

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**PANEL TİTREŞİMLERİNİN KABİN**  
**GÜRÜLTÜSÜNE OLAN KATKILARININ**  
**İNCELENMESİ**

Müh. Murat USLU

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Makine Teorisi ve Kontrol Programında**  
**Hazırlanan**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**İSTANBUL MART 2010**

## İÇİNDEKİLER

|  | Sayfa |
|--|-------|
| SİMGE LİSTESİ .....  | v     |
| KISALTIMA LİSTESİ .....                                      | vi    |
| ŞEKİL LİSTESİ .....  | vii   |
| ÇİZELGE LİSTESİ .....  | xii   |
| ÖNSÖZ.....   | xiii  |
| ÖZET .....   | xiv   |
| ABSTRACT .....   | xv    |
| 1. GİRİŞ.....  | 1     |
| 2. TEORİ ve LİTERATÜR TARAMASI.....                          | 3     |
| 2.1 Akustik Bilgisi .....                                    | 3     |
| 2.1.1 Ses.....   | 3     |
| 2.1.2 Sesin Frekans, Periyot, Genlik ve Faz özellikleri..... | 3     |
| 2.1.3 Ses Hızı.....  | 4     |
| 2.1.4 Ses Basıncı ve Ses Basıncı Seviyesi.....               | 7     |
| 2.1.5 Ses Yoğunluğu ve Ses Yoğunluğu Seviyesi.....           | 10    |
| 2.1.6 Ses Gücü ve Ses Gücü Seviyesi .....                    | 11    |
| 2.1.7 Akustik Empedans .....                                 | 12    |
| 2.1.8 Desibel Kavramı .....                                  | 13    |
| 2.1.8.1 Desibel Değerinde Toplama .....                      | 13    |
| 2.1.8.2 Desibel Değerinde Çıkarma.....                       | 15    |
| 2.1.9 Filtreler .....  | 16    |
| 2.1.10 Sesin Emilmesi ve Ses Emici Malzemeler .....          | 16    |
| 2.1.11 Sesin Yönelmesi ve Yönelme Katsayısı.....             | 17    |
| 2.1.12 Gürültünün Sınıflandırılması .....                    | 19    |
| 2.2 Titreşim Bilgisi .....                                   | 21    |
| 2.2.1 Titreşim analizi .....                                 | 22    |
| 2.2.1.1 Harmonik Hareket .....                               | 22    |
| 2.2.1.2 Periyodik Hareket .....                              | 22    |
| 2.2.1.3 Serbest Hareket.....                                 | 23    |
| 2.2.2 Genlik, Frekans ve Periyot .....                       | 23    |
| 2.2.3 Sönümsüz Serbest Titreşim .....                        | 24    |
| 2.2.4 Sönümlü Serbest Titreşim .....                         | 25    |
| 2.2.5 Sönümlü Zorlanmış Titreşim.....                        | 27    |
| 2.2.6 Viskoz Sönüm.....                                      | 30    |

|         |   |    |
|---------|---|----|
| 2.2.7   | Yapısal Sönüm.....  | 30 |
| 2.2.8   | Frekans Cevabı Modeli.....  | 31 |
| 2.3     | Taşıtlarda Titreşim ve Gürültü .....  | 33 |
| 2.3.1   | Yapısal Aktarımlı Titreşimler ve Gürültü .....                                  | 34 |
| 2.3.2   | Hava Aktarımlı Titreşimler ve Gürültü .....                                     | 34 |
| 2.3.3   | Taşıtta Gürültü ve Titreşim Kaynakları.....                                     | 35 |
| 2.3.3.1 | Motor ve Aktarma Organları Kaynaklı Gürültü ve Titreşimler.....                 | 35 |
| 2.3.3.2 | Hava Emiş Sistemi Kaynaklı Gürültü .....  | 36 |
| 2.3.3.3 | Egzost Kaynaklı Gürültü .....   | 37 |
| 2.3.3.4 | Rüzgâr Kaynaklı Gürültü.....  | 38 |
| 2.3.3.5 | Yol Kaynaklı Gürültü .....  | 39 |
| 2.3.3.6 | Order Kavramı .....   | 41 |
| 2.3.3.7 | Gövde Katılığı ve Geçirgenlik.....  | 42 |
| 2.4     | Panel Akustik Katkı Analizi .....   | 44 |
| 2.4.1   | Panel Akustik Katkı Analiz Metotları .....                                      | 46 |
| 2.4.2   | Laboratuvar Bazlı Analiz Metodu .....   | 46 |
| 2.4.2.1 | Taşıttın Teste Hazırlanması .....   | 48 |
| 2.4.2.2 | Taşıttın Tetiklenmesi ve Panel Katkılarının Ölçülmesi.....                      | 48 |
| 2.4.2.3 | Toplanan Verilerin Analizi .....  | 49 |
| 2.4.2.4 | Analiz Sonuçlarına Göre Önemlerin Alınması.....                                 | 49 |
| 2.4.2.5 | Test Yönteminin Değerlendirilmesi .....   | 50 |
| 2.4.3   | Yol Datası Bazlı Analiz Metodu .....  | 51 |
| 2.4.3.1 | Gürültü İlişkisinin Kurulması.....  | 51 |
| 2.4.3.2 | Yol Titreşimlerinin Ölçülmesi.....  | 52 |
| 2.4.3.3 | Sınır Eleman Modeli.....  | 53 |
| 2.4.3.4 | Analiz Sonuçlarına Göre Önlemlerin Alınması.....                                | 54 |
| 2.4.3.5 | Test Yönteminin Değerlendirilmesi .....   | 54 |
| 2.4.4   | Sonlu Elemanlar Bazlı Analiz Metodu.....  | 54 |
| 2.4.4.1 | Gövdenin Sonlu Eleman Modelinin Oluşturulması.....                              | 55 |
| 2.4.4.2 | Hava Boşluğunun Sonlu Eleman Modelinin Oluşturulması.....                       | 55 |
| 2.4.4.3 | Sonlu Elemanlar Analizi.....  | 56 |
| 2.4.4.5 | Analiz Yönteminin Değerlendirilmesi.....  | 57 |
| 3       | DENEYSEL MODELDE TEST ve ANALİZ UYGULAMASI.....                                 | 58 |
| 3.1     | DeneySEL modelin sonlu eleman modelinin hazırlanması .....                      | 58 |
| 3.2     | DeneySEL Modelin Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Modal Analizi.....                 | 61 |
| 3.3     | Sonlu Elemanlar Analizi ile Transfer Fonksiyonlarının Bulunması .....           | 72 |
| 3.4     | Test Metodunun Seçilmesi .....  | 75 |
| 3.5     | Test Ortamının Özellikleri.....   | 76 |
| 3.6     | Veri Toplama Ekipmanları ve Yazılımları .....                                   | 76 |
| 3.7     | Test Sınır Şartlarının Belirlenmesi .....                                       | 77 |
| 3.8     | Test Modeli Üzerinden Alınan Frekans Cevabı Fonksiyonları .....                 | 81 |
| 3.9     | Test Modelinin İç Gürültü Düzeyinin Panellere Ağırlık Konarak Düşürülmesi... 83 |    |
| 3.10    | Gelecek Çalışmalar .....  | 87 |
| 4.      | SONUÇLAR ve ÖNERİLER .....  | 92 |
| 5.      | KAYNAKLAR:.....   | 94 |

|  |    |
|--|----|
| EKLER .....  | 95 |
| Ek 1 Laboratuar ölçümleri sırasında, baz durumda toplanan gürültü transfer fonksiyonlarına ait genlik, faz ve tutarlılık grafikleri..... | 96 |
| ÖZGEÇMİŞ.....  | 98 |

## SİMGE LİSTESİ

|         |                        |
|---------|------------------------|
| c       | Sönüm katsayısı        |
| cc      | Kritik sönüm katsayısı |
| [m]     | Kütle matrisi          |
| [k]     | Sertlik matrisi        |
| fn      | Doğal frekans          |
| fd      | Sönümlü doğal frekans  |
| P       | Basınç                 |
| f       | Frekans                |
| T       | Periyot                |
| Hz      | Herz                   |
| dB      | Desibel                |
| c       | Sesin Yayılma Hızı     |
| Pa      | Pascal                 |
| $L_p$   | Basıncı Düzeyi         |
| I       | Ses Şiddetini          |
| $L_w$   | Ses Gücü Düzeyi        |
| z       | Akustik Empedans       |
| $\Phi$  | Faz Farkı              |
| $\zeta$ | Sönüm oranı            |

## **KISALTMA LİSTESİ**

|      |                                      |
|------|--------------------------------------|
| NVH  | Noise, Vibration Harshness           |
| PACA | Panel Acoustic Contribution Analysis |
| SPL  | Sound Pressure Level                 |
| FEM  | Finite Element Method                |
| FEA  | Finite Element Analysis              |
| CAD  | Computer Aided Design                |

## ŞEKİL LİSTESİ

|  |    |
|--|----|
| ŞEKİL 2.1 BASINÇ ZAMAN GRAFİĞİ .....                             | 4  |
| ŞEKİL 2.2 SESİN İLERLEMESİ VE DALGA BOYU .....                   | 5  |
| ŞEKİL 2.3 DALGA BOYU VE FREKANS DAĞILIMI.....                    | 5  |
| ŞEKİL 2.4 FREKANS SES BASINCI DAĞILIMI .....                     | 8  |
| ŞEKİL 2.5 SES BASINCI SEVİYESİ .....                             | 8  |
| ŞEKİL 2.6 SES BASINCI DEĞİŞİMİ ARALIĞI.....                      | 9  |
| ŞEKİL 2.7 ENERJİNİN KAYNAKTAN DAĞILIMI .....                     | 10 |
| ŞEKİL 2.8 SES GÜCÜNÜN DİĞER ANALOJİLERLE KARŞILAŞTIRILMASI ..... | 11 |
| ŞEKİL 2.9 DESİBEL TOPLAMA TABLOSU.....                           | 15 |
| ŞEKİL 2.10 DESİBEL ÇIKARMA TABLOSU .....                         | 16 |
| ŞEKİL 2.11 SES EMİCİ SÜNGERLER .....                             | 17 |
| ŞEKİL 2.12 TİTREŞİMİN MAKİNELERE VE İNSANA OLAN ETKİSİ .....     | 21 |
| ŞEKİL 2.13 HARMONİK HAREKET VE HAREKETİN GRAFİĞİ .....           | 22 |
| ŞEKİL 2.14 PERİYODİK HAREKETİN GRAFİĞİ .....                     | 23 |
| ŞEKİL 2.15 SERBEST HAREKET VE HAREKETİN GRAFİĞİ .....            | 23 |
| ŞEKİL 2.16 SÖNÜMSÜZ SERBEST TİTREŞİM VE TİTREŞİMİN GRAFİĞİ.....  | 24 |
| ŞEKİL 2.17 SÖNÜMLÜ SERBEST TİTREŞİM VE TİTREŞİMİN GRAFİĞİ.....   | 25 |
| ŞEKİL 2.17 SÖNÜM ORANI GRAFİĞİ.....                              | 26 |
| ŞEKİL 2.18 SÖNÜMLÜ ZORLANMIŞ TİTREŞİM.....                       | 28 |
| ŞEKİL 2.19 SÖNÜM ORANI FAZ AÇISI GRAFİĞİ.....                    | 29 |
| ŞEKİL 2.20 VİSKOZ SÖNÜM ELEMANI.....                             | 30 |
| ŞEKİL 2.21 FREKANS CEVABI ANALİZİ.....                           | 32 |
| ŞEKİL 2.22 TAŞIT GÜRÜLTÜ MEYDANA GETİREN KAYNAKLAR .....         | 33 |
| ŞEKİL 2.23 TAŞIT GÜRÜLTÜNÜN AKTARIMI .....                       | 34 |
| ŞEKİL 2.24 MOTORDAKİ GÜRÜLTÜ DAĞILIMI.....                       | 35 |
| ŞEKİL 2.25 MOTOR HAVA EMİŞ SİSTEMİ.....                          | 37 |
| ŞEKİL 2.26 EGZOST SİSTEMİNDEN KAYNAKLANAN GÜRÜLTÜ .....          | 38 |
| ŞEKİL 2.27 RÜZGAR TÜNELİNDE ARAÇ TESTİ.....                      | 39 |
| ŞEKİL 2.28 TAŞIT TEST PİSTİ .....                                | 40 |
| ŞEKİL 2.29 TAŞIT TESTLERİN KULLANILAN FARKLI YOL TİPLERİ .....   | 40 |
| ŞEKİL 2.30 FREKANS ANALİZİ GRAFİĞİ .....                         | 41 |
| ŞEKİL 2.31 ÜÇ BOYUTLU FREKANS ANALİZİ GRAFİĞİ.....               | 42 |
| ŞEKİL 2.32 TAŞITTA MODAL ANALİZ.....                             | 43 |
| ŞEKİL 2.33 LABORATUAR BAZLI PANEL KATKI ANALİZİ.....             | 47 |
| ŞEKİL 2.34 ARAÇ KAPISININ PANEL KATKI ANALİZİ.....               | 47 |
| ŞEKİL 2.35 TAŞITIN PANEL KATKI ANALİZİNE HAZIRLANMASI.....       | 48 |
| ŞEKİL 2.36 TAŞITIN SARSICI İLE TAHRİK EDİLMESİ .....             | 49 |
| ŞEKİL 2.37 AKUSTİK KAFA İLE ARAÇ TESTİ .....                     | 51 |

|   |    |
|---|----|
| ŞEKİL 2.38 ARAÇ ÜZERİNDE PANEL KATKILARI ANALİZİNİN YAPILMASI.....            | 52 |
| ŞEKİL 3.1 BİLGİSAYAR ORTAMINDA TASARLANAN MODEL .....                         | 58 |
| ŞEKİL 3.2 BİLGİSAYAR ORTAMINDA TASARLANAN MODELİN İSKELETİ.....               | 59 |
| ŞEKİL 3.3 SONLU ELEMAN ANALİZİNDE ÇELİK İÇİN ÖZELLİKLERİN GİRİLMESİ .....     | 60 |
| ŞEKİL 3.4 SONLU ELEMAN MODELİNE PANEL KALINLIĞININ GİRİLMESİ .....            | 60 |
| ŞEKİL 3.5 SONLU ELEMAN MODELİ .....   | 60 |
| ŞEKİL 3.6 SONLU ELEMAN HAVA MODELİ .....                                      | 61 |
| ŞEKİL 3.7 MODELE AİT MOD LİSTESİ.....   | 62 |
| ŞEKİL 3.8 PANELLERİN 7. MODDAKİ HAREKETİ .....                                | 63 |
| ŞEKİL 3.9 PANELLERİN 8. MODDAKİ HAREKETİ .....                                | 63 |
| ŞEKİL 3.10 PANELLERİN 9. MODDAKİ HAREKETİ .....                               | 64 |
| ŞEKİL 3.11 PANELLERİN 10. MODDAKİ HAREKETİ .....                              | 64 |
| ŞEKİL 3.12 PANELLERİN 11. MODDAKİ HAREKETİ .....                              | 65 |
| ŞEKİL 3.13 PANELLERİN 12. MODDAKİ HAREKETİ .....                              | 65 |
| ŞEKİL 3.14 PANELLERİN 13. MODDAKİ HAREKETİ .....                              | 66 |
| ŞEKİL 3.15 PANELLERİN 14. MODDAKİ HAREKETİ .....                              | 66 |
| ŞEKİL 3.16 PANELLERİN 15. MODDAKİ HAREKETİ .....                              | 67 |
| ŞEKİL 3.17 PANELLERİN 16. MODDAKİ HAREKETİ .....                              | 67 |
| ŞEKİL 3.18 PANELLERİN 17. MODDAKİ HAREKETİ .....                              | 68 |
| ŞEKİL 3.19 PANELLERİN 18. MODDAKİ HAREKETİ .....                              | 68 |
| ŞEKİL 3.20 PANELLERİN 19. MODDAKİ HAREKETİ .....                              | 69 |
| ŞEKİL 3.21 PANELLERİN 20. MODDAKİ HAREKETİ .....                              | 69 |
| ŞEKİL 3.22 PANELLERİN 21. MODDAKİ HAREKETİ .....                              | 70 |
| ŞEKİL 3.23 PANELLERİN 22. MODDAKİ HAREKETİ .....                              | 70 |
| ŞEKİL 3.24 PANELLERİN 23. MODDAKİ HAREKETİ .....                              | 71 |
| ŞEKİL 3.25 PANELLERİN 24. MODDAKİ HAREKETİ .....                              | 71 |
| ŞEKİL 3.26 MODELİN TAHRİK EDİLDİĞİ NOKTALAR .....                             | 72 |
| ŞEKİL 3.27 BİR NUMARALI NOKTANIN FREKANS CEVABI GRAFİĞİ.....                  | 72 |
| ŞEKİL 3.28 ÜÇ NUMARALI NOKTANIN FREKANS CEVABI GRAFİĞİ.....                   | 73 |
| ŞEKİL 3.29 BEŞ NUMARALI NOKTANIN FREKANS CEVABI GRAFİĞİ .....                 | 73 |
| ŞEKİL 3.30 YEDİ NUMARALI NOKTANIN FREKANS CEVABI GRAFİĞİ.....                 | 74 |
| ŞEKİL 3.33 SÜRÜCÜ KULAK HİZASINDAKİ NOKTANIN TRANSFER FONKSİYONU .....        | 74 |
| ŞEKİL 3.34 DARBE ÇEKİCİ VE VERİ TOPLAMA CİHAZI.....                           | 76 |
| ŞEKİL 3.35 İVMEÖLÇER VE MODELE YERLEŞTİRİLMESİ.....                           | 76 |
| ŞEKİL 3.36 MİKROFON VE MİKROFONUN KABİN İÇİNE YERLEŞTİRİLMESİ.....            | 77 |
| ŞEKİL 3.37 DENEYSEL MODELİN ELASTİK HALAT YARDIMI İLE ASILMASI.....           | 77 |
| ŞEKİL 3.38 DENEYSEL MODELİN YAY VE HALAT İLE ASILMASI.....                    | 78 |
| ŞEKİL 3.39 DENEYSEL MODELİN SÜNGER ÜZERİNE KONMASI .....                      | 78 |
| ŞEKİL 3.40 BİR NUMARALI NOKTADAN TAHRİK EDİLEN MODELİN ÜÇ NUMARALI NOKTASININ |    |



|  |    |
|--|----|
| X YÖNÜNDEKİ FREKANS CEVABI.....  | 79 |
| ŞEKİL 3.41 BİR NUMARALI NOKTADAN TAHRİK EDİLEN MODELİN ÜÇ NUMARALI NOKTASININ<br>Y YÖNÜNDEKİ FREKANS CEVABI.....   | 79 |
| ŞEKİL 3.42 BİR NUMARALI NOKTADAN TAHRİK EDİLEN MODELİN ÜÇ NUMARALI NOKTASININ<br>Z YÖNÜNDEKİ FREKANS CEVABI.....   | 80 |
| ŞEKİL 3.43 BİR NUMARALI NOKTADAN TAHRİK EDİLEN MODELİN SÜRÜCÜ KULAK<br>HİZASINDAKİ NOKTANIN FREKANS CEVABI.....    | 80 |
| ŞEKİL 3.44 BİR NUMARALI NOKTADAN TAHRİK EDİLEN MODELİN ÜÇ NUMARALI<br>NOKTASINDAN OKUNAN FREKANS CEVABI.....       | 81 |
| ŞEKİL 3.45 BİR NUMARALI NOKTADAN TAHRİK EDİLEN MODELİN BEŞ NUMARALI<br>NOKTASINDAN OKUNAN FREKANS CEVABI.....      | 82 |
| ŞEKİL 3.46 BİR NUMARALI NOKTADAN TAHRİK EDİLEN MODELİN YEDİ NUMARALI<br>NOKTASINDAN OKUNAN FREKANS CEVABI.....     | 82 |
| ŞEKİL 3.47 BİR NUMARALI NOKTADAN TAHRİK EDİLEN MODELİN KULAK NOKTASINDAN<br>OKUNAN FREKANS CEVABI.....             | 83 |
| ŞEKİL 3.48 PANELLER ÜZERİNE AĞIRLIK EKLENMESİ.....   | 84 |
| ŞEKİL 3.49 PANELLER ÜZERİNE AĞIRLIK EKLENMESİ.....   | 84 |
| ŞEKİL 3.50 BİR NUMARALI NOKTADAN TAHRİK EDİLEN MODELİN KULAK NOKTASINDAN<br>OKUNAN FREKANS CEVABI.....             | 85 |
| ŞEKİL 3.51 BİR NUMARALI NOKTADAN TAHRİK EDİLEN MODELİN KULAK NOKTASINDAN<br>OKUNAN FREKANS CEVABI.....             | 85 |
| ŞEKİL 3.52 BİR NUMARALI NOKTADAN TAHRİK EDİLEN MODELİN KULAK NOKTASINDAN<br>OKUNAN FREKANS CEVABI.....             | 86 |
| ŞEKİL 3.53 BİR NUMARALI NOKTADAN TAHRİK EDİLEN MODELİN KULAK NOKTASINDAN<br>OKUNAN FREKANS CEVABI.....             | 86 |
| ŞEKİL 3.54 BİR NUMARALI NOKTADAN TAHRİK EDİLEN MODELİN KULAK NOKTASINDAN<br>OKUNAN FREKANS CEVABI.....             | 87 |
| ŞEKİL 3.55 BİR NUMARALI NOKTADAN TAHRİK EDİLEN MODELİN KULAK NOKTASINDAN<br>OKUNAN FREKANS CEVABI.....             | 88 |
| ŞEKİL 3.56 BİR NUMARALI NOKTADAN TAHRİK EDİLEN MODELİN KULAK NOKTASINDAN<br>OKUNAN FREKANS CEVABI.....             | 89 |
| ŞEKİL 3.57 BİR NUMARALI NOKTADAN TAHRİK EDİLEN MODELİN KULAK NOKTASINDAN<br>OKUNAN FREKANS CEVABI.....             | 89 |
| ŞEKİL 3.58 BİR NUMARALI NOKTADAN TAHRİK EDİLEN MODELİN KULAK NOKTASINDAN<br>OKUNAN FREKANS CEVABI.....             | 90 |
| ŞEKİL 3.59 BİR NUMARALI NOKTADAN TAHRİK EDİLEN MODELİN KULAK NOKTASINDAN<br>OKUNAN FREKANS CEVABI.....             | 91 |
| ŞEKİL EK 1.1 BİR NUMARALI NOKTADAN X YÖNÜNDE TAHRİK EDİLEN MODELİN KULAK<br>NOKTASINDAN OKUNAN FREKANS CEVABI..... | 96 |

|   |    |
|---|----|
| ŞEKİL EK 1.2 BİR NUMARALI NOKTADAN Y YÖNÜNDE TAHRİK EDİLEN MODELİN KULAK<br>NOKTASINDAN OKUNAN FREKANS CEVABI ..... | 96 |
| ŞEKİL EK 1.3 BİR NUMARALI NOKTADAN Z YÖNÜNDE TAHRİK EDİLEN MODELİN KULAK<br>NOKTASINDAN OKUNAN FREKANS CEVABI ..... | 97 |

## **ÇİZELGE LİSTESİ**

|   |    |
|---|----|
| ÇİZELGE 2.1 SESİN ÇEŞİTLİ ORTAMLARDAKİ YAYILMA HIZLARI.....                                     | 6  |
| ÇİZELGE 2.2 DÜZGÜN SES YAYAN BİR SES KAYNAĞININ DEĞİŞİK KONUMLARDAKİ YÖNELME<br>KATSAYISI ..... | 18 |

## ÖNSÖZ

Bu çalışmanın tamamlanmasında yardımlarını esirgemeyen danışmanım Yrd. Doç. Dr. Semih SEZER'e, test donanımlarının sağlanmasındaki yardımları için Yrd. Doç. Dr. Cihan DEMİR'e, test düzeneğinin kurulmasında ve ölçümlerin yapılmasındaki destekleri için Ar. Gör. Şaban ÇETİN ve Zafer TOPSAKAL'a teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca Yüksek Lisans eğitimim sırasında gösterdikleri anlayıştan dolayı yöneticim İlker YILMAZ ile proje lideri Dr. Polat ŞENDUR'a ve çalışma arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak çalışmalarım süresince ihmal ettiğim, her zaman verdikleri destekleri ve inançları için aileme teşekkürlerimi sunarım

Şubat 2010

Murat USLU

## ÖZET

Bu çalışmanın amacı ürün geliştirme sürecinde taşıtların gürültü titreşim özelliklerinin iyileştirilmesi için kullanılan yöntemlerin araştırılması ve uygulanmasıdır. Taşıtlarda meydana gelen gürültünün önemli kaynaklarından biri olan panel titreşimlerinin kabin gürültüsüne olan katkıları araştırılmıştır. Panel titreşimlerinin kabin gürültüsü üzerindeki etkilerini incelemek ve iyileştirme yapmak için kullanılan üç farklı yöntemden ayrıntılı olarak bahsedilmiştir. Panel titreşimlerinin araç içinde oluşturduğu gürültünün engellenmesi için kullanılan yöntemlerden biri olan sonlu elemanlarla analiz metodu, hazırlanan deneysel model için uygulanmış ve çıkan sonuçların laboratuvar ortamında yapılan testlerle olan tutarlılığı incelenmiştir. Sonlu eleman analizlerinin ışığında titreşim performansı iyileştirilmiş ayrıca kabin içi gürültü seviyeleri deneysel olarak düşürülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Panel titreşimleri, kabin gürültüsü, NVH, sonlu elemanlar analizi, modal test

## **ABSTRACT**

The objective of this thesis is to investigate the tools and methods to improve vehicle noise and vibration performance in product development process. As one of the most important contributors, panel vibration and acoustic contribution of panel vibrations are analyzed. Three different panel acoustics contribution analysis methods are investigated in detail. The panel contribution analysis with finite element method is performed and the results are verified with the measurements obtained from tests. Vibration performance is improved on experimental model with guidance of finite element analysis results also interior noise level of cabin is reduced experimentally.

**Keywords:** Panel vibrations, cabin acoustics, NVH, finite element analysis, modal testing.

## 1. GİRİŞ

Son yıllarda, otomobil üreticileri kapsamı tamamen belirlenmiş kesin hedeflere, çok sıkı rekabet koşullarında altında, sınırlı bütçe şartlarında, müşteri memnuniyeti ve bağlılığını sağlayacak şekilde ulaşmaya çalışmaktadır. Şartların bu kadar zorlu hale gelmesindeki temel neden müşterilerin her geçen gün daha da bilinçli hale gelmesi ve beklentilerinin sürekli artmasıdır. Bununla birlikte tüketicilerin yüksek beklentilerini daha düşük fiyatlarla karşılamak istemeleri otomotiv sektöründe ve üreticilerde büyük baskı unsuru oluşturmaktadır. Bu yüzden ki ürün geliştirme ve pazarlama taktiklerini her geçen gün rakiplerine göre geliştirme ve Ar-Ge faaliyetlerine daha çok yatırım yapmalarını zorunlu hale getirmiştir.

Otomotiv endüstrisi diğer sektörlerle kıyaslandığında hem müşteri baskısını, hem rakipler, hem de yasal şartların baskısını sürekli üzerinde hissetmektedir. Bundan dolayı temel ve ileri mühendislik çalışmalarının en fazla yapıldığı sektörlerden biridir. Kaliteli araçlar üretmek ve bunları piyasa şartlarında rekabetçi olabilecek fiyatlarda satmak, mühendislik ve pazarlama stratejilerinde optimum noktayı bulmaya zorlamaktadır.

Şirketler ileri mühendislik çalışmalarını yürütmek için araştırma-geliştirme departmanları kurmakta, bu departmanlarda ürün geliştirme faaliyetlerini sürdürmek için mühendisler ve uzmanlar istihdam etmektedirler hatta bazen şirketler üniversitelerle de işbirliğine girerek yeni buluş ve teknolojiler ortaya çıkarmaktadır. Ürün geliştirme departmanlarında yakıt ekonomisi, araç güvenliği, araç dinamiği, dayanım, aerodinamik, ısıtma ve soğutma, ergonomi, titreşim ve gürültü bölümleri gibi çok farklı araç özellikleri üzerinde çalışmalar yapmaktadır. Bu saydığımız bölümler içerisinde titreşim ve gürültü bölümü kapsamı ve ilgilendiği alanların genişliği ile diğerleri arasında çok farklı bir öneme sahiptir.

Yapılan araştırmalar ve istatistikler göstermektedir ki müşterilerin araçları satın almadaki en önemli tercih nedenlerinden biri titreşim ve gürültü özellikleridir. Araç kapısının açılıp kapanmasındaki sesteki araç içi uyarı seslerine, sileceklerin çalışma sesinden egzoz sesine kadar birçok ses ve titreşim özelliği müşterinin aracı satın almasında önemli faktörler olarak ortaya çıkmaktadır.

Otomobilin yapısına bakıldığında motor, aktarma organları, gaz emiş ve çıkış sistemleri, soğutma sistemleri gibi birçok sistemden meydana gelmiştir. Bu sistemler hareket halinde birbirleriyle etkileşir ve bunun neticesinde titreşim ve gürültü problemleri ortaya çıkar. Sürücünün de en kolay fark edebildiği sorunlar ise titreşim ve gürültü ile alakalı olanlardır.

Özellikle motor tabanlı titreşim ve gürültü, araç yapısı üzerinden kabin içine aktarılmaktadır. Bu aktarılan titreşimler sırası ile ön paneller, ön cam, kapı panelleri, taban ve tavan panellerinin titreşimine neden olur. Titreşen paneller kabin boşluğundaki havanın rezonansa girmesine ve kabin basıncında anlık artışların olmasına neden olur. Bu basınç farkları sürücü ve yolcuların tarafından rahatsız edici bir etken olarak hissedilmekte ve kabin vonlama sesi (booming noise) olarak bilinen gürültü çeşidini ortaya çıkarmaktadır.

Taşıt konstrüksiyonu üzerinden kabin içine aktarılan titreşim ve gürültünün araç projelerinin başlangıç safhalarında hedeflerin belirlenmesi ve bu hedeflere bilgisayar ortamında sonlu elemanlar (FEM) yöntemi ile hazırlanan modellerde analizler yapılarak bertaraf edilmesi gerekmektedir. Kalıp maliyetleri ve uzun işçilik süreçleri göz önüne alındığında, test prototipleri üretilmeden önce problemlerin tespit edilmiş ve gerekli önlemlerin alınması büyük önem arz etmektedir.

Yaptığımız bu çalışmada, titreşim ve gürültüsünün temellerinin incelenmesi, araç titreşim ve gürültü hedeflerinin belirlenmesi, araçlarda meydana gelen titreşim ve gürültü problemlerinin incelenmesi, sonlu elemanlar yöntemi ile araç akustiğinin geliştirilme safhaları, panel titreşimlerinin araç akustiğine etkilerinin araştırılması, akustik analizlerin yapılması, yapılan analizler doğrultusunda kabin akustiğinin iyileştirilmesi ve bu iyileştirme için gerekli prosedürün oluşturulması hedeflenmektedir.



## 2. TEORİ ve LİTERATÜR TARAMASI

### 2.1 Akustik Bilgisi

#### 2.1.1 Ses

Ses, dalgalar halinde yayılan bir enerji şeklidir ve sesin tanımı, kulak tarafından algılanabilen hava, su veya benzeri bir ortamdaki basınç değişimi olarak verilebilir. Bilindiği gibi sesin genel anlamda sebebi titreşimdir. Mekanik titreşimler çoğu zaman duyulabilir titreşimlerdir. Bu titreşimler katı ortamda, mekanik temas yoluyla yayılabileceği gibi, akışkanlar içinde de yayılabilir. Yani titreşimin yayılabilmesi için sadece yapısal temas gerekmez. Sesin doğuşu ve yayılmasında da aynı durum geçerlidir, ortamdaki parçacıkların titreşimi ve bu titreşimlerin komşu parçacıklara iletilmesiyle olur. Ortamdaki parçacıkların titreşmesiyle oluşan ses dalgaları havada basınç değişiklikleri yaratır. Bu basınç değişiklikleri kulak tarafından elektrik sinyallerine çevrilir ve beyin tarafından ses olarak algılanır. İşte mekanik titreşimler de etrafındaki hava veya akışkan ortamı bu şekilde harekete geçirerek ses oluşumuna neden olmaktadır.

#### 2.1.2 Sesin Frekans, Periyot, Genlik ve Faz özellikleri

Frekans: Seste birim zamandaki basınç değişim devri sayısıdır

Ses Genliği: Basit harmonik bir ses dalgası grafiğinde basıncın en büyük değerine genlik denir.

Ses Periyodu: Basıncın birbirini izleyen en büyük iki değeri arasındaki geçen zamana da periyot denir.

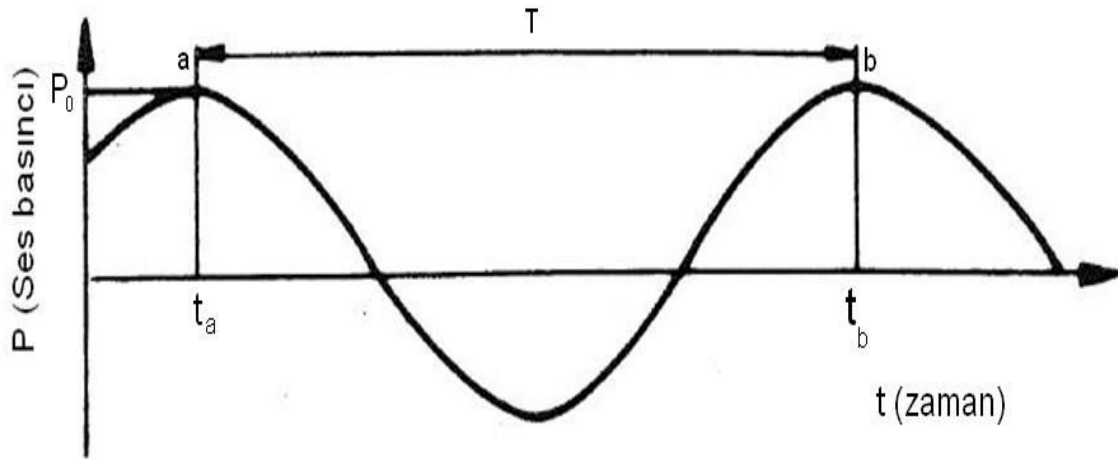
Ses Fazı: Faz, zaman gecikmesine bağlı bir frekanstır. Bir ses dalgasındaki tüm frekanslar bir cihaz vasıtasıyla eşit miktarlarda geciktirilirse bu cihaza doğrusal faz deriz. Dijital bir gecikme bu karaktere sahiptir- frekansların birbirleriyle olan ilişkilerini tamamiyle değiştirmeden basitçe, sesi bütün olarak geciktirir. İnsan kulağı, gecikme sürekli hale geldikçe ve bununla ilintili başka bir sinyal almadığımız müddetçe bu tip faz değişimi gecikmesine karşı hassas değildir.

Şekilde basit harmonik bir ses dalgasının bir noktada oluşturduğu ses basıncının zamanla

değişimini göstermektedir.  $P_0$  ile gösterilen basıncın en büyük değerine genlik denir.

Basıncın birbirini izleyen en büyük iki değeri arasındaki geçen zamana (örneğin  $t_a - t_b$ ) periyot adı verilir. T ile gösterilen periyodun birimi zaman birimi olan saniyedir. Şekil 2.1 de görüldüğü üzere basınç değişimi her periyotta (T zamanında) aynen tekrarlanmaktadır. Periyodun tersi frekanstır ( $1/T$ ) (f). Periyot bir basınç değişim devri için geçen zaman olarak tanımlanabileceğine göre; frekans birim zamandaki basınç değişim devri sayısıdır.

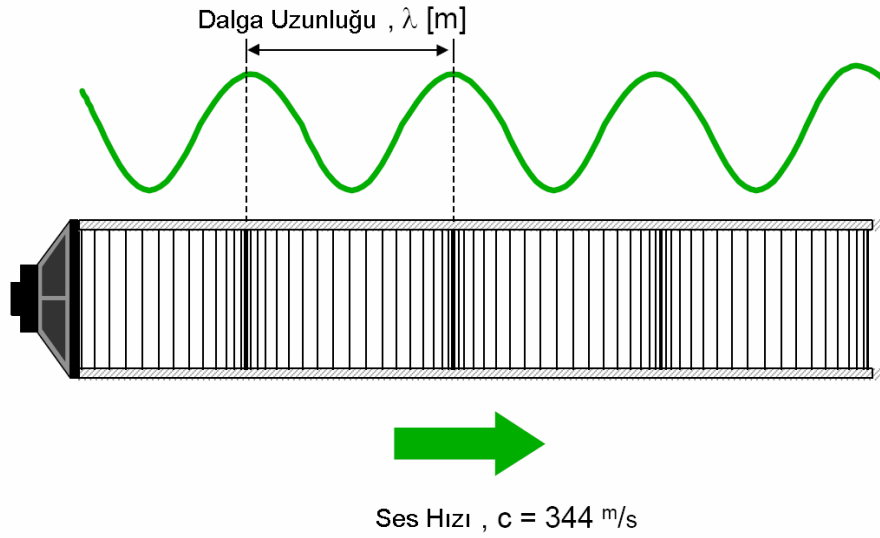
Bu tanımlardaki basınç değişim devri ile anlatılmak istenen basıncın aynı düzeye ulaştığı (aynı yönden yaklaşarak) birbirini izleyen iki nokta (örneğin a ve b) arasındaki kısımdır. Frekans genellikle bir saniyedeki devir sayısı (Hertz) ile ölçülür. Yukarıdaki tanımdan da anlaşılacağı üzere  $T=1/f$  dir.



Şekil 2.1 Basınç zaman grafiği

### 2.1.3 Ses Hızı

Sesin yayılma hızı bulunduğu ortama ve ortamın bazı özelliklerine bağlıdır. Ortam özelliklerinden en önemlisi sesin yayıldığı ortamda temas ettiği moleküllerin kinetik enerjisidir bu demek oluyor ki sesin yayılma hızını bulunduğu ortamın sıcaklığı doğrudan etkiler.

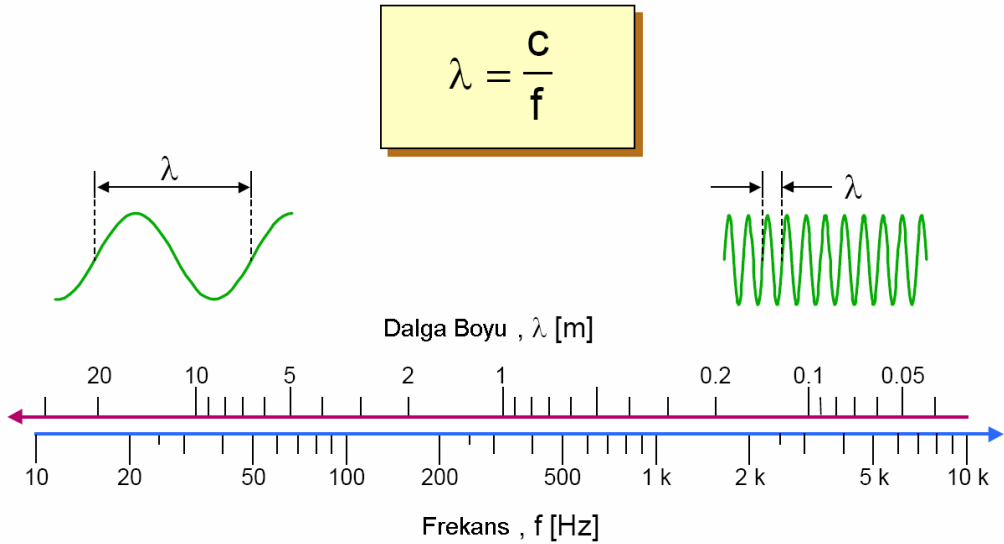


Şekil 2.2 Sesin İlerlemesi ve Dalga Boyu

Dolayısıyla bir dalganın frekansı veya periyodu ile dalga boyu arasındaki ilişki yayılma hızı  $c$ ' ye

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

Eşitliği ile bağlıdır.



Şekil 2.3 Dalga Boyu ve Frekans Dağılımı

Tabi ki sesin yayılma hızı ortam sıcaklığına da bağlıdır. Sesin havada ki yayılma hızı, havanın ideal gaz kabul edilmesiyle,

$$c = 20,05\sqrt{T_k} \text{ m/s} \quad (2.2)$$

Eşitliği ile elde edilir. Burada  $T_k$  havanın Kelvin cinsinden sıcaklığıdır.

$$T_k (\text{Kelvin}) = 273,2^\circ + T_d (\text{derece}) \quad (2.3)$$

olduğundan 21 derecedeki sesin yayılma hızı 344 m/s bulunur. Aynı şekilde havadaki ses hızı

$$c \cong 331,4 + 0,6T_c (\text{m/s}^2) \quad (2.4)$$

şeklinde de yazılabilir. Burada  $T_c$  derece cinsinden sıcaklıktır. İdeal bir gaz için ses hızı

$$c = \sqrt{\frac{\gamma RT}{M}} (\text{m/s}^2) \quad (2.5)$$

ifadesi ile verilir. Burada

$\gamma$ : adiyabatik sabitini

R : gaz sabitini (8.314 J/mol K)

T : mutlak sıcaklık (Kelvin cinsinden sıcaklık)

M : gazın moleküler ağırlığını (kg/mol) temsil etmektedir.

Bu değerler için havanın özellikleri girilirse yukarıdaki denklemler elde edilir

Aşağıdaki çizelge sesin 21°C de çeşitli ortamlardaki yayılma hızlarını göstermektedir.

Çizelge 2.1 Sesin Çeşitli Ortamlardaki Yayılma Hızları

| Ortam  | Yayılma hızı (m/s) |
|--------|--------------------|
| Hava   | 344                |
| Mantar | 500                |

|                 |           |
|-----------------|-----------|
| Kurşun          | 1200      |
| Su              | 1400      |
| Sert Kauçuk     | 1400–2400 |
| Beton           | 3000–3400 |
| Tahta           | 3300–4300 |
| Dökme Demir     | 3700      |
| Çelik Alüminyum | 5100      |
| Cam             | 5200      |

Anlaşılabacağı üzere katılardaki yayılma hızları havadakine göre daha fazladır.

