



**OTOMOTİV ÖN AYDINLATMA GÖVDE ELEMANINDA
TERMAL ETKİLERİN REZONANS FREKANSINDAKİ
DEĞİŞİMLERE ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ
Birhat SÖNMEZAY**



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**OTOMOTİV ÖN AYDINLATMA GÖVDE ELEMANINDA TERMAL
ETKİLERİN REZONANS FREKANSINDAKİ DEĞİŞİMLERE ETKİSİNİN
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

Birhat SÖNMEZAY

0000-0002-8432-6192

Doç. Dr. Ali DURMUŞ

0000-0003-2487-7344

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2019

TEZ ONAYI

Birhat SÖNMEZAY tarafından hazırlanan "OTOMOTİV ÖN AYDINLATMA GÖVDE ELEMANINDA TERMAL ETKİLERİN REZONANS FREKANSINDAKİ DEĞİŞİMLERE ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Ali DURMUŞ

Başkan : Doç. Dr. Ali DURMUŞ
0000-0003-2487-7344
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik
Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Sevda TELLİ ÇETİN
0000-0002-3281-9112
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik
Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Mümin Tutar
0000-0002-7286-3433
Milli Savunma Üniversitesi, Hava Astsubay
Meslek Yüksek Okulu,
Teknoloji Bilimleri Bölümü

İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü

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 çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

27/09/2019

Birhat SÖNMEZAY

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

OTOMOTİV ÖN AYDINLATMA GÖVDE ELEMANINDA TERMAL ETKİLERİN REZONANS FREKANSINDAKİ DEĞİŞİMLERE ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Birhat SÖNMEZAY

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Ali DURMUŞ

Otomotiv ön aydınlatma sistemleri günümüzde hem tasarım hem de güvenlik açısından önemli elemanlardır. Bu sistemlerin esas amacı gece sürüşü esnasında yolu aydınlatma ve çevredeki araç veya yayalara aracın varlığını, hızını, büyüklüğü yada sürüş yönünü belli etmektir. Günümüzde çok karmaşıklaşan bu sistemlerin daha tasarım aşamasında iken test esnasında meydana gelebilecek hataların belirlenmesi maliyet açısından büyük önem arz etmektedir.

Bu çalışmada otomotiv endüstrisinde kullanılan malzemelerden biri olan polipropilen (PP)'in içine hacimsel olarak % 40 talk katılması ile oluşturulmuş PP TD40 malzemesinden yapılmış bir aydınlatma gövdesi elektrodinamik sarsıcıya bağlanmış ve 1-300 Hz aralığında sinüs tarama testi yapılmıştır. Bu test ardından toplanan ivme genliği ve frekans verileri ile yarım güç noktası, modal sabit ve sönüm oranı gibi analiz parametreleri hesaplanmıştır. Bu parametrelerle oluşturulan Ansys® sonlu elemanlar analiz paket programı sonuçlarından elde edilen ivme genliği ve frekans grafikleri ve test sonucundaki ivme genliği ve frekans grafikleri karşılaştırılmıştır. Sonuçlar arası fark en fazla %11,3 ve en az %0,26 olmuştur.

Fikstür tabanına yerleştirilen ivme ölçerden toplanan zamana bağlı ivme verileri sonlu elemanlar analiz programına zamana bağlı ivme kuvveti olarak girilmiş ve 3 boyutlu model üzerinden belirlenen noktadaki birim uzama verileri, gövdede aynı noktaya yerleştirilen birim uzama ölçer verileri nCode® programı yardımıyla karşılaştırılmıştır. Birim uzama ölçümünde %12,4 fark ile sonuçlar elde edilmiştir.

Veri toplama sisteminden alınan frekans-ivme verileri ise pencereleme tipi, üst üste bindirme aralığı ve çözünürlük gibi fourier dönüşümü (FD) parametreleri kullanılarak yeniden hesaplanmış ve hesaplanan veriler sarsıcı test düzeneği verileriyle karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Otomotiv Aydınlatma, Modal Analiz, Yarım Güç Metodu, Sonlu Elemanlar Modeli, Fourier Dönüşümü, Rayleigh Oransal Sönüm, Polipropilen
2019, ix + 67 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF THERMAL EFFECTS ON RESONANCE FREQUENCY CHANGES IN AUTOMOTIVE FRONT LIGHTING HOUSING COMPONENT

Birhat SÖNMEZAY

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

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Ali DURMUŞ

Automotive front lighting systems are important elements both in terms of design and safety. The main purpose of these systems is to illuminate the road during night driving and to determine the presence, speed, size or direction of the vehicle to the surrounding vehicle or pedestrians. Nowadays, it is very important to determine the errors that may occur during the test phase of these systems, which are very complicated.

In this study, a lighting housing made of PP TD40 material, which is formed by adding 40% by volume of talc into polypropylene (PP) which is one of the materials used in automotive industry, is connected to the electrodynamic shaker and sinus scanning test is performed in the range of 1-300 Hz. After this test, acceleration amplitude and frequency data were collected and analysis parameters such as half power points, modal constant and damping ratio were calculated. The acceleration amplitude and frequency graphs obtained from the results of the Ansys® finite element analysis program run with these parameters and the acceleration amplitude and frequency graphs of the test results were compared. The difference between the results was at most 11.3% and at least 0.26%.

The time dependent acceleration data collected from the accelerometer placed on the fixture base were entered into the finite element analysis program as time dependent acceleration force and the strain data at the point determined on the 3D model were compared with the help of the nCode® program placed on the same point on the housing. The results were obtained with 12.4% difference in strain measurement.

The data acquisition system's data was recalculated using various fourier transform (FT) parameters such as windowing function, overlapping, resolution and the calculated data were compared with the shaker test setup data.

Key words: Automotive Lighting, Modal Analysis, Half-Power Method, Finite Element Model, Fourier Transform, Rayleigh Proportional Damping, Polypropylene
2019, ix + 67 pages.

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitiminin boyunca değerli katkılarından dolayı danışman hocam Doç. Dr. Ali DURMUŞ'a, Dr. Öğr. Üyesi Sevda TELLİ ÇETİN'e, bu çalışmayı yapma imkanı sunan Magneti Marelli MAKO Elektrik Sanayi ve Ticaret A.Ő. firmasına, bilgi ve becerileriyle bana destek olan Ar-Ge Test ve Validasyon bölüm arkadaşlarıma, her zaman beni destekleyen eşime ve aileme teşekkür ederim.

Birhat SÖNMEZAY
27/09/2019



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	v
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
1. GİRİŞ	1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI	4
2.1. Titreşim	10
2.2. Modal Analiz	15
2.2.1. Tek Serbestlik Dereceli Bir Sistemin Frekans Cevap Fonksiyonları (FCF)	15
2.2.2. Çok Serbestlik Dereceli Bir Sistemin Serbest ve Harmonik Olarak Zorlanmış Titreşimi	17
2.2.3. Çok Serbestlik Dereceli Sönümsüz Bir Sistemin FCF'leri	19
2.2.4. Oransal Sönüm Modeli	20
2.3. Frekans Cevap Fonksiyonunun Ölçümü	22
2.3.1. Genel Ölçüm Şeması	22
2.3.2. Frekans Alanında Modal Analiz Metodları	24
2.4. Fourier Dönüşümü	25
2.4.1. Kompleks Fourier Serileri	26
2.4.2. Aliasing Etkisi, Spektral Sızıntı ve Veri kaybı	27
2.4.3. Pencilleme ve Pencereleme Fonksiyonları	29
3. MATERYAL VE YÖNTEM	31
3.1. Araç Aydınlatma Sistemleri	31
3.2. Sarsıcı ve Test Düzeneği	33
3.3. İvme Ölçerler	35
3.4. Birim Uzama Ölçer	36
3.5. Veri Toplama Sistemi	36
3.6. Stroboskop	37
3.7. Analiz Programları ve Bilgisayar Özellikleri	38
4. BULGULAR ve TARTIŞMA	39
4.1. Otomotiv Ön Aydınlatma Elemanı Üzerinde Harmonik Tarama Testi ve Sonlu Elemanlar Analizi	39
4.2. Tarama Testi Verileri Kullanılarak Modal Parametrelerin Belirlenmesi	40
4.3. Sonlu Elemanlar Modeli ile Modal Analiz ve Zorlanmış Titreşim Analizi	44
4.4. Harmonik Cevap Analizi ile Test Sonuçlarının Karşılaştırılması	47
4.5. Mod Şekillerinin Stroboskop ile İncelenmesi ve Sonlu Elemanlar Modal Analiz Sonuçları ile Karşılaştırılması	50
4.6. Zamana Bağlı Titreşim Analizi ve Birim Uzama Sinyallerinin Karşılaştırılması ...	51
4.7. Doğal Frekans Taramasında Hızlı Fourier Dönüşümü Parametrelerinin Belirlenmesi	54
5. SONUÇ	61
KAYNAKLAR	64

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
$A(\omega)$	Akselerans (m/s^2N)
dB	Desibel
$[R^{ext}]$	Dış nodal yük (N)
$[Z(\omega)]$	Dinamik katılık matrisi
Ω	Direnç (ohm)
f_0	Doğal frekans
ω_r	Doğal frekans (Hz)
a_0	Fourier serisi sabiti
a_n	Fourier serisi sabiti
b_n	Fourier serisi sabiti
f	Frekans (Hz)
σ	Gerilme (MPa)
$R(\omega)$	Hata fonksiyonu
Hz	Hertz
\dot{x}	Hız (m/s)
Z_i	i'ninci mod için modal yer değiştirme
Z_i^{maks}	i'ninci mod için modal yer değiştirmenin maksimumu
P_i	i'ninci mod için modal yük
u_i^{st}	i'ninci mod için statik yer değiştirme
u_i^{maks}	i'ninci mod için yer değiştirmenin maksimum değeri (m)
S_i	i'ninci mod için yer değiştirme yükseltme faktörü
α_d	İntegral değişkeni
δ	İntegrasyon değişkeni
m/s^2	İvme
\ddot{x}	İvme (m/s^2)
Q	Kalite faktörü $1/2\zeta$
[K]	Katılık matrisi (N/m)
β	Katılık matrisi sönüm çarpanı
η	Kayıp faktörü
$X(\omega)$	Kompleks genlik (m)
F_0	Kuvvet (N)
{F}	Kuvvet vektörü (N)
[M]	Kütle matrisi (kg)
α	Kütle matrisi sönüm çarpanı
$Y(\omega)$	Mobilite (m/sN)
{ ψ }	Mod vektörü
A	Modal sabit
N	Newton
T	Periyot (s)

$\alpha(\omega)$	Reseptans (m/N)
j	Sanal sayı, $\sqrt{-1}$
s	Saniye
ζ	Sönüm oranı
c	Viskos sönüm (Ns/m)
[C]	Viskos sönüm matrisi
W	Watt
h	Yapısal sönüm (N/m)
k	Yay sabiti (N/m)
g	Yer çekimi ivmesi (m/s^2)
x	Yer değiştirme (m)
{X}	Yer değiştirme vektörü (m)

Kısaltmalar Açıklama

ABS	Acrylonitrile butadiene styrene
DRL	Daytime running light (Gündüz sürüş farı)
FCF	Frekans cevap fonksiyonu
FD	Fourier dönüşümü
HFD	Hızlı fourier dönüşümü
LED	Light emitting diode (Işık yayan diyet)
PC-ABS	Polycarbonate-acrylonitrile butadiene styrene
PMMA	Polymethyl methacrylate
PP	Polipropilen
PP TD40	%40 Talk katkılı polipropilen
RMS	Root mean square (Karelerinin ortalamasının karekökü)
TSDS	Tek serbestlik dereceli sistem

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1. Spektral Güç Yoğunluğu verisi	4
Şekil 2.2. Analiz sonucu riskli bölgeler	5
Şekil 2.3. Test sonrası parçanın görüntüsü	5
Şekil 2.4. Termal kabin ve akustik dalga üretici	6
Şekil 2.5. Test için kullanılan ekstrüzyon cihazı	7
Şekil 2.6. Çentik testi örneği	7
Şekil 2.7. PMMA malzemesi için hazırlanan test düzeneği	8
Şekil 2.8. Basit sarkaç salınımı	10
Şekil 2.9. Serbest titreşim yapan kütlelerin yer değişimi	11
Şekil 2.10. Tacoma Narrows köprüsünün çöküş anı	12
Şekil 2.11. Sönümlü serbest titreşimin konum-zaman grafiği	12
Şekil 2.12. Deterministik (sol) ve rastgele (sağ) titreşim profilleri	13
Şekil 2.13. Sinüzoidal titreşim	13
Şekil 2.14. Zaman alanındaki grafiğin frekans alanında görünümü	14
Şekil 2.15. Tek serbestlik dereceli sistem	15
Şekil 2.16. İki serbestlik dereceli sistem	17
Şekil 2.17. Rayleigh oransal sönüm modeli	21
Şekil 2.18. Elektrodinamik sarsıcı ile FCF ölçümü	22
Şekil 2.19. Tipik üç eksenli piezoelektrik ivme ölçer	23
Şekil 2.20. Piezoelektrik kuvvet dönüştürücüsü	23
Şekil 2.21. Çok serbestlik dereceli sistemde FCF için tek serbestlik dereceli sistem öngörüsü	24
Şekil 2.22. Tepe tutma metodu	24
Şekil 2.23. Periyodik fonksiyonun Fourier serileri ile gösterimi	26
Şekil 2.24. Zaman alanındaki impulsların frekans alanındaki karşılıkları	28
Şekil 2.25. Anti-aliasing filtresi uygulanmış veri	28
Şekil 2.26. Analog sinyal ve toplanan dijital veri	29
Şekil 3.1. Örnek bir far görüntüsü	32
Şekil 3.2. Klimatik kabinli sarsıcı, test fikstürü ve aydınlatma elemanı	33
Şekil 3.3. Test fikstürü üzerine bağlanan ivme ölçer	33
Şekil 3.4. Parça üzerine yerleştirilen ivme ölçerler	33
Şekil 3.5. ES-20-320 tipli sarsıcı ve opsiyonel aksesuarları	34
Şekil 3.6. Tek eksenli ivme ölçer	35
Şekil 3.7. Üç eksenli ivme ölçer	36
Şekil 3.8. 16 kanallı veri toplama sistemi	36
Şekil 3.9. Stroboskop	38
Şekil 4.1. Alt noktadan alınan ivme cevabı	39
Şekil 4.2. Tepe tutma metodu ve rayleigh sönüm oranları hesap çizelgesi	40
Şekil 4.3. -10 °C 'deki hesap için işaretlenmiş tepe noktaları	40
Şekil 4.4. Eğri elde etmek için yazılmış kod	41
Şekil 4.5. Birinci tepe noktası için elde edilen eğri	42
Şekil 4.6. İkinci tepe noktası için elde edilen eğri	43
Şekil 4.7. Üçüncü tepe noktası için elde edilen eğri	44
Şekil 4.8. Elde edilen eğrilerle test sonuçlarının karşılaştırılması	44
Şekil 4.9. Far gövdesinin sonlu elemanlar ağı	45
Şekil 4.10. Bağlantı noktalarının önden gösterimi	45

Şekil 4.11. Bağlantı noktalarının arkadan gösterimi.....	45
Şekil 4.12. İvme frekans cevabı ölçülen nokta	47
Şekil 4.13. 23 °C test ve analiz sonuçlarının karşılaştırılması.....	48
Şekil 4.14. -10 °C test ve analiz sonuçlarının karşılaştırılması.....	48
Şekil 4.15. 70 °C test ve analiz sonuçlarının karşılaştırılması.....	48
Şekil 4.16. Oransal sönüm modeli ile yapılan analizin karşılaştırılması	50
Şekil 4.17. Far gövdesinin 1. mod şekli.....	51
Şekil 4.18. Fikstür üzerine bağlanan ivme ölçer.....	51
Şekil 4.19. Sonlu elemanlar analiz programına girilmiş ivme verisi.....	52
Şekil 4.20. Yapıştırılmış birim uzama ölçer.....	52
Şekil 4.21. Birim uzama ölçerin orta noktası ve eksen takımının tanımlanması	53
Şekil 4.22. nCode® programı 1 boyutlu çözüm şeması görüntüsü.....	53
Şekil 4.23. Birim uzama verilerinin karşılaştırılma grafiği	54
Şekil 4.24. Test düzeneği	55
Şekil 4.25. 1.-4. Hesaplama ve sarsıcı ile karşılaştırılması.....	57
Şekil 4.26. 5.-8. Hesaplama ve sarsıcı ile karşılaştırılması.....	57
Şekil 4.27. 9.-12. Hesaplama ve sarsıcı ile karşılaştırılması.....	58
Şekil 4.28. 13.-16. Hesaplama ve sarsıcı ile karşılaştırılması.....	58
Şekil 4.29. 17.-20. Hesaplama ve sarsıcı ile karşılaştırılması.....	59
Şekil 4.30. 21.-24. Hesaplama ve sarsıcı ile karşılaştırılması.....	59

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1. PP TD40 malzemesinin mekanik özellikleri.....	32
Çizelge 3.2. ES-20-320 tipli sarsıcı özellikleri	34
Çizelge 3.3. PCB 352B04 özellikleri	35
Çizelge 3.4. PCB 356A02 özellikleri.....	36
Çizelge 3.5. 16 kanallı veri toplama sistemi özellikleri.....	37
Çizelge 4.1. 23 °C Test ve analiz doğal frekans noktalarının karşılaştırılması	46
Çizelge 4.2. -10 °C Test ve analiz doğal frekans noktalarının karşılaştırılması	46
Çizelge 4.3. 70 °C Test ve analiz doğal frekans noktalarının karşılaştırılması	46
Çizelge 4.4. Test hesaplama çizelgesi.....	56
Çizelge 5.1. Doğal frekans değerlerinin değişimi.....	61



1. GİRİŞ

Otomotiv dış aydınlatma sistemleri günümüzde güvenlik, enerji ve görsel tasarıma etki eden yönleri ile otomobilin öne çıkan parçalarından bazılarıdır. Ön aydınlatma sistemlerinden (far, sis, gündüz sürüş farı vb.) beklenenler karşıdan gelen sürücülerini rahatsız etmeden fark edilebilirlik, sürücünün her türlü hava koşulunda yolu görmesi ve kaza anında darbeleri emerek parçalanıp arkasındaki parçalara zarar vermemesidir. Arka aydınlatma sistemlerinden (stop, sis, üçüncü stop vb.) beklenenler ise her türlü hava şartında arkadan gelen sürücüler tarafından fark edilebilmesi ve dönme, durma gibi durumlarda hareketin algılanabilmesidir.

Elektriğin henüz yaygın olmadığı zamanlarda araçlar gaz lambası kullanarak yolu aydınlatmakta idi. 19 yy. başlarında üretilen Ford Model T bu araçlara örnek olarak gösterilebilir. Dinamonun küçülmesi ile birlikte dinamonun araçlara monte edilmesi kolaylaşmış ve ampul kullanmanın önü açılmıştır. Ampullerin yaygınlaşması ise aydınlatmanın fonksiyonelleşmesini sağlamıştır. 1926 yılında stop lambası (arka aydınlatma), 1931 yılında sis farları kullanılmaya başlanmıştır. Karşıdan gelen sürücülerin gözlerini almaması içinse soldan direksiyonlu araçların sol tarafına daha az ve sağ tarafına daha fazla ışık veren asimetrik tasarım ise ilk defa 1945 yılında uygulanmaya başlamıştır (Bauer 1999, Wulf ve Reich 2002).

Otomotiv dış aydınlatma elemanları da diğer teknolojik gelişmelere paralel olarak sürekli gelişmeye devam etmektedir. 2000'li yılların başında yaklaşık 30 parçaya sahip olan far günümüzde 400 parçaya ulaşabilmektedir. Teknolojik gelişmeler ile birlikte aydınlatma sistemlerindeki parçalar günümüzde çoğunlukla plastik malzemelerden üretilmektedir. Plastik malzemelerin aydınlatma sistemlerinde kullanımı ile daha özgün optik ve stilistik tasarımlar yapılabilmektedir. Aydınlatma sistemlerinde bulunan ampul, LED (Light emitting diode), lazer aydınlatma elemanları gibi çeşitli ışık kaynakları yoldaki titreşimler, dış sıcaklık değişiklikleri gibi etkilere maruz kalmaktadır. Ürün tasarım aşamasındayken bu etkilerin belirlenip risklerin görülebilmesi, doğru şekilde ve gerçeğe yakın bir şekilde nümerik analiz yapılması ile birlikte tasarıma doğru şekil verilmesi riskleri ortadan kaldıracaktır. Tasarım aşamasında risklerin ortadan kaldırılması yüksek

maliyetli modifikasyonları ve zaman kayıplarını engellemiş olacaktır. Bu riskleri en aza indirmek adına prototip üzerinde de bir çok test yapılmaktadır. Bu testler müşteri şartnameleri ve otomotiv sektöründeki standart şartnamelerle belirlenmekte olup, rastgele titreşim testleri, harmonik tarama testleri ve tekrarlı şok testleri bunlardan bazılarıdır. Bu testlerin ardından parçalarda herhangi bir deformasyona rastlanmaması gerekir. Bu parçaların tasarım aşamasında iken nümerik analiz programları yardımı ve sabit bir sönüm oranı ile nümerik analizleri gerçekleştirilir fakat her doğal frekansta sönüm oranı farklı olabilmektedir. Sabit sönüm oranı ile yapılan nümerik analizler gerçek durumu temsil edemez ve testler esnasında analizle belirlenememiş deformasyonlar ortaya çıkabilir. Öte yandan araçların kullanıldığı ortamlar sabit bir sıcaklıkta bulunmadığından testlerin hem sıcaklık yükü hem de dinamik yükler ile gerçekleştirilerek buradan elde edilen veriler ile analiz yapmak gerçeğe çok daha yakın sonuçlar verecektir.

Günümüzde titreşim kaynaklı problemleri gidermek için birçok farklı teknik kullanılmaktadır. Bu tekniklerden biri ise tasarım aşamasında sonlu elemanlar analizi programları kullanılarak parçanın gözden geçirilmesi ve iyileştirilmesidir.

Bu tez çalışmasında PP TD40 malzemesinden imal edilen bir binek araç far gövdesi kullanılarak sönüm parametreleri ve bu parametrelerin sıcaklığa bağlı değişimi incelenmiştir. Binek araç gövdesinin sabit sönüm oranı kullanılarak sonlu eleman yönetimiyle modal analizi yapılmıştır. Modal analizler, sonlu elemanlar yöntemiyle rezonans frekansının belirlenmesi amacıyla yapılmaktadır. Ancak çözümler malzeme doğrusal kabul edilip sabit sönüm oranları kullanılarak yapıldığı için doğrusal olmayan malzemelerde modal analiz sonuçları, test sonuçları ile örtüşmemektedir. Bunu engellemek adına -10°C , 23°C ve 70°C ortam şartlarında her bir rezonans frekansı için ayrı sönüm oranları bulunacaktır.

