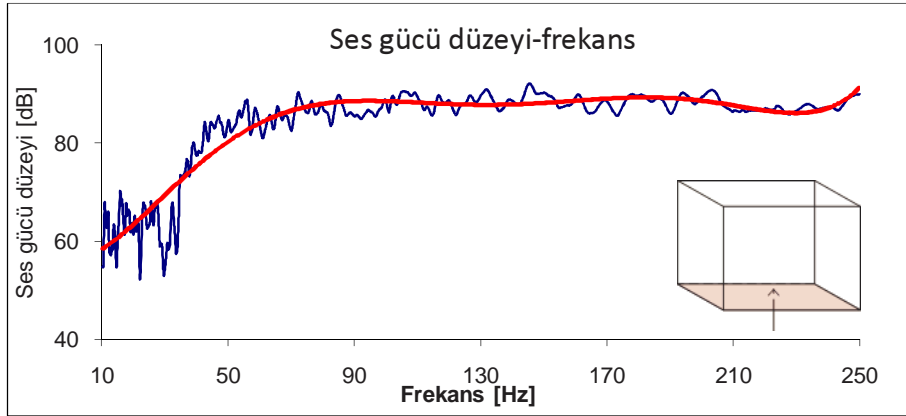
EK F: Sayısal analizlerde kullanılan malzemenin özellikleri (NASTRAN)

EK A

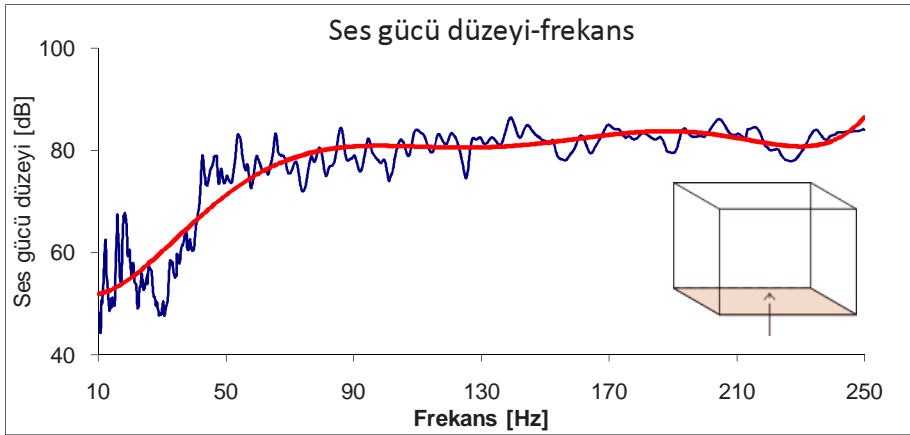
Aşağıdaki şekillerde, hazırlanan kabin modeli alttan tahrik edildiğinde, panellerdeki ses gücü düzeyleri görülmektedir.



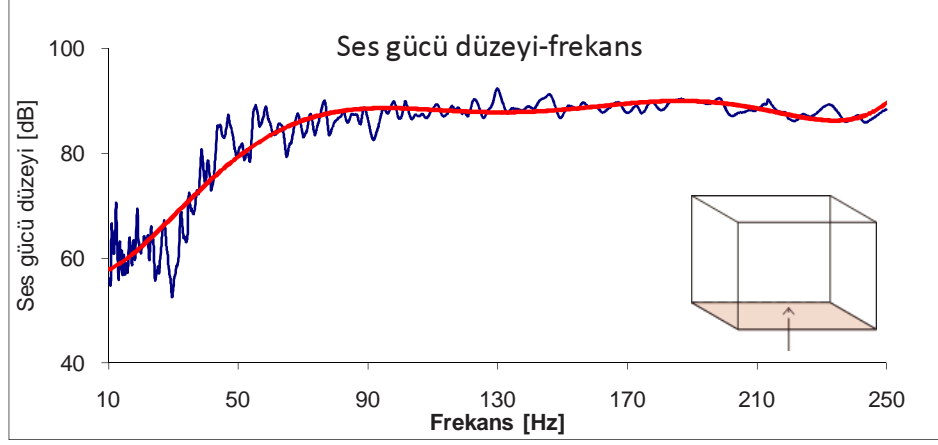
Şekil A.1 : Alt paneldeki ses gücü düzeyleri.



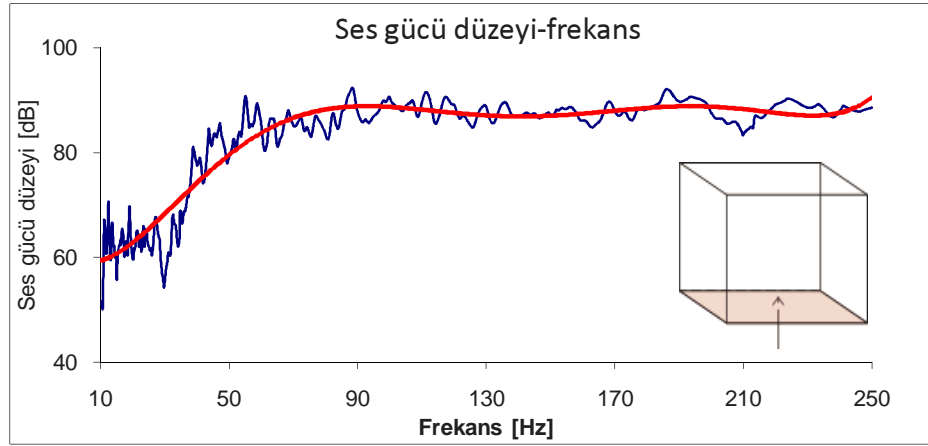
Şekil A.2 : Arka paneldeki ses gücü düzeyleri.



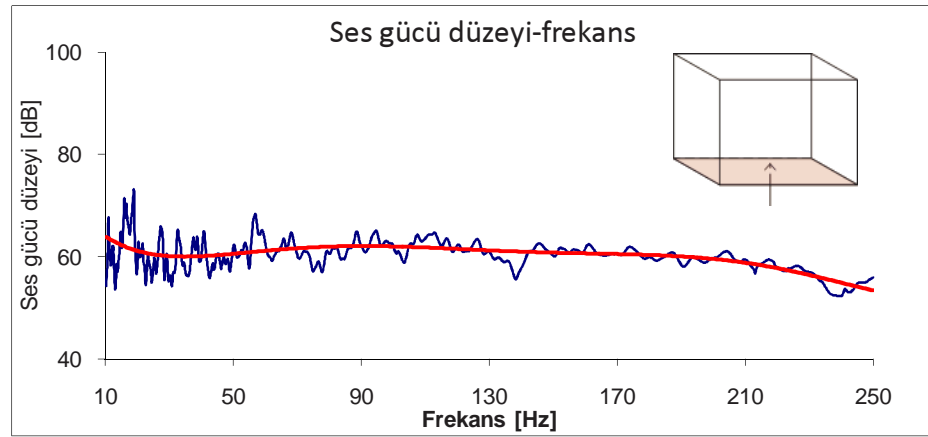
Şekil A.3 : Ön paneldeki ses gücü düzeyleri.



Şekil A.4 : Sağ paneldeki ses gücü düzeyleri.

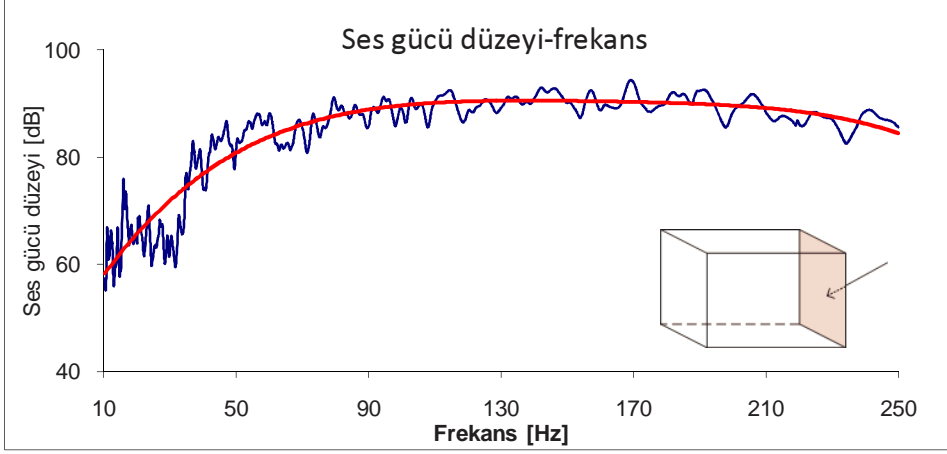


Şekil A.5 : Sol paneldeki ses gücü düzeyleri.

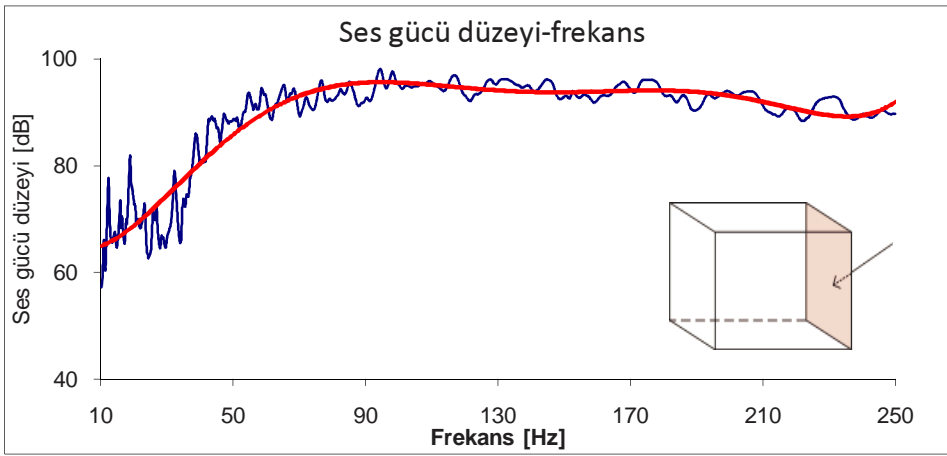


Şekil A.6 : Üst paneldeki ses gücü düzeyleri.

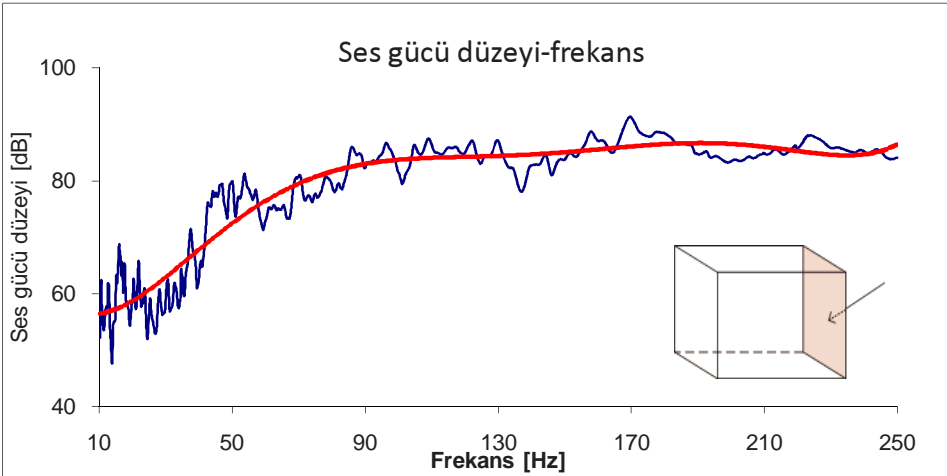
Aşağıdaki şekillerde, hazırlanan kabin modeli arkadan tahrik edildiğinde, panellerdeki ses gücü düzeyleri görünmektedir.



