

**PLASTİK MALZEMEDEN ÜRETİLMİŞ OTOMOTİV  
AYDINLATMA PARÇALARININ MODAL ANALİZİ VE  
SONLU ELEMANLAR MODELİNİN GÜNCELLENMESİ**

**Erhan AY**



T.C.  
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**PLASTİK MALZEMEDEN ÜRETİLMİŞ OTOMOTİV AYDINLATMA  
PARÇALARININ MODAL ANALİZİ VE SONLU ELEMANLAR MODELİNİN  
GÜNCELLENMESİ**

**Erhan AY**

Dr. Öğr Üyesi Sevda TELLİ ÇETİN  
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2019

### TEZ ONAYI

Erhan AY tarafından hazırlanan “PLASTİK MALZEMEDEN ÜRETİLMİŞ OTOMOTİV AYDINLATMA PARÇALARININ MODAL ANALİZİ VE SONLU ELEMANLAR MODELİNİN GÜNCELLENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

**Danışman** : Dr. Öğr. Üyesi Sevda TELLİ ÇETİN

**Başkan:** Prof. Dr. Osman KOPMAZ  
B.U.Ü. Müh.Fakültesi,  
Makine Mühendisliği

İmza

**Üye :** Dr. Öğr. Üyesi Sevda TELLİ ÇETİN  
B.U.Ü. Müh.Fakültesi,  
Makine Mühendisliği

İmza

**Üye :** Dr. Öğr. Üyesi Hakan ÜLKER  
B.T.Ü. Müh. ve Doğa Bilimleri  
Fakültesi,  
Makine Mühendisliği

İmza

**Yukarıdaki sonucu onaylarım**

**Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN**  
**Enstitü Müdürü**  
.././... (Tarih)

**Bursa U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;**

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez olarak sunmadığımı

**beyan ederim.**

**02/07/2019**

**Erhan AY**

## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

PLASTİK MALZEMEDEN ÜRETİLMİŞ OTOMOTİV AYDINLATMA PARÇALARININ  
MODAL ANALİZİ VE SONLU ELEMANLAR MODELİNİN GÜNCELLENMESİ

**Erhan AY**

Bursa Uludağ Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Dr. Öğr. Üyesi Sevda TELLİ ÇETİN

Bu çalışmada, Polimetil Metakrilat – PMMA malzemedен üretilmiş farklı geometriye sahip 4 adet stop lensleri ele alınmıştır. Lenslerin serbest titreşim doğal frekansları ve mod şekilleri ANSYS WB® yazılımı yardımı ile sayısal olarak incelenmiştir. Sonlu Elemanlar (SE) analizi yöntemiyle incelenen stop lenslerinin deneysel modal analiz yöntemiyle de doğal frekans, sönüm oranı ve mod şekilleri tespit edilmiştir. Son olarak analiz ve test sonuçları karşılaştırılarak Modal Güvence Matrisi (MGM) elde edilmiştir.

Bu tez çalışması üç bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde, günümüzde modal analiz yönteminin uygulama alanlarından ve bu konuda daha önce yapılan benzer çalışmalardan bahsedilmektedir. İkinci bölümde, genel hatlarıyla titreşim teorisinden ve temel terimlerinden ayrıca, modal analiz yönteminden ve kullanılan formülasyonlardan, Frekans Cevap Fonksiyonunun (FCF) özelliklerinden, deneysel modal analiz yönteminin uygulamasına yönelik kullanılan ölçüm düzeneklerinden ve ölçümler sonucunda modal parametrelerin elde edilme yöntemlerinden bahsedilmektedir. Üçüncü bölümde, stop lenslerinin dinamik karakteristiklerini belirlemek için bu yapılar üzerinden deneysel modal analiz gerçekleştirilmiştir. Belirlenen bir adet stop lensi üzerinde darbe çekici test yönteminin iki türü de uygulanmış ve en uygun test yöntemi belirlenmiştir. Belirlenen bu test yöntemi diğer lenslere de uygulanmış ve yapıların dinamik karakteristikleri belirlenmiştir. Yapının doğal frekanslarından yararlanarak yarım güç metodu kullanılmış ve sönüm oranları hesaplanmıştır. Ayrıca PMMA malzemesi için yeni bir elastisite modülü hesaplanmış ve tekrar bilgisayar destekli sönümsüz modal analiz yapılmıştır. Son olarak analiz ve test sonuçları karşılaştırılarak MGM elde edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Otomotiv Aydınlatma, Polimetil Metakrilat, FCF, Modal Analiz, Yarım Güç Metodu, Sonlu Elemanlar Modeli Güncelleme, Modal Güvence Matrisi (MGM)

**2019, viii + 79 sayfa.**

## **ABSTRACT**

MSc Thesis

MODAL ANALYSIS OF AUTOMOTIVE LIGHTING PARTS PRODUCED FROM  
PLASTIC MATERIALS AND UPDATING OF FINITE ELEMENTS MODEL

**Erhan AY**

Bursa Uludağ University  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering

**Supervisor:** Asst. Prof. Dr. Sevda TELLİ ÇETİN

In this study, 4 different pieces of automotive rear lamp lenses which are made of Polymethyl Methacrylate - PMMA and have different geometries have been inspected. Free-free natural frequencies and mode shapes of lenses have been estimated by the help of ANSYS WB® Finite Element Analysis (FEA) software. Meanwhile, by the help of Experimental Modal Analysis (EMA) methods; natural frequencies, damping ratios and mode shapes of the lenses have been determined. Finally, mode shapes calculated by FE and measured by EMA were compared and Modal Assurance Criteria matrix (MAC) was determined.

This thesis consists of 3 chapters. In the first chapter; application areas of the modal analysis methods today and examples of the studies done recently have been told. In the second chapter; in general, vibration theory and fundamental terms of modal analysis have been mentioned also, modal analysis methods, formulations, characteristics of Frequency Response Functions (FRF), measurement setups used on EMA methods, methods for extracting modal parameters from FRF's have been explained. In the third chapter, in order to determine the dynamic characteristics of the lenses; EMA's have been performed on these lenses. Two different methods of the "modal hammer test" have been applied on a certain lens, and based on results obtain, the most suitable test method has been chosen. This test method has been applied on remaining 3 lenses and dynamic characteristics of all lenses have been determined. At the natural frequencies of the structures, damping ratios have been calculated by the use of half power bandwidth method. In addition, a new elasticity modulus was calculated and this elasticity modulus is used as inputs for FEA. As a result, Finite Element Model has been updated then theoretical modal analysis has been performed. Finally, FEA and EMA results have been compared and MAC matrix has been found.

**Keywords:** Automotive Lighting, Polymethyl Methacrylate, Modal Analysis, Half Power Method, FEA Model Update, Modal Assurance Matrix (MAC)

**2019, viii + 79 pages.**

## TEŞEKKÜR

Hayatım boyunca desteklerini hi bir zaman esirgemeyen aileme, bu tez alıőmasında ve yüksek lisans eğitimim boyunca bana yol gstermiő olan değerli hocalarım Prof. Dr Osman KOPMAZ ve Dr. Öğr. Üyesi Sevda TELLİ ÇETİN'e, Yüksek Lisans yapmam için beni teővik eden Magneti Marelli Mako Yönetimine, analizler sırasından benden desteklerini esirgemeyen Ar-Ge departmanı test ve doğrulama bölümüne teőekkürlerimi sunarım.

Erhan AY  
02/07/2019



## İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	viii
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Tezin Amacı.....	2
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI VE KURAMSAL TEMELLER.....	4
2.1. Titreşim.....	6
2.2. Periyodik Titreşimler.....	10
2.3. Serbest Titreşim.....	11
2.4. Deneysel Modal Analiz.....	14
2.5. Frekans Cevap Fonksiyonu Ölçümü.....	16
2.5.1. Genel Ölçüm Şeması.....	16
2.5.2. Darbe Çekici Test Yöntemi ve Uygun Uç Seçimi.....	18
2.5.3. İvmeölçer Seçimi.....	24
2.5.4. Veri Toplama Sistemi/Sinyal Analizör.....	25
2.5.5. FCF Sinyalinden Modal Parametrelerin Çıkarılması.....	27
2.5.6. Tepe Tutma Metodu.....	28
2.5.7. Modal Güvence Matrisi (MGM).....	29
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	30
3.1. Darbe Çekici.....	30
3.2. İvmeölçerler.....	30
3.3. Veri Toplama Sistemi/Sinyal Analizör.....	31
3.4. Paket Programlar.....	32
3.5. Test Numuneleri.....	32
4. BULGULAR.....	34
4.1. Test Numunelerinin Sonlu Eleman Modal Analizleri.....	35
4.2. Ölçüm Noktaları Koordinatlarının DEWESoft® Yazılımına Girilmesi.....	39
4.3. Boyutlu Koordinat Ölçüm Cihazı İle Numune Üzerine Ölçüm Noktalarının İşaretlenmesi.....	42
4.4. Numune Asma Şeklinin Belirlenmesi.....	44
4.5. Deneysel Modal Analiz Test Yönteminin Belirlenmesi.....	47
4.6. Diğer 3 Numunenin Deneysel Modal Analiz Test Sonuçları ile Sonlu Elemanlar Modal Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	49
4.7. Testlerde Kullanılan Modal İvmeölçer Ağırlığının Sonlu Elemanlar Modal Analiz Programında Eklenmesi.....	54
4.8. PMMA Malzeme İçin Yeni Elastisite Modülü Hesaplanması.....	60
4.9. MEScope® Yazılımı Kullanılarak MGM Matrisinin Hesaplanması.....	67
5. TARTIŞMA VE SONUÇ.....	73
KAYNAKLAR.....	76
ÖZGEÇMİŞ.....	79



## SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklama</b>
$f$	Doğal frekans (Hz)
$T$	Periyot (s)
$x$	Yer değiştirme (m)
$x(t)$	Kütlenin 't' anındaki yer değiştirme miktarı (m)
$v(t)$	Kütlenin 't' anındaki hızı (m/s)
$\alpha(t)$	Kütlenin 't' anındaki ivmesi ( $m/s^2$ )
$\omega_n$	Sönümsüz açısal doğal frekans (rad/s)
$k$	Yay sertliği veya yay katsayısı (N/m)
$m$	Cismin kütlesi (kg)
$R$	Titreşim hareketinin tepe genliği (m)
$\theta$	Faz açısı (rad)
$A$	Sistemin modal şekilleri ile bağlantılı değişken
$N$	Sistemi tanımlayan serbestlik derecesi sayısı
$t$	Zaman (s)
$w$	Sistemin sönümlü frekansları (Hz)
$\sigma$	Sönüm katsayısı
$X(\omega)$	Tepki fonksiyonunun Fourier dönüşümü
$F(\omega)$	Etki fonksiyonunun Fourier dönüşümü
$H(\omega)$	Transfer fonksiyonu
$a_0$	Fourier serisi sabiti
$a_n$	Fourier serisi sabiti
$b_n$	Fourier serisi sabiti
$\eta_r$	r. modun sönüm kayıp çarpanı
$\zeta_r$	r. modun sönüm oranı
$\omega_a$	r. modun sağındaki frekans değeri
$\omega_b$	r. modun solundaki frekans değeri
$\{\Phi\}_{TEST}$	Test modal vektörü
$\{\Phi\}_{SE}$	Sonlu elemanlar modal vektörü

<b>Kısaltmalar</b>	<b>Açıklama</b>
FCF	Frekans Cevap Fonksiyonu
PMMA	Polimetil metakrilat
SAE	Otomotiv Mühendisleri Derneği
MGM	Modal Güvence Matrisi
TSDS	Tek Serbestlik Dereceli Sistem
SE	Sonlu Elemanlar

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Şekil 2.1. Titreşim sistemi.....	8
Şekil 2.2. Titreşim hareketinin zaman ve frekans düzleminde gösterilmesi.....	9
Şekil 2.3. Sinüzoidal titreşim hareketi .....	10
Şekil 2.4. Sönümsüz serbest titreşim sistemi .....	12
Şekil 2.5. Deneysel modal analizde ölçüm düzeneği.....	17
Şekil 2.6. Etki ve tepki fonksiyonlarının fourier dönüşümü .....	17
Şekil 2.7. Mod şekilleri .....	18
Şekil 2.8. Bir darbe çekici tarafından oluşturulan bir impulsun frekans cevabı .....	19
Şekil 2.9. Girdi kuvvetinin frekans alanındaki gösterimi .....	21
Şekil 2.10. a) Zaman alanında sinüs sinyali, b) Frekans alanında sinüs sinyali .....	21
Şekil 2.12. a) Zaman alanında darbe sinyali, b) Frekans alanında darbe sinyali .....	22
Şekil 2.14. Darbe çekici uç tipleri.....	22
Şekil 2.15. Yumuşak uç - Yeşil: Koherans, Kırmızı: FCF, Mavi: Girdi kuvvet spektrumu.....	23
Şekil 2.16. Sert uç - Yeşil: Koherans, Kırmızı: FCF, Mavi: Girdi kuvvet spektrumu	23
Şekil 2.17. Doğru uç - Yeşil: Koherans, Kırmızı: FCF, Mavi: Girdi kuvvet spektrumu .....	23
Şekil 2.18. Piezoelektrik bir ivmeölçerin yapısı .....	24
Şekil 2.19. Tipik bir ivmeölçer kartı .....	25
Şekil 2.20. FCF için TSDS öngörüsü.....	27
Şekil 2.21. Tepe tutma metodu .....	28
Şekil 3.1. IH-01 Darbe Çekici.....	30
Şekil 3.2. 3 Eksenli modal ivmeölçer (PCB® Piezotronics) .....	31
Şekil 3.3. 16 kanallı sinyal ölçüm sistemi (DEWESoft®).....	31
Şekil 3.4. Test Numuneleri (Lensler).....	33
Şekil 4.1. Numune 1 1. Mod (94,731 Hz).....	36
Şekil 4.2. Numune 1 2. Mod (167,45 Hz).....	36
Şekil 4.3. Numune 1 3. Mod (335,3 Hz).....	36
Şekil 4.4. Numune 2 1. Mod (72,761 Hz).....	37
Şekil 4.5. Numune 2 2. Mod (106,52 Hz).....	37
Şekil 4.6. Numune 2 3. Mod (170,94 Hz).....	37
Şekil 4.7. Numune 3 1. Mod (48,187 Hz).....	38
Şekil 4.8. Numune 3 2. Mod (86,848 Hz).....	38
Şekil 4.9. Numune 3 3. Mod (159,52 Hz).....	38
Şekil 4.10. Numune 4 1. Mod (43,966 Hz).....	39
Şekil 4.11. Numune 4 2. Mod (70,613 Hz).....	39
Şekil 4.12. Numune 4 3. Mod (108,14 Hz).....	39
Şekil 4.13. Numune 1 geometrisi .....	40
Şekil 4.14. Numune 2 geometrisi .....	40
Şekil 4.15. Numune 3 geometrisi .....	41
Şekil 4.16. Numune 4 geometrisi .....	41
Şekil 4.17. 3 boyutlu koordinat ölçüm cihazı .....	42
Şekil 4.18. Numune 1 .....	42
Şekil 4.19. Numune 2.....	43
Şekil 4.20. Numune 3.....	43

Şekil 4.21. Numune 4.....	44
Şekil 4.22. Genel test düzeneği.....	44
Şekil 4.23 Numune 1 çift elastik iple asma şekli.....	45
Şekil 4.24. Numune 1 tek elastik iple asma şekli.....	45
Şekil 4.25. Numune 1 çift elastik ip FCF sonuçları (Darbe çekici gezdirme test yöntemi) .....	46
Şekil 4.26. Numune 1 tek elastik ip FCF sonuçları (Darbe çekici gezdirme test yöntemi) .....	46
Şekil 4.27. Numune 1 tek elastik ip FCF sonuçları (İvmeölçer gezdirme test yöntemi)	48
Şekil 4.28. Numune 2 tek elastik ip FCF sonuçları (Darbe çekici gezdirme test yöntemi) .....	50
Şekil 4.29. Numune 3 tek elastik ip FCF sonuçları (Darbe çekici gezdirme test yöntemi) .....	51
Şekil 4.30. Numune 4 tek elastik ip FCF sonuçları (Darbe çekici gezdirme test yöntemi) .....	53
Şekil 4.31. Numune 1 1. Mod (89,118 Hz).....	54
Şekil 4.32. Numune 1 2. Mod (157,31 Hz).....	55
Şekil 4.33. Numune 1 3. Mod (196,6 Hz).....	55
Şekil 4.34. Numune 2 1. Mod (69,346 Hz).....	56
Şekil 4.35. Numune 2 2. Mod (105,41 Hz).....	56
Şekil 4.36. Numune 2 3. Mod (160,68 Hz).....	56
Şekil 4.37. Numune 3 1. Mod (46,548 Hz).....	57
Şekil 4.38. Numune 3 2. Mod (86,576 Hz).....	58
Şekil 4.39. Numune 3 3. Mod (153,46 Hz).....	58
Şekil 4.40. Numune 4 1. Mod (41,716 Hz).....	59
Şekil 4.41. Numune 4 2. Mod (70,197 Hz).....	59
Şekil 4.42. Numune 4 3. Mod (104,51 Hz).....	59
Şekil 4.43. Numune 1 1. Mod (109,89 Hz).....	61
Şekil 4.44. Numune 1 2. Mod (193,98 Hz).....	61
Şekil 4.45. Numune 1 3. Mod (242,42 Hz).....	62
Şekil 4.46. Numune 2 1. Mod (85,509 Hz).....	63
Şekil 4.47. Numune 2 2. Mod (129,97 Hz).....	63
Şekil 4.48. Numune 2 3. Mod (198,13 Hz).....	63
Şekil 4.49. Numune 3 1. Mod (57,398 Hz).....	64
Şekil 4.50. Numune 3 2. Mod (106,76 Hz).....	65
Şekil 4.51. Numune 3 3. Mod (189,24 Hz).....	65
Şekil 4.52. Numune 4 1. Mod (51,489 Hz).....	66
Şekil 4.53. Numune 4 2. Mod (86,56 Hz).....	66
Şekil 4.54. Numune 4 3. Mod (128,87 Hz).....	66
Şekil 4.55. MEScope akış şeması.....	68
Şekil 4.56. Numune 1 MGM matrisi.....	69
Şekil 4.57. Numune 1 MGM tablosu.....	69
Şekil 4.58. Numune 2 MGM matrisi.....	70
Şekil 4.59. Numune 2 MGM tablosu.....	70
Şekil 4.60. Numune 3 MGM matrisi.....	71
Şekil 4.61. Numune 3 MGM tablosu.....	71
Şekil 4.62. Numune 4 MGM matrisi.....	72
Şekil 4.63. Numune 4 MGM tablosu.....	72

## ÇİZELGELER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Çizelge 3.1. 16 kanallı sinyal ölçüm sistemi özellikleri (DEWESoft®).....	32
Çizelge 4.1. Numune 1 deneysel modal analiz sonuçları .....	47
Çizelge 4.2. Numune 1 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması.....	47
Çizelge 4.3. Numune 1 deneysel modal analiz sonuçları .....	49
Çizelge 4.4. Numune 1 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması.....	49
Çizelge 4.5. Numune 2 deneysel modal analiz sonuçları .....	50
Çizelge 4.6. Numune 2 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması.....	51
Çizelge 4.7. Numune 3 deneysel modal analiz sonuçları .....	52
Çizelge 4.8. Numune 3 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması.....	52
Çizelge 4.9. Numune 4 deneysel modal analiz sonuçları .....	53
Çizelge 4.10. Numune 4 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması.....	54
Çizelge 4.11. Numune 1 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması.....	55
Çizelge 4.12. Numune 2 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması.....	57
Çizelge 4.13. Numune 3 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması.....	58
Çizelge 4.14. Numune 4 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması.....	60
Çizelge 4.15. Numune 1 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması.....	62
Çizelge 4.16. Numune 2 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması.....	64
Çizelge 4.17. Numune 3 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması.....	65
Çizelge 4.18. Numune 3 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması.....	67

## 1. GİRİŞ

Otomotiv sanayi, küresel düzeyde değişen pazar ve rekabet koşulları nedeniyle, sürekli dinamik bir gelişme içindedir. Araçların aero-dinamik yapısı ihtiyacına cevap verebilmek, yenilikçi ve teknolojik çözümlerle mümkündür. Otomotiv aydınlatma sistemleri son 10 yılda büyük bir gelişim göstermiştir. 2007 yılında 35 parçadan oluşan basit bir aydınlatma sistemi 2017 yılında 417 parçaya sahip karmaşık bir sistem halini almıştır. 2000 yılına kadar “cam” malzemeden yapılan otomobil stop lensleri, kalıp, enjeksiyon ve kaplama teknolojilerindeki gelişmelerle birlikte ışık geçirgenliği cama yakın, ısıya, kimyasal maddelere, çizilmeye, darbeye dayanıklılığı yüksek, en önemlisi aynı boyuttaki bir cama göre hafif ve şeffaf termoplastik malzeme olan Polimetil metakrilat - PMMA (Polymethyl methacrylate)'tan elde edilmeye başlanmıştır.

Aydınlatma sistemleri otomobil üzerinde dinamik kuvvetlere maruz kaldığından bu kuvvetlerin titreşim frekansları, kullanılan parçaların doğal frekanslarını tetikleyerek parçaları rezonansa sokmaktadır. Rezonansa giren parçalar arasında sürtmeden dolayı toz oluşmakta ve hatta rezonans durumunda yüksek genlikteki yer değiştirmeler sebebiyle parçalar kırılmaktadır. Meydana gelen bu ve benzeri dinamik problemlerin çözülebilmesi için de yapının dinamik davranışını belirlemek gerekir. Bunun anlamı kritik frekanslarda yapıda titreşim sonucu meydana gelen hareketlerin belirlenmesidir ki buna modal analiz denir.

Deneysel modal analiz son yıllarda gittikçe daha fazla araştırılan bir konu haline gelmiştir. Özellikle bilgisayar teknolojisinin geliştiği günümüzde bilgisayar destekli ölçüm cihazları bu işlemin daha hızlı yapılmasına olanak sağlamaktadır. Bu yöntemle yapıların dinamik karakteristikleri olarak adlandırılan doğal frekanslar, mod şekilleri ve sönüm oranları deneysel olarak elde edilebilmektedir (Bayraktar ve ark. 2005).

Böyle bir deneysel yöntem gereksinim duyulmasının esas sebepleri arasında, yapıların teorik analizi yapılırken yapılan kabullerin gerçekte sağlanıp sağlanmadığının tespit edilmesi, teorik analizinin yapılmasında güçlük olan sistemlerin dinamik karakteristiklerinin deneysel olarak belirlenmesi ve kullanılmış ve/veya hasar görmüş yapıların durumlarının belirlenmesi yer almaktadır (Bayraktar ve ark. 2005).

Deneysel modal analiz;

- yapı sağlığı izlemesi, farklı tür malzeme ve taşıyıcı sisteme sahip mühendislik yapılarının yapısal davranışlarının deneysel yöntemler ile birlikte sürekli izlenmesi,

kontrol edilmesi, oluşabilecek değişimler göz önünde bulundurularak hasar tespiti yapılması esasına dayandırılarak inşaat mühendisliği alanında (Okur 2017),

- hava araçlarının gerçekleştireceği uçuş profillerinde yapı üzerinde binen birçok yükün ve bu yükün oluşturacağı titreşimlerden kaynaklanan salınımların incelenmesinde ve hava aracı imalat aşamasında iken, parça ve sistem bazında yapı üzerine gelecek kuvvetlerin hesaplanmasında ve bu doğrultuda parça seçiminde(Tümer 2016),

- günümüzde motorlu taşıtlar adı altında toplayabileceğimiz, otobüs, kamyon, traktör, otomobil gibi nakil araçlarında seyahatlerini gerçekleştiren insanların hem konforunun hem de emniyetinin birlikte sağlanması için yol pürüzlülüğü, motor titreşimi, güç iletim sistemlerinin oluşturduğu titreşimler ve tekerlek askı sistemlerindeki problemlerden ve rezonanstan kaynaklanan titreşimlerin incelenmesinde (Şimşek 2010),

- beyaz eşya sektöründe, titreşim ve gürültü performansı bakımından en kritik ürünlerden birisi olan çamaşır makinelerinin sıkma modunda oluşan titreşimlerin incelenmesinde ve bu doğrultuda en uygun malzeme seçiminin yapılmasında (Esen ve ark. 2016)

kullanılan bir yöntemdir.

## **1.1. Tezin Amacı**

Mühendislikte kullanılan yapıların statik ve dinamik kuvvetler etkisi altındaki davranışları, bu yapıların tasarım aşamasında oldukça önemlidir. Yapıların dinamik kuvvetler etkisi altındaki davranışlarının incelenmesi için ilk aşamada serbest titreşim karakteristiklerinin belirlenmesi gerekmektedir. Serbest titreşim karakteristikleri, yapının, doğal frekansları, sönüm oranları ve mod şekilleridir. Yapıya gelen kuvvetlerin frekansları ile serbest titreşim frekanslarının karşılaştırılması rezonans olayı açısından önemlidir. Ayrıca yapıların dinamik kuvvetlere karşı cevabının araştırılması da bu kuvvetlerin etkisi altındaki yapının nasıl davranacağını belirlemek bakımından oldukça önemlidir. Bu çalışma, modal analiz yönteminin otomotiv sektörünün aydınlatma alanındaki önemini ve uygulanabilirliğini göstermek için yapılmıştır.

Modeller üzerinde deneysel modal analiz ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Deneysel ve bilgisayar destekli analiz sonuçlarının karşılaştırmasını yapabilmek amacıyla ölçülen

modellerin sonlu elemanlar yöntemiyle bilgisayar destekli analizleri de yapılmıştır. Deneysel modal analiz ölçümlerinde, yapıların denge konumunu bozmak amacıyla darbe çekici ve yapıların tepkilerini ölçmek amacıyla modal ivmeölçerler kullanılmıştır. Yapılar üzerinde belirlenen noktalara darbe çekiciyle vurularak tahrik işlemi gerçekleştirilmiş ve darbe çekicinin ucundaki kuvvet ölçerle yapıya uygulanan kuvvet ölçülmüştür. Uygulanan kuvvetten dolayı yapıda oluşan titreşim yine belirlenen noktalara yerleştirilen ivmeölçerlerle ölçülmüştür. Ölçülen sinyaller, DEWESoft® Sirius HD 16x STGS model nolu veri toplama sisteminde işlenerek yapılara ait FCF'ler elde edilmiştir. FCF'lerin ön kontrolleri yapılarak doğal frekanslar belirlenmiş ve bu doğal frekanslara karşılık gelen sönüm oranları yarım güç metodu kullanılarak hesaplanmıştır.

Hesaplanan sönüm oranları, sonlu elemanlar modelinin güncellenmesinde kullanılmıştır. Oluşturulan modellerin bilgisayar destekli analizleri sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak ANSYS WB® programında gerçekleştirilmiştir. Bilgisayar destekli analizler neticesinde yapılara ait doğal frekanslar ve mod şekilleri hesaplanmıştır. Deneysel ve bilgisayar destekli analizler ile elde edilen doğal frekanslar ve mod şekilleri karşılaştırılmış ve MGM elde edilmiştir. Daha sonra deneylerin yapılması sırasında elde edilen deneyimler ile deneysel ve bilgisayar destekli sonuçların karşılaştırılmasında varılan sonuçlar ve öneriler sunulmuştur.

## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI VE KURAMSAL TEMELLER

Deneysel modal analiz yöntemleri ve otomotiv aydınlatma sistemleri ile ilgili literatüre bakıldığında konuyla ilgili yapılmış birçok çalışmaya rastlamak mümkündür. Örneğin; Schwarz ve Richardson (1999), deneysel modal analiz yönteminin ölçümlerinde kullanılan cihazlardan (darbe çekici, modal sarsıcı, vs.) modal parametrelerin (doğal frekans, sönüm oranı ve mod davranışı) elde edilmesine kadar bütün aşamalarını özetleyen bir çalışma hazırlamışlardır. Karuppaiah, Sujatha ve Ramamurti (1999), bir binek araca ait şasi elemanlarını, aksları, süspansiyon sistemlerini ve lastikleri dikkate almışlar ve aracı 4-poster test sistemi üzerine yerleştirerek lastiklere spektral güç yoğunluğunu girdi olarak vermişlerdir. Bu çalışmada Lanczos yöntemi, modal analiz için başarıyla kullanılmıştır. Test sonucunda aracın kritik noktalarında bulunan ivmeölçerden ve gerinim ölçerlerden veri toplamışlar ve elde ettikleri sonuçları sonlu elemanlar yöntemi ile karşılaştırmışlardır. Aracın maksimum sürüş konforu için, optimum süspansiyon ve lastik özelliklerini bulmak amacıyla parametrik çalışma da yapmışlardır. Storck, Sumali ve Pu (2001), bir off-road aracının egzoz sistemi üzerinde 3 farklı sınır koşulu (serbest – serbest, iki adet elastomerik taşıyıcı destekler üzerinde ve direkt araç üstünde) ile deneysel modal analiz yapmışlardır. Serbest – serbest sınır şartlarında, egzoz sistemini elastik ipler vasıtasıyla alüminyum sigma profillerden yapılmış bir yapı üzerine asmışlar ve sonuçları sonlu elemanlar yöntemi ile karşılaştırmışlardır. İkinci yöntemde, araç şasisini simüle edecek sağlam bir yapı yapmışlar ve egzoz sistemini bu yapı üzerindeki elastometrik taşıyıcı destekler üzerine yerleştirerek test etmişler ve elastometrik taşıyıcıların sönüm etkilerini gözlemlemişlerdir. Üçüncü yöntemde, egzoz sistemini motor manifolduna ve iki adet elastometrik destekler üzerine yerleştirerek gerçek sınır koşullarında test etmişlerdir. Yapmış oldukları bu testlerin sonuçlarını karşılaştırmışlar ve çıkan sonuçları değerlendirmişlerdir.

