

**PALETLİ ZIRHLI BİR ASKERİ ARAÇTA GÖVDE
ÜZERİNE MONTE EDİLMİŞ MEKANİK BİR
ELEMENİN TİTREŞİM KAYNAKLI YORULMA
HASARININ SONLU ELEMENLAR YÖNTEMİ İLE
ANALİZİ**

Ömer Faruk DEMİRKAYA



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**PALETLİ ZIRHLI BİR ASKERİ ARAÇTA GÖVDE ÜZERİNE MONTE
EDİLMİŞ MEKANİK BİR ELEMANIN TİTREŞİM KAYNAKLI YORULMA
HASARININ SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZİ**

Ömer Faruk DEMİRKAYA
0000-0002-3278-9646

Dr. Öğr. Üyesi Kenan TÜFEKÇİ
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2020
Her Hakkı Saklıdır.

TEZ ONAYI

Ömer Faruk DEMİRKAYA tarafından hazırlanan “PALETLİ ZIRHLI BİR ASKERİ ARAÇTA GÖVDE ÜZERİNE MONTE EDİLMİŞ MEKANİK BİR ELEMANIN TİTREŞİM KAYNAKLI YORULMA HASARININ SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Kenan TÜFEKÇİ

Başkan : Prof. Dr. Ramazan KAYACAN
0000-0002-0450-1852
Süleyman Demirel Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi,
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



Üye : Dr. Öğr. Üyesi Kenan TÜFEKÇİ
0000-0001-5358-1396
Bursa Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi,
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



Üye : Dr. Öğr. Üyesi Betül Gülçimen ÇAKAN
0000-0003-1739-1143
Bursa Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi,
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü

../..../...



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

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

beyan ederim.

.../.../.....

Ömer Faruk DEMİRKAYA



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

PALETLİ ZIRHLI BİR ASKERİ ARAÇTA GÖVDE ÜZERİNE MONTE EDİLMİŞ
MEKANİK BİR ELEMANIN TİTREŞİM KAYNAKLI YORULMA HASARININ
SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZİ

Ömer Faruk DEMİRKAYA

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Kenan TÜFEKÇİ

Yaygın bir kara savunma sistemi olan paletli zırhlı araçlar paletin yol ile ilişkisi nedeni ile titreşime maruz kalmakta ve bu titreşim neticesinde aracın gövdesi üzerine monte edilmiş mekanik yapılarda yorulma hasarı meydana gelmektedir. Bu nedenle, belirlenen servis ömrü içerisinde hedeflenen şekilde hizmet verebilmeleri için araç üzerinde bulunan mekanik yapıların tasarım ve malzeme seçim sürecinde titreşim kaynaklı yorulmanın dikkate alınması önem arz etmektedir.

Bu çalışmada paletli zırhlı bir askeri araçta gövde üzerine monte edilmiş mekanik bir yapının titreşim kaynaklı yorulma hasarı sonlu elemanlar metodu kullanılarak rastlantısal titreşim ve titreşim kaynaklı yorulma analizleri ile incelenmiştir. Yapılan bu inceleme öncesinde rastlantısal titreşim ve frekans düzleminde çevrim hesaplama yöntemleri için yapılan sonlu eleman analizlerinin fiziksel testlere yakınlığı basit bir geometri olan çentikli kiriş numune için yapılan sarsıcı testleri ile incelenmiş ve testler ile analiz sonuçlarının tutarlılık gösterdiği görülmüştür. Literatürde bulunan farklı frekans düzleminde çevrim hesaplama yöntemleri için gerçekleştirilen sonlu eleman analizi sonuçları test sonuçları ile karşılaştırılarak testlere en yakın çözümü veren yöntemin Dirlik yöntemi olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Titreşim Kaynaklı Yorulma, Frekans Düzlemi Yöntemleri, Rastlantısal Titreşimler, Sonlu Eleman Analizleri, Sarsıcı Testleri
2020, viii + 82 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

VIBRATION INDUCED FATIGUE DAMAGE ANALYSIS OF A MECHANICAL COMPONENT INSTALLED ON AN ARMORED TRACKED VEHICLE USING FINITE ELEMENT METHOD

Ömer Faruk DEMİRKAYA

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

Supervisor: Dr. Öğr. Üyesi Kenan TÜFEKÇİ

Tracked armored vehicles, as commonly used land defense systems, are exposed to vibration caused by the interactions between the track and the ground. Vibration induced fatigue damage is common type of failure of mechanical components installed on tracked armored vehicle body. To be able to serve without being subjected to mechanical failure, vibration induced fatigue damage has to be considered in the design and material selection phases of mechanical structures installed on tracked armored vehicles.

In this study, vibration induced fatigue damage of a mechanical structure installed on an armored tracked vehicle was investigated by using finite element method. Before the investigation, relationship between physical tests, random vibration and vibration fatigue analyses is investigated by shaker tests of notched beam specimens and good agreement was seen between analyses and tests. Finite element analyses were carried out for different frequency domain cycle counting methods and results were compared with shaker test results. It is found that Dirlik method gives the best results among other methods.

Key words: Vibration Fatigue, Frequency Domain Methods, Random Vibrations, Finite Element Analysis, Shaker Tests

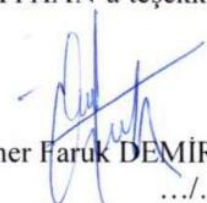
2020, viii + 82 pages.

TEŞEKKÜR

Bu yüksek lisans tez çalışmamın hazırlanması süresince yardım, destek ve yönlendirmelerini esirgemeyen değerli hocam Dr. Öğr. Üyesi Kenan TÜFEKÇİ'ye teşekkürlerimi sunarım

Testlerin yapılmasında ve verilerin işlenmesinde yardımlarını esirgemeyen başta Eren ÖNEY ve FNSS Savunma Sistemleri Test Birimi çalışanlarına teşekkürlerimi sunarım.

Tez yazım sürecinde desteğini esirgemeyen değerli eşim Ülger DEMİRKAYA ve aileme, değerli fikir ve yönlendirmelerinden ötürü dostum Emrecan BAYHAN'a teşekkürlerimi sunarım.


Ömer Faruk DEMİRKAYA
.../.../.....

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ	viii
1. GİRİŞ	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE LİTERATÜR TARAMASI.....	8
2.1. Tekrarlı Dinamik Yük Kavramı	8
2.2. Yorulma Kavramı.....	9
2.2.1. Mekanik Yaklaşımlar ve Yorulma Ömrü.....	10
2.2.2. Metalürjik Yaklaşımlar ve Yorulma Mekanizmaları	14
2.3. Rastlantısal Titreşim Kavramı.....	17
2.3.1. Güç Spektral Yoğunluğu.....	19
2.3.2. Dar ve Geniş Bant Rastlantısal Titreşimler.....	22
2.3.3. Rastlantısal Titreşimlerde Tahrik-Cevap İlişkisi	23
2.4. Çevrim Hesaplama Yöntemleri.....	26
2.4.1. Zaman Düzleminde Çevrim Hesaplama	26
2.4.2. Frekans Düzleminde Çevrim Hesaplama.....	28
2.5. Paletli Zırhlı Araçlarda Titreşim Kaynaklı Yorulma	31
3. MATERYAL VE YÖNTEM	36
3.1. Çentikli Kiriş Numunesi Deney ve Analizleri	36
3.1.1. Çekiç Testi ve Sonlu Eleman Analizleri	37
3.1.2. Sarsıcı Testi ve Sonlu Eleman Analizleri.....	39
3.2. PZA Gövdesine Montajlanmış Elektronik Ekipman Taşıyıcı Bir Yapı İçin Titreşim Kaynaklı Yorulma Analizi	41
3.2.1. Elektronik Ekipman Taşıyıcı Yapı.....	43
3.2.2. İvme Verilerinin Toplanması ve Değerlendirilmesi	45
3.2.3. Sonlu Elemanlar Modeli	52
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	55
4.1. Çentikli Kiriş Numunesi Deney ve Analizleri	55
4.1.1. Çekiç Testi ve Analiz Sonuçları.....	55
4.1.2. Sarsıcı Testi ve Analiz Sonuçları	56
4.2. PZA Gövdesine Montajlanmış Elektronik Ekipman Taşıyıcı Bir Yapı İçin Titreşim Kaynaklı Yorulma Analizi	63
4.2.1. Cıvata Ön Yüğü Analizi Sonuçları	63
4.2.2. Modal Analiz Sonuçları	64
4.2.3. Rastlantısal Titreşim Analizi Sonuçları	68
4.2.4. Titreşim Kaynaklı Yorulma Analizi Sonuçları	69
5. SONUÇ	71
KAYNAKLAR	73
EKLER.....	76
EK1 Çentikli Numune Analizleri için Ağ Yapısı Hassasiyeti Çalışması	77
EK2 Elektronik Ekipman Taşıyıcı Yapı Analizleri için Ağ Yapısı Hassasiyeti Çalışması	79
ÖZGEÇMİŞ	82

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
σ_r	Gerilme Aralığı
σ_a	Gerilme Genliği
σ_m	Ortalama Gerilme
σ_{maks}	Maksimum Gerilme
σ_{min}	Minimum Gerilme
σ_i	Gerilme
N	Çevrim Sayısı
$R(\tau)$	Oto-korelasyon Fonksiyonu
$S(\omega)$	Güç Spektrum Yoğunluğu
ω	Frekans
E	Beklenen Değer
$p(x)$	Olasılık Yoğunluk Fonksiyonu
m_i	Güç Spektrum Yoğunluğunun i. Momenti
μ	Ortalama Değer
γ	İrregülerite Faktörü
σ	Varyans
E_p	Beklenen Tepe Değeri
$F(t)$	Tahrik Fonksiyonu
$x(t)$	Birim Kütle için Tahrik Fonksiyonu
$X(\omega)$	Frekans Düzleminde Birim Kütle için Tahrik Fonksiyonu
$y(t)$	Yer Değiştirme Cevabı
$Y(\omega)$	Frekans Düzleminde Yer Değiştirme Cevabı
$H(\omega)$	Frekans Cevap Fonksiyonu
S_X	Tahrik Fonksiyonunun Güç Spektral Yoğunluğu
S_Y	Yer Değiştirme Cevabının Güç Spektral Yoğunluğu
ζ	Sönüm Oranı
ω_n	Doğal Frekans
c	Sönüm Katsayısı
c_c	Kritik Sönüm Katsayısı
v	Hız
L	Palet Boyu
f_p	Palet Tahrik Frekansı

Kısaltmalar	Açıklama
PZA	Paletli Zırhlı Araç
GSY	Güç Spektrum Yoğunluğu
RMS	Ortalama Karekök
dk	Dakika
SEM	Sonlu Eleman Modeli

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1. Sünek bir malzeme için sanki-statik yük altında gerilme-gerinim diyagramı ...	1
Şekil 1.2. (a) Statik yük (b) Dinamik yük	2
Şekil 1.3. Yük durumuna göre kırılma tipleri	2
Şekil 1.4. Sünek (a), gevrek (b), yorulma (c) kırılmalarına ait yüzey fotoğrafları (Callister ve Rethwisch 2010).....	3
Şekil 1.5. Yük durumuna göre tasarım yaklaşımları.....	3
Şekil 1.6. Gerilme-çevrim diyagramı.....	4
Şekil 1.7. (a) Sabit genlikli dinamik yük, (b) Değişken genlikli dinamik yük	5
Şekil 1.8. Yük durumuna göre yorulma ömrü belirleme	6
Şekil 2.1. a) Sabit genlikli tekrarlı dinamik yük, b) Değişken genlikli tekrarlı dinamik yük.....	8
Şekil 2.2. Yorulma testinde malzeme üzerinde oluşan gerilme	11
Şekil 2.3. Yorulma testi sonucu elde edilen S-N eğrisi	11
Şekil 2.4. Palmgren-Miner kuralının görselleştirilmesi	13
Şekil 2.5. Yorulma süreci (Schijve 2009)	14
Şekil 2.6. Kayma adımları ve girinti-çıkıntı oluşumu (Schijve 2009)	15
Şekil 2.7. Artan çevrimler ile girinti-çıkıntıların çatlağa dönüşmesi (Polak ve ark. 2017)	15
Şekil 2.8. Artan çevrimler için çatlak ilerlemesi (Dezecot ve ark. 2018)	16
Şekil 2.9. Tek serbestlik dereceli mekanik sistem	17
Şekil 2.10. Kurtosis ve Skewness parametrelerinin olasılık yoğunluk fonksiyonuna etkisi (Bracessi ve ark. 2009).....	20
Şekil 2.11. Geniş bant titreşime ait zaman verisi ve ilgili GSY (Newland 2005).....	22
Şekil 2.12. Dar bant titreşime ait zaman verisi ve ilgili GSY (Newland 2005).....	22
Şekil 2.13. 3 nokta Rainflow çevrim hesaplama yöntemi.....	27
Şekil 2.14. Bir paletli zırhlı araçta palet yapısı (Anonim 2020)	31
Şekil 2.15. Palet boyu L (Anonim 2017)	32
Şekil 2.16. Bir paletli zırhlı araç için dar bant palet tahriki örneği (Anonim 1993)	32
Şekil 2.17. PZA'lar için AECTP-400-B4 standardı (Anonim 2006).....	33
Şekil 3.1. Numune şekil ve boyutları	36
Şekil 3.2. Çekiç ve ivme ölçüm noktaları ve numaraları	37
Şekil 3.3. Çekiç testinden görüntüler	37
Şekil 3.4. Sonlu eleman modeli	38
Şekil 3.5. Numunelerin sarsıcı cihazındaki görüntüleri	39
Şekil 3.6. Numune üzerinde gerinim ölçer görünümü	40
Şekil 3.7. Sarsıcı testlerinde kullanılan titreşim profili.....	40
Şekil 3.8. AL6061-T6 için S-N Eğrisi	41
Şekil 3.9. Analiz aşamaları.....	42
Şekil 3.10. Elektronik ekipman taşıyıcı tasarımın araç gövdesi üzerindeki konumu	43
Şekil 3.11. Elektronik ekipman taşıyıcı tasarım detayı.....	43
Şekil 3.12. AL5083-H32 ve S235 için S-N Eğrisi	44
Şekil 3.13. Sürüş testi parkuru	45
Şekil 3.14. PZA'da ivmeölçer yerleşimi	45
Şekil 3.15. 15 km/h sürüş için ivme verisi	46
Şekil 3.16. 25 km/h sürüş için ivme verisi	47

Şekil 3.17. 15 km/h sürüş için ivme verisinin oto-korelasyonu	48
Şekil 3.18. 25 km/h sürüş için ivme verisinin oto-korelasyonu	48
Şekil 3.19. 15 km/h sürüş için ivme verisinin olasılık yoğunluk fonksiyonu	49
Şekil 3.20. 25 km/h sürüş için ivme verisinin olasılık yoğunluk fonksiyonu	49
Şekil 3.21. 15km/h sürüş için güç spektral yoğunluğu	51
Şekil 3.22. 25 km/h sürüş için güç spektral yoğunluğu	51
Şekil 3.23. Değerlendirilmesi yapılacak yapının sonlu elemanlar modelinin genel görünüşü	52
Şekil 3.24. Gövde ile gövde montaj yerleri detayı	53
Şekil 3.25. Taşıyıcı plaka detayı	53
Şekil 3.26. Cıvata modeli detayı	54
Şekil 4.1. Test ve analiz sonucu elde edilen frekans cevap fonksiyonları	55
Şekil 4.2. Kırılan numune görseli	56
Şekil 4.3. Numune üzerinde 10 dk boyunca toplanan gerilme verisi	57
Şekil 4.4. Raslantısal titreşim analizi sonucu oluşan gerilme karesel ortalaması	58
Şekil 4.5. Yorulma analizleri sonucu elde edilen gerilme dağılımları, (a) Dirlik, (b) Lalanne, (c) Dar Bant, (d) Tunna, (e) Wirsching-Light Yöntemi	60
Şekil 4.5. Yorulma analizleri sonucu elde edilen gerilme dağılımları, (a) Dirlik, (b) Lalanne, (c) Dar Bant, (d) Tunna, (e) Wirsching-Light Yöntemi (Devam)	61
Şekil 4.5. Yorulma analizleri sonucu elde edilen gerilme dağılımları, (a) Dirlik, (b) Lalanne, (c) Dar Bant, (d) Tunna, (e) Wirsching-Light Yöntemi (Devam)	62
Şekil 4.6. Testlerde numunede çatlak oluşumunun başladığı bölge	62
Şekil 4.7. Cıvata ön yükleme analizi sonucu elde edilen von Mises gerilme dağılımı	63
Şekil 4.8. AL5083-H32 kullanılan yapı için kritik mod şekilleri	66
Şekil 4.9. S235 kullanılan yapı için kritik mod şekilleri	67
Şekil 4.10. Rastlantısal titreşim analizi sonucu elde edilen 3σ von Mises gerilme dağılımı	68
Şekil 4.11. AL5083-H32 malzeme kullanılan tasarım için yorulma hasarı	69
Şekil 4.12. S235 malzeme kullanılan tasarım için yorulma hasarı	70

ÇİZELGELER DİZİNİ

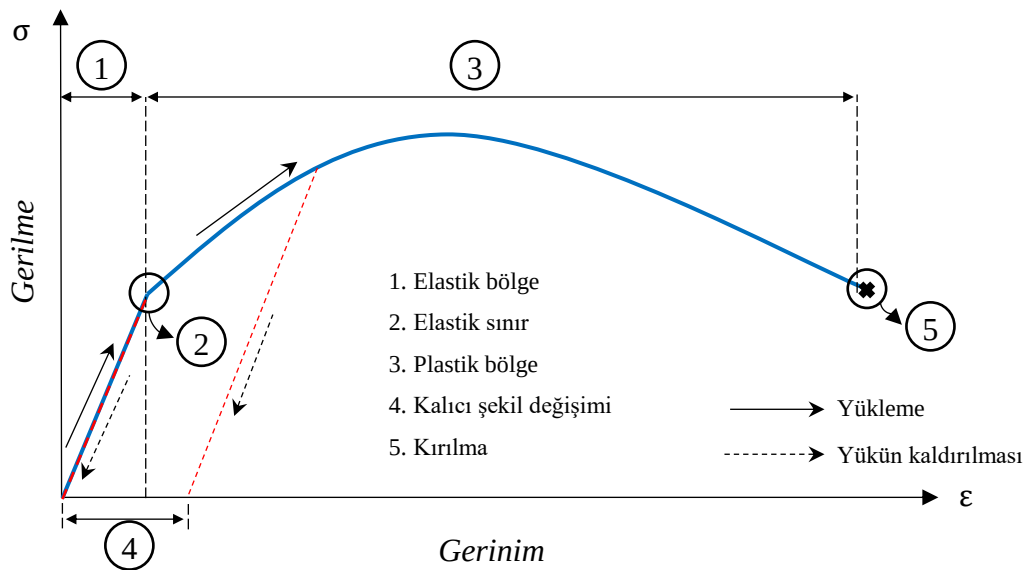
	Sayfa
Çizelge 3.1. Numune malzeme özellikleri	36
Çizelge 3.2. Çelik ve alüminyum malzemelerin fiziksel özellikleri	44
Çizelge 3.3. Alüminyum-5083-H32 ve Çelik-S235 malzemeler için akma dayanımları	44
Çizelge 3.4. 15 km/h ve 25 km/h ivme verileri için RMS değerleri	47
Çizelge 3.5. 15 km/h ve 25 km/h ivme verileri için Kurtosis ve Skewness değerleri	50
Çizelge 3.6. 15 km/h ivme verisi Kolmogorov-Smirnov Durağanlık Testi Sonuçları ...	50
Çizelge 3.7. 25 km/h ivme verisi Kolmogorov-Smirnov Durağanlık Testi Sonuçları ...	50
Çizelge 4.1. Doğal frekansların karşılaştırılması	55
Çizelge 4.2. Frekansa bağlı sönüm oranı	56
Çizelge 4.3. Sarsıcı testinde numuneler üzerinde oluşan gerilme karesel ortalaması.....	58
Çizelge 4.4. Sarsıcı testi sonucunda elde edilen numune kırılma süreleri	59
Çizelge 4.5. Yorulma analizi sonucunda elde edilen kırılma süreleri.....	59
Çizelge 4.6. AL5083-H32 malzeme kullanılan yapı için modal analiz sonuçları	64
Çizelge 4.7. S235 malzeme kullanılan yapı için modal analiz sonuçları.....	65

1. GİRİŞ

Tasarımı gerçekleştirilen mekanik bir yapının en temel görevi belirlenen servis ömrü içerisinde tanımlanan işlevini güvenli bir şekilde yerine getirmesidir. Belirlenen bu servis ömrü içerisinde meydana gelen hasarlar can ve mal kaybına sebep olmakla birlikte ürünün bulunduğu pazar içerisinde rekabet edebilirliğini de olumsuz etkilemektedir. Tasarım sorumluluğu olan bir mühendisin görevlerinden birisi de yapıların maruz kalacağı muhtemel hasarları göz önünde bulundurmak ve bu hasarlara karşı önlem almaktır.

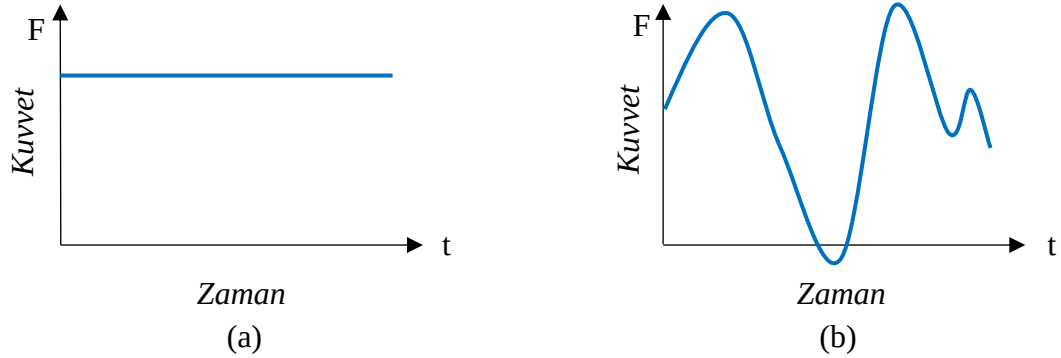
Mekanik hasar, bir makine veya makine elemanının işlevini maruz kaldığı yük koşulları sebebi ile yerine getirememesi olarak tanımlanır (Collins ve ark. 2010). Bir makine elemanında mekanik hasar, maruz kaldığı yük neticesinde oluşan elastik şekil değişimi, plastik şekil değişimi veya kırılma sonucu meydana gelebilir.

Uygulanan yük sonucu malzemede oluşan şekil değişimi yük ortadan kalktığında ortadan kalkıyorsa bu şekil değişimine *elastik şekil değişimi*, yük ortadan kalkmasına rağmen malzemede kalıcı şekil değişimi söz konusu ise buna *plastik şekil değişimi* adı verilir. Maruz kaldığı yük neticesinde bir parçanın iki ya da daha fazla parçaya ayrılması ise *kırılma* olarak adlandırılır. Malzemenin yük altındaki bu davranışları gerilme-gerinim diyagramları ile gösterilir (Şekil 1.1).



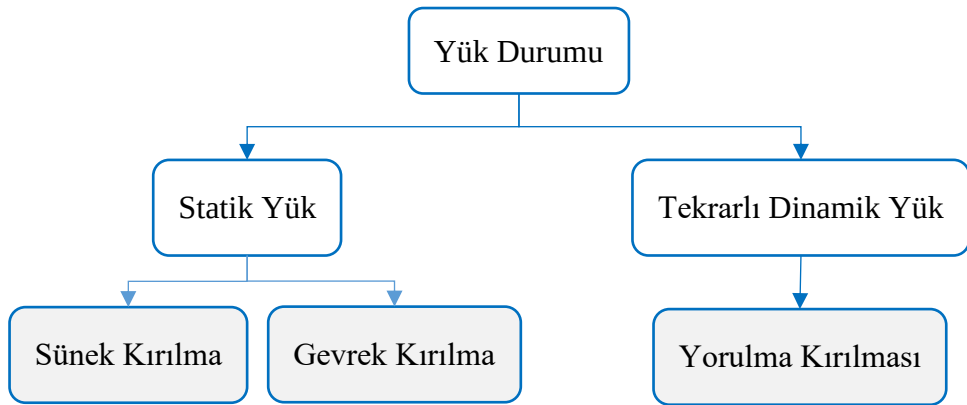
Şekil 1.1. Sünek bir malzeme için sanki-statik yük altında gerilme-gerinim diyagramı

Bir malzemenin kırılması sıcaklık, gerilme durumu, gerilmenin zamana bağlı değişimi ve çevresel etkilere bağlı olarak çeşitli şekillerde gerçekleşebilir (Courtney 2005). Bir yapıda kırılma meydana getirebilecek yükler statik ve dinamik yük olmak üzere ikiye ayrılır. Statik yük zamandan bağımsız, dinamik yük zamana bağlı olarak değişir (Şekil 1.2). Dinamik yük, tekrarlı dinamik yük ve tekrarsız dinamik yük olarak ikiye ayrılır.