#### 2.1.4 Ses Basıncı ve Ses Basıncı Seviyesi

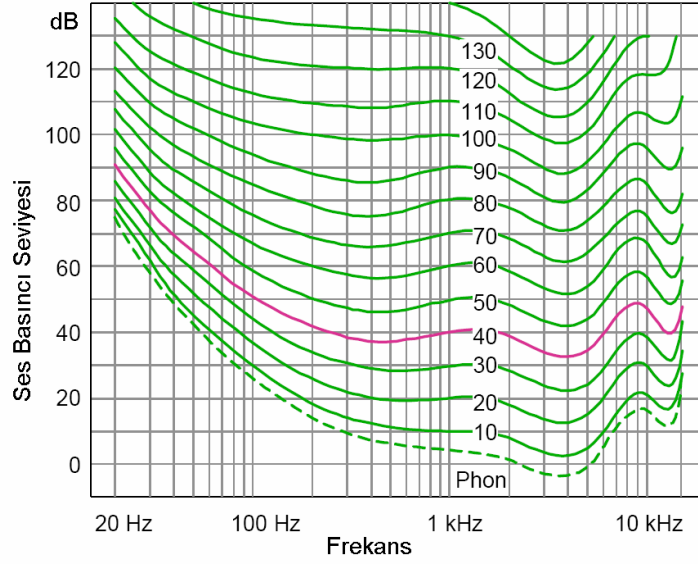
Ses kulak zarıyla temasta bulunan havanın basıncının değişmesiyle algılandığından, bir ses kaynağının ses gücünden daha çok, belli bir noktada yarattığı ses basıncı önemlidir. Ses basıncı düzeyi SPL yada  $L_p$  ile gösterilir ve

$$L_p = 20 \log \frac{P^2}{P_0^2} \quad (2.6)$$

olarak tanımlanır. Burada  $P$ , ses basıncının rms değeri ve olarak kabul edilen  $20 \times 10^{-6}$  Pa'dır. Eşitlik,

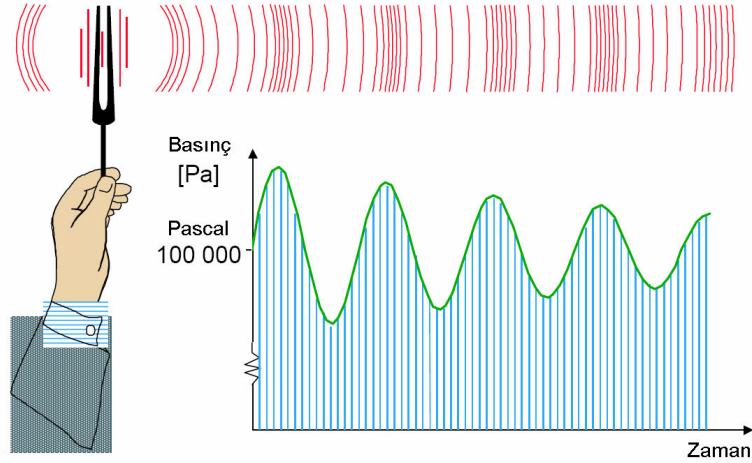
$$L_p = 20 \log \frac{P}{P_0} \quad (2.7)$$

şeklinde de yazılabilir.



Şekil 2.4 Frekans Ses Basıncı Dağılımı

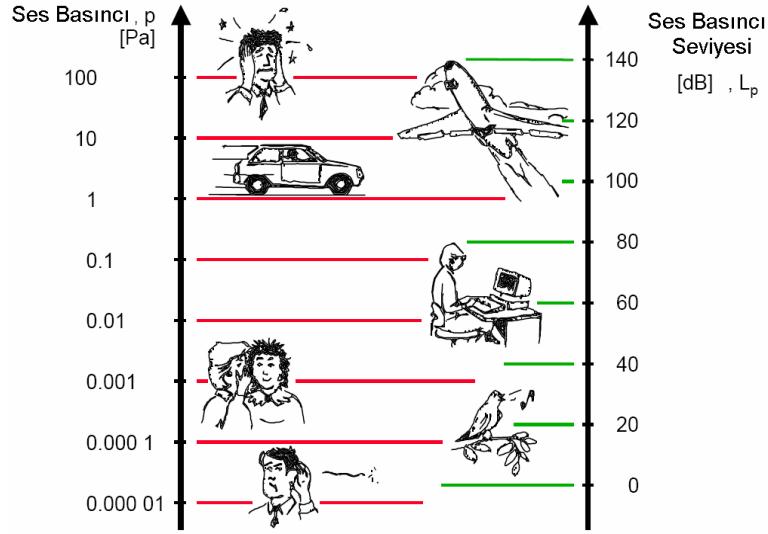
$20\mu\text{Pa}$ 'ın referans olarak seçilme nedeni; ortalama genç bir yetişkinin, frekansı 1000 Hz olan bir ses dalgasını duyabilmesi için en az  $20 \times 10^{-6}$  Pa değerinde bir basıncın oluşması gereğidir. Yani 1000 Hz deki duyma eşiği referans alınmıştır



Şekil 2.5 Ses Basıncı Seviyesi

Diyapazon gibi bir ses kaynağı titreştiğinde, etrafında bulunan havada basınç değişiklikleri meydana getirir. Havada oluşan bu basınç değişikliklerini, göle atılan bir taşın oluşturduğu dalgacıklarla özdeşleştirebiliriz. Dalgalar, taşın suya girdiği noktadan yayılmaya başlar. Hâlbuki ilerleyen suyun kendisi değildir. Su sadece yüzeyindeki periyodik dalgaları oluşturacak şekilde aşağı ve yukarı hareket etmektedir. Ses de buna benzer. Taş, kaynağa; göl,

havaya; dalgacıklar da ses dalgalarına karşılık gelmektedir.



Şekil 2.6 Ses basıncı değişimi aralığı

20 $\mu$ Pa ile 100Pa arasında değişen duyulabilir ses basınç değişimleri, statik hava basıncıyla (100.000 Pa) karşılaştırıldığında oldukça düşük seviyededir. 20 $\mu$ Pa ortalama bir kişi tarafından duyulabilecek en düşük ses seviyesi olarak kabul edilmiştir ve bu yüzden duyum eşiği olarak anılır. 100Pa ise çok yüksek bir seviyedir ve acıya yol açar, bu sebepten ötürü acı eşiği olarak adlandırılır. Bu iki seviyenin birbirine oranı bir milyondan daha fazladır. Bu yüzden kullanılacak olan Pa cinsinden lineer bir gösterge çizelgesi, ölçüm sonuçlarının çok geniş bir aralıkta, çok büyük oranlarda değişmesine yol açacaktır.

dB ölçeğini kullanmanın faydası, Pa skalasının yanına dB skalasını koyduğumuz zaman ortaya çıkmaktadır. Çok büyük sayılara ve geniş aralığa sahip olan lineer gösterge çizelgesi, işitme eşiğinden (0dB) ve acı eşiğinde (130dB) sonlanan daha basit bir skalaya dönüşmüş olmaktadır. Burada dikkat edilmesi gereken “ses basıncı”nın yanına, bir referansa göre belli bir düzeye sahip olduğunu belirten “düzey” kelimesinin eklenmesidir. Ses basınç düzeyinin sembolü L<sub>p</sub>'dir. İki basıncın birbirine oranı 1'den küçükse dB değerleri negatif, 1'den büyükse pozitif çıkacaktır.

Sesin doğmasını ve iletilmesini sağlayan hava basıncındaki değişimin, basit bir harmonik ses dalgası için sinüs eğrisiyle gösterilebileceğini ve böyle bir ses basıncının rms değerinin ses basıncı genliğinin  $\sqrt{2}/2$  katı olduğunu önceki bölümlerde görmüştük. Değişik frekanslardaki harmonik ses dalgalarının bir araya gelmesiyle oluşan bir ses dalgasının yaratacağı ses basıncının rms değeri ise aşağıdaki eşitlikten de bulunabilir.

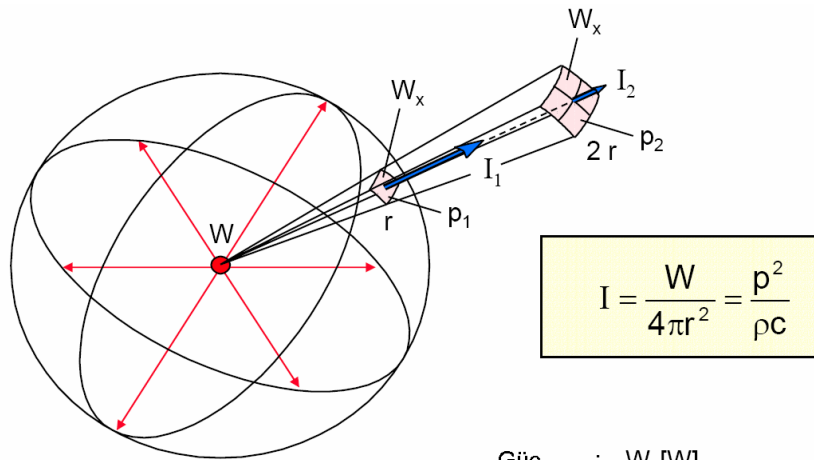
$$P_t^2 = \sum_i P_i^2 \quad (2.8)$$

Burada  $p_i$  i'nci ses basıncının rms değeri  $p_t$  toplam ses basıncının rms değerini göstermektedir.

### 2.1.5 Ses Yoğunluğu ve Ses Yoğunluğu Seviyesi

Sesin, kaynağın bulunduğu ortamın akustik ve geometrik özellikleri ile kaynaktan olan uzaklığına bağlı olarak değişen bir özelliği de *ses şiddetidir*. Bir ses kaynağı tarafından  $W$  gibi bir ses gücü üretildiğinde, kaynaktan komşu hava moleküllerine doğru bir enerji akışı meydana gelir. Bu şekilde enerji, gölde dalgaların büyüyen daireler şeklinde uzaklaşmasına benzer bir şekilde ortama yayılır. Yayılan bu enerjinin belli bir yönde birim zamanda birim alandan geçen miktarına *ses şiddeti* ( $I$ ) adı verilir. Yayılmakta olan enerji, geçtiği her noktada ses basıncına sebebiyet verir. Yani birim alandaki güç, ses şiddetini verir.

$$I = \frac{W}{A} = \frac{W}{4\pi r^2} \quad (2.9)$$



Güç :  $W$  [W]

Yoğunluk :  $I$  [ $J/s/m^2 = W/m^2$ ]

Basınç :  $p$  [ $Pa = N/m^2$ ]

Şekil 2.7 Enerjinin kaynaktan dağılımı

Üç temel parametreyi birbirine bağlayan formül aşağıda verilmiştir.

$$I = (P / 4\pi r^2) = P^2 \rho \cdot c \quad (2.10)$$

$r$ : Kaynağa olan uzaklık



$\rho$ : Havanın yoğunluğu

$c$ : Ses hızı

Ses şiddeti düzeyi  $L_t$  ise, benzer şekilde

$$L_t = 10 \log \frac{I}{I_0} \quad (2.11)$$

olarak tanımlanır. Burada referans değeri  $I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2$  alınmaktadır.

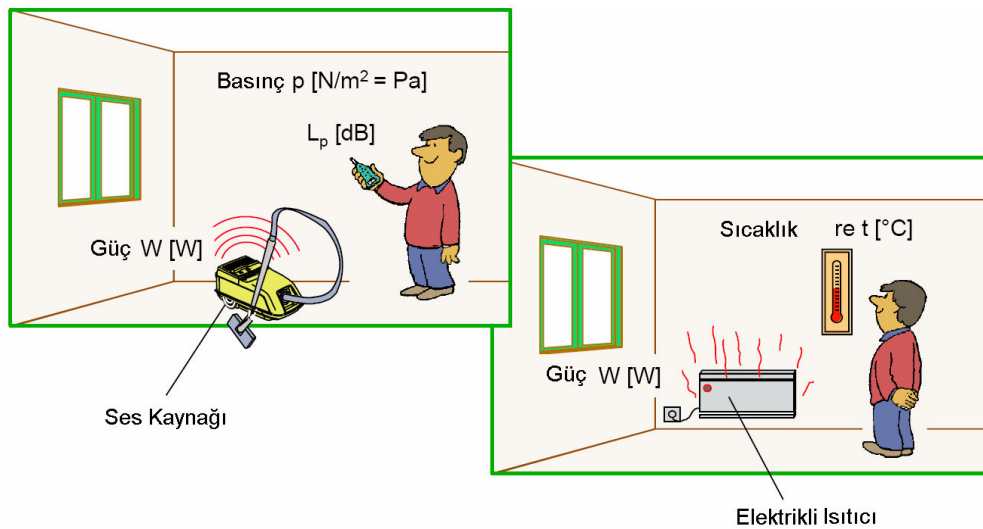
Ses gücü, makinelerin çıkardıkları gürültüye göre sıralandırılmasında, ses şiddeti ise gürültü kaynaklarının tespitinde kullanılmaktadır. Gürültü kaynaklarının tahribat ve kötü etkileri için izlenmesi gereken en önemli parametre ise ses basıncıdır

### 2.1.6 Ses Gücü ve Ses Gücü Seviyesi

Bir ses kaynağının yaydığı ses enerjisinin gücüne ses gücü yada akustik güç, bu gücün düzeyine de ses gücü düzeyi ( $L_w$ ) adı verilir. Referans güç değeri olarak uluslar arası değer olan  $W_0 = 10^{-12} \text{ Watt}$  kullanılır. Buna göre ses gücü  $W$  olan bir kaynağın ses gücü düzeyi  $L_w$

$$L_w = 10 \log \frac{W}{10^{-12}} \quad (2.12)$$

Eşitliği ile hesaplanabilir.



Şekil 2.8 Ses Gücünün diğer analogilerle karşılaştırılması

Sesin fiziksel özelliklerinden bahsetmeden önce, daha aşına olduğumuz başka bir fiziksel büyüklükle - ısı ile - arasındaki analogiden bahsedelim

Bir elektrikli ısıtıcı, örneğin bir radyatör, birim zamanda belli bir enerji (Joule/sec) açığa çıkarır, yani belli bir güce (Watt = Joule/sec) sahiptir. Bu, o radyatörün, çevresel etkenlerden bağımsız olarak, ne kadar ısı üretebileceğinin bir ölçüsüdür. Üretilen enerji, odanın sıcaklığını yükselterek ortama yayılır ve bu sıcaklık, basit bir termometre ile ölçülebilir. Fakat herhangi bir noktadaki sıcaklık sadece radyatörün gücüne ve noktanın radyatöre uzaklığına değil, duvarlar tarafından emilen ısıya ve camlardan veya kapıdan dış ortama iletilen ısıya da bağlı olarak değişir.

Bir ses kaynağı birim zamanda belli bir ses enerjisi (Joule/sec) açığa çıkarır, yani belli bir güce (Watt =J/s) sahiptir. Bu, o ses kaynağının, çevresel etkenlerden bağımsız olarak, ne kadar akustik enerji üretebileceğinin bir ölçüsüdür. Üretilen enerji, odadaki ses basıncını yükselterek ortama yayılır. Fakat herhangi bir noktadaki ses basıncı sadece kaynağın gücüne ve noktanın ses kaynağına olan uzaklığına değil, duvarlar tarafından emilen ses enerjisine ve camlardan veya kapıdan dış ortama iletilen ses enerjisine de bağlı olarak değişir.

Örneğin 1W ses gücüne sahip olan bir uçak motorunun ses gücü düzeyi,

$$L_w = 10 \log \frac{W}{10^{-12}} = 120 \text{ dB} \quad (2.13)$$

olur.

### 2.1.7 Akustik Empedans

Akustik empedans yahut diğer ismi ile özgül akustik empedans; bir ortamdaki ses basıncının P parçacık hızına oranıdır. Aşağıdaki denklem akustik empedansın nasıl hesaplandığını göstermektedir.

$$Z = \frac{P}{v} \quad (2.14)$$

Akustik empedans, özellikle de farklı akustik empedanslarla malzemelerin çeper akustik iletim ve yansımaları gibi kaynağından yayılan radyasyonu belirlemede çok iyi bir ölçüttür.

### 2.1.8 Desibel Kavramı

Desibel, en yaygın ses büyüklüğü ölçme düzeyidir. Bir oran ya da izafi bir değeri ifade eden desibel, ilk kez elektrik mühendisliğinde kullanılmıştır. Alexander Graham Bell'in anısına bel adı verilmiştir. İki büyüklüğün oranının logaritması olarak tanımlanmaktadır. 1 bel, oranları 10 olan iki büyüklüğü göstermektedir. Fakat bu oran çok yüksektir. Bu nedenle, oranların logaritmasının 10 katı olarak tanımlanan desibel birimi daha yaygın olarak kullanılmaktadır. Desibel genelde güç ya da güç eşdeğeri büyüklükleri ölçmede kullanılır. Desibel (dB) ile ölçülen büyüklüklere düzey adı verilir. W değerinde ki bir gücün W<sub>0</sub> referans değerine göre düzeyi, denklem de gösterilmiştir.

$$\text{Düzye(dB)}=10\log\frac{W}{W_0} \quad (2.15)$$

Denklemden anlaşıldığı üzere, referans değeri olan W<sub>0</sub>'ın bilinmediğinde, W'nin desibel cinsinden değeri tek başına bir anlam ifade etmemektedir. Desibel kullanılması durumunda, alt ve üst sınır değerleri arasında büyük farklar olan ses ölçümleri, daha kolay ve rahat bir şekilde incelenebilmektedir.

#### 2.1.8.1 Desibel Değerinde Toplama

n ayrı ses dalgasının toplam ses basıncı düzeyi, ses basınç düzeylerinin (L<sub>pi</sub>) aritmetik toplamı ile bulunamaz. n ayrı sesin ses basıncının rms değeri bilindiğinde, aşağıdaki denklem ile toplam ses basıncının değeri hesaplanır.

$$P_t^2 = \sum_i P_i^2 \quad (2.16)$$

Daha sonra aşağıdaki denklem ile toplam ses basıncı düzeyi bulunur.

$$L_p = 20\log\frac{P}{P_0} \quad (2.17)$$

Her sesin ses basıncının rms değeri ölçülen veya bilinen L<sub>pi</sub> cinsinden denklem 2.17 kullanılarak denklem 2.18 şeklinde bulunmaktadır.

$$L_p = 10\log\frac{P^2}{P_0^2} \quad (2.18)$$

$$P_i^2 = P_0^2 \cdot 10^{L_{pi}/10} \quad (2.19)$$

Bu işlem, her ses basıncı için tekrarlandığında, toplam ses basıncı;

$$P_t^2 = P_0^2 \cdot \sum_{i=1}^n 10^{L_{pi}/10} \quad (2.20)$$

Toplam ses basınç düzeyini veren denklem aşağıdaki gibidir.

$$L_{pt} = 10 \log \left( \sum_{i=1}^n 10^{L_{pi}/10} \right) \quad (2.21)$$

Birden fazla ses kaynağının toplam ses gücü ve toplam ses şiddeti, toplam ses basıncı seviyesi için verilen ifadeye benzer şekilde bulunmaktadır

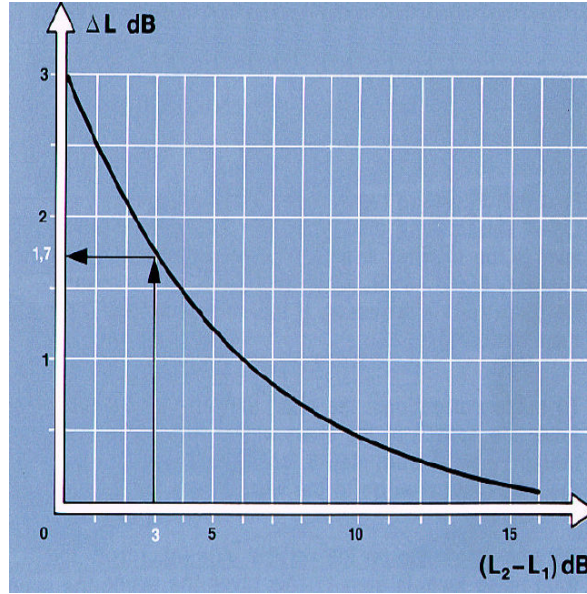
Toplam ses gücü:

$$L_{wt} = 10 \log \left( \sum_{i=1}^n 10^{L_{wi}/10} \right) \quad (2.22)$$

Toplam ses şiddeti:

$$L_{it} = 10 \log \left( \sum_{i=1}^n 10^{L_{ii}/10} \right) \quad (2.23)$$

1 dB'in altındaki hassas hesaplamaların pratik bir değerinin olmayacağından dolayı, hesaplamalarda tüm değerler en yakın dB'e yuvarlanır. Birden fazla ses basıncı düzeyini toplamak için denklem 2.23 kullanılmayıp, şekil 2.9 da gösterilen desibel toplama eğrisi kullanılmaktadır.



Şekil 2.9 Desibel toplama tablosu

### 2.1.8.2 Desibel Değerinde Çıkarma

Ölçülen ses basıncı düzeyinden ( $L_{pt}$ ) çevre gürültüsünün yarattığı ses basınç düzeyini ( $L_{pA}$ ) çıkartarak belli bir kaynağın yarattığı ses basınç düzeyini ( $L_{pB}$ ) bulmak amacıyla ya da benzeri durumlarda, desibellerde çıkarma işlemi uygulanır. Desibellerdeki çıkarma işleminde toplama işlemine benzer bir yol izlenir.

$$L_{pB} = 10 \log \left[ 10^{L_{pt}/10} - 10^{L_{pA}/10} \right] \quad (2.24)$$

Ses gücü ve ses şiddeti seviyeleri için de benzer formüller kullanılmaktadır.

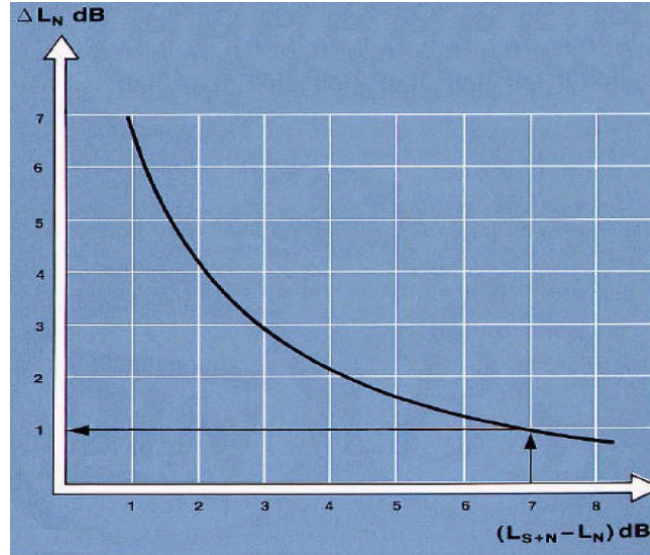
Ses gücü farkı:

$$L_{wB} = 10 \log \left[ 10^{L_{wt}/10} - 10^{L_{wA}/10} \right] \quad (2.25)$$

Ses şiddeti farkı:

$$L_{iB} = 10 \log \left[ 10^{L_{it}/10} - 10^{L_{iA}/10} \right] \quad (2.26)$$

Desibellerde toplama işlemine benzeyen bir eğri çıkarma işleminde kullanılmaktadır. Şekil 2.10 da gösterilmiştir.



Şekil 2.10 Desibel çıkarma tablosu

### 2.1.9 Filtreler

Bir ses kaynağından çıkan sesin frekans dağılımı elde edilirken birçok aygıt ve yöntem kullanılmaktadır. Burada amaç gelen sinyalleri süzerek istenilen frekanstaki bileşenlerin büyüklüğünü ölçmektir. Bu işleme filtreleme denir.

- Band Pass Filtre: Genellikle belirli bir sapmanın altında olan sinyaller geçer.
- Low Pass Filtre: Belirli bir frekansın altındaki sinyaller geçer.
- High pass Filtre Belirli bir frekansın üzerindeki sinyaller geçer

### 2.1.10 Sesin Emilmesi ve Ses Emici Malzemeler

Sesin düzenli hareketini ısınmın düzensiz hareketine dönüştürmesine yarayan çeşitli süreçler ve aygıtlar akustik mühendisliğinin en önemli unsurlarındandır. Taşıtların iç kaplamaları, binaların ısıtma havalandırma tesisatlarındaki genişleme odaları, binalardaki çift duvarlar, makine ve atölyelerdeki gürültü kontrol kabinler gibi birçok yerde sesin emilme özelliğinden ve ses emici malzemelerden faydalanılmaktadır. Ofislerdeki istenmeyen ses yayılımını düşürmek, havuzlarda, kantinlerde ve apartman merdivenlerinde sıklıkla karşılaşılan duyma bozukluğuna neden olan gürültüyü kontrol etmek için kullanılmaktadırlar. Gürültü emiciler tiyatro, sinema ve konser salonlarının sürekli ve geçici ses kaynaklarına olan tepkilerinin kontrol altına alınmalarında da kullanılabilir. Bu sayede işitsel çevrenin karakteri, konuşmaların ve müzik seslerinin anlaşılabilirliği kontrol edilebilmektedir. Gözenekli alanlardaki ses emilimi sayesinde de yollarda ve raylı sistemlerdeki trafik gürültüsünün

azaltılması sağlanır.

Tüm yapı malzemeleri emilim, yansıtma ve aktarma gibi birtakım akustik özelliklere sahiptir. Akustik materyaller gürültü emilimi amacıyla tasarlanmakta ve kullanılmaktadır. Gürültünün emilimi, gelen sesin materyal ile karşılaşması sonrasında geri dönmemesi olarak tanımlanmaktadır. Açık bir pencere, sesin pencereden dışarı çıkması ve geri dönmemesi sebebiyle mükemmel bir emicidir fakat zayıf bir ses bariyeri oluşturur. Boyalı beton blok iyi bir ses bariyeri olmakla birlikte gelen sesle çarpışması sonucu sesin %97'sini geri yansıtmaktadır.



Şekil 2.11 Ses emici süngerler

Bir ses dalgası akustik bir malzemeyle karşılaştığında emici materyalin liflerinin titreşmesine yol açar. Bu titreşim sürtünmeye bağlı çok düşük miktarda ısıya neden olur ve bu yolla enerjinin ısıya çevrilmesi yoluyla gürültü emilimi sağlanmış olur. Daha lifli materyaller emilim açısından daha iyi sonuçlar verirken, daha yoğun materyaller ise sesi daha düşük oranda absorbe etmektedirler. Akustik malzemelerin ses emilim karakteristikleri frekansa bağlı olarak oldukça değişkenlik göstermektedir. Genellikle, düşük frekanslı seslerin emilimi dalga uzunluğunun büyük olmasından dolayı oldukça zordur. Öte yandan, insanların birçok durumda düşük frekanslı seslere karşı duyarlılığı da düşüktür.

Akustik materyallerin büyük çoğunluğu için, ses emilim kalitesi üzerindeki en büyük etki malzeme kalınlığına aittir. Akustik malzemelerin performansını esas bileşimi belirlerken diğer faktörler de akustik performansı arttırmak için kullanılabilir. Bir hava boşluğunu akustik tavan ya da duvar panelleri birleştirmek genellikle düşük frekans performansını arttıracaktır.

### 2.1.11 Sesin Yönelmesi ve Yönelme Katsayısı

Noktasal bir ses kaynağından küresel dalgalar şeklinde yayılan ses dalgaları her yönde

farklılık göstermektedir. Örnek olarak bir hoparlörün yüzüne dik bir yöndeki ses basıncı, diğer yönlerdekinden daha yüksektir. Bir noktadaki yönelme katsayısı (Q), o noktadaki ses şiddetinin, sesin düzgün yayılması durumunda aynı noktada oluşturacağı ses şiddetine oranıdır.

$$Q = \frac{I}{I_t} \quad (2.27)$$

Burada;

I: söz konusu ses şiddeti

It: aynı noktada, sesin küresel dalgalar halinde yayılması durumunda elde edilecek ses şiddeti.

Yönelme katsayısı ise;

$$Q = \frac{P^2}{P_t^2} \quad (2.28)$$

Burada;

P: Ölçülen ses basıncının rms değeri

Pt: Sesi düzgün yayılması durumunda bulunacak ses basıncının rms değeri

Çevresinde hiçbir yansıtıcı yüzey bulunmayan ses kaynağı, kendi özelliğinden dolayı değişik yönlerde değişik yönelme katsayısına sahiptir. Her yönde düzgün ses yayan bir kaynak da bulunduğu konuma ve çevresinde ki ses yansıtıcı yüzeylere bağlı olarak değişik yönelme katsayılarına sahip olabilir. Çevresinde hiçbir yansıtıcı yüzey bulunmayan noktasal bir ses kaynağı için ise yönelme kat sayısının 1'dir. Ses kaynağının çevresinde yansıtıcı yüzeylerin bulunması durumunda yönelme katsayısı yükselmektedir. Çizelge 2.2 de noktasal bir ses kaynağının değişik konumlardaki yönelme katsayısı gösterilmiştir.

Çizelge 2.2 Düzgün ses yayan bir ses kaynağının değişik konumlardaki yönelme katsayısı

| Kaynağın Konumu                            | Yönelme Katsayısı (Q) |
|--|-----------------------|
| Açıkta                                     | 1                     |
| (örneğin tavandan odanın ortasına asılmış) |                       |



|   |   |
|---|---|
| Yansıtıcı bir düzlem üzerinde           | 2 |
| (örneğin yerde ve duvarlardan uzak)     |   |
| Yansıtıcı iki düzlemin kesim çizgisinde | 4 |
| (örneğin yerde duvar arasında)          |   |
| Yansıtıcı üç düzlemin kesim noktasında  | 8 |
| (örneğin bir odanın köşesinde)          |   |

Her yönde değişik yönelme kat sayısına sahip bir ses kaynağının herhangi bir yöndeki yönelme katsayısı denklem 2.29 yardımı ile bulunmaktadır

$$Q=10^{\frac{L_p-\bar{L}_p}{10}} \quad (2.29)$$

Burada;

$L_p$ : O yönde bir noktada ölçülen ses basıncı düzeyi

–

$\bar{L}_p$  : Kaynağa aynı uzaklıktaki ortalama ses basıncı düzeyi

–

$\bar{L}_p$  , ya özel test odalarında, ya da bunun olanaksız olduğu durumlarda büyük bir odada veya açık havada belirli noktalarda yapılan ses basıncı düzeyi ölçümlerinden hesaplanır.

### 2.1.12 Gürültünün Sınıflandırılması

Gürültü, frekans dağılımına(spektrumuna) ve ses düzeyinin zamanla değişme şekline göre sınıflandırılır. Frekans dağılımına göre gürültü iki tiptir.

#### 1. Geniş Bant Gürültü:

Bu tipte gürültüyü oluşturan arı seslerin frekansları geniş bir aralığı kapsamaktadır. Yani gürültünün frekans spektrumu yayılmış, hiçbir frekans bandında toplanmamıştır. Eğer bir geniş bant gürültüde her frekanstaki katkı aynı ise buna da beyaz gürültü adı verilir.

#### 2. Dar Bant Gürültü:

Bu tip gürültünün frekans dağılımı, belli bir frekans bandında toplanmış bir frekans

göstermektedir. Başka bir şekilde ifade etmek gerekirse, gürültüyü oluşturan arı seslerden frekansı belli bir aralıkta olanlar baskındır.

Ses düzeyinin zamanla değişme şekline göre gürültüler yine iki tipdir.

#### 1. Kararlı Gürültü:

Zamanla gürültünün düzeyinde önemli bir değişme olmaz. Örnek olarak, sabit bir hızda ve güçte çalışan bir motorun yaratacağı gürültü verilebilir.

#### 2. Kararsız Gürültü:

Bu tipte, gürültü düzeyinde zamanla değişim gözlenir. Zamanla değişme, dalgalı ya da durup yeniden başlama şeklinde olabilir. Bunlar dalgalı ve kesikli gürültü olarak adlandırılır.

## 2.2 Titreşim Bilgisi

Titreşim, bir yapının denge konumu etrafındaki salınım hareketi olarak tanımlanabilir. Titreşim bir enerji transferi olduğu için enerjinin bir kaynaktan diğerine aktarılması ile gerçekleşir. Titreşimler gürültüye neden olduğu gibi bunun yanında yapıda yorulma ve ilerleyen zaman diliminde kalıcı hasarlara neden olmaktadır. Bunun yanında titreşimlerin insanlar üzerinde de birçok olumsuz etkisi vardır. Titreşimler insan üzerinde fiziksel ve ruhsal rahatsızlıklara neden olur. Bu olumsuz etkilerinden dolayı çoğu zaman titreşimlerin ortadan kaldırılması veya en aza indirilmesine çalışılmaktadır.



Şekil 2.12 Titreşimin makinelere ve insana olan etkisi

Sistemin hareketini tanımlamak için gerekli bağımsız koordinatların sayısı sistemin serbestlik derecesi olarak adlandırılır. Yapıların titreşimleri sırasındaki hareketleri belirli serbestlik dereceleri ile tanımlanır ve  $x$ ,  $y$ ,  $z$  eksenlerinde doğrusal hareket ile bunun yanında  $u$ ,  $v$ ,  $w$  eksenlerinde ise rotasyonel hareketler tanımlanır. Bu bilgiler ışığında uzaydaki rijit yapılar altı serbestlik derecesine sahiptir. Bunun yanında elastik yapıların hareketini tanımlamak içinse sonsuz sayıda koordinat tanımlamak gerekir bu nedenle sonsuz serbestlik derecesine sahip olurlar.

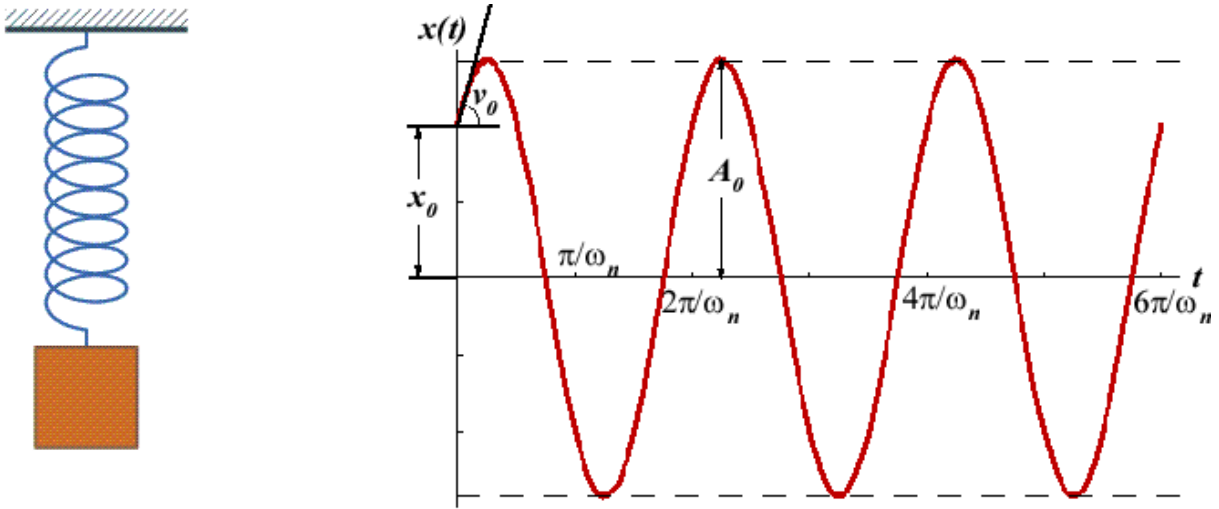
Cisimlerin titreşimine, uygulanan kuvvetler neden olmaktadır. Bu kuvvetler yapının dışından geldiği gibi içyapısından da kaynaklanabilir. Titreşim konusunun en önemli kavramları olan frekans ve genlik tamamen uygulanan kuvvetin büyüklüğü ile alakalıdır. Titreşimin karakteristiği ile alakalı çıkarımlar bu değerlerin bulunması ile ortaya konabilir. Bu yüzden mühendislik çalışmalarında frekans cevabı analizleri önemli bir yer tutmakta. Genlik ve frekans bilgileri ile çalışmalarda yön göstermektedir.

### 2.2.1 Titreşim analizi

Titreşim analizinin temelleri, basit kütle-yay-sönüm elemanı modeli incelenerek anlaşılabilir. Aslında bir otomobil gibi karmaşık bir yapı dahi bir basit kütle-yay-sönüm modellerinin toplamı olarak modellenenir.

#### 2.2.1.1 Harmonik Hareket

Sürekli olarak kendini tekrar eden harekete harmonik hareket denir. Sürekli belli bir aralıkta hareket edip geçtiği konumları düzenli olarak eşit sürede tekrar eder.

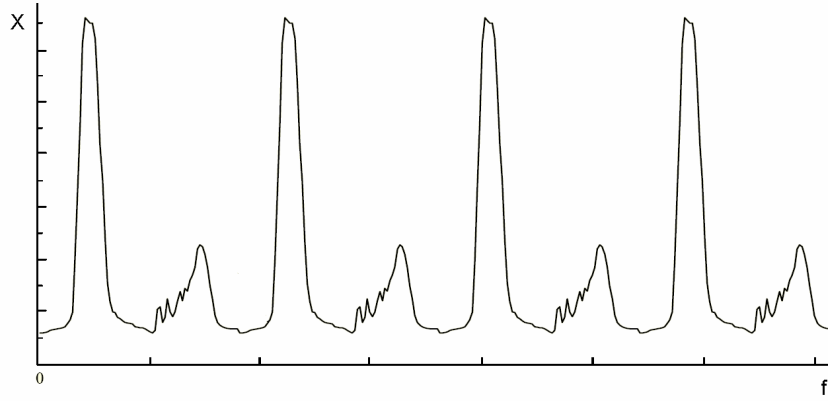


Şekil 2.13 Harmonik hareket ve hareketin grafiği

Yay-kütle sisteminde, sistemin kütle ve yay sabiti tarafında belirlenen sabit bir rezonans frekansı vardır. Dairesel harekette aynı zamanda basit harmonik harekettir.

#### 2.2.1.2 Periyodik Hareket

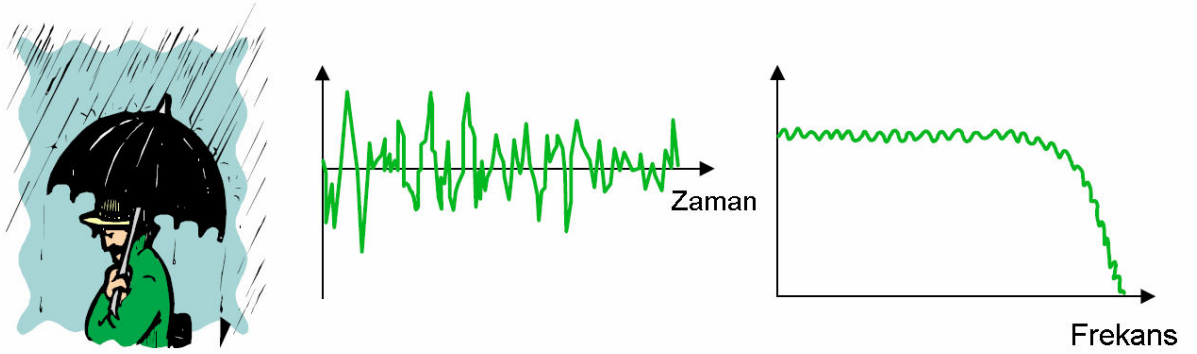
Belli bir zaman dilimindeki hareketin sürekli kendini tekrar etmesidir. Burada belirli bir zaman diliminden kastedilen, hareketin harmonik sürekli kendini tekrar eden bir hareket olmayıp, hareketin bir şablon halinde kendini tekrar etmesidir. Aşağıdaki grafik belli periyotlarda kendini tekrar eden periyodik hareketi temsil etmektedir.



Şekil 2.14 Periyodik hareketin grafiği

### 2.2.1.3 Serbest Hareket

Serbest hareket düzensiz bir karakter sergiler ve belirli bir frekans bandındaki tüm frekansları kapsar. Genel olarak kendini tekrarlamayan hareket olarak tanımlanır, bir sonraki adımda ne olacağını kestirmek mümkün değildir. Yağmur yağması esnasında ortaya çıkan sesler buna en güzel örnektir.



Şekil 2.15 Serbest hareket ve hareketin grafiği

### 2.2.2 Genlik, Frekans ve Periyot

Titreşim esnasında kütlenin denge konumuna olan maksimum uzaklığı genlik olarak tanımlanır. Genlik uygulanan kuvvete bağlı olup, kuvvetin artması denge konumuna olan uzaklığı arttıracak veya kuvvetin azalması ise denge konumundan sapmayı azaltacaktır. Bu yüzden titreşime neden olan kuvveti genlik ile tanımlamak mümkündür. Hareket kavramını

her zaman doğrusal mesafe ile vermek uygun olmadığı için açısal hareket kavramı kullanılır.

Döne hareketi yapan cisimlerin frekansı;

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \text{ (s) buradan} \quad (2.30)$$

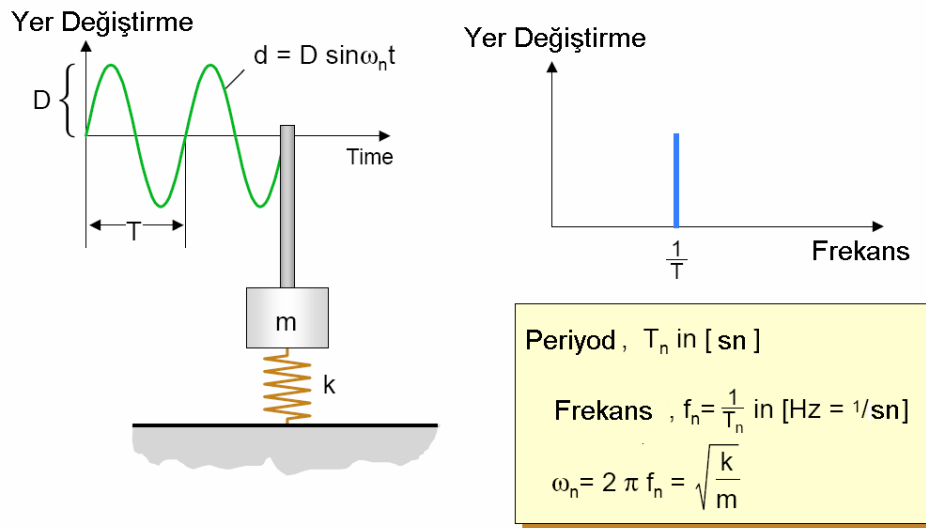
$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} \quad f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} \quad (2.31)$$

Şeklinde ifade edilir.

Frekans kavramı ise birim zamanda kendini tekrar eden hareket olarak ifade edilebilir. Örneğin sönümsüz serbest titreşim yapan bir sarkacın birim zamandaki salınım sayısı bize sarkacın frekansını vermektedir. Periyot kavramı ise frekansın tersi olup bir salınım hareketi boyunca geçen süre olarak ifade edilebilir.

### 2.2.3 Sönümsüz Serbest Titreşim

Denge konumundaki bir kütle-yay sistemi kendi haline bırakıldığında, m kütlesi y doğrultusunda belirli bir hızla hareket edecek, titreşim hareketi yapacaktır. Meydana gelen titreşim herhangi bir sönüm veya karşı kuvvet olmadığından serbest sönümsüz titreşimdir.



Şekil 2.16 Sönümsüz serbest titreşim ve titreşimin grafiği

Bu titreşime ait diferansiyel denklem, Newton kanuna göre, aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\sum F = ma = m\ddot{x} = m \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (2.32)$$

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (2.33)$$

Eğer sistemin A mesafesi kadar gerilip bırakıldığı düşünülürse, sistemdeki kütlenin hareketinin denklemi aşağıdaki gibi olur.

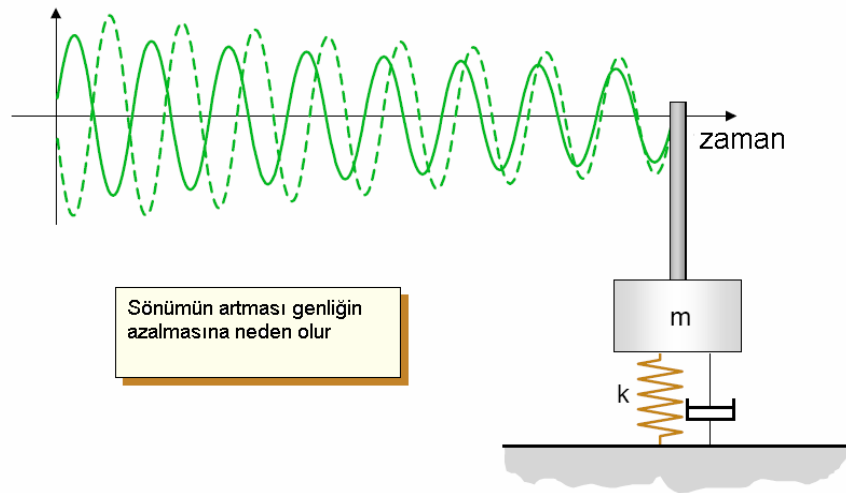
$$x(t) = A \cos(2\pi f_n t) \quad (2.34)$$

Yukarıdaki denklem bize sistemin A genliği ile  $f_n$  frekansıyla hareket ettiğini ifade eder. Sistemin yaptığı bu hareket harmonik harekettir ve  $f_n$  sistemin sönümlenmemiş doğal frekansıdır.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.35)$$

#### 2.2.4 Sönümlü Serbest Titreşim

Önceki bölümde anlatılan serbest titreşimler sonsuza kadar devam eder ancak gerçek hayatta bu mümkün değildir. Sistemlerin içerisinde bulunan veya daha sonradan sisteme ilave edilmiş harekete karşı koyan dirençlerle sönümlenirler.