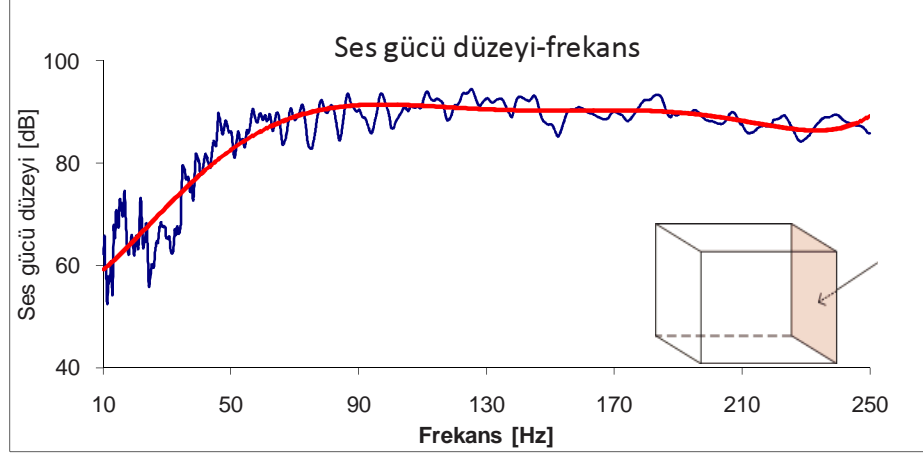
Şekil A.7 : Alt paneldeki ses gücü düzeyleri.



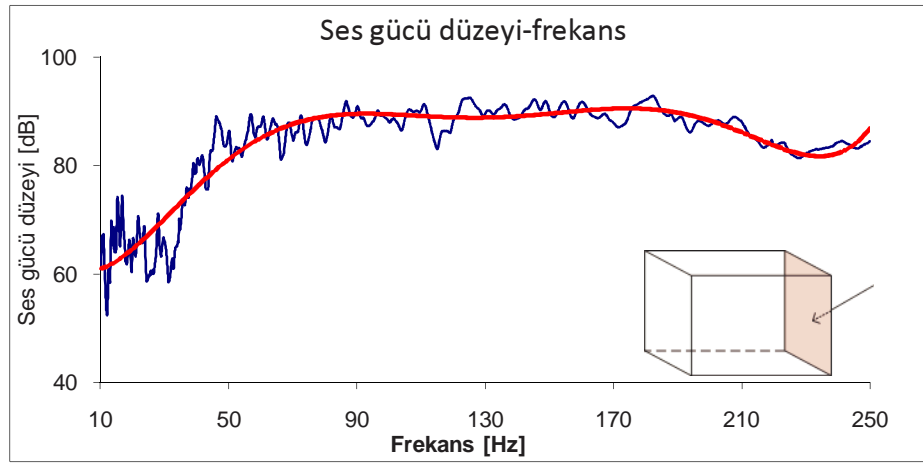
Şekil A.8 : Arka paneldeki ses gücü düzeyleri.



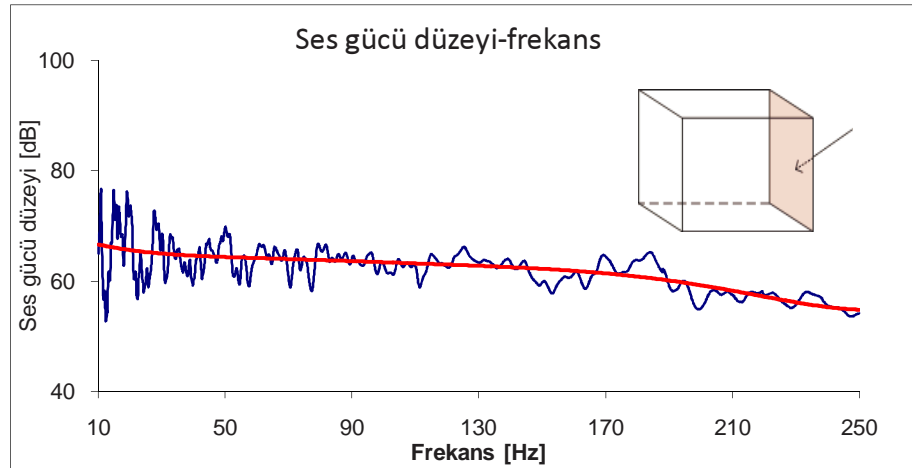
Şekil A.9 : Ön paneldeki ses basınç düzeyleri.



Şekil A.10 : Sağ paneldeki ses basınç düzeyleri.

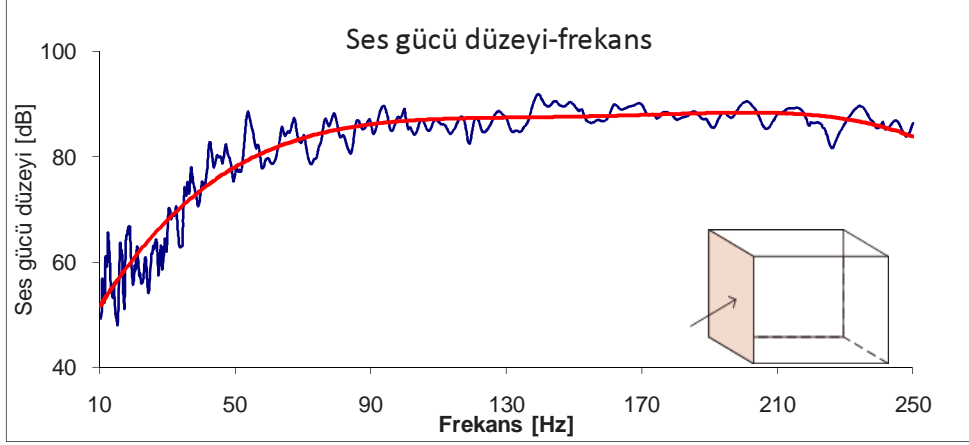


Şekil A.11 : Sol paneldeki ses basınç düzeyleri.

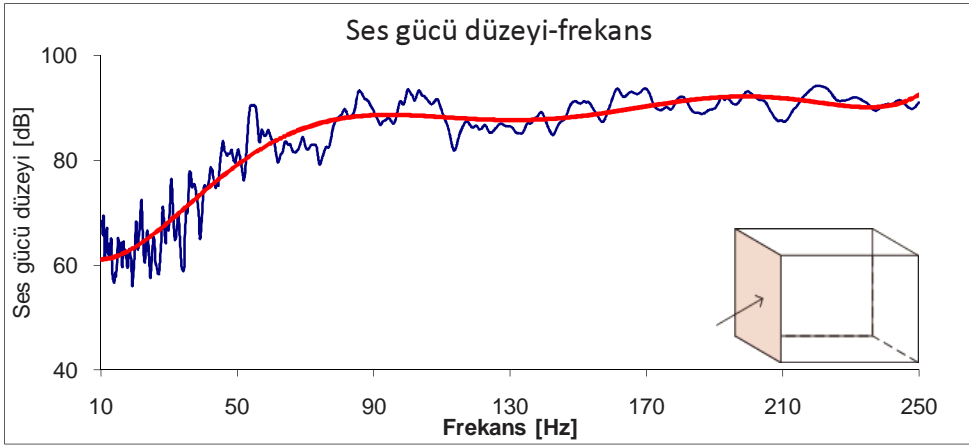


Şekil A.12 : Üst paneldeki ses basınç düzeyleri.

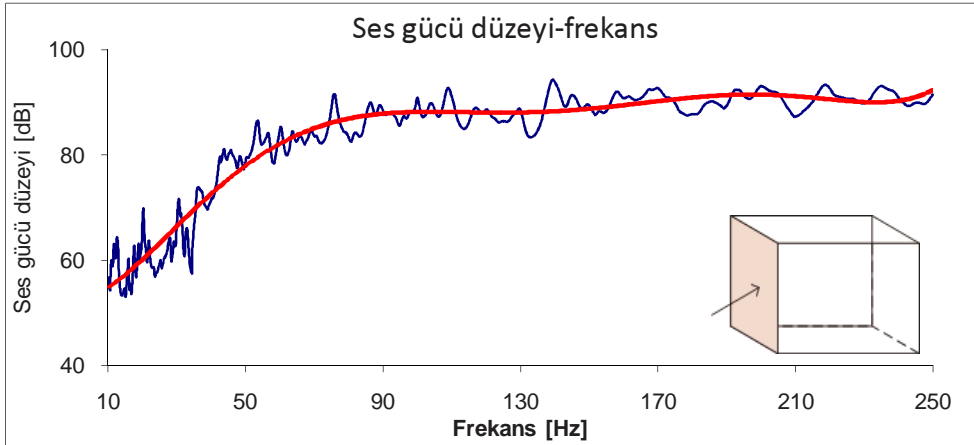
Aşağıdaki şekillerde, hazırlanan kabin modeli önden tahrik edildiğinde, panellerdeki ses gücü düzeyleri görünmektedir.



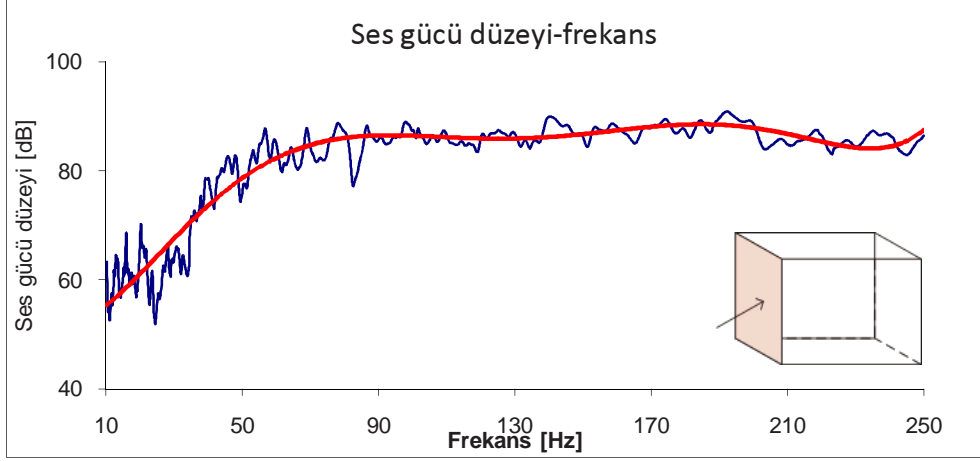
Şekil A.13 : Alt paneldeki ses basınç düzeyleri.



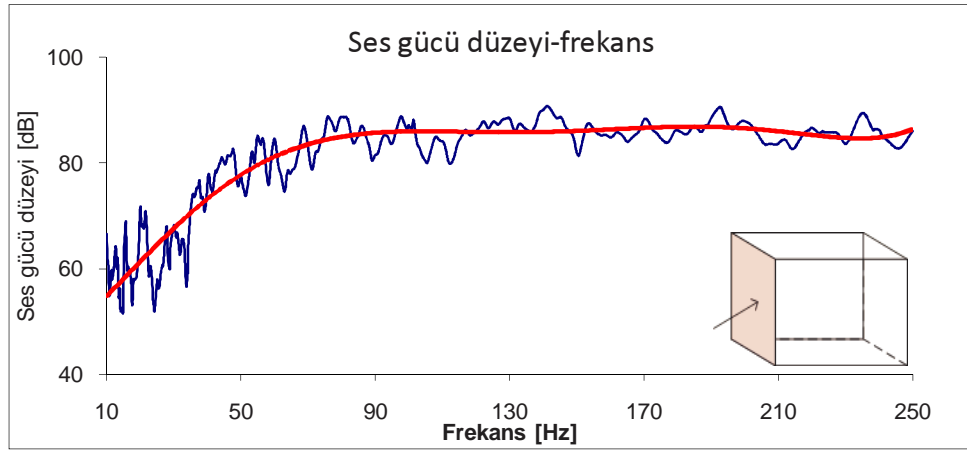
Şekil A.14 : Arka paneldeki ses basınç düzeyleri.



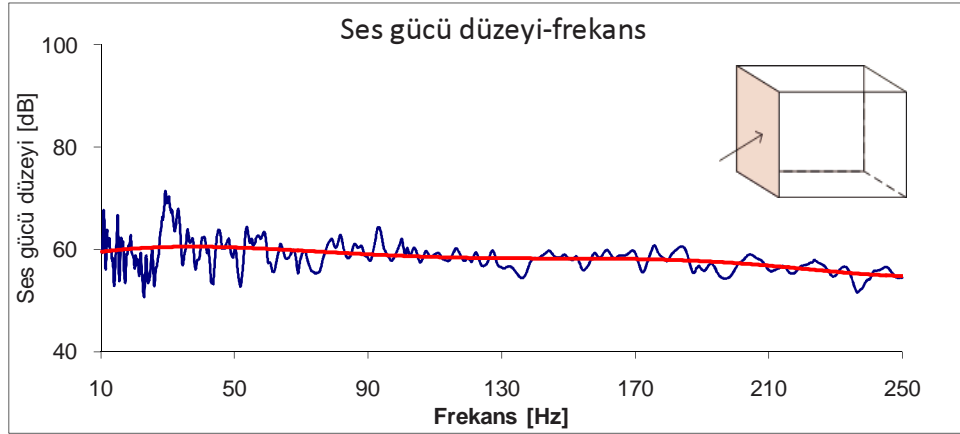
Şekil A.15 : Ön paneldeki ses basınç düzeyleri.



