



**T.C.  
BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**ANTİVİBRASYONEL KAÜÇUKLARIN TİTREŞİM ANALİZİNDE SİNYAL  
İŞLEME METOTLARININ BELİRLENMESİ VE OLASI DİNAMİK  
ÖZELLİKLERİNİN TRANSFER FONKSİYONU İLE HESAPLANMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Ege ÖZDEMİR YÜREK**

**Elektrik-Elektronik Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Elektrik-Elektronik Mühendisliği Tezli Yüksek Lisans Programı**

**TEMMUZ 2025**

**T.C.  
BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**ANTİVİBRASYONEL KAÜÇUKLARIN TİTREŞİM ANALİZİNDE SİNYAL  
İŞLEME METOTLARININ BELİRLENMESİ VE OLASI DİNAMİK  
ÖZELLİKLERİNİN TRANSFER FONKSİYONU İLE HESAPLANMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Ege ÖZDEMİR YÜREK  
(22434981037)**

**ORCID: 0009-0009-3336-0532**

**Elektrik-Elektronik Mühendisliği Anabilim Dalı  
Elektrik-Elektronik Mühendisliği Tezli Yüksek Lisans Programı**

**Danışman: Prof. Dr. Hakan GÜRKAN  
ORCID: 0000-0002-7008-4778**

**TEMMUZ 2025**





20.04.2016 tarihli Resmi Gazete’de yayımlanan Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin 9/2 ve 22/2 maddeleri gereğince; Bu Lisansüstü teze, Bursa Teknik Üniversitesi’nin abonesi olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Lisansüstü Eğitim Enstitüsü’nün belirlemiş olduğu ölçütlere uygun rapor alınmıştır.

## İNTİHAL BEYANI

Bu tezde görsel, işitsel ve yazılı biçimde sunulan tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uyularak tarafımdan elde edildiğini, tez içinde yer alan ancak bu çalışmaya özgü olmayan tüm sonuç ve bilgileri tezde kaynak göstererek belgelediğimi, aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim.

Adı SOYADI: Ege ÖZDEMİR YÜREK

İmzası:



Aileme,

## ÖNSÖZ

Her şeyden önce sevgili eşim Meryem'e bu yolculuk boyunca bana verdiği destek, sabır ve cesaret için en derin şükranlarımı sunmak isterim. Onun varlığı benim en büyük güç ve ilham kaynağım oldu.

Koşulsuz sevgileri ve sürekli destekleriyle bana her zaman yol gösteren ve ilerlemem için beni motive eden aileme de en içten teşekkürlerimi sunuyorum. Özellikle anneme, babama, kız kardeşime ve enişteme sonsuz sevgi ve teşvikleri için minnettarım.

Tez danışmanım Prof. Dr. Hakan Gürkan'a değerli rehberliği, anlayışlı geri bildirimi ve bu tezin hazırlanması boyunca verdiği sürekli destek için en içten teşekkürlerimi sunarım. Uzmanlığı ve teşviki, çalışmamın yönünü şekillendirmemde etkili oldu.

İşverenim Angst+Pfister'a yüksek lisans eğitimim boyunca verdikleri destek ve hem kişisel hem de profesyonel gelişimimi destekleyen bir ortam sağladıkları için içtenlikle minnettarım. Onların katkıları bu tezin başarıyla tamamlanmasında çok değerli olmuştur.

Temmuz 2025

Ege ÖZDEMİR YÜREK

## İÇİNDEKİLER

|                                                                                                       | <u>Sayfa</u> |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------|
| ÖNSÖZ.....                                                                                            | vii          |
| İÇİNDEKİLER .....                                                                                     | viii         |
| KISALTMALAR .....                                                                                     | x            |
| SEMBOLLER .....                                                                                       | xi           |
| ÇİZELGE LİSTESİ.....                                                                                  | xiii         |
| ŞEKİL LİSTESİ.....                                                                                    | xiv          |
| <b>1. GİRİŞ .....</b>                                                                                 | <b>1</b>     |
| 1.1 Elastomer Nedir?.....                                                                             | 2            |
| 1.2 Tek Serbestlik Dereceli Sistemler .....                                                           | 3            |
| 1.3 Tutarlılık ve Transfer Fonksiyonları .....                                                        | 4            |
| 1.3.1 Tutarlılık .....                                                                                | 5            |
| 1.3.2 Transfer fonksiyonu: H1 .....                                                                   | 7            |
| 1.3.3 Transfer fonksiyonu: H2.....                                                                    | 8            |
| 1.3.4 Transfer fonksiyonu: H3.....                                                                    | 8            |
| 1.3.5 Transfer fonksiyonu : Hv .....                                                                  | 9            |
| 1.3.6 H2 ve Hv'nin matematiksel olarak karşılaştırılması .....                                        | 9            |
| 1.3.7 H1, H2, H3 ve Hv'nin karşılaştırılması .....                                                    | 11           |
| 1.4 Transfer Fonksiyonları Üzerinden Kauçuğun Mekanik ve Dinamik<br>Özelliklerinin Belirlenmesi ..... | 12           |
| 1.4.1 Dinamik, depolama ve kayıp direngelik ( $K^*$ , $K'$ , $K''$ ) .....                            | 12           |
| 1.4.2 Faz açısı, tan delta ( $^\circ$ , $\tan \delta$ ) .....                                         | 12           |
| 1.4.3 Sönümlenme katsayısı (c).....                                                                   | 13           |
| 1.4.4 İletilebilirlik .....                                                                           | 14           |
| 1.5 Tez Çalışmasının Hedefleri .....                                                                  | 16           |
| <b>2. TİTREŞİM TESTİNE İLİŞKİN TEMEL KAVRAMLAR .....</b>                                              | <b>18</b>    |
| 2.1 Titreşim Test Cihazı Tipleri .....                                                                | 18           |
| 2.1.1 Hidromekanik dinamik test tezgahları .....                                                      | 18           |
| 2.1.2 Elektro-mekanik dinamik test tezgahları .....                                                   | 19           |
| 2.2 Titreşim Testlerinde Kullanılan Sensör Tipleri.....                                               | 19           |
| 2.2.1 Kuvvet sensörleri .....                                                                         | 20           |
| 2.2.2 Yer değiştirme, hız ve ivmenin ölçümü.....                                                      | 21           |
| 2.3 Titreşim Test Sonuçlarının Elde Edilme Yöntemleri ve Gerekçeleri .....                            | 24           |
| 2.3.1 Sarsıcı çalışma mekanizmasının modeli.....                                                      | 24           |
| 2.3.2 Negatif geri beslemeli kontrol blok diyagramı .....                                             | 25           |
| 2.3.3 Titreşim test türleri .....                                                                     | 26           |
| 2.4 Titreşim Testlerinde Dikkat Edilmesi Gereken Faktörler .....                                      | 29           |
| 2.4.1 Fikstür tasarımı ve fikstür rezonans modları .....                                              | 29           |
| 2.4.2 Atalet momentinin etkisi ve bu etkinin azaltılması .....                                        | 30           |
| 2.4.3 Efektif örnekleme hızının seçilmesi .....                                                       | 31           |
| 2.4.4 Frekans aralıkları .....                                                                        | 32           |
| 2.4.5 Genlik seçimi (İvme, yer değiştirme, hız ve kuvvet).....                                        | 35           |
| 2.4.6 Ön yük seçimi .....                                                                             | 36           |

|                                                                                |            |
|--------------------------------------------------------------------------------|------------|
| <b>3. MATLAB ÜZERİNDE UYGULAMA .....</b>                                       | <b>37</b>  |
| 3.1 Dataload Fonksiyonu .....                                                  | 37         |
| 3.2 Tanımlama Kısmı.....                                                       | 38         |
| 3.3 Üst Taraftaki Kütle Telafisi için Fnet'in Hesaplanması .....               | 39         |
| 3.3.1 AccCalculatorForForceUnit fonksiyonu .....                               | 39         |
| 3.3.2 MassCompensation fonksiyonu.....                                         | 40         |
| 3.4 İvme Verisinden Yer Değiştirme Verisinin Hesaplanması.....                 | 40         |
| 3.5 Tutarlılık Fonksiyonu.....                                                 | 41         |
| 3.6 Transfer Fonksiyonunun Hesaplanması .....                                  | 42         |
| 3.7 TF2dBConverter Fonksiyonu.....                                             | 43         |
| 3.8 Direngenliğin Hesaplanması .....                                           | 44         |
| 3.9 Depolama Direngenliğinin Hesaplanması.....                                 | 45         |
| 3.10 Kayıp Direngenliğin Hesaplanması .....                                    | 46         |
| 3.11 PhaseCalculator Fonksiyonu.....                                           | 46         |
| 3.12 TanDelta Fonksiyonu .....                                                 | 47         |
| 3.13 Sönümlleme Katsayısının Hesaplanması .....                                | 48         |
| 3.14 Transmissibility Fonksiyonu.....                                          | 49         |
| 3.15 Freq.axis Fonksiyonu ve Çizim.....                                        | 50         |
| <b>4. TEST SONUÇLARI VE KARŞILAŞTIRMA.....</b>                                 | <b>52</b>  |
| 4.1 Kauçuk Bir Burcun Yüksek Frekans Titreşim Analizinin Sonuçları.....        | 52         |
| 4.1.1 Tutarlılık .....                                                         | 53         |
| 4.1.2 dB cinsinden transfer fonksiyonu sonuçları .....                         | 56         |
| 4.1.3 Dinamik direngenlik sonuçları .....                                      | 58         |
| 4.1.4 Depolama direngenlik sonuçları .....                                     | 60         |
| 4.1.5 Kayıp direngenlik sonuçları.....                                         | 62         |
| 4.1.6 Faz açısı sonuçları.....                                                 | 64         |
| 4.1.7 Tan delta sonuçları.....                                                 | 66         |
| 4.1.8 Sönümlleme katsayısı sonuçları.....                                      | 68         |
| 4.1.9 İletilebilirlik sonuçları .....                                          | 70         |
| 4.2 Kauçuk Bir Yayın Yüksek Frekans Titreşim Analizinin Sonuçları.....         | 72         |
| 4.2.1 Tutarlılık sonuçları.....                                                | 72         |
| 4.2.2 dB cinsinden transfer fonksiyonu sonuçları .....                         | 75         |
| 4.2.3 Dinamik direngenlik sonuçları .....                                      | 77         |
| 4.2.4 Depolama direngenlik sonuçları .....                                     | 79         |
| 4.2.5 Kayıp direngenlik sonuçları.....                                         | 81         |
| 4.2.6 Faz açısı sonuçları.....                                                 | 83         |
| 4.2.7 Tan delta sonuçları.....                                                 | 85         |
| 4.2.8 Sönümlleme katsayısı sonuçları.....                                      | 87         |
| 4.2.9 İletilebilirlik sonuçları .....                                          | 89         |
| <b>5. DEĞERLENDİRME VE SONUÇ .....</b>                                         | <b>91</b>  |
| 5.1 Çalışmanın Özeti.....                                                      | 91         |
| 5.2 Sonuçların Değerlendirilmesi.....                                          | 92         |
| 5.2.1 Örneklemme hızının frekans cevabındaki etkisi.....                       | 92         |
| 5.2.2 Transfer fonksiyonu tahmin yöntemlerinin karşılaştırılması.....          | 92         |
| 5.2.3 Transfer fonksiyonlarından elde edilen çıktıların değerlendirilmesi..... | 93         |
| 5.3 Literatüre Katkılar .....                                                  | 94         |
| 5.4 Genel Sonuç .....                                                          | 95         |
| <b>KAYNAKLAR .....</b>                                                         | <b>96</b>  |
| <b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>                                                           | <b>100</b> |

## KISALTMALAR

|                  |                                                                                             |
|------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>Acc.</b>      | : İvme (Acceleration)                                                                       |
| <b>APSD</b>      | : Oto-Güç Spektral Yoğunluğu                                                                |
| <b>Ch</b>        | : Coherence, Tutarlılık                                                                     |
| <b>CPSD</b>      | : Çapraz Güç Spektral Yoğunluğu                                                             |
| <b>DAQ</b>       | : Veri Toplama Kutusu                                                                       |
| <b>FFT</b>       | : Hızlı Fourier Dönüşümü (Fast Fourier Transform)                                           |
| <b>FRF</b>       | : Frekans Cevap Fonksiyonu (Frequency Response Function)                                    |
| <b>Hann</b>      | : Hanning                                                                                   |
| <b>Hz.</b>       | : Hertz                                                                                     |
| <b>Kd</b>        | : Dinamik Direngenlik                                                                       |
| <b>LVDT</b>      | : Lineer Değişkenli Diferansiyel Transformatör (Linear Variable Differential Transformatör) |
| <b>NVH</b>       | : Gürültü, Titreşim ve Sertlik (Noise, Vibration and Harshness)                             |
| <b>OEM</b>       | : Orijinal Ekipman Üreticisi (Original Equipment Manufacturer)                              |
| <b>PL</b>        | : Ön Yük (Preload)                                                                          |
| <b>AR&amp;GE</b> | : Araştırma ve Geliştirme (Research and Development)                                        |
| <b>SDOF</b>      | : Tek Serbestlik Derecesi (Single Degree of Freedom)                                        |
| <b>TF</b>        | : Transfer Fonksiyonu                                                                       |
| <b>Tr</b>        | : Transmissibility, İletilebilirlik                                                         |

## SEMBOLLER

|                              |                                                 |
|------------------------------|-------------------------------------------------|
| <b>dB</b>                    | : Desibel                                       |
| <b>k</b>                     | : Yay Sabiti                                    |
| <b>x, x', x''</b>            | : Yer Değiştirme, Hız, İvme                     |
| <b>F<sub>sönümleme</sub></b> | : Sönümleme Kuvveti                             |
| <b>t</b>                     | : Zaman                                         |
| <b>m</b>                     | : Kütle                                         |
| <b>a</b>                     | : İvme                                          |
| <b>c</b>                     | : Sönümleme Katsayısı                           |
| <b>f</b>                     | : Fourier Dönüşümü                              |
| <b>f</b>                     | : Frekans                                       |
| <b>j</b>                     | : Kompleks Birim                                |
| <b>R<sub>xy</sub></b>        | : Çapraz Korelasyon Fonksiyonu                  |
| <b>R<sub>yx</sub></b>        | : Çapraz Korelasyon Fonksiyonu                  |
| <b>R<sub>xx</sub></b>        | : Girdi Sinyali İçin Otokorelasyon Fonksiyonu   |
| <b>R<sub>yy</sub></b>        | : Çıkış Sinyali İçin Otokorelasyon Fonksiyonu   |
| <b>H<sub>1</sub></b>         | : Transfer Fonksiyonu                           |
| <b>H<sub>2</sub></b>         | : Transfer Fonksiyonu                           |
| <b>H<sub>3</sub></b>         | : Transfer Fonksiyonu                           |
| <b>H<sub>v</sub></b>         | : Transfer Fonksiyonu                           |
| <b>S<sub>yx</sub></b>        | : Çapraz Güç Spektral Yoğunluğu                 |
| <b>S<sub>xy</sub></b>        | : Çapraz Güç Spektral Yoğunluğu                 |
| <b>S<sub>xx</sub></b>        | : Girdi Sinyali İçin Oto-Güç Spektral Yoğunluğu |
| <b>S<sub>yy</sub></b>        | : Çıkış Sinyali İçin Oto-Güç Spektral Yoğunluğu |
| <b>K*</b>                    | : Dinamik Direngenlik                           |
| <b>K'</b>                    | : Depolama Direngenlik                          |
| <b>K''</b>                   | : Kayıp Direngenlik                             |
| <b>f<sub>L</sub></b>         | : Alt Frekans                                   |
| <b>f<sub>H</sub></b>         | : Üst Frekans                                   |
| <b>N</b>                     | : Pencere Uzunluğu                              |
| <b>°</b>                     | : Derece                                        |

|                                 |                                     |
|---------------------------------|-------------------------------------|
| <b><math>\tan \delta</math></b> | : Tan Delta                         |
| <b>Tr</b>                       | : Transmissibility, İletilebilirlik |
| <b>F<sub>n</sub></b>            | : Doğal Frekans                     |
| <b>g</b>                        | : Yer Çekimi İvmesi                 |
| <b>w</b>                        | : Açısal Frekans                    |
| <b>R</b>                        | : Frekans Oranı                     |
| <b><math>\eta</math></b>        | : Kayıp Faktör                      |
| <b>F</b>                        | : Frekans                           |
| <b>V</b>                        | : Hız                               |
| <b>F<sub>kaydedilen</sub></b>   | : Kaydedilmiş Kuvvet                |
| <b>F<sub>hesaplanan</sub></b>   | : Hesaplanmış Kuvvet                |
| <b>f<sub>s</sub></b>            | : Örnekleme Hızı                    |
| <b>f<sub>maks</sub></b>         | : Maksimum Frekans                  |
| <b>T<sub>lin</sub></b>          | : Lineer Zaman                      |
| <b>F<sub>s,e</sub></b>          | : Başlangıç ve Bitiş Frekansları    |
| <b>S</b>                        | : Tarama Hızı                       |
| <b>f<sub>sonraki</sub></b>      | : Bir Sonraki Frekans               |
| <b>f<sub>önceki</sub></b>       | : Önceki Frekans                    |
| <b>O</b>                        | : Oktav                             |
| <b>F<sub>net</sub></b>          | : Net Kuvvet                        |
| <b>W</b>                        | : Sistemin Ağırlığı                 |
| <b>T<sub>p</sub></b>            | : Pencere Uzunluğu                  |
| <b>H</b>                        | : Transfer Fonksiyonu               |
| <b>K<sub>g</sub></b>            | : Kilogram                          |
| <b>Abs</b>                      | : Mutlak Değer                      |
| <b>Log</b>                      | : Logaritma                         |
| <b>T<sub>log</sub></b>          | : Logaritmik Zaman                  |

## ÇİZELGE LİSTESİ

|                                                       | <b><u>Sayfa</u></b> |
|-------------------------------------------------------|---------------------|
| <b>Çizelge 4.1:</b> Kauçuk Burcun Test Koşulları..... | <b>53</b>           |
| <b>Çizelge 4.2:</b> Kauçuk Yayın Test Koşulları.....  | <b>72</b>           |



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

|                                                                                            |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 1.1: Mühendislik Malzemeleri.....                                                    | 2  |
| Şekil 1.2: SDOF Sistem Modeli. ....                                                        | 3  |
| Şekil 1.3: H1 için Örnek Sistem. ....                                                      | 7  |
| Şekil 1.4: H2 için Örnek Sistem. ....                                                      | 8  |
| Şekil 1.5: H3 için Örnek Sistem. ....                                                      | 9  |
| Şekil 1.6: Kompleks Koordinat Sistemi üzerinde $K^*$ , $K'$ , $K''$ ve Faz Gösterimi. .... | 13 |
| Şekil 1.7: 2014-2023 elektrikli araçların küresel binek otomobil pazar payı.....           | 16 |
| Şekil 2.1: Sarsıcı – Elektro-Mekanik Dinamik Test Tezgahı. ....                            | 19 |
| Şekil 2.2: Wheatstone Köprü Devresi. ....                                                  | 20 |
| Şekil 2.3: Piezoelektrik Dinamik Kuvvet Sensörünün İçi. ....                               | 21 |
| Şekil 2.4: Yer Değiştirme, Hız ve İvme Arasındaki Matematiksel İlişki. ....                | 22 |
| Şekil 2.5: Tipik Bir LVDT Sensörün Ara Kesiti. ....                                        | 22 |
| Şekil 2.6: Üçgenleme Metodu ile Lazer Optik Yer Değiştirme Sensörü. ....                   | 23 |
| Şekil 2.7: Montajlı Halde Bir İvme Ölçerin İçi. ....                                       | 24 |
| Şekil 2.8: Titreşim Test Sistemindeki Cihazların İlişkisi. ....                            | 25 |
| Şekil 2.9: Negatif Geri Beslemeli Kontrol Blok Diyagramı. ....                             | 26 |
| Şekil 2.10: Serbest Salınım Kurulumu. ....                                                 | 27 |
| Şekil 2.11: Bağlı Yapı Kurulum Örneği. ....                                                | 28 |
| Şekil 3.1: DataLoad Fonksiyonu. ....                                                       | 38 |
| Şekil 3.2: Dinamik Kuvvet Ünitesinin İvme Ölçüm Pozisyonları. ....                         | 39 |
| Şekil 3.3: AccCalculatorForForceUnit Fonksiyonu. ....                                      | 40 |
| Şekil 3.4: MassCompensation Fonksiyonu.....                                                | 40 |
| Şekil 3.5: Acceleration2displacement_in_freq Function.....                                 | 41 |
| Şekil 3.6: Coherence Fonksiyonu. ....                                                      | 42 |
| Şekil 3.7: Transfer_Functions Fonksiyonu.....                                              | 43 |
| Şekil 3.8: TF2dBConverter Fonksiyonu.....                                                  | 44 |
| Şekil 3.9: DinamicStiffness Fonksiyonu. ....                                               | 45 |
| Şekil 3.10: Storage_Stiffness Fonksiyonu. ....                                             | 45 |
| Şekil 3.11: Loss_Stiffness Fonksiyonu. ....                                                | 46 |
| Şekil 3.12: PhaseCalculator Fonksiyonu. ....                                               | 47 |
| Şekil 3.13: TanDelta Fonksiyonu. ....                                                      | 48 |
| Şekil 3.14: damping_coefficient Fonksiyonu. ....                                           | 48 |
| Şekil 3.15: Transmissibility Fonksiyonu. ....                                              | 49 |
| Şekil 3.16: freq_axis Fonksiyonu. ....                                                     | 50 |
| Şekil 4.1: Kauçuk Burç Test Kurulumu. ....                                                 | 53 |
| Şekil 4.2: Örneklem Hızı 8192 İçin Tutarlılık Sonuçları.....                               | 54 |
| Şekil 4.3: Örneklem Hızı 16384 İçin Tutarlılık Sonuçları.....                              | 54 |
| Şekil 4.4: Örneklem Hızı 32768 İçin Tutarlılık Sonuçları.....                              | 55 |
| Şekil 4.5: Örneklem Hızı 65536 İçin Tutarlılık Sonuçları.....                              | 55 |
| Şekil 4.6: Örneklem Hızı 8192 İçin dB Cinsinden TF Sonuçları. ....                         | 56 |

|                                                                          |    |
|--------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 4.7: Örneklem Hızı 16384 İçin dB Cinsinden TF Sonuçları.....       | 56 |
| Şekil 4.8: Örneklem Hızı 32768 İçin dB Cinsinden TF Sonuçları.....       | 57 |
| Şekil 4.9: Örneklem Hızı 65536 İçin dB Cinsinden TF Sonuçları.....       | 57 |
| Şekil 4.10: Örneklem Hızı 8192 İçin Dinamik Direngenlik Sonuçları.....   | 58 |
| Şekil 4.11: Örneklem Hızı 16384 İçin Dinamik Direngenlik Sonuçları.....  | 58 |
| Şekil 4.12: Örneklem Hızı 32768 İçin Dinamik Direngenlik Sonuçları.....  | 59 |
| Şekil 4.13: Örneklem Hızı 65536 İçin Dinamik Direngenlik Sonuçları.....  | 59 |
| Şekil 4.14: Örneklem Hızı 8192 İçin Depolama Direngenlik Sonuçları.....  | 60 |
| Şekil 4.15: Örneklem Hızı 16384 İçin Depolama Direngenlik Sonuçları..... | 60 |
| Şekil 4.16: Örneklem Hızı 32768 İçin Depolama Direngenlik Sonuçları..... | 61 |
| Şekil 4.17: Örneklem Hızı 65536 İçin Depolama Direngenlik Sonuçları..... | 61 |
| Şekil 4.18: Örneklem Hızı 8192 İçin Kayıp Direngenlik Sonuçları.....     | 62 |
| Şekil 4.19: Örneklem Hızı 16384 İçin Kayıp Direngenlik Sonuçları.....    | 62 |
| Şekil 4.20: Örneklem Hızı 32768 İçin Kayıp Direngenlik Sonuçları.....    | 63 |
| Şekil 4.21: Örneklem Hızı 65536 İçin Kayıp Direngenlik Sonuçları.....    | 63 |
| Şekil 4.22: Örneklem Hızı 8192 İçin Faz Açısı Sonuçları.....             | 64 |
| Şekil 4.23: Örneklem Hızı 16384 İçin Faz Açısı Sonuçları.....            | 64 |
| Şekil 4.24: Örneklem Hızı 32768 İçin Faz Açısı Sonuçları.....            | 65 |
| Şekil 4.25: Örneklem Hızı 65536 İçin Faz Açısı Sonuçları.....            | 65 |
| Şekil 4.26: Örneklem Hızı 8192 İçin Tan Delta Sonuçları.....             | 66 |
| Şekil 4.27: Örneklem Hızı 16384 İçin Tan Delta Sonuçları.....            | 66 |
| Şekil 4.28: Örneklem Hızı 32768 İçin Tan Delta Sonuçları.....            | 67 |
| Şekil 4.29: Örneklem Hızı 65536 İçin Tan Delta Sonuçları.....            | 67 |
| Şekil 4.30: Örneklem Hızı 8192 İçin Sönümlleme Katsayısı Sonuçları.....  | 68 |
| Şekil 4.31: Örneklem Hızı 16384 İçin Sönümlleme Katsayısı Sonuçları..... | 68 |
| Şekil 4.32: Örneklem Hızı 32768 İçin Sönümlleme Katsayısı Sonuçları..... | 69 |
| Şekil 4.33: Örneklem Hızı 65536 İçin Sönümlleme Katsayısı Sonuçları..... | 69 |
| Şekil 4.34: Örneklem Hızı 8192 İçin İletilebilirlik Sonuçları.....       | 70 |
| Şekil 4.35: Örneklem Hızı 16384 İçin İletilebilirlik Sonuçları.....      | 70 |
| Şekil 4.36: Örneklem Hızı 32768 İçin İletilebilirlik Sonuçları.....      | 71 |
| Şekil 4.37: Örneklem Hızı 65536 İçin İletilebilirlik Sonuçları.....      | 71 |
| Şekil 4.38: Kauçuk Yay Test Kurulumu.....                                | 72 |
| Şekil 4.39: Örneklem Hızı 8192 İçin Tutarlılık Sonuçları.....            | 73 |
| Şekil 4.40: Örneklem Hızı 16384 İçin Tutarlılık Sonuçları.....           | 73 |
| Şekil 4.41: Örneklem Hızı 32768 İçin Tutarlılık Sonuçları.....           | 74 |
| Şekil 4.42: Örneklem Hızı 65536 İçin Tutarlılık Sonuçları.....           | 74 |
| Şekil 4.43: Örneklem Hızı 8192 İçin dB Cinsinden TF Sonuçları.....       | 75 |
| Şekil 4.44: Örneklem Hızı 16384 İçin dB Cinsinden TF Sonuçları.....      | 75 |
| Şekil 4.45: Örneklem Hızı 32768 İçin dB Cinsinden TF Sonuçları.....      | 76 |
| Şekil 4.46: Örneklem Hızı 65536 İçin dB Cinsinden TF Sonuçları.....      | 76 |
| Şekil 4.47: Örneklem Hızı 8192 İçin Dinamik Direngenlik Sonuçları.....   | 77 |
| Şekil 4.48: Örneklem Hızı 16384 İçin Dinamik Direngenlik Sonuçları.....  | 77 |
| Şekil 4.49: Örneklem Hızı 32768 İçin Dinamik Direngenlik Sonuçları.....  | 78 |
| Şekil 4.50: Örneklem Hızı 65536 İçin Dinamik Direngenlik Sonuçları.....  | 78 |
| Şekil 4.51: Örneklem Hızı 8192 İçin Depolama Direngenlik Sonuçları.....  | 79 |
| Şekil 4.52: Örneklem Hızı 16384 İçin Depolama Direngenlik Sonuçları..... | 79 |
| Şekil 4.53: Örneklem Hızı 32768 İçin Depolama Direngenlik Sonuçları..... | 80 |
| Şekil 4.54: Örneklem Hızı 65536 İçin Depolama Direngenlik Sonuçları..... | 80 |
| Şekil 4.55: Örneklem Hızı 8192 İçin Kayıp Direngenlik Sonuçları.....     | 81 |
| Şekil 4.56: Örneklem Hızı 16384 İçin Kayıp Direngenlik Sonuçları.....    | 81 |

|                                                                                 |           |
|---------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>Şekil 4.57:</b> Örneklem Hızı 32768 İçin Kayıp Direngenlik Sonuçları.....    | <b>82</b> |
| <b>Şekil 4.58:</b> Örneklem Hızı 65536 İçin Kayıp Direngenlik Sonuçları.....    | <b>82</b> |
| <b>Şekil 4.59:</b> Örneklem Hızı 8192 İçin Faz Açısı Sonuçları.....             | <b>83</b> |
| <b>Şekil 4.60:</b> Örneklem Hızı 16384 İçin Faz Açısı Sonuçları.....            | <b>83</b> |
| <b>Şekil 4.61:</b> Örneklem Hızı 32768 İçin Faz Açısı Sonuçları.....            | <b>84</b> |
| <b>Şekil 4.62:</b> Örneklem Hızı 65536 İçin Faz Açısı Sonuçları.....            | <b>84</b> |
| <b>Şekil 4.63:</b> Örneklem Hızı 8192 İçin Tan Delta Sonuçları.....             | <b>85</b> |
| <b>Şekil 4.64:</b> Örneklem Hızı 16384 İçin Tan Delta Sonuçları.....            | <b>85</b> |
| <b>Şekil 4.65:</b> Örneklem Hızı 32768 İçin Tan Delta Sonuçları.....            | <b>86</b> |
| <b>Şekil 4.66:</b> Örneklem Hızı 65536 İçin Tan Delta Sonuçları.....            | <b>86</b> |
| <b>Şekil 4.67:</b> Örneklem Hızı 8192 İçin Sönümlleme Katsayısı Sonuçları.....  | <b>87</b> |
| <b>Şekil 4.68:</b> Örneklem Hızı 16384 İçin Sönümlleme Katsayısı Sonuçları..... | <b>87</b> |
| <b>Şekil 4.69:</b> Örneklem Hızı 32768 İçin Sönümlleme Katsayısı Sonuçları..... | <b>88</b> |
| <b>Şekil 4.70:</b> Örneklem Hızı 65536 İçin Sönümlleme Katsayısı Sonuçları..... | <b>88</b> |
| <b>Şekil 4.71:</b> Örneklem Hızı 8192 İçin İletilebilirlik Sonuçları.....       | <b>89</b> |
| <b>Şekil 4.72:</b> Örneklem Hızı 16384 İçin İletilebilirlik Sonuçları.....      | <b>89</b> |
| <b>Şekil 4.73:</b> Örneklem Hızı 32768 İçin İletilebilirlik Sonuçları.....      | <b>90</b> |
| <b>Şekil 4.74:</b> Örneklem Hızı 65536 İçin İletilebilirlik Sonuçları.....      | <b>90</b> |

# ANTİVİBRASYONEL KAÜÇUKLARIN TİTREŞİM ANALİZİNDE SİNYAL İŞLEME METODLARININ BELİRLENMESİ VE OLASI DİNAMİK ÖZELLİKLERİNİN TRANSFER FONKSİYONU İLE HESAPLANMASI

## ÖZET

Titreşim testleri, özellikle elektrikli araçların artan kullanımıyla birlikte, elastomer bazlı antivibrasyon ürünleri için yüksek frekanslarda giderek daha fazla önem kazanmaktadır. Bu tez çalışmasında, kauçuk burç ve kauçuk yay numunelerine 200 hertz –3000 hertz frekans aralığında sinüzoidal tarama titreşim testleri uygulanmıştır. Testler, dört farklı örnekleme oranı (8192, 16384, 32768, 65536 Hertz) kullanılarak her bir koşul için dört tekrar şeklinde gerçekleştirilmiştir.

Testler sonucunda elde edilen ivme ve kuvvet verileri, Matlab programı kullanılarak Welch metodu ile analiz edilmiştir. Analiz kapsamında APSD (Oto-Güç Spektral Yoğunluğu) ve CPSD (Çapraz Güç Spektral Yoğunluğu) hesaplanmış, buradan tutarlılık, transfer fonksiyonu [dB], dinamik direngenlik, depolama direngenliği, kayıp direngenlik, faz, tan delta, sönümleme katsayıları ve iletilebilirlik gibi mekanik dinamik özellikler türetilmiştir. Ayrıca dört farklı örnekleme oranı için dört farklı transfer fonksiyonu yöntemi uygulanarak sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Çalışmada ayrıca, titreşim testlerinde kullanılan sensör tipleri, titreşim test cihazları ve bu çalışmada kullanılan ekipmanların seçim gerekçeleri ayrıntılı olarak açıklanmıştır. Elektrikli araçların artan popülerliğiyle birlikte, antivibrasyonel elastomerlerin daha yüksek frekanslı titreşim koşullarına maruz kalması, bu tür çalışmaları endüstri açısından kritik hale getirmiştir.

Bu tez çalışmasının literatüre en büyük katkısı, yüksek frekans aralığında kauçuk malzemelerin dinamik davranışlarını bu düzeyde hassasiyetle inceleyen veri setini sağlamasıdır. Endüstriyel uygulamalarda kullanılabilecek özgün bulgular sunarak, anti vibrasyon ürünlerinin gelecekteki tasarım ve test kriterlerinin geliştirilmesine ışık tutmaktadır.

**Anahtar kelimeler:** Titreşim Analizi, Kauçuk, Transfer Fonksiyonu, Dinamik Direngenlik, Sinüzoidal Tarama Testi, Örnekleme Oranı

# **DETERMINATION OF SIGNAL PROCESSING METHODS IN VIBRATION ANALYSIS OF ANTIVIBRATION RUBBERS AND CALCULATION OF POSSIBLE DYNAMIC PROPERTIES BY TRANSFER FUNCTION**

## **ABSTRACT**

With the increasing prevalence of electric vehicles, vibration testing of elastomer-based antivibration products at higher frequencies has become significantly more important. In this thesis, sinusoidal sweep vibration tests were conducted on rubber bushing and rubber spring specimens within the 200 Hertz–3000 Hertz frequency range. Each test condition was repeated four times using four different sampling rates (8192, 16384, 32768, 65536 Hertz).

The acceleration and force data obtained from the tests were analyzed using Matlab via the Welch method. Through this analysis, APSD (Auto Power Spectral Density) and CPSD (Cross Power Spectral Density) were calculated. Subsequently, mechanical dynamic properties such as coherence, transfer function [dB], dynamic stiffness, storage stiffness, loss stiffness, phase, tan delta, damping coefficient, and transmissibility were derived. Additionally, four different transfer function methods were applied, and the results were compared across the different sampling rates.

The thesis also elaborates on the types of sensors used in vibration testing, the different vibration testing devices available, and the rationale behind selecting the specific equipment employed in this study. As the market share and popularity of electric vehicles continue to grow, the exposure of elastomer antivibration components to higher frequency vibration conditions necessitates studies like this.

The primary contribution of this study to literature is the provision of a highly sensitive dataset that examines the dynamic behavior of rubber materials under high-frequency conditions. By offering original findings applicable to industrial practices, this work aims to guide the future development of design and testing standards for antivibration products.

**Keywords:** Vibration Analysis, Rubber, Transfer Function, Dynamic Stiffness, Sinusoidal Sweep Test, Sampling Rate

## 1. GİRİŞ

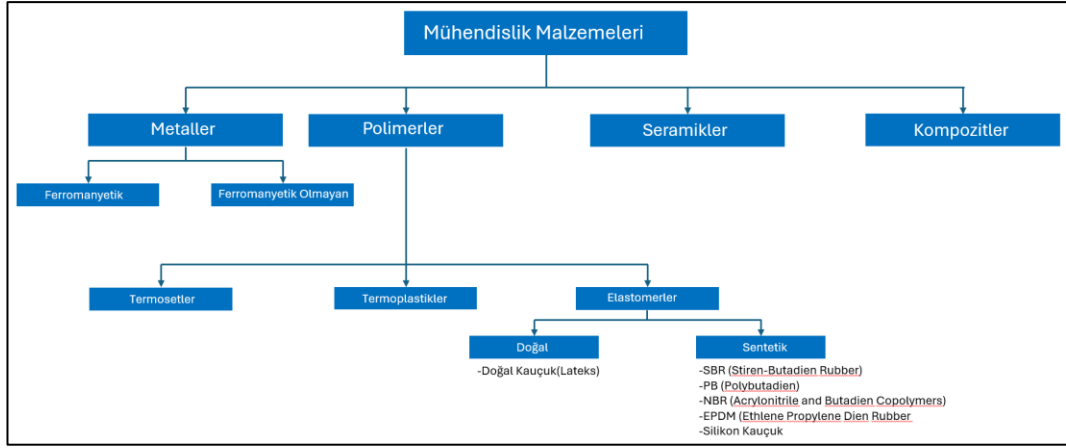
Titreşim, bir dengenin etrafında bir nesnenin salınımı veya tekrarlanan hareketi olarak düşünülebilir. Titreşimler, yalnızca mekanik sistemlerde değil, ses, ışık ve elektromanyetik dalgalar gibi çeşitli enerji türlerinde de kendini gösterir. Titreşimlerin özellikleri, doğada birçok olayı anlamamıza yardımcı olur ve fiziksel sistemlerin nasıl işlediğini açıklar [1].

Doğada titreşim örneklerine sıkça rastlanır. Bir gitar telinin titreşimi ile ses dalgalarının kulağımıza gelmesi veya deprem sırasında yer kabuğunda meydana gelen sismik titreşimler, yeryüzünde büyük değişikliklere neden olur. Rüzgarın etkisiyle bitkilerin dal ve yapraklarında meydana gelen bu titreşim, doğadaki benzer hareketlerin yaşamın birçok alanında gözlemlenebileceğini ortaya koymaktadır.

Günümüzde doğadan gelen bu titreşimi engellemeye, etkisini azaltmaya veya kontrol altında tutmaya yönelik sayısız mühendislik uygulamaları mevcuttur. Farklı özelliklerinden dolayı çeşitli malzeme tipleri, ihtiyaca yönelik tasarımlar, çeşitli imalat yöntemleri bu amaç doğrultusunda kullanılarak ortaya mühendislik ürünleri koyulmaktadır. Bu çeşitli malzeme tiplerinden biri de kauçuktur.

Kauçuk malzemesi, bir polimer olmakla beraber doğadan lateks formunda elde edilebildiği gibi sentetik yollarla laboratuvar ortamında da elde edilebilir. Şekil 1.1'de bazı sentetik kauçuk türlerine örnek verilmiştir. Farklı kauçuk türleri birbirlerine göre farklı fiziksel veya kimyasal üstünlüklere sahiptir. Bazı malzemeler yüksek sıcaklık ve basınç koşullarında kullanılabilirken, bazıları ise yüksek mekanik dayanım özellikleri sergilemektedir. Mühendisler malzeme seçimi aşamasında gerçek hayatta kullanılacağı yerin koşullarını göz önünde bulundurarak ürünün kauçuk türüne veya türlerine karar verir.

Kauçuk, mühendislik uygulamalarında kolay imal edilebilir olduğu için de sıkça tercih edilmektedir. Hammaddesinin ulaşılabilir ve uygun maliyetlerde olması, proses aşamasında kolay kalıplanabilir ve tasarımlara uyarlanabilir olması bu sebeplerden bazılarıdır.



**Şekil 1.1:** Mühendislik Malzemeleri.

Kauçuk doğrusal olmayan bir davranış sergiler. Bunun temel sebebi, kauçuğun moleküler yapısı ve deformasyon altında gösterdiği özgün mekanik özellikleridir. Bu doğrusal olmayan davranışın birçok sebebi vardır.

İlk olarak uzun zincirli polimer yapılarından oluşmasıdır. Bu zincirler düzensiz bir şekilde birbirlerine dolanmıştır ve elastik deformasyon altında gerildiğinde, zincirler doğrusal olarak değil, serbest hareketle yeniden hizalanır.

Çok büyük oranda deformasyona uğrayabilir, yani uzunluğunun birkaç katına kadar uzar. Ama gerilme ve şekil değişikliği doğrusal değildir ve Hooke kanunu gibi doğrusal elastik kurallara uymaz [2].

Üzerine uygulanan kuvvet ortadan kaldırıldığında histerezis davranışı gösterir, yani yük uygulanmadan önceki halini alır. Bu zaman alan süreç sırasında bir enerji kaybı olur. Bu davranışı da doğrusal olmamasına katkıda bulunur. Ek olarak viskoelastik bir malzemedir. Bu özelliği sayesinde sabit bir yük altında stresi azaltmak için zamana bağlı şekil değiştirir.

### 1.1 Elastomer Nedir?

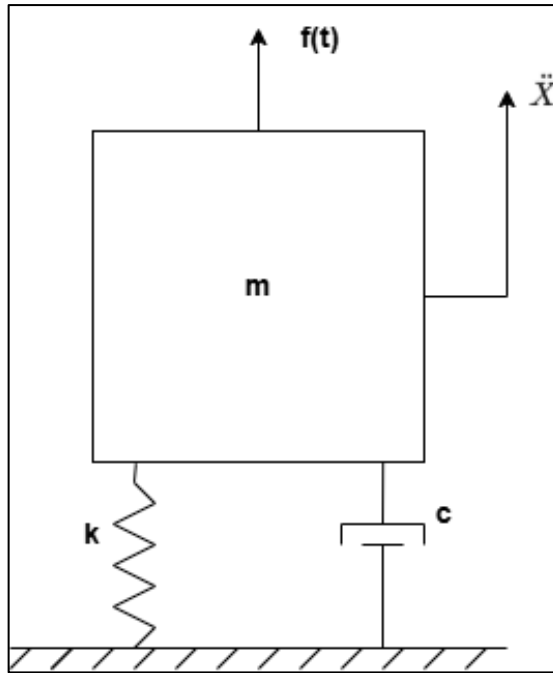
Elastomer, mekanik kuvvetler altında şekil değiştirebilen ancak kuvvet etkisi kalktığında eski haline dönebilen, yüksek elastikiyete sahip polimer malzemelerdir. Polimer zincirlerin esnekliği ile çapraz bağların sağladığı yapısal bütünlük, elastomerlerin yırtılma dayanımı, darbe enerjisi absorpsiyon kapasitesi ve geniş sıcaklık aralığında elastikiyetini muhafaza etme gibi kritik mekanik performans özelliklerini sağlamaktadır [3].

Kauçuklar, elastomerlerin bir alt grubudur ve şekil 1.1’de gösterildiği üzere doğal ya da sentetik olabilirler. Elastomerler, lastik, conta, ayakkabı tabanı, araba tekeri ve medikal cihazlar gibi pek çok alanda kullanılırken spesifik mekanik özelliklerinden dolayı mühendislik uygulamalarında da çokça tercih edilir [4]. Bu mekanik özelliklerden biri de sönümlenme özelliğidir. Sönümlenme, elastomerin enerji soğurma yeteneğiyle ilişkilidir ve titreşim, darbe veya gürültü gibi mekanik enerjileri sönümlenme amacıyla kullanılır. Bu özellikleriyle elastomerler hem endüstriyel hem de günlük yaşamda vazgeçilmez bir malzeme grubudur.

## 1.2 Tek Serbestlik Dereceli Sistemler

Tek Serbestlik Dereceli (Single degree of freedom, SDOF) bir sistem, sadece bir bağımsız hareket serbestliğine sahip sistemdir. Bu tür sistemler genellikle fiziksel bir sistemin dinamik davranışını modellemek için kullanılır ve mühendislikte yaygın bir şekilde analiz edilir.

SDOF sistem genellikle bir yay-kütle-damper modeli ile temsil edilir. Bu sistem özellikle titreşim altında çalışan tek serbestlik derecesine sahip bir sistemi açıklamak için kullanılır. Tek tarafı sonsuz rijit cisim dediğimiz kendinden en az 10 kat daha katı bir yere bağlı olarak modellenir [5]. Şekil 1.2’de yay-kütle-damper modeli verilmiştir [6].



Şekil 1.2: SDOF Sistem Modeli.

Kütle(m), sistemin dinamik davranışını etkileyen bir bileşendir. Sistem hareket ederken, kütlenin eylemsizliği hareketi belirler.

Yay(k), sisteme hareketin tersine bir geri çağırma kuvveti uygulayarak denge konumuna dönmesine yardımcı olur. Yay kuvveti Hooke kanunu ile ifade edilir [7].

$$F_{yay} = -k \cdot x(t) \quad (1.1)$$

“k” ’nın birimi Newton/mm’dir. Bu ifade ilerleyen bölümlerde direngenlik(stiffness) olarak kullanılacaktır . “x” ise sistemin denge konumundan yer değiştirmeyi ifade eder.

Sönümleyici(c), sisteme enerji kaybı ekleyerek titreşimleri azaltır. Bunu ısıya dönüştürerek veya tasarımından kaynaklı serbest salınım ile yapabilir. Sönümleme kuvveti hız ile orantılıdır [8].

$$F_{sönüm} = -c \cdot \frac{dx(t)}{dt} \quad (1.2)$$

Burada “  $\frac{dx(t)}{dt}$  ” hızı temsil eder. Sönümlemenin yani c’nin birimi ise Ns/m’dir. Çalışma hassasiyetine bağlı olarak Ns/mm olarak da kullanılabilir.

Sistem üzerinde bir de f ile ifade edilen bir dış kuvvet vardır.

Newton’un ikinci yasası olan  $F = m \cdot a$  ‘ya göre bu tek serbestlik dereceli sistemin hareket denklemi ifade edilirse [9]:

$$m \cdot \frac{d^2x(t)}{dt^2} + c \cdot \frac{dx(t)}{dt} + k \cdot x(t) = F(t) \quad (1.3)$$

Özetlenecek olursa, kauçuk da titreşim altında tek serbestlik dereceli sistem olarak modellenebilir. Yüksek sönümleme özelliğinden dolayı sönümleme katsayısı ,c, birçok malzemeye göre kauçuğu daha ilgi çekici kılmaktadır.

### 1.3 Tutarlılık ve Transfer Fonksiyonları

Sinyallerde tutarlılık fonksiyonu, iki sinyal arasındaki zaman ve frekans ilişkisini ölçen bir parametredir. Özellikle sinyaller arasındaki doğrusal ilişkiyi ve ortak özelliklerini belirtmek için kullanılır. Transfer fonksiyonları ise sistemin girdi sinyaline verdiği tepki ve bu vasıta ile çıktı sinyallerini şekillendirmesini temel alır.

Transfer fonksiyonlarının hesaplanmasında literatürün önerdiği farklı hesaplama metotları vardır.

İlerleyen bölümlerde tutarlılık ve transfer fonksiyonları detaylıca açıklanacaktır.

### 1.3.1 Tutarlılık

Oto-güç spektral yoğunluğu (Auto Power Spectral Density, APSD), çapraz güç spektral yoğunluğu (Cross Power Spectral Density, CPSD) ve tutarlılık, sinyal işleme ve sistem analizinde önemli rol oynayan kavramlardır. Özellikle iki sinyal arasındaki ilişkiyi anlamak için kullanılan bu kavramlar, birçok mühendislik alanında uygulanır.