Şekil 1.2. (a) Statik yük (b) Dinamik yük

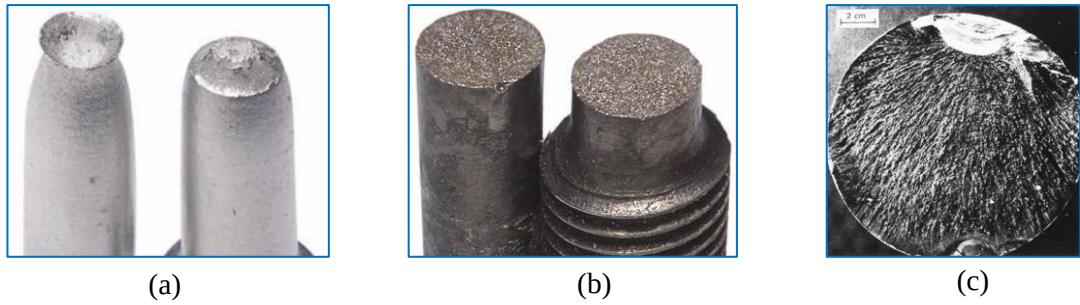
Kırılma, parçanın maruz kaldığı yükün yapıda oluşturduğu gerilme durumuna göre sünek kırılma, gevrek kırılma ve yorulma kırılması olmak üzere üçe ayrılır. Statik yük neticesinde sünek veya gevrek kırılma oluşurken; tekrarlı dinamik yük neticesinde yorulma kırılması meydana gelir (Şekil 1.3).



Şekil 1.3. Yük durumuna göre kırılma tipleri

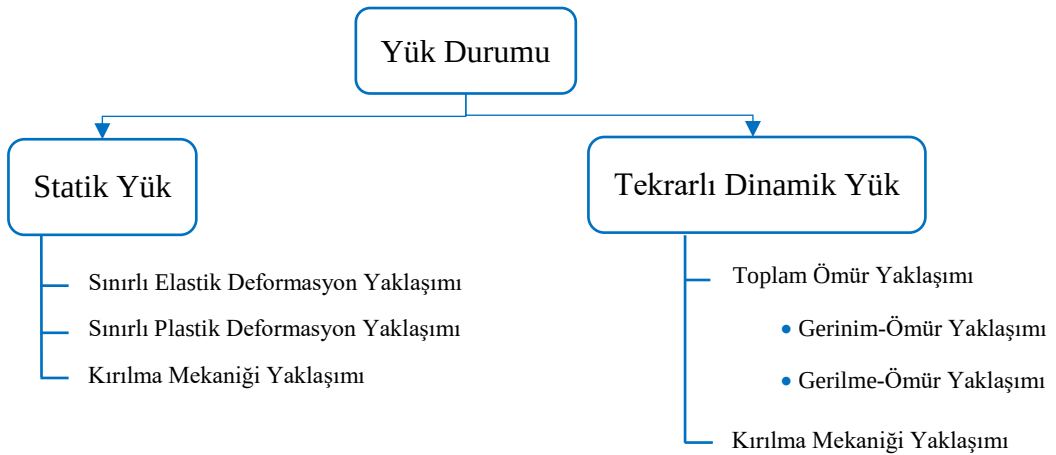
Sünek kırılmada elastik sınırın aşılmasının ardından yüksek oranda plastik şekil değişimi sonrası kopma görülürken, gevrek kırılmada elastik sınırın aşılmasının ardından plastik şekil değişimi az ya da hiç gözlenmez. Yorulma kırılmasında ise gevrek kırılmaya benzer bir şekilde az ya da hiç plastik şekil değişimi gözlenmez ve kırılma parçanın ani bir

şekilde kopması şeklinde gözlenir. Yorulma kırılmasında parçada kırılmaya sebep olan bu gerilmeler kopma veya akma mukavemetinin altında olabilir. Bir parçada meydana gelen kırılma şekli yüzey fotoğraflarına bakılarak anlaşılabilir. Şekil 1.4'te sünek, gevrek ve yorulma kırılması meydana gelmiş parçaların yüzey fotoğrafları görülmektedir. Bu fotoğraflarda yüzeyler dikkatli incelendiğinde sünek kırılmaya ait yüzeyde parçanın yüksek oranda plastik deformasyona uğradığı gözükürken, yorulma ve gevrek kırılmalarına ait yüzeylerde plastik deformasyon olmadığı görülmektedir.



Şekil 1.4. Sünek (a), gevrek (b), yorulma (c) kırılmalarına ait yüzey fotoğrafları (Callister ve Rethwisch 2010)

Bir parçanın taşıdığı yük ve parçada meydana gelebilecek hasar cinsine göre tasarım yaklaşımları değişmektedir (Şekil 1.5). Statik yüke maruz bir parçada tasarım yaklaşımı olarak sınırlı elastik deformasyon, sınırlı plastik deformasyon ve kırılma mekaniği yaklaşımları sergilenirken, dinamik yüke maruz bir parçada toplam ömür yaklaşımı ve kırılma mekaniği yaklaşımları sergilenmektedir.

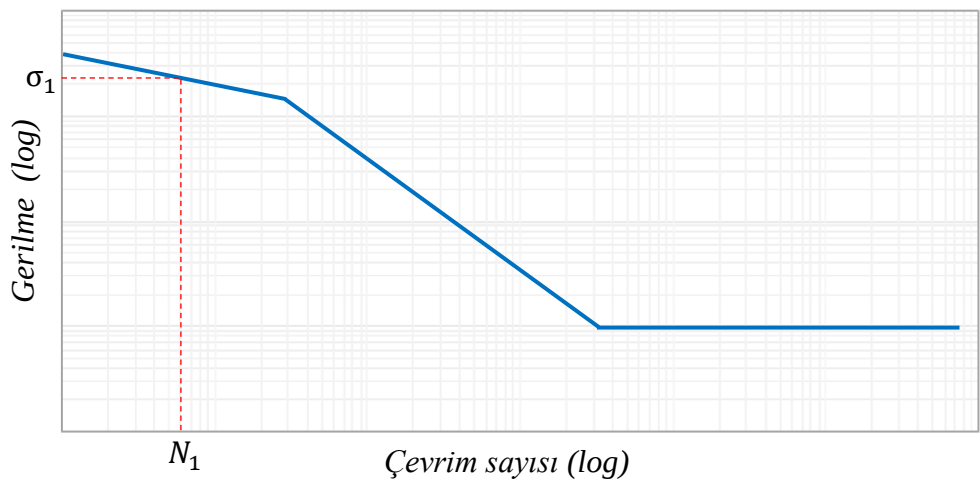


Şekil 1.5. Yük durumuna göre tasarım yaklaşımları

Sınırlı elastik deformasyon yaklaşımında parçada oluşan elastik deformasyonun yapıyı hasara uğratacak sınırı geçmemesi istenirken, sınırlı plastik deformasyon yaklaşımında yapının işlevini yerine getirmesine engel olmayacak kalıcı deformasyon sınırı belirlenerek oluşacak plastik deformasyonun bu sınıra ulaşmaması istenir. Her iki yaklaşımda da parçanın sürekli bir ortam olduğu kabul edilir ve parçada herhangi bir çatlak olmadığı varsayılır.

Statik yüke maruz bir parçada kırılma mekaniği yaklaşımı ise parçada boyutu bilinen bir çatlak olduğunu kabul eder ve çatlağın ilerlemesi için gerekli gerilmeyi kırılma mekaniği yasaları ile belirleyerek parçada oluşan gerilmelerin bu gerilmeden küçük olmasını hedefler.

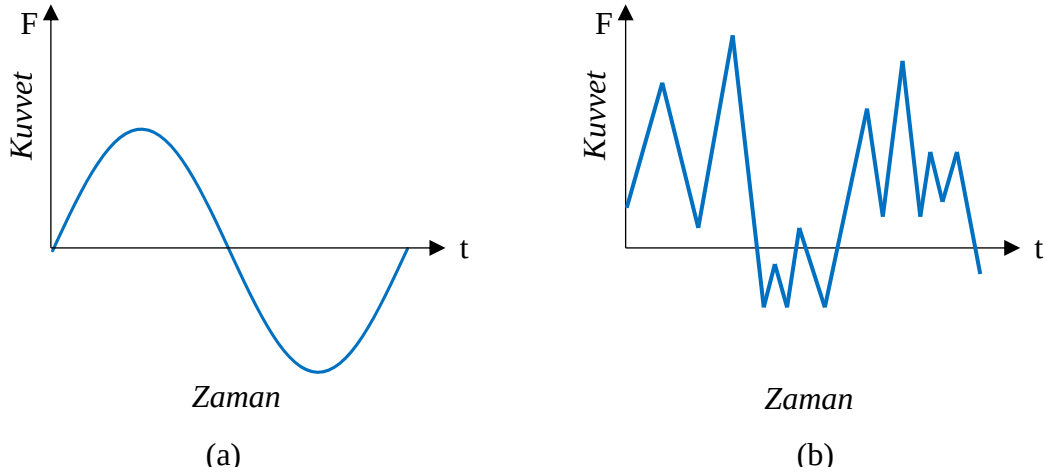
Tekrarlı dinamik yüke maruz bir yapıda toplam ömür yaklaşımlarının temeli parçada kırılma oluşacak sürenin hesaplanmasına dayanır. Bu yöntemlerde bir parçanın yorulma ömrünün hesaplanması için belirli bir malzeme üzerinde yapılan çeşitli testler ile elde edilen gerilme-çevrim sayısı veya gerinim-çevrim sayısı diyagramları kullanılır (Şekil 1.6). Bu diyagramlar belirlenen bir gerilme veya gerinime karşılık parçanın kırılacağı çevrim sayısını verir. Servis ömrü boyunca dinamik bir yük neticesinde parçada oluşan gerilmeler ve bu gerilmelerin kaç kez meydana geldiği biliniyorsa bu diyagramlar yardımı ile parçanın kırılma ömrü hesaplanabilir. Toplam ömür yaklaşımlarında da parçanın sürekli bir ortam olduğu kabul edilir ve parçada herhangi bir çatlak olmadığı varsayılır.



Şekil 1.6. Gerilme-çevrim diyagramı

Tekrarlı dinamik yüke maruz bir yapıda kırılma mekaniği yaklaşımı ise parçada boyutu bilinen bir çatlak olduğunu kabul eder ve bu çatlakın izin verilen çatlak boyutuna ulaşması için gereken minimum çevrim sayısını kırılma mekaniği yasaları ile belirleyerek parçanın servis ömrü boyunca maruz kalacağı çevrim sayısının bu değerden düşük olmasını hedefler.

Bir yapıda yorulma hasarı meydana getirebilecek tekrarlı dinamik yükler sabit genlikli tekrarlı dinamik yük ve değişken genlikli tekrarlı dinamik yük olmak üzere ikiye ayrılır (Şekil 1.7). Yük sabit genlikli tekrarlı dinamik olduğunda yapıda oluşan gerilme ve çevrim sayısı bilindiği için doğrudan bu veriler yardımı ile yorulma ömrü tabanlı yaklaşımlar kullanılabilirken, değişken genlikli tekrarlı dinamik olduğunda bu yükün yapıda oluşturduğu gerilmelerin gerçekleşme sayılarının bulunması için çevrim hesaplama yöntemleri kullanılır ve her bir çevrimin yorulmaya katkısı kümülatif hasar kuramları ile hesaplanarak yorulma ömrü elde edilir (Şekil 1.8).

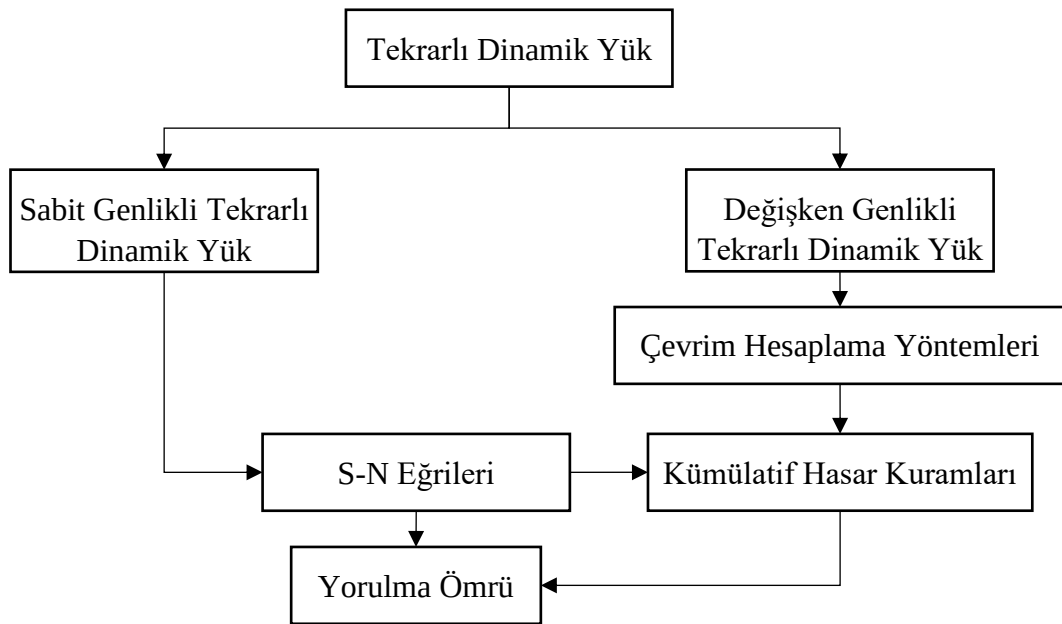


Şekil 1.7. (a) Sabit genlikli dinamik yük, (b) Değişken genlikli dinamik yük

Çevrim hesaplama yöntemleri yapıda oluşan gerilmeleri zaman düzleminde inceleyen ve frekans düzleminde inceleyen yöntemler olmak üzere ikiye ayrılır. Zaman düzleminde yaygın olarak Rainflow (Yağmur akışı) çevrim hesaplama yöntemi kullanılırken, frekans düzleminde yaygın olarak Dirlik çevrim hesaplama yöntemi kullanılmaktadır (Halfpenny 1999).

Zaman düzleminde çalışan çevrim hesaplama yöntemleri testler veya sonlu eleman analizleri sonucu elde edilen bir parça üzerinde oluşan gerilmeleri doğrudan zaman düzleminde ele alır ve belirlenen algoritmalar yardımı ile peş peşe oluşan gerilmelerdeki maksimum ve minimum değerler arasındaki ilişkiyi inceleyerek çevrim sayısı, gerilme aralığı ve ortalama gerilme bilgilerini verir. Bu yöntemin dezavantajı testler sonucu zaman düzleminde elde edilen verinin oldukça büyük olması ve sonlu elemanlar yöntemi ile zamana bağlı yapılan analizlerin oldukça uzun sürmesidir (Ferreria ve ark. 2016).

Frekans düzleminde çalışan çevrim hesaplama yöntemleri testler veya sonlu eleman analizleri sonucu elde edilen bir parça üzerinde oluşan gerilmeleri güç spektral yoğunluğu adı verilen fonksiyonlar yardımı ile frekans düzleminde ele alır ve çeşitli olasılık yoğunluk fonksiyonları kullanarak parçada oluşabilecek gerilme genliği ve çevrim sayılarını hesaplar. Bu yöntemlerin avantajı testler sonucu elde edilen güç spektrum yoğunluğu verilerinin zaman düzlemine göre daha düşük boyutta olması, sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analizlerin kısa sürmesidir (Ferreria ve ark. 2016). Ayrıca oluşan gerilmelerin frekans düzleminde incelenmesi, yapının maruz kaldığı etkin frekansların incelenmesine ve alternatif çözümler üretilebilmesine olanak sağlar (Ferreria ve ark. 2016).



Şekil 1.8. Yük durumuna göre yorulma ömrü belirleme

Yaygın bir kara savunma sistemi olarak kullanılan paletli zırhlı kara araçları, operasyon gerçekleştirilen zorlu çevre koşullarında statik ve dinamik yüklere maruz kalmaktadır. Paletli zırhlı kara araçları palet yapısının yol ile ilişkisi nedeni ile operasyon sırasında yüksek seviyede titreşimlere maruz kalmakta ve bu titreşimler gövde üzerinden alt sistemlere aktarılmaktadır. Gövde üzerine montajlanmış alt sistemlerde bulunan mekanik yapıların hedeflenen kullanım süresi içerisinde mekanik hasara uğramadan görevini başarı ile yerine getirmesi için yapının içinde bulunduğu bu dinamik çevre koşulları göz önünde bulundurularak yorulma açısından incelenmeli ve yorulma kırılmasına neden olabilecek durumlardan kaçınılması gerekmektedir.

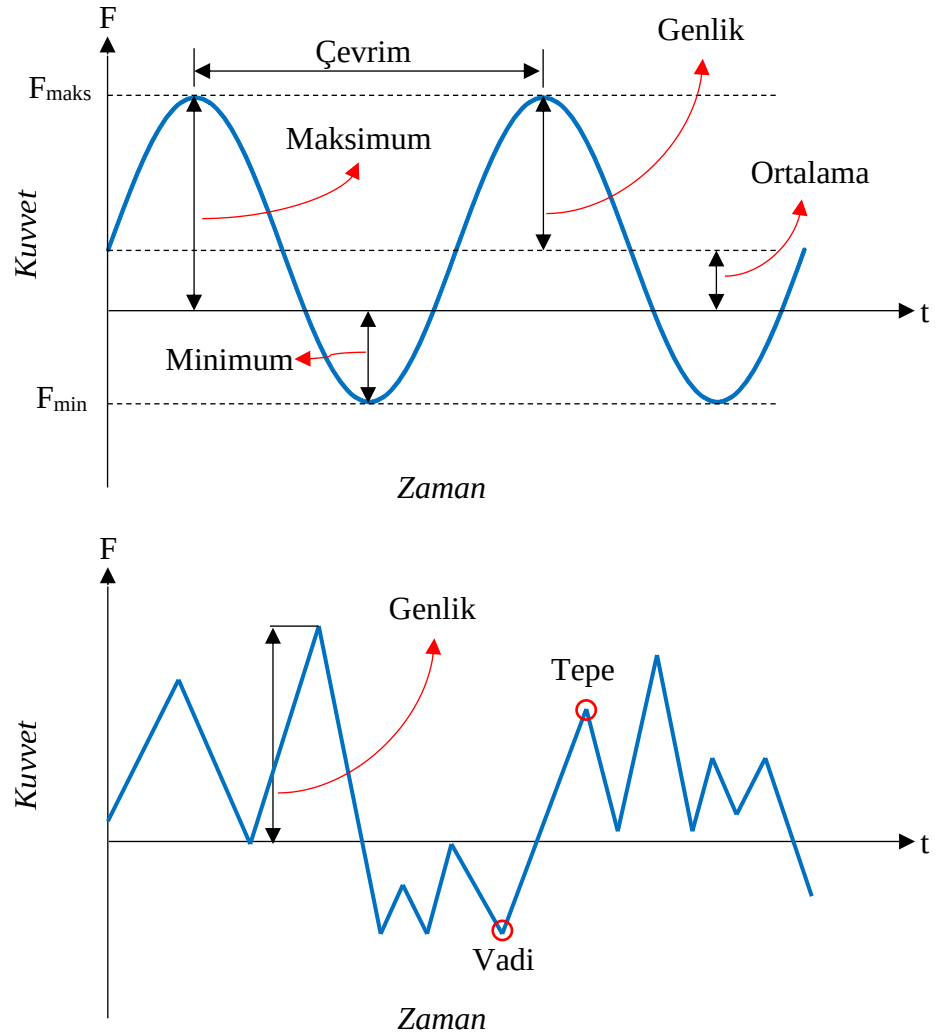
Bu çalışmada paletli zırhlı bir kara aracında gövde üzerine monte edilmiş elektronik ekipman taşıyıcı yapıda yoldan gelen titreşimler neticesinde oluşacak yorulma hasarı rastlantısal titreşim analizleri ve frekans düzleminde çevrim hesaplama yöntemi ile incelenmiştir. Yapılan bu inceleme öncesinde sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılan rastlantısal titreşim ve titreşim kaynaklı yorulma analizlerinin gerçek hayatta yapılan testler ile ilişkisi basit bir geometri üzerinde yapılan testler ile incelenmiştir. Bu testler neticesinde gözlenen kırılma ömrü literatürde bulunan frekans düzleminde çevrim hesaplama yöntemleri ile karşılaştırılarak testler ile en yakın sonucu veren yöntem tespit edilmiştir. Tespit edilen bu yöntem elektronik ekipman taşıyıcı yapının değerlendirilmesinde kullanılarak uygun malzeme seçimi yapılmıştır.

Sonlu elemanlar modelinin hazırlanmasında Hypermesh ve LS-PrePost yazılımları, analizlerin yapılmasında LS-DYNA yazılımı ve ivme verilerin işlenmesinde nCode yazılımı kullanılmıştır.

2. KURAMSAL TEMELLER VE LİTERATÜR TARAMASI

2.1. Tekrarlı Dinamik Yük Kavramı

Yorulma, malzemenin maruz kaldığı tekrarlı dinamik yük ile doğrudan ilişkilidir. Maruz kalınan yük ve yükün neticesinde oluşan gerilmelerin karakteristiğine göre yorulma ömrü ve ömür belirleme yaklaşımları değişmektedir. Şekil 2.1’de giriş bölümünde bahsedilen sabit genlikli tekrarlı dinamik yük ve değişken genlikli tekrarlı dinamik yükün karakteristikleri verilmiştir.



Şekil 2.1. a) Sabit genlikli tekrarlı dinamik yük, b) Değişken genlikli tekrarlı dinamik yük

Sabit genlikli tekrarlı dinamik yüklemede genlik, ortalama, minimum, maksimum değerleri zaman boyunca değişmezken, değişken genlikli tekrarlı dinamik yüklerde bu değerler zaman bağılı olarak değişir. Değişken genlikli dinamik yükleme, içerisinde birden fazla maksimum, minimum, ortalama ve genlik değerleri barındırır. Değişken genlikli tekrarlı dinamik yüklemede herhangi bir zamana karşılık gelen genlik değeri önceden tespit edilemiyor ve bu yükleme belirli istatistiksel koşulları sağlıyor ise bu tip değişken genlikli tekrarlı dinamik yüklere *rastlantısal titreşim* adı verilir.

Dönel şaft, krank-biyel mekanizması gibi sürekli aynı hareketi yapan yapılarda makine elemanlarının maruz kaldığı yük sabit genlikli yükleme iken; otomobilin düz yolda gitmesi neticesinde yapının maruz kaldığı yük rastlantısal titreşimdir.

2.2. Yorulma Kavramı

Yorulma kavramı 1800'li yıllarda köprü ve tren yolu bileşenlerinin tekrarlı dinamik yüklere maruz kaldığında kırıldığıнын gözlemlenmesi ile keşfedilmeye başlanmıştır (Anonim 1996). Araştırmacılar, yorulma kavramının ortaya çıktığı bu yıllarda yapıların servis esnasında maruz kaldığı tekrarlı dinamik yük koşullarını laboratuvar testleri ile kontrollü bir şekilde oluşturarak fenomenin doğasını anlamaya çalışmış ve çeşitli tasarım yaklaşımları geliştirmeye başlamışlardır. 1830 yılında Alman maden mühendisi W.A.J Albert tarafından madenlerde kullanılan ocak vinci zincirlerinin belirli tekrarlı yük altında kırılma ömürlerini incelediği çalışma yorulma kavramı için öncü olarak kabul edilmektedir (Frost ve ark. 1999, Suresh 1998). Alman demiryolu mühendisi August Wöhler, 1852-1869 yılları arasında yaptığı sistematik çalışmalarda tekrarlı dinamik yüke maruz çelik demiryolu akslarının dayanımının statik dayanımından düşük olduğunu gözlemlemiş, geliştirmiş olduğu dönel eğmeli test cihazı ile şekil ve boyutu belirli numuneler için tekrarlı yorulma testleri gerçekleştirmiş ve gerilme ömür yaklaşımını ortaya atmıştır (Suresh 1998). Wöhler'in sergilediği dönel eğmeli test cihazı ve gerilme ömür yaklaşımı halen yaygın olarak kullanılmaktadır. Günümüzde yorulma kavramı, Uluslararası Amerikan Test ve Malzeme Topluluğu (ASTM International) tarafından "Bir nokta veya noktalarda değişken gerilme ve gerinim meydana getiren ve belirli tekrar sayısından sonra çatlaklara veya tamamen kırılmaya yol açacak koşullar altındaki bir

malzemede meydana gelen ilerleyen bölgesel kalıcı yapısal değişiklik süreci." olarak tanımlanmaktadır (Anonim 2013).