Şekil A.16 : Sağ paneldeki ses basınç düzeyleri.

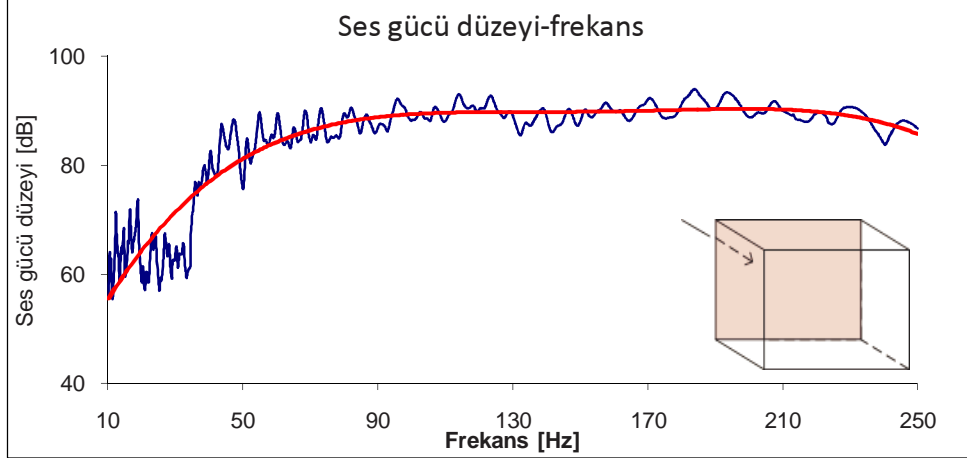


Şekil A.17 : Sol paneldeki ses basınç düzeyleri.

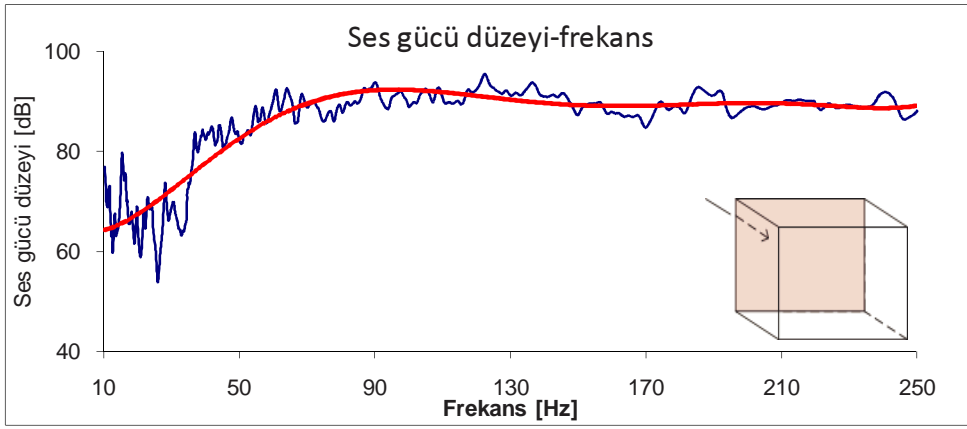


Şekil A.18 : : Üst paneldeki ses basınç düzeyleri.

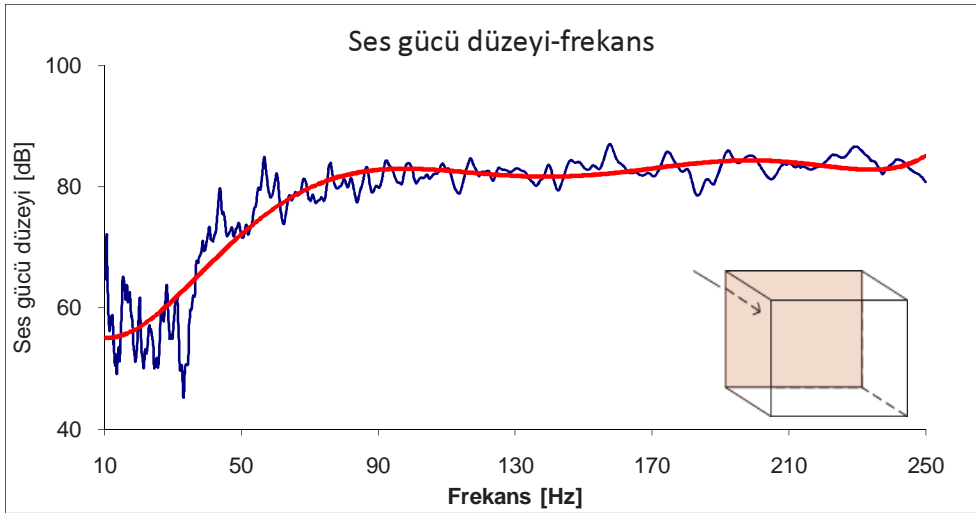
Aşağıdaki şekillerde, hazırlanan kabin modeli sağdan tahrik edildiğinde, panellerdeki ses gücü düzeyleri görünmektedir.



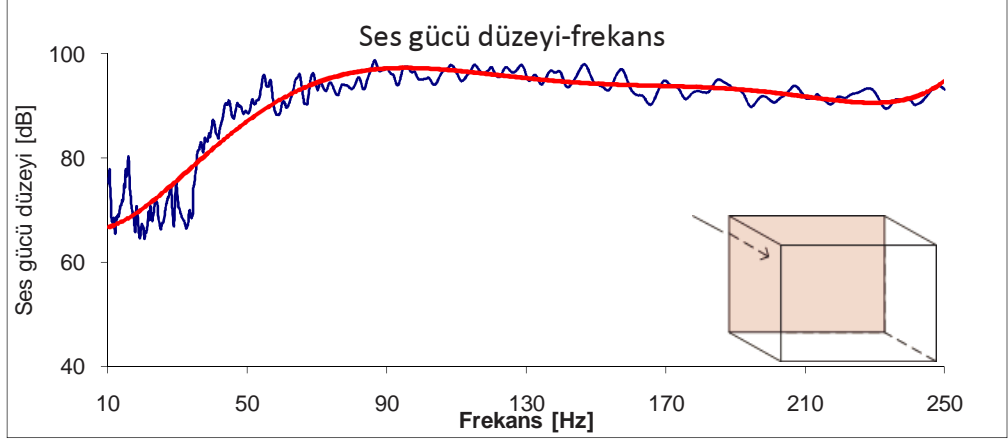
Şekil A.19 : Alt paneldeki ses basınç düzeyleri.



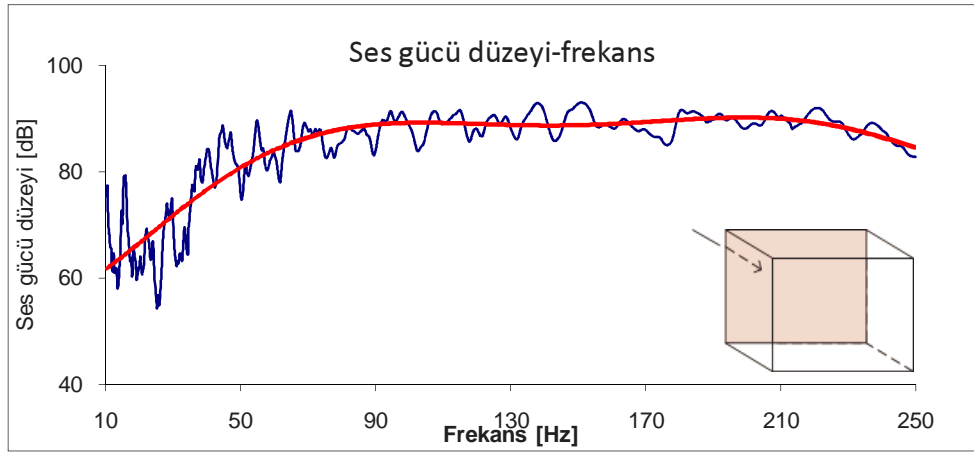
Şekil A.20 : Arka paneldeki ses basınç düzeyleri.



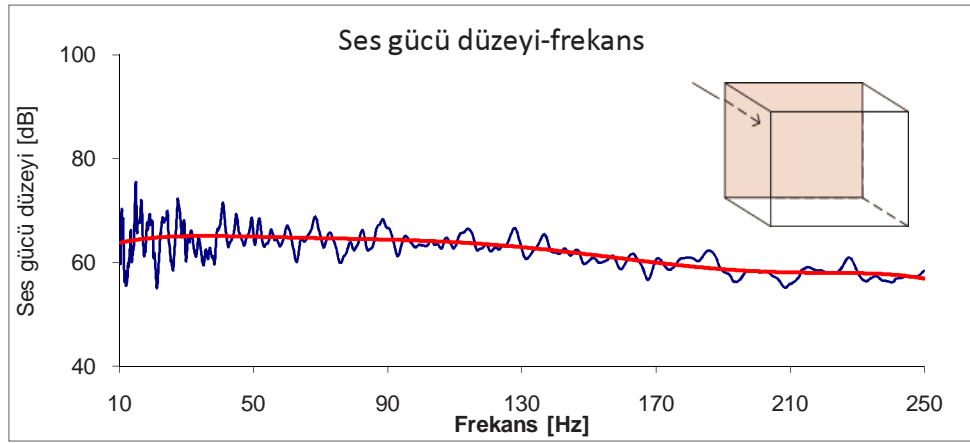
Şekil A.21 : Ön paneldeki ses basınç düzeyleri.



Şekil A.22 : Sağ paneldeki ses basınç düzeyleri.

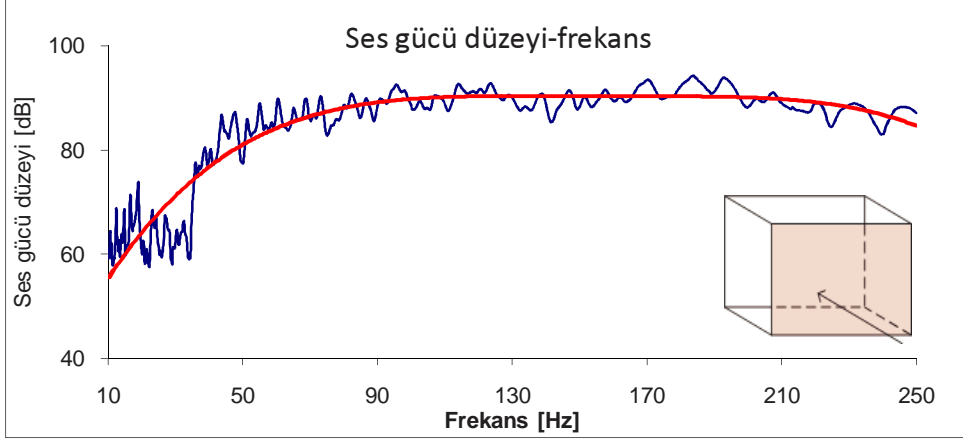


Şekil A.23 : Sol paneldeki ses basınç düzeyleri.