Schrader ve Hilburger (2005) yaptıkları çalışmada far üzerine bir rastgele titreşim test profili uygulayarak hem test hem de sonlu eleman analizlerini yapmış ve sonuçları karşılaştırmışlardır. Yazarlar çalışmalarında sönüm oranı ile ilgili bir korelasyon yapmış ancak kullanılan sönüm modeli ve sönüm oranının belirlenmesinde kullanılan test metodu ile ilgili bilgi vermemişlerdir. Bayraktar ve Türker (2005), tek açıklıklı ve 3 katlı bir düzlem çerçevenin deneysel ve teorik modal analizini yapmışlardır. Ölçüm için



içi boş dikdörtgen kesitli elemanlar kullanarak bir model oluşturmuşlardır. Oluşturdukları bu model üzerinde gerekli ölçümleri yapmışlar ve dinamik karakteristikleri belirlemişlerdir. Elde ettikleri sonuçları teorik analiz sonuçlarıyla karşılaştırmışlar ve yöntemin uygulanabilirliğini göstermişlerdir. Schrader (2006), bir far üzerinde yapılan şok testlerini ele almış ve bu testlerden elde edilen birim uzama değerleri ile sonlu eleman analizinden elde edilen değerlerin karşılaştırılmasını yapmıştır. Ancak, çalışmada kullanılan malzemelerin sönüm oranlarının tam olarak bilinmediği ve bu değerler için bir doğrulama ihtiyacının bulunduğu belirtilmiştir. Sönüm oranının gerilme ve birim uzama değerlerine önemli ölçüde etki ettiği bilinmektedir. Bu sebeple titreşim testleri değerlendirilmeden önce sönüm oranlarının bilinmesi önem taşır. Altunel (2009), bir genel maksat helikopterin yapısal sonlu elemanlar model güncellenmesini gerçekleştirmeye çalışmıştır. İlk aşama olarak helikopterin deneysel modal analizini modal sarsıcı kullanarak yapmıştır. Elde ettiği test sonuçlarını sonlu elemanlar yöntemi ile karşılaştırmış ve tüm helikopter gövdesini güncellemiştir. Ardından, kuyruk kısmının güncellemesine başlamıştır. Ayrıca, modelden çıkarılması gereken en uygun konumu hesaplayarak daha iyi bir MAC matrisi elde edilmesine olanak sağlayan yeni bir metod önermiştir. Önerdiği metodu, helikopter modeli için denemiş ve coMAC metodundan daha iyi çalıştığını görmüştür.

Şimşek (2010), bir iş makinesi kabininin titreşim analizi bilgisayar destekli olarak yapılmıştır. Araç kabini belirtilen ölçülerde modellendikten sonra ANSYS WB® programı ile modal analizi yapılmış ve tasarlanan kabinin doğal frekansları elde edilmiştir. Yol pürüzlüğü ve diğer sebepler ile meydana gelen titreşim tahrik frekansları, taşıt kabininin doğal frekanslarına eşit veya yakın olması durumunda kabinde titreşimler artmaktadır. Bu nedenle tasarlanan kabinin doğal frekansları, dış etkenler ile oluşan titreşimlerin frekans aralığının dışında olması hedeflenmiştir.

Pandiyanayagam, Bardia ve Patil (2011), çalışmalarında bir PCB'nin doğal frekansları ve mod şekillerini, analitik, sonlu elemanlar metodu ve test ile bulmuş ve sonuçları karşılaştırmışlardır. Rastgele titreşim analizi; hem sonlu elemanlar yöntemiyle yapılmış hem de test ile yapılarak sonuçlar karşılaştırılmış ve sönüm oranı sonlu elemanlar modelinde güncellenmiştir. Rastgele titreşim analizinin sonucunda 3 band tekniği kullanılarak ilk doğal frekansta oluşan 1 sigma, 2 sigma ve 3 sigma değerlerinin oluşturacağı yorulma; malzemenin S-N eğrisi ve Miner kuralı kullanılarak

hesaplanmıştır. Thor ve Chippa (2015), bir aracın seyir halindeyken motorundan ve yoldan gelen titreşimlerin aracın yan aynasında meydana getirdiği etkiyi incelemişler ve mevcut tasarımın titreşim analizini sonlu elemanlar yöntemini kullanarak yapmışlardır. Ayrıca yaptıkları bu çalışmayı deneysel çalışma ile de doğrulamışlardır. Erdoğan (2016), taşıtlardaki süspansiyon sistemlerinin en önemli elemanlarından bir tanesi olan yaprak yayları kompozit malzemelerden farklı modellerde üretip hem deneysel modal analizini hem de sonlu elemanlar analizini yapmıştır. Yapılan deneysel ve hesaplamalı modal analiz sonuçları karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Mod şekilleri, doğal frekansları ve sönüm oranları arasında kıyaslamalar yapılmıştır. Ayrıca kompozit yaprak yayı üretmek için kullanılan farklı takviye malzemelerinin kompozit yaprak yayın doğal frekansları ve mod şekilleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Xu, Shi, Ni ve Li (2017), binek araçların motorlarında kullanılan bir yağ pompasının içinden geçen yağın yaratmış olduğu titreşim ve gürültünün etkisini incelemişler ve yağ pompasının tasarımını optimize etmişlerdir. Akışkanın analizi Pumplinx yazılımı, modal analiz ABAQUS® ile yapılmıştır. Pompa üzerine belirlenen noktalara ivmeölçerler yerleştirilmiş ve B&K PULSE® veri toplama sistemi ile titreşim verisi toplanmıştır. Elde ettikleri sonuçları sonlu elemanlar yöntemi ile karşılaştırmışlar ve pompanın tasarımını optimize etmişlerdir.

Bu çalışmada, aynı plastik hammadeden (PMMA) üretilmiş fakat farklı geometriye sahip otomotiv arka aydınlatma grubunun bir elemanı olan dış lensin sonlu eleman analiziyle doğal frekans ve mod şekilleri hesaplanmıştır. Sonlu eleman analizi ile elde edilen sonuçlar deneysel modal analiz yöntemiyle doğrulanmıştır. Bu bölümde genel titreşim teorisi, modal analiz teorisi, FCF hesaplama, fourier dönüşümü ve MGM hesaplama ile ilgili teorik bilgiler verilmiştir. Ayrıca hesaplanan FCF üzerinden modal parametrelerin belirlenmesi ile ilgili teorik bilgiler verilmiştir.

Deneysel modal analiz yönteminde kullanılan ivmeölçerler, darbe çekici ve veri toplama sistemi ile ilgili teknik bilgiler de verilmiştir.

## **2.1. Titreşim**

Titreşim, bir kütlenin referans bir pozisyon etrafında yapmış olduğu salınım hareketidir (Anonim 1982). Titreşim genellikle istenmeyen bir durumdur. Çünkü makinenin görevini zorlaştıracak, hattâ bazı durumlarda rezonans oluşturarak makinenin tahrip

olmasına sebep olacaktır. Makineler tasarlanırken, titreşime sebep olabilecek iç ve dış kuvvetlerin mümkün olduğu kadar küçük olması istenir. Bu kuvvetler metal yorulmasına, çalışan parçalar arasındaki boşluğun artmasına, aşınmalara, çatlaklar oluşmasına, dönen elemanlarda dengesizliğe, yataklarda bozulmalara, boşa enerji harcanmasına, istenmeyen ses ve gürültü oluşmasına sebep olurlar. Diğer taraftan tüm bu bozulmalar titreşimi oluşturan veya şiddetini artıran unsurlardır.

Titreşim bazen arzu edilir. Örneğin; müzikal enstrümanların birçoğunda, özellikle telli enstrümanlarda titreşim istenilen bir olaydır. Her iki durumda da titreşimin nasıl analiz edileceği, ölçüleceği ve kontrol edileceği mühendislik için önemli bir bilgidir.

Uygulamada titreşim ölçümleri aşağıdaki hallerde gerekli olur (Singiresu 2010):

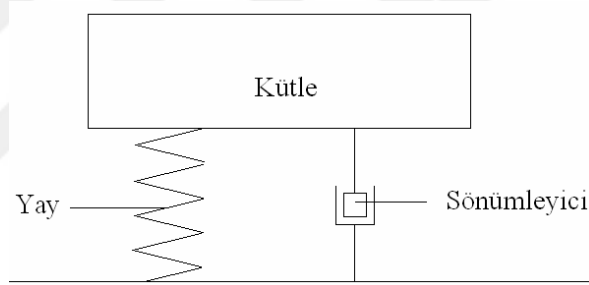
1. Yüksek verimlilik ve ekonomik tasarım konusunda artan talepler, makinelerde daha yüksek çalışma hızlarına ve hafif yapılar aracılığıyla makine ve malzemelerin verimli kullanılmasına yol açmaktadır. Bu eğilimler makinelerin çalışması sırasında rezonans koşullarının oluşma riskini artırır ve sistemin güvenilirliğini azaltır. Bu nedenle makine ve yapıların titreşim karakteristiklerinin periyodik ölçümü yeterli güvenlik toleranslarının sağlanması için zorunluluk haline gelir. Doğal frekanslarda veya diğer titreşim karakteristiklerinde gözlenen herhangi bir sapma makinede bir arızaya veya makinenin bakım ihtiyacına işaret etmektedir.
2. Bir yapı veya makinenin doğal frekansının ölçümü rezonans durumunu önleyecek makine çalışma hızlarının seçilmesi için faydalıdır.
3. Bir makine veya yapının teorik hesaplanan titreşim özellikleri analizlerde yapılan kabullere bağlı olarak gerçek değerlerden farklı olabilir.
4. Titreşim frekansları ve oluşan kuvvetlerin ölçümü aktif titreşim-yalıtım sistemlerinin tasarım ve işletilmesi için gereklidir.
5. Birçok uygulamada, belirli bir titreşim ortamında bir yapı veya makinenin çalışma ömrü belirlenecektir. Yapı veya makine belirtilen titreşim ortamındaki testi tamamlandıktan sonra bile beklenen görevi yerine getirebilir durumda ise, belirtilen koşullarda çalışmaya devam etmesi beklenmektedir.
6. Sürekli ortamlar basitlik için genellikle çok serbestlik dereceli tekil sistemler olarak kabul edilirler. Sürekli ortamların ölçülen doğal frekansları ve mod şekilleri, çok serbestlik dereceli tekil modelinin hesaplanan doğal frekansları ve mod şekilleri ile karşılaştırılabilir ise, o zaman yaklaşımın geçerli olduğu kanıtlanmış olacaktır.

7. Bir sistemin ölçülen giriş ve çıkış titreşim özelliklerinin ölçümü, kütle, rijitlik ve sönümleme açısından sistemin tanımlanmasına yardımcı olur.

8. Depremın sebep olduğu zemin titreşimleri, yapılar üzerindeki değişken rüzgar hızları, okyanus dalgalarının rastgele değişim ve yol yüzey pürüzlülüğü hakkındaki bilgiler; yapılar, makineler, petrol platformları ve araç süspansiyon sistemlerinin tasarımında önemlidir.

Titreşim, bir kütlenin elastik bir eleman üzerinde salınım hareketi yapmasıyla oluşur. Kütle ve elastik elemandan oluşan bu sistem, titreşim sistemi olarak adlandırılır. Basit bir titreşim sistemi Şekil 2.1’de görülmektedir.

Şekil 2.1’de görülen titreşim sisteminde kütle kinetik enerjiyi, yay ise potansiyel enerjiyi depo eder. Titreşim, potansiyel enerji ve kinetik enerji arasında enerji dönüşümü ile oluşur. Salınım sırasında sistemden enerji alarak hareketi yavaşlatan ve sonunda durduran elemana sönümleyici denir.



**Şekil 2.1.** Titreşim sistemi (Çay 2006)

Titreşim hareketi periyodik ve random (gelişigüzel) titreşim hareketi olarak iki sınıfa ayrılabilir. Periyodik titreşim hareketi, belirli bir sürede aynen veya kısmen tekrar etme özelliğine sahip bir harekettir. Random titreşim hareketi ise, zamanla tekrarlanabilme özelliğine sahip değildir.

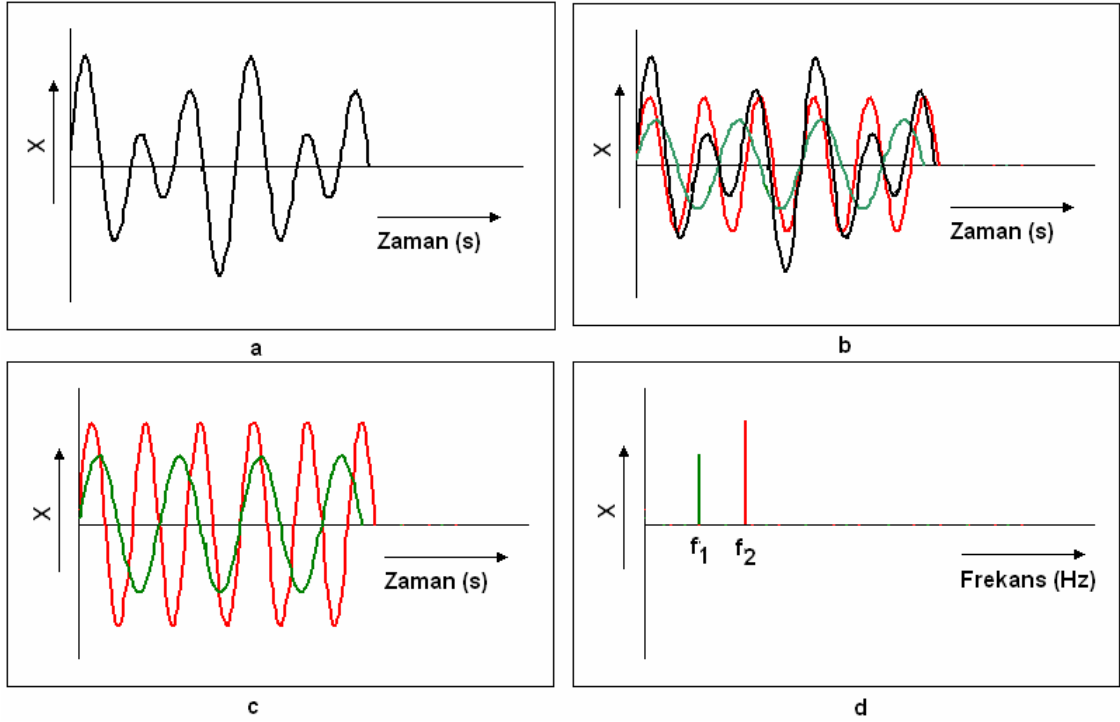
Titreşim hareketinin meydana geldiği doğrultu veya eksen sayısı serbestlik derecesi olarak adlandırılır. Uygulamada bir titreşim hareketi pek çok doğrultu veya ekseninde meydana gelebilir. Bu yüzden titreşim hareketi üç doğrusal eksen (x, y ve z) ve üç açısız doğrultu (rx, ry ve rz)’da ölçülür (Anonim 1997).

Periyodik titreşim hareketinde, hareketin tekrar süresine periyot (T) ve saniyede meydana gelen hareket sayısına frekans (f) adı verilir. Matematiksel tanım ile frekans periyodun tersidir ve aşağıdaki gibi hesaplanır (Meirovitch 2001):

$$f = T^{-1} = \frac{1}{T} \quad (2.1)$$

Periyodun birimi saniye (s), frekansın birimi Hertz (Hz)'dir.

Titreşim hareketi birçok doğrultu ve ekseninde meydana geldiği için, bir başka deyişle birden fazla bileşenden oluştuğu için, zaman düzleminde bir titreşim hareketini incelemek zordur. Bu yüzden titreşim ölçme ve değerlendirme uygulamalarında frekans spektrumu kullanılır. Frekans spektrumu, bir titreşim hareketinin frekans ve titreşim niceliğine bağlı bir fonksiyon olarak gösterimidir. Şekil 2.2'de bir titreşim hareketi zaman düzleminde ve frekans düzleminde gösterilmiştir. Şekil 2.2.a'da periyodik (belirli bir süre sonra kendisini tekrar etmekte), fakat harmonik olmayan (bir sinus dalgası şeklinde olmadığı için) bir titreşim hareketi görülmektedir. Her ne kadar görünüşte harmonik olmasa da bu hareket, aslında frekansları ve genlikleri farklı iki adet harmonik bileşene sahiptir (Şekil 2.2.b ve Şekil 2.2.c). Bu bileşenlerin zaman düzleminde analiz edilmeleri oldukça zordur. Bu yüzden hareket frekans düzleminde incelenir (Şekil 2.2.d).

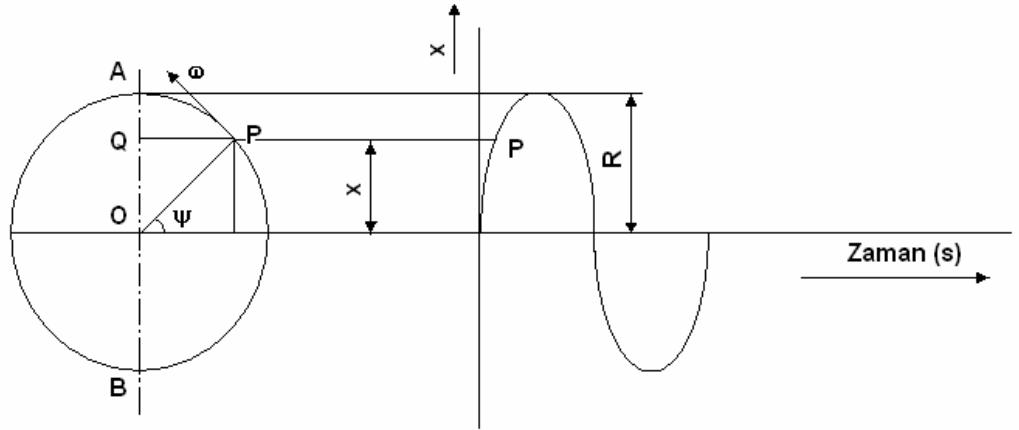


**Şekil 2.2.** Titreşim hareketinin zaman ve frekans düzleminde gösterilmesi (Çay 2006)

Uygulamada bir titreşim hareketi çok sayıda frekans içerir. Bunların teker teker incelenerek titreşim büyüklüğünün belirlenmesi mümkün değildir. Bu amaçla frekans spektrumu belirli frekans aralıklarına bölünür ve bu aralıklarda titreşim niceliği ölçülür. Frekans aralıkları aritmetik dizin (ardışık iki terim arasındaki fark sabit) yerine geometrik dizinden (ardışık iki terim arasındaki oran sabit) yararlanılarak belirlenir. Buna göre birbirini izleyen iki frekans değeri arasındaki oran sabit bir sayıdır. Geometrik dizinin birer terimi olan ardışık frekansların aralarındaki aralık oktav olarak adlandırılır. Oktav, birbirini izleyen frekans değerlerinin arasındaki aralığın 2 tabanına göre logaritması olup, uygulamada sabit sayı olarak  $2^1$ ,  $2^{1/2}$  ve  $2^{1/3}$  değerleri kullanılır. Bu değerlerin 2 tabanına göre logaritması alındığında oktav birimleri sırasıyla 1, 1/2 ve 1/3 olarak belirlenmiştir.

## 2.2. Periyodik Titreşimler

Periyodik titreşim hareketi, zamanla aynen veya kısmen tekrarlanabilme özelliğine sahip bir harekettir. Bir kütle ve yaydan oluşan bir titreşim sisteminin hareketi, zaman ile sinüzoidal olarak değişen basit harmonik hareket ile karakterize edilebilir. Sinüzoidal titreşim hareketi Şekil 2.3'te görülmektedir.



Şekil 2.3. Sinüzoidal titreşim hareketi (Çay 2006)

Şekil 2.3'te görülen P noktası, yarıçapı R olan dairesel bir yörüngede O noktası etrafında sabit bir  $\omega$  açısal frekansı ile dönmektedir. Q noktası AB çapı üzerinde P

noktasının izdüşümüdür. Hareket zaman düzleminde incelendiğinde R yarıçapı sinüzoidal titreşim hareketinin tepe genliğidir. Q noktasının O noktasına olan uzaklığı x olup, t anındaki yer değiştirme miktarını verir.  $\Psi$  açısı ise, zamanla değişir ve değeri;  $\psi = \omega t$  ile bulunur. Buna göre t anındaki yer değiştirme miktarı;

$$x(t) = R \sin \omega t \quad (2.2)$$

ile hesaplanabilir. Sinüzoidal hareketin hız ve ivmesi denklem (2.2)'nin sırasıyla birinci ve ikinci türevidir.

$$v(t) = \frac{dx}{dt} = \omega R \cos \omega t \quad (2.3)$$

$$\alpha(t) = \frac{d^2x}{dt^2} = -\omega^2 R \sin \omega t \quad (2.4)$$

Bu eşitliklerde;

$x(t)$ : Kütle'nin 't' anındaki yer değiştirme miktarı (m),

$v(t)$ : Kütle'nin 't' anındaki hızı (m/s),

$\alpha(t)$ : Kütle'nin 't' anındaki ivmesi ( $m/s^2$ )'dir.

Periyodik titreşim hareketi, serbest ve zorlanmış titreşim hareketleri olarak ayrılmaktadır. Bu çalışmada, sadece serbest titreşim hareketleri incelenecektir.

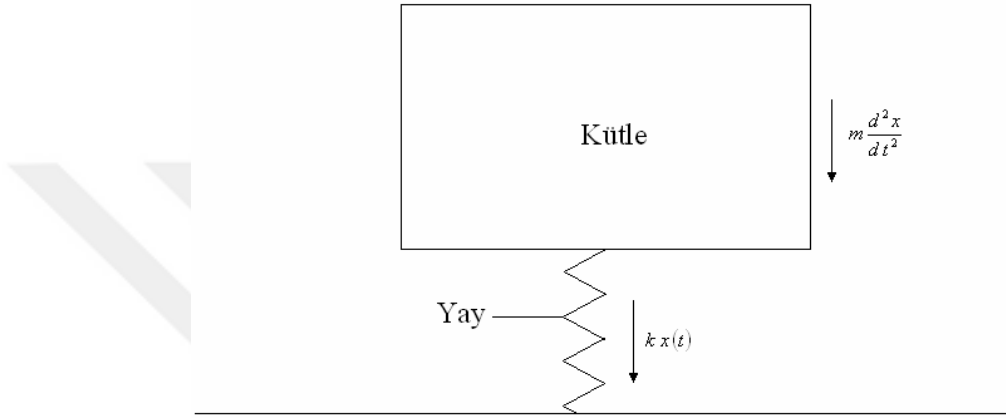
### 2.3. Serbest Titreşim

Bir sistem hafifçe harekete geçirilip ( $t=0$  anında sisteme bir başlangıç girdisi verilir) kendi başına titreşime terk edildiğinde ( $t>0$  için sisteme etki eden dış zorlama yok) devam eden titreşim, serbest titreşim olarak adlandırılır. Bir çocuğu salıncakta sallanırken ardından itirmek ve daha sonra serbest bırakmak veya bir akort çatalına vurmak ve daha sonra salınmaya bırakmak bu titreşim türünün örnekleridir.

Titreşim sırasında kütleyle dahili veya harici sürtünme dirençleri etki ediyorsa, hareket sönümlü olarak adlandırılır (Hannah ve Stephens 1956). Bu bölümde serbest titreşim hareketi, sistemde sönümleyicinin bulunması ve bulunmaması durumlarına göre incelenecektir.

### a. Sönümsüz Serbest Titreşim

Sönümsüz serbest titreşim hareketi aslında teorik bir harekettir. Çünkü içinde ister sönümleme elemanı olsun, ister olmasın, bütün titreşim sistemleri az da olsa bir sönümleme etkisine sahiptirler. Sönümsüzlük kavramı teorik hesaplamaların kolaylığı için varsayılan kuramsal bir kavramdır. Sönümsüz bir titreşim sistemi Şekil 2.4'te gösterilmiştir.



Şekil 2.4. Sönümsüz serbest titreşim sistemi (Çay 2006)

Şekil 2.4'ten de görülebileceği gibi sistem,  $m \frac{d^2x}{dt^2}$  ve  $kx(t)$  dahili kuvvetlerin etkisi altındadır. Bu içsel kuvvetlerin etkisi ile titreşim sistemi  $\omega_n$  doğal frekansında salınım hareketine başlar. Açısal doğal frekans yay katsayısına ve cismin kütlesine bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanabilir (Arkun 1983):

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.5)$$

Burada;

$\omega_n$ : Sönümsüz açısal doğal frekans (rad/s),

k: Yay sertliği veya yay katsayısı (N/m),

m: Cismin kütlesidir.

Şekil 2.4'te görülen sistemin diferansiyel denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir (Hannah ve Stephens 1956):



$$m \frac{d^2x}{dt^2} + kx(t) = 0 \quad (2.6)$$

Denklem (2.6), ikinci dereceden bir diferansiyel denklemdir. Burada  $\frac{dx}{dt} = b$  olmak üzere, ikinci dereceden diferansiyel denklemin karakteristik denklemi;

$$mb^2 + k = 0 \quad (2.7)$$

olarak elde edilir. Karakteristik denklemin çözüm kümesi,  $\zeta = \{(\sqrt{-\frac{k}{m}}, (-\sqrt{-\frac{k}{m}})\}$  şeklindedir. Burada  $i = \sqrt{-1}$  ve açısal doğal frekans  $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$  olmak üzere denklem

(2.6) 'nın genel çözümü;

$$x(t) = C_1 e^{\omega_n t i} + C_2 e^{-\omega_n t i} \quad (2.8)$$

bulunur. Denklem (2.8),  $e^{i\theta} = \cos\theta + i\sin\theta$  Euler formül açılımından yararlanılarak (Woit 2018);

$$x(t) = C_1(\cos\omega_n t + i\sin\omega_n t) + C_2(\cos\omega_n t - i\sin\omega_n t) \quad (2.9)$$

$$x(t) = (C_1 + C_2)\cos\omega_n t + (C_1 - C_2)i\sin\omega_n t \quad (2.10)$$

şeklinde düzenlenebilir Burada  $C_1$  ve  $C_2$  bulunması gereken sabit sayılardır.

$(C_1 + C_2) = A$  ve  $(C_1 - C_2)i = B$  olmak üzere,

$$x(t) = A\cos\omega_n t + B\sin\omega_n t \quad (2.11)$$

elde edilir. Bu ifade,  $\sin(x + y) = \sin x \cos y + \cos x \sin y$  olan iki açı toplamının sinüs fonksiyonudur. Buna göre;

$$x(t) = R\sin(\omega_n t + \theta) \quad (2.12)$$

sonucuna ulaşılır. Burada;

A ve B: Bulunması gereken sabit sayılar,

R: Titreşim hareketinin tepe genliği (m),

$\theta$ : Faz açısı (rad)'dır.

A, B ve R uzunlukları ile  $\theta$  açısı arasında aşağıdaki ilişkiler söz konusudur (Çay 2006):

$$R = \sqrt{A^2 + B^2}$$

$$\tan \theta = \frac{A}{B} \quad (2.13)$$

#### 2.4. Deneysel Modal Analiz

Yapıların dinamik yükler etkisindeki davranışları, her bir yapı için karakteristik özelliğe sahip dinamik parametreler kullanılarak belirlenmektedir. Bu parametreler yapının mevcut yapısal özelliklerine, malzeme özelliklerine, sınır şartlarına ve hasar durumuna bağlı olarak elde edilmektedir (Bayraktar ve ark. 2010).

Yapıların dinamik yükler etkisindeki davranışları birçok belirsizliği içermektedir. Dinamik yüklerdeki belirsizliklerin yanı sıra dinamik davranışı etkileyen parametrelerdeki belirsizlikler, yapı dinamik davranışının gerçekçi olarak belirlenmesini zorlaştırmaktadır. Dinamik karakteristikler olarak adlandırılan doğal frekans, mod şekli ve sönüm oranının mevcut yapının özelliklerini yansıtacak şekilde deneysel yöntemler ile belirlenebilmesi, yapı dinamik davranışının daha gerçekçi elde edilmesine imkan sağlamaktadır. Deneysel modal analiz iki temel düşünceyle ilgilidir (Singiresu 2010):

1. Bir yapı, makine ya da herhangi bir sistem uyarıldığında, sönümleme büyük olmadığı durumda tahrik frekansı doğal frekansına eşit olduğunda, cevabı rezonansta keskin bir sivri uç (pik) sergiler.
2. Tahrik frekansı makine veya yapının doğal frekansı ile kesiştiğinde cevap fazı  $180^\circ$  değişir ve rezonansta faz  $90^\circ$  olur.

Geçmiş demiryolu raylarındaki hasarların çekiç darbeleriyle oluşturulan titreşimlerin dinlenilerek belirlenmesine dayalı olan deneysel modal analiz yöntemi, günümüzde yapıların dinamik karakteristiklerinin belirlenmesinde yaygın olarak kullanılan bir yöntem haline gelmiştir. Bu yöntemin esası, yapıya uygulanan bir etki altında yapının göstermiş olduğu tepkilerin ölçülmesine dayanmaktadır. Ölçülen etki ve tepki sinyalleri arasında tanımlanan fonksiyon her bir yapı için karakteristik özellikte olan dinamik parametreleri içermektedir. Bu yöntem makine parçalarının titreşim analizleri, uçaklardaki titreşim problemlerinin belirlenmesi, yapı dinamik karakteristiklerinin

belirlenmesi gibi birçok mühendislik alanında yaygın olarak kullanılmaktadır (Ewins 1995, Maia ve ark. 1997).

