



T.C.
Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü

BİR BİNEK ARAÇ GÜNDÜZ FARININ
SONLU ELEMAN MODELİNİN
BİLGİSAYARDA ŞOK TESTLERİ İÇİN
GÜNCELLENMESİ VE DOĞRULANMASI

Barış EDİZ

Yüksek Lisans Tezi

BİR BİNEK ARAÇ GÜNDÜZ FARININ
SONLU ELEMEN MODELİNİN
BİLGİSAYARDA ŞOK TESTLERİ İÇİN
GÜNCELLENMESİ VE DOĞRULANMASI

Barış EDİZ



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR BİNEK ARAÇ GÜNDÜZ FARININ SONLU ELEMEN MODELİNİN
BİLGİSAYARDA ŞOK TESTLERİ İÇİN GÜNCELLENMESİ VE
DOĞRULANMASI

Barış EDİZ

Yrd. Doç. Dr. Sevda TELLİ ÇETİN

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA - 2018
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Barış EDİZ tarafından hazırlanan "BİR BİNEK ARAÇ GÜNDÜZ FARININ SONLU ELEMAN MODELİNİN BİLGİSAYARDA ŞOK TESTLERİ İÇİN GÜNCELLENMESİ VE DOĞRULANMASI" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Yrd. Doç. Dr. Sevda TELLİ ÇETİN

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

Üye: Yrd.Doç.Dr. Sevda TELLİ ÇETİN
U.Ü. Müh.Fakültesi,
Makine Mühendisliği

Üye: Doç.Dr. Hakan GÖKDAĞ
BTU DBMM. Fakültesi,
Makine Mühendisliği

İmza

İmza

İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım



Prof. Dr. Ali BAYRAM
Enstitü Müdürü
21.12.2019

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

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

beyan ederim.

.../.../2018

İmza

Ad ve Soyadı

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BİR BİNEK ARAÇ GÜNDÜZ FARININ SONLU ELEMAN MODELİNİN BİLGİSAYARDA ŞOK TESTLERİ İÇİN GÜNCELLENMESİ VE DOĞRULANMASI

Barış EDİZ

Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Sevda TELLİ ÇETİN

Bu çalışmada bir otomotiv gündüz farı üzerinde elektrodinamik sarsıcı ile rezonans taraması yapılmıştır. Rayleigh oransal sönüm öngörülerek ivme cevap eğrisi rezonans noktaları kullanılarak sistemin α kütle ve β katılık sönüm matris çarpanları belirlenmiştir ve sonlu elemanlar modeli güncellenmiştir. SAE J577 ve 30g yarım sinüs şok testleri sırasında ürün bağlantı noktaları üzerinden ivme sinyali ve ürün üzerinde belirli bir nokta üzerinden birim uzama ölçer ile birim uzama sinyalleri ölçülmüştür. İvme sinyalleri sonlu elemanlar analizinde girdi olarak kullanılmıştır. Zamana bağlı sonlu elemanlar analizi sonucunda elde edilen birim uzama değerleri ile test sonucunda elde edilen birim uzama sinyali karşılaştırılmıştır. Hesaplamalar doğrusal analiz metodu olan “Cevap Spektrumu” (CS) analiz metodu ile tekrar edilmiş ve sonuçlar zamana bağlı analiz sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. İki analiz metodu hesaplama süreleri ve uygulanabilirlik açısından karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Otomotiv Aydınlatma, Otomotiv Gündüz Farı, Şok, CS, ŞCS, KTKK, SAE J577 Şok Testi, Yarım Sinüs Şok Testi, Modal Analiz, Rezosans Tarama, Sonlu elemanlar modeli güncelleme

2018, xi + 68 sayfa

ABSTRACT

MSc Thesis

UPDATING AND VERIFYING THE FINITE ELEMENT MODEL OF A PASSENGER VEHICLE DAYTIME RUNNING LIGHT FOR COMPUTER SHOCK TESTS

Barış EDİZ

Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Asst. Prof. Dr. Sevda TELLİ ÇETİN

In this study, resonance search has been performed on one automotive day time running light (DRL) by the use of an electrodynamic vibration shaker. By the assumption of Rayleigh proportional damping; α mass and β stiffness damping matrix multipliers have been determined from the resonance points of acceleration frequency response curve. As a result; finite element model (FEM) has been updated. During SAE J577 and 30g half sinus shock tests; acceleration data have been collected from the fixation points by the accelerometers and strain data have been collected on a determined point by a strain gage. Collected acceleration signals have been applied on FEM as load inputs. Strain results from the transient finite element analysis and collected test strain signal have been compared. Calculations have also been made by a linear shock response analysis method (RS) and results have been compared. Two analysis methods have been compared and feasibility of each of them has been evaluated.

Keywords: Automotive Lighting, Automotive Day Time Running Light (DRL), Shock, RS, SRS, SRSS, SAE J577 Shock Test, Half Sine Shock Test, Modal Analysis, Resonance Research, FEA Model Update

2018, xi + 68 pages

TEŐEKKÖR

Hayatım boyunca desteklerini hi bir zaman esirgemeyen aileme, bu tez alıőmasında ve yűksek lisans eęitimim boyunca bana yol gűstermiő olan deęerli hocalarım Prof. Dr Osman KOPMAZ ve Yrd. Doç. Dr. Sevda TELLİ ÇETİN'e, Yűksek Lisans yapmam için beni teővik eden Magneti Marelli Mako Yűnetimine, testler sırasından benden desteklerini esirgemeyen Ar-Ge departmanı test ve doęrulama bűlűműne teőekkűrlerimi sunarım.

Barış EDİZ
.../.../2018

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xi
1 GİRİŞ.....	1
2 KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	4
3 MATERYAL VE YÖNTEM.....	7
3.1 Modal Analiz.....	7
3.1.1. Tek Serbestlik Dereceli Bir Sistemin FCF'leri.....	7
3.1.2. Çok Serbestlik Dereceli Bir Sistemin Serbest ve Harmonik Olarak Zorlanmış Titreşimi.....	9
3.1.3. Sönümsüz Çok Serbestlik Dereceli Sistemin Diklik Özellikleri.....	11
3.1.4. Çok Serbestlik Dereceli Sönümsüz Bir Sistemin FCF'leri.....	12
3.1.5. Sönümlü Çok Serbestlik Dereceli Sistemin Modal Analizi.....	13
3.1.6. Oransal Sönüm Modeli.....	13
3.1.7. Sönümlü Çok Serbest Dereceli Sistemin FCF'leri.....	14
3.2 Frekans Cevap Fonksiyonu Ölçümü.....	14
3.2.1. Genel Ölçüm Şeması.....	14
3.2.2. Uyarı Kuvvetinin Seçimi.....	16
3.2.3. Frekans Alanında Modal Analiz Metodları.....	17
3.3 Şok Analizi.....	19
3.3.1. Yarım Sinüs Şok.....	19
3.3.2. Terminal Tepe Testere Tipi Şok.....	20
3.3.3. Şok Cevap Spektrumu (ŞCS).....	20
3.4 Fourier Dönüşümü.....	24
3.5 Lanczos Metodu.....	26
3.6 Modal Kombinasyon Kuralları.....	27
3.7 Test, Ölçüm Aletleri, Analiz Paket Programları.....	29
3.7.1. SAE J577 Mekanik Şok Makinası.....	29
3.7.2. Sarsıcı.....	29
3.7.3. İvme Ölçerler.....	31
3.7.4. Birim Uzama Ölçer.....	33
3.7.5. Sinyal Ölçüm Sistemi.....	33
3.7.6. Stroboskop.....	34
3.7.7. Paket Programlar.....	34
4. BULGULAR.....	35
4.1. Otomotiv Gündüz Farı Üzerinde Rezonans Tarama Testi ve Sonlu Elemanlar Analizleri.....	35
4.1.1. Rezonans Tarama Testi Verileri Kullanılarak Yapının Modal Parametrelerinin Belirlenmesi.....	37
4.1.2. Sonlu Elemanlar Modeli ile Modal Analiz ve Zorlanmış Titreşim Analizi.....	40
4.1.3. Sonlu Elemanlar Harmonik Cevap Analizi Sonuçlarının Test Sonucu Elde Edilen İvme Cevap Fonksiyonu ile Karşılaştırılması.....	42
4.1.4. Mod Şekillerinin Stroboskop ile İncelenmesi ve Sonlu Elemanlar Modal Analiz sonuçları ile Karşılaştırılması.....	44

4.2.	Otomotiv Gündüz Farı Üzerinde Şok Testleri ve Sonlu Eleman Analizleri	45
4.2.1.	SAE J577 Mekanik Şok Testi ve Sonlu Eleman Analizleri	45
4.2.2.	Yarım Sinüs Şok Testi ve Sonlu Eleman Analizleri	56
5.	TARTIŞMA VE SONUÇ	62
	KAYNAKLAR	65
	ÖZGEÇMİŞ	67



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
f_0	Doğal frekans
ω_r	Doğal frekans (Hz)
a_0	Fourier serisi sabiti
a_n	Fourier serisi sabiti
b_n	Fourier serisi sabiti
Ω	Frekans (Hz)
1σ	Gauss dağılımının %68,3'ü
2σ	Gauss dağılımının %95,4'ü
3σ	Gauss dağılımının %99,73'ü
$u(t)$	Genelleştirilmiş cevap
$l(t)$	Genelleştirilmiş uyarı
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)
D_j	j'ninci mod için nodal yer değiştirme
D_j^{maks}	j'ninci mod için nodal yer değiştirmenin maksimumu
Q	Kalite faktörü $1/2\zeta$
[K]	Katılık matrisi (N/m)
β	Katılık matrisi sönüm çarpanı
η	Kayıp faktörü
kN	Kilo Newton
k Ω	Kilo ohm
kg	Kilogram
$X(\omega)$	Kompleks genlik (m)
F_0	Kuvvet (N)
{F}	Kuvvet vektörü (N)

m	Kütle (Kg)
[M]	Kütle matrisi (Kg)
α	Kütle matrisi sönüm çarpanı
$[\phi]_j$	Kütleye göre normalize edilmiş modal matrisin j' ninci elemanı
M Ω	Mega ohm
μ s	Mikro strain
mA	Mili amper
ms	Mili saniye
mV	Mili volt
Y(ω)	Mobilite (m/sN)
$\{\psi\}$	Mod vektörü
A	Modal sabit
N	Newton
Ω	Ohm
kS/s	Örnekleme hızı
T	Periyot (s)
$\alpha(\omega)$	Reseptans (m/N)
j	Sanal sayı, $\sqrt{-1}$
s	Saniye
ζ	Sönüm oranı
Ω	Şok ivme frekansı π/τ (rad/s)
\ddot{x}_m	Şok ivme genliği (m/s ²)
τ	Şok sinyali süresi (s)
T_d	Tridiagonal matris
c	Viskos sönüm (Ns/m)
W	Watt
h	Yapısal sönüm N/m
k	Yay sabiti (N/m)
x	Yer değiştirme (m)
{X}	Yer değiştirme vektörü (m)

Kısaltmalar

ABS
ADD
BMC
DAD
DA
DŞKOKT
RTPMC
FCF
ÇSD
MPGSEM
OÖE

Açıklama

Akrilonitril Bütadien Stiren
Analog'tan Dijitale Dönüştürücü
Cam Elyaf Katkılı Polyester
Dijitalden Analoga Dönüştürücü
Doğru Akım
D Şeklinde Koruyucusu Olan Konnektör Tipi
Rastgele Titreşim Profilinin Maksimum Cevabı
Frekans Cevap Fonksiyonu
Çok Serbestlik Dereceli
Modal Parametreleri Güncellenmiş Sonlu Elemanlar Modeli
Orta Ölçekli Entegrasyon

MKTM	Modal Kombinasyon Toplama Metodu
PC	Polikarbonat
EDK	Elektronik Devre Kartı
PMMA	Polimetilmetakrilat
KO	Karekök Ortalama
CS	Cevap Spektrumu
SAE	Otomotiv Mühendisleri Derneği
TSD	Tek Serbestlik Dereceli
S-N	Malzeme Yorulma Eğrisi
ŞCS	Şok Cevap Spektrumu
KTKK	Karelerinin Toplamının Kare Kökü
TEVD	Transduser Elektronik Veri Dosyası



ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 3.1 Tek Serbestlik Dereceli Sistem	8
Şekil 3.2 İki Serbestlik Dereceli Sistem	9
Şekil 3.3 Ayırıştırılmış Çok Serbestlik Dereceli Sistem	12
Şekil 3.4 Sarsıcı ile FCF Ölçüm Kurulumu	15
Şekil 3.5 Piezoelektrik İvme Ölçer	15
Şekil 3.6 Tipik Bir İvme Ölçer Kartı	16
Şekil 3.7 Piezoelektrik Kuvvet Çeviricisi Diyagramı	16
Şekil 3.8 ÇSD FCF için TSD öngörüsü	18
Şekil 3.9 Tepe Tutma Metodu	19
Şekil 3.10 Yarım Sinüs Şok	19
Şekil 3.11 Terminal Tepe Testere Tipi Şok	20
Şekil 3.12 Farklı Doğal Frekanslara Sahip Kütle Yay Sistemleri	21
Şekil 3.13 İvmeye Maruz Tek Serbestlik Dereceli Doğrusal Sistem	22
Şekil 3.14 Yarım Sinüs Şok İçin Standardize Edilmiş Şok Cevap İçeriği	24
Şekil 3.15 Terminal Tepe Testere Tipi Şok İçin Cevap İçeriği	24
Şekil 3.16 SAE J577 Mekanik Şok Makinası	29
Şekil 3.17 ES-20-320 Tip Sarsıcı ve Opsiyonel Aksesuarları	30
Şekil 3.18 Tek Eksenli İvme Ölçer	31
Şekil 3.19 Tek Eksenli İvme Ölçer	32
Şekil 3.20 3 Eksenli İvme Ölçer	32
Şekil 3.21 16 Kanallı Sinyal Ölçüm Sistemi	33
Şekil 3.22 Stroboskop	34
Şekil 4.1 Sarsıcı, Test Fikstürü ve Gündüz Farı.....	35
Şekil 4.2 Test Fikstürü ve Gündüz Farı	36
Şekil 4.3 Gündüz Farı Üzerinde İvme Ölçer Pozisyonu	36
Şekil 4.4 Gündüz Farı ve Test Fikstürünün İvme Frekans Cevabı	36
Şekil 4.5 Eğri Elde Etmek Amacıyla Yazılmış Basit Kod.....	38
Şekil 4.6 İlk Rezonans İçin Elde Edilen İvme Cevap Eğrisi.....	38
Şekil 4.7 İkinci Rezonans İçin Elde Edilen İvme Cevap Eğrisi.....	39
Şekil 4.8 Toplam İvme Cevap Eğrisi	39
Şekil 4.9 Test ve Elde Edilen Eğri'nin Karşılaştırılması	40
Şekil 4.10 Sonlu Elemanlar Ağı.....	40
Şekil 4.11 Bağlantı Şekli.....	41
Şekil 4.12 İvme Frekans Cevabı Ölçülen Nokta.....	42
Şekil 4.13 Analiz Sonuçlarının Test Sonuçlarıyla Karşılaştırılması	43
Şekil 4.14 1. Mod Şekli.....	45
Şekil 4.15 2. Mod Şekli.....	45
Şekil 4.16 Mekanik Şok Makinası	46
Şekil 4.17 Mekanik Şok Makina Tablası ve Fikstür	46
Şekil 4.18 Mekanik Şok Test Makinası, Fikstür ve Gündüz Farı	47
Şekil 4.19 Bağlantı Noktalarına Yakın İvme Ölçer	47
Şekil 4.20 Braket Üzerine Takılmış Birim uzama ölçer	47
Şekil 4.21 16 Kanallı Veri Toplama Cihazı.....	47
Şekil 4.22 Mekanik Şok Makinası Tablası Üzerinden İvme Sinyali Ölçümü	48

Şekil 4.23 Test Fikstürü ve Şok Makinası Tablası Rezonanslarının Gündüz Farı Üzerinden Alınan İvme Sinyaline Olan Etkisi.....	48
Şekil 4.24 Zamana Bağlı İvme Sinyali	49
Şekil 4.25 Ortalama Sinyal Elde Etme Yöntemi	49
Şekil 4.26 Ortalama İvme Sinyali	50
Şekil 4.27 Zamana Bağlı Ortalama Birim Uzama Sinyali	51
Şekil 4.28 İvme Sinyallerinin Bağlantı Noktalarından Uygulanması	51
Şekil 4.29 Tüm İvme Sinyallerinin Yük Olarak Uygulanması	51
Şekil 4.30 Birim Uzama Probe Pozisyonu	52
Şekil 4.31 Test ve Sonlu Elemanlar Birim Uzama Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	52
Şekil 4.32 CS Hesaplama	53
Şekil 4.33 Cevap Spektrumu ve Ürün Doğal Frekanslarının Karşılaştırılması	54
Şekil 4.34 Z Yönünde Deformasyon Karşılaştırması	55
Şekil 4.35 Y Yönünde Normal Gerilme Karşılaştırması	55
Şekil 4.36 Teorik Yarım Sinüs İvme Şok Sinyali	56
Şekil 4.37 3 Eksenli İvme Ölçer ve Birim Uzama Ölçer Pozisyonları	57
Şekil 4.38 Dikey Yönde Ölçülen İvme Sinyalleri.....	57
Şekil 4.39 0,1 Saniyelik Birim Uzama Sinyali	57
Şekil 4.40 Sonlu Elemanlar Analiz Programında İvme Sinyallerinin Bağlantı Noktalarına Uygulanması ve Normal Birim Uzama Sinyali Alınan Nokta.....	58
Şekil 4.41 Sonlu Elemanlar Birim Uzama Sinyali ile Ölçülen Birim Uzama Sinyalinin Karşılaştırılması	59
Şekil 4.42 Yarım Sinüs Şok Sinyali İçin CS.....	60

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1 Sarsıcı Özellikleri.....	30
Çizelge 3.2 16 Kanallı Sinyal Ölçüm Sistemi Özellikleri	33
Çizelge 4.1 Malzeme Mekanik Özellikleri, 22°C	41
Çizelge 4.2 Test ve Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması	43
Çizelge 4.3 Ortalama İvme Sinyalleri Tepe ve KO değerleri	50
Çizelge 4.4 Analiz ve Test Sonucu Karşılaştırma Çizelgesi.....	52
Çizelge 4.5 Zamana Bağlı Analiz ve CS Analiz Karşılaştırma Çizelgesi.....	55
Çizelge 4.6 Test ve Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması	59
Çizelge 4.7 Zamana Bağlı Analiz ve CS Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması	61



1 GİRİŞ

Otomotiv aydınlatma sistemlerinin farklı tiplerde şok testlerine dayanıklı olması gerekmektedir. Bunlardan bir tanesi SAE J577 şok testi diğeri ise 6ms süren 30g ivme genliğinde yarım sinüs şok testidir. Bu testler otomotiv aydınlatma sistemlerinin yol şartlarında karşılaşılabilecekleri en kötü şartları temsil etmek amacıyla ürün geliştirme test / doğrulama aşamasında uygulanır.

Tasarım aşamasında sonlu elemanlar analiz yöntemi ve bilgisayar destekli tasarım verileri kullanılarak şok testleri analiz edilip tasarımın zayıf noktaları belirlenir. Böylece tasarım aşamasında gerekli önlemler alınır. Sonuç olarak prototip, test maliyetleri ve zaman kayıpları engellenir.

Tasarım aşamasında alınacak önlemlerin güvenilirliği sonlu elemanlar analizinde kullanılan modelin gerçeğe yakın sonuçlar vermesine bağlıdır. Bu sebepten sonlu elemanlar modelinde tanımlanmış sınır şartları, uygulanan yük girdisi, malzeme elastisite modülü, malzeme poisson oranı ve sönüm oranı gibi sabitlerin gerçeğe yakın olması, ağ yapısının geometriyi yeterince temsil edecek kadar uygun boyutlarda tanımlanmış olması gerekmektedir. Dinamik analizlerde; özellikle sönüm oranı; gerilme ve birim uzama sonuçlarını önemli ölçüde etkilemekte ve farklı sönüm oranları ömür hesaplarında önemli farklılıklara sebep olmaktadır.

Yukardaki paragrafta bahsedilen sebeplerden dolayı şok testleri analiz edilmeden önce sonlu elemanlar modelinin güncellenmesi gerekir. Bu çalışmada sonlu elemanlar modelinde uygulanacak sönüm oranlarının belirlenebilmesi için elektrodinamik sarsıcıda rezonans tarama testi ile bir otomotiv gündüz farının frekans cevap fonksiyonu (FCF) ölçülmüştür. FCF incelenerek doğal frekanslar belirlenmiş, rezonans noktaları üzerinden yarım güç noktaları belirlenerek her bir rezonans için sönüm oranları hesaplanmıştır. Böylece modal parametreler belirlenmiştir. Modal analiz teorisindeki en basit yöntemlerden birisi olan Tepe Tutma Metodu (Peak Picking Method) kullanılarak eğri elde edilmiş ve test sonucu elde edilen eğri ile karşılaştırılmıştır. Farklı ve ayrık iki rezonans noktası için belirlenen sönüm oranları kullanılarak Rayleigh oransal sönüm oranı öngörüsü ile α kütle ve β katılık matrisi çarpanları hesaplanmıştır. Bu çarpanlar sonlu elemanlar modelinde kullanılarak harmonik cevap analizi yapılmış ve çıkan

sonuçlar rezonans tarama sonucunda elde edilen FCF ile karşılaştırılmıştır. Bu şekilde sonlu elemanlar modelinin gerçek şartlara yakınlalaştırılması sağlanmıştır.

Eğri elde etme alışması Tepe Tutma Metoduna göre yapılmıştır. Eğri elde etme çalışmasında açık kaynak bir paket program olan Scilab uygulamasından faydalanılmıştır. Rezonans tarama testi elektrodinamik sarsıcı ile yapılmış, rezonans tarama testi sırasında ivme ölçerler ile yapı üzerinden ivme cevabı ölçülmüştür. Harmonik ivme cevap analizi ise bir sonlu elemanlar analiz programı olan Ansys WB'de yapılmıştır.

Mod şekli rezonans sırasında yapının nasıl hareket ettiğini gösterir. Sonlu elemanlar analizi sonucunda her rezonans için modal vektörler hesaplanmıştır. Modal vektörler sayesinde mod şekilleri sonlu elemanlar analiz programı Ansys WB'de animasyon haline çevrilmiştir.