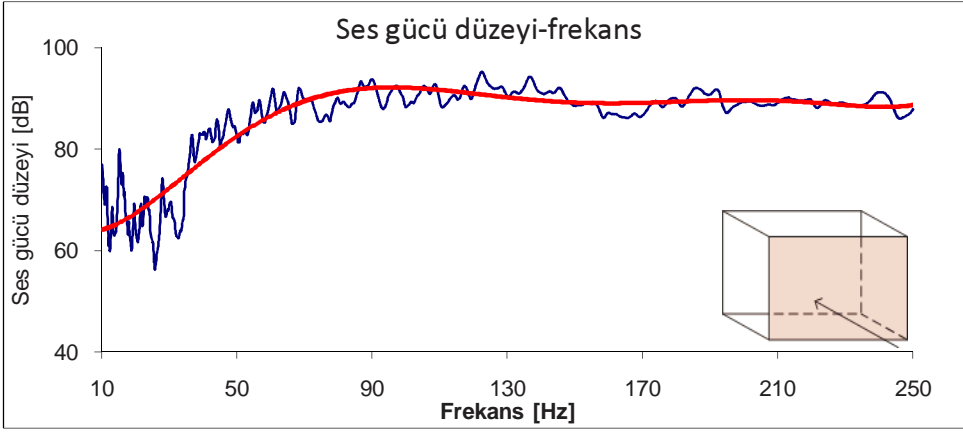


Şekil A.24 : Üst paneldeki ses basınç düzeyleri.

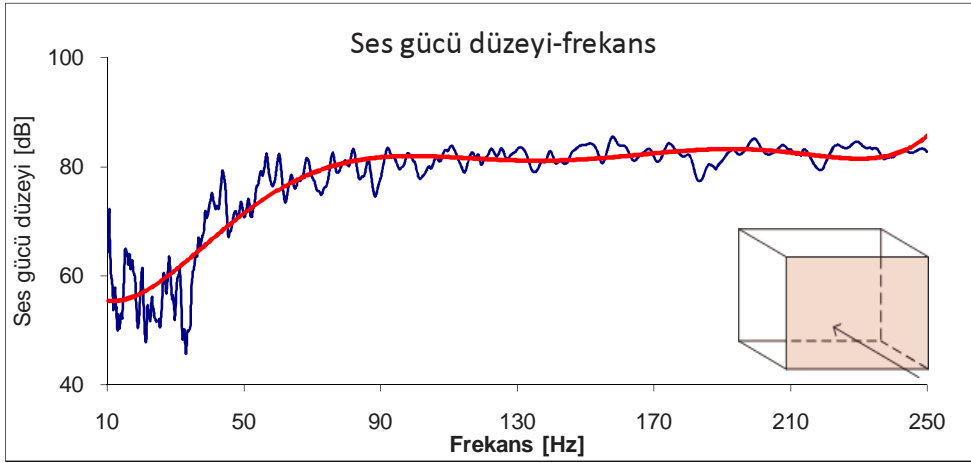
Aşağıdaki şekillerde, hazırlanan kabin modeli soldan tahrik edildiğinde, panellerdeki ses gücü düzeyleri görülmektedir.



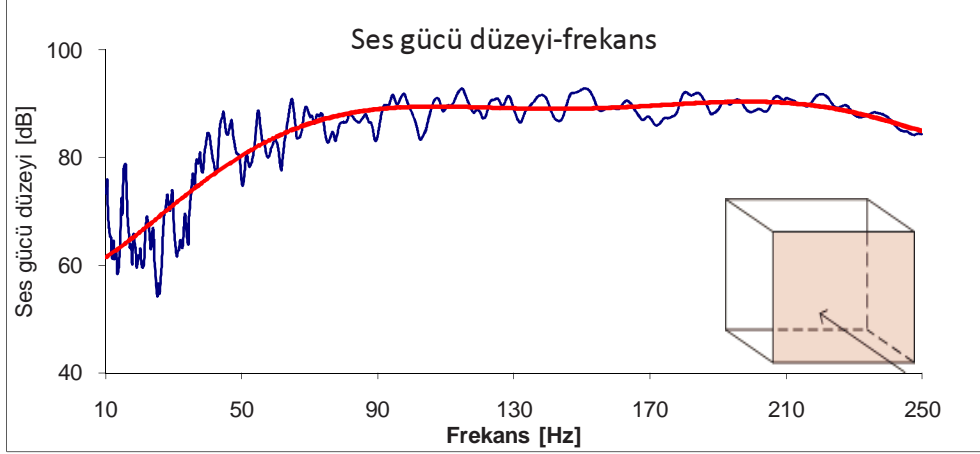
Şekil A.25 : Alt paneldeki ses basınç düzeyleri.



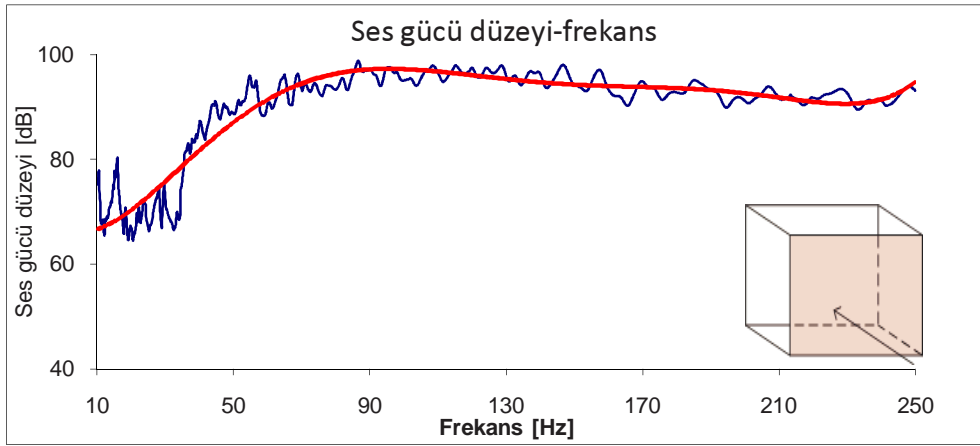
Şekil A.26 : Arka paneldeki ses basınç düzeyleri.



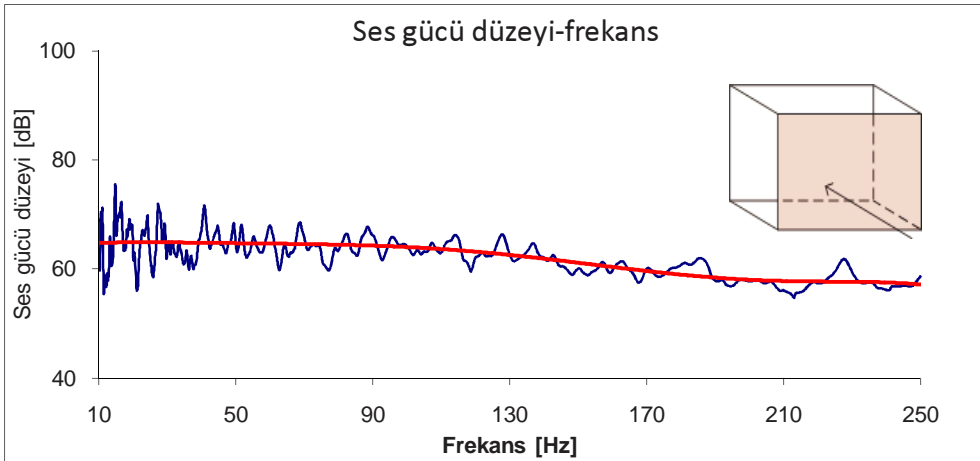
Şekil A.27 : Ön paneldeki ses basınç düzeyleri.



Şekil A.28 : Sağ paneldeki ses basınç düzeyleri.

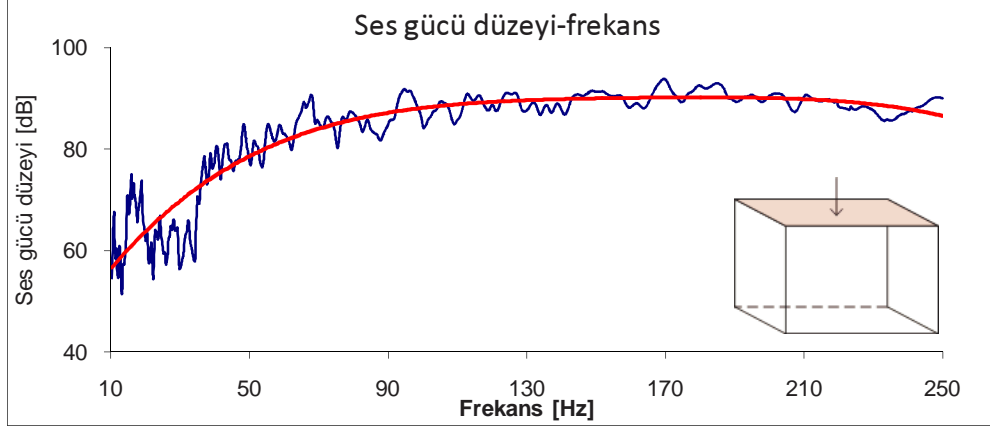


Şekil A.29 : Sol paneldeki ses basınç düzeyleri.

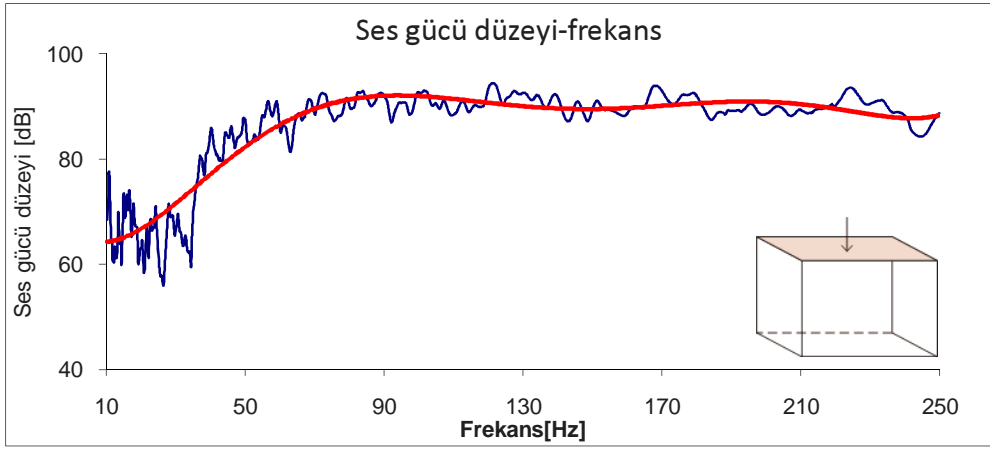


Şekil A.30 : Üst paneldeki ses basınç düzeyleri.

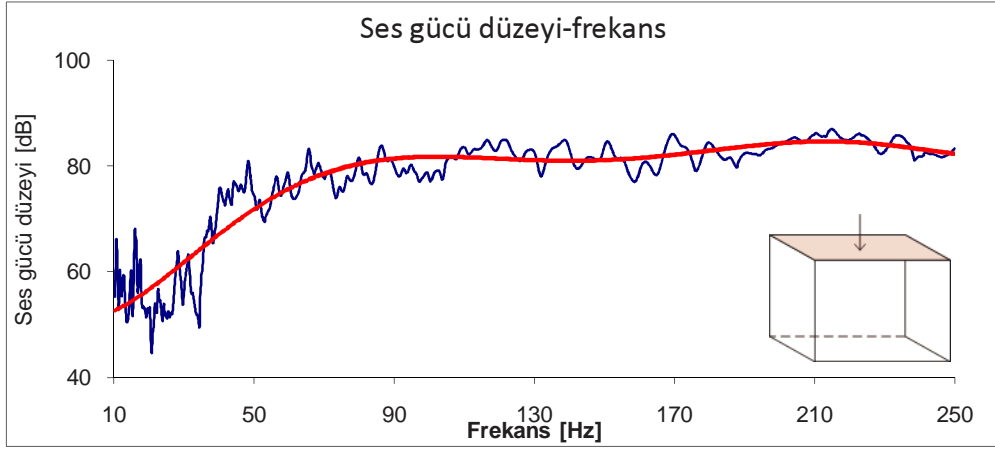
Aşağıdaki şekillerde, hazırlanan kabin modeli üstten tahrik edildiğinde, panellerdeki ses gücü düzeyleri görülmektedir.