Şekil 2.17 Sönümlü serbest titreşim ve titreşimin grafiği

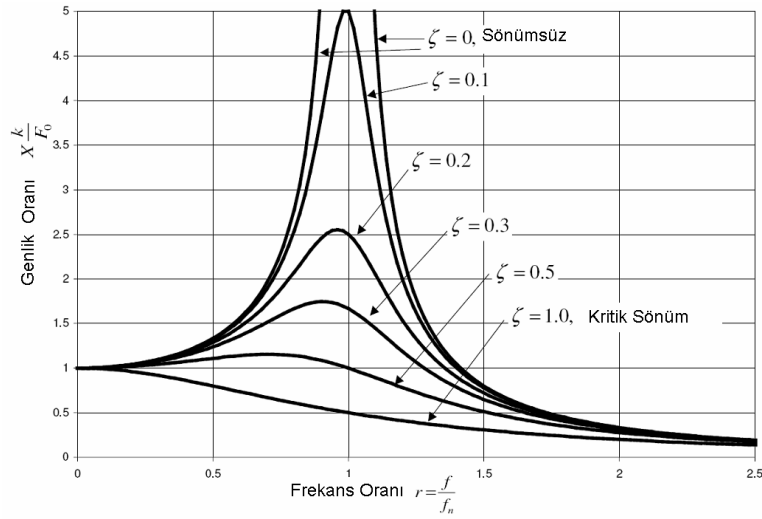
Sönüm katsayısı  $c$  ile gösterilir ve aşağıdaki denklem ile ifade edilir.

$$F_p = -cv = -c\dot{x} = -c \frac{dx}{dt} \quad (2.36)$$

Tek serbestlik dereceli kütle, yay ve sönüm elemanından oluşan sistemin denklemi kütleye gelen kuvvetlerin toplanmasıyla aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (2.37)$$

Sistemin hareket karakterini sistemin sönüm oranı belirler. Sistemin sönümü düşükse sistem titreşim hareketi yapacaktır ve bir süre sonra duracaktır. Bu tip sistemlere zayıf sönümlü sistemler denir. Eğer sistemin sönüm oranını sistemin artık salınmadığı noktaya kadar arttırsak kritik sönüme ulaşmış oluruz. Sistemin sönüm oranını kritik sönümünde üzerine çıkartırsak sistem aşırı sönümlü hale gelir.



Şekil 2.17 Sönüm oranı grafiği

Kütle yay sönüm modelinde kritik sönüm için sönüm katsayısının ulaşması gereken değer aşağıdaki denklemde ifade edilmiştir.

$$c_c = 2\sqrt{km} \quad (2.38)$$

Sistemdeki sönümü tanımlamak için sönüm oranı denen bir oran kullanılır. Bu oran sistemdeki gerçek sönümün, kritik sönüme ulaşması için gereken sönüme oranıdır. Kütle yay sönüm modeli için sönüm oranı ( $\zeta$ ) formülü ise aşağıdaki denklemde ifade edilmiştir.

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (2.39)$$



$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (2.40)$$

Zayıf sönümlü kütle yay sönüm sistemi için çözüm aşağıdaki gibidir.

$$x(t) = X e^{-\xi w_n t} \cos(\sqrt{1-\xi^2} w_n t - \phi) \quad (2.41)$$

$$w_n = 2\pi f_n \quad (2.42)$$

Başlangıç genliği “X” ve faz farkı  $\phi$  yayın ne kadar sıkıştırıldığına göre değişir. Bu çözümde fark edilmesi gereken önemli nokta eksponansiyel terim ve kosinüs fonksiyonudur.

Eksponansiyel terim sistemin ne kadar hızlı sönümleneceğini belirleyen terimdir-sönüm oranı büyüdükçe sistem daha hızlı sönümlenir. Kosinüs fonksiyonu ise çözümün salınım yapan kısmıdır ve salınımın frekansı sönümsüz durumdan farklıdır. Bu durumdaki frekansa sönümlü doğal frekans,  $f_d$ , denir ve aşağıdaki formüle göre sönümsüz doğal frekansla ilişkilidir:

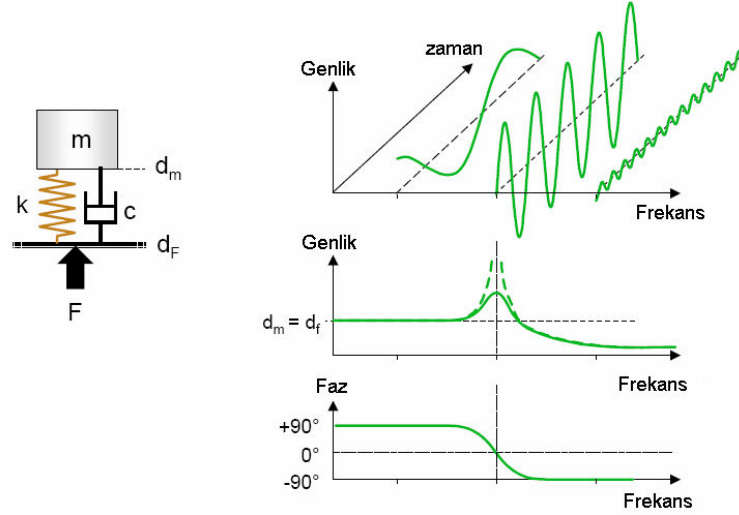
$$f_d = \sqrt{1-\xi^2} f_n \quad (2.43)$$

Sönümlü doğal frekans sönümsüz doğal frekanstan daha düşüktür, fakat birçok pratik durumda sönüm oranı göreceli olarak küçüktür ve bu yüzden aradaki fark göz ardı edilebilir. Bu yüzden sönümlü ve sönümsüz tanımlamalar, doğal frekanstan bahsedildiğinde, büyütülmüş olur. (Örneğin: 0.1 lik sönüm oranında; sönümlü doğal frekans sönümsüz doğal frekanstan %1 küçüktür.)

Aşağıdaki çizimler 0.1 ve 0.3 lük sönüm oranlarının zaman geçtikçe sistemin sönümlenmesini nasıl etkilediğini gösterir. Pratikte sıklıkla yapılan ise bir darbeden sonra (örneğin; bir çekiçle vurduktan sonra) deneysel olarak serbest titreşimi ölçmektir ve bundan sonra salınım oranını ölçerek sistemin doğal frekansı hesaplanır ve düşüş oranı ölçülerek sönüm oranı bulunur. Doğal frekans ve sönüm oranı sadece serbest titreşimde önemli değildir. Aynı zamanda sistemin zorlama altındaki titreşiminde nasıl davranacağını da belirlerler.

### 2.2.5 Sönümlü Zorlanmış Titreşim

Bu kısımda sönümlü serbest titreşim modeline formülü aşağıdaki gibi olan, harmonik değişen bir kuvvet eklediğimizde modelimizin nasıl davranacağı incelenecektir.



Şekil 2.18 Sönümlü zorlanmış titreşim

Harmonik kuvvet aşağıdaki formülle ifade edilebilir.

$$F = F_o \cos(2\pi ft) \quad (2.44)$$

Eğer kütle üzerindeki kuvvetleri toplarsak, adi diferansiyel denklemleri aşağıdaki gibi olacaktır.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_o \cos(2\pi ft) \quad (2.45)$$

Bu problemin kararlı durum çözümü aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$x(t) = X \cos(2\pi ft - \phi) \quad (2.46)$$

Sonuç, kütlelerin uygulanan kuvvetle aynı frekansta,  $f$ , salınacağını fakat arada bir faz farkı  $\phi$  olacağını gösterir. Titreşimin genliği "X" ise aşağıdaki formülde olduğu gibi tanımlanır.

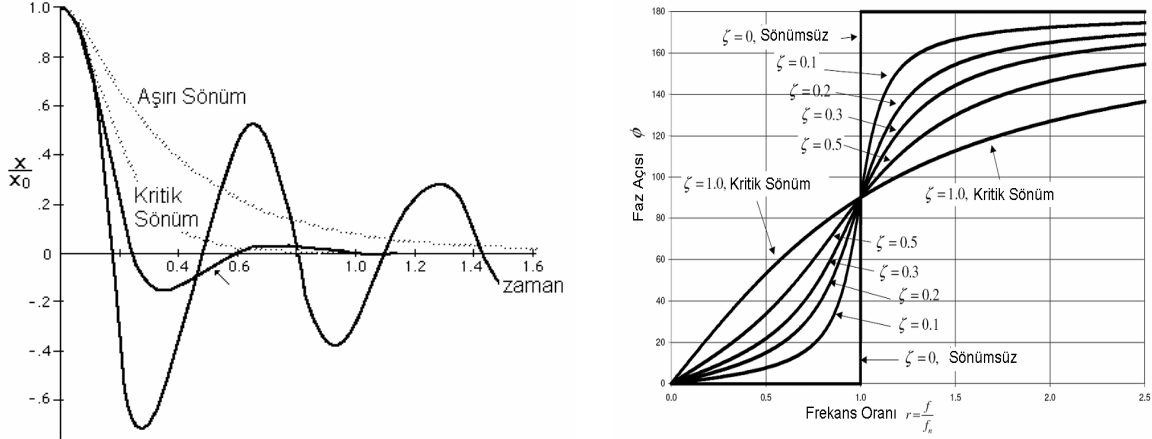
$$X = \frac{F_o}{k} \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \quad X = \frac{F_o}{k} \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \quad (2.47)$$

Burada "r" harmonik kuvvetin frekansının sönümsüz kütle-yay-sönüm modelinin doğal frekansı olarak tanımlanır.

$$X = \frac{f}{f_n} \quad X = \frac{f}{f_n} \quad (2.48)$$

Faz farkı,  $\phi$ , ise aşağıdaki formülle tanımlanır.

$$\phi = \arctan\left(\frac{2\xi r}{1-r^2}\right) \quad \phi = \arctan\left(\frac{2\xi r}{1-r^2}\right) \quad (2.49)$$



Şekil 2.19 Sönüm oranı faz açısı grafiği

Bu fonksiyonların çizimi, sistemin frekans cevabı denir, zorlamalı titreşimin en önemli özelliklerinden birini gösterir. Zorlama frekansının doğal frekansla hemen hemen aynı olduğu çok az sönümlü sistemlerde titreşimin genliği çok yüksek olabilir. Bu olgu rezonans-mekanik rezonans olarak adlandırılır. (Böyle bir durumda sistemin doğal frekansı sıklıkla rezonans frekansı olarak adlandırılır)

Eğer rezonans mekanik bir sistemde meydana gelirse çok zararlı olabilir—sistemde nihai bir bozulmaya sebep olabilir. Sonuç olarak titreşim analizinin en önemli sebeplerinden biri rezonansın ne zaman meydana geleceğini tahmin etmek ve gerçekleşmesini önlemek için ne gibi önlemlerin alınacağına karar vermektir. Genlik çizimlerinde görüldüğü gibi, sönüm eklemek titreşimin genliğini önemli derecede azaltır. Aynı zamanda genlik, sistemin kütlesi veya direngenliği değiştirilerek doğal frekansın zorlama frekansından uzaklaştırılmasıyla da düşürülebilir. Eğer sistem değiştirilemiyorsa, belki zorlama frekansı değiştirilebilir (örneğin kuvvete sebep olan makinenin dönme hızını değiştirerek).

Aşağıdakiler ise zorlamalı titreşimin frekans cevabı çizimleri ile ilgili diğer noktalar:

\* Belirli bir frekans oranında, titreşimin genliği, “X”, doğrudan zorlamanın genliği  $F_0$  ile orantılıdır (örneğin kuvveti ikiye katlarsanız titreşimde ikiye katlanır).

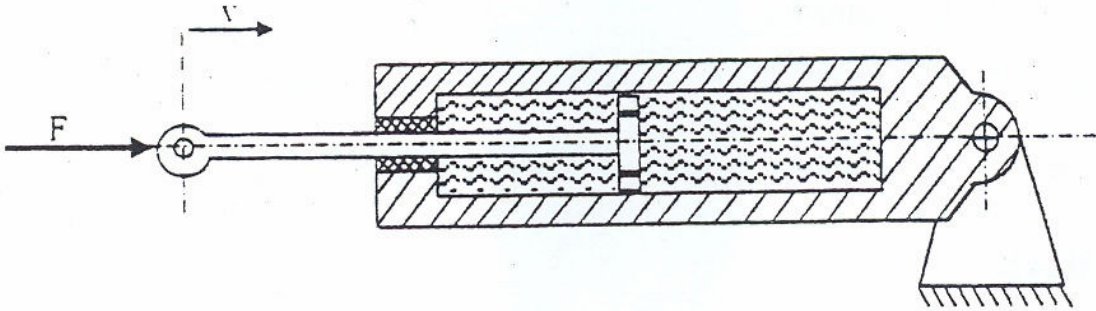
\* Çok az ya da sıfır sönümde, titreşim zorlama ile aynı fazdadır ve  $r < 1$  dir, ve eğer 180 dereceli faz farkı mevcutsa frekans oranı  $r > 1$  dir.

\*  $r \ll 1$ 'den çok küçükse ( $r \ll 1$ ) genlik sadece statik kuvvet  $F_0$  altındaki yayın uzamasıdır. Bu uzama statik uzama  $\delta_{st}$  olarak adlandırılır. Bu yüzden  $r \ll 1$  olduğunda sönüm ve kütle etkileri minimumdur.

\*  $r \gg 1$  iken titreşimin genliği statik uzamadan  $\delta_{st}$  daha azdır. Bu bölgede kütle tarafından üretilen kuvvet ( $F=m.a$ ) hâkimdir, çünkü kütle maruz kaldığı ivme frekans arttıkça artar. Bu bölgede yaydaki uzama,  $X$ , azaldığından, yay tarafından zemine iletilen kuvvet ( $F=k.x$ ) azalır. Böylece kütle-yay-sönüm sistemi harmonik kuvveti zeminden izole eder—buna titreşim izolasyonu denir. İlginç olarak  $r \gg 1$  olduğunda daha fazla sönüm titreşim izolasyonunun etkisini azaltır çünkü sönüm kuvveti ( $F=c.V$ ) de zemine transfer edilmektedir.

### 2.2.6 Viskoz Sönüm

Mekanik sistemler; hava, gaz, su ve yağ gibi titreşim yaptıklarında bu hareketli ortam cismin enerji kaybına neden olur. Bu durumda kaybolan enerji miktarı titreşen cismin büyüklüğü, şekli ve titreşen cismin hızı gibi pek çok faktöre bağlı olur. Viskoz sönümde, sönüm kuvveti titreşen cismin hızı ile orantılıdır. Viskoz akışkan nispeten küçük bir delikten geçerse, bir cismin böyle bir akışkan içinde hareket ettirilmesiyle veya izafi harekete sahip iki yüzey arasında akışkan bulunursa bu cins sönümleme meydana gelir. Basit bir sönüm elemanı aşağıdaki şekilde görülebilir.



Şekil 2.20 Viskoz sönüm elemanı

### 2.2.7 Yapısal Sönüm

Malzemeler deforme olduklarında enerji absorbe ederler. Malzeme içinde atomik mertebedeki sürtünme ve kaymalar sonucunda, bir kısım enerji ısı enerjisi olarak dışarı atılır. Bu durumda sistemin titreşimlerinde sönümleme olmaktadır. Bu kısaca malzeme içi sönüm veya histerisiz

sönüm olarak adlandırılır. Yapısal sönüm titreşimin özellikleri ile alakalı olmayıp, doğrudan malzeme içindeki gerilme ve deformasyonlara bağlıdır. Zira sistemde bir çevrimde yutulan enerjinin,  $h$  bir sabit ve  $X$  genlik olmak üzere,

$$\Delta E = h\pi X^2 \quad (2.50)$$

Olduğu klasik olarak bilinmektedir. Bu ifadeden görüldüğü gibi, yutulan enerji miktarı genliğin karesi ile orantılıdır. Bununla birlikte malzemenin cinsine bağlı olarak bir çevrimde yutulan enerji her zaman genliğin karesiyle orantılı olmayıp çoğu zaman oldukça karmaşık bir yapı arz eder.

### 2.2.8 Frekans Cevabı Modeli

Bir titreşim probleminin çözümünü bir girdi/çıkı ilişkisi olarak görebiliriz—burada kuvvet girdi titreşim ise çıktıdır. Eğer kuvveti ve titreşimi frekans tabanında gösterirsek(genlik ve faz) aşağıdaki ilişkiyi yazabiliriz:

$$X(\omega) = H(\omega) * F(\omega) \text{ or } H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \quad (2.51)$$

$H(\omega)$  frekans cevabı fonksiyonu olarak adlandırılır (aynı zamanda transfer fonksiyonu olarak da adlandırılır fakat teknik olarak çok doğru değildir) ve hem genlik hem de faz bileşenlerini (eğer kompleks sayı olarak gösterilirse reel ve sanal bileşenler) içerir. Frekans cevabı fonksiyonunun (FRF-Frequency Response Function) genliği daha önce kütle-yay-sönüm modeli için gösterilmişti.

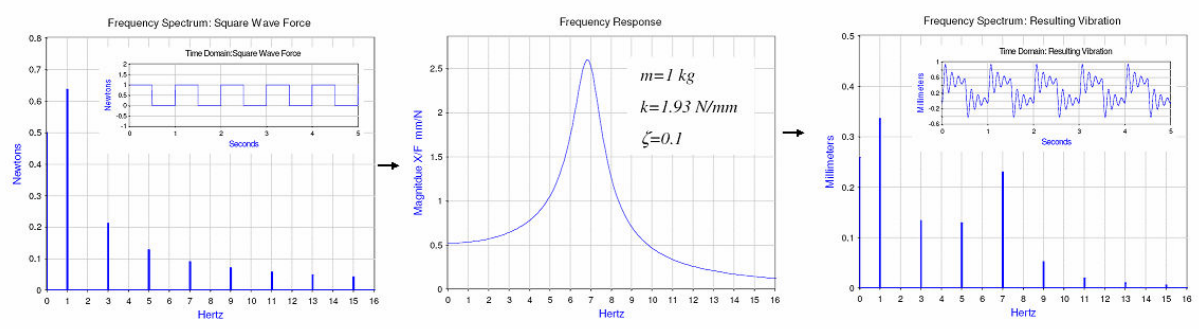
$$|H(\omega)| = \left| \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \right| = \frac{1}{k} \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}}, \text{ ve } r = \frac{f}{f_n} = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (2.52)$$

FRF'nin fazı da aynı zamanda daha önce aşağıdaki gibi gösterilmişti:

$$\angle H(\omega) = \arctan\left(\frac{2\zeta r}{1-r^2}\right) \quad (2.53)$$

Örneğin; kütlesi 1 kg, yay direngenliği 1.93 N/mm ve sönüm oranı 0.1 olan bir kütle yay sönüm sisteminin FRF'sini hesaplayalım. Bu sistem için verilen kütle ve yay değerleri 7 Hz lik bir doğal frekans verir. Eğer önceki 1 Hz lik kare dalgayı sisteme uygularsak kütle tahmin edilen titreşimini hesaplayabiliriz. Şekil nihai titreşimi göstermektedir. Bu örnekte kare dalganın dördüncü harmoniği 7 Hz e denk düşer. Girdi kuvveti görece düşük 7 Hz lik bir

harmoniğe sahipken kütle yay sönüm yüksek bir 7 Hz lik titreşim oluşturur.



Şekil 2.21 Frekans cevabı analizi

Bu örnek çıkış fonksiyonunun hem zorlama fonksiyonuna hem de kuvvetin uygulandığı sisteme bağlı olduğunu açığa çıkarır.

Şekil aynı zamanda çıkış fonksiyonunun zaman tabanlı gösterimini de içerir. Bu ters bir Fourier analizi kullanılarak frekans tabanından zaman tabanına geçerek yapılmıştır. Uygulamada, bu pek yapılmaz çünkü frekans spektrumu bütün gerekli bilgileri sağlar

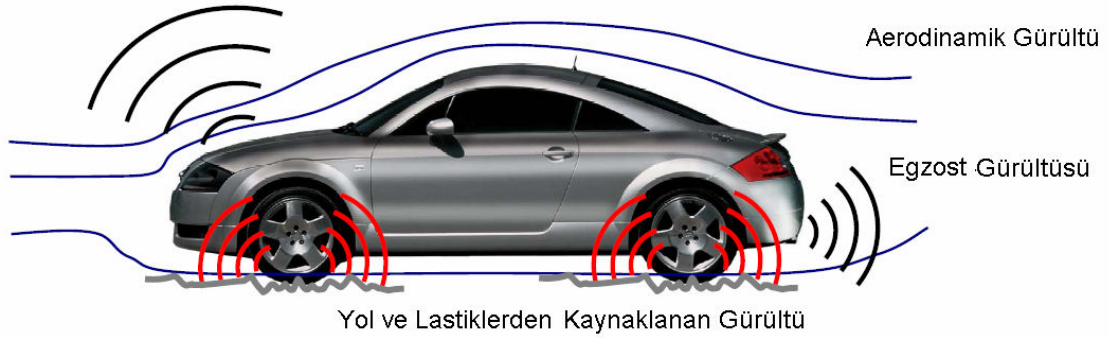
### 2.3 Taşıtlarda Titreşim ve Gürültü

Bu bölümde daha önceki kısımlarda değinilen titreşim ve gürültünün teorik temelleri ışında biraz daha özelden, araçta gürültü ve titreşime neden olan kaynaklar ve bu kaynakların elemine edilmesinde izlenen yöntemler üzerinde durulacaktır.

Fiziğin en temel konunu olan etki tepki prensibi göz önüne alındığında araçta titreşim ve gürültünün belli bir kaynağı vardır. Bu kaynaktan çıkan enerji belli yollar izleyerek tepkinin meydana geleceği nihai hedefe ulaşmaktadır.

Araçta gürültü ve titreşim problemlerini oluşturan üç farklı kaynak vardır. Bunlar motor ve aktarma organları, yol ve rüzgârdır. Her biri başlı başına bir fenomen olan bu kavramlar ilerleyen bölümlerde ayrıntılı olarak anlatılacaktır.

Motor, Hava Emiş ve Aktarma Organlarından Kaynaklanan Gürültü



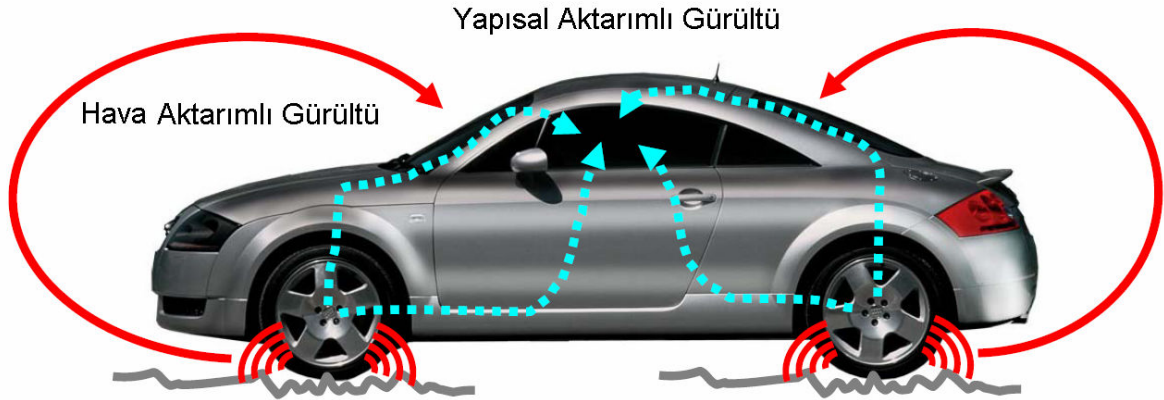
Şekil 2.22 Taşıt gürültü meydana getiren kaynaklar

Birçok sistemden meydana gelen taşıtta, ürün geliştirme bölümlerinde bir birinden farklı birçok grup taşıtın farklı özellikleri geliştirmeye çalışmaktadır. Birbiri ile sürekli iletişim halinde olan bu bölümler kendi hedefleri doğrultusunda ürün geliştirme çalışmalarını sürdürmektedirler. Ancak bu bölümler hedeflerine ulaşmaya çalışırken çoğu zaman diğer bölümlerle çatışabilirler. Örnek vermek gerekirse güvenlik ve dayanım ekipleri daha sağlam bir araç üretmek için daha kalın malzemeler isteyebilir ancak yakıt ekonomisi bölümü ağırlık artışının daha fazla yakıt tüketimine neden olacağı için bu tip bir isteği geri çevirebilir. Ergonomi bölümünün daha ferah ve geniş bir iç alan isteği, aerodinamik bölümünün hedeflerine ulaşmasına engel olur. Bu ve bunun gibi birçok kararlar en fazla gürültü ve titreşim bölümüyle çatışır. Bu yüzden ürün geliştirme çalışmaları içinde titreşim ve gürültü özellikleri bölümü aracın tüm hareketli ve hareketsiz aksamında sorumlu olup, bu sistemlerin

belirlenen gürültü hedeflerine ulaşması için diğer bölümlerle koordinasyon içinde çalışmaktadır.

### 2.3.1 Yapısal Aktarımlı Titreşimler ve Gürültü

Çevremizde duyduğumuz seslerin büyük oranda kaynağı katıların titreşimidir. Titreşime maruz kalan katılar hareketleri esnasında ses oluştururlar ve temas ettikleri yüzeylere mekanik veya akustik olarak titreşim dalgalarını iletirler. Yapısal aktarımlı titreşimler kaynağı ne olursa olsun sönümleyici malzemelerle engellenebilen veya dokunulduğunda hissedilebilen titreşimler olarak tanımlanabilir.



Şekil 2.23 Taşıt gürültünün aktarımı

Bu durum için içten yanmalı motorlardaki ses yayılımı örnek verilebilir. Motorun çalışması esnasında dönen parçaların ataletleri ve yanmadan dolayı geniş bir frekans aralığında kuvvetler oluşur. Bu kuvvetler motor takozlarından ve şasi üzerinden gövde panellerine iletilir. Bu iletim sonrasında gövde ve panellerden yayılan düşük frekanslı titreşim ve gürültüye, yapısal aktarımlı titreşim ve gürültü adı verilir. Araç üzerinde 400 Hz den düşük yapısal aktarımlı titreşimlerin genel olarak kaynağı motor, transmisyon, egzoz ve yol düzensizlikleri olarak sıralanabilir.

### 2.3.2 Hava Aktarımlı Titreşimler ve Gürültü

Çevremizde duyduğumuz diğer bir ses tipi ise hava aktarımlı ses ve gürültüdür. Bu gürültü tipi aracın etrafını saran havadan kaynaklanır. Yüksek frekanslı olan bu gürültü aracın oluşturduğu herhangi bir kuvvet etkisiyle oluşmamıştır. Aracın egzoz sisteminden



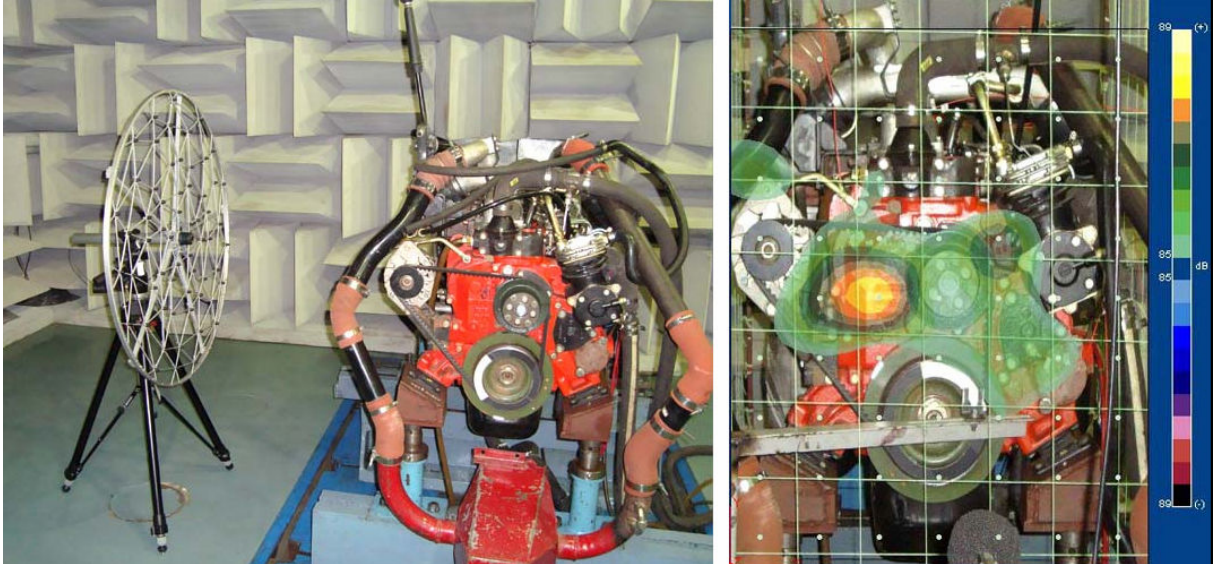
kaynaklanarak havaya yayılan, havadan da araç panellerini ve araç üzerindeki açıklıklardan da sürücü kulağına gelen sesler buna en güzel örnektir. Bu gürültü tipi yüksek frekanslarda görülür. Verilen örnekten de anlaşılacağı üzere olduğu için dokunulup hissedilmesi mümkün. Bu tip gürültü için araç üzerinde ses emici çeşitli malzemeler kullanılarak önlemler alınmaktadır.

### 2.3.3 Taşıtta Gürültü ve Titreşim Kaynakları

Taşıtlarda gürültü ve titreşim meydana getiren birçok faktör bulunmaktadır. Bu faktörler hareketli veya hareketsiz parçalar olabilir Genel olarak taşıt üzerinde mevcut olan her parça titreşim ve gürültü kaynağı olma veya transfer etme niteliği taşır. Bu nedenle gürültü titreşim mühendisleri taşıttaki tüm parçalar için titreşim ve gürültü analizi veya testleri yapmaktadırlar. Taşıtlarda gürültü ve titreşime neden olan belli başlı ana kaynaklar aşağıdaki bölümlerde açıklanmaya çalışılmıştır

#### 2.3.3.1 Motor ve Aktarma Organları Kaynaklı Gürültü ve Titreşimler

Araç titreşim ve gürültüsü özelliklerinin iyileştirilmesinde en önemli faktör motordan gelen titreşimler için gerekli önlemlerin alınması ve düzeltmelerin yapılmasıdır. Motor gürültüsü denince akla hemen motor bloğu ve transmisyon akla gelmelidir.



Şekil 2.24 Motordaki gürültü dağılımı

Motor gürültüsünün kaynağı, silindirlere içerisindeki hava ve yakıt karışımının sıkıştırılıp ateşleme ile patlatılması sonucunda ortaya çıkar. Bu patlama esnasında hem ateşlemeden

kaynaklanan ses ve bunun yanında krank mili üzerinde atalet kuvvetlerinin yenilmesi esnasındaki dönen parçaların hareketle ortaya çıkan titreşimler motor kaynaklı gürültü çerçevesinde değerlendirilir. Motor içindeki patlamadan kaynaklanan gürültü motor bloğunun üzerinden havaya ve devamında araç kabini içerisine aktarılır. Motor kaynaklı titreşimler ise motor askı takozlarına ve oradan da yapısal taşınma ile kabin içine aktarılır.

Motordan kaynaklanan gürültü ve titreşimlerin birçok farklı kaynağı vardır. Motor sıkıştırma oranı, ateşleme zamanı, motorda kullanılan yakıt türü, motor hacmi, silindir sayısı, motor bloğunun et kalınlığı, motorun araca bağlanması esnasındaki motor askı takozu sayısı ve bağlantı tipi gibi faktörler motor kaynaklı titreşim ve gürültü üzerinde önemli etkileri vardır.

Motor çalışması esnasında ortaya çıkan gürültü ve titreşimin yanında elde edilen momentin tekerlere aktarılmasında kullanılan aktarma organları da titreşim ve gürültü açısından önem arz etmektedir. Devrin düşürülmesi ve aktarılmasında kullanılan transmisyon ve diferansiyelin mekanik yapısı, içerisindeki dişli sayısı, dişlilerin üzerlerindeki diş sayısı ve bu dişlerin işlenmesindeki toleranslar, dişlilerin ısıl işleme tabi tutulduktan sonraki eğilme ve deformasyonları, ısıl işlem sonrasında talaşlı işlem uygulanması veya uygulanmaması, dişli kutularında kullanılan yağlama yağının yoğunluğu ve özellikleri gibi birçok faktör aktarma organlarından yayılan titreşim ve gürültü özellikleri için önem taşımaktadır.

### **2.3.3.2 Hava Emiş Sistemi Kaynaklı Gürültü**

Hava emiş sistemi motorun çalışması esnasında yakıt-hava karışımında ihtiyaç duyulan havanın motor silindirlerine iletilmesiyle görevli olan kısımdır. Hava emiş sistemi motor bloğunun sıcak yüzeylerine olabildiğince uzağa yerleştirilir, bunun neden içeri giren havanın olabildiğince soğuk olmasını sağlayarak volümetrik verimi arttırmaktır. Bu özelliği sağlarken hava emiş kanallarının uzunluğu yeterli düzeyde olmalıdır. Buradaki uzunluk ve kıvrımların türbülansa ve akış sesine neden olması engellenmelidir.

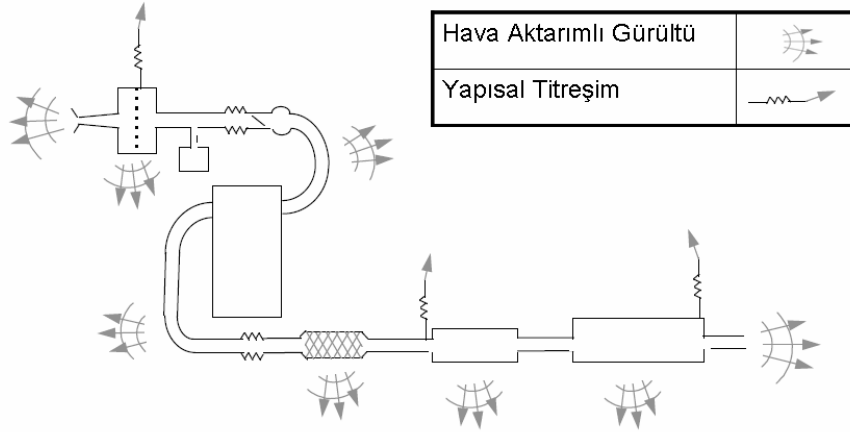


Şekil 2.25 Motor hava emiş sistemi

Kanala giren hava motor bloğuna ulaşmadan içerisindeki toz ve benzeri maddelerden arındırılmalıdır, bu temizliği sağlamak için filtreler kullanılır, kullanılan filtrelerin geçirgenliği, gerekli havayı ve bu havanın temizlenmesini sağlayacak düzeyde seviyede olmalıdır. Bu sistemin modal karakteri önemli frekans aralıklarına göre ayarlanmalı ve aracın hareketi esnasında rezonans durumu engellenmelidir. Hava emiş sistemi ile motor arasındaki titreşimleri sönmülmesi için esnek bağlantı kullanılmaktadır. Tüm önlemlere rağmen ortaya çıkan alış sesinin engellenememesi durumunda, rezonatör adı verilen belli frekans aralığındaki sesin azaltılmasını sağlayan genişleme odaları kullanılmaktadır.

### 2.3.3.3 Egzost Kaynaklı Gürültü

Egzost sistemi araç titreşim ve gürültü özelliklerine önemli katkısı olan sistemlerden bir diğeridir. Egzost sistemi motorda yanma esnasında oluşan dışarı atılmasını sağlar. Yanma esnasında oluşan gazlar çevreye ve insan sağlığına önemli zararları olduğu için çıkan gazın içeriği kanunlarla belirlenmiş sınırlarda olmalıdır. Tasarlanan egzoz yapısı çıkan gazların kanunlarla belirlenmiş seviyede olmasını sağlarken bunun yanında araç gürültü ve titreşimlerine olumsuz etki yapmamalıdır. Egzostun araç içine iki farklı yolla gürültü iletir. Biri hava aktarımlı olan gürültüdür ki bu motordan gaz çıkışına bağlı olarak çıkan gazın egzost sistemi içerisindeki akıştan kaynaklanır. Hava aktarımlı gürültünün azaltılması için genişleme odası ve susturucu gibi yapılar kullanılır.



Şekil 2.26 Egzost sisteminden kaynaklanan gürültü

Egzost sisteminin diğer bir etkisi ise yapısal aktarımlı titreşimlerdir. Araç üzerine kaynakla ve esnek taşıyıcılarla bağlanan sistem aracın hareketi esnasında salınım hareketi yapar. Bu esnada oluşan titreşimler bağlantı noktalarından transfer olarak araç üzerinde yayılır. Bu titreşimlerin azaltılması için egzost sistemi belli frekanslara göre şartlandırılır. Bu şartlandırma sistemin imal edilmeden önce sonlu elemanlar yöntemi ile analizi ile başlar, analizler neticesinde optimize edilen sistem, laboratuvar testleri ile de kontrol edilir. Bu sayede sisteminin yapısal frekanslarının belirli frekans aralıklarında olmaması sağlanır.

#### 2.3.3.4 Rüzgâr Kaynaklı Gürültü

Araçlarda rüzgâr gürültüsü, havanın araç gövdesi üzerinden akıp geçmesi ve aracın aerodinamik özellikleri sonucundaki basınç farklılıklarından kaynaklanır. Rüzgâr gürültüsüne neden olan çok farklı alt sistem mevcuttur. Bunlardan bazıları sıralamak gerekirse, radyo anteni, sağ ve sol aynalar, kapılardaki sızdırmazlık contalarının basınç artışı ile esnemesi, periyodik gürültüye neden olan açıklıklar. Rüzgâr gürültüsü araç üzerinde geniş bir spektrumda kendini gösterir. Genel olarak 800 Hz – 5000 Hz aralıklarında ortaya çıkar.



Şekil 2.27 Rüzgar tüneline araç testi

Rüzgâr gürültüsünün geliştirilmesi için rüzgâr tüneline veya test pistinde testler yapılmaktadır. Rüzgâr tüneline yapılan testlerde motor sesi veya benzeri etkenler gürültü katkısı yapmadığı için rüzgâr gürültüsünün ana nedenleri kolaylıkla ortaya çıkarılabilir. Test pistinde yüksek hızlarda yapılan testler düz ve mümkün olduğunca pürüzsüz yollarda yapılır.

### 2.3.3.5 Yol Kaynaklı Gürültü

Araçta normal sürüş esnasında önemli gürültüye neden olan diğer bir etken ise yol ve lastik gürültüsüdür. Lastik ve yolun bir biriyle etkileşimi sonucunda ortaya çıkan bu gürültü tipidir. Yapının ve etkileşimin karakterini ortaya koymak için birçok farklı teori geliştirilmiştir ancak lastiğin dinamik davranışı ve doğrusal olmayan karakteri nedeniyle üzerinde araştırmaların hala devam ettiği bir alandır. Ürün geliştirme mühendislerinin üzerinde çalıştığı önemli bir gürültü kaynağıdır.

Teker ve yolun gürültüye katkısı olan birçok değişkeni vardır. Bunlardan bazılarını sıralamak gerekirse lastik tipi önemli bir değişkendir. Kar lastiği veya yazlık lastik olması, lastiğin eski veya yeni olması, lastik üzerindeki dişlerin şekli ve dağılımı, lastiğin çapı ve genişliği, kullanılan malzemenin et kalınlığı, kullanılan lastik malzemesinin özellikleri, lastiğin hava basıncı gibi özelliklerin yanı sıra yolun pürüzlü veya pürüzsüz olması da gürültü ve titreşim açısından önemlidir.



Şekil 2.28 Taşıt test pisti

Yol gürültüsü ile ilgili çalışmalar özel test pistlerinde çok farklı ol tiplerinde A-B testleri şeklinde yapılmaktadır. A-B testlerinden kastedilen ise bütün özellikler aynı iken sadece bir değişkenle oynayarak değişim miktarının ve gürültüye olan etkisinin araştırılmasıdır.



Şekil 2.29 Taşıt testlerin kullanılan farklı yol tipleri

Yol gürültüsü geliştirmelerinde dikkat edilmesi gerek bir husus ise diğer araç geliştirme bölümlerinin hedeflerine ulaşmalarının engellenmemesidir. Burada kastedilen titreşim gürültü için yapılan çalışmaların aracın dinamik sürüş özelliklerini veya yakıt ekonomisi özelliklerini olumsuz etkilenmemesidir.