#### 1.3.1.1 Oto-güç spektral yoğunluğu

Oto-güç spektral yoğunluğu, bir sinyalin zaman içerisindeki kendisiyle olan ilişkisini, otokorelasyonunu, hesapladıktan sonra, bu fonksiyonun Fourier dönüşümü alınarak spektral güç yoğunluğunun bulunmasına denir. Sinyalin zaman içerisindeki kendisi ile ortak enerji bileşenlerini ve bunların faz ilişkilerini analiz etmekte kullanılır. Matematiksel olarak bu ilişki Wiener-Khinchin teoremi ile ifade edilir [10]:

$$R_{xx}(\tau) = E[x(t) \cdot x(t+\tau)] \quad (1.4)$$

$$R_{yy}(\tau) = E[y(t) \cdot y(t+\tau)] \quad (1.5)$$

$$S_{xx}(f) = \mathcal{F} [ R_{xx}(\tau) ] = \int_{-\infty}^{\infty} R_{xx}(\tau) e^{-j2\pi f\tau} d\tau \quad (1.6)$$

$$S_{yy}(f) = \mathcal{F} [ R_{yy}(\tau) ] = \int_{-\infty}^{\infty} R_{yy}(\tau) e^{-j2\pi f\tau} d\tau \quad (1.7)$$

$R_{xx}$  = Giriş sinyalinin otokorelasyon fonksiyonu

$R_{yy}$  = Çıkış sinyalinin otokorelasyon fonksiyonu

$\mathcal{F}$  = Fourier dönüşümü

$f$  = Frekans

$j$  = Kompleks birim ( $j^2 = -1$ )

#### 1.3.1.2 Çapraz güç spektral yoğunluğu

Çapraz güç spektral yoğunluğu, iki sinyalin frekans alanındaki karşılıklı bağımlılığını ifade eden bir fonksiyondur. Matematiksel olarak, bir sinyalin Fourier

dönüşümünün diğerinin kompleks eşleniği ile çarpılması ile elde edilir. Sinyallerin ortak enerji bileşenlerini ve bunların faz ilişkilerini analiz etmekte kullanılır. Bu sinyaller, sistemin girdisi olarak  $x(t)$  ve çıktısı olarak  $y(t)$  diye tanımlanacak olursa [11]:

$$R_{xy}(\tau) = E[x(t) * y(t+\tau)] \quad (1.8)$$

$$R_{yx}(\tau) = E[y(t) * x(t+\tau)] \quad (1.9)$$

$$S_{xy}(f) = \mathcal{F}[R_{xy}(\tau)] = \int_{-\infty}^{\infty} R_{xy}(\tau) e^{-j2\pi f\tau} d\tau \quad (1.10)$$

$$S_{yx}(f) = \mathcal{F}[R_{yx}(\tau)] = \int_{-\infty}^{\infty} R_{yx}(\tau) e^{-j2\pi f\tau} d\tau \quad (1.11)$$

$R_{xy}(\tau) = E[x(t)y^*(t+\tau)]$ : Çapraz Korelasyon Fonksiyonu

$R_{yx}(\tau) = E[y(t)x^*(t+\tau)]$ : Çapraz Korelasyon Fonksiyonu

$\mathcal{F}$  = Fourier Dönüşümü

$f$  = Frekans

$J$  = İmajiner Birim ( $j^2 = -1$ )

CPSD sinyallerin enerji spektrumları arasındaki ilişkiyi frekans bazında gösterir. Eğer girdi ve çıktı sinyalleri arasında belirgin bir frekans bileşeni var ise, bu  $S_{xy}(f)$  üzerinde bir tepe oluşturur.

### 1.3.1.3 Tutarlılık fonksiyonunun teorisi

Tutarlılık fonksiyonu, girdi ve çıktı sinyalleri arasındaki doğrusal ilişkiyi veya bağımlılığı frekans tanım kümesinde tanımlayan normalize bir ölçüdür. İki sinyal arasındaki doğrusal ilişkinin güçlü olup olmadığını inceler [12].

$$C_{xy}(f) = \frac{|s_{yx}(f)|^2}{s_{xx}(f)s_{yy}(f)} \quad (1.12)$$

$S_{xy}(f)$ : Çapraz Güç Spektral Yoğunluğu

$S_{xx}(f)$ :  $X(t)$  sinyalinin güç spektral yoğunluğu (Giriş Sinyali)

$S_{yy}(f)$ :  $Y(t)$  sinyalinin güç spektral yoğunluğu (Çıkış Sinyali)

$C_{xy}(f)$  normalize edilmiş bir değerdir, yani her zaman 0 ile 1 arasında bir değere sahiptir. 1'e eşit olması durumunda sinyaller tamamen doğrusal bir ilişkiye sahiptirler. 0 olması durumunda ise sinyaller arasında hiçbir ilişki yoktur. Tutarlılık

fonksiyonu bizlere sistemin etkisi ile girdi ve oluşan çıktı sinyalleri arasında hangi durumlar arasında doğrusal bir ilişki olduğunu veya herhangi bir ilişkinin olmadığını verir [13].

Titreşim altındaki sistemlerde enerji aktarımının anlaşılabilmesi için tutarlılık analizine başvurulmaktadır. Ancak tutarlılık, faz farkına ilişkin doğrudan bir bilgi sunmamaktadır. Bunun yerine, sinyaller arasındaki frekans bileşenlerinin benzerliği değerlendirilmektedir. Bu nedenle, benzer frekans içeriğine sahip sinyaller kullanıldığında, bu çalışmada olduğu gibi, tutarlılık fonksiyonunda yüksek değerlere sahip tepeler gözlemlenebilmektedir.

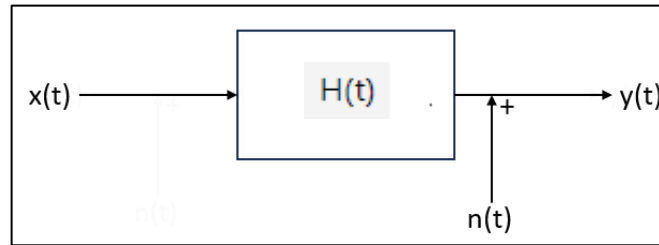
### 1.3.2 Transfer fonksiyonu: H1

Öncelikle H1 fonksiyonu matematiksel olarak tanımlanacaktır [14].

$$H1(f) = \frac{S_{yx}(f)}{S_{xx}(f)} \quad (1.13)$$

$S_{yx}(f)$ : Giriş ve çıkış arasındaki çapraz güç spektral yoğunluğunu ifade eder.

$S_{xx}(f)$ : Girişin oto-güç spektral yoğunluğunu ifade eder.



**Şekil 1.3:** H1 için Örnek Sistem.

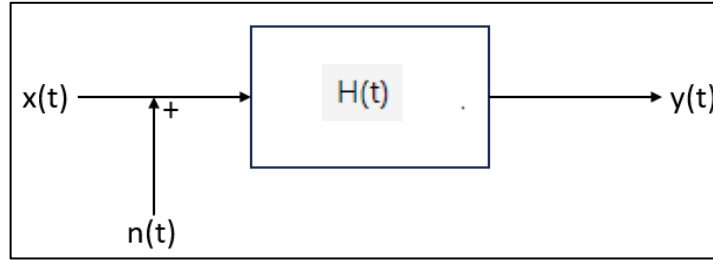
H1 yöntemi genellikle giriş sinyallerinin ölçümünde gürültünün olmadığı durumlarda kullanılır. Çıkış sinyalinde bulunan gürültünün düşük olduğu durumlarda oldukça hassas sonuçlar verebilir. Sistem dinamiklerini belirlemede yüksek doğruluk sağlar. Ölçüm hatalarını çıkış sinyaline bağlar ve giriş üzerindeki etkisini azaltır. Giriş sinyalinde yüksek gürültü varsa transfer fonksiyonu hatalı olabilir ve sadece zamanla değişmeyen doğrusal sistemlerde (LTI) etkin bir şekilde çalışır [15].

### 1.3.3 Transfer fonksiyonu: H2

Öncelikle H2 fonksiyonu matematiksel olarak tanımlanacaktır [16].

$$H2(f) = \frac{S_{yy}(f)}{S_{yx}(f)} \quad (1.14)$$

$S_{yy}(f)$ , çıkış sinyalinin oto-güç spektral yoğunluğunu ifade eder.



**Şekil 1.4:** H2 için Örnek Sistem.

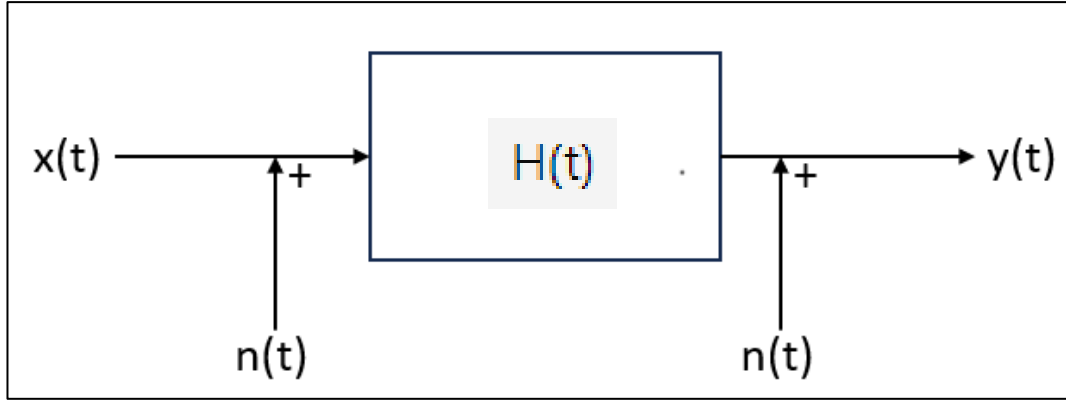
H2 yöntemi genellikle giriş sinyallerinin ölçümünde gürültünün olduğu durumlarda kullanılır. Giriş sinyallerindeki gürültüyü telafi eder. Giriş sinyalinin güvenilir yani gürültüden arındırılmış ölçümlerinin yapıldığı durumlarda daha tutarlıdır. Özellikle titreşim ve akustik analizlerinde tercih edilir. Çıktı sinyalinden önce rezonans durumu yaratan herhangi bir şey var ise diye bu metot tercih edilir. Çıkış sinyalindeki gürültüleri de çıkış sinyali olarak hesaba katar ve çıkış sinyalinin doğruluğu düşük ise sistem parametrelerini yanlış tahmin edebilir [17].

### 1.3.4 Transfer fonksiyonu: H3

Öncelikle, H3 fonksiyonu matematiksel olarak tanımlanmakta ve ardından bu tanım detaylandırılmaktadır [18].

$$H3(f) = \sqrt{\frac{H1(f).H2(f)}{1}} = \sqrt{\frac{S_{yx}(f)}{S_{xx}(f)} \cdot \frac{S_{yy}(f)}{S_{yx}(f)}} = \sqrt{\frac{S_{yy}(f)}{S_{xx}(f)}} \quad (1.15)$$

H1 ve H2 transfer fonksiyonlarının geometrik ortalaması olarak da adlandırılabilir. İki transfer fonksiyonunun birleşimini ifade eder. Bu yöntem hem giriş hem de çıkış sinyallerindeki gürültülerin etkilerini azaltmayı hedefler.



**Şekil 1.5:** H3 için Örnek Sistem.

Giriş ve çıkış gürültülerini aynı anda ele alarak daha kararlı bir çözüm sunar. Ölçüm hatalarına karşı daha dayanıklıdır ve H1 ve H2'nin ikisinin de avantajlarını birleştirir. İlk iki metoda göre biraz daha karmaşıktır ve hassasiyet bakımından H1 ve H2'ye göre daha az hassastır [19].

### 1.3.5 Transfer fonksiyonu : $H_v$

Öncelikle  $H_v$  fonksiyonu matematiksel olarak tanımlanacaktır [20].

$$H_v(f) = \frac{S_{yy}(f) - S_{xx}(f) + \sqrt{(S_{yy}(f) - S_{xx}(f))^2 + 4 \cdot |S_{yx}(f)|^2}}{2 \cdot S_{yx}(f)} \quad (1.16)$$

Bu transfer fonksiyonu hesaplama metodu ise giriş ve çıkış sinyalleri arasındaki CPSD'yi ve giriş/çıkış sinyallerinin APSD'lerini daha karmaşık bir şekilde birleştirmektedir. Bu tarz bir transfer fonksiyonu daha karmaşık ve yüksek gürültülü sistemlerde tercih edilebilir. Hem girişin hem de çıkışın spektral yoğunluklarının farklarını ele aldığı için, hem giriş hem de çıkışta gürültü olduğu durumlara daha dengeli bir kestirimci bakışa sahip olması beklenir. Özellikle doğrusal olmayan etkilerin olduğu durumlarda standart metotlara göre daha iyi sonuç vermesi beklenir [21].

### 1.3.6 H2 ve $H_v$ 'nin matematiksel olarak karşılaştırılması

Transfer fonksiyonu tahminçileri arasında yer alan H2 ve  $H_v$ 'nin gürültüsüz sistem koşullarında eşit sonuçlar üretip üretmediğini değerlendirmek amacıyla, ilgili spektral bileşenler üzerinde analitik bir inceleme yapılmıştır. Bu kapsamda, ölçüm gürültüsünün ihmal edilebilir düzeyde olduğu ve sistemin yüksek tutarlılık değeri

olduğunda, yani 1'e yakın bir davranış sergilediği varsayımı altında aşağıdaki eşitlikler geçerli kabul edilmektedir:

$$S_{yy}(f) = |H(f)|^2 \cdot S_{xx}(f) \quad (1.17)$$

$$S_{yx}(f) = H(f) \cdot S_{xx}(f) \quad (1.18)$$

Bu tanımlar kullanılarak H2 tahmincisi şu şekilde yeniden yazılabilir:

$$H2(f) = \frac{S_{yy}(f)}{S_{yx}(f)} = \frac{|H(f)|^2}{H(f) \cdot S_{xx}(f)} = H(f) \quad (1.19)$$

Benzer biçimde Hv tahmincisi denklem 1.16'da gösterildiği gibi denklem 1.20'de tanımlanır:

$$H_v(f) = \frac{S_{yy}(f) - S_{xx}(f) + \sqrt{(S_{yy}(f) - S_{xx}(f))^2 + 4 \cdot |S_{yx}(f)|^2}}{2 \cdot S_{yx}(f)} \quad (1.20)$$

Bu ifadenin sadeleştirilmesi için yukarıdaki spektral yoğunluk tanımları yerine konulmalıdır. Hesaplamayı kolaylaştırmak adına,

$$a = |H(f)|^2 \quad (1.21)$$

$$b = H(f) \quad (1.22)$$

$$S_{xx} = S \quad (1.23)$$

şeklinde değişken dönüşümü yapılırsa:

$$S_{yy} = a \cdot S \quad (1.24)$$

$$S_{yx} = b \cdot S \quad (1.25)$$

Bu durumda Hv ifadesi şu hale gelir:

$$H_v(f) = \frac{(a-1)S + S \cdot \sqrt{(a-1)^2 + 4a}}{2bS} = \frac{(a-1)S + \sqrt{[(a-1)^2 + 4a] \cdot S^2}}{2bS} \quad (1.26)$$

Karekök ifadesi sadeleştiğinde:

$$= \frac{(a-1)S + S \cdot \sqrt{(a-1)^2 + 4a}}{2bS} = \frac{(a-1) + \sqrt{(a-1)^2 + 4a}}{2b} \quad (1.27)$$

Karekök içerisindeki terim açıldığında:

$$(a-1)^2 + 4a = a^2 - 2a + 1 + 4a = a^2 + 2a + 1 = (a+1)^2 \quad (1.28)$$

Dolayısıyla:

$$H_v(f) = \frac{(a-1) + (a+1)}{2b} = \frac{2a}{2b} = \frac{a}{b} \quad (1.29)$$

Ancak,

$$a = |H(f)|^2 = b \cdot b^* \quad (1.30)$$

olduğundan:

$$\frac{a}{b} = \frac{b \cdot b^*}{b} = b^* = H^* \quad (1.31)$$

Bu durumda  $H_v(f) = H^*(f)$  elde edilir. Eğer sistemin transfer fonksiyonu reel değerli veya minimum fazlı ise (çoğu fiziksel sistemde olduğu gibi), bu durumda:

$$H_v(f) = H_2(f) = H(f) \quad (1.32)$$

Gürültüsüz, yüksek tutarlılık değerleri olan ve geniş anlamda durağan koşullarda elde edilen spektral yoğunluklar üzerinden yapılan bu cebirsel analiz,  $H_2$  ve  $H_v$  transfer fonksiyonu tahmin metotlarının teorik olarak eşit olduğunu doğrulamaktadır. Bu eşitliğin deneysel verilerden elde edilen analiz sonuçları ile matematiksel tutarlılığı ve güvenilirliği incelenecektir.

### 1.3.7 $H_1$ , $H_2$ , $H_3$ ve $H_v$ 'nin karşılaştırılması

Yukarıdaki bölümlerde bahsedildiği üzere literatürün önerdiği popüler dört adet transfer fonksiyonu hesaplama metodu vardır. Bunlar sırasıyla  $H_1$ ,  $H_2$ ,  $H_3$  ve  $H_v$ 'dir.

$H_1$  çıkışta gürültü var iken,  $H_2$  girişte gürültü var iken tercih edilir. Hem giriş hem de çıkışta gürültü olduğu durumlarda  $H_1$  ve  $H_2$ 'nin geometrik ortalaması sayılan  $H_3$  metodu,  $H_1$  ve  $H_2$ 'nin avantajları kombine edilerek kullanılır. Giriş ve çıkışta kuvvetli gürültü olduğu durumlarda daha stabil/tutarlı bir transfer fonksiyonu elde edebilmek için ise  $H_v$  adlı transfer fonksiyonu kullanımı tavsiye edilir. Cebirsel analiz sonucunda bazı koşullar sağlandığında  $H_2$  ve  $H_v$ 'nin aynı sonuçları vermesi beklenmektedir.

$H_v$  diğerlerine göre daha avantajlı gibi dursa da ilk bakışta işlem karmaşıklığı, büyük veriler ile uğraşırken işlem süresinin çok daha uzun sürmesi gibi sorunlara yol açabilir. Bu da tercih edilebilirliği konusunda soru işaretleri yaratmaktadır.

Sonuç olarak literatürün önerdiği dört metot da girdi ve çıktı sinyallerinin CPSD ve APSD'leri ile farklı matematiksel işlem sıralamaları ile elde edilir ve amaç girdi ve çıktı işaretlerine dayanarak sistemin karakteristiğini ortaya çıkarmaktır. Farklı avantaj ve dezavantajlar ile sistemi temsil eden bir transfer fonksiyonu elde edilir.

## **1.4 Transfer Fonksiyonları Üzerinden Kauçuğun Mekanik ve Dinamik Özelliklerinin Belirlenmesi**

Malzemeler titreşim altında kütesine, direngenliğine ve tasarımına bağlı olarak farklı davranışlar sergileyebilir. Yukarıda bahsedildiği üzere farklı durumlar için literatürün önerdiği farklı transfer fonksiyonu hesaplama yaklaşımları vardır. Metotlar farklı olsa da bunun sonucunda karmaşık sayılardan oluşan bir dizi elde edilir ve bu dizi üzerine gelen titreşimi ileten kauçuk ürünü temsil eder.

### **1.4.1 Dinamik, depolama ve kayıp direngenlik ( $K^*$ , $K'$ , $K''$ )**

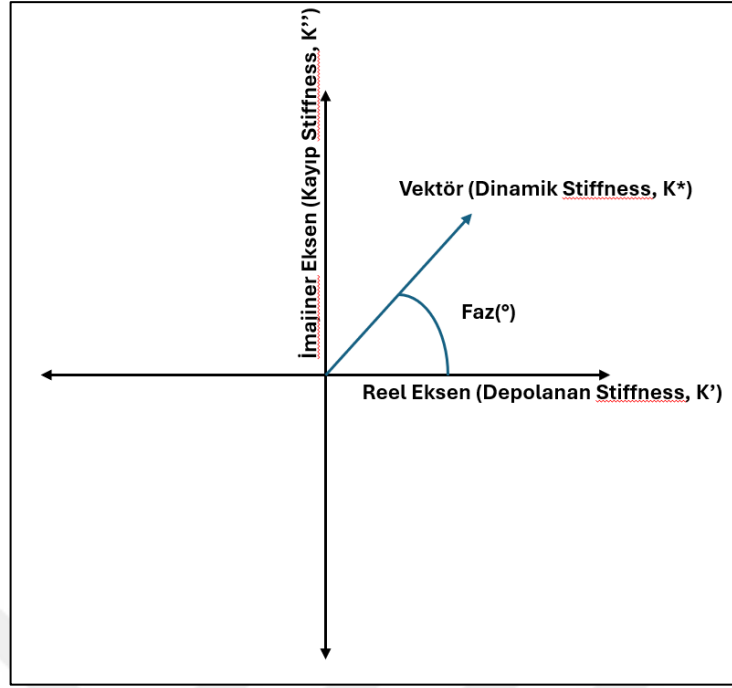
Elde edilen transfer fonksiyonu karmaşık sayılardan oluşmaktadır. Temelde her sayı kompleks koordinat sisteminde ifade edilir. Uygulamada sisteme ivme, hız veya konum bazlı titreşim uygulandığında, yani uygulanan enerji yer değiştirme ile ifade edilebiliyorsa, iletilmiş enerji de bir kuvvet sensörü ile ölçüldüğünde basitçe çıktının girdi sinyaline oranının birimi N/mm olur. Bu da direngenlik olarak adlandırılır. Transfer fonksiyonundaki kompleks sayıların oluşturduğu her vektörün büyüklüğü dinamik direngenliği verir/temsil eder. Gösterimi  $K^*$  şeklindedir.

Bu kompleks sayıların reel kısmı depolama direngenliğini, sanal kısmının büyüklüğü ise kayıp direngenliğini verir. Onların da birimi N/mm'dir. Gösterimleri sırası ile  $K'$  ve  $K''$  şeklindedir.

### **1.4.2 Faz açısı, tan delta ( $^\circ$ , $\tan \delta$ )**

Transfer fonksiyonundan malzemenin mekanik dinamik özelliklerine dair elde edilebilecek diğer bir değer ise faz açısıdır veya faz farkıdır. Temelde gelen sinyal ile sistemin ilettiği sinyal arasındaki faz farkının gösterimidir. Bunu hesaplarken transfer fonksiyonundan elde edilen karmaşık sayıların temsil ettiği vektörlerin gerçek eksen ile arasında yaptığı açı, bu faz farkını verir. Bu tez çalışmasında faz farkları derece cinsinden kullanılacaktır.

Bu elde edilen her değere karşılık faz açısının tanjantı da tan delta olarak adlandırılır ve kayıp direngenliğin depolama direngenliğine oranını verir. Bu çıktılar, bazı durumlar için malzemenin elastik ve viskoz özelliklerinin kıyaslamasında kullanışlı olduğu için tercih edilmektedir.



**Şekil 1.6:** Kompleks Koordinat Sistemi üzerinde  $K^*$ ,  $K'$ ,  $K''$  ve Faz Gösterimi.

#### 1.4.3 Sönümlleme katsayısı (c)

Titreşime maruz bırakılan bir sistemin veya salınım yapan bir sistemin, enerjisinin dağılıma yolu ile kaybına sönümlleme denir. Sönümlleme yani damping, salınımı azaltma veya önleme etkisine sahip bir etkidir. Sönümllemeyi ifade ederken kullanılan matematiksel modelde sönümlleme katsayısı “c” ile ifade edilir.

Sönümlleme etkisini içeren bir sinüzoidal sinyalin matematiksel formunun gösterimi şu şekildedir [22]:

$$y(t) = A \cdot e^{-ct/2m} \cdot \sin(2\pi ft + \phi) \quad (1.33)$$

Sönümlleme değeri bir sisteme mekanik bir yaklaşımla bakarken önem arz etmektedir. Sönümlleme kat sayısı sisteminin o andaki sönümllemesinin zayıf mı, fazla mı yoksa kritik sönümlleme de denilen denge durumunda mı olduğu bilgisini verir. Bu sebeplerden dolayı farklı metotlar ile elde edilen transfer fonksiyonu verilerinden sönümlleme katsayıları bu çalışmada elde edilecektir. Hesaplama yapmak için matematiksel metodu tanımlanacak olursa [23]:

$$\text{Sönümlleme Katsayısı (c) [Ns/mm]} = \frac{\text{Kayıp Direngenlik (K'')} \text{ [N/mm]}}{2\pi f \text{ [Hz]}} = \frac{\frac{N}{mm}}{\frac{1}{s}} \quad (1.34)$$

#### 1.4.4 İletilebilirlik

Titreşim sistemlerinde iletilebilirlik (transmissibility, Tr), yani iletim oranı, bir titreşim kaynağından başka bir noktaya iletilen titreşimin oranını ifade eder. Bir sistemin titreşim yalıtımını ve sistemin davranışını analiz etmek için önemlidir. İletilebilirlik, bir titreşim kaynağının oluşturduğu titreşimin genliğini, bir yapı veya eleman tarafından ne kadarını ilettiğini anlamak için kullanılır. İletilebilirlik birimsiz bir büyüklüktür. Titreşim iletilebilirliği, genellikle iki ana başlık altında incelenir. Yer değiştirme iletilebilirliği ve kuvvet iletilebilirliğidir.

Yer değiştirme iletilebilirliği, bir titreşim kaynağının sisteme ilettiği titreşimin hareket genliği ile sistemin bu hareket genliğinin ne kadarını ilettiğinin oranıdır [24].

Kuvvet iletilebilirliği, bir titreşim kaynağının sisteme ilettiği titreşimin kuvvet genliği ile sistemin bu kuvvet genliğinin ne kadarını ilettiğinin oranıdır [25].

Bu çalışmada yer değiştirme iletilebilirliği kullanılacaktır. Sebebi ise sisteme iletebilmesi için girdi olarak ivme genlikli titreşim verilmesidir. Yer değiştirme iletilebilirliğinin matematiksel ifadesi adım adım incelenecek olursa alttaki gibidir [26]:

$$f_n = \frac{1}{(2\pi)} [ (K' \cdot g) / W ]^{0.5} \quad (1.35)$$

$f_n$  = Sistemin Doğal Frekansı (Hz)

$K'$  = Dinamik Yay Sabiti (N/mm)

$g$  = Yer Çekimi Sabiti = 9800 mm/s<sup>2</sup>

$W$  = Sistemin Ağırlığı(N)

Sistemin her uyarıldığı frekans için yay sabitine karşılık hesaplanan doğal frekans değeri iletilebilirlik hesabı için önemlidir. Çünkü iletilebilirlik hesabı yaparken uyarıldığı frekansın o frekanstaki doğal frekansına oranı kullanılmaktadır [27].

$$T = \sqrt{\frac{1+(\eta r)^2}{(1-r^2)^2 + (\eta r)^2}} \quad (1.36)$$

$T$  =  $f$ 'te giriş titreşiminin iletilebilirliği

$R$  = Frekans oranı =  $f/f_n$  (birimsiz)

$F$  = Titreşim Giriş Frekansı (Hz)

$\eta$  = Kayıp Faktör (Unitless)

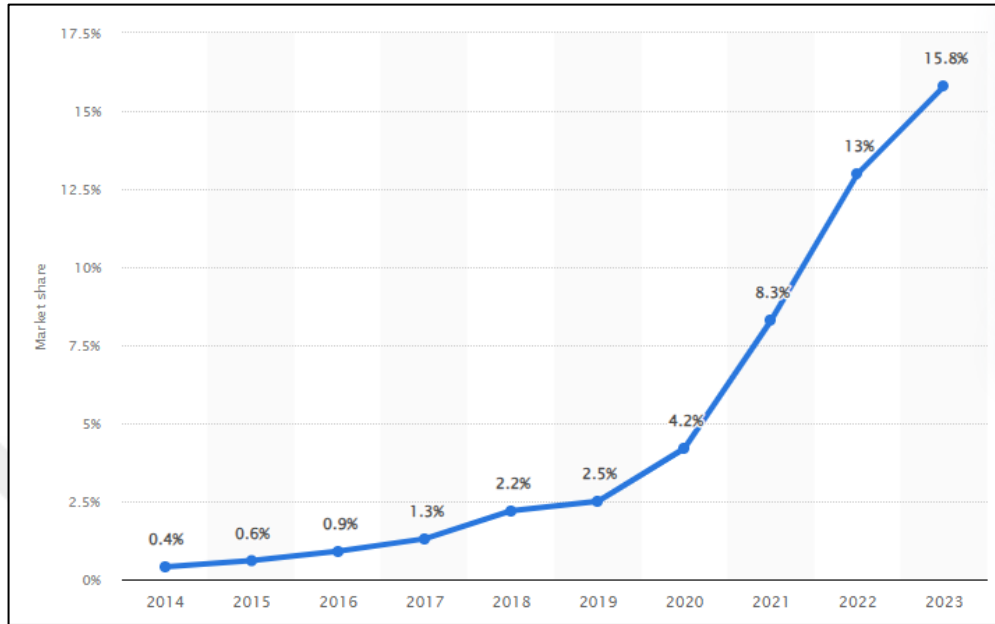
Son olarak kayıp ise kayıp direngenliğin, depolanan direngenliğe oranıdır. Yani transfer fonksiyonundan elde edilen faz açılarının tanjantına eşit değerlerdir [28].

$$\eta = \frac{K''}{K'} = \frac{N/mm}{N/mm} = \text{Unitless} \quad (1.37)$$

Bu çalışmada da yer değiştirme iletilebilirliği hesaplanırken burada verilen matematiksel ifadeler kullanılarak hesaplamalar yapılacaktır. İletilebilirlik her ne kadar direkt olarak transfer fonksiyonundan elde edilen bir değer olmasa da transfer fonksiyonundan elde edilen değerler ile hesaplanan bir orandır. Farklı transfer fonksiyonu hesaplama metotlarının iletilebilirliğe bir etkisi olup olmadığını göstermek amacı ile yer değiştirme iletilebilirliği de incelenecektir.

## 1.5 Tez Çalışmasının Hedefleri

Elektrikli araçların kullanımı ve pazar payı her yıl giderek artmaktadır [29].



**Şekil 1.7:** 2014-2023 elektrikli araçların küresel binek otomobil pazar payı.

Şekil 1.7'deki grafik incelendiğinde, elektrikli araçların pazar payının 2017 yılına kadar %1'in altında kalırken, 2023 yılına kadar %15'i aştığı görülmüştür. Bu önemli büyüme, büyük OEM şirketlerinin Ar-Ge yatırımları, sürüş menzili uzatan pil teknolojilerindeki gelişmeler ve pillerin aşırı iklim koşullarında daha stabil çalışmasını sağlayan iyileştirmeler gibi birkaç önemli faktöre bağlanabilir [30].

Elektrikli araçların artışı ile araçlarda gürültü, titreşim ve sertlik (noise, vibration, harshness, NVH) ihtiyaçları ve gereksinimleri de değişti. En temel farklardan biri de önceden içten yanmalı motorlarda titreşimler 100 hertzi geçmezken elektrikli araçların (EV) gelişmesi ile bu durum 2500 hertzlere dayanmıştır. 2500 hertzlere dayanan mekanik dalga ile arabalarda kullanılan titreşim sönümleyici elemanlarda da hedefler, yapılar, tasarımlar, kullanılan malzemelerin kimyasal ve mekanik karakteristikleri; değişimlere ve güncellemelere ihtiyaç duymuştur.

Bu durum, araçlarda titreşim sönümleyici olarak kullanılan burçlar ve bağlantı parçaları gibi kauçuk bazlı bileşenler için de geçerlidir. Tasarım değişiklikleri ve yüksek frekanslı titreşimler altında çalışmaya uygun kauçuk formülasyonlarının geliştirilmesi dahil olmak üzere Ar-Ge çalışmalarına ihtiyaç duyulmuştur. Bu

alışmalar, malzemelerin yüksek frekanslı uyarım altında stabil ve güvenilir bir şekilde çalışmasını sağlamayı amaçlamaktadır.

Bu çalışmanın amacı, farklı kauçuk bileşenlere çeşitli frekanslarda titreşim uyarımları uygulamak, hassas sensörler kullanarak yanıtları kaydetmek ve literatürde önerilen transfer fonksiyonu tahmini hesaplama yöntemlerini kullanarak dört farklı transfer fonksiyonunu hesaplamaktır: H1, H2, H3 ve Hv. Bundan önce, ölçümlerin tutarlılığını değerlendirmek için giriş ve çıkış sinyalleri arasında bir tutarlılık analizi yapılacaktır. Bu dört yöntemle hesaplanan transfer fonksiyonlarına dayalı olarak, malzemelerin mekanik dinamik özellikleri belirlenecektir. Bölüm 1.4'te tartışıldığı gibi, hesaplanan özellikler dinamik direngenlik, depolama direngenliği, kayıp direngenliği, faz açısı, tan delta, sönümleme katsayısı ve iletilebilirlik ifadelerini içerecektir. Çalışma, transfer fonksiyonu yönteminin seçiminin mekanik dinamik özelliklerin analizini nasıl etkilediğini incelemek amacıyla yapılmaktadır.

Bu alışma, Matlab kullanılarak yürütülecek ve gerçek kauçuk ürünlerden toplanan gerçek deneysel verilere dayalı olacaktır. Veri toplama prosedürleri, ölçümler sırasında dikkate alınması gereken önemli hususlar, kullanılan belirli sensör türleri ve bunların amaçları ayrıntılı olarak açıklanacaktır.

Elektrikli araçların yaygınlaşması ve bunların doğurduğu ihtiyaçlarla birlikte, bu çalışma özellikle yüksek frekanslarda malzemelerin mekanik dinamik özelliklerinin analizinde, titreşim sönümleme ürünleri üreten endstiriler için pratik bir kılavuz olarak hizmet etmeyi amaçlamaktadır.

## **2. TİTREŞİM TESTİNE İLİŞKİN TEMEL KAVRAMLAR**

Titreşim testinin temel amacı gerçek hayatta gerçekleşen bir titreşimi simüle etmektir. Bu sayede gerçek hayatta kullanılacak olan cihaz, araç veya titreşime maruz kalan herhangi bir şeyin titreşim altındaki karakteristiği anlaşılır, analiz edilir ve eğer ihtiyaç var ise gerekli geliştirmeler gerçekleştirilir.

Titreşim testlerinde çeşitli metotlar, farklı cihaz tipleri, kullanılan sensörler, dikkat edilen farklı unsurlar vardır. Bu bölümde transfer fonksiyonu hesaplarının yapılacağı sinyallerin toplanacağı test ile ilgili, hangi sensörün hangi amaçla seçildiği, kontrol metotları ve diğer gerekli detaylar verilerek titreşim testlerinde nelere dikkat edilmesi gerektiğinden bahsedilecektir. Titreşim analizinde titreşim ölçerler, titreşim analizörleri, modal test sistemleri, titreşim veri toplama kutuları, titreşim tezgahları gibi çeşitli cihazlar kullanılmaktadır.

### **2.1 Titreşim Test Cihazı Tipleri**

Çalışmada titreşim analizi yapabilmek için titreşim kaynağına ihtiyaç vardır. Genel olarak iki tip titreşim yaratan test cihazı vardır. İlki hidrolik sistemle çalışan hidromekanik test cihazları, diğeri ise bir bobin vasıtası ile çalışan elektromekanik dinamik test cihazlarıdır.

#### **2.1.1 Hidromekanik dinamik test tezgahları**

Hidromekanik dinamik test cihazları yani aktüatörler hidrolik akışkan basıncı kullanarak kuvvet uygular. Çok yüksek kuvvet kapasitelerine ulaşabilirler. Orta-yüksek hassasiyette test cihazları olarak geçerler. İçerlerinde bulunan servo valfler sayesinde çok hızlı yükleme ve boşaltma yapabilirler; dinamik testler için uygundur. Sürekli enerji tükettikleri için düşük enerji verimlilikleri vardır ve bakımları zordur. Çok fazla sızdırmazlık elemanı, pompa vs. ihtiyacı doğabilir. Özetle ağır yük testlerinde, dinamik testlerinde veya çarpışma testlerinin simülasyonlarında kullanılmaya elverişlidirler. Dinamik testlerde kullanılmaya uygun olsa dahi servo valflerden kaynaklı ivme limitlerinden dolayı çok yüksek

frekanslardaki testlere erişemez, kapasitesi dışında kalır. Tipik olarak düşük-orta frekans aralığında çalışırlar.

### 2.1.2 Elektro-mekanik dinamik test tezgahları

Modal sarsıcı tipli dediğimiz merkezinde büyük ve çok yüksek kapasiteli bir bobin sayesinde kuvvet uygular. Hidrolik sistemlere göre daha düşük bir kuvvet kapasitesi vardır. Daha yüksek hassasiyet ve ince kuvvet kontrolü vardır. Özellikle çok yüksek frekanslarda bu yüksek hassasiyetini sürdürür. Hidrolik sistemlere göre görece enerji tüketimi düşüktür ve bakım gereksinimleri daha azdır. Asıl tercih edilme sebebi ise on bin hertze kadar mekanik dalga uygulayabilme kapasitesine sahip sarsıcılar olmasıdır.

Bu çalışmada da yüksek frekanslardaki yeteneklerinde ve hassasiyetinden dolayı elektro-mekanik dinamik test sistemi kullanılacaktır. Bu sayede elektrikli arabalarla birlikte doğan yeni ihtiyaçlar doğrultusunda 2500 hertze kadar araçlarda kullanılacak kauçuk malzemelerin titreşim simülasyonları gerçekleştirilebilecektir. Şekil 2.1’de bu tezde kullanılacak verilerin elde edileceği sarsıcının resmi verilmiştir [31].



**Şekil 2.1:** Sarsıcı – Elektro-Mekanik Dinamik Test Tezgahı.

### 2.2 Titreşim Testlerinde Kullanılan Sensör Tipleri

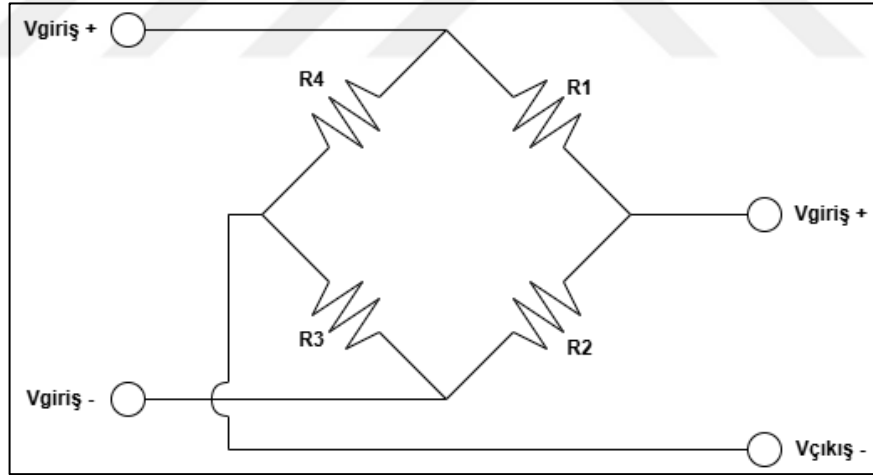
Bu bölümde Titreşim testlerinde kullanılan sensör tiplerinden en popüler olanlarına değinilecek ve bu çalışmada hangi sensörün hangi amaçla tercih edildiği açıklanacaktır.

### 2.2.1 Kuvvet sensörleri

Dinamik titreşim testleri, yapısal ve mekanik sistemlerin titreşim davranışlarını anlamak ve optimize etmek için kullanılan önemli bir mühendislik aracıdır. Bu testlerde, uygulanan kuvvetlerin hassas bir şekilde ölçülmesi çok önemlidir. Bu amaçla çeşitli kuvvet sensörleri kullanılır. Bir sonraki başlığın altında yük hücresi ve dinamik kuvvet sensörlerinin karşılaştırması yapılacaktır.

#### 2.2.1.1 Yük hücreleri

Yük hücreleri genellikle statik ve yarı dinamik kuvvet ölçümünde kullanılan hassas algılayıcılardır. Çoğu yük hücrelerinin çalışma prensibi Wheatstone köprüsü prensibine dayanır. Sensörün üzerine bir kuvvet uygulandığında, özel malzemelerden yapılmış gerinim ölçer elemanları gerilir ya da sıkışır. Bu gerilim, elektriksel dirençte bir değişikliğe neden olur. Wheatstone köprü devresi, dirençte meydana gelen değişimi elektriksel bir sinyale dönüştürerek uygulanan kuvvetin hesaplanmasını sağlar [32]. Wheatstone köprü devresinin devre modeli Şekil 2.2’de verilmiştir. [33].

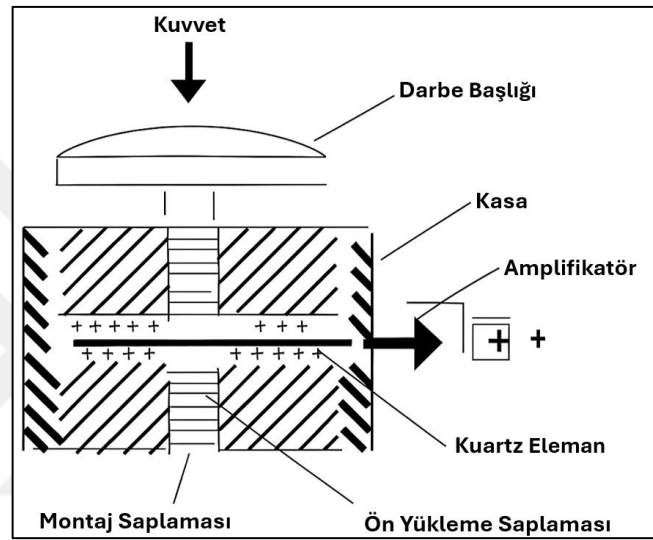


**Şekil 2.2:** Wheatstone Köprü Devresi.

Yük hücreleri geniş bir ölçüm aralığına sahip olduğundan ve çok yüksek yüklere dayanabildiğinden avantaj sağlar. Statik ve düşük frekans durumlarında çok yüksek hassasiyete sahiptirler. Genellikle kalibrasyon sonrası stabil bir ölçüm sağlarlar. Dinamik çalışma koşullarında performansı piezoelektrik sensörlere kıyasla düşüktür.

### 2.2.1.2 Dinamik kuvvet sensörleri

Dinamik kuvvet sensörleri genellikle piezoelektrik prensibine dayalı olarak çalışırlar. Bu sensörler, hızlı değişken kuvvetlerin ölçümünde tercih edilir. Çalışma prensibi piezoelektrik malzemelere dayalıdır. Piezoelektrik malzemeler, üzerine bir mekanik kuvvet uygulandığında elektriksel yük üretir. Bu yük miktarı, uygulanan kuvvetin şiddeti ile doğru orantılıdır. Dinamik sensörlerde bu elektriksel yük bir ölçüm devresi aracılığı ile algılanır ve kuvvet olarak ifade edilir. Şekil 2.3'te örnek bir dinamik kuvvet sensörünün iç yapısı sunulmuştur [34].



Şekil 2.3: Piezoelektrik Dinamik Kuvvet Sensörünün İçi.

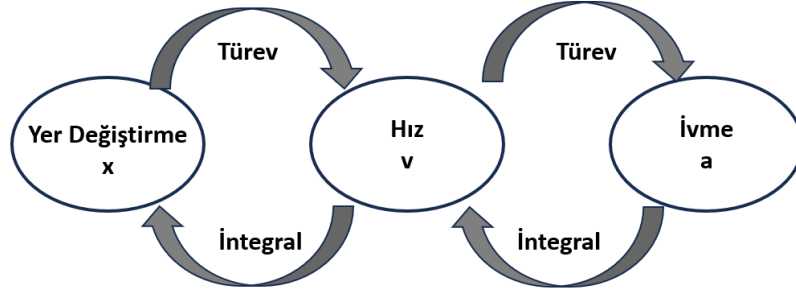
Hızlı değişken kuvvetlerin ölçümü için idealdirler. Yüksek frekanslarda çok daha stabil ve hassas ölçüm yapabilmektedirler. Bu tez çalışmasında da yüksek frekanslardaki kabiliyetlerinden dolayı piezoelektrik malzeme içeren dinamik kuvvet sensörü kullanılmıştır.

### 2.2.2 Yer değiştirme, hız ve ivmenin ölçümü

Titreşim testleri genellikle konum, hız veya ivme kontrollü olur. Bu üçünün en büyük avantajı zamana bağlı birini ölçmek diğerlerini de elde etmek için yeterli olur. Aralarındaki matematiksel bağlantı sayesinde bu gerçekleşir [35-37].

$$V(t) = \frac{dx(t)}{dt} \quad (2.1)$$

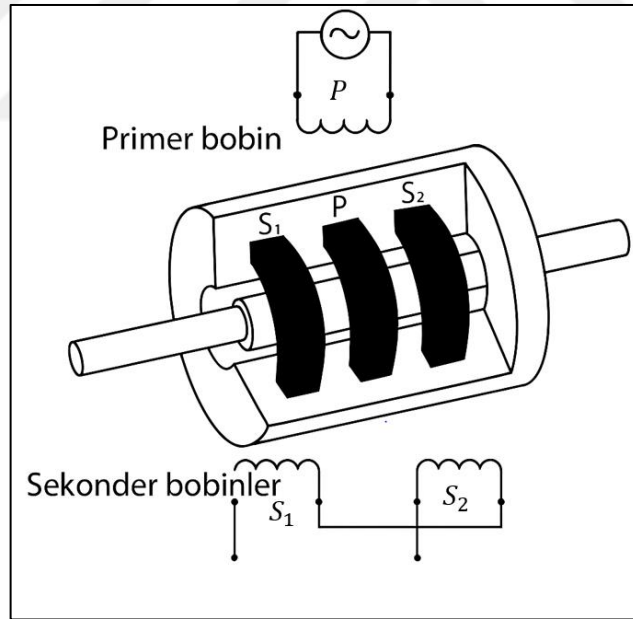
$$a(t) = \frac{d^2x(t)}{dt^2} \quad (2.2)$$



**Şekil 2.4:** Yer Değiştirme, Hız ve İvme Arasındaki Matematiksel İlişki.

### 2.2.2.1 Doğrusal değişken diferansiyel transformatör(LVDT sensör)

Doğrusal değişken diferansiyel transformatör (Linear variable differential transformatorler, LVDT), yer değiştirme ölçümünde kullanılır. LVDT sensörleri, elektromanyetik indüksiyon prensibine dayanır. Bir primer bobin, bir manyetik çekirdeğin hareketiyle sekonder bobinlere sinyal iletir. Çekirdeğin konumu, üretilen çıkış voltajı ile orantılıdır [38]. Şekil 2.5'te sensörün örnek iç yapısı verilmiştir [39].