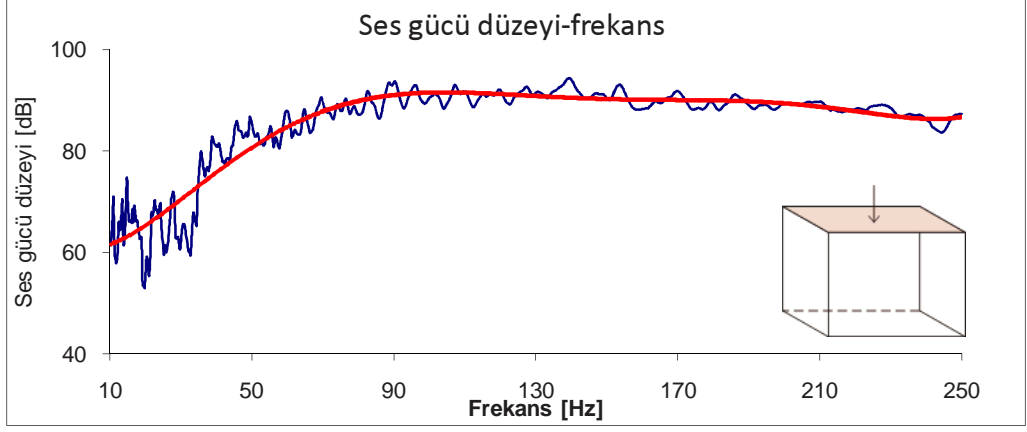
Şekil A.31 : Alt paneldeki ses basınç düzeyleri.



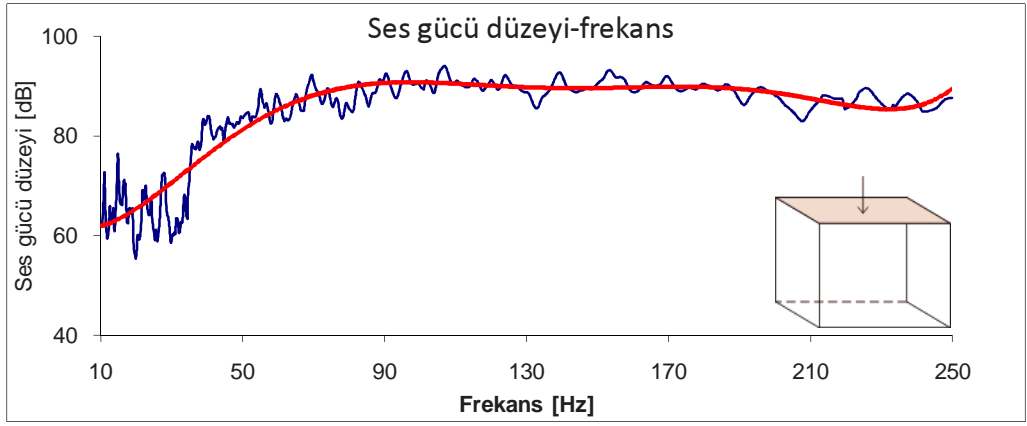
Şekil A.32 : Arka paneldeki ses basınç düzeyleri.



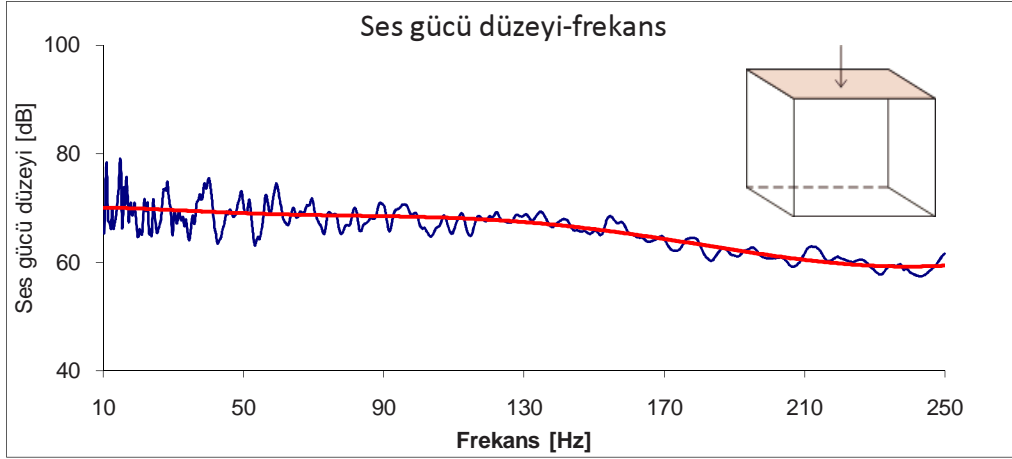
Şekil A.33 : Ön paneldeki ses basınç düzeyleri.



Şekil A.34 : Sağ paneldeki ses basınç düzeyleri.

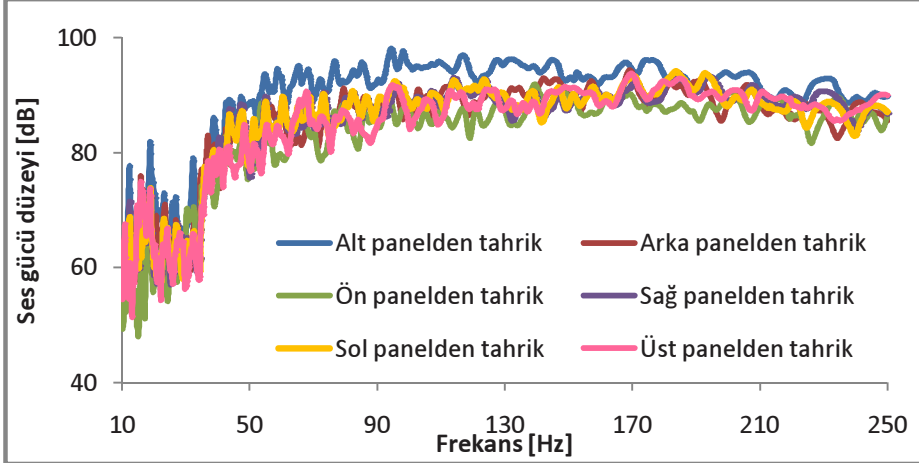


Şekil A.35 : Sol paneldeki ses basınç düzeyleri.

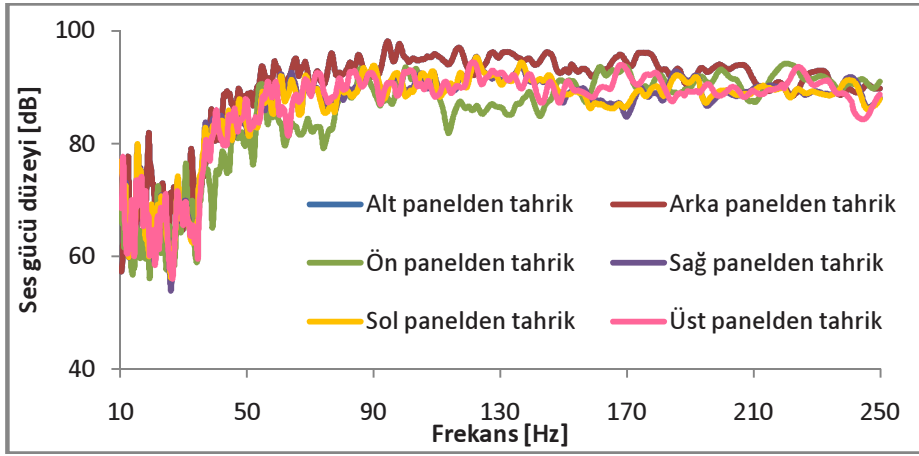


Şekil A.36 : Üst paneldeki ses basınç düzeyleri.

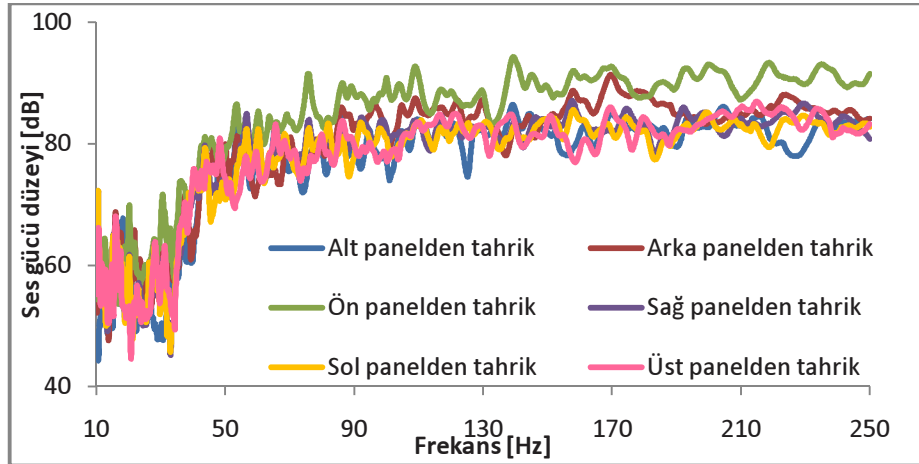
Her bir panelin ayrı ayrı tahriki sonucu, her bir paneldeki ses gücü düzeyleri toplu olarak da yer almaktadır:



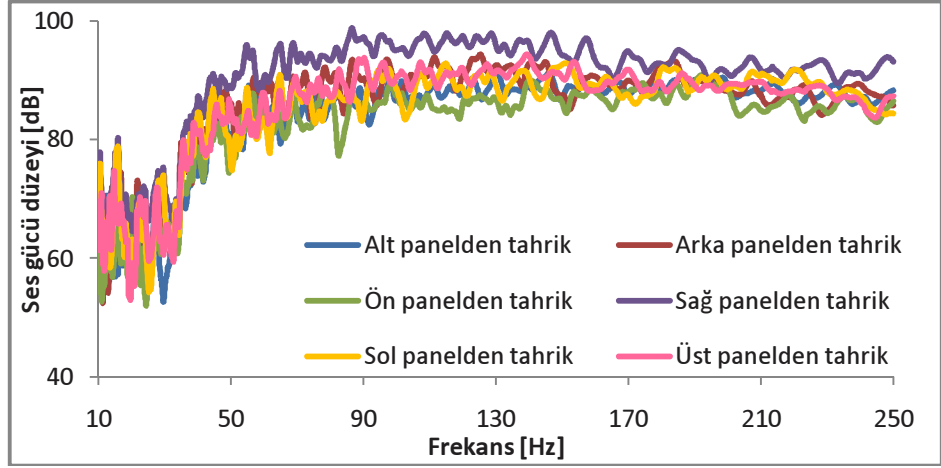
Şekil A.37 : Alt paneldeki ses gücü düzeyleri.



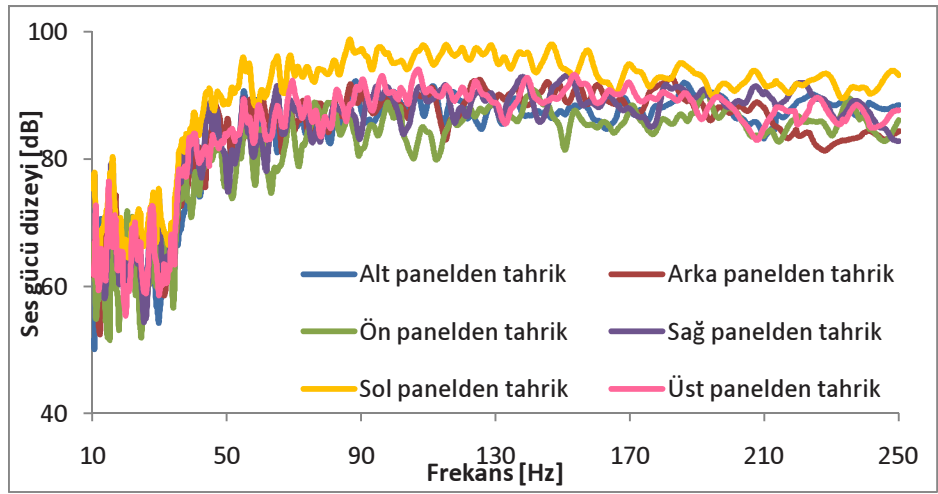
Şekil A.38 : Arka paneldeki ses gücü düzeyleri.