### 2.3.3.6 Order Kavramı

Taşıt titreşimleri genel olarak krank milinin dönmesi, ateşleme frekansı ve dişli geçiş frekansı gibi farklı birçok titreşimin toplamı şeklindedir. İçten yanmalı motorlarda birinci order dönme kuvveti veya tork ile alakalıdır. Bununla birlikte çoğunlukla dengelenmemiş yükler ve volan gibi atalet kuvveti oluşturan sistemler alakalıdır.

$$f_n = \frac{RPM}{60} \cdot S \quad (2.54)$$

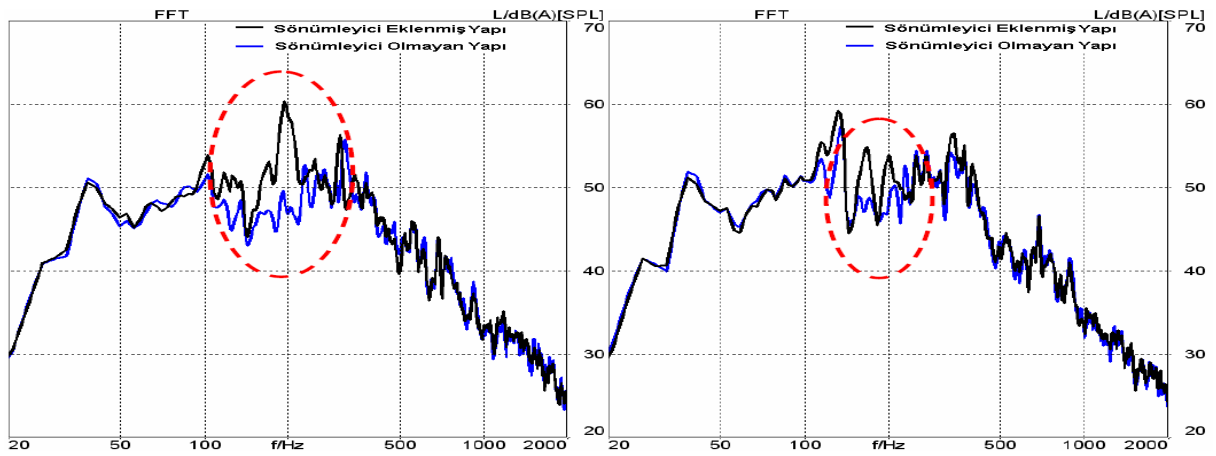
$f_n$  = Dönme frekansı

S = Order numarası

RPM = Krank milinin dakikadaki dönme sayısı

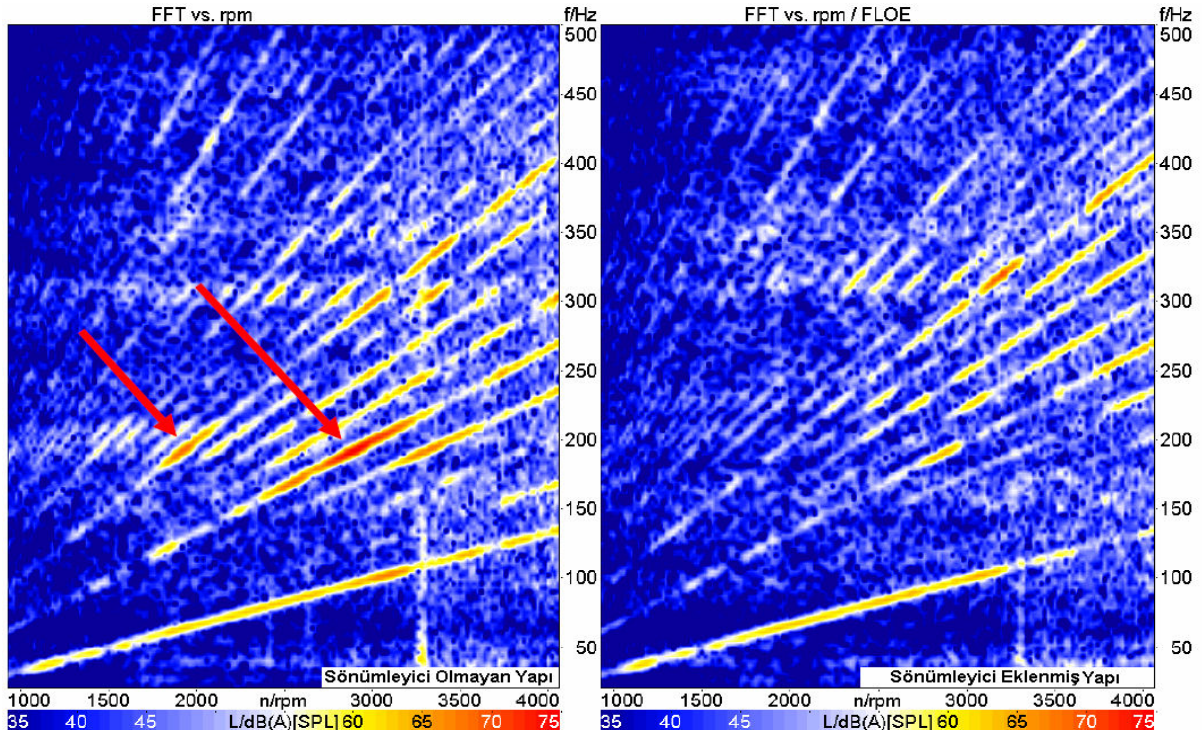
Motor silindir sayısına bağlı olarak ateşleme ve yanma sırasında titreşimler meydana getirir. Order motor silindir sayısının yarısı kadar olacaktır ve dört silindirdeki yanma işleminin tamamlanması için krank milinin 2 kere dönmesi gerekecektir ve buna 2. order denecektir.

Aşağıdaki grafiklerde araç üzerine civata bağlantısıyla monte edilmiş bir pompaya ait devir frekans grafiği görülmektedir. Order analizi ile pompanın çalışma frekansı bulunmuştur. Rijit bağlantılı yapıya ait eğride sorunlu bölge görülebilmektedir. Yapılan iyileştirme neticesinde civata bağlantısına ilave plastomer malzeme konarak titreşim sönümlemesi yapılmıştır. Yapılan iyileştirme sonucunda mavi eğriler elde edilmiştir. Eğrilerden de anlaşılacağı üzere iyileştirme sonucunda eğrideki tepe noktasının aşağı çekilmesi sağlanmıştır.



Şekil 2.30 Frekans analizi grafiği

Aşağıdaki grafikte yapılan iyileştirmenin etkileri daha iyi görülmektedir.



Şekil 2.31 Üç boyutlu frekans analizi grafiği

Order kavram titreşim gürültü problemlerinin çözümünde büyük öneme sahiptir çünkü hareketli sistemlerde meydana gelen titreşimler order takibi ile bulabilmekte ve problemler kolaylıkla ayırt edilebilmektedir. Bunu bir örnek vermek gerekirse, dört silindirli motorlarda baskın kuvvetler 2. motor order da ve onun katlarının toplamında ortaya çıkmaktadır. Eğer biz titreşim testleri ile veri toplayıp bunları grafiklere aktarırsak sorunlu bölgeler kolaylıkla fark edilebilir.

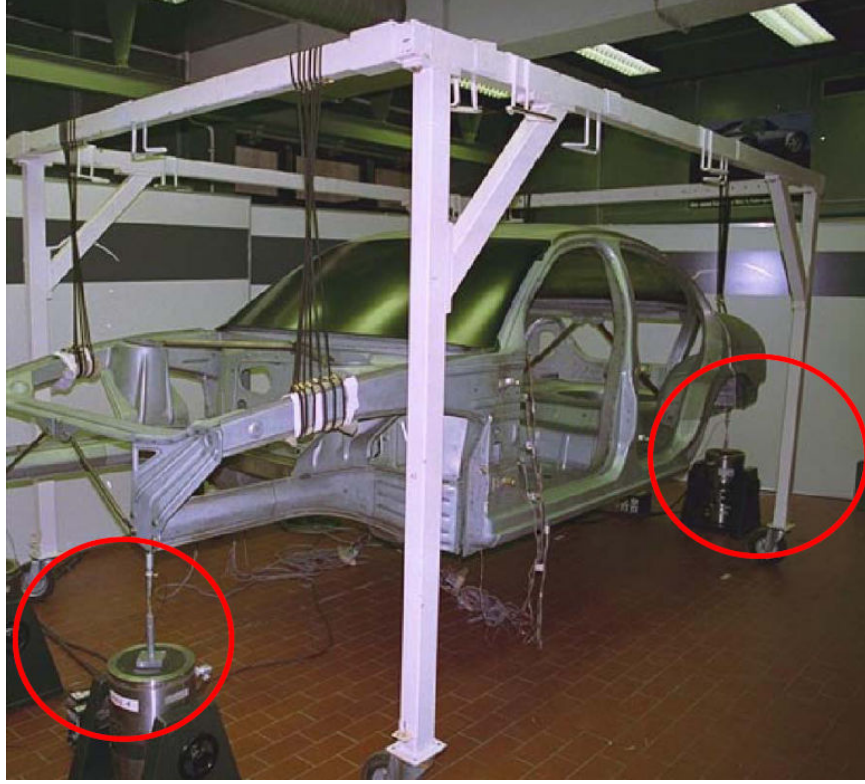
### 2.3.3.7 Gövde Katılığı ve Geçirgenlik

Taşıtta titreşim ve gürültü açısından ele alınması gereken bir diğer konu ise gövdenin rijitliği ve geçirgenliğidir. Düşük frekans aralıklarındaki titreşim ve gürültü iyileştirmesi için taşıt gövdesinin mümkün olduğunca mukavim bir yapıda olması istenir.

Bunun nedeni zamanla taşıtın esnemesi dolaylı ortaya çıkan tıkırtı ve gıcırta problemlerinin önlenmesi, diğer bir nokta ise taşıtın önemli modlarının yüksek frekanslara çıkarılarak araç çalışma frekanslarından uzaklaştırılmasıdır.



Aracın rijitliği, gövde ve şasi üzerinde gerekli düzeltmelerle seviyelere çıkarılmaya çalışılır, iyileştirmeler yapıldıktan sonra A-B analizleri yapılarak iyileştirmenin olumlu etki yapıp yapmadığı ve gerekli seviyelere ulaşılıp ulaşılmadığı incelenir.



şekil 2.32 Taşıtta modal analiz

Taşıt titreşimin etkisi olan kavramları önceki bölümlerde açıklamaya çalıştık, bu sistemlerden yayılan titreşim ve gürültünün kaynakta çözümünün yapılması ilk başta düşünülmesi gereken işlem ancak geçirgenliği düşük olan bir taşıt gövdesi de işleri kolaylaştıracak diğer bir faktördür.

## 2.4 Panel Akustik Katkı Analizi

Son yıllarda taşıtlarda sürüş konforu hem müşteriler tarafında hem de üreticiler tarafından büyük önem kazanmıştır. Bununla birlikte taşıt kabinindeki yapısal gürültü ve titreşimler sürüş konforunu etkileyen önemli parametreler haline gelmiştir. Taşıt gövdesi ince sac levhalardan imal üretildiği için 20Hz ile 200Hz arasındaki titreşimlere ve düşük frekanslı gürültüye karşı duyarlıdır. Büyük pazar baskı ve kısa zaman zarfında yüksek akustik kaliteye sahip ürünler geliştirmek, gürültü ve titreşim kontrol mühendisleri için zorlayıcı bir unsur haline gelmiştir.

Panel Akustik Katkıları Analizi, sistematik bir yaklaşım olarak, kabin içi basınç seviyesini düşürmeye yönelik olarak geliştirilmiştir (Zhang, 1995; Lim, 2000; Ding and Chen 2002). Sonuç olarak ortaya çıkan kabin içi ses basıncı, bağımsız paneller tarafından kısmi olarak oluşturulan ses basınçlarının birbiri üzerine eklenmesi sonucunda bulunur. Paca kabin içindeki gürültüye neden olan gövde panellerinin kısmi akustik katkıları bağımsız olarak bulup, bunları iç gürültüye olan katkılarına göre, pozitif, negatif ve etkisiz olarak sınıflandırır. PACA ve benzeri yöntemler iç gürültü seviyesinin düşürülmesinde ve bazı gövde kusurlarının yok edilmesinde kullanılır. İç gürültü seviyesine pozitif etkisi olan kısımlara bağımsız kütle ve ses emici malzemeler, PACA kullanılarak yerleştirildiğinde iç gürültü seviyesinin düşürülmesinde kayda değer azalmalar gözlenmiştir (Mohanty 2000; Wolff and Sottek). Marburg ses gücünün düşürülmesi için güçlendirilecek en uygun yerleri, PACA kullanarak bulmuştur (Marburg 2002). Kim ve Kim (2007) güçlendirilmesi gereken lokal noktaları PACA kullanarak ortaya çıkarmıştır.

Panel Akustik Katkıları Analizi (PACA), taşıtların NVH özelliklerini geliştirmek için kullanılan pratik bir araçtır. PACA akustik hacmi, gürültü alanlarını ve taşıt panellerinin kapsayan, yapısal akustik birleşimin frekans cevabı analizleri üzerinde temellenmiş bir yaklaşımdır. Bu yapısal akustik sistem genellikle kuvvet ve yer değiştirmeye mahzur kalmaktadır ve sonlu elemanlar yönteminde aşağıdaki denklem ile ifade edilmektedir (Sung and Nefske, 1986; MSC/Nastran, 2004) :

$$\begin{pmatrix} M_s & 0 \\ -A^T & M_f \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_s \\ \ddot{p}_f \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} C_s & 0 \\ 0 & C_f \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_s \\ \dot{p}_f \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} K_s & 0 \\ 0 & K_f \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} u_s \\ p_f \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_s \\ F_f \end{Bmatrix} \quad (2.55)$$

Burada  $\{u\}$  yapının düğüm noktalarının iç ses alanı sınırlarındaki hareket vektörü,  $\{p\}$  iç ses alanının ses basıncı vektörü,  $[M]$ ,  $[C]$  ve  $[K]$  sırası ile kütle, sönüm ve katılık matrisleri,  $\{F\}$  yapısal veya akustik yük vektörü,  $[A]$  ise yapısal düğüm noktalarının yer değiştirme ve ses basıncı arasındaki ilişkiyi kuran birleşim matrisi. Son ekler  $s, f$  ve T sırası ile yapısal, akustik ve transpozeyi temsil eder.

Yukarıdaki eşitlik Fourier çevrimi ile zaman tabanından frekans tabanına dönüştürüldüğünde aşağıdaki hali alır:

$$(-w^2 M_f + wC + K_f) \{P_f\} = -w^2 [A]^T \{U_s\} + Q_f \quad (2.56)$$

ve Z aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$Z = \frac{1}{-w^2 M_f + iwC_f + K_f} \quad (2.57)$$

Eşitliğin akustik kuvvetler olmadan yeniden düzenlendiğinde frekans tabanında ses basıncı denklemi aşağıdaki şeklini alır.

$$\{P_f\} = -w^2 [A^T] Z \{U_s\} \quad (2.58)$$

Burada  $w$  radyal frekans ve  $i = \sqrt{-1}$ .  $\{Q\}$  ise  $\{F_f\}$  in frekans bazına cevrimidir. Bu eşitlik taşıt gövdesi içindeki panellerin yapısal düğüm noktalarının yer değiştirmeleri ile ses basıncı arasındaki ilişkiyi ifade eder. Buradan kabin içindeki herhangi bir bölgedeki ses basınç seviyesi panellerdeki düğüm noktalarının genlikleri vasıtasıyla bulunabilir.

Sonuç olarak herhangi bir bölgedeki ses basıncı seviyesi N ile ifade edilir. Bu değer karmaşık bir değerdir ve her bir bölgedeki titreşim genlikleri ile alakalı ses basıncını seviyesinin süper pozisyonudur

$$P_n = \sum_{j=1}^n P_{Nj} \quad (2.59)$$

Burada  $P_{Nj}$  herhangi bir N düğüm noktasında, j panelinin yapısal titreşimleri tarafından tetiklenmiş bölgesel ses basıncı seviyesidir ve n ise taşıt gövdesindeki toplam panel sayısını ifade eder.  $P_n$  ve  $P_{Nj}$  karmaşık yapıdaki vektörlerdir, herhangi bir j panelinin toplam ses basıncı seviyesindeki yansıması, bu panelin akustik katkısı olarak ifade edilir:

$$(P_c)_{NJ} = \frac{P_{NJ} P_N}{|P_N|} \quad (2.60)$$

Burada  $|P_N|$ , N noktasındaki ses basıncı seviyesini ifade eder.

Akustik katkı, toplam ses basıncına göre faz içinde veya faz dışında olabilir. Bunun anlamı akustik katkı faz içinde ise pozitif veya faz dışında ise negatif olacaktır. Eğer katkı göreceli olarak küçük ise toplam ses basıncına katkı yoktur denir ve etkisiz olarak değerlendirilir. İlgili paneller pozitif, negatif veya etkisiz olarak gruplandırılır.

#### **2.4.1 Panel Akustik Katkı Analiz Metotları**

Sessiz bir sürüş sağlamak için otomobil üreticileri panellerden kabin içine gürültü yaması muhtemel panellerin sönümleme özelliğini arttırmak için ağır ve pahalı malzemeler kullanmaktadırlar.

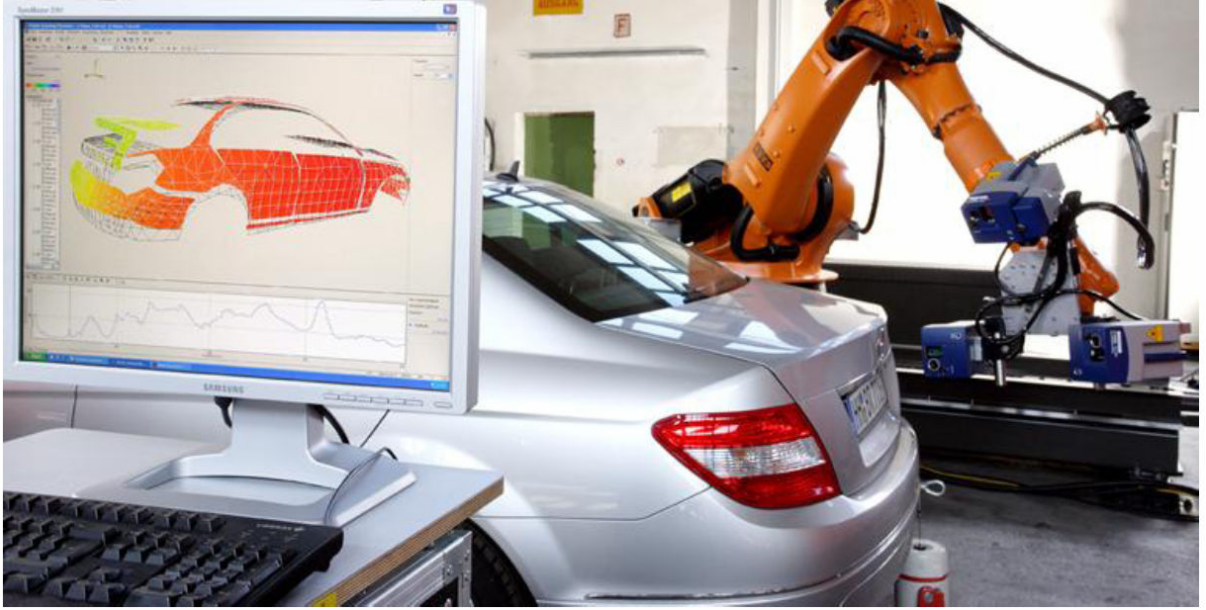
Bu sönüm malzemelerinin aşırı kullanılmasının birden çok olumsuz etkisi vardır. Bunlardan ilk akla gelenler, araç başına düşen maliyeti arttırması ve artan araç ağırlığının yakıt ekonomisini olumsuz etkilemesidir. Günümüz otomotiv endüstrisinde panellerin akustik etkilerini araştırmak ve araca optimum sönüm malzemesi uygulamak için farklı yöntemler kullanılmaktadır. İlerleyen bölümlerde bu yöntemler incelenecektir.

#### **2.4.2 Laboratuvar Bazlı Analiz Metodu**

Otomotiv üreticileri, hali hazırda laboratuvar testlerine dayalı olarak panellerin katkılarını bulmaya çalışmaktadır. Bu yöntemde paneller üzerinde yüksek titreşime sahip bölgelerin, panel katkısını oluşturan temel neden olarak görülmektedir.

Bu teoriye göre titreşim genlikleri düşürüldüğünde kabin içi gürültü de azalacaktır. Bununla birlikte eğer kabin gürültüsüne azaltıcı yönde etkisi olan panellerdeki titreşim genliği azaltıldığında, kabin içi gürültü seviyesinde artış meydana gelecektir.

Bu yöntem tamamen test temelli olup, deneme yanılma ile kabin panellerdeki titreşimin iç gürültüye olan olumlu ve olumsuz etkisinin araştırmasına dayanır.



Şekil 2.33 Laboratuvar bazlı panel katkı analizi

Tekerleklerin de harmonik sarsıcı ile uyarılması, gövde panelleri lazer titreşim ölçüm cihazı ile taranır. Bu taramanın amacı panellerin hızları ve fazları arasındaki ilişkinin ortaya çıkarılmasıdır. Kabin içi gürültü seviyesinin arttığı frekans aralıklarında, panellerin mod şekillerinin belirlenmesidir.

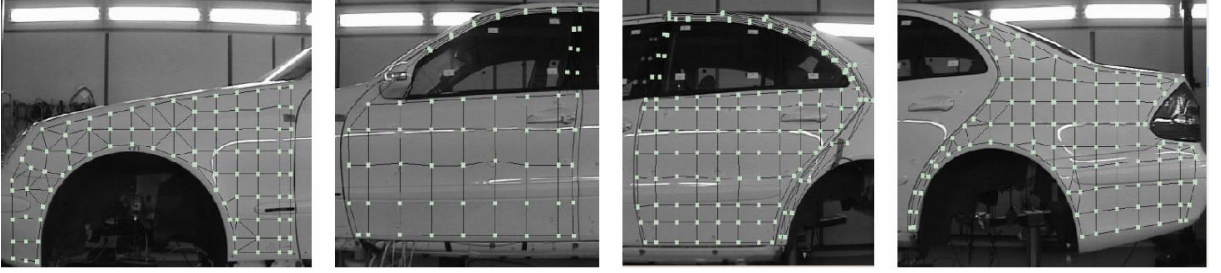
Bu test ile panellerin katkıları belirlendikten sonra yüksek titreşim genliği olan panellerde titreşim azaltıcı önemler alınarak kabin içi gürültü seviyelerinin düşürülmesine çalışılır.



Şekil 2.34 Araç kapısının panel katkı analizi

### 2.4.2.1 Taşıtın Teste Hazırlanması

Lazer titreşim ölçüm cihazı her tip yüzeyde kullanılabilir ancak sağlıklı ölçüm için taşıtın dış yüzeyi ışığı geri yansıtan, mat bir solüsyon ile kaplanır. Bu sayede lazer ışınlarının camlardan geçip gitmesi ve koyu renkli dış panellerde emilip zayıflaması engellenmiş olur. Solüsyon fırça veya sprey yardımıyla uygulanabilir. Taşıt solüsyon uygulandıktan sonra 2-3 gün kuruma için bekletilir.



Şekil 2.35 Taşıtın panel katkı analizine hazırlanması

Ölçüm öncesinde yapılması gereken bir diğer hazırlıkta, araç sarsıcı tarafından harekete geçirildiğinde, kabin içindeki ses basınç seviyesindeki değişiklikleri ölçmek için mikrofonların yerleştirilmesidir.

Mikrofonların yerleri yol testi ile ölçümde yerleştirildikleri noktalardır. Bu noktalar sürücü tarafında sol kulak hizası, sürücü tarafında ise sağ kulak hizasıdır.

### 2.4.2.2 Taşıtın Tetiklenmesi ve Panel Katkılarının Ölçülmesi

Mikrofonlar uygun konumlara yerleştirildikten sonra sarsıcılar tekerlerin jant somunlarından etki edecek şekilde sabitlenir. Sarsıcılar yerleştirilirken dikkat edilmesi gereken bazı noktalar ise taşıtı her yönden aynı şekilde hareket ettirilmesi ve sarsıcıların doğru bir şekilde sabitlenmesidir. Araç tüm hazırlıklar tamamlandıktan sonra sinyal düzenleyiciden çıkan geniş band gürültü dört tekere sarsıcılar tarafından iletilir. Bu esnada veri toplama cihazları ile kabin içindeki basınç değişimleri mikrofonlar yardımıyla kaydedilir. Kabin içi uğultu 20-200 Hz aralığında olduğu için ölçümler 200 Hz ile sınırlandırılmıştır ve kabin içindeki önemli görülen aralıklardaki baskın tepe noktaları kaydedilmiştir.



Şekil 2.36 Taşıtın sarsıcı ile tahrik edilmesi

Bu yapılan yöntemdeki en büyük engel sadece bir tip etkinin basınç değişikliklerine etkisi araştırılmaktadır, oda yoldan gelen etkilerdir. Ancak gerçek hayatta taşıta birçok farklı noktadan etki gelmektedir. Bu yüzden frekans aralığı sadece yoldan gelen girişleri kapsayacak şekilde 200 Hz ile sınırlandırılmıştır.

Ölçüm sırasında tavan panellerindeki titreşimi lazerle yakalayabilmek için aracın üzeride 45 derece açı ile yerleştirilmiş aynadan yararlanılır. Bu sayede tek bir ölçümle hem yan panellerde hem de tavanda meydana gelen titreşim ölçülmüş olur.

#### 2.4.2.3 Toplanan Verilerin Analizi

Lazer tarayıcı ile ölçülen titreşimler yardımcı paket programlarla işlenerek farklı çıkışlar elde edilmektedir. Bunlardan bazıları ilgilenilen frekans aralığında panellerdeki titreşimlerin meydana getirdiği mod şekillerinin çizilmesi örnek gösterilebilir. Yeşilden veya maviden kırmızıya doğru giden renk yelpazesinde kırmızı renkli kısımlar ne fazla yer değiştirmenin meydana geldiği ve noktaları ve kabin gürültüsüne etkiden panelleri göstermektedir. Bu grafikler daha sonra yapılacak iyileştirme çalışmalarında optimizasyon yapılacak noktaların seçilmesinde yön gösterir.

#### 2.4.2.4 Analiz Sonuçlarına Göre Önemlerin Alınması

Lazer tarayıcı ile yapılan ölçümler sonucunda çıkan grafiklerde iç gürültüye etkisi olan, basınç değişikliğine neden olan noktalar üzerine, titreşim sönümleyici malzemeyi temsil etmesi için ağırlıklar konur. Bu ağırlıklar konulmasındaki amaç titreşim genliklerinin

düşürülmesidir. Taşıt üzerinde yapılan bu operasyonlar sonrasında ölçümler tekrarlanarak elde edilen ses basınç grafikleri geliştirme yapılmamış olan ses basınç grafikleri ile karşılaştırılarak, yapılan iyileştirilmelerde hedefe ulaşıp ulaşılmadığı incelenir. Eğer arzu edilen iyileştirmeye ulaşıldıysa nokta için gerekli optimum titreşim sönümleyici madde denemelerine devam edilir. Maliyet ve ağırlık artışının yakıt ekonomisine etkileri de göz önüne alınarak çalışma neticelendirilir.

#### **2.4.2.5 Test Yönteminin Değerlendirilmesi**

Tüm yöntemlerde olduğu gibi bu yöntemin güçlü ve zayıf yönleri vardır. Bu yöntemin göze batan en önemli avantajı, testlerin laboratuvar şartlarında en az donanım ile yapılabilmesidir.

Açık alanda yapılan gürültü ve titreşim testleri hava koşullarından olumsuz yönde etkilenmektedir fakat bu yöntemde herhangi bir hava koşulundan etkilenmeden laboratuvar istenilen her zaman test yapmak mümkündür. Diğer bir avantaj ise lazer tarayıcı ile yapılan testte araç üzerine herhangi bir ilave ağırlık gelmemektedir. Buda elde edilen verilerin ve panellerdeki titreşimlerin ve panellerin mod şekillerinin doğruluk oranını arttırmaktadır. Bunun yanında lazer ölçüm cihazı mod şekillerini ve yüksek genliği olan noktaları en iyi şekilde ölçmektedir. Bu ölçümler ivmeölçerle eş değerde çözünürlük sağlamaktadır. Ölçülen değerlerinde grafiklerle desteklenerek analizlerin incelenmesi sonuçların en hızlı ve doğru olarak değerlendirilmesine imkân vermektedir.

Yöntemin olumlu yönlerinin yanı sıra bazı olumsuz tarafları da bulunmaktadır. Bu yöntemin en belirgin zaafı aracın sadece sarsıcılar ile uyarılmasıdır. Bu uyarma ile sadece yoldan gelebilecek etkiler gözlenebilmektedir. Yoldan gelebilecek etkiler sarsıcılara farklı sinyaller yollanarak simüle edilebilmektedir ancak gerçek hayatta yol haricinde birçok noktadan uyarı gelmektedir.

Bir diğer dezavantaj ise lazer ölçümde sadece bir lazerin kullanıldığında dik doğrultusunda ki titreşimler ölçülebilmektedir ancak titreşim sırasında eni ve yatay hareketlerde mevcuttur, lazer tarama cihazı bu hareketleri yakalayamamaktadır fakat son yıllarda 3 farklı lazerin birlikte kullanıldığı robotik sistemlerle bununda önüne geçilmeye başlanmıştır Bir diğer olumsuz taraf ise ölçümlerin aracın prototip olarak üretilmesinden sonra yapılmasıdır ki buda projede büyük değişikliklerin yapılması için oldukça geç bir zamandır. Ölçüm sonucunda hata noktalarının tespit edilmesinden sonra yapılacak iyileştirme çalışmalarının sınırlı düzeyde kalmasına neden olmaktadır.



### 2.4.3 Yol Datası Bazlı Analiz Metodu

Araç titreşim ve gürültü özelliklerinin geliştirilmesinde kullanılan bir diğer yöntem ise araç üzerine belli aralıklarla ivmeölçerlerin yerleştirilip belli yol tiplerinde aracın sürülüp panellerdeki titreşimlerin bulunmasıdır. Bu yolla elde edilen değerler akustik sınır eleman modeli için uyarıcı kuvvet fonksiyonu olarak kullanılır. Bu sınır eleman modeli de her panelin iç gürültü seviyesine etkisini hesaplamak için kullanılır. Bu yöntem çeşitli adımlar içerir. Sırası ile aracın sürülmesi esnasında iç gürültü düzeyinin ölçülmesi, sorunlu frekans aralıklarının belirlenmesi, panellerde meydana gelen titreşim genliklerinin bulunması, bulunan genliklerin sonlu eleman modelinde tanımlanması, sonlu eleman modelinin analizinin yapılması, analiz sonuçlarına göre gerekli iyileştirilmelerin yapılmasıdır. Tabi ki yapılan iyileştirilmelerden sonra aynı sıra ile testin tekrarlanması gerekmektedir.

#### 2.4.3.1 Gürültü İlişkisinin Kurulması

Kabin içindeki gürültü problemlerinin belirlenmesi için öncelikle taşıtın belli yol tiplerinde sürülmesi gerekir. Bu sürüşlerin yapılabilmesi için özel yol tiplerinin olduğu test pistleri mevcuttur. Bu test pistlerinde araç sürüldüğü sırada binaural özellikteki insanın duyu özelliklerine ses kaydı yapan mankenler kullanılır. Bu mankenlerin içerisindeki mikrofonlar özel data toplama ekipmanları ile kabin içindeki ses basıncı seviyesi tespit edilir ve sorunlu frekans aralıkları belirlenir.



Şekil 2.37 Akustik kafa ile araç testi

Burada yapılan ölçümlerde akustik kafa kullanılmasında ki amaç insanın sesi duyuş özelliklerin aynen yansıtılmasıdır. Akustik kafada kulakları temsil eden kısımda çok yönlü mikrofonlar bulunmaktadır. Bu mikrofonlar gelen sesleri insanın algıladığı şekilde düzenleyerek ortalama bir değer oluşturmaktadır. Eğer kaydedilen ses verisi daha sonra kulaklıklar ile tekrar dinlenirse test esnasındaki etkinin aysının oluşturulduğu görülebilmektedir.

#### 2.4.3.2 Yol Titreşimlerinin Ölçülmesi

Bu tip bir panel akustik katkı analizinin yapılabilmesi için aracın tüm panellerinin hızlarının ölçülmesi gerekmektedir. Bu ölçümlerin yapılması esnasında veri toplama sistemi, ivmeölçerler ve mikrofonlar kullanılmaktadır. Veri toplama sisteminin elverdiği kadar ivmeölçer aracın panelleri üzerine yerleştirilir. Son dönemde gelişmiş veri toplama sistemlerinde kullanılabilen ivmeölçer sayısı 300 civarındadır. Panellerdeki titreşim hızları toplanırken bir yandan da kabin içi gürültü seviyesi daha önce anlatılan binaural akustik kafa yardımıyla ölçülür. Test için yaklaşık 300 adet ivmeölçerin yerleştirilmesi test öncesinde uzun bir hazırlık gerektirmektedir. Bu uzun sürenin yanında her biri 20 gr ağırlığında olan ivmeölçerler yerleştirildikleri paneller üzerinde ilave bir ağırlık oluşturmaktadır, bu ağırlık titreşim hızları ve karakteri üzerinde ölçümlerin hassasiyetini olumsuz yönde etkilemektedir. Testler esnasında sorunlu frekans aralıklarının tespit edilebilmesi için araç farklı yol tiplerinde, farklı hızlarda sürülür ve geniş bir band aralığında sonuçlar etmeye çalışılır.



Şekil 2.38 Araç üzerinde panel katkıları analizinin yapılması

Yapılan testler göstermiştir ki düz yolda yapılan testler sarsıcı ile yapılan labarotuar testleri ile birbirine yakın sonuçlar vermiştir. Bunun nedeni ise düz yolda yapılan test esnasında elde edilen uyarımlar, sarsıcı ile yapılanlarla çok yakın olmasıdır. Genel olarak yapılan testler verilerin doğruluğunun kıyaslanabilmesi açısından 3 kez tekrarlanır bu sayede herhangi bir hatalı ölçümün analizlerde kullanılması engellenmiş olur. Test esnasında motor devir sensörü veya hız sabitleyici kullanılması doğru test sonuçlarının elde edilmesinde faydalı araçlardır.

#### **2.4.3.3 Sınır Eleman Modeli**

Bu yöntemdeki diğer bir aşama ise sınır eleman modelinin (BEM) hazırlanmasıdır. BEM ile alakalı birçok çalışma yapılmıştır. Bunlardan Suzuki'nin yaptığı çalışmalar dikkat çekmektedir. Suzuki BEM'i kabin içi gürültü problemlerini çözmek için kullanmıştır. Kabin panellerinin titreşimleri engellemek için kullanılan yapısal kaplamaların titreşim sönümlenme özelliklerini araştırmıştır.(Suzuki S, Maruyama, 1998).

Sesi emme özelliklerinden dolayı sınır eleman modeli hazırlanırken koltuklar model içine yerleştirilmelidir. Bunun yapılabilmesi için koltuk malzemelerinin özellikleri gerekmektedir. Bu özellikler malzemelerin çınlama odasında test edilmesi ile elde edilir. Elde edilen özellikler kabin içini temsil eden modelde ilgili kısımlara atanır. Sınır eleman modeli herhangi bir sonlu eleman modeli hazırlamaya yaran paket programla modellenir.

Kabin içini temsil edecek model hazırlanırken tüm iç parçalar çıkarılır ve sadece kabin içindeki havanın temas ettiği paneller bırakılır. Bu panellerin üzerindeki açıklıklarda kapatılır ve elimizde tamamen iç havayı barındıran hava boşluğunu elde etmiş oluruz. Daha önce bahsettiğimiz paket programlarla hacim seçilip içinin doldurulması sağlanır. Bu model hazırlanırken kübik elemanların kullanılmasına dikkat edilir. Kullanılan eleman boyutların boyutları ise olabildiğince büyük tutulur bu sayede yapılacak sonlu eleman analizinin daha hızlı yapılması sağlanır.

Sınır eleman modeli hazırlandıktan sonra diğer bir aşama ise analitik çözümde kullanılacak sınır şartlarının oluşturulmasıdır. Burada amaç test esnasında her bir ivmeölçerden elde edilen titreşim verisinin modelde kullanılacak hale getirilmesidir. Bunun yapılması için Comet gibi paket programlar kullanılır. Her bir noktadan gelen titreşim kuvvetlerinin sürücünün kulağında meydana getirdiği basınç farkının bulunması sağlanır.

#### **2.4.3.4 Analiz Sonuçlarına Göre Önlemlerin Alınması**

Sınır eleman modeli ile yapılan analizler sonucunda her bir panel üzerindeki elemanlardan gelen kuvvetler ve sürücü kulağında oluşan basınç değişikliklerinden panellerin ses seviyesine olan etkileri bulunmuş olur. Analizlerin sonuçlarının incelenmesi çeşitli paket programda yapılabilir. Bu programların verdiği grafiklerde ses seviyesindeki tepe noktalarına etkisi olan paneller kolaylıkla görülebilir. Bu grafiklerde ses seviyesine olumsuz etki yapan paneller kırmızı renkle, etkisiz olan paneller yeşille, olumlu etki yapan paneller ise mavi renkle gösterilir. Bu grafiklere göre olumsuz etkisi olan panellerin kalınlıkları arttırılabilir veya üzerlerine titreşim sönümleyici malzemeler eklenebilir. Mavi ile işaretlenmiş panellerde ise kalınlık azaltılabilir veya üzerlerinde sönüm için kullanılmış malzeme varsa bunlar kaldırılabilir.

#### **2.4.3.5 Test Yönteminin Değerlendirilmesi**

Bu test ve analiz yönteminin en büyük üstünlüğü, araç test tipinde farklı yol tiplerinde sürüldüğü için sürücünün duyacağı tüm ses aralıkları taranmaktadır. Bu sayede müşterinin rahatsızlık duyacağı herhangi bir ses gözden kaçmamış olur. Diğer bir avantaj ise lazer yerine ivmeölçerler kullanıldığı için panellerdeki titreşimler üç boyutlu olara görülebilir.

Bunun yanında yöntemin bazı olumsuz tafraları vardır. Test sırasında kullanılan yaklaşık 3 adet ivmeölçerin, mikrofonların binaural kafanın ve veri toplama cihazının araç üzerine yüklenmesi uzun zaman almaktadır. Tabii ki bu kadar teknolojik aletle test yapılabilmesi içinde ciddi yatırım yapılması gerekir. Sadece bir ivmeölçerin yaklaşık 1000 \$ olduğu düşünülürse toplamda rakam büyük bir ön yatırım gerektirmektedir. Ayrıca bu kadar çok ivmeölçerin ve araç panellerine monte edilmesi sonucu panellerin titreşim karakteristiği, mod şekilleri ve genliklerinde olduğunda bir miktar farklı görünmesine neden olacaktır.

#### **2.4.4 Sonlu Elemanlar Bazlı Analiz Metodu**

Panellerin akustik katkılarının bulunmasında kullanılan bir diğer yöntem ise tamamen bilgisayar destek sonlu elemanlar yöntemidir. Bu yöntemde çeşitli sonlu eleman modelleme paket programları ile hazırlanan araç modeli üzerinde sonlu elemanlar yöntemi ile analitik analizler yapılarak, aracın titreşim ve gürültü özellikleri bulunmaktadır. Birçok farklı firma tarafından tüm akustik analizlerin yapılabileceği paket programlar yazılmıştır. Ancak tüm programlar sadece 10 Hz – 250 Hz arasında tutarlı sonuç vermektedir.

Sonlu elemanlar yöntemi ile analizlerin yapılması için tüm taşıtın modellenmesi, akustik havanın modellenmesi, hava ile taşıt gövdesinin uyumlu hale getirilmesi, akustik gövde içine koltukların yerleştirilmesi, modal analizlerin yapılması yapılan analizlerle gürültü transfer fonksiyonlarının bulunması ve en sonunda da panellerin akustik katkı analizlerinin yapılması gerekir.

#### **2.4.4.1 Gövdenin Sonlu Eleman Modelinin Oluşturulması**

Tüm aracın sonlu eleman modelinin hazırlanması uzun zaman alan ve büyük titizlik gerektiren bir süreci kapsar. Modelin hazırlanmasında, mesh eleman olarak modellenecek tüm parçaların cad verileri, mesh eleman olarak modellenecek parçaların elastisite modülüsleri ve poisson oranları, asılı kütle olarak modellenecek tüm parçaların ağırlıkları ve ağırlık merkezlerinin koordinatları, modellenmeyecek olan sadece dağılmış kütle olarak ilave edilecek olan boya, taban halısı gibi parçaların ağırlıkları, kullanılan tüm plastomer parçaların elastikiyet ve sönüm değerlerinin bilinmesi gerekir. Çeşitli bölümler tarafından sağlanması gerekmektedir. Tekerlerin modal özelliklerinin imalatçı firma tarafından testlerle bulunması ve sonlu eleman yönteminde modellenmesi gerekir.

Bu modelleme işlemleri sırasında uyulması gereken birçok kural vardır, örneğin mesh modelde eleman büyüklükleri ne çok düşük olmalı nede gereğinden büyük olmalıdır. Kare eleman olarak modellen saç metal parçalarda burulmanın %3 değerini geçmemesi ve kenar uzunluk oranının bire yakın olması istenir. Eğer eleman büyüklüğü çok düşük seçilirse sonlu eleman analizi uzun zaman alacaktır. Diğer taraftan eleman büyüklüğü yüksek seçilirse kıvrımlı ve eğri parçaların modellenmesi sırasında burulma problemi ortaya çıkacaktır. Diğer bir husus ise modelin ağırlığının aracın toplam ağırlığı ile aynı olması istenir çünkü modal analizde ağırlık faktörü mod şekilleri, genlikler ve frekans aralıkları açısından oldukça önemlidir.

Modelleme işlemi sırasında Altair Hypermesh, Ansa, MSC Patran, MSC Sofy gibi modelleme hazırlama paket programları kullanılır. Modellemeye başlamadan önce hangi analiz programının kullanılacağı seçilmelidir, çünkü her çözücü program farklı algoritma kullanmaktadır.

#### **2.4.4.2 Hava Boşluğunun Sonlu Eleman Modelinin Oluşturulması**

Sonlu elemanlar la analizde diğer bir aşama ise akustik kabin havasının oluşturulmasıdır.

Mesh model hazırlamaya geçmeden daha önceden hazırlanan gövde modelinde bazı düzenlemeler gerekir. Öncelikle kabin içindeki koltuk modelleri ve havanın temasta olduğu paneller hariç bütün parça modellerinin temizlenmesi gerekir. Yapılan temizleme işlemi sonrasında eğer kabinde açık delikler kaldıysa bunların kapatılması sağlanır. Bu işlem sonucunda içerisinde koltuklar bulunan, tamamen kapalı bir hacim elde etmiş oluruz.

Bundan sonraki aşama hava modelleme programları ile akustik hacmin modellenmesidir. Bu işlem için özel olarak hazırlanmış paket yazılımlar mevcuttur. Bunlardan bir tanesi MSC Akusmod programıdır, bunun yanında Ansa ve MSC Sofy gibi bazı model hazırlama programlarının da yeni sürümlerin akustik hava modelleme yetenekleri mevcuttur. Bu programlar kullanılarak akustik hava modellenir. Modelleme esnasında eleman büyüklüğünün optimum seçilmesi analiz süresinin kısalmasına yardımcı olacağı unutulmamalıdır. Modellenen hava yapısına yoğunluk bilgisi girilerek işlem tamamlanır.

#### **2.4.4.3 Sonlu Elemanlar Analizi**

Modelleme işlemleri tamamlandıktan sonra diğer bir aşama ise modal analizlerin yapılmasıdır. Modal analizler MSC Nastran, Altair Hyperworks, MSC Sofy ve benzeri paket programlarla yapılabilir. Normal mod, titreşim transfer ve gürültü transfer analizleri daha önceden hazırlanan sonlu eleman modeli ile yapılacaktır. Sonlu eleman modeli taşıtın tamamen modellenmesi ve kabin içindeki havayı temsil eden hava modelinin birleştirilmesinden meydana gelmektedir. Bu karmaşık modelin modal analizi sonrasında titreşim animasyonları, enerji dağılım grafikleri ve akustik modal katkı analizleri gibi birçok farklı çıktı elde edilebilir.

Şekilde görülen model halen üretimde olan hafif ticari araca aittir. Bu sonlu eleman modeli 600.000 üzerinde elemandan meydana gelmektedir. Donanım olarak çok güçlü olmalarına rağmen bu modellerin bir tek bilgisayarda analizinin yapılması mümkün değildir. Bu yüzden analizler süper bilgisayarlar olarak bilinen, yüzlerce işlemcinin bir araya gelmesi ile oluşan çözüm merkezlerine gönderilmekte ve çözümler bu merkezlerde yapılmaktadır. Analizler bittiğinde online olarak sonuçlar lokal iş istasyonlarına getirilmekte ve devam eden işlemler lokal iş istasyonlarında yapılmaktadır.

Tabii ki bu işlemler sonucunda ortaya çıkan sonuç dosyaları da büyük hacim kaplamaktadır. Bu sorunu aşmak içinde sadece belli elemanların sonuçları çıktı dosyalarına yazdırılarak, analiz çıktılarının daha az boyut kaplaması ve dosya transferinin daha hızlı yapılması

sağlanmaktadır.