Yorulma kavramını incelemek için yapılan çalışmalar mekanik ve metalürjik olmak üzere iki ayrı yaklaşım ile ele alınmaktadır. Mekanik yaklaşım tekrarlı dinamik yüke maruz bir yapının mekanik cevabını inceler. Mekanik yaklaşım, tasarımı gerçekleştirilen bir yapının yorulma yükü altında davranışını kırılma süresi ile ilişkilendirerek yapının güvenilirliğini inceleyip potansiyel hasarlara önlem almaya olanak sağladığı için pratik anlamda mühendislik için önem arz etmektedir. Metalürjik yaklaşım malzemenin tekrarlı dinamik yük uygulanmadan önceki, uygulama esnasında ve uygulama sonrası durumlarını mikroskobik olarak inceler ve yorulma mekanizmaları ile ilgili çalışmaları ele alır.

2.2.1. Mekanik Yaklaşımlar ve Yorulma Ömrü

Mekanik yaklaşımların temeli yorulma testlerine dayanmaktadır. Yorulma testinde amaç, geometrisi ve malzemesi belirli bir numune üzerinde tekrarlı dinamik gerilmeler oluşturarak numune kırılana kadar testin devam ettirilip kırılması için geçen çevrim sayısının belirlenmesidir. Bu yaklaşıma *gerilme ömür yaklaşımı* adı verilir.

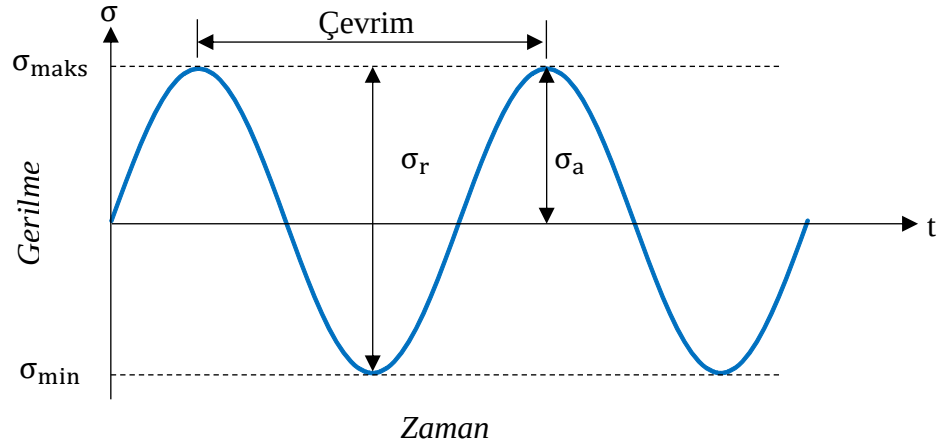
Şekil 2.2’de yorulma testinde malzeme üzerinde oluşan dinamik gerilme görülmektedir. Burada gerilme aralığı, gerilme genliği, ortalama gerilme kavramları sırasıyla,

$$\sigma_r = \sigma_{\text{maks}} - \sigma_{\text{min}} , \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{\text{maks}} - \sigma_{\text{min}}}{2} , \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{\text{maks}} + \sigma_{\text{min}}}{2} \quad (2.1)$$

σ_{maks} : Maksimum gerilme

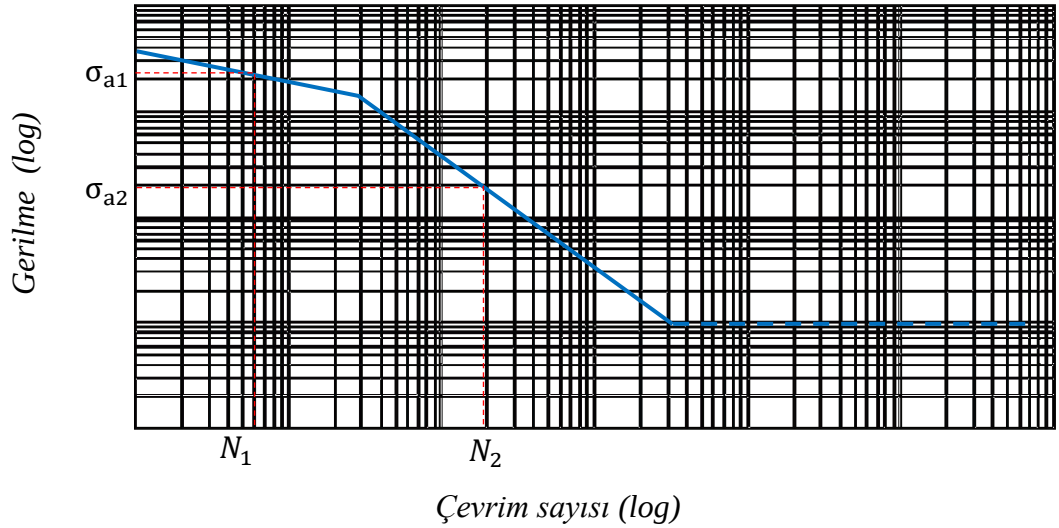
σ_{min} : Minimum gerilme

olarak tanımlanır.



Şekil 2.2. Yorulma testinde malzeme üzerinde oluşan gerilme

Gerilme ömür yaklaşımında numuneye gerilme genliği belirli ve genellikle sıfır ortalama gerilme üretecek bir yük uygulanır. Gerilme ömür yaklaşımında farklı gerilme genlikleri için numune kırılana kadar yorulma testi yapılır ve her bir gerilme genliğine karşılık gelen kırılma çevrimi belirlenir. Belirlenen gerilme genliği ve çevrim sayıları için ordinat gerilme genliği ve apsis çevrim sayısı olmak üzere logaritmik gerilme genliği-çevrim (S-N) eğrileri çizilir (Şekil 2.3). S-N eğrilerine Wöhler eğrileri de denilmektedir.



Şekil 2.3. Yorulma testi sonucu elde edilen S-N eğrisi

Burada örneğin N_1 , σ_{a1} genliğinde yapılan testte numunenin kırıldığı çevrim sayısını vermektedir. Çelikler için S-N eğrileri incelendiğinde gerilme genliği azaldıkça kırılma çevriminin arttığı ve belirli bir genlik değerinden sonra kırılma çevriminin değişmediği görülür. Şekil 2.3’de kesikli mavi çizgi ile gösterilen bu bölgeye karşılık gelen gerilme genliği değerine *yorulma dayanımı* denir. Her malzeme için bir yorulma dayanımı gözlemlenmez.

S-N eğrileri için yapılan testlerde oluşan gerilmeler lineer elastik bölge içerisinde ve bu bölgede gerilme-gerinim ilişkisi Hooke yasası ile belirtilir. Dinamik yük neticesinde malzemede oluşan gerilmelerin yapıda plastik deformasyona yol açtığı durumlarda gerilme-gerinim ilişkisi Hooke yasası gibi basit bir yasa ile ifade edilemez. Bu durumlarda malzemenin yorulma karakteristiği plastik bölgede S-N eğrilerine benzer bir şekilde yapılan yorulma testleri sonucu elde edilen gerinim-çevrim sayısı (ϵ -N) eğrileri ile ifade edilir. Lineer elastik bölgede oluşan deformasyonlar sonucu oluşan ve S-N eğrileri ile karakterize edilen yorulma tipine *yüksek çevrim yorulma*, plastik bölgede oluşan deformasyonlar sonucu oluşan ve ϵ -N eğrileri ile karakterize edilen yorulma tipine *düşük çevrim yorulma* adı verilir.

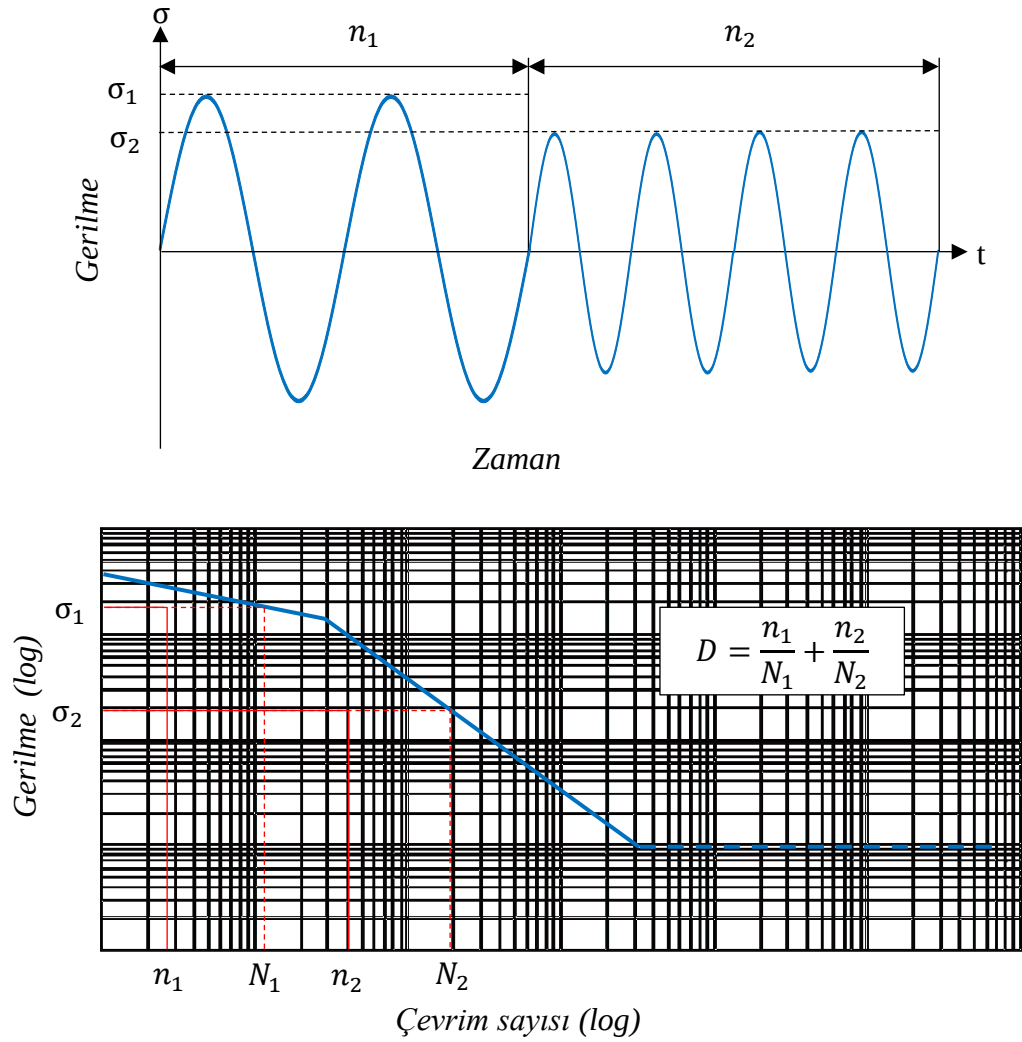
• Kümülatif Hasar

Bir önceki bölümde bahsedildiği üzere malzemenin yorulma ömrünü karakterize eden S-N sabit genlikte yapılan bir dizi testin birleşiminden oluşmaktadır. Gerçek hayatta bir makine elemanı servis ömrü boyunca farklı gerilme genliklerine maruz kaldığı için doğrudan bir yorulma ömrü S-N eğrileri yardımı ile elde edilemez. Farklı gerilme genliklerinde oluşan çevrimlerin yorulma ömrüne etkilerini kümülatif hasar kuramları inceler. İlk kümülatif hasar kuramı Palmgren (Palmgren 1924) tarafından ortaya sürülmüş ve bu kuram Miner (Miner 1945) tarafından matematiksel olarak ifade edilerek günümüzde Palmgren-Miner kuralı olarak bilinen kümülatif hasar kuramı ortaya çıkmıştır. İlk kümülatif hasar kuramının ortaya çıkmasından bu yana birçok kümülatif hasar kuramı öne sürülmesine karşın günümüzde halen Palmgren-Miner kuralı yaygın olarak kullanılmaktadır (Fatemi ve Yang 1997).

Palmgren-Miner kuralı;

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} \quad (2.2)$$

ile ifade edilir. Burada n_i , S_i gerilme genliğinde maruz kalan çevrim sayısını, N_i , S-N eğrisinde S_i gerilme genliğine karşılık gelen çevrim sayısıdır. Şekil 2.4'te örnek bir değişken genlikli çevrim için bu kavramlar gösterilmiştir. Palmgren-Miner kuralına göre $D=1$ olduğunda hasar meydana gelmektedir.

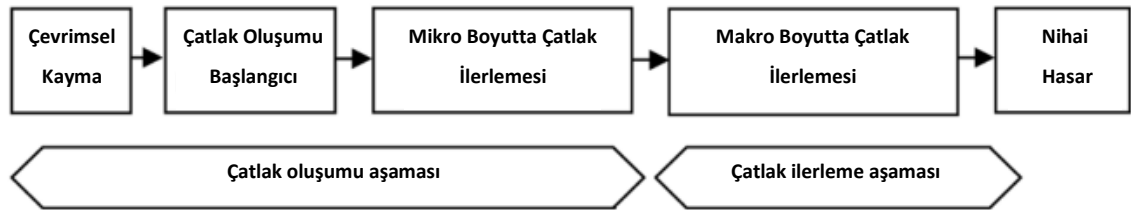


Şekil 2.4. Palmgren-Miner kuralının görselleştirilmesi

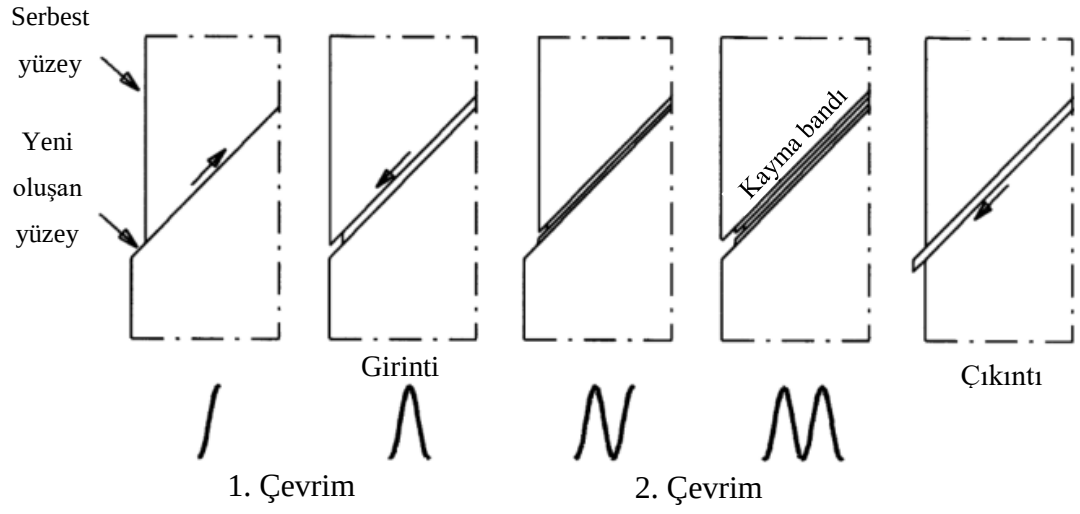
2.2.2. Metalürjik Yaklaşımlar ve Yorulma Mekanizmaları

Mikroskoplarının gelişmesi yorulmanın metalürjik olarak incelenebilmesine olanak sağlayarak tekrarlı dinamik yükler neticesinde yapıda meydana gelen mikroyapısal deformasyonların incelenmesine ve yorulma mekanizmaları ile ilgili teorilerin ortaya atılmasına olanak sağlamıştır. Yorulma kırılmasının mikroyapısal deformasyonlar ile ilişkisi ilk olarak Ewing ve Humfrey (1903) tarafından yapılan çalışmalar neticesinde gündeme gelmiştir.

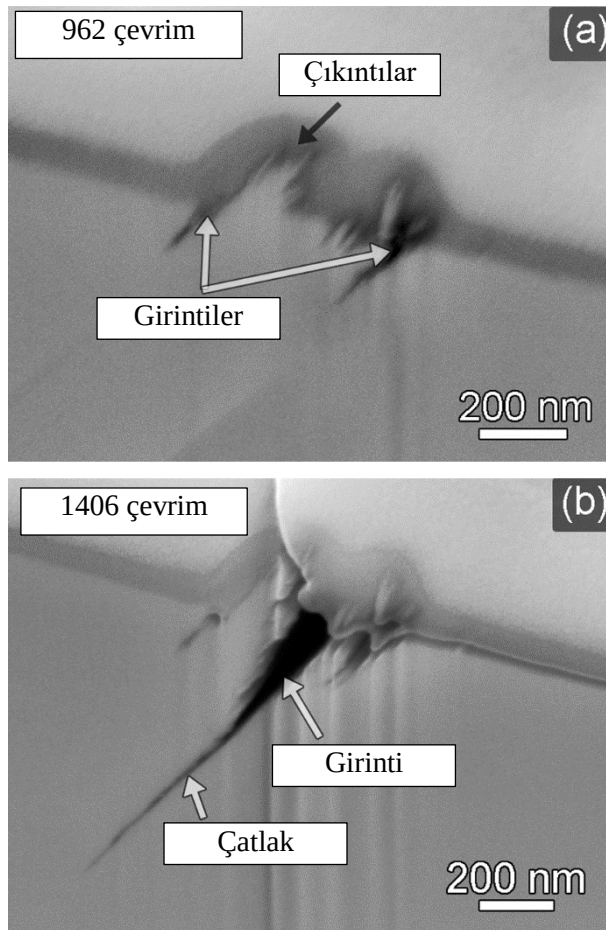
Yorulma süreci çatlak oluşumu, çatlak ilerlemesi ve kırılmanın gerçekleşmesi olarak üç aşamada gerçekleşir (Şekil 2.5). Maruz kalınan tekrarlı dinamik yük neticesinde malzeme yüzeyinde bulunan taneciklerde kayma adımları meydana gelir (Şekil 2.6). Kayma adımı sonrası oluşan yeni yüzeyde oksit katmanı oluşur ve kayma bandında deformasyon sertleşmesi gerçekleşir. Oksit katmanı oluşumu ve deformasyon sertleşmesi bir sonraki çevrimde ters yönde gelen kuvvet aynı kayma bandında daha yüksek kayma gerilmelerine yol açar ve kayma bandına paralel kayma yüzeylerinde kayma meydana gelir (Şekil 2.6). Devam eden her bir çevrimde aynı süreç tekrarlanır ve malzemede mikroskobik seviyede girinti ve çıkıntılar oluşur (Şekil 2.6). Bu girinti ve çıkıntılar sonucu malzemede mikro çatlaklar meydana gelir. Mikro çatlaklar bölgesel gerilme yığılmaları nedeni ile hızla ilerler ve kesit yükü taşıyamayacak kadar zayıfladığında ani bir şekilde kırılma gerçekleşir. Bahsedilen bu süreçler mikroskobik olarak gözlenebilir. Şekil 2.7’de Sanicro 25 çeliğine ait çatlak oluşumunun gözlemlendiği taramalı elektron mikroskopu görüntüleri görülmektedir. Şekil 2.7-a’da 962 çevrim sonra yalnızca yüzeyde girinti ve çıkıntılar görülürken, Şekil 2.7-b’de 1406 çevrim sonra girinti-çıkıntılarının ardında çatlak başlangıcı görülmektedir. Şekil 2.8’de ise bir alüminyum alaşımı için yapılan yorulma testinde çevrim sayısının arttıkça çatlak ilerlemesinin arttığı gösterilmektedir.



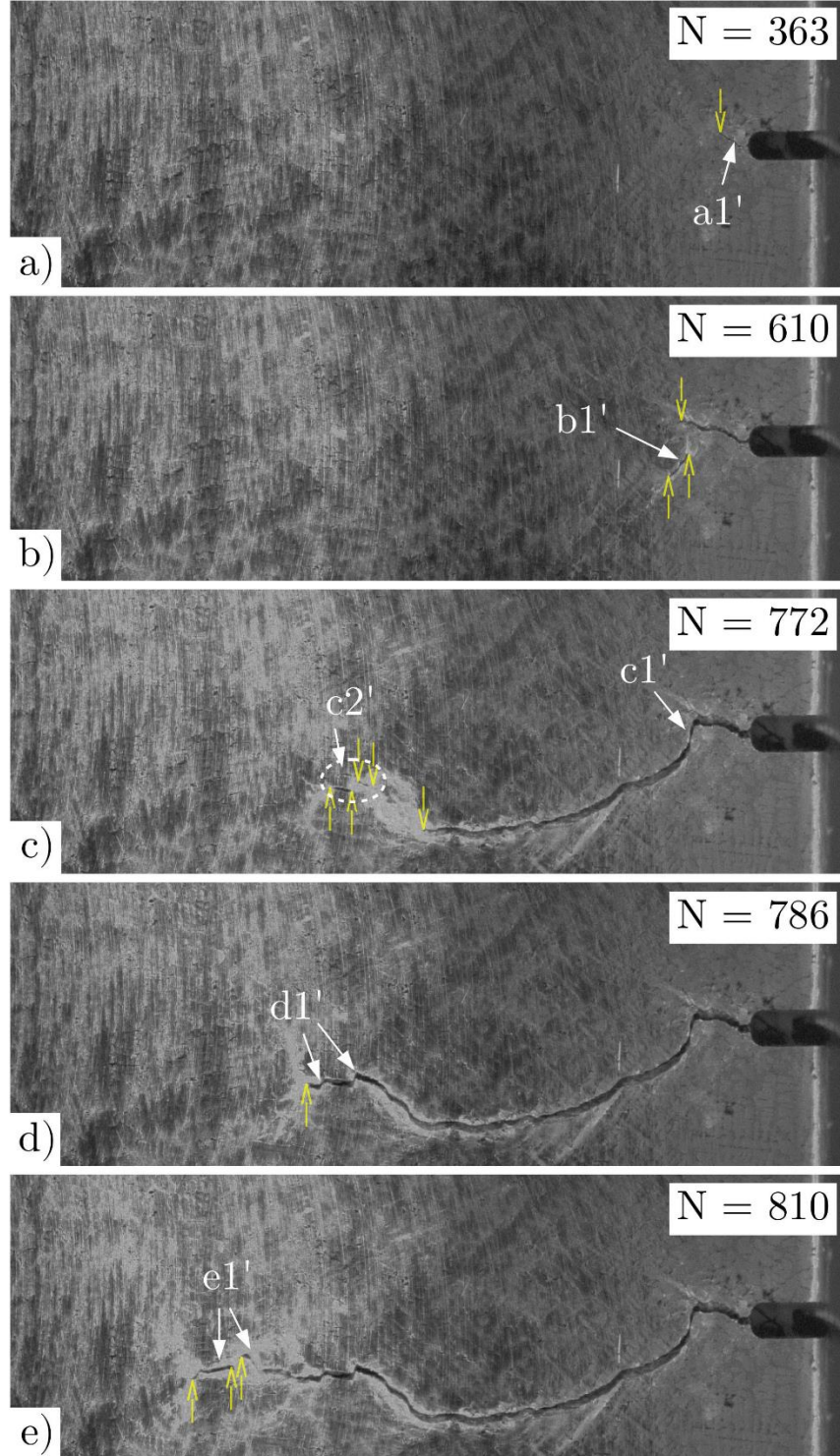
Şekil 2.5. Yorulma süreci (Schijve 2009)



Şekil 2.6. Kayma adımları ve girinti-çıkıntı oluşumu (Schijve 2009)



Şekil 2.7. Artan çevrimler ile girinti-çıkıntıların çatlığa dönüşmesi (Polak ve ark. 2017)

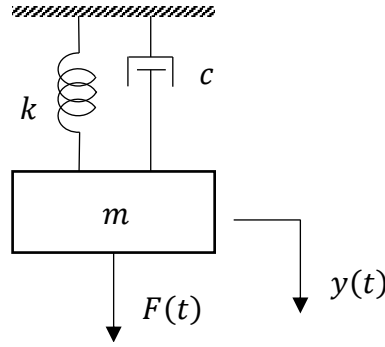


Şekil 2.8. Artan çevrimler için çatlak ilerlemesi (Dezecot ve ark. 2018)

2.3. Rastlantısal Titreşim Kavramı

Aynı koşullar altında yapılan tekrarlı testler sonucu elde edilen veriler birbiri ile neredeyse aynı olduğunda bu sürece deterministik süreç adı verilir. Ancak koşullar sabit tutulmasına karşın tekrarlı testler sonucu elde edilen veriler birbirinden farklı ise bu sürece rastlantısal süreç adı verilir (Crandall ve Mark 1963). Mekanik titreşimler maruz kaldıkları ortama göre deterministik veya rastlantısal titreşim olarak sınıflandırılabilir.