Stroboskop istenilen frekansa ayarlanabilen bir flaşrdr. Elektrodinamik sarsıcı doğal frekansa yakın bir frekansta çalıştırılmış (buna dwell test denir) ve stroboskop doğal frekanstan biraz düşük bir frekansa ayarlanarak yapının rezonans durumlarında nasıl hareket ettiği görsel olarak incelenmiştir.

Çalışma sonunda sonlu elemanlar analizi sonucunda elde edilen mod şekilleri ile dwell test sırasında stroboskop yardımıyla izlenen mod şekilleri karşılaştırılmıştır.

Güncellenmiş sonlu elemanlar modeli ile şok testi analizi yapılırken yk girdisi olarak zamana bağlı ivme sinyalleri girilmiştir. şok testleri sırasında, test fikstürü üzerinde ürün bağlantı noktalarına yakın yerlere bağlanan ivme ölçerler ile ivme sinyalleri ölçülmüştür. SAE J577 testi sırasında istenilen ivme genliğini ölçebilecek kapasitede tek bir ivme ölçer kullanılmıştır. 9 test ile her 3 bağlantı noktasından ve her 3 yn için ivme sinyali ölçülmüştür. SAE J577 testi için özel tasarlanmış ve üretilmiş bir test makinası kullanılmıştır. 6ms süren 30g genliğindeki yarım sinüs şok testinde ise 3 eksenli ivme ölçerler ile sinyal ölçümü yapılmış, tek bir test ile tüm sinyaller senkronize olarak ölçülmüştür. Test elektrodinamik sarsıcı ile yapılmıştır.

İvme ölçümleri sırasında ürün üzerine bağlanan birim uzama ölçer ile ivme ölçümleri ile eş zamanlı olarak birim uzama sinyali ölçülmüştür. Daha sonra bu birim uzama sinyali analiz sonucu elde edilen birim uzama sonucu ile karşılaştırılmıştır

Sinyal işlemek, kesmek ve sinyal ortalaması almak gibi aritmetik işlemler için n-code paket programından faydalanılmıştır. İvme sinyali ölçmek için 16 kanallı bir sinyal ölçüm sistemi Dewesoft HD kullanılmıştır.

Elektrodinamik sarsıcı ile rezonans taraması yapılarak test fikstürünün doğal frekansları belirlenmiştir. Ayrıca SAE J577 şok testi makina tablası üzerinde test fikstürü olmadan boşta çalıştırılarak ivme sinyali ölçülmüş, ivme sinyalleri üzerinde fourier dönüşümü ile frekans içeriği incelenmiştir. Böylece test fikstürü ve şok test makine tablası üzerinden yapıya iletilen ivmelerin frekans ve genlik karakteristikleri belirlenmiştir. Test fikstürü ve makine tablasının rezonanslarından kaynaklanan ivme sinyalinin toplam sistem cevabına etkisi incelenmiştir.

Zamana bağlı şok ivme sinyal girdileri ile yapılan sonlu elemanlar analizlerinde, malzeme, kontak ve sürtünme gibi doğrusal olmayan davranışlar sebebiyle, hesaplama açısından önemli kaynaklara ihtiyaç duyulmuştur ve analizler uzun sürmüştür.

Şok analizlerinin yapılması için diğer bir yöntem ise çoğunlukla deprem mühendislerinin kullandığı Şok Cevap Spektrumu (ŞCS) analizidir. ŞCS tek serbestlik dereceli farklı doğal frekanslara sahip kütle yay sistemlerinin bir şok sinyaline vereceği cevaptır. ŞCS analizi doğrusal bir analizdir. Modal analiz sonuçlarını girdi olarak kullanır. Tüm doğal frekanslar için sabit bir sönüm oranı öngörüsüyle yapılır. Zamana bağlı analizlere göre çok daha kısa bir sürede sonuç alınabilir, ancak zamana bağlı analiz sonuçları gerçek sonuçlara daha yakındır.

SAE J577 ve yarım sünüs şok test ivme girdileri için ŞCS'ler hesaplanmış ve ŞCS girdileri ile sonlu elemanlar analizleri yapılmıştır. Sonuçlar, hesaplama süreleri ve sonuç dosya boyutları zamana bağlı analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır. ŞCS hesaplama işlemleri n-code paket programı kullanılarak yapılmıştır.

2 KAYNAK ARAŞTIRMASI

Otomotiv aydınlatma sistemleri ilgili literatüre bakıldığında SAE J577 şok testlerinin simülasyonu ile ilgili çalışmalar görmek mümkündür. Örneğin; farların SAE J577 testi sırasındaki davranışlarını incelemek amacıyla Schrader (2006) bir far üzerinde yapılan şok testlerini ele almış ve bu testlerden elde edilen birim uzama değerleri ile sonlu eleman analizinden elde edilen değerlerin karşılaştırılmasını yapmıştır. Ancak, çalışmada kullanılan malzemelerin sönüm oranlarının tam olarak bilinmediği ve bu değerler için bir doğrulama ihtiyacının bulunduğu belirtilmiştir. Sönüm oranının gerilme ve birim uzama değerlerine önemli ölçüde etki ettiği bilinmektedir. Bu sebeple titreşim testleri değerlendirilmeden önce sönüm oranlarının bilinmesi önem taşır. Xie (2007) bu konu ile ilgili yaptığı çalışmada bir otomotiv sis farının yorulma testleri sırasında üzerinde oluşabilecek hataların gerçek zamanlı olarak izlenebilmesi ve tespit edilebilmesi için ivme ölçer, mikrofon ve akustik yayılım sensörü olmak üzere üç farklı metodu incelemiştir. Çalışmasında SAE J577 şok test makinası ve test metodunu kullanmıştır. Bu çalışmada herhangi bir sonlu elemanlar metodu ile analiz yapılmamıştır. Schrader ve Hilburger (2005) yaptıkları çalışmada far üzerine bir rastgele titreşim test profili uygulayarak hem test hemde sonlu eleman analizlerini yapmış ve sonuçları karşılaştırmışlardır. Yazarlar çalışmalarında sönüm oranı ile ilgili bir korelasyon yapmış ancak kullanılan sönüm modeli ve sönüm oranının belirlenmesinde kullanılan test metodu ile ilgili bilgi vermemişlerdir. Ding (2011) Cevap Spektrumu (RS) ile ilgili yaptığı çalışmada CS analiz metodu, hesaplama yöntemleri, analiz metodunun kullanım alanları, sönüm oranının doğrulanmasının gerekliliği, zamana bağlı ivme sinyalinin frekans alanında CS'inin hesaplanması, zamana bağlı analiz ile CS analiz sonuçlarının karşılaştırılmasını anlatmıştır. Bu çalışmada genel analiz metodu anlatılmış ama herhangi bir test doğrulama çalışması sunulmamıştır. Tüm karşılaştırma ve anlatım basit bir giriş üzerinde ve sanal ortamda yapılmıştır. Henderson (2003) yaptığı çalışmada CS analizinin geçiş durumundaki mekanik titreşimlerin hasar potansiyellerinin değerlendirmek amaçlı kullanıldığını belirtilmiştir. Çalışma sırasında tekrarlı şoklar üreten bir makine üzerinden ivme sinyalleri ölçülmüş ve bu sinyallerin içeriği, gauss dağılımına uyup uymadığı, rastgele bir titreşim profili ile karakterize edilip edilemeyeceği incelenmiştir. Tekrarlı şokların benzer bir oto spektruma sahip gauss dağılımına uyan bir rastgele titreşim test

profilinden daha fazla hasar verici olduğu sonucuna varılmıştır. Geberson (1980) yaptığı çalışmada ivme sinyali üzerinden CS hesaplama yöntemlerini ve bu hesaplamalarda kullanılacak bilgisayar algoritma örneklerini vermiştir. Braun (2010) çalışmasında bir şok sinyalinden periyodik komponentlerin tespit edilmesi, farklı ortalama sinyal elde etme ve filtreleme yöntemlerini anlatmıştır. Bu tez çalışmasında SAE J577 şok testi sırasında yapılan ölçümler sonucu elde edilen ivme sinyalinin bir kısmı kullanılarak ortalama ivme sinyali elde edilmiştir. Bhat ve Chandrasekhar (2012) çalışmalarında elektronik komponentleri taşıyan bir Elektronik Devre Kartı (EDK) üzerinde hem düşme simülasyonu hemde ŞCS analizi yaparak sonuçları karşılaştırmış, EDK üzerindeki gerilme dağılımı ve değerlerinin benzer olduğunu, ŞCS analizinin hesaplama süresi ve maliyetleri açısından daha avantajlı olduğunu vurgulamışlardır. Tuma ve Kočí (2009), yaptıkları çalışmada ŞCS hesaplama yöntemleri ve Matlab uygulamalarını anlatmışlardır. Çalışmada verilen heaplama örneklerinden bir tanesinde bir otomotiv far çarpma testi sırasında ölçülen şok ivme sinyalinden ŞCS hesaplanmasıdır. Pandiyanayagam, Bardia ve Patil (2011) çalışmalarında bir EDK'nın doğal frekansları ve mod şekillerini, analitik, sonlu elemanlar metodu ve test ile bulmuş ve sonuçları karşılaştırmışlardır. Rastgele titreşim analizi; hem sonlu elemanlar yöntemiyle yapılmış hemde test ile yapılarak sonuçlar karşılaştırılmış ve sönüm oranı sonlu elemanlar modelinde güncellenmiştir. Rastgele titreşim analizinin sonucunda 3 band tekniği kullanılarak ilk doğal frekansta oluşan 1 sigma, 2 sigma ve 3 sigma değerlerinin oluşturacağı yorulma; malzemenin S-N eğrisi ve Miner kuralı kullanılarak hesaplanmıştır. Chang ve ark. (2011) çalışmalarında, farklı yol şartlarında otomobil üzerinde far bağlantı noktalarından ivme sinyallerini ölçmüş, zamana bağlı ivme sinyalini frekans alanına aktarmış ve yorulma hasarı 100.000 km'lik hasara eşit olacak şekilde 8 saat süreli bir rastgele titreşim test profili oluşturmuşlardır. Test profilinin maksimum cevabının (RTPMC) zamana bağlı ivme sinyalinin maksimum ŞCS'inden daha düşük olması ve test sırasında aşırı yüksek ivme uygulanmamasına dikkat etmişlerdir. Irvine (2015) çalışmasında rastgele titreşim ve şok test şartnamelerini hasar içerikleri açısından karşılaştırmıştır. Jayaraman ve ark. (2015) uydu gönderen roketlerde kullanılan EDK'lar üzerinde yarım sinüs şok testleri ve şok cevap analizleri yaparak test ve analiz sonuçlarını karşılaştırmışlardır. Hacıfendioğlu ve Koç (2016), Samsunda bulunan tarihi Kurt Köprüsü üzerinde sanal ortamda yapay hasar oluşturarak,

patlamalardan dolayı yerde oluşan şok ivmelerinin köprü üzerine etkilerini araştırmışlardır. Çalışmada çok noktalı ŞCS analizleri yapılmıştır. Sonuç olarak restore çalışmalarından önce çok noktalı ŞCS analizlerinin yapılmasının faydalı olacağı belirtilmiştir. Botta ve Cerri (2007) ŞCS’i doğrulanmış elastik plakalar üzerinde impuls yüklerinin etkilerini araştırmışlardır.



3 MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada sonlu elemanlar yöntemiyle modal analiz ve sonrasında mod toplama yöntemi ile harmonik cevap analizi, zamana bağlı analizler ve ŞCS hesaplamaları yapılmıştır. Bu sebepten bu bölümde modal analiz teorisi, FCF hesaplama, şok ivme sinyallerinin ŞCS'lerinin hesaplanması, fourier dönüşümü, lancsoz matris çözme yöntemi ve modal kombinasyon kuralları ile ilgili teorik bilgiler verilmiştir. Ayrıca, sarsıcı üzerinde rezonans tarama yapılarak FCF ölçümü yapıldığı için FCF üzerinden modal parametrelerin belirlenmesi ile ilgili teorik bilgiler verilmiştir.

SAE J577 mekanik şok makinası ve sarsıcı üzerinde şok testleri yapıldığı ve bu testler sırasında ivme ve birim uzama ölçümleri yapıldığı için bu bölümde; SAE J577 mekanik şok makinası, sarsıcı, ivme ölçerler, birim uzama ölçer, çok kanallı sinyal ölçüm sistemi ve stroboskop ile ilgili genel teknik bilgiler verilmiştir.

3.1 Modal Analiz

Bu bölümde ilk başta tek serbestlik dereceli sistemin FCF'i anlatılmış ve ardından çok serbestlik dereceli sistemlerin serbest ve harmonik olarak zorlanmış titreşimleri ile ilgili teorik bilgiler verilmiştir. Daha sonra modların kütle ve katılık matrislerine göre diklik prensipleri anlatılmıştır. Devamında çok serbestlik dereceli sistemlerin sönümsüz ve oransal sönümlü modal analizi ile ilgili teorik bilgiler verilmiştir. Bu çalışmadaki hesaplamalar oransal sönüm öngörüsü ile yapıldığı için diğer sönüm modelleri ile ilgili bilgi verilmemiştir.

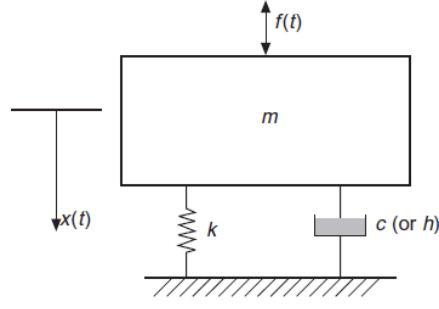
Son olarak FCF ölçümü ile ilgili genel bilgiler verilmiştir

3.1.1. Tek Serbestlik Dereceli Bir Sistemin FCF'leri

Tek serbestlik dereceli bir sistemin hareket denklemi aşağıda verilmektedir.

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F_0 \sin \omega t \quad (3.1)$$

Bazı yapısal veya mekanik sistemler Şekil 3.1'de gösterildiği gibi tek serbestlik dereceli kütle, yay ve sönüm elemanlarından oluşacak şekilde basitleştirilebilir.



Şekil 3.1 Tek Serbestlik Dereceli Sistem (He ve Fu 2001)

Bir harmonik kuvvet $f(t)=F(\omega)e^{i\omega t}$ 'ye sistemin cevabı harmonik fonksiyon $x(t)=X(\omega)e^{i\omega t}$ dir. Burda $X(\omega)$ kompleks genliktir. Bu fonksiyonlar hareket denkleminde yerine konduğunda farklı sönüm modelleri için yer değiştirmenin kuvvet girdisine oranı aşağıdaki şekilde elde edilmiş olur.

$$\text{Viskos sönüm için: } \frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \frac{1}{k - \omega^2 m + j\omega c} \quad (3.2)$$

$$\text{Yapısal sönüm için: } \frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \frac{1}{k - \omega^2 m + jh} \quad (3.3)$$

Bu oran çoğunlukla $\alpha(\omega)$ gösterilir ve sistemin frekans cevap fonksiyonu (FCF) olarak adlandırılır. Sönüm olmadığı durumlarda kompleks FCF fonksiyonu gerçek bir fonksiyon haline gelir.

Sistem cevabı yer değiştirme ise Reseptans FCF ismini alır. Sistem cevabı hız ve ivme olduğu durumlarda sırasıyla Mobilite FCF ve Akselerans FCF isimlerini alır. $X(\omega)$ yerine

$\dot{X}(\omega)$ ve $\ddot{X}(\omega)$ konursa;

Viskos sönüm için mobilite:

$$Y(\omega) = \dot{X}(\omega) / F(\omega) = j\omega / (k - \omega^2 m + j\omega c) \quad (3.4)$$

Yapısal sönüm için mobilite:

$$Y(\omega) = \dot{X}(\omega)/F(\omega) = j\omega/(k - \omega^2m + jh) \quad (3.5)$$

Viskos sönüm için akselerans:

$$A(\omega) = \ddot{X}/F(\omega) = -\omega^2/(k - \omega^2m + j\omega c) \quad (3.6)$$

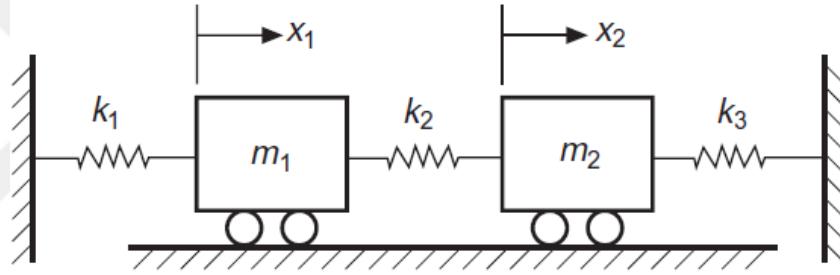
Yapısal sönüm için akselerans:

$$A(\omega) = \ddot{X}/F(\omega) = -\omega^2/(k - \omega^2m + jh) \quad (3.7)$$

olur.

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

İki serbestlik dereceli bir sistem Şekil 3.2’de gösterilmiştir.



Şekil 3.2 İki Serbestlik Dereceli Sistem (He ve Fu 2001)

x_1 ve x_2 sistemin titreşim hareket koordinatları olarak seçildiğinde hareket denklemleri aşağıdaki şekilde elde edilir:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2x_2 = 0 \\ m_2\ddot{x}_2 - k_2x_1 + (k_2 + k_3)x_2 = 0 \end{cases} \quad (3.8)$$

Bir araya getirildiğinde matris denklemleri haline gelir:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 + k_3 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3.9)$$

Bu matris çok serbestlik dereceli sistemler için aşağıdaki şekilde genel bir matris formu ile gösterilir:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (3.10)$$

Çözümün aşağıdaki formda olduğu kabul edilirse:

$$\{x\} = \{X\} \sin \omega t \quad (3.11)$$

ve Denklem (3.10)'da yerine konursa aşağıdaki basit matris denklemine dönüşür:

$$([K] - \omega^2 [M])\{X\} = \{0\} \quad (3.12)$$

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

$$|[K] - \omega^2 [M]| = 0 \quad (3.13)$$

Denklem (3.13) sistemin karakteristik denklemdir. Aslında bu denklem bir özdeğer problemini temsil eder, burada ω^2 özdeğerdir ve $\{X\}$ özdeğer vektörüdür. Özdeğer genelde doğal frekansın karesidir ve özdeğer vektörü ise mod şeklindedir. Denklem (3.12)'den anlaşılacağı üzere mod şekli $\{X\}$ tek değildir çünkü tüm katları denklemin çözümüdür.

İki serbestlik dereceli sistemi örnek olarak kullanırsak Denklem (3.12) aşağıdaki şekli alır:

$$\begin{bmatrix} k_1 + k_2 - \omega^2 m_1 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 + k_3 - \omega^2 m_2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3.14)$$

Sistemin karakteristik denklemini ω^2 için dördüncü dereceden bir denklemdir. Denklemin iki kökü ω_1^2 ve ω_2^2 , iki doğal frekansın kareleridir. Sistemin mod şekilleri aşağıdaki şekilde elde edilir:

$$\begin{pmatrix} X_1^{(1)} \\ X_2^{(1)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{k_1 + k_2 - \omega_1^2 m_1}{k_2} \\ 1 \end{pmatrix} \quad (3.15)$$

$$\begin{pmatrix} X_1^{(2)} \\ X_2^{(2)} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{k_1 + k_2 - \omega_2^2 m_1}{k_2} \\ 1 \end{pmatrix} \quad (3.16)$$

Sistemin serbest titreşimi ise aşağıdaki denklemlerle temsil edilir:

$$\begin{cases} x_1(t) = X_1^{(1)} \sin \omega_1 t + X_1^{(2)} \sin \omega_2 t \\ x_2(t) = X_2^{(1)} \sin \omega_1 t + X_2^{(2)} \sin \omega_2 t \end{cases} \quad (3.17)$$

Aynı frekans ω ve sıfır faz farklı ile zorlama kuvvetlere maruz kalan çok serbestlik dereceli sistemin hareket denklemini aşağıdaki şekilde yazılır:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\}\sin\omega t \quad (3.18)$$

Denklem (3.11)'de yapılan öngörü ile hareket denklemi aşağıdaki formunu alır:

$$([K] - \omega^2[M])\{X\} = \{F\} \quad (3.19)$$

Çok serbestlik dereceli sistemin cevap fonksiyonu aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\{x(t)\} = ([K] - \omega^2[M])^{-1}\{F\}\sin\omega t \quad (3.20)$$

3.1.3. Sönümsüz Çok Serbestlik Dereceli Sistemin Diklik Özellikleri

Mod şekil vektörleri kütle ve katılık matrislerine göre birbirlerine diktir.

$$\{\psi\}_r^T [M] \{\psi\}_r = m_r \quad (r=1,2,\dots,n) \quad (3.21)$$

$$\{\psi\}_r^T [K] \{\psi\}_r = k_r \quad (3.22)$$

ise

$$\omega_r^2 = \frac{k_r}{m_r} \quad (r=1,2,\dots,n) \quad (3.23)$$

Burada m_r ve k_r sırasıyla modal kütle ve modal katılık olarak adlandırılır.

$$([K] - \omega^2[M])\{X\} = \{0\} \quad (3.24)$$

ve

$$\{X\} = [\psi]\{Y\} \quad (3.25)$$

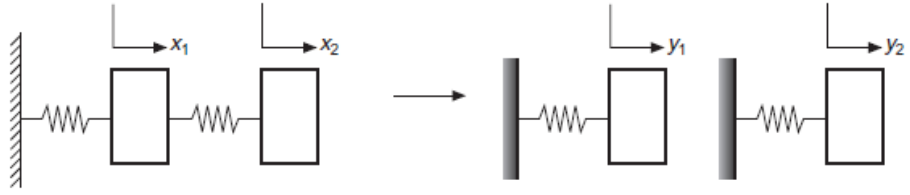
$$([K] - \omega^2[M])[\psi]\{Y\} = \{0\} \quad (3.26)$$

Denklem (3.26)'yı $[\psi]^T$ ile önden çarpıp diklik prensibini de kullanırsak bu denklem aşağıdaki şekle dönüşür:

$$([k_i] - \omega^2[m_i])\{Y\} = \{0\} \quad (3.27)$$

$[k_i]$ ve $[m_i]$ diyagonal matrislerdir.