#### **2.4.4.5 Analiz Yönteminin Değerlendirilmesi**

Bilgisayar destekli analizin diğer yöntemlere göre en önemli üstünlüğü, herhangi bir prototipe ihtiyaç duyulmamasıdır. Herhangi bir fiziksel ürün olmadan analizler yapılmaktadır. Bunun yanı sıra diğer yöntemlerde gelişmiş test merkezlerine ve pahalı yatırımlara ihtiyaç duyulmaktadır bilgisayar destekli analizde bu tip büyük yatırımlara gerek kalmamaktadır. Bu yüzden ki son yıllarda bütün ürün geliştirme faaliyetlerinin büyük kısmı sanal ortamda analitik modellerle yapılmakta projelerin belli aşamalarından sonra prototipler üretilmektedir. Bu sayede otomobil üreticileri yüksek prototip maliyetinden kurtulmakta ve ayrıca ürünle alakalı problemler ilk aşamalarda görülebilmekte ve imalat aşamasına gelmeden gerekli iyileştirme çalışmaları yapılabilmektedir. Ayrıca test temelli ürün geliştirme faaliyetlerinde test için belli hava şartları aranmaktadır, testlerin hava koşullarına bağlı olması, her zamana yapılmalarını engellemektedir fakat bilgisayar destekli ürün geliştirme faaliyetlerinde bu tip sorunlar olamamakta hatta herhangi bir ofis ortamına da ihtiyaç duyulmamaktadır.

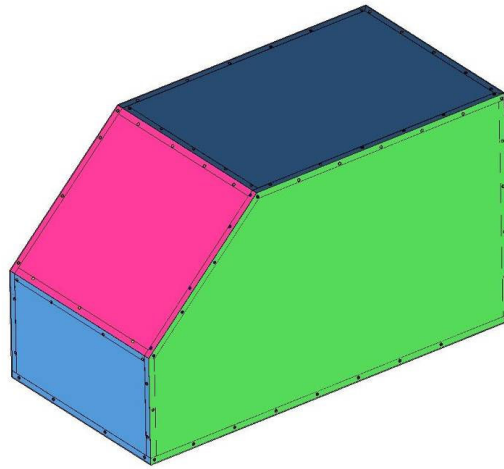
Bilgisayar destekli analiz yönteminin avantajları olduğu gibi dezavantajları da mevcuttur. Sonlu eleman modelinin hazırlanması uzun zaman almaktadır, modelin çok büyük olması hata yapma ihtimalini de beraberinde getirmektedir, analizler de en önemli nokta modelin sağlıklı olmasıdır çünkü analiz sonuçlarının tutarlı olması aracı tamamen simule eden bir modele dayanmaktadır. Bunun yanında bilgisayar destekli analizde uygulanan kuvvetler ve girdiler gerçek hayatı tam olarak yansıtmamaktadır buda analitik modellerle ürün geliştirmenin diğer bir zayıf noktasıdır.

### 3 DENEYSEL MODELDE TEST ve ANALİZ UYGULAMASI

Önceki bölümlerde akustiğin ve titreşimin temelleri, taşıtlarda ortaya çıkan titreşim ve gürültü problemleri, taşıtların titreşim ve akustik özelliklerinin iyileştirilmesinde kullanılan çeşitli panel akustik katkı analizleri üzerinde duruldu. Çalışmamızın ana fikri taşıtlardaki panel titreşimlerinin kabin içinde meydana gelen gürültü seviyesine olan katkılarıydı. Bu katkıların bulunması için öncelikle kabin içindeki ses seviyesinin ve ses seviyesinde artışların olduğu frekans değerlerinin bulunması gerekir. Bulunan frekans değerlerinde artışa neden olan panellerin bulunup, bulunan panellerdeki hangi mod şekillerinin kabin içindeki yüksek genlikli frekansları tetiklediğinin anlaşılması ve çıkan sonuçlar neticesinde gerekli önlemler alınarak, kabin içindeki ses seviyesinin düşürülmesi sağlanacaktır. Panel akustik katkı çalışmasında daha önceki bölümde bahsi geçen laboratuvar testi ve sonlu elemanlar analizi yöntemleri kullanılacak ve çıkan sonuçların birbiriyle olan tutarlılığı incelenecektir. Deneysel yöntemin ve sonlu eleman yönteminin birbiriyle olan tutarlılığı görüldükten sonra sonlu elemanlar yöntemi ile iyileştirme çalışmaları yapılacaktır. Yapılan iyileştirmeler deneysel modelde uygulanıp, iyileştirmenin ses seviyesini dürüp düşürmediği irdelenecektir.

#### 3.1 Deneysel modelin sonlu eleman modelinin hazırlanması

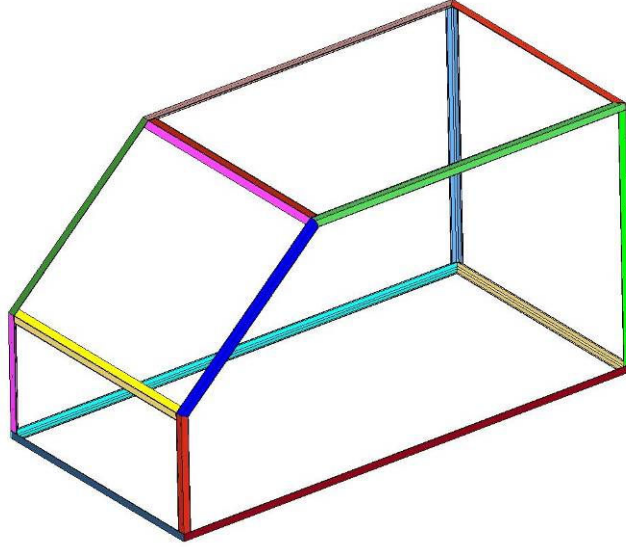
Çalışmamızın yapılacağı deneysel model piyasadaki bir ticari aracın  $\frac{1}{4}$  oranında küçültülmüş sembolik modelidir. Bu sembolik modelin sonlu eleman modelini hazırlamak için öncelikle, test modelini simüle eden çizimler gerekmektedir. Çizimler Catia çizim programında yapılacaktır. Catia ile yapılan tasarım aşağıda görülmektedir.



Şekil 3.1 Bilgisayar ortamında tasarlanan model



Araç modeli L profillerden oluşan bir iskelet ve bu iskelet üzerine gelen panellerden oluşur. İskeleti oluşturan L profiller bir birlerine elektrot kaynağı ile birleştirilmiştir. İskelet üzerine gelen paneller ise cıvata bağlantısı ile iskelete montaj edilmiştir.



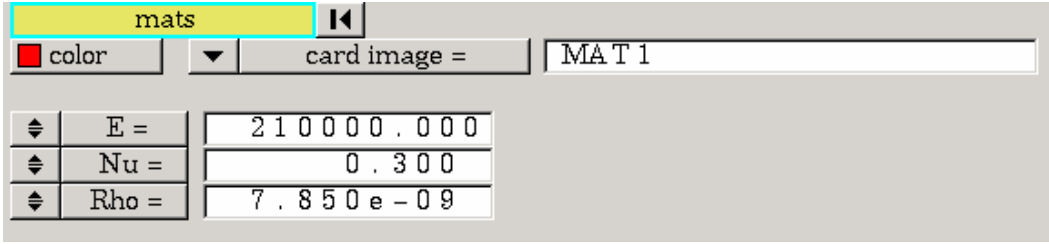
Şekil 3.2 Bilgisayar ortamında tasarlanan modelin iskeleti

Catia ile çizimleri tamamlanan modelin sonlu eleman modeli Ansa paket programı ile hazırlanacaktır. Sonlu eleman modeli hazırlamaya geçmeden önce modelleme stratejisinin belirlenme gerekmektedir.

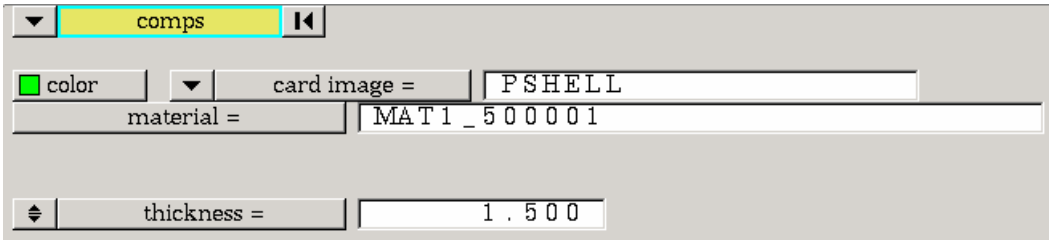
Sonlu eleman modeli hazırlanırken şase kısmında 3 farklı metot kullanılabilir. Bunlar L profillerin tamamen katı elemanlarla modellenmesi, L profillerin boyutlarını içersinde barındıran bir boyutlu elemanlarla modellenmesi ve son olarak ise kabuk elemanlarla modellenmesidir. Bu üç yöntemden katı elemanlar modellemek hem modelleme tekniği açısından vakit alıcıdır bunun yanında diğer üç yöntemle göre çözüm süresi olarak daha uzun sürer. Bu üç yöntem içinde en uygun olanı hem mod şekillerinin görülebilmesi hem de işlem süresinin optimum olması bakımından modelin kabuk elemanlarla modellenmesidir.

Kabuk elemanlarla modellemede modeli oluşturan parçaların tam ortasında geçen bir yüzey oluşturulması gerekir. Oluşturulan orta yüzey kabuk elemanlarla modellenir. Boyutsuz olan kabuk elemanlara malzemenin kalınlık, yoğunluk, elastisite modülü ve poisson oranı değerleri girilir.

Bizim modelimizde saç plaka kullanıldığı gerekli çelik için geçerli olan malzeme özellikleri girilmiştir. Belirlenen değerleri aşağıdaki şekilde görülmektedir.

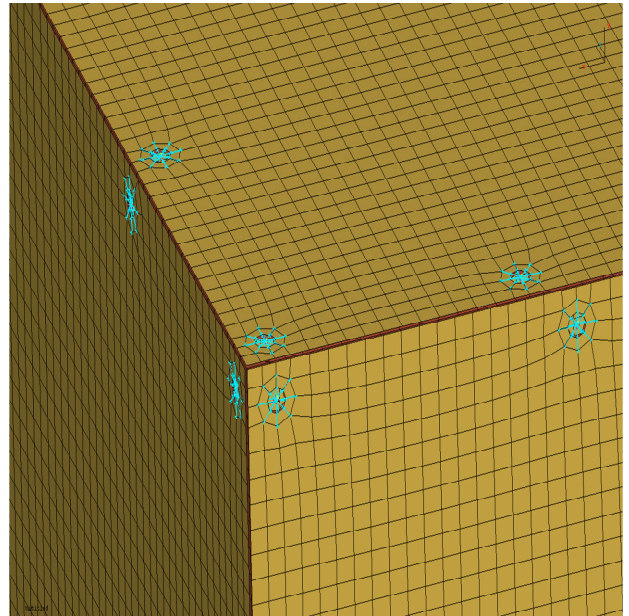
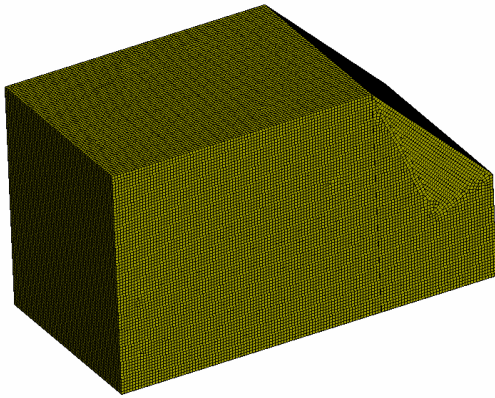


Şekil 3.3 Sonlu eleman analizinde çelik için özelliklerin girilmesi



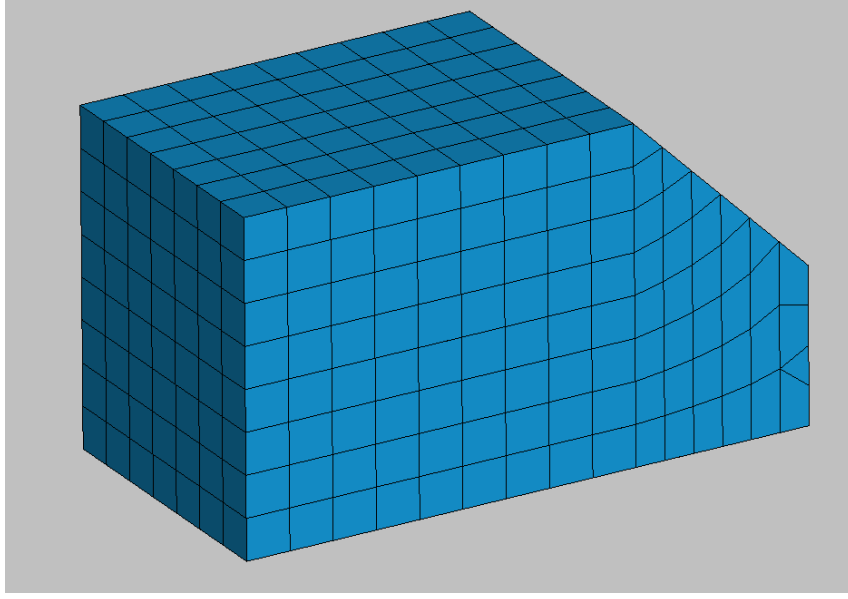
Şekil 3.4 Sonlu eleman modeline panel kalınlığının girilmesi

Saç panellerin model üzerine montajı için kullanılan cıvata somun bağlantısı ve sonlu eleman modelinin genel görüntüsü aşağıda görülmektedir.



Şekil 3.5 Sonlu eleman modeli

Analizlerde kullanılan hava modeli Akusmod ile hazırlanmış olup şekli aşağı görülmektedir.



Şekil 3.6 Sonlu eleman hava modeli

Sonlu eleman modeli hazırlandıktan sonra sıra sonlu eleman analizlerine gelmektedir.

### 3.2 Deneysel Modelin Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Modal Analizi

Bu bölümde hazırlanan sonlu eleman modeli ile modal ve akustik analizler yapılacaktır. Sonlu eleman analizinde çözümler 150 Hz kadar yapılacaktır. Analizler 150 Hz ile sınırlandırılmıştır bunun nedeni yapısal titreşimlerle oluşan akustik gürültünün yaklaşık olarak bu frekans aralıklarına kadar doğru sonuçlar vermesi ve sistem oluşacak olan yapısal gürültünün düşük frekans aralıklarında ortaya çıkmasıdır. Modal analiz sonuçları değerlendirilirken daha çok temel mode şekilleri göz önüne alınacaktır bu yüzden kompleks mod şekillerine ait grafiklere yer verilmeyecektir.

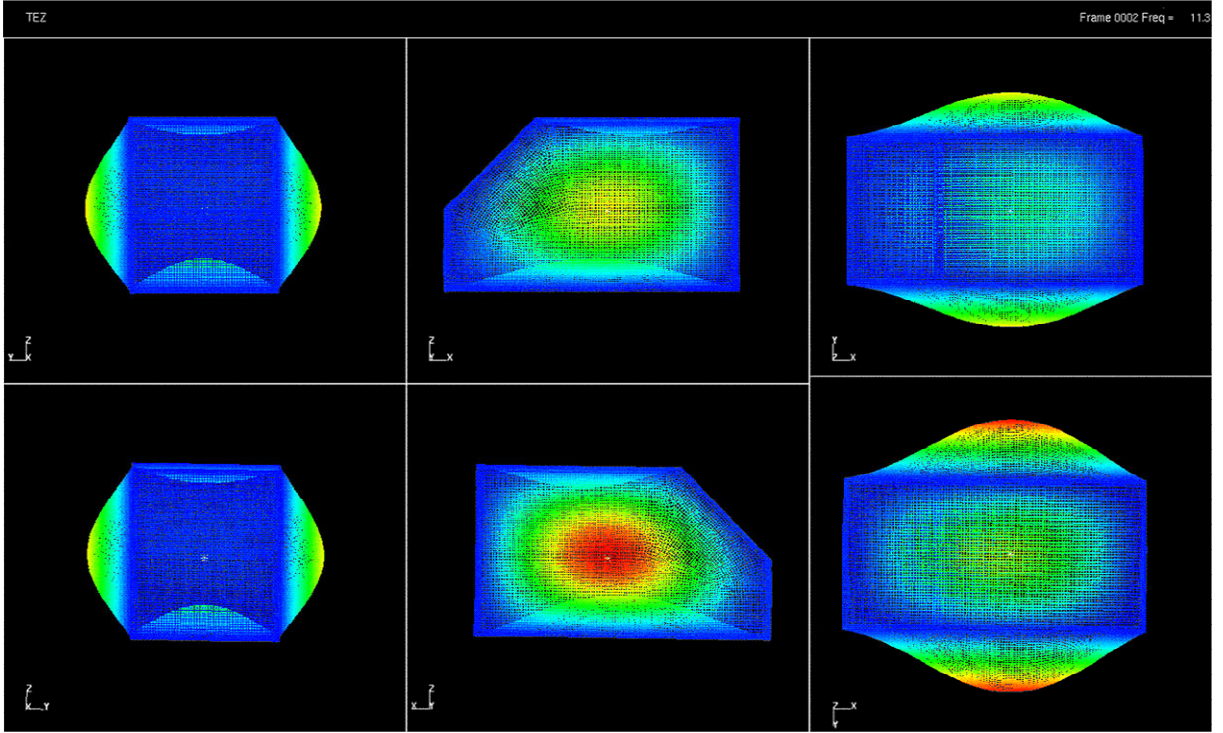
Sonlu eleman analizleri için Hypermesh ve Ansa programları hazırlanmış olup. Havanın modellenmesi için MSC Akusmod yazılımı kullanılmıştır. Hava ve yapısal model arasında Ansa programı ile bağlantı kurulmuştur. Sonlu eleman analizleri MSC Nastran yazılımı ile yapılarak, çıkan modal sonuçlar üzerinde frekans cevabı analizleri Vsign yazılımı ile yapılmıştır. Analizlerin irdelenmesi için ise Pirate programı kullanılmıştır. Gerekli grafiklerin çizimi için Matlab ve MS Office Excel programlarından faydalanılmıştır

Modal analizlere ait mod listesi ve daha sonra bu modların şekilleri aşağıda görülmektedir.

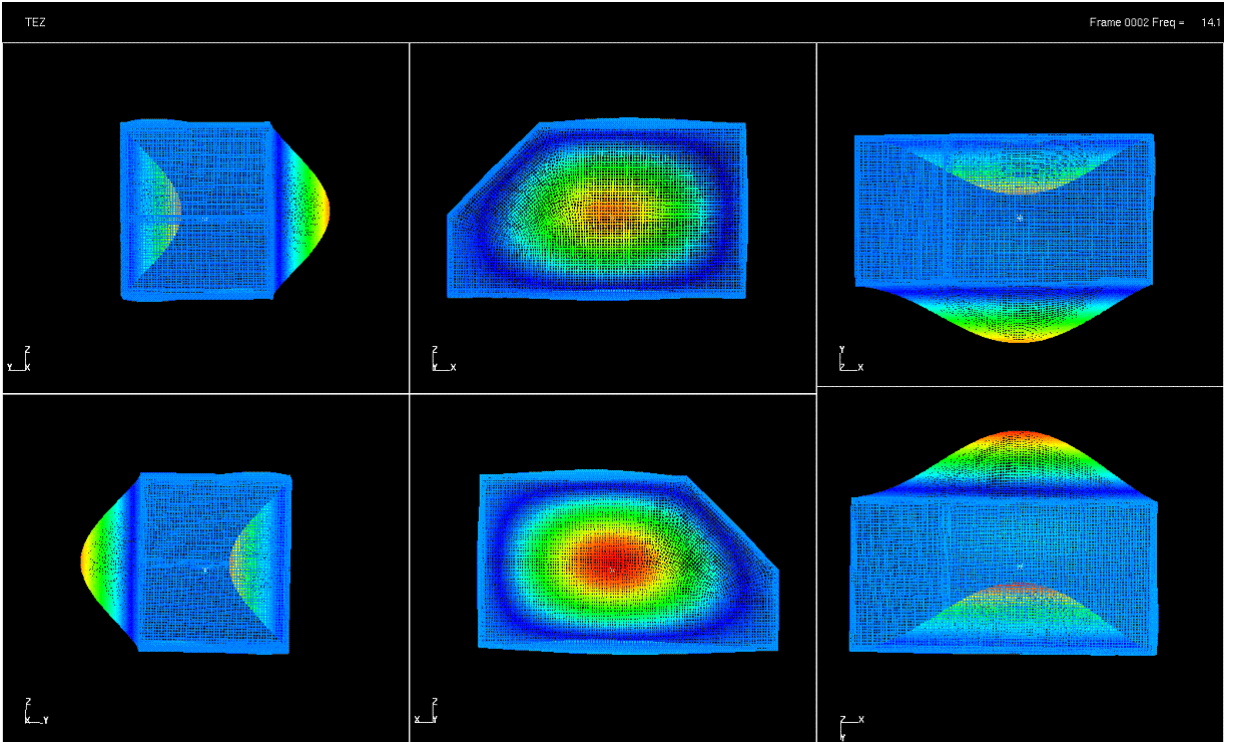
|         |   |               |   |          |   |           |   |
|---------|---|---------------|---|----------|---|-----------|---|
| Node 1  | 0 | 0.000124574Hz | - | Node 53  | 0 | 84.1358Hz | - |
| Node 2  | 0 | 0.00011593Hz  | - | Node 54  | 0 | 85.0178Hz | - |
| Node 3  | 0 | 0.000126147Hz | - | Node 55  | 0 | 85.6635Hz | - |
| Node 4  | 0 | 0.000187587Hz | - | Node 56  | 0 | 87.0604Hz | - |
| Node 5  | 0 | 0.000226461Hz | - | Node 57  | 0 | 87.2636Hz | - |
| Node 6  | 0 | 0.000281863Hz | - | Node 58  | 0 | 87.9497Hz | - |
| Node 7  | 0 | 11.334Hz      | - | Node 59  | 0 | 88.3857Hz | - |
| Node 8  | 0 | 14.0509Hz     | - | Node 60  | 0 | 88.7121Hz | - |
| Node 9  | 0 | 16.1022Hz     | - | Node 61  | 0 | 90.6089Hz | - |
| Node 10 | 0 | 18.1985Hz     | - | Node 62  | 0 | 91.6119Hz | - |
| Node 11 | 0 | 19.4229Hz     | - | Node 63  | 0 | 92.868Hz  | - |
| Node 12 | 0 | 20.5665Hz     | - | Node 64  | 0 | 93.7486Hz | - |
| Node 13 | 0 | 21.4235Hz     | - | Node 65  | 0 | 95.0086Hz | - |
| Node 14 | 0 | 22.8119Hz     | - | Node 66  | 0 | 95.3401Hz | - |
| Node 15 | 0 | 26.4509Hz     | - | Node 67  | 0 | 96.0376Hz | - |
| Node 16 | 0 | 31.8784Hz     | - | Node 68  | 0 | 96.7341Hz | - |
| Node 17 | 0 | 32.4295Hz     | - | Node 69  | 0 | 102.538Hz | - |
| Node 18 | 0 | 32.5752Hz     | - | Node 70  | 0 | 103.317Hz | - |
| Node 19 | 0 | 33.6214Hz     | - | Node 71  | 0 | 104.646Hz | - |
| Node 20 | 0 | 34.612Hz      | - | Node 72  | 0 | 105.646Hz | - |
| Node 21 | 0 | 35.073Hz      | - | Node 73  | 0 | 106.11Hz  | - |
| Node 22 | 0 | 40.0862Hz     | - | Node 74  | 0 | 106.293Hz | - |
| Node 23 | 0 | 41.6983Hz     | - | Node 75  | 0 | 108.503Hz | - |
| Node 24 | 0 | 43.42Hz       | - | Node 76  | 0 | 110.337Hz | - |
| Node 25 | 0 | 43.8171Hz     | - | Node 77  | 0 | 111.238Hz | - |
| Node 26 | 0 | 46.0324Hz     | - | Node 78  | 0 | 112.758Hz | - |
| Node 27 | 0 | 46.5976Hz     | - | Node 79  | 0 | 113.66Hz  | - |
| Node 28 | 0 | 46.9166Hz     | - | Node 80  | 0 | 115.13Hz  | - |
| Node 29 | 0 | 48.6742Hz     | - | Node 81  | 0 | 116.08Hz  | - |
| Node 30 | 0 | 49.5939Hz     | - | Node 82  | 0 | 116.132Hz | - |
| Node 31 | 0 | 49.9606Hz     | - | Node 83  | 0 | 117.09Hz  | - |
| Node 32 | 0 | 50.4855Hz     | - | Node 84  | 0 | 117.65Hz  | - |
| Node 33 | 0 | 52.7331Hz     | - | Node 85  | 0 | 118.625Hz | - |
| Node 34 | 0 | 55.5723Hz     | - | Node 86  | 0 | 119.281Hz | - |
| Node 35 | 0 | 58.495Hz      | - | Node 87  | 0 | 120.791Hz | - |
| Node 36 | 0 | 58.958Hz      | - | Node 88  | 0 | 122.367Hz | - |
| Node 37 | 0 | 61.2897Hz     | - | Node 89  | 0 | 123.295Hz | - |
| Node 38 | 0 | 62.1388Hz     | - | Node 90  | 0 | 123.521Hz | - |
| Node 39 | 0 | 62.3964Hz     | - | Node 91  | 0 | 123.967Hz | - |
| Node 40 | 0 | 65.9052Hz     | - | Node 92  | 0 | 124.672Hz | - |
| Node 41 | 0 | 66.4708Hz     | - | Node 93  | 0 | 127.256Hz | - |
| Node 42 | 0 | 66.926Hz      | - | Node 94  | 0 | 128.341Hz | - |
| Node 43 | 0 | 67.6375Hz     | - | Node 95  | 0 | 129.067Hz | - |
| Node 44 | 0 | 68.2205Hz     | - | Node 96  | 0 | 129.565Hz | - |
| Node 45 | 0 | 70.3415Hz     | - | Node 97  | 0 | 131.284Hz | - |
| Node 46 | 0 | 71.0741Hz     | - | Node 98  | 0 | 131.726Hz | - |
| Node 47 | 0 | 73.7454Hz     | - | Node 99  | 0 | 133.29Hz  | - |
| Node 48 | 0 | 75.5414Hz     | - | Node 100 | 0 | 138.682Hz | - |
| Node 49 | 0 | 76.407Hz      | - | Node 101 | 0 | 141.368Hz | - |
| Node 50 | 0 | 78.1056Hz     | - | Node 102 | 0 | 141.614Hz | - |
| Node 51 | 0 | 80.7239Hz     | - | Node 103 | 0 | 142.191Hz | - |
| Node 52 | 0 | 82.4633Hz     | - | Node 104 | 0 | 142.666Hz | - |
| Node 53 | 0 | 84.1358Hz     | - | Node 105 | 0 | 143.861Hz | - |

Şekil 3.7 Modele ait mod listesi

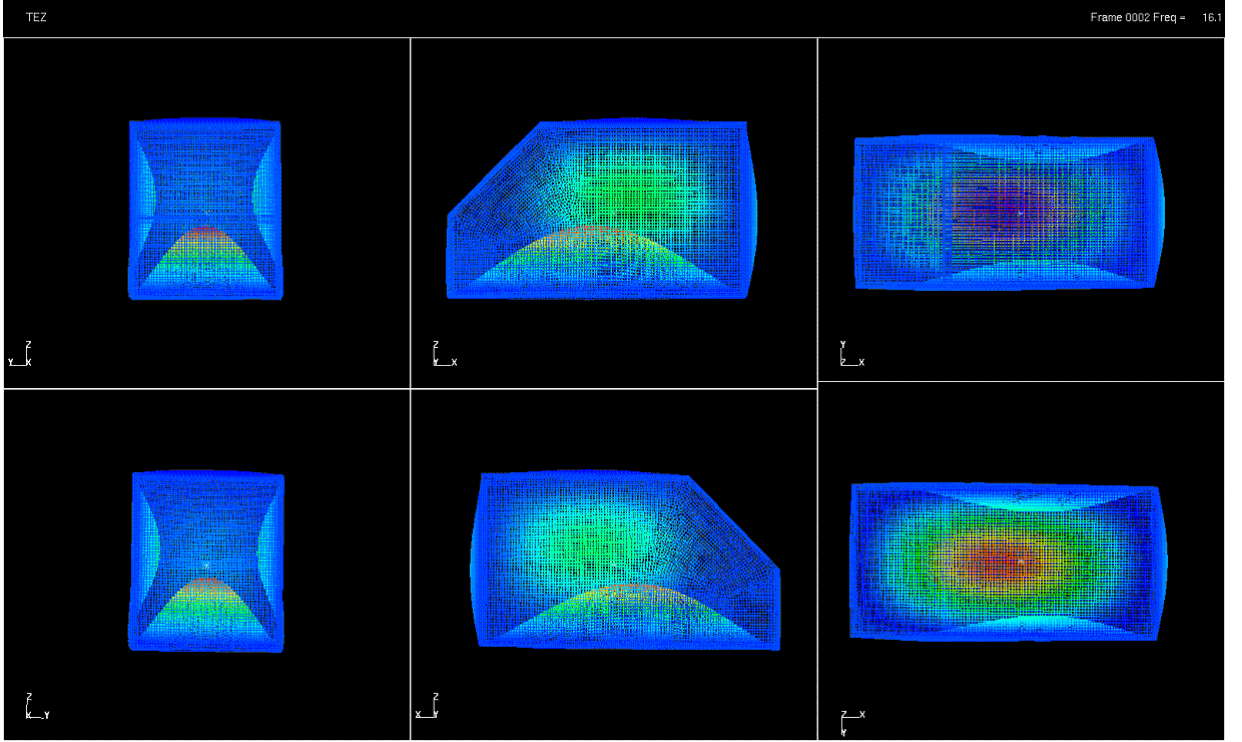
Frekanslara göre mode şekilleri diğer sayfalardaki grafiklerde görülmektedir.



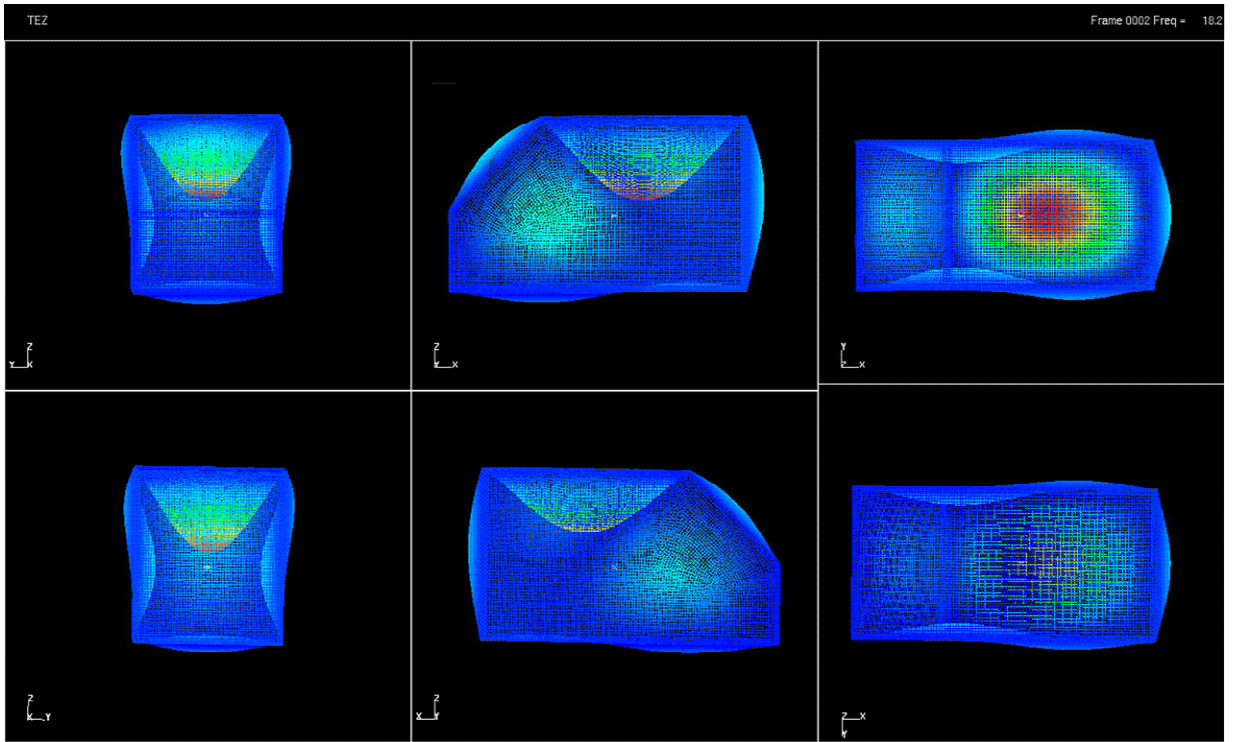
Şekil 3.8 Panellerin 7. moddaki hareketi



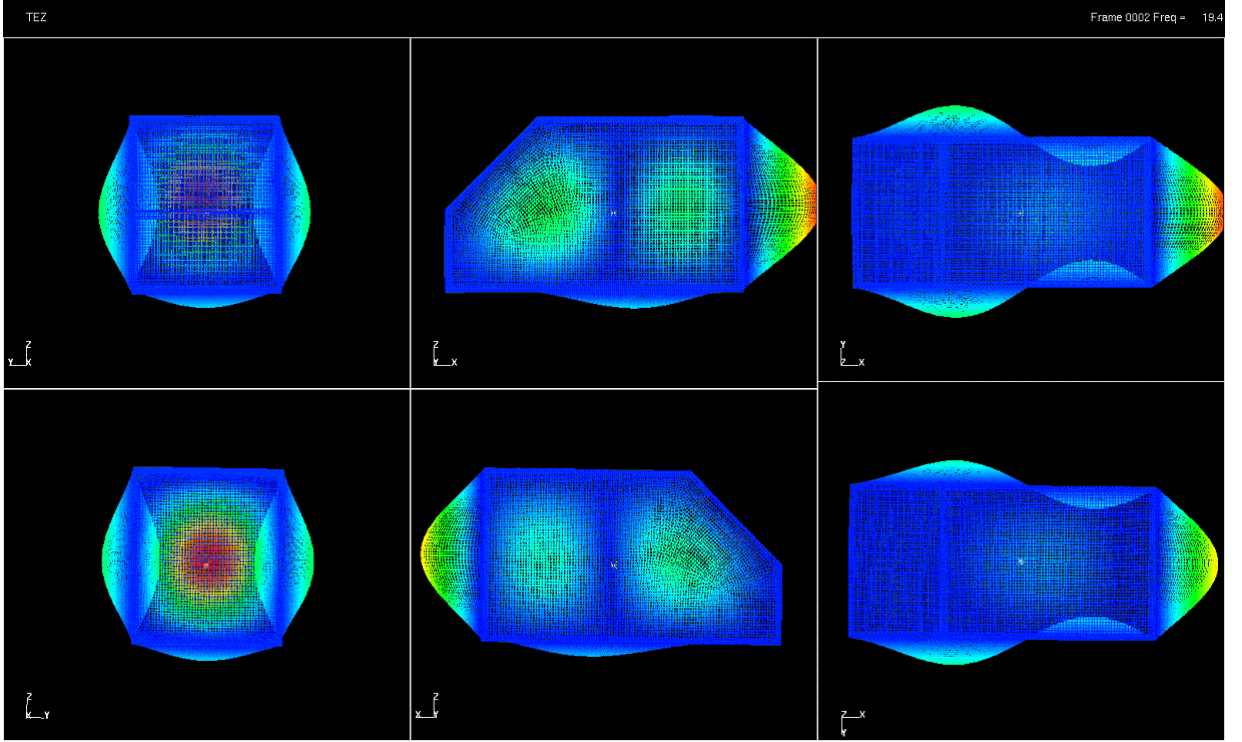
Şekil 3.9 Panellerin 8. moddaki hareketi



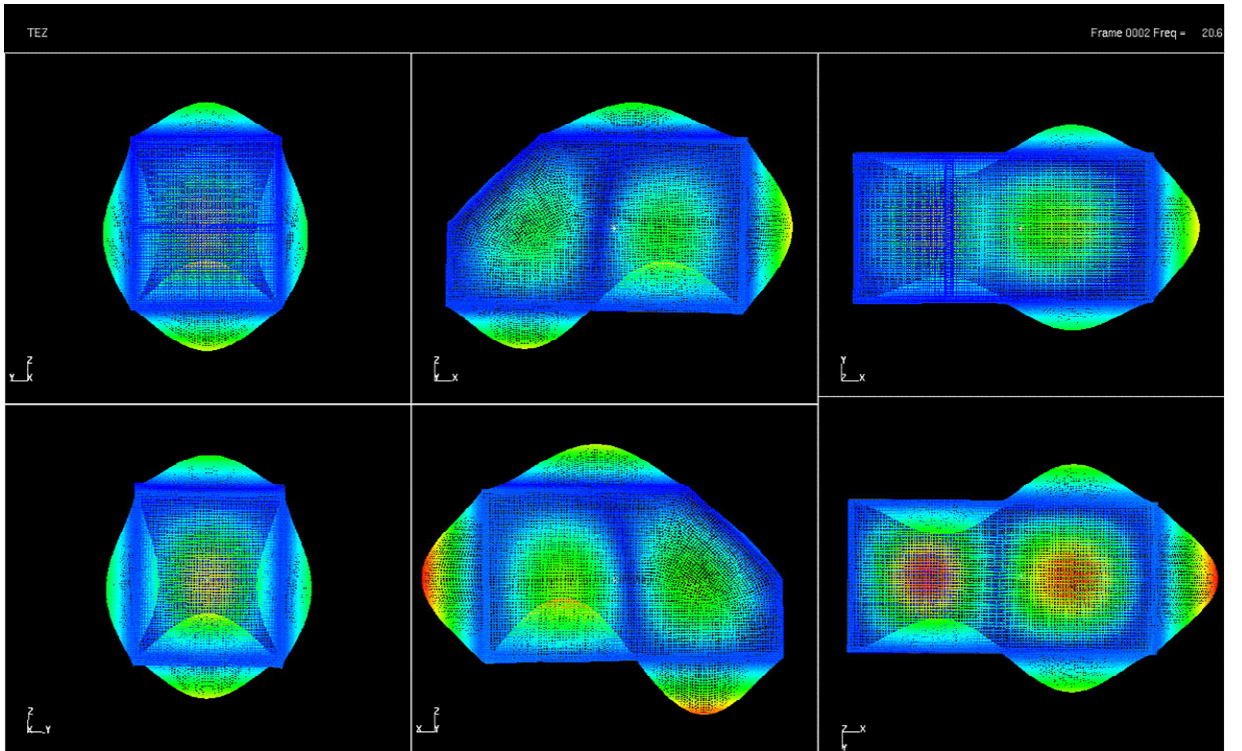
Şekil 3.10 Panellerin 9. moddaki hareketi



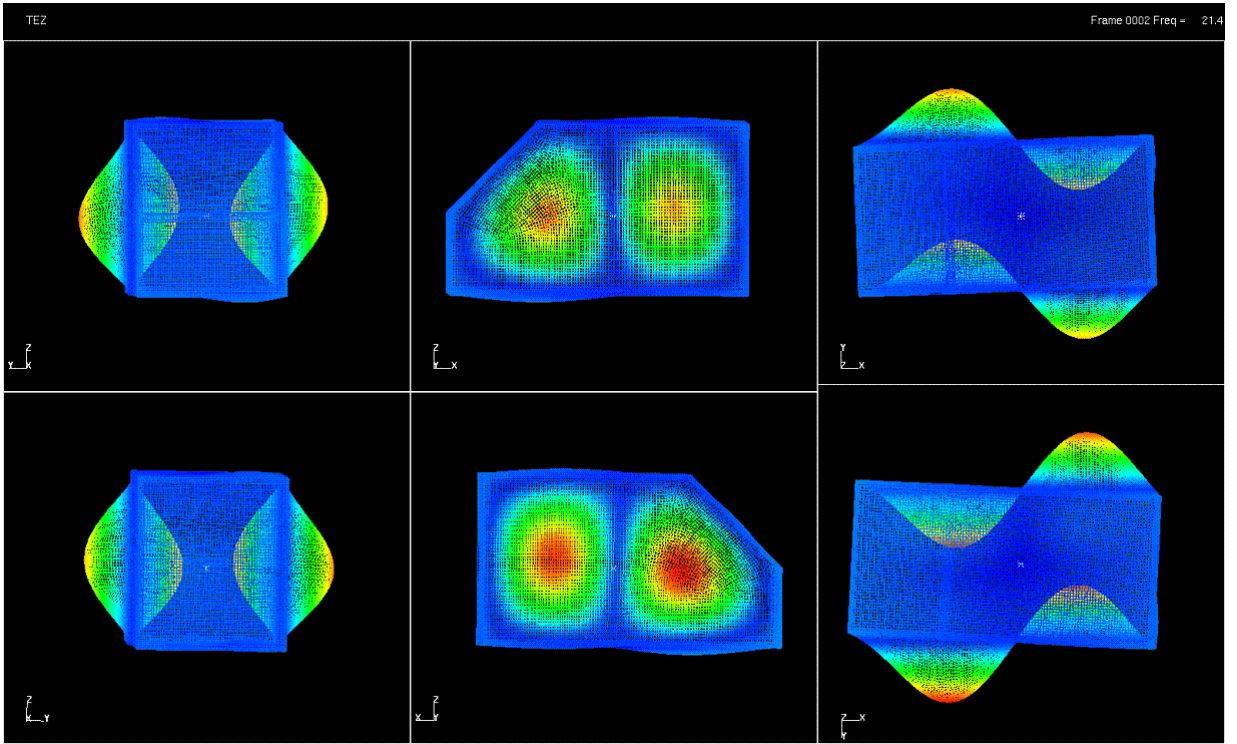
Şekil 3.11 Panellerin 10. moddaki hareketi



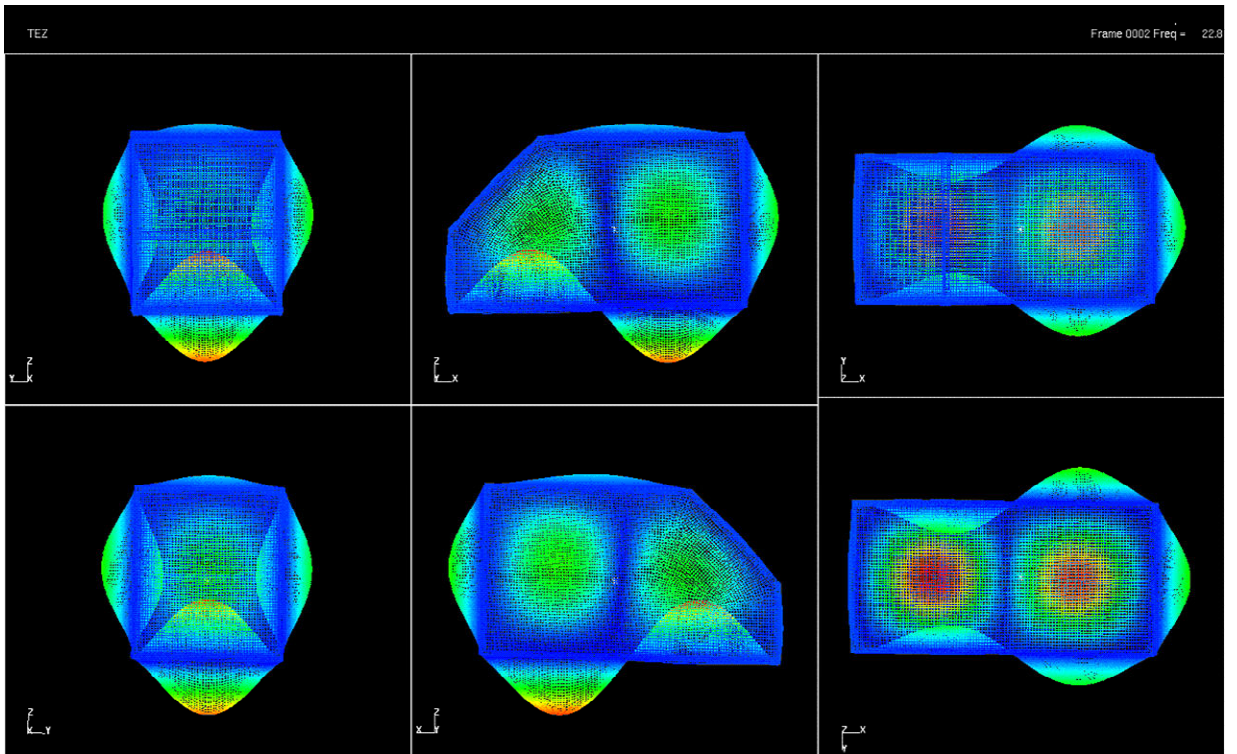
Şekil 3.12 Panellerin 11. moddaki hareketi