Parça elektrodinamik sarsıcıya bağlanarak ve -10°C , 23°C ve 70°C ortam koşullarında sinüs tarama testi başlatılmıştır. Üzerinde bulunan ivme ölçerlerden alınan zamana bağlı ivme verileri hızlı fourier dönüşümü (HFD) yöntemi kullanılarak frekansa bağlı ivme grafiği haline getirilmiş ve frekans cevap fonksiyonları elde edilmiştir. Bu grafiklerden alınan ivme genliği-frekans verileri Excel programında hazırlanan tablolara girilmiştir ve

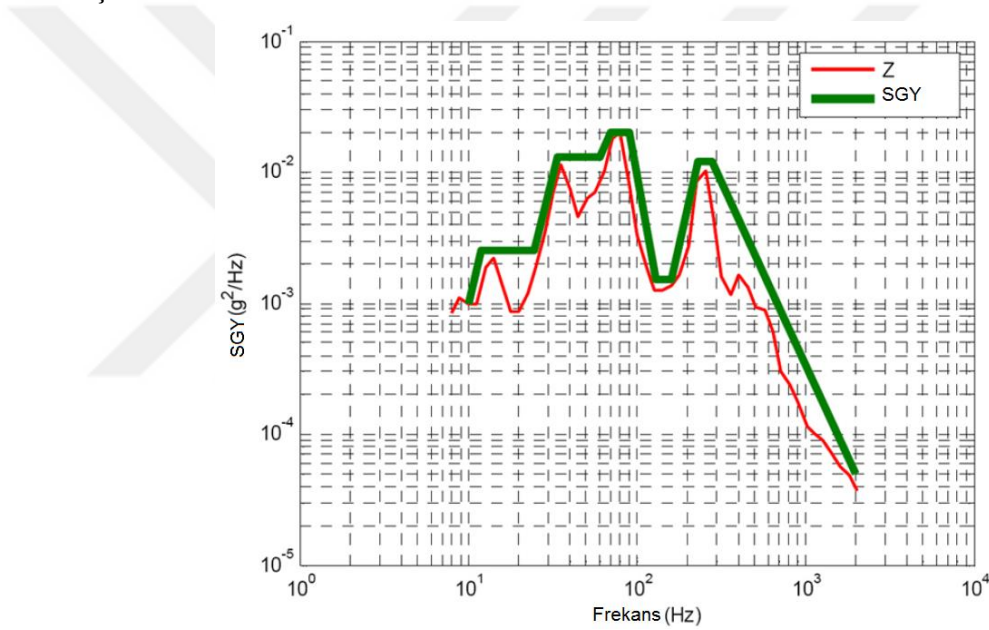
her rezonans için rayleigh sönüm oranındaki α ve β katsayıları bulunmuştur. Bu katsayılar ile birlikte her frekans için ayrı sönüm parametrelerini modal analizde uygulamaya yarayan MDAMP komutu kullanılarak tekrar modal analiz ve zamana bağlı analizler yapılmış ve ivme genliği-frekans verileriyle, birim uzama sonuçları karşılaştırılmıştır. Frekansa bağlı değişken sönüm oranı ile yapılan analizler sonucunda doğal frekanslar arasındaki fark en fazla % 11,3 ve en az ise % 0,26 olmuştur. Zamana bağlı birim uzama farkı ise % 12,4 olarak bulunmuştur.



2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

Otomotiv aydınlatma sistemlerinde test ve deneysel modal analiz literatürü incelendiğinde titreşim kaynaklı problemlere yönelik bir çok çalışmaya rastlanır.

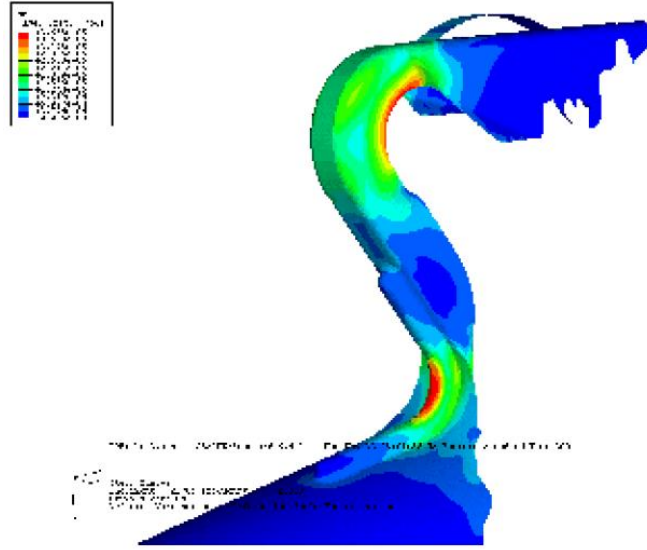
Chang ve arkadaşları (2011) yoldan gelen titreşimlerin binek araç ön aydınlatma elemanına etkilerini incelemek için, yoldan toplanan zaman alanındaki verileri frekans üzerine çevirmişler ve eş değer yorulma birikim metodunu kullanarak 100 000 km yola eşdeğer 8 saatlik bir titreşim profili hesaplamışlardır. Ardından bu profili düzgünleştirerek Şekil 2.1'deki gibi spektral güç yoğunluğu (SGY) verisi elde etmişlerdir.



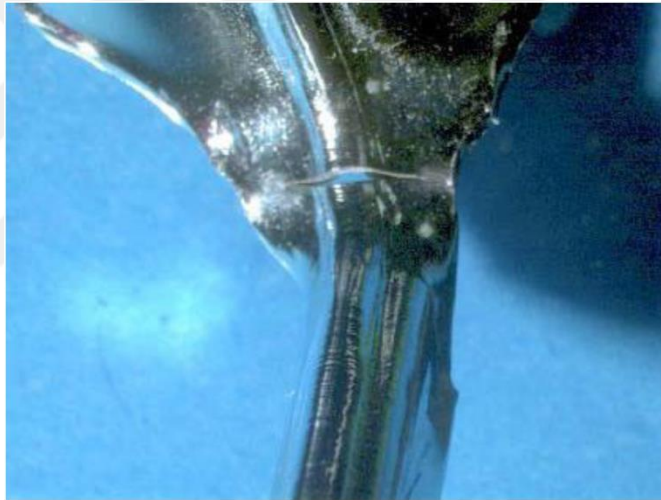
Şekil 2.1. Spektral Güç Yoğunluğu verisi (Chang ve ark. 2011)

Kharche ve arkadaşları (2016) binek araç ön aydınlatma elemanı üzerinde sonlu elemanlar yöntemiyle parçanın rezonans frekanslarını hesaplamış ve elektrodinamik sarsıcı kullanarak bulunan rezonans frekansları ile karşılaştırmışlardır.

Schrader ve Hilburger' de (2005) binek araç ön aydınlatma elemanının sonlu elemanlar analizlerini gerçekleştirmiş ve serbest titreşimin parça üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Parça üzerinde meydana gelen yorulma bölgelerini gözlemleyip ardından parçayı elektrodinamik sarsıcı üzerinde test etmişlerdir (Şekil 2.2, Şekil 2.3).



Şekil 2.2. Analiz sonucu riskli bölgeler (Schrader ve Hilburger 2005)



Şekil 2.3. Test sonrası parçanın görüntüsü (Schrader ve Hilburger 2005)

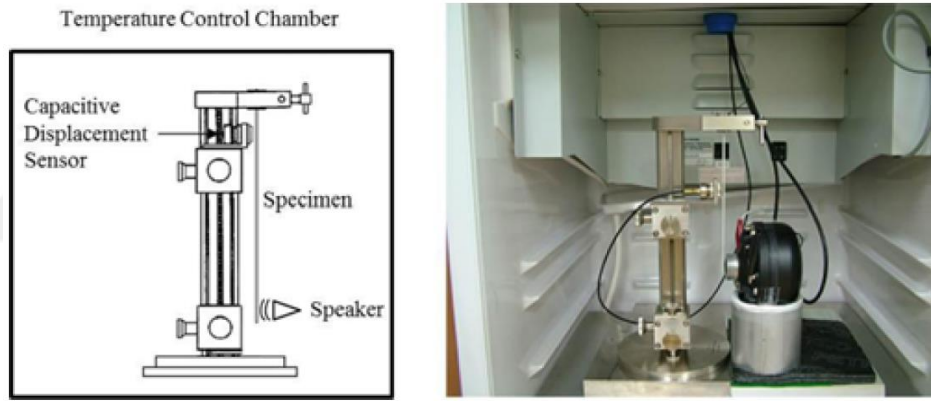
Ediz ve arkadaşları (2017) gündüz aydınlatma elemanında yoldan gelen kuvvetlerin parça üzerindeki yorulma etkisini hızlandırmak için spektral güç yoğunluğu (Power spectral density – PSD) profillerini hesaplamışlardır. 3 farklı profil parça ile birlikte analiz edilmiş ve hasarın oluştuğu andaki ivme cevapları hızlı fourier dönüşümü ile dönüştürülerek frekans alanındaki cevapları incelenmiştir.

Doh ve arkadaşları (2017) otomotiv sektöründe sıklıkla kullanılan polimer malzemelerin sıcaklığa bağlı sönüm oranlarını araştırmışlardır.

Pandiyanayagam ve arkadaşları (2011) yaptıkları çalışmada bir elektronik devre kartının doğal frekansları ve mod şekillerini tespit etmek amacıyla hem analiz hem de testlerini gerçekleştirip sonuçları karşılaştırmışlardır.

Chowdhury ve Dasgupta' da (2003) büyük sistemler ve bina gibi yapılarda Rayleigh sönüm oranlarındaki α ve β katsayılarını bulabilmek için yeni yöntem önermişler ve iki adet test gerçekleştirerek test ve hesap sonuçlarını karşılaştırmışlardır.

Jung ve arkadaşları (2014) otomotiv aydınlatma sektöründe kullanılan, acrylonitrile butadiene styrene (ABS) ve polymethyl methacrylate (PMMA) malzemelerin $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkları arasındaki önemli parametrelerden olan kayıp faktörü ve young modülünü bulmak için Şekil 2.4'teki gibi akustik dalga üretici ile çalışma yapmışlardır.

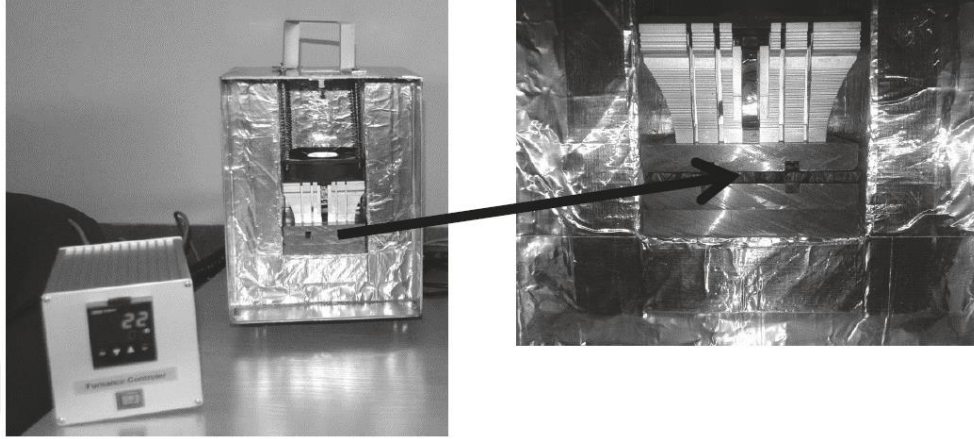


Şekil 2.4. Termal kabin ve akustik dalga üretici (Jung ve arkadaşları 2014)

Okeke ve arkadaşları (2018) otomotiv aydınlatma sektöründe kullanılan polycarbonate/acrylonitrile butadiene styrene (PC-ABS), PMMA ve PP TD40 adlı malzemelerin rastgele titreşim durumunda ömür hesabını yapabilmek için Mooney-Rivlin modelini kullanmışlar ve bu model için gerekli olan sönüm oranını araştırmışlardır.

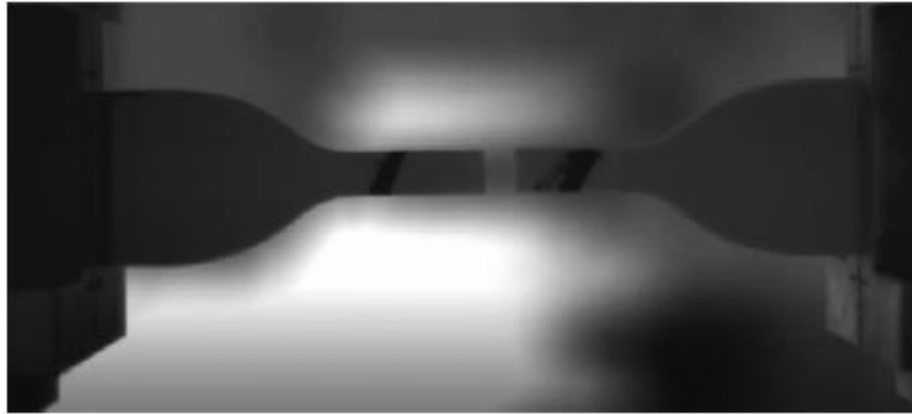
Okeke ve arkadaşları (2019) otomotiv aydınlatma lenslerinde kullanılan PMMA malzemesinin ömür hesabını yapabilmek için Steinberg, Narrow-Band ve Wirsching modelini kullanmışlardır. Ansys® programıyla yapılan ömür testi sonuçlarıyla test sonuçlarını karşılaştırmışlardır.

Norwinski ve arkadaşları (2019) polypropylene (PP) malzemesine cam fiber, cam kürecikleri ve talk gibi katkıların farklı oranlarda katılmasıyla oluşturulan kompozit malzemelerin $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ ortam sıcaklığı arasındaki young modüllerini ve kayıp faktörlerini incelemiştir (Şekil 2.5).



Şekil 2.5. Test için kullanılan ekstrüzyon cihazı (Norwinski ve ark. 2019)

Bouakkaz ve arkadaşları (2018) PP malzemesine çeşitli oranlarda talk katkısı ile üretilmiş yeni malzemenin $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ortam sıcaklıklarındaki gerilme-uzama grafiklerini, young modülü grafiklerini, darbe dayanım enerjilerini araştırmışlardır (Şekil 2.6).



Şekil 2.6. Çentik testi örneği (Bouakkaz ve ark. 2018)

Neelavarapu (2014) ise yaptığı çalışmasında PMMA malzemesinin young modülünü daha ucuz yöntemlerle bulabilmek için üzerine birim uzama ölçer bağlı bazı test

numunelerinin uçlarına ağırlık bağlamış geri kalan test numunelerini çekme testine tabi tutulmuştur (Şekil 2.7). Buradan çıkan sonuçlar ile literatürü karşılaştırmıştır.



Şekil 2.7. PMMA malzemesi için hazırlanan test düzeneği (Neelavarapu 2014)

Zhou ve Mallick' da (2005) yaptıkları çalışmada PP TD40 malzemesinin farklı enjeksiyon doldurma yönlerinde, malzemenin mekanik özelliklerini ve değişiklik olup olmadığını tespit etmek için çalışma yapmışlardır. Ardından bu özellikleri kullanarak malzemenin ömür tespitini tahmin edebilmek için testler yapmışlardır.

Yelek (2018) ise çalışmasında otomotiv far gövdesi ile reflektör arasına konan yayın farklı eksenlerdeki tanjant direnç katsayısını tespit etmeye çalışmıştır.

Braun (2010) çalışmasında şok sinyallerinden periyodik elemanların tespit edilirken kullanılan klasik filtreleme yöntemleri yerine tarak filtesi önermiştir, tarak filtre yöntemiyle yeni ortalama sinyaller elde edilmiş ve diğer filtreleme yöntemleriyle elde edilen ortalama sinyalleri ile karşılaştırmışlardır.

Shi ve arkadaşları (2018) bir döner değirmen sisteminde, değirmen şaftına gelen yükler ile birlikte şaftın yorulmasını tespit edebilmek için test gerçekleştirmiştir. Test esnasında yüklerin frekans alanında dönüşümü için kesirli fourier dönüşümü ve hızlı fourier dönüşümü yöntemlerini kullanmış ve iki dönüşüm yöntemini karşılaştırmışlardır.

Elkhatib ve Poorman' da (2007) yaptıkları çalışmada farın ilk doğal frekansını etkileyen parametreleri bulmaya çalışmış ve testlerin ardından ilk doğal frekans ile ilgili iki bilinmeyenli bir denklem oluşturmuşlardır.

Xie (2007) ise yaptığı çalışmada binek araç aydınlatma elemanı üzerinde SAE J577 testleri gerçekleştirmiş ve bu testler ile aydınlatma elemanının ömrünü belirlemeye çalışmıştır.

Çolakoğlu (2006) polietilen fiber kompozitler ile çeşitli sıcaklıklarda malzemeyi test etmiştir. Bu testler sonucunda ilk doğal frekans noktasında ve sabit bir sönüm oranı kullanarak analiz ve testler arasında yakın bir sonuç elde etmiştir.

Ryu ve Yi' de (2018) yaptıkları çalışmada turbo motorlarda kullanılan tel ağ yapılı sönümleyicilerin, sönümlenme ve katılık oranı parametrelerini araştırmışlardır.

Dippel ve ark. (2014) elastomerlerin çeşitli sıcaklıklardaki termo-mekanik davranışlarını anlayabilmek için testler gerçekleştirmişler ve çıkan sonuçlardan analiz parametrelerini hesaplamışlardır.

Limaye (2013) ise yaptığı çalışmada değişik termal yükler altındaki elektronik devre kartının, sıcaklığa bağlı doğal frekans değişimlerini ve devre kartının tüm sıcaklıklardaki sönüm oranlarını bulabilmek için testler gerçekleştirmiş ardından analiz ile korelasyonunu sağlamıştır.

Yao ve ark. (2016) rotor sisteminin harmonik analizlerinde hızlı fourier dönüşümü, ayrık fourier dönüşümü ve gelişmiş ayrık fourier dönüşümü yöntemlerini incelemişlerdir.

Özuygur ve Gündüz' de (2014) deprem esnasında binaların yer değiştirmesinin ve dönmesinin fourier dönüşümü yardımıyla hesaplanabilmesi için sayısal yöntemler önermişlerdir.

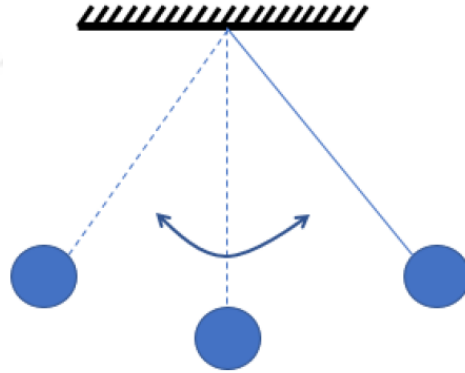
Uyar ve ark. (2013) elektrik üretiminde güç kalitesi problemlerinin analizi için fourier dönüşümü yönteminden yararlanmışlardır.

Son yıllarda araç aydınlatma sistemlerin gelişmesi ve karmaşık tasarımlara sahip olması ile birlikte titreşim kaynaklı problemler artmıştır. Titreşim öncelikle aydınlatma sistemindeki parçalarda yorulmaya sebep olmakta ve aynı zamanda yüksek genlikte salınımdan ötürü karşıdaki sürücünün gözünü alacak şekilde ışık titremektedir ve aracı kullanan sürücü için yola konsantrasyonu zorlamaktadır.

Bu çalışmada titreşim kaynaklı problemler için sonlu elemanlar yöntemiyle harmonik cevap analizi ve zamana bağlı analizler uygulanmıştır. Bu yüzden modal analiz, FCF hesaplama, fourier dönüşümü gibi yöntemler aşağıda açıklanmıştır. Elektrodinamik sarsıcı üzerinde harmonik sinüs taraması yapılarak FCF verileri toplandığı için FCF üzerinden modal parametrelerin belirlenmesi konusu işlenmiştir.

2.1. Titreşim

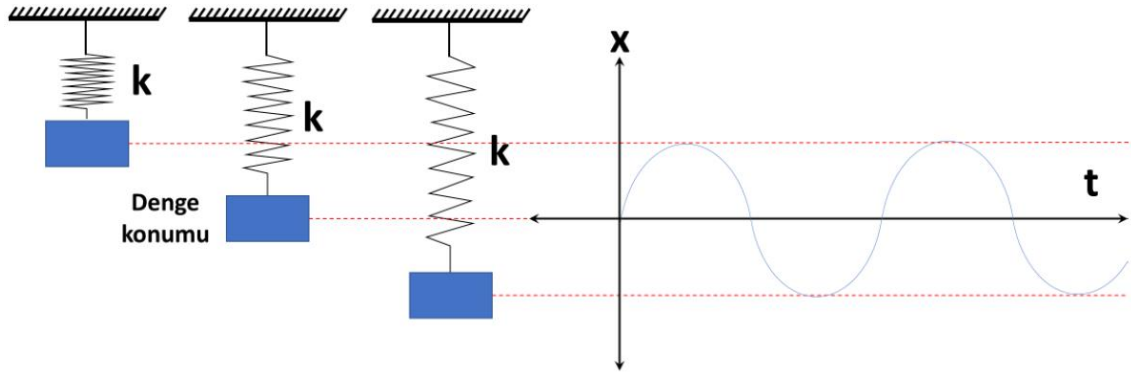
Belirli bir zaman aralığında, hareket sürekli kendini tekrar ederse bu harekete titreşim veya salınım denir (Rao 2016).



Şekil 2.8. Basit sarkaç salınımı (Kelly 2012)

Şekil 2.8' deki sarkacın salınımını dikkate alınırsa, m kütleli cismin L uzunluğundaki ip ile tavana bağlanmış olduğu varsayılırsa ve ortamda hava sürtünmesi veya enerji kaybı olmadığını düşünülürse, sarkaç yerçekimi etkisiyle sürekli olarak hareketine devam edecektir. Bir tam salınımdaki harekette geçen süreye periyot (T) denir. Frekans ise bir saniyede yapılan salınım sayısıdır. Denklem 2.1' de sönümsüz serbest titreşim yapan bir cismin frekansı gösterilmiştir (Kelly 2012).

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



Şekil 2.9. Serbest titreşim yapan kütlenin yer değişimi (Kelly 2012)

Şekil 2.9’ da ise serbest titreşim yapan bir kütlenin zaman içindeki yer değişimi gösterilmiştir. Serbest titreşim halinde zaman-konum grafiği sinüs sinyaline benzemektedir (Kelly 2012).

Titreşim hareketi ise serbest, zorlanmış, sönümlü, sönümsüz, lineer, nonlineer, deterministik veya rastgele gibi isimlerle sınıflandırılmaktadır (Rao 2016).

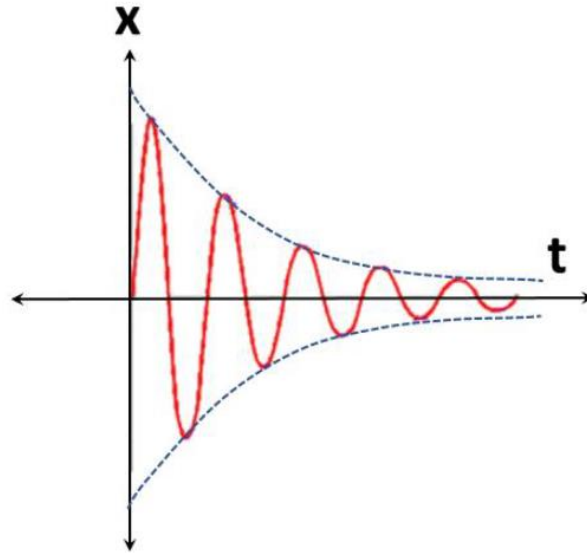
Bir sistem tahrik kuvvetin ardından kendi başına titreşim hareketine devam ediyorsa serbest titreşim olarak adlandırılır. Şekil 2.9’ daki basit sarkaç bu salınım tipine örnek gösterilebilir (Rao 2016).