Buradan mod şekil vektörlerinin hareket denklem matrislerini diyagonal hale getirdiği ve ayrıştırdığı anlaşılır; yani çok serbestlik dereceli sistem birbirinden ayrık tek serbestlik dereceli sistemlerden oluşmuş hale gelir. Şekil 3.3'de bu durum açıklanmıştır.



Şekil 3.3 Ayırıştırılmış Çok Serbestlik Dereceli Sistem (He ve Fu 2001)

3.1.4. Çok Serbestlik Dereceli Sönümsüz Bir Sistemin FCF'leri

Çok serbestlik dereceli bir sistemin matris denklemi aşağıdaki gibidir:

$$([K] - \omega^2[M])\{X\} = \{F\} \quad (3.28)$$

Burada matris $([K] - \omega^2[M])$ çok serbestlik dereceli sistem için dinamik katılık matrisi adını alır ve $[Z(\omega)]$ olarak belirtilir.

$$[Z(\omega)] = [K] - \omega^2[M] \quad (3.29)$$

Bu durumda Denklem (3.29) aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$[Z(\omega)]\{X\} = \{F\} \quad (3.30)$$

Eğer matris $[Z(\omega)]$ tekil değilse sistemin genlik cevabı aşağıdaki şekilde elde edilebilir:

$$\{X\} = [Z(\omega)]^{-1}\{F\} \quad (3.31)$$

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

$$[\alpha(\omega)] = ([K] - \omega^2[M])^{-1} \quad (3.32)$$

$$\begin{pmatrix} \alpha_{11}(\omega) & \cdots & \alpha_{1n}(\omega) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \alpha_{n1}(\omega) & \cdots & \alpha_{nn}(\omega) \end{pmatrix}$$

Bu durumda Denklem (3.31) aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\{X\} = [\alpha(\omega)]\{F\} \quad (3.33)$$

Reseptans matrisi simetriktir. Simetriklilik özelliği doğrusal çok serbestlik dereceli sistemin bir noktasında uygulanan kuvvet sebebiyle başka noktasından alınacak

cevabın, cevap alınan noktadan uygulanan kuvvet sebebiyle ilk başta kuvvet uygulanmış noktadan alınacak cevabın aynı olacağına hükmeder.

Reseptans FCF ile mobilite FCF ve akselerans FCF arasında aşağıdaki bağıntı vardır:

$$[Y(\omega)] = -j\omega[a(\omega)] \quad (3.34)$$

$$[A(\omega)] = -\omega^2[a(\omega)] \quad (3.35)$$

3.1.5. Sönümlü Çok Serbestlik Dereceli Sistemin Modal Analizi

Çok serbestlik dereceli sistemlerde kullanılan iki ana sönüm modeli viskos ve yapısal sönüm modelleridir.

Sistemde sönüm olduğu zaman sönümsüz sistemlerde olduğu gibi sistem denklemlerini ayrıştırmak zorlaşmakta ya da mümkün olmamaktadır; yani sönümlü sistemler ekstra teorik muamele gerektirmektedirler.

Bu tez çalışmasında oransal sönüm öngörüsü yapıldığı için oransal sönüm ile ilgili teorik bilgiler verilmiştir.

3.1.6. Oransal Sönüm Modeli

Oransal sönüm öngörüsü yapılmış sistemlerde mod şekilleri sönümsüz sistemin mod şekilleri ile aynıdır. Sistemde sönüm olduğu zaman hareket denklemi aşağıdaki şekilde olur:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (3.36)$$

İlk kez Rayleigh 1845 yılında yayımlanmış “Ses Teorisi” adlı çalışmasında, viskos sönüm matrisi $[C]$ 'nin kütle matrisi ve katılık matrisine oransal olarak önermiştir.

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (3.37)$$

Bu durumda Denklem (3.36) ayrıştırılabilir. Denklem (3.37), Denklem (3.36)'da yerine konduğunda:

$$[M]\{\ddot{x}\} + (\alpha[M] + \beta[K])\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (3.38)$$

Bölüm 3.1.3'teki yöntem izlenerek ve mod şekil matrisi $[\psi]$ kullanılarak aşağıdaki ayrıştırılmış denklem elde edilebilir.

$$[m_r]\{\ddot{x}_p\} + [c_r]\{\dot{x}_p\} + [k_r]\{x_p\} = \{0\} \quad (3.39)$$

$[c_r]$ modal sönüm matrisi olarak adlandırılır ve diyagonal bir matristir. $[\psi]$ oransal sönümlü sistemin mod şekil matrisidir, oransal viskos sönüm matrisiyle beraber kütle ve katılık matrislerini diyagonal hale getirir. Denklem (3.39) n adet ayrıştırılmış denklem içerir. Tek serbestlik dereceli sistem teorisi kullanılarak, sönümlü doğal frekanslar aşağıdaki şekilde hesaplanabilir:

$$\omega_r = \omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2} \quad (3.40)$$

$$\zeta_r = \frac{\alpha}{2\omega_r} + \frac{\beta\omega_r}{2} \quad (3.41)$$

Tek serbestlik dereceli sistemde olduğu gibi ζ_r sönüm oranıdır.

3.1.7. Sönümlü Çok Serbest Dereceli Sistemin FCF'leri

Sönümlü çok serbestlik dereceli sistemin dinamik katılık matrisi $[Z(\omega)]$ ve reseptans FCF matrisi $[\alpha(\omega)]$ sönümsüz sistemde olduğu gibi aynı şekilde tanımlanabilir:

$$[Z(\omega)] = [K]_c - \omega^2[M] = [K] - \omega^2[M] + j[H] \quad (3.42)$$

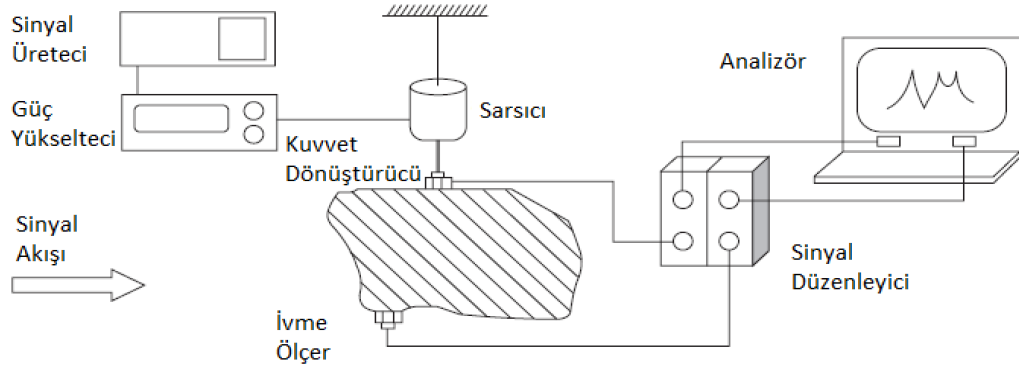
$$[\alpha(\omega)] = ([K]_c - \omega^2[M])^{-1} \quad (3.43)$$

3.2 Frekans Cevap Fonksiyonu Ölçümü

Bu bölümde FCF ölçümü sırasında kullanılan genel ekipman, uyarı (excitation) tipi, ölçülen FCF üzerinden modal parametrelerin çıkartılması ve FCF eğri elde etme yönteminden bahsedilmiştir.

3.2.1. Genel Ölçüm Şeması

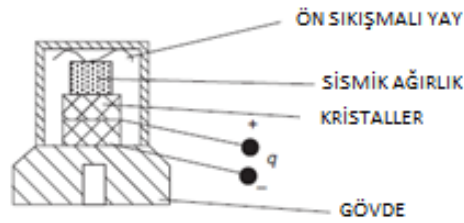
Tipik bir ölçüm sistemi üç parçadan oluşur, birinci parça uyarı kuvvetini oluşturmak ve uygulamak için, ikinci parça cevap sinyalini ölçmek için, üçüncü parça ise FCF çıkartabilmek amacıyla sinyal işlemek için kullanılır. Şekil 3.4'te sarsıcı ile FCF ölçüm kurulumu gösterilmiştir.



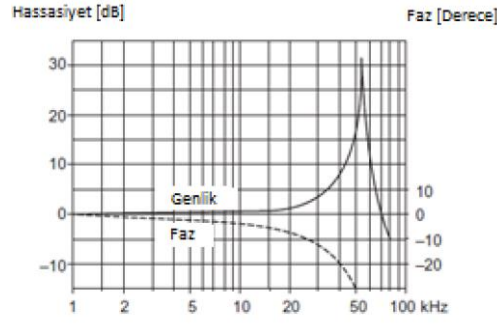
Şekil 3.4 Sarsıcı ile FCF Ölçüm Kurulumu (He ve Fu 2001)

En çok kullanılan uyarı mekanizması çekiç ve sarsıcıdır.

Modal testlerde en çok kullanılan sensör tipi ise ivme ölçerlerdir. İvme ölçer çoğunlukla piezoelektrik bir cihazdır. Şekil 3.5'te Piezoelektrik İvme Ölçer şeması verilmiştir. Test edilen yapı üzerinden ivme ölçümü sırasında sinyalleri voltaj gerilimi olarak sinyal düzenleyiciye gönderir. İdeal bir ivme ölçer ölçüm frekans aralığı içerisinde girdi ve çıktı arasında doğrusal ilişkiyi koruyabilmelidir. Böylece genlik değerleri doğru ölçülmüş olur. İvme ölçerin ölçüm frekans bandı içerisinde doğal frekansı olmamalı ve ölçüm sonuçları etkilenmemelidir. Ayrıca ölçülen sinyale faz farkı oluşturacak şekilde etkisi olmamalıdır. Bu sebeple ölçüm sırasında kullanılacak ivme ölçer tipinin seçimi önem taşır. Şekil 3.6'da tipik bir ivme ölçer kartı verilmiştir.

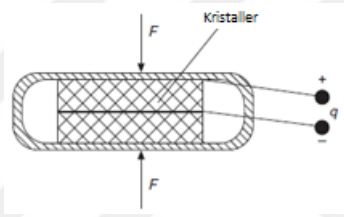


Şekil 3.5 Piezoelektrik İvme Ölçer (He ve Fu 2001)



Şekil 3.6 Tipik Bir İvme Ölçer Kartı (He ve Fu 2001)

Kuvvet çeviricisi sarsıcı ile test edilen yapı arasına yerleştirilir. Kuvvet çeviricisi üzerine uygulanan kuvvetle orantılı voltaj gerilimi üretir. Kuvvet çeviricisi çekiç testlerinde çekiç ucunda yerleştirilmiştir. Şekil 3.7’de Piezoelektrik Kuvvet Çevirici Diyagramı verilmiştir.



Şekil 3.7 Piezoelektrik Kuvvet Çeviricisi Diyagramı (He ve Fu 2001)

3.2.2. Uyarı Kuvvetinin Seçimi

Bu çalışmada harmonik uyarı tipi kullanılmıştır. Harmonik uyarı modal testlerde kullanılan geleneksel bir uyarma metodudur. Kuvvet her bir zaman adımı için tek bir frekans içerir ve frekans belirlenen bir hızda arttırılır.

Bu tip uyarı sistemi yapının yüksek titreşim seviyelerinde uyarılması, yapının doğrusallığının belirlenmesi ve sönümlü sistemin normal titreşim modlarının uyarılması amacıyla kullanılır. Tek girdili harmonik uyarı zamandan tasarruf sağlayan etkili bir uyarı yöntemidir. Tek girdi ve birçok noktadan alınacak veri ile yapı kısa sürede karakterize edilebilir.

Bu çalışmada tarama hızı 1 oktav/dakika olan 1g sabit ivmeli bir harmonik tarama yapılmıştır. Bir oktav iki frekans arasında oranı iki olan aralıklardır. İki frekans arasındaki oktav sayısı aşağıdaki şekildedir:

$$\frac{f_2}{f_1} = 2^n \quad (3.44)$$

Buradan

$$n = \frac{\ln \frac{f_2}{f_1}}{\ln 2} \quad (3.45)$$

şeklinde bulunur.

Modal sarsıcı olmadığı için yorulma testlerinde kullanılan sarsıcı kullanılmış ve kuvvet ölçümü yapılmamış, sabit ivme ile tarama yapıldığı için kuvvetin sabit olduğu öngörülmüş ve modal parametreler ölçülen ivme cevap fonksiyonu üzerinden hesaplanmıştır.

3.2.3. Frekans Alanında Modal Analiz Metodları

N serbestlik dereceli bir sistemin FCF'si ile ilgili analitik denklem aşağıdaki gibidir:

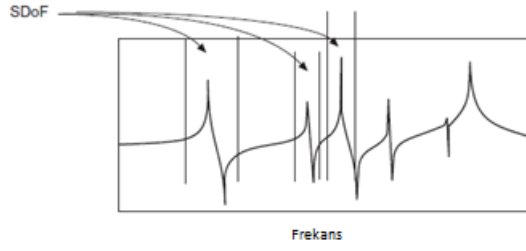
$$\alpha_{ij}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{r^{A_{ij}}}{\omega_r^2 - \omega^2 + \omega_r^2 \eta_{rj}} \quad (3.46)$$

Ölçüm frekans bandı ilk “ m ” modu kapsıyorsa denklemde N yerine m gelir ve aşağıdaki şekli alır, burada $R_{ij}(\omega)$ hata fonksiyonudur.

$$\alpha_{ij}(\omega) = \sum_{r=1}^m \frac{r^{A_{ij}}}{\omega_r^2 - \omega^2 + \omega_r^2 \eta_{rj}} + R_{ij}(\omega) \quad (3.47)$$

İvme sinyalleri üzerinde çalışılıyor ise akselerans ile reseptans arasındaki Denklem (3.35)'de verilen bağıntı kullanılabilir.

Tek serbestlik dereceli metodların tümü tek serbestlik derecesi öngörüsüne dayanır. Rezonans bölgesinde FCF'in o rezonans tarafından domine edildiği öngörülür ve diğer modların etkisi gözardı edilir. Şekil 3.8'de TSD öngörüsü yapılmış Tepe Tutma Metodu açıklanmıştır.



Şekil 3.8 ÇSD FCF için TSD öngörüsü (He ve Fu 2001)

Tepe tutma metodu TSD modal analizlerde en basit metottur. “Yarım Güç Metodu” olarak da adlandırılır. Şekil 3.9’da Tepe Tutma metodu açıklanmıştır. Sistemin FCF’si deneyle elde edildikten sonra modal parametrelerin tayini aşağıdaki gibi yapılır:

a) Doğal frekansın belirlenmesi:

r 'ninci mod'un doğal frekansı FCF'nin tepe noktasından belirlenir.

b) Sönümün hesaplanması:

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

$$\eta_r = \frac{\omega_b^2 - \omega_a^2}{2\omega_r^2} \sim \frac{\omega_b - \omega_a}{\omega_r} \quad (3.48)$$

ya da

$$\zeta_r = \frac{\omega_b^2 - \omega_a^2}{4\omega_r^2} \sim \frac{\omega_b - \omega_a}{2\omega_r} \quad (3.49)$$

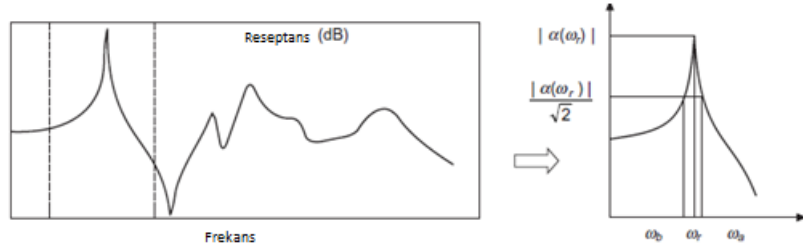
c) Modal Sabitin Hesaplanması

TSD modelde tepe noktada aldığı değerin $\alpha_{max} = \frac{A_r}{\eta_r \omega_r^2}$ olduğu bilinir. Modal sabit

$A_r = \alpha_{max} \eta_r \omega_r^2$ 'dan hesaplanabilir. Viskos sönüm modelinde bu denklem

$A_r = 2\alpha_{max} \zeta_r \omega_r^2$ olur.

İvme sinyalleri üzerinde çalışılıyor ise akselerans FCF’si ve modal sabit için Denklem (3.35)’deki bağıntı kullanılabilir.



Şekil 3.9 Tepe Tutma Metodu (He ve Fu 2001)

3.3 Şok Analizi

Şok; mekanik sistemin doğal periyodu ile iki katı arasında süren bir titreşim tahriği olarak tanımlanır. Şok mekanik sistemde geçiş durumu oluşturur. Bu tezde yarım sinus ve testere tipi şok sinyalleri ile çalışıldığı için bu tip şok sinyalleri kısaca aşağıda açıklanmıştır:

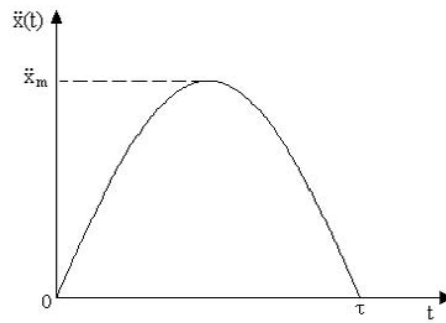
3.3.1. Yarım Sinüs Şok

İvme zaman grafiği bir sinusoidin yarım periodu formunda olan basit bir şok tipidir. Şekil 3.10'da bir yarım sinüs şok profili verilmiştir. $t < 0$ 'da ve $t > \tau$ 'da değeri 0'dır ve $(0, \tau)$ aralığında aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\ddot{x}(t) = \ddot{x}_m \sin \Omega t \quad (3.50)$$

Burada \ddot{x}_m şok'un genliği ve τ ise süresidir.

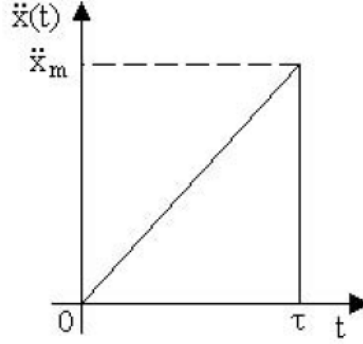
$$\Omega = \pi / \tau \text{ dir.} \quad (3.51)$$



Şekil 3.10 Yarım Sinüs Şok (Lalanne 2009)

3.3.2. Terminal Tepe Testere Tipi Şok

İvme zaman grafiği üçgen şeklinde olan, ivmenin maksimum değere yükselip bir anda sıfıra düştüğü basit bir şok tipi olup Şekil 3.11'deki gibidir.



Şekil 3.11 Terminal Tepe Testere Tipi Şok (Lalanne 2009)

Terminal tepe testere şok sinyali aşağıdaki şekilde tanımlanabilir;

$$\ddot{x}(t) = \ddot{x}_m \frac{t}{\tau} \quad 0 \leq t \leq \tau$$

$$\ddot{x}(t) = 0 \text{ diğer aralıklarda} \quad (3.52)$$

3.3.3. Şok Cevap Spektrumu (ŞCS)

Bu bölümde şokun tanımı, tipleri ve ŞCS'nin bulunmasına dair bazı temel bilgilere değinilecektir.

Şok kısa süreli bir uyarı şeklindedir. Yapı üzerinde geçiş gerilmeler oluşturur. Oluşan gerilmeler aşağıdakilerin fonksiyonudur:

- Şokun karakteristikleri (genlik, süre ve form)
- Yapının dinamik özellikleri (doğal frekansı ve Q faktörleri).

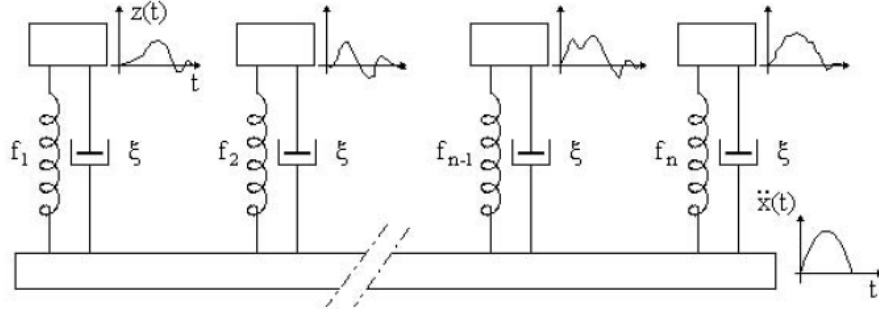
Şokun etkisi sistem karakteristiklerine bağlıdır. Ek olarak; şokun önem derecesinin değerlendirilmesi sistemde bozulmalara sebep olan mekanizmaların bilinmesiyle olur. En genel iki mekanizma aşağıdakilerdir.

- Mekanik parça üzerinde kalıcı deformasyon, kırılma yada fonksiyonel bozulmaya sebep olacak gerilme seviyesinin geçilmesi

- Eğer şok çok defa tekrarlanırsa yapısal elemanlarda oluşacak yorulma uzun dönemde elemanlarda kırılmalara sebep olabilir.

Şokun önem derecesi matematik model yada sonlu elemanlar modeli üzerinde gerilmelerin hesaplanması ve malzemenin akma gerilmesi ile karşılaştırılması ile yapılabilir. Ama, esas problem şokun göreceli olarak şiddetinin belirlenmesidir. Mekanik sistem modeli tasarımın ilk aşamalarında elde olmadığından göreceli değerlendirme önem taşır.

1932 yılında M. A. Biot tarafından depremlerin yapılara olan etkilerinin incelendiği tez çalışmasında bir metod önerilmiş ve daha sonra bu metod tüm şok tipleri için genel olarak kullanılmaya başlanmıştır. Bu çalışma; her biri kütle m , yay katılık k ve Q 'su hepsinde aynı sönüm elemanlarından oluşan N adet doğrusal tek serbestlik dereceli rezonatörlerin oluşturduğu sisteme şok uygulanmasını kapsar. Şekil 3.12'de farklı doğal frekanslara sahip kütle ve yay sistemleri gösterilmiştir.