Şekil 3.13 Panellerin 12. moddaki hareketi

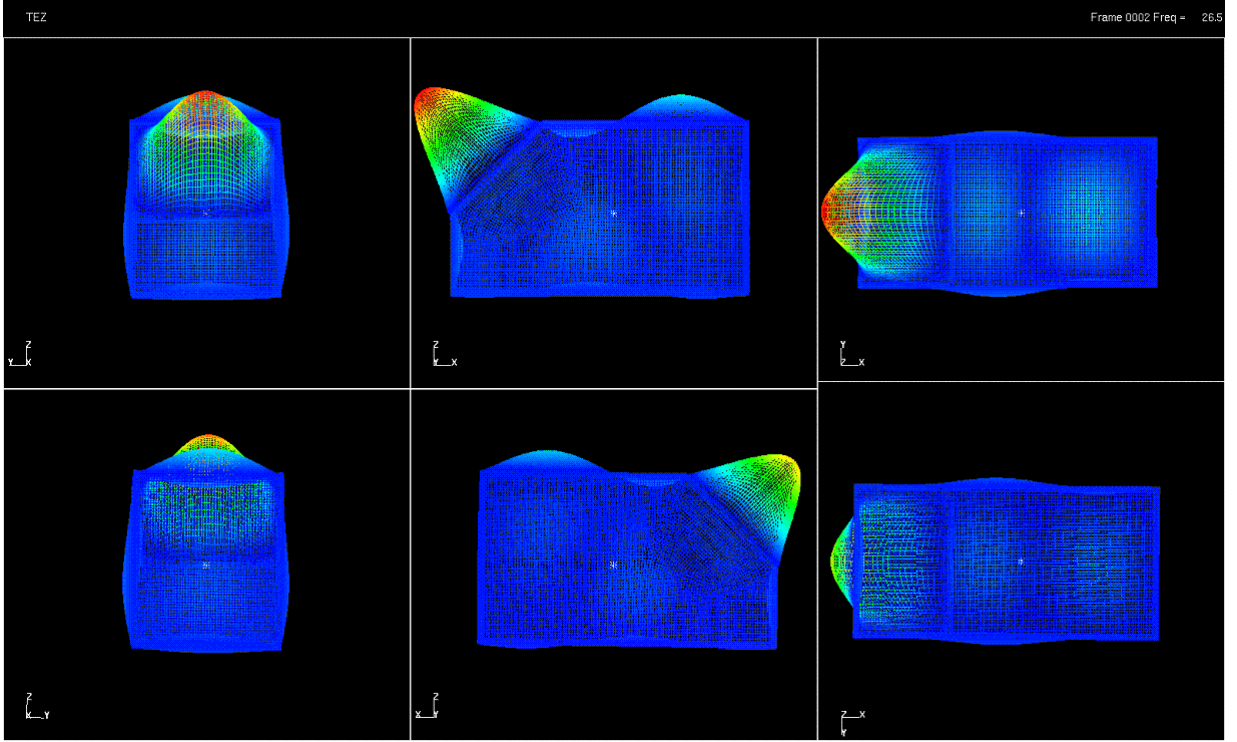


Şekil 3.14 Panellerin 13. moddaki hareketi

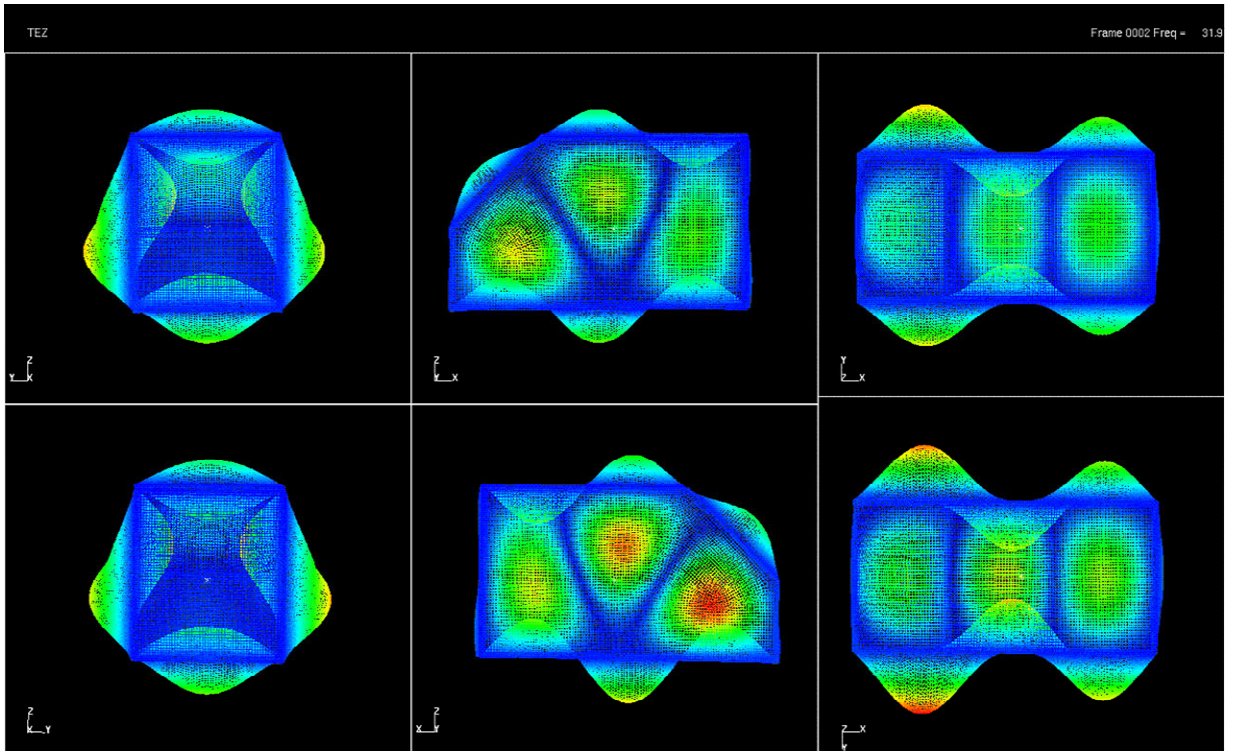


Şekil 3.15 Panellerin 14. moddaki hareketi



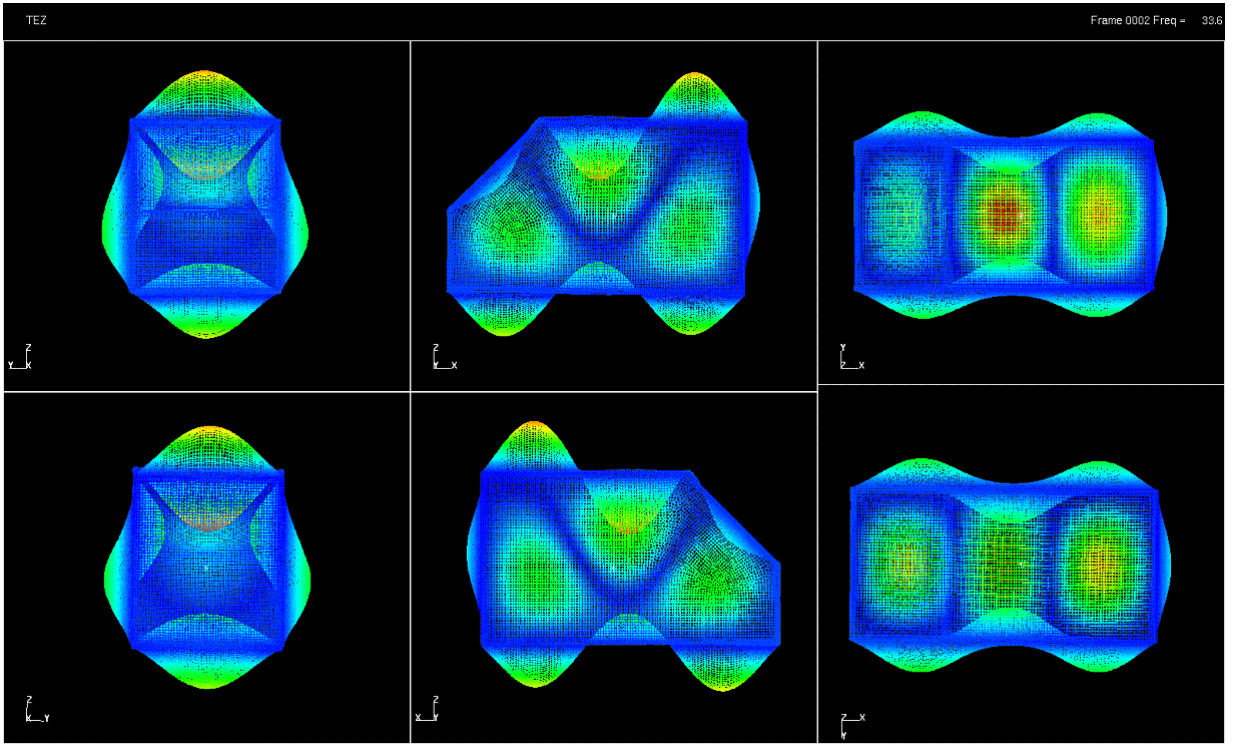


Şekil 3.16 Panellerin 15. moddaki hareketi

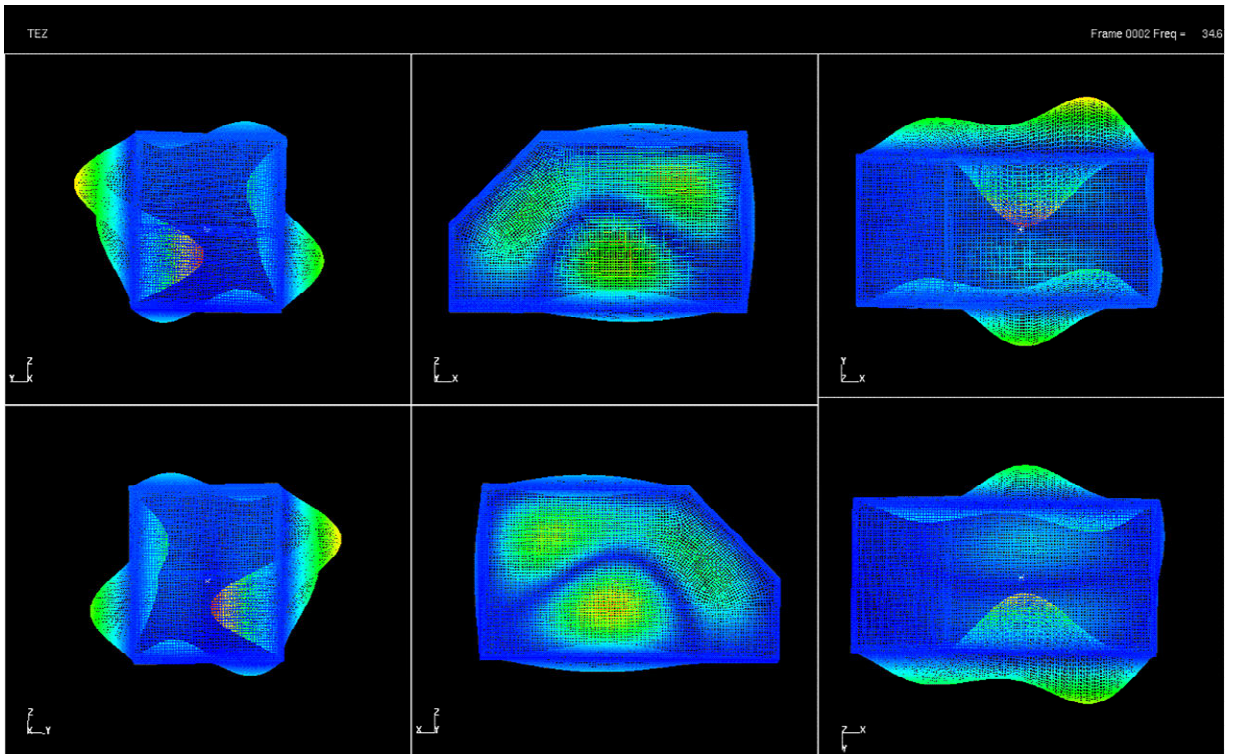


Şekil 3.17 Panellerin 16. moddaki hareketi

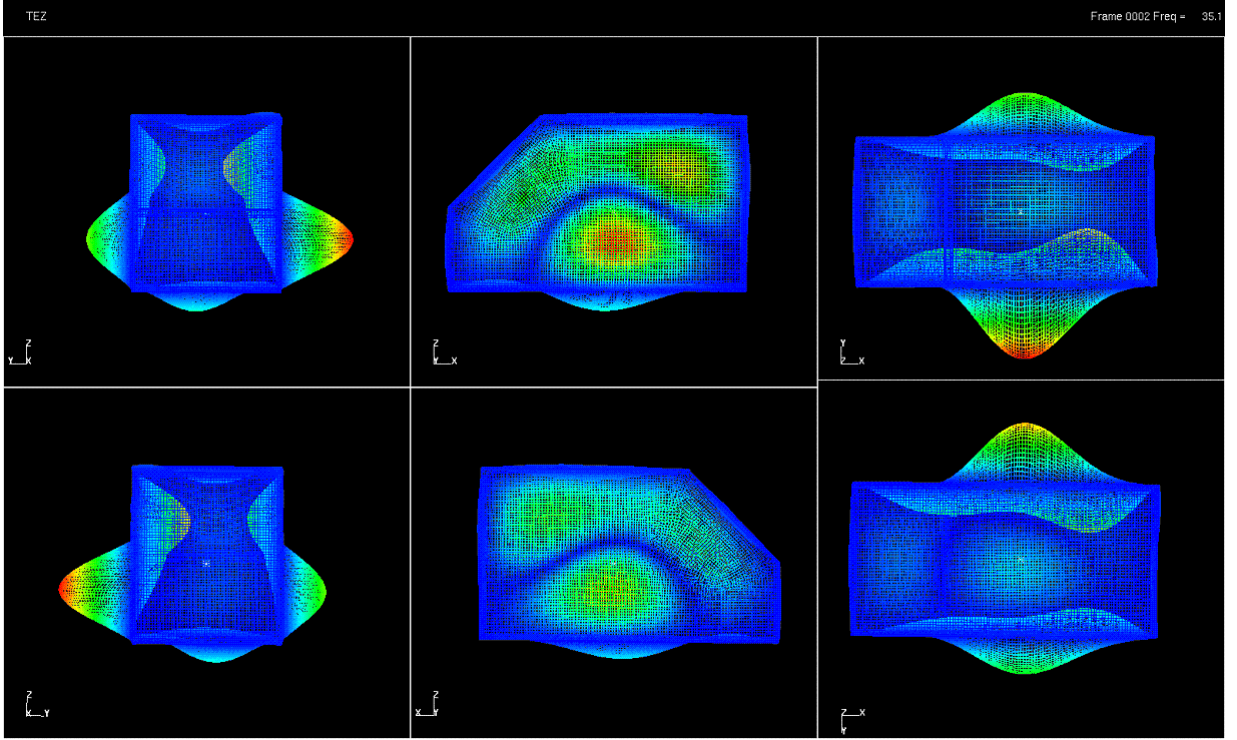




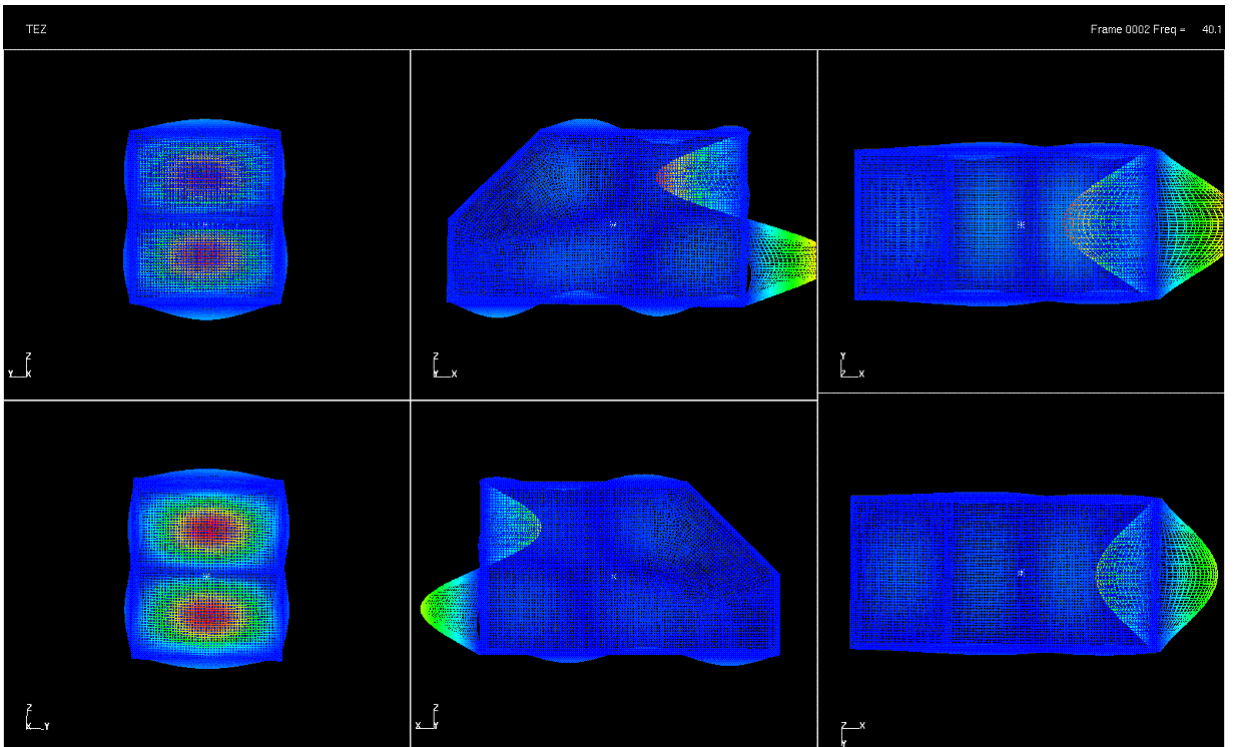
Şekil 3.20 Panellerin 19. moddaki hareketi



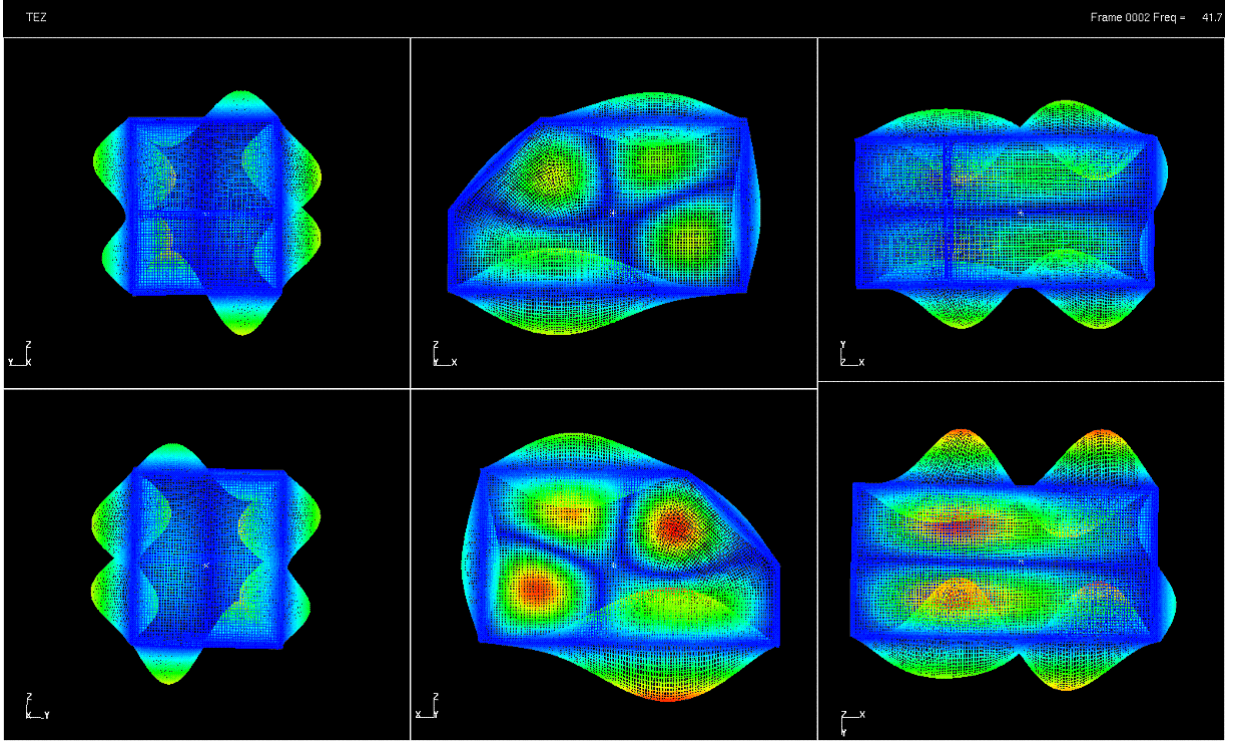
Şekil 3.21 Panellerin 20. moddaki hareketi



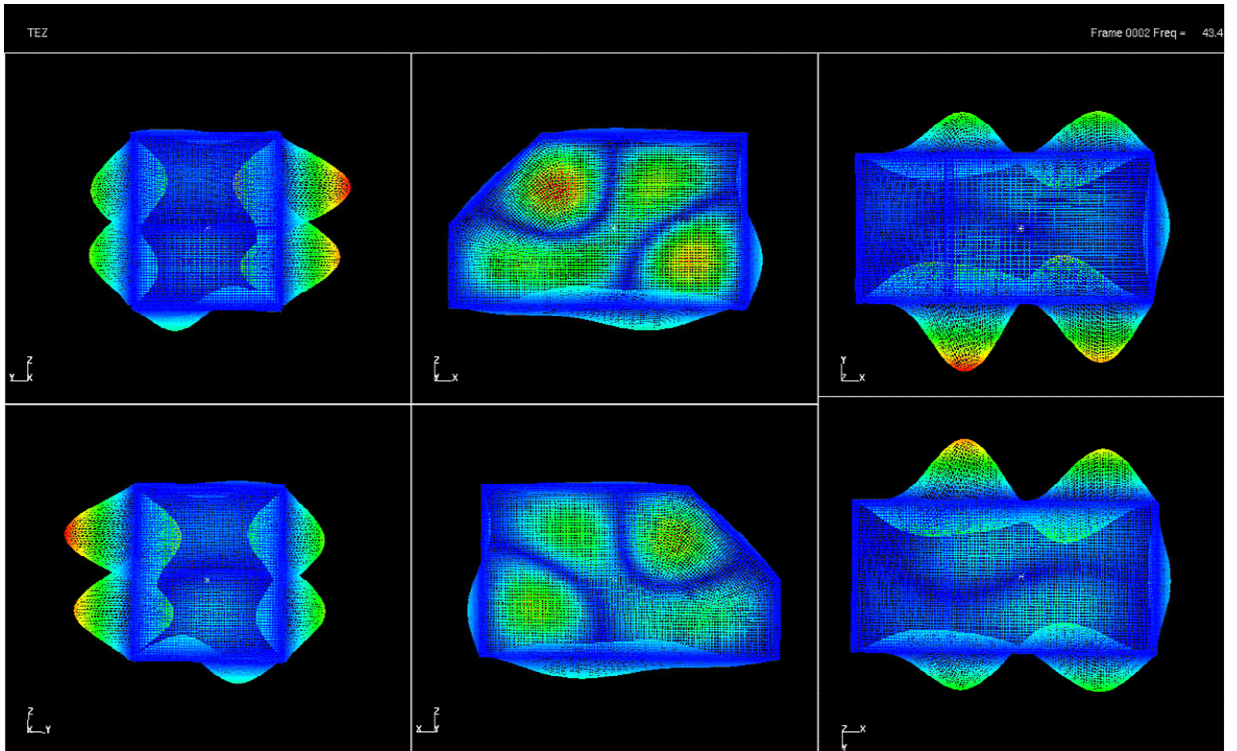
Şekil 3.22 Panellerin 21. moddaki hareketi



Şekil 3.23 Panellerin 22. moddaki hareketi



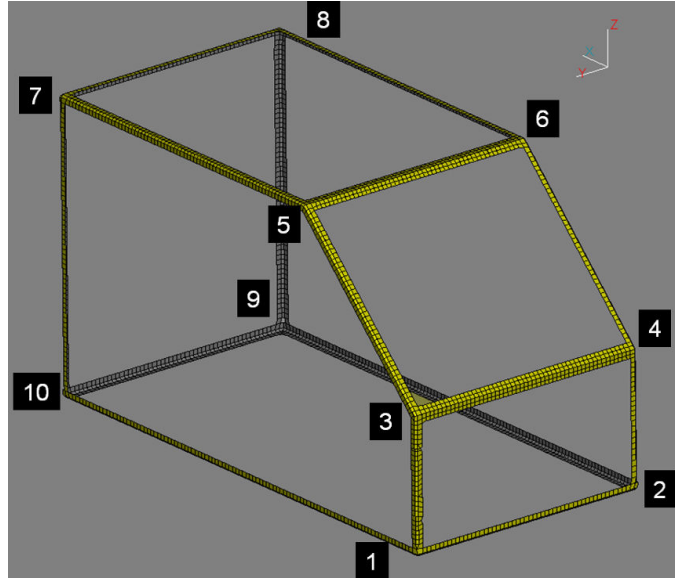
Şekil 3.24 Panellerin 23. moddaki hareketi



Şekil 3.25 Panellerin 24. moddaki hareketi

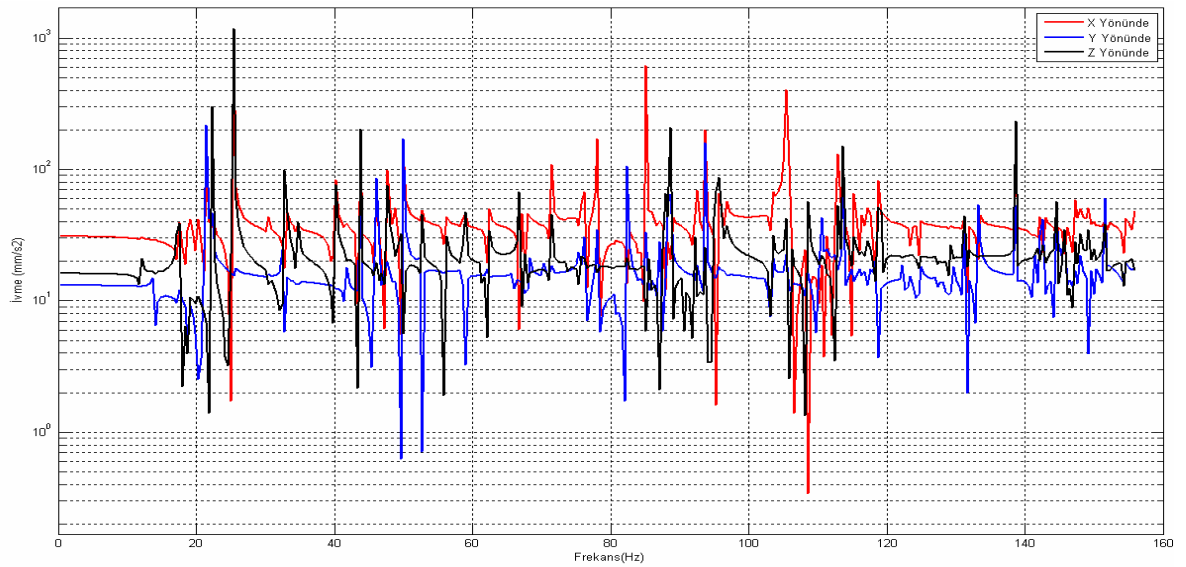
### 3.3 Sonlu Elemanlar Analizi ile Transfer Fonksiyonlarının Bulunması

Sonlu elemanlar metodu ile yapılacak transfer fonksiyonu analizleri için sonlu eleman modelinin belirli noktalarına numaralar verilmiştir. Bu noktalardan tahrik verilecek ve çeşitli noktalardan transfer fonksiyonları bulunacaktır. Bu analizlerde 1 noktasında x yönünde tahrik verilir ve 3, 5 ve 7 noktalarında 3 yönde çıkış alınacaktır. Modelin köşe noktalarına verilen numaralar aşağıda görülmektedir.

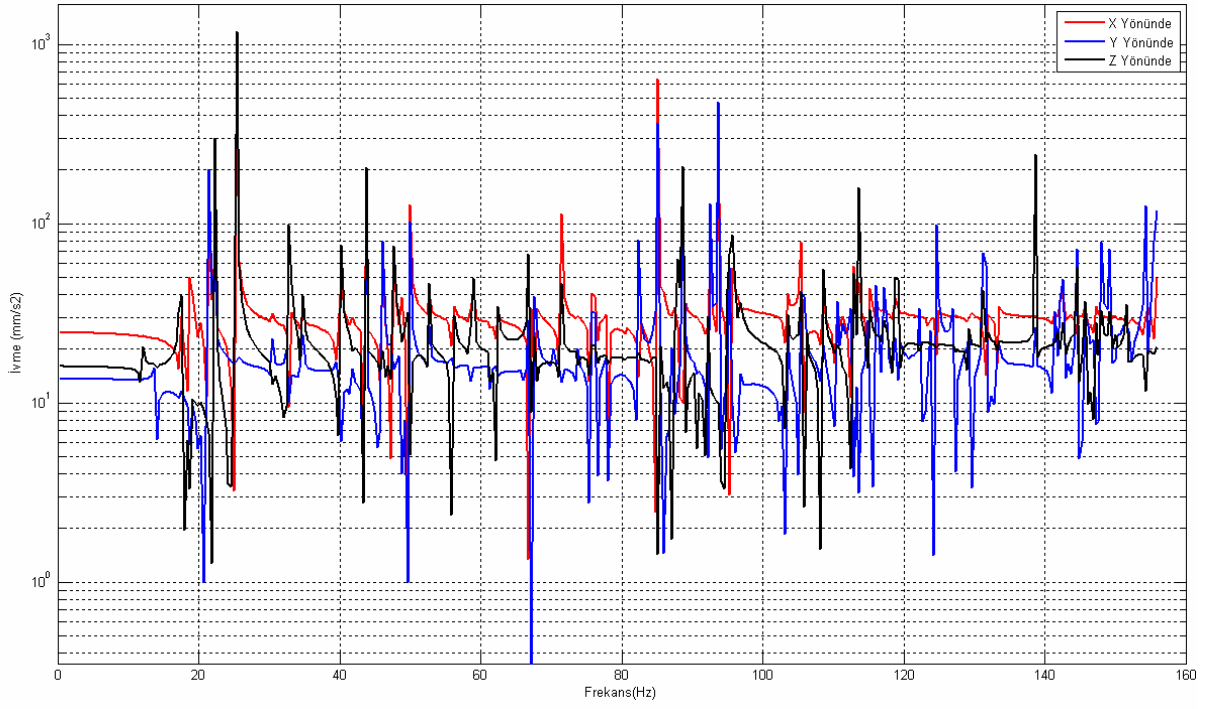


Şekil 3.26 Modelin tahrik edildiği noktalar

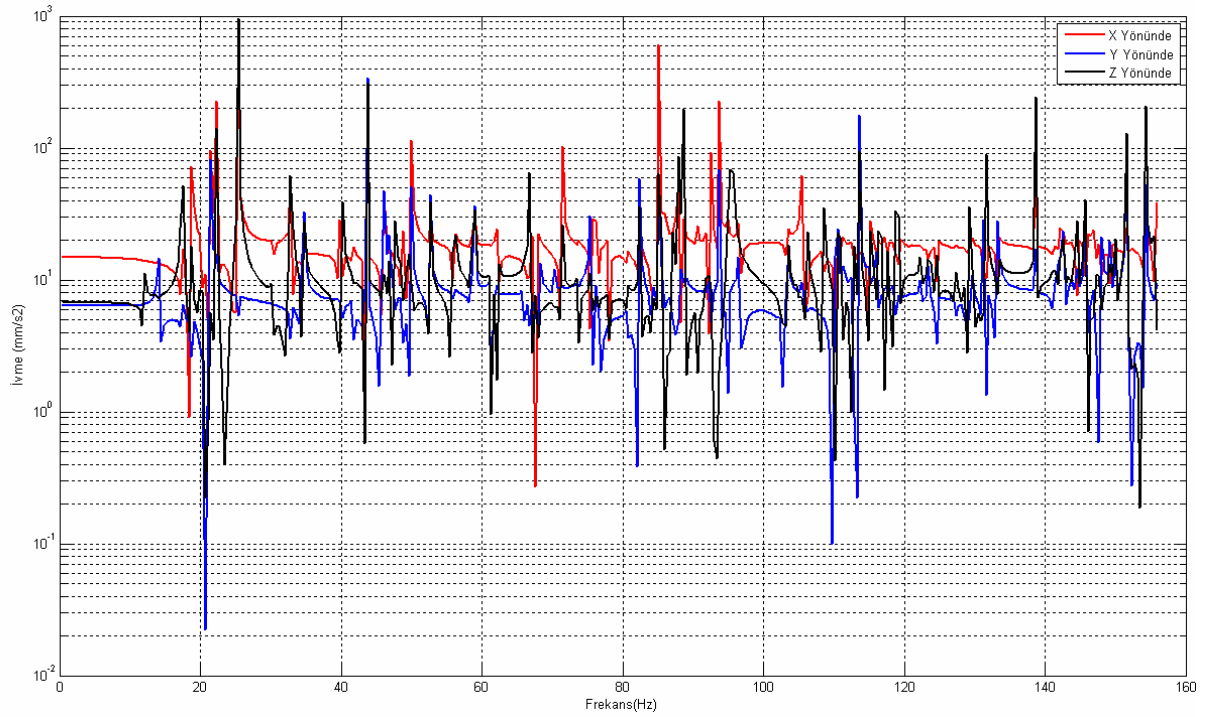
Transfer fonksiyonlarına ait grafikler aşağıdadır.



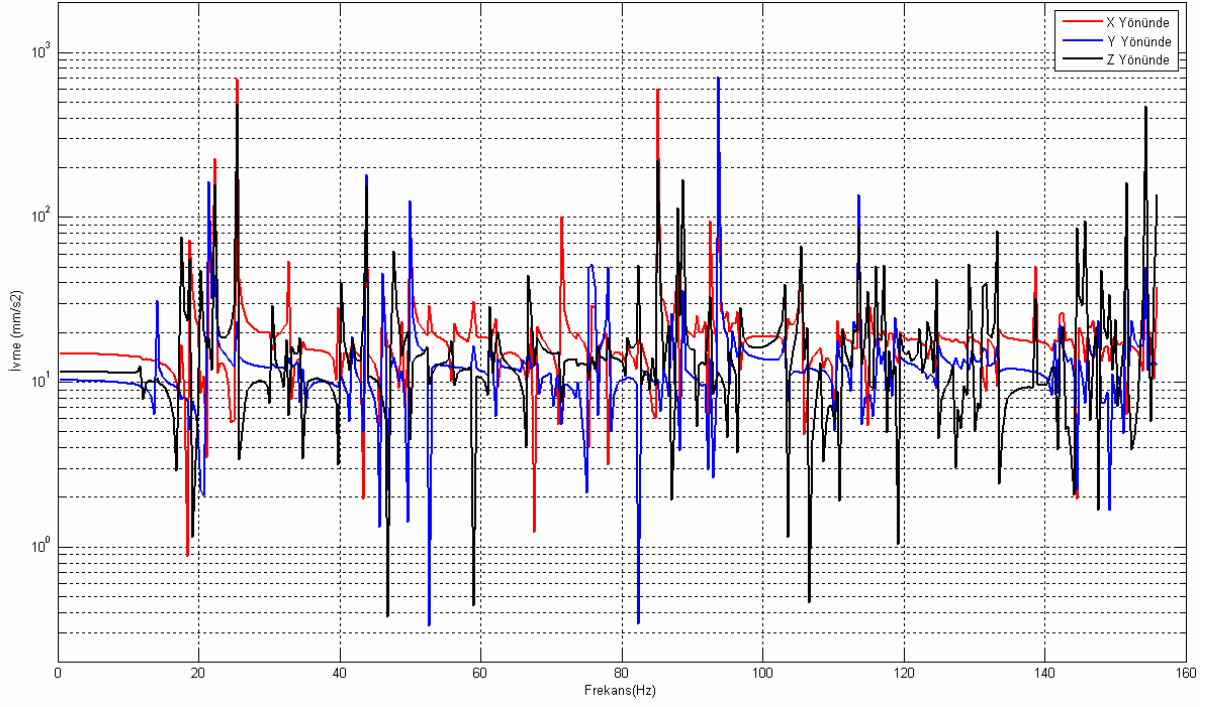
Şekil 3.27 Bir numaralı noktanın frekans cevabı grafiği



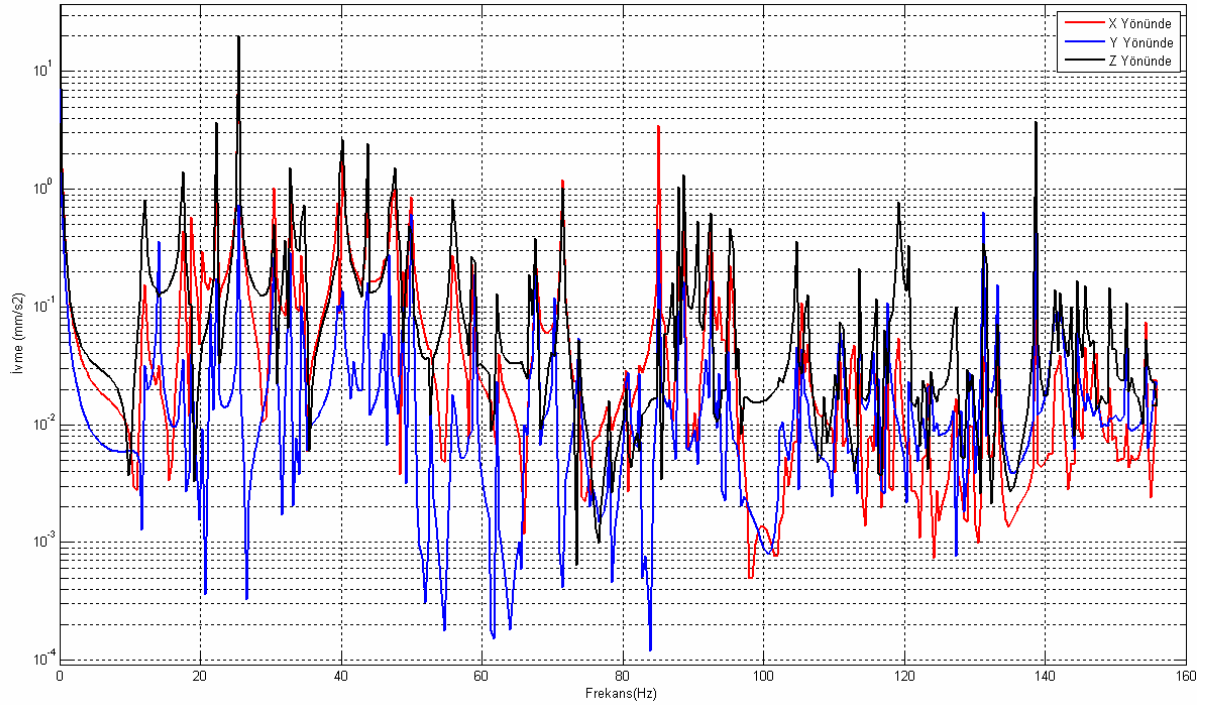
Şekil 3.28 Üç numaralı noktanın frekans cevabı grafiği



Şekil 3.29 Beş numaralı noktanın frekans cevabı grafiği



Şekil 3.30 Yedi numaralı noktanın frekans cevabı grafiği



Şekil 3.33 Sürücü kulak hizasındaki noktanın transfer fonksiyonu



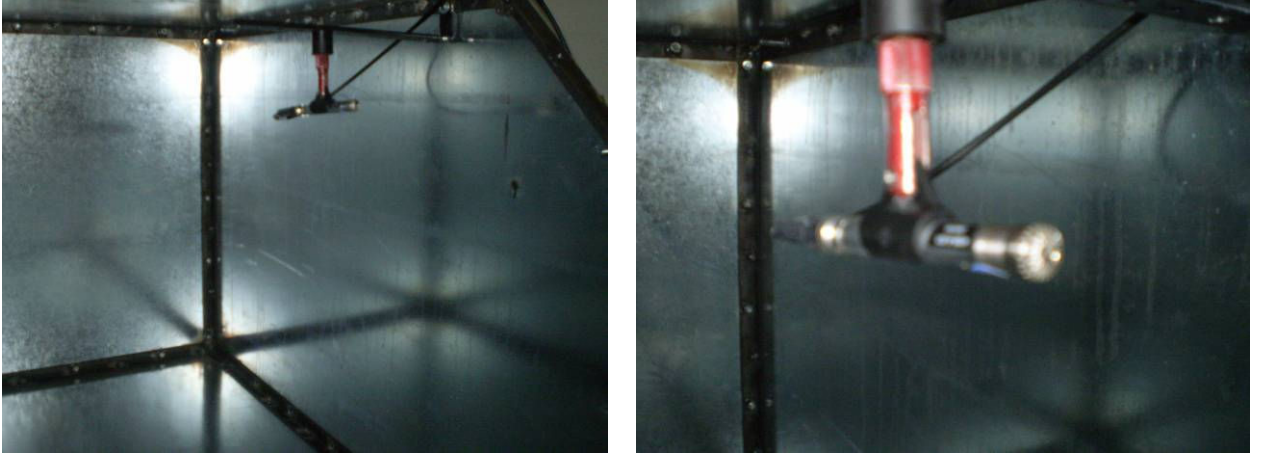
Mod listesi ve mode şekillerinin görüldüğü grafikler deneysel modelde gürültü ve titreşim problemlerinin ortaya çıkabileceği frekansı ve mode şeklini göstermektedir. Bunun yanında transfer fonksiyonları ise belirli bir noktadan gelen girdinin seçilen noktalardaki çıktısını göstermektedir. Transfer fonksiyonları sayesinde herhangi bir modun gürültü ve titreşim açısından etkisinin ne olacağını tahmin etme imkânı vermektedir. Örneğin 21.4 Hz deki panel modunun y düzlemindeki hareketi iskelet üzerinden okunan frekans cevabı grafiklerinde yine 21.4 Hz de bir tepe olarak ortaya çıkmaktadır. Panelin bu mode şeklinin kabin içindeki gürültüye olan etkisi ise kulak hizasındaki hava noktasından alınan frekans cevabı grafiklerinde görülmektedir. Bir sonraki aşama sonlu elamanlar metodu ile yapılan analizlerin, laboratuvar ortamında tekrarlanması ve sonuçların karşılaştırılarak tutarlılığın irdelenmesidir.