Eğer sistem, sürekli aynı frekansta tekrar eden kuvvetlere veya rastgele kuvvetlere maruz bırakılıyor ise bu duruma zorlanmış titreşim denir. Sürekli aynı devir sayısında dönen elektrik motorları bu titreşime örnek gösterilebilir. Sistemin frekansı ile dış gücün frekansı birbiri ile çakışığında ise rezonans olarak adlandırılan durum ortaya çıkar. Sistem rezonans durumunda tehlikeli derecede salınım gösterir ve bu durum içinde iken sistemde ciddi hasarlar görülebilir. Şekil 2.10’ daki Tacoma Narrows köprüsünün rüzgar yükü altında çökmesi zorlanmış titreşime örnek teşkil eden olaylardan birisidir (Rao 2016).



Şekil 2.10. Tacoma Narrows köprüsünün çöküş anı (Rao 2016)

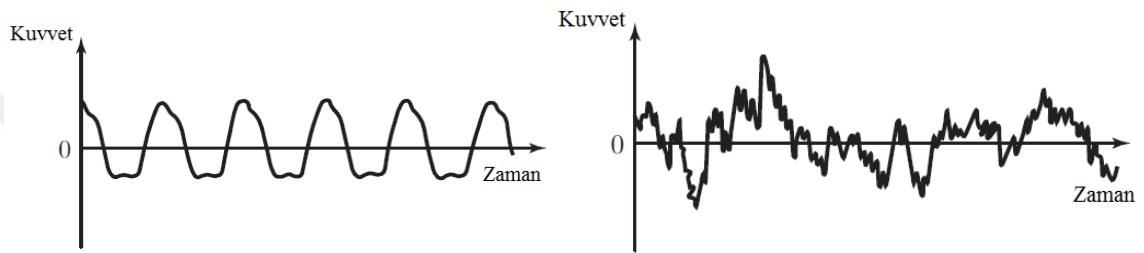
Titreşim hareketi esnasında, sistemde direnç veya sürtünme gibi enerji kayıpları yok ise bu titreşime sönümsüz, eğer bir enerji kaybı varsa veya Şekil 2.11'deki gibi sistem $t=0$ anındaki haline doğru gidiyorsa sönümlü titreşim denir (Rao 2016).



Şekil 2.11. Sönümlü serbest titreşimin konum-zaman grafiği (Kelly 2012)

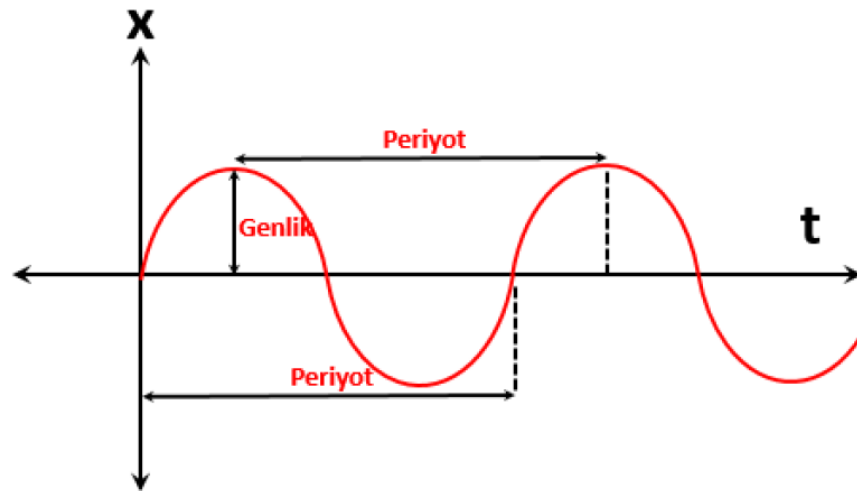
Titreşim hareketi esnasında ise yay, sönümleyici veya kütle elemanları lineer bir davranış gösteriyor ise lineer, eğer elemanlardan herhangi biri lineer davranış göstermiyor ise bu titreşime nonlineer titreşim denir (Rao 2016).

Bir dış etki ile uyarılan sistemde eğer uyarılan kuvvetin şiddeti biliniyor ise buna deterministik titreşim denir. Bazı hallerde ise bu şiddet bilinemeyebilir veya belirlenemeyebilir. Bu titreşime ise rastgele titreşim denilmektedir. Bu gibi durumlarda uyarının ortalaması veya karelerinin ortalama karekökü (Root mean square - RMS) gibi istatistiksel yaklaşımlar ile uyarı deterministik hale getirilmeye çalışılır. Yol pürüzlülüğü, rüzgar hızı ve deprem bu olaydan sadece bir kaç örnek olarak verilebilir. Şekil 2.12 'de deterministik ve rastgele örnek titreşim profilleri gösterilmektedir (Rao 2016).



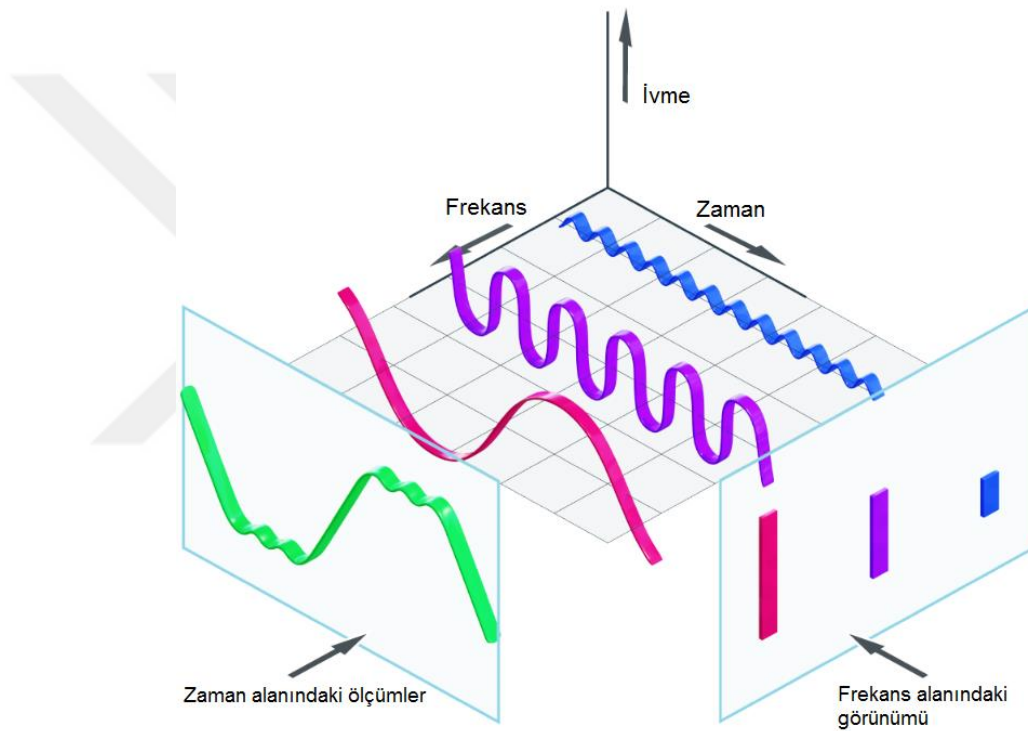
Şekil 2.12. Deterministik (sol) ve rastgele (sağ) titreşim profilleri (Rao 2016)

Şekil 2.13 'teki sinüzoidal titreşimin konum-zaman grafiği incelendiğinde, iki tepe arasının bir periyota eşit olduğu görülür. Titreşim hareketi sürtünmesiz ve enerji kayıplarının olmadığı ortamda sönümsüz olarak devam ediyorsa Şekil 2.13 'teki gibi tekrarlı ve periyodik olacaktır (Kelly 2012).



Şekil 2.13. Sinüzoidal titreşim (Kelly 2012)

Rastgele titreşimde ise birçok farklı etkinin birleşimi ile yapı aynı anda tahrik edilmektedir. Doğadaki oluşan titreşimler genelde rastgele olmaktadır. Araç yolda ilerlerken yolun pürüzlülüğünden kaynaklı titreşimler, aynı zamanda motorun dönme hareketinin araç gövdesine etkisi ve rüzgar hızının gövdeye etkisi rastgele titreşime örnek olarak verilebilir. Rastgele titreşim birden fazla sinüzoidal titreşimin bileşimi ile oluşmaktadır. Bu yüzden titreşim grafiğini zaman alanında incelemek olanaksızdır. Rastgele titreşimleri ayırarak sinüzoidal titreşimler elde edebilmek için fourier serileri kullanılarak dönüşüm yapılmaktadır. Bu dönüşüm sayesinde baskın frekansların yoğunluğu tespit edilebilir (Rao 2016).



Şekil 2.14. Zaman alanındaki grafiğin frekans alanında görünümü (Anonim 2019a)

Şekil 2.14 'te zaman alanında toplanan verilerin, fourier dönüşümü kullanılarak frekans alanındaki veriye dönüşümü örnek verilmiştir. Bu dönüşüm istatistiksel tabanlı matematiksel bir işlemdir. Fourier dönüşümünün birçok çeşitli tipleri bulunmaktadır bu çalışmada ise sadece hızlı fourier dönüşümü kullanılmıştır ayrıca bu hesaplamaları daha da isabetli hale getirmek için pencereleme fonksiyonları ile hesaplama yapılmıştır.

2.2. Modal Analiz

Modal analiz, bir sistemin titreşim halindeki davranışını gösteren matematiksel modeli oluşturmak için gerekli olan doğal frekans, titreşim biçimi, sönüm gibi parametrelerin belirlenmesi işlemine denir (Sarıgül 2017)

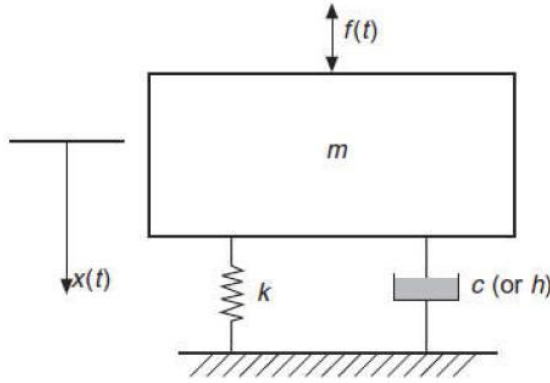
Bu bölümde tek serbest dereceli sistemin frekans cevap fonksiyonları (FCF) açıklanmıştır. Ayrıca çok serbestlik dereceli sistemlerin harmonik ve serbest olarak zorlanmış titreşimi hakkında teorik bilgiler verilmiştir. Ardından çok serbestlik dereceli sistemin sönümsüz ve oransal sönümlü modal analizi hakkında teorik bilgiler verilmiştir.

2.2.1. Tek Serbestlik Dereceli Bir Sistemin Frekans Cevap Fonksiyonları (FCF)

Tek serbestlik dereceli bir sistemin hareket denklemi Denklem 2.2' deki gibidir.

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F_0\sin\omega t \quad (2.2)$$

Bazı mekanik ve yapısal sistemler Şekil 2.15' te gösterildiği gibi tek serbestlik dereceli kütle, yay ve sönüm elemanından oluşacak şekilde basite indirgenebilir (He ve Fu 2001).



Şekil 2.15 Tek serbestlik dereceli sistem (He ve Fu 2001)

Bir harmonik kuvvet olarak $f(t) = F(\omega)e^{i\omega t}$, ye sistemin cevabı yine harmonik fonksiyon olan $x(t) = X(\omega)e^{i\omega t}$, dir. Burada $X(\omega)$ kompleks genliktir. Bahsedilen fonksiyonlar ise hareket denkleminde yerine konulursa farklı sönüm modelleri için yer değiştirmenin kuvvet girdisine oranı aşağıdaki gibi elde edilmiş olur (He ve Fu 2001).

$$\text{Viskos sönüm için: } \frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \frac{1}{k - \omega^2 m + j\omega c} \quad (2.3)$$

$$\text{Yapısal sönüm için: } \frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \frac{1}{k - \omega^2 m + jh} \quad (2.4)$$

Denklem 2.3 ve Denklem 2.4 'teki oranlar çoğunlukla $a(\omega)$ şeklinde gösterilir ve sistemin frekans cevap fonksiyonları (FCF) olarak adlandırılırlar. Sönüm olmadığı durumlarda ise FCF fonksiyonu gerçek bir fonksiyon haline gelmektedir (He ve Fu 2001).

Sistemden alınan cevap, yer değiştirme ise Reseptans FCF, sistemin cevabı hız ise Mobilite FCF eğer cevap ivme ise Akselerans FCF isimlerini alır. $X(\omega)$ yerine $\dot{X}(\omega)$ ve $\ddot{X}(\omega)$ konulursa

Viskos sönüm için mobilite denklemi:

$$Y(\omega) = \frac{\dot{X}(\omega)}{F(\omega)} = \frac{j\omega}{k - \omega^2 m + j\omega c} \quad (2.5)$$

Yapısal sönüm için mobilite denklemi:

$$Y(\omega) = \frac{\dot{X}(\omega)}{F(\omega)} = \frac{j\omega}{k - \omega^2 m + jh} \quad (2.6)$$

Viskos sönüm için akselerans denklemi:

$$A(\omega) = \frac{\ddot{X}(\omega)}{F(\omega)} = \frac{-\omega^2}{k - \omega^2 m + j\omega c} \quad (2.7)$$

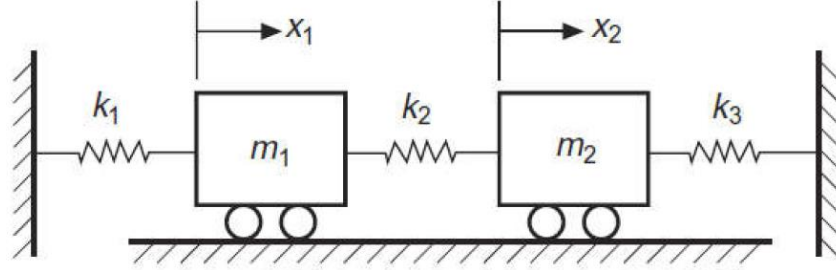
Yapısal Sönüm için akselerans denklemi:

$$A(\omega) = \frac{\ddot{X}(\omega)}{F(\omega)} = \frac{-\omega^2}{k - \omega^2 m + jh} \quad (2.8)$$

olur (He ve Fu 2001).

2.2.2. Çok Serbestlik Dereceli Bir Sistemin Serbest ve Harmonik Olarak Zorlanmış Titreşimi

İki serbestlik derecesine sahip bir sistem Şekil 2.16 'da gösterilmiştir.



Şekil 2.16. İki serbestlik dereceli sistem (He ve Fu 2001)

x_1 ve x_2 sistemin titreşim halindeki hareket koordinatları olarak ele alınırsa hareket denklemleri aşağıda verilmiştir (He ve Fu 2001).

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2 x_2 = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 - k_2 x_1 + (k_2 + k_3)x_2 = 0 \end{cases} \quad (2.9)$$

Denklem 2.9 matris haline getirilirse:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -k_2 \\ -k_2 & (k_2 + k_3) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.10)$$

Denklem 2.10 'daki matris çok serbestlik dereceli sistemler içinse aşağıdaki gibi genel bir formda gösterilebilir (He ve Fu 2001).

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (2.11)$$

Çözümün Denklem 2.12 'deki gibi olduğu kabul edilirse

$$\{x\} = \{X\} \sin \omega t \quad (2.12)$$

Denklem 2.12 'deki ifade Denklem 2.11 'de yerine yazılırsa basit matris halini alır.

$$([K] - \omega^2 [M])\{X\} = \{0\} \quad (2.13)$$

$\{X\}$ 'in 0 olmadığı çözümler içinse $[K] - \omega^2 [M]$ 'in tekil olması gerekir.

$$|[K] - \omega^2 [M]| = 0 \quad (2.14)$$

Denklem 2.14 sistemin karakteristik denklemdir, burada ω^2 özdeğer ve $\{X\}$ özdeğer vektörüdür. Özdeğer genellikle doğal frekansın karesidir ve özdeğer vektörü de mod şeklindedir. Denklem 2.13 'de de görüleceği gibi mod şekli $\{X\}$ tek değerlidir ve tüm katları denklemin çözümüdür (He ve Fu 2001).

Denklem 2.13 'ü sadece iki serbestlik dereceli bir sistemi ele alıp yerine koyarsak aşağıdaki şekli alır (He ve Fu 2001):

$$\begin{bmatrix} k_1 + k_2 - \omega^2 m_1 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 + k_3 - \omega^2 m_2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.15)$$

Sistemin karakteristiği ω^2 için, dördüncü derece bir denklem haline gelir. Denklem iki kökünden biri ω_1^2 diğeri ise ω_2^2 olarak iki doğal frekansın kareleridir. Sistem mod şekilleri ise aşağıdaki şekilde elde edilir (He ve Fu 2001):

$$\begin{pmatrix} x_1^{(1)} \\ x_2^{(1)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{k_1 + k_2 + \omega_1^2 m_1}{k_2} \\ 1 \end{pmatrix} \quad (2.16)$$

$$\begin{pmatrix} x_1^{(2)} \\ x_2^{(2)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{k_1 + k_2 + \omega_2^2 m_1}{k_2} \\ 1 \end{pmatrix} \quad (2.17)$$

Sistemin serbest titreşimini gösteren denklem ise aşağıdaki şekilde elde edilir:

$$\begin{cases} x_1(t) = X_1^{(1)} \sin \omega_1 t + X_1^{(2)} \sin \omega_2 t \\ x_2(t) = X_2^{(1)} \sin \omega_1 t + X_2^{(2)} \sin \omega_2 t \end{cases} \quad (2.18)$$

Aynı frekans olarak ω ve sıfır faz farkı ile zorlama kuvvetine maruz kalan çok serbestlik dereceli sistemin de hareket denklemini aşağıdaki gibi olur (He ve Fu 2001):

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = F \sin \omega t \quad (2.19)$$

Denklem 2.12 'de yapılan öngörü Denklem 2.19 için de uygulanırsa:

$$([K] - \omega^2[M])\{X\} = \{F\} \quad (2.20)$$

Çok serbestlik dereceli sistemin cevap fonksiyonu ise aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\{x(t)\} = ([K] - \omega^2[M])^{-1}\{F\} \sin \omega t \quad (2.21)$$

2.2.3. Çok Serbestlik Dereceli Sönümsüz Bir Sistemin FCF'leri

Çok serbestlik dereceli bir sistemin matris denklemi belirli kabuller altında Denklem 2.21 'de verilmiş idi. Buradaki $([K] - \omega^2[M])$ matrisine çok serbestlik dereceli sistemlerde dinamik katılık matrisi adı verilir ve $[Z(\omega)]$ olarak belirtilir. Bunun sonucunda denklem (He ve Fu 2001):

$$[Z(\omega)]\{X\} = \{F\} \quad (2.22)$$

Eğer matris $[Z(\omega)]$ tekil değilse sistemin genlik cevabı aşağıdaki gibi olur:

$$\{X\} = [Z(\omega)]^{-1}\{F\} \quad (2.23)$$

Matris eğer $[Z(\omega)]$ 'nın tersi ise sistemin reseptans matrisi adını alır ve $[\alpha(\omega)]$ olarak gösterilir.

$$[\alpha(\omega)] = ([K] - \omega^2[M])^{-1} \quad (2.24)$$
$$\begin{pmatrix} \alpha_{11}(\omega) & \cdots & \alpha_{1n}(\omega) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \alpha_{n1}(\omega) & \cdots & \alpha_{nn}(\omega) \end{pmatrix}$$

Bu gibi durumlarda Denklem 2.24 aşağıdaki şekilde yazılır:

$$\{X\} = [\alpha(\omega)]\{F\} \quad (2.25)$$

Reseptans matrisi simetrik bir matristir. Simetriklik özelliğinden dolayı, doğrusal çok serbestlik dereceli bir sistemin belli bir noktasında tahrik edilen kuvvet sebebiyle başka noktadan alınacak cevabın, ilk başta tahrik edilmiş noktadan alınacak cevap ile aynı olacağı kabulünü yapar (He ve Fu 2001).

Reseptans FCF ile mobilite FCF ve akselerans FCF arasında aşağıdaki gibi bir bağıntı vardır (He ve Fu 2001).

$$[Y(\omega) = -j\omega[\alpha(\omega)] \quad (2.26)$$

$$[A(\omega)] = -\omega^2[\alpha(\omega)] \quad (2.27)$$

2.2.4. Oransal Sönüm Modeli

Viskos ve yapısal sönüm modelleri, çok serbestlik dereceli sistemlerde kullanılan iki ana sönüm modelleridir.

Sönümsüz sistemlerde olduğu gibi, sistemde sönüm olduğu zaman da sistem denklemlerini ayrıklaştırmak zorlaşmakta ya da ayrıklaştırılamamaktadır. Bunun için teorik kabuller ve modeller gereklidir (He ve Fu 2001).

Oransal sönüm modeli uygulanmış sistemlerde mod şekilleri, sönümsüz sistemin mod şekilleri ile aynıdır. Sistemde sönüm olduğu zaman denklem şu şekilde olur (He ve Fu 2001):

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (2.28)$$

İlk kez Rayleigh tarafından 1845 yılında yayınlanan “Ses Teorisi” adlı çalışmada, viskos sönüm matrisi olan $[C]$ 'nin kütle matrisi ve katılık matrisine orantısı önerilmiştir (He ve Fu 2001).