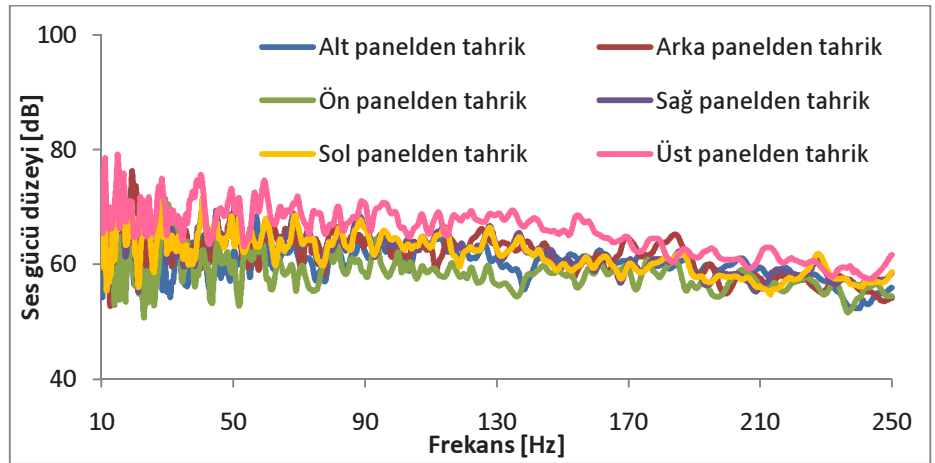
Şekil A.39 : Ön paneldeki ses gücü düzeyleri.



Şekil A.40 : Sağ paneldeki ses gücü düzeyleri.



Şekil A.41 : Sol paneldeki ses gücü düzeyleri.



Şekil A.42 : Üst paneldeki ses gücü düzeyleri.

EK B

Normal mod analizi (NASTRAN SOL 103)

Dışardan bir kuvvetin uygulanmadığı ve sönümün söz konusu olmadığı sistemlerde, hareket denkleminin $[M]$ kütle matrisi, $[K]$ rijitlik matrisi olmak üzere matris notasyonlarıyla ifadesi şu şekildedir:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0 \quad (\text{B.1})$$

Bu, sönümsüz serbest titreşimlerin hareket denklemidir. Denklem (1)'in çözümü için u değişkeninin harmonik olduğu kabulü yapılır:

$$\{u\} = \{\phi\} \sin \omega t \quad (\text{B.2})$$

$\{\phi\}$ = öz vektör (mod şekli) ω = açısal doğal frekans

Denklem (1.2), (1.1)'de yerine konulursa:

$$-\omega^2 [M]\{\phi\} \sin \omega t + [K]\{\phi\} \sin \omega t = 0 \quad (\text{B.3})$$

$$([K] - \omega^2 [M])\{\phi\} = 0 \quad (\text{B.4})$$

Bu denklem, öz değer probleminin ifadesidir.

En basit haliyle öz değer problemi, şu şekilde ifade edilebilir:

$$[A - \lambda I]x = 0 \quad (\text{B.5})$$

A = kare matris, λ = öz değerler

(1.5) numaralı denklemin $\{x\} = 0$ haricinde, yani trivial olmayan çözümleri, ancak katsayılar determinantının sıfır olmasıyla mümkündür:

$$\left| ([K] - \omega^2 [M]) \right| = 0 \quad (\text{B.6})$$

veya $\lambda = \omega^2$ 'den:

$$\left| ([K] - \lambda [M]) \right| = 0 \quad (\text{B.7})$$

Determinantın sıfır olduğu değerler öz değerleri ($\lambda_i = \omega_i^2$) vermektedir:

(4) numaralı denklemi gerçekleyen ve her bir öz değere karşılık bir öz vektör $\{\phi_i\}$ bulunmaktadır. Bu durumda (4) numaralı denklem tekrar yazılabilir:

$$([K] - \omega_i^2 [M])\{\phi_i\} = 0 \quad i = 1, 2, 3, \dots \quad (\text{B.8})$$

Her bir öz değer ve öz vektör, yapının serbest titreşim modlarına karşılık gelmektedir.

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi} \quad (\text{B.9})$$

f_i = i. doğal frekans

$$\omega_i = \sqrt{\lambda_i} \quad (\text{B.10})$$

Bir sistemde öz değer ve öz değerlere karşılık gelen öz vektör sayısı, sistemin serbestlik derecesi kadardır.

Lineer elastik bir yapı serbest veya zorlanmış sınır şartları altında titreşirken, herhangi bir andaki şekil değişimi tüm normal modlarının lineer bir kombinasyonudur:

$$\{u\} = \sum_i (\phi_i) \xi_i \quad (10) \quad (10) \text{ nolu denklemde } \{u\} = \text{fiziksel yer değiştirme vektörü} ,$$

$\{\phi_i\}$ = i. mod şekli, ξ_i = i. modal yer değiştirmeyi belirtmektedir.

Eğer $[K]$ ve $[M]$ 'nin simetrik ve gerçek matrisler olduğu göz önünde bulundurulursa, şu bağıntılar yazılabilir:

$$\{\phi_i\}^T [M] \{\phi_j\} = 0 \quad \text{eğer } i \neq j \quad (\text{B.11})$$

$$\{\phi_j\}^T [M] \{\phi_j\} = m_j = \text{j. genelleştirilmiş kütle} \quad (\text{B.12})$$

$$\{\phi_i\}^T [K] \{\phi_j\} = 0 \quad \text{eğer } i \neq j \quad (\text{B.13})$$

$$\{\phi_j\}^T [K] \{\phi_j\} = k_j = \text{j. genelleştirilmiş rijitlik} = \omega^2 m_j \quad (\text{B.14})$$

Denklem (12) ve (14)'ün kullanılmasıyla, Rayleigh oranı elde edilir:

$$\omega_j^2 = \frac{\{\phi_j\}^T [K] \{\phi_j\}}{\{\phi_j\}^T [M] \{\phi_j\}} \quad (\text{B.15})$$

Denklem (1.11) ve (1.13) normal modlardaki ortogonalite bağıntıları olup, her modun diğer modlardan farklı olduğunu gösterir. Fiziksel olarak, modların ortogonalitesi, her mod şeklinin tek olduğunu, ve bir mod şeklinin diğerlerinin lineer bir kombinasyonu şeklinde elde edilemeyeceğini belirtir.

NASTRAN'da normal mod analizi gerçekleştirilirken değişik metotlar kullanılmaktadır. Proje kapsamında yapılan analizlerde Lanczos Metodu kullanılmıştır. Lanczos Metodu, diğer tüm metotların olumsuzluklarının üstesinden gelip, hepsinin en iyi yanlarını birleştirir. Lanczos metodunun kullanılması için kütle matrisinin pozitif yarı tanımlı ve rijitlik matrisinin simetrik olması yeterlidir. Bu metod, en doğru öz değer ve öz vektörleri hesaplamaktadır.

[27]

Kompleks mod analizi (NASTRAN SOL 110)

Sistem matrisleri simetrik olmayan terimler içerirse, sönüm varsa, veya kompleks sayılar içeriyorsa kompleks modal analiz (SOL 110) kullanılmaktadır.

Sistemlerin zorlanmamış hareketi, öz vektörlerinin hareketi toplamının azalan veya artan formunda ifade edilebilir:

$$u(t) = Reel \left(\sum \{\phi_i\} e^{(\alpha_i + i\omega_i)t} \right) \quad (\text{B.16})$$

[28]

EK C

a) Mikrofon Veri Föyü

Marka : Brüel&Kjaer

Model : 4189 A 21



Specifications 4189

OPEN-CIRCUIT SENSITIVITY (250 Hz):
-26 dB \pm 1.5 dB re 1 V/Pa, 50 mV/Pa^{*}
POLARIZATION VOLTAGE (external): 0 V
FREQUENCY RESPONSE:
0° incidence free-field response:
 \pm 1 dB, 10 Hz to 8 kHz
 \pm 2 dB, 6.3 Hz to 20 kHz
In accordance with IEC 651, Type 1
LOWER LIMITING FREQUENCY (-3 dB):
2 Hz to 4 Hz (vent exposed to sound)
PRESSURE EQUALIZATION VENT:
Rear vented
DIAPHRAGM RESONANCE FREQUENCY:
14 kHz (90° phase shift)
CAPACITANCE (POLARIZED, 250 Hz): 14 pF
EQUIVALENT AIR VOLUME (101.3 kPa):
46 mm³
CALIBRATOR LOAD VOLUME (250 Hz):
260 mm³
PISTONPHONE TYPE 4228 CORRECTION
(with DP 0776): 0.00 dB
CARTRIDGE THERMAL NOISE:
14.6 dB (A), 15.3 dB (Lin.)

* Individually calibrated

UPPER LIMIT OF DYNAMIC RANGE (3% distortion): >146 dB SPL
MAXIMUM SOUND PRESSURE LEVEL:
158 dB (peak)

Environmental

OPERATING TEMPERATURE RANGE:
-30 to +150 °C (-22 to 302 °F)
OPERATING HUMIDITY RANGE:
0 to 100 % RH (without condensation)
STORAGE TEMPERATURE:
-30 to +70 °C (-22 to 158 °F)
Data Disk: 5 to 50 °C (41 to +122 °F)
TEMPERATURE COEFFICIENT (250 Hz):
-0.001 dB/°C (for the range -10 to +50 °C (14 to 122 °F))
PRESSURE COEFFICIENT (250 Hz):
-0.010 dB/kPa
INFLUENCE OF HUMIDITY:
<0.1 dB/100 %RH
VIBRATION SENSITIVITY (<1000 Hz):
62.5 dB equivalent SPL for 1 m/s² axial acceleration

MAGNETIC FIELD SENSITIVITY:
6 dB SPL for 80 A/m, 50 Hz field
ESTIMATED LONG-TERM STABILITY:
>1000 years/dB (dry air at 20 °C (68 °F))
>2 hours/dB (dry air at 150 °C (302 °F))
>40 years/dB (air at 20 °C (68 °F), 90% RH)
>1 year/dB (air at 50 °C (122 °F), 90% RH)

Dimensions

Diameter: 13.2 mm (0.52") (with grid)
12.7 mm (0.50") (without grid)
Height: 17.6 mm (0.69") (with grid)
16.3 mm (0.64") (without grid)
Thread for preamplifier mounting:
11.7 mm - 60 UNS

Note: All values are typical at 23 °C (73.4 °F) 101.3 kPa and 50% RH, unless measurement uncertainty or tolerance field is specified. All uncertainty values are specified at 2 σ (i.e. expanded uncertainty using a coverage factor of 2)

b) Analizör Veri Föyü

Marka : Brüel&Kjaer

Model : 3560C-L

Specifications PULSE™ Lite Type 3560C–L

PULSE Lite offers seven templates:

- Basic FFT (2- and 4-channel)
- Basic CPB (2-channel)
- Impact Testing (2- and 4-channel)
- Run-up/Run-down (2- and 4-channel)

Basic FFT

FREQUENCY

Lines: 50 – 6400

Span: 1 Hz – 25.6 kHz in 125 and 2ⁿ steps

Overlap: 0%, 25%, 50%, 66.67%, 75% and Max%

AVERAGING

Mode: Exponential, Linear and Peak

Averages: user-definable

Time Weighting: Hanning Window

Signal Trigger: none

WATERFALL PLOT

No. of Traces: 50

Increment: user-definable in seconds

Basic CPB

FREQUENCY

Span: 100 mHz – 25.6 kHz

Bandwidth: 1/1 Octave and 1/3 Octave

Weighting: Linear and A-weighting

AVERAGING MODE

Linear: Averaging time user-definable in seconds

Exponential Time Weighting: 1 s (slow) and 1/8 s (fast)

Hold: None, Maximum Hold and Minimum Hold on the individual bands

WATERFALL PLOT

No. of Traces: 50

Increment: user-definable in seconds

Impact Testing

FREQUENCY

Lines: 50 – 6400

Span: 1 Hz – 25.6 kHz in 125 and 2ⁿ steps

AVERAGING

Mode: Exponential, Linear and Peak

Averages: user-definable

Time Weighting: Uniform Window

Signal Trigger: Input1 Signal

Trigger Level: user-definable in % of max. input

Delay: user-definable in seconds

WATERFALL PLOT

No. of Traces: maximum 50

Increment: by validation of the measurement using 'Accept' button

Run-up/Run-down Testing

Lines: 50 – 6400

Span: 1 Hz – 25.6 kHz in 125 and 2ⁿ steps

Overlap: 0%, 25%, 50%, 66.67%, 75% and Max%

AVERAGING

Mode: Exponential only

Averages: user-definable

Time Weighting: Hanning Window

TRIGGER

Start: user-definable in RPM

Stop: user-definable in RPM

Update: user-definable in RPM

TACHO

Pulses/Rev.: user-definable

Order Traces: Up to four user-definable orders

Data Validation and Display Plots

- Level Meter
- RPM Meter
- Time wave form
- Autospectra
- FRF magnitude and phase
- Coherence
- Bode plots
- Waterfall plots
- Contour plots