### **3.4 Test Metodunun Seçilmesi**

Test metodunun seçilmesi, deneysel çalışma esnasında doğru veri toplama ve toplanan verilerin analiz edilmesi açısından önem taşımaktadır. Bunun yanında seçilen test metodunun, sonlu eleman analizleri ile de doğrulanabilir nitelikte olması gerekir. Eğer bu şartlar sağlanmazsa elde edilen verilerin kıyaslama amacıyla kullanılması mümkün değildir. Seçilen test metodu ile birlikte toplanan veri aralığı ortaya çıkabilecek en kötü şartların yakalanabilmesi açısından önem arz etmektedir. Modal test esnasında yapıyı tahrik etmek için bir kaç farklı yöntem mevcuttur. Bunlardan bir tanesi sistemi çekiç testi ile tahrik etmektir. Bu yöntem kullanılan aletin karışık olamaması, yatırım maliyetinin düşük olması ve kullanımının kolay olması gibi yönlerden bazı avantajları sahiptir. Bunun yanında çekiç testi ile tahrik edilebilecek frekansların sınırlı olması, kullanım esnasında doğru tahriki vermenin tecrübeye ve kişisel beceriye bağlı olması çekiç testinin dezavantajlarıdır. Çekiç testinin alternatifi ise sarsıcı ile tahrik vermektir. Sarsıcı ile tahrik verirken istenilen fonksiyon tiplerinde sinyal yollamaya izin vermesi, sinyallerin her denemede aynı olması ve geniş aralıklarda sinyal yollamaya imkân tanınması sarsıcı ile tahrik vermenin avantajlarıdır. Bunun yanında sarsıcı cihazın yatırım maliyetinin yüksek olması sarsıcı kontrol etmek için sinyal düzenleyici ek cihaza ihtiyaç duyulması, sarsıcı ile tahrik vermenin dezavantajlarıdır.

Bu çalışmanın laboratuvar ortamında yapılan modal testlerinde darbe çekici kullanılarak sistemin tahrik edilmesi sağlanmıştır.





Şekil 3.36 Mikrofon ve mikrofonun kabin içine yerleştirilmesi

### 3.7 Test Sınır Şartlarının Belirlenmesi

Bu bölümde modal test için kullanılan üç farklı sınır şartı denenmiştir. Aşağıdaki şekillerde test modelinin elastik halat ve yayla tavan asıldığı yöntem ile zemine konan sünger üzerine konarak yapılan deney düzenekleri görülmektedir.



Şekil 3.37 Deneysel modelin elastik halat yardımı ile asılması

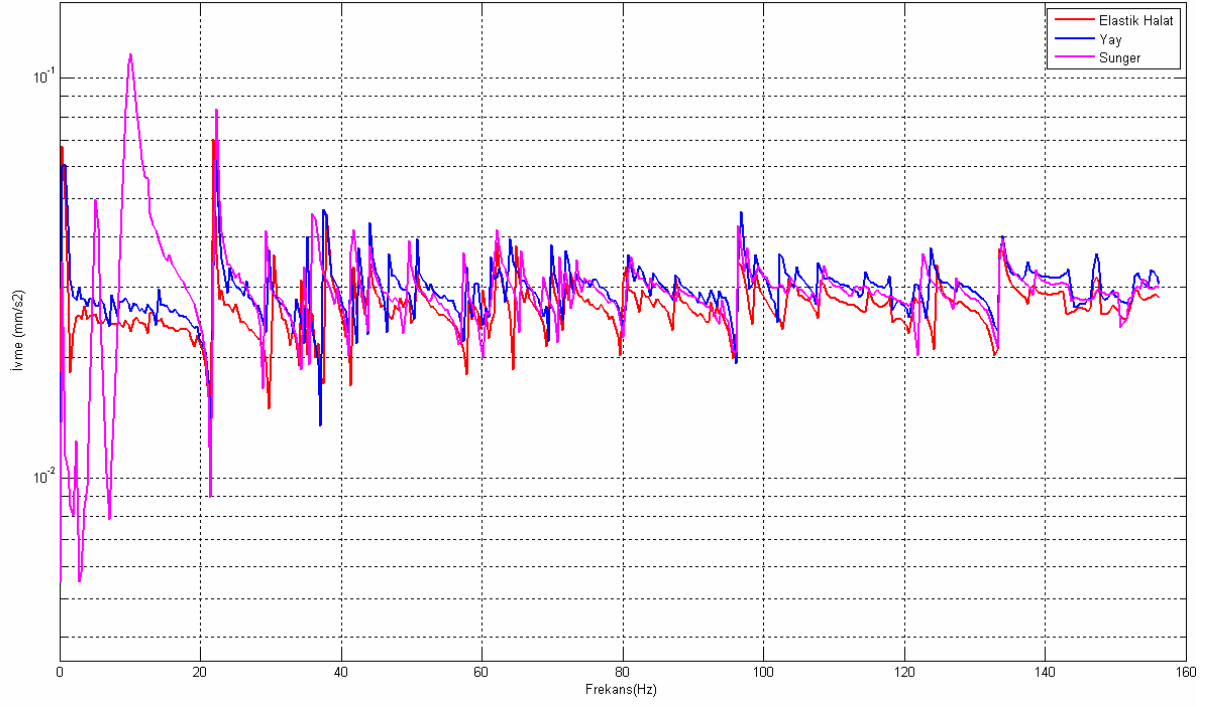


Şekil 3.38 Deneysel modelin yay ve halat ile asılması

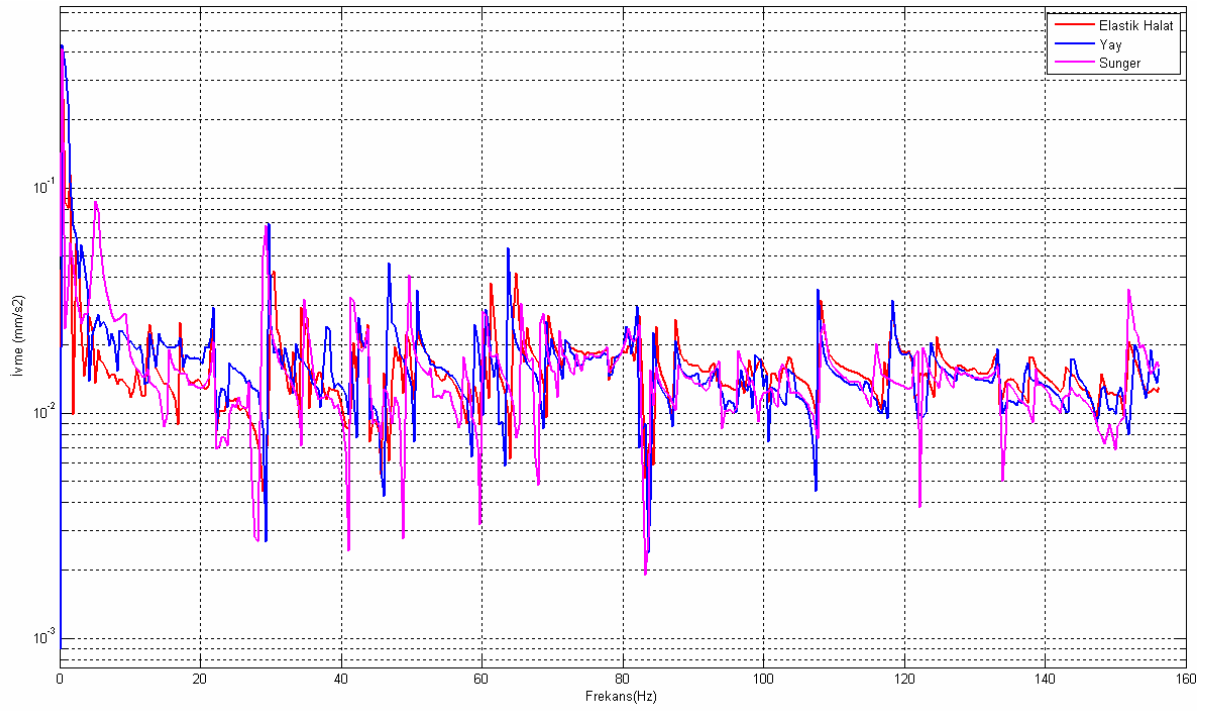


Şekil 3.39 Deneysel modelin sünger üzerine konması

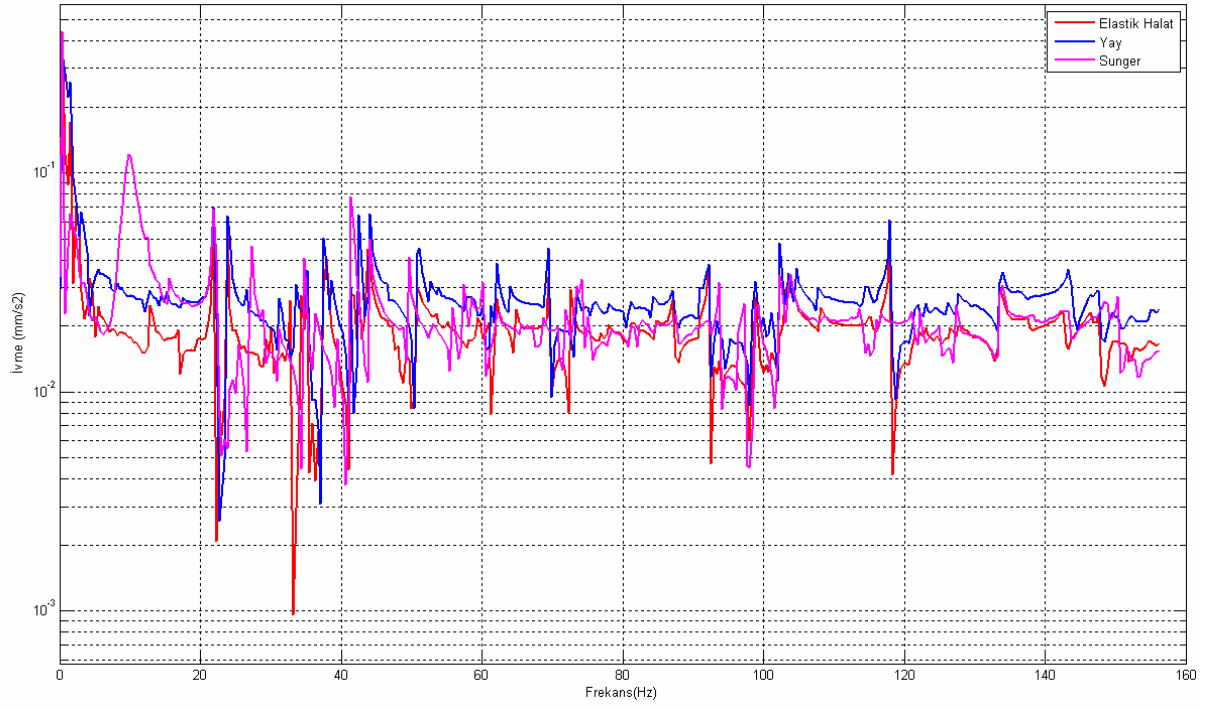
Aşağıdaki şekillerde üç farklı sınır şartında 1 numaralı noktadan x yönünde tahrik verilip 3 numaralı noktadan toplanan titreşim transfer fonksiyonu grafikleri görülmektedir.



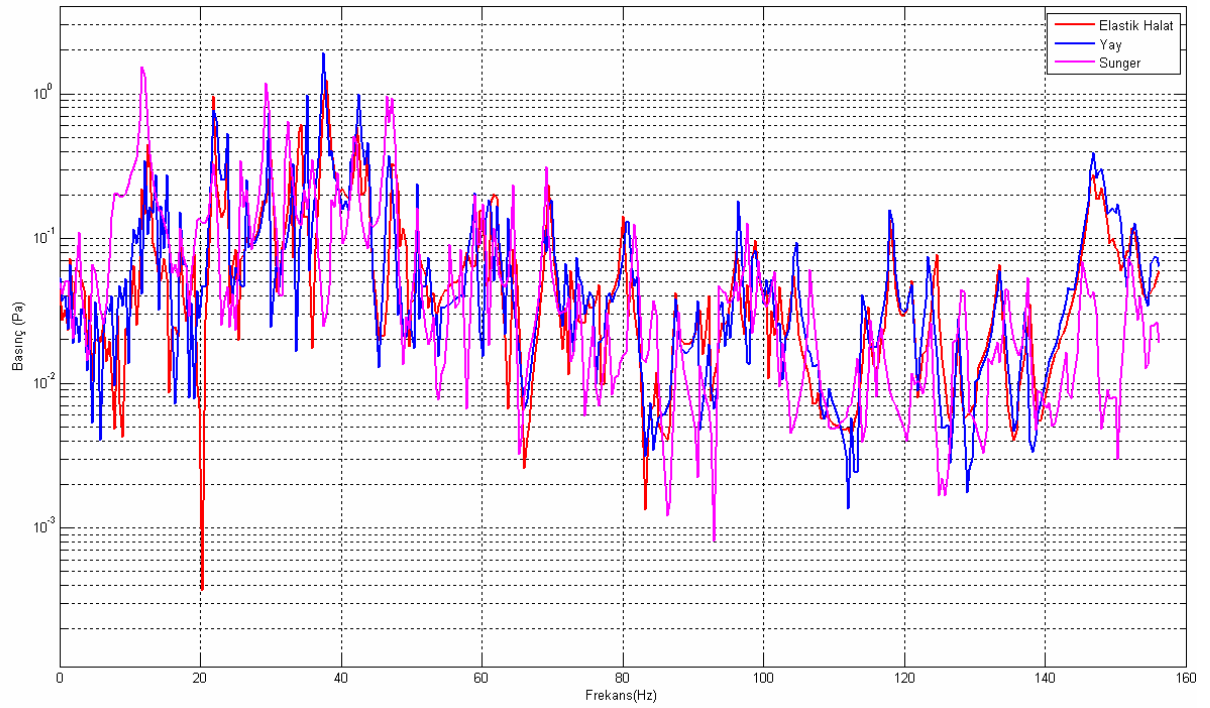
Şekil 3.40 Bir numaralı noktadan tahrik edilen modelin üç numaralı noktasının x yönündeki frekans cevabı



Şekil 3.41 Bir numaralı noktadan tahrik edilen modelin üç numaralı noktasının y yönündeki frekans cevabı



Şekil 3.42 Bir numaralı noktadan tahrik edilen modelin üç numaralı noktasının z yönündeki frekans cevabı



Şekil 3.43 Bir numaralı noktadan tahrik edilen modelin sürücü kulak hizasındaki noktanın frekans cevabı

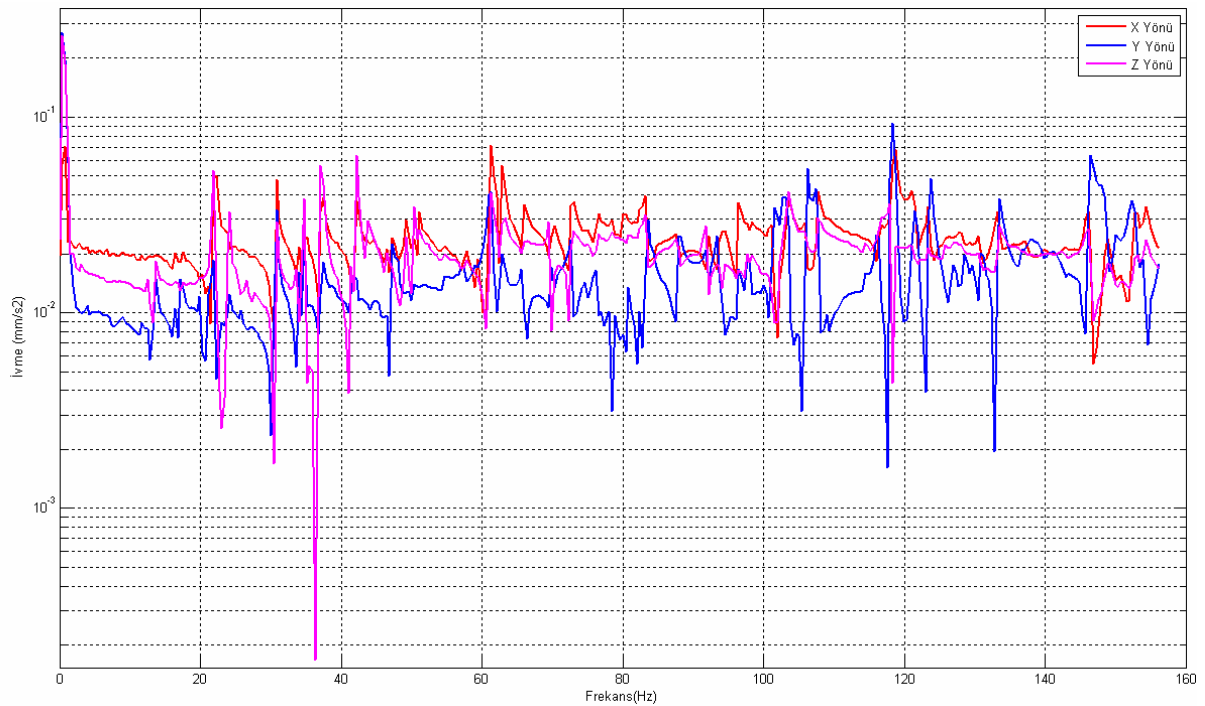
Sonuç olarak yapılan analizlerde objektif test verileri ve sübjektif gözlemler yaylarla tavana asılarak kurulan sistemin daha tutarlı sonuçlar verdiği, elde edilen titreşim transfer ve gürültü transfer fonksiyonları sönüm etkisinin yayda olduğunu ortaya koymuştur. Fakat asma imkânının kısıtlı oldu veya olmadığı şartlarda sünger kullanarak yapılacak çalışmanın sistem hakkında belirli bir fikir verebileceği gözlenmiştir.

Bundan sonra yapılacak olan test çalışmalarında sistem yaylar ve halatlarla tavana asılarak kurulan düzenek kullanılacaktır.

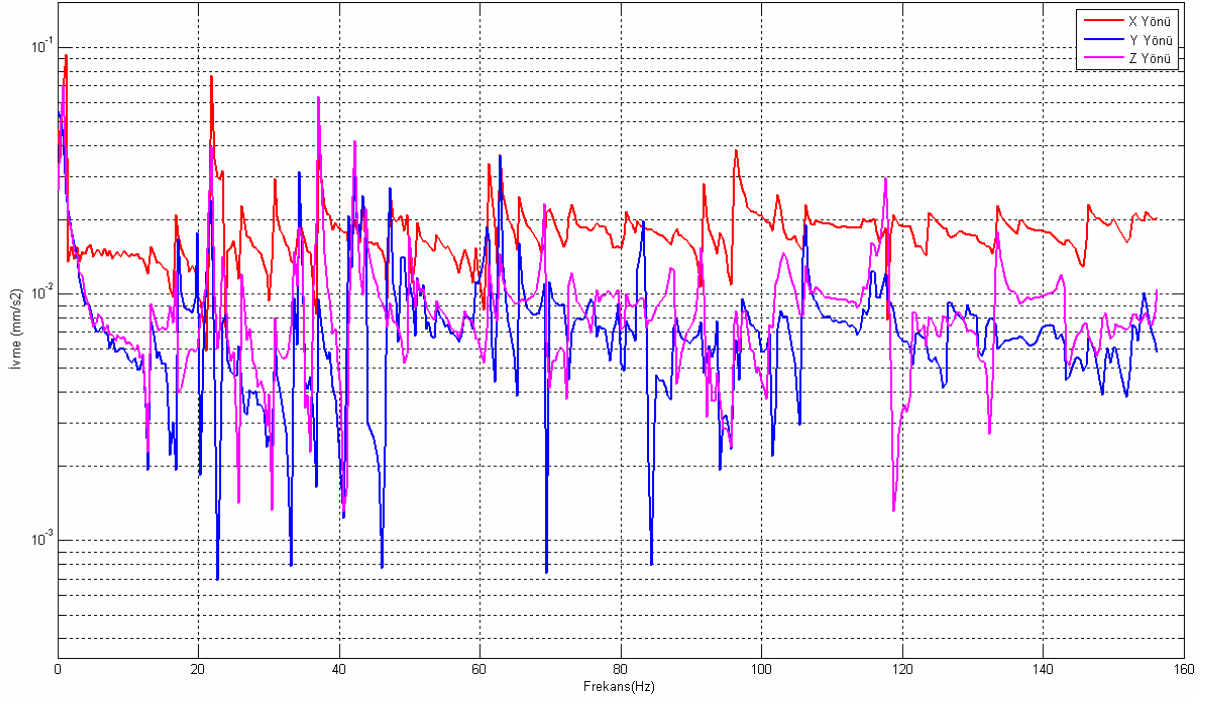
### 3.8 Test Modeli Üzerinden Alınan Frekans Cevabı Fonksiyonları

Bu kısımda deneysel modelin 1 numaralı noktasında tahrik uygulanıp, 3, 5 ve 7 numaralı noktalarında frekans cevabı fonksiyonları incelenecektir. Elde edilen grafikler bize belirli noktaların tahrik sonucunda göstereceği tepki hakkın fikir verecektir.

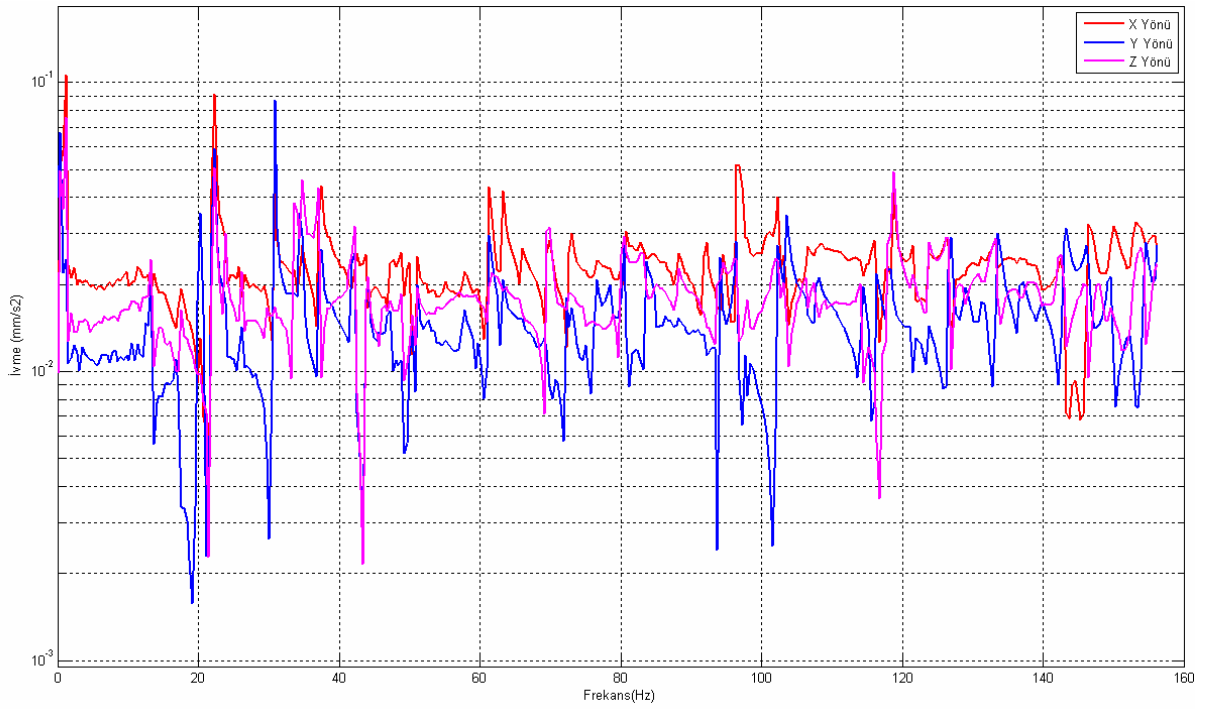
Deneysel modelde 1 numaralı noktadan darbe çekici ile 3 yönde tahrik verildiğinde iskelet üzerindeki 3 numaralı noktaya konan ivmeölçerden toplanan frekans cevabı grafiği aşağıdadır.



Şekil 3.44 Bir numaralı noktadan tahrik edilen modelin üç numaralı noktasından okunan frekans cevabı



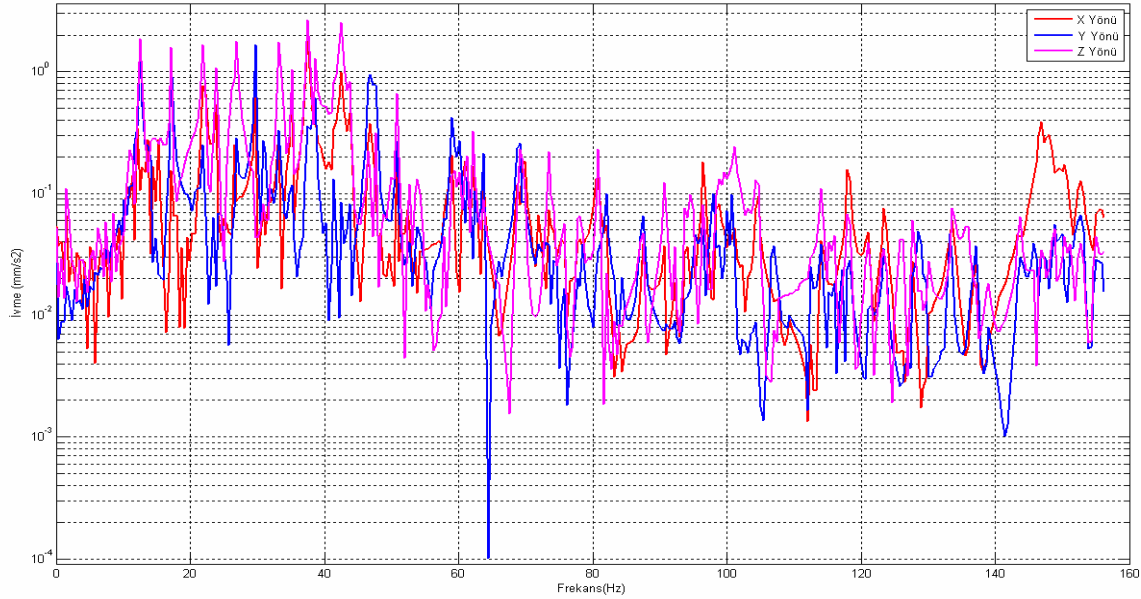
Şekil 3.45 Bir numaralı noktadan tahrik edilen modelin beş numaralı noktasından okunan frekans cevabı



Şekil 3.46 Bir numaralı noktadan tahrik edilen modelin yedi numaralı noktasından okunan frekans cevabı



Deneysel modelde 1 numaralı noktadan darbe çekiçi ile 3 yönde tahrik verildiğinde kabin içindeki mikrofonda oluşan gürültüye ait grafik aşağıdadır.



Şekil 3.47 Bir numaralı noktadan tahrik edilen modelin kulak noktasından okunan frekans cevabı

### 3.9 Test Modelinin İç Gürültü Düzeyinin Panellere Ağırlık Konarak Düşürülmesi

Çalışmamızın bu kısmında sonlu elemanlar analizleri ile bulduğumuz sonuçların yardımıyla yüksek genlikli titreşim yapan panellerin üzerine ağırlık ilave edilerek panellerdeki titreşim genliklerinin düşürülmesi ve bunun bir sonucu olarak da iç gürültü seviyelerinin daha düşük düzeye indirilmesi sağlanacaktır.

Panellere ağırlık ekleme mıknatıs ve mıknatısın üzerine eklenen metal ağırlıklar ile olacaktır. Mıknatıs ve metalin toplam ağırlığı yaklaşık 1kg olacaktır. Ağırlık eklem sırası ile düşük frekanslarda hareket eden ve literatürde nefes alma modu olarak bilinen modların ortaya çıktığı paneller üzerinde olacaktır. Bu çalışmaların yapılması sırasında paneller üzerine tutturulan mıknatısların tahrik sonucunda hareket etmemesi için mıknatısların üzerine özel macun sürülerek daha iyi bir tutunma sağlanmıştır.

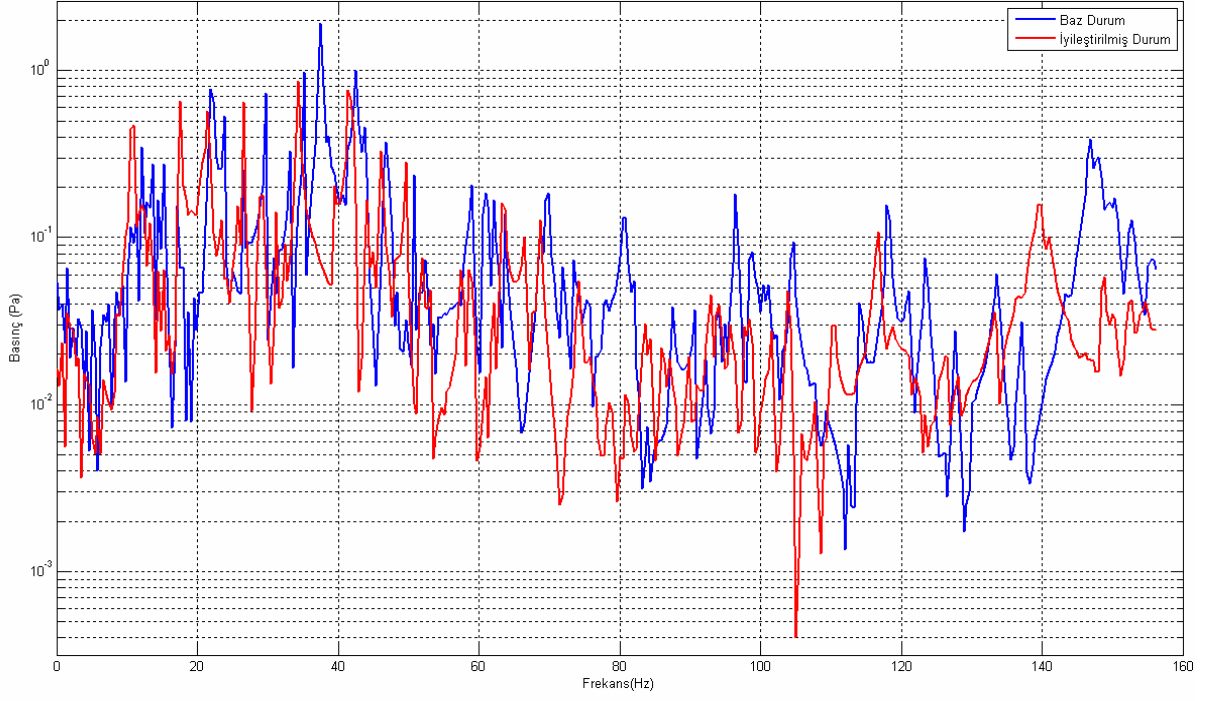
Elde edilen kabin gürültü grafiklerinde düşük frekanslardaki tepe noktalarının yüksekliklerinin düşürüldüğü görülmektedir. Buda istenen sonuca ulaşıldığını objektif olarak ortaya koymaktadır.



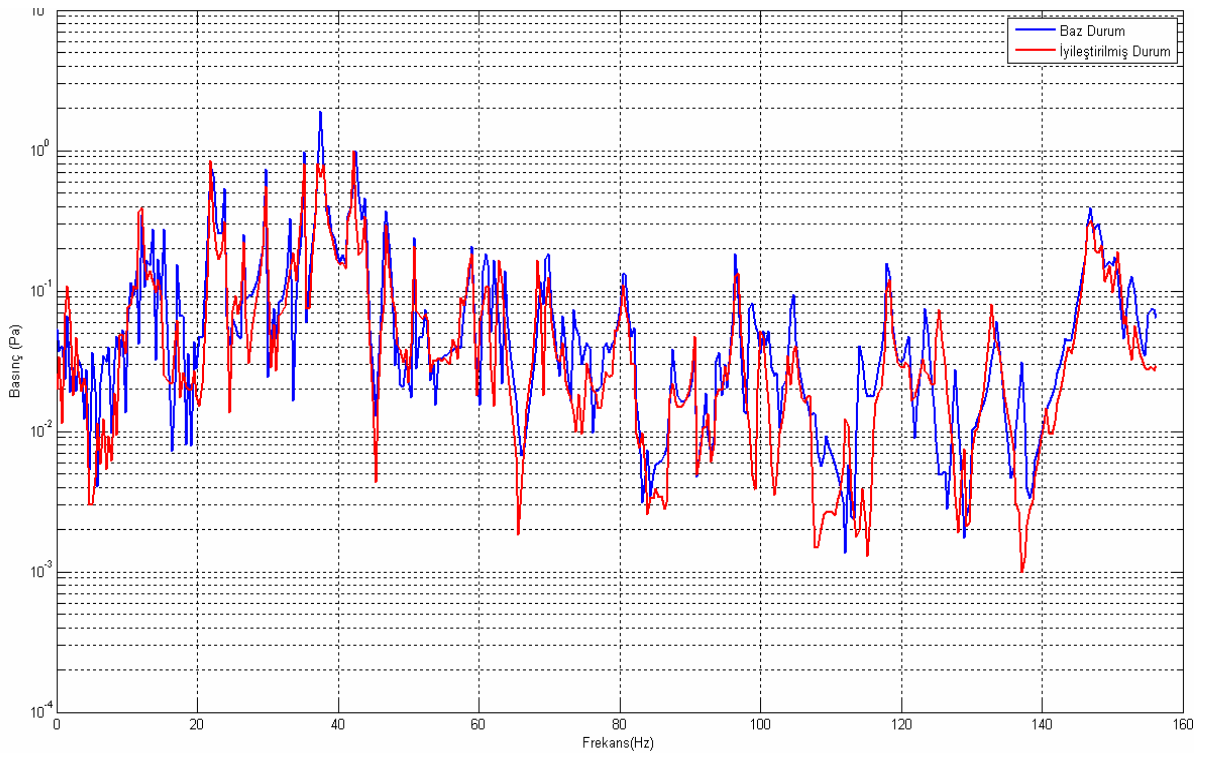
Şekil 3.48 Paneller üzerine ağırlık eklenmesi



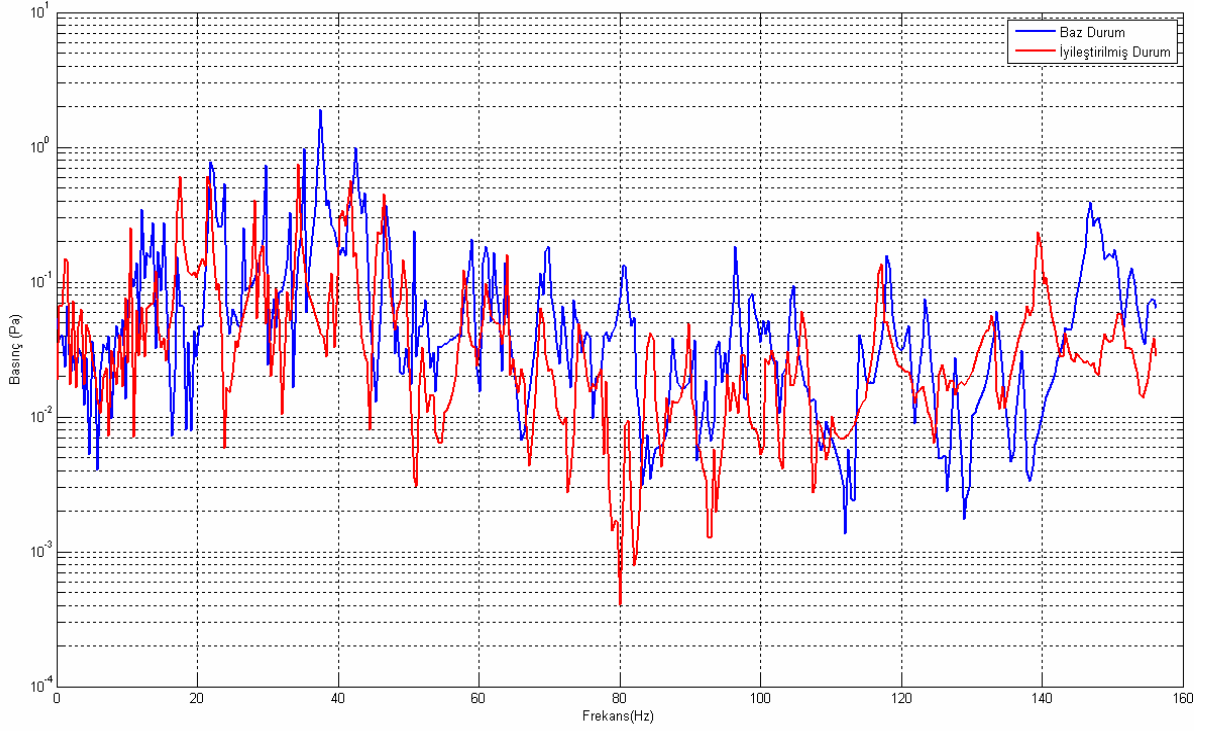
Şekil 3.49 Paneller üzerine ağırlık eklenmesi



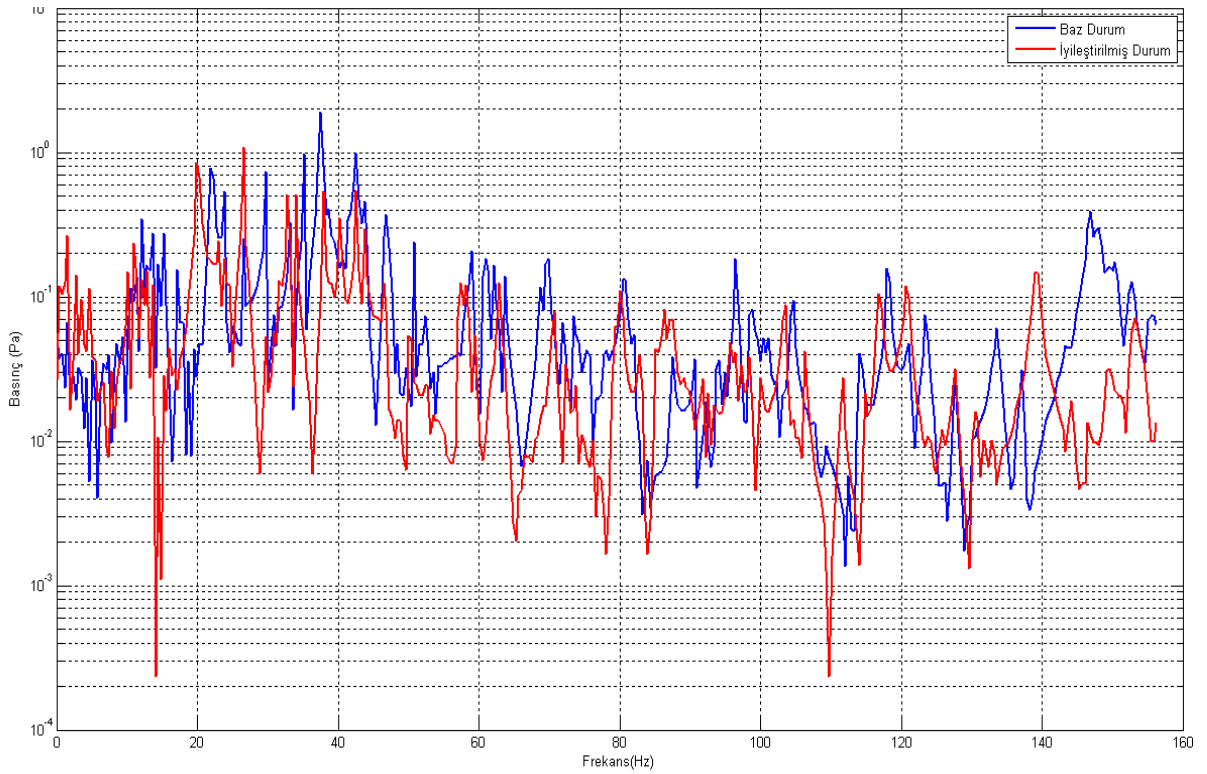
Şekil 3.50 Bir numaralı noktadan tahrik edilen modelin kulak noktasından okunan frekans cevabı



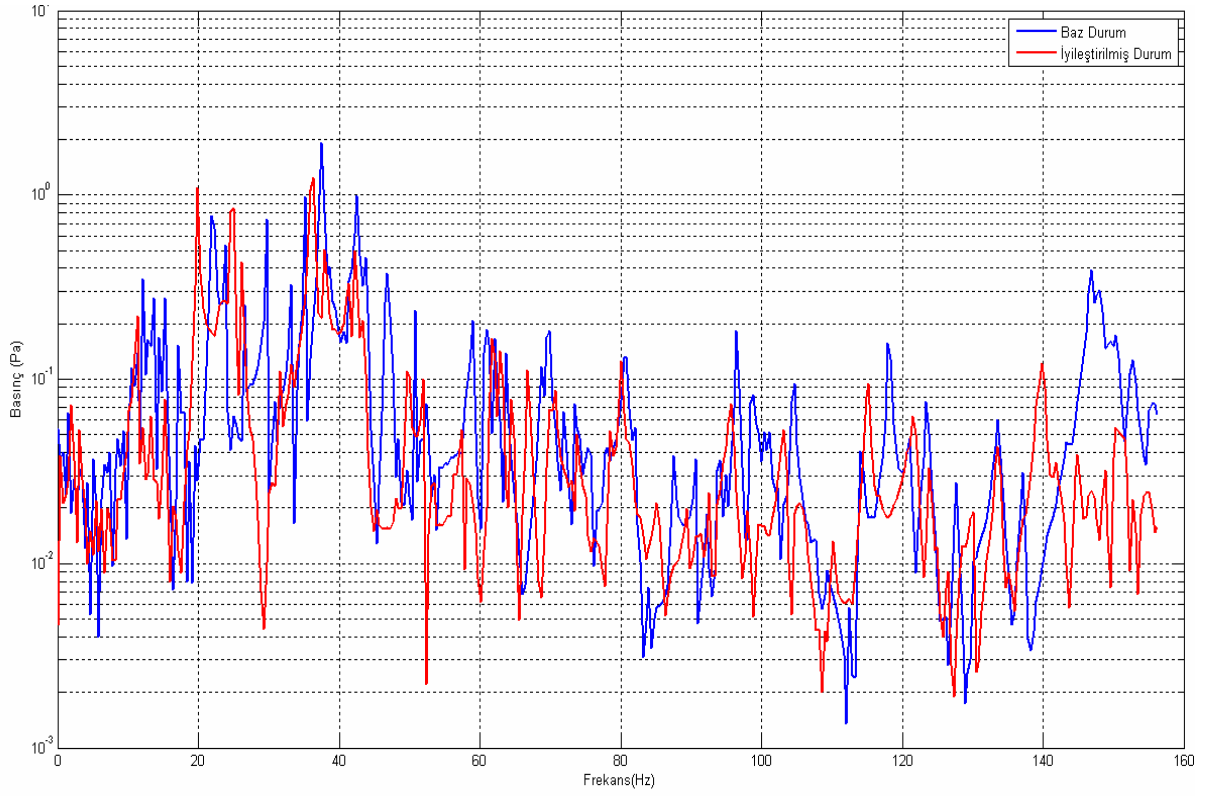
Şekil 3.51 Bir numaralı noktadan tahrik edilen modelin kulak noktasından okunan frekans cevabı



Şekil 3.52 Bir numaralı noktadan tahrik edilen modelin kulak noktasından okunan frekans cevabı