Şekil 3.12 Farklı Doğal Frekanslara Sahip Kütle Yay Sistemleri (Lalanne 2009)

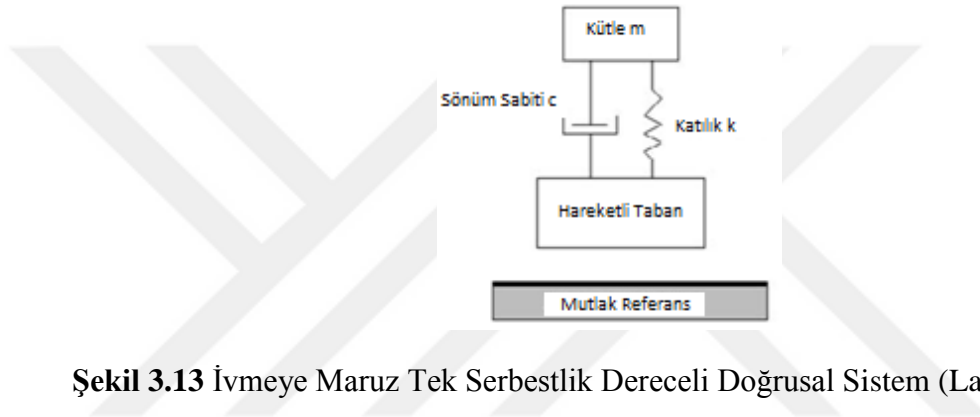
Yukardaki şekilde taban bir şoka maruz bırakıldığında her kütle doğal frekanslarına göre $f_{0i} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_i}{m_i}}$ ve seçilen sönüm oranına ζ göre birbirinden farklı şekilde hareket ederler. Bu hareket sırasında elastik eleman üzerinde bir gerilme σ_i oluşur. Analiz her frekansta her yayda oluşan gerilmelerin hesaplanması ve maksimum gerilmenin bulunmasını kapsar. Buradan eğer kullanacağımız şok tipi başka bir şok tipinden daha fazla gerilme oluşturuyorsa gerçek yapı üzerindedede daha fazla gerilme oluşturacağı sonucuna varılabilir. Verilen bir sönüm için her doğal frekanstaki maksimum yer değiştirmeyi veren grafik ŞCS olarak adlandırılır.

Bu çalışmada ŞCS'nin bulunmasında ivme sinyalleri kullanılmıştır. Sistem girdisinin ivme sinyali olması halinde yararlanılacak matematik model aşağıda kısaca açıklanmıştır.

$\ddot{x}(t)$ tek serbestlik dereceli sistemin tabanına uygulanan ivme olarak tanımlanırsa, $\dot{y}(t)$ kütle m 'in mutlak ivme cevabı olur, $z(t)$ ise kütle m 'nin tabana göre göreceli yer değiştirmesi olur. Şekil 3.13'de bu sistem gösterilmiştir.

Hareket denklemi aşağıdaki şekilde olur:

$$m \frac{d^2y}{dt^2} = -k(y - x) - c \left(\frac{dy}{dt} - \frac{dx}{dt} \right) \quad (3.53)$$



Şekil 3.13 İvmeye Maruz Tek Serbestlik Dereceli Doğrusal Sistem (Lalanne 2009)

Buradan $z(t) = y(t) - x(t)$ Denklem (3.53)'de yerine konursa:

$$\frac{d^2z}{dt^2} + 2\xi\omega_0 \frac{dz}{dt} + \omega_0^2 z = -\frac{d^2x}{dt^2} \quad (3.54)$$

Genelleştirilmiş diferansiyel denklem aşağıdaki gibidir:

$$\frac{d^2u}{dt^2} + 2\xi\omega_0 \frac{du}{dt} + \omega_0^2 u(t) = \omega_0^2 \ell(t) \quad (3.55)$$

Burada $\ell(t)$ ve $u(t)$ uyarı ve cevabın genelleştirilmiş fonksiyonlarıdır. Genelleştirilmiş denklem aşağıda kısaltılmış halde yazılabilir:

$$\frac{d^2q}{d\theta^2} + 2\xi \frac{dq}{d\theta} + q(\theta) = \lambda(\theta) \quad (3.56)$$

Burada;

$$q(\theta) = \frac{u(\theta)}{l_m} \quad (3.57)$$

$$\theta = \omega_0 t \quad (3.58)$$

$$\lambda(t) = \frac{l(t)}{l_m} \quad (3.59)$$

Burada , $l_m = l(t)$ nin maksimumudur.

Diferansiyel Denklem (3.56)'nın parçalı integral metodu ya da Laplace dönüşümü ile integrali alınabilir. Sıfır başlangıç şartlarında “Duhamel” integrali elde edilir.

$$q(\theta) = \frac{1}{\sqrt{1-\zeta^2}} \int_0^\theta \lambda(\delta) e^{-\zeta(\theta-\delta)} \sin \sqrt{1-\zeta^2}(\theta-\delta) d\delta \quad (3.60)$$

δ integrasyon değişkenidir. Integralin genel formu aşağıdaki şekildedir:

$$u(t) = \frac{\omega_0}{\sqrt{1-\zeta^2}} \int_0^t l(\alpha_d) e^{-\zeta\omega_0(t-\alpha_d)} \sin \omega_0 \sqrt{1-\zeta^2}(t-\alpha_d) d\alpha_d \quad (3.61)$$

α_d integral değişkenidir.

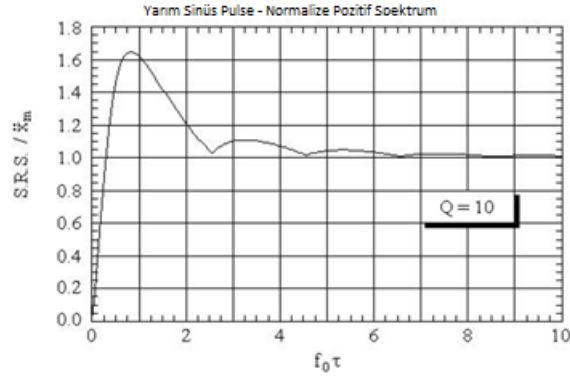
Eğer taban ivme ile uyarı ediliyorsa, göreceli yer değiştirme aşağıdaki şekilde çıkar:

$$z(t) = \frac{-1}{\omega_0 \sqrt{1-\zeta^2}} \int_0^t \ddot{x}(\alpha_d) e^{-\zeta\omega_0(t-\alpha_d)} \sin \omega_0 \sqrt{1-\zeta^2}(t-\alpha_d) d\alpha_d \quad (3.62)$$

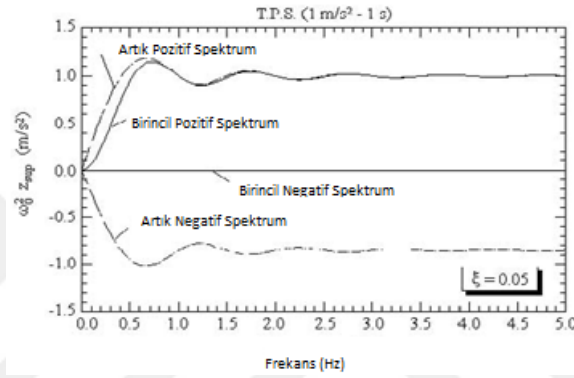
Kütlenin mutlak ivmesi ise aşağıdaki şekilde çıkar:

$$\ddot{y}(t) = \frac{\omega_0}{\sqrt{1-\zeta^2}} \int_0^t \ddot{x}(\alpha_d) e^{-\zeta\omega_0(t-\alpha_d)} [(1-2\zeta^2) \sin \omega_0 \sqrt{1-\zeta^2}(t-\alpha_d) + 2\zeta \sqrt{1-\zeta^2} \cos \omega_0 \sqrt{1-\zeta^2}(t-\alpha_d)] d\alpha_d \quad (3.63)$$

Şekil 3.14 ve Şekil 3.15'te standardize edilmiş yarım sinüs ve terminal tepe testere tipi şoklara karşılık oluşan ŞCS'lerin grafikleri verilmektedir.



Şekil 3.14 Yarıml Sinüs Şok İçin Standardize Edilmiş Şok Cevap İçeriği (Lalanne 2009)



Şekil 3.15 Terminal Tepe Testere Tipi Şok İçin Cevap İçeriği (Lalanne 2009)

3.4 Fourier Dönüşümü

Cevap sinyalinin saf bir sinus dalgası olduğu harmonik uyarıle yapılan bir modal testte karakteristik frekansın belirlenmesi basit bir işlemdir. Ancak, rastgele uyarıle yapılan bir modal testte, yapının yer değiştirme, hız yada ivme cevabı ise, yapının farklı doğal frekanslarının etkileşiminden oluşan karmaşık bir fonksiyondur.

Böyle karmaşık bir durumu incelemeyden önce, periodik bir cevaba sebep olan periodik bir uyarının basit durumu incelendiğinde; yer değiştirme, periyodu T olan $x(t)$ ise; $x(t)$ harmonik olarak ilişkili harmonik dalgaların toplamı olarak yani Fourier serileri ile temsil edilebilir. (Maia ve ark. 1997)

$$x(t) = a_0 + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \left(a_n \cos \frac{2\pi n t}{T} + b_n \sin \frac{2\pi n t}{T} \right) \quad (3.64)$$

a_n ve b_n sabitleri aşağıdaki şekilde elde edilebilirler:

$$a_n = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \cos \frac{2\pi n t}{T} dt \quad (3.65)$$

$$b_n = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \sin \frac{2\pi n t}{T} dt \quad (3.66)$$

Eğer,

$\cos \frac{2\pi n t}{T}$ ve $\sin \frac{2\pi n t}{T}$ aşağıdaki gibi karmaşık eksponent fonksiyonlar olarak yazılırsa;

$$\begin{aligned} \cos \frac{2\pi n t}{T} &= \frac{e^{j2\pi n t/T} + e^{-j2\pi n t/T}}{2} \\ \sin \frac{2\pi n t}{T} &= \frac{e^{j2\pi n t/T} - e^{-j2\pi n t/T}}{2j} \end{aligned} \quad (3.67)$$

Sonuç olarak Fourier serisinin eksponent formu aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$x(t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} c_n e^{j2\pi n t/T} \quad (3.68)$$

Burada;

$$c_n = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) e^{-j2\pi n t/T} dt \quad (3.69)$$

dir.

Eğer $x(t)$ periyodik bir fonksiyon değilse tekil bir impuls ise Denklem (3.69), Denklem (3.68)'de yerine konduğunda aşağıdaki şekilde yazılabilir;

$$x(t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \frac{1}{T} \left(\int_{-T/2}^{T/2} x(\tau) e^{-\frac{j2\pi n \tau}{T}} d\tau \right) e^{j2\pi n t/T} \quad (3.70)$$

Bu durumda impulsun sonsuz bir periyot ile tekrar ettiği öngörülürse toplam aşağıdaki gibi integral formunda yazılabilir:

$$x(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} X(f) e^{j2\pi f t} df \quad (3.71)$$

Burada,

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-j2\pi f t} dt \quad (3.72)$$

dir.

Denklem (3.71) ve (3.72)'de verilen integraller zaman alanındaki sinyallerin frekans alanına, frekans alanındaki sinyallerin ise zaman alanına dönüştürülmesinde kullanılırlar ve bu açıdan önem taşırlar.

3.5 Lanczos Metodu

Lanczos metodu matrislerin tridiagonalizasyonu için önerilmiştir. Genelleştirilmiş öz değer probleminin matrisleri tridiagonalize edildikten sonra, öz değerler ve öz değer vektörleri matris iterasyon metodları ile verimli bir şekilde çözülebilir. (Bathe 1982)

x herhangi bir başlangıç vektörüysse ve kütle matrisi M 'e göre aşağıdaki şekilde normalize edilirse:

$$x_1 = \frac{x}{\gamma}; \quad \gamma = (x^T M x)^{1/2} \quad (3.73)$$

$\beta_1 = 0$ kabul edilirse aşağıdaki Lanczos algoritması ile x_2, \dots, \dots, x_q vektörleri; $i=2, \dots, q$ için hesaplanabilir:

$$K\bar{x}_i = Mx_{i-1} \quad (3.74)$$

$$\alpha_{i-1} = \bar{x}_i^T Mx_{i-1} \quad (3.75)$$

$$\bar{x}_i = \bar{x}_i - \alpha_{i-1}x_{i-1} - \beta_{i-1}x_{i-2} \quad (3.76)$$

$$\beta_i = (\bar{x}_i^T M\bar{x}_i)^{1/2} \quad (3.77)$$

$$x_i = \bar{x}_i / \beta_i \quad (3.78)$$

Teorik olarak, yukardaki denklemlerle çıkartılan sıralı vektörler $x_i, i=1, \dots, q$, kütle matrisi M 'ye göre diktirler. $X=[x_1, \dots, \dots, x_q]$ aşağıdaki denklemi sağlar:

$$X^T (MK^{-1}M)X = T_q \quad (3.79)$$

T_q ise aşağıdaki gibi tridiagonal bir matristir:

$$T_q = \begin{bmatrix} \alpha_1 & \beta_2 & & & & \\ \beta_2 & \alpha_2 & \beta_3 & & & \\ & & & \ddots & & \\ & & & & \ddots & \\ & & & & & \alpha_{q-1} & \beta_q \\ & & & & & \beta_q & \alpha_q \end{bmatrix} \quad (3.80)$$

Denklem (3.79) kullanılarak $q=n$ olduğunda T_q 'nin öz değerleri ve öz vektörleri

$K\Phi = \lambda M\Phi$ probleminin öz değer ve öz değer vektörleri ile ilişkilendirilebilir.

$$\frac{1}{\lambda}M\phi = MK^{-1}M\phi \quad (3.81)$$

$$\Phi = X\bar{\Phi} \quad (3.82)$$

Denklem (3.82)'deki dönüşüm ve Denklem (3.79) kullanılarak aşağıdaki denklem elde edilebilir;

$$T_n \bar{\Phi} = \frac{1}{\lambda} \bar{\Phi} \quad (3.83)$$

Yani T_n 'in öz değerleri $K\phi = \lambda M\phi$ 'nin öz değerlerinin tersidir ve öz değer vektörleri ise Denklem (3.82)'de verildiği gibi ilişkilidir.

Büyük sistemlerin çözümünde yuvarlama hatalarından dolayı x_i vektörleri kütle matrisi M 'e göre dik olmayabilirler. Bu ve başka sebeplerden dolayı Lanczos Metodu ile ilgili önemli miktarda araştırmalar yapılmaktadır.

3.6 Modal Kombinasyon Kuralları

Tek serbestlik dereceli bir sistem için çıkartılmış cevap spektrumu; çok serbestlik dereceli bir sisteme aynı uyarı uygulanarak ama çok serbestlik dereceli sistemin her modunun tek serbestlik dereceli bir sistem gibi cevap vereceği öngörüsüyle uygulanabilir. Ayrıca nodal yüklerin, $[R^{ext}]$ 'nin, zamana göre aynı şekilde davrandıkları öngörülür. Böylece $r=r(t)$ bu yükleri temsil edebilir. ω_i frekansında, ζ_i sönüm oranındaki herhangi bir mod için cevap spektrumu yer değiştirme yükseltme faktörü S_i 'yi sağlar. Yer değiştirmenin maksimum değeri aşağıdaki şekildedir (Cook ve ark. 2002).

$$u_i^{maks} = S_i u_i^{st} = S_i \frac{r_i^{maks}}{k} = S_i \frac{r_i^{maks/m}}{k/m} = S_i \frac{r_i^{maks/m}}{\omega_i^2} \quad (3.84)$$

Çok serbestlik dereceli sistemler için fiziksel büyüklükler yerine modal büyüklükler kullanılır, bu durumda modal maksimum aşağıdaki gibi olur;

$$Z_i^{maks} = S_i Z_i^{st} = S_i \frac{p_i^{maks}}{\omega_i^2} \quad (3.85)$$

Kütleye göre normalize edilmiş modal matrisin j 'ninci satırı aşağıdaki şekildedir;

$$D_j = [\phi]_j [Z] \text{ ya da } D_j = \sum_i \Delta_{ji} \quad (3.86)$$

burada $\Delta_{ji} = \phi_{ji} Z_i$ 'dir. Z ve Δ_{ji} zamanın fonksiyonlarıdır. Z_i^{maks} 'in ortaya çıktığı an düşünülürse buna denk gelen $\bar{\Delta}_{ji}$ aşağıdaki şekildedir;

$$\bar{\Delta}_{ji} = \phi_{ji} Z_i^{maks} \quad (3.87)$$

Modal maksimum kombinasyonu sonucu fiziksel maksimumların sağlanması ile ilgili matematiksel olarak kesin bir yöntem yoktur. Eğer modların frekansları yeterli bir şekilde ayrışmaların toplamının karekökü (KTKK) metodu ile iyi sonuçlar elde edilebilir:

$$\text{KTKK metodu: } D_j^{maks} = \sqrt{\sum_i (\bar{\Delta}_{ji})^2} \quad (3.88)$$

MKTM – Toplama metodu ise en büyük değere sahip modu, $|\bar{\Delta}_{jm}|$ 'i kullanır ve geri kalan modlar için KTKK metodunu kullanır:

$$\text{MKTM – Toplama metodu: } D_j^{maks} = |\bar{\Delta}_{jm}| + \sqrt{\sum_i (\bar{\Delta}_{ji})^2} \quad (3.89)$$

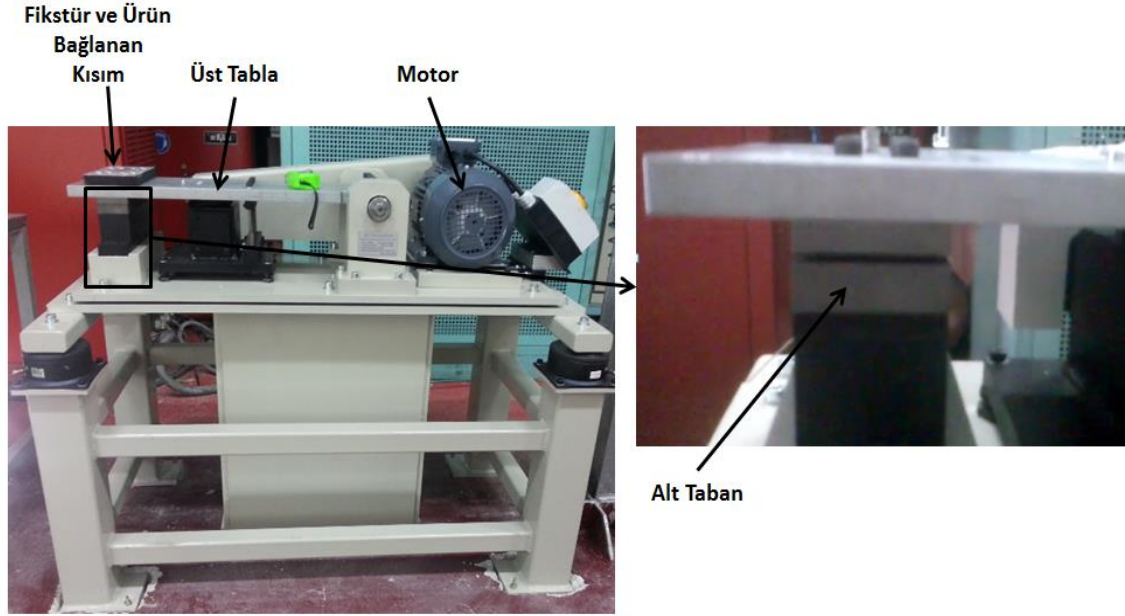
Bu tez çalışmasında mod kombinasyon metodu olarak KTKK metodu uygun görülmüştür.

3.7 Test, Ölçüm Aletleri, Analiz Paket Programları

Bu bölümde test, ölçüm aletleri, analiz ve veri işlemede kullanılan paket programlar hakkında genel bilgiler verilmiştir.

3.7.1. SAE J577 Mekanik Şok Makinası

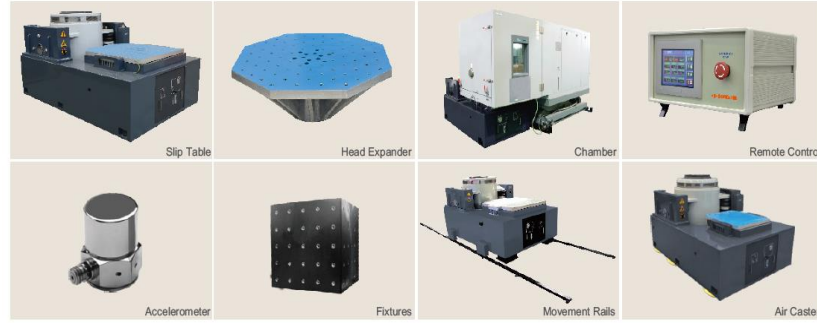
SAE J577 mekanik şok testi için şartnameye göre özel olarak ürettirilmiş aşağıda şekli verilen makina kullanılmıştır. Şekil 3.16'da genel şeması verilen özel test cihazının üzerinde bulunan tablanın ucuna test edilecek ürün bağlanır, bu tabla 12,5Hz \pm 0,17Hz ile tekrarlı olarak genliği 3,2mm \pm 0,25mm olacak şekilde altındaki çelik tabana çarpar.



Şekil 3.16 SAE J577 Mekanik Şok Makinası

3.7.2. Sarsıcı

Harmonik tarama ve yarım sinus şok testleri Çizelge 3.1'de özellikleri verilen Dongling marka ES-20-320 tip sarsıcı ile yapılmıştır. Şekil 3.17'de sarsıcı ve ekipmanları gösterilmiştir.



Şekil 3.17 ES-20-320 Tip Sarsıcı ve Opsiyonel Aksesuarları (Anonim 2015b)

Çizelge 3.1 Sarsıcı Özellikleri

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 (KO)	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 Genişletici	Sarsıcı için HE600(octagon) kafa genişletici		
		Kafa genişletici ölçüleri	600X600	mm

		Kullanılabilir Frekans	5-2000	Hz
		Ağırlık	28	Kg
		Malzeme	Magnezyum	
4	Termal Bariyer 1	HE600(octagon) 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 yazılımı kullanılmaktadır. Kontrolcünün 1 adet sinyal işleme ünitesi, 4 adet girişi, 1 adet çıkışı bulunmaktadır. Yazılım rezonans tarama, rastgele titreşim ve şok yükleme tiplerini desteklemektedir.