Deneysel modal analiz için doğrulanması gereken iki temel varsayım vardır: doğrusallık ve zamanda değişmezlik (Allemang 1999, Catbas ve ark. 2002). Doğrusallık modal analizin temelini oluşturur. Aynı modların üst üste bindirilerek sistemin davranışının tanımlanabilmesini sağlar. Deneysel modal analiz için gerekli ölçümler belirli bir zaman zarfında yapılabildiğinden ölçümlerde bir bütünlük sağlanabilmesi için sistemin zamanda değişmez olması gereklidir. Deneysel modal analiz açısından, zamanda değişmezliğin en azından belirli bir süre için değişmezlik olması kabul edilebilir. Gerçek hayattaki yapıların ne doğrusal ne de zamanda değişmez oldukları göz önüne alındığında modal analiz yapılmadan önce bütün olası hatalara ve belirsizliklere rağmen bu yöntemin yapıların mevcut durum tahlilinde kullanılıp kullanılmayacağı kararının verilmesi gereklidir (Dönmez ve ark. 2009).

Zamanda değişmezlik temel bir kabul olmak ile beraber sistemde ölçüm zamanı dışında oluşan değişimler sayesinde iki ölçüm arasındaki değişimler izlenerek, örneğin değişim bir hasar sebebi ile oluşuyor ise, hasar ve yeri tespit edilebilir. Bu noktada belirtmekte fayda var ki çevre ıssız ve neminde oluşan oynamalar sebebi ile sistemlerin sınır ve süreklilik durumları değişmekte ve bu sebeple de yapının dinamik özellikleri değişebilmektedir.

Deneysel modal analizde çözümlenme sistemin davranışının birbirine ortogonal modlar vasıtası ile tanımlanabileceği kabulüne dayanır. Bu kabul ile birim dürtü uyarısı için zaman uzayında bir sistemin ötelenme fonksiyonu Denklem (2.14) şeklinde yazılabilir.

$$x(t) = \sum_{k=1}^N e^{\sigma_k t} [A_k e^{j\omega_k t} + A_k^* e^{-j\omega_k t}] \quad (2.14)$$

burada; A: sistemin modal şekilleri ile bağlantılı değişken,

N: sistemi tanımlayan serbestlik derecesi sayısı,

t: zaman,

$\omega$ : sistemin sönümlü frekansları,

$\sigma$ : sönüm katsayısıdır.

Deneysel modal analiz tekniğinde en baştan sistemi tanımladığı kabul edilen bir fonksiyon vardır. Bu sebeple deneysel olarak elde edilmiş olan verileri tanımlanan fonksiyona en iyi uyduran değişkenlerin kestirilmesi amacıyla eğri uydurma yöntemleri

kullanılarak sistem değişkenleri tanımlanır. Bu amaçla çok sayıda yöntem geliştirilmiştir (Ewins 1995, Allemang 1999).

Deneysel modal analiz deneylerinin tasarlanabilmesi için ön ölçümlere ihtiyaç vardır. Bu ölçümler sayesinde daha başlangıç aşamasında karşılıklılık, doğrusallık ve zamanda değişmezlik (en azından test süresi boyunca) hakkında karar verilerek, modal analizin söz konusu yapı için uygun olup olmadığına karar verilebilir.

Ön ölçümler sayesinde tetikleme, ortalama sayıları, kayıt süresi, frekans çözünürlüğü, ölçülecek frekans aralığı, kullanılacak pencereler gibi kayıt değişkenleri ve ölçüm noktalarının tasarımı/doğrulanması ve optimal veri kayıt değişkenleri tanımlanır (Aktan ve ark. 1997, Allemang 1999).

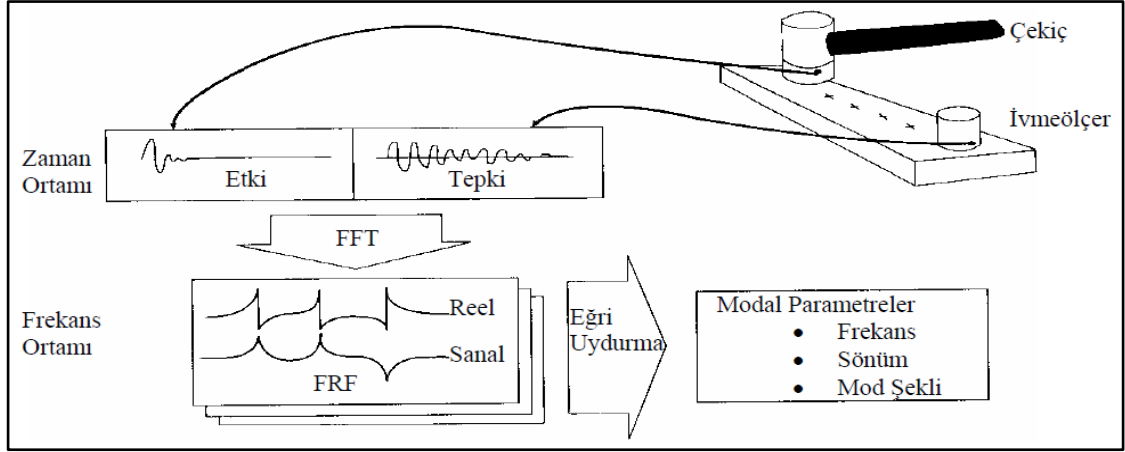
Deneysel modal analiz sonucu elde edilen dinamik değişkenler sistemlerin öz değerleri oldukları için birçok farklı amaca hizmet edebilmektedirler (Dönmez ve ark. 2009).

## **2.5. Frekans Cevap Fonksiyonu Ölçümü**

Bu bölümde FCF ölçümü sırasında kullanılan genel ekipmanlar (bu çalışmada darbe çekici, modal ivmeölçer ve veri toplama sistemleri/sinyal analizör), tahrik tipi, ölçülen FCF üzerinden modal parametrelerin çıkartılması, FCF eğri elde etme ve Modal Güvence Matrisi (MGM) yönteminden bahsedilmiştir.

### **2.5.1. Genel Ölçüm Şeması**

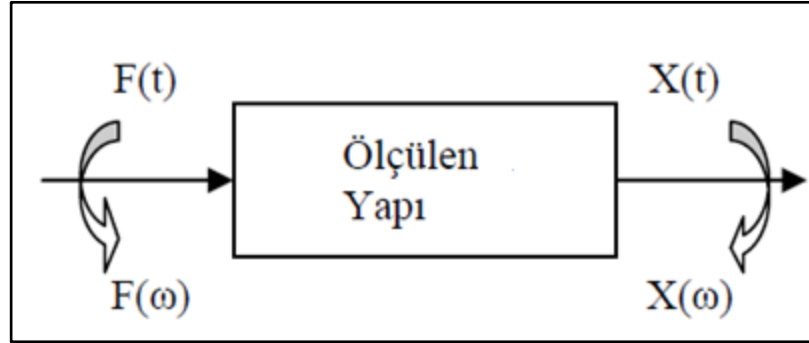
Deneysel modal analizde, yapıya bilinen (ölçülen) bir kuvvet verilmekte ve yapının bu kuvvete tepkisi ölçülmektedir. Bu işlemde yapıya kuvvet uygulamak için çekiç, yapının tepkisini ölçmek için ivmeölçer ve verileri değerlendirmek için bir veri toplama sistemi diğer adı sinyal analizör kullanılır (Şekil 2.5).



**Şekil 2.5.** Deneysel modal analizde ölçüm düzeneği (Şekerci 2013)

Şekil 2.5'ten de görülebileceği gibi yapıya uygulanan etki (impact) çekiğin başlığına yerleştirilen bir kuvvet ölçerle zaman ortamında ölçülür. Uygulanan bu kuvvet altında, yapı sınır koşullarına ve malzeme özelliklerine bağlı olarak bir titreşim hareketi yapar. Yapının bu etkiye gösterdiği tepki (response) ise yapıya bağlanan ivmeölçerle yine zaman ortamında ölçülür (Richardson ve ark. 1999).

Hızlı Fourier dönüşümü (FFT – Fast Fourier Transform) kullanılarak etki ve tepki fonksiyonları zaman ortamından frekans ortamına dönüştürülür (Şekil 2.6).



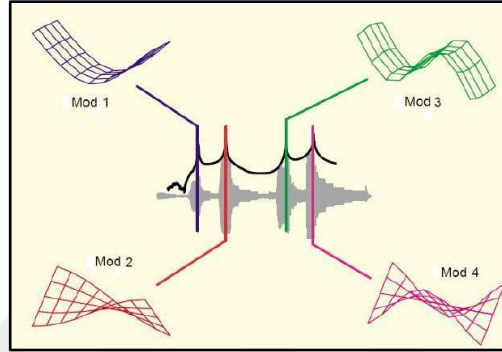
**Şekil 2.6.** Etki ve tepki fonksiyonlarının fourier dönüşümü (Şekerci 2013)

Yapıya ait FCF, Fourier dönüşümleri yapılmış tepki fonksiyonunun etki fonksiyonuna bölünmesiyle elde edilir.

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \quad (2.15)$$

FCF'ler kullanılarak yapının doğal frekansları, mod şekilleri ve sönüm oranları belirlenir (Ewins 1995).

Deneysel modal analiz ölçümleri sırasında yapı çalışır durumda olmaz. Bu ölçümlerde öncelikle yapı üzerinde belirli noktalar üzerine bir darbe çekici ile kuvvet girişi uygulanır ve birçok noktadan FCF elde edilir.. Genellikle, uygulanan kuvvet bir kuvvet sensörüyle, cevap ise modal ivmeölçer ile X, Y ve Z eksenlerinde ölçülmektedir. Bunun ardından bilgisayar ortamına aktarılan ölçüm verileri sayesinde yapının her doğal frekansındaki mod şekilleri tespit edilir (Şekil 2.7).



Şekil 2.7. Mod şekilleri (Avitabile 2001)

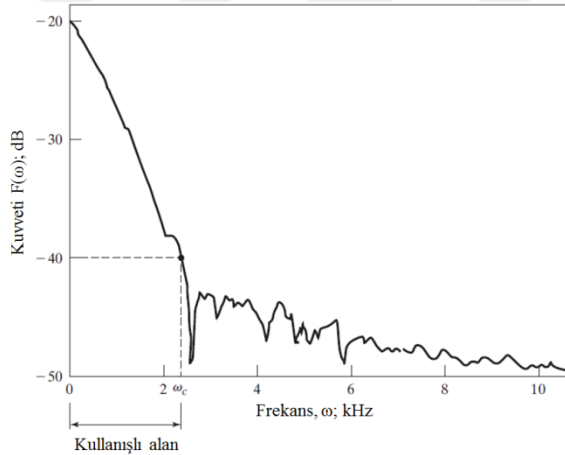
Deneysel modal analiz sayesinde incelenen modelin doğal frekans değerlerinde nasıl davrandığı, sönümlenme miktarının ne kadar olduğunun anlaşılması tasarım açısından çok önemlidir. Deneysel modal analiz ile elde edilen sonuçlar, bilgisayar ortamında sonlu elemanlar yöntemiyle oluşturulan modellerin cevapları ile karşılaştırılarak, hazırlanan modelin ne kadar başarılı olduğu görülür. Günümüzde titreşimin sorun yaratabileceği her tasarımda modal analiz çalışması önem taşır ve dikkatle uygulanır.

### 2.5.2. Darbe Çekici Test Yöntemi ve Uygun Uç Seçimi

Yapının tahrik edilmesi, FCF'lerin hassas olarak ölçülebilmesi için göz önünde bulundurulması gereken önemli etmenlerden birisidir. Tahrik şekli ve tahrik noktalarının seçimi FCF'lerin doğruluğuna ve kalitesine doğrudan etkide bulunmaktadır. Yapının tahrik edilmesi için genellikle çekiç veya sarsıcı kullanılmaktadır. Her iki durumun da kendilerine özgü olarak olumlu ve olumsuz yönlerinin bulunması ile birlikte, en uygun tahrik tipinin seçimi ölçüm sonuçları için oldukça önemlidir. Yapıyı tahrik etmek için darbe çekicinin kullanıldığı durumlarda, her bir ölçüm için yapıya çekiç ile vurulması gerekmektedir. Darbe çekici, kafasında

gömülü bir dahili kuvvet sensörü bulunan bir çekiştir. Darbe çekici, kütle yükleme problemi olmaksızın, test edilen yapı veya makinede geniş bir frekans aralığında uyarmak amacıyla, vurmak veya darbe üretmek için kullanılabilir. Çekiç başı kütlesi ve darbe hızı ile neredeyse orantılı olan, darbe çekicinin neden olduğu darbe kuvveti, çekiç başına gömülü olan kuvvet sensörlerinden bulunabilir.

Darbe çekici, bir sarsıcıya göre daha hızlı, basit, taşınabilir ve çok ucuz olmasına rağmen, ilgili frekans aralığında, nitelikli cevap sinyalleri elde etmek için yeterli enerjiyi kazandırma kabiliyetine sahip değildir. Bir darbe çekici ile uygulanan kuvvetin yönünü kontrol etmek de zordur. Bir yapı veya makinenin darbe çekici kullanılarak elde edilen tipik frekans cevabı Şekil 2.8’de gösterilmiştir. Frekans yanıtının şekli, hem çekiç hem de yapı ya da makinenin kütle ve rijitliklerine bağlıdır. Genellikle, faydalı frekans uyarım aralığı, yapı veya makinenin ötesindeki modları uyaracak yeterli enerji almadığı bir kesme  $\omega_c$  ile sınırlıdır. Frekans yanıtının genliğinin maksimum değerinden 10 ila 20 dB aşağısı genellikle  $\omega_c$  frekansının değeri olarak alınır (Singiresu 2010).



**Şekil 2.8.** Bir darbe çekici tarafından oluşturulan bir impulsun frekans cevabı (Singiresu 2010)

Darbe çekici ve ivmeölçer kullanılarak yapı üzerinde birden fazla noktadan ölçüm alınarak yapılan modal testlerde iki farklı test yöntemi kullanılabilir. Bunlardan bir tanesi ölçüm noktaları üzerinde darbe çekicini gezdirmek (Roving Hammer) bir diğeri de ölçüm noktaları üzerinde ivmeölçeri gezdirmektir (Roving Accelerometer).

Darbe çekicini gezdirerek yapılan testlerin ivmeölçeri gezdirerek yapılan testlere göre bazı avantajları vardır. İvmeölçeri ölçüm noktaları üzerinde gezdirerek yapılan testlerde

her ölçüm noktasında ivmeölçeri söküp takmak gerekecektir. Bu yöntem diğer test yöntemine göre daha uzun sürmektedir. Ayrıca ivmeölçeri gezdirdiğimiz için yapının kütle dağılımı sürekli değişeceğinden yapının doğal frekansları etkilenecektir (Anonim 2016a).

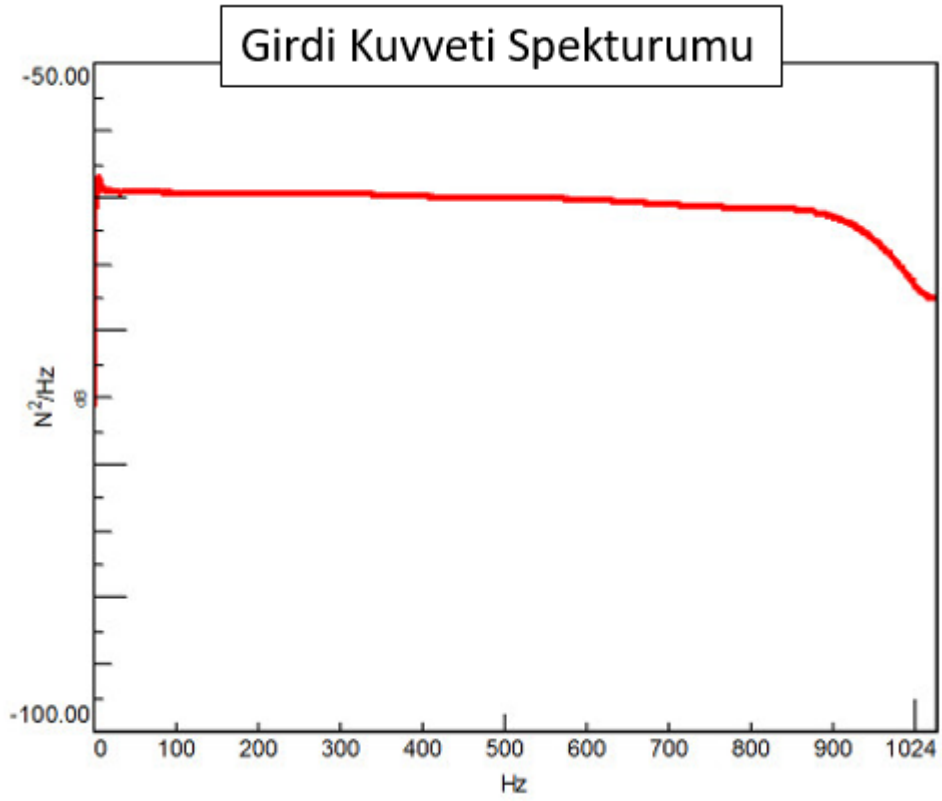
Her iki test yöntemi içinde çekicinin oluşturduğu darbe kuvveti, yapının geniş bir frekans aralığında tepkiler vermesi ile sonuçlanacak ve yapı üzerinden ölçülen bu tepkilerin kuvvete oranlanması ile FCF elde edilecektir. Yapıyı tahrik eden kuvvetin ölçülmesi ise çekicinin ucundaki bir kuvvet sensörü vasıtasıyla yapılmaktadır. Yüksek kalitede FCF ölçümleri almak, bir yapının rezonans frekanslarını tanımlamak için oldukça önemlidir. Uygun çekiş ucu kullanmak kaliteli bir FCF ölçümü almanın büyük bir parçasıdır. İyi bir kuvvet girdisi ölçümü için;

- Yapı, yüksek genlikte geniş frekans aralığı boyunca tahrik edilmelidir.
- Genlik, frekansa karşı düz bir şekilde yayılmış olarak elde edilmelidir.
- Kuvvet, frekansa karşılık homojen bir biçimde yayılmış olmalıdır.

Genel düşünce, tüm frekans aralığı boyunca aynı kuvvet seviyesi uygulanarak, doğal frekanslarının kolaylıkla belirlenebileceğidir. Kuvvet girdisine karşılık frekans alanında elde edilen cevaptaki tepe noktaları, doğal frekanslarına karşılık gelir. Girdi kuvvetinin genişliği, darbe süresinin uzunluğu tarafından belirlenir. Daha kısa tahrik süresi, frekans alanında daha geniş cevap oluşturur.

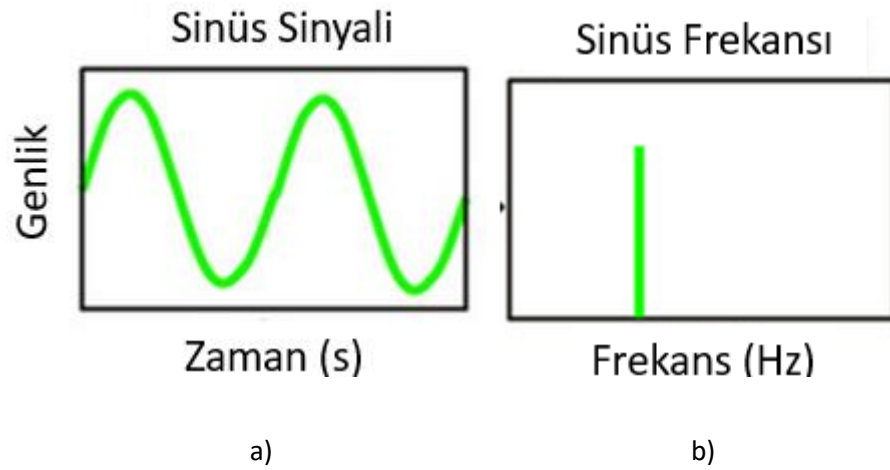
Genelde sinyalin frekans alanı ve zaman alanı arasında ters bir ilişki vardır. Kısa süreli zaman sinyalleri, frekans alanında geniş cevaba sahiptir ve tersi durum geçerlidir (Şekil 2.9) (Anonim 2016c).





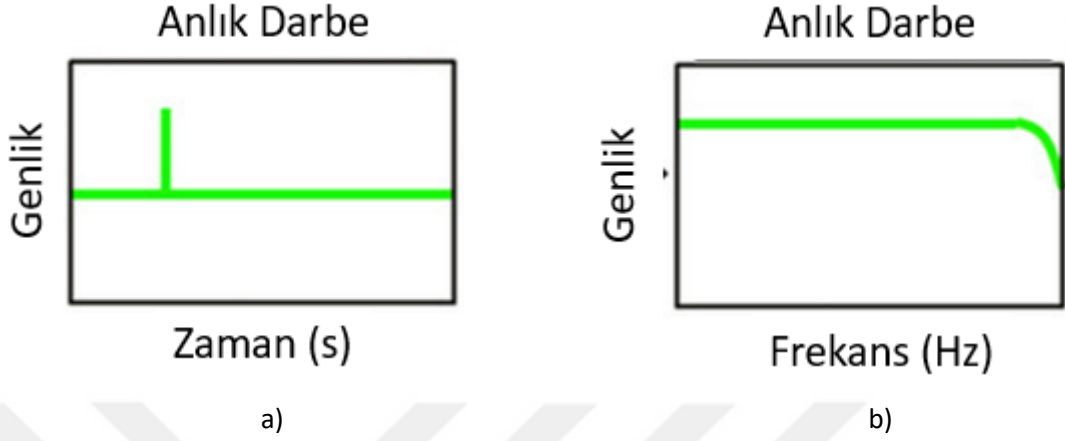
Şekil 2.9. Girdi kuvvetinin frekans alanındaki gösterimi

Örnek olarak; zaman alanında sürekli olan bir sinus sinyali dar bir frekans spektrumuna sahiptir (Şekil 2.10).



Şekil 2.10. a) Zaman alanında sinüs sinyali, b) Frekans alanında sinüs sinyali

Diğer taraftan, kısa zaman alanındaki anlık impulslar geniş frekans spektrumuna sahiptir (Şekil 2.11).



**Şekil 2.11.** a) Zaman alanında darbe sinyali, b) Frekans alanında darbe sinyali

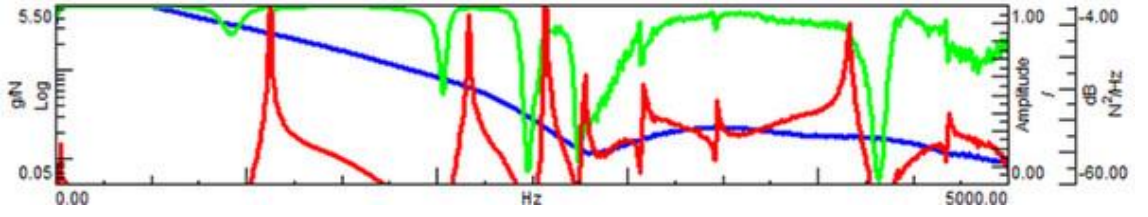
Girdi kuvvetinin frekans aralığı iki şekilde çekiç ucunu değiştirerek kontrol edilebilir;

- Çekiç ucu kütlesi: Çekiç ucunun kütlesini azaltmak, çekicinin yapıya olan temas süresinin daha kısa olmasına imkan sağlar. Azaltılmış kütle, yapıya vurduktan sonra temas süresini düşürerek çekicinin ters yöne daha kolay hareket etmesine izin verir.
- Çekiç ucu sertliği: Ucu sertliğini arttırmak çekicinin yapı ile temasta olduğu sürenin daha kısa olmasına imkan sağlar. Örneğin Kauçuk uç, metal uç ile değiştirilebilir (Şekil 2.12).



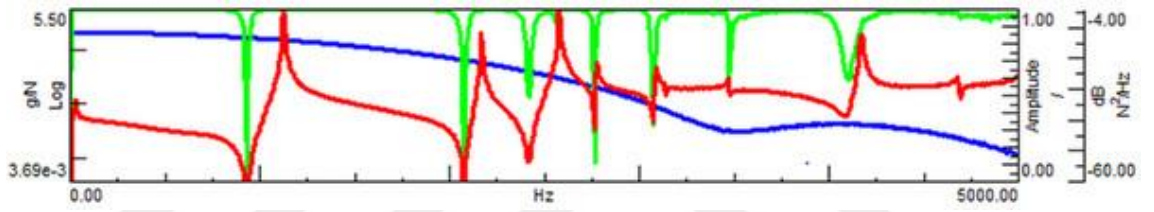
**Şekil 2.12.** Darbe çekici uç tipleri

İstenilen sonuç, ilgilenilen tüm frekans aralığı üzerinde ve aynı frekans aralığı boyunca giriş spektrumu göreceli olarak düz olan, temiz bir FCF elde etmektir (Şekil 2.15). Eğer FCF’de yüksek frekanslarda gürültülü görülüyor ve giriş spektrumu önemli derecede düşüyorsa bu çekiç ucunun çok yumuşak olabileceğinin belirtisidir (Şekil 2.13).



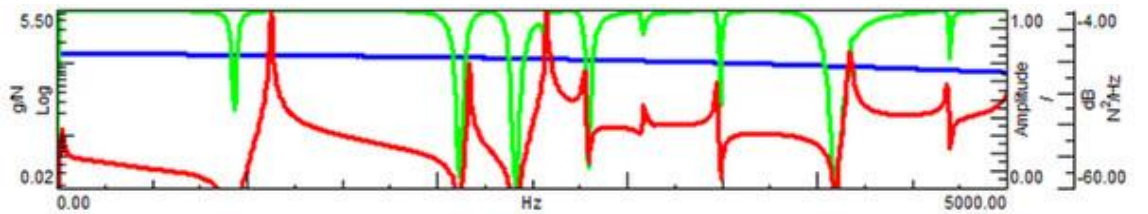
**Şekil 2.13.** Yumuşak uç - Yeşil: Koherans, Kırmızı: FCF, Mavi: Girdi kuvvet spektrumu

İlgilenilen frekans aralığının ötesinde yapının tüm modları tahrik edilmesi, çekiç ucunun çok sert olabileceğini belirtir ve düşük frekanslarda FCF üzerinde gürültü olabilir. Bu durum, ilgilenilen frekans aralığının dışının tahrik edilmesinden kaynaklanır (Şekil 2.14).



**Şekil 2.14.** Sert uç - Yeşil: Koherans, Kırmızı: FCF, Mavi: Girdi kuvvet spektrumu

Çekiç kütlesi, yapıyı tahrik etmek ve yapı üzerinde oluşturulan yeterli kuvveti garanti etmek için oldukça önemlidir. Kuvvet gereksinimi yüksek olduğunda, daha ağır çekiç ucu yeterince yüksek kuvveti elde etmek için gerekli olabilir.



**Şekil 2.15.** Doğru uç - Yeşil: Koherans, Kırmızı: FCF, Mavi: Girdi kuvvet spektrumu

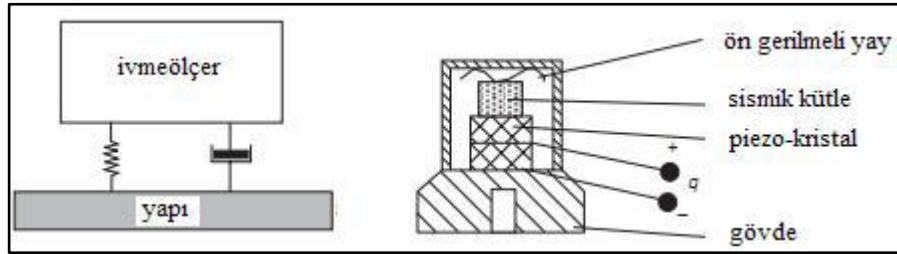
Ölçümlerde çekiç kullanmanın getireceği en önemli dezavantaj, özellikle nokta sayısının fazla olduğu durumlarda, her bir ölçüm için tekrar vurma gerekliliği ve bu yüzden oluşacak zaman kaybıdır. Ayrıca, diğer dezavantajlar tam olarak istenen yere

vuramama riski ve çekiç kullanımının basit görünmesine rağmen el becerisi ve deneyim gerektirmesi sayılabilir.

### 2.5.3. İvmeölçer Seçimi

FCF ölçümlerinin başarısını etkileyen diğer faktörlerden biri de seçilen yapının tipine ve frekans aralığına göre belirlenen ivmeölçerlerdir. İvmeölçerler yerleştirildikleri yapıdaki titreşimleri ölçmek için kullanılmaktadırlar. Farklı tipte ivmeölçerler mevcut olup, yapısal titreşimlerin ölçümlerinde genellikle piezoelektrik ivmeölçerler kullanılmaktadır. Şekil 2.16'da görüldüğü gibi bu tip ivmeölçerler, yay-kütle sönümleyici sisteminden oluşmaktadır (He ve Fu 2001). İvmeölçerlerin aktif kısmı ise kuartz veya seramik kristallerinden yapılmaktadır. Kuartz ya da seramik kristaller bir kuvvet altında kaldığında picocoulomb ( $2.78E-12$  Amper saat) seviyesinde elektrik yükü üretmektedirler. Bu elektrik yükünün kristal üzerindeki değişimi yer çekimi ivmesinin değişimi ile doğru orantılıdır. İvmeölçerlerdeki sismik kütle ivme altında maruz kaldığı atalet kuvveti, piezoelektrik kristale etkimekte ve ivme ile doğru orantılı bir elektrik sinyali çıkışı vermektedir. Bu ivmeölçerlerin içinde sinyali taşınabilir voltaj sinyaline çeviren bir sinyal koşullayıcı devre bulunmaktadır. Bu şekilde üretilen sinyal veri toplama ünitesine aktarılmaktadır (Altunışık 2010, Sevim 2010).