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (2.29)$$

Denklem 2.29'de verilen önerme ile Denklem 2.28 ayrıştırılabilir hale gelir. Denklemler yerine konulduğunda (He ve Fu 2001):

$$[M]\{\ddot{x}\} + (\alpha[M] + \beta[K])\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (2.30)$$

Mod şekil vektörlerinin kütle ve katılık matrisine göre dik olması prensibi göz önüne alınarak, mod şekil matrisi $[\psi]$ kullanılarak aşağıdaki şekilde ayrıştırılmış denklem elde edilebilir (He ve Fu 2001):

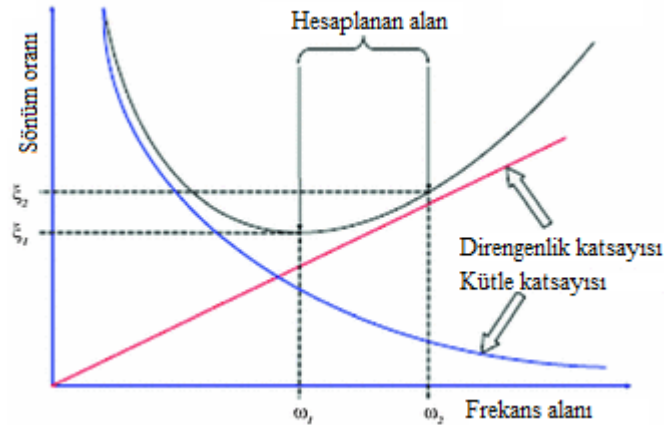
$$[m_r]\{\ddot{x}_p\} + [c_r]\{\dot{x}_p\} + [k_r]\{x_p\} = \{0\} \quad (2.31)$$

$[c_r]$ modal sönüm matrisi olarak isimlendirilir ve diyagonal bir matristir. $[\psi]$ oransal sönümlü bir sistemin mod şekil matrisidir. Oransal viskos sönüm matrisiyle beraber kütle ve katılık matrislerini diyagonal hale getirir. Denklem 2.31 n adet ayrıştırılmış denklem içerir. Tek serbestlik dereceli sistem kabulü yapılarak, sönümlü doğal frekanslar şu şekilde hesaplanabilir (He ve Fu 2001):

$$\omega_r = \omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2} \quad (2.32)$$

$$\zeta_r = \frac{\alpha}{2\omega_r} + \frac{\beta\omega_r}{2} \quad (2.33)$$

Denklem 3.32 ve Denklem 3.33’de bulunan ζ_r , tek serbestlik dereceli sistemde olduğu gibi sönüm oranını temsil eder. Şekil 2.17’ de ise Rayleigh oransal sönüm modelinin grafiksel gösterimi vardır.



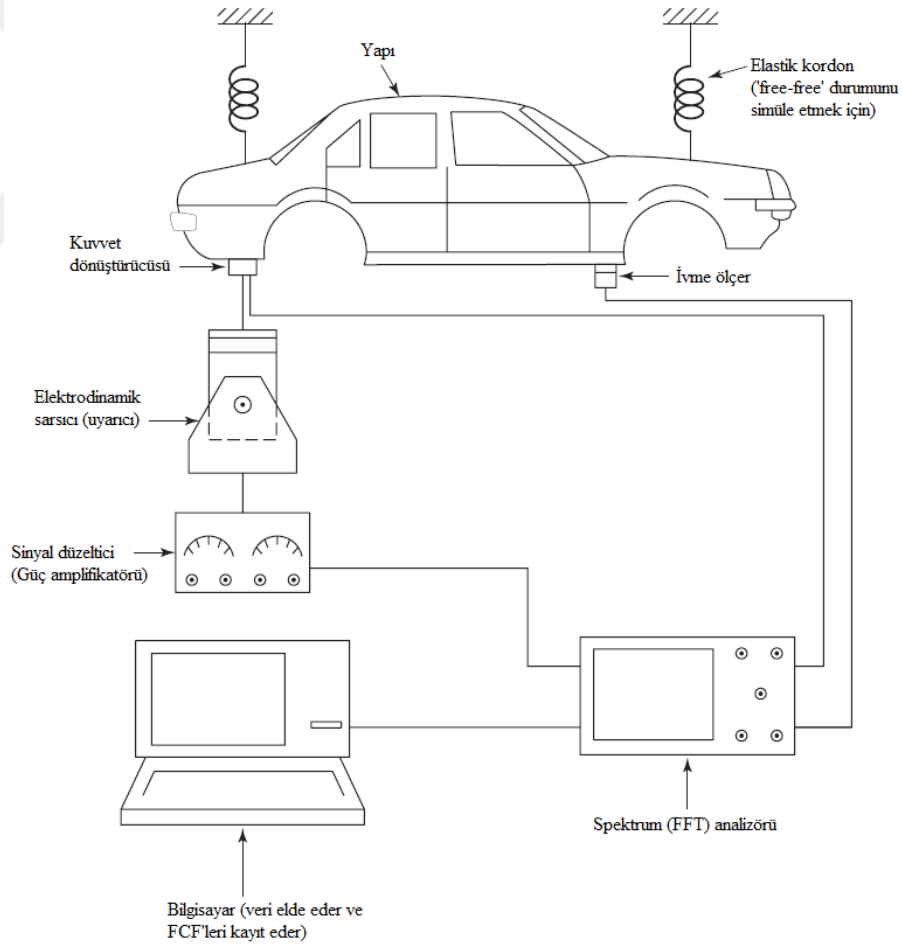
Şekil 2.17. Rayleigh oransal sönüm modeli (Yusuf ve Amin 2015)

2.3. Frekans Cevap Fonksiyonunun Ölçümü

Bu bölümde frekans cevap fonksiyonunun (FCF) ölçümü sırasında kullanılan ekipman, uyarı tipi, ölçülen veri üzerinden modal parametrelerin çıkartılması ve FCF eğrileri elde etme yöntemlerinden bahsedilmiştir.

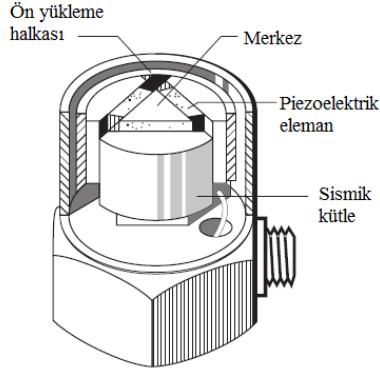
2.3.1. Genel Ölçüm Şeması

Genel ölçüm sistemi genelde üç parçadan oluşmaktadır. Birinci parça belirlenen uyarı tipinde kuvveti oluşturmak ve uygulamak için, ikinci parça birim uzama ölçer, ivme ölçer vb gibi dönüştürücülerden alınan sinyali ölçmek için, üçüncü parça ise ölçülen ve işlenen sinyallerden FCF spektrumunu çıkartmak için kullanılır. Şekil 2.18' de elektrodinamik sarsıcı ile FCF ölçüm şeması gösterilmiştir (Rao 2016).



Şekil 2.18. Elektrodinamik sarsıcı ile FCF ölçümü (Rao 2016)

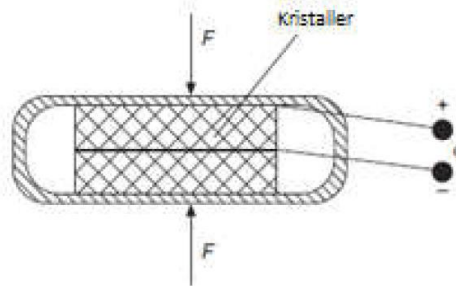
Genellikle kullanılan uyarıcı tipi elektrodinamik sarsıcı veya bir darbe çekicidir. Elektrodinamik sarsıcı büyük kuvvetler sağlayabildiği için parçadan alınan cevap kolaylıkla ölçülebilir. Modal testlerde en çok kullanılan dönüştürücü (transdüser) ise ivme ölçerdir. İvme ölçerler genellikle piezoelektrik bir cihazdır. Şekil 2.19’ da piezoelektrik ivme ölçer şeması gösterilmiştir (Rao 2016).



Şekil 2.19. Tipik üç eksenli piezoelektrik ivme ölçer (Rao 2016)

Test edilen yapıdan elde edilen ivme ölçüm sinyallerini anlık olarak voltaj gerilimi olarak kablo ile sinyal düzenleyiciye gönderir. İdeal bir ivme ölçerden beklenen, ölçüm frekans aralığı içinde girdi ve çıktı arasındaki ilişkiyi koruyabilmektir. İvme ölçerin doğal frekansları ölçüm yapılan aralık arasında olmaması doğru ölçüm açısından önemlidir (He ve Fu 2001).

Kuvvet dönüştürücüsü ise elektrodinamik sarsıcı ile test edilen yapı arasına yerleştirilir. Kuvvet çeviricisi üzerine uygulanan kuvvet ile orantılı olarak voltaj gerilimi üretmektedir. Kuvvet dönüştürücüsü darbe çekici testlerinde, çekicinin uç kısmında bulunur. Şekil 2.20’ de tipik bir kuvvet dönüştürücüsü örneği verilmiştir (He ve Fu 2001).



Şekil 2.20. Piezoelektrik kuvvet dönüştürücüsü (He ve Fu 2001)

2.3.2. Frekans Alanında Modal Analiz Metodları

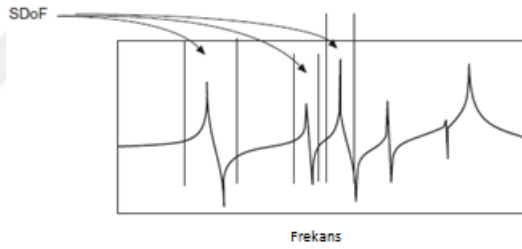
N serbestlik dereceli bir sistemin FCF'yi ile ilgili denklem aşağıdaki gibidir.

$$\alpha_{ij}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{rA_{ij}}{\omega_r^2 - \omega^2 + \omega_r^2 \eta_{rj}} \quad (2.34)$$

Ölçüm frekans aralığı ilk “ m ” tane modu kapsıyor ise Denklem 2.34 'te N yerine m gelir ve Denklem 2.35 'teki halini alır. Burada $R_{ij}(\omega)$ hata fonksiyonudur.

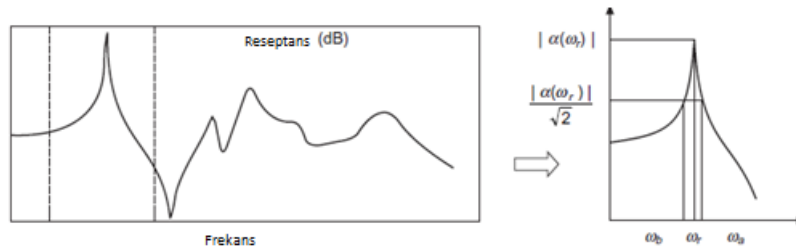
$$\alpha_{ij}(\omega) = \sum_{r=1}^m \frac{rA_{ij}}{\omega_r^2 - \omega^2 + \omega_r^2 \eta_{rj}} + R_{ij}(\omega) \quad (2.35)$$

Frekans alanındaki modal analizlerin tümü tek serbestlik derecesi öngörüsüne dayanır. Rezonans bölgesindeki FCF'lerin o rezonans tarafından domine edildiği öngörülür ve diğer modların etkisi göz ardı edilir. Şekil 2.21 'de tek serbestlik dereceli sistem (TSDS) öngörüsü yapılmış ve tepe tutma metodu açıklanmıştır.



Şekil 2.21. Çok serbestlik dereceli sistemde FCF için tek serbestlik dereceli sistem öngörüsü (He ve Fu 2001)

Tepe tutma metodu, tek serbestlik dereceli sistemin modal analizlerinde kullanılan en basit metottur. Tepe tutma metodu “Yarım Güç Metodu” olarak da adlandırılır. Metodun gösterimi Şekil 2.22' deki gibi olup, sistemin FCF'leri test ile elde edildikten sonra modal parametrelerin bulunması aşağıdaki sıra ile yapılır (He ve Fu 2001):



Şekil 2.22. Tepe tutma metodu (He ve Fu 2001)

- a) Doğal frekansın belirlenmesi için Şekil 2.22 'deki gibi bir tepe noktası belirlenir (He ve Fu 2001).
- b) Sönümün hesaplanabilmesi için belirlenen tepe noktasından $\frac{a_{max}}{\sqrt{2}}$ kadar aşağısından x eksenine paralel bir çizgi çekilir ve çizginin tepe ile kesişen noktalarına ω_a ve ω_b adı verilir. Sönüm kayıp çarpanı veya sönüm oranı rezonans genliğinden aşağıdaki şekilde hesaplanır (He ve Fu 2001).

$$\eta_r = \frac{\omega_b^2 - \omega_a^2}{2\omega_r^2} \sim \frac{\omega_b - \omega_a}{\omega_r} \quad (2.36)$$

ya da

$$\zeta_r = \frac{\omega_b^2 - \omega_a^2}{4\omega_r^2} \sim \frac{\omega_b - \omega_a}{2\omega_r} \quad (2.37)$$

- c) Tek serbestlik dereceli modelde tepe noktasındaki değerin $a_{max} = \frac{A_r}{\eta_r \omega_r^2}$ olduğu bilindiğinden modal sabit aşağıdaki şekilde hesaplanabilir (He ve Fu 2001).

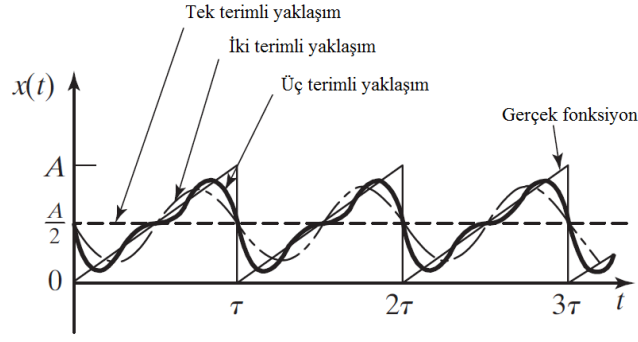
$$A_r = a_{max} \eta_r \omega_r^2 \quad (2.38)$$

2.4. Fourier Dönüşümü

Harmonik hareketin incelenmesi çok kolay olmasına rağmen, çok sayıdaki sistemin hareketi harmonik değildir. Herhangi bir periyodik hareket Şekil 2.23'teki gibi sinüs ve kosinüs terimlerinin sonsuz toplamından oluşan Fourier serileri ile gösterilebilmektedir (Rao 2016).

Eğer $x(t)$; τ periyotlu bir fonksiyon ise, fonksiyon aşağıdaki şekilde fourier serileri ile gösterilebilir:

$$\begin{aligned} x(t) &= \frac{a_0}{2} + a_1 \cos \omega t + a_2 \cos 2\omega t + \dots + b_1 \sin \omega t + b_2 \sin 2\omega t + \dots \\ &= \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\omega t + b_n \sin n\omega t) \end{aligned} \quad (2.39)$$



Şekil 2.23. Periyodik fonksiyonun Fourier serileri ile gösterimi (Rao 2016)

Buradaki $\omega = 2\pi/\tau$ temel frekanstır ve $a_1, a_2, \dots, b_1, b_2$ terimleri sabit katsayılarıdır. a_n ve b_n katsayılarını bulmak için Denklem 2.39 sırasıyla $\cos n\omega t$ ve $\sin n\omega t$ ile çarpılır ve 0 dan $2\pi/\omega$ integre edilir.

$$a_0 = \frac{\omega}{\pi} \int_0^{2\pi/\omega} x(t) dt = \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} x(t) dt \quad (2.40)$$

$$a_n = \frac{\omega}{\pi} \int_0^{2\pi/\omega} x(t) \cos n\omega t dt = \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} x(t) \cos n\omega t dt \quad (2.41)$$

$$b_n = \frac{\omega}{\pi} \int_0^{2\pi/\omega} x(t) \sin n\omega t dt = \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} x(t) \sin n\omega t dt \quad (2.42)$$

2.4.1. Kompleks Fourier Serileri

Fourier serileri kompleks sayılar cinsinden de gösterilebilir (Rao 2016).

$$e^{i\omega t} = \cos \omega t + i \sin \omega t \quad (2.43)$$

$$e^{-i\omega t} = \cos \omega t - i \sin \omega t \quad (2.44)$$

olduğuna dikkat edersek burada $\cos \omega t$ ve $\sin \omega t$ terimleri şu şekilde bulunabilir:

$$\cos \omega t = \frac{e^{i\omega t} + e^{-i\omega t}}{2} \quad (2.45)$$

$$\sin \omega t = \frac{e^{i\omega t} - e^{-i\omega t}}{2i} \quad (2.46)$$

Bu denklemler kullanılarak Denklem 2.39'de yerine yazılırsa:

$$\begin{aligned}
x(t) &= \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ a_n \left(\frac{e^{in\omega t} + e^{-in\omega t}}{2} \right) + b_n \left(\frac{e^{in\omega t} - e^{-in\omega t}}{2i} \right) \right\} \\
&= e^{i(0)\omega t} \left(\frac{a_0}{2} - \frac{ib_0}{2} \right) + \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ e^{in\omega t} \left(\frac{a_n}{2} - \frac{ib_n}{2} \right) + e^{-in\omega t} \left(\frac{a_n}{2} - \frac{ib_n}{2} \right) \right\} \quad (2.47)
\end{aligned}$$

Burada $b_0 = 0$ 'dır ve fourier katsayılarını c_n ve c_{-n} şeklinde ifade edilirse:

$$c_n = \frac{a_n - ib_n}{2} \quad (2.48)$$

$$c_{-n} = \frac{a_n + ib_n}{2} \quad (2.49)$$

Bu katsayıları kullanarak Denklem 2.47 şu şekilde sadeleşir:

$$x(t) = \sum_{-\infty}^{\infty} c_n e^{in\omega t} \quad (2.50)$$

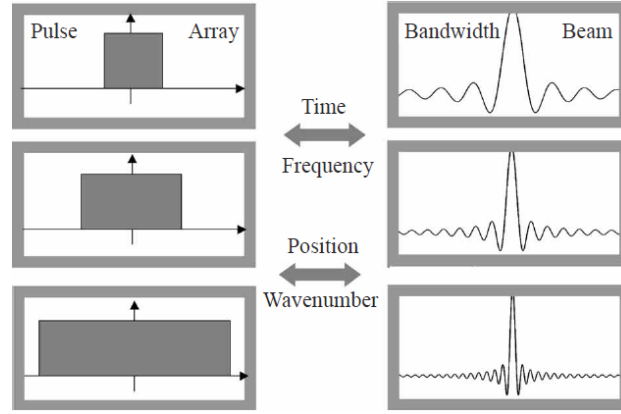
Denklem 2.40-2.42 arasındaki denklemleri kullanarak c_n fourier katsayısı ile yazılırsa:

$$\begin{aligned}
c_n &= \frac{a_n - ib_n}{2} = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} x(t) [\cos n\omega t - i \sin n\omega t] dt \\
&= \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} x(t) e^{-in\omega t} dt \quad (2.51)
\end{aligned}$$

2.4.2. Aliasing Etkisi, Spektral Sızıntı ve Veri kaybı

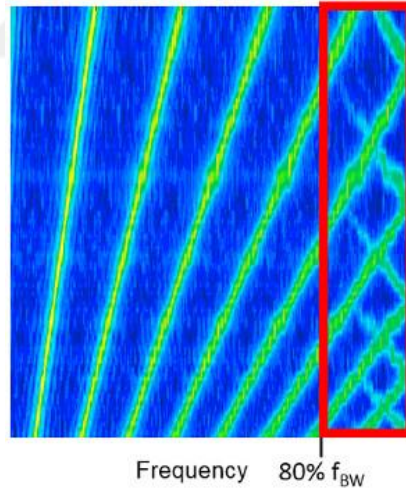
Yukarıda bahsedilen fourier dönüşümü hesaplamaları esnasında yapay etkiler oluşur. Bu etkiler Aliasing etkisi, spektral sızıntı veya veri kaybı olarak adlandırılırlar. Fourier dönüşümleri esnasında şunlara dikkat edilmesi gerekir (Sevgi ve Uluşık 2006):

- Zaman alanındaki hesaplamalar, frekans alanında çarpılmaya sebep olmaktadır.
- Zaman alanındaki bir impuls dizisi ayrıca fourier dönüşümü frekans alanındaki $T_0 = 1/f_0$ ile ayrılmış frekans örnekleriyle oluşturulan bir dizidir.
- Zaman alanındaki impulsların arası ne kadar daralır, frekans alanındaki impulsların arası o kadar açılmaktadır (Şekil 2.24).
- Örnekleme frekansı, ölçülen en yüksek frekanstan en az iki kat fazla olmalıdır $1/(2f_{max})$. Buna Nyquist örnekleme kriteri denmektedir.



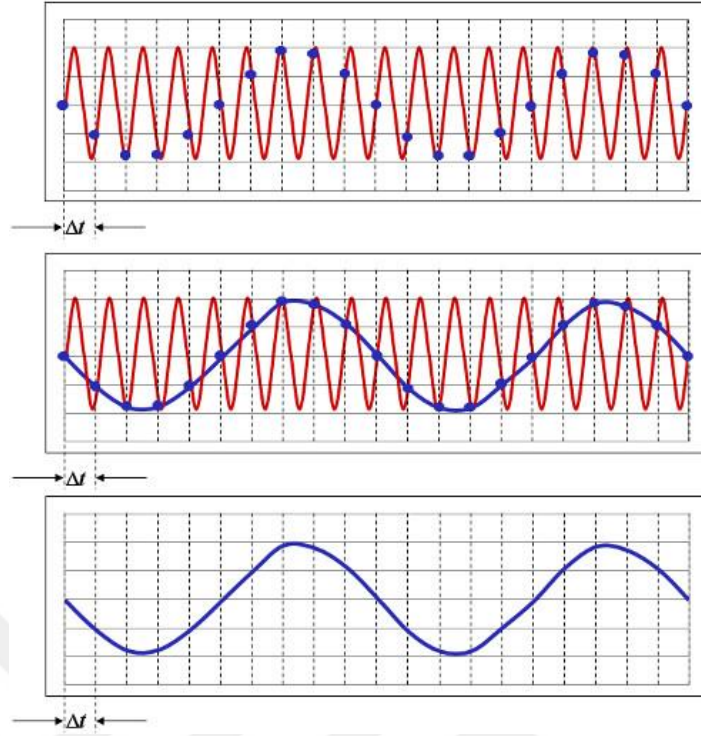
Şekil 2.24. Zaman alanındaki impulsların frekans alanındaki karşılıkları (Sevgi ve Uluişik 2006)

Aliasing etkilerini engellemek için anti-aliasing filtreleri uygulanır, bu filtre alçak geçiş filtresidir ve Nyquist kriterine uymayan verinin hesaba katılmasını engeller. Fakat alçak geçiş filtreleri uygulandığında filtrenin sinyal kesilme eğimi oluşmaktadır. Bu eğim son toplanan verileri bozmaktadır (Şekil 2.25). Bu eğim 3 dB olmakta ve güvenilir alan olarak verinin %80 lik kısmı kullanılması önerilmektedir (Anonim 2017a).



Şekil 2.25. Anti-aliasing filtresi uygulanmış veri (Anonim 2017a)

Eğer toplanan veri Nyquist kriterine uygun değilse hem aliasing etkisine hem de spektral sızıntıya sebep olur ve sadece spektral sızıntıyı önlemek için bu kriter yeterli değildir. Spektral sızıntı etkisi sinüs dalgalarının tepe noktaları yakalanamadığında gerçekleşmektedir (Sevgi ve Uluişik 2006).



Şekil 2.26. Analog sinyal ve toplanan dijital veri (Anonim 2017a)

Şekil 2.26’da kırmızı ile gözüken sinüs dalgası orjinal analog sinyaldir. Mavi noktalar ise sinyalin ne sıklıkla örneklendiğini göstermektedir. Eğer örnekleme frekansı Nyquist kriterine uygun değilse gerçek analog sinyal en altta gözüken mavi sinyal halini almaktadır (Anonim 2017a).