Şekil 3.53 Bir numaralı noktadan tahrik edilen modelin kulak noktasından okunan frekans cevabı



Şekil 3.54 Bir numaralı noktadan tahrik edilen modelin kulak noktasından okunan frekans cevabı

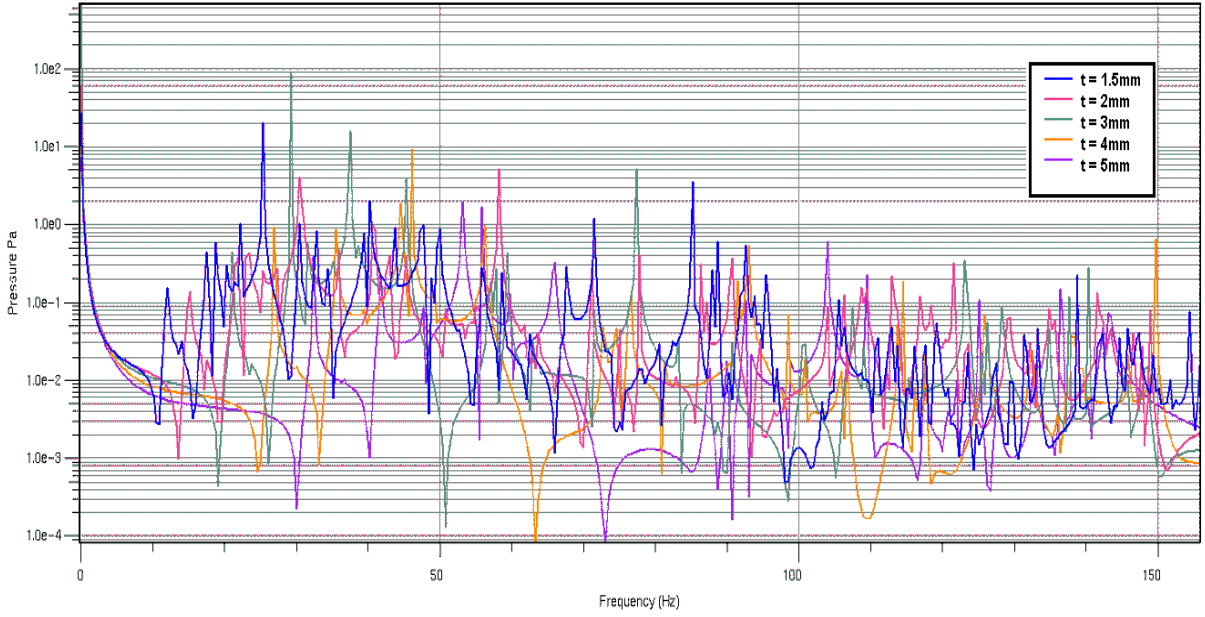
### 3.10 Gelecek Çalışmalar

Bu çalışma esnasında kullanılan deneysel modelde iskeletin L profillerinin et kalınlığının 2mm ve panel saclarının et kalınlığının ise 1.5mm olduğunu biliyoruz. Deneysel çalışma ile sonlu eleman analizlerinin sonuçlarının uyumluluğunu daha net ve anlaşılabilir şekilde göstermek için yeni bir model imal edilebilir. Bu modelin imalatına yön göstermesi için çeşitli varyasyonlar denemiştir. Bu varyasyonlarla alakalı L profillerin 2mm ve panel kalınlıklarının 2, 3, 4, 5mm olduğu modellerin sonuçları bir sonra sayfadaki şekillerde görülebilir.

|           |                 |           |                 |           |                 |           |                 |
|-----------|-----------------|-----------|-----------------|-----------|-----------------|-----------|-----------------|
| Mode 1 0  | 0.000209971Hz - | Mode 1 0  | 0.000525872Hz - | Mode 1 0  | 0.000290621Hz - | Mode 1 0  | 0.000129009Hz - |
| Mode 2 0  | 7.92686e-05Hz - | Mode 2 0  | 0.000108144Hz - | Mode 2 0  | 0.000128218Hz - | Mode 2 0  | 7.88425e-05Hz - |
| Mode 3 0  | 9.42729e-05Hz - | Mode 3 0  | 0.000122814Hz - | Mode 3 0  | 0.000179496Hz - | Mode 3 0  | 0.000142052Hz - |
| Mode 4 0  | 0.000167091Hz - | Mode 4 0  | 0.000171773Hz - | Mode 4 0  | 0.000216866Hz - | Mode 4 0  | 0.000182914Hz - |
| Mode 5 0  | 0.000213285Hz - | Mode 5 0  | 0.000306387Hz - | Mode 5 0  | 0.000242359Hz - | Mode 5 0  | 0.000248018Hz - |
| Mode 6 0  | 0.000287848Hz - | Mode 6 0  | 0.000589678Hz - | Mode 6 0  | 0.000298756Hz - | Mode 6 0  | 0.00029691Hz -  |
| Mode 7 0  | 14.2266Hz -     | Mode 7 0  | 19.898Hz -      | Mode 7 0  | 25.5644Hz -     | Mode 7 0  | 31.1819Hz -     |
| Mode 8 0  | 17.2771Hz -     | Mode 8 0  | 23.532Hz -      | Mode 8 0  | 30.052Hz -      | Mode 8 0  | 36.695Hz -      |
| Mode 9 0  | 19.443Hz -      | Mode 9 0  | 25.8354Hz -     | Mode 9 0  | 32.6446Hz -     | Mode 9 0  | 39.5684Hz -     |
| Mode 10 0 | 22.4744Hz -     | Mode 10 0 | 30.9111Hz -     | Mode 10 0 | 39.4137Hz -     | Mode 10 0 | 47.7049Hz -     |
| Mode 11 0 | 24.2248Hz -     | Mode 11 0 | 33.8411Hz -     | Mode 11 0 | 43.3894Hz -     | Mode 11 0 | 52.4247Hz -     |
| Mode 12 0 | 25.6043Hz -     | Mode 12 0 | 35.7488Hz -     | Mode 12 0 | 46.0041Hz -     | Mode 12 0 | 55.9005Hz -     |
| Mode 13 0 | 26.8642Hz -     | Mode 13 0 | 37.7341Hz -     | Mode 13 0 | 48.7677Hz -     | Mode 13 0 | 59.6162Hz -     |
| Mode 14 0 | 28.0885Hz -     | Mode 14 0 | 38.6603Hz -     | Mode 14 0 | 49.5406Hz -     | Mode 14 0 | 60.2648Hz -     |
| Mode 15 0 | 32.5519Hz -     | Mode 15 0 | 44.5164Hz -     | Mode 15 0 | 55.8258Hz -     | Mode 15 0 | 65.6871Hz -     |
| Mode 16 0 | 40.2641Hz -     | Mode 16 0 | 56.8413Hz -     | Mode 16 0 | 72.8467Hz -     | Mode 16 0 | 87.4606Hz -     |
| Mode 17 0 | 40.9628Hz -     | Mode 17 0 | 57.8986Hz -     | Mode 17 0 | 74.5022Hz -     | Mode 17 0 | 89.9558Hz -     |
| Mode 18 0 | 41.5267Hz -     | Mode 18 0 | 59.12Hz -       | Mode 18 0 | 76.3386Hz -     | Mode 18 0 | 92.5628Hz -     |
| Mode 19 0 | 42.165Hz -      | Mode 19 0 | 59.3206Hz -     | Mode 19 0 | 76.5412Hz -     | Mode 19 0 | 93.0276Hz -     |
| Mode 20 0 | 44.1758Hz -     | Mode 20 0 | 62.6606Hz -     | Mode 20 0 | 81.1133Hz -     | Mode 20 0 | 98.6735Hz -     |
| Mode 21 0 | 44.5408Hz -     | Mode 21 0 | 63.9395Hz -     | Mode 21 0 | 82.9976Hz -     | Mode 21 0 | 100.999Hz -     |
| Mode 22 0 | 50.6314Hz -     | Mode 22 0 | 71.495Hz -      | Mode 22 0 | 91.4807Hz -     | Mode 22 0 | 104.154Hz -     |
| Mode 23 0 | 53.497Hz -      | Mode 23 0 | 76.6468Hz -     | Mode 23 0 | 92.9955Hz -     | Mode 23 0 | 109.517Hz -     |
| Mode 24 0 | 55.023Hz -      | Mode 24 0 | 77.2713Hz -     | Mode 24 0 | 98.4532Hz -     | Mode 24 0 | 117.415Hz -     |
| Mode 25 0 | 55.3571Hz -     | Mode 25 0 | 78.2036Hz -     | Mode 25 0 | 100.504Hz -     | Mode 25 0 | 120.484Hz -     |
| Mode 26 0 | 57.6466Hz -     | Mode 26 0 | 78.2893Hz -     | Mode 26 0 | 100.895Hz -     | Mode 26 0 | 122.053Hz -     |
| Mode 27 0 | 58.6449Hz -     | Mode 27 0 | 83.0232Hz -     | Mode 27 0 | 105.783Hz -     | Mode 27 0 | 125.032Hz -     |
| Mode 28 0 | 59.0696Hz -     | Mode 28 0 | 83.3745Hz -     | Mode 28 0 | 106.644Hz -     | Mode 28 0 | 127.571Hz -     |
| Mode 29 0 | 61.8632Hz -     | Mode 29 0 | 88.4324Hz -     | Mode 29 0 | 113.78Hz -      | Mode 29 0 | 132.719Hz -     |
| Mode 30 0 | 62.9756Hz -     | Mode 30 0 | 89.6648Hz -     | Mode 30 0 | 113.897Hz -     | Mode 30 0 | 136.314Hz -     |
| Mode 31 0 | 63.5734Hz -     | Mode 31 0 | 89.9792Hz -     | Mode 31 0 | 114.458Hz -     | Mode 31 0 | 136.676Hz -     |
| Mode 32 0 | 63.6575Hz -     | Mode 32 0 | 90.7216Hz -     | Mode 32 0 | 116.272Hz -     | Mode 32 0 | 140.476Hz -     |
| Mode 33 0 | 66.1089Hz -     | Mode 33 0 | 91.5824Hz -     | Mode 33 0 | 117.631Hz -     | Mode 33 0 | 142.358Hz -     |
| Mode 34 0 | 70.9115Hz -     | Mode 34 0 | 100.551Hz -     | Mode 34 0 | 125.978Hz -     | Mode 34 0 | 143.324Hz -     |
| Mode 35 0 | 74.8371Hz -     | Mode 35 0 | 106.649Hz -     | Mode 35 0 | 132.415Hz -     |           |                 |
| Mode 36 0 | 75.2332Hz -     | Mode 36 0 | 106.859Hz -     | Mode 36 0 | 135.848Hz -     |           |                 |
| Mode 37 0 | 77.5169Hz -     | Mode 37 0 | 107.422Hz -     | Mode 37 0 | 137.481Hz -     |           |                 |
| Mode 38 0 | 77.8775Hz -     | Mode 38 0 | 108.966Hz -     | Mode 38 0 | 138.069Hz -     |           |                 |
| Mode 39 0 | 78.3593Hz -     | Mode 39 0 | 110.004Hz -     | Mode 39 0 | 139.402Hz -     |           |                 |
| Mode 40 0 | 82.7073Hz -     | Mode 40 0 | 115.116Hz -     | Mode 40 0 | 145.806Hz -     |           |                 |
| Mode 41 0 | 85.8807Hz -     | Mode 41 0 | 123.104Hz -     | Mode 41 0 | 149.669Hz -     |           |                 |
| Mode 42 0 | 86.2307Hz -     | Mode 42 0 | 123.495Hz -     |           |                 |           |                 |
| Mode 43 0 | 87.202Hz -      | Mode 43 0 | 123.689Hz -     |           |                 |           |                 |
| Mode 44 0 | 87.4307Hz -     | Mode 44 0 | 125.578Hz -     |           |                 |           |                 |
| Mode 45 0 | 89.8634Hz -     | Mode 45 0 | 126.143Hz -     |           |                 |           |                 |
| Mode 46 0 | 90.4088Hz -     | Mode 46 0 | 128.266Hz -     |           |                 |           |                 |
| Mode 47 0 | 94.006Hz -      | Mode 47 0 | 128.801Hz -     |           |                 |           |                 |
| Mode 48 0 | 94.6144Hz -     | Mode 48 0 | 134.829Hz -     |           |                 |           |                 |
| Mode 49 0 | 96.6041Hz -     | Mode 49 0 | 137.487Hz -     |           |                 |           |                 |
| Mode 50 0 | 97.8041Hz -     | Mode 50 0 | 137.657Hz -     |           |                 |           |                 |
| Mode 51 0 | 103.881Hz -     | Mode 51 0 | 140.236Hz -     |           |                 |           |                 |

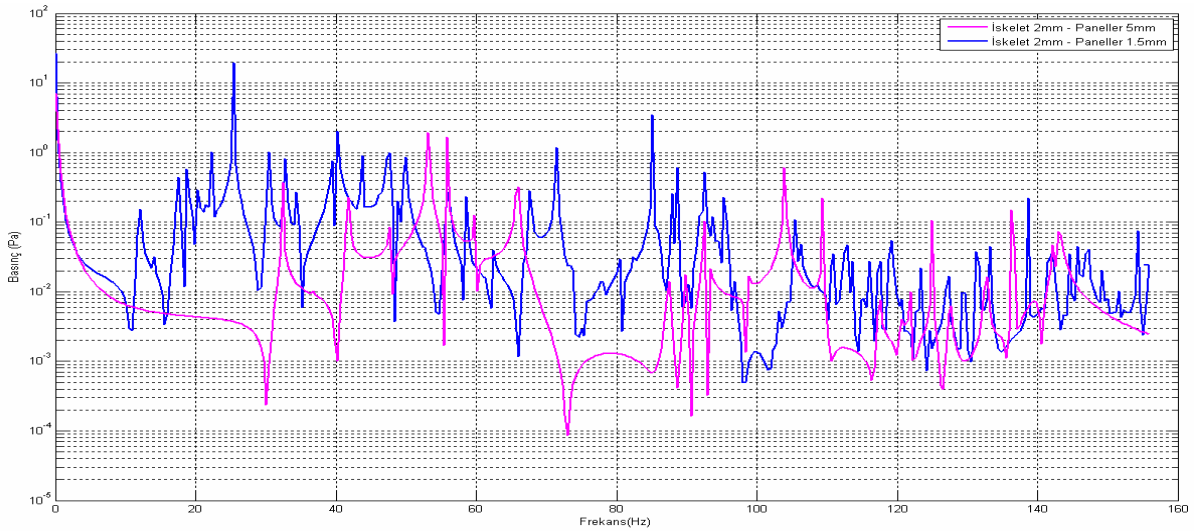
Şekil 3.55 Bir numaralı noktadan tahrik edilen modelin kulak noktasından okunan frekans cevabı

İskelet profillerinin kalınlığı 2mm de sabitlenip ve panellerin et kalınlığının değiştirildiği duruma ait mod listesi bir sonraki sayfadaki şekilde görülebilir.



Şekil 3.56 Bir numaralı noktadan tahrik edilen modelin kulak noktasından okunan frekans cevabı

Mod listeleri incelendiğinde panellerin kalınlıkları arttıkça ilk modun ortaya çıktığı frekans yükselmektedir. Bunun bir sonucu olarak sürücü kulak hizasından okunan frekans cevabı grafiğinde daha az tepe olduğu ve tepelerin yüksekliklerinin de düştüğü gözlenmektedir.



Şekil 3.57 Bir numaralı noktadan tahrik edilen modelin kulak noktasından okunan frekans cevabı

İskelet profillerinin kalınlığı 5mm de sabitlenip ve panellerin et kalınlığının sırası ile 2, 3, 4, 5 olduğu duruma ait mod listesi diğer sayfadaki şekilde görülebilir.

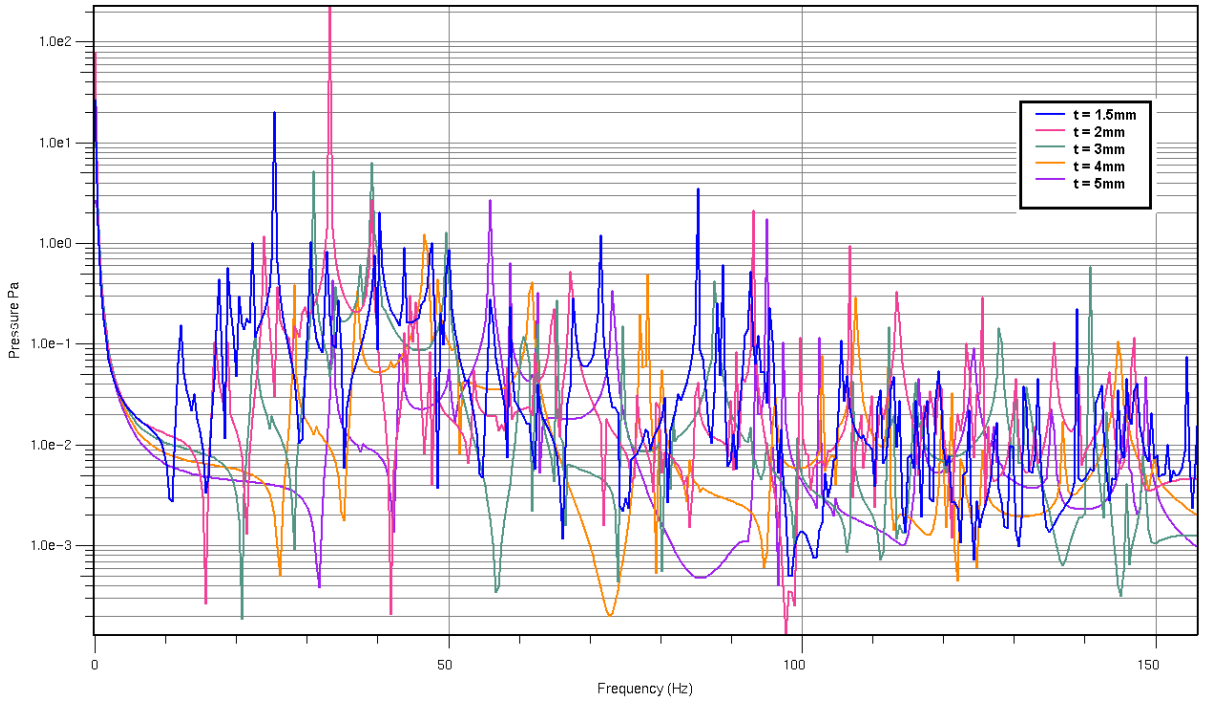
|           |                 |           |                 |           |                 |           |                 |
|-----------|-----------------|-----------|-----------------|-----------|-----------------|-----------|-----------------|
| Mode 1 0  | 0.000375867Hz - | Mode 1 0  | 0.000170117Hz - | Mode 1 0  | 0.000148467Hz - | Mode 1 0  | 0.000289136Hz - |
| Mode 2 0  | 0.000169039Hz - | Mode 2 0  | 0.000117275Hz - | Mode 2 0  | 7.23069e-05Hz - | Mode 2 0  | 6.802e-05Hz -   |
| Mode 3 0  | 9.51158e-05Hz - | Mode 3 0  | 7.1672e-05Hz -  | Mode 3 0  | 0.000135236Hz - | Mode 3 0  | 0.000183622Hz - |
| Mode 4 0  | 8.5534e-05Hz -  | Mode 4 0  | 9.83472e-05Hz - | Mode 4 0  | 0.000184319Hz - | Mode 4 0  | 0.000223687Hz - |
| Mode 5 0  | 0.000200973Hz - | Mode 5 0  | 0.000185682Hz - | Mode 5 0  | 0.000242541Hz - | Mode 5 0  | 0.000346431Hz - |
| Mode 6 0  | 0.000289864Hz - | Mode 6 0  | 0.000238922Hz - | Mode 6 0  | 0.000270695Hz - | Mode 6 0  | 0.000446235Hz - |
| Mode 7 0  | 16.0585Hz -     | Mode 7 0  | 21.298Hz -      | Mode 7 0  | 26.7703Hz -     | Mode 7 0  | 32.3841Hz -     |
| Mode 8 0  | 18.7873Hz -     | Mode 8 0  | 24.8178Hz -     | Mode 8 0  | 31.1076Hz -     | Mode 8 0  | 37.686Hz -      |
| Mode 9 0  | 21.0999Hz -     | Mode 9 0  | 27.4458Hz -     | Mode 9 0  | 34.1193Hz -     | Mode 9 0  | 41.1066Hz -     |
| Mode 10 0 | 25.2397Hz -     | Mode 10 0 | 33.2339Hz -     | Mode 10 0 | 41.5689Hz -     | Mode 10 0 | 50.1006Hz -     |
| Mode 11 0 | 26.4017Hz -     | Mode 11 0 | 35.7516Hz -     | Mode 11 0 | 45.5121Hz -     | Mode 11 0 | 55.2624Hz -     |
| Mode 12 0 | 28.1423Hz -     | Mode 12 0 | 38.0676Hz -     | Mode 12 0 | 48.3094Hz -     | Mode 12 0 | 58.668Hz -      |
| Mode 13 0 | 29.1141Hz -     | Mode 13 0 | 39.747Hz -      | Mode 13 0 | 50.6719Hz -     | Mode 13 0 | 61.775Hz -      |
| Mode 14 0 | 30.0868Hz -     | Mode 14 0 | 40.763Hz -      | Mode 14 0 | 51.7457Hz -     | Mode 14 0 | 62.895Hz -      |
| Mode 15 0 | 37.0425Hz -     | Mode 15 0 | 49.089Hz -      | Mode 15 0 | 61.2823Hz -     | Mode 15 0 | 73.0377Hz -     |
| Mode 16 0 | 43.4983Hz -     | Mode 16 0 | 60.2162Hz -     | Mode 16 0 | 77.0165Hz -     | Mode 16 0 | 93.3873Hz -     |
| Mode 17 0 | 44.3128Hz -     | Mode 17 0 | 61.2831Hz -     | Mode 17 0 | 78.1978Hz -     | Mode 17 0 | 95.0026Hz -     |
| Mode 18 0 | 44.5244Hz -     | Mode 18 0 | 61.8072Hz -     | Mode 18 0 | 79.4423Hz -     | Mode 18 0 | 96.9081Hz -     |
| Mode 19 0 | 45.0022Hz -     | Mode 19 0 | 62.3488Hz -     | Mode 19 0 | 79.9628Hz -     | Mode 19 0 | 97.2747Hz -     |
| Mode 20 0 | 46.7447Hz -     | Mode 20 0 | 65.1518Hz -     | Mode 20 0 | 83.864Hz -      | Mode 20 0 | 102.416Hz -     |
| Mode 21 0 | 47.337Hz -      | Mode 21 0 | 66.3328Hz -     | Mode 21 0 | 85.5996Hz -     | Mode 21 0 | 104.548Hz -     |
| Mode 22 0 | 53.446Hz -      | Mode 22 0 | 74.683Hz -      | Mode 22 0 | 96.0369Hz -     | Mode 22 0 | 116.624Hz -     |
| Mode 23 0 | 57.0787Hz -     | Mode 23 0 | 80.0736Hz -     | Mode 23 0 | 102.818Hz -     | Mode 23 0 | 124.072Hz -     |
| Mode 24 0 | 58.2675Hz -     | Mode 24 0 | 81.4761Hz -     | Mode 24 0 | 104.782Hz -     | Mode 24 0 | 124.573Hz -     |
| Mode 25 0 | 58.8306Hz -     | Mode 25 0 | 81.9038Hz -     | Mode 25 0 | 105.186Hz -     | Mode 25 0 | 127.028Hz -     |
| Mode 26 0 | 62.0966Hz -     | Mode 26 0 | 87.2117Hz -     | Mode 26 0 | 107.764Hz -     | Mode 26 0 | 128.115Hz -     |
| Mode 27 0 | 63.0796Hz -     | Mode 27 0 | 87.2797Hz -     | Mode 27 0 | 111.468Hz -     | Mode 27 0 | 134.677Hz -     |
| Mode 28 0 | 64.6417Hz -     | Mode 28 0 | 87.6662Hz -     | Mode 28 0 | 112.157Hz -     | Mode 28 0 | 135.404Hz -     |
| Mode 29 0 | 66.2418Hz -     | Mode 29 0 | 92.7706Hz -     | Mode 29 0 | 119.711Hz -     | Mode 29 0 | 145.585Hz -     |
| Mode 30 0 | 67.1097Hz -     | Mode 30 0 | 93.7291Hz -     | Mode 30 0 | 121.024Hz -     | Mode 30 0 | 146.356Hz -     |
| Mode 31 0 | 67.3758Hz -     | Mode 31 0 | 94.5222Hz -     | Mode 31 0 | 121.167Hz -     | Mode 31 0 | 147.822Hz -     |
| Mode 32 0 | 67.8702Hz -     | Mode 32 0 | 94.7567Hz -     | Mode 32 0 | 122.394Hz -     | Mode 32 0 | 148.41Hz -      |
| Mode 33 0 | 71.967Hz -      | Mode 33 0 | 99.1172Hz -     | Mode 33 0 | 125.273Hz -     |           |                 |
| Mode 34 0 | 76.286Hz -      | Mode 34 0 | 106.962Hz -     | Mode 34 0 | 136.815Hz -     |           |                 |
| Mode 35 0 | 79.3834Hz -     | Mode 35 0 | 112.161Hz -     | Mode 35 0 | 144.41Hz -      |           |                 |
| Mode 36 0 | 79.921Hz -      | Mode 36 0 | 112.835Hz -     | Mode 36 0 | 144.821Hz -     |           |                 |
| Mode 37 0 | 83.3829Hz -     | Mode 37 0 | 116.018Hz -     | Mode 37 0 | 145.22Hz -      |           |                 |
| Mode 38 0 | 83.7664Hz -     | Mode 38 0 | 116.292Hz -     | Mode 38 0 | 148.365Hz -     |           |                 |
| Mode 39 0 | 85.0737Hz -     | Mode 39 0 | 116.759Hz -     | Mode 39 0 | 149.329Hz -     |           |                 |
| Mode 40 0 | 86.6238Hz -     | Mode 40 0 | 120.389Hz -     |           |                 |           |                 |
| Mode 41 0 | 89.5432Hz -     | Mode 41 0 | 127.711Hz -     |           |                 |           |                 |
| Mode 42 0 | 90.625Hz -      | Mode 42 0 | 128.139Hz -     |           |                 |           |                 |
| Mode 43 0 | 91.169Hz -      | Mode 43 0 | 130.145Hz -     |           |                 |           |                 |
| Mode 44 0 | 91.6365Hz -     | Mode 44 0 | 130.564Hz -     |           |                 |           |                 |
| Mode 45 0 | 92.8802Hz -     | Mode 45 0 | 131.799Hz -     |           |                 |           |                 |
| Mode 46 0 | 93.1493Hz -     | Mode 46 0 | 132.343Hz -     |           |                 |           |                 |
| Mode 47 0 | 99.7011Hz -     | Mode 47 0 | 140.548Hz -     |           |                 |           |                 |
| Mode 48 0 | 101.155Hz -     | Mode 48 0 | 140.744Hz -     |           |                 |           |                 |
| Mode 49 0 | 103.222Hz -     | Mode 49 0 | 143.055Hz -     |           |                 |           |                 |
| Mode 50 0 | 106.694Hz -     | Mode 50 0 | 145.728Hz -     |           |                 |           |                 |
| Mode 51 0 | 108.48Hz -      | Mode 51 0 | 148.194Hz -     |           |                 |           |                 |

Şekil 3.58 Bir numaralı noktadan tahrik edilen modelin kulak noktasından okunan frekans cevabı

Mode listeleri ve gürültü transfer fonksiyonları incelendiğinde iskelet profillerinin et kalınlığındaki artışın iç gürültü seviyesine ve modların ortaya çıktığı frekanslara, panel kalınlıklarının değiştirildiği duruma göre daha az etki etmektedir. Yeni yapılacak çalışmalarda bu husus göz önüne alınarak, iskelet kalınlığının 2mm, panel kalınlıklarının 4mm olduğu modelde hem test hem de sonlu eleman çalışmalarında modların belirlenmesi ve mod-gürültü ilişkisinin kurulmasının daha kolay olacağı görülmektedir.

Bu analizlerden de bir kez daha görülmektedir ki, panel titreşimleri kabin gürültüsünde etkin rol oynamaktadır. Panellerin titreşimleri kontrol altına alındığında kabin gürültüsünün kontrolü daha rahat olacağı görülmektedir.





Şekil 3.59 Bir numaralı noktadan tahrik edilen modelin kulak noktasından okunan frekans cevabı

#### 4. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu çalışmanın amacı panel titreşimlerinin taşıtlarda kabin gürültüsüne olan etkilerinin araştırılmasıydı. Kabin akustiğinin iyileştirilmesi için laboratuvar ortamında, gerçek çalışma koşullarında ve sonlu elemanlar analiziyle bilgisayar ortamında yapılan üç farklı yöntem araştırıldı ve ayrıntılı olarak incelendi. Bu yöntemlerden sonlu eleman analizi ve laboratuvar ortamında kullanılan test yöntemi hazırlanan deneysel modelde uygulandı.

Deneysel modelin laboratuvar ortamında yapılan testlerinde kullanılmak üzere üç farklı test düzeneği incelendi ve test sonuçlarına göre uygun görülen metot kullanılarak laboratuvar testleri tamamlandı. Nastran programı ile yapılan sonlu eleman analizlerinde ve testlerde titreşim transfer fonksiyonları ile gürültü transfer fonksiyonları incelendi. Gürültü ve titreşime neden modal hareketler ve frekansları belirlendi ve bu iki farklı yöntemin sonuçları bir biriyle kıyaslandı. Sonlu elemanlar analiziyle yapılan çalışmaların test sonuçları ile tutarlı sonuçlar verdiği görüldü.

Test ve sonlu elemanlar analizlerinin birbiriyle tutarlı sonuçlar vermesi sonlu elemanlar analizleri ile farklı iyileştirme denemeleri yapmaya imkân vermiştir. Buradan yola çıkarak kabin içinde gürültü oluşturan ilk modal hareketler ve bu modal hareketlerin kabin ses seviyesinde oluşturduğu tepe noktalar incelenmiştir. İlk modların incelenmesinin nedeni bu modların kabin nefes alma modları olarak literatürde geçmesi ve kabin gürültüsünde önemli bir yer tutmasıdır. Şekil 3.8, şekil 3.9 ve şekil 3.10 da panellerin ilk mod hareketleri görülmektedir. Panellerin titreşim genlikleri iç gürültü seviyesini belirlediği için bu paneller genliklerini düşürmek iç gürültü seviyesinin düşürülmesinin sağlayacaktır. Bu iyileştirmenin yapılması panellere çeşitli girinti çıkıntılar vermek, panel kalınlıklarını arttırmak veya modal hareket şekillerinden yola çıkarak paneller üzerine ağırlık bağlamak yoluyla yapılabilir. Bu seçeneklerden paneller üzerine ağırlık koyma diğer seçeneklere göre uygulama kolaylığı sağladığı için iyileştirme çalışmalarımızda tercih edilmiştir.

İyileştirme yöntemine karar verildikten sonra sonlu elemanlar analizleri ile bilgisayar ortamında elde edilen sonuçlar doğrultusunda panellerin orta kısımlarına ağırlıklar bağlanmıştır. Bu işlem mıknaş ve ona bağlı kütlelerin panelin orta kısmına konulmasıyla yapılmıştır. Bu bağlanan ağırlıklar ile panellerin ilk mod şekillerindeki genliklerin azaltılması sağlanmıştır. Bu yapılan iyileştirme çalışması sonrasında elde edilen kabin içi gürültü grafiklerinden de görüleceği üzere ilk mod şekillerinin ortaya çıktığı frekans aralıklarındaki ses seviyelerinde düşüşler görülmüştür.

Bu çalışma sonucunda panellerin titreşimleri ile kabin içinde gürültü meydana geldiği frekansa bağlı gürültü grafiklerinde ortaya konmuştur.

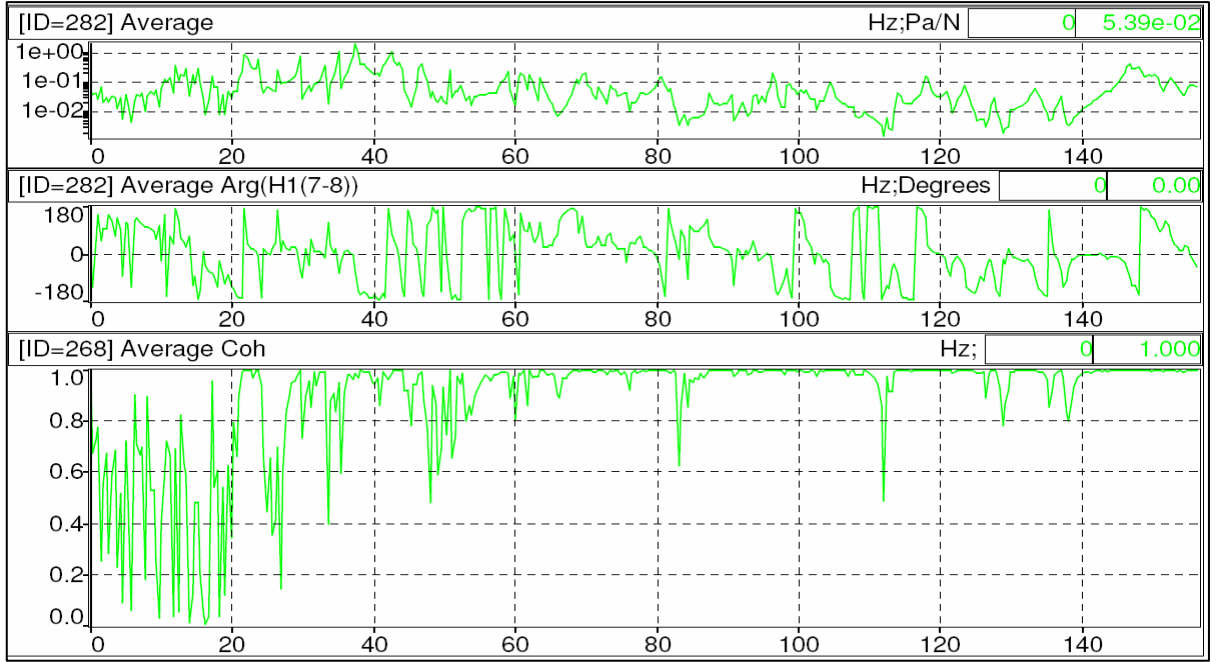
## 5. KAYNAKLAR:

- Barber, A., (1993), “Hand Book of Noise and Vibration Control”, Elsevier, Oxford.
- Beards, C. F., (1995), “Engineering Vibration Analysis with Application to Control Systems”, Edward Arnold Pres., London
- Beranek, L.L., ve Ver, I.L., (1992), “Noise and Vibration Control Engineering Principles and Applications”, John Wiley and Sons, Cambridge.
- Brüel & Kjaer, (1991), “Frequency, Analysis” (Brüel & Kjaer Handbook).
- Brüel & Kjaer, (1980), “Acoustic Noise Measurements” (Brüel & Kjaer Handbook).
- Brüel & Kjaer, (1982), “Noise Control – Principles and Practice” (Brüel & Kjaer Handbook).
- De Silva, C.W., (1999), “Vibration, Fundamentals and Practice”, CRC Pres. Florida.
- Desmet, W., and Sas P., “Introduction to Numerical Acoustics” LMS Numerical Acoustics Theoretical Manual.
- Ewins, D.J., (2000), “Modal Testing Theory, Practice and Application”. Research Studies Pres Ltd. England.
- Fahy, F., (2001), Foundation of Engineering Acoustics, Academic Press, San Diego.
- Ford Motor Company, Internal Documents.
- Herrin, D. W., Martinus, F., and Seybert A. F., (2005), “Using Numerical Acoustics to Diagnose Noise Problems” SAE Technical Paper Series, 2005-01-2324.
- Kim S.H., and Lee J.M., (1998), “A Practical Method for Noise Reduction of a Vehicle Passenger Compartment” Journal of Vibration and Acoustics, 120.
- Lothar, C., (1988), “Structure-borne Sound”, Springer, New York.
- McConnell, K.G. (1995), “Vibration Testing, Theory and Practice”, Wiley-IEEE, New York.
- National and International Standards and Recommendations, (1981).
- Nefske D. J., Wolf J. A., and Howell L. J., (1982), “Structural acoustic finite element analysis of the automobile passenger compartment: a review of current practice” Journal of Sound and Vibration, 80.
- Pain, H. J., (2005), “The Physics of Vibrations and Waves”, John Wiley and Sons, Cambridge.
- Pasin, F., (2000), “Mekanik Titreşimler”, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- Randall, F. B., (2001), “Industrial Noise Control and Acoustics”, Marcel Dekker, Inc. New York.
- Werner, S., (2005), “Vibrations of Shells and Plates”, Marcel Dekker, Inc. New York.
- Wikipedia Encyclopaedia, <http://en.wikipedia.org>

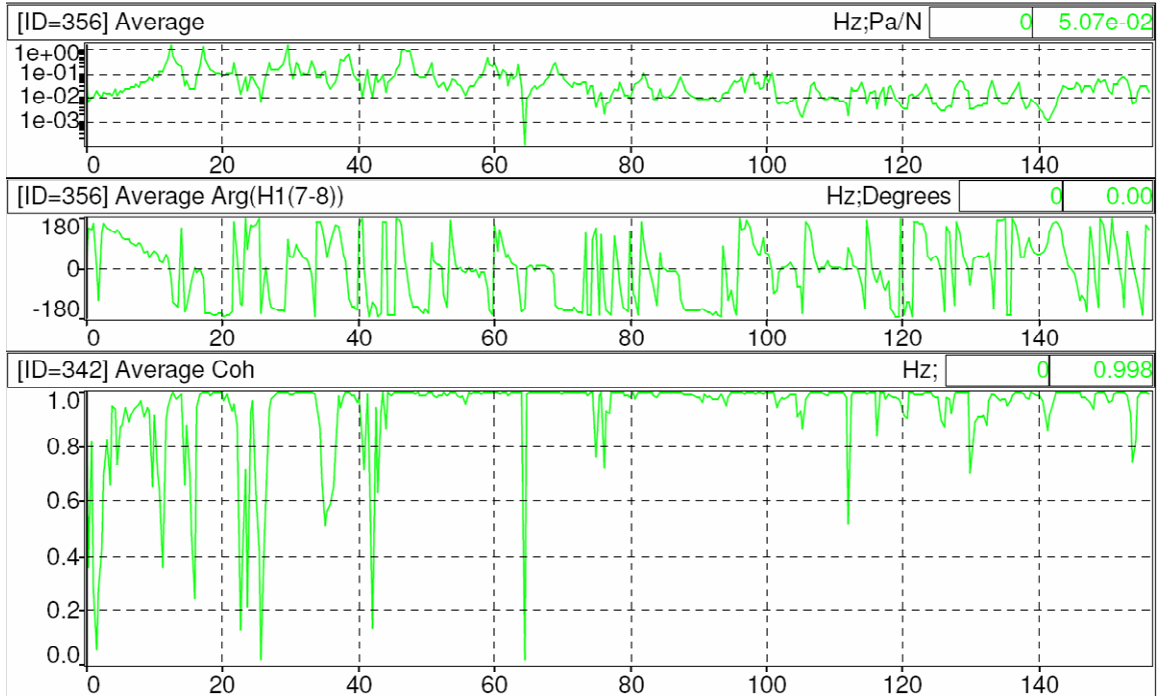
**EKLER**

Ek 1 Laboratuar ölçümleri sırasında, baz durumda toplanan gürültü transfer fonksiyonlarına ait genlik, faz ve tutarlılık grafikleri.

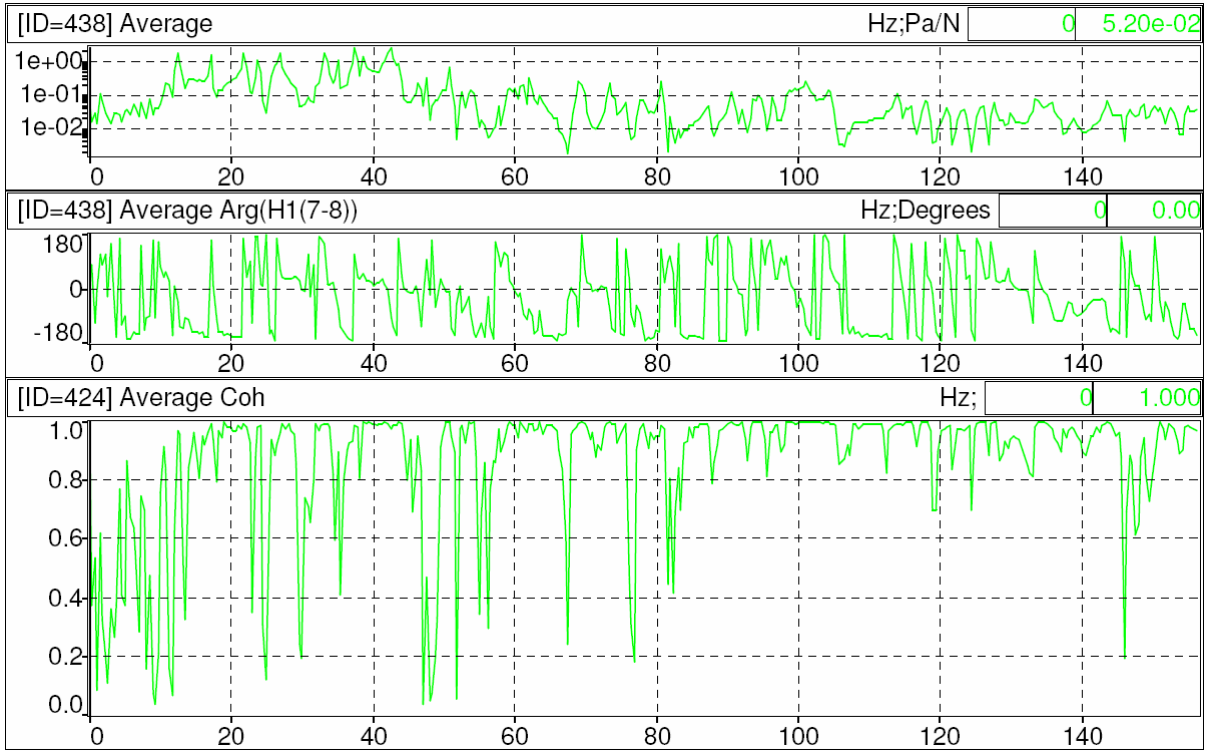
**Ek 1 Laboratuvar ölçümleri sırasında, baz durumda toplanan gürültü transfer fonksiyonlarına ait genlik, faz ve tutarlılık grafikleri.**



Şekil Ek 1.1 Bir numaralı noktadan x yönünde tahrik edilen modelin kulak noktasından okunan frekans cevabı



Şekil Ek 1.2 Bir numaralı noktadan y yönünde tahrik edilen modelin kulak noktasından okunan frekans cevabı



Şekil Ek 1.3 Bir numaralı noktadan z yönünde tahrik edilen modelin kulak noktasından okunan frekans cevabı

**ÖZGEÇMİŞ**

Doğum tarihi 15.03.1984

Doğum yeri Bursa

Orta Okul 1995–1999 İnegöl Turgut Alp Anadolu Lisesi

Lise 1999-2002 İnegöl Turgut Alp Anadolu Lisesi

Lisans 2001–2005 Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi  
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 2007–2010 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Müh. Anabilim Dalı,  
Makine Teorisi ve Kontrol Programı

Çalıştığı kurum(lar)

2007-2008 K-M Kumsan Vinç A.Ş

2008-2008 Nortel Netaş A.Ş

2008-Halen Ford Otosan A.Ş