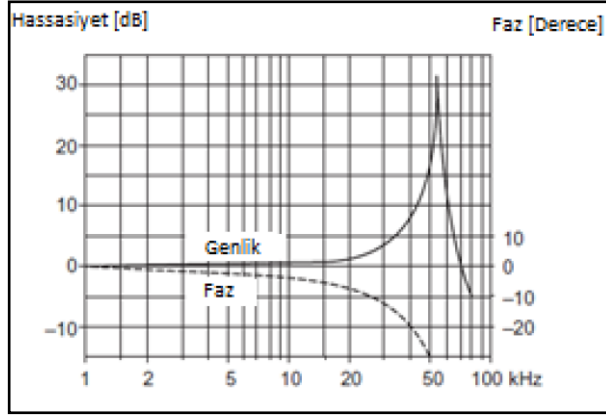
Deneysel ölçümlerde kullanılan ivmeölçerlerin türleri frekans aralığı, hassasiyeti, ölçebileceği maksimum ivme değeri ve çalışma sıcaklığına göre değişmektedir. Bu yüzden titreşim verilerini doğru bir şekilde elde etmek için kullanılacak ivmeölçer tipinin dikkatli seçilmesi gerekmektedir.



Şekil 2.16. Piezoelektrik bir ivmeölçerin yapısı (He ve Fu 2001)

İvmeölçerlerin ölçüm frekans bandı içerisinde doğal frekansı olmamalı ve ölçüm sonuçları etkilenmemelidir. Ayrıca ölçülen sinyale faz farkı oluşturacak şekilde etkisi

olmamalıdır. Bu sebeple ölçüm sırasında kullanılacak ivmeölçer tipinin seçimi önem taşır. Şekil 2.17’de tipik bir ivmeölçer kartı verilmiştir (Ediz 2018).



Şekil 2.17. Tipik bir ivmeölçer kartı (Ediz 2018)

#### 2.5.4. Veri Toplama Sistemi/Sinyal Analizör

Darbe çekici ve ivmeölçerden sonra gelen en önemli ekipman veri toplama sistemidir. Veri toplama sistemi, veri toplama ünitesi ve bilgisayardan oluşmaktadır. Veri toplama ünitesi, sensörlerden gelen sinyalleri toplayarak bilgisayar programına aktarmaktadır. Sinyaller program arayüzü yardımıyla işlenmektedir. Sinyal toplama ve işleme kısaca şu şekilde açıklanabilir: Sensörlerden veri toplama sistemine ham veriler aktarılmaktadır, yani verilerin içinde tekrarlı ve tekrarsız veriler bulunmaktadır. Yapının dinamik karakteristiklerinin belirlenebilmesi için bu ham verilerin ayıklanması gerekmektedir. Bu durum, veri toplama sisteminin içinde bulunan sinyal koşullaması ile giderilmektedir. Bu işlem genellikle düşük seviyeli bir sinyalin kalitesini artırmak, gürültü sinyallerinin etkisini azaltmak, istenmeyen sinyalleri filtrelemek, gerekli durumlarda sensörlerdeki elektrik gücünü ayarlamak veya sensörlerin davranışlarını kontrol etmek için yapılmaktadır (Altunışık 2010, Sevim 2010). Sinyal koşullamanın içinde bulunan istenmeyen sinyallerin filtrelenmesi özelliği önemli derecede rol oynamaktadır. İstenmeyen sinyaller, seçilen frekans ölçüm aralığı dışında kalan yüksek frekans sinyalleridir. Eğer sinyaller düşük bir hızda ölçülüyorsa yüksek frekans içeriğine sahip sinyaller, düşük frekanslara sahipmiş gibi algılanmakta ve yapılan ölçüm hatalı olmaktadır.

Veri toplama ünitesinden sinyal koşullama yapıldıktan sonra yapı dinamik karakteristiklerinin belirlenebilmesi için kaydedilen sinyallerin işlenmesi gerekmektedir. Sinyal işleme bilgisayarlarda gerçekleştirilen özel yazılımlar yardımıyla yapılmaktadır. Sinyaller, bilgisayara zaman ortamında aktarılmaktadır. Fakat pratik sebeplerden dolayı frekans ortamı daha çok tercih edilmektedir. Zaman ortamındaki sinyallerin frekans ortamına aktarılmasında Fourier serilerinden yararlanılmaktadır.  $x(t)$  ile gösterilen bir sinyal sonsuz Fourier serisine açıldığında

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cos\left(\frac{2\pi n}{T}t\right) + b_n \sin\left(\frac{2\pi n}{T}t\right)] \quad (2.16)$$

şeklinde ifade edilmektedir (Ramos 2007). Burada,  $a_0$ ,  $a_n$  ve  $b_n$  sırasıyla aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{2}{T} \int_0^T x(t) dt \\ a_n &= \frac{2}{T} \int_0^T x(t) \cos\left(\frac{2\pi n}{T}t\right) dt \\ b_n &= \frac{2}{T} \int_0^T x(t) \sin\left(\frac{2\pi n}{T}t\right) dt \end{aligned} \quad (2.17)$$

Sonsuz Fourier serisine açılan sinyal  $t_k$  ( $k=1,2,3,\dots,N$ ) gibi sonlu elemana karşılık gelmektedir. Bu durumda sonlu Fourier serisi açıldığında

$$x_k = x(t_k) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{N/2} [a_n \cos\left(\frac{2\pi k}{N}n\right) + b_n \sin\left(\frac{2\pi k}{N}n\right)], k = 1, 2, \dots, N \quad (2.18)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Burada,  $a_0$ ,  $a_n$  ve  $b_n$  sırasıyla aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{2}{N} \sum_{k=1}^N x_k \\ a_n &= \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N x_k \cos\left(\frac{2\pi k}{N}n\right) \end{aligned}$$

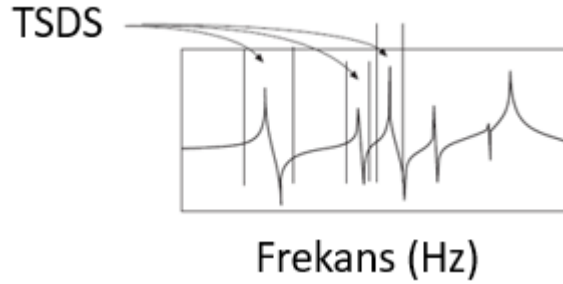
$$b_n = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N x_k \sin\left(\frac{2\pi k}{N} n\right) \quad (2.19)$$

Sinyal işleme sırasında, sinyallerin periyodik olmamasından dolayı sızıntı hatasıyla karşılaşmaktadır. Bu hatayı azaltmak için ölçüm süresi uzun tutulmalıdır. Başka bir çözüm ise pencereleme yöntemini kullanmaktır. Pencereleme yöntemi, sinyal periyodlarının tam katlı haline getirerek sızıntı problemini ortadan kaldırmaktadır (Ramos 2007).

Hassas olarak frekans cevap fonksiyonlarının ölçülebilmesi için yapının uygun sınır koşullarının tanımlanması ve uygun nokta veya noktalardan tahrik edilmesi gerekmektedir. Pratikte, FCF ölçümlerinden en çok tercih edilen sınır koşulu serbest sınır koşuludur. Bu durumda, üzerinde ölçüm yapılacak yapıya ait hiçbir sınır koşulunun olmadığı durum yaratılmaya çalışılır ve gerçekte bu hale mümkün olduğunca yaklaşabilmek için yapı oldukça esnek yaylarla bir yere asılır veya bağlanır.

#### 2.5.5. FCF Sinyalinden Modal Parametrelerin Çıkartılması

Şekil 2.18'de Tek Serbestlik Dereceli Sistem (TSDS) öngörüsü yapılmış Tepe Tutma Metodu açıklanmıştır (Ediz 2018).



**Şekil 2.18.** FCF için TSDS öngörüsü (Ediz 2018)

Bu tez çalışmasında TSDS öngörüsü yapılmış ve Tepe Tutma Metodu kullanılmıştır.

### 2.5.6. Tepe Tutma Metodu

Tepe tutma metodu, TSDS'in modal analizlerinde kullanılan en basit metottur. "Yarım Güç Metodu" olarakta adlandırılır. Şekil 2.19'da Tepe Tutma Metodu açıklanmıştır (Anonim 2016d).

Aşağıdaki yöntem kullanılır:

a) Doğal frekansın belirlenmesi:

r. modun doğal frekansı FCF'in tepe noktasından belirlenir.

b) Sönümün hesaplanması:

Sönümün hesaplanması için belirlenen tepe noktanın her iki tarafındaki  $\omega_a$  ve  $\omega_b$  frekansları tepe noktasının genliğinin  $\frac{\alpha_{max}}{\sqrt{2}}$  'sinde bulunur. Sönüm kayıp çarpanı ya da sönüm oranı rezonansın genişliğinden aşağıdaki şekilde hesaplanır:

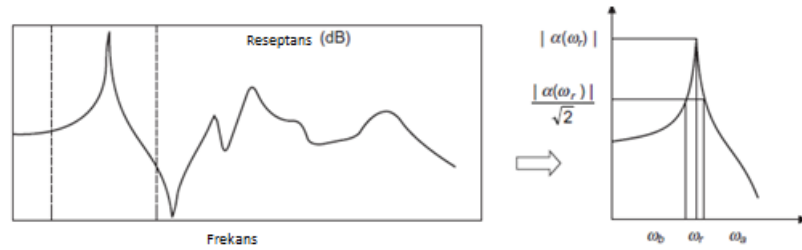
$$\eta_r = \frac{\omega_b^2 - \omega_a^2}{2\omega_r^2} \sim \frac{\omega_b - \omega_a}{\omega_r} \quad (2.20)$$

ya da

$$\zeta_r = \frac{\omega_b^2 - \omega_a^2}{4\omega_r^2} \sim \frac{\omega_b - \omega_a}{2\omega_r} \quad (2.21)$$

c) Modal sabitin hesaplanması

TSDS modelde tepe noktada FCF'in  $\alpha_{max} = \frac{A_r}{\eta_r \omega_r^2}$  olduğu bilinir. Modal sabit  $A_r = \alpha_{max} \eta_r \omega_r^2$  'dan hesaplanabilir. Viskos sönüm modelinde bu denklem  $A_r = 2\alpha_{max} \zeta_r \omega_r^2$  olur.



Şekil 2.19. Tepe tutma metodu (He ve Fu 2001)



### 2.5.7. Modal Güvence Matrisi (MGM)

Modal Güvence Matrisi (MGM) iki mod şekillerinin benzerliğini belirlemek için kullanılır. Mod şekilleri özdeşse (diğer bir deyişle, tüm noktalar aynı şekilde hareket ederse) MGM 1 veya %100 değerine sahip olur. Mod şekilleri birbirinden çok farklıysa, MGM değeri 0'a yakın olur (Anonim 2016b).

İki mod şekilleri arasındaki MGM değeri, aslında Denklem (2.22)'de gösterildiği gibi her ortak düğümdeki karmaşık modal vektörün normalleştirilmiş nokta ürünüdür (Maia ve ark 1998).

$$MAC(\{\Phi\}_{TEST}, \{\Phi\}_{SE}) = \frac{|\{\Phi\}_{TEST}^{*t} \{\Phi\}_{SE}|^2}{(|\{\Phi\}_{TEST}^{*t} \{\Phi\}_{TEST}|) (|\{\Phi\}_{SE}^{*t} \{\Phi\}_{SE}|)} \quad (2.22)$$

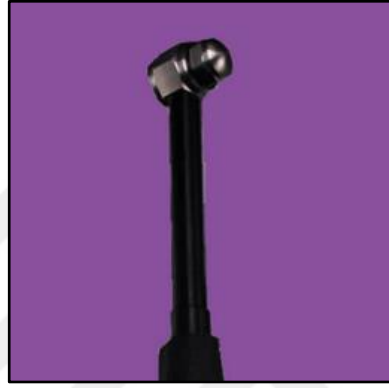
\* ve t sırasıyla vektörün karmaşık eşlenik ve transpozisini temsil eder. MGM değeri sadece 0 ve 1 arasında değerlere sahip olabilir. 0 değeri, iki vektörün ortogonal olduğu ve aralarında bir ilişki olmadığı anlamına gelir. MAC değeri 1 ise, vektörlerin birbiriyle korele ve eşit oldukları anlamına gelir. 0.3'ün altındaki değerler zayıf, düşük 0.8 ise iyi koreledir. Bu değerler arasında, MAC değerlerini 0.8'in üzerine çıkarmak için model güncellenebilir (Altunel 2009).

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde testler esnasında kullanılan ölçüm aletleri ile analiz ve veri işlemede kullanılan paket programlar hakkında genel bilgiler verilmiştir.

#### 3.1. Darbe Çekici

Testler esnasında DJB® Instruments firmasının IH-01 kodlu darbe çekici kullanılmıştır. Şekil 3.1’de görüntüsü ve devamında ana özellikleri verilmiştir:



Şekil 3.1. IH-01 Darbe Çekici (Anonim 2017a)

- Hassasiyet: 25mV/N
- Çekiç ucu ağırlığı: 28gr
- Çekiç ucu çapı: 18mm
- Çekiç uzunluğu: 250mm
- Çıkış bağlantısı: BNC
- Çekiç ucu tipleri: Yumuşak, orta, sert ve alüminyum

#### 3.2. İvmeölçerler

Test parçaları üzerinde uygulanan ivme sinyallerini kontrol etmek amacıyla PCB 352B21 tip modal ivmeölçer kullanılmıştır. Şekil 3.2’te görüntüsü ve devamında ana özellikleri verilmiştir:



**Şekil 3.2.** 3 Eksenli modal ivmeölçer (PCB® Piezotronics) (Anonim 2017b)

- Hassasiyet: ( $\pm 10\%$ ) 10 mV/g (1,02 mV/(m/s<sup>2</sup>))
- Ölçüm aralığı:  $\pm 500$  g pk ( $\pm 4905$  m/s<sup>2</sup> pk)
- Geniş band çözünürlük: 0,004 g rms (0,03 m/s<sup>2</sup> rms)
- Frekans aralığı X: ( $\pm 5\%$ ) 2 - 7000 Hz
- Frekans aralığı Y ya da Z: ( $\pm 5\%$ ) 2 - 10000 Hz
- Ağırlık: 0,14 oz (4 gr)

### 3.3. Veri Toplama Sistemi/Sinyal Analizör

İvme ve kuvvet sinyallerinin senkronize olarak ölçülmesinde DEWESoft® Sirius HD 16xSTGS veri toplama sistemi kullanılmıştır. Şekil 3.3'te görünümü ve Çizelge 3.1'de genel özellikleri verilmiştir.



**Şekil 3.3.** 16 kanallı sinyal ölçüm sistemi (DEWESoft®) (Anonim 2017c)

**Çizelge 3.1.** 16 kanallı sinyal ölçüm sistemi özellikleri (DEWESoft®)

Analog Girişler	16 kanallı voltaj, tam/yarım/çeyrek köprü birim uzama, akım (dış şant'lı)
ADC Tipi	Anti-aliasing filtreli 24 bit delta-sigma
Örnekleme Hızı	Eşzamanlı 200kS/s
Aralıklar	$\pm 10V, \pm 1V, \pm 100mV, \pm 10mV$
10V <sub>exc</sub> 'te Br aralıkları	1000mV/V, 100mV/V, 10mV/V, 1mV/V
10kS'te Dinamik Aralıklar	137 dB
Giriş Bağlantısı	DC
Giriş Empedansı	10 M $\Omega$
Köprü Modları	Tam/Yarım/Çeyrek Br120/3500 3-tel, içten köprü tamamlama
İç Şant Direnci	100 k $\Omega$ , çift kutupludan Exc + yada - (diğerleri talep edilirse)
Uyarma Gerilimi	0'dan 12 VDC'ye kadar yazılımdan programlanabilir (16 bit DAC), maks 44mA
TEDS	Desteklenir, 9pinli DSUB'a uyumlu MSI adaptörler
Yüksek Gerilim Korumucu	IN+ 'dan IN -'ye, sürekli 50V, 200V tepe (10ms)
Tipik Güç Tüketimi (maks)	11W(22W)
Kullanılabilir Konnektörleri	Giriş DB9,L1B10f (diğerleri talep edilirse)

### 3.4. Paket Programlar

Sonlu elemanlar metodu ile modal analiz ve ağ yapısı oluşturmak için ANSYS WB® R19.1 paket programı kullanılmıştır.

MGM hesabı yapmak için de MEScope® yazılımı kullanılmıştır.

### 3.5. Test Numuneleri

Stop lambaları, araçların arka kısımlarına takılan, çevredeki sürücü ve yayalar tarafından aracın görülmesini, sürücünün hareket ve niyetini bildirmesini sağlayan ve

özellikle geceleri emniyet parçası olan, araçların stilini, kimliğini ortaya koyan en önemli parçalarından birisidir. Üzerinde park, fren, sinyal, geri vites ve sis fonksiyonlarını barındırmaktadır. Araç tasarımına göre tek ya da iki parçalı olabilmektedir (Anonim 2017d).

Deneysel modal analizlerde kullanılmak üzere hazırlanan test numuneleri (lensler), granül olarak plastik enjeksiyon makinesi ve kalıp ile birlikte şekillendirilerek otomotiv aydınlatma sektöründe stop lambasında kullanılan ürünlerden birine verilen genel bir isimdir (Anonim 2017e).

Bu çalışmada, testlerde kullanılacak olan lenslerin üretim yöntemleri ve kullanılan malzemeleri aynı olup sadece geometrileri farklıdır. Lens seçimi yapılırken lenslerin boyutlarının, ağırlıklarının, geometrilerinin birbirinden farklı olmasına dikkat edilmiştir. Aşağıda deneysel modal analiz testlerinde kullanılacak lenslere ait şekiller gösterilmiştir (Şekil 3.4).



Numune 1



Numune 2



Numune 3



Numune 4

**Şekil 3.4.** Test Numuneleri (Lensler)

#### 4. BULGULAR

Bu bölümde, 4 farklı geometriye sahip stop lenslerinin serbest serbest sınır koşullarında ayrı ayrı sonlu elemanlar modal analizleri ile deneysel modal analizleri yapılmıştır. Sonlu elemanlar modal analizleri sonucu elde edilen doğal frekanslar ve mod şekilleri ile deneysel modal analizleri sonucu elde edilen doğal frekanslar ve mod şekilleri karşılaştırılmış ve mod şekillerinin birbirlerine ne kadar benzer olduklarını gösteren MGM matrisi hesabı yapılmıştır. Deneysel modal analiz sırasıyla aşağıdaki işlem adımlarına göre yapılmıştır;

1. Test yapılacak tüm numunelerin sonlu elemanlar programında sönümsüz modal analizleri yapılmış ve ilk 3 modu içeren band genişliği belirlenmiştir.
2. Sonlu elemanlar programında numuneler üzerinde nodal noktalara gelmeyecek şekilde ölçüm noktaları işaretlenmiş ve tüm noktaların X, Y ve Z eksenlerine göre koordinatları belirlenmiştir.
3. Belirlenen koordinatların hepsi DEWESoft® yazılımına girilmiş ve numunenin geometrisi oluşturulmuştur.
4. DEWESoft® yazılımına girilen koordinatların tablo şeklinde çıktısı alınıp 3 boyutlu koordinat ölçüm cihazı ile numune üzerine ölçüm noktaları işaretlenmiştir.
5. Yukarıdaki ilk 4 adım 4 numune için de teker teker yapılmıştır.
6. Ölçüm noktaları işaretlenmiş numunelerden bir tanesi seçilip test sehpasına asma şeklinin belirlenmesi (tek elastik ip veya çift elastik ip) için darbe çekici gezdirme test yöntemi ile test yapılmış ve çıkan sonuçlar sonlu elemanlar modal analizi sonuçları ile karşılaştırılmıştır. 4 numune için de yapılan sonlu elemanlar modal analizi, serbest serbest sınır şartlarında olduğundan fiziksel olarak bu şartları sağlamak mümkün olmasa da buna en yakın sınır şartlarını sağlamak için test numuneleri elastik iplerle test sehpasına asılmıştır. Testlerde kullanılan elastik iplerin ağırlıkları test numunelerine göre oldukça düşüktür. Ayrıca elastik iplerin gergileri üzerindeki rezonans frekansları çok düşük ve ilgilenilen frekans aralığından çok uzaktır. Numunelerin asıldığı nokta, elastik ipin doğrultusu ile numunenin ağırlık merkezinin doğrultusunun çakışmasının göz önünde bulundurulmasıyla seçilmiştir. Karşılaştırma sonucunda en ideal asma şekli belirlenmiştir.
7. Asma şekli belirlendikten sonra aynı test numunesi üzerinde hem darbe çekicini gezdirme yöntemiyle test hem de ivmeölçeri gezdirme yöntemiyle test edilmiştir. Çıkan

her iki test sonucu da sonlu elemanlar modal analiz sonucu ile karşılaştırılmış ve en iyi test yöntemi belirlenmiştir.

8. Belirlenen asma şekli ve test yöntemi diğer kalan 3 test numunesinde kullanılmıştır.

9. 4 numune için de deneysel modal analizler yapıldıktan sonra çıkan sonuçlar sonlu elemanlar modal analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Yapılan karşılaştırma sonucunda testlerde kullanılan modal ivmeölçerin ağırlığının ihmal edilmemesi gerektiği ve sonlu elemanlar modal analiz sırasında eklenmesi gerektiği görülmüştür.

Analizler tekrarlandıktan sonra sonuçlar tekrar karşılaştırılmıştır. Yapılan değerlendirmeler sonucunda sonlu elemanlar modal analiz yapılırken malzeme için istenen gereksinimlerden biri olan elastisite modülünün ham madde için geçerli olduğu nihai ürün sonucunda elastisite modülünün değiştiği ve yeni bir elastisite modülüne ihtiyaç duyulduğu belirlenmiştir. Plak ve kabukların titreşim analizlerinde doğal frekansın elastisite modülü ile  $\omega \sim \sqrt{E}$  ilişkisi vardır. Dolayısıyla buradan yola çıkılarak

$\frac{\omega_{SEA}}{\omega_{Test}} = \sqrt{\frac{E_{SEA}}{E_{Test}}}$  formülü kullanılmış ve yeni bir elastisite modülü hesaplanmıştır.  $\omega_{SEA}$ ,

analiz sonucunda bulunan doğal frekans değeri,  $\omega_{Test}$ , test sonucunda bulunan doğal frekans değeri olsun.  $E_{SEA}$ , PMMA hammadde için analize girmiş olduğumuz 3360 MPa değerini ifade ederken  $E_{Test}$ , hesaplanan değer olacaktır.

10. Hesaplanan elastisite modülü ile 4 numune için de sonlu elemanlar modal analizi yapılmış ve çıkan sonuçlar deneysel modal analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

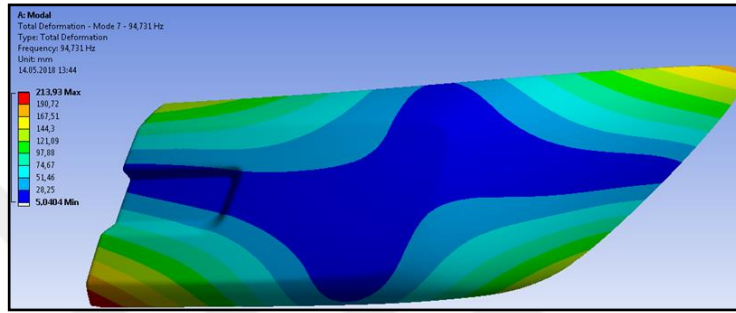
11. Son olarak MEScope® yazılımına, deneysel modal analiz sonucunda elde edilen FCF'ler, mod şekilleri ve geometri ile birlikte ayrıca sonlu elemanlar modal analiz sonucunda elde edilen mod şekilleri ve geometri çağrılmıştır. Her iki geometri de birbirleriyle eşleştirildikten sonra ilk 3 mod için MGM matrisi hesaplanmıştır.

#### **4.1. Test Numunelerinin Sonlu Eleman Modal Analizleri**

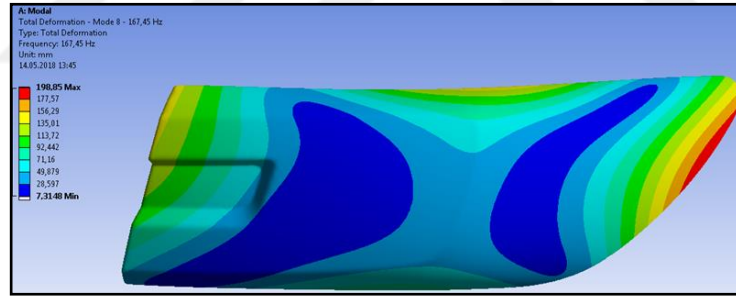
Tez çalışmasında, test numunelerinin doğal frekanslarının ve mod şekillerinin belirlenebilmesi için sonlu elemanlar modal analizi yapılmıştır. Bunun için, numunenin katı modeli sonlu elemanlar programına alınmış, orta nodlar açık olacak şekilde tetrahedron ağ yapısı oluşturulmuştur. Ardından malzeme özellikleri olarak elastisite

modülü ve yoğunluk girilmiş, sönümsüz serbest-serbest modal analiz çözümü yapılmıştır. Çözümde önce çözücü tipi olarak direkt çözücü seçeneği ve Block Lanczos metodu kullanılmıştır. Analiz sonucunda doğal frekanslar ve mod şekilleri elde edilmiştir (Şekil 4.1 – 4.12).

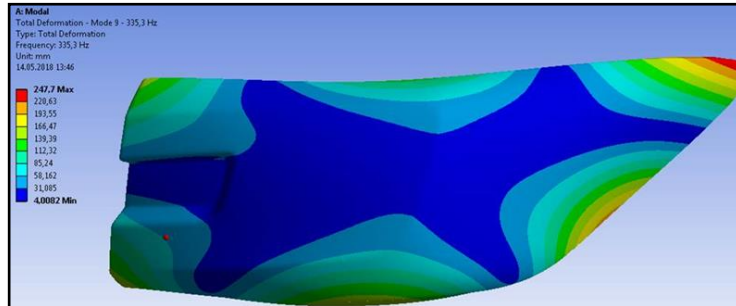
Yapılan modal analiz sonucunda nodal noktalara gelmeyecek şekilde numuneler üzerinden ölçüm noktaları ve tüm ölçüm noktalarının X, Y, Z eksenlerine göre koordinatları belirlenmiştir.