3.7.3. İvme Ölçerler

Sarsıcı üzerinde uygulanan ivme sinyallerini kontrol etmek amacıyla PCB 352B04 tip ivme ölçer kullanılmıştır. Şekil 3.18'de görüntüsü ve devamında ana özellikleri verilmiştir:



Şekil 3.18 Tek Eksenli İvme Ölçer (Anonim 2017a)

- Hassasiyet: ($\pm 5\%$) 10 mV/g (1,02 mV/(m/s²))
- Ölçüm aralığı: ± 500 g tepe (± 4905 m/s² tepe)
- Geniş band çözünürlük: 0,003 g KO (0,03 m/s² KO)
- Frekans Aralığı: ($\pm 5\%$) 1 to 7000 Hz
- Ağırlık: 0,38 oz (10,5 g)

SAE J577 mekanik şok testlerinde tek eksenli PCB 352C03 tip ivme ölçer kullanılmıştır. Şekil 3.19’da görüntüsü ve devamında ana özellikleri verilmiştir:



Şekil 3.19 Tek Eksenli İvme Ölçer (Anonim 2017b)

- Hassasiyet: ($\pm 10\%$) 10 mV/g (1,02 mV/(m/s²))
- Ölçüm aralığı: ± 500 g tepe (± 4900 m/s² tepe)
- Geniş band çözünürlük: 0,0005 g KO (0,005 m/s² KO)
- Frekans aralığı: ($\pm 5\%$) 0., to 10000 Hz
- Ağırlık: 0,20 oz (5,8 g)

Yarım Sinüs Şok testleri sırasında PCB 356A02 3 eksenli ivme ölçerler kullanılmıştır. Şekil 3.20’de görüntüsü ve devamında ana özellikleri verilmiştir:



Şekil 3.20 3 Eksenli İvme Ölçer (Anonim 2017c)

- Hassasiyet: ($\pm 10\%$) 10 mV/g (1,02 mV/(m/s²))
- Ölçüm aralığı: ± 500 g tepe (± 4900 m/s² tepe)
- Geniş band çözünürlük: 0,0005 g KO (0,005 m/s² KO)
- Frekans aralığı: ($\pm 5\%$) 1 to 5000 Hz
- Elektriksel soket: 1/4-28 4-Pin

3.7.4. Birim Uzama Ölçer

SAE J577 ve yarım sinüs şok testleri sırasında birim uzama ölçümleri doğrusal termal genişleme katsayısı $65 \times 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}$ olan ve plastik parçalar üzerinde birim uzama ölçümüne uygun KFP-5-120-C1-65L2M3R tip tek eksenli birim uzama ölçer ile yapılmıştır.

3.7.5. Sinyal Ölçüm Sistemi

İvme ve birim uzama sinyallerinin senkronize olarak ölçülmesinde DEWESoft Sirius HD 16xSTGS Sinyal ölçüm sistemi kullanılmıştır. Şekil 3.21’de genel özellikleri verilmiştir.



Şekil 3.21 16 Kanallı Sinyal Ölçüm Sistemi (Anonim 2017e)

Çizelge 3.2 16 Kanallı Sinyal Ölçüm Sistemi Özellikleri (Anonim 2017e)

Analog Girişler	16 kanallı voltaj, tam/yarım/çeyrek köprü birim uzama, akım (dış şant'lı)
ADD Tipi	Anti-aliasing filtreli 24 bit delta-sigma
Örnekleme Hızı	Eşzamanlı 200kS/s
Aralıklar	$\pm 10\text{V}$, $\pm 1\text{V}$, $\pm 100\text{mV}$, $\pm 10\text{mV}$
10Vexc'te Br aralıkları	1000mV/V, 100mV/V, 10mV/V, 1mV/V
10kS'te Dinamik Aralıklar	137 dB
Giriş Bağlantısı	DA
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 -
Uyarma Gerilimi	0'dan 12 VDC'ye kadar yazılımdan programlanabilir (16 bit DAD), maks 44mA
TEVD	Desteklenir, 9pinli DŞKOKT uyumlu OÖE

	adaptörler
Yüksek Gerilim Koruyucu	IN+ 'dan IN –'ye, sürekli 50V, 200V tepe (10ms)
Tipik Güç Tüketimi (maks)	11W(22W)
Kullanılabilir Giriş Konnektörleri	DB9,L1B10f

3.7.6. Stroboskop

Dwell testi sırasında mod şekillerinin görsel olarak incelenebilmesi için Monarch Instruments Nova-Strobe LED taşınabilir Stroboskop kullanılmıştır. Dakikada 30 ile 500 000 adet flaş oluşturabilir. Şekil 3.22'de görüntüsü verilmiştir.



Şekil 3.22 Stroboskop (Anonim 2017f)

3.7.7. Paket Programlar

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

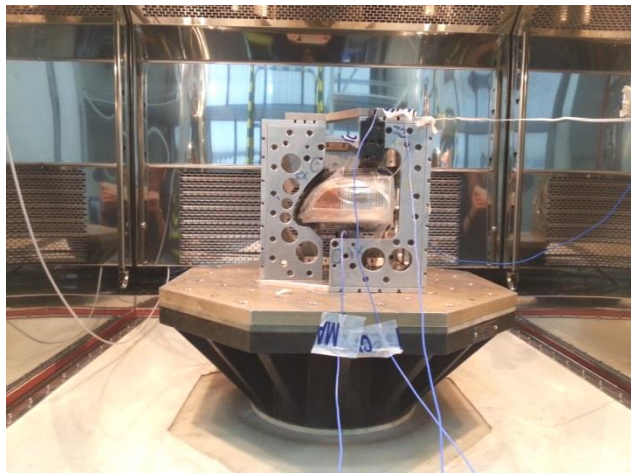
Ölçüm sonucu elde edilen ivme ve birim uzama sinyallerini işlemek, fourier dönüşümleri, ŞCS hesaplamaları, istatistik hesaplamaları için N-Code Glyphworks paket programı kullanılmıştır.

4. BULGULAR

Bu bölümde, sonlu elemanlar harmonik tarama analizi sonucu elde edilen FCF ile rezonans tarama sonucu elde edilen FCF karşılaştırılmıştır. Daha sonra sonlu elemanlar yöntemi ile yapılmış zamana bağlı şok analiz sonucu elde edilen birim uzama değeri ve test sırasında ölçülen birim uzama sinyali karşılaştırılmıştır. Ek olarak, ŞCS metoduyla yapılmış sonlu elemanlar analiz sonuçları ile zamana bağlı analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. ŞCS analiz süresi ve sonuç dosya boyutları ile zamana bağlı analiz süresi ve sonuç dosyası boyutları karşılaştırılmıştır.

4.1. Otomotiv Gündüz Farı Üzerinde Rezonans Tarama Testi ve Sonlu Elemanlar Analizleri

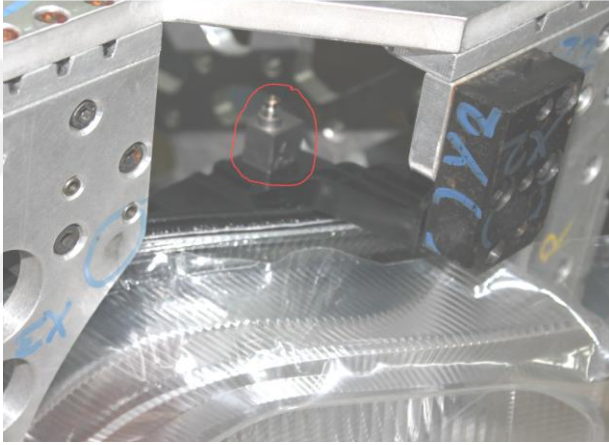
Tez çalışmasında Gündüz Farının doğal frekanslarının belirlenebilmesi için sarsıcı üzerinde 10Hz-250Hz arasında 1g genliğinde ve 1 oktav/dakika hız ile harmonik tarama testi yapılmıştır. Test sırasında Gündüz Farının bir noktası üzerine ivme ölçer bağlanarak frekansa karşılık ivme ölçülmüştür. Aynı anda test fikstürü üzerine bağlanan bir ivme ölçer ile de frekansa karşılık ivme ölçülmüş ve test fikstürünün tarama yapılan frekans aralığı içerisinde doğal frekanslarının olup olmadığı araştırılmıştır. Testte kullanılan sarsıcı , fikstür, gündüz farı ve ivme ölçerin pozisyonu sırasıyla Şekil 4.1, Şekil 4.2 ve Şekil 4.3'de gösterilmiş, Şekil 4.4'de ise test sonucu elde edilen ivme frekans cevabı verilmiştir.



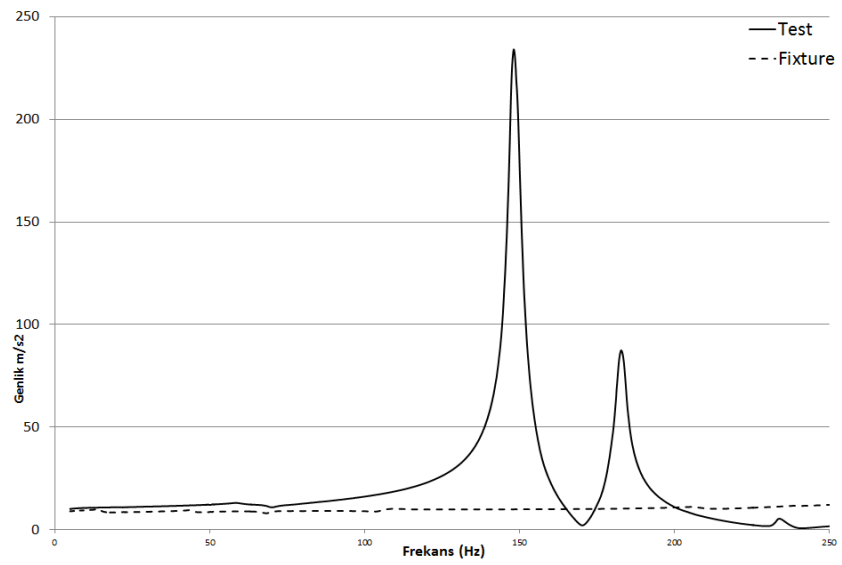
Şekil 4.1 Sarsıcı, Test Fikstürü ve Gündüz Farı



Şekil 4.2 Test Fikstürü ve Gündüz Farı



Şekil 4.3 Gündüz Farı Üzerinde İvme Ölçer Pozisyonu



Şekil 4.4 Gündüz Farı ve Test Fikstürünün İvme Frekans Cevabı

Şekil 4.4 incelendiğinde test fikstürünün 10Hz-250Hz arasında rezonansının olmadığı, gündüz farının ise 148,096Hz ve 182,743Hz’de iki adet doğal frekansının olduğu görülmektedir.

4.1.1. Rezonans Tarama Testi Verileri Kullanılarak Yapının Modal Parametrelerinin Belirlenmesi

Bölüm 3.2.3.’de anlatılan Tepe Tutma Metodu ve denklemler kullanılarak test sırasında ölçülen ivme sinyali üzerinden aşağıdaki modal parametreler elde edilmiştir:

İlk Rezonans için:

Doğal frekansı $\omega_{r1} = 148,096$ Hz;

Yarım güç noktaları $\omega_{a1} = 146,407$ Hz; $\omega_{b1} = 150,0$ Hz;

Maksimum ivme cevap genliği $a_{max1} = 234,016$ m/s²;

Kayıp Faktörü $\eta_1 = 0,0242$;

Modal Sabit $A_1 = 5,676$

İkinci Rezonans için:

Doğal frekansı $\omega_{r2} = 182,743$ Hz;

Yarım güç noktaları $\omega_{a2} = 181,005$ Hz; $\omega_{b2} = 184,851$ Hz;

Maksimum ivme cevap genliği $a_{max2} = 87,430$ m/s²;

Kayıp Faktörü $\eta_2 = 0,0210$;

Modal Sabit $A_2 = 1,839$

Her iki frekans için elde edilen doğal frekans ve kayıp faktörü değerleri Denklem (3.41)’de kullanılarak aşağıdaki iki bilinmeyenli iki denklem takımı oluşturulmuştur:

$$\alpha + \beta\omega_{r1}^2 = \eta_1\omega_{r1}$$

$$\alpha + \beta\omega_{r2}^2 = \eta_2\omega_{r2} \quad (4.1)$$

Bu denklemlerin çözümünden, $\alpha= 19,747$ 1/s ve $\beta= 3,15E-6$ s olarak bulunmuştur.

Denklem (3.47) ve hesaplanan modal parametreler kullanılarak her iki rezonans noktası için cevap eğrileri elde edilebilir. Bunun için SciLab açık kaynak kodlu program kullanılarak Şekil 4.5’de verilen basit kod yazılmıştır;

```
wr=148.096039
amax=234.016891
b=amax/sqrt(2)
wb=150.37767
wa=146.407562
n=(wb-wa)/wr
A1=amax*n
i=sqrt(-1)

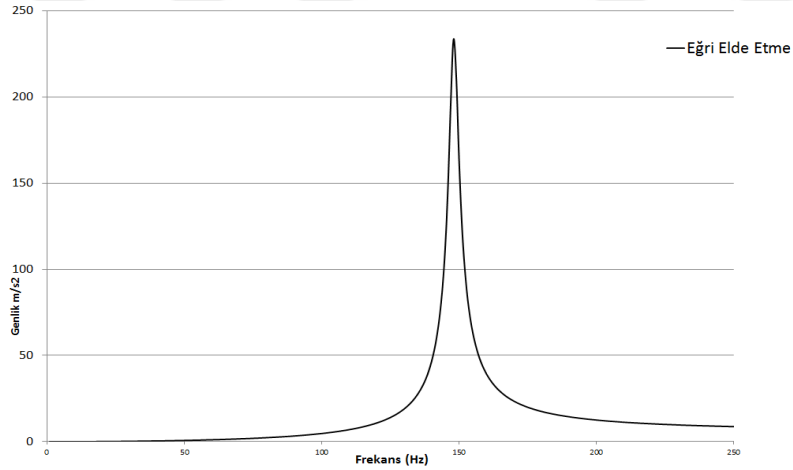
U1U1=abs(n*amax)

for w=1:250
    acceleration(w,1)=w^2*A1/(wr^2-w^2+i*n*wr^2)
end

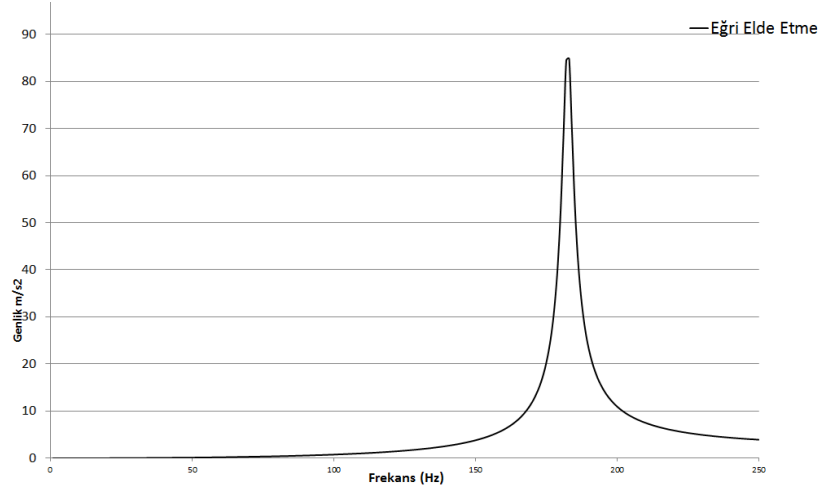
figure
plot(abs(accelerance))
```

Şekil 4.5 Eğri Elde Etmek Amacıyla Yazılmış Basit Kod

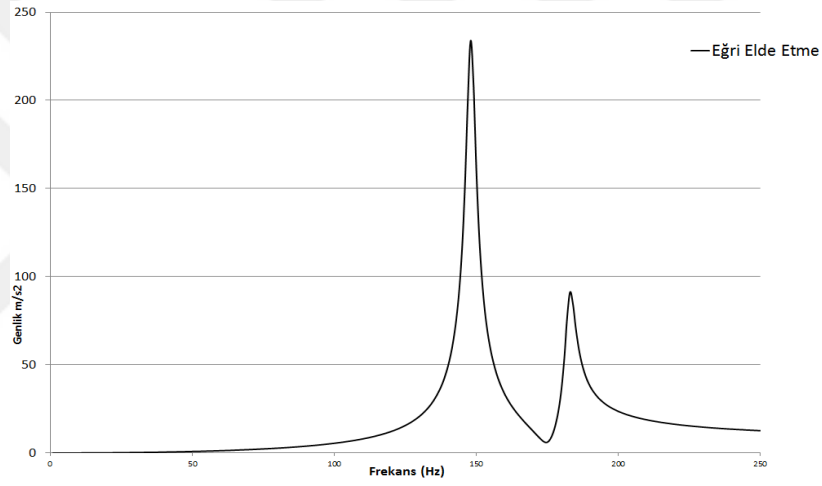
Bu kod yardımıyla elde edilen cevap eğrileri birinci ve ikinci rezonans için sırasıyla Şekil 4.6 ve Şekil 4.7’de gösterilmiştir. Daha sonra doğrusal analiz yaklaşımıyla bu iki eğri toplanarak Şekil 4.8’deki toplam eğri elde edilmiştir.



Şekil 4.6 İlk Rezonans İçin Elde Edilen İvme Cevap Eğrisi

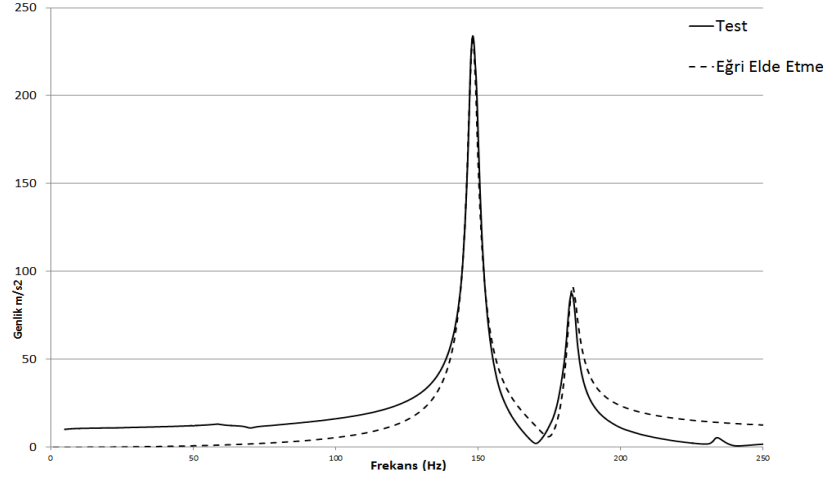


Şekil 4.7 İkinci Rezonans İçin Elde Edilen İvme Cevap Eğrisi



Şekil 4.8 Toplam İvme Cevap Eğrisi

Şekil 4.9'da ise modal parametreler kullanılarak elde edilen ivme cevap fonksiyonu ile test sinyalinden elde edilen ivme cevap fonksiyon grafiklerinin karşılaştırması sunulmuştur.

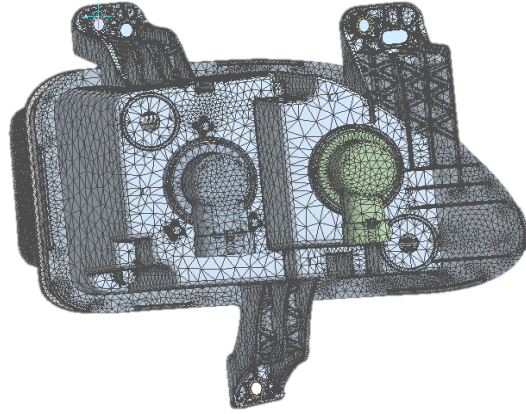


Şekil 4.9 Test ve Elde Edilen Eğri'nin Karşılaştırılması

Şekil 4.9 incelendiğinde test sinyali ile modal parametrelerden elde edilen eğri arasında özellikle rezonans bölgelerinde hayli iyi bir uyum olduğu görülmüştür.

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

Bu çalışmada ele alınan gündüz farının sonlu eleman modeli için, orta düğüm noktaları açık dörtkenarlı bir eleman tipi tercih edilmiştir. Oluşturulan sonlu elemanlar ağında 805 522 düğüm noktası ve 464 022 eleman mevcuttur. Gündüz farı için elde edilen sonlu elemanlar ağı Şekil 4.10'da gösterilmiştir.



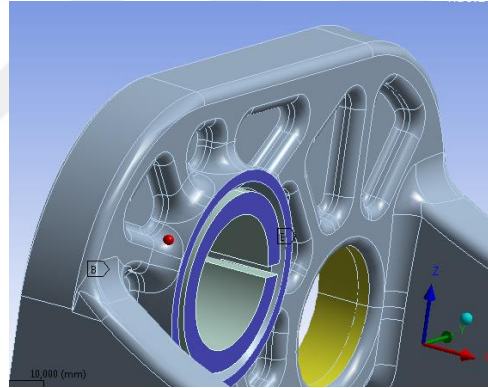
Şekil 4.10 Sonlu Elemanlar Ağı

Gündüz farının temel parçaları Gövde, Lens ve Reflektör'dür. Gövde malzemesi PC-ABS, Lens malzemesi PC, Reflektör malzemesi ise BMC'dir. Çizelge 4.1'de malzemelerin mekanik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 4.1 Malzeme Mekanik Özellikleri, 22°C

	Yoğunluk kg/m ³	Elastik Modül MPa	Poisson Oranı
PC-ABS	1150	2400	0,4
PMMA	1190	3360	0,32
BMC	2000	13000	0,3

Gündüz Farı 3 ayrı yerden araç tamponuna vidalanmaktadır. Bağlantı deliklerinin yanında referans pimlerinin geçtiği delikler bulunmaktadır. Sonlu elemanlar modelinde Şekil 4.11'deki bağlantı şekli uygulanmıştır:



Şekil 4.11 Bağlantı Şekli

Bağlantı şeklinde vida pulu basan yüzeyler her yönde sabitlenmiştir. Pim geçen delik X yönünde serbest bırakılmıştır.