Mekanik titreşimler klasik mekanik yasalarından yola çıkılarak oluşturulan hareket denklemleri ile ifade edilir. Şekil 2.9'da tek serbestlik derecesine sahip bir mekanik sistem görülmektedir. Tek serbestlik dereceli bir sistem için elde edilen hareket denklemleri çoklu sistemleri ve günlük hayatta karşılaşılabilecek sistemleri anlamak için bir temel oluşturmaktadır.



Şekil 2.9. Tek serbestlik dereceli mekanik sistem

Şekil 2.9'daki gibi bir sistemin hareket denklemi;

$$m\ddot{y}(t) + c\dot{y}(t) + ky(t) = F(t) \quad (2.3)$$

ile ifade edilir. Burada m kütle, c sönüm katsayısı, k rijitlik katsayısı, $F(t)$ tahrik fonksiyonu ve $y(t)$ sistemin yer değiştirme cevabıdır.

Bir mekanik sistemde $F(t)$ tahrik fonksiyonu tekrarlı ölçümler sonucu aynı şekilde elde edilebiliyor ise bu titreşime deterministik titreşim adı verilir. Deterministik titreşim Scotch yoke mekanizması, krank biyel mekanizması, dönel makine elemanları gibi çoğunlukla periyodik hareket yapan makinelerde karşımızda çıkmaktadır.

Bir mekanik sistemde $F(t)$ tahrik fonksiyonu ölçüm alınan süre boyunca tekrarlı testler sonucu aynı şekilde elde edilemiyor ise bu titreşime *rastlantısal titreşim* adı verilir. Örneğin bir otomobil üzerinden alınan ivme verisi araç aynı parkuru aynı koşullarda gitmesine karşın her bir testte farklı çıkmaktadır. Yani $F_1(t)$ birinci test; $F_2(t)$ ikinci test sonucu elde edilen tahrik fonksiyonları ise; $F_1(t_1) \neq F_2(t_1)$ olacaktır. Bu durumda sistemin cevabı da uygulanan bu iki tahrik için $y_1(t_1) \neq y_2(t_1)$ olacaktır. Bu nedenle rastlantısal titreşimde yapının maruz kaldığı tahrik ve sistem cevabı olasılık ve istatistik kavramları ile ifade edilir.

Rastlantısal titreşim, zaman düzleminde olasılık ve istatistik kavramları ile tanımlanan oto-korelasyon fonksiyonu ile ifade edilir. Oto-korelasyon fonksiyonunun Fourier dönüşümü ile rastlantısal titreşimin frekans düzleminde ifadesi olan güç spektral yoğunluğu(GSY) elde edilir. Rastlantısal titreşim ile ilgili mühendislik problemlerinde frekans düzleminde işlem yapmak daha kolaydır ve frekans düzlemi, tahrik frekansı ve rezonans frekansları arasındaki ilişkiyi görmeye olanak sağlar. Bu nedenlerden ötürü rastlantısal titreşim ile ilgili mühendislik problemlerinin çözümünde rastlantısal titreşimin frekans düzleminde ifadesi olan güç spektral yoğunluğu yaygın olarak kullanılmaktadır.

Titreşime maruz bir yapıda oluşan gerilmeler güç spektral yoğunluğu ile ifade edildiğinde frekans düzleminde çevrim hesaplama yöntemleri ile yorulma ömrü hesaplanabilir. Yapıda oluşan gerilemeler doğrudan test yardımı ile elde edilip güç spektral yoğunluğuna dönüştürülebileceği gibi yapının maruz kaldığı titreşim ivme, hız veya deplasman cinsinden bilindiğinde frekans cevap fonksiyonu yardımı ile yapının cevabı elde edilip buradan yine güç spektral yoğunluğu cinsinden gerilmeler hesaplanabilir. Endüstride yaygın olarak titreşime maruz bir yapı üzerinde servis esnasında veri toplama araçları yardımı ile ivme verileri elde edilir. Elde edilen bu ivme verileri güç spektral yoğunluğuna dönüştürülerek sonlu elemanlar analizlerine bir girdi oluşturur. Sonlu elemanlar analizi sonucu elde edilen güç spektral yoğunluğu cinsinden gerilmeler kullanılarak yorulma ömrü hesaplamaları gerçekleştirilir.

2.3.1. Güç Spektral Yoğunluğu

$R(\tau)$ bir sinyalin oto-korelasyon fonksiyonu olmak üzere güç spektral yoğunluğu $S(\omega)$;

$$S(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} R(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (2.4)$$

olarak tanımlanır. Oto-korelasyon fonksiyonu $R(\tau)$;

$$R(\tau) = E[x(t)x(t + \tau)] \quad (2.5)$$

olarak ifade edilir. Burada E beklenen değeri(ortalama değer) ifade eder. Bir istatistik tanımı olan beklenen değer E ;

$$E[x] = \int_{-\infty}^{+\infty} xp(x)dx \quad (2.6)$$

olarak tanımlanır. Burada $p(x)$ olasılık yoğunluk fonksiyonudur ve P , X değerinin herhangi bir t anında x ile $x + dx$ arasında olma olasılığı olmak üzere;

$$P(x < X < x + dx) = p(x)dx \quad (2.7)$$

eşitliği ile tanımlanır. Rastlantısal bir sinyal için X değerinin herhangi bir t anında x ile $x + dx$ arasında olma olasılığı tüm sinyal boyunca X 'e karşılık gelen dt_i ve sinyal uzunluğu T için;

$$P(x < X < x + dx) = \frac{\sum dt_i}{T} \quad (2.8)$$

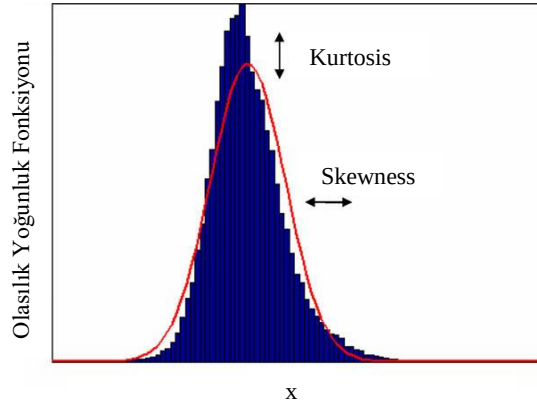
ile bulunabilir. Bir sinyal için bu olasılık hesabı olasılık hesaplayıcı enstrümanlar veya bilgisayarlar yardımı ile yapılabilir. Olasılık hesabının doğru sonuç vermesi için sinyalin teorik olarak sonsuz uzunlukta; pratik olarak oldukça uzun olması gerekmektedir. Ayrıca

karşılaşılabilecek bir sinyalin her zaman için olasılık hesabı mümkün olmayabilir. Bu nedenle rastlantısal titreşimlerin modellenmesinde doğadaki birçok fenomenin uyduğu ve özellikleri iyi bilinen normal (Gauss) istatistik dağılımı kullanılır. Normal dağılım $p(x)$, m ortalama değer ve σ standart sapma olmak üzere;

$$p(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-(x-m)^2/2\sigma^2} \quad (2.9)$$

şeklinde tanımlanır.

Bir verinin normal dağılımdan sapması Kurtosis ve Skewness değerleri ile ölçülür. Normal dağılım için Kurtosis 3, Skewness ise 0'dır (Palmieri ve ark. 2017). Şekil 2.10'da Kurtosis ve Skewness değerlerinin olasılık yoğunluk fonksiyonu üzerine etkileri görülmektedir.



Şekil 2.10. Kurtosis ve Skewness parametrelerinin olasılık yoğunluk fonksiyonuna etkisi (Bracessi ve ark. 2009)

Güç spektral yoğunluğu sinyalin istatistiksel özelliklerinden yola çıkılarak tanımlandığı için tüm sinyal boyunca verinin istatistiksel özellikleri değişmemelidir. İstatistiksel özellikleri zamana bağlı değişmeyen rastlantısal titreşimlere durağan rastlantısal titreşimler adı verilir. Bir sinyalin durağanlığını kontrol etmek için kullanılan yöntemlerden birisi Kolmogorov-Smirnov yöntemidir (Yap ve Sim 2011). Kolmogorov-Smirnov yönteminin temeli sinyalin belirli boyutta pencerelere bölünüp; her bir pencerenin olasılık yoğunluk fonksiyonunun bütün sinyal ile karşılaştırılmasına dayanır.

Bir sinyalde her bir pencere için durağanlık Z değeri ile belirlenir ve

$$Z = \begin{cases} 1 & \text{eğer } p \geq a \text{ ise} \\ 0 & \text{eğer } p < a \text{ ise} \end{cases} \quad (2.10)$$

ile ifade edilir. Z'nin 1 olduğu durumlar durağan; 0 olduğu durumlar durağan olmayan olarak kabul edilir. Burada p değeri;

$$p = 1 - 2 \sum_{k=1}^{1000} [(-1)^{k-1} \cdot e^{-2k^2 c^2}] \quad (2.11)$$

$$c = \Delta d_m \left(\sqrt{\frac{m_w \cdot m_s}{m_w + m_s}} + 0.12 + \frac{0.11}{\sqrt{\frac{m_w \cdot m_s}{m_w + m_s}}} \right)$$

ile hesaplanır. Burada m_w penceredeki veri noktası sayısı, m_s tüm sinyaldeki veri noktası sayısı ve Δd_m pencerenin kümülatif dağılım fonksiyonu (KDF) ile tüm sinyalin KDF arasındaki maksimum farkı ifade eder. KDF olasılık yoğunluk fonksiyonunun altında kalan alandır. Eşitlik 2.10'da p'nin karşılaştırıldığı a sayısı önem düzeyini ifade eder ve 0 ile 1 arasındadır. a büyüdükçe durağanlık kabul hipotezi ihtimali azalır (Anonim 2019).

Güç spektral yoğunluğunun momentleri sinyalin istatistiği hakkında bilgi verir ve frekans düzleminde çevrim hesaplama yöntemlerinde de yine güç spektral yoğunluğunun momentleri kullanılır. Güç spektral yoğunluğunun momentleri;

$$m_i = \int \omega^i S(\omega) d\omega \quad (2.12)$$

ile ifade edilir.

Güç spektral yoğunluğunun birimi Sinyal²/Hz'dir. GSY'nin sıfıncı momenti m_0 'ın karekökü sinyalin ortalama karekök değerini verir. İncelenen sinyal ivme olduğunda bu değer birim kütle için gücü ifade eder. Bir ivme GSY için ortalama karekök g_{rms} ;

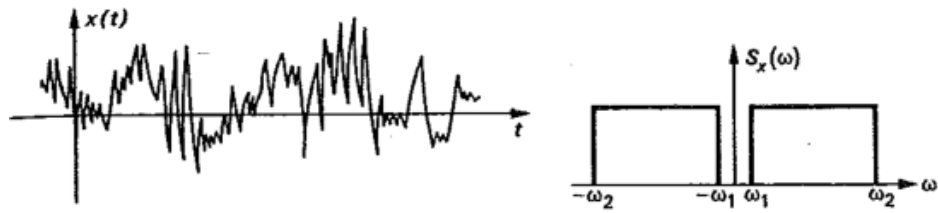
$$g_{rms} = \sqrt{m_0} = \sqrt{\int S(\omega) d\omega} \quad (2.13)$$

ile ifade edilir.

2.3.2. Dar ve Geniş Bant Rastlantısal Titreşimler

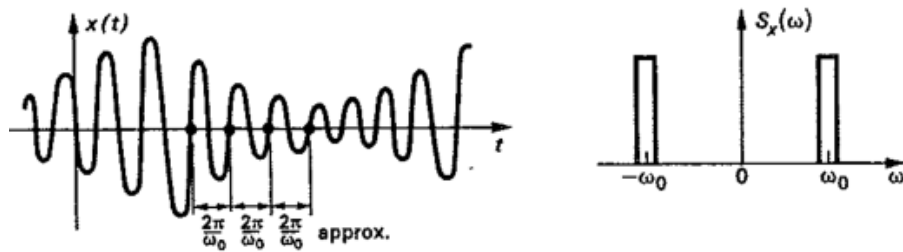
Rastlantısal titreşimler teorik uç örnekler olan dar bant ve geniş bant olmak üzere iki kategoride incelenir. Dar bant ve geniş bant rastlantısal titreşimlerin istatistikleri çevrim hesaplama yöntemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır.

Geniş bant titreşimler, içerisinde birçok frekansı eşit genlikte barındıran durağan rastlantısal titreşimlerdir. Şekil 2.11'de geniş bant bir titreşim için zaman düzlemi verisi ve bu verinin güç spektral yoğunluğu görülmektedir. İçerisinde sonsuz sayıda frekans barındıran ideal geniş bant titreşime beyaz gürültü adı verilir.



Şekil 2.11. Geniş bant titreşime ait zaman verisi ve ilgili GSY (Newland 2005)

Dar bant titreşimler, titreşimin belirli bir frekans etrafında yoğunlaştığı durağan rastlantısal titreşimlerdir. Şekil 2.12'de dar bant bir titreşim için zaman düzlemi verisi ve bu verinin güç spektral yoğunluğu görülmektedir.



Şekil 2.12. Dar bant titreşime ait zaman verisi ve ilgili GSY (Newland 2005)

Dar ve geniş bant titreşimler irregülerite faktörü ile ifade edilir. Irregülerite faktörü γ ;

$$\gamma = \frac{m_2}{(m_0 \cdot m_4)^{1/2}} \quad (2.14)$$

ile ifade edilir. Burada m_0, m_2, m_4 güç spektral yoğunluğunun momentleridir. Irregülerite faktörü 0 ile 1 arasındadır. Bir sinyal, irregülerite faktörü 1'e yaklaştıkça dar bant, 0'a yaklaştıkça geniş bant olmaktadır.

2.3.3. Rastlantısal Titreşimlerde Tahrik-Cevap İlişkisi

Şekil 2.9 'da gösterilen tek serbestlik dereceli bir sistem için Eşitlik 2.3 ile ifade edilen hareket denkleminin çözümü frekans düzleminde frekans cevap fonksiyonu yaklaşımı ile elde edilebilir. Bu yaklaşımda sistemin frekans cevap fonksiyonu, tahrik ve cevap arasında bir ilişki kurularak frekans cevap fonksiyonu bilinen bir sistem için tahrike karşılık gelen cevap hesaplanır.

Şekil 2.9'da verilen tek serbestlik dereceli bir sistem için Eşitlik 2.3 ile ifade edilen hareket denklemi;

$$\ddot{y}(t) + 2\zeta\omega_n\dot{y}(t) + \omega_n^2y(t) = x(t) \quad (2.15)$$

$$x(t) = \frac{F(t)}{m} \quad (2.16)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.17)$$

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \quad (2.18)$$

$$c_c = 2km \quad (2.19)$$

şeklinde düzenlenebilir. Burada ω_n sistemin doğal frekansını, c sönüm katsayısını, c_c kritik sönüm katsayısını ve ζ sönüm oranını ifade eder.

Eşitlik 2.15'te verilen $x(t)$ ve sistemin cevabı $y(t)$ Fourier dönüşümü ile frekans düzleminde;

$$X(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} x(t)e^{-i\omega t} dt \quad (2.20)$$

$$Y(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} y(t)e^{-i\omega t} dt \quad (2.21)$$

şeklinde ifade edilir. Frekans düzleminde tahrik fonksiyonu $X(\omega)$ ile sistemin cevabı $Y(\omega)$ arasında lineer bir ilişki vardır. Bu ilişki, $H(\omega)$ frekans cevabı fonksiyonu olmak üzere;

$$Y(\omega) = H(\omega)X(\omega) \quad (2.21)$$

ile ifade edilir.

Frekans cevap fonksiyonu, uygulanan tahrik ve istenilen cevaba göre değişiklik gösterir. Örneğin; kuvvet tahrikine karşı deplasman için frekans cevap fonksiyonu;

$$H(\omega) = \frac{-1}{\omega_n - \omega^2 + 2i\zeta\omega_n\omega} \quad (2.21)$$

ile ifade edilir. Frekans cevap fonksiyonu, testler ya da sonlu eleman analizleri yardımı ile belirlenebilir. Sonlu elemanlar analizleri ile transfer fonksiyonunun bulunabilmesi için Eşitlik 2.21'de görülen doğal frekans ω_n 'in modal analiz yardımı ile bulunması gerekmektedir.

Hareket denklemi Eşitlik 2.13 ile ifade edilen bir sistem rastlantısal bir titreşime maruz kaldığında tahrik ve sistemin cevabı güç spektrum tayfları cinsinden ifade edilir. S_X tahrik GSY ve S_Y cevap GSY olmak üzere rastlantısal titreşime maruz bir sistem için S_x ile S_y arasındaki ilişki frekans cevap fonksiyonu yardımı ile;

$$S_Y = |H(\omega)|^2 S_X \quad (2.22)$$

şeklinde tanımlanır.

Rastlantısal titreşime maruz tek serbestlik dereceli bir sistem için sunulan çözüm yöntemi aynı şekilde sonlu elemanlar metodu ile mekanik yapılara uygulanabilir. Sonlu elemanlar analizlerinde elde edilen yapının cevabı deplasman GSY S_Y ’den yola çıkılarak gerilmeler GSY cinsinden hesaplanabilir. Elde edilen gerilme GSY’nin altında kalan alan gerilme karesel ortalamasını verir. Örneğin, $S_{vm}(\omega)$ von Mises GSY olmak üzere von Mises karesel ortalama ve ortalama karekök değeri sırası ile;

$$E[\sigma_{vm}^2] = \int_{-\infty}^{+\infty} S_{vm}(\omega) d\omega \quad (2.23)$$

$$\sigma_{vm,RMS} = \sqrt{\int_{-\infty}^{+\infty} S_{vm}(\omega) d\omega} \quad (2.24)$$

ile elde edilir. İstatistiksel olarak varyans σ ;

$$\sigma^2 = E[x^2] - \mu \quad (2.25)$$

ile ifade edilir. Burada $E[x^2]$ karesel ortalama ve μ ortalama değeri ifade eder. Normal dağılım için $\mu = 0$ olduğundan $\sigma^2 = E[x^2]$ olarak elde edilir. Standart sapma σ varyansın karekökü olarak verildiği için normal dağılıma sahip bir titreşime maruz yapıda oluşabilecek maksimum von Mises gerilmesi;

$$maks[\sigma_{vm}] = 3\sigma_{vm,RMS} \quad (2.26)$$

olarak elde edilir.

2.4. Çevrim Hesaplama Yöntemleri

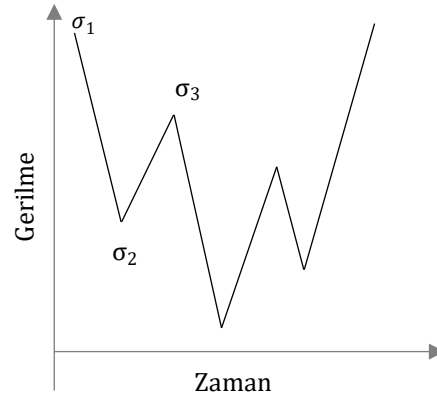
Zaman veya frekans düzleminde elde edilen gerilmelerin içerisindeki gerilme aralığı ve karşılık gelen çevrim miktarını hesaplayan yöntemlere çevrim hesaplama yöntemleri adı verilir. Çevrim hesaplama yöntemleri sabit gerilme aralığında yapılan yorulma testleri ile elde edilen S-N ve E-N eğrileri kullanılarak yorulma ömrü hesaplamasına olanak sağlar.

2.4.1. Zaman Düzleminde Çevrim Hesaplama

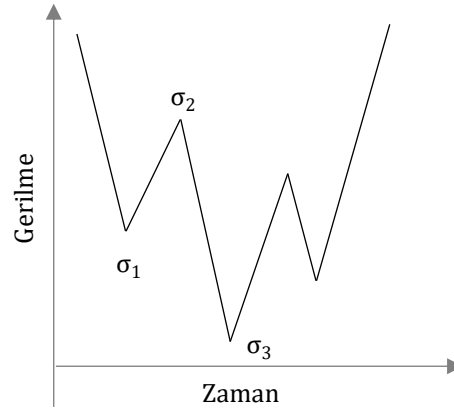
Literatürde zaman düzleminde çevrim hesaplamak için Level-crossing counting, Range-pair counting, Reservoir counting ve Rainflow counting gibi çeşitli yöntemler bulunmaktadır (Marsh ve ark. 2016). Rainflow çevrim hesaplama yöntemi Japon bilim insanları Matsuishi ve Endo tarafından geliştirilmiş olup günümüzde en yaygın kullanılan çevrim hesaplama yöntemidir (Matsuishi ve Endo 1968, Benasciutti ve ark. 2016). Rainflow metodunun ortaya çıkmasının ardından üzerine yapılan çalışmalar devam etmiş ve 3 nokta Rainflow çevrim hesaplama, 4 nokta Rainflow çevrim hesaplama gibi çeşitli Rainflow algoritmaları oluşturulmuştur. ASTM E1049'da çeşitli Rainflow çevrim hesaplama yöntemi algoritmaları standart hale getirilmiştir.

3 nokta Rainflow çevrim hesaplama yönteminde zamana bağlı gerilme verisi yalnızca tepe ve vadilerden oluşacak ve mutlak değeri en büyük tepe veya vadi ile başlayacak şekilde düzenlenir. Başlangıç noktası için en büyük tepeden veya vadiden önceki veri kesilerek verinin sonuna eklenir. Düzenlemenin ardından sıra ile birbiri ardına gelen $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ noktaları için $\Delta\sigma_1 = |\sigma_1 - \sigma_2|$, $\Delta\sigma_2 = |\sigma_2 - \sigma_3|$ olmak üzere;

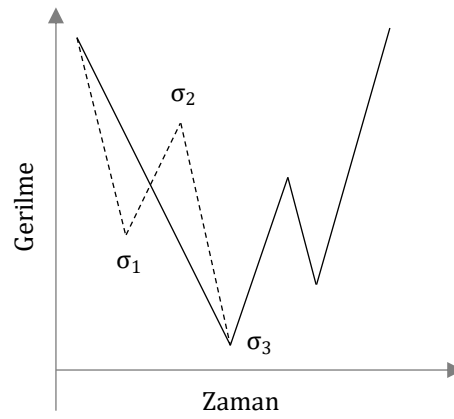
1. Eğer $\Delta\sigma_1 > \Delta\sigma_2$ ise (Şekil 2.13.a); herhangi çevrim sayılmaz ve $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ kaydırılarak yeni çevrim aranır.
2. Eğer $\Delta\sigma_1 \leq \Delta\sigma_2$ ise (Şekil 2.13.b); $\Delta\sigma_1$ gerilme aralığında bir çevrim sayılır ve σ_1, σ_2 noktaları veriden çıkartılarak S_1 'den bir önceki nokta ile σ_3 birleştirilir (Şekil 2.13.c).
3. Yeni oluşan veri baştan başlanarak tekrar işlenir ve tüm veri bitene kadar bu işlem devam eder.



(a) $\Delta\sigma_1 > \Delta\sigma_2$ çevrim yok



(b) $\Delta S_1 \leq \Delta S_2$; çevrim var



(c) Çevrim sonrası yeni veri

Şekil 2.13. 3 nokta Rainflow çevrim hesaplama yöntemi

2.4.2. Frekans Düzleminde Çevrim Hesaplama

Frekans düzleminde çevrim hesaplama yöntemleri rastlantısal titreşim sonucu elde edilen gerilme GSY'nin özelliklerini kullanarak bir sinyal içerisinde oluşabilecek gerilmeleri ve bu gerilmelere karşılık gelen çevrim sayılarını hesaplar.

T sürelik bir sinyal içerisinde σ gerilme aralığında oluşabilecek çevrim sayısı $N(\sigma)$;

$$N(\sigma) = E_p \cdot T \cdot p(\sigma) \quad (2.27)$$

ile ifade edilir (Bendat 1964). Burada $p(\sigma)$ olasılık yoğunluk fonksiyonu, E_p sinyalde beklenen tepe değerleridir. Beklenen tepe değeri E_p ;

$$E_p = \left(\frac{m_4}{m_2} \right)^{1/2} \quad (2.28)$$

ile ifade edilir. Burada m_2 ve m_4 ilgili sinyalin GSY'nin 2. ve 4. momentidir.