Cursor and Cursor Fields

- Main
- Harmonic
- Time, Frequency or Order
- Acoustic level
- Corrected frequency
- Resonance
- Minimum value
- Maximum value
- Total
- Speed

- Zoom
- Unzoom
- Overlay Curve
- Delete Overlay
- Save Active Curve
- Copy Active Curve
- Spectral Units – Power (mean square), Root Mean Square, Power Spectral Units – Power (mean square), Root Mean Square, Power Spectral Density, RMS Spectral, Energy Spectral Density
- Acoustic Weighting – As signal, A-weighted, B-weighted, C-weighted, D-weighted, Linear
- $j\omega$ -Weighting – $1/j\omega^2$, $1/j\omega$, None, $j\omega$, $j\omega^2$

Display Functionality

Each display can be manipulated via mouse-menu commands:

Data Export

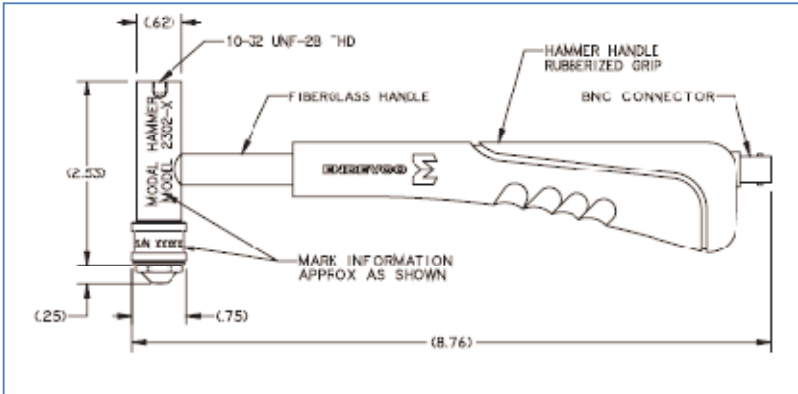
Export of selectable functions in PULSE ASCII File or Universal File Format (UFF)

Direct export of selectable functions to Microsoft® Excel

c) Modal Çekiç Veri Föyü

Marka : Endevco

Model : 2302



Model 2302 Modal hammer

Endevco

Specifications

The following performance specifications are typical values, referenced at +75°F (+24°C, 4 mA and 100 Hz, unless otherwise noted.

	Units	-5	-10	-50	-100
Range (full scale)	lbf (N)	1000 (4448)	500 (2200)	100 (445)	50 (220)
Sensitivity (typical)	mV/lbf (mV/N)	5 (1.14)	10 (2.27)	50 (11.4)	100 (22.7)
Maximum force (typical)	lbf (N)	1000 (4448)			
Resonance frequency	kHz	50 _____			
Frequency range, (max)	kHz	8 _____			
Head mass	grams	100 _____			
Head diameter	inches (mm)	0.75 (19) _____			
Impact tip diameter	inches (mm)	0.25 (6.4) _____			
DC output bias	Vdc	9 to 10 _____			
Output impedance	Ohms	± 100 _____			
Full scale output	V	±5 _____			
Supply voltage	Vdc	18 to 24 _____			
Supply current	mA	2 to 10 _____			
Temperature range	°F (°C)	-67 to 257 (-55 to 125) _____			
Overall length	in (mm)	8.76 (223) _____			
Sensor material		17-4 PH stainless steel _____			
Handle material		Fiberglass with rubber grip _____			
Connector		BNC _____			

EK D

M-File kodu

```
clear all
close all
clc
% geometry of the cavity
x=1.974;
y=1.932;
z=1.576;
% desired frequency value
fmax=250;
% velocity of voice in the air
c=340;
% maximum
nmax=round(sqrt(power(2*fmax/c,2)*power(max([x,y,z],2))));
% diary
diary on
format = ' %2d %5d %5d %5d %12f\n';
fprintf(1, '\n no i j k frequency[Hz]\n');
index=1;
f(1)=0;
imax=1;
jmax=1;
for i=0:nmax
for j=0:nmax
for k=0:nmax
mods(index,:)= [i, j, k];
f(index)=0.5*c*sqrt(power(i/x,2)+power(j/y,2)+power(k/z,2));
index=index+1;
end
end
end
n=length(f);
for w=1:n
[fmin,in]=min(f);
new_f(w)=fmin;
new_mods(w,:)=mods(in,:);
f(in)=inf;
if new_f(w) > fmax
break
end
fprintf(1, format, w, new_mods(w,1), new_mods(w,2),
new_mods(w,3), new_f(w));
end
diary off
```

MATLAB Program çıktısı

no	i	j	k	Frequency[Hz]
1	0	0	0	0.000000
2	1	0	0	86.119554
3	0	1	0	87.991718
4	0	0	1	107.868020
5	1	1	0	123.122379
6	1	0	1	138.029299
7	0	1	1	139.205073
8	1	1	1	163.690653
9	2	0	0	172.239108
10	0	2	0	175.983437
11	2	1	0	193.413684
12	1	2	0	195.925362
13	2	0	1	203.228493
14	0	2	1	206.411433
15	0	0	2	215.736041
16	2	1	1	221.459619
17	1	2	1	223.656561
18	1	0	2	232.289941
19	0	1	2	232.990519
20	2	2	0	246.244757
21	1	1	2	248.397181

M-File kodu

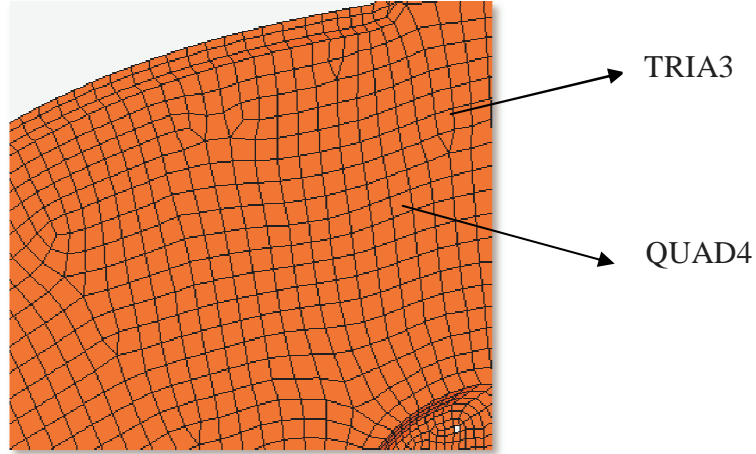
```
function roommodes(x,y,z,fmax)
% velocity of voice in the air
c=344
% cavity dimensions
x=1.975;
y=1.925;
z=1.575;
% desired frequency limit
fmax=250;
% maximum
nmax=round(sqrt(power(2*fmax/c,2)*power(max([x,y,z],2))));
% diary
diary on
format = ' %d      %4d      %4d      %4d      %12f\n';
fprintf(1, '\n no          mod1      mod2      mod3
frequency\n');
index=1;
for i=0:nmax
for j=0:nmax
for k=0:nmax
    mods(index,:)= [i, j, k];
f(index)=0.5*c*sqrt(power(i/x,2)+power(j/y,2)+power(k/z,2));
index=index+1;
end
end
end
n=length(f);
for w=1:n
    [fmin,in]=min(f);
    new_f(w)=fmin;
    new_mods(w,:)=mods(in,:);
f(in)=inf;
    if new_f(w) > fmax
        break
    end
fprintf(1, format, w, new_mods(w,1), new_mods(w,2),
new_mods(w,3), new_f(w));
end
diary off
```

MATLAB Program çıktısı

no	mod1	mod2	mod3	frequency
1	0	0	0	0.000000
2	1	0	0	87.088608
3	0	1	0	89.350649
4	0	0	1	109.206349
5	1	1	0	124.771648
6	1	0	1	139.679821
7	0	1	1	141.101259
8	1	1	1	165.813120
9	2	0	0	174.177215
10	0	2	0	178.701299
11	2	1	0	195.758118
12	1	2	0	198.792806
13	2	0	1	205.581441
14	0	2	1	209.428224
15	0	0	2	218.412698
16	2	1	1	224.159023
17	1	2	1	226.814035
18	1	0	2	235.135136
19	0	1	2	235.982299
20	2	2	0	249.543296

EK E

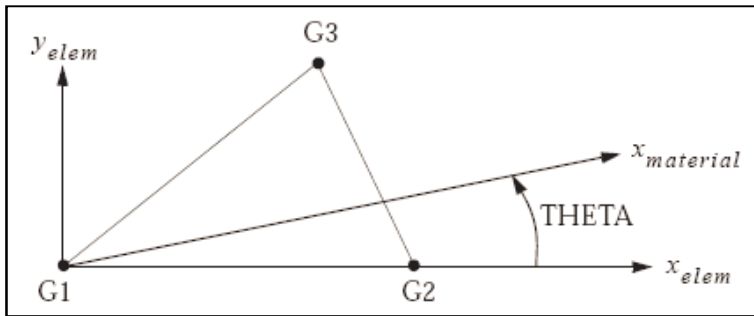
Shell (kabuk) elemanlar : MSC.Nastran üçgensel ve dörtgensel şekilli olmak üzere 2 farklı izo-parametrik shell (kabuk) eleman tipi ve 2 farklı gerilim sistemi (membran ve eğilme) içermektedir.



Şekil E.1 : Kabin yapısal modelinden TRIA3 ve QUAD4 elemanlarına örnek.

CTRIA3 : Opsiyonel olarak eğilme ve membran katılığının da tanımlanabildiği izo-parametrik üçgensel şekilli eleman tipidir.

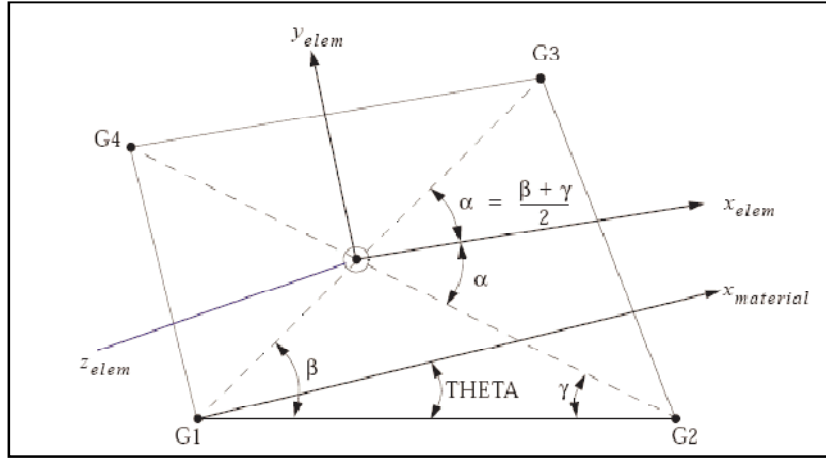
CTRIA3'ün eleman koordinat sistemi şu şekildedir:



Şekil E.2 : CTRIA3 için eleman koordinat sistemi.

CQUAD4 : Opsiyonel olarak eğilme ve membran katılığının da tanımlanabildiği izo-parametrik dörtgensel şekilli eleman tipidir.

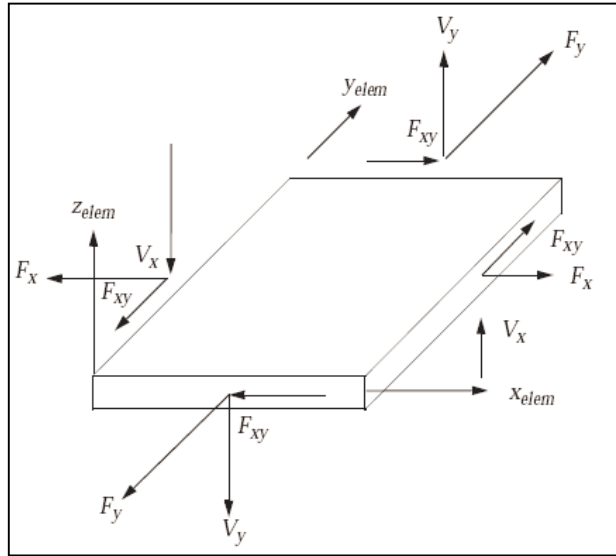
CQUAD4'ün eleman koordinat sistemi şu şekildedir:



Şekil E.3 : CQUAD4 için eleman koordinat sistemi.