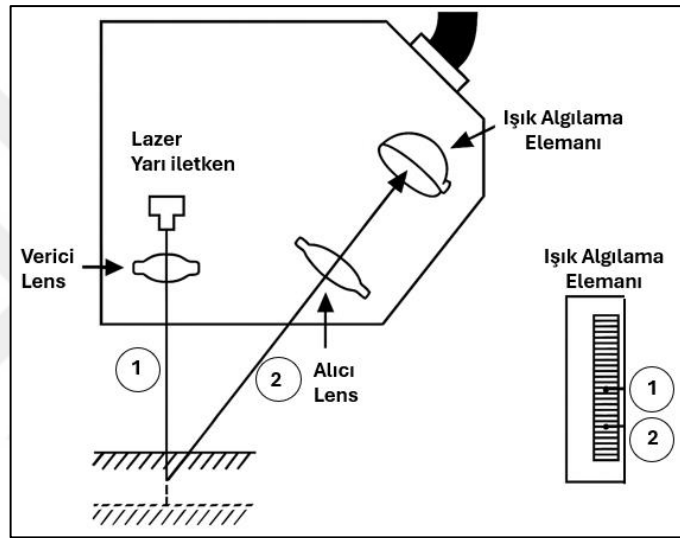


**Şekil 2.5:** Tipik Bir LVDT Sensörün Ara Kesiti.

Yüksek hassasiyet ve çözünürlüğe sahiptirler. Mikrometre seviyesinde doğruluk sağlarlar. Titreşim uygulanan hareketli parçalara doğrudan teması olmadığı için uzun ömürlüdürler. Düşük frekanslarda veya statik kullanımlarda doğruluğu çok yüksekken, yüksek frekanslara sınırlı yanıt verir.

### 2.2.2.2 Lazer optik yer değiştirme sensörü

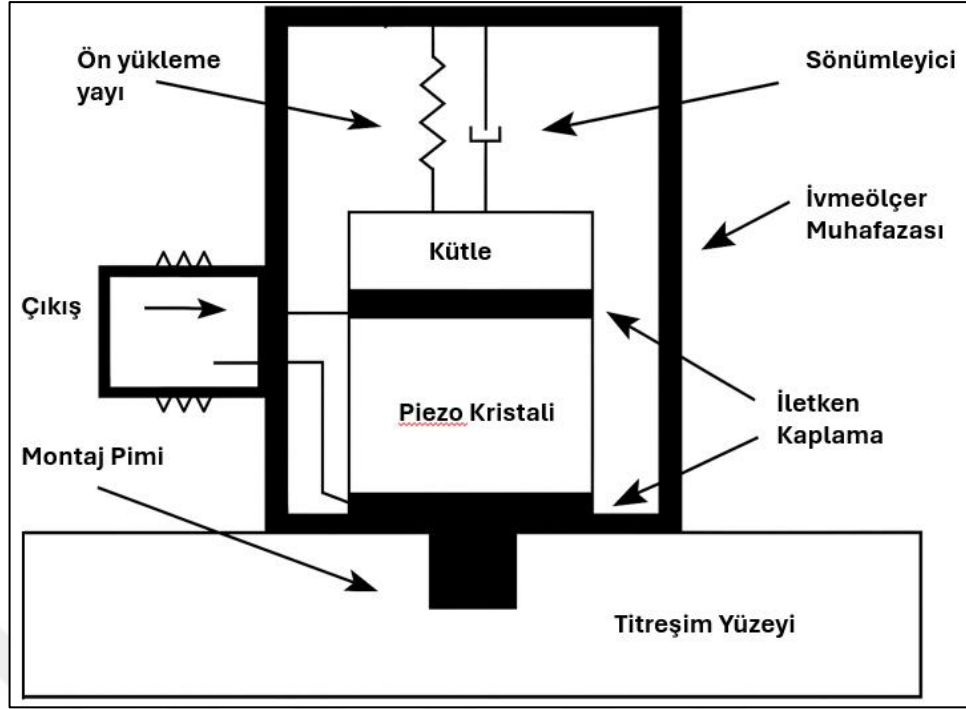
Lazer optik sensörler, lazer ışınının bir hedef yüzeyden yansımısını ve bu ışığın faz veya yoğunluk değimini analiz ederek titreşim altında yer değiştirme ölçer. Hareketli parçaya temas etmeden ölçüm alabilir, nanometre ölçeğinde ölçümler yapabilirler. Düşük ve yüksek frekanslı ölçümler için uygundur. Genellikle 2000 hertze kadar tercih edilir. En büyük dezavantajı ışını yolladığı yüzeyin parlak, yansıtıcı, kirli veya çok pürüzlü olması ölçümün doğruluğunu negatif yönde etkiler. Toz ve nem gibi faktörlerden etkilenebilir. şekil 2.6’da lazer optik yer değiştirme sensörünün üçgenleme yöntemi ile çalışan bir versiyonu görölmektedir [40].



şekil 2.6: Üçgenleme Metodu ile Lazer Optik Yer Değiştirme Sensörü.

### 2.2.2.3 İvme ölçerler

İvmeölçerler, piezoelektrik veya piezo dirençli elementlerin mekanik ivmelenmeyi elektrik sinyallerine dönüştürmesi prensibine dayanır. Bir kütlenin hareketi, piezoelektrik malzeme üzerindeki stresi değiştirir ve bu da ölçülebilir bir sinyal üretir. şekil 2.7’de bağlı halde bir ivme ölçerin iç yapısı gösterilmiştir [41].



**Şekil 2.7:** Montajlı Halde Bir İvme Ölçerin İçi.

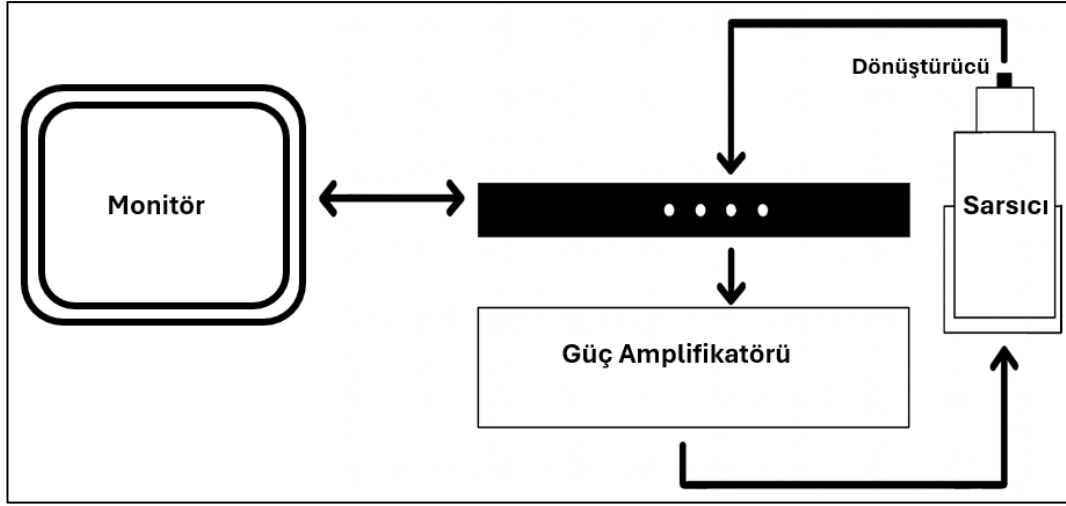
Genellikle 10 hertzden 10.000 hertze kadar geniş bir bant genişliği sunar. Karmaşık sistemlere kolayca entegre edilebilir, çünkü küçük ve hafiftirler. Düşük frekanslarda hassasiyeti düşük olsa da yüksek frekanslarda ivmeyi hassas bir şekilde kaydedebilir. Modal analizler için vazgeçilmezdir. Bu tez çalışmasında da verileri toplarken konuma ulaşmak için yüksek frekans hassasiyeti yüksek ivmeölçerler kullanılacaktır. Bu sayede 3000 hertze kadar başarılı bir şekilde konum verisi toplanması hedeflenmektedir.

### 2.3 Titreşim Test Sonuçlarının Elde Edilme Yöntemleri ve Gerekçeleri

Titreşim testlerinde nelerin nasıl elde edildiğini bilmek önemlidir. Ancak bu sayede analizi yapılacak olan test numunesinin davranışı daha bilinçli incelenebilir. Bu da titreşim test cihazının(sarsıcının) çalışma şeklini anlamaktan geçer.

#### 2.3.1 Sarsıcı çalışma mekanizmasının modeli

Titreşim testlerinde kullanılan sarsıcı, güç amplifikatörü, veri toplama sistemi (Data acquisition, DAQ) ve bilgisayar birbirine bağlı bir sistem oluşturarak testin gerçekleştirilmesini sağlar. Bu mekanizmanın örnek modeli Şekil 2.8’de verilmiştir [42].



**Şekil 2.8:** Titreşim Test Sistemindeki Cihazların İlişkisi.

Sarsıcı, test edilecek numuneye kontrollü bir şekilde titreşim uygular. Önceki bölümlerde değinildiği üzere elektromanyetik bir mekanizma kullanarak, giriş sinyali sayesinde belirli bir frekansta ve genlikte mekanik hareket oluşturur. Giriş sinyalini güç amplifikatöründen alır. Ürettiği titreşimler test parçasına aktarılır ve titreşimlerin etkisi, sensörler ile ölçülür ve DAQ ile kaydedilir.

Güç amplifikatörü ise sarsıcıyı sürmek için gereken elektrik gücünü sağlar. Bilgisayardan veya veri toplama sisteminin gelen komut niteliğindeki düşük güçlü giriş sinyalini alır ve bu sinyali sarsıcının çalışmasını sağlayacak seviyeye yükseltir. Amacına göre akım ve gerilimi yükselterek sarsıcının istenen titreşim seviyesini oluşturmasını sağlar.

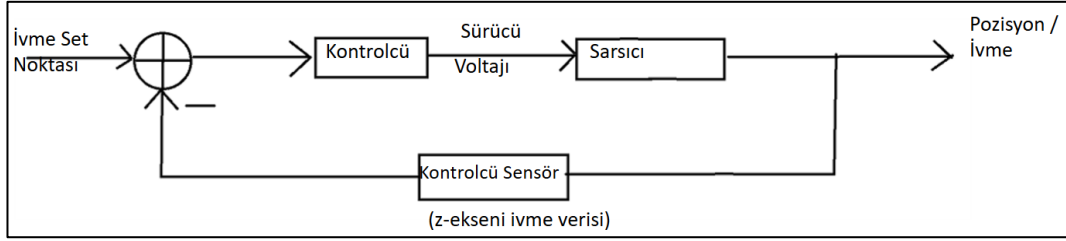
Veri toplama sistemi ise sensörlerden gelen analog veriyi toplar, dijital sinyallere dönüştürür ve bilgisayara iletir. Bu analog sinyalleri ivme ölçer gibi, LVDT gibi, dinamik kuvvet ölçerler gibi enerji dönüştürücülerinden alır. DAQ sayesinde bilgisayara sensör verileri analiz için gönderilir.

Bilgisayarın görevi ise tüm sistemi kontrol etmek ve analizleri gerçekleştirmektir. Testi gerçekleştiren kişi sistemin hedefi olan frekans aralıklarını, bu aralıklardaki frekans geçiş hızlarını, hedef genlik değerlerini ve testin ihtiyacı olan büyüklükleri buradan komut olarak girer.

### 2.3.2 Negatif geri beslemeli kontrol blok diyagramı

Titreşim test cihazlarında negatif geri beslemeli bir kontrol sistemi, sistemin istenilen titreşim hareketini gerçekleştirmesini sağlamak için sürekli izleme ve

düzeltilme yapan bir mekanizmadır. Kontrol mühendisliğine dayanan geri besleme ilkesine dayanır. Titreşim test cihazlarına ait negatif geri beslemeli bir kontrol sisteminin tipik blok diyagramı şekil 2.9’da örnek olarak verilmiştir.



**Şekil 2.9:** Negatif Geri Beslemeli Kontrol Blok Diyagramı.

Burada giriş bilgisi testi koşturan kullanıcı tarafından girilir. Bu bilgi bir frekans aralığı içerdiği gibi, genlik ve bu genliğin birimi de olabilir. Direkt olarak sistemin hangi titreşim hareketini gerçekleştirdiğini tanımlar.

Hata sinyali ise referans ile çıkış sinyali, yani ölçülen hareket arasındaki farktır. Hata miktarına dayanarak bir kontrol sinyali üretilir ve aktüatör, gelen kontrol sinyaline göre bir titreşim hareketi oluşturur. Titreşim platformu, aktüatör tarafından üretilen hareketi nesneye aktarır ve sensörler vasıtası ile titreşim platformunun hareketini ölçer. Bunun sonucunda tekrardan sensörün ölçtüğü gerçek harekete karşılık gelen değer, referans sinyal ile karşılaştırılır. Sapma varsa, kontrolcü bunu düzeltmek için yeni bir sinyal üretir.

Testlerde bu şekilde negatif geri beslemeli kontrol devresi ile cihazları kontrol etmek hem çok hızlı bir şekilde sistemin algılayıp hareketini düzelterek hedef titreşimi vermesini sağlar, hem de bozulmalara karşı sistemi dirençli kılar.

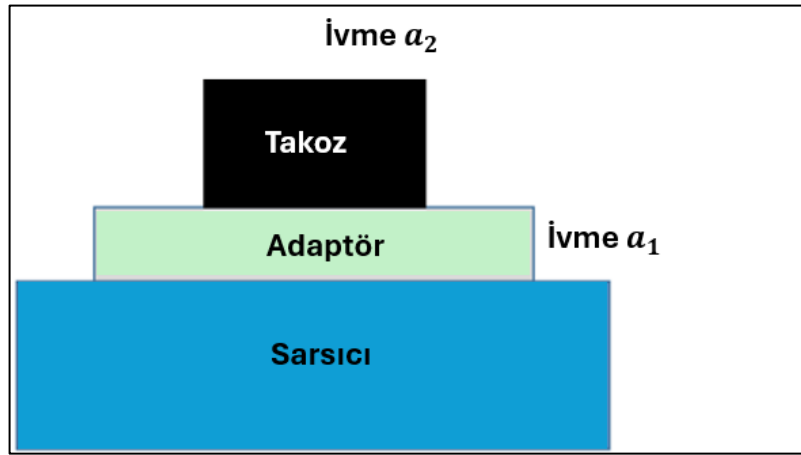
### 2.3.3 Titreşim test türleri

Standartlar incelendiğinde farklı uygulamalar ve farklı malzeme çeşitleri için çok geniş yelpazede standartların tanımlandığı, bu standartlarda da birçok hassas noktaya değinildiği gözlenmiştir. Hepsini ele almak mümkün olmadığı için burada en yaygın olan ve bu çalışmada kullanılacak türlere değinilecektir.

#### 2.3.3.1 Serbest salınım

İlk tür serbest sallama düzeneğidir [43]. Şekil 2.10’da gösterildiği üzere serbest salınım testi, titreşime maruz bırakılacak olan numunenin bir adaptör yardımı ile sarsıcıya bağlanmasını gerektirir. Komut olarak girilen titreşim bilgisi sarsıcının

üzerinden okunur ve bu sayede titreşim test cihazı, kullanıcı tarafından girilen komut ile gerçek hareket arasındaki farkı anlayarak sistemi kontrol altında tutar.

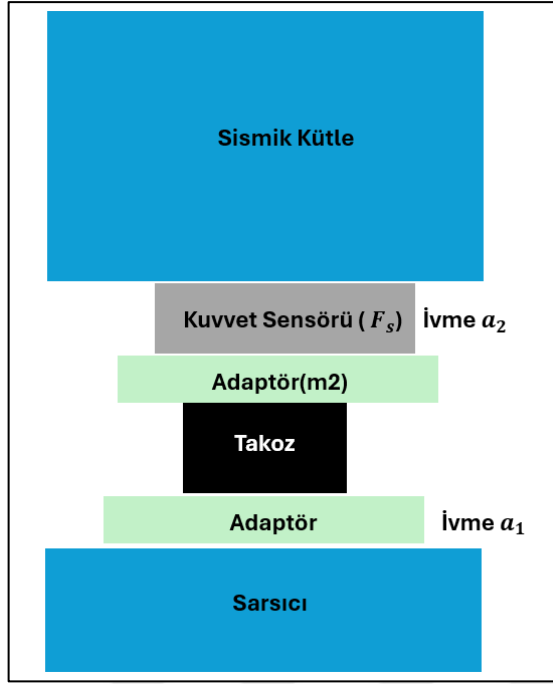


**Şekil 2.10:** Serbest Salınım Kurulumu.

Titreşim kauçuk numuneye iletilir ve numune de gelen titreşimi serbest salınım yaparak iletir. Numunenin tam üstünde de yine aynı tip bir sensör yer alır. Bu sayede numunenin üzerine gelen titreşimi nasıl ilettiği, hangi oranda gelen titreşimi sönmülediği, hangi frekanslarda rezonansa veya anti rezonansa girdiği bilgilerine ulaşılır ve iletilebilirlik hesaplanabilir. Bir numunenin modlarını saptamak için kullanılan yaygın bir titreşim testi şeklidir. Bu sistemde dikkat edilmesi gereken unsur, iletilmiş enerjiyi kayıt altına alan dönüştürücünün de sarsıcının da üzerindeki ile aynı özelliklere sahip olmasından geçer. Bu sayede basitçe sistemin kazancı, çıktı sinyalinin girdi sinyaline oranı şeklinde hesaplanabilir.

### 2.3.3.2 Bağlı yapı

Bir diğer titreşim testi türü olan montajlı yapıda ise farklı olarak titreşime maruz bırakılan numune başka bir adaptör yardımı ile yukarısında bulunan kuvvet ünitesine montajlanır. Serbest salınım türünden en büyük farkı serbest şekilde salınım gerçekleştirememesidir. Üzerinde sistemin 10 katından daha ağır ve rijit bir kütle bulunur. Sarsıcının numuneye ilettiği titreşim, sismik kütleye iletilir ve arasında yer alan bir kuvvet sensörü vasıtası ile iletilmiş enerjiyi kuvvet olarak kaydeder [44].



**Şekil 2.11:** Bağlı Yapı Kurulum Örneği.

Yine sistemin üzerine ivme sensörü yerleştirilir ve hareketsiz kabul edilen yerden de ivme verisi toplanır. Bunun sonucunda atalet momentinin etkisinden arındırılmış dinamik test sonucuna ulaşılabilir. İletilmiş enerjiyi kaydeden kuvvet sensöründen bu toplanan ivme verisi, hareketsiz tarafın kütlesi ile çarpılarak eklenir ve iletilmiş net kuvvet olarak ortaya çıkar. Tam tersi bir sistem olaydı, yerçekimi etkisi tam tersi yönde olacağı için çıkarılması gerekecekti. Matematiksel ifadesi:

$$F_{\text{net}} = F_{\text{kaydedilen}} + F_{\text{hesaplanan}} = F_{\text{kaydedilen}} + m_2 \times a_2 \quad (2.3)$$

Bu yöntem ile test etmenin bir diğer avantajı ise konum kontrollü bir titreşim uygularken, çıkış kuvvet cinsinden kaydedilir ve çıktı sinyalinin girdi sinyaline oranı direngenliği verir. Yani test numunesinin o titreşim altındaki anlık dinamik direngenlik değerleri kayıt altına alınabilir veya hesaplanabilir. Ek olarak üzerinde bulunan sismik kütle sayesinde ürünün gerçek hayattaki koşulları daha iyi simüle edilebilir. Eğer numune gerçek hayatta statik bir yükün altında titreşime maruz kalıyor ise bu statik yük numuneye sismik kütle sayesinde yüklenir ve sarsıcı tarafından titreşim sonrasında uygulanır.

Özetlenecek olursa, bağlı yapıda titreşim test metodu sayesinde iletilmiş enerji kuvvet sensörü ile kaydedildiği için doğrudan direngenlik değerlerine ulaşılabilir. Statik ön yük uygulanarak gerçek hayattaki çalışma koşulları gerçeğe daha yakın simüle edilir ve üst taraftaki ikinci bir ivme sensörü vasıtasıyla atalet momentinin

etkisini telafi ederek direngenlik, kütlelerin etkisinden bağımsız bir şekilde çok daha doğru ölçülmüş olur.

## **2.4 Titreşim Testlerinde Dikkat Edilmesi Gereken Faktörler**

Titreşim testlerinde dikkat edilmesi gereken temel unsurlar hem testin doğruluğunu sağlamak hem de test edilen ürünün gerçek çalışma koşullarını yansıtmak açısından hayati önem taşır. İlk olarak, test için kullanılacak ekipmanların kalibrasyonu ve hassasiyeti kontrol edilmelidir. Yanlış kalibrasyon, ölçüm hatalarına ve yanıltıcı sonuçlara yol açabilir. İkinci olarak, test koşulları gerçek dünya senaryolarına uygun olarak belirlenmelidir. Frekans aralıkları, genlik seviyeleri ve test süresi, ürünün maruz kalacağı gerçek titreşim seviyelerini doğru bir şekilde temsil etmelidir. Ayrıca, montaj yöntemleri ve bağlantı noktaları da kritik bir rol oynar; ürünün teste uygun şekilde sabitlenmemesi, yanlış sonuçlara neden olabilir. Test sırasında elde edilen verilerin doğru bir şekilde kaydedilmesi ve analiz edilmesi de bir diğer önemli unsurdur. Verilerin düzgün bir şekilde işlenmesi, titreşim kaynaklı sorunların kökenlerini anlamaya ve ürünün tasarımını iyileştirmeye olanak tanır. Tüm bu unsurlar göz önünde bulundurulduğunda, titreşim testleri hem ürün geliştirme süreçlerini iyileştiren hem de müşteri memnuniyetini artıran değerli bir araç haline gelir. Bu bölümün alt başlıklarında bu faktörlerin önemi ve nasıl belirleneceğinin detaylarına değinilecektir.

### **2.4.1 Fikstür tasarımı ve fikstür rezonans modları**

Titreşim testlerinde fikstür tasarımı, test sonuçlarının doğruluğunu ve güvenilirliğini doğrudan etkilediği için büyük bir öneme sahiptir. Fikstür, test edilen ürün ile titreşim cihazı arasında bir köprü görevi görür ve bu bağlantının doğru tasarlanması, ürünün gerçek çalışma koşullarını yansıtmayı sağlar. Yanlış tasarlanmış bir fikstür, titreşim enerjisinin doğru bir şekilde aktarılmasını engelleyebilir, istenmeyen rezonanslara yol açabilir veya test edilen üründe olmayan frekansların ölçülmesine sebep olabilir. Bu nedenle, fikstür tasarımında malzeme seçimi, rijitlik, montaj yöntemleri ve geometrik uyum gibi faktörler dikkatle değerlendirilmelidir. Rezonans noktalarının analiz yoluyla önden saptanması ise kritik bir adımdır. Rezonans, bir sistemin doğal frekansı ile uyarıcı frekansın çakışması sonucu aşırı titreşimlerin oluşmasına neden olur ve bu durum

test sonuçlarını yanıltıcı hale getirebilir. Rezonans noktalarının önceden belirlenmesi, test sırasında bu frekanslardan kaçınılmasını ya da gerektiğinde bu noktaların özel olarak incelenmesini sağlar. Böylece, testlerin doğruluğu artırılır, ürün tasarımında iyileştirme yapılacak alanlar daha etkili bir şekilde tespit edilir ve test ekipmanlarının hasar görme riski en aza indirilir.

Veri toplanacak çalışmada kullanılacak test fiktürlerine bölüm 2.3.3.1’de verilen serbest salınım titreşim testi metodu ile aparatların kontrolü sağlanacak olup Şekil 2.10’da gösterildiği gibi aparatların test için belirlenmiş koşullarda ne gibi bir tepki verdiği kayıt altına alınacak ve aparatların o test aralığında herhangi bir etkisi olmadığından emin olunduktan sonra numuneler ile test etme ve veri toplama işlemine geçilecektir.

#### **2.4.2 Atalet momentinin etkisi ve bu etkinin azaltılması**

Titreşim testlerinde atalet momenti, test edilen sistemin titreşim tepkisi üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Atalet momenti, bir cismin kütlelerinin dağılımına bağlı olarak uygulanan titreşim kuvvetlerine karşı gösterdiği dirençtir [45]. Bu etki, özellikle yüksek frekanslı titreşimlerde veya büyük boyutlu test numunelerinde daha belirgin hale gelir. Atalet momentinin kontrolsüz bir şekilde artması, test edilen ürünün doğal frekanslarının sapmasına, titreşim enerjisinin eşit olmayan bir şekilde dağılmasına ve test sonuçlarının doğruluğunun azalmasına neden olabilir. Bu etkinin en aza indirilmesi için, test fiktürü ve test numunesinin kütle merkezi doğru bir şekilde hizalanmalı ve simetrik tasarımlar tercih edilmelidir. Ayrıca, fiktürün rijitliği artırılarak ve gereksiz kütle eklentilerinden kaçınılarak atalet momenti etkisi minimize edilebilir. Test sırasında kullanılan ekipmanın kütle ve dinamik özellikleri de dikkate alınarak, titreşim enerjisinin doğru bir şekilde aktarılması sağlanmalıdır. Bu önlemler, daha güvenilir test sonuçları elde edilmesine ve ürün performansının gerçekçi bir şekilde değerlendirilmesine katkı sağlar.

Bu çalışmada veri toplanacak sistem tam olarak bölüm 2.3.3.2’de belirtilen Şekil 2.11’deki gibi olacaktır. Yani harici bir ivme ölçer ile kuvvet sensörünün bulunduğu taraftan ivme verisi toplanacaktır. Titreşim ileten sistemin ilettikten sonra kuvvet sensörü bölgesine kadarki tüm kütlelerin ivme sensörünün kaydettiği ivme ile çarpılması sonucu atalet momentinin etkisiyle oluşan kuvvet elde edilecektir.

Dinamik kuvvet sensörünün okuduğu değerler ile Newton'un ikinci hareket yasası olan “  $F = m.a$  ” ile hesaplanan atalet momentinden kaynaklı kuvvetin toplanması sonucu telafi edilmiş sisteme ait net kuvvet elde edilir. Eğer sistem tam tersi olsaydı, kütlelere yer çekiminin etkisi hareketin tam tersi yönünde olacağı için çıkarılması gerekmektedir [46].

#### 2.4.3 Efektif örnekleme hızının seçilmesi

Nyquist teoremi, ölçülen bir sinyalin doğru bir şekilde yeniden oluşturulabilmesi için örnekleme frekansının, sinyaldeki en yüksek frekans bileşeninin en az iki katı olması gerektiğini belirtmektedir [47]. Bu koşulun sağlanması durumunda, belirlenen frekans tanım kümesinde örtüşme(alising) etkisinden kaçınılabilmektedir. Testteki uygulanacak maksimum frekans “  $f_{maks}$  ”, örnekleme frekansı “  $f_s$  ” diye tanımlanırsa, matematiksel ifade şu şekilde olur [48]:

$$f_s \geq 2.f_{maks} \quad (2.4)$$

Ancak, daha yüksek bir örnekleme frekansı (Örneğin 5-10 katı) seçilmesi, özellikle harmonik analiz ve geçici olayların detaylı incelenmesi için daha doğru veriler verir. Burada dar boğaz yaratan unsurlar vardır. Ölçüm cihazının bant genişliği, hassasiyeti, sinyallerdeki çevresel faktörlerden doğan gürültüler örnek olarak verilebilir.

Harmonik harekete değinecek olunursa, sönümleme özelliğine sahip malzemelerde görülmesi kaçınılmazdır. Çünkü sönümleme, malzemenin titreşim enerjisini ne kadar hızlı sönümleyip dağıttığını belirleyen temel bir özelliktir. Harmonik hareket, bir sistemin periyodik olarak tekrarlayan salınımlarını ifade eder ve bu hareket sırasında, dış kuvvet uygulanmasa dahi sistem zamanla enerjisini kaybetmeye başlar. Bu enerji kaybı ise doğrudan malzemenin sönümleme (damping) özelliği ile ilişkilidir.

Kauçuk da yüksek sönümleme özelliğine sahip bir malzeme olduğu için Nyquist teoremine ek, titreşim testinde uygulanacak maksimum frekansın en azından 5-10 katı örnekleme sayısının seçilmesi çok daha hassas testler koşturulmasına ve veri toplanmasına olanak sağlar. Bu çalışmada veri toplama işlemi, bu bilgiler göz önünde bulundurularak yapılacak olup farklı örnekleme sayıları kullanılarak test tekrar edilecek ve optimize örnekleme sayısı seçilmeye çalışılacaktır.

#### **2.4.4 Frekans aralıkları**

Titreşim testlerinde frekans aralıklarının doğru bir şekilde seçilmesi, test edilen sistemin gerçek kullanım koşullarını yansıtmayı ve testin hedeflerine uygun sonuçlar elde edilmesi açısından kritik öneme sahiptir. Frekans aralıkları genellikle test edilen ürünün özelliklerine, uygulama alanına ve ilgili standartlara göre belirlenir.

Frekans aralıklarının seçimi sırasında dikkate alınması gereken temel unsurlar vardır. Bunlardan ilki doğal frekansları saptamadır. Ürünün doğal frekansının saptanabilmesi için test aralığında doğal frekansın da yer alması gerekmektedir. Rezonans noktaları, titreşim enerjisinin yoğunlaştığı ve ürünün en fazla zorlandığı frekanslar olduğu için test aralığında yer almalıdır. Diğer bir durum ise gerçek hayattaki kullanım ortamı ve uygulama alanıdır. Araçlardan toplanan verilerin analiz edilmesi sonucu komponentlere hangi yönlerden hangi frekanslarda ne kadar enerji geldiğini saptamak, titreşim testinin frekans aralığını belirleme konusunda en yardımcı olan uygulamalardan biridir. Bunun yanı sıra bazı test standartları direkt olarak frekans aralıklarını ve test koşullarını net olarak belirtir.

Bu çalışma kapsamında, özellikle elektrikli araçların artan popülaritesi nedeniyle söz konusu uygulama alanında ihtiyaç duyulan frekans aralıklarına odaklanılmıştır.

##### **2.4.4.1 İsteğe bağlı aralık**

Titreşim testlerinde tarama yapmadan sadece isteğe bağlı frekanslarda test yapmak, genellikle belirli bir frekans aralığına odaklanmak yerine, kritik veya spesifik frekansların hedeflenmesi gerektiğinde tercih edilen bir yöntemdir. Bu yaklaşım, özellikle zamandan tasarruf sağlamak veya belirli frekanslarda ürünün dayanıklılığını ve tepkisini analiz etmek için kullanılır. Özellikle yapılan modal analizler ile rezonans noktalarının önceden bilinmesi durumunda, bu frekanslara odaklanılarak test yapılır. Böylece tarama yapılmadan, en fazla zorlanmanın veya hasarın gerçekleşmesi muhtemel frekanslarda ürünün performansı test edilir. Bu zaman ve kaynak tasarrufu sağlar. Bir diğer sebebi ise, gerçek hayattaki koşulları dar bir çalışma bant genişliğine sahip ise, yani dar bir frekans aralığında titreşime maruz kalacaksa, yalnızca bu frekansta test yapmak yeterli olabilir. Buna örnek olarak bir makinenin motorunun sabit bir çalışma hızında oluşturduğu titreşim örnek olarak verilebilir.

#### 2.4.4.2 Doğrusal tarama

Titreşim testlerinde doğrusal tarama testi, bir frekans aralığında titreşim frekansının sabit bir hızla arttırıldığı veya azaltıldığı bir yöntemdir. Bu test, elde edilen ürünün dinamik tepkisini belirlemek, rezonans noktalarını tespit etmek ve titreşim koşullarında malzemenin dayanıklılığını incelemek için yaygın olarak kullanılır.

Frekans değişimi, başlangıç ve bitiş frekansları arasında, eşit zaman aralıklarında ve doğrusal bir hızla gerçekleştirilir. Örneğin, başlangıç frekansı 100 hertz ve frekans adımı 100 hertz olarak belirlendiğinde, test cihazı sırasıyla 100 hertz, 200 hertz, 300 hertz ... 900 hertz ve 1000 hertz frekanslarında titreşim uygulamaktadır. Frekans azalış veya artış hızı sabittir. Yavaş bir tarama hızı, rezonans noktalarının daha hassas tespit edilmesini sağlar, hızlı bir tarama ise zaman tasarrufu sağlar. Titreşim genliği sabit tutulabildiği gibi, farklı frekans değerlerinde farklı genlikler uygulama şansı vardır. Genlik ürünün dayanıklılığına veya cihazın kapasitesine göre ayarlandığı için bu özellik doğrusal tarama titreşim testi metodunu avantajlı kılar. Sistem, matematiksel olarak modellendiğinde aşağıdaki ifade elde edilmektedir [49,50]:

$$T_{\text{doğrusal}} = \frac{f_e - f_s}{S} \quad (2.5)$$

$$S = \frac{f_e - f_s}{T_{\text{doğrusal}}} \quad (2.6)$$

$T_{\text{doğrusal}}$  = Tarama Süresi (Saniye)

$f_e$  = Son Tarama Frekansı (Hz.)

$f_s$  = Başlangıç Tarama Frekansı (Hz.)

$S$  = Tarama Hızı

#### 2.4.4.3 Logaritmik tarama

Logaritmik tarama testi, frekansın logaritmik ölçekle zaman içinde değiştirildiği bir titreşim testi türüdür. Bu testte frekans, zamanın doğrusal bir fonksiyonu olarak değil, logaritmik bir oranla arttırılır. Başlangıç frekansı ile bitiş frekansı arasındaki geçiş, belirli bir oktav aralığında eşit oranlarla gerçekleştirilir. Logaritmik tarama testi, genellikle geniş bir frekans aralığını kapsayan, hassas titreşim analizlerinde tercih edilir.

Oktav, bir frekansın iki katına çıkmasını ifade eder. Örneğin 50 hertzden 100 hertze geçiş bir oktavdır. Logaritmik tarama testi, belirli bir zaman diliminde sabit oktav oranlarında frekansı arttırır. Frekans değişim hızı, şu formülle ifade edilir [51]:

$$f_{\text{sonraki}} = f_{\text{önceki}} \cdot 2^{\frac{1}{n}} \quad (2.7)$$

“n” burada oktav sayısını ifade eder.

Logaritmik tarama sırasında, düşük frekanslarda daha yavaş, yüksek frekanslarda daha hızlı bir geçiş olur. Bu özellikle düşük frekansların ayrıntılı incelenmesini ve geniş frekans aralığının daha dengeli analiz edilmesini sağlar.

Doğrusal tarama kavramı, bir önceki bölümde ayrıntılı şekilde açıklanmıştır. Logaritmik taramanın doğrusal taramaya göre en avantajlı olduğu kısım sürekli olmasıdır. Yani doğrusal taramada 10 hertzlik adımlarla ilerlerken rezonans noktası bu noktalar aralığındaysa hassas bir ölçme yapılamaz ve yaklaşık olarak frekans değeri doğal frekans kabul edilir. Logaritmik taramada ise tüm frekanslarda farklı hızlarda da olsa sürekli bir şekilde yer aldığı için doğrusal metoda oranla çok daha hassas bir çalışma gerçekleştirilir ve testi yapılan numunenin mekanik dinamik özellikleri daha hassas bir şekilde incelenebilir.

Yani logaritmik tarama, geniş bir frekans aralığında, hassas ve dengeli bir enerji dağılımı ile test yapmamıza olanak sağlar. Matematiksel modelinin ifadesi verilmiştir [52]:

$$O = \frac{\log \left( \frac{f_e}{f_s} \right)}{\log (2)} \quad (2.8)$$

$$S = \frac{O}{T_{\log} / 60} \quad (2.9)$$

$$T_{\log} = \frac{O \cdot 60}{S} \quad (2.10)$$

$T_{\log}$  = Tarama Süresi (Saniye)

$f_{e,s}$  = Tarama Bitiş ve Başlangıç Frekansları (Hz.)

S = Tarama Hızı    O = Oktav

#### 2.4.5 Genlik seçimi (İvme, yer değiştirme, hız ve kuvvet)

Titreşim testlerinde genlik seçimi, test edilen sistemin dinamik özelliklerine, kullanım senaryosuna ve test hedeflerine bağlı olarak değişir. Genlik, genellikle ivme, hız, konum veya kuvvet gibi ölçülerle ifade edilir. Her bir genlik türünün kendine özgü avantajları ve sınırlamaları vardır. Doğru seçimi yapmak, sistemin gerçekçi bir şekilde değerlendirilmesini sağlar.

Kuvvet bazlı genlik, titreşim testlerinde mekanik gerilme ve zorlanmayı doğrudan ölçmek için uygundur. Malzemelerin mukavemet testlerinde kullanılır. Bağlı yapı modelinde titreşim yaparken iletilmiş, sönümlenmiş ve faz farklı iletilmiş olan kuvvet kullanılabileceği için doğruluk payında sapmalar vardır ve bu yüzden tercih edilebilirliğini düşük kılar.

Konum kontrollü genlik, düşük frekanslı titreşimlerde sistemin yer değiştirme hareketini ölçmek için idealdir. Ancak yüksek frekanslarda ölçüm zorluğu artar, çünkü yer değiştirme genlikleri çok küçük olur.

Hız kontrollü genlik, yer değiştirmeye nazaran daha büyük frekanslar için uygundur. Yapısal titreşimlerin genel durumunu değerlendirmek için etkili bir metriktir. Ama çok düşük ve çok yüksek frekanslarda doğruluğu düşebilir.

İvme, titreşim enerjisinin bir ölçüsüdür ve mekanik sistemlerin dinamik yüklerini anlamak için idealdir. Sensör incelemeleri kısmında değinildiği üzere, yüksek frekanslı titreşimlerde sistem tepkisini ölçmek için uygundur. Hassas ölçümlere izin verir. Düşük frekanslarda hassasiyet azalır, çünkü düşük genlikteki ivme değerleri gürültüye duyarlı hale gelir. Elektronik cihazların dayanıklılık testleri, otomotiv ve havacılık uygulamalarında da sıklıkla kullanılır.

Bu çalışmada da genlikler, ivme cinsinden uygulanmıştır. Bu tercihin ilk nedeni, ivme sensörlerinin yüksek frekanslardaki ölçüm başarısıdır. İkinci neden ise, bölüm 2.2.2’de açıklandığı üzere, zamana bağlı ivme verisinin başarılı bir şekilde toplanabilmesi sayesinde, titreşime maruz bırakılan ürüne ait konum ve hız bilgilerine basit bir integral işlemi ile ulaşılabilmesidir. Böylece, direngenlik hesabı için gerekli olan yer değiştirme bilgisi de elde edilebilmektedir. Bu gerekçeler doğrultusunda, çalışmada ivme kontrollü genliklerin uygulanması tercih edilmiştir.

#### 2.4.6 Ön yük seçimi

Kauçuk numunelerin titreşim testlerinde ön yük uygulanmasının amacı, kauçuğun gerçek çalışma koşullarındaki davranışını daha doğru bir şekilde simüle etmektir. Kauçuk, elastik ve viskoelastik özelliklere sahip bir malzeme olduğundan, titreşimler sırasında deformasyon ve enerji emilimi farklı davranışlar sergileyebilir. Ön yük, kauçuğun uygulandığı gerilim altında deforme olmasını sağlayarak, titreşim testlerinin daha gerçekçi olmasını sağlar. Bu uygulama, kauçuğun düşük ve yüksek gerilim bölgelerindeki davranışlarını gözlemlemeye imkan tanır. Ayrıca, kauçuk malzemenin viskoelastik özellikleri nedeniyle, yük altında titreşim enerjisinin daha verimli bir şekilde emilmesi sağlanır ve böylece malzemenin rezonans frekansları, sönümleme özellikleri ve dayanıklılığı daha doğru bir şekilde analiz edilebilir. Ön yük, kauçuğun çalışma koşullarındaki gerilme ve deformasyon durumlarını yansıtarak, malzemenin titreşim esnasındaki performansını belirler. Bu durum tasarım optimizasyonu ve uzun ömürlü malzeme seçimleri açısından önemlidir.

Şekil 2.11’de gösterildiği üzere, bu çalışmada da sismik bir kütle kullanılarak, malzemenin gerçek hayattaki çalışma koşullarını daha doğru şekilde temsil edebilmek amacıyla, gerektiği durumlarda, ön yük uygulanacak ve titreşim testleri bu yük altında gerçekleştirilecektir. Bu yaklaşımla, test sürecinde gerçek hayat uygulamalarının daha gerçekçi bir biçimde simüle edilmesi amaçlanmaktadır.

### 3. MATLAB ÜZERİNDE UYGULAMA

Titreşim testlerinden elde edilen sensör verilerinin analizi, kauçuk numunelerin mekanik ve dinamik özelliklerinin anlaşılmasında kritik bir adımdır. Bu özellikler, otomotiv bileşenlerinin yanı sıra, endüstriyel makineler, savunma sanayi, tüketici ürünleri gibi kauçuk malzemelerin esneklik, dayanıklılık ve enerji sönümleme kapasitesinden yararlanıldığı çeşitli uygulamalarda büyük önem taşır.

Matlab, sinyali işleme, veri analizi ve görselleştirme için kapsamlı bir araç seti sunan esnek ve güçlü bir hesaplama platformudur. Geniş kütüphaneleri ve yerleşik fonksiyonlarından dolayı bu çalışmanın Matlab üzerinde yapılması tercih edilmiştir.

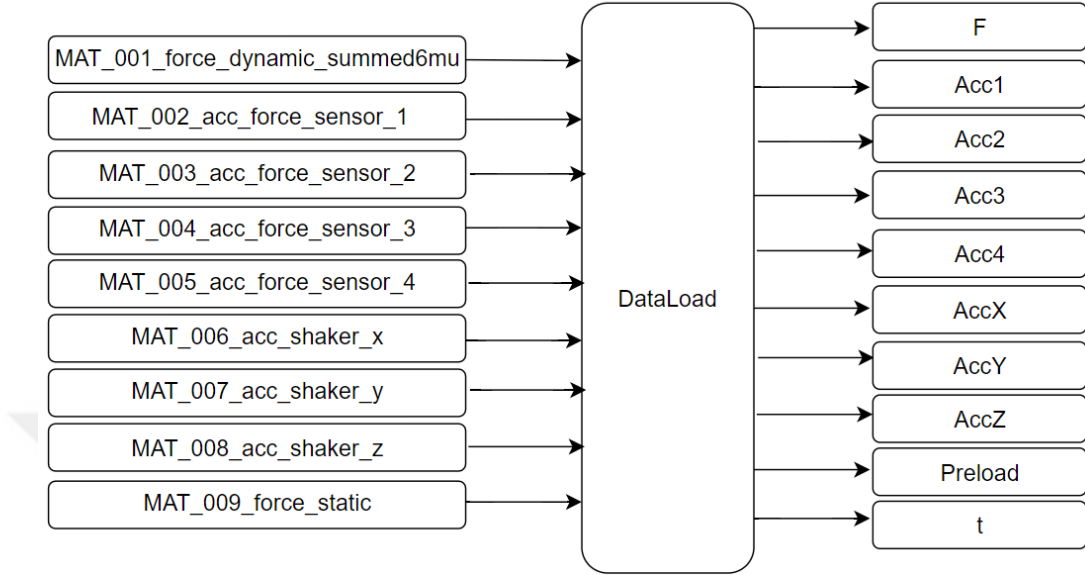
Bu bölümde, kauçuk numunelere ait titreşim testi verilerinin Matlab tabanlı analiz süreci sunulacaktır. Veri ön işleme adımları, kullanılan tanımlamalar, fonksiyonların oluşturulması ve farklı transfer fonksiyonlarından elde edilen bilgiler aracılığıyla malzemenin mekanik-dinamik özelliklerine nasıl ulaşıldığı sistematik bir şekilde açıklanacaktır.

#### 3.1 Dataload Fonksiyonu

İlk adım çalışmanın yapılacağı verileri Matlab ortamına aktarmak ile başlar. Farklı kanallardan toplanmış sensör verileri, saniyede alınan örnek sayısına bağlı olarak büyük boyutlara oluşan veri grupları anlamına gelmektedir. Mekanik testlerde kullanılan veri toplama kutusu sayesinde 9 kanaldan, yani 9 farklı sensörden veriler elde edilmiştir. Her kanal farklı bir bilgi içermektedir. Kimisi test cihazının kontrolcüsü görevi gören 3 eksenli ivme sensörün eksenlerini, kimisi kuvvet sensöründen gelen bilgileri, kimisi ise atalet momentinin etkisini azaltmak için pozisyonlandırılmış tek eksenli ivme sensörlerinden gelir.

“DataLoad” adlı fonksiyon, Matlab’da oluşturulmuş olup, girdi olarak şekil 3.1’de gösterildiği üzere 9 farklı girişe sahiptir. Her giriş 2 sütundan oluşur. İlk sütun o veriye ait zaman verisini, 2. Sütun ise sensörden gelen veriyi barındırır. “DataLoad”

adlı fonksiyon tüm bu verileri alır, Matlab ortamına aktarır ve “double” cinsinden diziler oluşturarak zaman bilgisinden ayırır. On farklı çıkış olarak programa geri yükler. Bunun sonucunda analiz için kullanılacak veriler hazır hale gelmiş olur.



**Şekil 3.1:** DataLoad Fonksiyonu.

### 3.2 Tanımlama Kısmı

Bu bölümde, malzemenin titreşim altındaki mekanik dinamik özelliklerini analiz etmek için hangi tanımlamalara ihtiyaç duyulduğuna değinilecektir.

İlki girdi olarak alınan zaman verisinden örnekleme sayısında ulaşmaktır. Örnekleme sayısı bu analiz için kritik rol oynar. Çünkü örnek sayısı bu verinin kaç hertze kadar bilgi taşıyabileceğini açıkça ifade eder. Yani zaman verisinden yola çıkarak “fs” değişkenine ulaşılır.

İkinci olarak, önceki kısımlarda malzemenin titreşim testlerinde atalet momentinin etkisini hesaplarken Newton’un 2. Hareket yasası olan  $F=m.a$ ’dan yararlanılacağı söylenmişti [53]. Burada kastedilen “m”, bağlı yapıdaki titreşim testinde üst tarafta bulunan test aparatı ve kuvvet sensörünün kütleleri toplamını ifade eder. O yüzden manuel olarak “uppermass” adlı değişken tanımlanır.

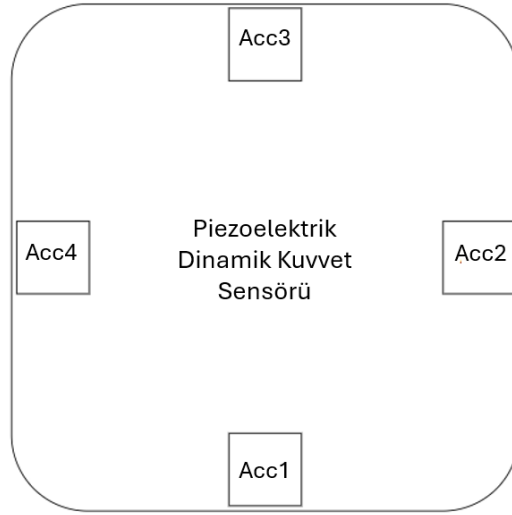
Üçüncü olarak yer çekimi ivmesi olan  $g$ ,  $9.80665 \text{ [m/s}^2\text{]}$  olarak tanımlanır ve tüm girdi sinyalleri eşit olduğundan,  $t$  dizisinden boyu hesaplayıp  $N$  değişkenine atanır [54]. Bu bir sonraki hesaplama adımlarında, dizinin boyutuna ihtiyaç duyulduğunda kolaylık olması açısından tercih edilmiştir.

### 3.3 Üst Taraftaki Kütle Telafisi için Fnet'in Hesaplanması

Sistemin bir girdisi, bir de çıktısı vardır. Bu bölümde final çıktı sinyaline nasıl ulaşılabileceği anlatılacaktır.