Frekans düzleminde çevrim hesaplayan yöntemler Eşitlik 2.27'de verilen olasılık yoğunluk fonksiyonu $p(\sigma)$ 'nın belirlenmesinde farklılık gösterir. Literatürde birden fazla yöntem olmasına karşın bu çalışmada testler ile yakın sonuçlar verdiği düşünülen beş yöntem ele alınacaktır.

- **Dar Bant Yöntemi**

Bu yöntem Miles (1965) tarafından dar bant rastlantısal titreşimler için geliştirilmiştir. Bu yöntemde olasılık yoğunluk fonksiyonu $p(\sigma)_{DB}$;

$$p(\sigma)_{DB} = \frac{\sigma}{4 \cdot m_0} e^{\frac{-\sigma^2}{8 \cdot m_0}} \quad (2.29)$$

olarak ifade edilir. Burada m_0 gerilme GSY'nin 0. momentidir.

- **Wirsching-Light Yöntemi**

Dar bant yönteminin geniş bant titreşimlerde konservatif sonuçlar verdiği gözlenmiştir ve bunun üzerine Wirsching ve Light dar bant yöntemini geniş bant titreşimlerde kullanmak için ampirik bir düzeltme katsayısı öne sürmüştür (Wirsching ve Light 1980). Bu yöntemde olasılık yoğunluk fonksiyonu $p(\sigma)_{WL}$;

$$p(\sigma)_{WL} = \chi \cdot p(\sigma)_{DB} \quad (2.30)$$

olarak ifade edilir. Burada χ düzeltme katsayısıdır ve;

$$\chi = a(k) + [1 - a(k)](1 - \varepsilon)^{b(k)} \quad (2.31)$$

$$a(k) = 0.926 - 0.033k \quad (2.32)$$

$$b(k) = 1.587k - 2.323 \quad (2.33)$$

$$\varepsilon = \sqrt{1 - \alpha_2} \quad (2.34)$$

ile ifade edilir. Burada k S-N eğrisinin eğimi, α_2 bant genişliği parametresidir.

- **Tunna Yöntemi**

Tunna dar bant yönteminden yola çıkarak geniş bant rastlantısal titreşimler için olasılık yoğunluk fonksiyonu geliştirmiştir (Tunna 1986). Bu yöntemde olasılık yoğunluk fonksiyonu $p(\sigma)$;

$$p(\sigma) = \frac{\sigma}{4 \cdot \gamma \cdot m_0} e^{\frac{-\sigma^2}{8 \cdot \gamma \cdot m_0}} \quad (2.35)$$

olarak verilir. Burada γ irregülerite faktörü, m_0 GSY'nin 0. momentidir.

- **Lalanne Yöntemi**

Lalanne, Gauss dağılıma sahip bir tahrik altında tek serbestlik dereceli bir sistemin cevabının olasılık yoğunluk fonksiyonunun Gauss ve Rayleigh dağılımlarının toplamı olarak ifade edilebileceğinden yola çıkarak yoğunluk fonksiyonu geliştirmiştir (Lalanne 2014). Bu yöntemde olasılık yoğunluk fonksiyonu $p(\sigma)$;

$$p(\sigma) = \sqrt{\frac{1 - \gamma^2}{2 \cdot \pi \cdot m_0}} e^{\frac{-\sigma^2}{2 \cdot m_0 \cdot (1 - \gamma^2)}} + \frac{\gamma \sigma}{2 m_0} e^{\frac{-\sigma^2}{2 \cdot m_0}} \left(1 - \operatorname{erf} \left(\frac{\gamma \sigma}{\sqrt{2 \cdot m_0 \cdot (1 - \gamma^2)}} \right) \right) \quad (2.36)$$

olarak ifade edilir. Burada erf() hata fonksiyonu, m_0 GSY'nin 0. momenti, γ irregülerite faktörüdür.

- **Dirlik Yöntemi**

Dirlik, çalışmasında yaptığı çok sayıda test için bilgisayar simülasyonları yardımı ile yarı-ampirik bir olasılık yoğunluk fonksiyonu geliştirmiştir (Dirlik 1985). Bu yöntemde olasılık yoğunluk fonksiyonu $p(\sigma)$;

$$p(\sigma) = \frac{1}{2 \cdot \sqrt{m_0}} \left(\frac{D_1}{Q} \cdot e^{\frac{-Z}{Q}} + \frac{D_2 \cdot Z}{R^2} \cdot e^{\frac{-Z^2}{R^2}} + D_3 \cdot Z \cdot e^{\frac{-Z^2}{2}} \right) \quad (2.37)$$

$$D_1 = \frac{2 \cdot (x_m - \gamma^2)}{1 + \gamma^2} \quad (2.38)$$

$$D_2 = \frac{1 - \gamma - D_1 + D_1^2}{1 - R} \quad (2.39)$$

$$D_3 = 1 - D_1 - D_2 \quad (2.40)$$

$$Z = \frac{\sigma}{2 \cdot \sqrt{m_0}} \quad (2.41)$$

$$Q = \frac{1.25 \cdot (\gamma - D_3 - D_2 \cdot R)}{D_1} \quad (2.42)$$

$$R = \frac{\gamma - x_m - D_1^2}{1 - \gamma - D_1 + D_1^2} \quad (2.43)$$

$$\gamma = \frac{m_2}{\sqrt{m_0 \cdot m_4}} \quad (2.44)$$

$$x_m = \frac{m_1}{m_0} \sqrt{\frac{m_2}{m_4}} \quad (2.45)$$

ile verilir. Burada m_0, m_1, m_2, m_3, m_4 sırasıyla GSY'nin 1., 2., 3. ve 4. momentleridir.

2.5. Paletli Zırhlı Araçlarda Titreşim Kaynaklı Yorulma

Paletli zırhlı araçlarda güç aktarımı motordan cer dişlisi vasıtası ile paletlere aktarılır. Şekil 2.14'te bir paletli zırhlı araca ait palet sistemi gözükmemektedir.



Şekil 2.14. Bir paletli zırhlı araçta palet yapısı (Anonim 2020)

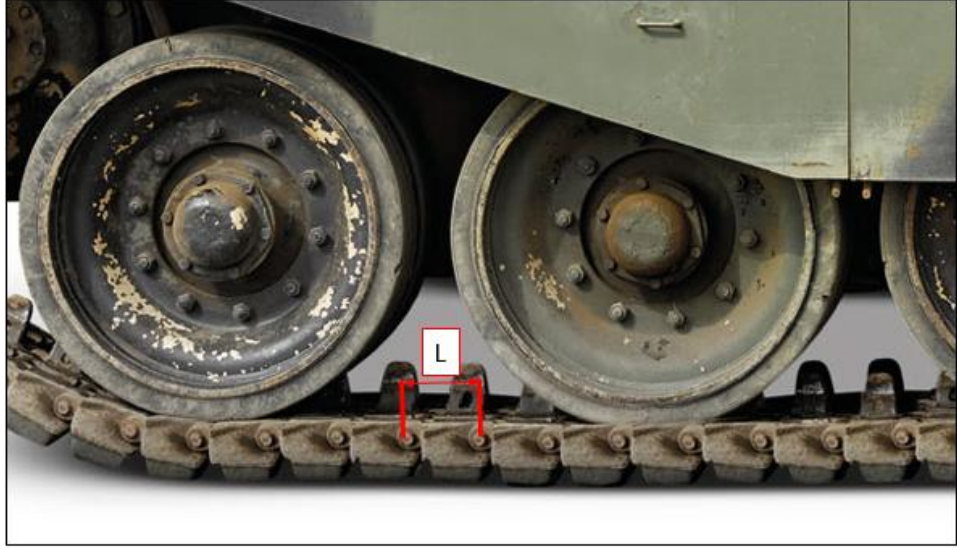
Paletli zırhlı araçlarda titreşimin ana kaynağı araçtaki palet sistemidir. Palet sistemi yoldan gelen titreşimi araç gövdesine aktarır. Bu aktarım sırasında cer dişlisinin palet baklalarını bağlayan pimlere periyodik olarak vurması rastlantısal titreşim üzerine harmonik bir titreşim bindirerek dar bant bir rastlantısal titreşime sebep olur. Bu dar bant titreşim frekansı palet geometrisi ile ilişkilidir ve

$$f_p = 27.78 \left(\frac{v}{L} \right) \text{ Hz} \quad (2.46)$$

v : Araç hızı (km/h)

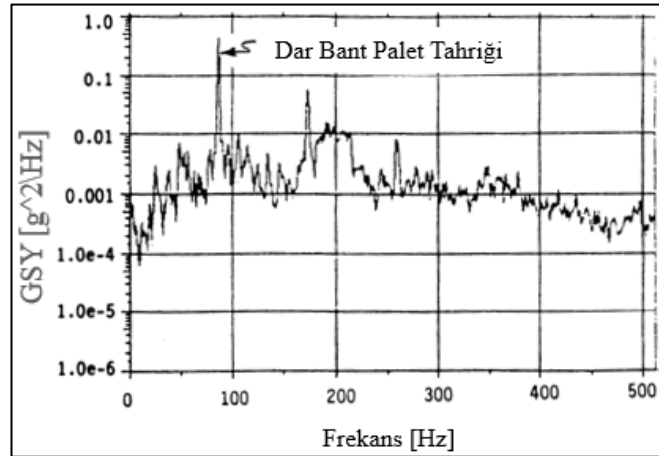
L : Palet Boyu (cm)

ile ifade edilir (Anonim 1993). Eşitlik 2.46'da ifade edilen palet boyu Şekil 2.15'de görülmektedir.



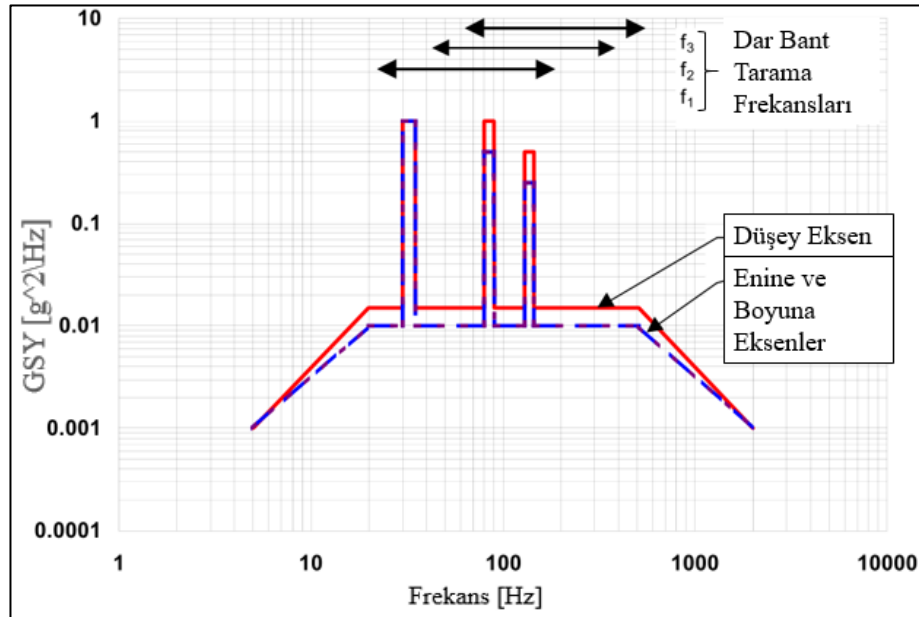
Şekil 2.15. Palet boyu L (Anonim 2017)

Şekil 2.16'da bir paletli zırhlı araç için verilen güç spektral yoğunluğunda dar bant palet tahrik frekansı görülmektedir.



Şekil 2.16. Bir paletli zırhlı araç için dar bant palet tahriki örneği (Anonim 1993)

Palet tahrik frekansının baskın olduğu rastlantısal titreşime maruz paletli zırhlı araçlarda yorulma hasarını önlemek için hızlandırılmış ömür testleri uygulanmaktadır. Hızlandırılmış ömür testlerinin temeli araç üzerinde konumlanmış bir yapının sarsıcı test cihazında belirli titreşim profilinde sarsılarak dayanabileceği ömrün belirlenmesidir. Bu testlerde araç üzerinde yapının bağlandığı konumdan alınan ivme GSY verileri kullanılabilir. Bu ivme verileri ile test yapıldığında kırılma ömrü çok uzun süreceği için Miner kuralı tabanlı hızlandırma metotları kullanılarak eşdeğer sürüşe karşılık gelen daha kısa süreli titreşim profilleri belirlenir (Anonim 2019). Araç üzerinde bir yapının maruz kaldığı rastlantısal titreşim, palet tahrik frekansının araç hızına bağlı olması nedeni ile değişmektedir. Araç üzerinden alınan veriler ile sarsıcı testi yapabilmek için aracın farklı hızlarında ivme verileri toplanmalıdır. Toplanan bu verilerin GSY'leri oluşturulduktan sonra aracın hangi hızlarda kaç km gideceği istatistiksel olarak belirlenip buna uygun olarak bir dizi sarsıcı profili ve testi planlanmalıdır. Bu verilerin yokluğunda NATO tarafından hazırlanan AECTP-400 standardı ile verilen paletli zırhlı araç gövdesi üzerinde konumlandırılmış yapılar için verilen titreşim profili kullanılabilir (Şekil 2.17). Bu profilde görülen dar bant frekanslar dakikada yarım veya tam oktav olacak şekilde 20-510 Hz aralığında ileri-geri tarama yaparak aracın farklı hızlarındaki palet tahrik frekansını temsil eder.



Şekil 2.17. PZA'lar için AECTP-400-B4 standardı (Anonim 2006)

AECTP-400 standardında her bir eksen için uygulanan 45 dakikalık sarsıcı testi 1600 km araç sürüşüne tekabül etmektedir. Buna göre örneğin 8000 km sürüş garantisi hedefleyen bir paletli zırhlı araç üzerine konumlandırılmış yapı için test süresi;

$$\frac{8000}{1600} = 5 \rightarrow 45 \times 5 = 225 \text{ dk}$$

olarak belirlenir. Standardın belirlediği bu titreşim profili 25 ton kütleli araçlar için geçerlidir.

Henüz ilk tasarım aşamasında bir araç için sarsıcı testleri planlanamamaktadır. Prototip aşamasında ise uygulanan sarsıcı testleri sonucu hedeflenen ömür ulaşamayan tasarımlar için tekrar tasarım-prototip üretim süreçleri proje süre ve maliyetlerini uzatmaktadır. Bu nedenle ilk tasarımların sonlu eleman analizleri ile değerlendirilmesi ürün tasarım sürecinde önemli bir rol oynamaktadır.

Sonlu eleman metodu ile rastlantısal titreşim analizi yapabilen yazılımlar AECTP-400 standardı ile analizlere girdi olarak verilen titreşim profilini zamana bağlı olarak uygulayamadıkları için f_1 , f_2 ve f_3 dar bant taramayı temsil edemezler. Bu problemi aşmak için Li ve İnce (2019) dar bant frekansların her bir tarama aralığı için çok sayıda GSY oluşturarak yaptıkları çok sayıda sonlu eleman analizini süperpose eden kümülatif bir hasar yaklaşımı öne sürmüşlerdir. Bu yöntemin dezavantajı dakikada yarım veya tam oktav için oldukça fazla sayıda GSY oluşturulup hepsi için ayrı ayrı analiz gerçekleştirilmesidir.

Bu çalışmada araç üzerinden elde edilen GSY için elde edilen veri ile sonlu eleman analizi yapabilmek için bir yöntem önerilmektedir. Bu yöntemle göre bir paletli zırhlı araç üzerine konumlandırılacak yapının doğal frekansı modal analiz yardımı ile belirlenmektedir. Bir yapının, doğal frekansı ile çakışan tahrike maruz kaldığında hasarın rezonans neticesinde katlandığı bilinmektedir. Ayrıca paletli zırhlı araçlarda rastlantısal titreşimde en yüksek genlikli frekansın palet tahrik frekansı olduğu bilinmektedir. Bu frekans Eşitlik 2.46 ile hesaplanabilmektedir. Yapının doğal frekansına denk gelen palet tahrik frekansını üretecek araç hızında elde edilen GSY'nin yapıya vereceği tahrik diğer hızlarda meydana gelecek hasara göre fazla olacaktır. Buna göre sanki araç sürekli olarak bu hızda

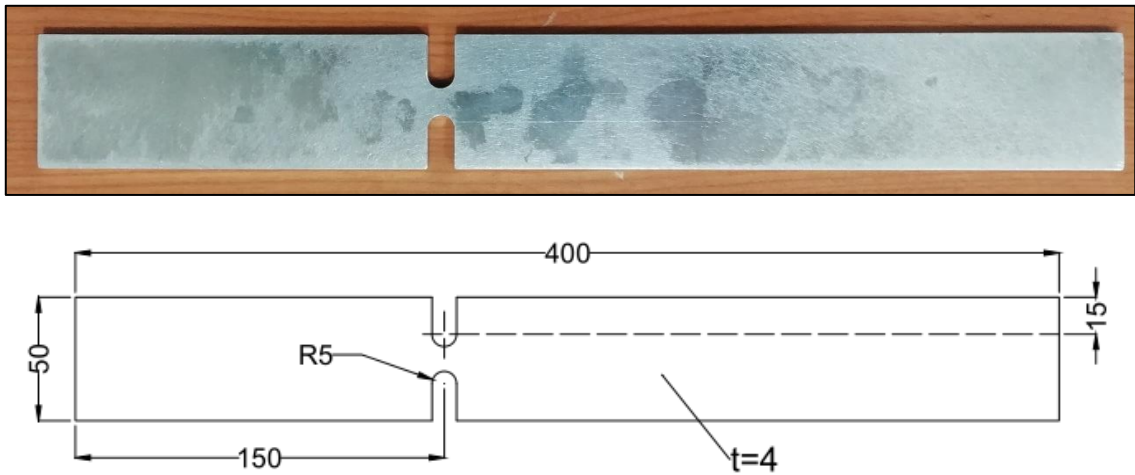
gidiyormuş gibi düşünülerek sonlu eleman analizi yapıldığında oluşabilecek hasar diğer durumlara göre görece fazla olacak ve buna göre şekillendirilen tasarım en güvenli tasarım olacaktır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde çalışmaya konu olan elektronik ekipman taşıyıcı analizlerinde ve çentikli numune analiz ve testlerinde kullanılan materyal ve yöneme değinilmiştir. Çentikli numune için çekiç testi ve analizleri, sarsıcı testi ve analizleri gerçekleştirilmiştir. Elektronik ekipman taşıyıcı yapı için cıvata ön yükü analizleri, modal analizler, rastlantısal titreşim analizleri ve titreşim kaynaklı yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analizlerde ihtiyaç duyulan güç spektrum yoğunlukları sürüş testleri neticesinde elde edilmiştir.

3.1. Çentikli Kiriş Numunesi Deney ve Analizleri

Testi yapılacak olan numune resmi ve ölçüleri Şekil 3.1’de görülmektedir. Numune malzeme özellikleri Çizelge 3.1’de verilmiştir.



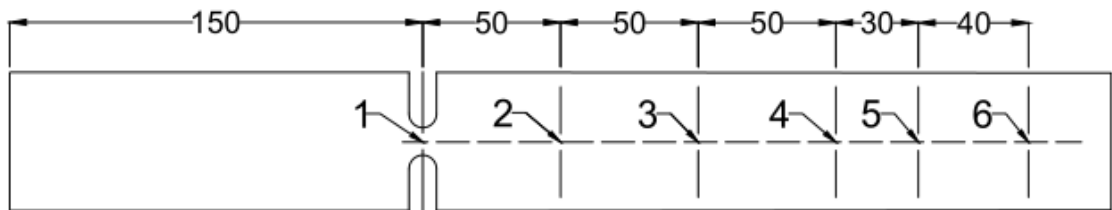
Şekil 3.1. Numune şekil ve boyutları

Çizelge 3.1. Numune malzeme özellikleri

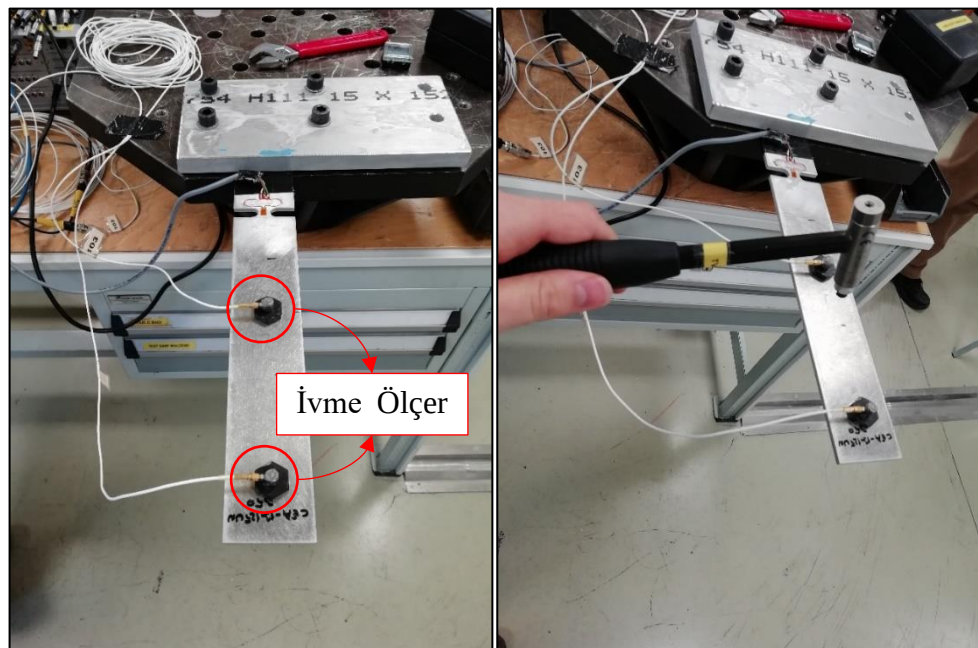
Malzeme İsmi	Young Modülü [GPa]	Yoğunluk [ton/m ³]	Poisson Oranı	Akma Dayanımı [MPa]	Kopma Dayanımı [MPa]
Alüminyum 6061-T6	68.9	2.703	0.33	240	289

3.1.1. Çekiç Testi ve Sonlu Eleman Analizleri

Çekiç testi yapıların frekans cevap fonksiyonunu belirlemek için yapılır. Frekans cevap fonksiyonunun tepe noktaları yapının doğal frekanslarını vermektedir. Çekiç testi dinamik sonlu eleman analizlerinde kullanılacak bir sonlu eleman modelinin doğruluğunun değerlendirilmesine olanak sağlar. Şekil 3.2’de çekiç vurulan ve ölçüm alınan noktalar numaralandırılmış ve ölçüleri verilmiştir. Altı noktaya sıralı olarak çekiç ile tahrik uygulanmış, 3 ve 6 numaralı noktalara yerleştirilen ivmeölçerler ile ivme cevabı alınmıştır. 6 noktadan çekiç vuruşu ve 2 noktadan okunan ivme değerleri için toplam 12 adet frekans cevap fonksiyonu bulunarak bunların ortalaması alınmıştır. Elde edilen frekans cevap fonksiyonu üzerinden modal sönüm değerleri elde edilmiştir. Şekil 3.3’te çekiç testine ait fotoğraflar görülmektedir.