2.4.3. Pencilleme ve Pencereleme Fonksiyonları

FD hesaplamalarında zaman alanında sonlu bir ayrık sinyal kullanmak demek, sonsuz uzunluktaki bir sinyale bir dikdörtgen pencereleme uygulamaktır. Pencerenin uzunluğu, zaman sinyalinin sonsuz bir çevrim sayısını içeriyorsa, ayrıklaştırma işleminin getirdiği periyodiklik pencerelenmiş sinyali orjinali ile aynı yapar. Bu durumda zaman sinyalinin, zamana bağlı veri ile periyodik olduğu söylenebilir. Ancak zamana bağlı veri genellikle periyodik olmaz ve bu durum özellikle verinin başında ve sonunda kendini önemli bir biçimde hissettirmektedir. Bunun önüne geçebilmek içinse zamana bağlı verinin sonucu 0 olan bir fonksiyon ile çarpılması gerekmektedir (Sevgi ve Uluşık 2006).

Pencereleme fonksiyonu sızıntı problemini büyük ölçüde gidermesine rağmen, tamamen gidermesi beklenemez. Pencereleme ayrıca zamana bağlı veriyi başında ve sonunda 0 olacak şekilde etkiler fakat pencereleme genellikle sinyalin orta kısımları ile ilgilenmektedir. Aşağıda genellikle kullanılan pencereleme fonksiyonlarının denklemleri verilmiştir (Sevgi ve Uluşık 2006).

Rectengular: $W(n\Delta t) = 1$ (2.52)

Hanning: $W(n\Delta t) = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos\left(\frac{2\pi n}{N}\right)$ (2.53)

Hamming: $W(n\Delta t) = 0,54 - 0,46 \cos\left(\frac{2\pi n}{N}\right)$ (2.54)

Black-Harris: $W(n\Delta t) = 0,42323 - 0,49755 \cos\left(\frac{2\pi n}{N}\right) + 0,07922 \cos\left(\frac{4\pi n}{N}\right)$ (2.55)

Flat-top: $W(n\Delta t) = 0,2810639 - 0,5208972 \cos\left(\frac{2\pi n}{N}\right) + 0,1980399 \cos\left(\frac{4\pi n}{N}\right)$ (2.56)

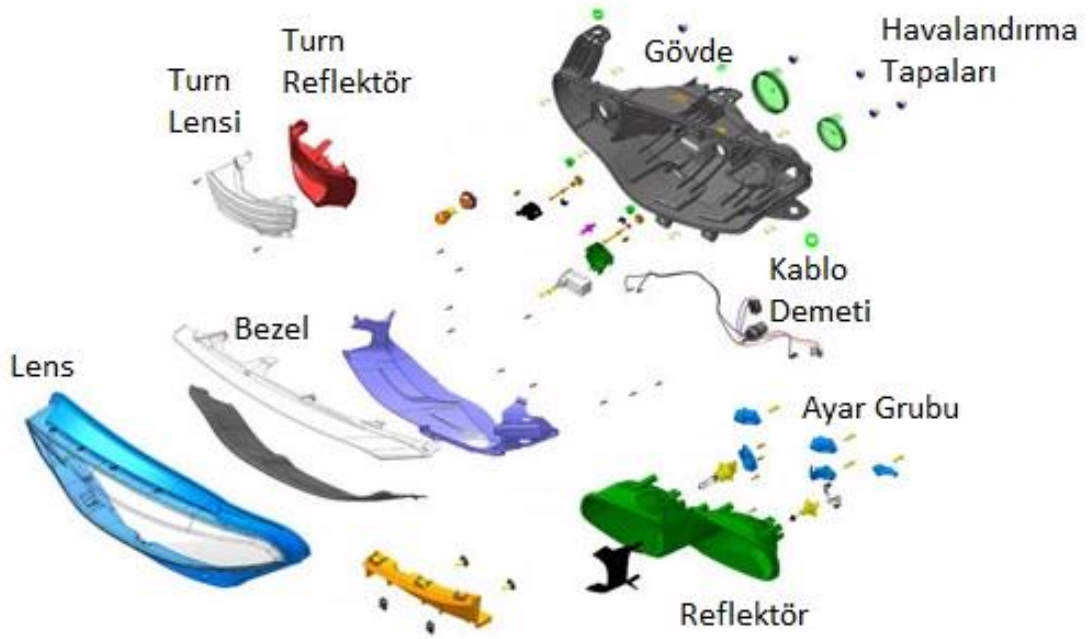
3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada ön aydınlatma elemanının doğal frekanslarının belirlenmesi için sarsıcı üzerinde 23 °C, -10 °C ve 70 °C ortam koşullarında, 10 Hz-300 Hz arasında, 1 g genliğinde ve 1 oktav/dakika hızı ile harmonik tarama testi yapılmıştır. Aynı zamanda test fikstürü üzerine bağlanan ivme ölçerler yardımı ile fikstürün ölçülen frekans aralıklarında doğal frekansının olup olmadığı gözlenmiştir. İncelenen verilerde parçanın doğal frekansları birbirine çok yakın ve tepe noktaları birbiri üzerine binmiş şekilde gözükmektedir. Bu yüzden test doğal frekansın olmadığı 10 Hz-70 Hz aralığında yapma ihtiyacı duyulmamıştır.

Parça üzerine bağlanan ivme ölçerler ve birim uzama ölçer Şekil 3.2., Şekil 3.3, Şekil 3.4'te gösterilmiştir. Belirtilen ortam sıcaklıklarında 70 Hz-300 Hz aralığında, ivme cevaplarını daha rahat görmek içinse 2 g genliğinde ve daha fazla ivme cevap verisinin toplanması amacıyla 0,5 oktav/dakika hızında test tekrarlanmıştır. Üst kısımdaki ivme ölçer, alt noktanın sol tarafındaki ivme ölçer ve birim uzama ölçer DEWESoft veri toplama sistemine bağlanmıştır. Alt noktada iki tane ivme ölçer kullanılmasının sebebi fourier dönüşümlerinde pencereleme parametrelerinin incelenmesidir. DEWESoft veri toplama sisteminden toplanan veriler DEWESoft X3 programında çeşitli fourier dönüşüm parametreler ile işlenecek ardından anlık fourier dönüşümü yapan sarsıcıya bağlı bilgisayar sonuçlarıyla karşılaştırılacaktır.

3.1. Araç Aydınlatma Sistemleri

Araç aydınlatma sistemleri genel olarak araç içi aydınlatma ve araç dışı aydınlatma olarak ikiye ayrılırlar. Farlar ise aracın ön kısmında yer alan sistemlerdir. Sürücü için yolun aydınlatılması ve diğer sürücülerin farkedebilmesi işlevlerini yerine getirir. Örnek bir far görüntüsü Şekil 3.1' de verilmiştir.



Şekil 3.1. Örnek bir far görüntüsü (Anonim 2019b)

Bu çalışmada kullanılan far gövdesi PP TD40 malzemesinden yapılmış olup Çizelge 3.1 'te ise malzemenin sıcaklığa bağlı mekanik özellikleri verilmiştir.

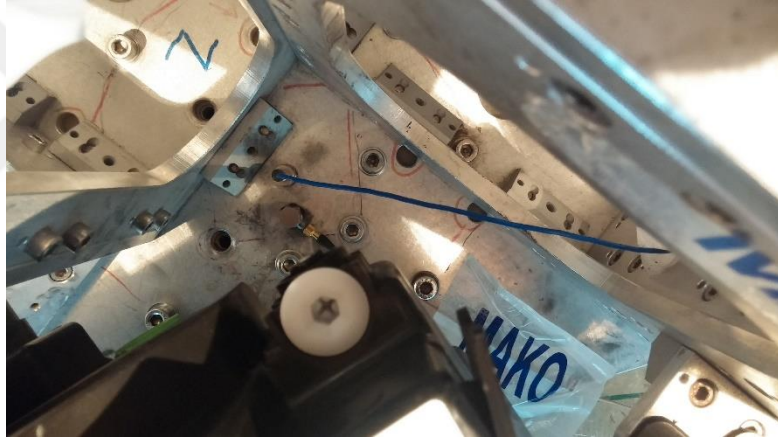
Çizelge 3.1. PP TD40 malzemesinin mekanik özellikleri

Sıcaklık (°C)	Yoğunluk (kg/m ³)	Elastik modül (MPa)	Poisson Oranı
-40	1180	2800	0,34
23	1180	2100	0,34
60	1180	1520	0,34
80	1180	1120	0,34

3.2.Sarsıcı ve Test Düzeneği



Şekil 3.2. Klimatik kabinli sarsıcı, test fikstürü ve aydınlatma elemanı

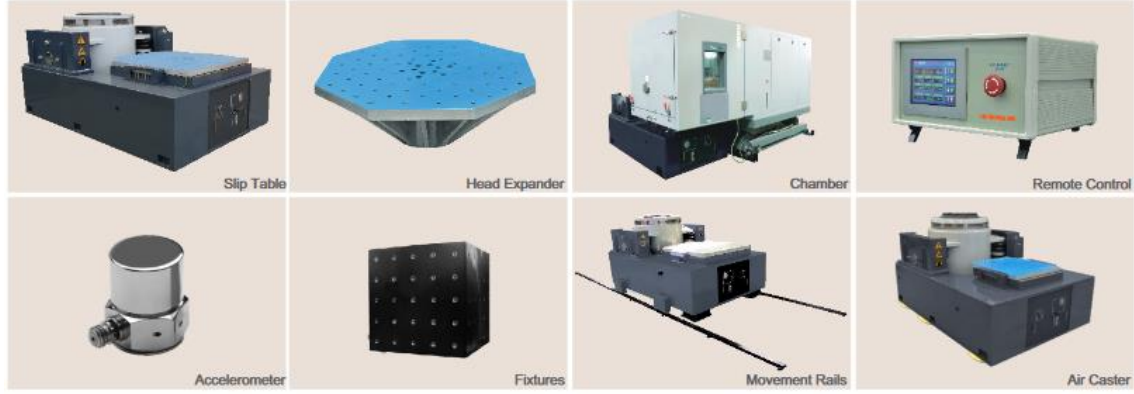


Şekil 3.3. Test fikstürü üzerine bağlanan ivme ölçer



Şekil 3.4. Parça üzerine yerleştirilen ivme ölçerler

Harmonik tarama testleri için kullanılan Dongling marka ES-20-320 sarsıcı özellikleri Çizelge 3.2’de verilmiş ve sarsıcı ekipmanları Şekil 3.5’ da gösterilmiştir.



Şekil 3.5. ES-20-320 tipli sarsıcı ve opsiyonel aksesuarları (Anonim 2015b)

Çizelge 3.2. ES-20-320 tipli sarsıcı özellikleri (Anonim 2015b)

No	Parça İsmi	Tanımı		
1	Titreşim Test Sistemi	ES-20-320 test sistemi ET-20-320 sarsıcı, SDA-20 Yükseltici ve B-2000LN soğutucudan oluşur		
		Sinüs Kuvveti (Tepe)	20	kN
		Rastgele kuvvet (RMS)	20	kN
		Şok Kuvveti (Tepe)	40	kN
		Kullanılabilir Frekans	5-3000	Hz
		Maksimum İvme	1000	m/s ²
		Maksimum Hız	2	m/s
		Maksimum Yer Değiştirme	51	mm
		Maksimum Yük	300	kg
		Armatür Çapı	320	mm
		Armatür Ağırlığı	20	kg
		İlk Doğal frekansı	2600±5%	Hz
		Test verileri ISO5344, ISTA, MIL-STD-810G'ye uygundur		
		2	Kayar Tabla	Sarsıcı için GT600M kayar tabla
Kayar Tabla Ölçüleri	600x600			mm
Kullanılabilir Frekans	5-2000			Hz
Kayar Tabla Ağırlığı	42			kg
Rulman Tipi	V tip rulman			
Kayar Tabla Malzemesi	Magnezyum			

3	Kafa Geniřletici	Sarsıcı için HE600(sekizgen) kafa genişletici		
		Kafa geniřletici ölçüleri	600x600	mm
		Kullanılabilir Frekans	5-2000	Hz
		Ağırlık	28	kg
		Malzeme	Magnezyum	
4	Termal Bariyer 1	HE600(sekizgen) için termal bariyer		
		Termal Bariyer Ölçüleri	600x600	mm
		Ağırlık	6	kg
5	Termal Bariyer 2	Kayar Tabla için termal bariyer		
		Ölçüler	600x600	mm
		Ağırlık	8	kg

Sarsıcıda kontrol yazılımı olarak Vibstar kullanılmaktadır. Kontrolcünün 1 adet sinyal işleme ünitesi, 4 adet giriş portu, 1 adet çıkış portu bulunmaktadır. Yazılım rezonans tarama, rastgele titreşim ve şok yükleme tiplerini desteklemektedir.

3.3. İvme Ölçerler

Sarsıcının uyguladığı ivme sinyallerini kontrol etmek için PCB 352B04 tipinde tek eksenli bir ivme ölçer kullanılmıştır. Şekil 3.6' da görüntüsü verilen ivme ölçerin Çizelge 3.3' te özellikleri verilmiştir.



Şekil 3.6. Tek eksenli ivme ölçer (Anonim 2017b)

Çizelge 3.3. PCB 352B04 özellikleri (Anonim 2017b)

Hassasiyet	(±%5) 10 mV/g	1,02 mV(m/s ²)
Ölçüm aralığı	±500 g tepe	±4905 m/s ² tepe
Çözünürlük	0,003 g KO	0,03 m/s ²
Frekans aralığı	(±%5) 1-7000 Hz	
Ağırlık	0,38 oz	10,5 g

Parça üzerine ise iki adet üç eksenli PCB 356A02 ivme ölçer yerleştirilmiştir. Şekil 3.7 'de görüntüsü verilen ivme ölçerin Çizelge 3.4 'te özellikleri verilmiştir.



Şekil 3.7. Üç eksenli ivme ölçer (Anonim 2017c)

Çizelge 3.4. PCB 356A02 özellikleri (Anonim 2017c)

Hassasiyet	(±%10) 10 mV/g	1,02 mV(m/s ²)
Ölçüm aralığı	±500 g tepe	±4905 m/s ² tepe
Çözünürlük	0,0005 g KO	0,005 m/s ²
Frekans aralığı	(±%5) 1-5000 Hz	

3.4. Birim Uzama Ölçer

Harmonik tarama testi esnasında birim uzama ölçümleri, termal genleşme katsayısı $65 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}$ olan ve plastik parçalarda birim uzama ölçümlerine uygun KFP-5-120-C1-65L2M3R tipinde tek eksenli ölçüm yapan, birim uzama ölçer ile yapılmıştır (Anonim 2017d).

3.5. Veri Toplama Sistemi

İvme ve birim uzama sinyallerinin toplanmasında DEWESoft Sirius HD 16xSTGS veri toplama sistemi kullanılmıştır. Şekil 3.8 'de görüntüsü verilen sistemin Çizelge 3.5 'te de genel özellikleri verilmiştir.



Şekil 3.8. 16 kanallı veri toplama sistemi (Anonim 2017e)

Çizelge 3.5. 16 kanallı veri toplama sistemi özellikleri (Anonim 2017e)

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 200 kHz
Aralıklar	± 10 V, ± 1 V, ± 100 mV, ± 10 mV
10Vexc'te Br aralıkları	1000 mV/V, 100 mV/V, 10 mV/V, 1m V/V
10kS'te Dinamik Aralıklar	137 dB
Giriş Bağlantısı	DC
Giriş Empedansı	10 M Ω
Köprü Modları	Tam/Yarım/Çeyrek Br120/3500 3-tel, içten köprü tamamlama
İç Şant Direnci	100 k Ω , çift kutupludan Exc + yada - (diğerleri talep edilirse)
Uyarma Gerilimi	0'dan 12 VDC'ye kadar yazılımdan programlanabilir (16 bit DAC), maks 44mA
TEDS	Desteklenir, 9 pinli DSUB'a uyumlu MSI adaptörler
Yüksek Gerilim Korumucu	IN+ 'dan IN -'ye, sürekli 50 V, 200 V tepe (10ms)
Tipik Güç Tüketimi (maks)	11 W (22 W)
Kullanılabilir Giriş Konnektörleri	DB9,L1B10f (diğerleri talep edilirse)

3.6. Stroboskop

Stroboskop, Dwell testi esnasında mod şekillerini görsel olarak incelenebilmesi için kullanılan bir flaşördür. Bu çalışmada Monarch Instruments Nova-Strobe LED taşınabilir stroboskopu kullanılmıştır. Stroboskop dakikada 30 ile 500 000 adet flaş oluşturabilmektedir. Şekil 3.9' da görüntüsü verilmiştir.

Parça sarsıcı üzerine bağlandıktan sonra sabit bir ivme ve belli bir frekansta sarsılarak stroboskop yardımıyla rezonans halindeki şekilleri inceleyebilir. Stroboskop ile dönen bir fan veya pervanenin frekansı incelenebilir. Stroboskop dönme frekansına yaklaştıkça fan yavaşlar ve frekansa geldiğinde ise duruyor gözükür. Dönme frekansının üzerine çıktıkça da ters yönde dönmeye başlar.



Şekil 3.9. Stroboskop (Anonim 2017f)

3.7. Analiz Programları ve Bilgisayar Özellikleri

Sonlu elemanlar metodu ile modal analiz, harmonik cevap analizi, zamana bağlı transient analizler ve ağ yapısını oluşturmak için Ansys® WB R17.2 paket programı kullanılmıştır.

Ölçüm sonucu elde edilen ivme ve birim uzama verilerinin işlenmesi, fourier dönüşümleri için DEWESoft® X3 programı kullanılmıştır.

İstatistik hesaplamalar içinse N-Code® Glyphworks programı kullanılmıştır.

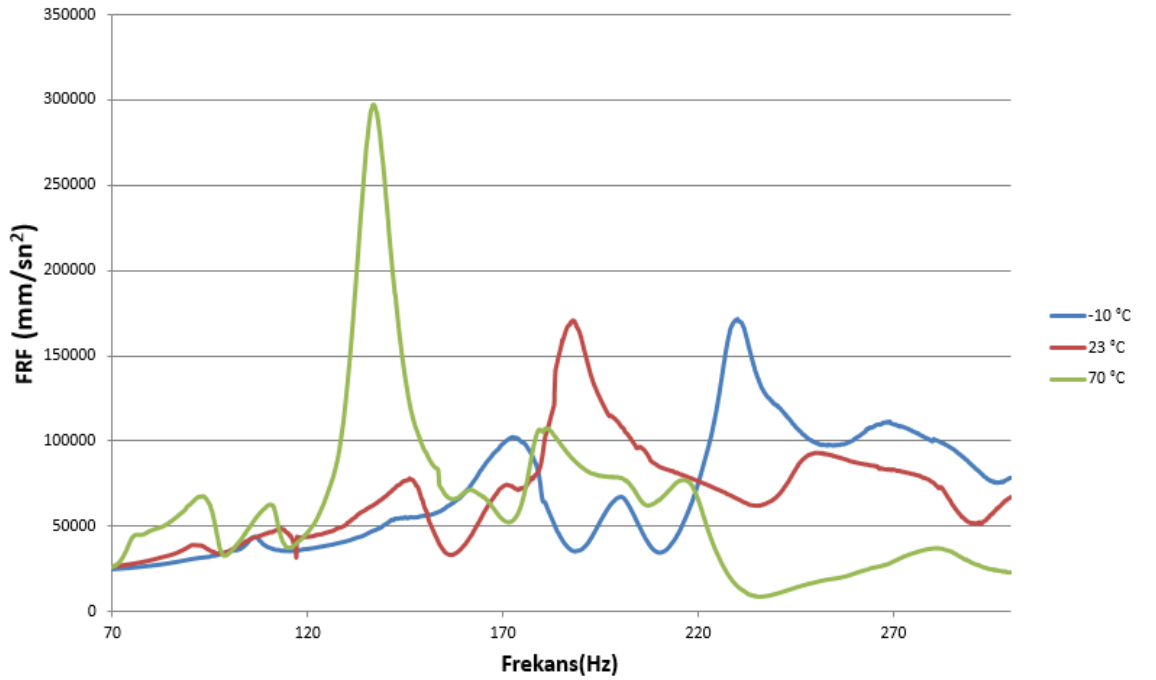
Çözüm için Intel® Xeon® E5 tipi 24 işlemcili ve 128 GB RAM'e sahip bilgisayar kullanılmıştır.

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Bu bölümde, harmonik tarama testi sonucunda elde edilen FCF ile sonlu elemanlar harmonik tarama analizi sonucunda elde edilen FCF karşılaştırılmıştır. Daha sonra hesaplanan sönüm değerleri ile analiz tekrarlanmış ve sonuçlar yeniden karşılaştırılmıştır. Ayrıca test esnasında fikstür üzerinden toplanan ivme verileri zamana bağlı olarak çözdürülmüş, belirlenen noktadaki birim uzama verileri de test birim uzama verileri ile karşılaştırılmıştır.

4.1. Otomotiv Ön Aydınlatma Elemanı Üzerinde Harmonik Tarama Testi ve Sonlu Elemanlar Analizi

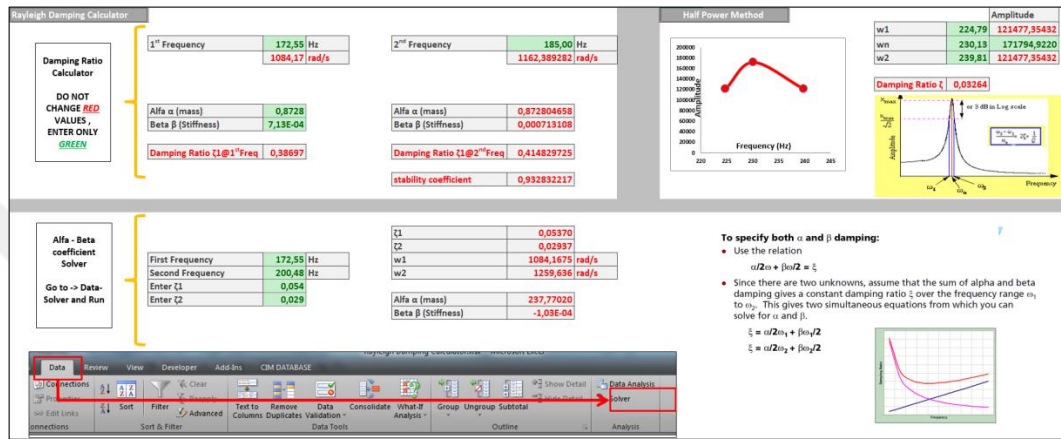
Tüm ortam koşullarında toplanan veriler Şekil 4.1’ te gösterilmiştir. Veriler incelendiğinde ortam sıcaklığı $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ‘tan $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’a yükseltildiğinde malzeme elastisitesinin düşmesiyle birlikte rezonans frekansları gittikçe düştüğü görülmektedir. Ayrıca ivme cevapları da artış eğilimi göstermiştir.