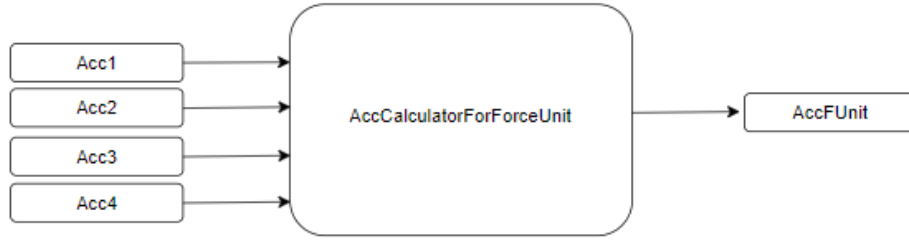
#### 3.3.1 AccCalculatorForForceUnit fonksiyonu

Veri toplanan sistemde kuvvet sensörünün üzerinde dört farklı bölgede dört adet tek eksenli ivme sensörleri konumlandırılmıştır. Bu sensörlerin görevi, teorik olarak hiç hareket etmemesi gereken yerin, kütlesinden kaynaklı ivmelenmesini kayıt altına almak için kullanılmaktadır. Dört adet konumlandırılmasının sebebi ise alt taraftaki hareketin asimetrik bir şekilde gerçekleşmesi durumunda bunu kaçırmamak içindir. Şekil 3.2'de tek eksenli ivme ölçerlerin pozisyonlarını ifade eden görsel verilmiştir.



**Şekil 3.2:** Dinamik Kuvvet Ünitesinin İvme Ölçüm Pozisyonları.

AccCalculatorForForceUnit fonksiyonu, Şekil 3.3'te gösterildiği üzere, girdi olarak 4 tek eksenli ivme sensöründen gelen bilgileri alır, bunları 0,25 kat sayısı ile çarpar ve dördünü toplar. Bu sayede tüm kuvvet ünitesinde kabul görecektir ortalama alınmış tek bir ivme verisi sunar. Bunu da AccFUnit adı ile döndürür.



**Şekil 3.3:** AccCalculatorForForceUnit Fonksiyonu.

### 3.3.2 MassCompensation fonksiyonu

Artık, sisteme ait net çıktının elde edilmesine oldukça yaklaşılmıştır. Uygulamanın bir önceki bölümünde, kuvvet üretim ünitesine ait net ivme hesaplanmış ve sistemin üst bölümüne ait kütle bilgisi “uppermass” olarak tanımlanmıştır.

Bu bölümde, MassCompensation fonksiyonu girdi olarak, kuvvet sensörünün kaydettiği kuvvet bilgisini, üst kütle ağırlığını ve net ivmeyi alır. Şekil 3.4’te fonksiyonun girdi ve çıktılarının ilişkisi verilmiştir. Bölüm 2.3.3.2’de anlatılan bağlı yapıdaki net kuvvete ulaşmak için Newton’un 2. Hareket yasası olan  $F=m.a$ ’dan yola çıkarak kütle ile net ivmeyi çarpar ve kaydedilmiş kuvvete ekler. Bu sayede sistemin çıktısı olan, aparatların kütlelerinin etkisinden arındırılmış, telafi edilmiş NetFoce elde edilir ve ana kod bloğuna döndürülür.



**Şekil 3.4:** MassCompensation Fonksiyonu.

### 3.4 İvme Verisinden Yer Değiştirme Verisinin Hesaplanması

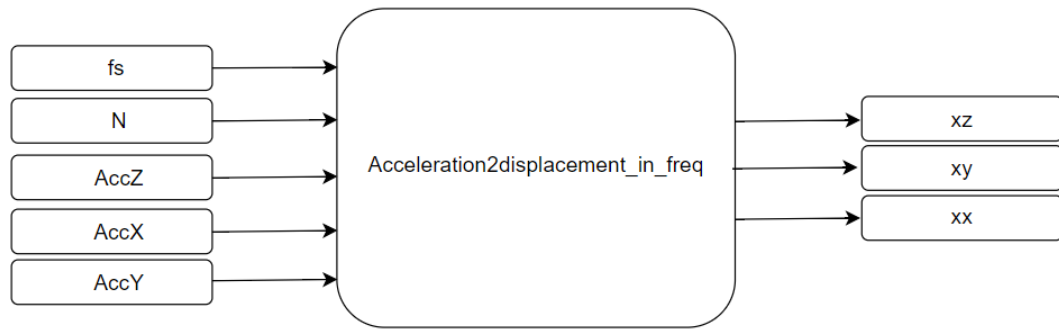
Önceki kısımlarda neden yüksek frekanslarda çalışan titreşim testlerinde ivme sensörünün tercih edildiği açıklanmıştı. Özellikle otomotiv endüstrisi, yük altında çalışan kauçuk numuneler incelenirken direngenlik üzerinden değerlendirme yapmayı tercih etmektedirler. Bu sebeple girdi işaretimizin ivme değil yer değiştirme bilgisini taşıması gerekmektedir. Bölüm 2.2.2’de ivme, hız ve yer değiştirme arasındaki matematiksel ilişki zaman tanım kümesi için verilmişti.

Matlab uygulamasında da bundan yararlanarak, 3 eksenli tek bir ivme ölçer tarafından toplanmış verileri kullanarak yer değiştirme verisine ulaşılmıştır.

Bu amaçla “Acceleration2displacement\_in\_freq” adlı bir fonksiyon yaratılmıştır. Şekil 3.5’te gösterildiği üzere, girdi olarak örnekleme sayısını, sensör tarafından toplanmış 3 ayrı eksene ait ivme verilerini ve dizi boyutu bilgisini alır. Farklı olarak yer değiştirme bilgisine ulaşmak için yapılması gereken iki kez integral alma işlemini frekans tanım kümesinde yapar. Bu matematiksel işlem sonuca çok daha hızlı sürede varılmasına olanak sağlar.

Önce 3 eksende toplanmış ham veriler FFT işlemi ile frekans tanım kümesine dönüştürülür. İntegralin Fourier dönüşümünün karşılığı olan  $\frac{1}{j\omega}$  ile iki kez çarpılması ile iki kez her eksenin integral işlemi gerçekleştirilir [55].

Sensörler m/s<sup>2</sup> birimi ile veri toplamıştır. Ama ulaşmak istenilen direngenlik analizi için gerekli olan hassasiyet milimetre cinsindendir. Bu sebeple yer değiştirme verisinde birim değişikliği amacı ile tüm veriler 1000 ile çarpılır ve mm hassasiyetinde veriler elde edilir. Sonrasında tekrardan ters FFT işlemi uygulanır ve veriler zaman tanım kümesine geri döndürülür. Son olarak 3 eksene ait veriler, yani sistemimizin net girdi işaretleri “xx, xy ve xz” fonksiyonun çıktısı olarak ana koda döndürülür.



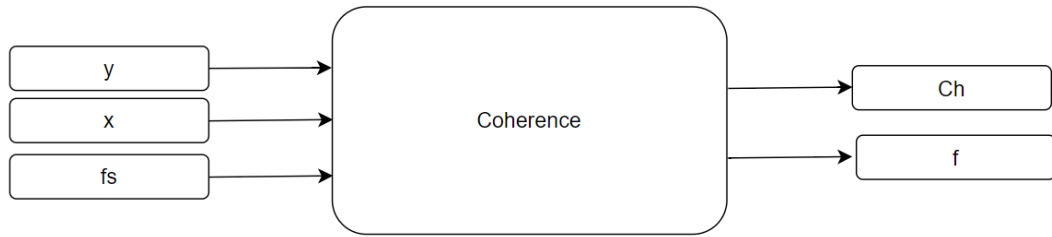
**Şekil 3.5:** Acceleration2displacement\_in\_freq Function.

### 3.5 Tutarlılık Fonksiyonu

Artık sisteme ait net girdi ve çıktı sinyalleri elde edilmiştir. Analize başlamadan önce sistemin girdi ve çıktısının arasındaki uyumluluğun yani tutarlılığın kontrolü sağlanacaktır. Bunun için Şekil 3.6’da gösterildiği gibi “Coherence” adında bir fonksiyon oluşturulmuştur.

Bölüm 3.1.1’de tutarlılık fonksiyonunun teorik olarak hesabı verilmişti. Özetle bir sisteme ait girdi ve çıktı sinyallerinin güç spektral yoğunluğu (CPSD) ve işaretlerin oto-güç spektral yoğunluklarından yararlanarak sistemden geçiş yapmış çıktı işareti ile, sisteme giren işaretin birbirine olan uyumluluğu kontrol edilir. Tutarlılık fonksiyonu, sinyallerin belirli bir frekansta ne kadar ilişkili olduğunu ölçer ve değeri 0 ile 1 arasında değişir. 0 hiç ilişki yok, 1 tam doğrusal ilişki taşır anlamına gelir [56].

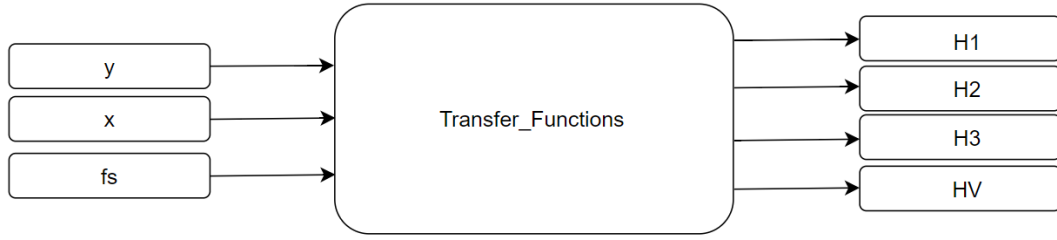
İlk olarak analiz süresi  $T_p$  ve buna bağlı örnek sayısı  $N_1$  belirlenir ( $T_p=32$ ,  $N_1=f_s.T_p$ ). Daha sonra, Welch yöntemi kullanılarak oto-güç spektral yoğunlukları ( $S_{xx}$  ve  $S_{yy}$ ) ve çapraz güç spektral yoğunluğu ( $S_{yx}$ ) hesaplanır. Bu hesaplama, Hanning pencesi ( $\text{hann}(N_1)$ ),  $N_1/2$  kadar pencereler arası örtüşme, FFT uzunluğu  $N_1$ , ve örnekleme frekansı  $f_s$  ile gerçekleştirilir. Son olarak tutarlılık fonksiyonu formülü ile güç spektral yoğunluklarından hesaplanır. Coherence fonksiyonu, çıktı olarak  $Ch$ (frekans bazlı tutarlılık değeri) ve  $f$ (frekans eksenini) ana koda çıktı olarak döndürür.



**Şekil 3.6:** Coherence Fonksiyonu.

### 3.6 Transfer Fonksiyonunun Hesaplanması

Matlabda oluşturulan `Transfer_Functions` isimli fonksiyon, Şekil 3.7’de gösterildiği üzere, girdi olarak iki sinyal ve örnekleme sayısı olan  $f_s$ ’i alır. İki sinyal arasındaki frekans cevabını, yani transfer fonksiyonunu hesaplar ve dört farklı transfer fonksiyonunu döndürür.



**Şekil 3.7:** Transfer\_Functions Fonksiyonu.

Fonksiyon, giriş( $x$ ) ve çıkış( $y$ ) sinyallerine ait oto-güç spektral yoğunluklarını ( $S_{xx}$  ve  $S_{yy}$ ) ve çapraz güç spektral yoğunluklarını ( $S_{xy}$  ve  $S_{yx}$ ) Welch yöntemi ile tıpkı “Coherence” fonksiyonunun altındaki gibi hesaplar. Analiz süresi  $T_p=32$  saniye olarak tanımlanır ve toplam örnek sayısı  $N_1=fs.T_p$  olarak belirlenir. Hanning penceresi( $\text{hann}(N_1)$ ) kullanılarak spektral sızıntı azaltılır ve FFT uzunluğu  $N_1$  ile yarı örtüşmeli  $N_1/2$  pencereler kullanılarak hesaplama yapılır.

İlk transfer fonksiyonu  $H_1$ , giriş sinyaline bağlı olarak çıkış sinyalinin frekans cevabını temsil eder. İkinci transfer fonksiyonu  $H_2$ , çıkış sinyalinin kendi spektral yoğunluğuna bağlı frekans cevabını tanımlar. Üçüncü transfer fonksiyonu  $H_3$ , giriş ve çıkış spektral yoğunlukları arasındaki ilişkiyi ifade eder. Alternatif bir transfer fonksiyonu olan  $H_V$ , giriş ve çıkış sinyalleri arasındaki karmaşık bir ilişkiyi temsil eder.

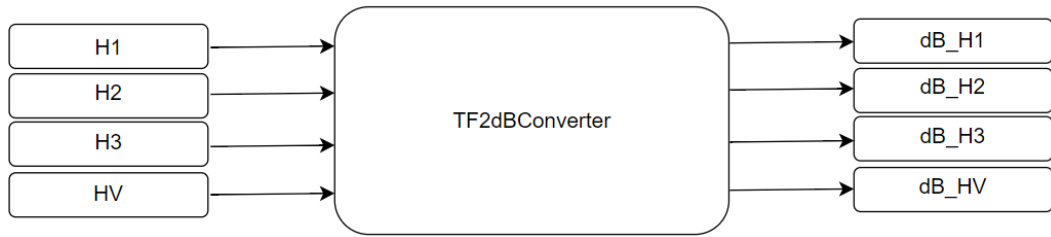
Bu transfer fonksiyonlarının teorik açıklamaları ve matematiksel modelleri bölüm 1.3’ün alt başlıklarında ayrı ayrı belirtilmiştir. Bu fonksiyonlar, giriş ve çıkış sinyalleri arasındaki frekans bağımlı ilişkilerin detaylı analizi için kullanılmak üzere, yani kauçuk numunenin titreşim altındaki mekanik dinamik davranışlarını analiz etmek amacıyla “Transfer\_Functions” fonksiyonu tarafından hesaplanır ve döndürülür.

### 3.7 TF2dBConverter Fonksiyonu

Transfer fonksiyonları elde edildikten sonraki ilk adım transfer fonksiyonlarını analiz etmedir. Bu amaçla Şekil 3.8’de gösterildiği üzere “TF2dBConverter” isimli bir fonksiyon oluşturulmuştur. Bu fonksiyon, girdi olarak verilen transfer fonksiyonlarının ( $H_1$ ,  $H_2$ ,  $H_3$ ,  $H_V$ ) genliklerini desibel(dB) cinsinde dönüştürür ve çıktı olarak bu transfer fonksiyonlarının logaritmik ölçülerini döndürür.

Transfer fonksiyonları genellikle frekans tanım kümesinde kompleks sayılarla temsil edilir, bu yüzden önce “abs” fonksiyonu mutlak değer yani genlik hesaplanır. Ardından log10, genliğin 10 tabanlı logaritmasını alır. Desibel dönüşümü sırasında kullanılan kat sayı 20, genliğin desibel ölçüsünde ifade edilmesi için gereklidir [57]. Bunun nedeni, gücün genliğin karesiyle orantılı olmasıdır. Güç desibele dönüştürülürken  $10 \cdot \log_{10}(P)$  kullanılırken, genlik ölçümünde kat sayı 20 olur. TF2dBConverter fonksiyonu da her bir transfer fonksiyonu için  $20 \cdot \log_{10}(|H|)$  işlemini gerçekleştirir.

Bu fonksiyon, transfer fonksiyonlarının genliklerini desibel cinsine dönüştürerek frekans analizini daha anlaşılır ve kolay yorumlanabilir hale getirir. Son olarak fonksiyon db\_H1, dB\_H2, dB\_H3, dB\_HV isimleri ile transfer fonksiyonlarını geri döndürür.



**Şekil 3.8:** TF2dBConverter Fonksiyonu.

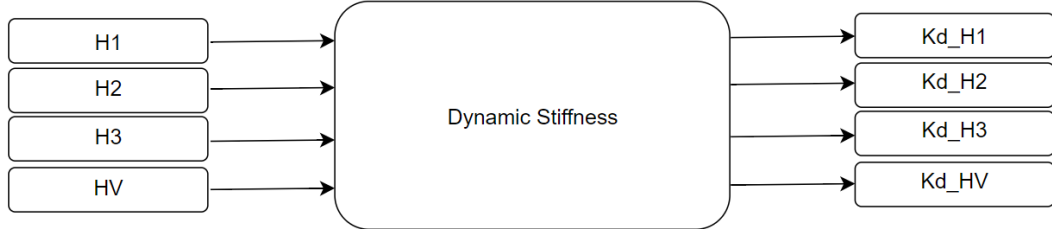
### 3.8 Direngenliğin Hesaplanması

Bu bölümde dinamik direngenlik hesabının transfer fonksiyonundan nasıl elde edildiği anlatılacaktır. “DynamicStiffness” adlı fonksiyon, Şekil 3.9’da gösterildiği üzere girdi olarak verilen transfer fonksiyonlarının (H1, H2, H3, HV) dinamik direngenliklerini(Kd) hesaplar ve çıktı olarak bunların genliklerini döndürür. Fonksiyonun ana işlevi, her bir transfer fonksiyonunun kompleks değerlerini alarak mutlak değerlerini ( $|H|$ ) hesaplamaktır. Dinamik direngenlik, bir sistemin giriş ve çıkış sinyalleri arasındaki oranın büyüklüğünü ifade eder ve genellikle mekanik sistemlerde frekans cevabını anlamak için kullanılır.

Kodda, her transfer fonksiyonu için  $\text{abs}(H)$  kullanılarak genlik hesaplanır.  $\text{Abs}(H)$ , bir kompleks sayının genliğini verir ve matematiksel olarak  $|H| = \sqrt{\text{real}(H)^2 + \text{imag}(H)^2}$  formülüyle tanımlanır [58]. Bu hesaplama, transfer

fonksiyonlarının faz bileşenlerini dikkate almaz ve yalnızca kompleks düzlemdeki vektörlerin büyüklüklerine odaklanır.

Dinamik direngenlik değerleri, yani o frekansta 1 mm yer değiştirmeye karşılık gelen kuvvet değerleri hesaplandıktan sonra “DynamicStiffness” fonksiyonu tarafından Kd\_H1, Kd\_H2, Kd\_H3 ve Kd\_HV adları ile geri döndürülür.



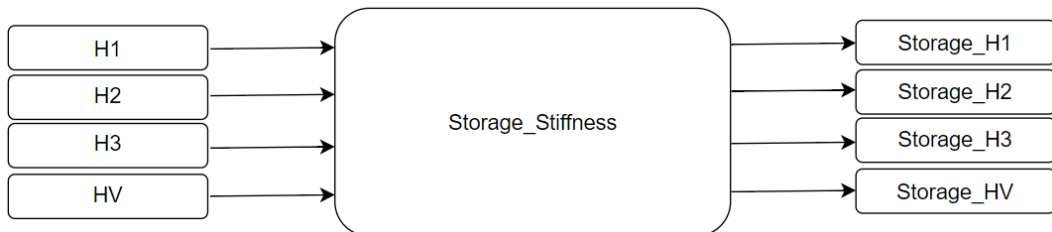
**Şekil 3.9:** DinamicStiffness Fonksiyonu.

### 3.9 Depolama Direngenliğinin Hesaplanması

Şekil 3.10’da blok diyagram halinde verilen “Storage\_Stiffness” fonksiyonu, girdi olarak verilmiş transfer fonksiyonların (H1, H2, H3, HV) depolama direngenlik bileşenlerini hesaplar ve çıktı olarak her bir transfer fonksiyonunun gerçek kısmını döndürür.

Fonksiyonda, her bir transfer fonksiyonuna  $\text{real}(H)$  fonksiyonu uygulanır. Bu işlem, transfer fonksiyonlarının karmaşık doğasını dikkate alarak yalnızca gerçek kısmını çıkarır. Matematiksel olarak, kompleks bir transfer fonksiyonu  $H = \text{real}(H) + i \cdot \text{İmag}(H)$  olarak ifade edilir. Burada  $\text{real}(H)$ , transfer fonksiyonunun sistemin depolama(elastik) özelliklerini yansıtan kısmıdır ve genellikle direngenlik veya enerji depolama kapasitesinin analizi için kullanılır [59].

Sonuç olarak, her bir transfer fonksiyonu için sırasıyla Storage\_H1, Storage\_H2, Storage\_H3, Storage\_HV dizilerini hesaplar ve çıktı olarak döndürür.



**Şekil 3.10:** Storage\_Stiffness Fonksiyonu.

### 3.10 Kayıp Direngenliğin Hesaplanması

Şekil 3.11’de blok diyagram halinde verilen “Loss\_Stiffness” fonksiyonu, girdi olarak verilmiş transfer fonksiyonların (H1, H2, H3, HV) kayıp direngenlik bileşenlerini hesaplar ve çıktı olarak her bir transfer fonksiyonunun sanal kısmını döndürür.

Fonksiyonda, her bir transfer fonksiyonuna  $\text{imag}(H)$  fonksiyonu uygulanır. Bu işlem, transfer fonksiyonlarının karmaşık doğasını dikkate alarak yalnızca sanal kısmını çıkarır. Matematiksel olarak, kompleks bir transfer fonksiyonu  $H = \text{real}(H) + i \cdot \text{imag}(H)$  olarak ifade edilir. Burada  $\text{imag}(H)$ , transfer fonksiyonunun kayıplarla ilişkili olan sanal bileşenini çıkarır [60].

Kayıp direngenlik, enerji kaybı veya sönümlleme ile ilgili özelliklerini temsil ettiği için, enerji sönümlleme ve özellikle malzemenin sönümlleme özelliği ile ilgilidir. Kauçuk numunelerin titreşim altındaki analizi için kritik önem taşır. Sonuç olarak, her bir transfer fonksiyonu için sırasıyla Loss\_H1, Loss\_H2, Loss\_H3, Loss\_HV dizilerini hesaplar ve çıktı olarak döndürür.



Şekil 3.11: Loss\_Stiffness Fonksiyonu.

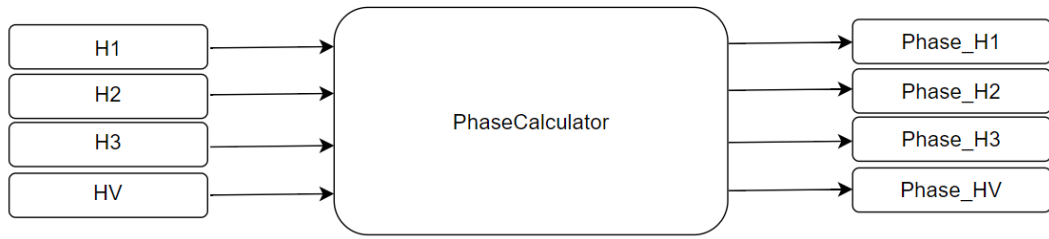
### 3.11 PhaseCalculator Fonksiyonu

Bu Matlab fonksiyonu, Şekil 3.12’de gösterildiği üzere girdi olarak verilen dört transfer fonksiyonunun (H1, H2, H3, HV) faz açılarını hesaplayarak, her bir transfer fonksiyonunun fazını derece cinsinden döndürür.

Faz, bir sinüzoidal sinyalin zaman tanım kümesinde konumunu veya gecikmesini ifade eder ve genellikle frekans cevabı analizlerinde, giriş ve çıkış sinyalleri arasındaki faz farklarını anlamak için kullanılır. Fonksiyonda,  $\text{angle}(H)$  fonksiyonu ile her bir transfer fonksiyonunun kompleks fazını radyan cinsinden hesaplayıp

rad2defg fonksiyonu ile de faz, derece cinsine dönüştürülür [61, 62]. Bu işlem, genellikle faz çalışmalarının derece cinsinden yapılması sebebi ile gerçekleştirilir.

Faz farkları, sistemin dinamik analizlerinde, sinyaller arasındaki zaman farklarını, sönümlleme etkilerini veya sistemin kararlılığını belirlemek için kritik bir parametredir. Bu sebeple, Phase\_H1, Phase\_H2, Phase\_H3, Phase\_HV çıktıları transfer fonksiyonlarının faz açılarını derece cinsinden temsil eder ve fonksiyon tarafından ana koda çıktı olarak geri döndürülür.



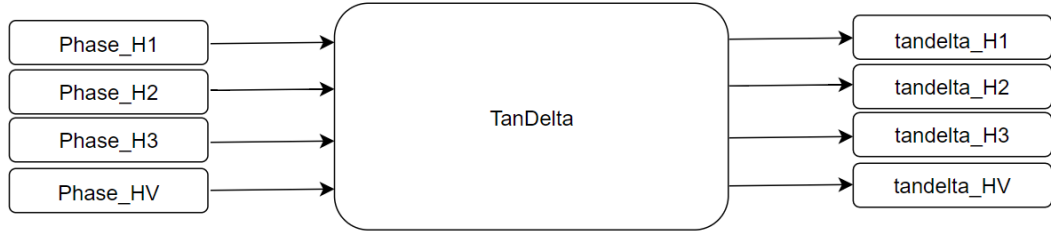
**Şekil 3.12:** PhaseCalculator Fonksiyonu.

### 3.12 TanDelta Fonksiyonu

“TanDelta” adlı fonksiyon, Şekil 3.13’te gösterildiği üzere, girdi olarak verilen faz açıları (Phase\_H1, Phase\_H2, Phase\_H3, Phase\_HV) için tanjant değerlerini hesaplar ve çıktı olarak bu tanjant değerlerini döndürür.

Fonksiyonda, her bir faz açısı önce deg2rad fonksiyonu ile derece cinsinden radyan cinsine döndürülür, çünkü Matlab’da tanjant fonksiyonu radyan cinsinden çalışır. Ardından her bir fazın tanjantı  $\tan(\theta)$  formülüyle hesaplanır [63]. Bu tanjant delta değerleri, özellikle rezonans, sönümlleme ve faz kayma gibi dinamik özelliklerin analizinde kullanılır.

Her bir transfer fonksiyonundan elde edilmiş faz değerleri için hesaplanan  $\tan \delta$  değerleri, sırasıyla tandelta\_H1, tandelta\_H2, tandelta\_H3, tandelta\_HV adları ile fonksiyon tarafından ana koda döndürülür.



**Şekil 3.13: TanDelta Fonksiyonu.**

### 3.13 Sönümlenme Katsayısının Hesaplanması

“damping\_coefficient” adlı fonksiyon, Şekil 3.14’te gösterildiği üzere, titreşim testlerinden elde edilmiş verilerden edilen her bir transfer fonksiyonu için sönüm katsayısını hesaplar.

Sönüm katsayısı, sistemin enerji kaybını frekansla ilişkilendirir ve kauçuk gibi viskoelastik malzemelerin dinamik özelliklerini anlamak için kritik bir parametredir. Fonksiyon, her bir transfer fonksiyonunun kayıp dirençlik bileşenlerini (Loss\_H1, Loss\_H2, Loss\_H3, Loss\_HV) girdi olarak kullanarak, bu bileşenleri açısal hız( $\omega=2\pi f$ ) ile normalize eder. Matematiksel ifadesi 3.1 numaralı denklem ile ifade edilir [64].

$$\text{damping coef} = \text{Loss}/(2\pi f) \quad (3.1)$$

Sonuç olarak “dampin\_coefficient” fonksiyonu, her bir transfer fonksiyonunun sanal kısmından yararlanarak sisteme ait sönümlenme katsayılarını hesaplar ve sırasıyla damping\_coef\_H1, damping\_coef\_H2, damping\_coef\_H3, damping\_coef\_HV adları ile ana fonksiyona geri döndürülür.



**Şekil 3.14: damping\_coefficient Fonksiyonu.**

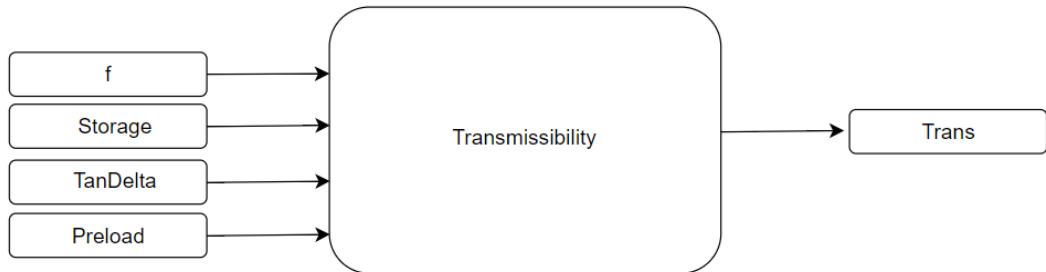
### 3.14 Transmissibility Fonksiyonu

“Transmissibility” fonksiyonu, bir sistemin yer değiştirme iletilebilirliğinin değerini hesaplar. İletilebilirlik, sistemin dışsal titreşimlere karşı verdiği tepkiyi, özellikle doğal frekansına olan oranını inceleyerek belirler.

şekil 3.15’te gösterildiği üzere bu fonksiyon, çalışma frekansı, depolama direngenliği, TanDelta ve  n yük değerlerini girdi olarak kullanır.  n y k, Fourier dönüşümüyle frekans tanım kümesine taşınır ve büyüklük spektrumu hesaplanarak sistemin ortalama yükü elde edilir. Ardından, doğal frekans hesaplanır. Daha sonra çalışma frekansı ile her frekanstaki depolama direngenliğine bağlı hesaplanmış doğal frekanslarının oranı bulunur. Bölüm 1.4.4’te teorik açıklamaları yapılan matematiksel model bu çalışmada birebir uygulanmıştır. İletilebilirlik, yer değiştirme iletilebilirlik formülüne dayalı olarak hesaplanır. Çünkü sistem titreşimi yer değiştirme kontrolünde uygular. Burada “n” sönümleme faktörüdür. Sonuç olarak, T değerlerinin mutlak değeri alınarak, her bir frekans için pozitif iletilebilirlik değerleri elde edilir.

Bu fonksiyon, kauçuk gibi yüksek sönümlemeye sahip malzemelerin titreşim davranışlarını anlamak, rezonansın etkilerini değerlendirmek ve sistemin dışsal titreşimleri nasıl ilettiğini analiz etmek için kullanılır.

“Transmissibility” fonksiyonu bu çalışmada dört kez çağırılır ve her çağırıldığında farklı bir transfer fonksiyonuna ait bilgiler için bu hesaplamayı gerçekleştirir. Bu sayede farklı frekans cevap fonksiyonlarından elde edilmiş bilgiler ile hesaplanmış yer değiştirme iletilebilirlik değerlerinin karşılaştırılması hedeflenmektedir.



şekil 3.15: Transmissibility Fonksiyonu.

### 3.15 Freq.axis Fonksiyonu ve Çizim

Matlab kodunun kalan kısmı, kauçuk bir malzemenin titreşim testinden elde edilen verilerin frekans alanındaki analizini ve görselleştirilmesini amaçlar.

İlk olarak Şekil 3.16’da gösterilen “freq\_axis” fonksiyonu, belirli bir frekans bandını ( $f_L$  ve  $f_H$ ) analiz etmek için uygun indis aralıklarını hesaplar. Frekans adımı belirlenir ( $Df$ ). Bu bant arasındaki indeksler eşit aralıklar ile üretilir. Fonksiyonun çıktısı olan  $a$ , analiz için kullanılacak olan frekans eksenini temsil eder.



Şekil 3.16: freq\_axis Fonksiyonu.

Grafik bölümü, her biri farklı bir dinamik özelliği gösteren dokuz alt grafik içerir. Bunlardan ilki tutarlılık sonuçları, ikincisi desibel cinsinden transfer fonksiyonlarını ifade eder. Üçüncü, dördüncü ve beşinci sırasıyla bu transfer fonksiyonlarından elde edilmiş dinamik direngenlik, depolama direngenlik ve kayıp direngenliktir. Altıncı grafik, faz cinsinden transfer fonksiyonlarını ifade ederken, yedinci ve sekizinci grafikler ise tan delta ve sönümlleme katsayılarıdır. Son olarak da farklı transfer fonksiyonlarından elde edilmiş yer değiştirme iletebilirliği sonuçları dokuzuncu alt çizimde yer alır.

Genel olarak, Bölüm 3'te açıklanan kod, kauçuk numunelerinin yüksek frekanslardaki mekanik dinamik özelliklerini kapsamlı bir şekilde incelemek ve davranışlarının birçok yönünü ele almak için titizlikle tasarlanmıştır. Bir dizi sinyal işleme ve transfer fonksiyonu analizini entegre ederek, kod titreşim yüklemesi altında malzeme tepkilerinin kapsamlı bir şekilde karakterize edilmesini sağlar. Dinamik direngenlik, depolama direngenlik, kayıp direngenlik, faz açıları, sönümlleme katsayıları ve yer değiştirme iletebilirliği gibi çeşitli parametrelerin dahil edilmesi, kauçuk numunelerinin viskoelastik davranışının çok boyutlu bir şekilde anlaşılmasını sağlar.

Ayrıca, kodun bu karmaşık matematiksel ilişkileri ayrıntılı grafiksel temsillerle görselleştirme yeteneği, yorumlanabilirliği önemli ölçüde artırarak frekans bağımlı malzeme özelliklerine ilişkin daha net içgörüler elde edilmesini kolaylaştırır. Bu görselleştirme yaklaşımı hem niteliksel hem de niceliksel değerlendirmeleri destekleyerek rezonans tepe noktaları, sönümleme etkileri ve faz kaymaları gibi kritik fenomenlerin daha kolay tanımlanmasını sağlar.

Uygulamanın temel bir özelliği, analiz frekans bandını sınırlama yeteneğidir. Belirli, ilgili bir frekans aralığına odaklanarak, kod önemli eğilimleri gizleyebilecek gereksiz verileri etkili bir şekilde filtreler, böylece sinyal-gürültü oranını iyileştirir ve daha doğru ve güvenilir sonuçlar verir. Bu hedefle yaklaşım, hesaplama verimliliğini artırmakla kalmaz, aynı zamanda analizin titreşim stresi altındaki kauçuğun mekanik davranışı için en ilgi çekici frekans alanına odaklanmasını sağlar.

Özetle, bölüm 3 kodu, gelişmiş frekans alanı analiz tekniklerini sezgisel görselleştirme ile entegre eden sağlam bir analitik araç seti olarak işlev görür ve yüksek frekanslı uyarım altında kauçuk gibi viskoelastik malzemelerin karmaşık dinamik özelliklerini araştırmak için ayrıntılı bir bakış açısı sağlar.

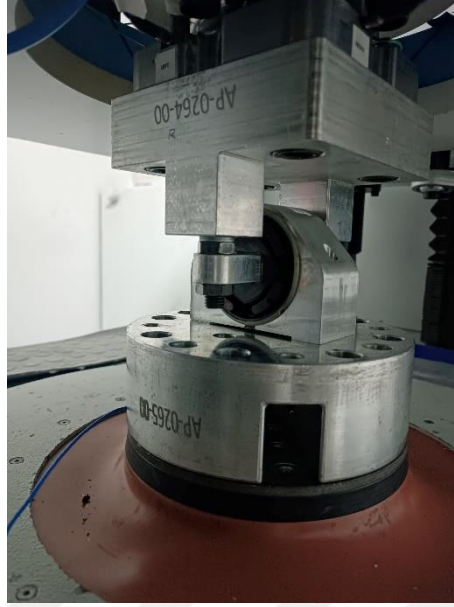
#### 4. TEST SONUÇLARI VE KARŞILAŞTIRMA

Bu çalışmayı diğer çalışmalardan ayıran en büyük özelliği kullandığı gerçek veriler, bu verilerin toplandığı hassas ortam ve numunelerin özellikleridir. Doğrusal olmayan bir malzeme olan kauçuk malzemesi, doğrusal olmayan tasarıma sahip bir halde, 200 hertzden 3000 hertze kadar sinüzoidal formdaki mekanik dalgalarla uyarılmış ve bu uyarım ivme ve kuvvet sensörleri ile kayıt altına alınmıştır. Bu çalışma gerçekleştirilirken her test dört kez tekrar edilmiş, tüm mekanik koşullar aynı tutulmuş ve sadece örnekleme sayısı Nyquist teoremine uygun olacak şekilde değiştirilmiştir [65]. Bu sayede hem örnekleme sayısının bir değişiklik yaratıp yaratmadığına bakılacak olup, hem farklı transfer fonksiyonları ile malzemenin mekanik dinamik özellikleri hesaplanmaya çalışılacaktır.

##### 4.1 Kauçuk Bir Burcun Yüksek Frekans Titreşim Analizinin Sonuçları

Otomotiv sektöründe kauçuk burçlar, araçların performansı, konforu ve güvenliği açısından kritik bir rol oynar. Bu burçlar, genellikle süspansiyon sistemlerinde, motor ve şanzıman bağlantılarında kullanılarak metal parçalar arasında titreşim sönümlemesi sağlar. Yol kaynaklı titreşimleri ve darbeleri emerek hem sürüş konforunu artırır, hem de araçta oluşabilecek yapısal hasarları önler. Aynı zamanda burçlar, parça ömrünü uzatarak bakım maliyetlerini azaltır ve sürüş sırasında oluşan gürültü seviyesini düşürür. Elastomerik yapıları sayesinde hem esneklik hem de dayanıklılık sunan kauçuk burçlar, modern otomotiv tasarımlarında vazgeçilmez bir yalıtım ve bağlantı elemanıdır. Bu sebeple ilk seçilen numune kauçuk bir burçtur. Çizelge 4.1’de gösterildiği üzere kauçuk burca 200 hertzden 3000 hertze kadar sabit bir ivme genliği uygulanmıştır. Parça yukarı ve aşağı yönlü montajlı olduğu için herhangi bir ön yük uygulanmamıştır. Şekil 4.1’de elektrikli araçlarda kullanıma uygun bir tasarıma sahip kauçuk burcun test kurulum örneği verilmiştir. Titreşim kaynağı altta bulunan sarsıcıdan sağlanır, yük yolu yukarı yönlüdür ve yukarıda hassas kuvvet sensörleri ile titreşimler kaydedilir. İlerleyen bölümlerde,

testler sonucunda toplanan verilerin, 3. Bölümde anlatıldığı üzere Matlab ortamında gerçekleştirilen uygulama ile elde edilen test sonucu çıktıları sırası ile verilecektir.



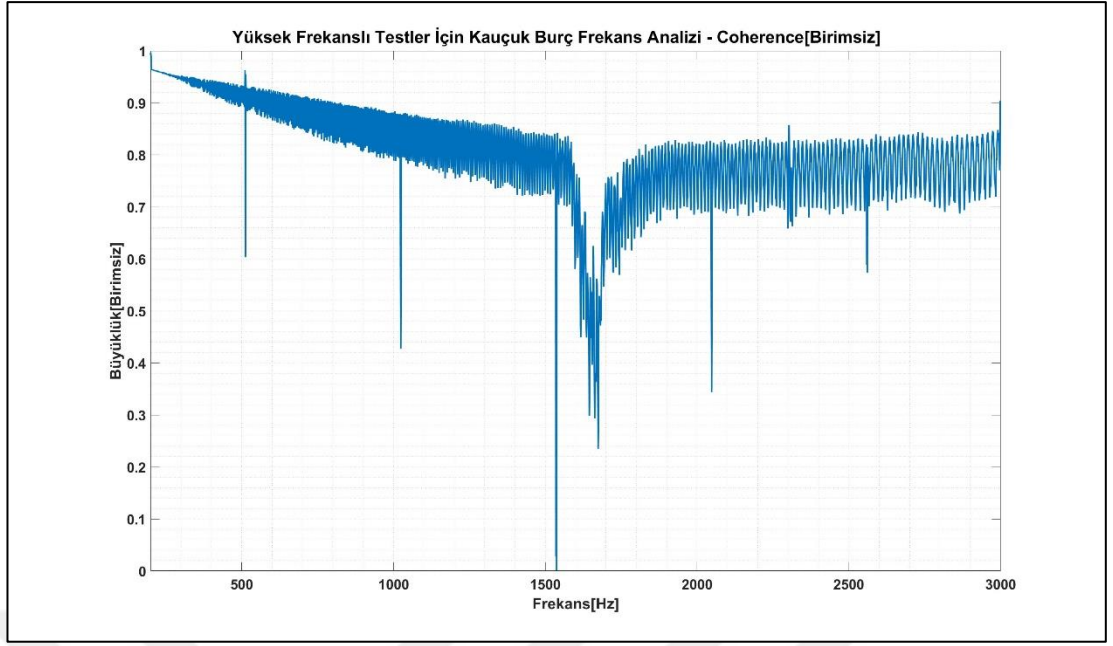
**Şekil 4.1:** Kauçuk Burç Test Kurulumu.

**Çizelge 4.1:** Kauçuk Burcun Test Koşulları.

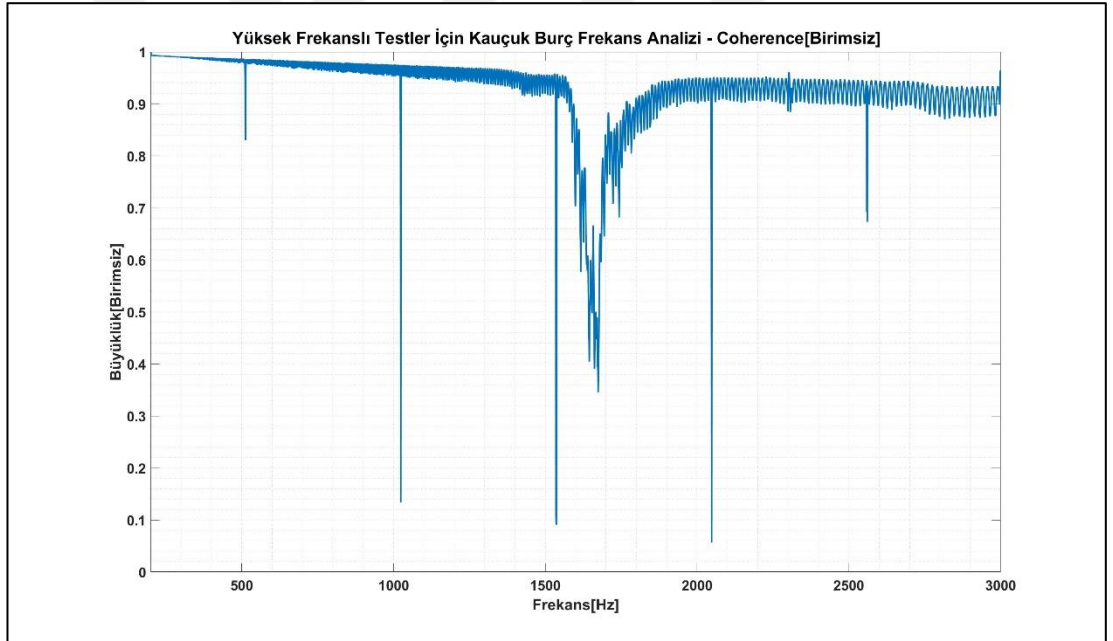
| Numune Adı              | Kauçuk Burç               |
|-------------------------|---------------------------|
| Üst Kütle [kg]          | 6.443                     |
| Frekans Aralıkları [Hz] | 200-3000                  |
| Ön Yük [N]              | 0                         |
| Genlik [g]              | $\pm 3$                   |
| Örnekleme Hızı          | 8192, 16384, 32768, 65536 |

#### 4.1.1 Tutarlılık

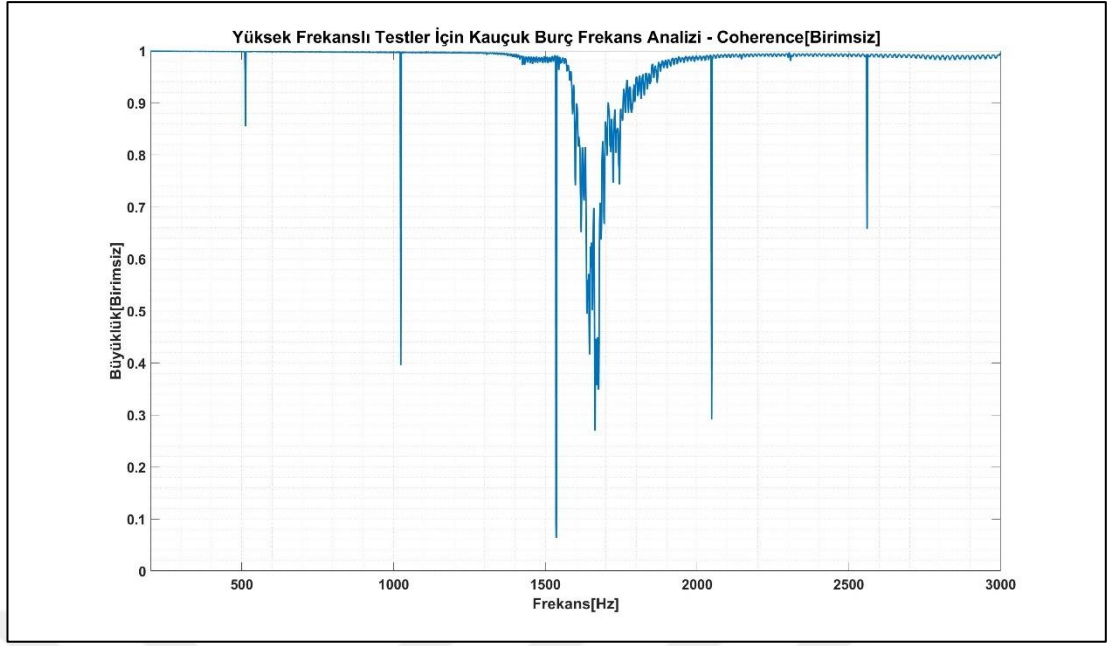
Bu bölümde, 200–3000 hertz frekans aralığında bir kauçuk burca uygulanan mekanik sinüzoidal dalgalara yanıt olarak ivme ve kuvvet sensörlerinden toplanan verilere dayalı tutarlılık sonuçları sunulmaktadır. Her testte, sensör verileri farklı örnekleme boyutlarıyla elde edilmiştir: sırasıyla 8192, 16384, 32768 ve 65536.



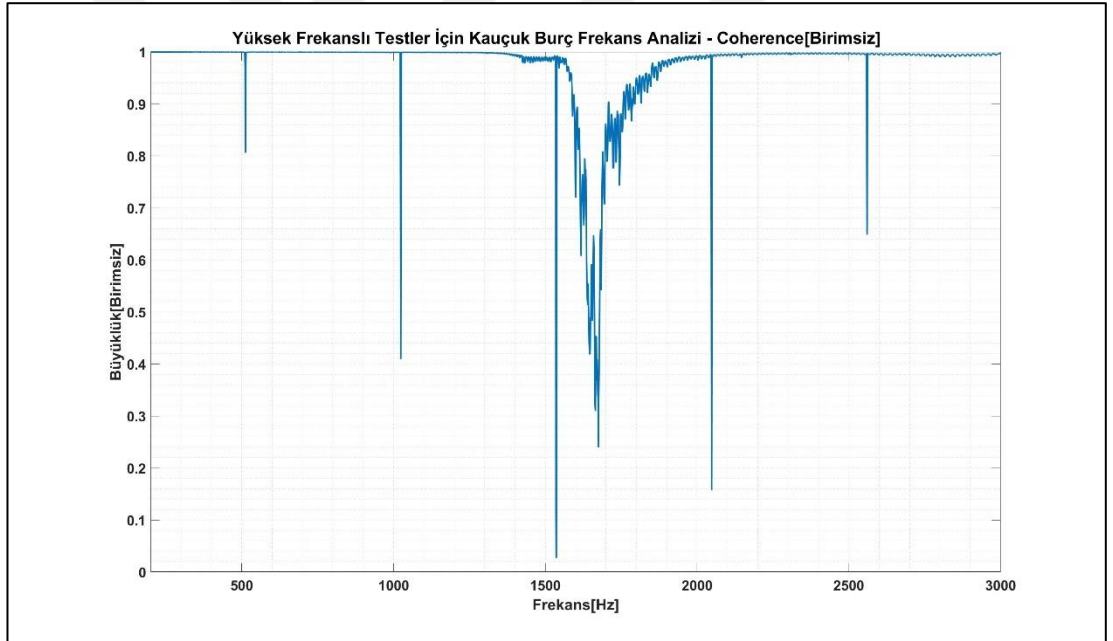
Şekil 4.2: Örnekleme Hızı 8192 İçin Tutarlılık Sonuçları.