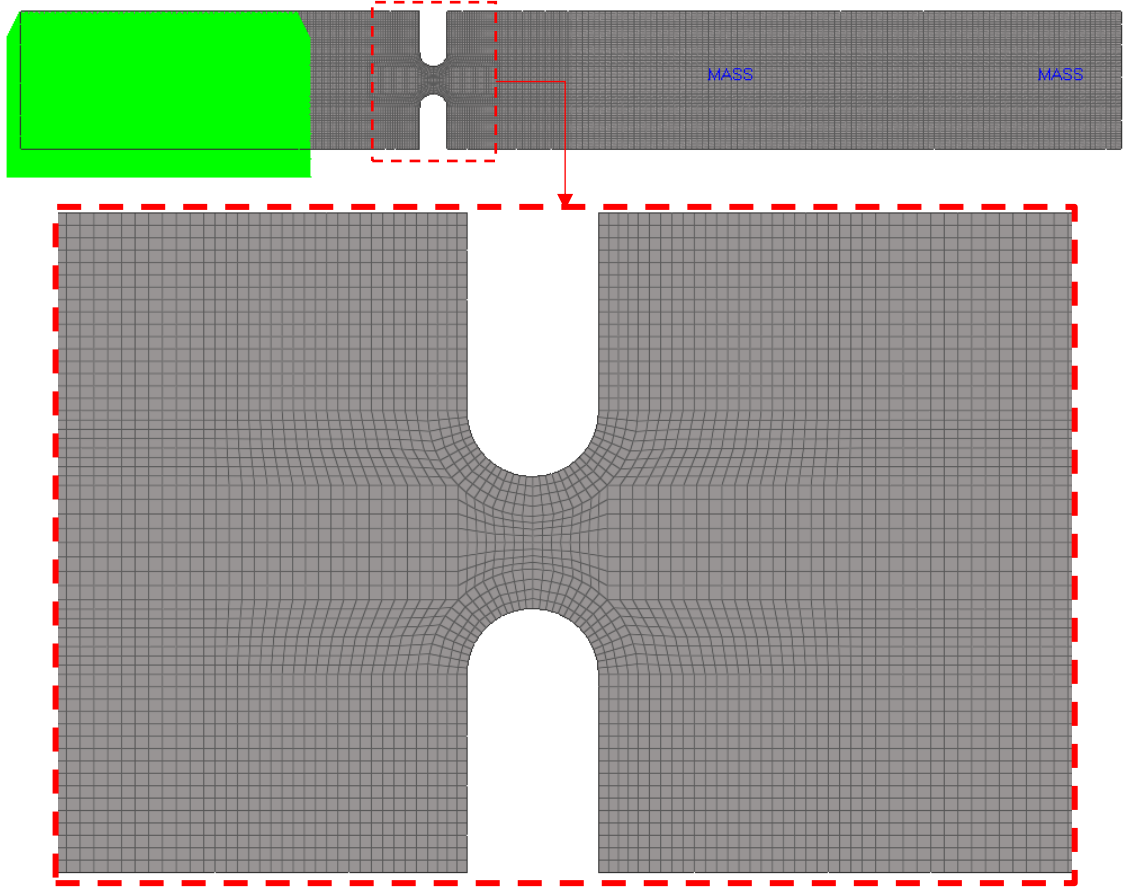


Şekil 3.2. Çekiç ve ivme ölçüm noktaları ve numaraları



Şekil 3.3. Çekiç testinden görüntüler

SEA’da kullanılan sonlu eleman modeli Şekil 3.4’te görülmektedir. Modelin oluşturulmasında lineer katı hexahedral elemanlar kullanılmıştır. Model 56322 eleman ve 72246 düğüm noktasından oluşmaktadır. Ağ yapısının hassasiyeti EK1’de yapılan çalışma ile değerlendirilmiştir. Model yeşil ile görülen bölgeden sabitlenerek testteki sabitleme koşulu sağlanmıştır. Testte kullanılan her biri 5 gram kütledeki ivmeölçerler ilgili mesafedeki düğüm noktalarına noktasal kütle olarak eklenmiştir. Şekil 3.2’de ölçüleri verilen konuma karşılık gelen düğüm noktalarına birim harmonik kuvvet ve ivme ölçümü için gerekli tanımlamalar yapılmıştır. Modele çekiç testinde elde edilen modal sönüm değerleri tanımlanmıştır. 6 noktadan çekiç vuruşu ve 2 noktadan okunan ivme değerleri için toplam 12 adet frekans cevap fonksiyonu bulunarak bunların ortalaması alınmıştır.



Şekil 3.4. Sonlu eleman modeli

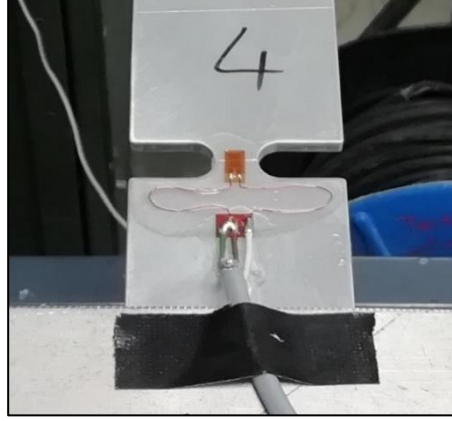
3.1.2. Sarsıcı Testi ve Sonlu Eleman Analizleri

Sarsıcı testleri 4 numune birinci set, 4 numune ikinci set olmak üzere toplam 8 adet numune için yapılmıştır. Şekil 3.5'te numunelerin sarsıcıya bağlanmış durumu görülmektedir.



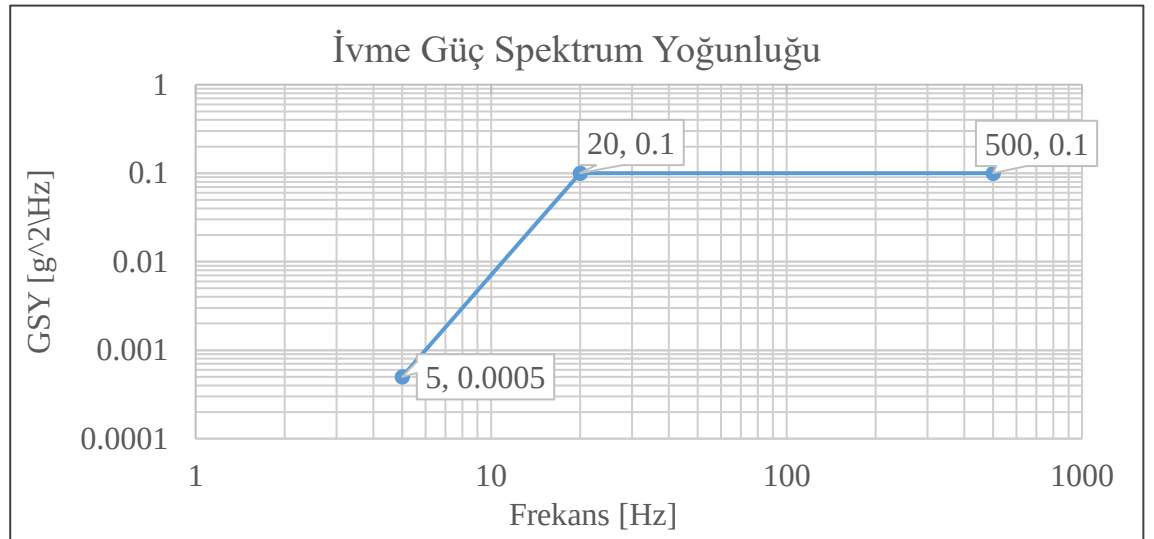
Şekil 3.5. Numunelerin sarsıcı cihazındaki görüntüleri

Sarsıcı testi süresince numuneler üzerinde oluşan gerilme seviyelerini hesaplamak için 3 adet numuneye Micro Measurements CEA-13-125UN-350 marka gerinim ölçer yapıştırılmıştır. Ölçülen gerinimlerin karesel ortalamaları rastlantısal titreşim analizleri sonucu elde edilen karesel ortalamalar ile karşılaştırılacaktır. Şekil 3.6’da numune üzerine yapıştırılan gerinim ölçer görülmektedir.



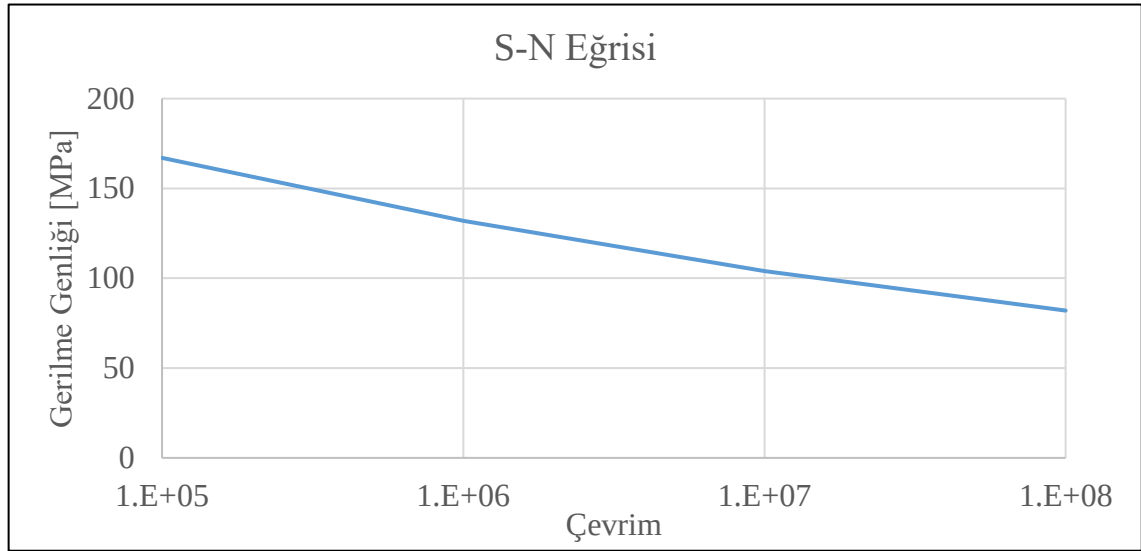
Şekil 3.6. Numune üzerinde gerinim ölçer görünümü

Şekil 3.7’de sarsıcıya Z-ekseninde uygulanan ivme GSY grafiği verilmiştir. Sarsıcı bu titreşim profiline uygun şekilde zaman düzleminde rastlantısal titreşim üretmektedir. Üretilen sinyalin karesel ortalaması yani GSY’nin altında kalan alan 6.96 grms’tir. Testler boyunca her bir numunenin kırılma süresi takip edilip kayıt altına alınmıştır.



Şekil 3.7. Sarsıcı testlerinde kullanılan titreşim profili

Analizlerde Şekil 3.4'te detayları verilen SEM kullanılmıştır. Bu testlerde numune üzerinde ivmeölçer olmadığı için ivmeölçer kütleleri çıkartılmıştır. SEM'in hareketi yeşil ile gösterilen yerlerden kısıtlanmıştır. Modele çekiç testi sonucu elde edilen modal sönüm değerleri tanımlanmıştır. Yorulma ömrü hesabı için rastlantısal titreşim analizleri gerçekleştirilmiştir. Rastlantısal titreşim analizlerinde sarsıcıya uygulanan Şekil 3.7'de verilen titreşim profili uygulanmıştır. Modele Şekil 3.8'de görülen dönel eğmeli yorulma testinde elde edilen S-N eğrisi tanımlanmıştır.

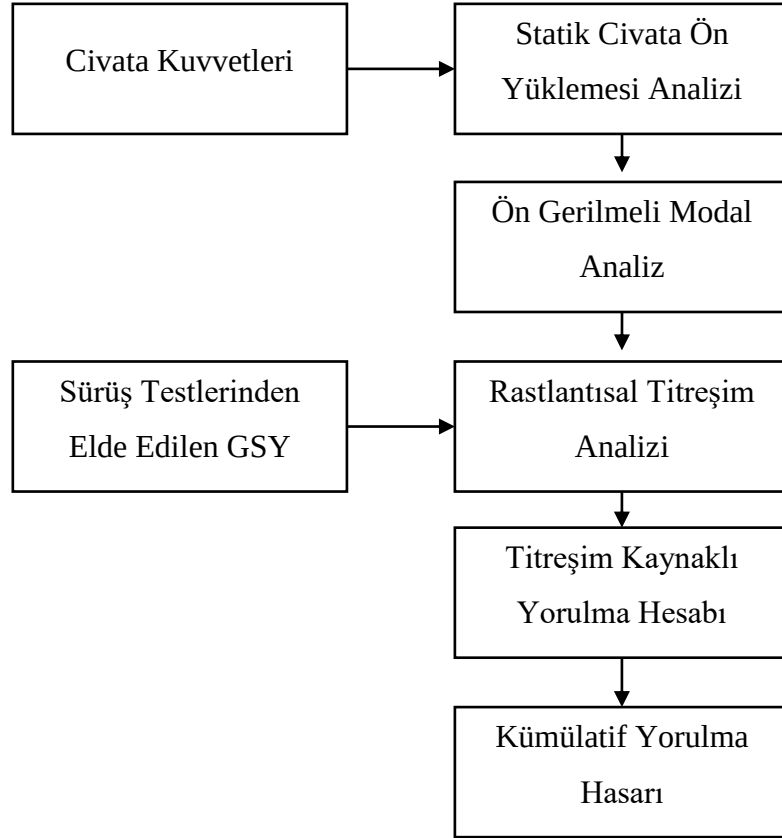


Şekil 3.8. AL6061-T6 için S-N Eğrisi

3.2. PZA Gövdesine Montajlanmış Elektronik Ekipman Taşıyıcı Bir Yapı İçin Titreşim Kaynaklı Yorulma Analizi

Bu bölümde PZA gövdesine montajlanmış elektronik ekipman taşıyıcı bir yapı için titreşim kaynaklı yorulma hasarı sonlu eleman analizleri ile değerlendirilecektir. Yapıda hasar oluşması muhtemel parça için iki alternatif malzeme için çalışma yapılacaktır. Fransa, İngiltere, Almanya ve Birleşik Amerika Devletleri tarafınca 1983 yılında imzalanan mutabakat anlaşmasınca oluşturulan ITOP standardına göre bir paletli araç üzerinde konumlanmış yapıların dayanım ömrü 8000 km'dir(Anonim 2002). Buna göre tasarımın 8000 km servis sonunda yorulma hasarına uğramaması istenmektedir.

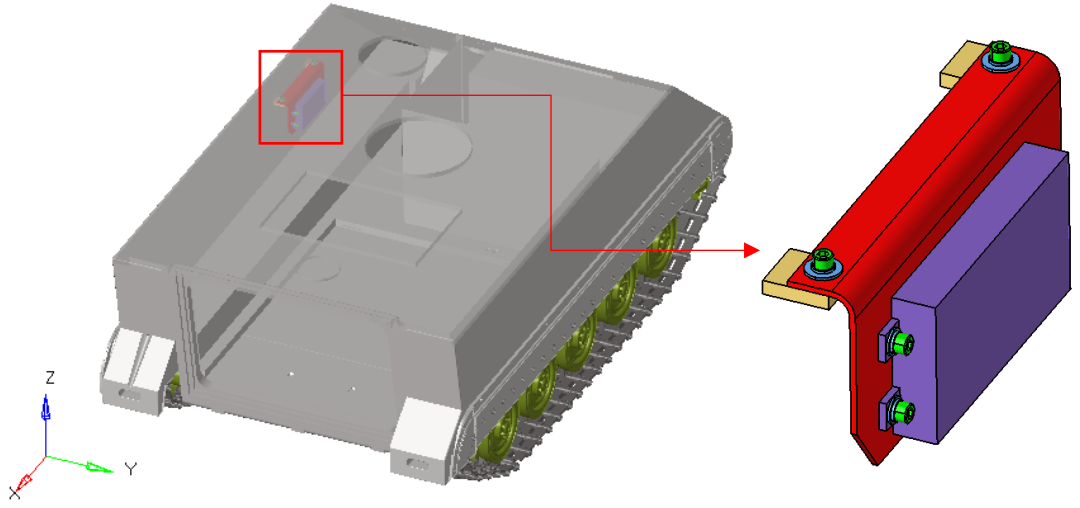
Yapının ömür değeriendirilmesi için sürüş testlerinden elde edilen GSY'ler kullanılarak rastlantısal titreşim analizi yapılacaktır. Rastlantısal titreşim analizi sonuçları kullanılarak frekans düzleminde yorulma ömrü hesaplayan yöntemler ile yorulma ömrü hesaplanacaktır. Frekans düzleminde yorulma ömrü hesaplayan yöntemler içinden çentikli numune testleri ile en yakın çözümü veren yöntem seçilecektir. Rastlantısal titreşim analizinin gerçekleştirilmesi için modal analiz sonuçlarına ihtiyaç vardır. Bu nedenle öncelikle modal analiz gerçekleştirilecektir. Modal analizin sağlıklı sonuç vermesi için cıvata ön yükü sonucu parçalar arasındaki yüzeylerin temas durumunun statik analizler ile belirlenmesi gerekmektedir. Bu nedenle cıvata ile bağlanan parçalar arasına sürtünme kontağı tanımlanarak lineer olmayan statik analizler çözdürülmüştür. Şekil 3.9'da sonlu eleman analizi aşamaları gösterilmiştir.



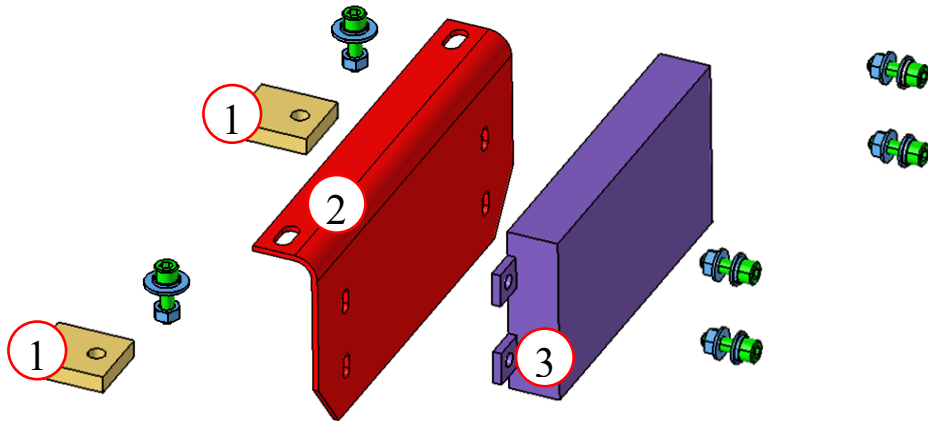
Şekil 3.9. Analiz aşamaları

3.2.1. Elektronik Ekipman Taşıyıcı Yapı

Şekil 3.10'da değerlendirilmesi yapılacak elektronik ekipman taşıyıcı yapının araç üzerindeki konumu görülmektedir. Şekil 3.11'de yapının detayı görülmektedir. 1 numaralı parça gövde montaj parçası; 2 numaralı taşıyıcı plaka ve 3 numaralı parça elektronik ekipmandır. Gövde ve gövde montaj yeri malzemesi Alüminyum 5083-H32'dir. Taşıyıcı plaka malzemesi için Alüminyum 5083-H32 ve Çelik-S235 olmak üzere iki alternatif malzeme düşünülmektedir. Malzeme seçimi sonlu eleman analizleri sonucu elde edilen yorulma hasarı değerlendirmelerine göre yapılacaktır.



Şekil 3.10. Elektronik ekipman taşıyıcı tasarımın araç gövdesi üzerindeki konumu



Şekil 3.11. Elektronik ekipman taşıyıcı tasarım detayı

Çizelge 3.2’de çelik ve alüminyum malzemelerin fiziksel özellikleri görülmektedir. Sonlu eleman modeline bu özellikler tanımlanmıştır.

Çizelge 3.2. Çelik ve alüminyum malzemelerin fiziksel özellikleri

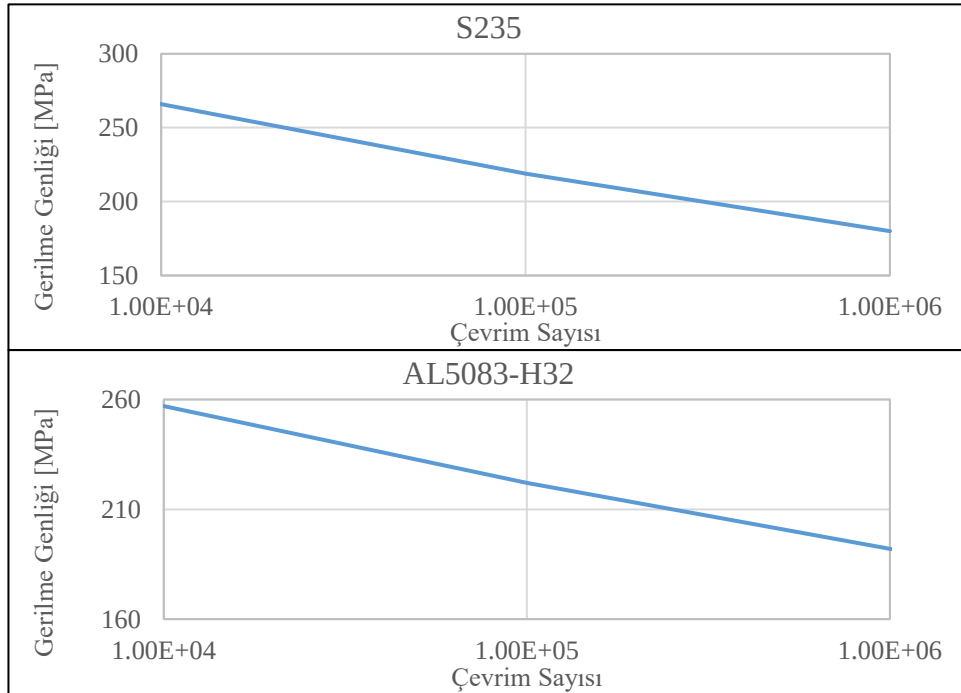
Malzeme	Young Modülü [GPa]	Yoğunluk [g/cm ³]	Poisson Oranı
Alüminyum	68.9	2.70	0.33
Çelik	210	7.89	0.3

Çizelge 3.3’te ASTM209M standardına göre Alüminyum-5083-H32 ve EN10253-1 standardına göre Çelik-S235 malzemelerin akma dayanımları görülmektedir. Bu değerler sonlu eleman analizi sonuçlarının değerlendirilmesinde kullanılmıştır.

Çizelge 3.3. Alüminyum-5083-H32 ve Çelik-S235 malzemeler için akma dayanımları

Malzeme	Akma Dayanımı [MPa]
Alüminyum-5083-H32	215
Çelik-S235	235

Şekil 3.12’de Alüminyum-5083-H32 ve Çelik-S235 için S-N eğrileri verilmiştir. Bu eğriler yorulma analizlerinde kullanılmıştır.



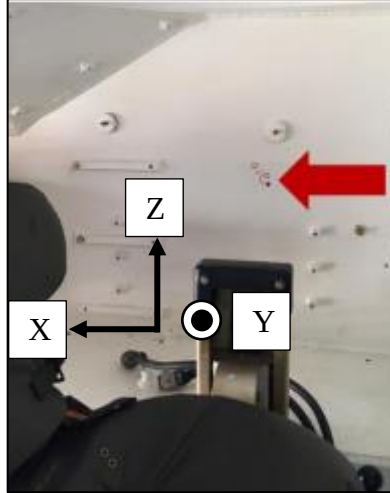
Şekil 3.12. AL5083-H32 ve S235 için S-N Eğrisi

3.2.2. İvme Verilerinin Toplanması ve Değerlendirilmesi

Değerlendirilmesi yapılacak yapının konumlanacağı araç prototipi henüz üretilmemiştir. Bu nedenle benzer tonaj ve yapıdaki araç üzerinden veri toplanmıştır. Aracın farklı hızları için sürüşler yapıp yapının bağlanacağı bölgeden 3 eksende ivme ölçümü alınmıştır. PZA’larda titreşim seviyeleri yol yumuşaklığına göre değişmektedir. Stabilize toprak yolda toprağın sönüm etkisi nedeni ile asfalt yola göre daha düşük titreşim oluşmaktadır. Bu nedenle sürüş testleri asfalt yolda gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.13’te sürüşlerin yapıldığı asfalt yol parkuru görülmektedir. Şekil 3.14’de ivme ölçümünün yapılacağı araç içi konumu görülmektedir.