Şekil 4.1. Alt noktadan alınan ivme cevabı

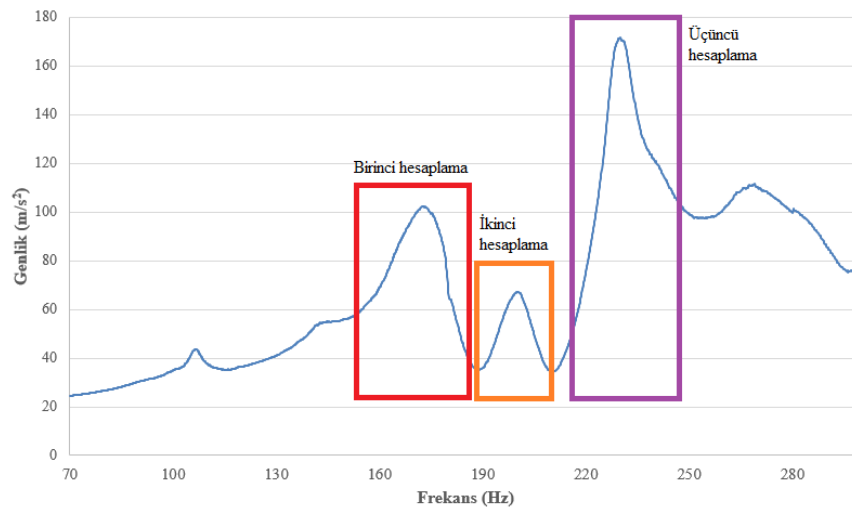
4.2. Tarama Testi Verileri Kullanılarak Modal Parametrelerin Belirlenmesi

Bölüm 3.3.2’de anlatılan tepe tutma metodu ve denklemler kullanılmış ve test esnasında ölçülen tüm ortam koşullarındaki ivme sinyalleri üzerinden kayıp faktörü, modal sabit, sönüm oranı, α kütle sabiti ve β dirençlik sabiti hesaplanmıştır. Bu hesaplamaların daha hızlı olabilmesi için Excel® programında hesaplama çizelgesi hazırlanmış ve görüntüsü Şekil 4.2 ’ te verilmiştir.



Şekil 4.2. Tepe tutma metodu ve rayleigh sönüm oranları hesap çizelgesi

Bu çizelge ile hesaplanan verilere örnek olarak ise -10 °C ‘taki Şekil 4.3’deki işaretli tepeler verilmiştir.



Şekil 4.3. -10 °C ‘deki hesap için işaretlenmiş tepe noktaları

Birinci tepe noktası :

Doğal frekans $\omega_{r1} = 172,551$ Hz;

Yarım güç noktaları $\omega_{a1} = 161,284$ Hz; $\omega_{b1} = 179,815$ Hz;

Tepe ivme cevabı genliği $a_{max1} = 102,313$ m/s²;

Kayıp faktörü $\eta_1 = 0,1074$;

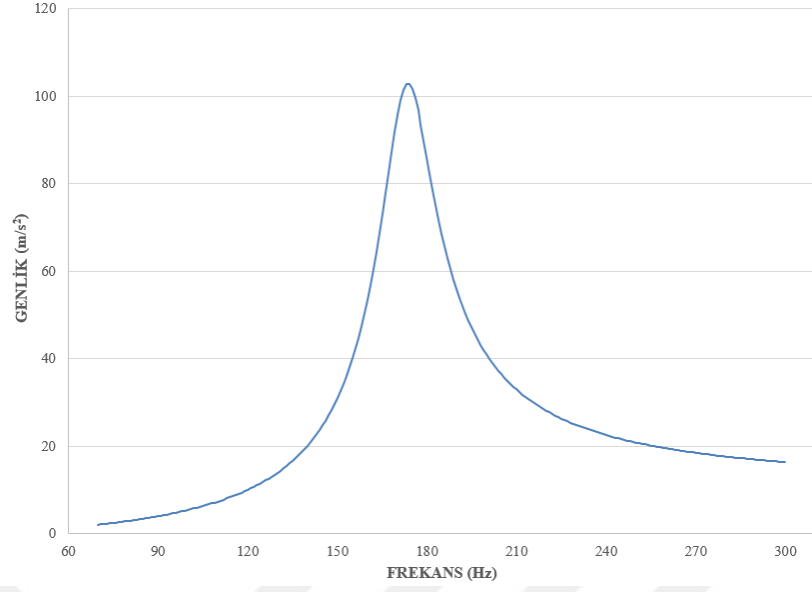
Modal sabit $A_1 = 10,990$;

Yukarıda hesaplanan modal analiz parametrelerini Denklem 3.33 'de yerine koyarak rezonans noktaları için cevap eğrileri elde edilebilir. Bu eğrileri bilgisayar ortamında elde edebilmek için Python dili kullanılarak modal parametrelerle eğri uydurabilen bir kod yazılmıştır. Şekil 4.4 'de ise yazılan kodun ekran görüntüsü verilmiştir.

```
1 #Eğri uydurmak için yazılmış basit bir kod
2 import math
3 import cmath
4 import matplotlib.pyplot as plt
5 import numpy as np
6
7 wr = 172.550613
8 amax = 102.32196
9 b= amax/math.sqrt(2)
10 wb = 179.814484
11 wa = 161.281357
12 n = (wb-wa)/wr
13 A1= amax*n
14 i = cmath.sqrt(-1)
15 acc = [w**2*A1/(wr**2-w**2+i*n*wr**2) for w in range(70,301)]
16 acce = np.absolute(acc)
17 print(acce)
18 print(n)
19 print(b)
20 plt.plot(acce)
21 plt.savefig('myplot.png')
22 plt.show()
23
24 np.savetxt("qwe.txt", acce , delimiter=",", fmt='%s')
```

Şekil 4.4. Eğri elde etmek için yazılmış kod

Yukarıdaki kod yardımıyla birinci tepe noktası için elde edilen eğri ise Şekil 4.5 'de verilmiştir.



Şekil 4.5. Birinci tepe noktası için elde edilen eğri

İkinci tepe noktası :

Doğal frekans $\omega_{r2} = 200,477$ Hz;

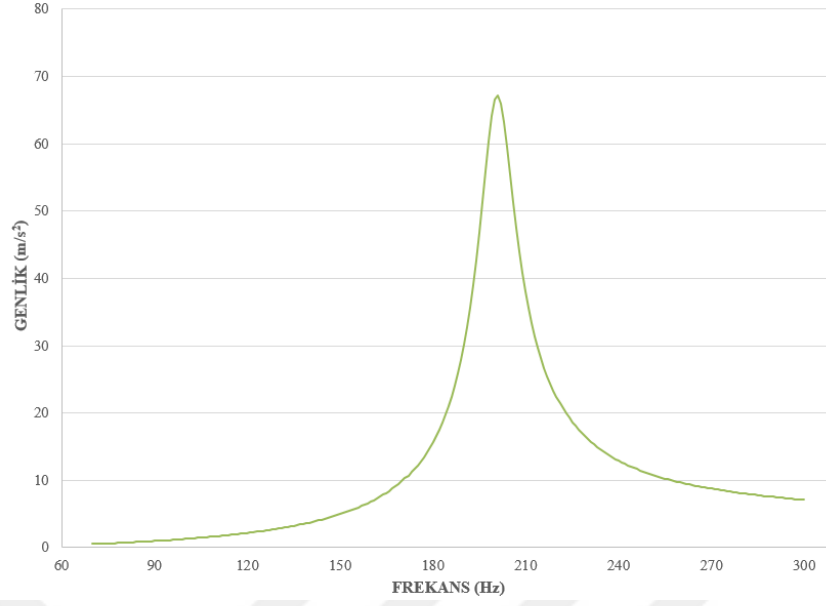
Yarım güç noktaları $\omega_{a2} = 193,751$ Hz; $\omega_{b2} = 205,528$ Hz;

Tepe ivme cevabı genliği $a_{max2} = 67,100$ m/s²;

Kayıp faktörü $\eta_2 = 0,05875$;

Modal sabit $A_2 = 3,941$;

Yukarıdaki modal parametreler kullanılarak elde edilen eğri Şekil 4.6 'da gösterilmiştir.



Şekil 4.6. İkinci tepe noktası için elde edilen eğri

Üçüncü tepe noktası :

Doğal frekans $\omega_{r3} = 230,126$ Hz;

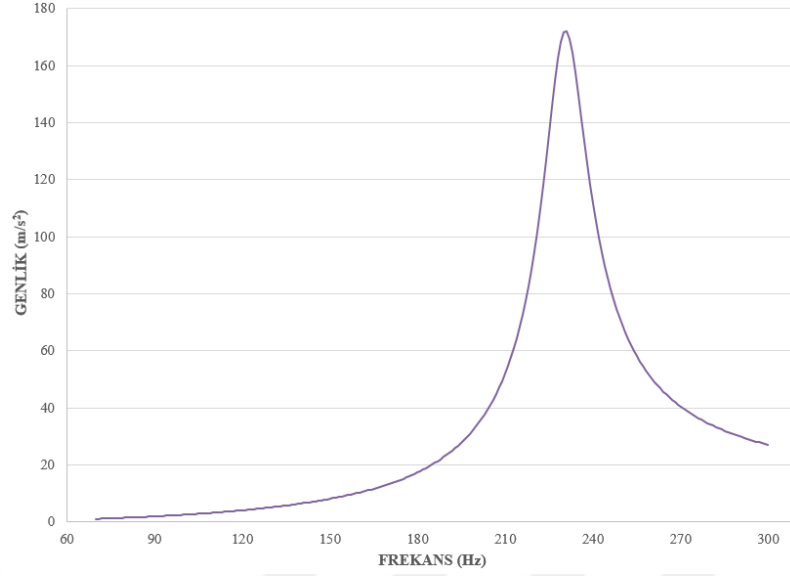
Yarım güç noktaları $\omega_{a3} = 224,789$ Hz; $\omega_{b3} = 239,813$ Hz;

Tepe ivme cevabı genliği $a_{max3} = 171,795$ m/s²;

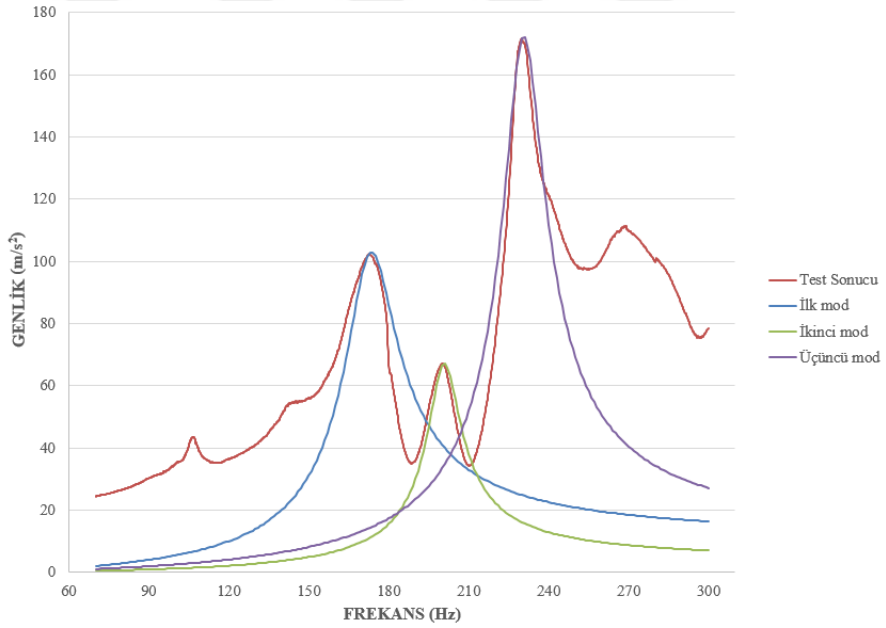
Kayıp faktörü $\eta_3 = 0,06529$;

Modal sabit $A_3 = 11,215$;

Yukarıdaki modal parametreler kullanılarak elde edilen eğri ise Şekil 4.7 'da gösterilmiştir. Ayrıca elde edilen eğriler ve test sonuçları da Şekil 4.8 'de karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.7. Üçüncü tepe noktası için elde edilen eğri



Şekil 4.8. Elde edilen eğrilerle test sonuçlarının karşılaştırılması

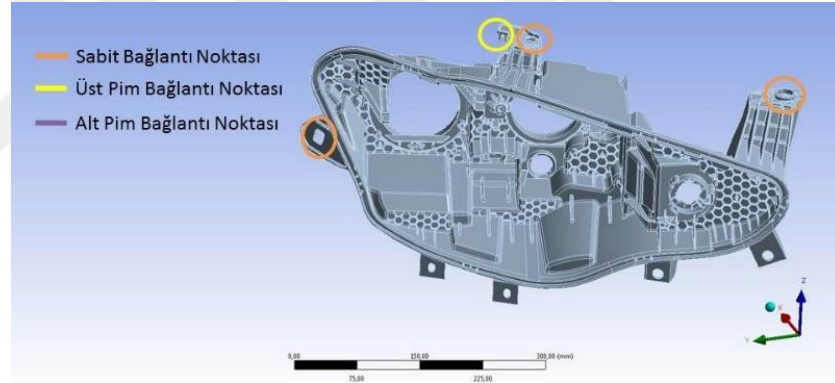
4.3. Sonlu Elemanlar Modeli ile Modal Analiz ve Zorlanmış Titreşim Analizi

Bu çalışmada ele alınan binek araç far gövdesinin sonlu eleman modeli için dört yüzlü; 2140444 adet düğüm noktası ve 1186867 adet eleman içeren Ansys® WB programı kullanılarak sonlu elemanlar yöntemi çözüm ağı oluşturulmuştur. Oluşturulan sonlu elemanlar modeli Şekil 4.9 'da verilmiştir.

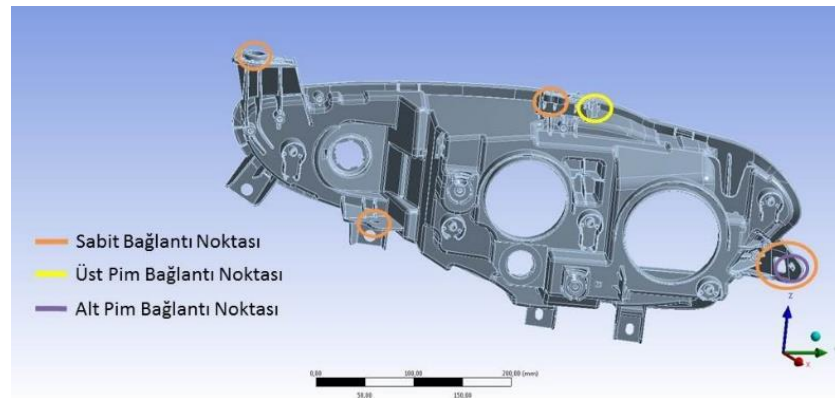


Şekil 4.9. Far gövdesinin sonlu elemanlar ağı

Gövde analiz programında, Şekil 4.10 ve Şekil 4.11’ de gösterilen çalışma şartlarındaki gibi, bağlantı dış yüzeyleri x, y ve z yönlerinde sabitlenmiş, üst pim ise x ve y’de sabitlenip z’te serbest, alt pim ise z ve y’de sabitlenip x’te serbest bırakılmıştır.



Şekil 4.10. Bağlantı noktalarının önden gösterimi



Şekil 4.11. Bağlantı noktalarının arkadan gösterimi

Modal analiz sönümsüz olarak yapılmış olup yapılan analiz sonucunda tüm sıcaklıklar için çıkan sonuçlar sırasıyla Çizelge 4.1. , Çizelge 4.2. ve Çizelge 4.3 'te verilmiştir.

Çizelge 4.1. 23 °C Test ve analiz doğal frekans noktalarının karşılaştırılması

	Analiz	Test	Fark (%)
1. Mod	103,47 Hz	111,12 Hz	6,88
2. Mod	143,97 Hz	144,35 Hz	0,26
3. Mod	171,80 Hz	169,14 Hz	1,57
4. Mod	175,03 Hz	186,72 Hz	6,26
5. Mod	206,81 Hz	203,49 Hz	1,63
6. Mod	223,46 Hz	247,60 Hz	9,74

Çizelge 4.2. -10 °C Test ve analiz doğal frekans noktalarının karşılaştırılması

	Analiz	Test	Fark (%)
1. Mod	109,63 Hz	105,12 Hz	4,29
2. Mod	149,29 Hz	142,51 Hz	4,75
3. Mod	174,29 Hz	171,32 Hz	1,73
4. Mod	186,35 Hz	197,78 Hz	5,77
5. Mod	215,46 Hz	228,65 Hz	5,76
6. Mod	235,78 Hz	266,04 Hz	11,3

Çizelge 4.3. 70 °C Test ve analiz doğal frekans noktalarının karşılaştırılması

	Analiz	Test	Fark (%)
1. Mod	77,11 Hz	74,09 Hz	4,07
2. Mod	97,03 Hz	92,30 Hz	5,12
3. Mod	116,55 Hz	111,27 Hz	4,74
4. Mod	131,07 Hz	136,27 Hz	3,81
5. Mod	151,52 Hz	159,68 Hz	5,11
6. Mod	165,87 Hz	178,41 Hz	7,02

4.4. Harmonik Cevap Analizi ile Test Sonuçlarının Karşılaştırılması

Harmonik analiz, mod toplama yöntemi kullanılarak $19,62 \text{ m/s}^2$ 'lik sabit bir ivme ile 70-300 Hz arasında yapılmıştır.

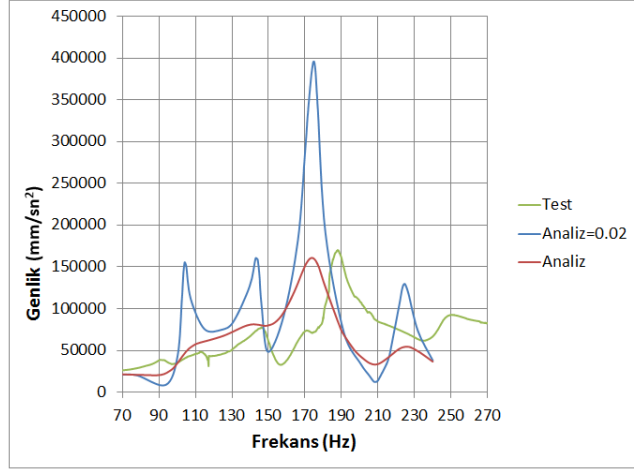
Mod toplama yöntemi, modal analiz sonuçlarının kullanılarak harmonik cevap analizinin çözülmesidir. Tam çözüm metoduna göre daha hızlı olduğu için bu yöntem seçilmiştir.

Harmonik cevap analizinde, test esnasında konulan ivme ölçer noktasını temsil etmek amacıyla yüzeye eksen takımı atılmış ve yaklaşık bir nokta belirlenmiştir. Belirlenen nokta Şekil 4.12 'te gösterilmiştir.

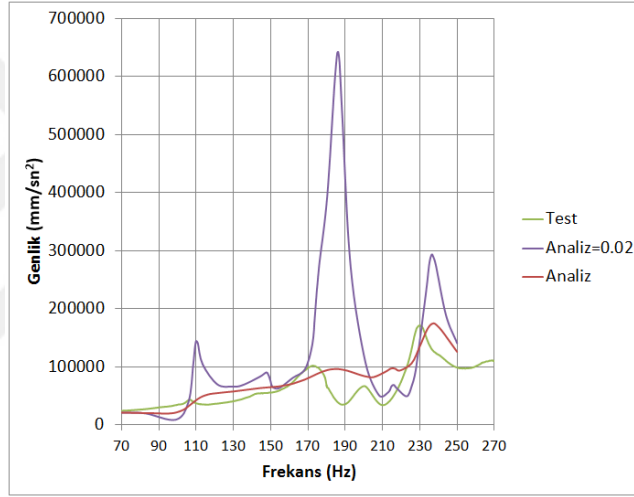


Şekil 4.12. İvme frekans cevabı ölçülen nokta

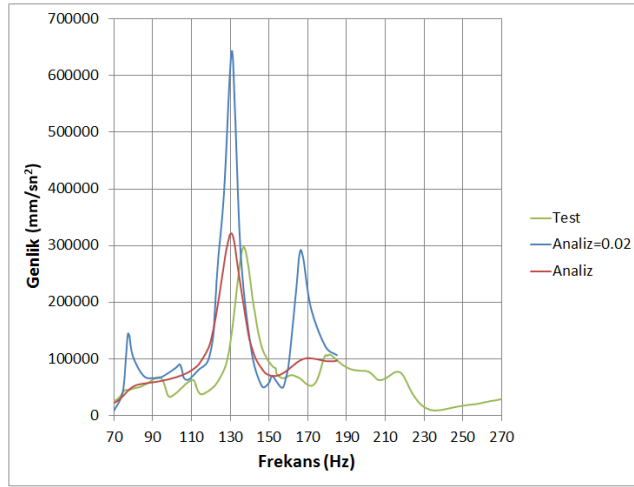
Bu çalışmada 0,02 sabit sönüm oranı ve ilk 6 mod için hesaplanan sönüm oranları analiz programına girilerek sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sonuç grafikleri sırasıyla Şekil 4.13 , Şekil 4.14 ve Şekil 4.15 'de verilmiştir. Ansys® paket programında kullanılan her rezonans bölgesinde farklı sönüm oranları ile hesaplama yapılmasına olanak sağlayan MDAMP komutu sadece ilk 6 mod hesabını yapabildiği için 6. moddan sonra hesaplama kesilmiştir.



Şekil 4.13. 23 °C test ve analiz sonuçlarının karşılaştırılması



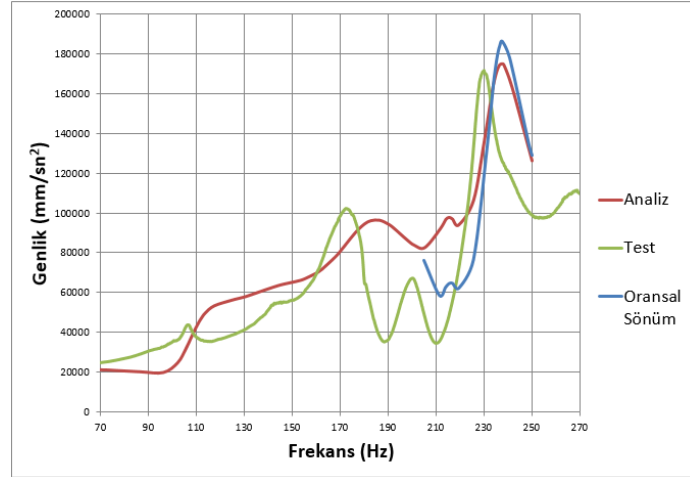
Şekil 4.14. -10 °C test ve analiz sonuçlarının karşılaştırılması



Şekil 4.15. 70 °C test ve analiz sonuçlarının karşılaştırılması

Yukarıdaki sonuçlar incelendiğinde 23 °C ‘ta yapılan analizdeki en yüksek alınan ivme cevabı sabit sönüm oranı ile yapılan analizde 394700 mm/s² ‘dir. Her doğal frekans için yarım güç metodu ile hesaplanan sönüm oranları ile yapılmış analizde ise 160090 mm/s² ‘dir. Test ile karşılaştırıldığında ise bu cevap 167350 mm/s² ‘dir. -10 °C ‘taki sonuçlara bakıldığında sabit sönüm oranı ile yapılan analizde 640250 mm/s² ‘dir , değişken sönüm oranları ile yapılmış analizde ise 171390 mm/s² ‘dir. Test ile karşılaştırıldığında ise bu cevap 168930 mm/s² ‘dir. 70 °C ‘taki sonuçlara bakıldığında sabit sönüm oranı ile yapılan analizde 641610 mm/s² ve her doğal frekans için yarım güç metodu ile hesaplanan sönüm oranları ile yapılmış analizde ise 319160mm/s² ‘dir. Test ile karşılaştırıldığında ise bu cevap 297630 mm/s² ‘dir. Sabit oranla yapılan analizlere bakıldığında sırasıyla 23 °C, -10 °C, 70 °C ‘taki değerler %135,85, %279 ve %115,57 gibi yüksek değerlerde çıkmış buna karşın değişken sönüm oranları ile yapılan analizlerde % 4,33, %1,45 ve %7,23 olmuştur.