Şekil 4.3: Örnekleme Hızı 16384 İçin Tutarlılık Sonuçları.



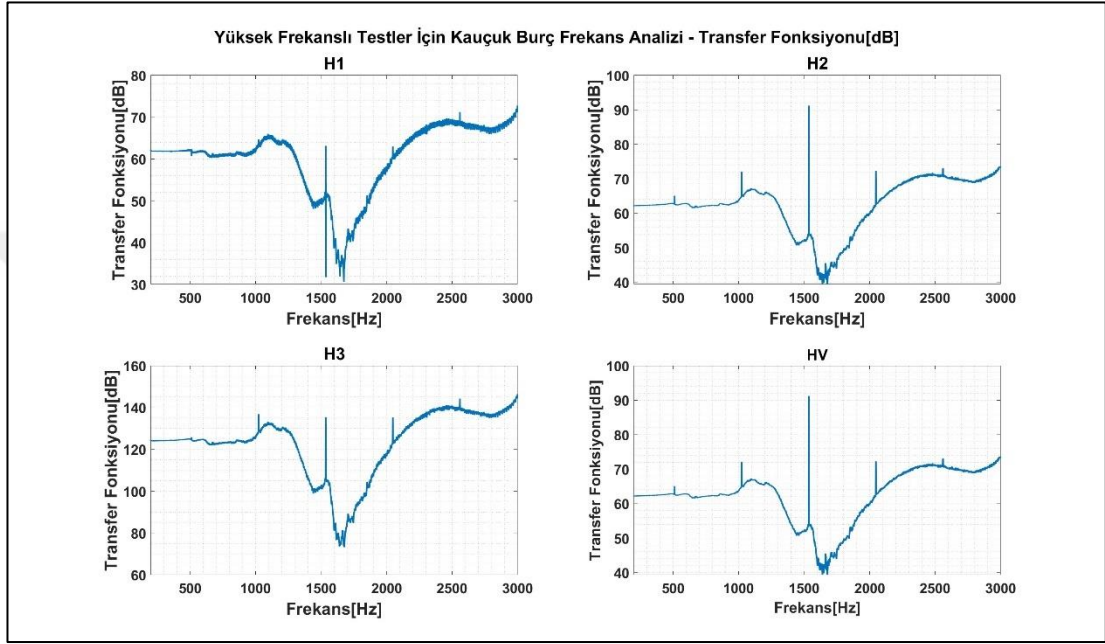
Şekil 4.4: Örnekleme Hızı 32768 İçin Tutarlılık Sonuçları.



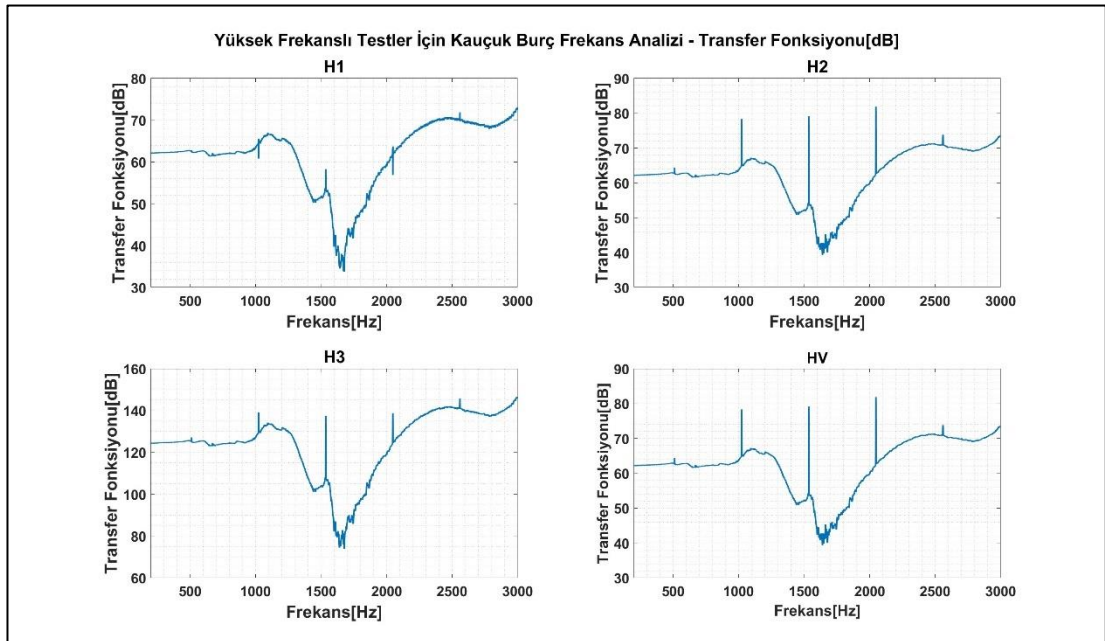
Şekil 4.5: Örnekleme Hızı 65536 İçin Tutarlılık Sonuçları.

#### 4.1.2 dB cinsinden transfer fonksiyonu sonuçları

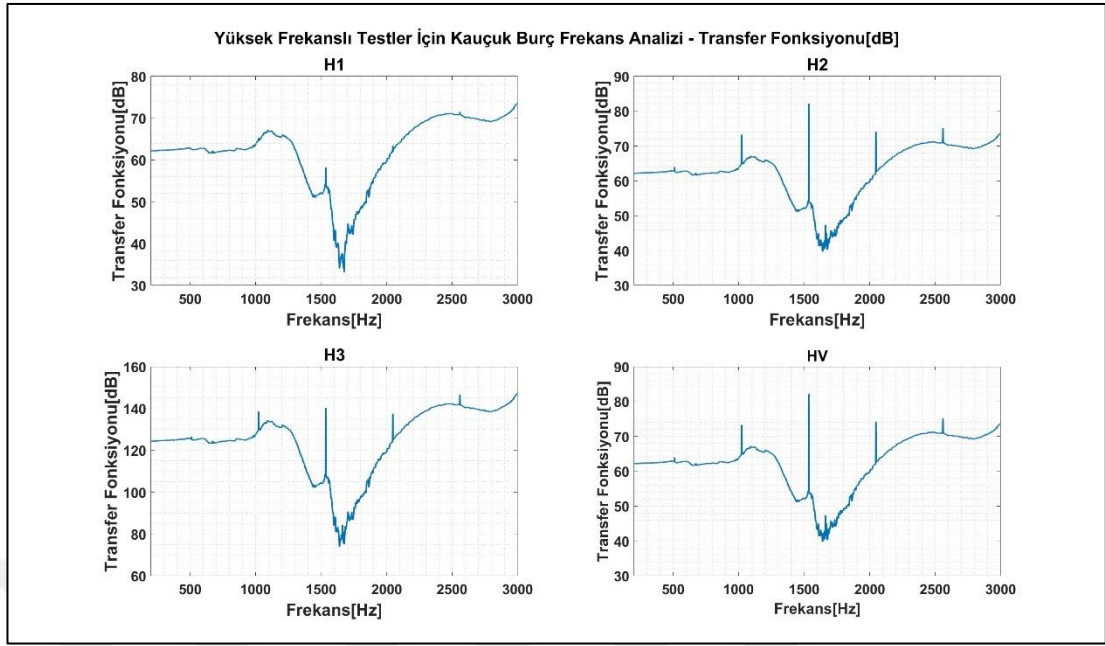
Bu bölümde, 200–3000 hertz frekans aralığında bir kauçuk burca uygulanan mekanik sinüzoidal dalgalara yanıt olarak ivme ve kuvvet sensörlerinden toplanan verilere dayalı dB cinsinden transfer fonksiyonu sonuçları sunulmaktadır. Her testte, sensör verileri farklı örnekleme boyutlarıyla elde edilmiştir: sırasıyla 8192, 16384, 32768 ve 65536.



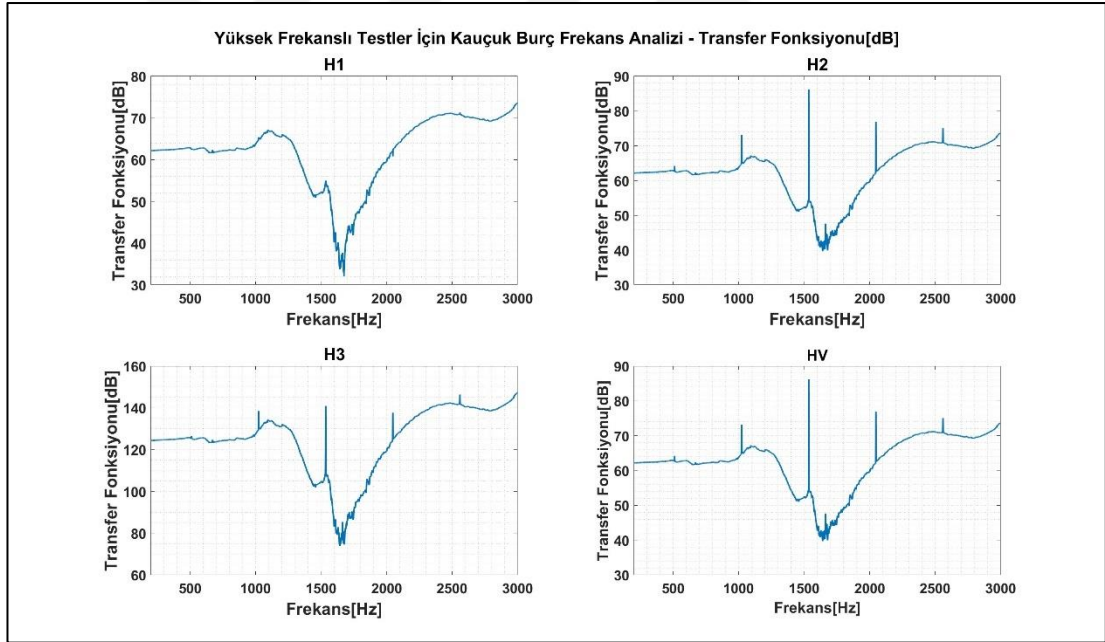
Şekil 4.6: Örnekleme Hızı 8192 İçin dB Cinsinden TF Sonuçları.



Şekil 4.7: Örnekleme Hızı 16384 İçin dB Cinsinden TF Sonuçları.



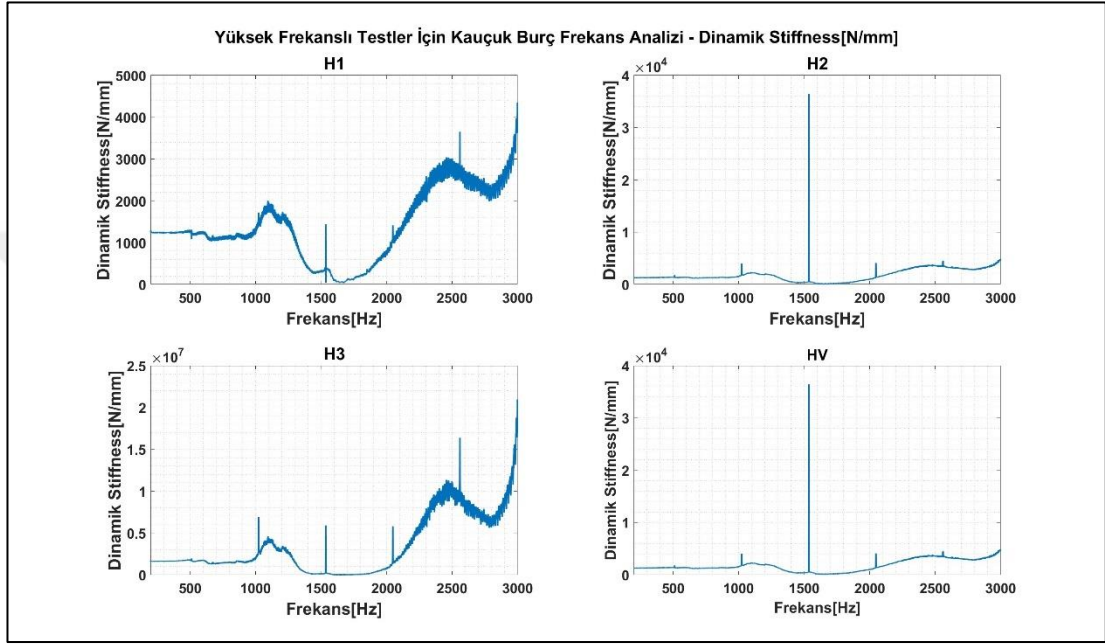
**Şekil 4.8:** Örnekleme Hızı 32768 İçin dB Cinsinden TF Sonuçları.



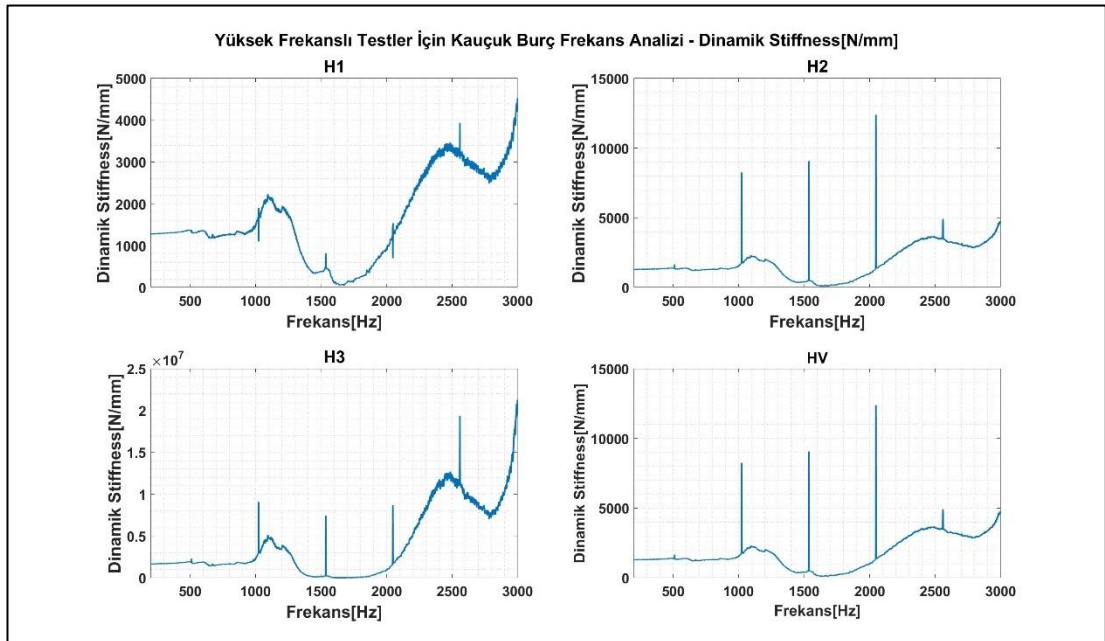
**Şekil 4.9:** Örnekleme Hızı 65536 İçin dB Cinsinden TF Sonuçları.

#### 4.1.3 Dinamik direngenlik sonuçları

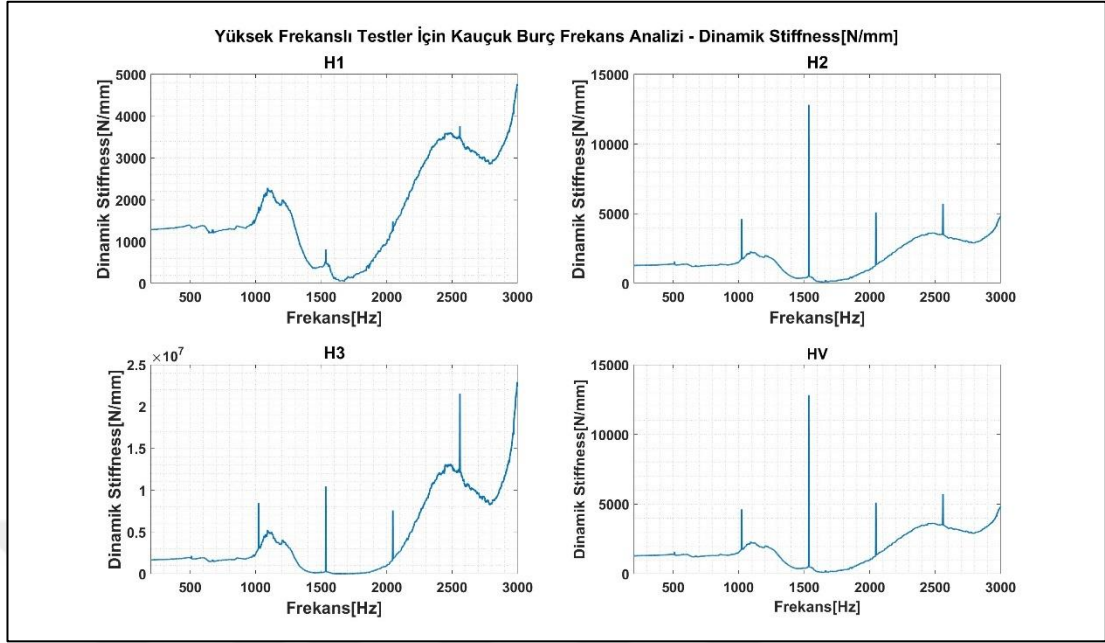
Bu bölümde, 200–3000 hertz frekans aralığında bir kauçuk burca uygulanan mekanik sinüzoidal dalgalara yanıt olarak ivme ve kuvvet sensörlerinden toplanan verilere dayalı dinamik direngenlik sonuçları sunulmaktadır. Her testte, sensör verileri farklı örnekleme boyutlarıyla elde edilmiştir: sırasıyla 8192, 16384, 32768 ve 65536.



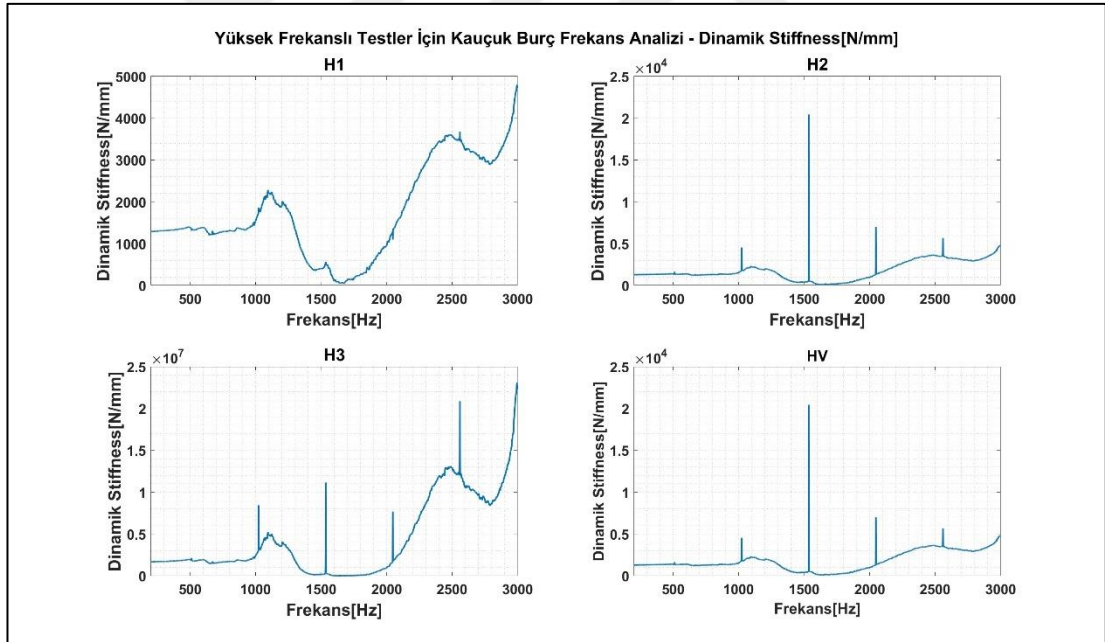
Şekil 4.10:Örnekleme Hızı 8192 İçin Dinamik Direngenlik Sonuçları.



Şekil 4.11: Örneklem Hızı 16384 İçin Dinamik Direngenlik Sonuçları.

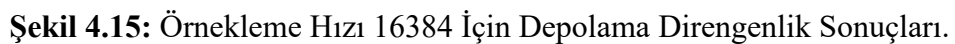
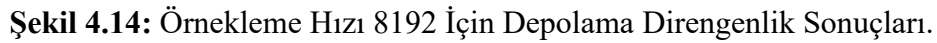


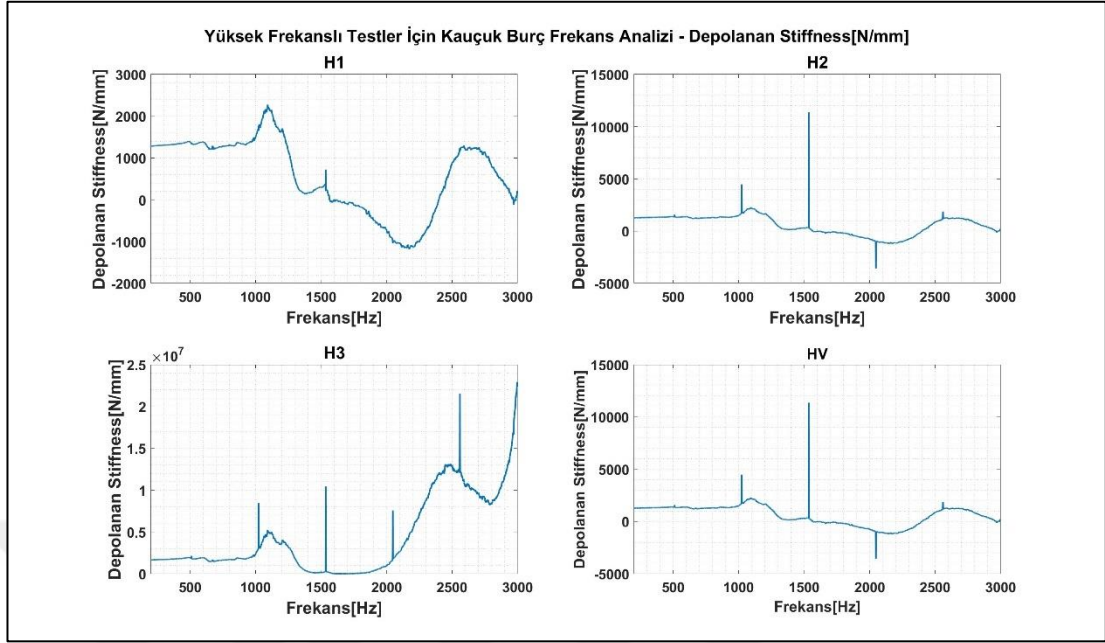
**Şekil 4.12:** Örneklem Hızı 32768 İçin Dinamik Direngenlik Sonuçları.



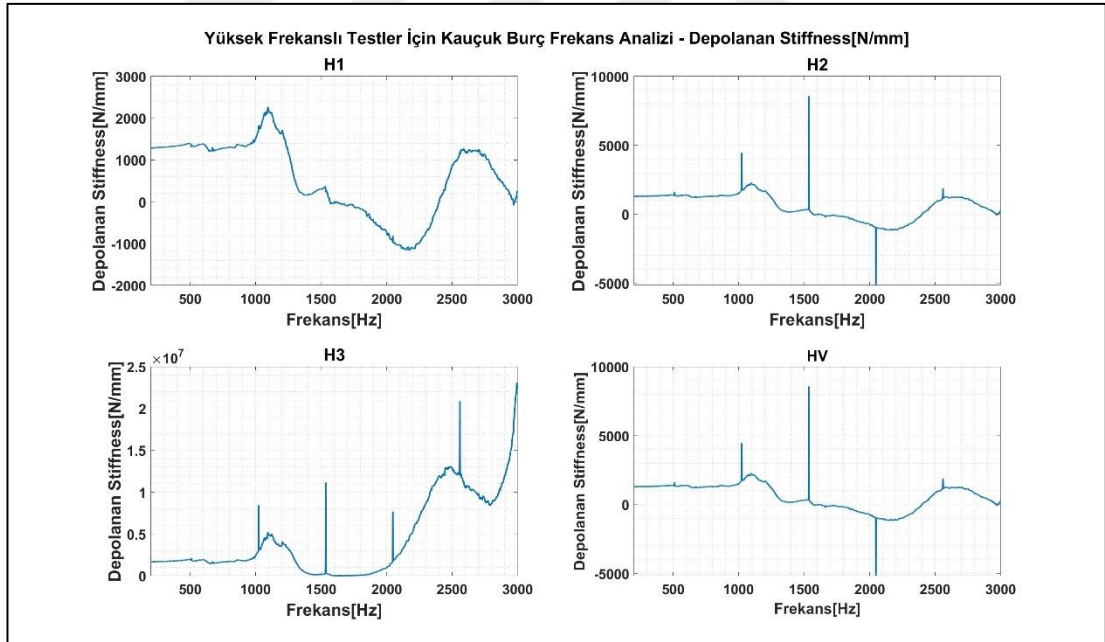
**Şekil 4.13:** Örneklem Hızı 65536 İçin Dinamik Direngenlik Sonuçları.

Bu bölümde, 200–3000 hertz frekans aralığında bir kauçuk burca uygulanan mekanik sinüzoidal dalgalara yanıt olarak ivme ve kuvvet sensörlerinden toplanan verilere dayalı depolama direngenlik sonuçları sunulmaktadır. Her testte, sensör verileri farklı örnekleme boyutlarıyla elde edilmiştir: sırasıyla 8192, 16384, 32768 ve 65536.





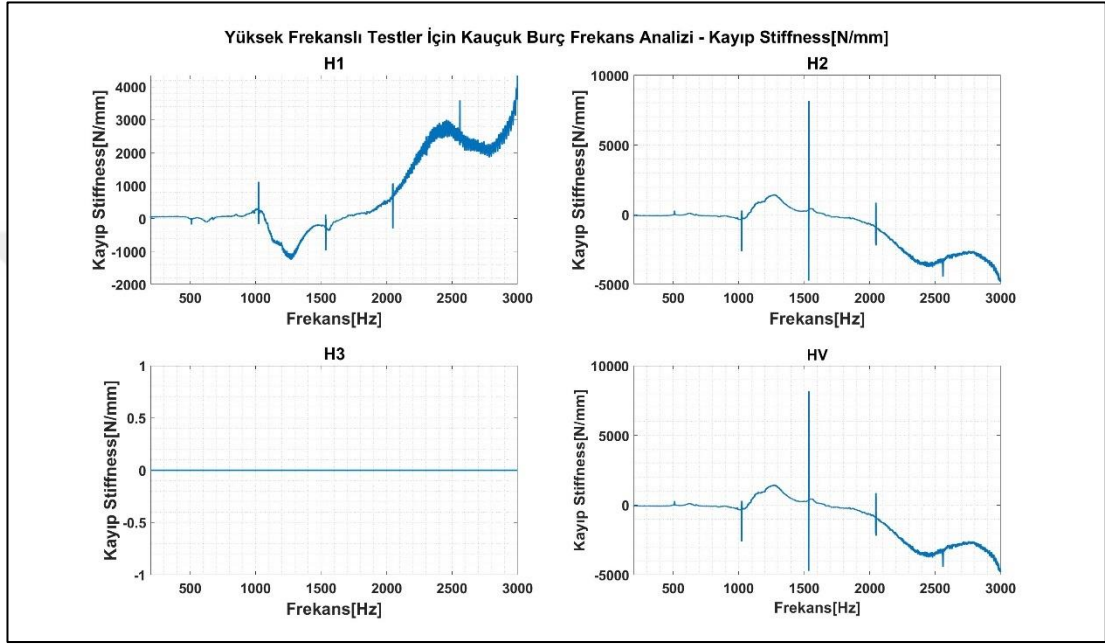
**Şekil 4.16:** Örneklem Hızı 32768 İçin Depolama Direngenlik Sonuçları.



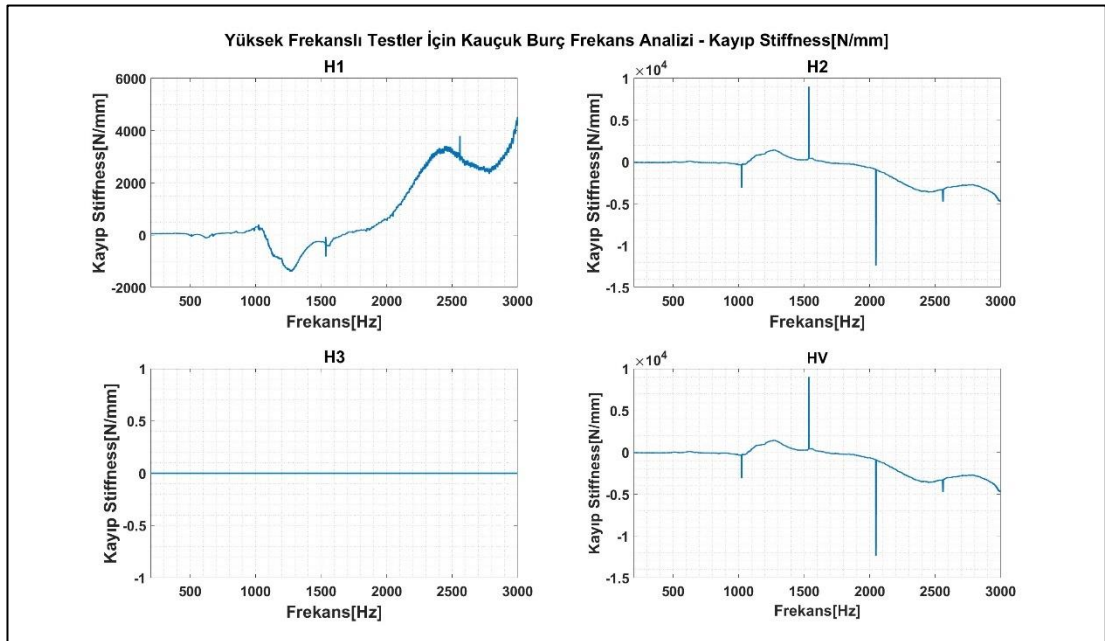
**Şekil 4.17:** Örneklem Hızı 65536 İçin Depolama Direngenlik Sonuçları.

#### 4.1.5 Kayıp direngenlik sonuçları

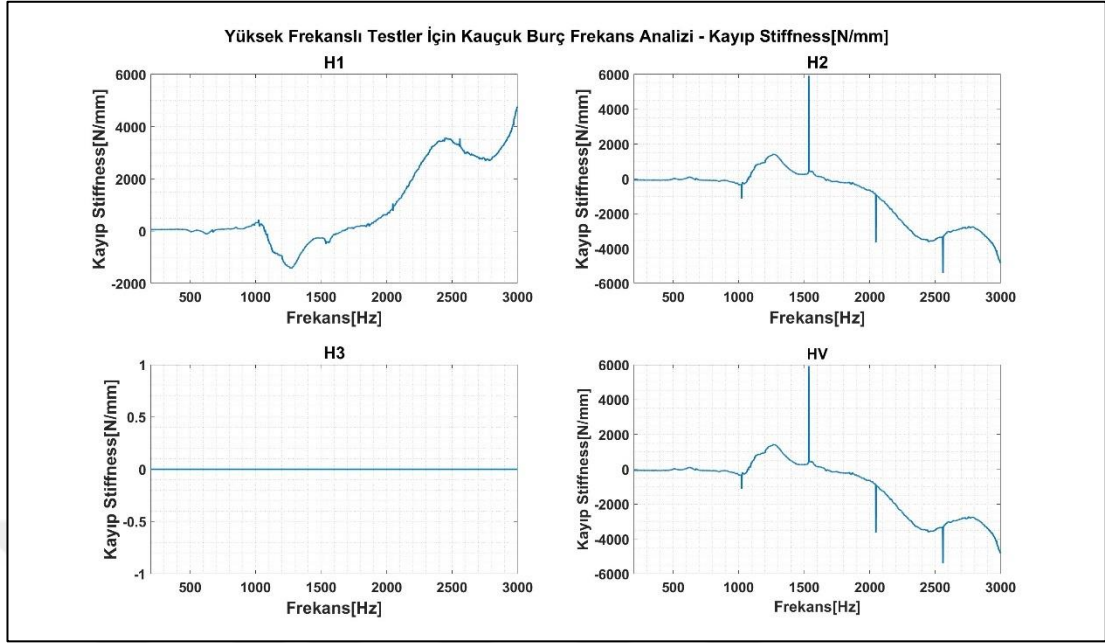
Bu bölümde, 200–3000 hertz frekans aralığında bir kauçuk burca uygulanan mekanik sinüzoidal dalgalara yanıt olarak ivme ve kuvvet sensörlerinden toplanan verilere dayalı kayıp direngenlik sonuçları sunulmaktadır. Her testte, sensör verileri farklı örnekleme boyutlarıyla elde edilmiştir: sırasıyla 8192, 16384, 32768 ve 65536.



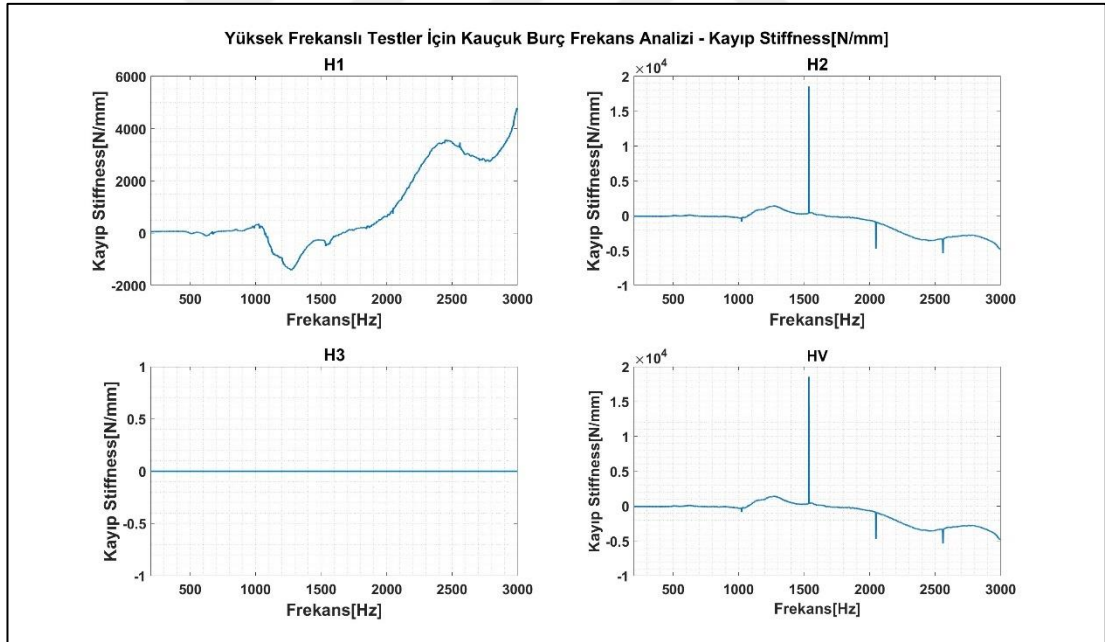
Şekil 4.18: Örnekleme Hızı 8192 İçin Kayıp Direngenlik Sonuçları.



Şekil 4.19: Örnekleme Hızı 16384 İçin Kayıp Direngenlik Sonuçları.



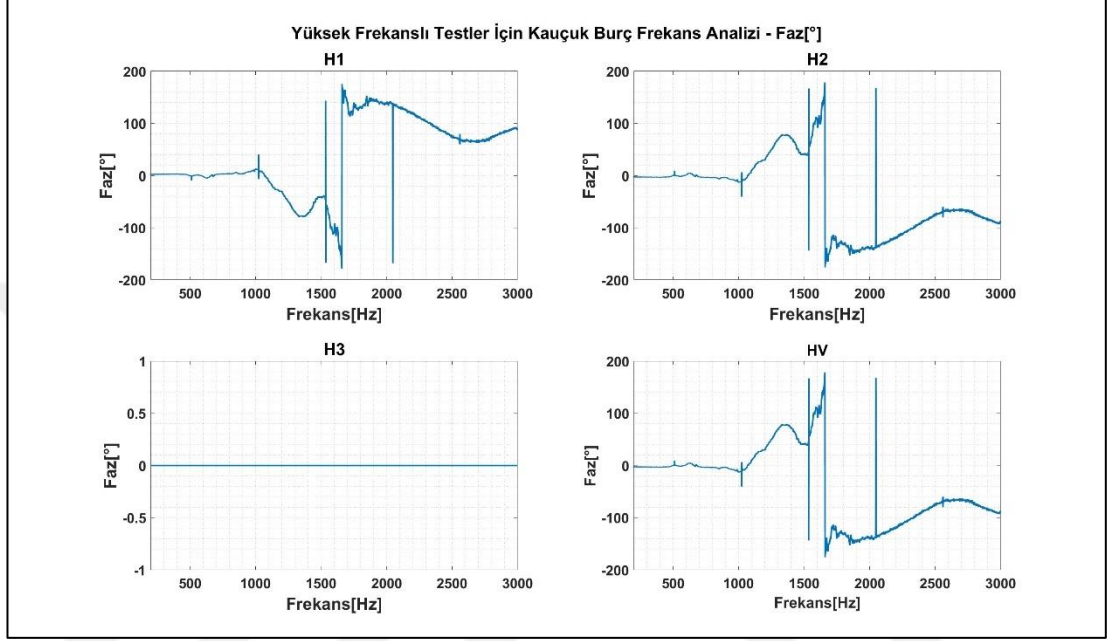
**Şekil 4.20:** Örneklem Hızı 32768 İçin Kayıp Direngenlik Sonuçları.



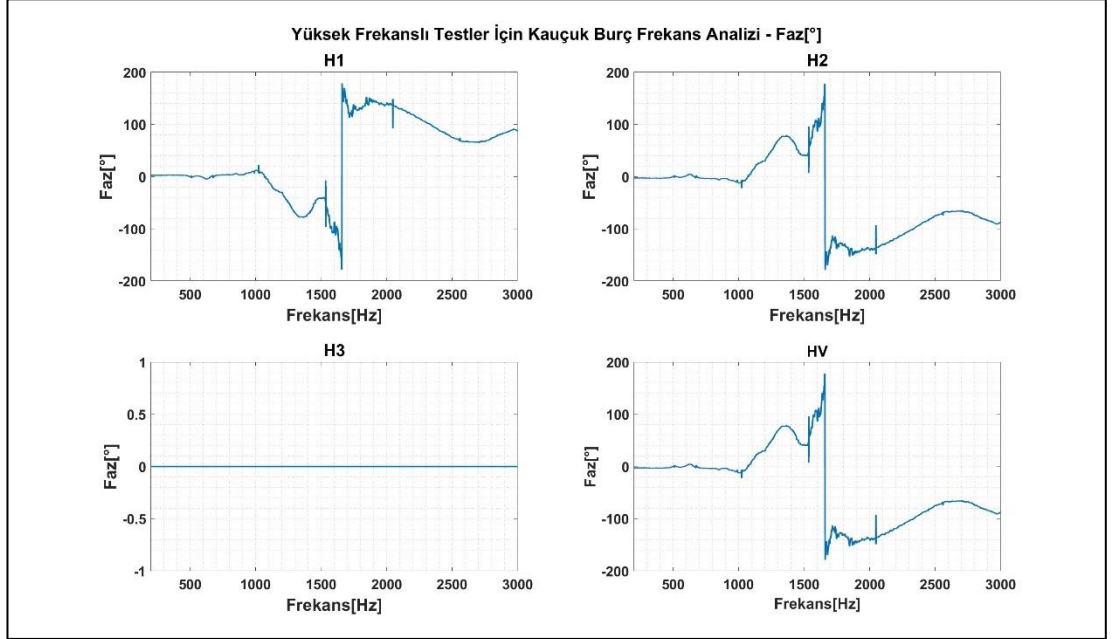
**Şekil 4.21:** Örneklem Hızı 65536 İçin Kayıp Direngenlik Sonuçları.

#### 4.1.6 Faz açısı sonuçları

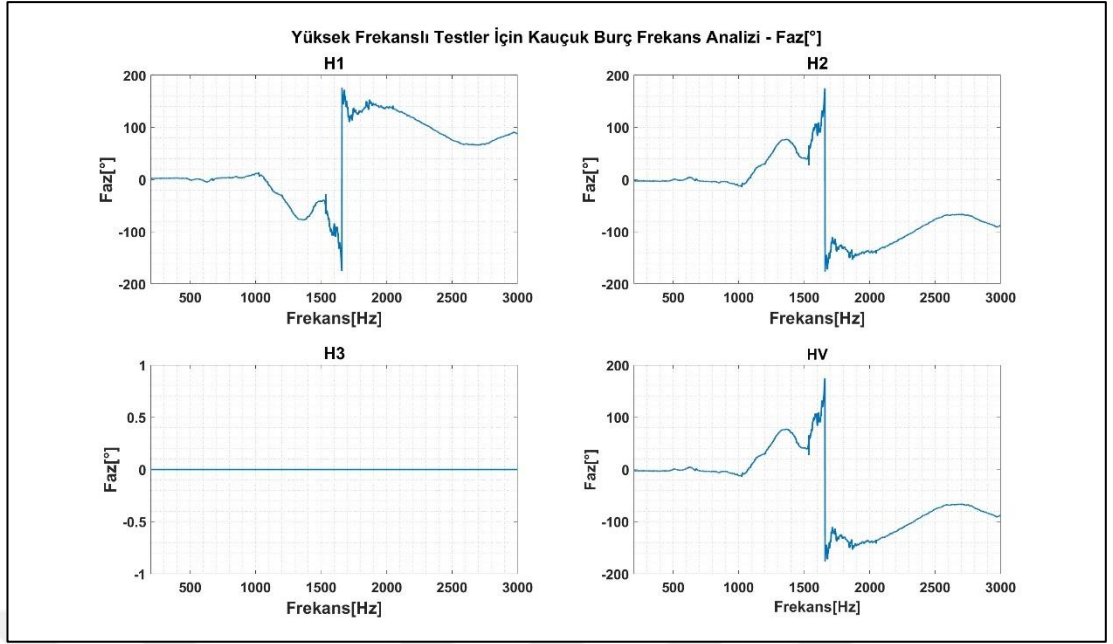
Bu bölümde, 200–3000 hertz frekans aralığında bir kauçuk burca uygulanan mekanik sinüzoidal dalgalara yanıt olarak ivme ve kuvvet sensörlerinden toplanan verilere dayalı faz açısı sonuçları sunulmaktadır. Her testte, sensör verileri farklı örnekleme boyutlarıyla elde edilmiştir: sırasıyla 8192, 16384, 32768 ve 65536.



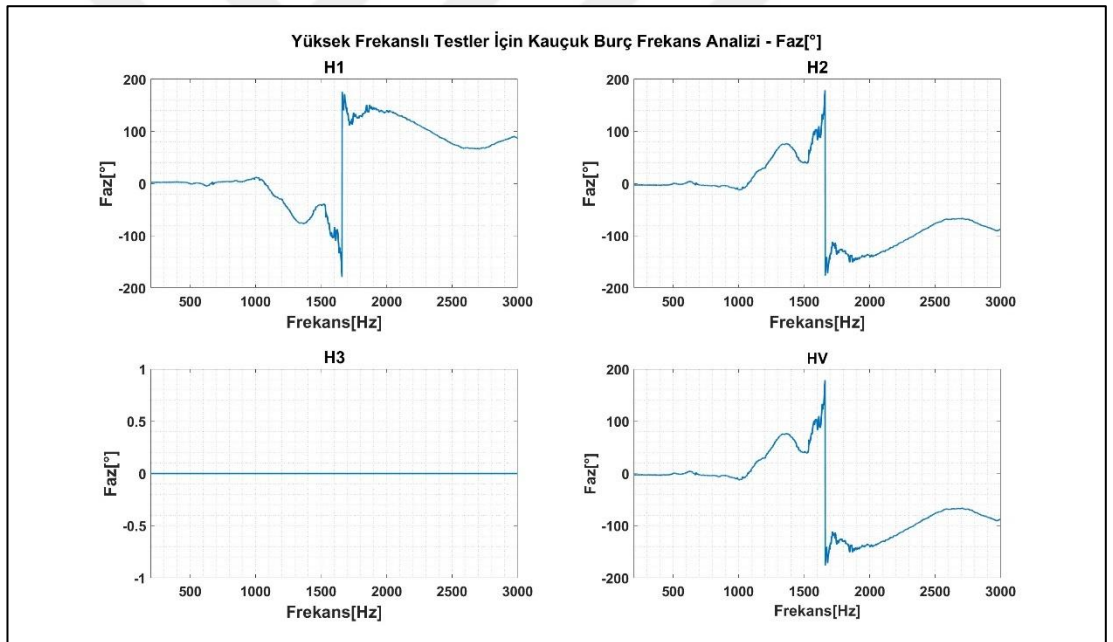
Şekil 4.22: Örneklem Hızı 8192 için Faz Açısı Sonuçları.



Şekil 4.23: Örneklem Hızı 16384 için Faz Açısı Sonuçları.



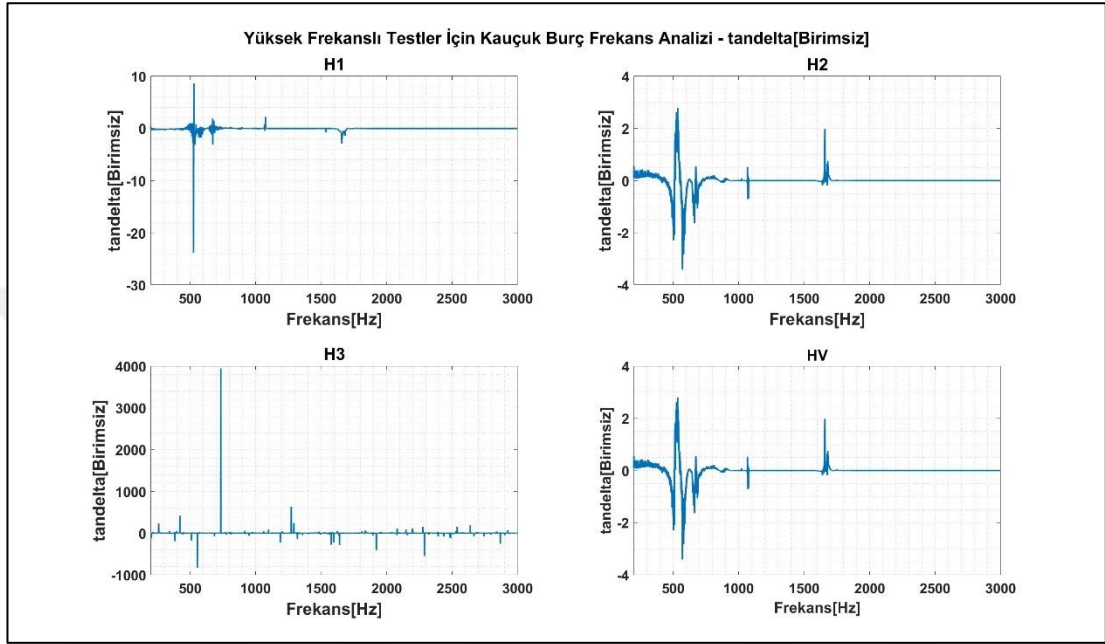
**Şekil 4.24:**Örnekleme Hızı 32768 İçin Faz Açısı Sonuçları.