Şekil 3.13. Sürüş testi parkuru



Şekil 3.14. PZA’da ivmeölçer yerleşimi

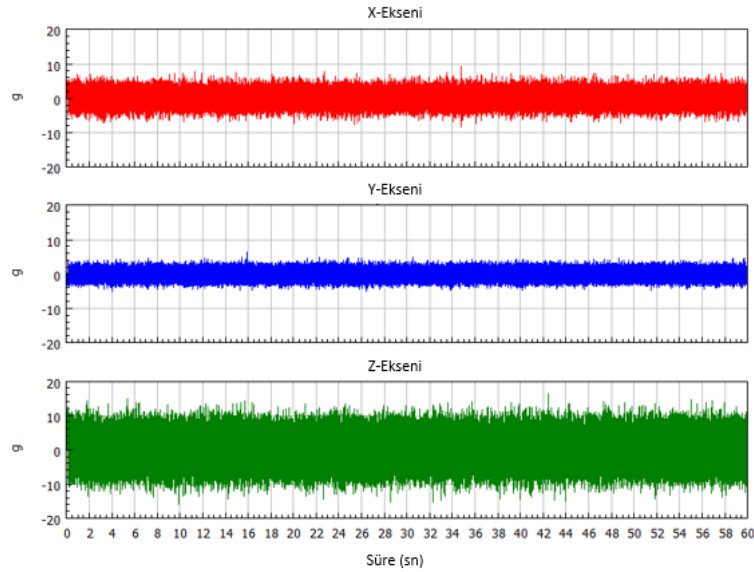
Aracın 10,15,20,25,30,35,40,45 km/saat hızları için ölçümler yapılmıştır. Bu hızlar içerisinde palet tahrik frekansı yapının ilk modunu tahrik edecek olanlar seçilerek GSY’leri oluşturulmuş ve rastlantısal titreşim analizlerinde kullanılmıştır. İki alternatif

malzeme için yapının modal analizleri çözdürülmüştür. AL5083-H32 malzeme için malzemenin ilk modu 26.45 Hz, S235 malzeme için yapının 41.84 Hz çıkmaktadır. Eşitlik 2.46 ile verilen palet tahrik frekansı formülü

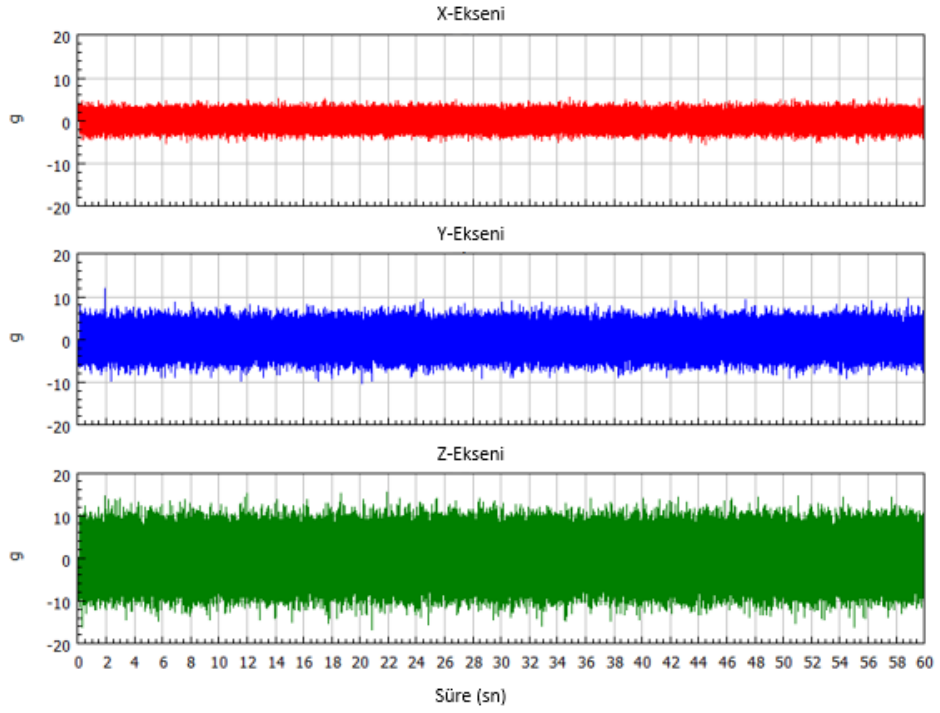
$$f_p = 27.78 \left(\frac{v}{L} \right) \text{ Hz} \rightarrow v = L \left(\frac{f_p}{27.78} \right) \quad (4.1)$$

olarak yazılırsa f_p yerine yapının ilk doğal frekansı yazılarak bu frekansı tahrik edecek titreşimi meydana getiren araç hızı bulunur. Ölçüm alınan ve tasarımı yapılacak araç için palet boyu 15.8 cm'dir. Eşitlik 4.1'te palet boyu ve iki alternatif malzeme için yapının doğal frekansları yerine konulduğunda AL5083-H32 malzeme için yapıyı tahrik edecek araç hızı 15.04 km/h; S235 malzeme için için yapıyı tahrik edecek araç hızı 23.80 km/h olarak bulunur. Buna göre alınan ölçümler içerisinde AL5083-H32 malzeme kullanılan yapı için 15 km/h; S235 malzeme kullanılan yapı için 25 km/h hızlarda alınan ölçümler kullanılacaktır.

Toplanan ivme verilerinde dönüş, hızlanma gibi bölümler çıkartılıp gerekli düzenlemeler yapılarak 60 sn'lik veriler oluşturulmuştur. Şekil 3.15'te 15 km/h, Şekil 3.16'da 25 km/h hızlarında alınan veriler zaman düzleminde görülmektedir.



Şekil 3.15. 15 km/h sürüş için ivme verisi



Şekil 3.16. 25 km/h sürüş için ivme verisi

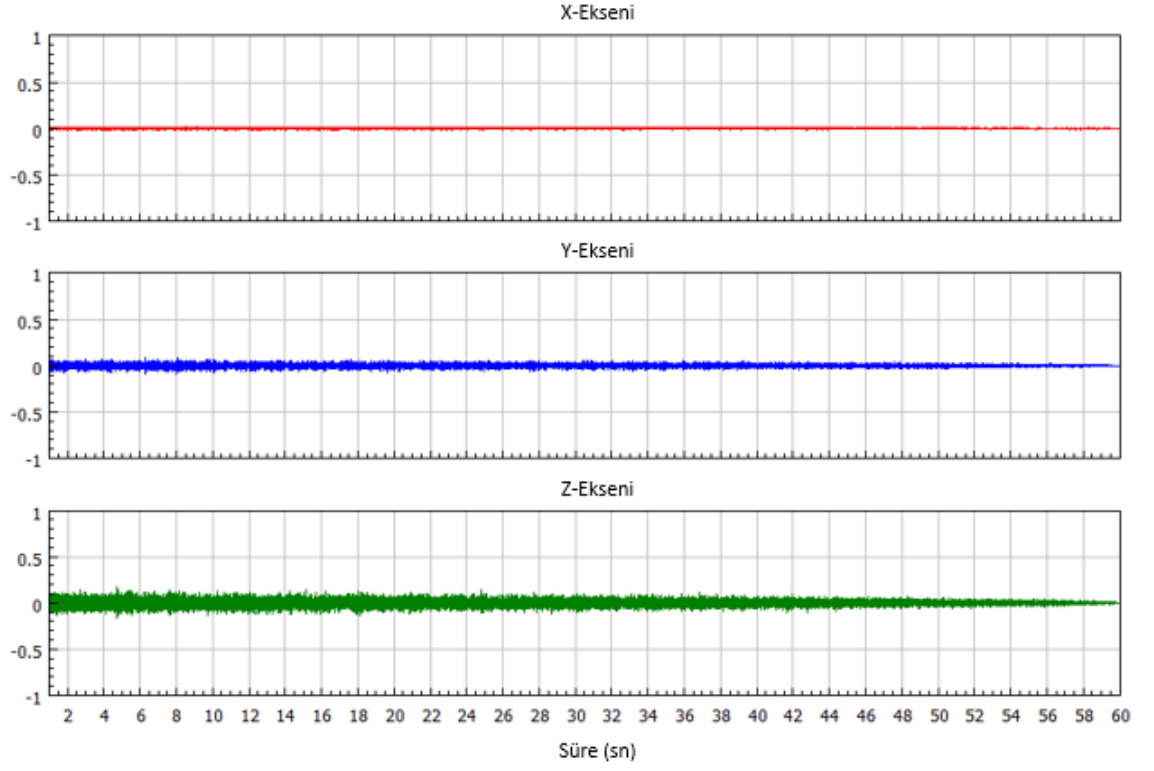
Çizelge 3.4’te ivmelerin RMS değerleri görülmektedir.

Çizelge 3.4. 15 km/h ve 25 km/h ivme verileri için RMS değerleri

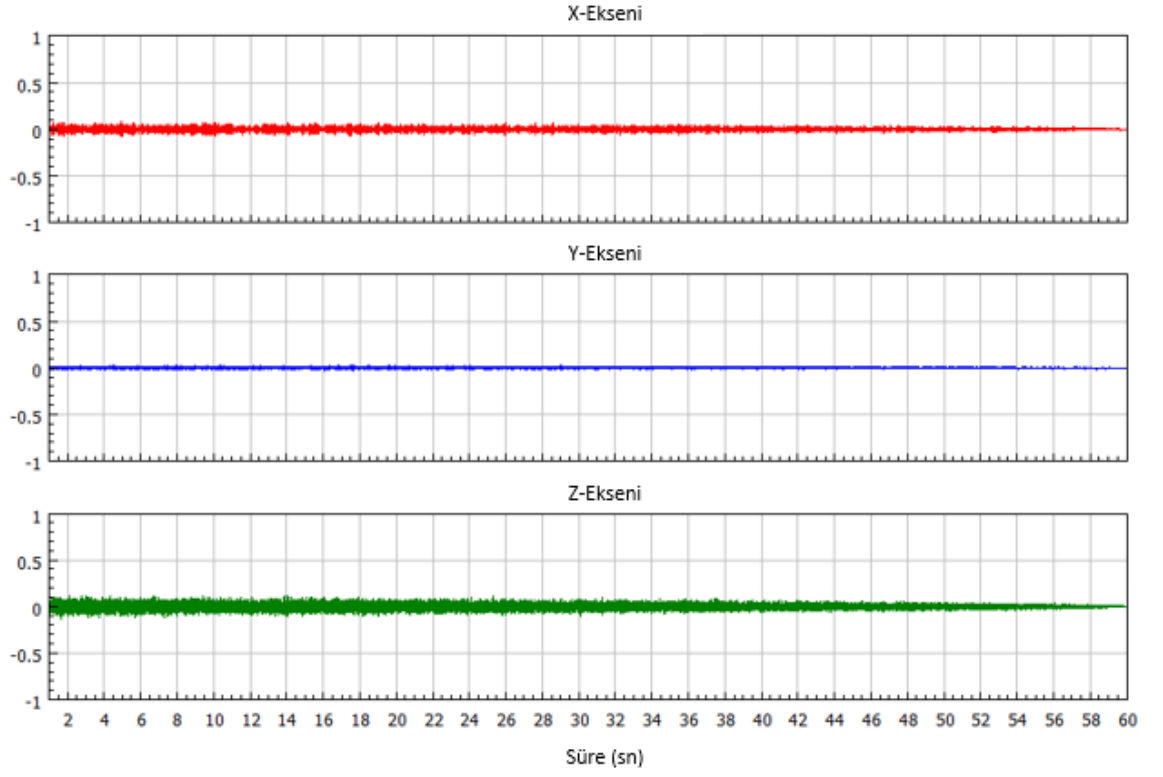
	RMS [g]		
	X Eksen	Y Eksen	Z Eksen
15 km/h	1.799	1.127	3.498
25 km/h	1.214	2.172	3.607

Şekil 3.17’de 15 km/h, Şekil 3.18’de 25 km/h hızlarında alınan ivme verilerinin oto-korelasyon fonksiyonları görülmektedir. Oto-korelasyon fonksiyonları incelendiğinde iki hızdaki her bir eksen de -1 ile 1’i geçen değerler görülmemektedir. Buna göre toplanan verilerin rastlantısal olduğu söylenebilir.

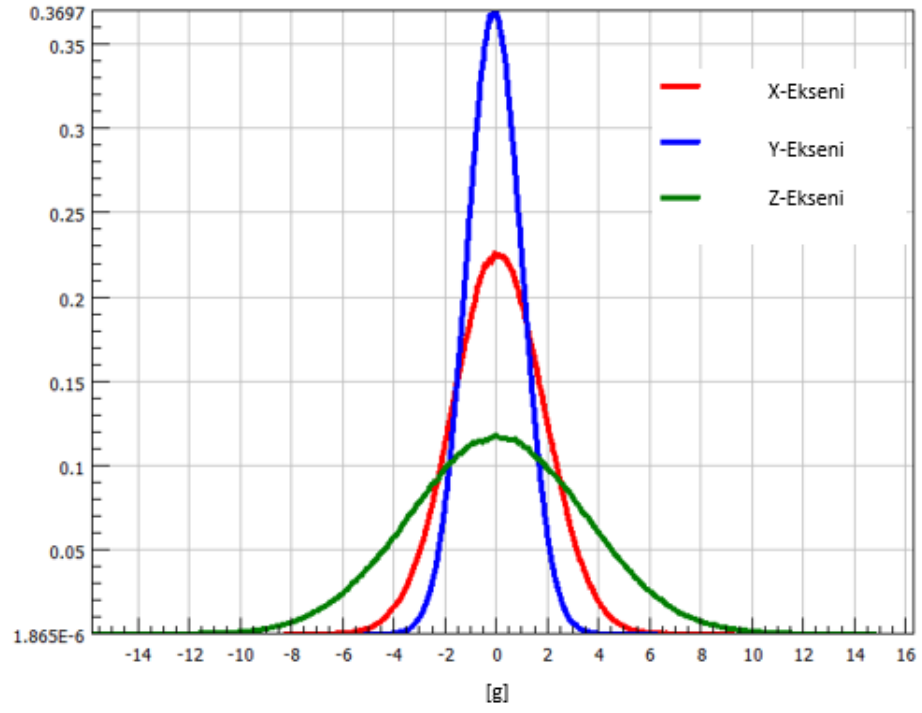
Şekil 3.19’da 15 km/h, Şekil 3.20’de 25 km/h hızlarında alınan ivme verilerinin olasılık yoğunluk fonksiyonları, Çizelge 3.5’te bu olasılık yoğunluk fonksiyonlarının Kurtosis ve Skewness değerleri verilmiştir. Buna göre verinin Normal dağılıma sahip olduğu söylenebilir.



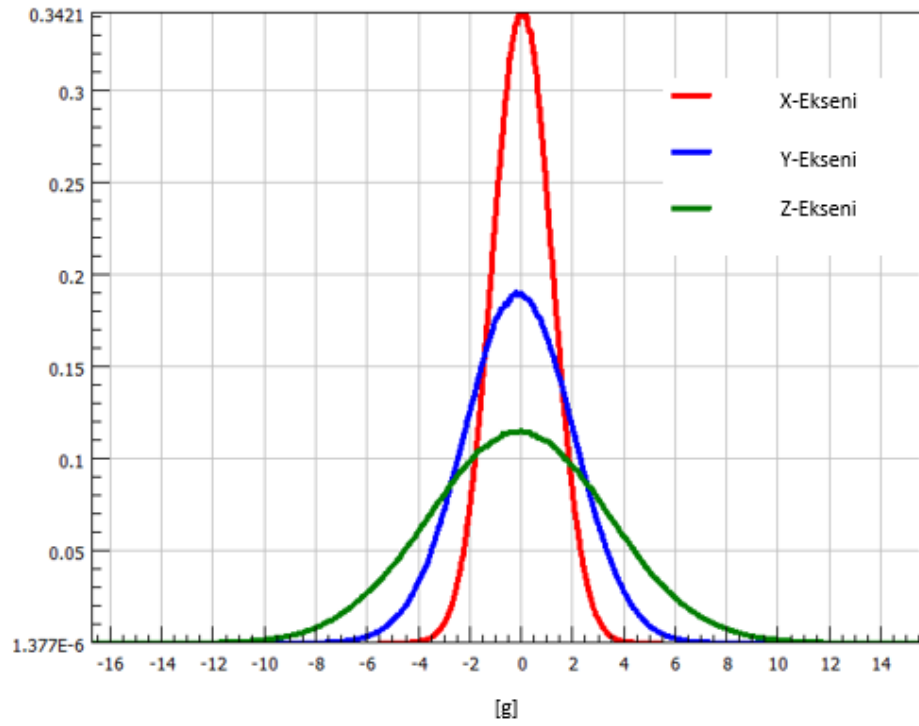
Şekil 3.17. 15 km/h sürüş için ivme verisinin oto-korelasyonu



Şekil 3.18. 25 km/h sürüş için ivme verisinin oto-korelasyonu



Şekil 3.19. 15 km/h sürüş için ivme verisinin olasılık yoğunluk fonksiyonu



Şekil 3.20. 25 km/h sürüş için ivme verisinin olasılık yoğunluk fonksiyonu

Çizelge 3.5. 15 km/h ve 25 km/h ivme verileri için Kurtosis ve Skewness değerleri

	Kurtosis			Skewness		
	X Eksen	Y Eksen	Z Eksen	X Eksen	Y Eksen	Z Eksen
15 km/h	3.51	3.15	2.81	0.18	-0.16	0.11
25 km/h	3.23	3.10	2.78	-0.17	0.12	0.10

Çizelge 3.6’da 15 km/h, Çizelge 3.7’de 25 km/h hızlarında alınan ivme verilerinin 0.05 anlamlılık seviyesine göre Kolmogorov-Smirnov Testi sonuçları verilmiştir. Bu sonuçlar incelendiğinde çoğunlukla geçme/kalma değerlerinin çoğunlukla 1 olduğu görülmektedir. Buna göre verinin bölünen segmentlerinin istatistiksel özellikleri tüm veriye göre çok az değişmektedir. Bu nedenle verilerin durağanlık kriterini sağladığı söylenebilir.

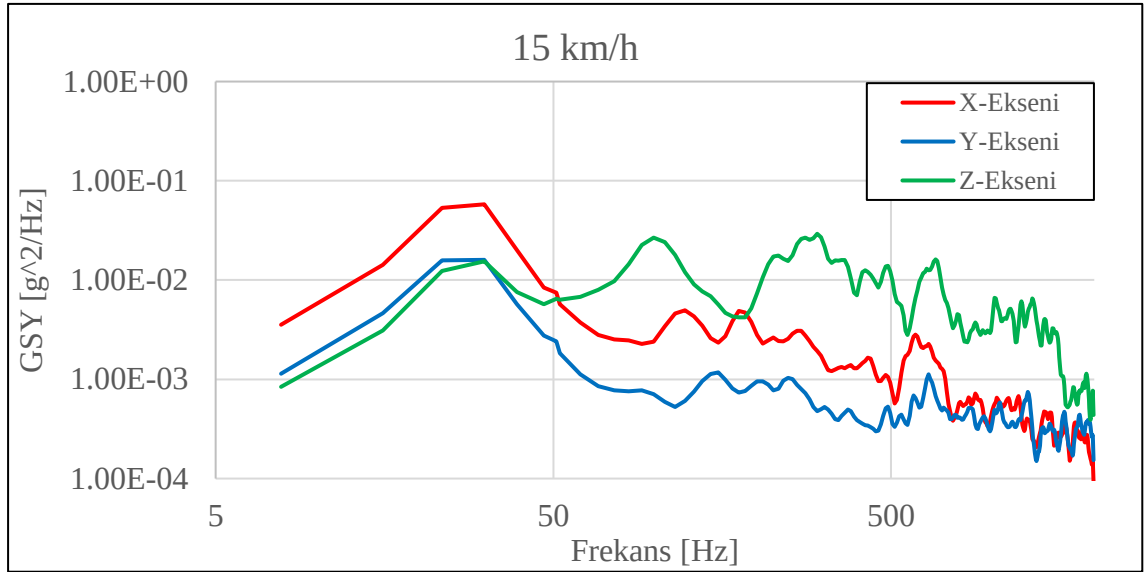
Çizelge 3.6. 15 km/h ivme verisi Kolmogorov-Smirnov Durağanlık Testi Sonuçları

Seviye	Pencere Süresi	X-Eksen		Y-Eksen		Z-Eksen	
		P	Geçme/Kalma	P	Geçme/Kalma	P	Geçme/Kalma
3	7.5	0.003797	0	0.9655	1	0.7759	1
3	7.5	0.04902	0	0.8444	1	0.8089	1
3	7.5	0.7843	1	0.167	1	0.5759	1
3	7.5	0.008496	0	0.1678	1	0.5884	1
3	7.5	0.1657	1	0.8206	1	0.5946	1
3	7.5	0.3523	1	0.3591	1	0.955	1
3	7.5	0.3577	1	0.02832	0	0.9574	1
3	7.5	0.04019	0	0.5396	1	0.7319	1
2	15	0.7823	1	0.9771	1	0.9995	1
2	15	0.08043	1	0.0538	1	0.9689	1
2	15	0.4884	1	0.9069	1	0.9975	1
2	15	0.8532	1	0.04592	0	0.9003	1
1	30	0.8964	1	0.568	1	0.9999	1
1	30	0.8964	1	0.568	1	0.9999	1

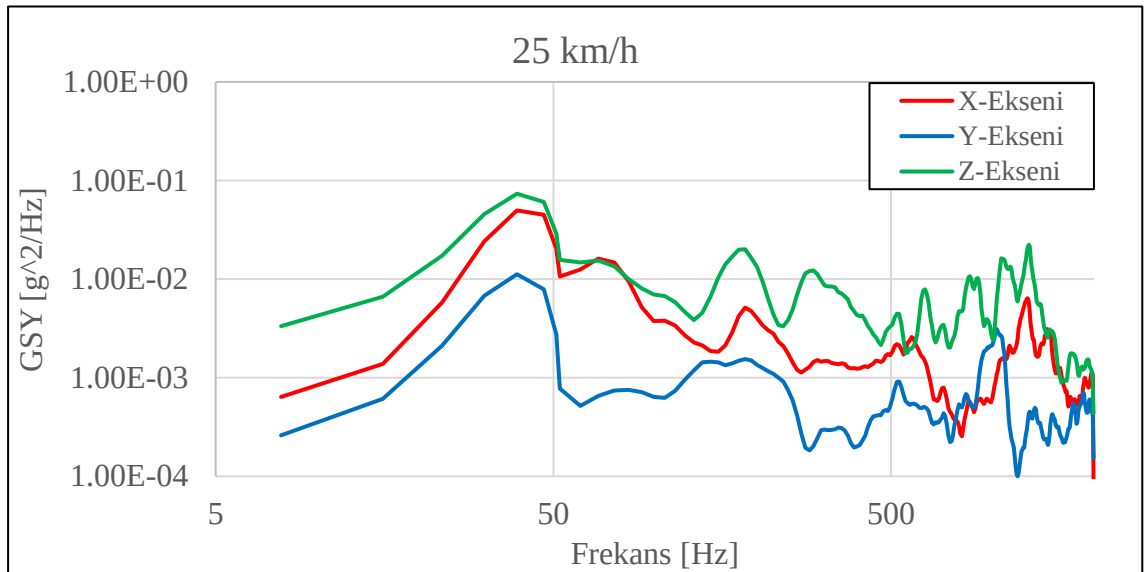
Çizelge 3.7. 25 km/h ivme verisi Kolmogorov-Smirnov Durağanlık Testi Sonuçları

Seviye	Pencere Süresi	X-Eksen		Y-Eksen		Z-Eksen	
		P	Geçme/Kalma	P	Geçme/Kalma	P	Geçme/Kalma
3	7.5	0.9655	1	0.9895	1	0.7441	1
3	7.5	0.8444	1	0.983	1	0.5652	1
3	7.5	0.167	1	0.9595	1	0.6009	1
3	7.5	0.1678	1	0.9502	1	0.5211	1
3	7.5	0.8206	1	0.9993	1	0.5154	1
3	7.5	0.3591	1	0.7075	1	0.9842	1
3	7.5	0.02832	0	0.9668	1	0.9782	1
3	7.5	0.5396	1	0.9935	1	0.3224	1
2	15	0.9771	1	0.9993	1	1	1
2	15	0.0538	1	0.9983	1	0.9907	1
2	15	0.9069	1	0.9357	1	0.6343	1
2	15	0.04592	0	0.9954	1	0.8007	1
1	30	0.568	1	1	1	1	1
1	30	0.568	1	1	1	1	1

Yukarıda yapılan oto-korelasyon, normal dağılım ve durağanlık incelemeleri sonucunda toplanan verilerin normal dağılıma sahip durağan rastlantısal olduğu söylenebilir. Böylece rastlantısal titreşim kriterine uygunluğundan ötürü verilerin güç spektral yoğunluğu rastlantısal titreşim analizlerinde kullanılabilir. Şekil 3.21’de 15 km/h ve Şekil 3.22’de 25 km/h hızlarında alınan ivme verilerinin güç spektral yoğunlukları görülmektedir. Bu veriler rastlantısal titreşim analizlerine girdi olarak kullanılacaktır.