Şekil 4.1. Numune 1 1. Mod (94,731 Hz)

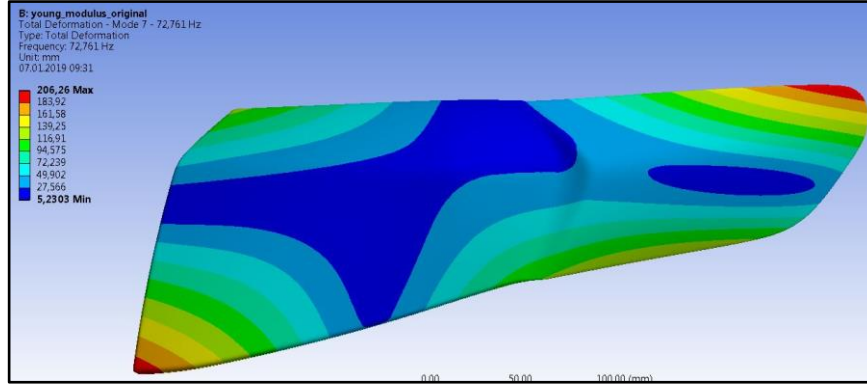


Şekil 4.2. Numune 1 2. Mod (167,45 Hz)

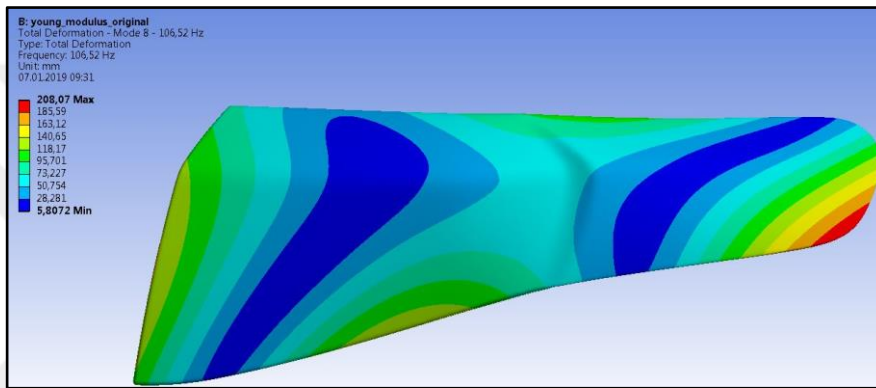


Şekil 4.3. Numune 1 3. Mod (335,3 Hz)

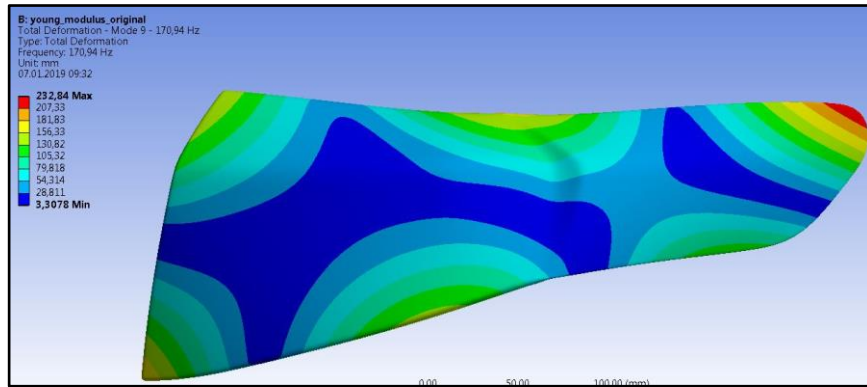




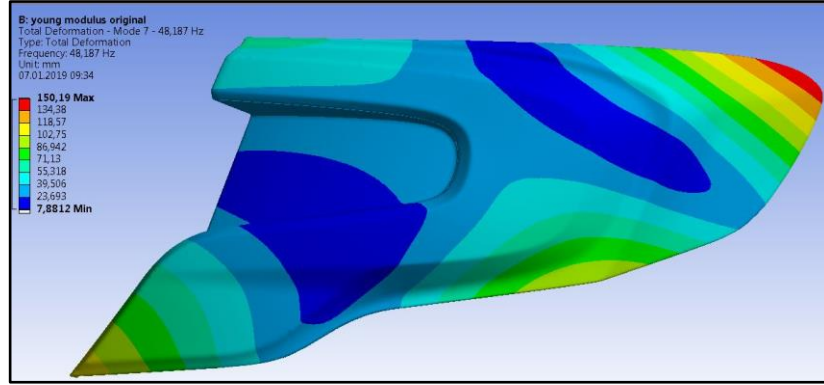
Şekil 4.4. Numune 2 1. Mod (72,761 Hz)



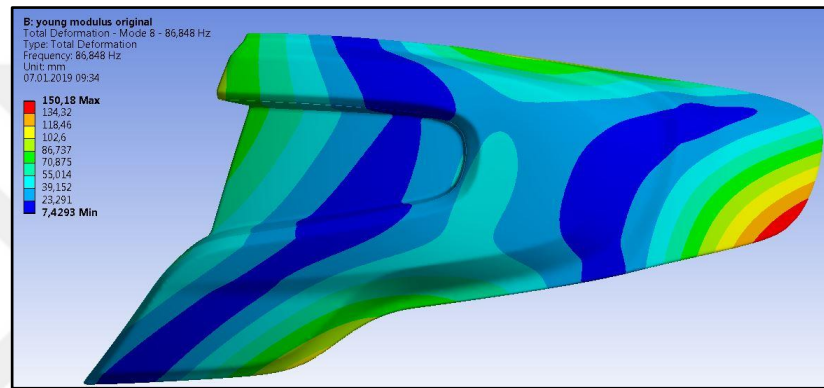
Şekil 4.5. Numune 2 2. Mod (106,52 Hz)



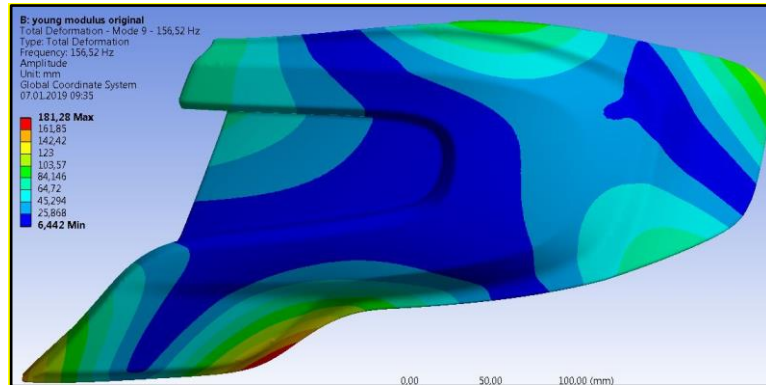
Şekil 4.6. Numune 2 3. Mod (170,94 Hz)



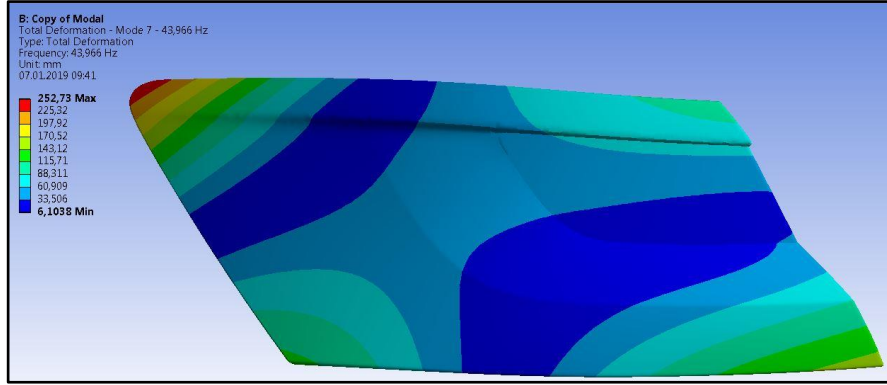
Şekil 4.7. Numune 3 1. Mod (48,187 Hz)



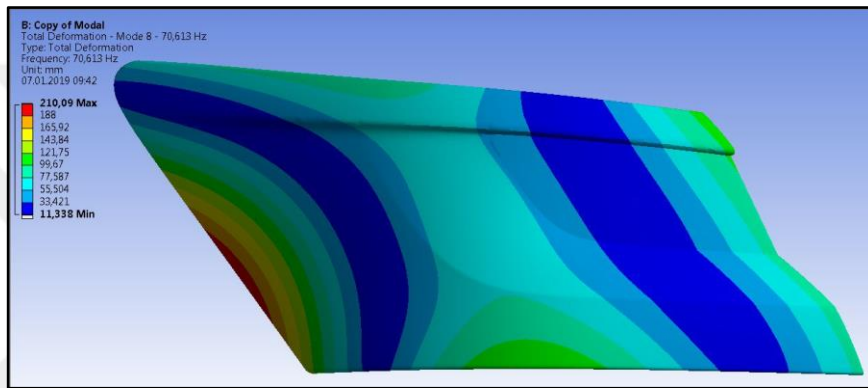
Şekil 4.8. Numune 3 2. Mod (86,848 Hz)



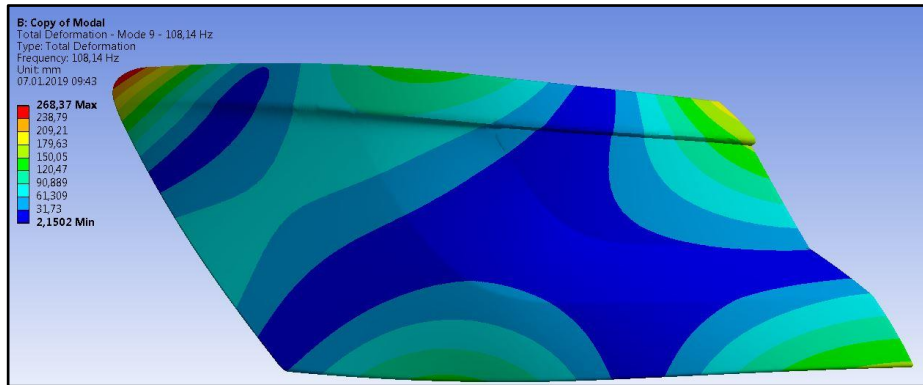
Şekil 4.9. Numune 3 3. Mod (159,52 Hz)



Şekil 4.10. Numune 4 1. Mod (43,966 Hz)



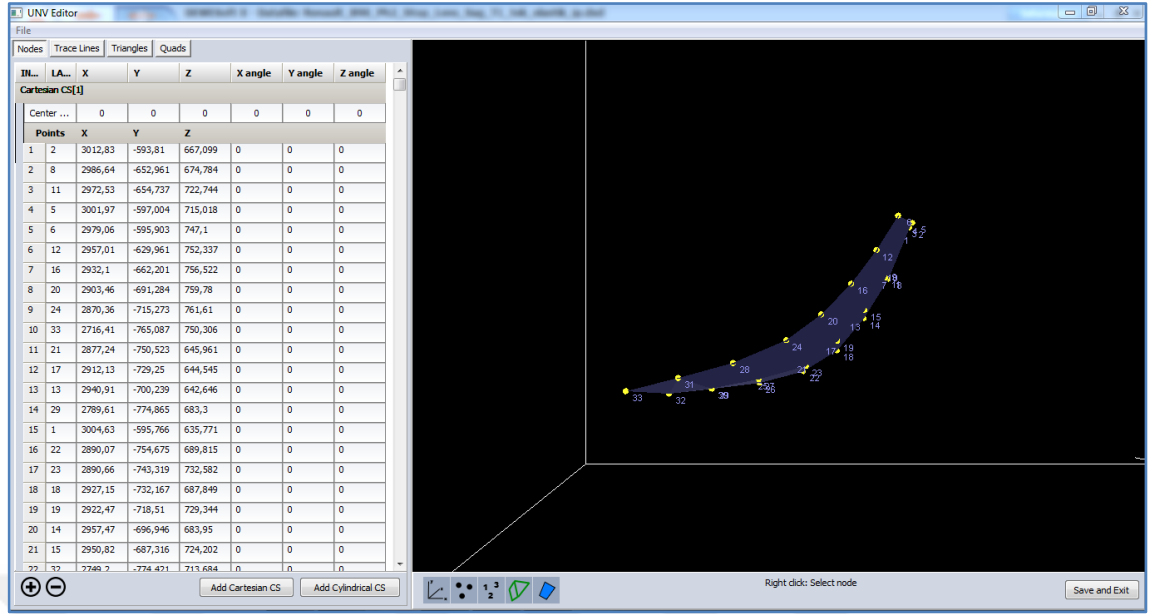
Şekil 4.11. Numune 4 2. Mod (70,613 Hz)



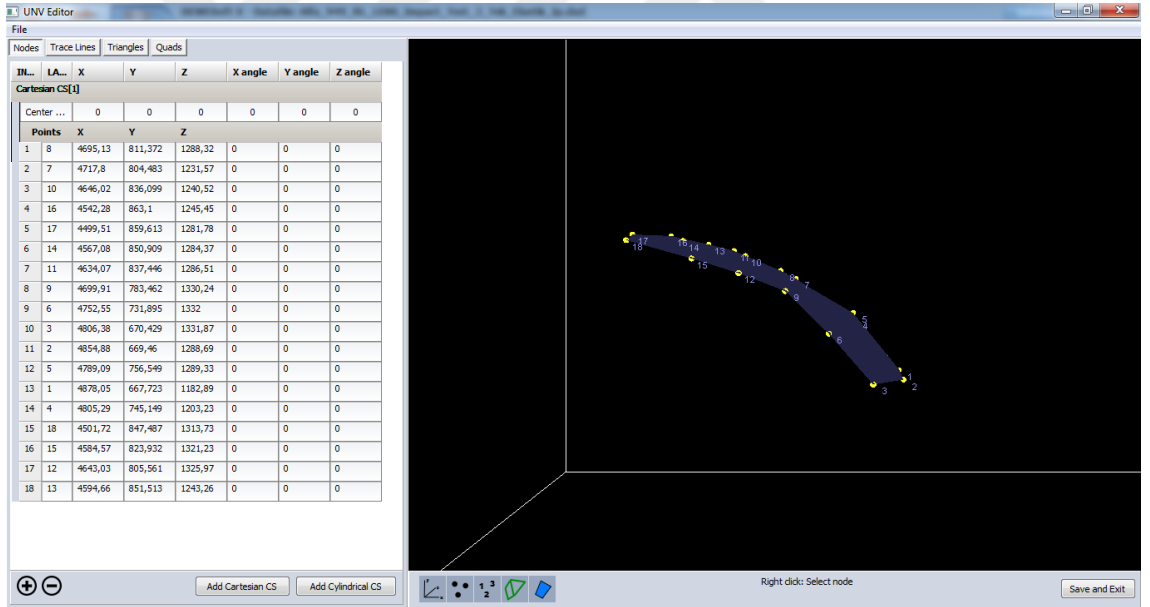
Şekil 4.12. Numune 4 3. Mod (108,14 Hz)

#### 4.2. Ölçüm Noktaları Koordinatlarının DEWESoft® Yazılımına Girilmesi

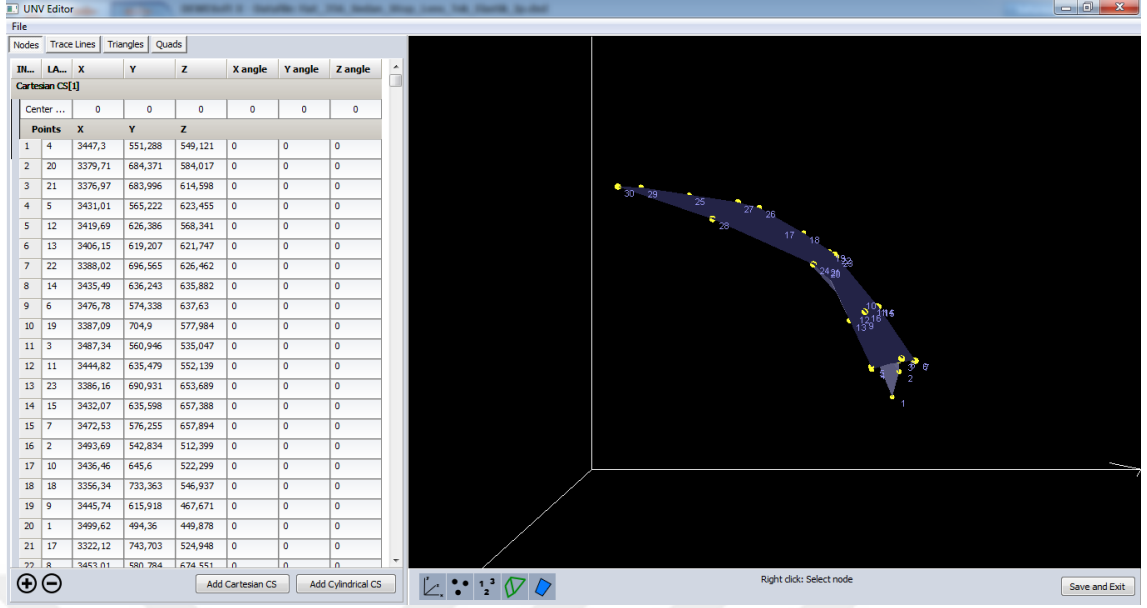
Sonlu elemanlar programında numuneler üzerinde belirlenen ölçüm noktalarının koordinatları DEWESoft® programının Geometry Editor bölümüne girilmiş ve numunelerin geometrileri oluşturulmuştur (Şekil 4.13 –4.16).



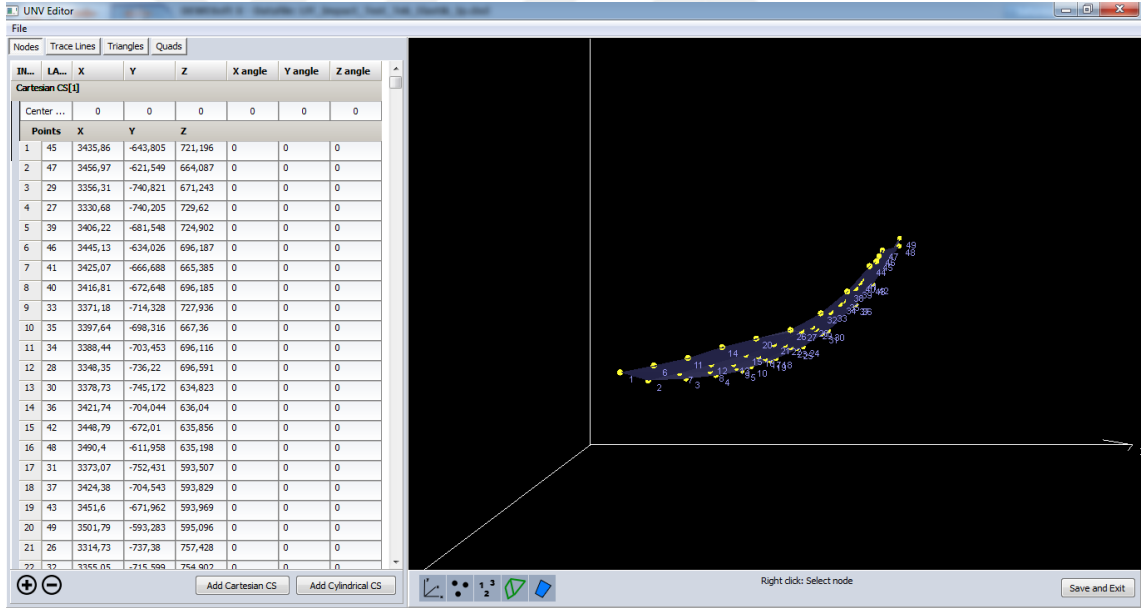
Şekil 4.13. Numune 1 geometrisi



Şekil 4.14. Numune 2 geometrisi



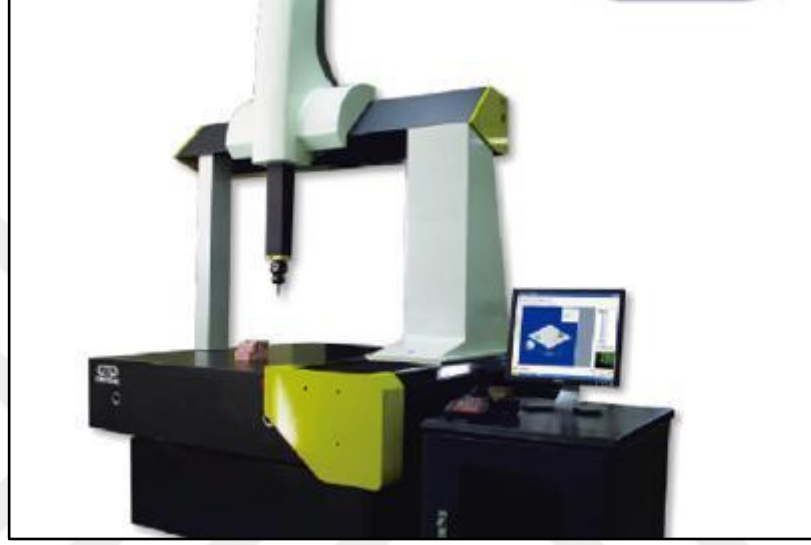
Şekil 4.15. Numune 3 geometrisi



Şekil 4.16. Numune 4 geometrisi

### 4.3. Boyutlu Koordinat Ölçüm Cihazı İle Numune Üzerine Ölçüm Noktalarının İşaretlenmesi

Ölçüm noktalarının koordinatları belirlenmiş numuneler 3 boyutlu koordinat ölçüm cihazının tezgahına tek tek konulmuş nihai ürün üzerinde ölçüm noktaları işaretlenmiştir (Şekil 4.17 – 4.21).



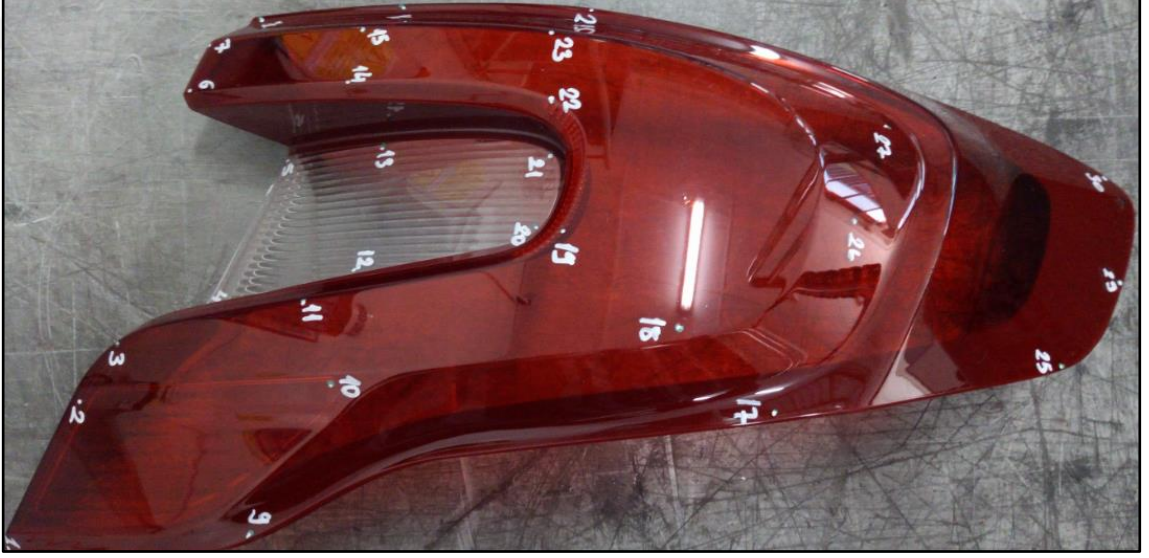
Şekil 4.17. 3 boyutlu koordinat ölçüm cihazı



Şekil 4.18. Numune 1



Şekil 4.19. Numune 2



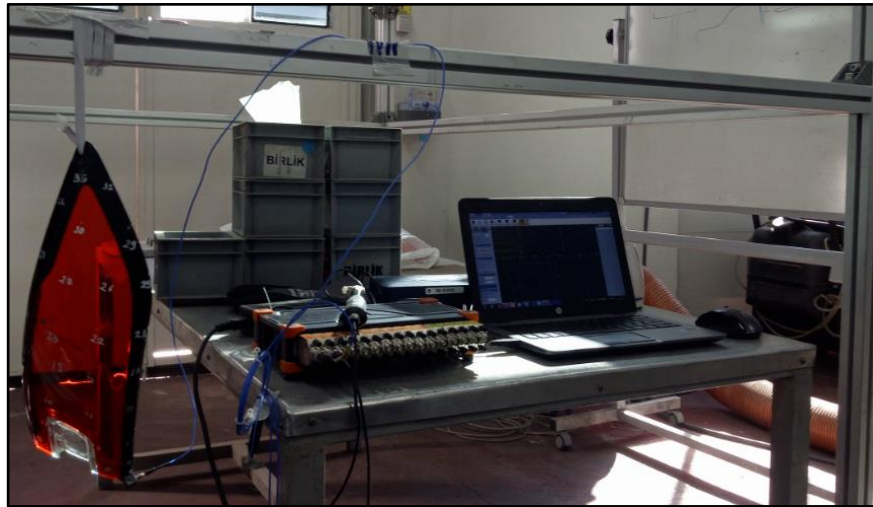
Şekil 4.20. Numune 3



Şekil 4.21. Numune 4

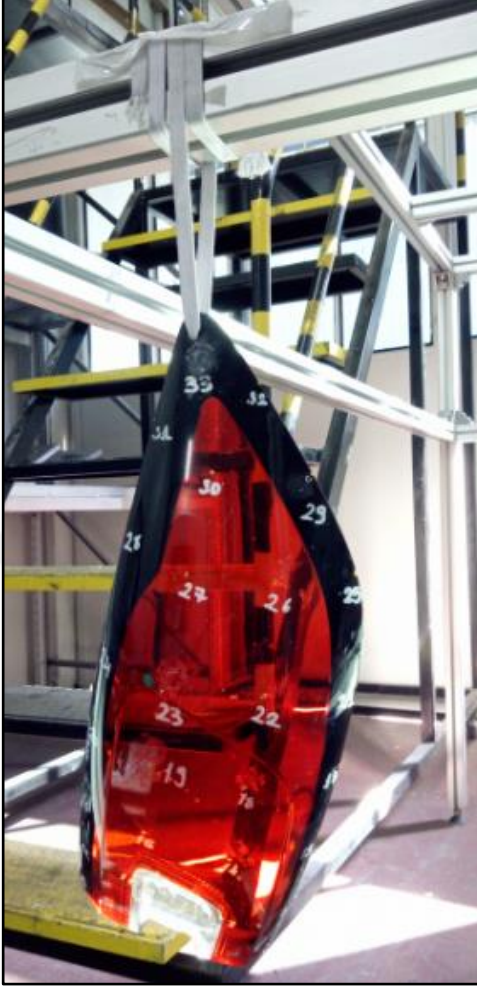
#### 4.4. Numune Asma Şeklinin Belirlenmesi

Numune asma şeklinin belirlenmesi için Numune 1 kullanılmış olup darbe çekici gezdirme test yöntemi kullanılarak deneysel modal analiz yapılmıştır. Numuneleri test sehpasına asmak için elastisite modülü çok düşük olan elastik ipler kullanılmıştır. Numuneleri asmak için numuneler üzerinde delik açılmış ve elastik ip bu delikten geçirilmiştir. Numune 1 üzerinde tek elastik ipe asma şekli ve çift elastik ipe asma şekli denenmiş ve çıkan sonuçlar sonlu elemanlar modal analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır (Şekil 4.22 – 4.26).

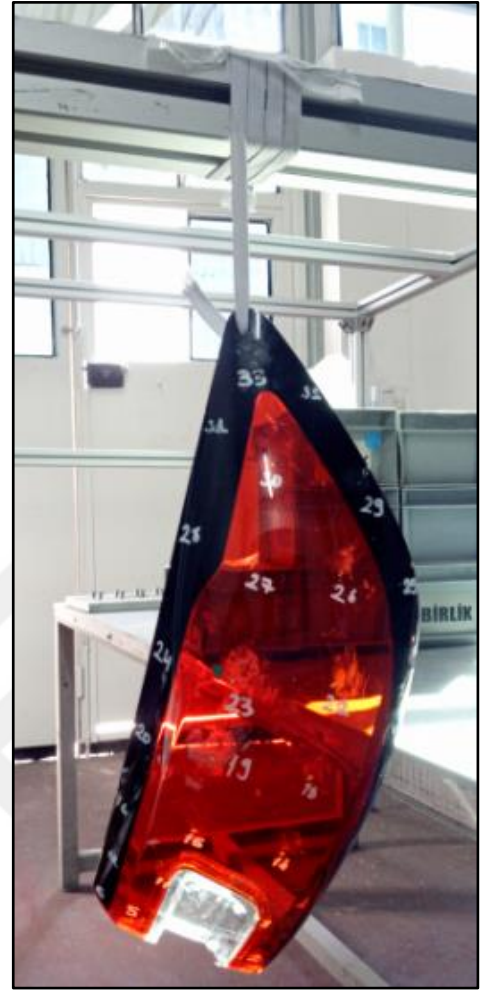


Şekil 4.22. Genel test düzeneği

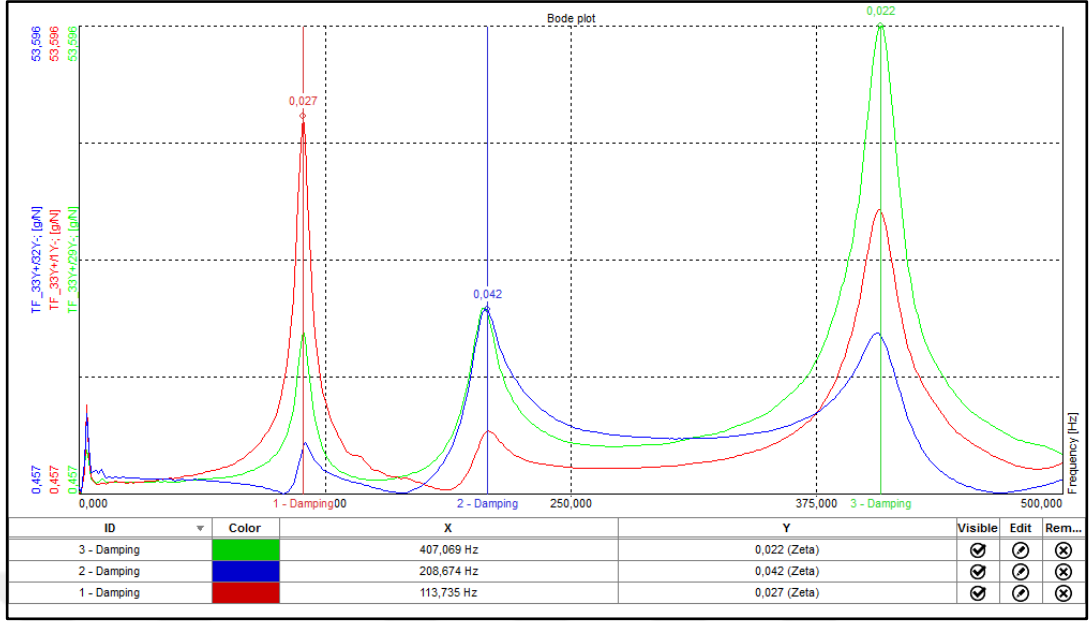




Şekil 4.23 Numune 1 çift elastik iple asma şekli

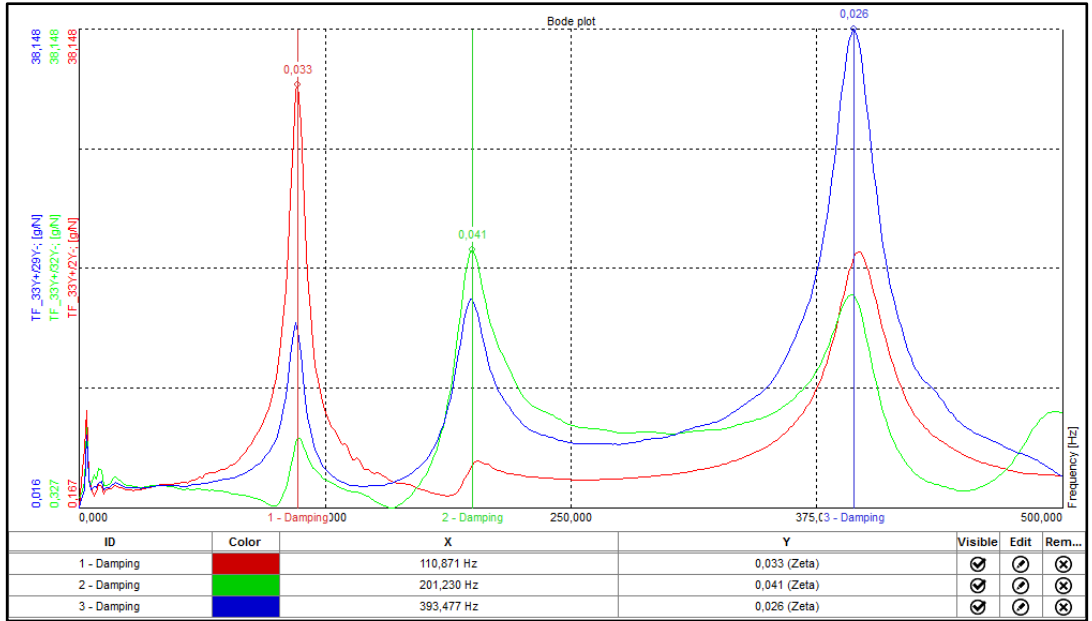


Şekil 4.24. Numune 1 tek elastik iple asma şekli



Şekil 4.25. Numune 1 çift elastik ip FCF sonuçları (Darbe çekici gezdirme test yöntemi)

Şekil 4.25'teki eğriler, ilgili numunenin ilk 3 modunun en iyi gözlemlendiği noktaları göstermektedir. Bu noktalar 1. Mod şekli için 1 numaralı, 2. Mod şekli için 32 numaralı, 3. Mod şekli için de 29 numaralı noktalardır. Yapı bu noktalarda belirtilen frekanslarda maksimum genliğe ulaşmaktadır.