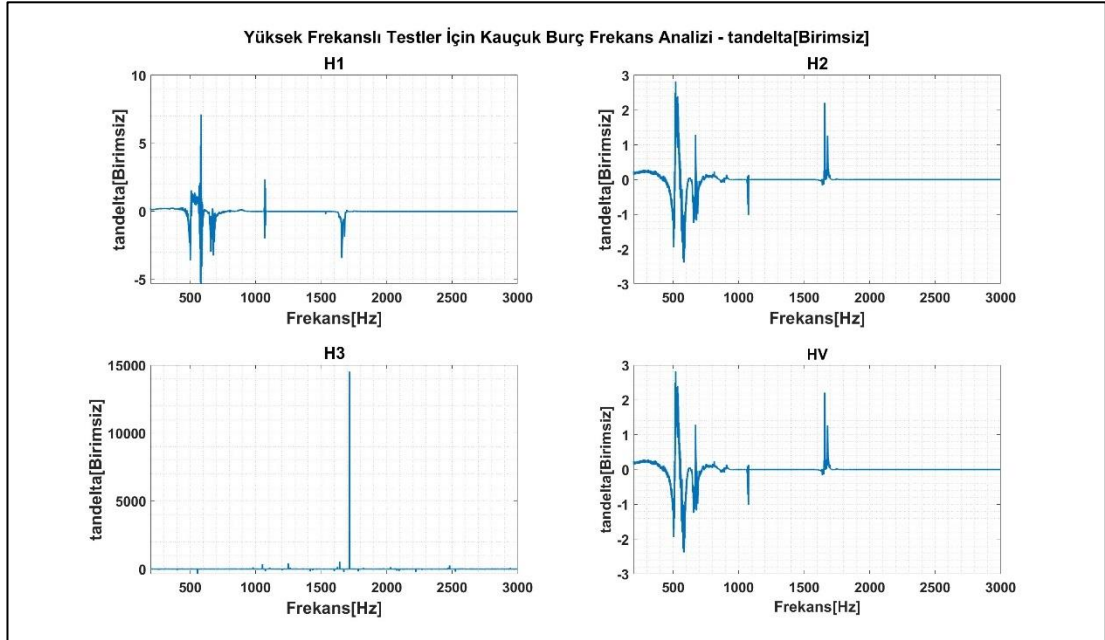
**Şekil 4.25:** Örnekleme Hızı 65536 İçin Faz Açısı Sonuçları.

#### 4.1.7 Tan delta sonuçları

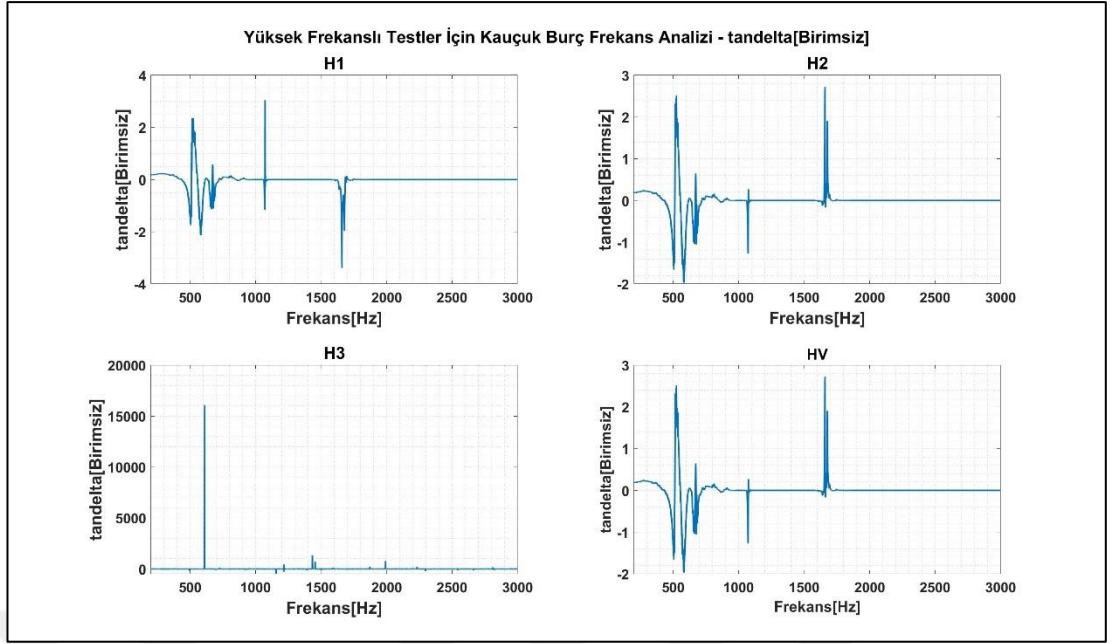
Bu bölümde, 200–3000 hertz frekans aralığında bir kauçuk burca uygulanan mekanik sinüzoidal dalgalara yanıt olarak ivme ve kuvvet sensörlerinden toplanan verilere dayalı tan delta sonuçları sunulmaktadır. Her testte, sensör verileri farklı örnekleme boyutlarıyla elde edilmiştir: sırasıyla 8192, 16384, 32768 ve 65536.



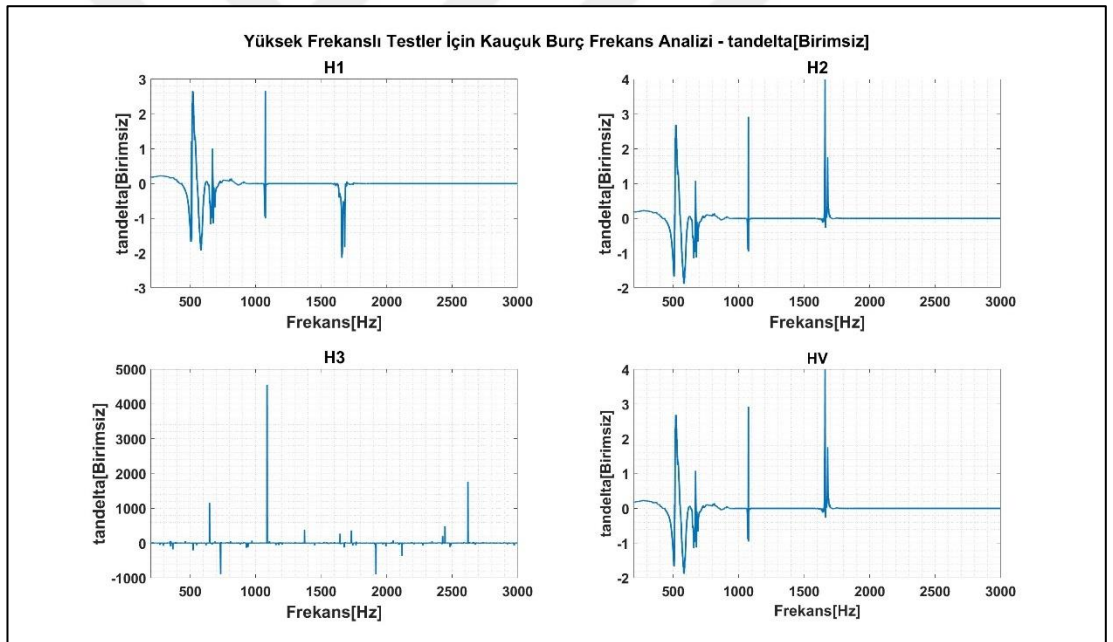
Şekil 4.26: Örnekleme Hızı 8192 İçin Tan Delta Sonuçları.



Şekil 4.27: Örnekleme Hızı 16384 İçin Tan Delta Sonuçları.



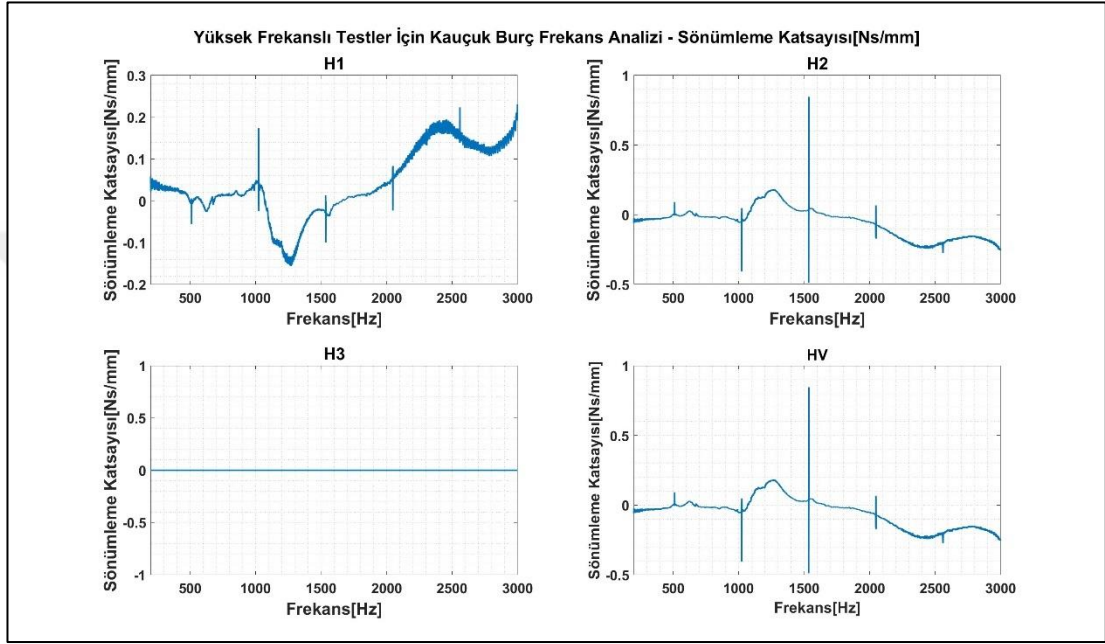
Şekil 4.28: Örnekleme Hızı 32768 İçin Tan Delta Sonuçları.



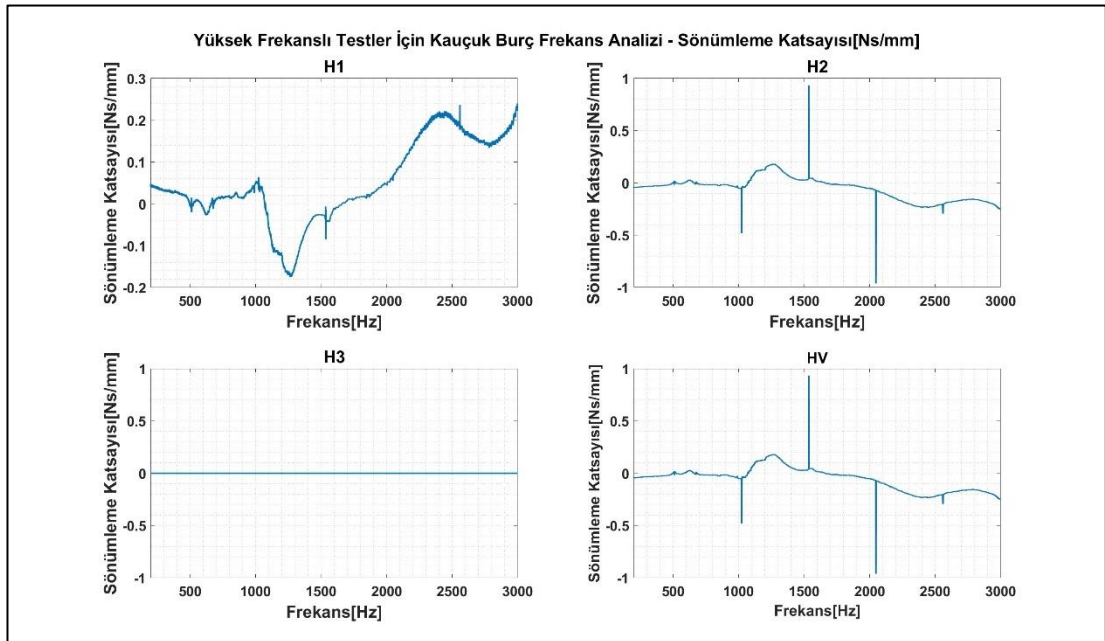
Şekil 4.29: Örnekleme Hızı 65536 İçin Tan Delta Sonuçları.

#### 4.1.8 Sönümleme katsayısı sonuçları

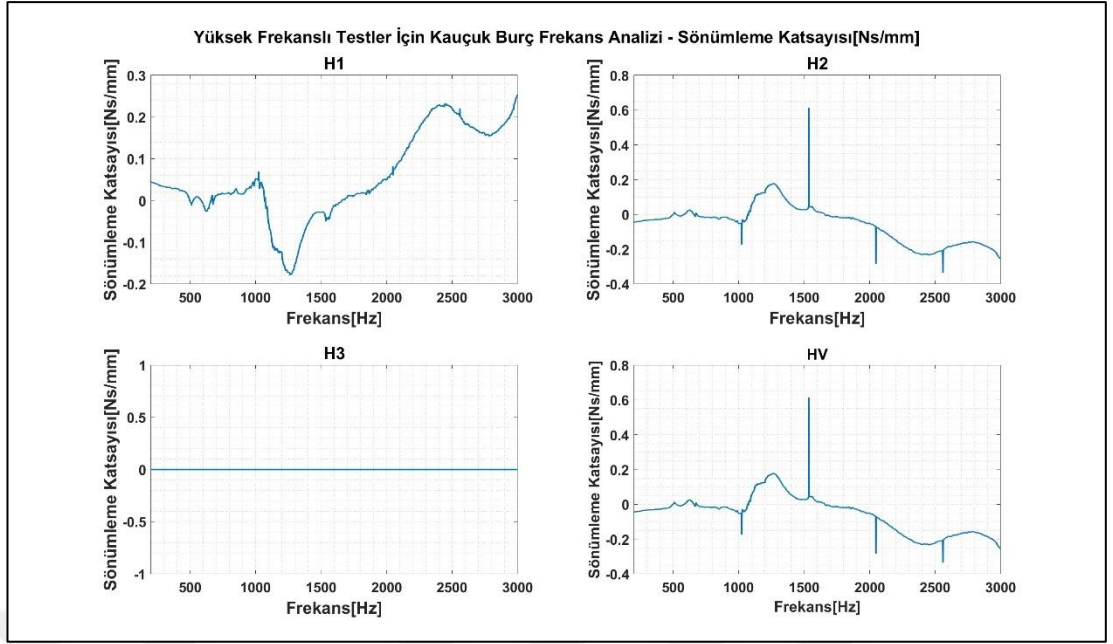
Bu bölümde, 200–3000 hertz frekans aralığında bir kauçuk burca uygulanan mekanik sinüzoidal dalgalara yanıt olarak ivme ve kuvvet sensörlerinden toplanan verilere dayalı Sönümleme katsayısı sonuçları sunulmaktadır. Her testte, sensör verileri farklı örnekleme boyutlarıyla elde edilmiştir: sırasıyla 8192, 16384, 32768 ve 65536.



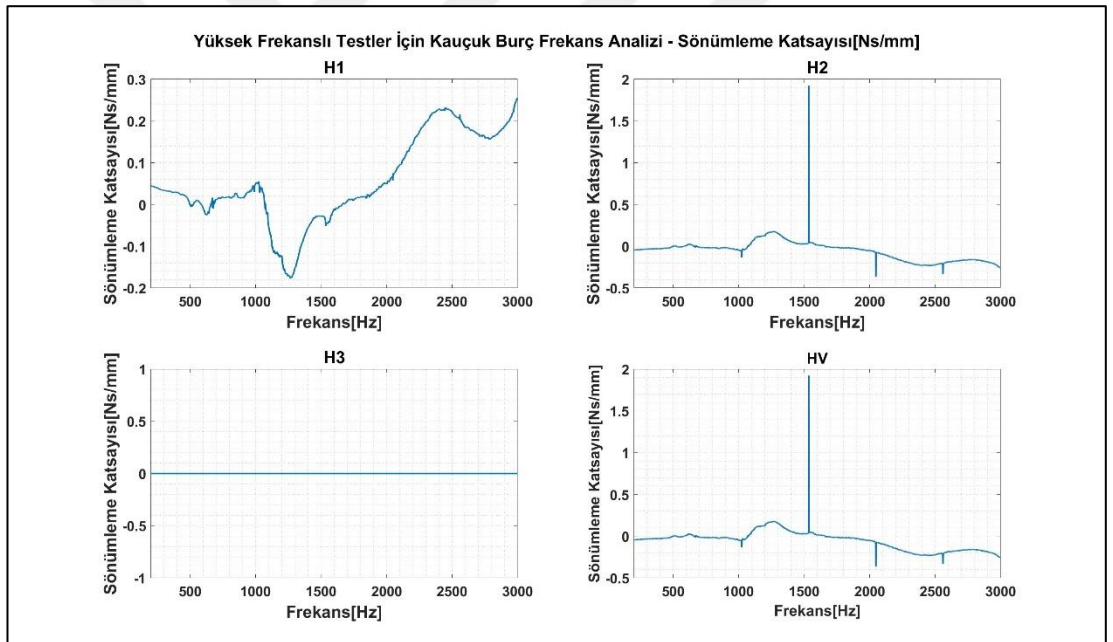
Şekil 4.30: Örneklem Hızı 8192 İçin Sönümleme Katsayısı Sonuçları.



Şekil 4.31: Örneklem Hızı 16384 İçin Sönümleme Katsayısı Sonuçları.



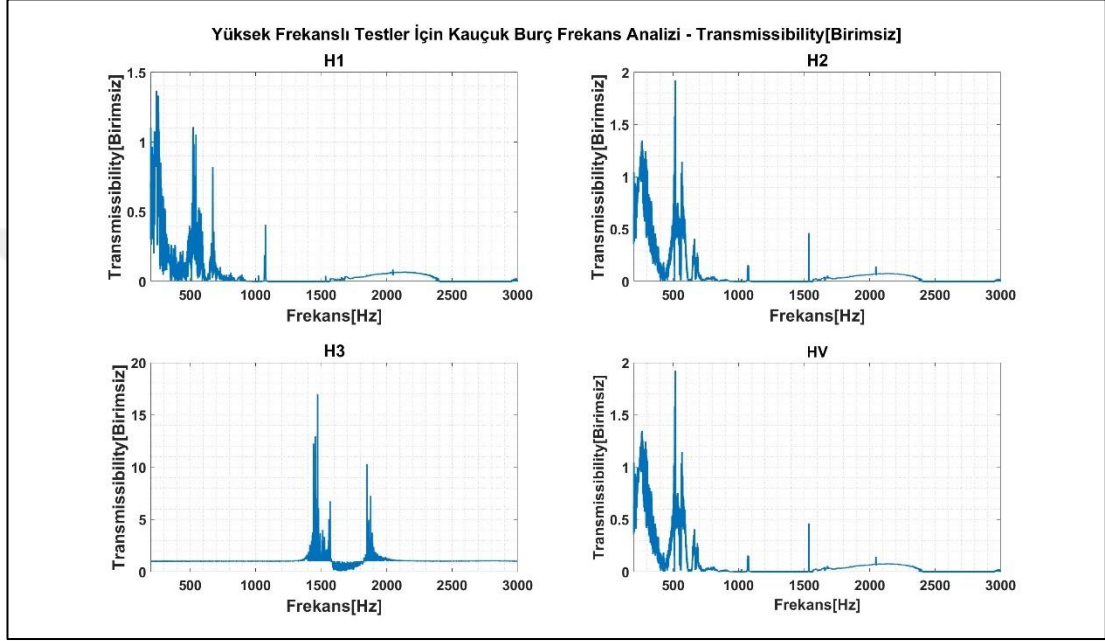
**Şekil 4.32:** Örneklem Hızı 32768 İçin Sönümlleme Katsayısı Sonuçları.



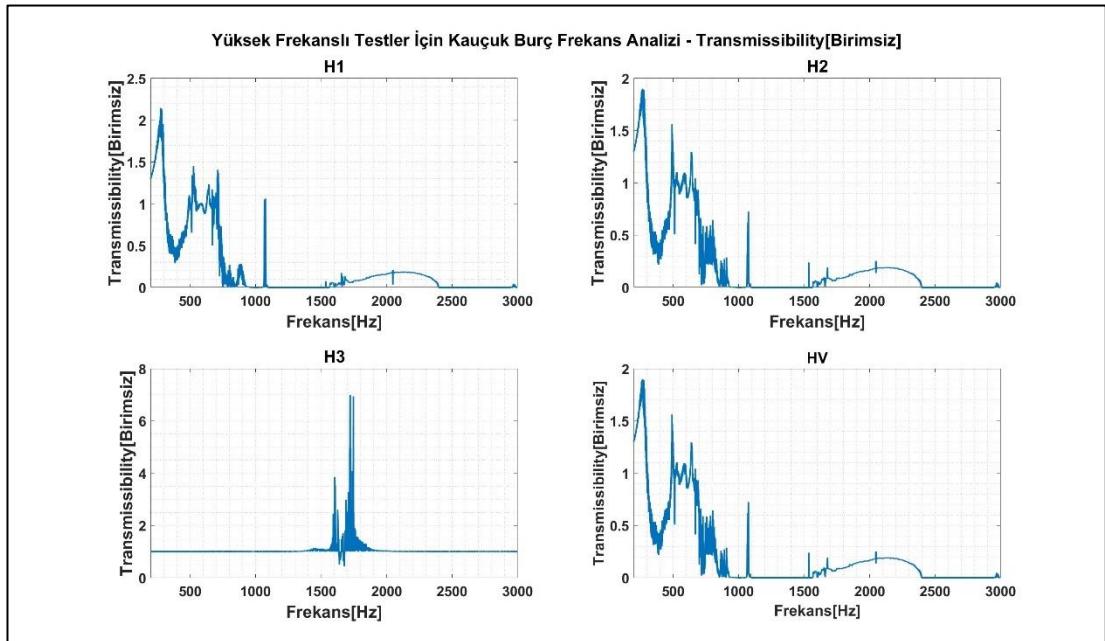
**Şekil 4.33:** Örneklem Hızı 65536 İçin Sönümlleme Katsayısı Sonuçları.

#### 4.1.9 İletilebilirlik sonuçları

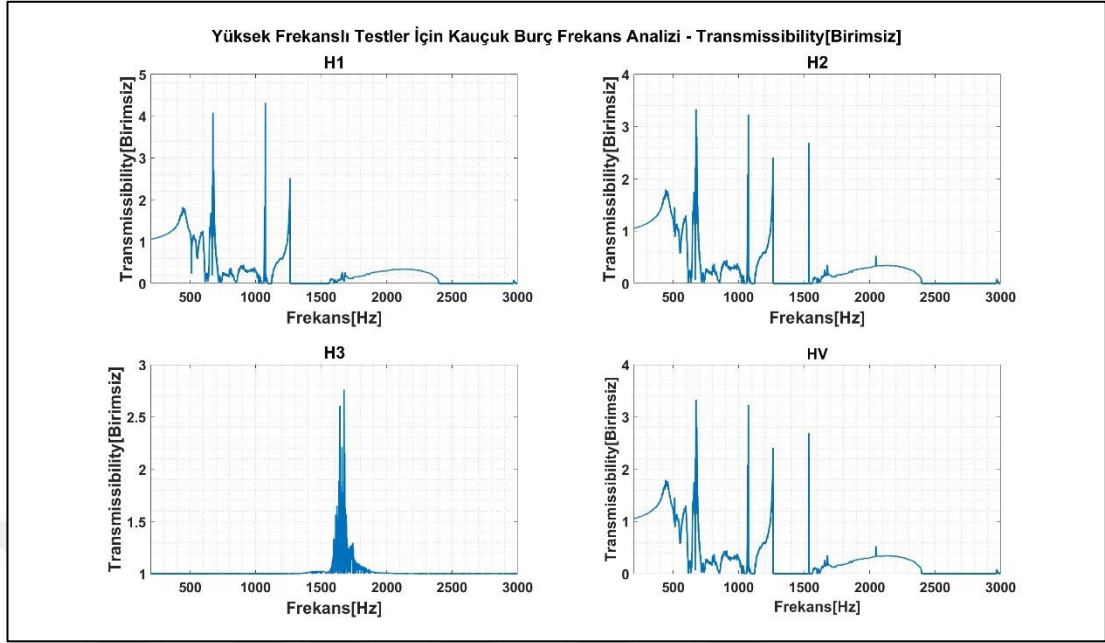
Bu bölümde, 200–3000 hertz frekans aralığında bir kauçuk burca uygulanan mekanik sinüzoidal dalgalara yanıt olarak ivme ve kuvvet sensörlerinden toplanan verilere dayalı iletilirlik sonuçları sunulmaktadır. Her testte, sensör verileri farklı örnekleme boyutlarıyla elde edilmiştir: sırasıyla 8192, 16384, 32768 ve 65536.



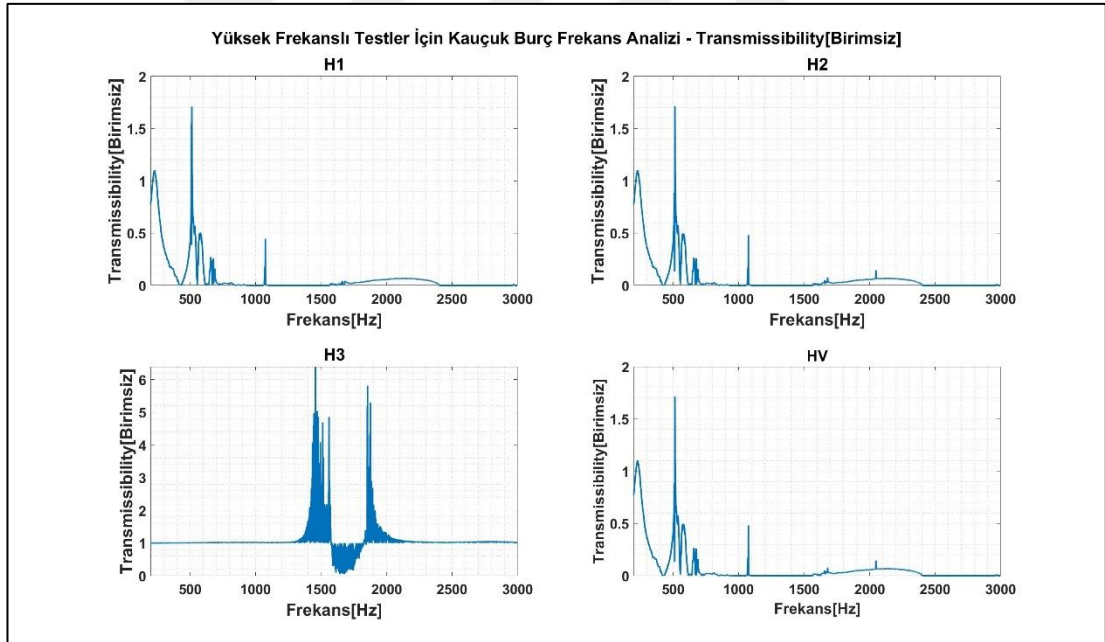
Şekil 4.34: Örnekleme Hızı 8192 İçin İletilebilirlik Sonuçları.



Şekil 4.35: Örnekleme Hızı 16384 İçin İletilebilirlik Sonuçları.



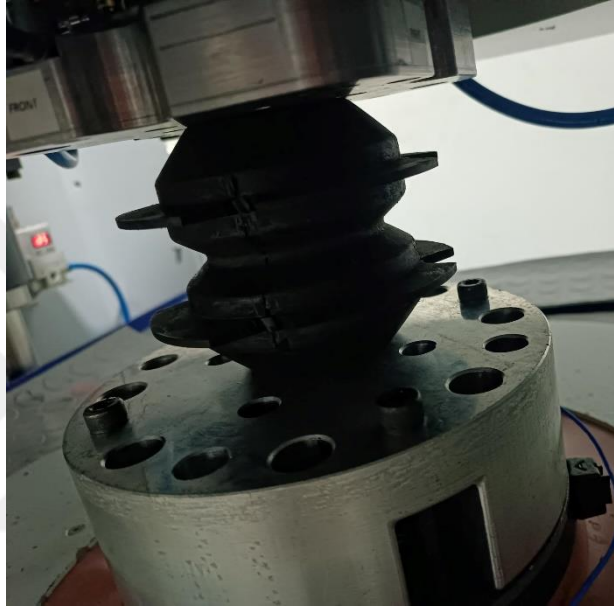
**Şekil 4.36:** Örnekleme Hızı 32768 İçin İletilebilirlik Sonuçları.



**Şekil 4.37:** Örnekleme Hızı 65536 İçin İletilebilirlik Sonuçları.

## 4.2 Kauçuk Bir Yayın Yüksek Frekans Titreşim Analizinin Sonuçları

Bu özel numunenin seçilmesinin temel nedeni, 200–3000 hertz test frekans aralığında çoklu rezonans ve anti-rezonans noktalarına sahip olmasıdır. Kauçuk yay numunesi sayesinde, sabit ivme genliğine sahip mekanik sinüzoidal dalgalar uygulanmış ve dört farklı örnekleme boyutu kullanılarak veriler toplanmıştır. Bölüm 3'te açıklanan Matlab tabanlı uygulama ile elde edilen test sonuçları buna göre sunulacaktır.



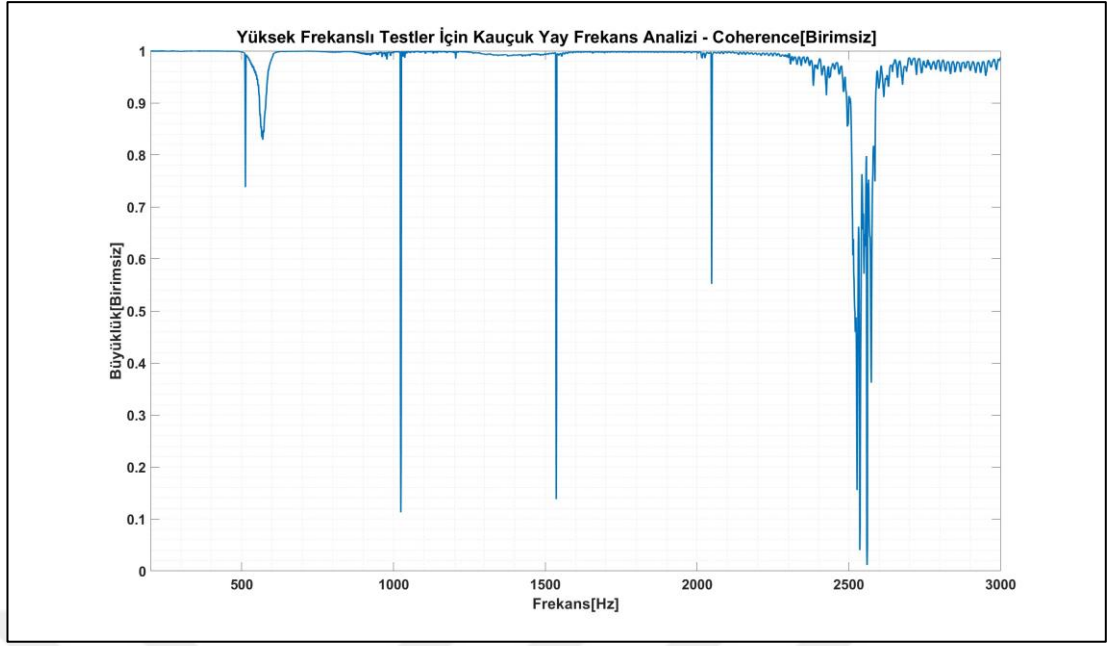
**Şekil 4.38:** Kauçuk Yay Test Kurulumu.

**Çizelge 4.2:** Kauçuk Yayın Test Koşulları.

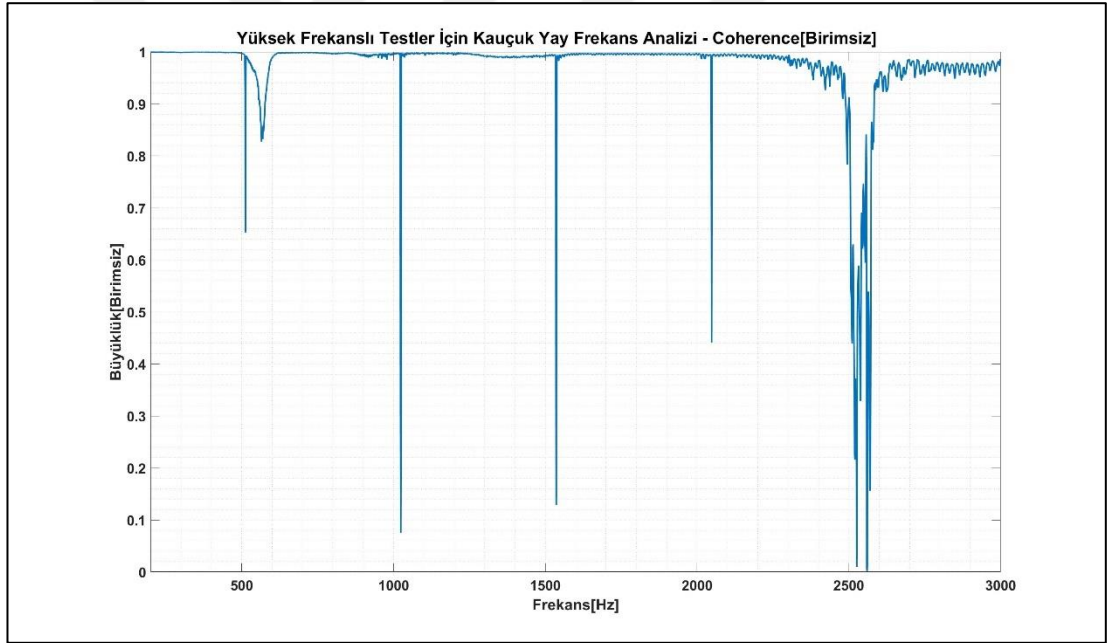
| Numune Adı              | Kauçuk Yay                |
|-------------------------|---------------------------|
| Üst Kütle [kg]          | 4.97                      |
| Frekans Aralıkları [Hz] | 200-3000                  |
| Ön Yük [N]              | 600                       |
| Genlik [g]              | $\pm 3$                   |
| Örnekleme Hızı          | 8192, 16384, 32768, 65536 |

### 4.2.1 Tutarlılık sonuçları

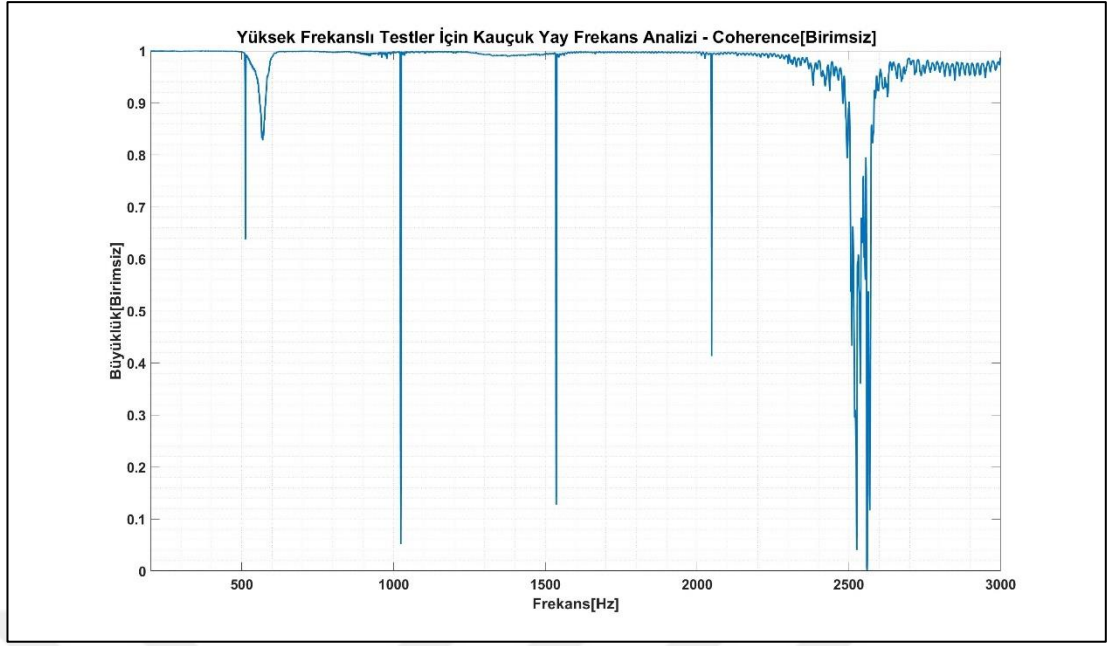
Bu bölümde, 200–3000 hertz frekans aralığında bir kauçuk yaya uygulanan mekanik sinüzoidal dalgalara yanıt olarak ivme ve kuvvet sensörlerinden toplanan verilere dayalı tutarlılık sonuçları sunulmaktadır. Her testte, sensör verileri farklı örnekleme boyutlarıyla elde edilmiştir: sırasıyla 8192, 16384, 32768 ve 65536.



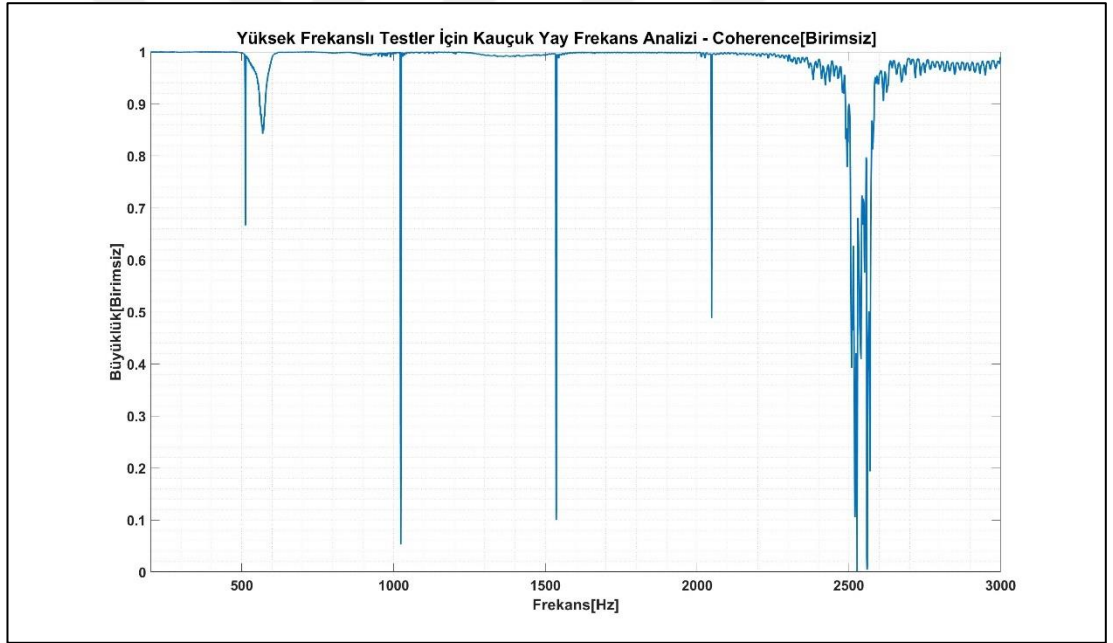
Şekil 4.39: Örnekleme Hızı 8192 İçin Tutarlılık Sonuçları.



Şekil 4.40: Örnekleme Hızı 16384 İçin Tutarlılık Sonuçları.



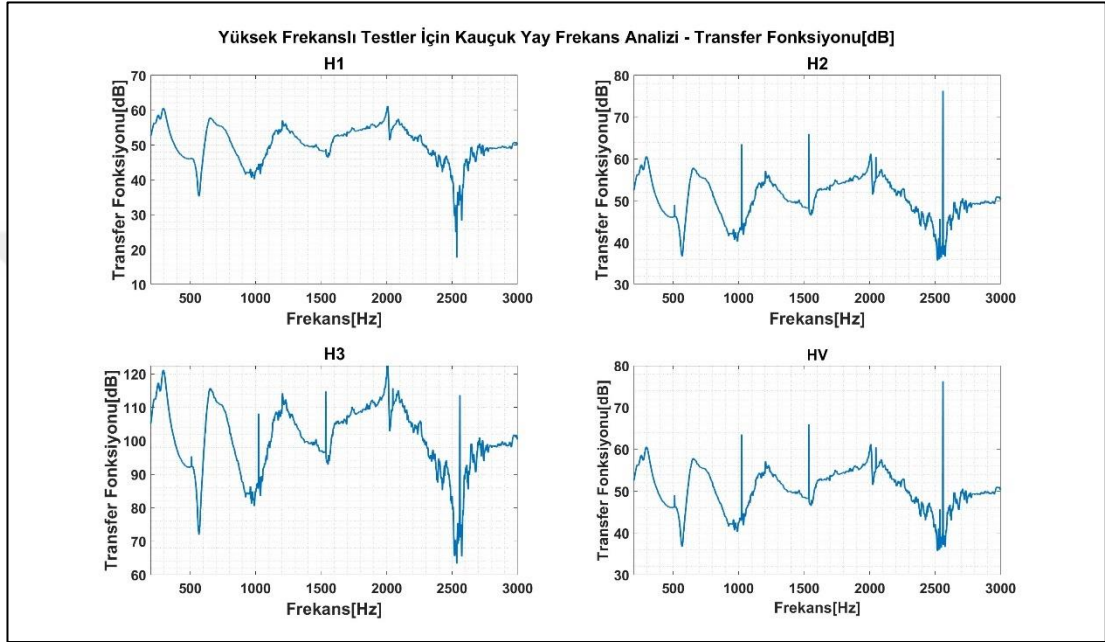
Şekil 4.41: Örnekleme Hızı 32768 İçin Tutarlılık Sonuçları.



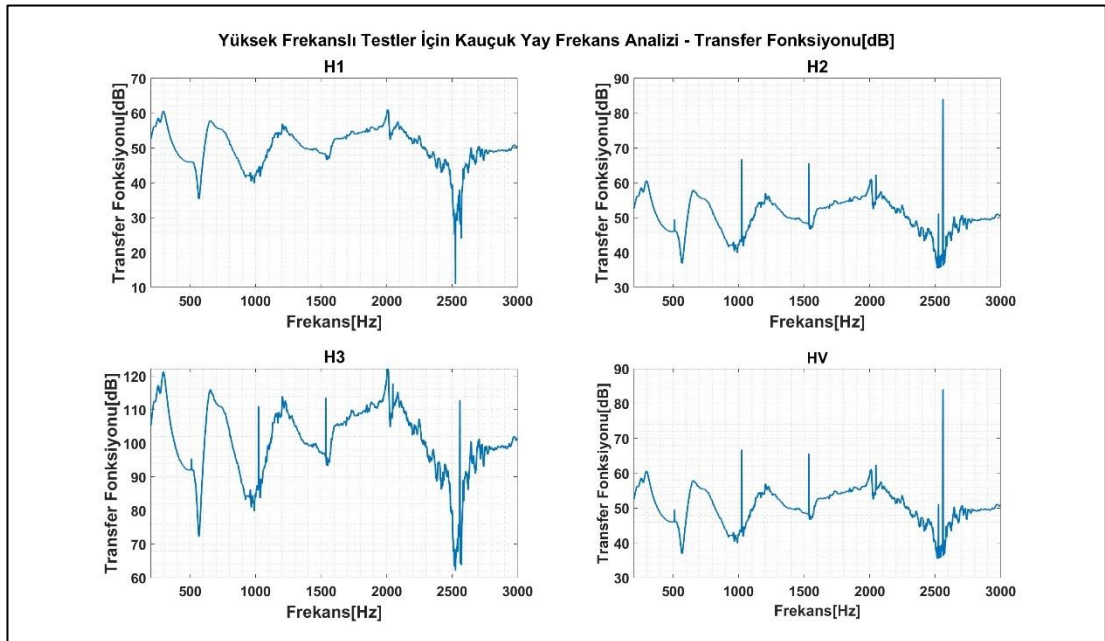
Şekil 4.42: Örnekleme Hızı 65536 İçin Tutarlılık Sonuçları.

#### 4.2.2 dB cinsinden transfer fonksiyonu sonuçları

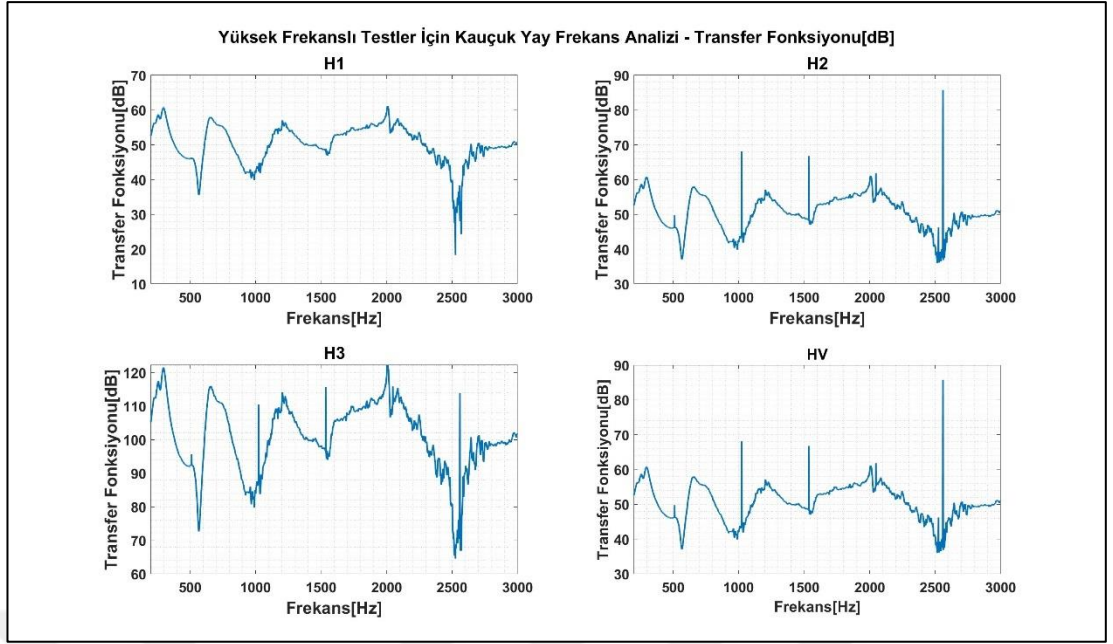
Bu bölümde, 200–3000 hertz frekans aralığında bir kauçuk yaya uygulanan mekanik sinüzoidal dalgalara yanıt olarak ivme ve kuvvet sensörlerinden toplanan verilere dayalı dB cinsinden transfer fonksiyonu sonuçları sunulmaktadır. Her testte, sensör verileri farklı örnekleme boyutlarıyla elde edilmiştir: sırasıyla 8192, 16384, 32768 ve 65536.