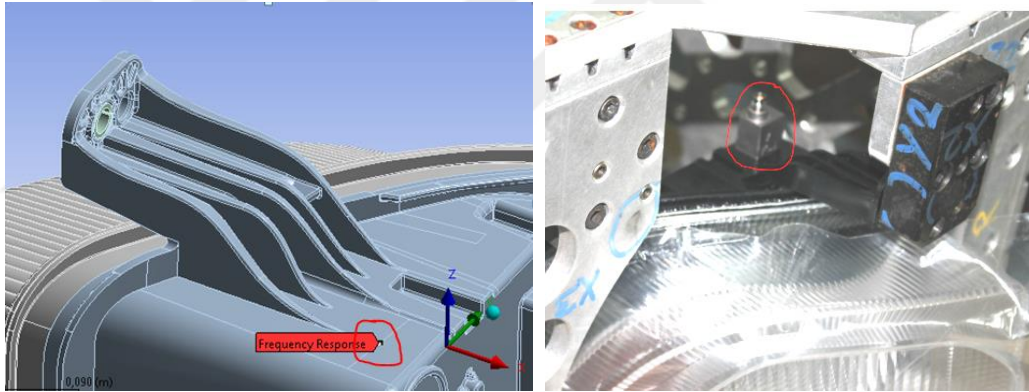
Modal analiz sönümsüz olarak Block Lanczos çözücü kullanılarak yapılmıştır. Yapılan modal analiz sonucunda ilk doğal frekansı 137,37 Hz ($e=7,24\%$), ikinci doğal frekansı ise 174,24 Hz ($e=4,5\%$) bulunmuştur.

4.1.3. Sonlu Elemanlar Harmonik Cevap Analizi Sonuçlarının Test Sonucu Elde Edilen İvme Cevap Fonksiyonu ile Karşılaştırılması

Harmonik analiz mod toplama yöntemi kullanılarak, cluster seçeneği 8 girilip 1g sabit ivme ile 10Hz-250Hz arasında yapılmıştır.

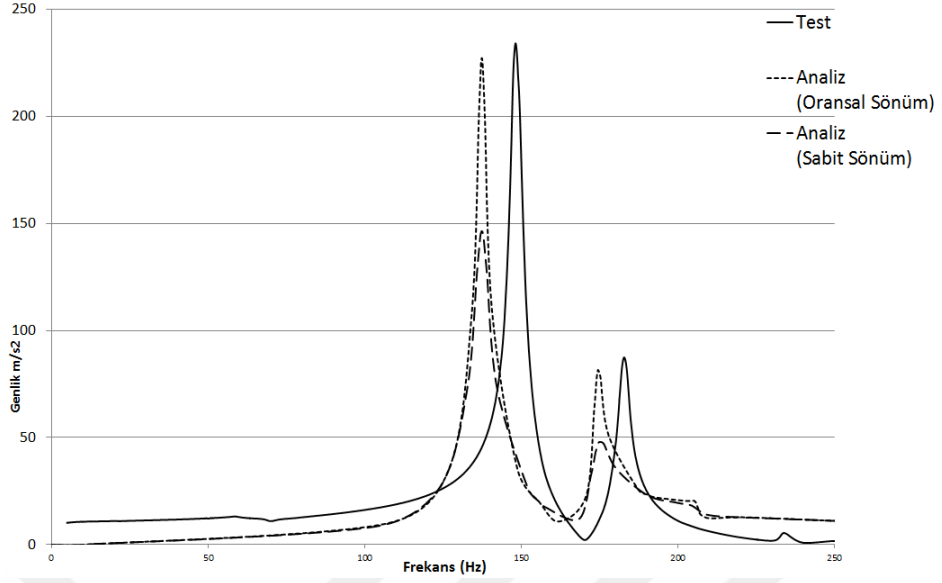
Mod toplama yöntemi modal analiz sonuçlarını kullanır. Tam metoda göre çok daha kısa sürede çözüm alınır, ama tam metod seçilen frekans adımına göre tüm frekanslarda çok daha hassas sonuçlar verir, çözüm süresi çok uzundur. Mod toplama yönteminde cluster seçeneği 8 olarak seçilirse rezonans bölgelerinde tam metod kadar hassas sonuçlar kısa sürede alınabilir.

Harmonik cevap analizleri sonunda test sırasında ivme ölçer konan noktayı temsil eden bir noktadan ivme frekans cevabı hesaplanmıştır, Şekil 4.12’de ivme ölçer pozisyonu gösterilmiştir.



Şekil 4.12 İvme Frekans Cevabı Ölçülen Nokta

Bu çalışmada 0,02 sabit sönüm oranı ve α, β çarpanları kullanılarak harmonik cevap analizi yapılmış ve sonuçlar test sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Şekil 4.13’te çözüm sonuçları ve test sonucu beraber incelenmiştir. Sonuçlar Çizelge 4.2’de özetlenmiştir.



Şekil 4.13 Analiz Sonuçlarının Test Sonuçlarıyla Karşılaştırılması

Çizelge 4.2 Test ve Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

	Mod 1		Mod 2	
	Frekans (Hz)	Genlik (m/s ²)	Frekans (Hz)	Genlik (m/s ²)
Test	148,09	234,01	182,74	87,43
Analiz (Sabit Sönüm)	137,37	146,03	174,24	47,98
Analiz (Oransal Sönüm)	137,37	227,15	174,24	81,526

Çizelge 4.2 incelendiğinde ilk doğal frekansın analizlerde 10,72 Hz fark, yani %7,24 hata, ikinci doğal frekansın ise analizlerde 8,50Hz fark, yani %4,5 hata ile düşük hesaplandığı görülmüştür. İvme genlikleri incelendiğinde ise sabit sönüm öngörüsü ile yapılan analizde; birinci doğal frekansta 87,98m/s² fark, yani %37,6 hata, ikinci doğal frekansta ise 39,45m/s² fark yani %45,12 hata ile düşük hesaplandığı görülmüştür.

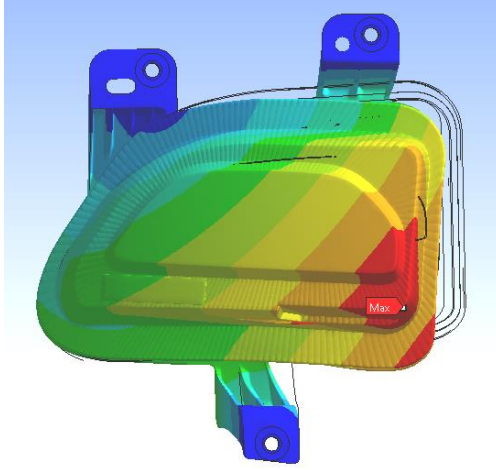
Oransal sönüm ile yapılan analizde ise; birinci doğal frekansta $6,86\text{m/s}^2$ fark yani %2,93 hata, ikinci doğal frekansta ise $5,904\text{m/s}^2$ fark yani %6,75 hata ile düşük hesaplandığı görülmüştür. Doğal frekanslardaki hata oranı kabul edilebilir sınırlar içersindedir. Oransal sönüm ile yapılan analiz sonucu elde edilen ivme genliklerindeki hatalar kabul edilebilir sınırlar içersindedir. Oransal sönüm öngörüsü ile güncellenen sonlu elemanlar modelinin şok analizlerinde kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.

4.1.4. Mod Şekillerinin Stroboskop ile İncelenmesi ve Sonlu Elemanlar Modal Analiz sonuçları ile Karşılaştırılması

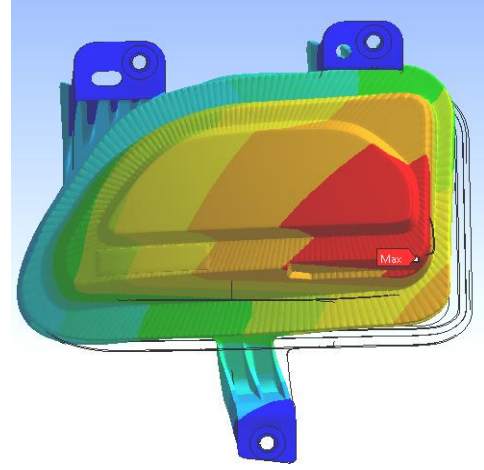
Mod şekilleri ürünün doğal frekanslarında nasıl hareket ettiği hakkında bize bilgi verir. Sonlu elemanlar yöntemiyle hesaplanan mod şekil vektörleri çoğu ticari analiz programında görsel filmler haline getirilebilir. Şekil 4.14 ve Şekil 4.15'te hesaplanmış mod şekilleri verilmiştir.

Yapı, doğal frekanslarında elektrodinamik sarsıcı ile sabit ivme ile uyarı edilerek stroboskop yardımıyla mod şekli incelenebilir. Stroboskop istenilen frekansta yanıp sönen flaş'lar oluşturabilen bir alettir. Mesela döner bir makina parçasının hangi hızda döndüğü stroboskop yardımı ile bulunabilir. Stroboskop frekansı döner makinanın dönüş frekansına denk getirildiğinde makina parçası duruyormuş gibi görülür. Stroboskop frekansı döner makinanın dönüş frekansından biraz daha düşük bir frekansa ayarlanırsa döner makina çok yavaş bir dönme hızında dönüyormuş gibi görünür. Aynı şekilde ürünün doğal frekansından biraz düşük bir frekansa ayarlanan stroboskop ürünün doğal frekansında nasıl hareket ettiğini yavaş çekim bir film gibi görmemize olanak sağlar.

Çalışma sonucunda doğal frekansları ve cevap ivme genlikleri tatmin edici bir doğruluk ile tahmin edilmiştir. Gerçek mod şekilleri ve sonlu elemanlar analizi sonucu elde edilen mod şekilleri görsel olarak karşılaştırılmış ve analiz sonucunda gerçeğe yakın bir sonuç elde edildiği gözlenmiştir.



Şekil 4.14 1. Mod Şekli



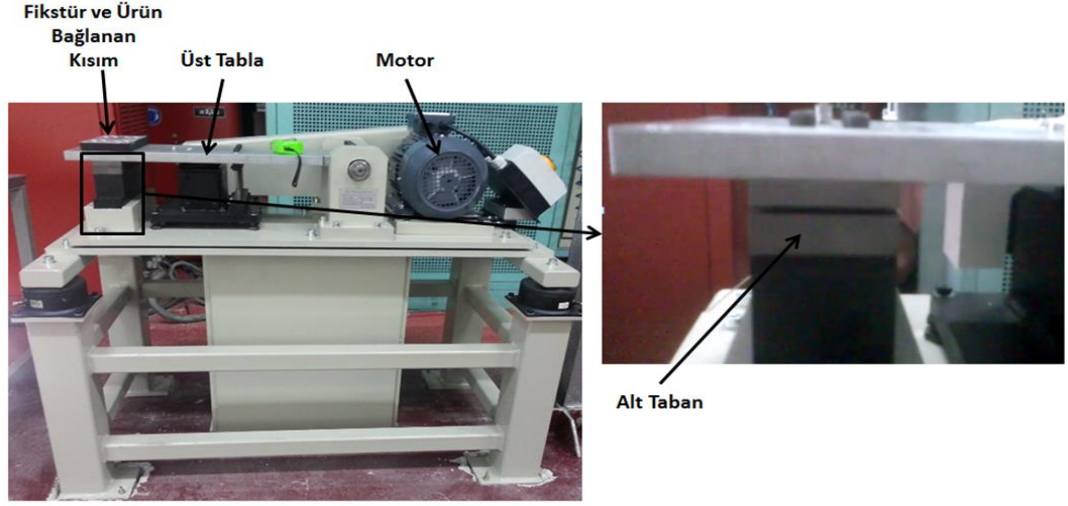
Şekil 4.15 2. Mod Şekli

4.2. Otomotiv Gündüz Farı Üzerinde Şok Testleri ve Sonlu Eleman Analizleri

Bu bölümde önce SAE J577 testi ve sonlu eleman şok analiz sonuçları karşılaştırılmış ardından yarım sinus şok testi ve sonlu elemanlar analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Her iki şok tipi için ŞCS analizleri yapılarak zamana bağlı analiz sonuçları ile karşılaştırma yapılmıştır. ŞCS analiz süresi ve sonuç dosya boyutları ile zamana bağlı analiz süresi ve sonuç dosyası boyutları karşılaştırılmıştır.

4.2.1. SAE J577 Mekanik Şok Testi ve Sonlu Eleman Analizleri

Otomotiv aydınlatma sistemlerinin farklı tiplerde mekanik şok testlerine dayanıklı olması istenmektedir. Bunlardan bir tanesi SAE J 577’de belirtilen mekanik şok testidir. Şekil 4.16 ve Şekil 4.17’de genel şeması verilen özel test cihazının üzerinde bulunan tablanın ucuna test edilecek ürün bağlanır, bu tabla 12,5Hz \pm 0,17Hz ile tekrarlı olarak genliği 3,2mm \pm 0.25mm olacak şekilde altındaki çelik tabana çarpar. 1 saat süren test sonucunda ürün üzerinde her hangi bir yapısal bozulma, fonksiyon kaybı olmamalıdır.



Şekil 4.16 Mekanik Şok Makinası



Şekil 4.17 Mekanik Şok Makina Tablası ve Fikstür

Modal parametreleri güncellenmiş sonlu elemanlar modeli (MPGSEM) kullanılarak şok analizi yapabilmek için test sırasında test fikstürünün Gündüz Farı bağlantı noktalarına yakın yerlerinden ivme ölçerler ile X, Y ve Z yönlerinde ivme sinyalleri ölçülmüştür. Şekil 4.18'de test fikstürü ve üzerine bağlanmış gündüz farı, Şekil 4.19'da ise ivme ölçer pozisyonu gösterilmiştir. Test sırasında Gündüz Farı bağlantı braketine üzerine birim uzama ölçer takılarak analiz sonuçları ile karşılaştırılmak üzere birim uzama ölçümleri yapılmıştır. Birim uzama ölçer pozisyonu Şekil 4.20'de gösterilmiştir. Şekil 4.21'de ise çok kanallı ölçüm sistemi gösterilmiştir.



Şekil 4.18 Mekanik Şok Test Makinası, Fikstür ve Gündüz Farı



Şekil 4.19 Bağlantı Noktalarına Yakın İvme Ölçer

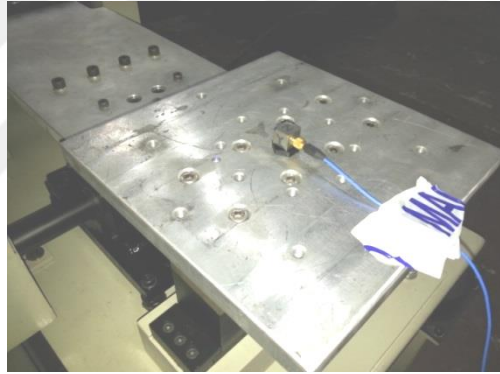


Şekil 4.20 Braket Üzerine Takılmış Birim uzama ölçer

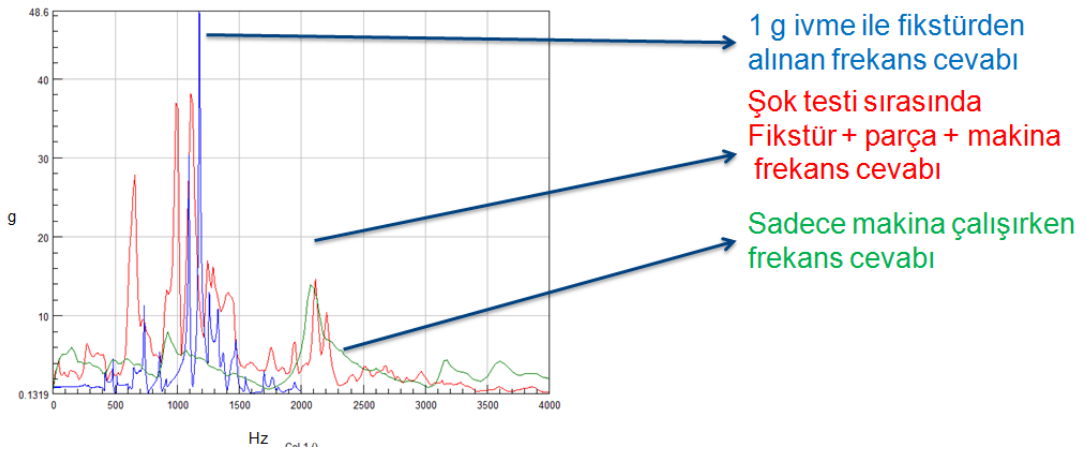


Şekil 4.21 16 Kanallı Veri Toplama Cihazı

Mekanik Şok testi sırasında mekanik şok makinası tablasının, test fikstürünün ve gündüz farının doğal frekansları tetiklenmektedir. Test sırasında gündüz farı üzerinden ölçülen ivme frekans cevabının içerisinde fikstür ve makina tablasının doğal frekanslarının etkisinde bulunmaktadır. Bu etkiyi toplam frekans cevabında ayrıştırabilmek için makina üzerinde fikstür ve gündüz farı olmadan makina boşta çalıştırılarak tabla üzerinden dikey yönde ivme ölçümü yapılmış ve fourier dönüşümü ile ivme sinyali frekans alanına aktarılmıştır. Şekil 4.22’de üzerine ivme ölçer takılmış makina tablası gösterilmiştir. Test fikstürü üzerinden sarsıcı ile 2000Hz’e kadar harmonik tarama yapılarak dikey yönde ivme sinyali ölçülmüştür. Mekanik şok testi sırasında ise gündüz farı üzerinden dikey yönde ivme ölçümü yapılmış ve fourier dönüşümü ile sinyal frekans alanına aktarılmıştır. Tüm bu ölçümler Şekil 4.23’te gösterilen grafik üzerinde üstüste konularak incelenmiştir:



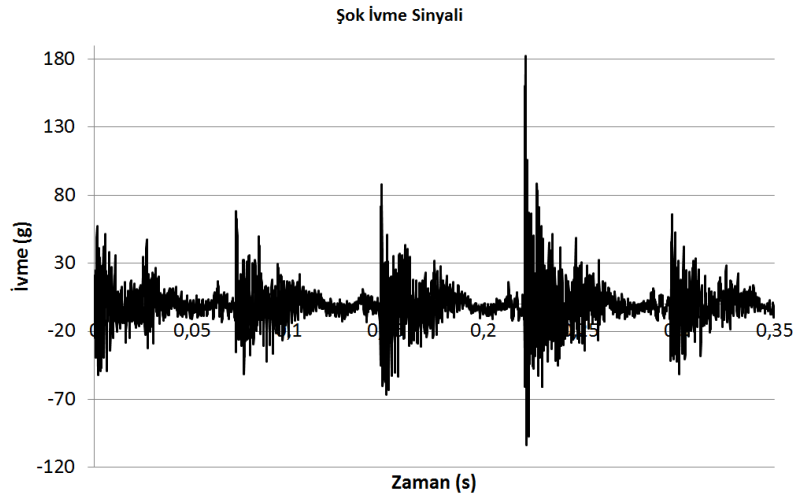
Şekil 4.22 Mekanik Şok Makinası Tablası Üzerinden İvme Sinyali Ölçümü



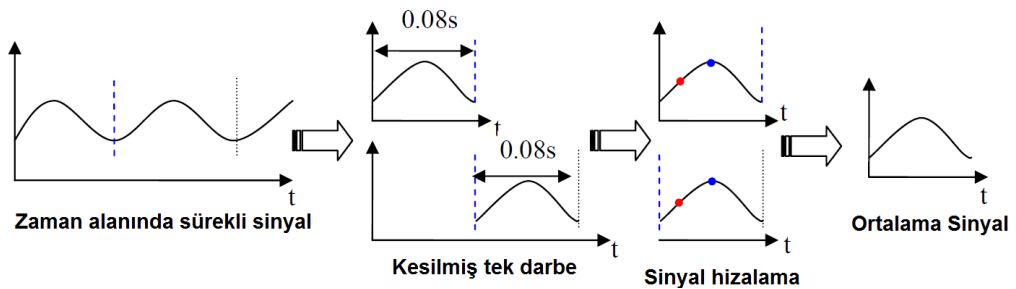
Şekil 4.23 Test Fikstürü ve Şok Makinası Tablası Rezonanslarının Gündüz Farı Üzerinden Alınan İvme Sinyaline Olan Etkisi

Şekil 4.23 incelendiğinde Gündüz Farı üzerinden ivme ölçümü sonucu elde edilen frekans cevabında 500Hz – 1500Hz arasında fiştür rezonanslarının; 2000Hz sonrasında ise şok makinası tablasının rezonansının etkili olduğu görülmektedir.

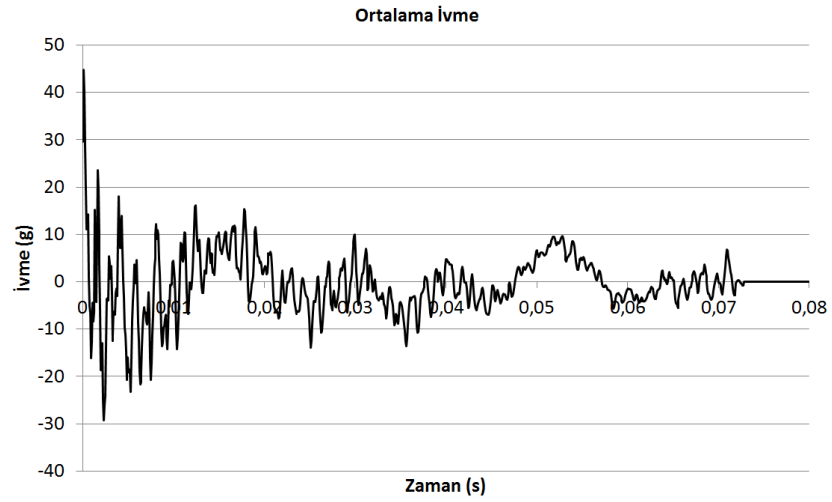
Bu durumda; sonlu elemanlar analizinde yük girdisi olarak mekanik şok testi sırasında bağlantı noktalarından alınan ivme sinyalinin uygulanmasının gerçekçi bir yaklaşım olacağına karar verilmiştir. Her bağlantı noktasında X,Y,Z yönleri için ölçülen ve Şekil 4.24'te gösterilen ivme sinyallerinden zamana bağlı analizde girdi olarak kullanılmak üzere ortalama ivme sinyalleri Şekil 4.25'te gösterilen yöntem kullanılarak ANSYS N-CODE Desing Life programı yardımıyla hesaplanmıştır. Şekil 4.26'da hesaplanmış ortalama ivme sinyali gösterilmiştir. Çizelge 4.3'de ortalama ivme sinyalleri ile ilgili özet bilgi verilmiştir.