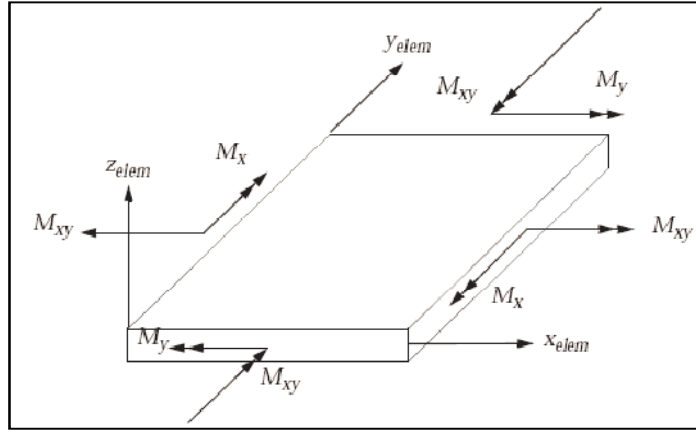
CQUAD4 and the CTRIA3 elemanlarında kuvvet ve momentler, elemanın ağırlık merkezinde hesaplanır.

Shell elemanlarda etkiyen kuvvetlerin, eleman koordinat sistemindeki pozitif yönleri aşağıdaki şekilde görünmektedir:



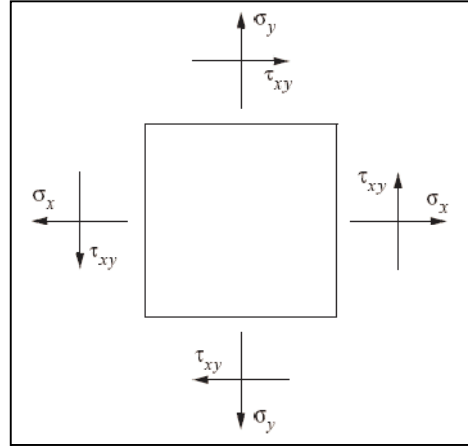
Şekil E.4 : Shell elemanlarda kuvvetler.

Shell elemanlarda etkiyen momentlerin, eleman koordinat sistemindeki pozitif yönleri aşağıdaki şekilde görünmektedir:



Şekil E.5 : Shell elemanlarda momentler.

Gerilmeler de eleman koordinat sisteminde hesaplanır. Gerilmeler için pozitif yönler ise şu şekildedir:



Şekil E.6 : Shell elemanlardaki gerilmeler.

Düzlemsel birim şekil değiştirme analizinde eşdeğer von Mises gerilmesi şu şekilde tanımlanır:

$$\bar{\tau}_v = \left[1/2 \left\{ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 \right\} + 3\tau_{xy}^2 \right]^{1/2} \quad (\text{E.1})$$

Düzlemsel birim şekil değiştirme analizinde z yönündeki gerilme ise sıfırdır:

$$\sigma_z = 0 \quad (\text{E.2})$$

Eşdeğer von Mises birim şekil değiştirme ise şöyledir:

$$\bar{\epsilon}_v = \left[\frac{4}{9} (\epsilon_x^2 + \epsilon_y^2 - \epsilon_x \epsilon_y) + \frac{1}{3} \gamma_{xy}^2 \right]^{1/2} \quad (\text{E.3})$$

Yukarıdaki denklemdeki birim şekil değıştirme bileşenleri ise şu şekilde formüle edilir:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} ; \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} ; \gamma_{xy} = \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial u}{\partial x} \quad (\text{E.4})$$

Eğilmeler ise aşağıdaki gibi tanımlıdır:

$$\gamma_x = \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} ; \gamma_y = \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} ; \gamma_{xy} = \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \quad (\text{E.5})$$

Maksimum kayma gerilmesi aşağıdaki formül uyarınca hesaplanabilir:

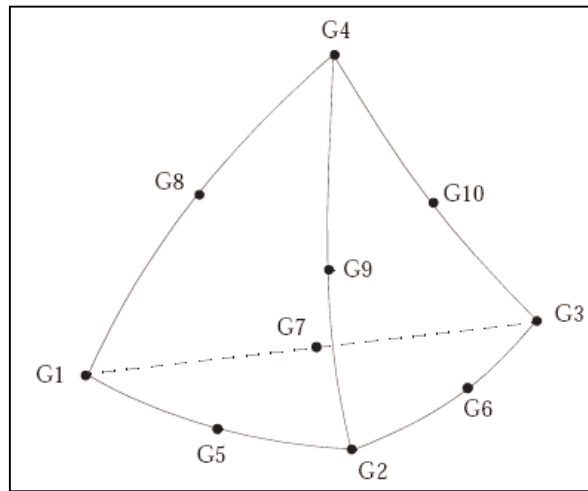
$$\bar{\tau} = \left[\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2 \right]^{1/2} \quad (\text{E.6})$$

Maksimum kayma birim şekil değıştirmesi ise şu şekildedir:

$$\bar{\gamma} = \left[(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + \gamma_{xy}^2 \right]^{1/2} \quad (\text{E.7})$$

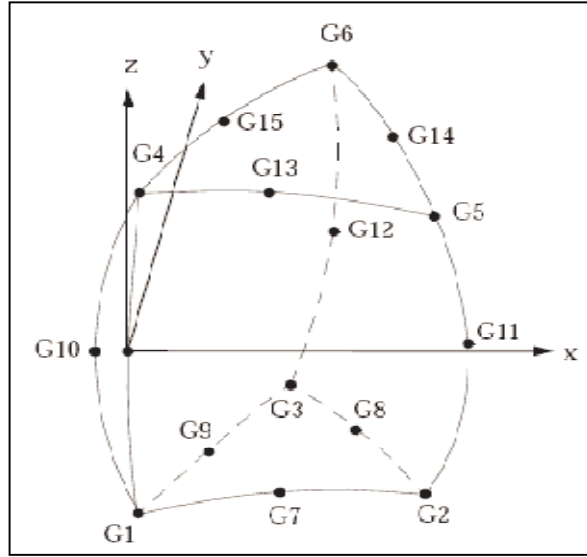
Solid (katı) elemanlar:

CTETRA : 4 ile 10 arasında grid noktasından oluşan 4 kenarlı katı elemandır.



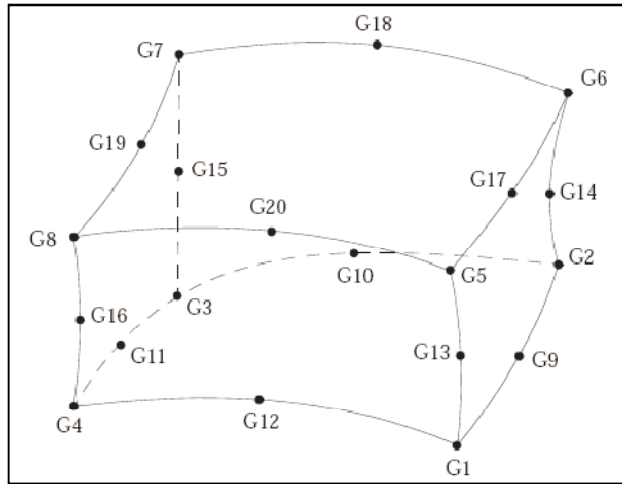
şekil E.7 : CTETRA elemanı.

CPENTA : 6 ile 15 arasında grid noktasından oluşan 5 kenarlı katı elemandır.



Şekil E.8 : CPENTA elemanı.

CHEXA : 8 ile 20 arasında grid noktasından oluşan 6 kenarlı katı elemandır.



Şekil E.9 : CHEXA elemanı.

[29]

EK F

Sonlu elemanlar modelleri hazırlanırken yapı (trim) modelde MAT1 malzeme kartı, kavitede ise MAT10 malzeme kartı kullanılmıştır. Aşağıda bu malzemelerle ilgili temel bağıntılar bulunmaktadır.

MAT1: düzlemsel birim şekil değiştirme, düzlemsel gerilme ve eksenel simetrik izotropik malzeme davranışları sergileyen “izotropik” malzeme kartıdır.

3 boyutlu izotropik malzemenin gerilme-birim şekil değişimi arasındaki temel bağıntı aşağıdaki formül uyarınca hesaplanır:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = [B] \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \varepsilon_{xy} \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} \end{Bmatrix} - (T - T_{ref}) \begin{Bmatrix} A \\ A \\ A \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (\text{F.1})$$

$$[B] = \begin{Bmatrix} \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} & \frac{\nu E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} & \frac{\nu E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} & \frac{\nu E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} & 0 & 0 & 0 \\ & & \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} & 0 & 0 & 0 \\ & & & 0 & \frac{E}{2(1+\nu)} & 0 \\ & & & & & \frac{E}{2(1+\nu)} \\ & & & & & & \frac{E}{2(1+\nu)} \end{Bmatrix}$$

simetrik

Yukarıdaki denklemdeki parametreler sırasıyla $\{\sigma\}$, $\{\varepsilon\}$, $\{A\}$ gerilme, birim şekil değiştirme ve termal genişleme katsayılarıdır. E , ν , G , $(T - T_{ref})$ ise sırasıyla Young modülü, Poisson oranı, kayma modülü ve elemanın başlangıç termal genişmesini hesaplamak için elemanın sıcaklığında meydana gelen değişimdir.

MAT1 kartı tanımlanırken, izotropik elastik malzeme sabitlerinden 2'sinin verilmesi $G=E/(1+\nu)$ bağıntısından dolayı yeterlidir.

İzotropik malzemede düzlemsel gerilme davranışı için temel bağıntı şu şekilde formülize edilir:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{E}{(1-\nu)^2} & \frac{\nu E}{(1-\nu)^2} & 0 \\ \frac{\nu E}{(1-\nu)^2} & \frac{E}{(1-\nu)^2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{E}{2(1+\nu)} \end{bmatrix} \left\{ \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} - (T - T_{ref}) \begin{Bmatrix} A \\ A \\ 0 \end{Bmatrix} \right\} \quad (\text{F.2})$$

İzotropik malzemede birim şekil değiştirme davranışı ise şu şekilde formülize edilir:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} & \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} & 0 \\ \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} & \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{E}{2(1+\nu)} \end{bmatrix} \left\{ \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} - (T - T_{ref})(1+\nu) \begin{Bmatrix} A \\ A \\ 0 \end{Bmatrix} \right\} \quad (\text{F.3})$$

MAT10: Akışkan malzemelerin elastisite modülünün ve kütleli yoğunluğunun tanımlandığı malzeme kartıdır.

[29]



ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad : Zeynep G. ÇOLAK

Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul 21.03.1983

Lisans Üniversite : İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü

Yayın Listesi:

Oruç, İ. , Çolak, Z. G. , Anbarcı, K. , İbaçoğlu, H. , Belek, H.T. , Aslan, R. , 2010, Rotorlu İnsansız Hava Aracı RIHA1-B'nin FlightLab ile modellenmesi ve performans analizlerinin yapılması, III. Ulusal Havacılık Ve Uzay Konferansı, Eskişehir, Türkiye

Karakaş, E. , Çolak, Z. G., Yılmaz, M., Kuzucu, A., 2008, Pnömatik yapay kaslı robot kolunun konum kontrolü, Türkiye Otomatik Kontrol Kongresi (TOK), İstanbul, Türkiye

***** (Finalist bildiri : Mansiyon ödülü - TOK 2008 Türkiye) *****

Karakaş, E., Çolak, Z.G., Yılmaz, M., Kuzucu, A., 2008, Pnömatik yapay kaslı antropomorfik robot kolunun konum kontrolü, Hidrolik-Pnömatik Kongresi(HPKON), İzmir,Türkiye

***** (Proje yarışmasında 2.'lik ödülü - HPKON 2008 Türkiye) *****