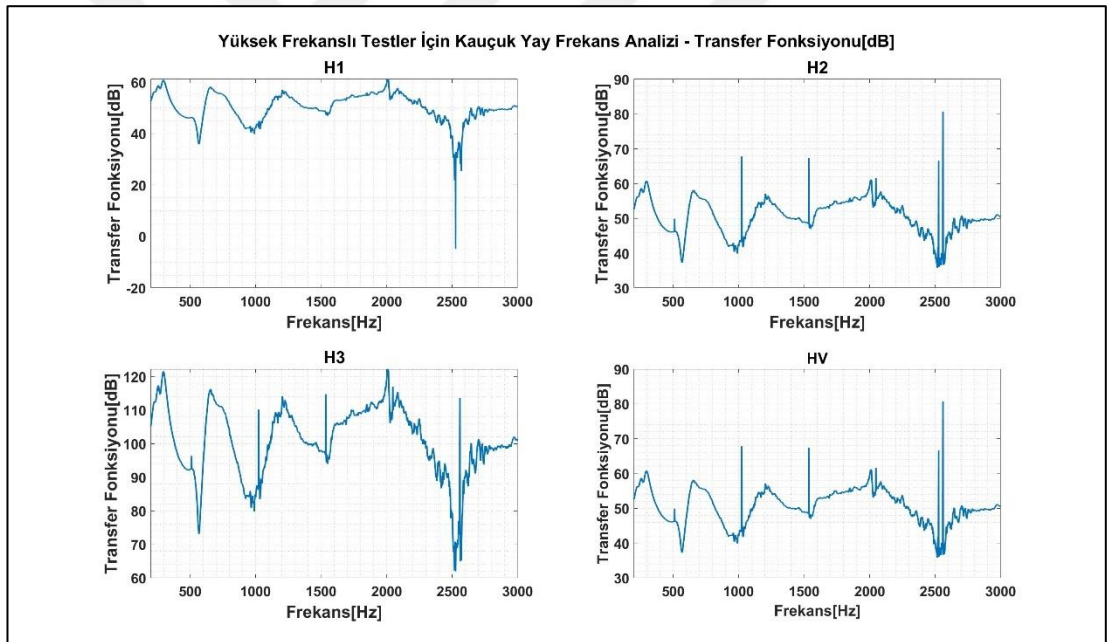
Şekil 4.43. Örnekleme Hızı 8192 İçin dB Cinsinden TF Sonuçları.



Şekil 4.44. Örnekleme Hızı 16384 İçin dB Cinsinden TF Sonuçları.



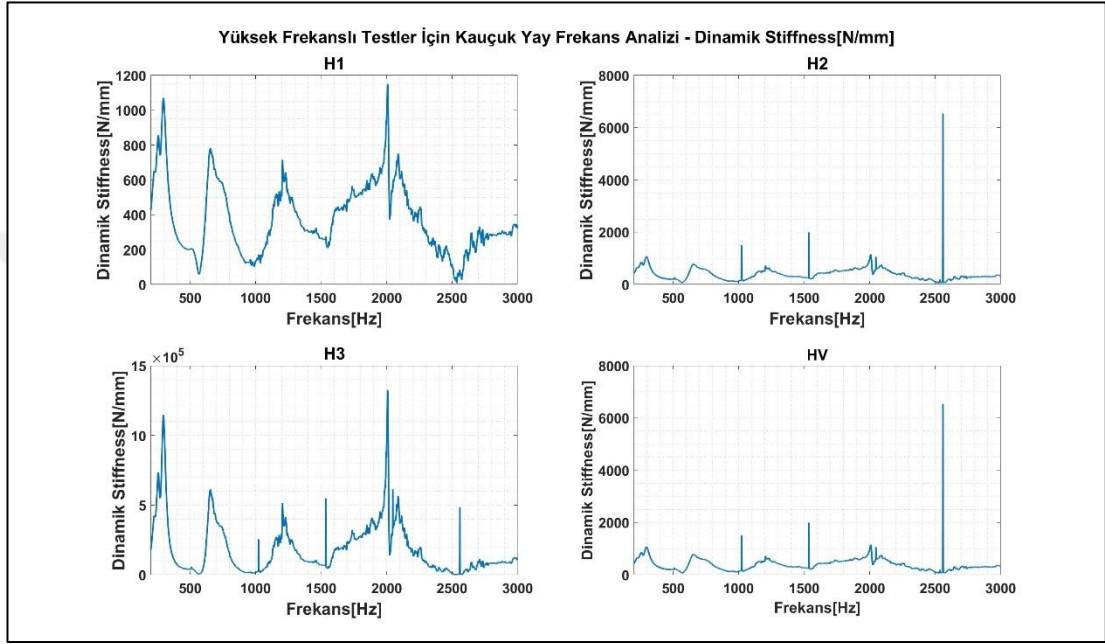
**Şekil 4.45:** Örneklem Hızı 32768 İçin dB Cinsinden TF Sonuçları.



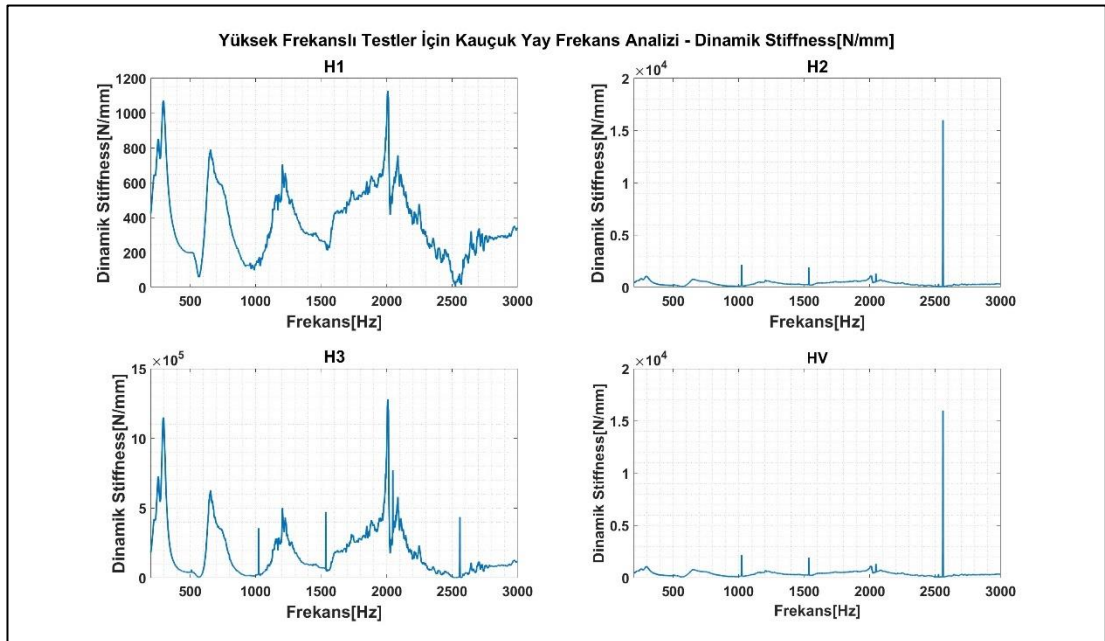
**Şekil 4.46:** Örneklem Hızı 65536 İçin dB Cinsinden TF Sonuçları.

### 4.2.3 Dinamik direngenlik sonuçları

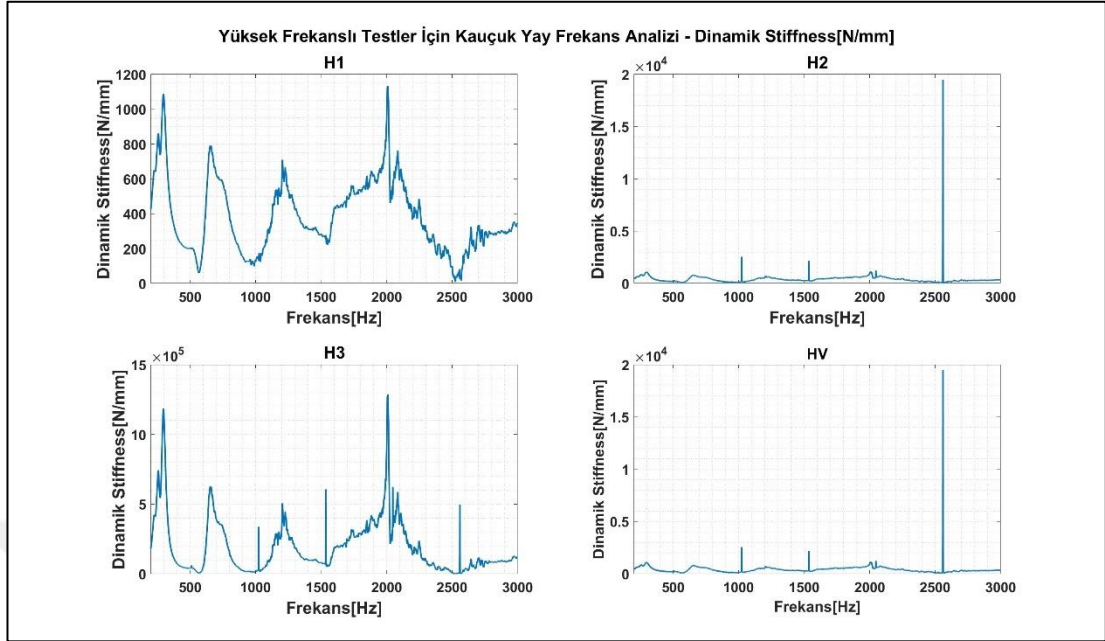
Bu bölümde, 200–3000 hertz frekans aralığında bir kauçuk yaya uygulanan mekanik sinüzoidal dalgalara yanıt olarak ivme ve kuvvet sensörlerinden toplanan verilere dayalı dinamik direngenlik sonuçları sunulmaktadır. Her testte, sensör verileri farklı örnekleme boyutlarıyla elde edilmiştir: sırasıyla 8192, 16384, 32768 ve 65536.



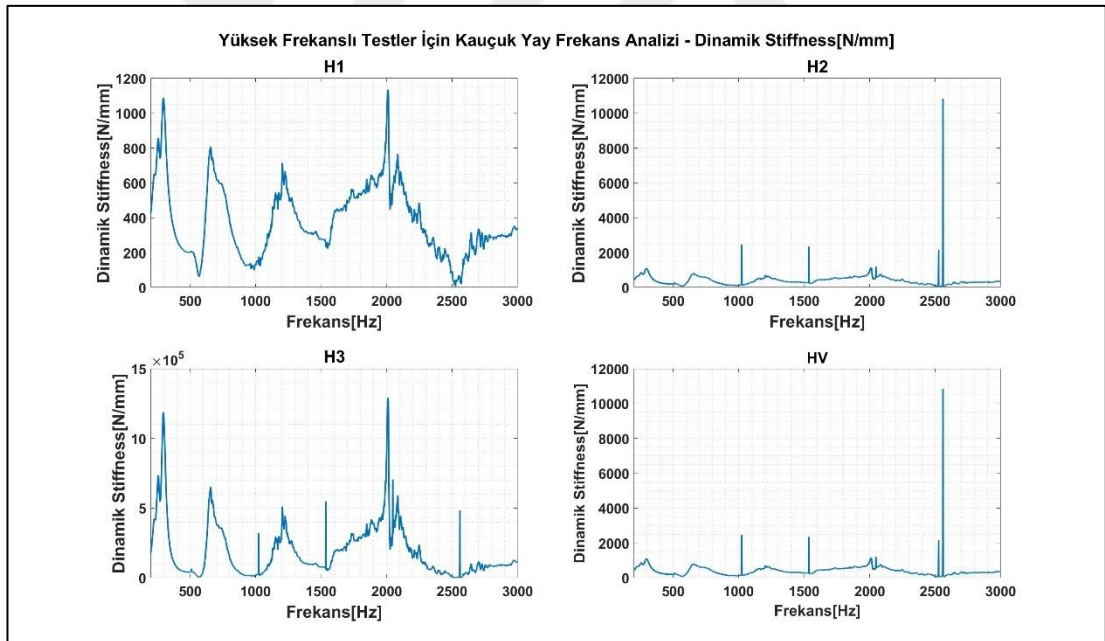
Şekil 4.47: Örneklem Hızı 8192 İçin Dinamik Direngenlik Sonuçları.



Şekil 4.48: Örneklem Hızı 16384 İçin Dinamik Direngenlik Sonuçları.



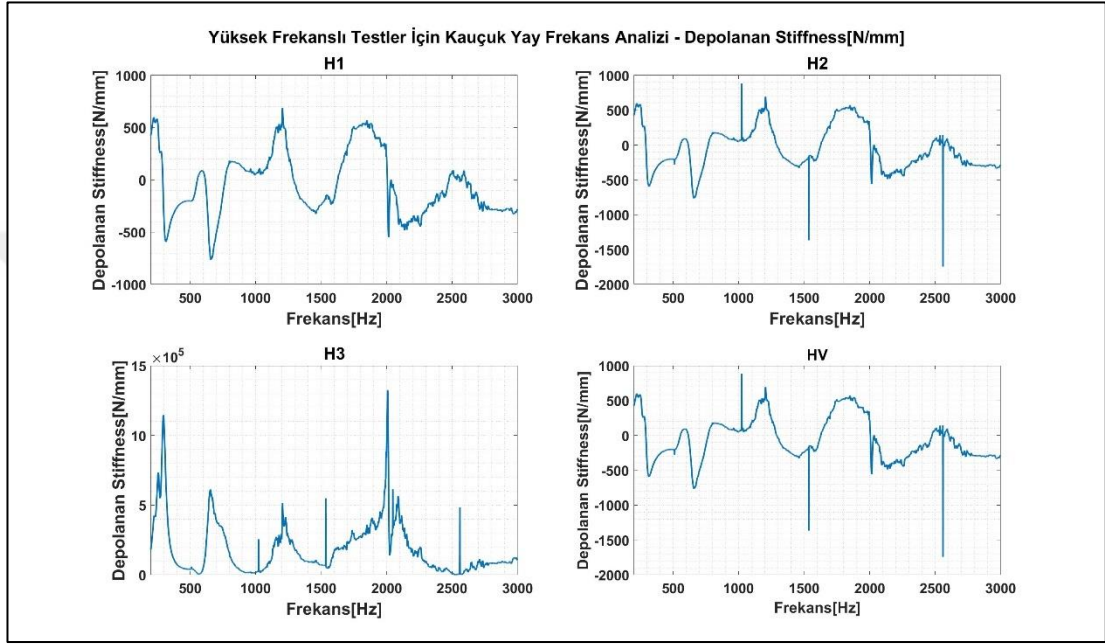
**Şekil 4.49:** Örneklem Hızı 32768 İçin Dinamik Direngenlik Sonuçları.



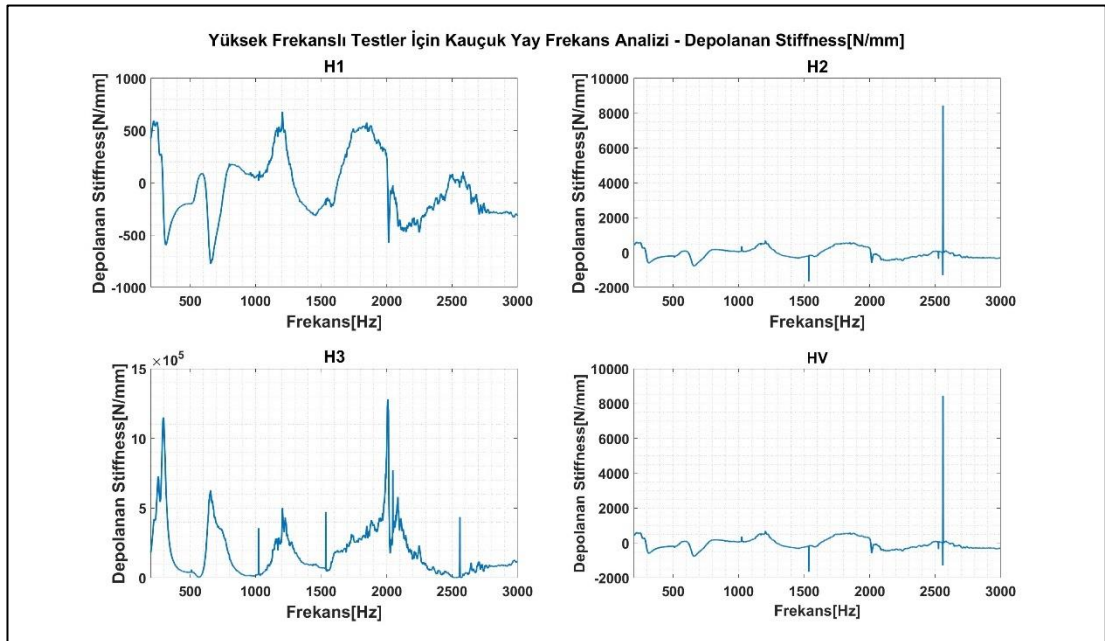
**Şekil 4.50:** Örneklem Hızı 65536 İçin Dinamik Direngenlik Sonuçları.

#### 4.2.4 Depolama direngenlik sonuçları

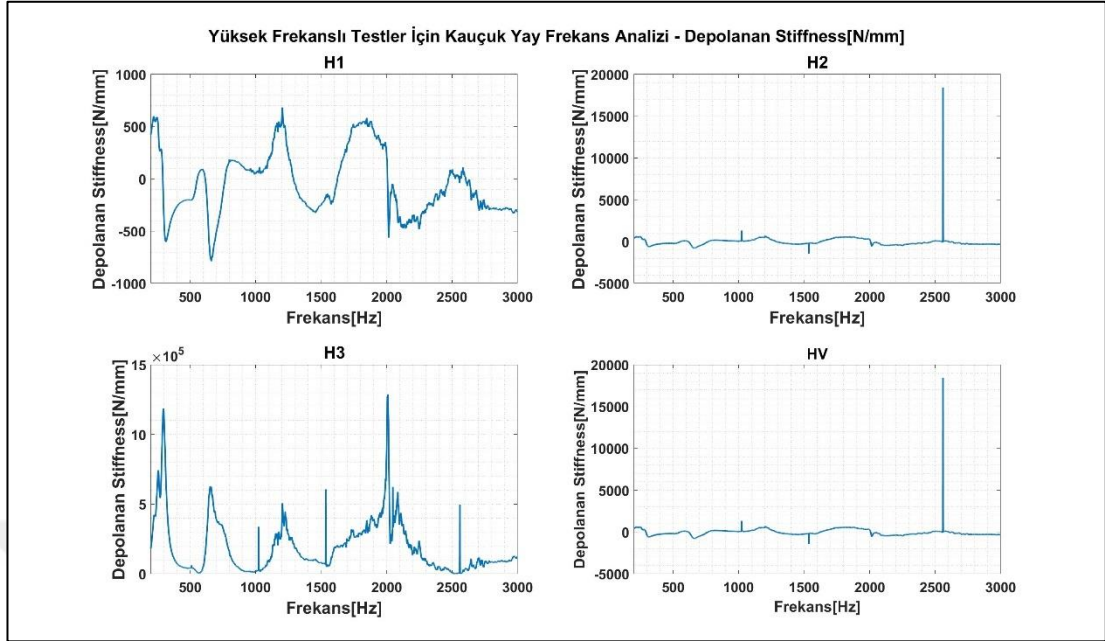
Bu bölümde, 200–3000 hertz frekans aralığında bir kauçuk yaya uygulanan mekanik sinüzoidal dalgalara yanıt olarak ivme ve kuvvet sensörlerinden toplanan verilere dayalı depolama direngenlik sonuçları sunulmaktadır. Her testte, sensör verileri farklı örnekleme boyutlarıyla elde edilmiştir: sırasıyla 8192, 16384, 32768 ve 65536.



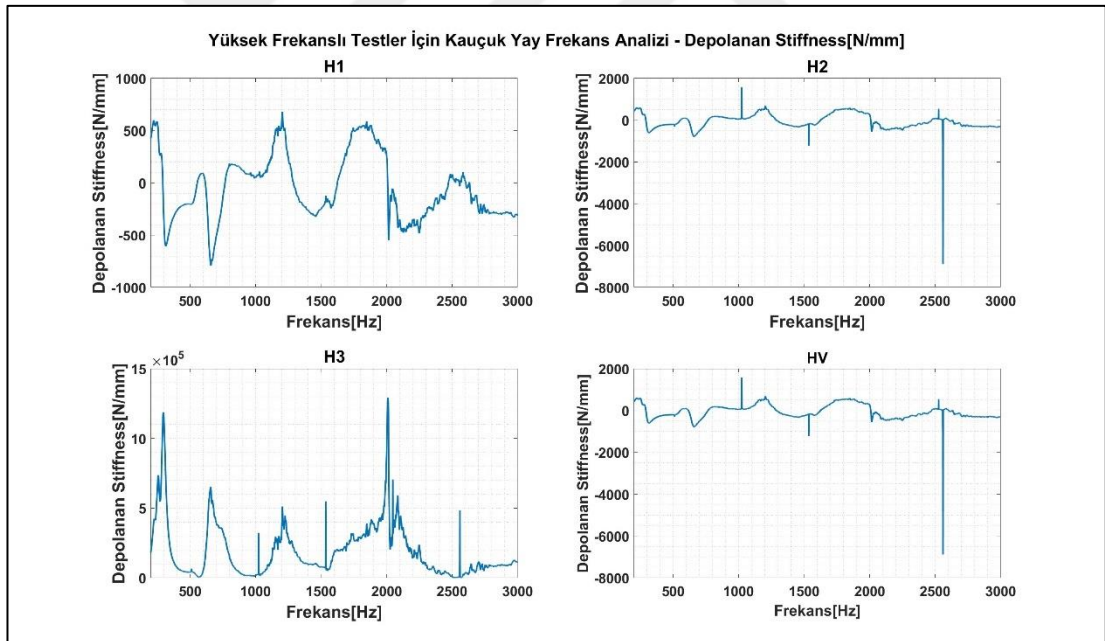
Şekil 4.51: Örnekleme Hızı 8192 İçin Depolama Direngenlik Sonuçları.



Şekil 4.52: Örnekleme Hızı 16384 İçin Depolama Direngenlik Sonuçları.



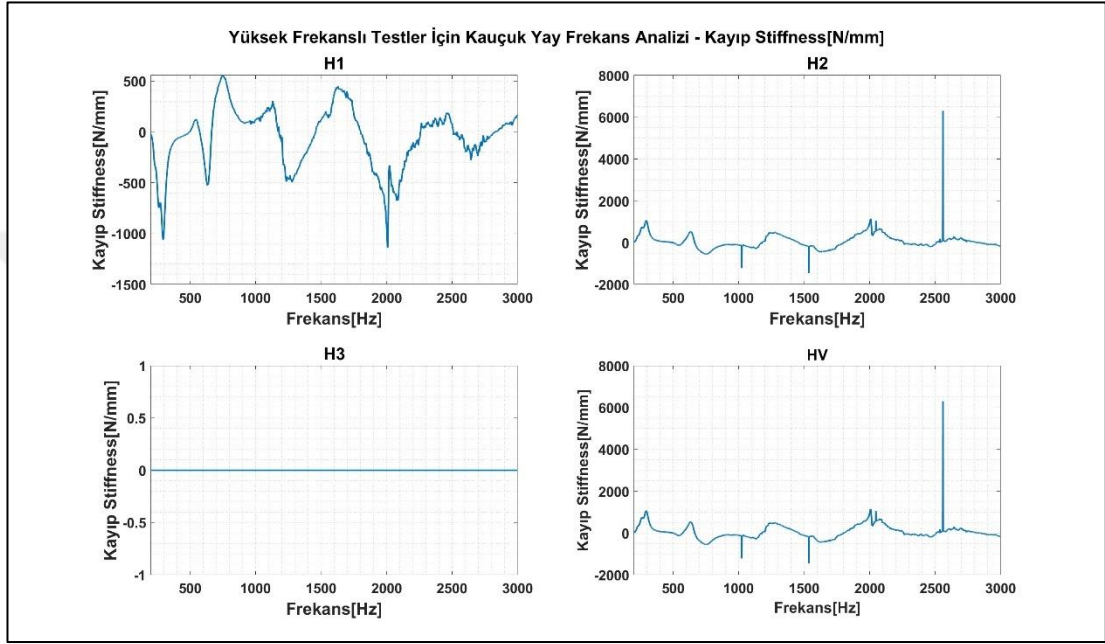
**Şekil 4.53:** Örnekleme Hızı 32768 İçin Depolama Direngenlik Sonuçları.



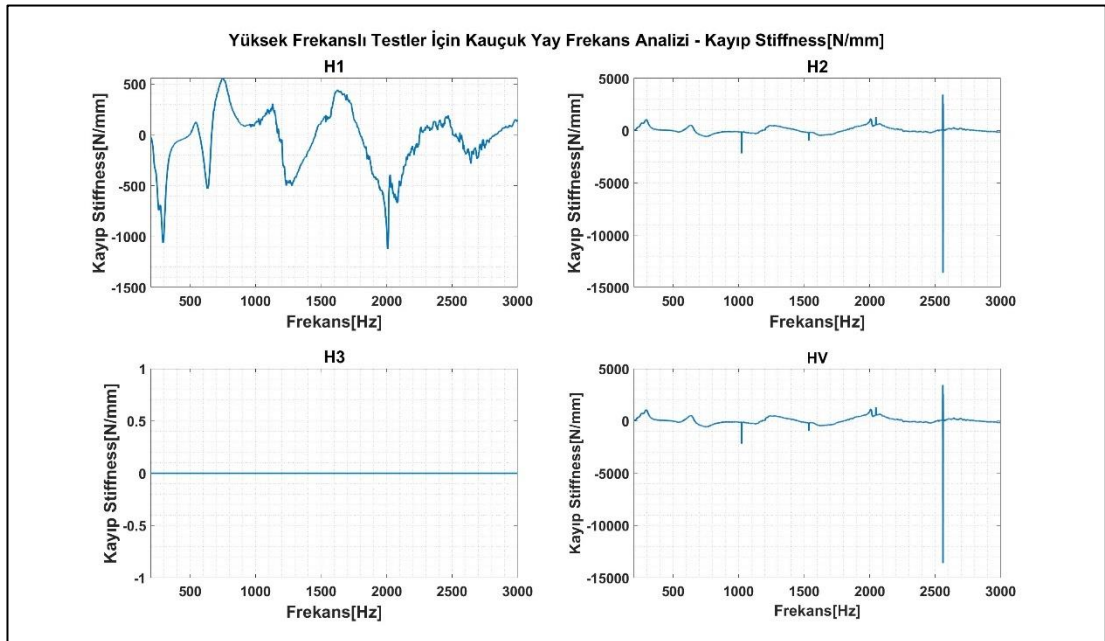
**Şekil 4.54:** Örnekleme Hızı 65536 İçin Depolama Direngenlik Sonuçları.

#### 4.2.5 Kayıp direngenlik sonuçları

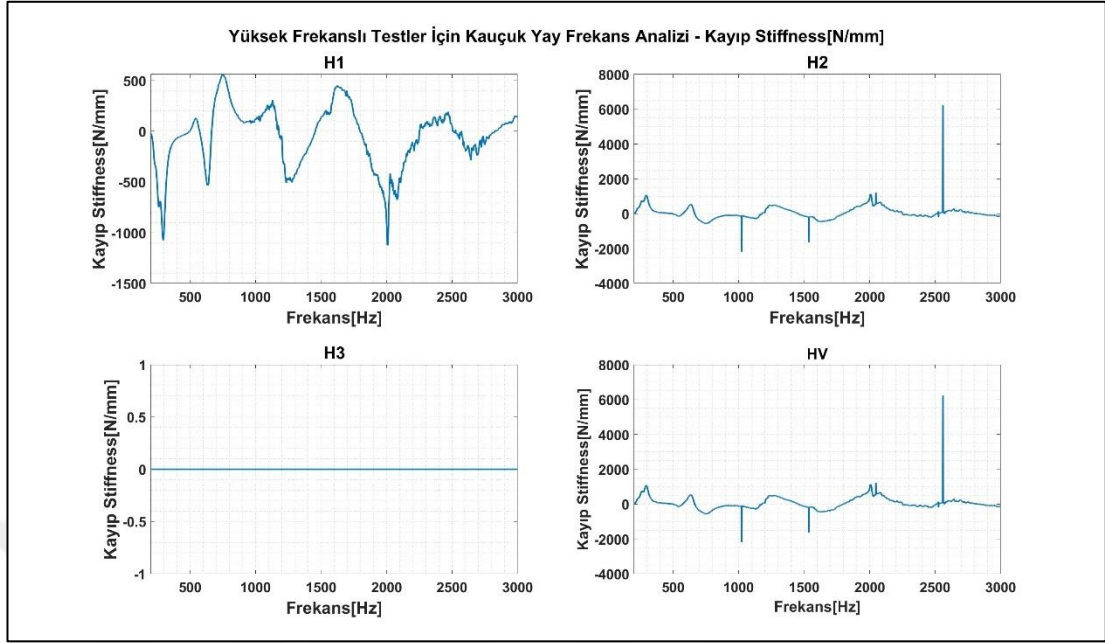
Bu bölümde, 200–3000 hertz frekans aralığında bir kauçuk yaya uygulanan mekanik sinüzoidal dalgalara yanıt olarak ivme ve kuvvet sensörlerinden toplanan verilere dayalı depolama direngenlik sonuçları sunulmaktadır. Her testte, sensör verileri farklı örnekleme boyutlarıyla elde edilmiştir: sırasıyla 8192, 16384, 32768 ve 65536.



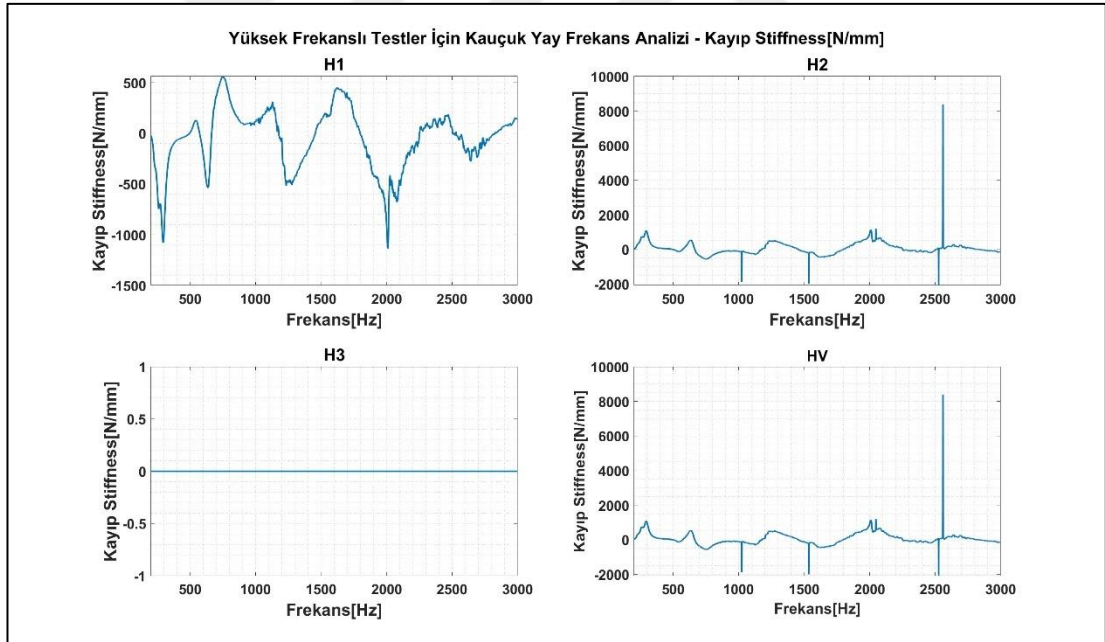
Şekil 4.55: Örneklem Hızı 8192 için Kayıp Direngenlik Sonuçları.



Şekil 4.56: Örneklem Hızı 16384 için Kayıp Direngenlik Sonuçları.



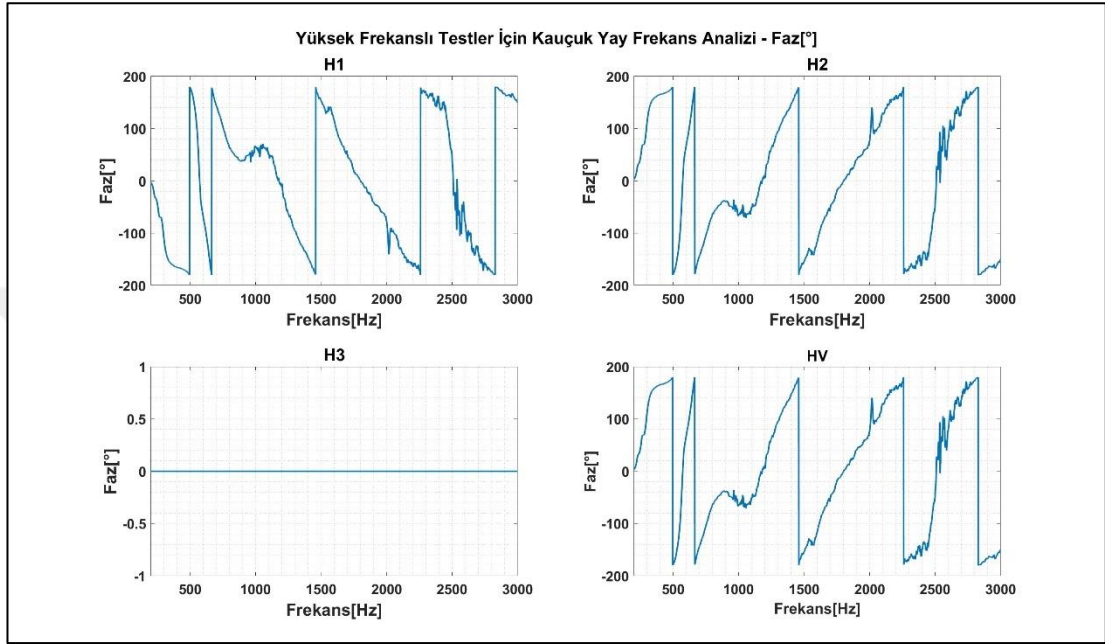
**Şekil 4.57:** Örneklem Hızı 32768 İçin Kayıp Direngenlik Sonuçları.



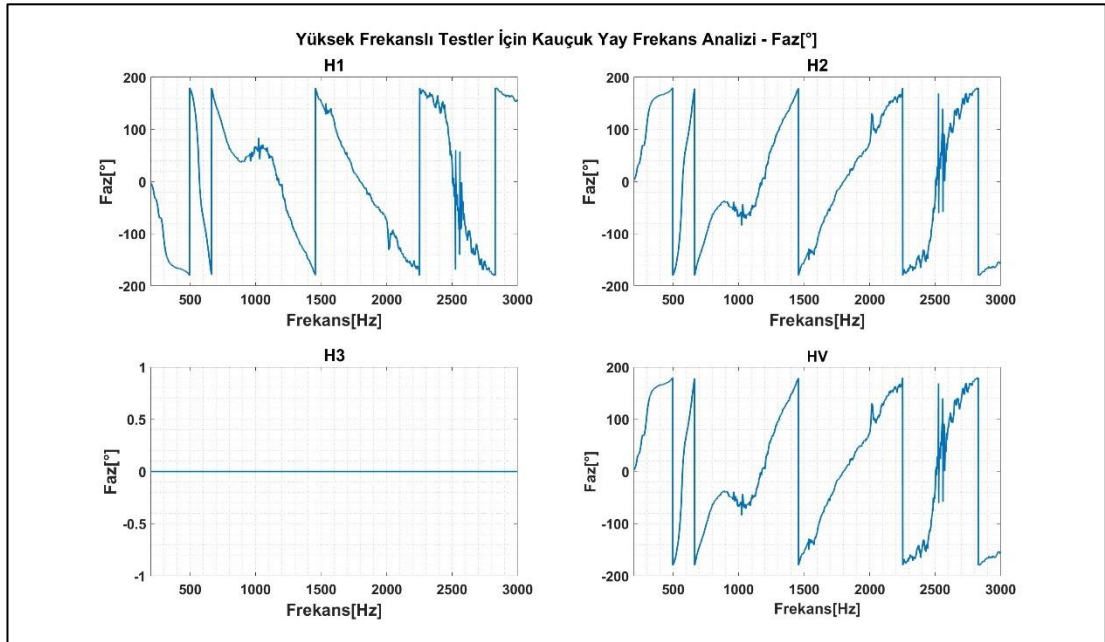
**Şekil 4.58:** Örneklem Hızı 65536 İçin Kayıp Direngenlik Sonuçları.

#### 4.2.6 Faz açısı sonuçları

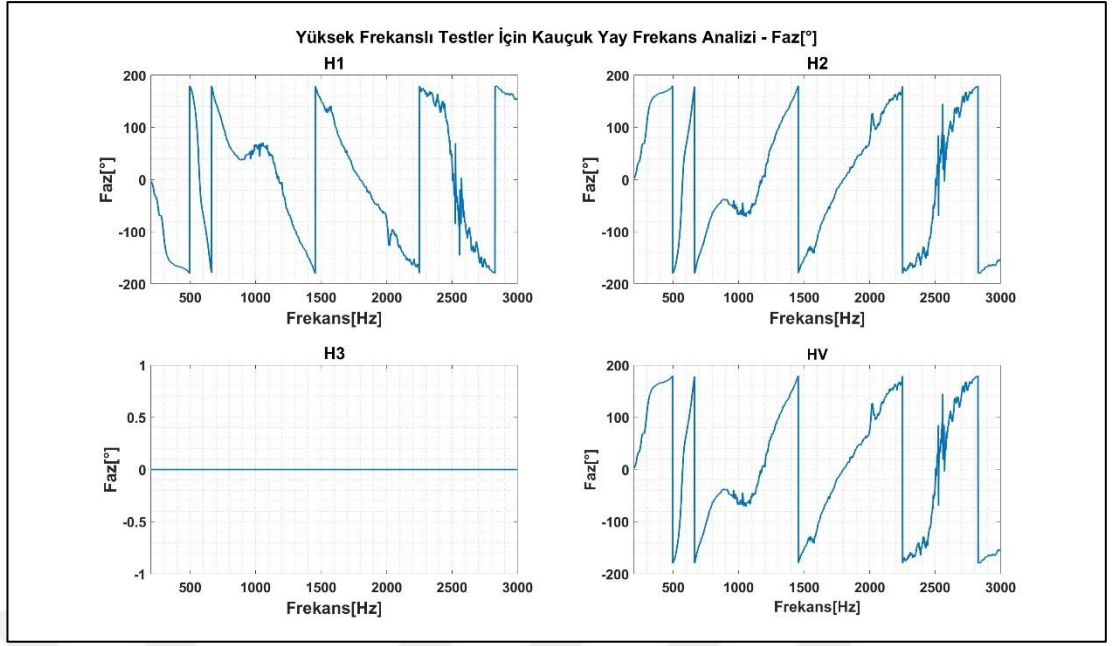
Bu bölümde, 200–3000 hertz frekans aralığında bir kauçuk yaya uygulanan mekanik sinüzoidal dalgalara yanıt olarak ivme ve kuvvet sensörlerinden toplanan verilere dayalı faz açısı sonuçları sunulmaktadır. Her testte, sensör verileri farklı örnekleme boyutlarıyla elde edilmiştir: sırasıyla 8192, 16384, 32768 ve 65536.



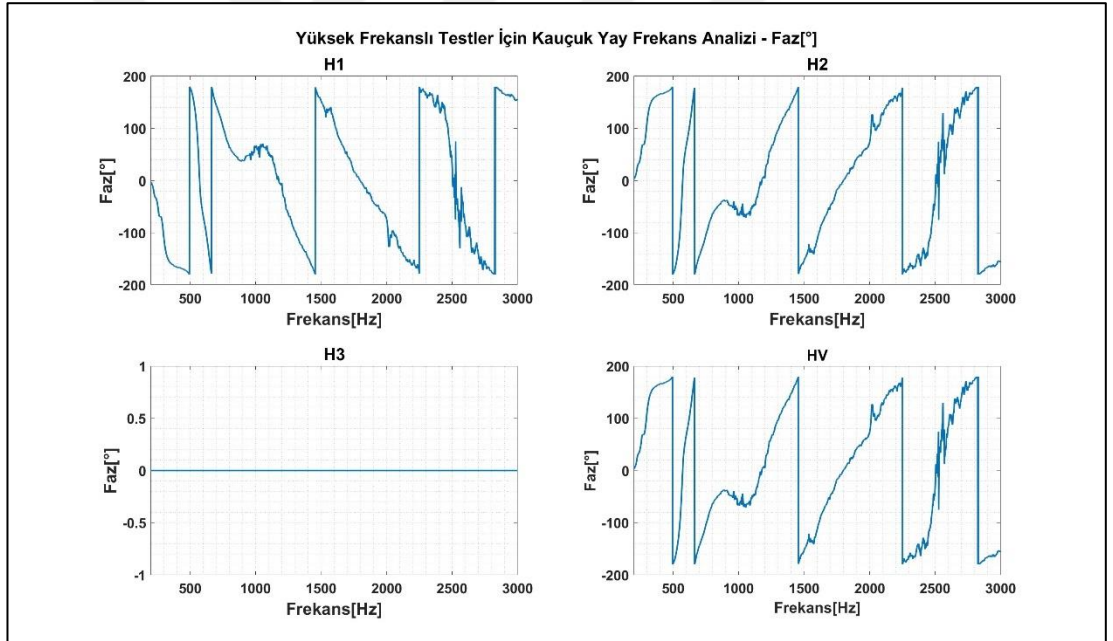
Şekil 4.59: Örnekleme Hızı 8192 İçin Faz Açısı Sonuçları.



Şekil 4.60: Örnekleme Hızı 16384 İçin Faz Açısı Sonuçları.



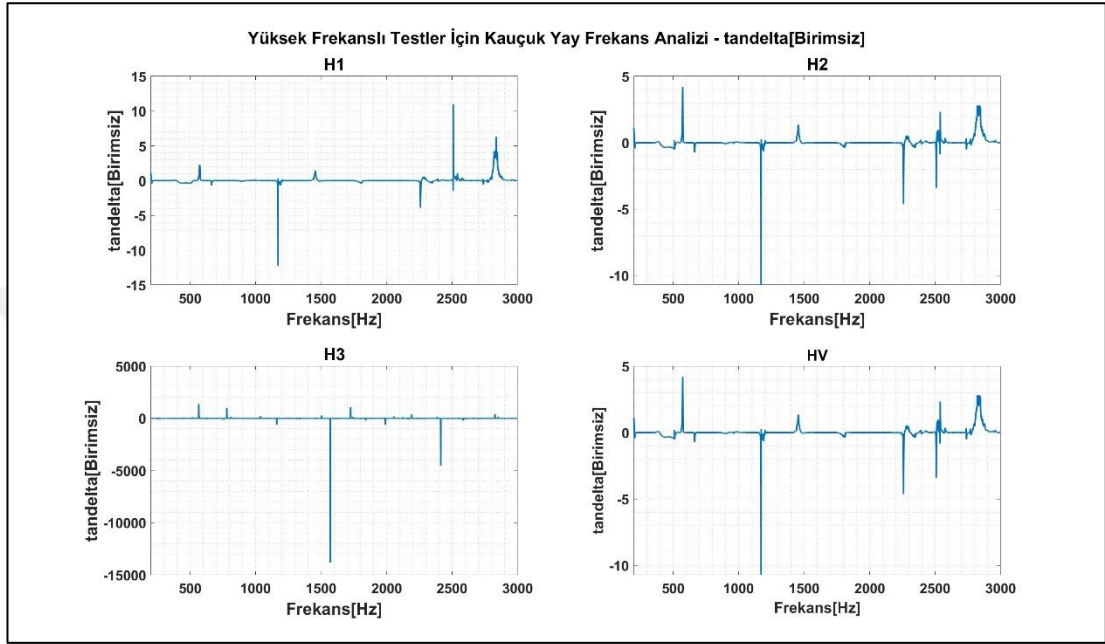
**Şekil 4.61:** Örneklem Hızı 32768 İçin Faz Açısı Sonuçları.



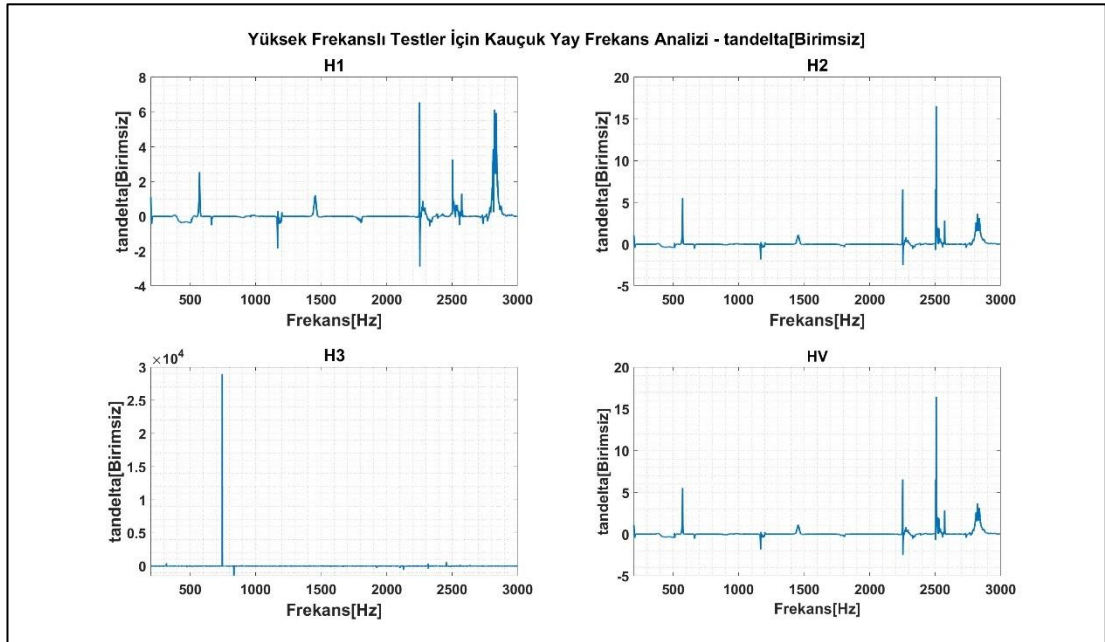
**Şekil 4.62:** Örneklem Hızı 65536 İçin Faz Açısı Sonuçları.