Şekil 4.26. Numune 1 tek elastik ip FCF sonuçları (Darbe çekici gezdirme test yöntemi)

Şekil 4.26'daki eğriler, ilgili numunenin ilk 3 modunun en iyi gözlemlendiği noktaları göstermektedir. Bu noktalar 1. Mod şekli için 2 numaralı, 2. Mod şekli için 32 numaralı, 3. Mod şekli için de 29 numaralı noktalardır. Yapı bu noktalarda belirtilen frekanslarda maksimum genliğe ulaşmaktadır.

**Çizelge 4.1.** Numune 1 deneysel modal analiz sonuçları

<b>Darbe Çekici Gezdirmeye Test Yöntemi – Roving Hammer Yöntemi</b>						
	<b>Çift Elastik İple</b>			<b>Tek Elastik İple</b>		
	<b>Frekans (Hz)</b>	<b>Sönüm Oranı (ξ)</b>	<b>Genlik (g/N)</b>	<b>Frekans (Hz)</b>	<b>Sönüm Oranı (ξ)</b>	<b>Genlik (g/N)</b>
<b>1.Mod</b>	113,735	0,027	43,305	110,871	0,033	33,720
<b>2.Mod</b>	208,674	0,042	21,387	201,230	0,041	20,728
<b>3.Mod</b>	407,069	0,022	53,596	393,477	0,026	38,148

**Çizelge 4.2.** Numune 1 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması

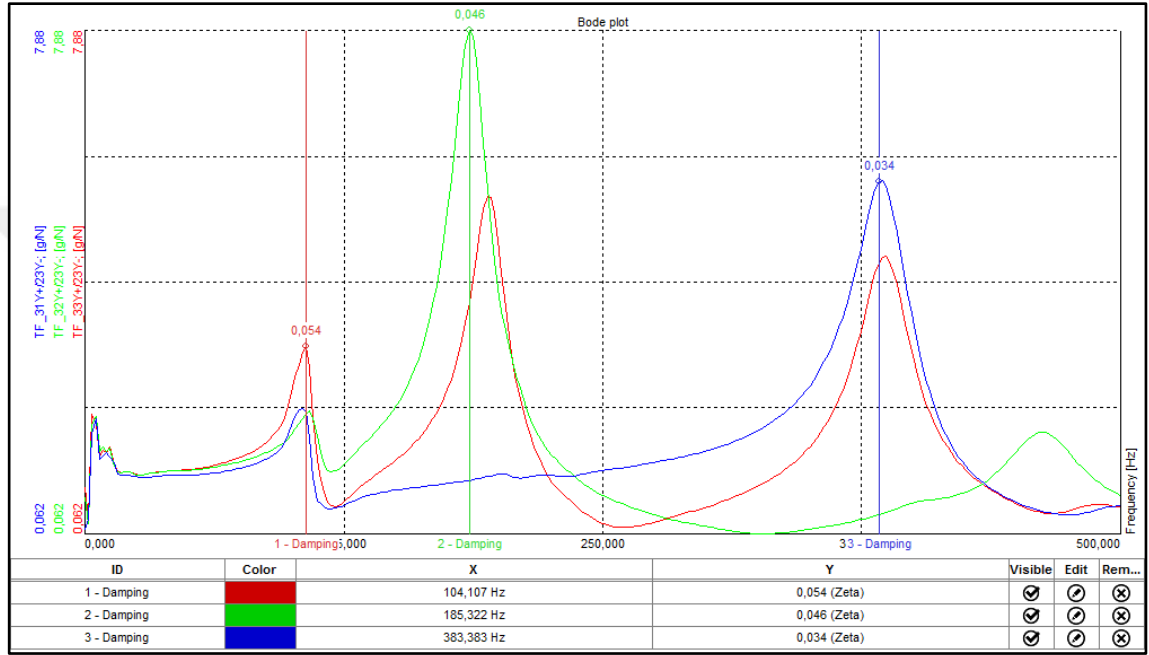
	<b>Sonlu Elemanlar Modal Analiz Frekans (Hz)</b>	<b>Çift Elastik İp (%)</b>	<b>Tek Elastik İp (%)</b>
<b>1.Mod</b>	94,731	16,709	14,557
<b>2.Mod</b>	167,45	19,755	16,786
<b>3.Mod</b>	335,3	17,630	14,735

Çizelge 4.1 ve 4.2'de ki sonuçlar karşılaştırıldığında; 'Tek Elastik İple' yapılan testin sonuçları analiz sonuçlarına daha yakın olduğu ve yapının 'Çift Elastik İple' bağlama şekline göre daha rahat hareket ettiği yani daha az rijit olduğu görülmüştür. İvmeölçer gezdirme yönteminde de yapı Tek Elastik İple bağlanıp test yapılacaktır.

#### **4.5. Deneysel Modal Analiz Test Yönteminin Belirlenmesi**

Asma şekli belirlendikten sonra aynı test numunesi (Numune 1), ivmeölçeri gezdirme yöntemiyle test edilmiştir. Bir önceki bölümde, tek elastik iple yapılan darbe çekici

testlerinin daha uygun sonuçlar verdiği görüldüğü için burada yapılan her iki gezdirmeye yönelik testlerde de tek elastik ipe asma şekli uygulanmıştır. Numune 1'in tek elastik ipe ve çekiç gezdirmeye yöntemine ait FCF sonuçları Şekil 4.26'da verilmiştir. Aynı numunenin tek elastik ipe ve ivmeölçer gezdirmeye yöntemine ait FCF'si ise Şekil 4.27'de gösterilmiştir. Çıkan her iki test sonucu da sonlu elemanlar modal analiz sonucu ile karşılaştırılmış ve en iyi test yöntemi belirlenmiştir.



**Şekil 4.27.** Numune 1 tek elastik ipe FCF sonuçları (İvmeölçer gezdirmeye test yöntemi)

Şekil 4.27'deki eğriler, ilgili numunenin ilk 3 modunun en iyi gözlemlendiği noktaları göstermektedir. Bu noktalar 1. Mod şekli için 33 numaralı, 2. Mod şekli için 32 numaralı, 3. Mod şekli için de 31 numaralı noktalardır. Yapı bu noktalarda belirtilen frekanslarda maksimum genliğe ulaşmaktadır.

**Çizelge 4.3.** Numune 1 deneysel modal analiz sonuçları

<b>İvmeölçer Gezdirme Test Yöntemi – Roving Accelerometer Yöntemi</b>			
<b>Tek Elastik İple</b>			
	<b>Frekans (Hz)</b>	<b>Sönüm Oranı (<math>\xi</math>)</b>	<b>Genlik (g/N)</b>
<b>1.Mod</b>	104,107	0,054	2,985
<b>2.Mod</b>	185,322	0,046	7,880
<b>3.Mod</b>	383,383	0,034	5,543

**Çizelge 4.4.** Numune 1 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması

	<b>Sonlu Elemanlar Modal Analiz Frekansı (Hz)</b>	<b>Tek Elastik İp İvmeölçer Gezdirme (%)</b>	<b>Tek Elastik İp Darbe Çekici Gezdirme (%)</b>
<b>1.Mod</b>	94,731	9,006	14,557
<b>2.Mod</b>	167,45	9,643	16,786
<b>3.Mod</b>	335,3	12,541	14,735

Çizelge 4.3 ve 4.4'te ki test sonuçları analiz sonuçlarıyla karşılaştırıldığında; 'Tek Elastik İple' ivmeölçer gezdirerek yapılan testin sonuçları darbe çekici gezdirerek yapılan testin sonuçlarına göre daha yakın olduğu görülmüştür.

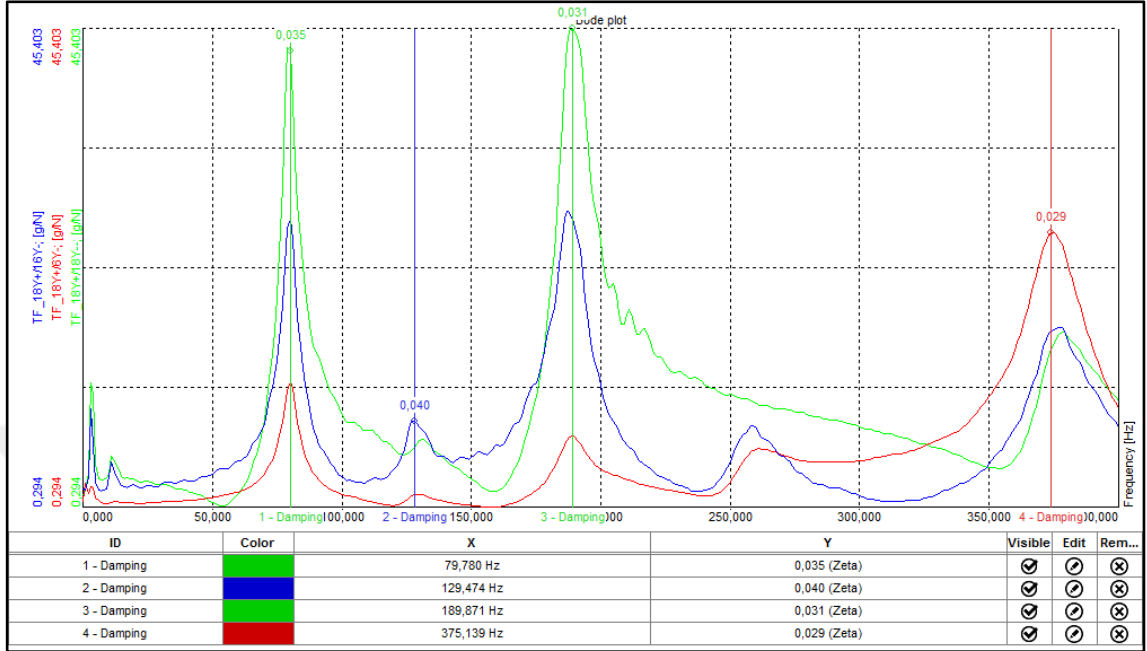
Fakat ivmeölçer gezdirerek yapılan test, çekiç gezdirerek yapılan teste göre daha zor ve süre olarak daha fazla sürdüğü için diğer numuneler üzerinde darbe çekici gezdirme yöntemi ile test yapılacaktır.

Ayrıca ivmeölçer gezdirme test yönteminde yapının ağırlık merkezi sürekli değiştiği için yapının doğal frekansları sürekli etkilenecektir.

#### **4.6. Diğer 3 Numunenin Deneysel Modal Analiz Test Sonuçları ile Sonlu Elemanlar Modal Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması**

Belirlenen asma şekli (tek elastik ipe asma) ve deneysel modal analiz test yöntemi (darbe çekici gezdirme test yöntemi) diğer kalan 3 test numunesinde uygulanmıştır. Şekil 4.28 den 4.30'a kadar olan grafiklerde 3 test numunesine ait FCF'ler gösterilmiştir. Ayrıca Çizelge 4.5 – 4.10'da da 3 test numunesine ait FCF grafiklerinden

elde edilen doğal frekanslar, sönüm oranları ve genlik değerleri gösterilmiş olup bu test numunelerinin sonlu eleman analiz sonuçları ile test sonuçları karşılaştırılmıştır.



**Şekil 4.28.** Numune 2 tek elastik ip FCF sonuçları (Darbe çekici gezdirme test yöntemi)

Şekil 4.28'deki eğriler, ilgili numunenin ilk 3 modunun en iyi gözlemlendiği noktaları göstermektedir. Bu noktalar 1. Mod şekli için 18 numaralı, 2. Mod şekli için 16 numaralı, 3. Mod şekli için de 18 numaralı noktalardır. Yapı bu noktalarda belirtilen frekanslarda maksimum genliğe ulaşmaktadır.

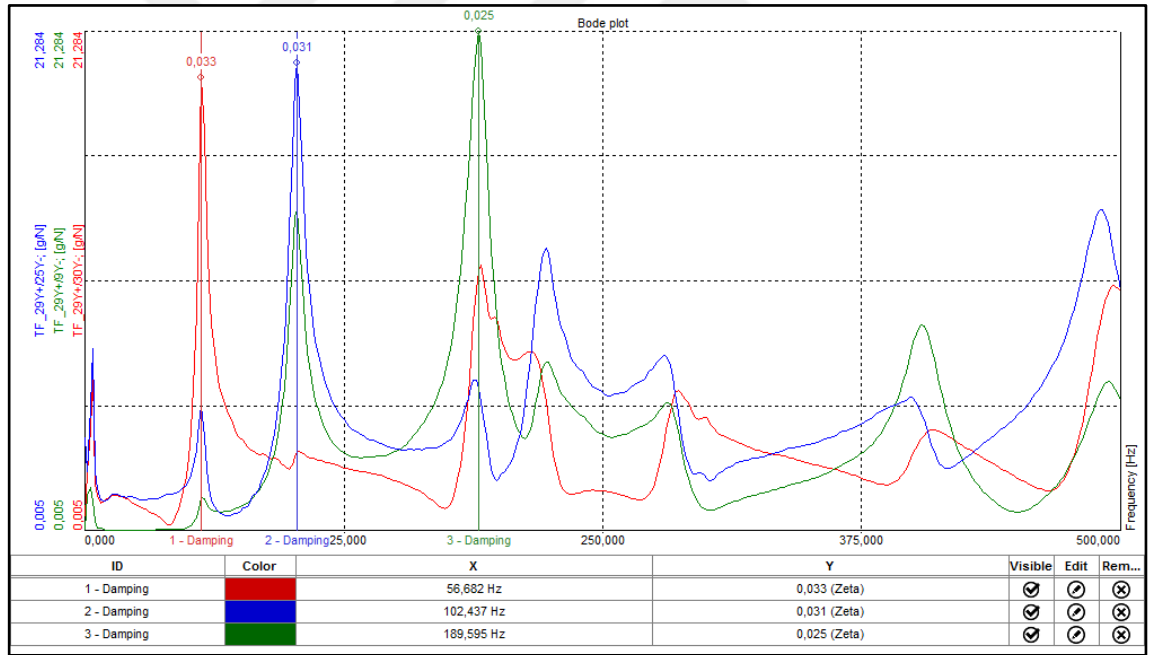
**Çizelge 4.5.** Numune 2 deneysel modal analiz sonuçları

Darbe Çekici Gezdirme Test Yöntemi – Roving Hammer Yöntemi			
Tek Elastik İple			
	Frekans (Hz)	Sönüm Oranı ( $\xi$ )	Genlik (g/N)
<b>1.Mod</b>	79,780	0,035	43,553
<b>2.Mod</b>	129,474	0,040	8,397
<b>3.Mod</b>	189,871	0,029	45,403

**Çizelge 4.6.** Numune 2 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması

	Sonlu Elemanlar Modal Analiz Frekansı (Hz)	Tek Elastik İp Darbe Çekici Gezdirme (%)
<b>1.Mod</b>	72,761	8,797
<b>2.Mod</b>	106,52	17,728
<b>3.Mod</b>	170,94	9,970

Çizelge 4.6'ya bakıldığında 2. moddaki yüzdesel hatanın 1. ve 3. modlardaki yüzdesel hataya göre daha fazla çıkmasının nedeni ivmeölçerin konumunun 2. modda düğüm noktasına yakın olmasından ve bundan dolayı yapının 2. moddaki mod şeklini tam olarak algılamamasından kaynaklandığı düşünülmektedir.



**Şekil 4.29.** Numune 3 tek elastik ip FCF sonuçları (Darbe çekici gezdirme test yöntemi)

Şekil 4.29'daki eğriler, ilgili numunenin ilk 3 modunun en iyi gözlemlendiği noktaları göstermektedir. Bu noktalar 1. Mod şekli için 30 numaralı, 2. Mod şekli için 9 numaralı, 3. Mod şekli için de 25 numaralı noktalardır. Yapı bu noktalarda belirtilen frekanslarda maksimum genliğe ulaşmaktadır.

**Çizelge 4.7.** Numune 3 deneysel modal analiz sonuçları

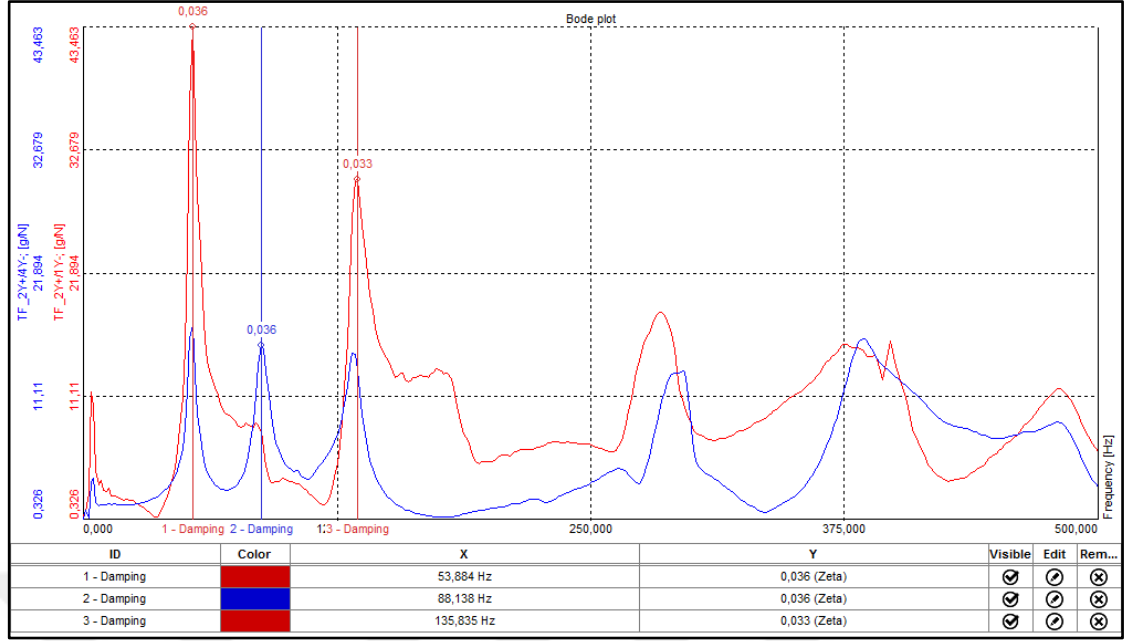
<b>Darbe Çekici Gezdirme Test Yöntemi – Roving Hammer Yöntemi</b>			
<b>Tek Elastik İple</b>			
	<b>Frekans (Hz)</b>	<b>Sönüm Oranı (<math>\xi</math>)</b>	<b>Genlik (g/N)</b>
<b>1.Mod</b>	56,682	0,033	19,294
<b>2.Mod</b>	102,437	0,031	19,921
<b>3.Mod</b>	189,595	0,025	21,284

**Çizelge 4.8.** Numune 3 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması

	<b>Sonlu Elemanlar Modal Analiz Frekansı (Hz)</b>	<b>Tek Elastik İp Darbe Çekici Gezdirme (%)</b>
<b>1.Mod</b>	48,187	14,987
<b>2.Mod</b>	86,848	15,218
<b>3.Mod</b>	156,52	17,445

Çizelge 4.8'e bakıldığında tüm modlardaki yüzdesel hataların birbirine oldukça yakın olduğu ama frekans yükseldikçe hata oranının gittikçe arttığı görülmektedir. Bunun nedeni olarakta yüksek modlara çıktıkça mod şeklini yakalamamanın zorlaştığı düşünülmektedir.





**Şekil 4.30.** Numune 4 tek elastik ip FCF sonuçları (Darbe çekici gezdirme test yöntemi)

Şekil 4.30'daki eğriler, ilgili numunenin ilk 3 modunun en iyi gözlemlendiği noktaları göstermektedir. Bu noktalar 1. Mod şekli için 1 numaralı, 2. Mod şekli için 4 numaralı, 3. Mod şekli için de 1 numaralı noktalardır. Yapı bu noktalarda belirtilen frekanslarda maksimum genliğe ulaşmaktadır.

**Çizelge 4.9.** Numune 4 deneysel modal analiz sonuçları

<b>Darbe Çekici Gezdirme Test Yöntemi – Roving Hammer Yöntemi</b>			
<b>Tek Elastik İple</b>			
	<b>Frekans (Hz)</b>	<b>Sönüm Oranı (<math>\xi</math>)</b>	<b>Genlik (g/N)</b>
<b>1.Mod</b>	53,884	0,036	43,463
<b>2.Mod</b>	88,138	0,036	15,580
<b>3.Mod</b>	135,835	0,033	30,090

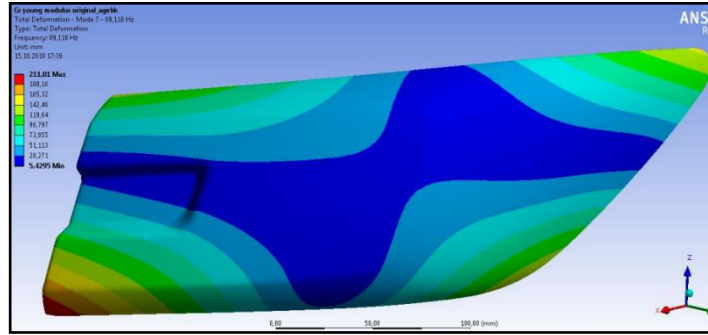
**Çizelge 4.10.** Numune 4 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması

	<b>Sonlu Elemanlar Modal Analiz Frekansı (Hz)</b>	<b>Tek Elastik İp Darbe Çekici Gezdirme (%)</b>
<b>1.Mod</b>	43,966	18,406
<b>2.Mod</b>	70,613	19,883
<b>3.Mod</b>	108,14	20,388

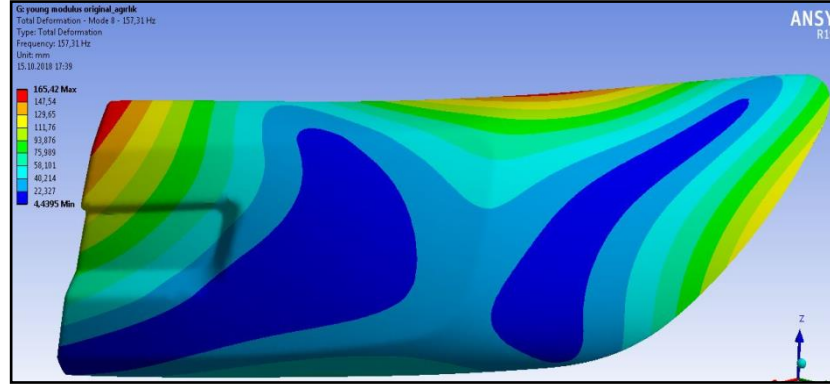
Çizelge 4.10'a bakıldığında da Çizelge 4.8'de yapılan yorumlar yapılabilir.

#### **4.7. Testlerde Kullanılan Modal İvmeölçer Ağırlığının Sonlu Elemanlar Modal Analiz Programında Eklenmesi**

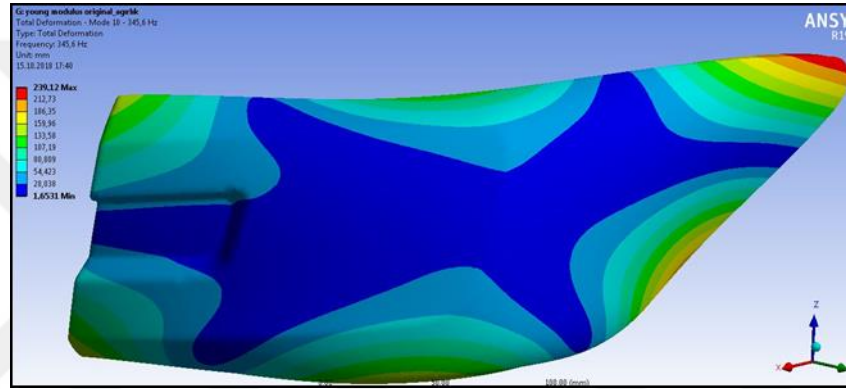
Bir önceki bölümde yapılan karşılaştırmalar sonucunda testlerde kullanılan modal ivmeölçerin ağırlığının sonlu elemanlar analizinde kullanılması durumunda nasıl bir sonuç ile karşılaşılacağını anlamak için ivmeölçer ağırlığı analizlerde eklenmiş ve çıkan sonuçlar Şekil 4.31'den 4.42'ye kadar gösterilmiştir. Ayrıca tüm test numuneleri için karşılaştırmalı sonuçlar Çizelge 4.11'den 4.14'e kadar gösterilmiştir.



**Şekil 4.31.** Numune 1 1. Mod (89,118 Hz)



Şekil 4.32. Numune 1 2. Mod (157,31 Hz)



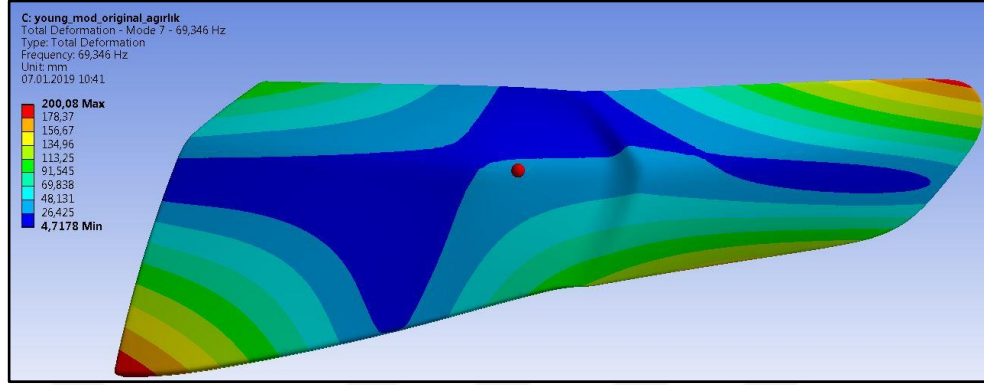
Şekil 4.33. Numune 1 3. Mod (345,6 Hz)

Çizelge 4.11. Numune 1 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması

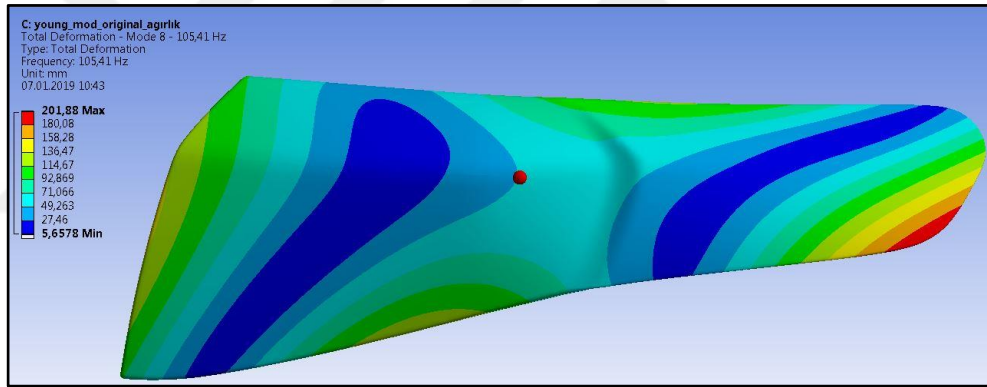
	<b>Sonlu Elemanlar Modal Analiz Frekans (Hz) (Modal İvmeölçer Ağırlığı Dahil, 4gr)</b>	<b>Tek Elastik İp Darbe Çekici Gezdirmeye Frekans (Hz)</b>	<b>(%)</b>
<b>1.Mod</b>	89,118	110,871	19,620
<b>2.Mod</b>	157,31	201,230	21,825
<b>3.Mod</b>	345,6	393,477	12,16

Çizelge 4.11'e bakıldığında ivmeölçer ağırlığının sonuçlara olan etkisini en iyi şekilde 3. modda görebilmekteyiz. Çizelge 4.4'te Numune 1 için 3. modun SE analizindeki

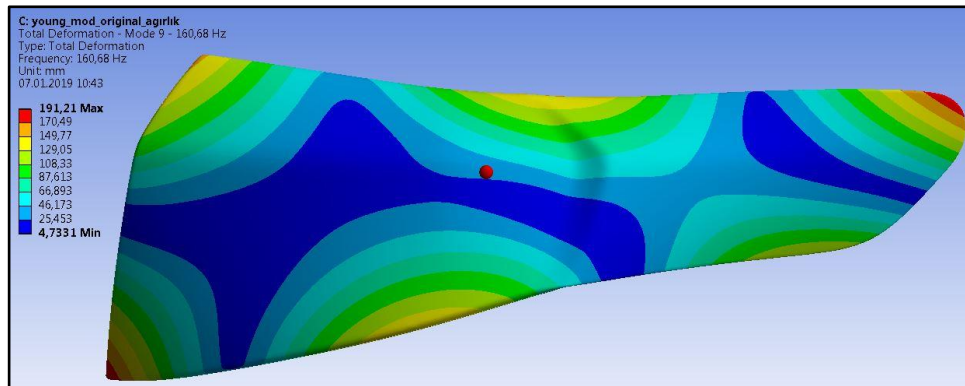
frekans değeri 335, 3 Hz iken Çizelge 4.11’de bu değer 196,6 Hz’e kadar düşmüştür. Bundan yola çıkarak ivmeölçer ağırlığının doğal frekanslara olan etkisinin gözardı edilmemesi gerektiği anlaşılmaktadır.