Şekil 4.24 Zamana Bağlı İvme Sinyali



Şekil 4.25 Ortalama Sinyal Elde Etme Yöntemi (Xie 2007)

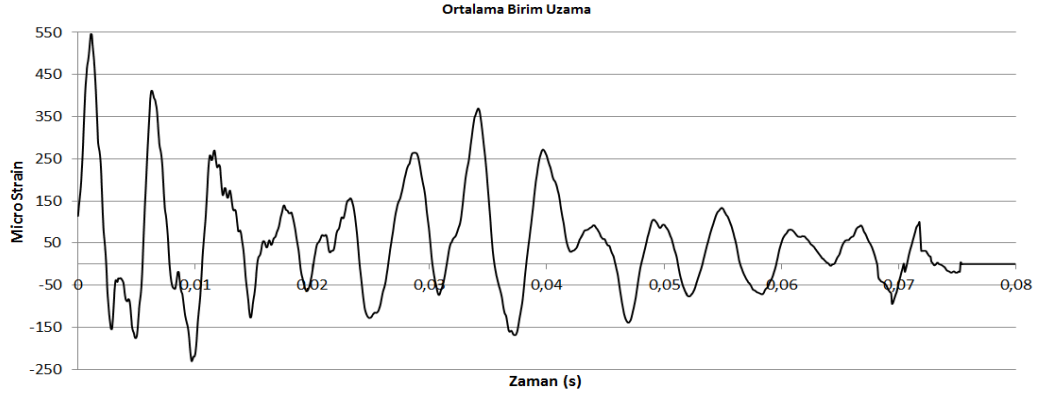


Şekil 4.26 Ortalama İvme Sinyali

Çizelge 4.3 Ortalama İvme Sinyalleri Tepe ve KO değerleri

	X		Y		Z	
	Tepe (g)	KO (g)	Tepe (g)	KO (g)	Tepe (g)	KO (g)
Braket 1	44,8	7,177	84,29	9,473	95,97	16,81
Braket 2	68,44	9,192	66,25	12,58	133	13,64
Braket 3	38,11	7,525	55,71	6,626	81,31	10,51

Aynı metod kullanılarak braket-1 üzerinde ölçülen birim uzama sinyalinden ortalama birim uzama sinyali sonlu elemanlar analiz sonucu ile karşılaştırılmak üzere elde edilmiştir. Şekil 4.27’de hesaplanmış ortalama birim uzama sinyali gösterilmiştir.

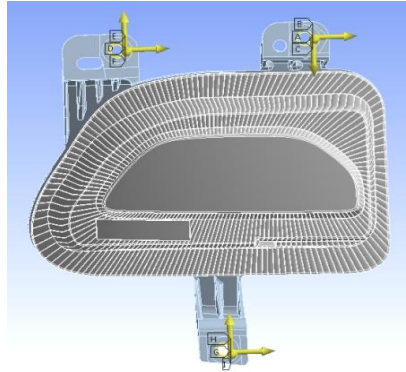


Şekil 4.27 Zamana Bağlı Ortalama Birim Uzama Sinyali

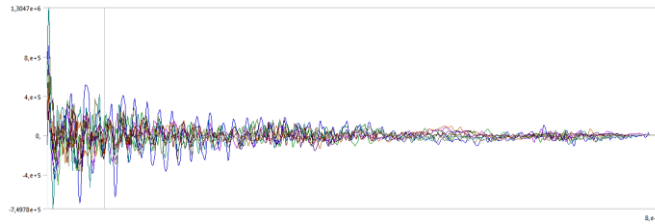
Ortalama birim uzama sinyali incelendiğinde tepe değerinin 546,5 μs , KO değerinin ise 145,4 μs olduğu görülmüştür.

Zamana Bağlı Şok Sinyalleri ile Sonlu Elemanlar Analizi

Hesaplanan ortalama ivme sinyalleri daha önce MPGSEM üzerinde ANSYS WB Mechanical programında Şekil 4.28’de gösterilen bağlantı noktalarına uygulanarak zamana bağlı analiz yapılmıştır. Şekil 4.29’da tüm ortalama ivme sinyalleri tek bir grafikte gösterilmiştir.

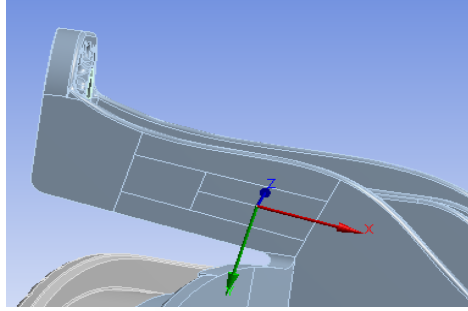


Şekil 4.28 İvme Sinyallerinin Bağlantı Noktalarından Uygulanması



Şekil 4.29 Tüm İvme Sinyallerinin Yük Olarak Uygulanması

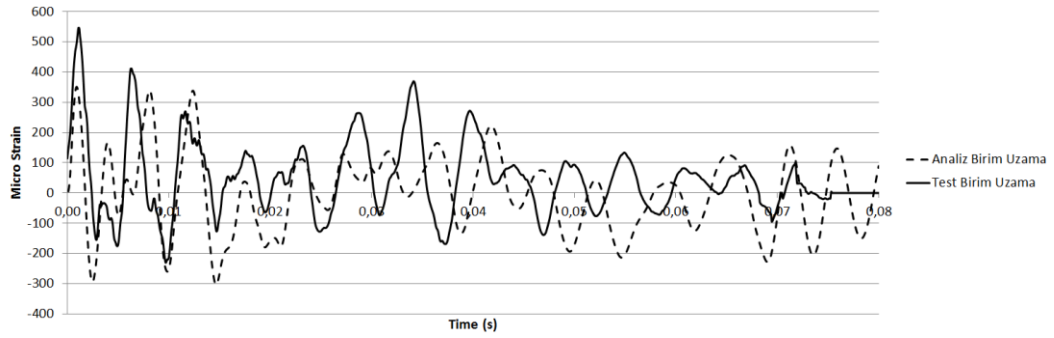
Analiz sonucunda birim uzama ölçer bağlanılan noktaya yakın yerden lokal koordinat sistemi X yönünde normal birim uzama sonuçları alınmıştır. X yönü birim uzama ölçer doğrultusunda ayarlanmıştır. Şekil 4.30'da birim uzama ölçeri temsil eden probe pozisyonu gösterilmiştir.



Şekil 4.30 Birim Uzama Probe Pozisyonu

Şok Analizi ve Test Sonucu Elde Edilen Birim Uzama Sinyallerinin Karşılaştırılması

Sonlu elemanlar analizinden alınan zamana bağlı birim uzama değerleri ve test sonucu ortalama birim uzama sinyali Şekil 4.31'de gösterildiği gibi üstüste konulduğunda birim uzama değerlerinin uyum içerisinde olduğu görülmüştür.



Şekil 4.31 Test ve Sonlu Elemanlar Birim Uzama Sonuçlarının Karşılaştırılması

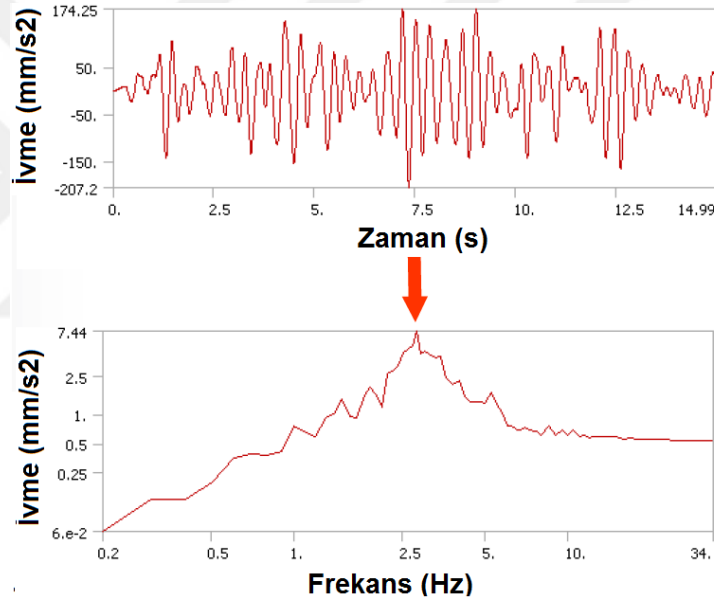
Çizelge 4.4 Analiz ve Test Sonucu Karşılaştırma Çizelgesi

	Tepe (μs)	KO (μs)
Test	546,5	145,4
Analiz	351,2 (e=%35,7)	132 (e=%9,2)

Çizelge 4.4 incelendiğinde birim uzama sonuçlarının KO değerinin %9,2 hatayla sağlandığı tespit edilmiştir. Tepe noktalarındaki farkın ivme ve birim uzama ölçümleri arasında senkronizasyonun sağlanamaması ve ortalama alma işlemindeki hatalardan kaynaklandığı söylenebilir, çünkü ivme ve birim uzama değerleri üç eksenli ivme ölçer kullanılmadığı için aynı anda ölçülememiştir.

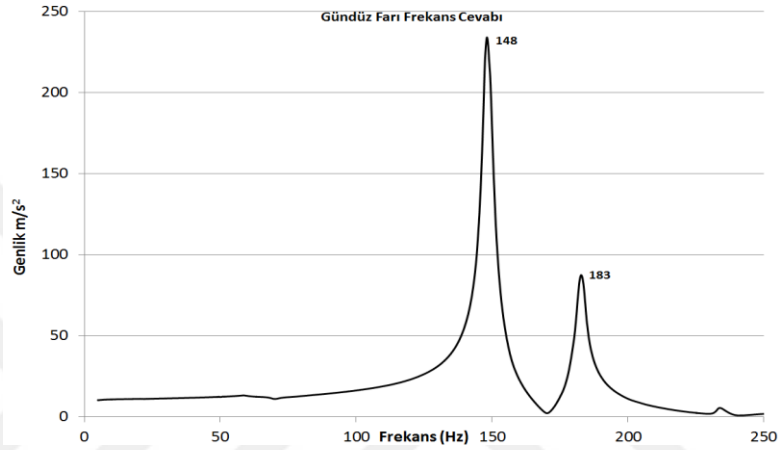
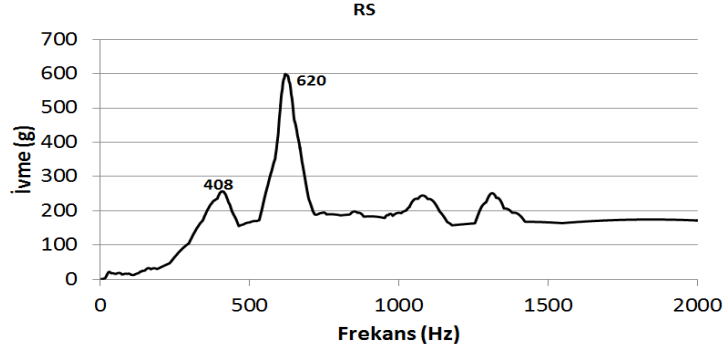
CS (Cevap Spektrumu) Analizi

Çoğunlukla deprem mühendislerinin kullandığı bu analiz tipinde CS ivme girdisi olarak kullanılır. CS, kısaca, tek serbestlik dereceli sistemin doğal frekanslarına bağlı olarak bir ivme sinyaline verdiği maksimum cevaptır. Sabit bir sönüm öngörüsü yapılır. Şekil 4.32’de zamana bağlı veri ve bu veriden hesaplanmış CS gösterilmiştir. (Ding 2011)



Şekil 4.32 CS Hesaplama (Ding 2011)

Yapının doğal frekanslarının bulunduğu bölgeye göre farklı CS analiz tipleri uygulanır (Ding 2011). Gündüz Farı doğal frekanslarıyla CS ivme spektrumunun maksimum genliğinin olduğu frekans karşılaştırıldığında gündüz farı doğal frekanslarının bu frekanstan düşük olduğu tespit edilmiş ve rijit cevap ve eksik kütle etkilerini gözönüne almaya gerek kalmamıştır. Doğal frekanslar ayrık olduğu için karelerin toplamının karekökü (KTKK) mod kombinasyon metodu ile çözüm yapılmıştır (Şekil 4.33). Eğer modların frekansları yeterli bir şekilde ayrıkysalar KTKK metodu ile iyi sonuçlar elde edilebilir.



Şekil 4.33 Cevap Spektrumu ve Ürün Doğal Frekanslarının Karşılaştırılması

Zamana Bağlı Sonlu Elemanlar Analizi ve CS Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

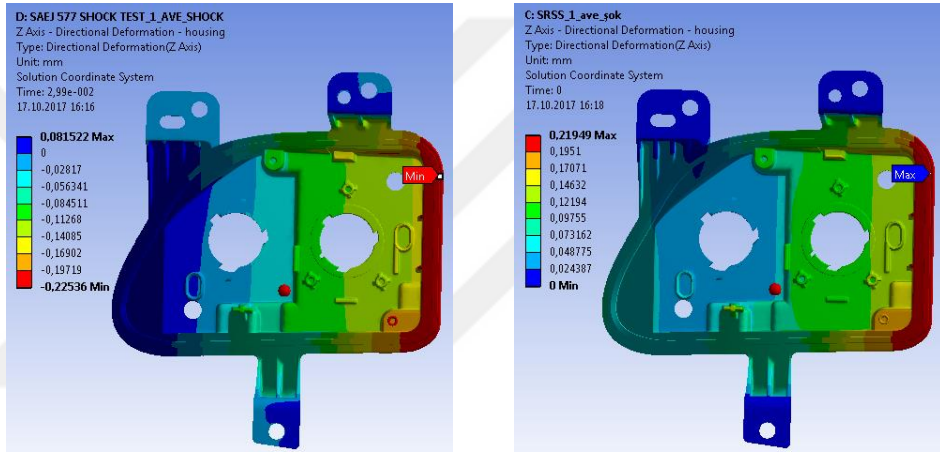
CS analizi ve zamana bağlı şok analizi sonucunda Çizelge 4.5’de verilen özet sonuçlar incelendiğinde, Z yönünde maksimum deformasyon değerlerinin % 2,58 ‘lik bir hata ile sağlandığı görülmüştür. Y yönünde normal gerilme değerleri karşılaştırıldığında ise CS analizinin daha konservatif bir sonuç verdiği görülmüştür. Şekil 4.34 ve Şekil 4.35 incelendiğinde deformasyon ve gerilme haritalarının benzer olduğu görülür.

Çizelge 4.5 Zamana Bağlı Analiz ve CS Analiz Karşılaştırma Çizelgesi

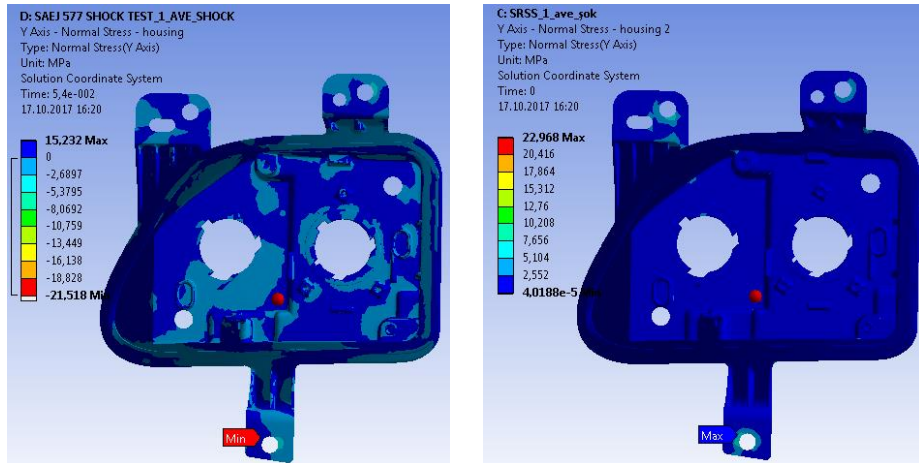
	Z Yönü Yer Değiştirme (mm)	Y Yönünde Normal Gerilme(MPa)
Zamana Bağlı Analiz	0,22530	21,5179
CS	0,21949 (e=%2,58)	22,9680(e=%6,74)

Zamana Bağlı Analiz

CS



Şekil 4.34 Z Yönünde Deformasyon Karşılaştırması



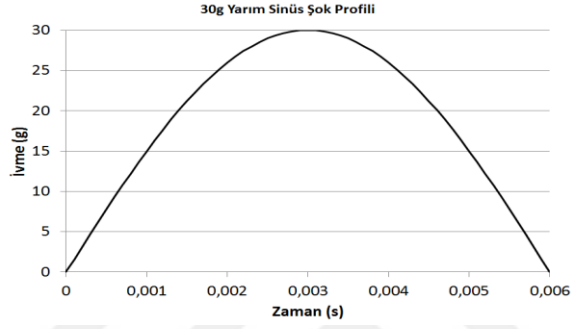
Şekil 4.35 Y Yönünde Normal Gerilme Karşılaştırması

CS analizi 805 522 düğüm noktası sayısına sahip bir matematik model için 918s sürmüştür. Bu sürelerin içerisinde sonuç dosyası yazma zamana bağlı analiz ise 41310s sürmüştür. Bu sürelerin içerisinde sonuç dosyası yazma

süreleride mevcuttur. Sonuç dosyaları karşılaştırıldığında ise, zamana bağlı analiz sonuç dosyası toplam 200,253 GigaBayt (GB), CS analizi sonuç dosyasının ise 3,1GB olduğu görülmüştür

4.2.2. Yarım Sinüs Şok Testi ve Sonlu Eleman Analizleri

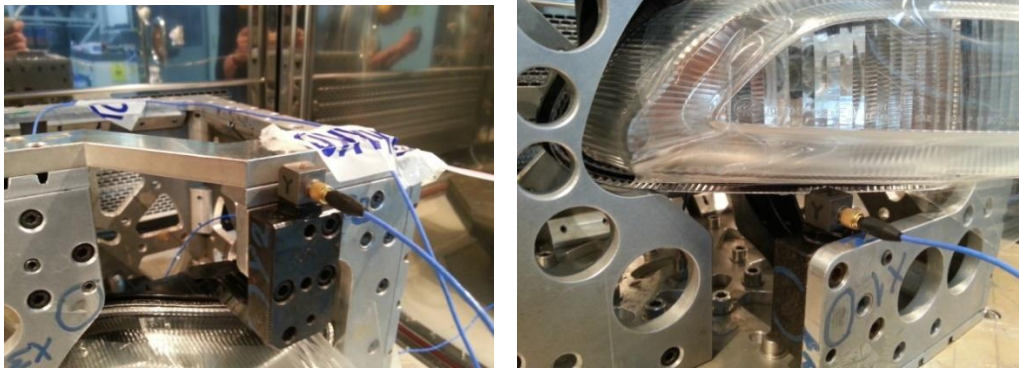
Şekil 4.36’da profili verilen genliği 30g ve süresi 6ms olan bir yarım sinüs şok ivmesi sarsıcı üzerinde fiktür üzerine bağlanmış gündüz farına 12ms aralıklarla uygulanmış ve test sırasında ivme ve birim uzama sinyalleri ölçülmüştür.



Şekil 4.36 Teorik Yarım Sinüs İvme Şok Sinyali

Şok Testi Sırasında İvme ve Birim Uzama Sinyalleri Ölçümü

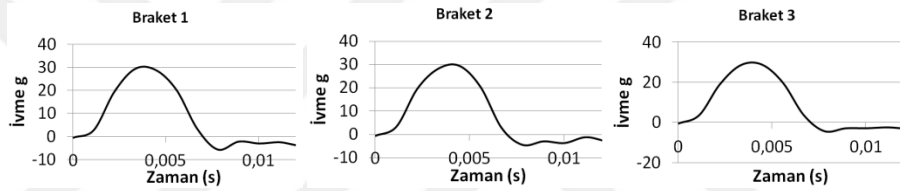
SAE J577 şok testinde olduğu gibi yarım sinüs şok testi sırasında her 3 bağlantı noktasından 3 yönde ivme sinyali ve aynı anda ürün bağlantı braketi üzerinden birim uzama ölçer ile birim uzama sinyalleri ölçülmüştür. Test elektrodinamik sarsıcı üzerinde bu sefer 3 eksenli ivme ölçerler kullanılarak yapılmıştır. Tek bir test ile senkronize olarak tüm sinyaller aynı anda ölçülmüştür. Şekil 4.37’de genel test kurulumu verilmiştir.





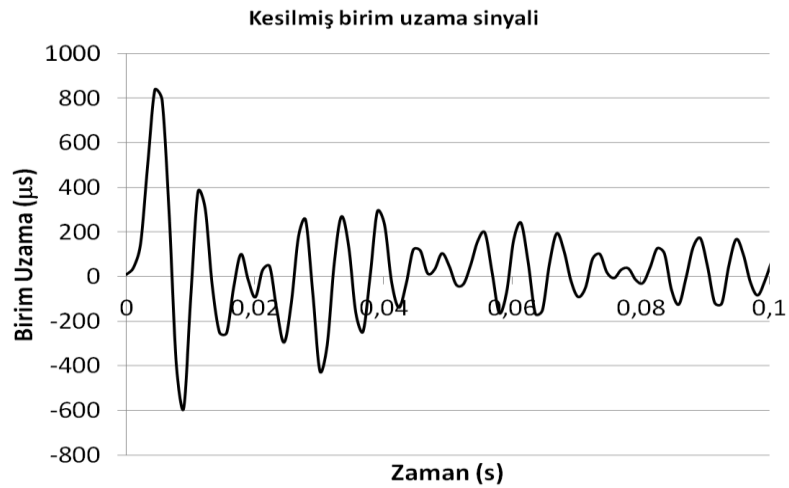
Şekil 4.37 3 Eksenli İvme Ölçer ve Birim Uzama Ölçer Pozisyonları

Her 3 bağlantı braketinden ölçülen dikey yöndeki ivme sinyalleri uygulanan teorik şok ivmesi ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.38’de teorik şok ivmesi ile ölçülen ivme sinyalleri karşılaştırılmış ve şok ivmesinin %98 doğrulukta temsil edildiği görülmüştür.



Şekil 4.38 Dikey Yönde Ölçülen İvme Sinyalleri

Test sırasında ölçülen birim uzama sinyali zamana bağlı analiz sonuçlarıyla karşılaştırılmak amacıyla işlenmiş ve 0,1s’lik kısmı kesilmiştir. Şekil 4.39’da 0,1s’lik birim uzama sinyali gösterilmiştir.