Hesaplanan parametreler ile birlikte oransal sönüm modeli de hesaplanmıştır. Oransal sönüm modeli sadece iki tepe noktasını incelediği için hesaplamalar çifter çifter yapılmıştır. Parçanın 23 °C ve 70 °C ortam koşulunda, tüm noktadaki β direngenlik katsayısının tüm değerleri negatif olarak bulunmuştur. Ansys® yazılımı sadece pozitif değerler ile hesap yapabildiğinden negatif değerler ile analiz yapılamamıştır. Sadece -10 °C 4. ve 5. modları arasında hesaplama yapılmıştır. Hesaplanan değerler α katılık matrisi için 2,63 ve β direngenlik matrisi için 0,0000443 olarak bulunmuştur. Bu değerler ise analiz programına girildiğinde çıkan sonuç Şekil 4.16 ‘da verilmiştir.



Şekil 4.16. Oransal sönüm modeli ile yapılan analizin karşılaştırılması

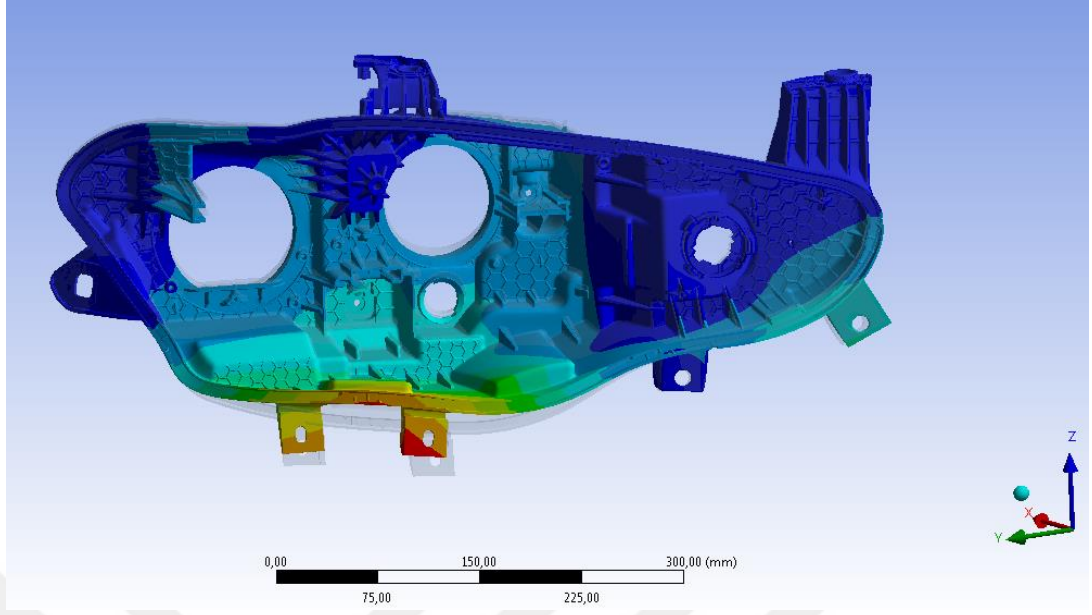
Oransal sönüm modeli ile yapılan analizde ise tepe noktalarının frekansları önceki analizlerin frekansları ile aynıdır. Çünkü daha hızlı olması adına mod toplama yöntemi ile doğal frekanslarının belirlenmesinin ardından oransal sönüm modeli yapılmıştır.

Tepe noktalarına bakıldığında ise test sonucunda 4. mod un cevabı 66480 mm/s^2 , 5. modun cevabı ise 168929 mm/s^2 olmuştur. Oransal sönüm modeli ile yapılan çözümlerde ise bu değerler 64865 mm/s^2 ve 186240 mm/s^2 olmuştur. 4. mod için hata oranı %2,43 5. mod için ise %10,2 olarak bulunmuştur.

4.5. Mod Şekillerinin Stroboskop ile İncelenmesi ve Sonlu Elemanlar Modal Analiz Sonuçları ile Karşılaştırılması

Mod şekilleri bize parçanın rezonans halindeki hareketlerini göstermektedir. Far gövdesinin $23 \text{ }^\circ\text{C}$ ortam sıcaklığındaki 1. mod şekli Şekil 4.17 'de verilmiştir.

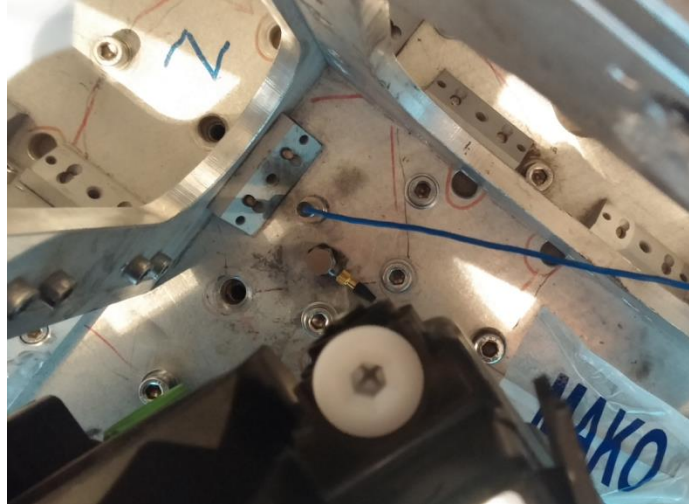
Bu çalışmada rezonans frekansının biraz altında çalıştırılarak yavaş çekimde mod şekillerinin hareketi gözlemlenmiştir. Şekil 4.17' deki analiz sonuçları ile test sonuçlarının birbiri ile yakın olduğu görülmüştür.



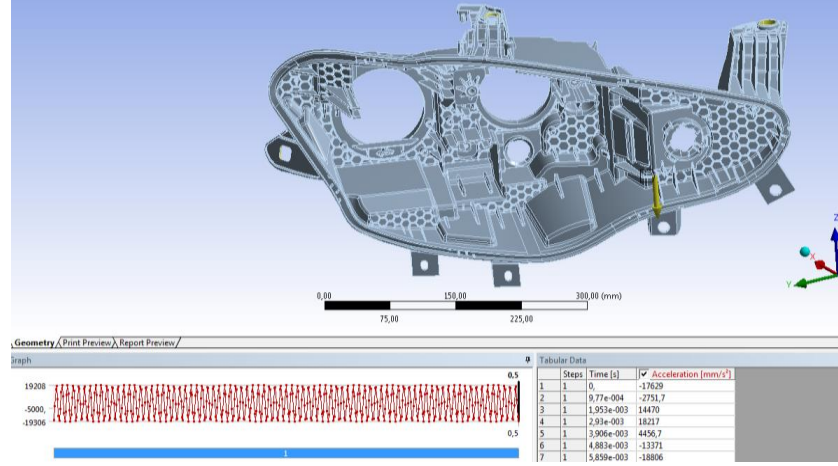
Şekil 4.17. Far gövdesinin 1. mod şekli

4.6. Zamana Bağlı Titreşim Analizi ve Birim Uzama Sinyallerinin Karşılaştırılması

Zamana bağlı titreşim analizi için parça fikstürü üzerine bağlanan Şekil 4.18 'de gösterilen tek eksenli ivme ölçerin 154 s ve 154,5 s aralığındaki sinyalleri alınmıştır. Bu kaydedilen sinyaller Şekil 4.19 'deki gibi sonlu elemanlar analiz programına girilmiştir. Bir tepe noktasıyla diğer tepe noktası arası 20 eş parçaya bölünerek analiz yapılmıştır.



Şekil 4.18. Fikstür üzerine bağlanan ivme ölçer



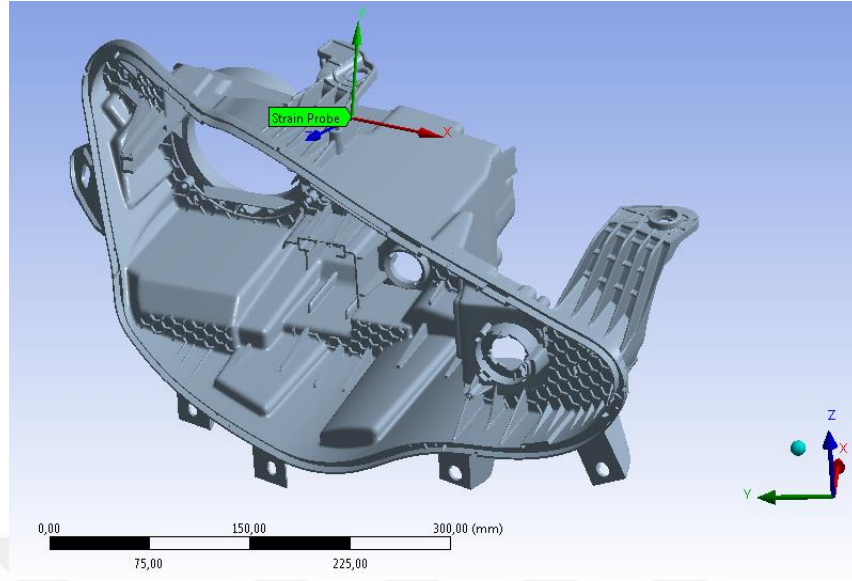
Şekil 4.19. Sonlu elemanlar analiz programına girilmiş ivme verisi

Birim uzama ölçer modal analizi yapılmış parça üzerine ortalama bir gerilme olan bölge üzerine yapıştırılmıştır. Parçanın üstünde herhangi bir yüzeysel işlem olmamasına rağmen parça sıcak olarak ekstrüzyon yöntemiyle basıldığından yüzey kısmındaki yapıda bozulmalar olabilmektedir. Bunu önlemek için birim uzama ölçer yapıştırılmadan önce ince bir zımpara kağıdı ile birim uzama ölçerin yapıştırılacağı plastik yüzeyi zımparalanıp ardından birim uzama ölçer Şekil 4.20 'deki gibi yapıştırılmıştır.



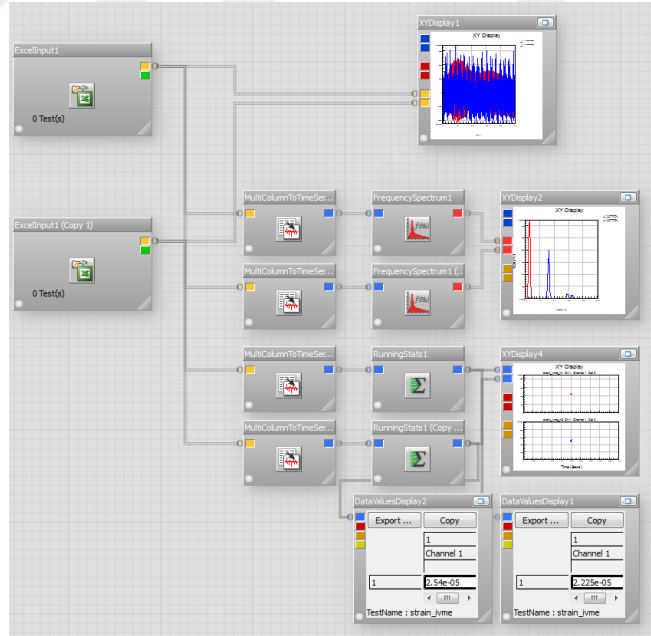
Şekil 4.20. Yapıştırılmış birim uzama ölçer

Yapıştırılan birim uzama ölçer yüzey alanındaki tüm birim uzamayı ölçmektedir fakat programsal olarak bu yapılamadığından birim uzama ölçerin ölçüm alanının orta noktası ölçülmüş ve sonlu elemanlar analiz programında Şekil 4.21 'teki gibi yaklaşık olarak belirlenmiştir. Bu noktaya yeni bir eksen takımı tanımlanarak birim uzama ölçerin ölçüm yönü belirlenmiştir.



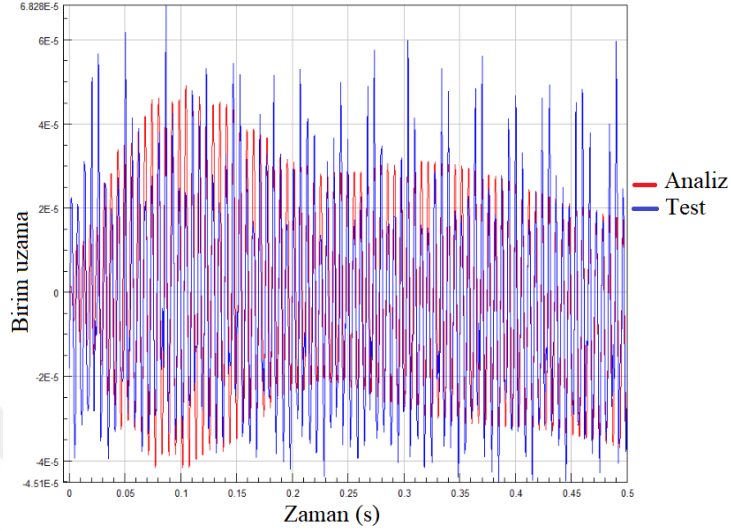
Şekil 4.21. Birim uzama ölçerin orta noktası ve eksen takımının tanımlanması

Yukarıda belirtilen veriler ile program çalıştırılmış ve çözüm yaklaşık olarak 12 gün sürmüştür. Analiz çıktıları ile toplanan veriler nCode® programında kurulan Şekil 4.22 'teki gibi bir boyutlu çözüm şeması kullanılarak ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.22. nCode® programı 1 boyutlu çözüm şeması görüntüsü

Karşılaştırılan birim uzama verileri Şekil 4.23 'te verilmiştir. Kırmızı ile gösterilen veriler sonlu elemanlar analiz sonuçlarını mavi veriler ise test üzerinden toplanan verileri göstermektedir.



Şekil 4.23. Birim uzama verilerinin karşılaştırılma grafiği

Toplanan ve analizden elde edilen birim uzama verilerinin RMS değerleri hesaplandığında, zamana bağlı analizin birim uzama değeri $2,54 \times 10^{-5}$ ve test üzerinden toplanan verilerin ise $2,225 \times 10^{-5}$ olarak bulunmuştur. Test verisinin analiz verisine hata oranı yaklaşık olarak %12,4 olmuştur. Test verisine bakıldığında pozitif alanda maksimum uzama $6,828 \times 10^{-5}$ negatif alanda ise $-4,51 \times 10^{-5}$ olduğu görülmüştür. Analizde ise malzeme doğrusallaştırıldığı için yaklaşık olarak her iki alanda da 4×10^{-5} olarak görülmüştür.

4.7. Doğal Frekans Taramasında Hızlı Fourier Dönüşümü Parametrelerinin Belirlenmesi

Test $23 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ' z eksen yönünde $2g$ 'lik bir ivme $0,5$ oktav/dk tarama hızı ve $1-300$ Hz frekans aralığında yapılmıştır. Binek araç far gövdesi, sarsıcı test düzeneğine gerçek araç üzeri konumunda montajı yapılmış ve Şekil 4.24 'deki gibi yanyana iki adet üç eksenli ivme ölçer bağlanmıştır.



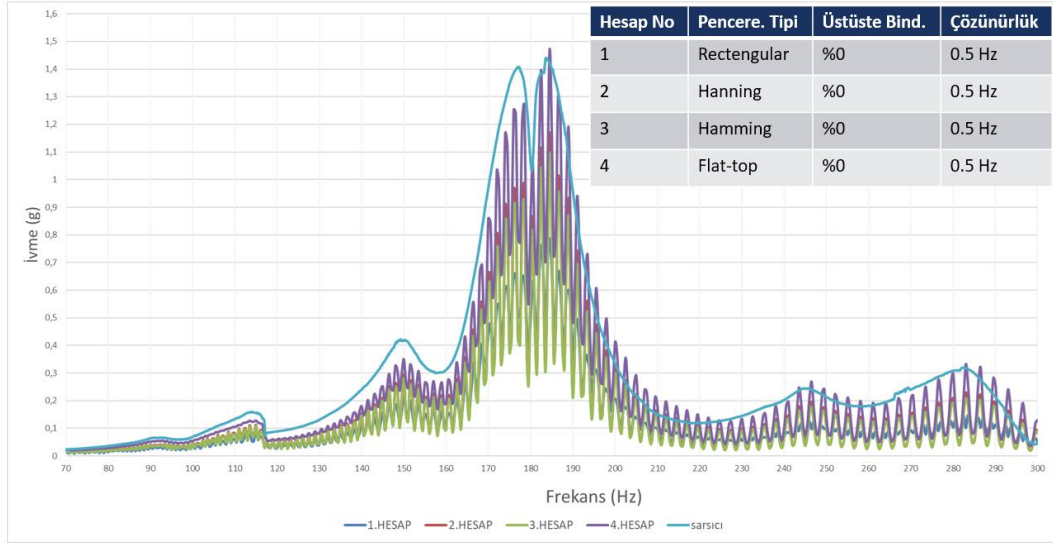
Şekil 4.24. Test düzeneği

İvme ölçerlerden biri sarsıcı bilgisayarına diğeri ise DEWEsoft Sirius HD 16xSTGS veri toplama sistemine bağlanmıştır. İlk ivme ölçerden alınan veriler sinyal düzenleyici tarafından anlık olarak işlenmiştir. İkinci ivme ölçerden alınan veriler ise DEWEsoft Sirius HD 16xSTGS ile zamana bağlı olarak 1024 Hz örnekleme hızı ile kayıt edilmiştir. Kaydedilen bu veriler fourier dönüşümü yardımı ile zaman alanından frekans alanındaki veri haline getirilmiştir. Fourier dönüşümü parametreleri değiştirilerek elde edilen frekans-ivme grafiği sarsıcı test düzeneğindeki frekans-ivme grafiği ile karşılaştırılmıştır.

Bu çalışmada Rectangular, Hanning, Hamming, Flat-top pencereleme fonksiyonları ile çözünürlük 0.5-1 Hz olacak şekilde pencereleme fonksiyonları % 0, % 50, % 90 olarak üstüste bindirilerek hesaplamalar yapıp sarsıcıdan çıkan sonuçlar karşılaştırılmıştır. Yukarıdaki özellikler baz alınarak DEWEsoft X3 programıyla 24 adet hesaplama yapılmıştır ve Çizelge 4.4 oluşturulmuştur. Çizelgenin daha rahat anlaşılabilmesi için her hesaplamada sadece pencereleme fonksiyonu değiştirilmiş ve diğer parametreler sabit olacak şekilde dörderli olarak gruplandırılmıştır.

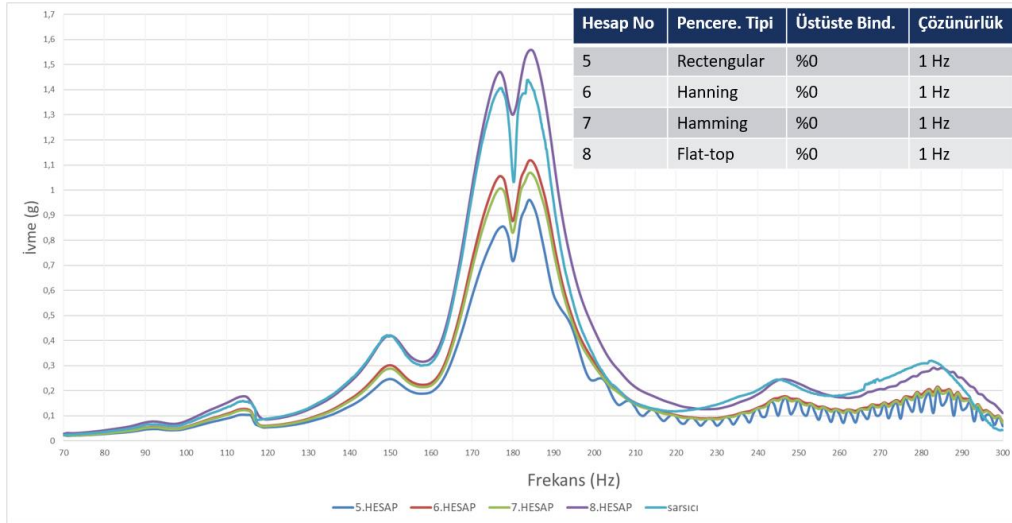
Çizelge 4.4. Test hesaplama çizelgesi

Hesap No	Pencereleme Tipi				Üstüste Bindirme			Çözünürlük	
	Rect.	Hann.	Ham.	Flat.	%0	%50	%90	0,5 Hz	1 Hz
1	x				x			x	
2		x			x			x	
3			x		x			x	
4				x	x			x	
5	x				x				x
6		x			x				x
7			x		x				x
8				x	x				x
9	x					x		x	
10		x				x		x	
11			x			x		x	
12				x		x		x	
13	x					x			x
14		x				x			x
15			x			x			x
16				x		x			x
17	x						x	x	
18		x					x	x	
19			x				x	x	
20				x			x	x	
21	x						x		x
22		x					x		x
23			x				x		x
24				x			x		x



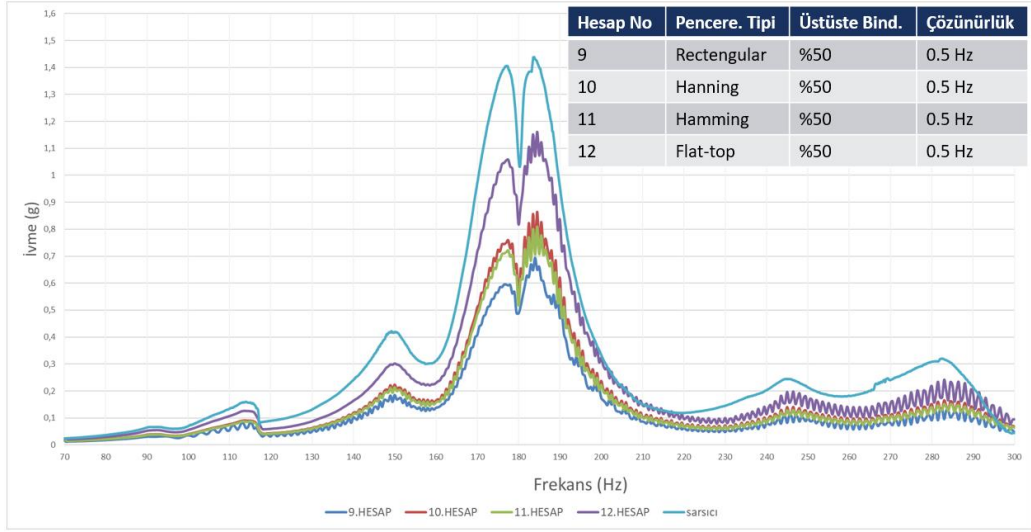
Şekil 4.25. 1.-4. Hesaplama ve sarsıcı ile karşılaştırılması

Şekil 4.25 'de görüldüğü gibi üstüste bindirme yapılmadan, 0,5 Hz çözünürlükte sızıntı problemleri pencereleme fonksiyonuna rağmen giderilememiştir.