Şekil 4.34. Numune 2 1. Mod (69,346 Hz)



Şekil 4.35. Numune 2 2. Mod (105,41 Hz)

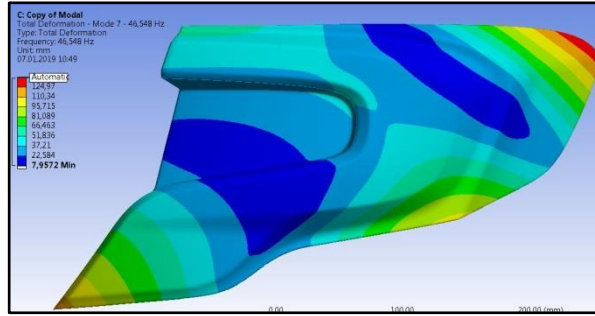


Şekil 4.36. Numune 2 3. Mod (160,68 Hz)

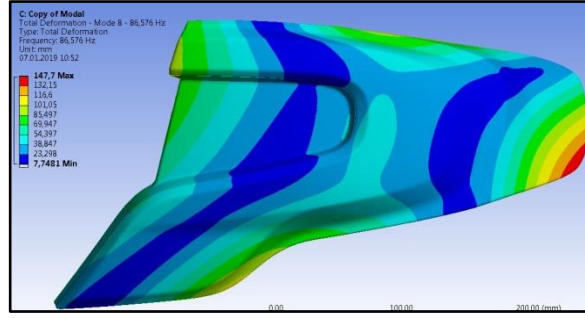
**Çizelge 4.12.** Numune 2 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması

	<b>Sonlu Elemanlar Modal Analiz Frekans (Hz) (Modal İvmeölçer Ağırlığı Dahil, 4gr)</b>	<b>Tek Elastik İp Darbe Çekici Gezdirme Frekans (Hz)</b>	<b>(%)</b>
<b>1.Mod</b>	69,346	79,780	13,078
<b>2.Mod</b>	105,41	129,474	18,585
<b>3.Mod</b>	160,68	189,871	15,374

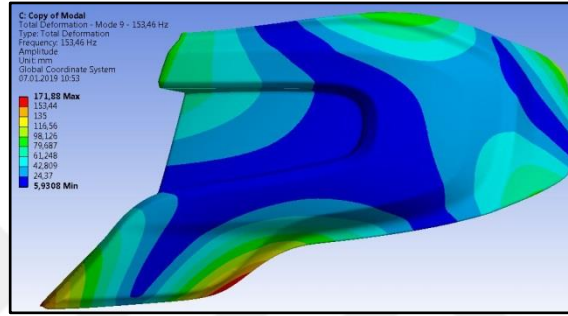
Çizelge 4.12'ye bakıldığında Çizelge 4.6'ya göre doğal frekans değerlerinin düştüğü görülmektedir. Ayrıca yüzdesel hataların yine Çizelge 4.6'ya benzer şekilde olduğu 2. moddaki yüzdesel hatanın 1. ve 3. modlardaki yüzdesel hataya göre daha fazla çıktığı bunun nedeninde ivmeölçerin konumunun 2. modda düğüm noktasına yakın olmasından ve bundan dolayı yapının 2. moddaki mod şeklini tam olarak algılamamasından kaynaklandığı düşünülmektedir.



**Şekil 4.37.** Numune 3 1. Mod (46,548 Hz)



Şekil 4.38. Numune 3 2. Mod (86,576 Hz)

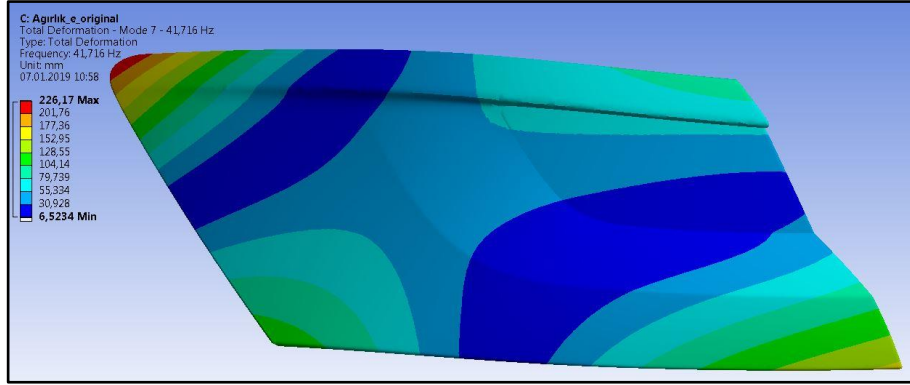


Şekil 4.39. Numune 3 3. Mod (153,46 Hz)

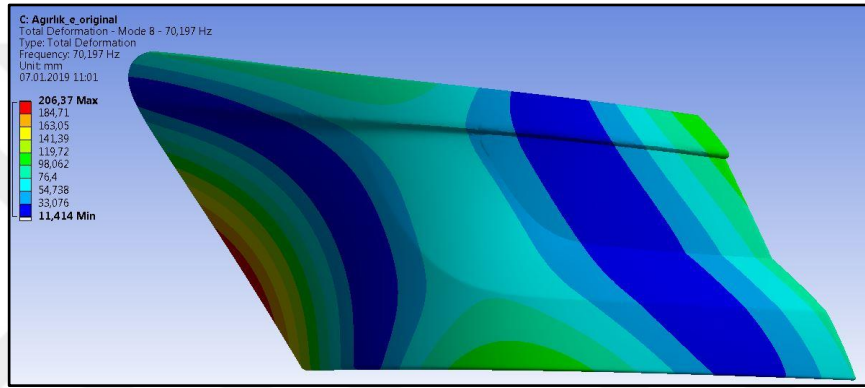
Çizelge 4.13. Numune 3 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması

	<b>Sonlu Elemanlar Modal Analiz Frekans (Hz) (Modal İvmeölçer Ağırlığı Dahil, 4gr)</b>	<b>Tek Elastik İp Darbe Çekici Gezdirmeye Frekans (Hz)</b>	<b>(%)</b>
<b>1.Mod</b>	46,548	56,682	17,910
<b>2.Mod</b>	86,576	102,437	15,483
<b>3.Mod</b>	153,46	189,595	19,059

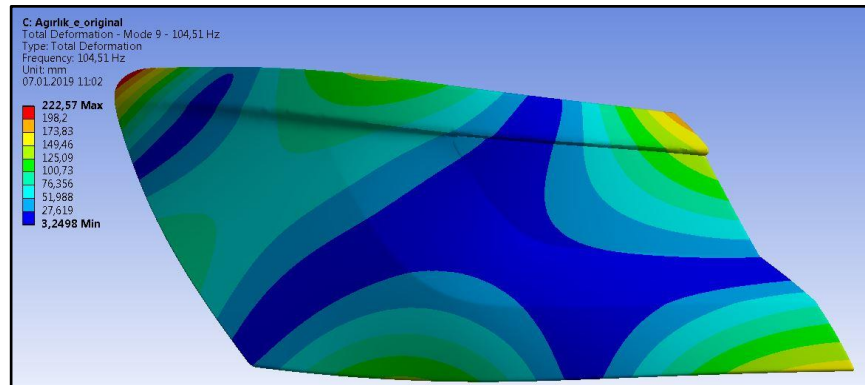
Çizelge 4.13'e baktığımızda Çizelge 4.8'e göre doğal frekans değerlerinin düştüğü ama bu numune için ivmeölçer ağırlığının 2. modun doğal frekansına olan etkisinin çok az olduğu ve bundan dolayı da yüzdesel hatanın neredeyse değişmediği görülmektedir.



Şekil 4.40. Numune 4 1. Mod (41,716 Hz)



Şekil 4.41. Numune 4 2. Mod (70,197 Hz)



Şekil 4.42. Numune 4 3. Mod (104,51 Hz)

**Çizelge 4.14.** Numune 4 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması

	<b>Sonlu Elemanlar Modal Analiz Frekans (Hz) (Modal İvmeölçer Ağırlığı Dahil, 4gr)</b>	<b>Tek Elastik İp Darbe Çekici Gezdirme Frekans (Hz)</b>	<b>(%)</b>
<b>1.Mod</b>	41,716	53,884	22,581
<b>2.Mod</b>	70,197	88,138	20,355
<b>3.Mod</b>	104,51	135,835	23,061

Çizelge 4.14'e bakıldığında da Çizelge 4.13 için yapılan yoruma benzer bir yorum yapılabileceği ve bu numune için de ivmeölçer ağırlığının 2. modun doğal frekansına olan etkisinin çok az olduğu ve bundan dolayı da yüzdesel hatanın neredeyse değişmediği görülmektedir.

#### **4.8. PMMA Malzeme İçin Yeni Elastisite Modülü Hesaplanması**

Yapılan değerlendirmeler sonucunda sonlu elemanlar modal analiz yapılırken malzeme için istenen gereksinimlerden biri olan elastisite modülünün ham madde için geçerli olduğu nihai ürün sonucunda elastisite modülünün değiştiği ve yeni bir elastisite modülüne ihtiyaç duyulduğu belirlenmiştir. Testlerde kullanılan numunelerin geometrileri kabuk geometrisine benzemektedir. Plak ve kabukların titreşim analizlerinde doğal frekansın elastisite modülü ile  $\omega \sim \sqrt{E}$  ilişkisi vardır. Dolayısıyla buradan yola çıkılarak  $\frac{\omega_{SEA}}{\omega_{Test}} = \sqrt{\frac{E_{SEA}}{E_{Test}}}$  formülü kullanılmış ve yeni bir elastisite modülü hesaplanmıştır.  $\omega_{SEA}$ , analiz sonucunda bulunan doğal frekans değeri,  $\omega_{Test}$ , test sonucunda bulunan doğal frekans değeri olsun.  $E_{SEA}$ , PMMA hammadde için analize girmiş olduğumuz 3360 MPa değerini ifade ederken  $E_{Test}$ , hesaplanan değer olacaktır.

$$\frac{\omega_{SEA}}{\omega_{Test}} = \sqrt{\frac{E_{SEA}}{E_{Test}}} \quad (3.1)$$

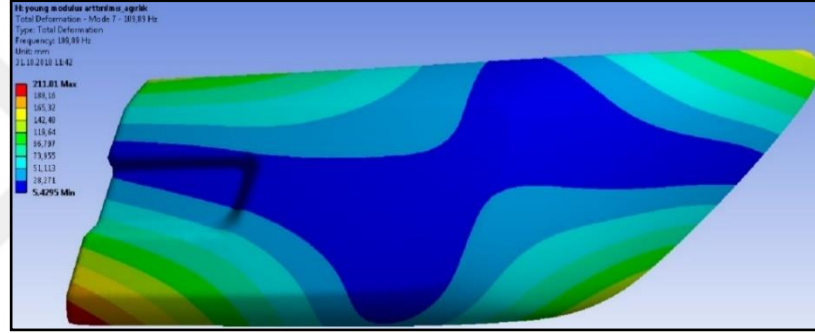
Buradan;  $\frac{89,118^2}{110,872^2} = \frac{3360}{E_{Test}} \Rightarrow E_{Test} = 5200,491$  MPa çıkmaktadır.



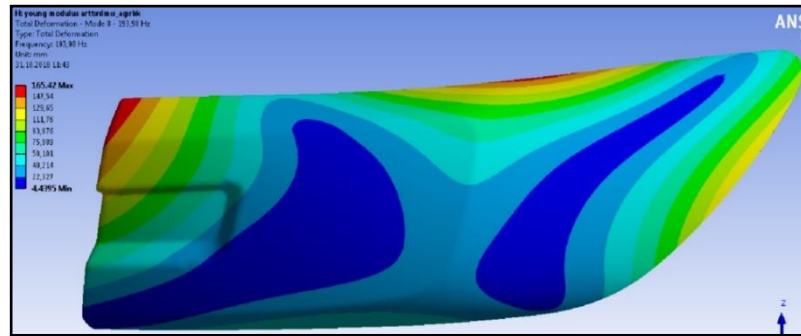
Bulunan bu değer sonlu elemanlar programında ilgili yere girildikten sonra tekrar modal analiz yapılmıştır.

Amaç, PMMA malzemenin teknik dökümanında yazan elastisite modülünün nihai ürün için geçerli olmadığını göstermek ve yapının katılığını arttırmak için testte elde edilen doğal frekans değerlerine yaklaşımdır. Bunu en kısa yoldan bulabilmek için yukarıdaki formülasyon yapılmıştır.

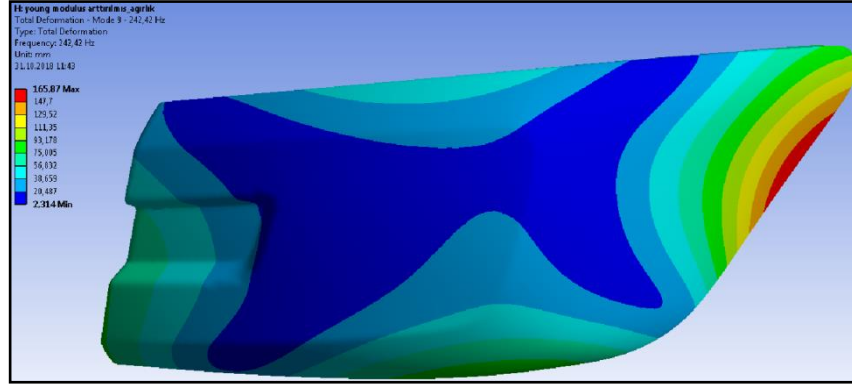
Yapılan sonlu elemanlar analizinde tüm numuneler için hem testte kullanılan modal ivmeölçerin ağırlığı dahil edilmiş hem de hesaplanan elastisite modülü programda ilgili yere girilmiştir. Çıkan sonuçlar Şekil 4.43'ten 4.54'e kadar gösterilmiştir. Ayrıca tüm test numuneleri için karşılaştırmalı sonuçlar Çizelge 4.15'ten 4.18'e kadar gösterilmiştir.



Şekil 4.43. Numune 1 1. Mod (109,89 Hz)



Şekil 4.44. Numune 1 2. Mod (193,98 Hz)

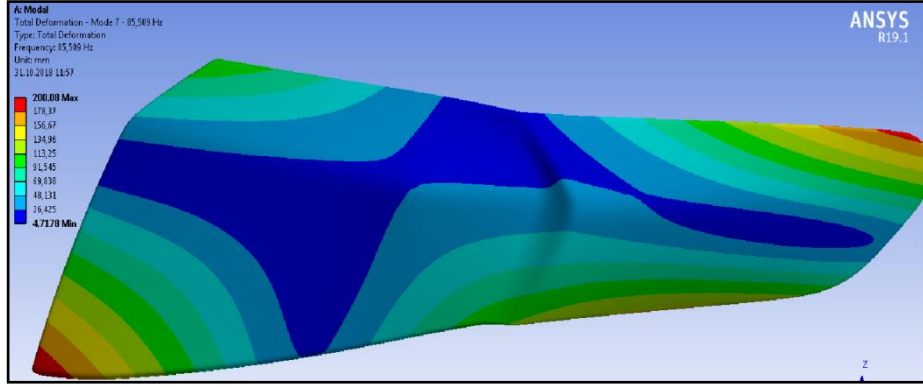


Şekil 4.45. Numune 1 3. Mod (242,42 Hz)

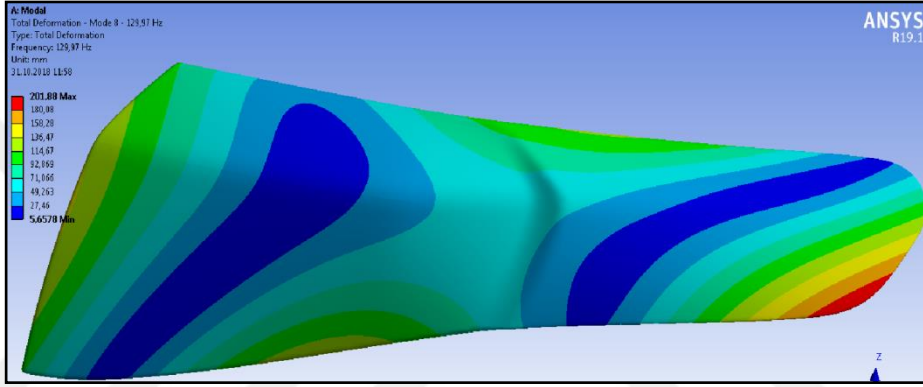
Çizelge 4.15. Numune 1 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması

	<b>Sonlu Elemanlar Modal Analiz Frekans (Hz) (Modal İvmeölçer Ağırlığı Dahil, 4gr Elastisite Modülü, 5200,491 Mpa)</b>	<b>Tek Elastik İp Darbe Çekici Gezdirmeye Frekans (Hz)</b>	<b>(%)</b>
<b>1.Mod</b>	109,89	110,871	0,884
<b>2.Mod</b>	193,98	201,230	3,602
<b>3.Mod</b>	242,42	393,477	38,390

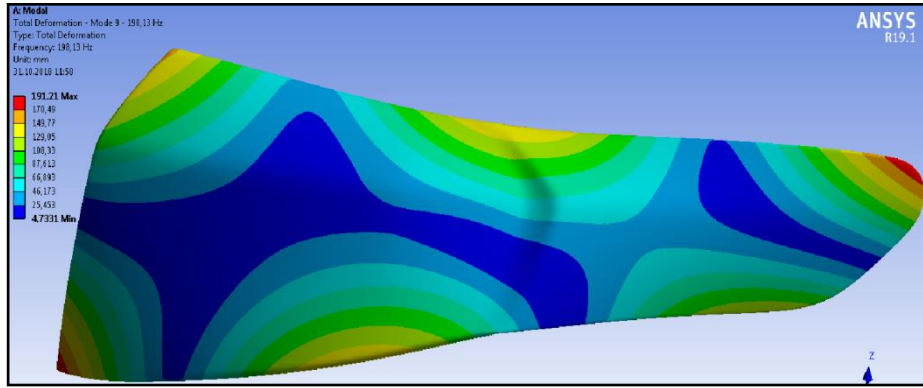
Çizelge 4.15'e bakıldığında hesaplanan elastisite modülüne göre güncellenmiş SE analizinin 1., 2. ve 3. moddaki doğal frekans değerleri test sonucunda elde edilen doğal frekans değerlerine oldukça yaklaştığı ve yüzdesel hataların Çizelge 4.11'e göre oldukça azaldığı görülmektedir.



Şekil 4.46. Numune 2 1. Mod (85,509 Hz)



Şekil 4.47. Numune 2 2. Mod (129,97 Hz)

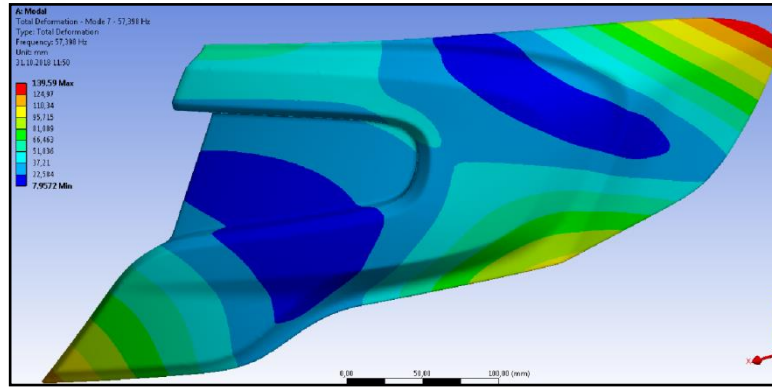


Şekil 4.48. Numune 2 3. Mod (198,13 Hz)

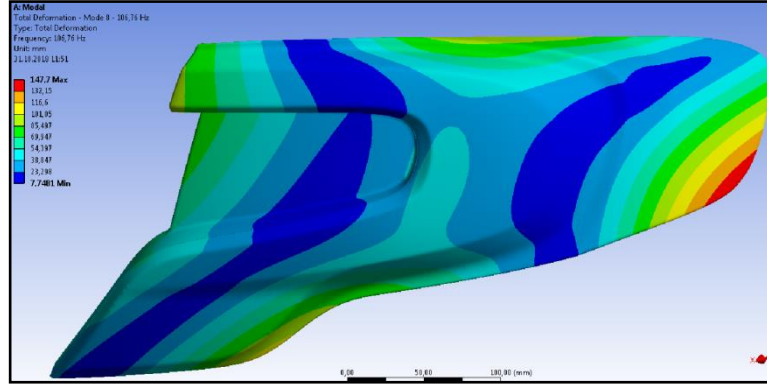
**Çizelge 4.16.** Numune 2 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması

	<b>Sonlu Elemanlar Modal Analiz Frekans (Hz) (Modal İvmeölçer Ağırlığı Dahil, 4gr Elastisite Modülü, 5200,491 Mpa)</b>	<b>Tek Elastik İp Darbe Çekici Gezdirme Frekans (Hz)</b>	<b>(%)</b>
<b>1.Mod</b>	85,509	79,780	1,169
<b>2.Mod</b>	129,97	129,474	0,381
<b>3.Mod</b>	198,13	189,871	4,168

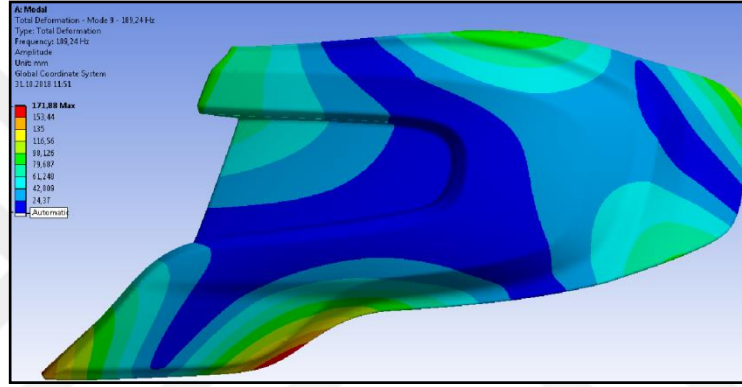
Çizelge 4.16'ya bakıldığında hesaplanan elastisite modülüne göre güncellenmiş SE analizinin 1., 2. ve 3. moddaki doğal frekans değerleri test sonucunda elde edilen doğal frekans değerlerine oldukça yaklaştığı ve buna bağlı olarak yüzdesel hata oranlarının Çizelge 4.12'ye göre düştüğü görülmektedir.



**Şekil 4.49.** Numune 3 1. Mod (57,398 Hz)



Şekil 4.50. Numune 3 2. Mod (106,76 Hz)

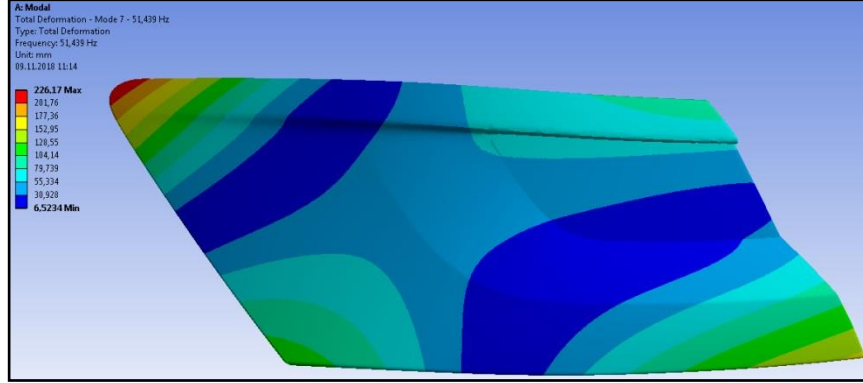


Şekil 4.51. Numune 3 3. Mod (189,24 Hz)

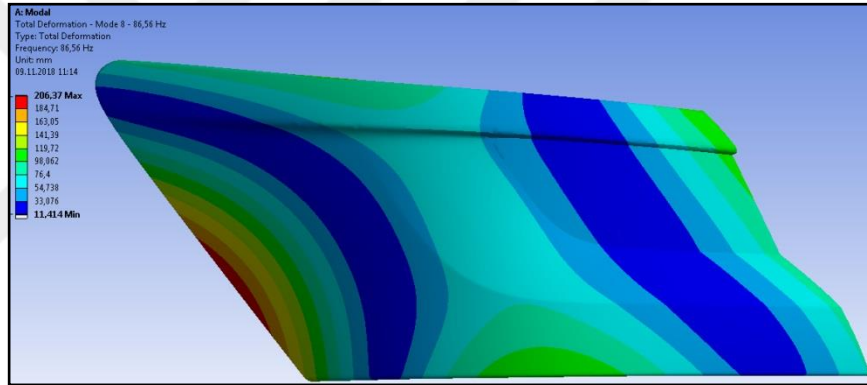
Çizelge 4.17. Numune 3 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması

	<b>Sonlu Elemanlar Modal Analiz Frekans (Hz) (Modal İvmeölçer Ağırlığı Dahil, 4gr Elastisite Modülü, 5200,491 Mpa)</b>	<b>Tek Elastik İp Darbe Çekici Gezdirmeye Frekans (Hz)</b>	<b>(%)</b>
<b>1.Mod</b>	57,398	56,682	1,247
<b>2.Mod</b>	106,76	102,437	4,049
<b>3.Mod</b>	189,24	189,595	0,187

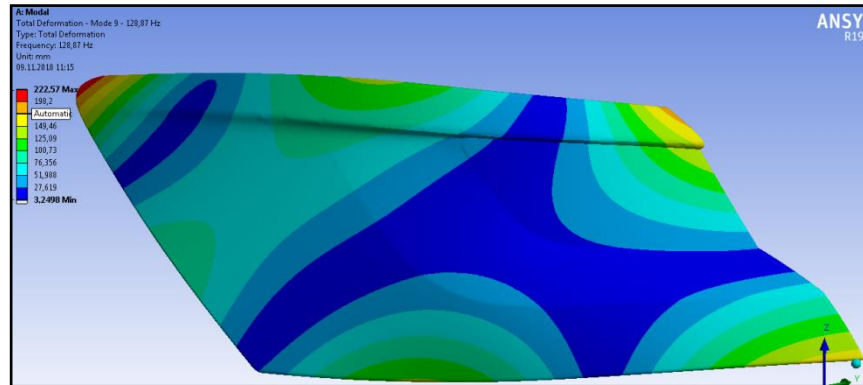
Çizelge 4.17'ye bakıldığında da Çizelge 4. 16'da yapılan yoruma benzer bir yorum yapılabilmektedir.



Şekil 4.52. Numune 4 1. Mod (51,489 Hz)



Şekil 4.53. Numune 4 2. Mod (86,56 Hz)



Şekil 4.54. Numune 4 3. Mod (128,87 Hz)

**Çizelge 4.18.** Numune 3 analiz ve test sonuçlarının karşılaştırılması

	<b>Sonlu Elemanlar Modal Analiz Frekans (Hz) (Modal İvmeölçer Ağırlığı Dahil, 4gr Elastisite Modülü, 5200,491 Mpa)</b>	<b>Tek Elastik İp Darbe Çekici Gezdirmeye Frekans (Hz)</b>	<b>(%)</b>
<b>1.Mod</b>	51,489	53,884	4,444
<b>2.Mod</b>	86,56	88,138	1,790
<b>3.Mod</b>	128,87	135,835	5,127

Çizelge 4.18'e bakıldığında hesaplanan elastisite modülüne göre güncellenmiş SE analizinin 1., 2. ve 3. moddaki doğal frekans değerleri test sonucunda elde edilen doğal frekans değerlerine oldukça yaklaştığı ve yüzdesel hataların Çizelge 4.14'e göre oldukça azaldığı görülmektedir.