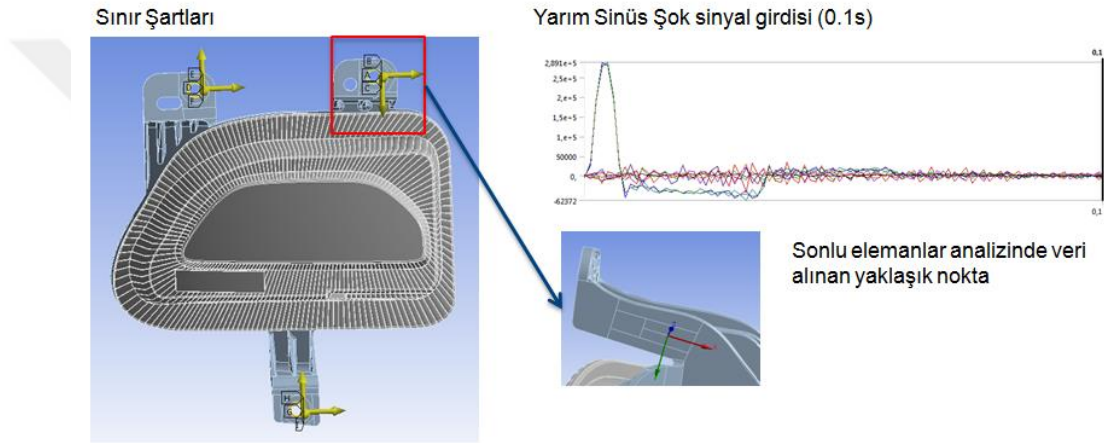


Şekil 4.39 0,1 Saniyelik Birim Uzama Sinyali

Kesilmiş birim uzama sinyali incelendiğinde tepe değerinin 837,6 μ s, KO değerinin ise 210,1 μ s olduğu görülmüştür.

Zamana Bağlı Yarım Sinüs Şok Sinyali ile Sonlu Elemanlar Analizi

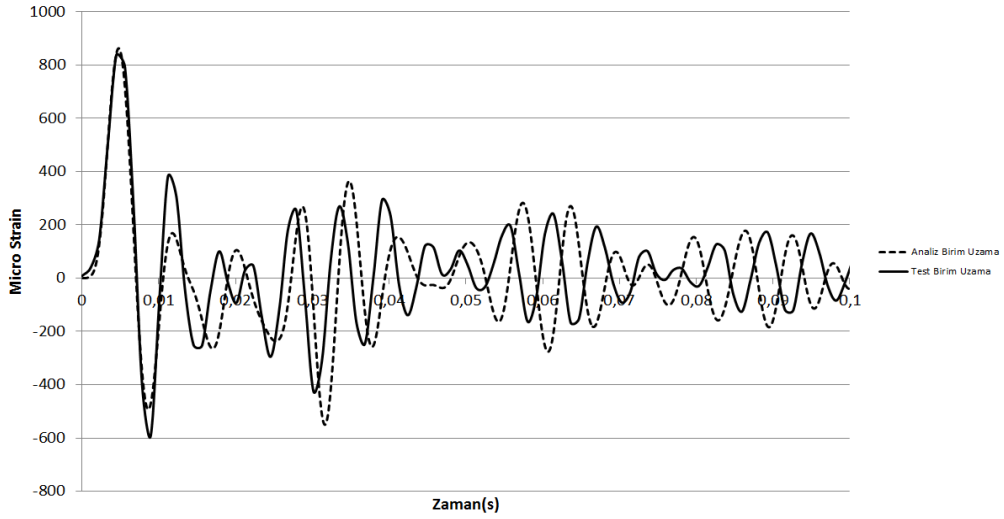
MPGSEM üzerinde bağlantı noktalarından ölçülen ivme sinyalleri uygulanarak sonlu elemanlar metodu ile analiz yapılmış ve birim uzama ölçülen yeri temsil eden düğüm noktası üzerinden birim uzama ölçer doğrultusuna normal birim uzama sonucu alınarak test sırasında ölçülmüş birim uzama sinyali ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.40'da genel analiz şartları verilmiştir.



Şekil 4.40 Sonlu Elemanlar Analiz Programında İvme Sinyallerinin Bağlantı Noktalarına Uygulanması ve Normal Birim Uzama Sinyali Alınan Nokta

Yarım Sinüs Şok Analizi ve Şok Testi Sonucu Elde Edilen Birim uzama Sinyallerinin Karşılaştırılması

Test ve sonlu elemanlar analiz sonuçları Şekil 4.41 ve Çizelge 4.6'daki gibi karşılaştırıldığında birim uzama sinyalinde tepe nokta'da % 3'lük bir hata, KO değerinde ise % 2,1'lik bir hata tespit edilmiştir. Ölçümlerin tamamen senkronize olması sebebiyle ortalama alma işlemine gerek olmaması hatayı azaltmıştır.



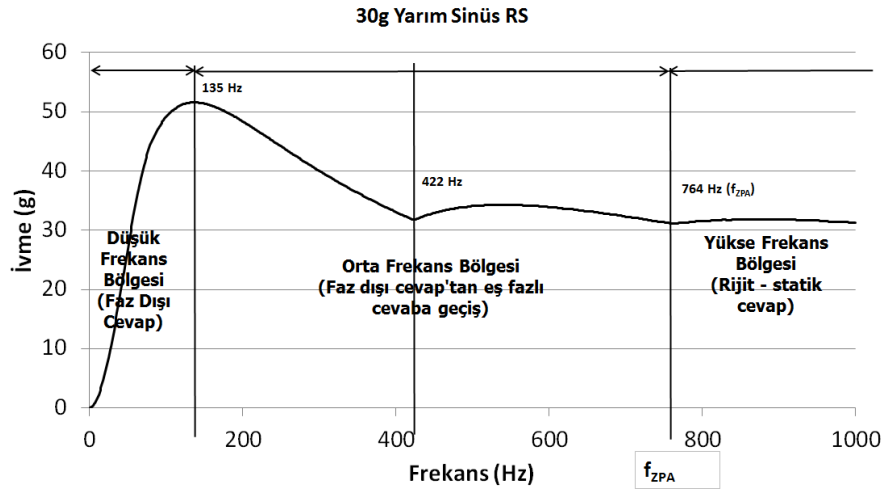
Şekil 4.41 Sonlu Elemanlar Birim Uzama Sinyali ile Ölçülen Birim Uzama Sinyalinin Karşılaştırılması

Çizelge 4.6 Test ve Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

	Tepe (μs)	KO (μs)
Test	837,6	210,1
Analiz	862,4 e=%3	205,7 e=%2,1

Yarım Sinüs Şok Testi İçin CS Analizi

SAE J577 mekanik şok sinyalleri için CS hesaplamasında yapıldığı gibi n-code designlife programı kullanılarak yarım sinüs şok sinyali için CS hesaplamaları yapılmıştır. Hesaplanan CS Şekil 4.42'de gösterilmiştir.



Şekil 4.42 Yarım Sinüs Şok Sinyali İçin CS

Gündüz Farı'nın doğal frekansları CS'in orta (faz dışı cevaptan eş fazlı cevaba geçiş) frekans bölgesinde olduğu ve doğal frekanslar ayrık olduğu için KTKK mod kombinasyon metodu ile çözüm yapılmış ama bu sefer yüksek frekanslardaki doğal frekansların etkiside görebilmek için kayıp kütle opsiyonu açık bırakılmıştır. Yüksek frekanslardaki rijit-statik cevap etkileri Lindley metodu ile göz önünde bulundurulmuştur. Şekil 4.42'de belirtilen f_{ZPA} statik cevabın başladığı sıfır periyot ivme frekansıdır.

Zamana Bağlı Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları ile CS Analizi Sonuçlarının Karşılaştırılması

CS analizi ve zamana bağlı şok analizi sonucunda Çizelge 4.7'de verilen sonuçlar incelendiğinde Z yönünde maksimum yer değiştirme değerlerinin %12,51'lik bir hata ile sağlandığı tespit edilmiştir. Y yönünde normal gerilim değerleri karşılaştırıldığında CS analizinin %12,76'lık bir hata ile sağlandığı tespit edilmiştir.

Çizelge 4.7 Zamana Bağlı Analiz ve CS Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

	Z Yönü Yer Değişirme (mm)	Y Yönünde Normal Gerilme(MPa)
Zamana Bağlı Analiz	0,7322	53,5484
CS	0,6406 (e=% 12,51)	46,713 (e=% 12,76)

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada SAE J577 mekanik şok testi ve 30g genliğindeki yarım sinüs şok testini sonlu elemanlar metodu ile analiz edebilmek, gerilme ve birim uzama değerlerinde gerçeğe yakın sonuçlar elde edebilmek için ilk başta sonlu elemanlar modelinin modal parametreleri güncellenmiştir. Bunu yapabilmek için gündüz farının modal parametreleri harmonik tarama testi sonucu elde edilen ivme cevap fonksiyonundan hesaplanmıştır. Ardından elde edilen modal parametreler kullanılarak tepe tutma metoduna göre FCF eğrisi elde edilmiş ve sonlu elemanlar harmonik cevap analizi yapılmıştır. Sonlu eleman yönteminin harmonik cevap analiz sonuçları ile test sonuçları karşılaştırılarak sonlu elemanlar modeli güncellenmiştir.

MPGSEM'ne SAE J577 mekanik şok testi ve 30g genlikte ve 6ms uzunluğundaki yarım sinüs testleri sırasında ölçülen ivme değerleri yük girdisi olarak girilmiş ve zamana bağlı analiz yapılmıştır. Analiz sonucu elde edilen birim uzama değeri ve testler sonucu elde edilen birim uzama değerleri karşılaştırılmıştır.

CS analizi yapılarak normal gerilme ve yer değiştirme değerleri zamana bağlı analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır. CS analizi sonucunda zamana bağlı analiz sonuçlarına yakın sonuçlar elde edilmiş ve zamana bağlı analizden daha kısa sürede sonuca varılmıştır.

Modal Analiz Sonuçları

- Tepe tutma metodu ile elde edilen ivme cevap eğrisi ile test sonucu elde edilen ivme cevap eğrisi karşılaştırıldığında rezonans bölgelerindeki genlik değerlerinin uyum içerisinde olduğu sonucuna varılmıştır.
- Sonlu elemanlar metodu ile yapılan harmonik cevap analizi sonucunda Gündüz Farının birinci doğal frekansı %7,24'lük hata ile ikinci doğal frekansı ise %4,5'lik hata ile belirlenmiştir.
- Harmonik tarama testi sonucu elde edilen modal parametreler kullanılarak elde edilen Rayleigh α kütle ve β katılık sönüm çarpanları ile yapılan sonlu elemanlar harmonik cevap analizleri sonucunda rezonans bölgelerindeki ivme cevap genlikleri birinci rezonansta %2,93, ikinci rezonansta ise %6,75'lik bir hata ile tahmin edilmiştir. Tüm doğal frekanslar için sabit sönüm öngörüsünün gerçekçi

bir yaklaşım olmadığı sonucuna varılmış ve oransal sönüm öngörüsü ile gerçek duruma daha yakın sonuçlar elde edilmiştir.

- Sonlu elemanlar modal analizi sonucu elde edilen mod şekilleri ile dwell test ve stroboskop yardımıyla görsel olarak incelenen gerçek mod şekillerinin birbirine yakın olduğu sonucuna varılmıştır.

SAE J577 Mekanik Şok Testi ve Analiz sonuçları

- Mekanik şok testi tablası ve test fikstürünün rezonanslarından dolayı gündüz farına yüksek frekanslarda ivme iletildiği sonucuna varılmıştır. Mekanik şok cihazı ve fikstür doğal frekanslarının şok analizlerinde dikkate alınması gerektiği sonucuna varılmıştır.
- Mekanik şok testi sırasında ölçülen birim uzama sinyali tepe noktası ve KO değerleri ile, testler sırasında bağlantı noktalarından X,Y ve Z yönlerinde ölçülen zamana bağlı ivme sinyalleri kullanılarak yapılan transient/geçiş sonlu elemanlar analizi sonucu elde edilen birim uzama sinyali tepe noktası ve KO değerleri karşılaştırıldığında; birim uzama sinyali tepe noktasında %35,7, KO değerlerinde ise %9,2'lik bir hata tespit edilmiştir.
- CS analizi sonucu elde edilen Z yönündeki yer değiştirme değeri ile transient/geçiş analizi sonucu elde edilen Z yönündeki yerdeğiştirme değerleri karşılaştırıldığında %2,58'lik bir hata tespit edilmiştir.
- CS analizi sonucu elde edilen Y yönündeki normal gerilme değeri ile transient/geçiş analiz sonucu elde edilen Y yönündeki normal gerilme değerleri karşılaştırıldığında %6,74'lik bir hata tespit edilmiştir.
- CS analizinin normal gerilme değerlerini transient/geçiş analizine göre daha konservatif hesapladığı ama yer değiştirme değerlerini ise transient/geçiş analizine yakın hesapladığı sonucuna varılmıştır.
- CS analizi 805 522 düğüm noktası sayısına sahip bir matematik model için 918s sürmüş zamana bağlı analiz ise 41310s sürmüştür. Sonuç dosyaları karşılaştırıldığında ise, zamana bağlı analiz sonuç dosyası toplam 200,253 GigaBayt (GB), CS analizi sonuç dosyasının ise 3,1GB olduğu görülmüştür.

- SAE J577 şok testini değerlendirmek ve tasarım fazında tasarımdaki kritik noktaları belirleyebilmek ve iyileştirmeler yapabilmek için CS analizinin gündüz farlarında uygulanabileceği sonucuna varılmıştır.

Yarım Sinüs Şok Testi ve Analiz Sonuçları

- Yarım Sinüs şok testi sırasında ölçülen birim uzama sinyali tepe noktası ve KO değerleri ile, transient/geçiş sonlu elemanlar analizi sonucu elde edilen birim uzama sinyali tepe noktası ve KO değerleri karşılaştırıldığında; birim uzama sinyali tepe noktasında %3, KO değerlerinde ise %2,1'lik bir hata tespit edilmiştir.
- Bağlantı noktalarındaki X,Y,Z yönlerindeki ivme sinyalleri ve birim uzama sinyalinin tek bir test ile senkronize olarak ölçülmesi transient/geçiş analiz sonucu elde edilen birim uzama sinyalindeki hatayı önemli ölçüde azalttığı sonucuna varılmıştır.
- CS analizi sonucu elde edilen Z yönündeki yer değiştirme değeri ile transient/geçiş analizi sonucu elde edilen Z yönündeki yerdeğiştirme değerleri karşılaştırıldığında %12,51'lik bir hata tespit edilmiştir.
- CS analizi sonucu elde edilen Y yönündeki normal gerilme değeri ile transient/geçiş analiz sonucu elde edilen Y yönündeki normal gerilme değerleri karşılaştırıldığında %12,76'lık bir hata tespit edilmiştir.
- Yarım sinüs şok testini değerlendirmek ve ilk tasarım fazında tasarımdaki kritik noktaları belirleyebilmek ve iyileştirmeler yapabilmek için CS analizinin gündüz farlarında uygulanabileceği sonucuna varılmıştır.

Gelecek Çalışmalar İçin Öneriler

- Otomotiv aydınlatma sistemlerinde kullanılan plastik malzemeler için S-N yorulma eğrilerine ulaşmak günümüzde metallerde olduğu gibi kolay değildir. Bu yüzden yorulma analizlerinde kullanılmak üzere plastikler için S-N testleri yapılarak bir veri tabanı oluşturulabilir.
- Modal testler sonucu edilen modal parametrelerle güncellenmiş sonlu elemanlar modeli kullanılarak titreşim analizleri ve sonrasında yorulma analizleri yapılabilir, bu şekilde gerçeğe daha yakın ömür sonuçları elde edilebilir.

KAYNAKLAR

- Anonim, 2015a.** Vibration test machine and operation procedure. SAE International. Surface Vehicle Recommended Practice J577™, SEP2015, Revised 2015-09.
- Anonim, 2015b.** ES-20-320 Air Cooled Shaker, Dongling Technologies, www.donglingusa.com
- Anonim, 2017a.** PCB 352B04, PCB Piezotronics MTS Systems Corporation, www.pcb.com/Products.aspx?m=352B
- Anonim, 2017b.** PCB 352C03, PCB Piezotronics MTS Systems Corporation, www.pcb.com/Products.aspx?m=352C03
- Anonim, 2017c.** PCB 356A02, PCB Piezotronics MTS Systems Corporation, www.pcb.com/Products.aspx?m=356A02
- 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/
- Anonim, 2017e.** DEWEsoft Sirius HD 16xSTGS Veri Toplama Sistemi, www.dewesoft.com
- Anonim, 2017f.** Monarch Instruments Nova-Strobe LED taşınabilir Stroboskop, www.monarchinstrument.com/product.php?ID=55
- Bathe, K.G. 1982.** Finite element procedures in engineering analysis. Prentice-Hall, Inc. 199 pp.
- Bhat, P., Chandrasekhar, A.J. 2012.** Shock response spectrum analysis approach for optimal design of electronic devices. *Proceedings of ISMA2012-USD2012*, Bangalore, India
- Botta, F. Cerri, G. 2007.** Shock response spectrum in plates under impulse loads. *Journal of Sound and Vibration*, 308(3-5): 563-578.
- Braun, S. 2010.** The synchronous (time domain) average revisited. *Proceedings of ISMA2010 Including USD2010*, Technion City, Haifa, Israel.
- Chang, W., Lin, K., Hsueh, C., Chang, J. 2011,** Vibration test specification design and reliability analysis, *SAE Int. J. Mater. Manuf*, 4(1):675-684.
- Cook, RD., Malkus, DS., Plesha, ME. Witt,RJ. 2002.** Concepts and applications of finite element analysis. John Wiley & Sons. Inc. 711 pp.
- Ding, MY. 2011.** Shock analysis of electrical components, ANSYS Inc.
- Gaberson, H.A. 1980.** Shock spectrum calculation from acceleration time histories. *Civil Engineering Laboratory*, TN 1590.

Hacıfendiöglu, K. Koç, V. 2016. Dynamic assessment of partially damaged historic masonry bridges under blast-induced ground motion using multi-point shock spectrum method. *Applied Mathematical Modelling*, 40(22-23):10088-10104.

He, J. , Fu, Z.F. 2001. Modal Analysis, Butterworth – Heinemann, 304 pp.

Henderson, G.R., Piersol, A.G. 2003. Evaluating vibration environments using shock spectrum. *Sound & Vibration Journal*, 37(4): 18-21.

Irvine, T. 2015. Using a random vibration test specification to cover a shock requirement via a pseudo velocity fatigue damage spectrum, *Procedia Engineering*, 101(2015):211-218.

Jayaraman S., Trikhab M., Somashekar, Kamesh D. , Ravindra, M. 2015. Response spectrum analysis of printed circuit boards subjected to shock loads, *Procedia Engineering*, 144(2016):1469-1476.

Kongying, X. 2007. Automotive light assembly failure detection. *MSc Thesis*, Department of Mechanical and Materials Engineering, Queen’s University Kingston, Ontario, Canada.

Lalanne, C. 2009. Mechanical vibration and shock analysis. Volume 2, Mechanical Shock, John Wiley & Sons, Inc. 411 pp.

Maia, Silva, He, Lieven, Skingle, To, Urgueira 1997. Theoretical and experimental modal analysis. Research Studies Press Ltd. England. 468 pp.

Pandiyanayagam, G., Bardia, P., Patil, Y. 2011. Experimental and modeling studies towards random vibration. *SAE Technical Paper*, doi:10.4271/ 2011-26-0118.

Schrader, CD. , Hilburger, FKN. 2005. Development and correlation of three axes random vibration simulation on automotive lighting. *SAE Technical Paper Series*, doi:10.4271/2005-01-1570.

Schrader, CD. 2006. Dynamic structural simulation of the SAE J577 vibration test. *SAE Technical Paper Series*, doi: 10.4271/2006-01-048.

Tuma, J., Koci, P. 2009. Calculation of shock response spectrum. Colloquium, Dynamics of Machines 2009, Technical University of Ostrava, Ostrava.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Barış EDİZ
Doğum Yeri ve Tarihi : Eskişehir / 1973
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)
Lise : Bursa Erkek Lisesi/ 1990
Lisans : Orta Doğu Teknik Üniversitesi / 1996

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl :
Magnettil Marelli Mako Elektrik Sanayi Ticaret A.Ş 1998-2018
Mastaş Panel Radyatör 1996-1997

İletişim (e-posta) : baris.ediz@magnettilmarelli.com

Yayınları :

TELLİ ÇETİN, S , EDİZ, B . 2017. Determination of Modal Parameters of a Day Time Running Light and Finite Element Model Update. *Uludağ University Journal of The Faculty of Engineering*, 22 (3), 1-10. DOI: 10.17482/uumfd.338843

EDİZ, B , ÇAL, T , AY, E , TELLİ ÇETİN, S . 2017. Comparison of Vibration Durability Tests with respect to Fatigue Damage & Validation Study. *European Mechanical Science*, 1 (4), 141-150. DOI: 10.26701/ems.354822

EDİZ, B , ÇAL, T , AY, E , TELLİ ÇETİN, S . 2017. Shock Response Analysis of One Automotive Day Time Running Light (DRL). *International Conference on Engineering Technologies*, December 07-09,2017, Konya/TURKEY, Proceedings, E-ISBN: 978-605-67535-4-1

CENGİZ Ç, EDİZ B, ÖZTÜRK E, ERÖZKAN H O. 2016. Otomotiv Dış Aydınlatma Ürünlerinde Doğal Fiber Katkılı Polimer Kullanımı, *OTEKON 2016 8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi* 23 - 24 Mayıs 2016, BURSA, ISBN: 978-605-63112-9-1

Türk Patent Başvuru Numarası: 2012/11249

Başvuru Şekli: Ulusal Başvuru

Koruma Tipi: Patent

Buluş Başlığı: Çalışma koşullari iyileştirilmiş bir termik devre kesicili araç motoru soğutma fan motoru

Türk Patent Başvuru Numarası: 2008/04516

Başvuru Şekli: Ulusal Başvuru

Koruma Tipi: Faydalı Model

Buluş Başlığı: Araçlarda kullanılan cam silecek mekanizmalarında yenilik.

Türk Patent Başvuru Numarası: 2007/08032

Başvuru Şekli: EPC Fasikül

EPC Yayın No: EP1659675B1

Koruma Tipi: Patent

Buluş Başlığı: Termik devre kesiciye sahip motor soğutma fan motoru.