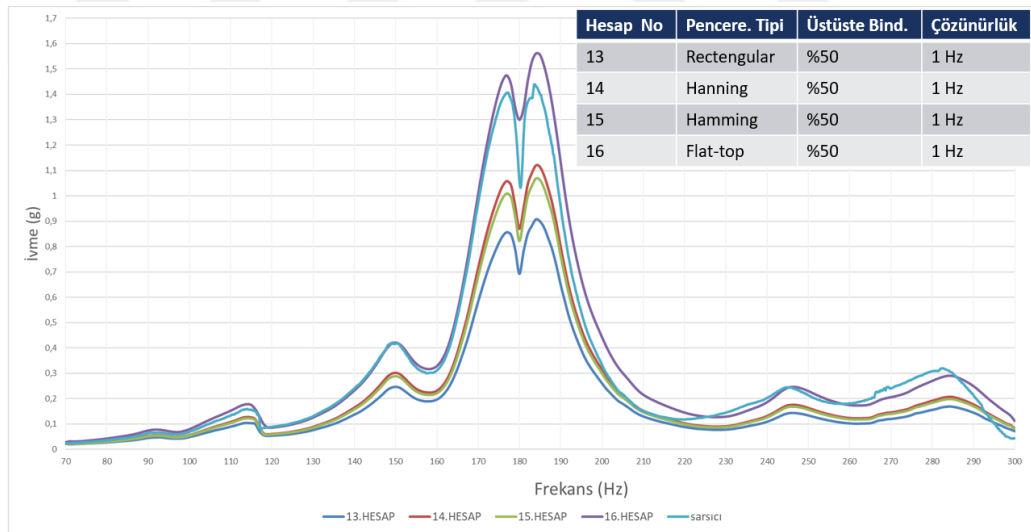
Şekil 4.26. 5.-8. Hesaplama ve sarsıcı ile karşılaştırılması

Şekil 4.26 'te görüldüğü gibi üstüste bindirme yapılmadan, 1 Hz çözünürlükte sızıntı problemleri yüksek frekanslarda ortaya çıkmış, data bozulmuştur fakat 8. hesaplama da yaklaşık bir sonuç elde edilmiştir.



Şekil 4.27. 9.-12. Hesaplama ve sarsıcı ile karşılaştırılması

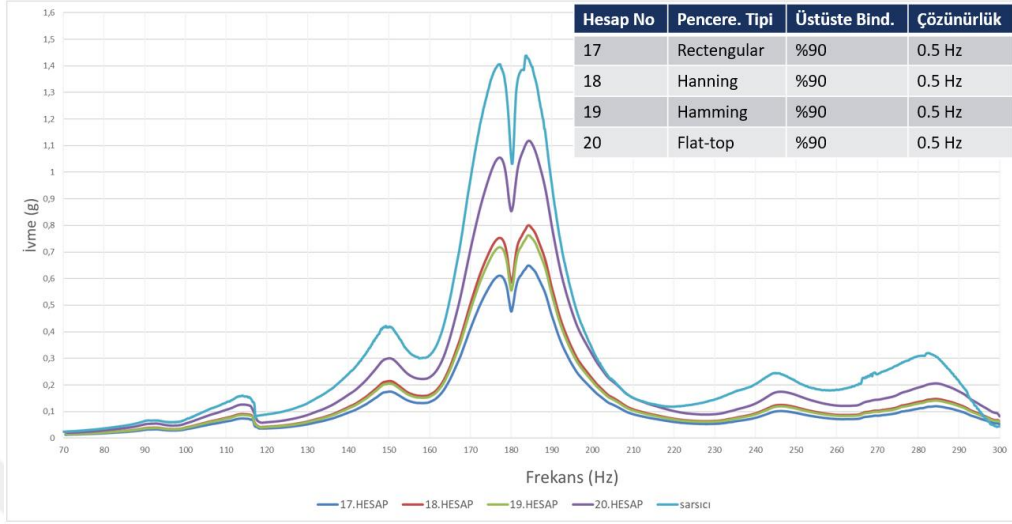
Şekil 4.27 'te %50 üstüste bindirme ile sızıntı problemi hala devam etmekte ve 0.5 Hz çözünürlük ile birlikte genel yönelim benzer olsa da tepe noktalarının birbirinden farklı olduğu görülmüştür.



Şekil 4.28. 13.-16. Hesaplama ve sarsıcı ile karşılaştırılması

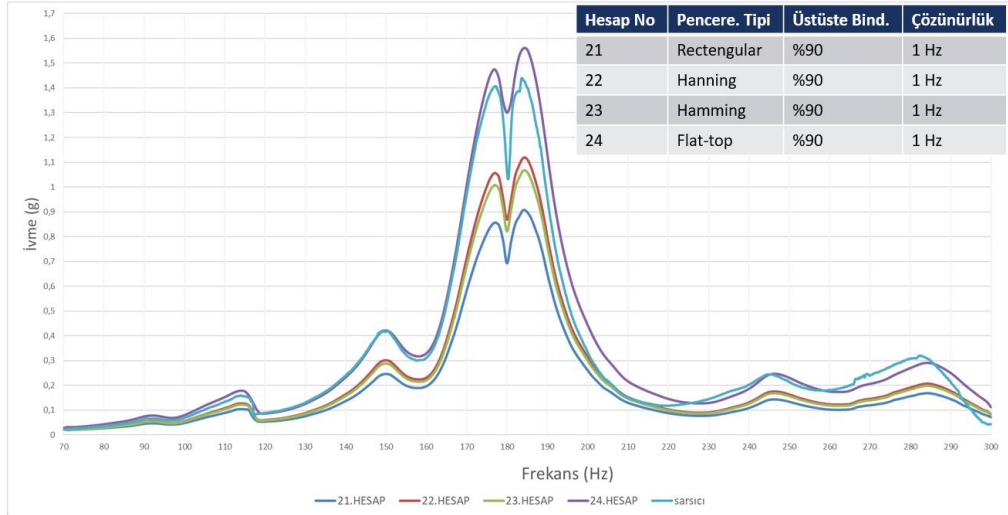
Şekil 4.28 'te görüldüğü gibi 1 Hz çözünürlükte ve % 50 üstüste bindirme parametresi ile Flat-top pencereleme tipi sarsıcı ile en yakın yönelim elde edilmiş ve tepe noktalarının genelde uyumlu olduğu görülmüştür. Analizlerde önem verilen kısım en yüksek tepe

noktası olduğundan yönelim ile birlikte en yüksek tepe noktasının değerleri karşılaştırılmaktadır.



Şekil 4.29. 17.-20. Hesaplama ve sarsıcı ile karşılaştırılması

Şekil 4.29 'da görüldüğü gibi 0.5 Hz çözünürlük ve %90 üstüste bindirme parametresi ile sızıntı problemi giderilmiştir fakat hiçbir hesaplama da yönelim benzer olsa da tepe noktaları değerleri bakımından uyumsuzluk görülmüştür.



Şekil 4.30. 21.-24. Hesaplama ve sarsıcı ile karşılaştırılması

Şekil 4.30 'de görüldüğü gibi 1 Hz çözünürlükte, %90 üstüste bindirme parametresiyle Flat-top fonksiyonunda yönelim bakımından yakın sonuçlar elde edilmiştir ve tepe noktaları da sarsıcı sonuçları ile birbirine yakındır.



5. SONUÇ

Bu çalışma sonrasında far gövdesinin doğal frekansı ve maksimum ivme genlikleri, değişken sönüm oranları analiz programına girilerek en düşük %1,45 en yüksek %7,23 olarak hesaplanmıştır. Modların, 23 °C referans sıcaklığındaki doğal frekans değerlerinin -10 °C ve 70 °C ortam koşullarındaki değişimi Çizelge 5.1’ de verilmiştir.

Çizelge 5.1. Doğal frekans değerlerinin değişimi

	23 °C	-10 °C	Fark(%)	70 °C	Fark (%)
1. Mod	103,47 Hz	109,63 Hz	5,95	77,11 Hz	-25,48
2. Mod	143,97 Hz	149,29 Hz	3,70	97,03 Hz	-32,60
3. Mod	171,80 Hz	174,29 Hz	1,45	116,55 Hz	-32,16
4. Mod	175,03 Hz	186,35 Hz	6,47	131,07 Hz	-25,12
5. Mod	206,81 Hz	215,46 Hz	4,18	151,52 Hz	-26,73
6. Mod	223,46 Hz	235,78 Hz	5,51	165,87 Hz	-25,77

- Gövde sıcaklığının -10 °C ortam sıcaklığına düşmesiyle gövde üzerinde ölçülen doğal frekanslar elastisite modülü ve kesme gerilimi gibi mekanik özelliklere paralel yükselmiştir.
- Gövde sıcaklığı 70 °C yükseldiğinde de yukarıda belirtilen mekanik özellikler ile birlikte doğal frekanslarda düşüş yaşanmıştır.

Titreşim kaynaklı problemlerden bazıları olan ışık titremesi olayı veya yorulmaya bağlı kırılma olaylarını azaltabilmek ve bu problemleri daha tasarım aşamasında tespit edebilmek için sonlu elemanlar analizleri büyük önem arz etmektedir. Modal analizler yapılarak parçalara ait sonlu elemanlar parametreleri, doğal frekansları ve mod şekilleri incelenmektedir. Ancak modal analizlerin doğrusal çözümler gerçekleştirilmesinden ötürü malzeme doğrusal olarak kabul edilmekte çözümler bu şekilde gerçekleştirilmektedir.

Bu çalışmada, otomotiv aydınlatma sektöründe sıklıkla kullanılan malzemelerden biri olan polipropilenin (PP) bir türevi, talk katkılı polipropilen (PP TD40) malzemeden üretilmiş binek araç far gövdesinin sarsıcı ile deneysel modal analiz testi gerçekleştirilmiştir. Çıkan sonuçlar ile yarım güç metodu kullanılarak modal sabit, kayıp

faktörü ve sönüm oranı gibi analiz parametreleri türetilmiş ve bu parametreler ışığında sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Sonlu elemanlar analizi sonucunda ise malzeme özellikleri doğrulanmış ve ardından zamana bağlı titreşim analizi gerçekleştirilmiştir. Toplanan birim uzama verileri ile zamana bağlı titreşim sonuçları karşılaştırılmıştır. Toplanan veriler ile analiz arasındaki fark %12,4 olarak bulunmuştur.

Yukarıdaki paragrafı özetleyecek olursak:

- Değişken sönüm oranı ile hesaplanan veriler sabit sönüm oranla hesaplanan verilerden daha yüksek oranda yakınlık göstermiştir.
- Rayleigh oransal sönüm oranı ile değişken sönüm oranından daha yakın sonuçlar elde edilmiştir.
- Rayleigh sönüm oranı negatif değerlerde kullanılmadığı ayrıca sadece iki tepe noktası arasındaki hesaplanabildiği için çok kullanışlı olmadığı görülmüştür.

Günümüzde otomotiv sektörü için maliyet baskısı giderek arttığından testleri daha ucuza mal etmek önemli gelişmelerden biridir. Sarsıcı test düzeneği ile gerçekleştirilen testler ek maliyet getirdiğinden kompleks sistemler yerine, test esnasında kayıt edilen verilerin dönüştürülerek sonradan işlenebilmesi daha az maliyetlidir. Bu yüzden sarsıcı test düzeneği üzerine bağlanan ivme ölçerler yardımıyla fourier dönüşümleri yapılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda, 1 Hz çözünürlükte ve %50, %90 üstüste bindirme parametresi ile Flat-top pencereleme fonksiyonu sonucunda sarsıcı ile yaklaşık sonuçlar elde edilmiştir. 1024 Hz örnekleme hızında, 1 Hz çözünürlükte %50 ve %90 üstüste bindirme parametresi sonuçlarına bakıldığında, üstüste bindirme parametresi sonuçlara etki etmemiş sadece sızıntı problemini gidermiştir. 24. hesaplama ile sarsıcı sonuçları arasında en yüksek tepe noktaları karşılaştırıldığında fark %9,78 olarak ölçülmüştür. Diğer tepe noktalarında fark daha az olsa da dikkat edilen değer en yüksek ivme cevabı alınan tepe olduğundan sadece en yüksek ivme cevabı tepe karşılaştırılmıştır. 1024 Hz örnekleme hızında 0,5 Hz çözünürlükte yakın sonuçlar elde edilememiş ve sızıntı probleminin giderilebilmesi için her çözünürlüğe göre üstüste bindirme parametresinin değiştiği gözlemlenmiştir.

Yukarıda paragraftaki önemli noktalar aşağıdaki gibi sıralanmıştır:

- Flat-top pencereleme tipinde diğer pencereleme tiplerine göre daha yakın sonuçlar elde edilmiştir
- Üst üste bindirme parametresi %50 'den sonra aynı sonuçları göstermiştir.
- Bu çalışmadaki örnekleme hızı ve toplanan veride çözünürlük 1 Hz altına düştüğünde verinin bozulduğu gözlemlenmiştir.



KAYNAKLAR

- Anonim, 2015b.** ES-20-320 Air Cooled Shaker, Dongling Technologies, www.donglingusa.com (Erişim tarihi: 20.05.2019)
- Anonim, 2017a.** Veri Toplamada Aliasing Nedir ve Nasıl Engellenir ? <http://blog.dta.com.tr/veri-toplamada-aliasing-nedir-ve-nasil-engellenir/> (Erişim tarihi:19.08.2019)
- Anonim, 2017b.** PCB 352B04, PCB Piezotronics MTS Systems Corporation, www.pcb.com/Products.aspx?m=352B (Erişim tarihi: 20.05.2019)
- Anonim, 2017c.** PCB 356A02, PCB Piezotronics MTS Systems Corporation, www.pcb.com/Products.aspx?m=356A02 (Erişim tarihi: 20.05.2019)
- Anonim, 2017d.** KFP Serisi Plastikler için Birim uzama ölçer, KFP-5-120-C1-65L2M3R tip tek eksenli birim uzama ölçer. www.kyowa-ei.com/eng/product/category/strain_gages/kfp/ (Erişim tarihi: 20.05.2019)
- Anonim, 2017e.** DEWESoft Sirius HD 16xSTGS Veri Toplama Sistemi, www.dewesoft.com (Erişim tarihi: 20.05.2019)
- Anonim, 2017f.** Monarch Instruments Nova-Strobe LED taşınabilir Stroboskop, www.monarchinstrument.com/product.php?ID=55 (Erişim tarihi: 20.05.2019)
- Anonim, 2019a.** Zaman alanındaki grafiğın frekans alanında görünümü, <https://www.ifm.com/us/en/us/real-time-maintenance/vibration/technology/frequency-domain> (Erişim tarihi: 20.05.2019)
- Anonim, 2019b.** Örnek bir far görüntüsü, <http://www.mako.com.tr> (Erişim tarihi: 20.05.2019)
- Bauer, H. 1999.** Automotive Electric/Electronic Systems Lighting Technology. *Springer Vieweg*, Bosch GmbH, Stuttgart, Germany. doi: 10.1007/978-3-658-01784-2.
- Bouakkaz, A. O., Albedah, A., Bouiadjra, B. B., Khan, S. M. A., Benyahia, F., Elmeguenni, M. 2018.** Effect of temperature on the mechanical properties of polypropylene–talc composites. *Journal of Thermoplastic Composite Materials*, vol. 31(7): 896–912, doi: 10.1177/0892705717729016.
- Braun, S. 2010.** The synchronous (time domain) average revisited. *Proceedings of ISMA2010*, Technion City, Haifa, Israel.
- Chang, W., Lin, K., Hsueh, C., Chang, J. 2011.** Vibration Test Specification Design and Reliability Analysis. *SAE International Journal of Material Manufacturing*, 675-684.
- Chowdhury, I. ve Dasgupta, P. S. 2003.** Computataion of Rayleigh Damping Coefficients for Large Systems. *The Electronic Journal of Geotechnical Engineering*, 43, 6855-6868.
- Çolakoğlu, M. 2006.** Damping and vibration analysis of polyethylene fiber composite under varied temperature. *Turkish Journal of Engineering and Enviromental Sciences*, Vol 30-6, s351-357.
- Dippel, B., Johlitz, M., Lion, A. 2014.** Thermo-mechanical couplings in elastomers – experiments and modeling. *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*, Vol 95-11 doi: 10.1002/zamm.201400110.
- Doh, J., Kim, S.-W., ve Lee, J. 2017.** Reliability assessment on the degradation properties of polymers under operating temperature and vibration conditions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering*, 232(13), 1782-1798, (2017), doi: 10.1177/0954407017735263.

- Ediz, B., Çal, T., Ay, E., Çetin, S.T. 2017.** Comparison of vibration durability test specifications with respect to fatigue damage & validation Study. *European Mechanical Science* 2017, 1(4): 141-150.
- Elkhatib, F., Poorman, T. 2007.** Resonant frequency prediction of automotive lamps. *SAE Technical Paper Series*, doi: 10.4271/2007-01-0603.
- He, J. , Fu, Z.F. 2001.** Modal analysis. Butterworth – Heinemann, 304 pp.
- Jung, S. S., Jeon, B. S., Jin, J., Lee, Y. B. 2014.** Measurement of the loss factor and the young's modulus in acrylonitrile butadiene styrene and polymethyl methacrylate by using an acoustic wave generator. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, Vol. 15, No. 12, s. 2493-2497, doi: 10.1007/s12541-014-0619-z.
- Kelly, S. G. 2012.** Mechanical vibrations theory and applications, *Cengage Learning*, Stamford, ABD, 876 sf.
- Kharche, S., Karajagi, P., Kulkarni, R. 2016.** Design development and vibration analysis of MCM300 headlamp. *International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT)*, vol 38(3): 168-175, doi: 10.14445/22315381/IJETT-V38P230.
- Limaye, G. 2013.** High temperature vibration fatigue life prediction and high strain rate material characterization of lead-free solders. *Yüksek lisans tezi*, Auburn University, Alabama, ABD.
- Neelavarapu, R. 2014.** Determination of young's modulus and poisson's ratio of pmma material using strain gages, Summer research internship report, Department of Mechanical Engineering, Indian Institute of Technology Guwahati, Assam, India.
- Norwinski, S., Postawa, P., Sachajko, R., Palutkiewicz, P., Stachowiak, T. 2019.** The investigations of thermomechanical properties of polypropylene composites. *Advances in Polymer Technology*, vol 2019, doi: 10.1155/2019/1267692.
- Okeke, C. P., Thite, A. N., Durodola, J. F., Fellows, N. A., Greenrod, M. T. 2018.** Modelling of hyperelastic polymers for automotive lamps under random vibration loading with proportional damping for robust fatigue analysis. *Procedia Structural Integrity*, vol 13: 1460–1469, doi: 10.1016/j.prostr.2018.12.302
- Okeke, C. P., Thite, A. N., Durodola, J. F., Greenrod, M. T. 2019.** Fatigue life prediction of Polymethyl methacrylate (PMMA) polymer under random vibration loading. *Procedia Structural Integrity*, vol 17: 589–595, doi: 10.1016/j.prostr.2019.08.079
- Özuygur, A. R., Gündüz, A. N. 2014.** Elastik zeminle dinamik olarak etkileşen tek serbestlik dereceli yapıların optimal kontrolü. *İMO Teknik Dergi*, 6581-6600.
- Pandiyanayagam, G., Barida, P., Patil, Y. 2011.** Experimental and modeling studies towards random vibration. *SAE Technical Paper Series*, doi: 10.4271/2011-26-0118.
- Ryu, K., Yi, H. 2018.** Wire mesh dampers for semi-floating ring bearings in automotive turbochargers: Measurements of structural stiffness and damping parameters. *Energies*, Vol 11-4 doi:10.3390/en11040812.
- Sarıgül, S. A. 2017.** Bir çubuğun modal analizi, <http://makina.deu.edu.tr/wp-content/uploads/2017/09/7frekans.pdf>. (Erişim tarihi:19.08.2019)
- 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.
- Sevgi, L., Uluşık, Ç. 2006.** A labview-based virtual instrument for engineering education: a numerical fourier transform tool. *Turkish Journal of Electrical Engineering and Computer Sciences*, Vol 14-1, 129-152.

- Shi, J., Si, G., Li, S., Oresanya, B., Zhang, Y. 2018.** Feature extraction based on the fractional Fourier transform for vibration signals with application to measuring the load of a tumbling mill. *Control Engineering Practice*, Vol 84, 238-246, doi:10.1016/j.conengprac.2018.11.012.
- Singiresu, S. R. 2016.** Vibration measurement and applications: *Mechanical vibration*. Editör: Pala, Y; s. 15-940.
- Uyar, M., Yıldırım, S., Gençoğlu, M. T. 2013.** Güç kalitesi problemlerinin analizi için işaret işleme yöntemlerinin karşılaştırılması. *Fırat Üniversitesi Mühendislik Bilim Dergisi*, Sayı 25-1, s21-31.
- Wulf, J., Reich, A. 2002.** Temperature loads in headlamps. *SAE World Congress and Exhibition*, Detroit, USA.
- Xie, K. I. 2007.** Automotive light assembly failure detection. *Yüksek lisans tezi*, Queen's University, Ontario, Kanada.
- Yao, J., Tang, B., Zhao, J. 2016.** Improved discrete fourier transform algorithm for harmonic analysis of rotor system. *Measurement*, Vol 83, s57-71.
- Yelek, İ. 2018.** Otomotiv aydınlatma gruplarında gövde ve reflektör arasında kullanılan yay bağlantısının farklı sonlu eleman teknikleriyle modellenmesi ve doğrulanması. *Yüksek lisans tezi*, BUÜ, Makina Müh. Anabilim Dalı, Bursa.
- Yusuf, A.I., Amin, N.M., 2015.** Determination of rayleigh damping coefficient for natural damping rubber plate using finite element modal analysis. *InCIEC 2014*, 713-725, doi: 10.1007/978-981-287-290-6_62.
- Zhou, Y., Mallick, P. K. 2005.** Fatigue performance of an injection molded talc-filled polypropylene. *Polymer engineering and science*, vol 45:510-516, doi: 10.1002/pen.20284.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Birhat Sönmezay
Doğum Yeri ve Tarihi : Kırcaali / 1987
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu
Lise : Turhan Tayan Anadolu Lisesi / 2006
Lisans : Hitit Üniversitesi – Makine Mühendisliği / 2012

Çalıştığı Kurum/Kurumlar :
: Durmazlar Makina / 2013-2017
: Magneti Marelli MAKO / 2017-

İletişim (e-posta) : birhat@gmail.com

Yayımları :
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.

Ay, E., Ediz, B., Sönmezay, B., Telli Çetin, S., 2019. Modal Analysis of Lenses Used in Automotive Lighting Industry and Obtaining MAC Matrix, International Journal of Engineering and Applied Sciences, Vol 11-2, 401-413.