#### **4.9. MEScope® Yazılımı Kullanılarak MGM Matrisinin Hesaplanması**

MGM hesabı yapmak için MEScope® yazılımı kullanılmıştır. Bu yazılıma deneysel modal analizde ivme ölçümlerinin yapıldığı noktaları içeren ağ yapısı ve bu noktalarda ölçülen FCF'ler alınmıştır. Daha sonra bu noktalarla FCF'ler eşleştirilmiştir. Ardından her FCF için eğri elde edilmiş ve mod şekilleri çıkartılmıştır.

Daha sonra sonlu elemanlar modelinde kullanılan çok noktaya sahip ağ yapısı ve mod şekilleri bu yazılıma alınmıştır. Ardından mod şekilleri ile bu noktalar eşleştirilmiştir. Hem deneysel modal analiz hem de sonlu elemanlar analizi sonucunda elde edilen mod şekilleri animasyon haline getirilerek görsel olarak incelenmiştir.

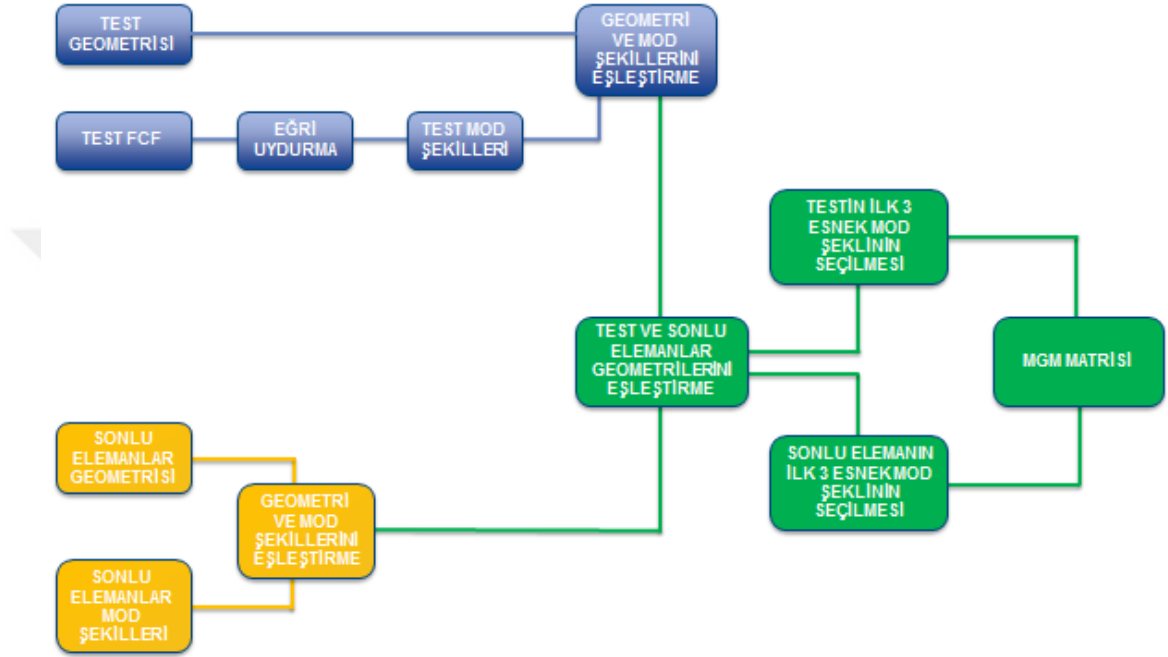
Daha sonra sonlu elemanlar ağ yapısındaki noktalar ile deneysel modal analizde kullanılan ağ yapısındaki birbirine en yakın noktalar eşleştirilmiştir (İng. Point matching).

Eşleştirme yapıldıktan sonra deneysel modal analiz sonucunda elde edilen mod şekilleri ile sonlu elemanlar analizi sonucu elde edilen mod şekilleri bu program kullanılarak

karşılaştırılmış ve MGM hesaplatılmıştır. Çıkan sonuçlar Şekil 4.56'tan 4.63'e kadar gösterilmiştir.

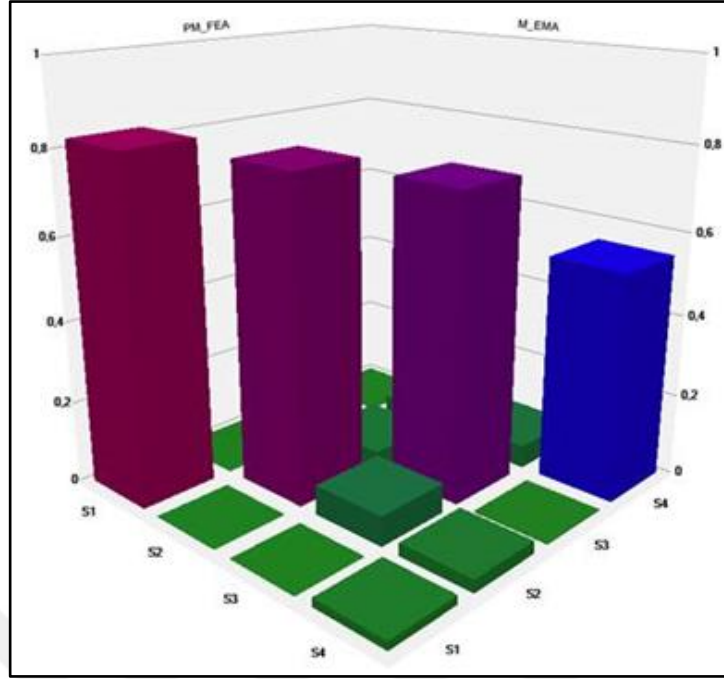
Böylece sonlu elemanlar analizi ile deneysel modal analiz arasında bir doğrulama yapılmıştır.

Durumu özetleyen akış şeması aşağıdadır.



Şekil 4.55. MEScope akış şeması

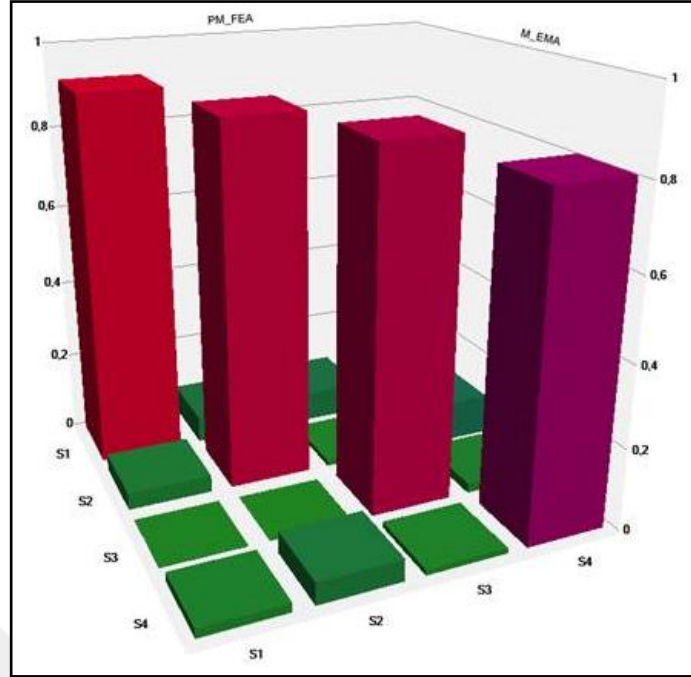




Şekil 4.56. Numune 1 MGM matrisi

					Shape 1	Shape 2	Shape 3	Shape 4
	Label	PM_FEA						
	M_EMA	Frequency(or Time)			112	201	386	508
			Damping		0	0	0	0
				Damping (%)		0	0	0
Shape 1	Global-Poly	114	3,13	2,74	0,822	0,00164	0,0481	0,00258
Shape 2	Global-Poly	205	6,9	3,36	0,00142	0,777	0,0456	0,0521
Shape 3	Global-Poly	407	9,59	2,36	4,87E-05	0,073	0,736	0,0567
Shape 4	Global-Poly	505	13,8	2,73	0,0212	0,0318	0,00295	0,548

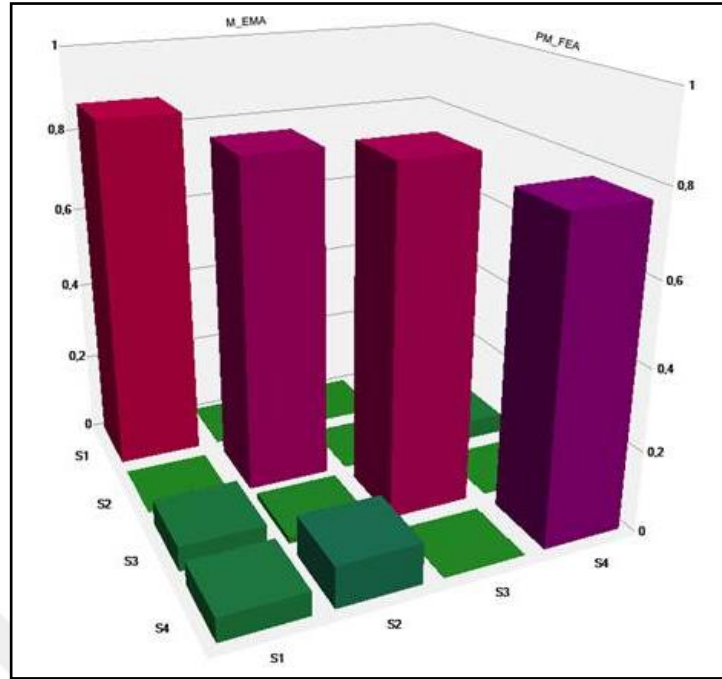
Şekil 4.57. Numune 1 MGM tablosu



Şekil 4.58. Numune 2 MGM matrisi

				Shape 1	Shape 2	Shape 3	Shape 4	
	Label	PM_FEA						
	M_EMA	Frequency(or Time)		85,5	130	198	264	
		Damping		0	0	0	0	
		Damping (%)		0	0	0	0	
Shape 1	Global-Poly	81,1	3,53	4,35	0,916	0,0673	0,0747	0,00618
Shape 2	Global-Poly	128	4,31	3,36	0,0419	0,887	0,0144	0,102
Shape 3	Global-Poly	191	6,67	3,49	0,00237	0,00034	0,866	0,0246
Shape 4	Global-Poly	258	7,57	2,93	0,0226	0,0546	0,0136	0,808

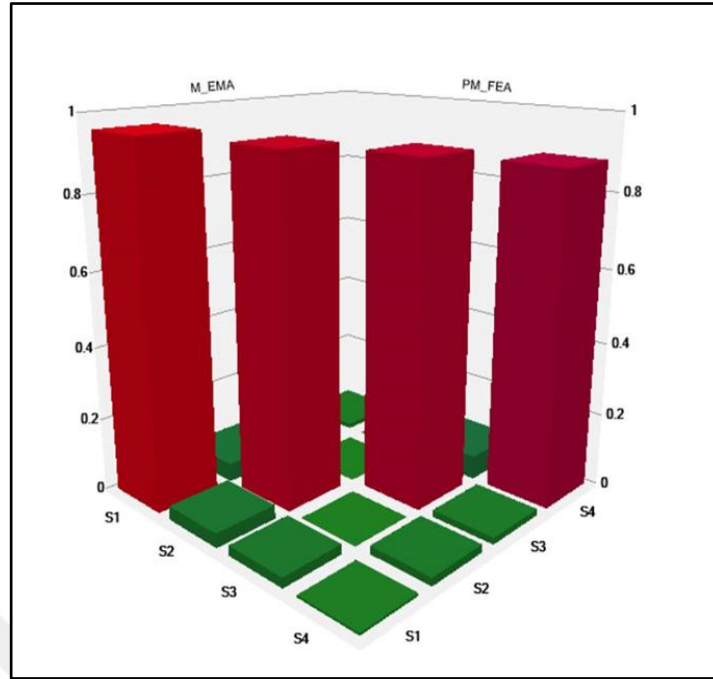
Şekil 4.59. Numune 2 MGM tablosu



Şekil 4.60. Numune 3 MGM matrisi

					Shape 1	Shape 2	Shape 3	Shape 4
	Label	M_EMA			Global-Poly	Global-Poly	Global-Poly	Global-Poly
	PM_FEA	Frequency(or Time)			56,3	102	190	221
		Damping			1,73	3,09	5,05	6,21
		Damping (%)			3,08	3,03	2,66	2,82
Shape 1		57,4	0	0	0,867	0,00223	0,000353	0,00496
Shape 2		107	0	0	9,26E-05	0,816	0,00119	0,0494
Shape 3		189	0	0	0,0618	0,0157	0,839	0,000361
Shape 4		226	0	0	0,0584	0,101	0,00179	0,77

Şekil 4.61. Numune 3 MGM tablosu



Şekil 4.62. Numune 4 MGM matrisi

					Shape 1	Shape 2	Shape 3	Shape 4
	Label	PM_FEA_Shape_Table						
	PM_EMA_Shape_Table	Frequency(or Time)			51,4	86,6	129	182
			Damping		0	0	0	0
				Damping (%)		0	0	0
Shape 1	Global-Poly	53,3	1,77	3,31	0,959	0,0386	0,0279	0,00669
Shape 2	Global-Poly	87,8	3,21	3,65	0,051	0,928	0,00161	0,0225
Shape 3	Global-Poly	133	3,79	2,85	0,0024	0,000795	0,908	0,0185
Shape 4	Global-Poly	184	7,7	4,19	0,0142	0,000481	0,0652	0,881

Şekil 4.63. Numune 4 MGM tablosu

## 5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada, otomotiv aydınlatma sektöründe kullanılan PMMA malzemeden üretilen Lensler üzerinden deneysel modal analiz test yöntemlerinden biri olan darbe çekici test yöntemi ile modal test yapılmış ve çıkan sonuçlar sonlu elemanlar modal analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

İlk olarak 4 lensten 1 tanesi seçilmiş (Numune 1) ve bağlantı şeklinin belirlenmesi (Çift Elastik İple Asma veya Tek Elastik İple Asma) için üzerinde Darbe Çekici Gezdirme Test Yöntemi ile modal test yapılmıştır.

Her iki bağlantı şekline göre yapılan testlerin sonuçları ile sonlu elemanlar modal analiz sonuçları karşılaştırılmıştır.

Yapılan karşılaştırmalar sonucunda tek elastik iple çıkan test sonuçlarının sonlu elemanlar modal analiz sonuçlarına daha yakın olduğu görülmüş ve diğer lenslerin de tek elastik iple bağlantısının yapıp test edilmesi kararlaştırılmıştır.

Aynı lens üzerinde bu sefer tek elastik ip bağlantı şekli ile İvmeölçeri Gezdirme Test Yöntemi ile modal test yapılmıştır.

Test sonuçları (hem Darbe Çekici Gezdirme Test Yöntemi hem de İvmeölçer Gezdirme Test Yöntemi) sonlu elemanlar modal analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

İvmeölçeri Gezdirme Test Yöntemi ile yapılan modal testin Darbe Çekici Gezdirme Test Yöntemi ile yapılan modal teste göre test süresi daha uzun olmaktadır. İvmeölçeri noktalar arasında gezdirirken her seferinde parçanın ağırlık merkezi kaymaktadır. Bu da test sonuçlarını olumsuz etkilemektedir. Bundan dolayı diğer lensler üzerinde Darbe Çekici Gezdirme Test Yöntemi uygulanmıştır.

4 numune için de deneysel modal analizler yapıldıktan sonra çıkan sonuçlar sonlu elemanlar modal analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Yapılan karşılaştırma sonucunda testlerde kullanılan modal ivmeölçerin ağırlığının ihmal edilmemesi gerektiği ve sonlu elemanlar modal analizine eklenmesi gerektiği görülmüştür

Yapılan testlerin çıkan sonuçları ile sonlu elemanlar modal analiz sonuçları karşılaştırılmış ve test sonuçlarında elde edilen doğal frekans değerlerinin analiz sonucunda elde edilen doğal frekans değerlerinden daha yüksek çıktığı görülmüştür.

Doğal frekanslara etki eden parametreler tek tek araştırılmıştır.

- Sonlu elemanlar analizinde kullanılan sınır şartları (serbest serbest) ile deneysel modal analizde kullanılan sınır şartları (serbest serbest sınır şartına mümkün olduğunca yaklaşabilmek için test numuneleri elastik ipler ile asılmıştır) kontrol edilmiştir.
- Testlerde kullanılan numunelerin ağırlıkları ile analizlerde kullanılan numunelerin ağırlıkları karşılaştırılmış ve fark görülmemiştir.
- Testlerde kullanılan numunelerin şekilleri ile analizlerde kullanılan numunelerin şekilleri kontrol edilmiştir.
- Enjeksiyon sonrası soğuma sırasında oluşabilecek ön gerilmelerin numunelerin doğal frekansına olan etkisinin azaltılabilmesi için numuneler gerilim gidermeye sokulmuştur.

Yukarıdaki 4 parametre de kontrol edildikten sonra doğal frekansı etkileyen bir diğer parametre olan elastisite modülü üzerinde durulmuş ve sonlu elemanlar modal analiz esnasında PMMA hammadde için ANSYS WB® yazılımına girilen elastisite modülünün nihai ürün üzerinde geçerli olmadığı düşüncesine kapılmış ve sönümsüz serbest kütle yay sisteminin doğal frekans formülüne ve yay sabit formülüne göre yeni bir elastisite modülü hesaplanmıştır.

Hesaplanan elastisite modülü değeri, sonlu elemanlar modal analizinin yapıldığı program olan ANSYS WB® programında istenilen yere girilmiş ve tekrar çözüm yapılmıştır.

MEScope® yazılımı ile sonlu elemanlar modal analiz sonuçları ve test sonuçları karşılaştırılmış ve MGM hesaplatılmıştır.

Yeni sonlu elemanlar modal analiz sonuçları ile test sonuçları karşılaştırıldığında;

- Numune 1 için ilk 3 modun benzerlik durumuna bakıldığında sırasıyla; 0.822, 0.777, 0.736
  - Numune 2 için ilk 3 modun benzerlik durumuna bakıldığında sırasıyla; 0.916, 0.887, 0.866
  - Numune 3 için ilk 3 modun benzerlik durumuna bakıldığında sırasıyla; 0.867, 0.816, 0.839
  - Numune 4 için ilk 3 modun benzerlik durumuna bakıldığında sırasıyla; 0.959, 0.928, 0.908
- olduğu ve birbirine oldukça yakın olduğu tespit edilmiştir.

## **Gelecek İçin Olası alışmalar**

Testlerde her mod için elde edilen sönüm oranı değerleri benzer geometriye sahip olan numuneler üzerinde kullanılabilceği ve bu şekilde tüm otomotiv aydınlatma elemanlarında kullanılan malzemeler için bir sönüm oranı tablosunun çıkartılabileceği ortaya çıkmıştır.

Elde edilen sönüm oranları sonlu elemanlar yorulma analizlerinde kullanılabilir ve daha gerçekçi ömür elde edilebilir.

Modal testler sonucu elde edilen sönüm oranları sonlu elemanlar analizlerinde yazılımlarda istenilen yereler girilip sonlu elemanlar modeli gcellenebilir ve bu model kullanarak titreşim analizleri, sonlu elemanlar modal analizleri ve sonrasında yorulma analizleri yapılabilir.

## KAYNAKLAR

- Anonim, 1982.** Measuring vibration. <https://www.bksv.com/media/doc/br0094.pdf> (Erişim tarihi: 14.11.2016)
- Anonim, 2016a.** Modal tips: roving hammer versus roving accelerometer. <https://community.plm.automation.siemens.com/t5/Testing-Knowledge-Base/Modal-Tips-Roving-Hammer-versus-Roving-Accelerometer/ta-p/378619> (Erişim tarihi: 12.03.2016)
- Anonim, 2016b.** Modal assurance criterion (MAC). <https://community.plm.automation.siemens.com/t5/Testing-Knowledge-Base/Modal-Assurance-Criterion-MAC/ta-p/368008> (Erişim tarihi: 10.06.2016)
- Anonim, 2016c.** What modal impact hammer tip should i use?. <https://community.plm.automation.siemens.com/t5/Testing-Knowledge-Base/What-modal-impact-hammer-tip-should-I-use/ta-p/355026> (Erişim tarihi: 07.11.2016)
- Anonim, 2016d.** How to calculate damping from aFRF?. <https://community.plm.automation.siemens.com/t5/Testing-Knowledge-Base/How-to-calculate-damping-from-a-FRF/ta-p/355050> (Erişim tarihi: 07.11.2016)
- Anonim, 2017a.** DJB impact hammer IH-01, DJB Instruments, <http://www.djbinstruments.com/products/instrumentation/impact-hammers/view/ih-01>
- Anonim, 2017b.** PCB 356B21, PCB Piezotronics MTS Systems Corporation, <http://www.pcb.com/products/model/356b21>
- Anonim, 2017c.** DEWESoft Sirius HD 16xSTGS Veri Toplama Sistemi, <https://dewesoft.com/products/daq-systems/sirius>
- Anonim, 2017d.** Arka Stop Lambası, <https://www.farba.com.tr/urunler/>
- Anonim, 2017e.** Plastik Enjeksiyon, <http://www.mako.com.tr/tr/m-48/Enjeksiyon>
- Aktan, A. E., Brown, D. 1997.** Structural identification for condition assessment: expermental arts. *Journal of Structural Engineering*, 123:12(1674) doi: 10.1061/(ASCE)073-9445(1997)
- Allemang, R. J. 1999.** Vibrations: analytical and experimental modal analysis. Structural Dynamics Research Laboratory, Ohio, 219 pp.
- Altunel, F. 2009.** Modal updating of a helicopter structure using a newly developed correlation improvement techniques. *Yüksek Lisans Tezi*, ODTÜ, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Ankara.
- Altunışık, A.C. 2010.** Karayolu köprülerinin yapısal davranışlarının analitik ve deneysel yöntemlerle belirlenmesi. *Doktora Tezi*, KTÜ, İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı, Trabzon.
- Arkun, E. 1983.** Yapı bilgisi. Makine mühendisliği el kitabı. Cilt 4, Ankara, 135 s.
- Avitabile, P. 2014.** Modal space. Structural dynamics and accoustics systems laboratory, Massachusettes, USA, 225 pp.
- Bayraktar, A., Türker, T. 2005.** Deneysel model analiz yöntemi ile düzlem çerçevelerin dinamik karakteristiklerin belirlenmesi. Deprem Sempozyumu, 23-25 Mart 2005, Kocaeli.
- Catbas, F.N., Altun, E.A. 2002.** Condition and damage assessment: issue and some promising indicies. *Journal of Structural Engineering*, 128:8(1026) doi: 10.1061/8ASCE)0733-9445(2002)
- Çay, C. İ. 2006.** Tarım traktörleri sürücü koltukları titreşim sönümlenme elemanları üzerine bir araştırma. *Doktora Tezi*, AÜ, Tarım Makinaları Anabilim Dalı, Ankara.



- Dönmez, C., Karakan, E. 2009.** Köprülerde deneysel modal analiz uygulamaları. *İMO Teknik Dergi*, 4851-4863
- Ediz, B. 2018.** Binek araç gündüz farlarında şok testlerinin teorik incelenmesi ve doğrulanması. *Yüksek Lisans Tezi*, BUÜ, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Erdoğan, G. 2016.** Cam elyaf takviyeli kompozit malzemelerin modal analizi. *Y. Lisans Tezi*, İÜ, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.
- Esen, İ., Tacir, İ. 2016.** Ev tipi çamaşır makinasında titreşim analizi. *Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*, (4):443-452
- Ewins, D.J. 1995.** Modal testing: theory and practice. John Wiley & Sons Inc., New York, 165 pp.
- Hannah, J., Stephens, R. C. 1956.** Examples in mechanical vibrations. Edward Arnold Ltd, London, 152 pp.
- He, J., Fu, Z. F. 2001.** Modal analysis, Butterworth-Heinemann, 304 pp.
- ISO. 1997.** ISO 2631-1 Mechanical vibration and shock
- Karuppaiah, N., Sujatha, C., Ramamurti, V. 1999.** Modal and vibration/stress analysis of a passenger vehicle by FEM. *SAE Technical Paper Series*, doi: 10.4271/990003
- Maia, N. M. M., Silva, J. M. M. 1997.** Theoretical and experimental modal analysis. John Wiley & Sons Inc., New York, 468 pp.
- Maia, N. M. M., Silva, J. M. M. 1998.** Modal analysis and testing. Portugal, 596 pp.
- Meirovitch, L. 2001.** Fundamentals of vibrations. Virginia Polytechnic Institute and State University, USA, 826 pp.
- Okur, F. Y. 2017.** Mühendislik yapılarında analitik, sayısal ve deneysel yöntemlere dayalı hasar tespiti. *Yüksek Lisans Tezi*, KTÜ, İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı, Trabzon.
- Pandiyanayagam, G., Barida, P., Patil, Y. 2011.** Experimental and modelig studies towards random vibration. *SAE Technical Paper Series*, doi: 10.4271/2011-26-0118.
- Ramos, L. F. 2007.** Damage identification on masonry structures based on vibrations signatures. *Doktora Tezi*, University of Minho, Portugal.
- Schrader, C. D., Hilburger, F. K. N. 2005.** Development and correlation of three axes random vibration simulation on automotive lighting. *SAE Technical Paper Series*, doi: 10.4271/2006-01-1570.
- Schrader, C. D. 2006.** Dynamics structural simulation of the SAE J577 vibration test. *SAE Technical Paper Series*, doi: 40.4271/2006-01-0488.
- Schwarz, B. J., Richardson, M. H. 1999.** Experimental modal analysis. Vibrant Technology Inc., Jamestown, California, 12 pp.
- Sevim, B. 2010.** Kemer barajların dinamik davranışlarının sonlu eleman ve deneysel modal analiz yöntemleriyle belirlenmesi. *Doktora Tezi*, KTÜ, İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı, Trabzon.
- Singiresu, S. R. 2010.** Vibration measurement and applications: Mechanical vibration, Editör: Pala, Y; s. 870-938.
- Strock, H., Sumali, H., Pu, Y. 2001.** Experimental modal analysis of automotive exhaust structures. *SAE Technical Paper Series*, doi: 10.4271/2001-01-0662.
- Şekerci, H. U. 2013.** Bir hava aracı komponentinin dinamik karakteristiklerinin teorik ve deneysel modal analiz metoduyla belirlenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ, Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.
- Şimşek, A. 2010.** Bir iş makinası kabininin modal analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, SAÜ, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Sakarya.

**Tümer, T. S. 2016.** Uçak kanadında titreşim analizi, CBÜ, Manisa.

**Thor, S. W., Chippa, S. 2015.** Dynamics analysis of outside rear view mirror. *SAE Technical Paper Series*, doi: 10.4271/2015-26-0220.

**Woit, P. 2018.** Euler's formula and trigonometry  
<https://www.math.columbia.edu/~woit/eulerformula.pdf>

**Xu, X. C., Shi X., Ni, J., Li, J., Xu, X. 2017.** Vibration and noise analysis of engine variable displacement oil pump. *SAE Technical Paper Series*, doi: 10.4271/2017-01-0446.



## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Erhan AY  
Doğum Yeri ve Tarihi : Yıldırım 09.02.1989  
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu  
Lise : Bursa Cumhuriyet Lisesi  
Lisans : Zonguldak Karaelmas Üniversitesi  
Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği / 2012  
Yüksek Lisans :

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : DTA Dizayn Test Analiz Mühendislik 2013-2015  
: MM Mako Elektrik Sanayi Ticaret A.Ş 2015-

İletişim (e-posta) : erhan.ay@magnetimarelli.com

Yayınları :

**Ediz, B., Çal, T., Ay, E., Telli Çetin, S. 2017.** Comparison of vibration durability tests with respect to fatigue damage & validation study. *European Mechanical Science*, 1 (4), doi: 10.26701/ems.354822

**Ediz, B., Ay, E., Çal, T., Telli Çetin, S. 2017.** Shock response analysis of one automotive day time running light (DRL). International Conference on Engineering Technologies (ICENTE'17), 7-9 Aralık 2017, Konya.

**Ay, E., Yelek, İ., Öz, M. 2018.** Otomotiv aydınlatma elemanlarında ışık titremesi probleminin giderilmesine yönelik çalışmalar. 9. International Automotive Technologies Congress – OTEKON 2018, ISBN: 978-605-68414-2-2, 7-8 Mayıs 2018, Sheraton Hotel, Bursa.

**Sönmezay, B., Ay, E., Telli Çetin, S., Durmuş, A. 2019.** Bir binek araç far gövdesinin doğal frekans taramasında fourier dönüşüm parametrelerinin belirlenmesi. 4. International Scientific Research Congress, 14-18 Şubat 2019, Yalova.

**Ediz, B., Ay, E., Çal, T., Telli Çetin, S. 2019.** Bir binek araç gündüz farına şok testlerinin uygulanması ve sonlu elemanlar metodu ile doğrulama çalışmaları. *Uludağ University Journal of The Faculty of Engineering*, 24(1): 1-12, doi: 10.17482/uumfd.418556

**Ay, E., Ediz, B., Çal, T., Telli Çetin, S. 2019.** Calculation of the Modulus of Elasticity with Using Natural Frequency Formula and Updated Finite Element Analysis Of Automotive Rear Lamp Lens. *International Journal of Automotive Science and Technology*, 3(2): 27-31, doi: 10.30939/ijastech..541253