#### 4.2.7 Tan delta sonuçları

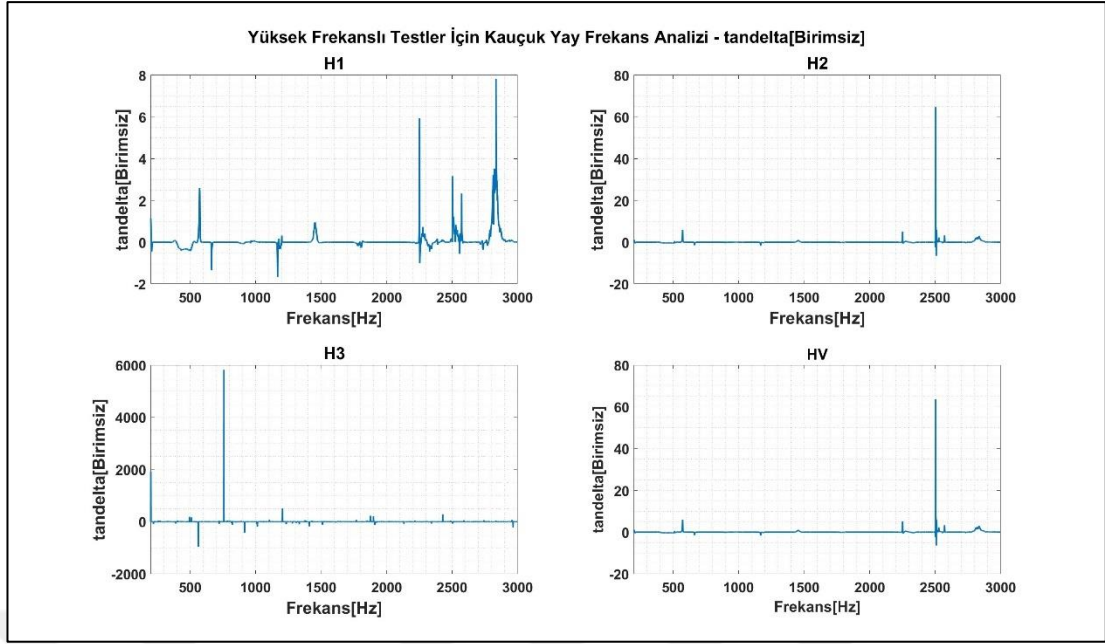
Bu bölümde, 200–3000 hertz frekans aralığında bir kauçuk yaya uygulanan mekanik sinüzoidal dalgalara yanıt olarak ivme ve kuvvet sensörlerinden toplanan verilere dayalı tan delta sonuçları sunulmaktadır. Her testte, sensör verileri farklı örnekleme boyutlarıyla elde edilmiştir: sırasıyla 8192, 16384, 32768 ve 65536.



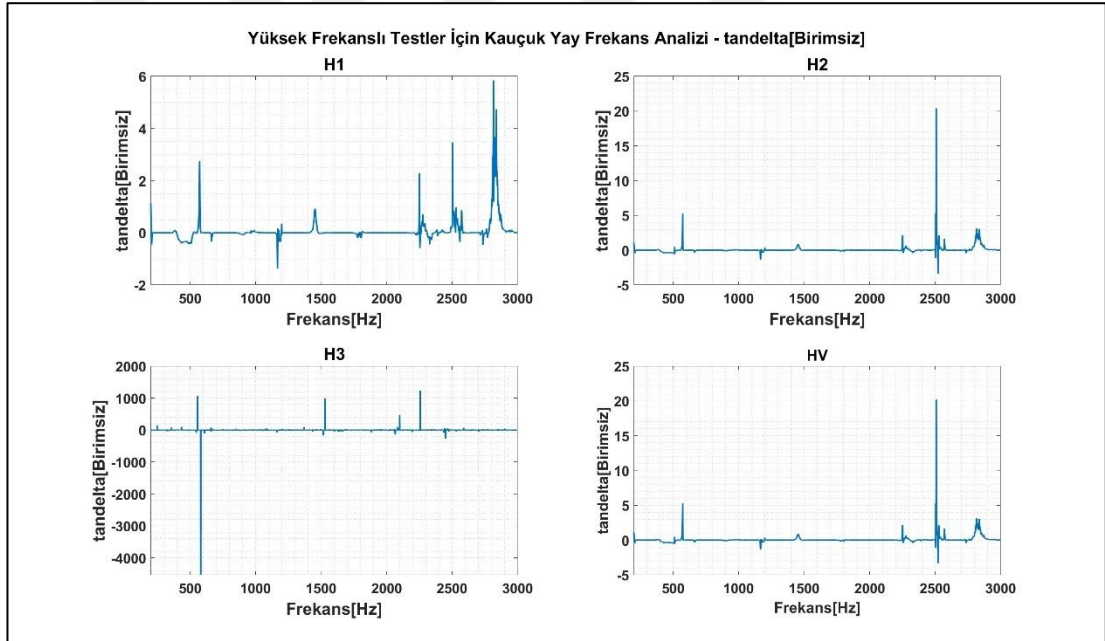
Şekil 4.63: Örnekleme Hızı 8192 İçin Tan Delta Sonuçları.



Şekil 4.64: Örnekleme Hızı 16384 İçin Tan Delta Sonuçları.



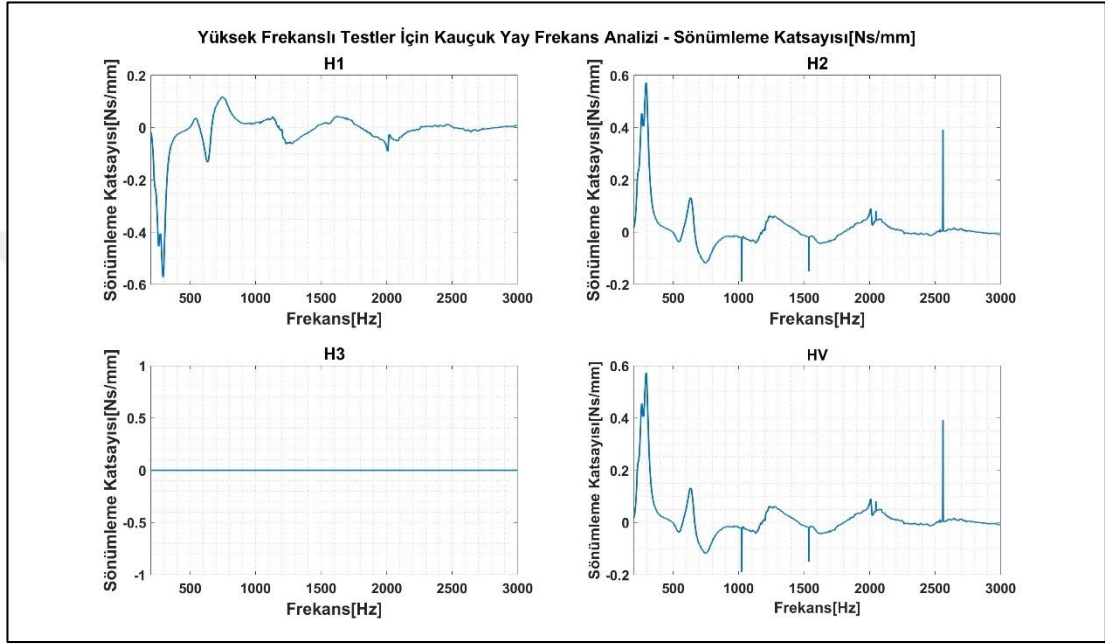
**Şekil 4.65: Örneklem Hızı 32768 İçin Tan Delta Sonuçları.**



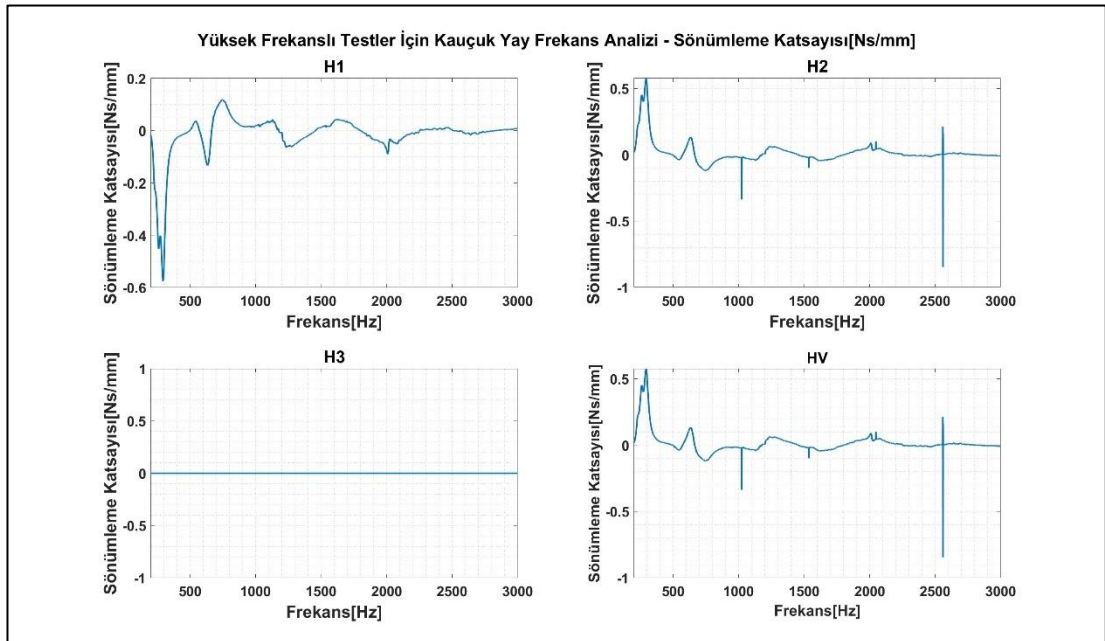
**Şekil 4.66: Örneklem Hızı 65536 İçin Tan Delta Sonuçları.**

#### 4.2.8 Sönümlleme katsayısı sonuçları

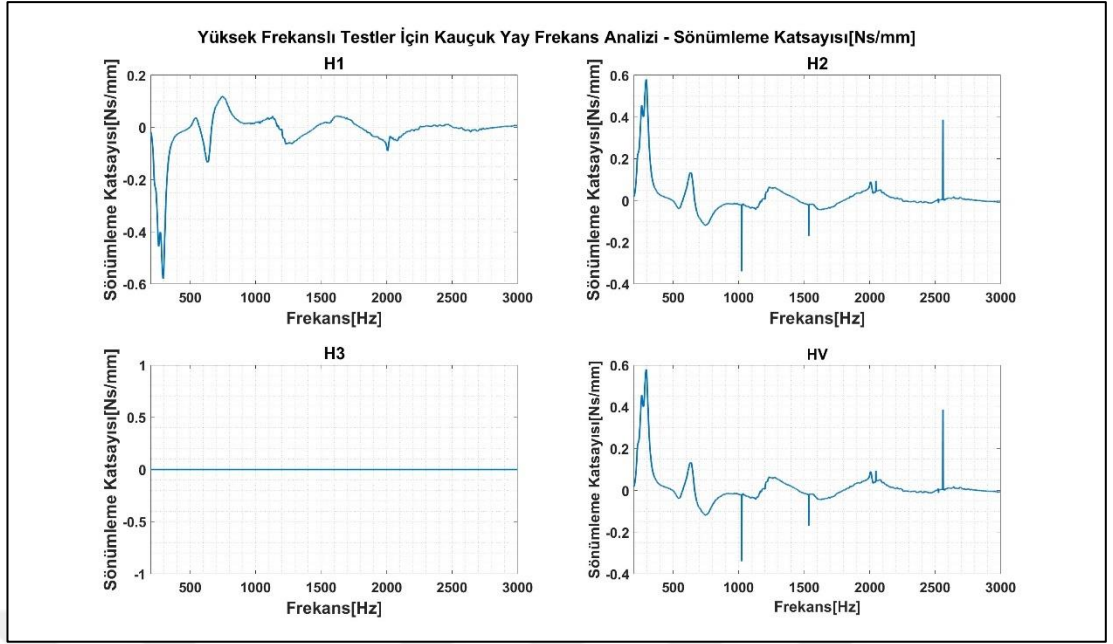
Bu bölümde, 200–3000 hertz frekans aralığında bir kauçuk yaya uygulanan mekanik sinüzoidal dalgalara yanıt olarak ivme ve kuvvet sensörlerinden toplanan verilere dayalı sönümlleme katsayısı sonuçları sunulmaktadır. Her testte, sensör verileri farklı örnekleme boyutlarıyla elde edilmiştir: sırasıyla 8192, 16384, 32768 ve 65536.



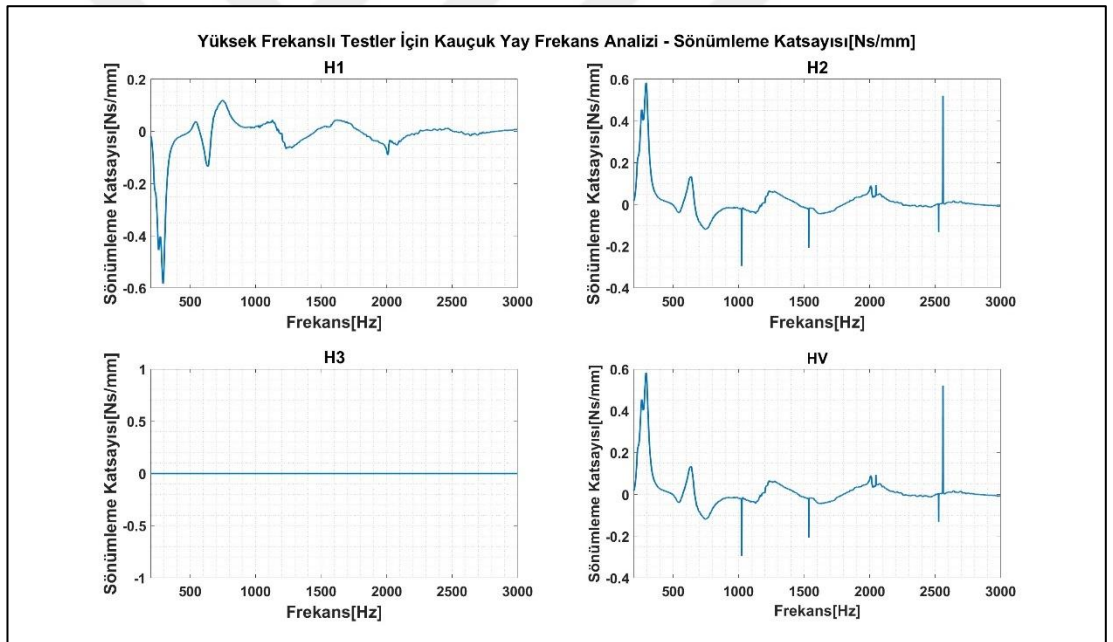
Şekil 4.67: Örnekleme Hızı 8192 İçin Sönümlleme Katsayısı Sonuçları.



Şekil 4.68: Örnekleme Hızı 16384 İçin Sönümlleme Katsayısı Sonuçları.



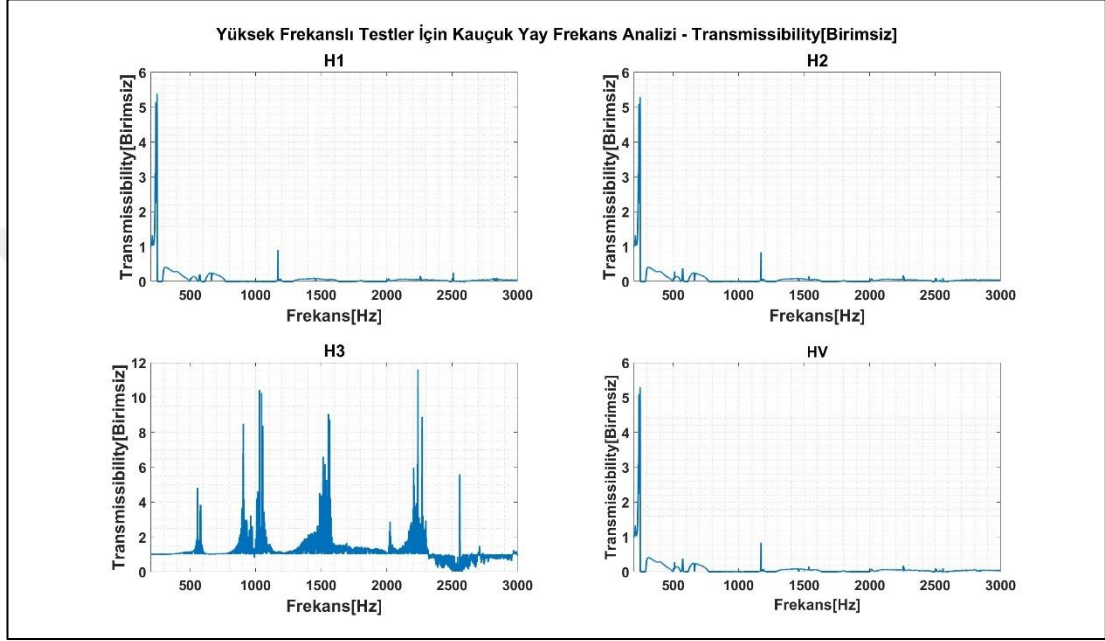
**Şekil 4.69:** Örneklem Hızı 32768 İçin Sönümlleme Katsayısı Sonuçları.



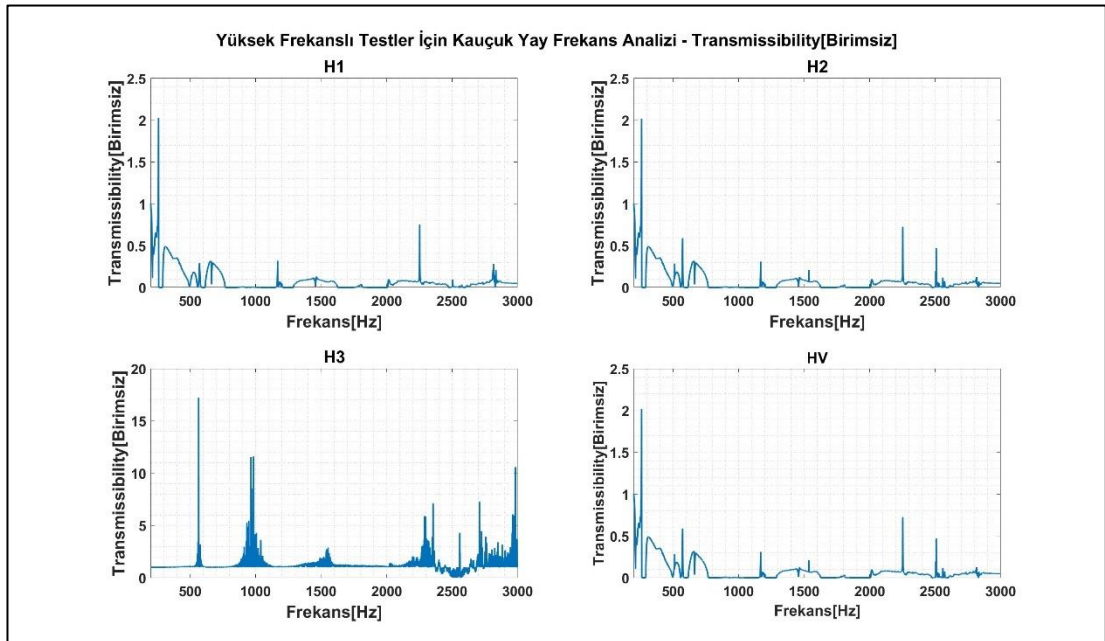
**Şekil 4.70:** Örneklem Hızı 65536 İçin Sönümlleme Katsayısı Sonuçları.

#### 4.2.9 İletilebilirlik sonuçları

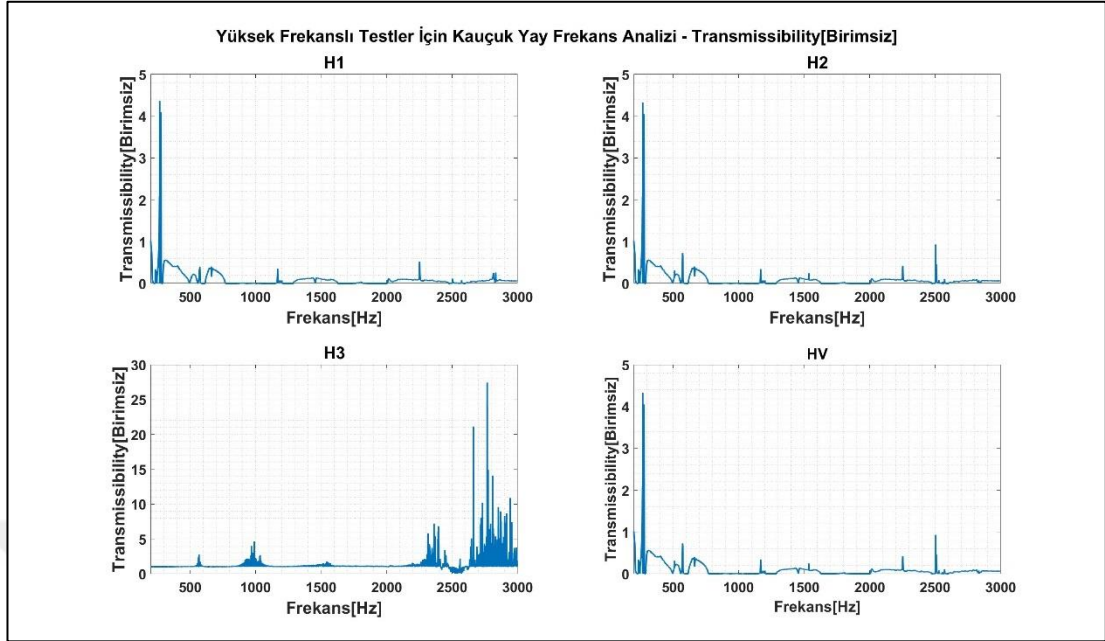
Bu bölümde, 200–3000 hertz frekans aralığında bir kauçuk yaya uygulanan mekanik sinüzoidal dalgalara yanıt olarak ivme ve kuvvet sensörlerinden toplanan verilere dayalı iletilebilirlik sonuçları sunulmaktadır. Her testte, sensör verileri farklı örnekleme boyutlarıyla elde edilmiştir: sırasıyla 8192, 16384, 32768 ve 65536.



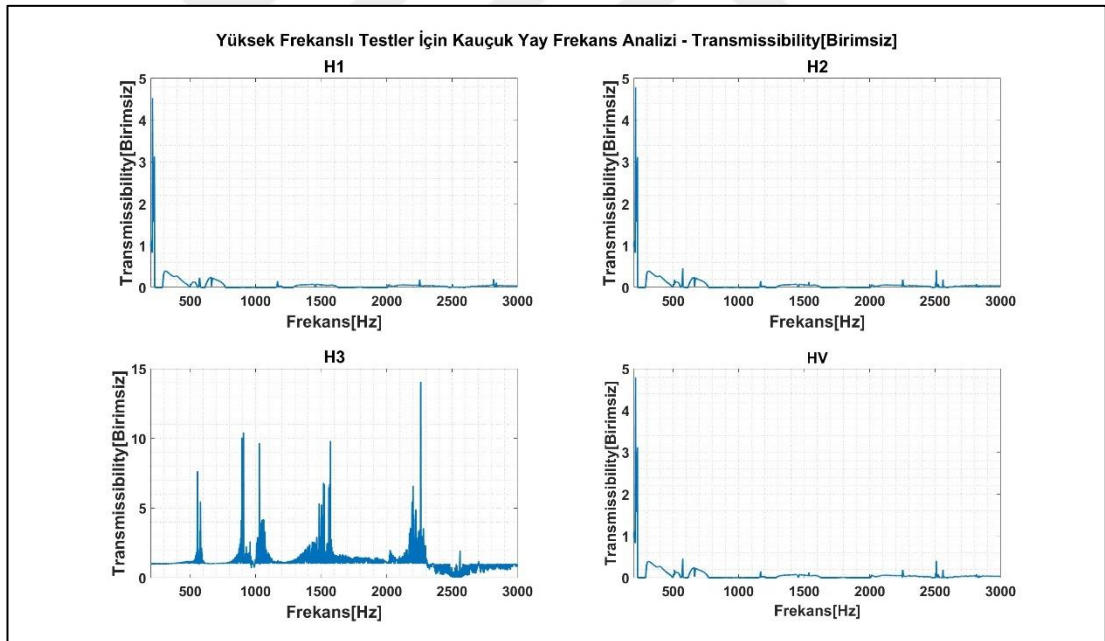
Şekil 4.71: Örnekleme Hızı 8192 İçin İletilebilirlik Sonuçları.



Şekil 4.72: Örnekleme Hızı 16384 İçin İletilebilirlik Sonuçları.



**Şekil 4.73:** Örnekleme Hızı 32768 İçin İletilebilirlik Sonuçları.



**Şekil 4.74:** Örnekleme Hızı 65536 İçin İletilebilirlik Sonuçları.

## 5. DEĞERLENDİRME VE SONUÇ

### 5.1 Çalışmanın Özeti

Bu çalışmada, kauçuk burç ve kauçuk yay bileşenlerinin dinamik davranışı, 200 Hertz ile 3000 Hertz arasındaki yüksek frekans aralığında incelenmiştir. Elektrikli araçların yaygınlaşmasıyla birlikte, otomotiv sektöründe elastomerik titreşim sönümleyicilerinin maruz kaldığı titreşim koşulları önemli ölçüde değişmiştir. Bu nedenle, söz konusu çalışmanın önemi ve gerekliliği artmıştır. Bu araştırmanın temel amacı, yüksek frekanslı uyarım altında, doğrusal olmayan malzemelerin ve doğrusal olmayan tasarımların transfer fonksiyonu tabanlı yöntemler kullanılarak analiz edilmesi için bilimsel bir çerçeve sunmak ve böylece hem otomotiv hem de kauçuk endüstrilerine değerli bilgiler sağlamaktır.

Örnekleme frekansının analiz sonuçları üzerindeki etkisini değerlendirmek amacıyla, dört farklı örnekleme frekansı (8192, 16384, 32768 ve 65536 Hertz) kullanılarak sinüzoidal tarama (sweep) tipi titreşim testleri gerçekleştirilmiştir. Verilerin, tutarlı mekanik koşullar altında doğru şekilde elde edilmesini sağlamak için özenle seçilmiş sensörler kullanılmıştır.

Toplanan veriler, bu çalışma için özel olarak geliştirilen Matlab tabanlı bir analiz aracıyla işlenmiştir. Bu araç, çapraz güç spektral yoğunluğu (CPSD), oto güç spektral yoğunluğu (APSD), tutarlılık, dört farklı yöntemle (dB cinsinden) hesaplanan transfer fonksiyonları, dinamik direngenlik, depolama direngenlik, kayıp direngenlik, faz açısı, tan delta, sönüm katsayısı ve yer değiştirme iletebilirliği gibi birçok temel dinamik parametrenin hesaplanmasına olanak sağlamıştır. Tüm bu parametreler hem örnekleme frekansının hem de transfer fonksiyonu hesaplama yöntemlerinin dinamik yanıt üzerindeki etkilerini ortaya koyacak şekilde değerlendirilmiştir. Elde edilen bulgular, kauçuk bazlı bileşenlerin yüksek frekanslı uyarımlar altındaki davranışına dair kapsamlı bir anlayış sunmakta ve karmaşık elastomerik sistemlerin değerlendirilmesinde frekans alanı yöntemlerinin analitik potansiyelini ortaya koymaktadır.

## 5.2 Sonuçların Değerlendirilmesi

### 5.2.1 Örneklemme hızının frekans cevabındaki etkisi

Örneklemme frekansının artmasıyla birlikte frekans çözünürlüğü ve spektral kestirim doğruluğu önemli ölçüde iyileşmiştir. 8192 hertz örneklemme frekansında, özellikle yüksek frekanslarda yetersiz çözünürlük açıkça gözlemlenmiştir. Bu sınırlılık, özellikle kauçuk burcun 8192 hertz ve 65536 hertz örneklemme frekanslarındaki tutarlılık sonuçları karşılaştırıldığında belirgin hâle gelmektedir. Anti-rezonans bölgeleri dışında, yüksek örneklemme frekanslarında tutarlılık değerlerinin frekans bandı boyunca 1'e yakın seyretmesi, ölçümlerin daha güvenilir ve tutarlı olduğunu göstermektedir.

Özellikle 2000 hertz üzerindeki frekanslarda, 65536 hertzlik örneklemme frekansı, belirgin şekilde daha düzgün ve güvenilir transfer fonksiyonu çıktıları sağlamıştır. Bununla birlikte, daha yüksek örneklemme frekansı kaçınılmaz olarak hesaplama yükünü artırmakta ve bazı durumlarda sistemi gürültüye ve bozulmalara karşı daha hassas hâle getirebilmektedir. Bu nedenle, test koşulları tasarlanırken, analizdeki özel hedefler ve kısıtlar doğrultusunda çözünürlük, test süresi ve hesaplama verimliliği arasında stratejik bir denge kurulması gerekmektedir.

### 5.2.2 Transfer fonksiyonu tahmin yöntemlerinin karşılaştırılması

Değerlendirilen transfer fonksiyonu tahmin yöntemleri arasında, H1 transfer fonksiyonu, özellikle düşük frekanslarda doğru sonuçlar vermesi nedeniyle, malzemenin dinamik dirençlik özelliklerinin belirlenmesinde en uygun yaklaşım olarak belirlenmiştir.

H2 transfer fonksiyonu, kayıp enerji analizlerinde daha güvenilir sonuçlar sunarak diğer yöntemlere kıyasla daha hassas çıktılar sağlamıştır. Bu da onu, sönümleme karakterizasyonunu içeren uygulamalar açısından özellikle avantajlı kılmaktadır.

Buna karşılık, H3 transfer fonksiyonu, faz farkları üzerindeki doğrusal olmayan davranış etkilerini yakalayamamıştır. Bölüm 1.3.4'te ayrıntılı olarak açıklandığı üzere, H3'ün temelindeki matematiksel model, oto-güç spektral yoğunluklarını içeren karekök ifadesi nedeniyle faz etkisini ortadan kaldırmaktadır. Bu nedenle, H3'ün kauçuk bileşenler gibi doğrusal olmayan malzemelerin faz duyarlılığı gerektiren analizlerinde uygun olmadığı belirlenmiştir.

Hv transfer fonksiyonu, karmaşık malzeme davranışlarının analizinde teorik olarak daha sofistike bir yöntem olarak değerlendirilmesine rağmen, matematiksel formülasyonundaki ek karmaşıklığa karşın H2 yöntemiyle elde edilen grafiksel çıktılarla tamamen örtüşen sonuçlar vermiştir. Bölüm 1.3.6'daki cebirsel karşılaştırmayı destekler niteliktedir. Bu nedenle, H2'ye göre herhangi bir ek analitik avantaj sunmamakta ve pratik uygulamalar açısından verimsiz olarak değerlendirilmektedir.

### **5.2.3 Transfer fonksiyonlarından elde edilen çıktıların değerlendirilmesi**

Tutarlılık analizinin bir sonucu olarak, tutarlılık fonksiyonu testler boyunca kullanılan transfer fonksiyonlarının güvenilirliğini değerlendirmede kritik bir araç olarak kullanılmıştır. Seçilen pencere oranının etkisi dikkate alındığında ve örnekleme frekansları göz ardı edildiğinde, genellikle 1'e yakın seyreden tutarlılık değerleri, elde edilen verilerin doğruluğunu ve güvenilirliğini teyit etmektedir. Bu yöntemin, doğrusal olmayan yapısal tasarımlara sahip doğrusal olmayan malzemelerin analizinden önce uygulanması önerilmektedir. Faz açısının -180 dereceye ulaştığı noktalarda tutarlılık değerlerinin kısa süreli olarak düştüğü ve ardından tekrar 1'e yakın değerlere döndüğü görülmüştür. Bu örnekte olduğu gibi, tutarlılık yalnızca sinyaller arasındaki ilişkinin değerlendirilmesini değil, aynı zamanda test numunesinde meydana gelen anti-rezonans koşullarının kolayca tespit edilmesini de mümkün kılmaktadır.

Dinamik direngenlik, frekansa bağlı olarak malzemenin yük taşıma kapasitesindeki değişimleri incelemek amacıyla kullanılmış ve bu parametrenin elastomerlerin mekanik özellikleriyle doğrudan ilişkili olduğu gösterilmiştir. Depolama direngenliği, elastomerik malzemelerin elastik enerji depolama kapasitesini değerlendirmede önemli bir parametre olduğu doğrulanmıştır. Sönümleme etkisini frekansın bir fonksiyonu olarak nicelleştirmek amacıyla kullanılan parametreler arasında, kayıp direngenlik en uygun olanlardan biri olarak öne çıkmıştır.

Transfer fonksiyonlarından elde edilen faz açısı değerleri, malzemelerin zaman gecikmeli tepki davranışını başarılı bir şekilde ortaya koymuştur. H1 ve H2 transfer fonksiyonları karşılaştırıldığında, elde edilen çıktıların  $y = 0$  eksenine göre neredeyse simetrik olduğu saptanmıştır. Bu çalışmada çıktı olarak sunulan  $\tan \delta$

değerleri, ölçülen faz açılarının tanjantını ifade eder ve yaklaşık olarak kayıp direngenliğin, depolama direngenliğine oranını belirtmek için kullanılır.

Benzer şekilde, sönüm katsayısı ve iletilebilirlik değerleri de dört farklı transfer fonksiyonu tahmin yöntemiyle türetilmiş ve bu çalışmanın alana katkıları arasında sunulmuştur. Rezonans bölgelerinde mekanik özelliklerin karakterizasyonunda kullanılan transfer fonksiyonlarının doğruluğu eleştirel biçimde değerlendirilmiştir. Rezonans tepelerinde H1 transfer fonksiyonunun daha az sapma gösterdiği tespit edilmiştir. Buna karşılık, anti-rezonans frekanslarındaki mekanik dinamik özellik analizleri, kullanılan transfer fonksiyonu yöntemlerinin hassasiyetine bağlı olarak farklılık göstermiştir. Bu bölgelerde özellikle H1 ve H2 yöntemlerinin daha tutarlı sonuçlar sağladığı, H3 yönteminin ise düşük hassasiyetinden dolayı sınırlı performans gösterdiği belirlenmiştir. Sistemin titreşim iletimini en aza indirdiği anti-rezonans bölgeleri, sönümleme davranışlarının daha derinlemesine anlaşılmasını mümkün kılmıştır.

Bu çalışmanın bulguları, elastomer tabanlı titreşim önleyici sistemlerin yüksek frekanslı dinamik analizine yönelik literatürde önerilen metodolojilerin geliştirilmesine katkı sağlamakta ve endüstriyel uygulamalarda da uygulanabilecek pratik bir yöntem sunmaktadır.

### **5.3 Literatüre Katkıları**

Bu tez çalışması literatüre çeşitli katkılar sağlamıştır. Her şeyden önce, kuvvet ve yer değiştirme ölçümlerinden elde edilen gerçek deneysel veriler kullanılarak elastomerik bileşenlerin yüksek frekanslı davranışlarını inceleyen sayılı çalışmalardan biri olmasıyla öne çıkmaktadır.

Aynı sistem üzerinde iki farklı numune kullanılarak dört farklı transfer fonksiyonu tahmin yöntemi karşılaştırılmış ve mühendislik uygulamaları için yol gösterici nitelikte bulgular sunulmuştur.

Geliştirilen Matlab programı; atalet momenti etkisini dikkate alma biçimi, veri işleme yaklaşımı, sinyal analizi ve dinamik parametre hesaplamaları açısından özellikle akademik ve endüstriyel kullanıma uygun bir analiz altyapısı sunmaktadır.

#### 5.4 Genel Sonuç

Sonuç olarak, bu çalışma, kauçuk malzemelerin yüksek frekanslı dinamik karakterizasyonuna kapsamlı ve detaylı bir yaklaşım sunmaktadır. Elektrikli araçların yaygınlaşmasının otomotiv endüstrisinde ortaya çıkardığı yeni gereksinimlere yanıt vererek, örnekleme hızı ve transfer fonksiyonu tahmin yöntemlerinin sistem yanıtı üzerindeki etkileri titizlikle analiz edilmiştir. Bu analizler, belirli test düzenekleriyle hangi sensör tiplerinin daha etkili performans gösterdiğine dair karşılaştırmalı değerlendirmeler yapılmasını sağlamıştır.

Ayrıca, genlik seçimi, tarama yöntemleri ve titreşim test ekipmanı türleri gibi kritik parametreler ayrıntılı olarak ele alınmış; karşılaşılan pratik zorluklar ve bunlara yönelik çözümler vurgulanmıştır. Çalışma, kauçuk üreticilerinin ürünlerinin yüksek frekanslı dinamik davranışlarını doğru ve güvenilir şekilde analiz edebilmeleri için gerekli bilgi ve araçları sağlama amacı taşımaktadır.

Elektrikli araç teknolojilerinin gerektirdiği sıkı yüksek frekanslı çalışma koşulları göz önüne alındığında, bu tez hem akademik araştırmalara hem de endüstriyel uygulamalara zamanında ve önemli katkılar sunmaktadır. Elde edilen bulgular, elastomer bazlı titreşim önleyici sistemlerin geliştirilmesi ve tasarım optimizasyonu için değerli bir rehber niteliği taşımaktadır. Ayrıca, farklı malzemeler ve tasarım varyasyonlarını içeren gelecekteki araştırmalar için sağlam bir temel oluşturmuştur.

## KAYNAKLAR

- [1] **Wikipedia contributors.** (t.y.). *Vibration*. Wikipedia. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, <https://en.wikipedia.org/wiki/Vibration>
- [2] **Encyclopædia Britannica.** (t.y.). *Hooke's law*. *Encyclopædia Britannica online*. Erişim tarihi: 26 Mayıs 2025, <https://www.britannica.com/science/Hookes-law>
- [3] **Gent, A. N.** (2012). *Engineering with rubber: How to design rubber components* (3. bs.). Carl Hanser Verlag.
- [4] **International Rubber Study Group.** (t.y.). *Rubber applications*. Erişim tarihi: 26 Mayıs 2025, <https://www.rubberstudy.com/about-rubber/rubber-applications>
- [5] **Irvine, T.** (2019). *An introduction to shock and vibration response spectra* (Rev. G). Vibrationdata. Erişim tarihi: 28 Mayıs 2025, [https://www.vibrationdata.com/tutorials2/Tom\\_book\\_12\\_1\\_19.pdf](https://www.vibrationdata.com/tutorials2/Tom_book_12_1_19.pdf)
- [6] **Irvine, T.** (2013, 14 Aralık). *Response of an SDOF system to an applied force PSD or acoustic SPL*. Vibrationdata. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, <https://vibrationdata.wordpress.com/page/26/>
- [7-9] **Irvine, T.** (2019). *An introduction to shock and vibration response spectra* (Rev. G). Vibrationdata. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, [https://www.vibrationdata.com/tutorials2/Tom\\_book\\_12\\_1\\_19.pdf](https://www.vibrationdata.com/tutorials2/Tom_book_12_1_19.pdf)
- [10] **Chatfield, C.** (1975). *The Analysis of Time Series – An Introduction* (s. 61–63). Chapman and Hall.
- [11] **Shin, K., Hammond, J. K.** (2010). *Fundamentals of signal processing for sound and vibration engineers* (s. 347). Wiley.
- [12] **Shin, K., Hammond, J. K.** (2010). *Fundamentals of signal processing for sound and vibration engineers* (s. 284). Wiley.
- [13] **Vibration Research University.** (2021, 2 Haziran). *Coherence - Fundamentals of Signal Processing*. Vibration Research University. <https://vru.vibrationresearch.com/lesson/coherence-signal-analysis/>
- [14-15] **Shin, K., Hammond, J. K.** (2010). *Fundamentals of signal processing for sound and vibration engineers* (s. 292–293). Wiley.
- [16-17] **Shin, K., Hammond, J. K.** (2010). *Fundamentals of signal processing for sound and vibration engineers* (s. 293). Wiley.
- [18-19] **Vibration Research University.** (2021, 2 Haziran). *Transmissibility - Fundamentals of Signal Processing*. Vibration Research University. <https://vru.vibrationresearch.com/lesson/transmissibility-signal-processing/>

- [20-21] **Shin, K., Hammond, J. K.** (2010). *Fundamentals of signal processing for sound and vibration engineers* (s. 293–294). Wiley.
- [22] **Inman, D. J.** (2014). *Engineering vibration* (4. bs.). Pearson.
- [23] **Gent, A. N. (Ed.).** (2012). *Engineering with rubber: How to design rubber components* (3. bs., s. 392). Carl Hanser Verlag.
- [24-25] **Lage, Y. E., Neves, M. M., Maia, N. M. M., Tcherniak, D.** (2014). Force transmissibility versus displacement transmissibility. Brüel & Kjær Sound and Vibration Measurement A/S. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, <https://www.bksv.com/media/doc/bn1450.pdf>
- [26-28] **Gent, A. N. (Ed.).** (2012). *Engineering with rubber: How to design rubber components* (3. bs., s. 275–277). Carl Hanser Verlag.
- [29-30] **Statista.** (t.y.). *Global EV market share 2010–2022*. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, <https://www.statista.com/statistics/1371599/global-ev-market-share/>
- [31] **TIRA GmbH.** (t.y.). *Calibration vibration test systems*. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, <https://www.tira-gmbh.de/en/vibration-test-systems/vibration-test-systems/calibration-vibration-test-system/>
- [32-33] **Utilcell.** (t.y.). *Load cell electrical circuit*. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, <https://www.utilcell.com/en/load-cell-electrical-circuit-/>
- [34] **Matan.** (2023, 26 Ekim). *Piezoelectric force sensor*. Electricity & Magnetism. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, <https://www.electricity-magnetism.org/piezoelectric-force-sensor/>
- [35-36] **OpenStax.** (2016). *University physics volume 1*. OpenStax, Rice University. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, <https://openstax.org/books/university-physics-volume-1/pages/3-3-velocity-and-acceleration>
- [37] **Tychr.** (t.y.). *IBDP Mathematics Analysis & Approaches HL Chapter 11 Notes: Integral Calculus*. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, <https://www.tychr.com/study-notes/ib-dp/mathematics-aa-hl/statistics/integral-calculus/>
- [38-39] **Kösebalaban, E.** (2022, 17 Eylül). *Lineer değişken diferansiyel transformatör (LVDT) nedir?*. TekFaz. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, <https://tekfaz.com/lineer-degisken-transformator-lvdt-nedir.html>
- [40] **Keyence Corporation.** (t.y.). *1D laser displacement sensors*. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, [https://www.keyence.com.my/ss/products/measure/measurement\\_library/type/laser/](https://www.keyence.com.my/ss/products/measure/measurement_library/type/laser/)
- [41] **Romanssini, M., de Aguirre, P. C. C., Severo, L. C., Girardi, A.** (2023). *Schematic of a piezoelectric accelerometer*. In *A review on vibration monitoring techniques for predictive maintenance of rotating machinery*. ResearchGate. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, [https://www.researchgate.net/figure/Schematic-of-a-piezoelectric-accelerometer\\_fig5\\_371890784](https://www.researchgate.net/figure/Schematic-of-a-piezoelectric-accelerometer_fig5_371890784)

- [42] **Stoll, C.** (2022, 31 Ocak). *Mechanical shock testing basics*. Vibration Research. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, <https://vibrationresearch.com/blog/mechanical-shock-testing-basics/>
- [43-44] **ASTM International.** (2018). *Standard guide for dynamic testing of vulcanized rubber and rubber-like materials using vibratory methods* (ASTM D5992-96R18). ASTM International. <https://doi.org/10.1520/D5992-96R18>
- [45] **Chin, A. W., Herrera, C. Y., Spivey, N. D., Fladung, W. A., Cloutier, D.** (2015). *Testing and validation of the dynamic inertia measurement method*. NASA Technical Reports Server. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, <https://ntrs.nasa.gov/citations/20150002077>
- [46] **Encyclopædia Britannica.** (t.y.). *Newton's second law ( $F = ma$ )*. In *Newton's laws of motion*. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, <https://www.britannica.com/science/Newtons-laws-of-motion/Newtons-second-law>
- [47] **National Instruments.** (2023, 12 Ekim). *Nyquist and Shannon's sampling theorems*. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, <https://www.ni.com/docs/en-US/bundle/ni-fgen/page/nyquist-and-shannons-sampling-theorems.html>
- [48] **Wikipedia contributors.** (t.y.). *Nyquist–Shannon sampling theorem*. Wikipedia, The Free Encyclopedia. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, [https://en.wikipedia.org/wiki/Nyquist%E2%80%93Shannon\\_sampling\\_theorem](https://en.wikipedia.org/wiki/Nyquist%E2%80%93Shannon_sampling_theorem)
- [49-52] **RULA Technologies.** (t.y.). *The most common formulas of sine and random*. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, <https://rula-tech.com/knowledge-article/the-most-common-formulas-of-sine-and-random>
- [53] **Encyclopædia Britannica.** (t.y.). *Newton's second law ( $F = ma$ )*. In *Newton's laws of motion*. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, <https://www.britannica.com/science/Newtons-laws-of-motion/Newtons-second-law>
- [54] **National Institute of Standards and Technology (NIST).** (2018). *CODATA recommended values of the fundamental physical constants: Standard acceleration of gravity*. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, <https://physics.nist.gov/cuu/Constants/>
- [55] **Shin, K., Hammond, J. K.** (2008). *Fundamentals of signal processing for sound and vibration engineers* (s. 68). John Wiley & Sons. ISBN 978-0470-51188-6
- [56] **Shin, K., Hammond, J. K.** (2008). *Fundamentals of signal processing for sound and vibration engineers* (s. 349–350). John Wiley & Sons. ISBN 978-0470-51188-6
- [57] **DSP Illustrations.** (t.y.). *Decibel conversion factor: 10 or 20?*. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025,

<https://dspillustrations.com/pages/posts/misc/decibel-conversion-factor-10-or-factor-20.html#>

- [58] **Gent, A. N.** (1992). *Engineering with rubber: How to design rubber components* (s. 96–100). Carl Hanser Verlag.
- [59] **MathWorks.** (t.y.). *real [MATLAB function]*. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, <https://www.mathworks.com/help/matlab/ref/real.html>
- [60] **MathWorks.** (t.y.). *imag [MATLAB function]*. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, <https://www.mathworks.com/help/matlab/ref/imag.html>
- [61] **MathWorks.** (t.y.). *angle [MATLAB function]*. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, <https://www.mathworks.com/help/matlab/ref/angle.html>
- [62] **MathWorks.** (t.y.). *rad2deg [MATLAB function]*. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, <https://www.mathworks.com/help/matlab/ref/rad2deg.html>
- [63] **MathWorks.** (t.y.). *sym.tan [MATLAB Symbolic Math Toolbox function]*. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, <https://www.mathworks.com/help/symbolic/sym.tan.html>
- [64] **Gent, A. N.** (Ed.). (2012). *Engineering with rubber: How to design rubber components* (3. bs., s. 392). Carl Hanser Verlag.
- [65] **Wikipedia contributors.** (2025, 30 Mayıs). *Nyquist–Shannon sampling theorem*. Wikipedia, The Free Encyclopedia. Erişim tarihi: 30 Mayıs 2025, [https://en.wikipedia.org/wiki/Nyquist%E2%80%93Shannon\\_sampling\\_theorem](https://en.wikipedia.org/wiki/Nyquist%E2%80%93Shannon_sampling_theorem)