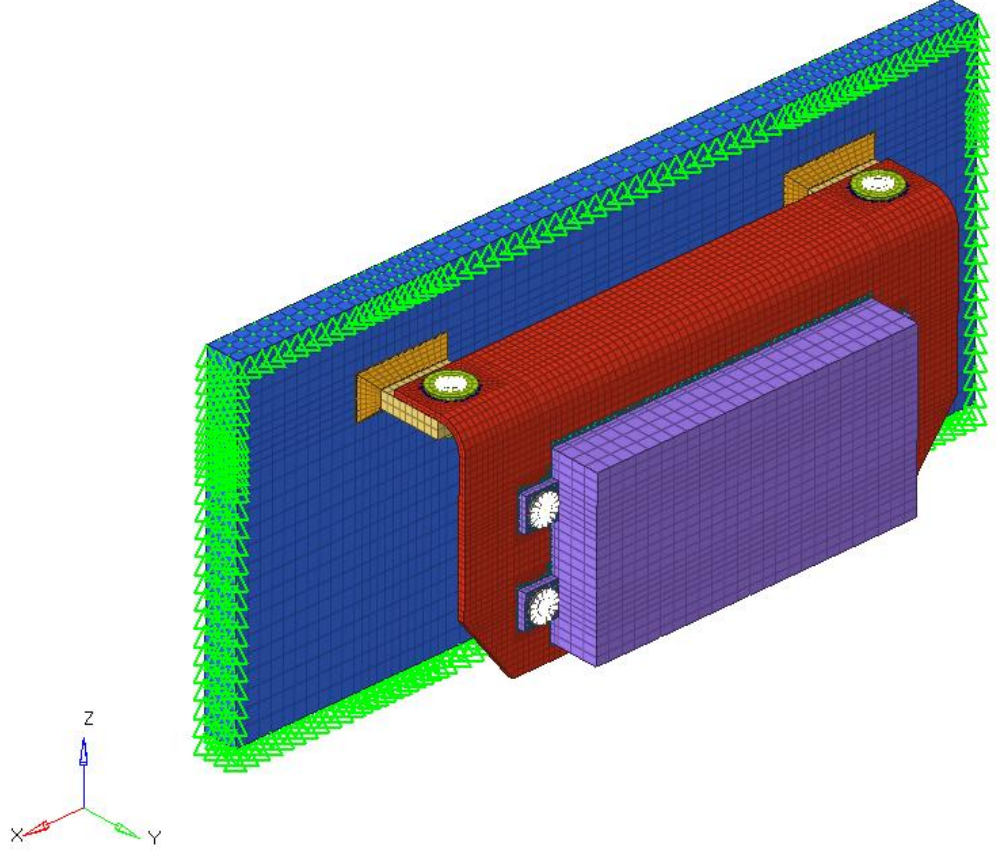
Şekil 3.21. 15km/h sürüş için güç spektral yoğunluğu



Şekil 3.22. 25 km/h sürüş için güç spektral yoğunluğu

3.2.3. Sonlu Elemanlar Modeli

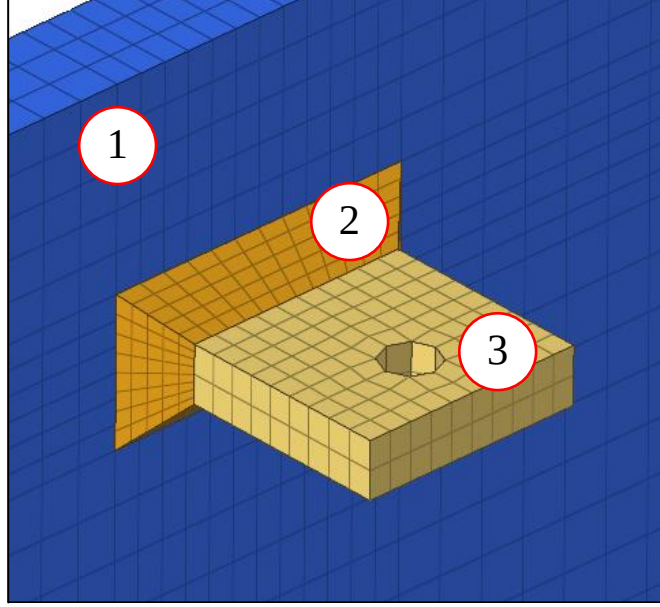
Şekil 3.23’de sonlu eleman analizleri için hazırlanan sonlu elemanlar modeli (SEM) görülmektedir.



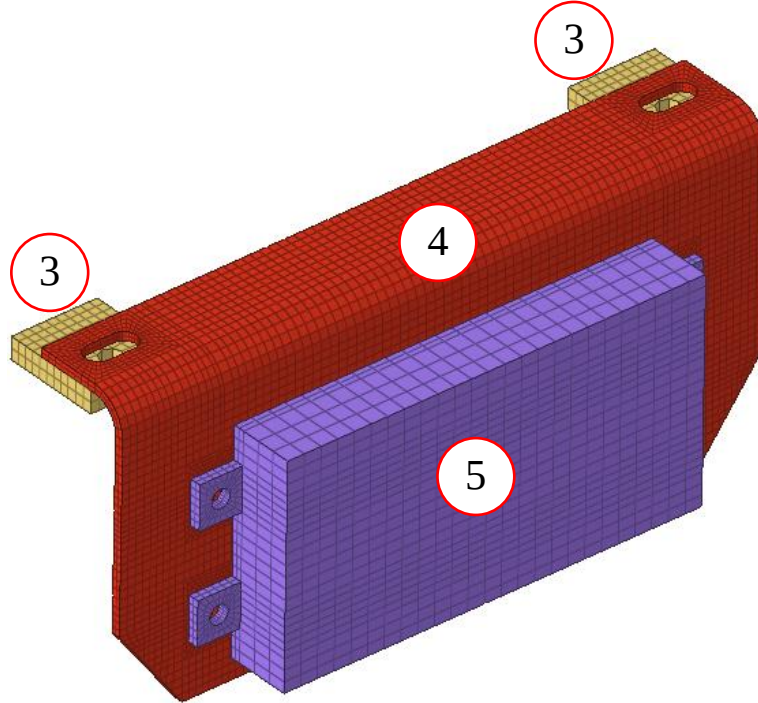
Şekil 3.23. Değerlendirilmesi yapılacak yapıyı sonlu elemanlar modelinin genel görünüşü

Sonlu elemanlar modeline araç gövde plakası kısmi olarak eklenmiştir ve Şekil 3.23’te mavi renk ile gösterilmiştir. Gövde kesitinin hareketi Şekil 3.23’te yeşil ile gösterilen yerlerden kısıtlanmıştır.

Gövde ile gövde montaj yerleri arasındaki bağlantı kaynak geometrisi üzerinden sağlanmıştır. Şekil 3.24’te gösterilen 1-2 ile 2-3 arasında yapışık bağ sağlanarak yükün yalnızca kaynak üzerinden aktarılması sağlanmıştır. Taşıyıcı plaka ile elektronik kontrol kutusu (4-5), gövde montaj yerleri (4-3) arasında sürtünme kontağı tanımlanmış, sürtünme katsayısı 0.2 kabul edilmiştir.

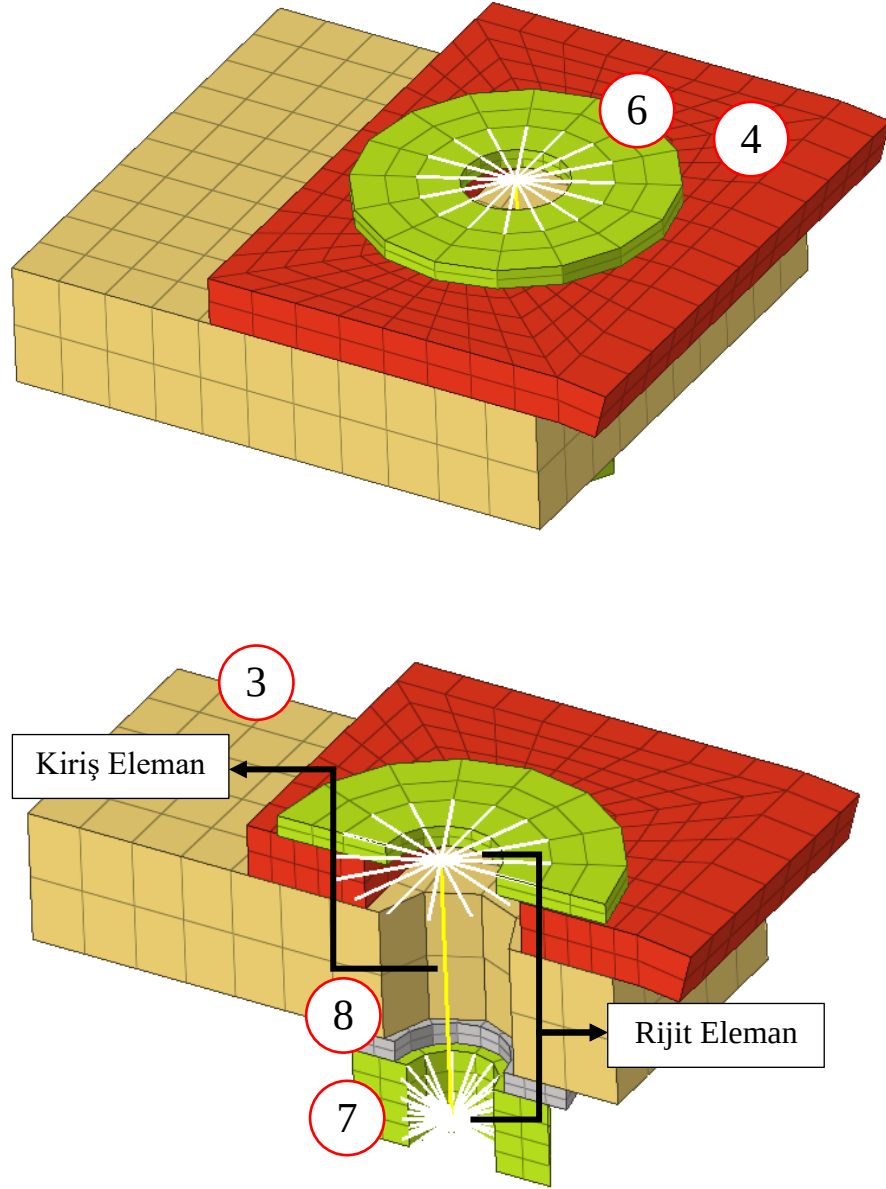


Şekil 3.24. Gövde ile gövde montaj yerleri detayı



Şekil 3.25. Taşıyıcı plaka detayı

Şekil 3.25'te görülen 3-4-5 parçaları cıvata ile bağlanmaktadır. Cıvata bağlantı yaklaşımı Şekil 3.26'da gösterilmiştir. 4-6, 3-8, 8-7 numaralı parçalar arasında sürtünme kontağı tanımlanmıştır. Sürtünme katsayısı 0.2 kabul edilmiştir. Cıvata gövdesi kiriş eleman kullanılarak modellenmiştir. Kiriş elemanın cıvata pulu ve somun ile bağlantısı rijit elemanlar kullanılarak ile sağlanmıştır. Cıvata ön yükü kiriş elemanlara tanımlanmıştır.



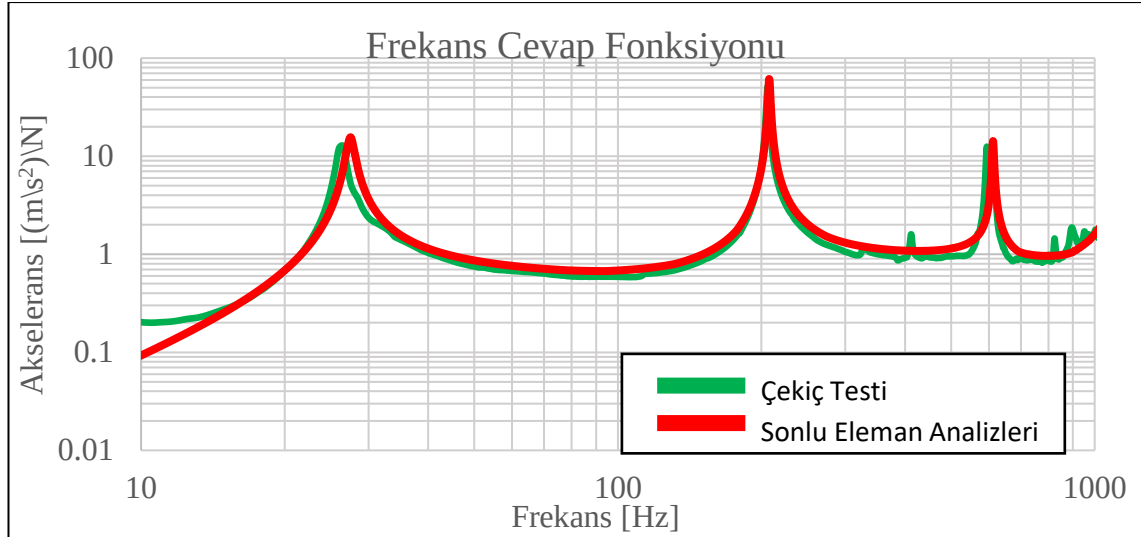
Şekil 3.26. Cıvata modeli detayı

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

4.1. Çentikli Kiriş Numunesi Deney ve Analizleri

4.1.1. Çekiç Testi ve Analiz Sonuçları

Şekil 4.1’de çekiç testi ve sonlu eleman analizleri sonucu elde edilen frekans cevap fonksiyonları görülmektedir. Grafikler incelendiğinde görsel olarak tutarlılık olduğu görülse de belirli ölçüde farklılıklar mevcuttur. Örneğin yüksek frekanslar analiz sonucunda daha pürüzsüz gözükürken test sonuçlarında dalgalanmalar mevcuttur. Bunun sebebi test ortamında ivmeölçerlerin yanal ivmelenmelerden de etkilenmesi ve yüksek frekanslarda ölçüm hassasiyetin düşmesidir.



Şekil 4.1. Test ve analiz sonucu elde edilen frekans cevap fonksiyonları

Çizelge 4.1’de çekiç testi ve sonlu eleman analizleri sonucu elde edilen eğilme doğal frekansları arasındaki yüzde hata görülmektedir.

Çizelge 4.1. Doğal frekansların karşılaştırılması

Doğal Frekans [Hz]		
Çekiç Testi	Sonlu Eleman Analizi	Yüzde Hata
26.323	27.461	4.323%
206.056	207.709	0.802%
593.678	612.056	3.096%

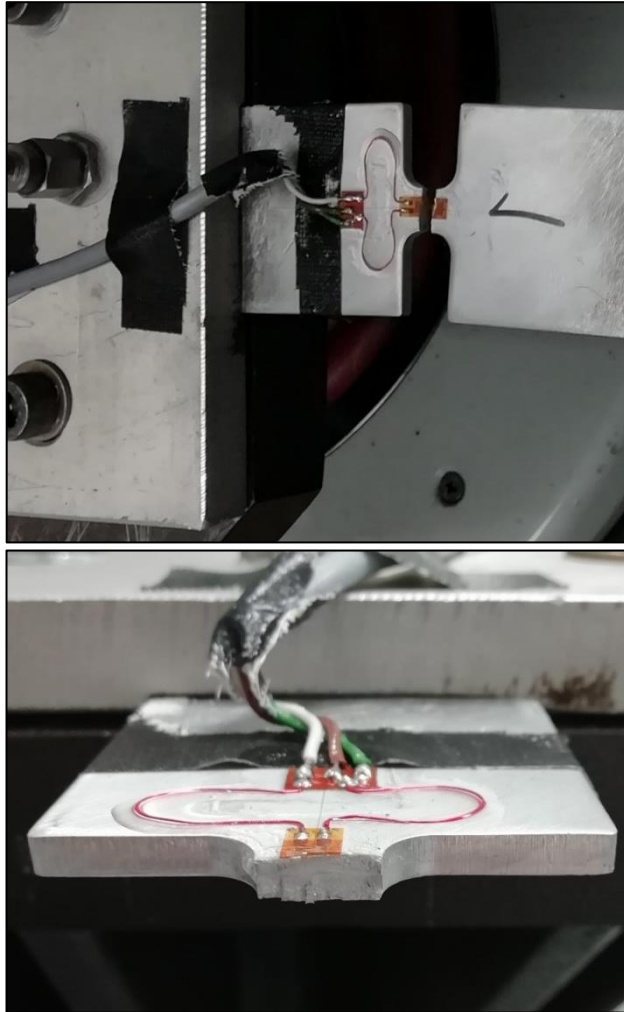
Çizelge 4.2’de çekiç testi sonucu elde edilen frekans cevap fonksiyonundan elde edilen herbir doğal frekanstaki yapısal sönüm oranı katsayıları görülmektedir.

Çizelge 4.2. Frekansa bağlı sönüm oranı

Doğal Frekans [Hz]	Sönüm Oranı
26.323	1.94%
206.056	0.480%
593.678	0.440%

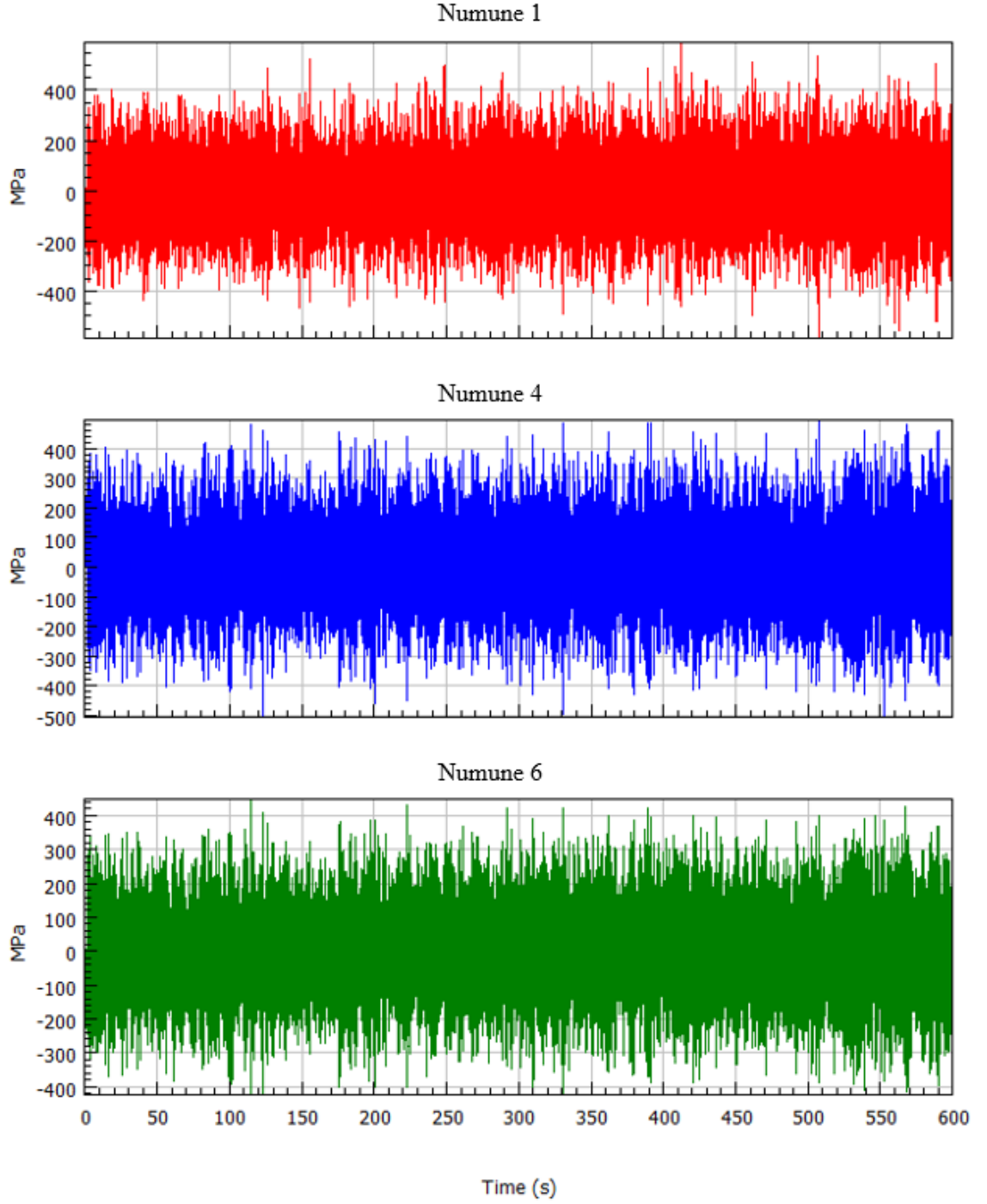
4.1.2. Sarsıcı Testi ve Analiz Sonuçları

Şekil 4.2’de sarsıcı testinde kırılan örnek numune gözükmemektedir.



Şekil 4.2. Kırılan numune görseli

Şekil 4.3'te numune üzerinden toplanan gerinim verilerinin numunenin Young modülü ile çarpılması ile elde edilen zamana bağlı gerilme değerleri verilmiştir. Bu verilerden elde edilen gerilme karesel ortalama değerleri Çizelge 4.3'te verilmiştir.

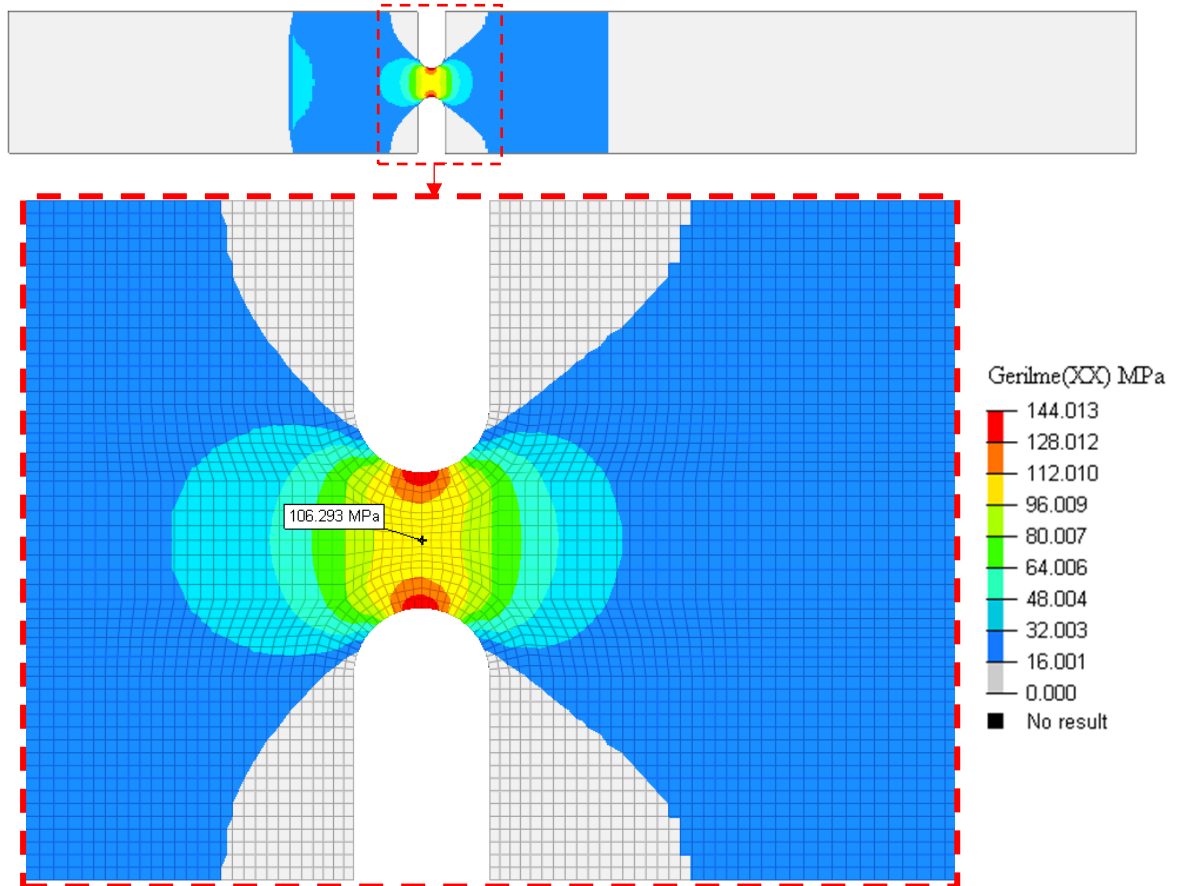


Şekil 4.3. Numune üzerinde 10 dk boyunca toplanan gerilme verisi

Çizelge 4.3. Sarsıcı testinde numuneler üzerinde oluşan gerilme karesel ortalaması

Numune Numarası	Gerilme RMS [MPa]
1	129.6
4	120.3
6	109.6
Ortalama	119.8

Şekil 4.4'te rastlantısal titreşim analizi sonucu elde edilen eğilme gerilmesi karesel ortalama değeri görülmektedir. Testlerde gerinim ölçerin bulunduğu bölgede gerilmenin 106.293 MPa olduğu görülmektedir. Bu değer Çizelge 4.3'teki ortalama ile karşılaştırılırsa sarsıcı testi ile rastlantısal titreşim analizi arasında %11.72 hata olduğu gözlenmiştir.



Şekil 4.4. Raslantısal titreşim analizi sonucu oluşan gerilme karesel ortalaması

Çizelge 4.4'te sarsıcı testinde numunelerin kırılma süreleri gösterilmiştir. Çizelge 4.5'te yorulma analizi sonucunda farklı yöntemler ile elde edilen yorulma süreleri ve testler ile arasındaki hata verilmiştir. Buna göre en doğru sonucu 3.8% yüzde hata ile Dirlik yönteminin verdiği görülmektedir.

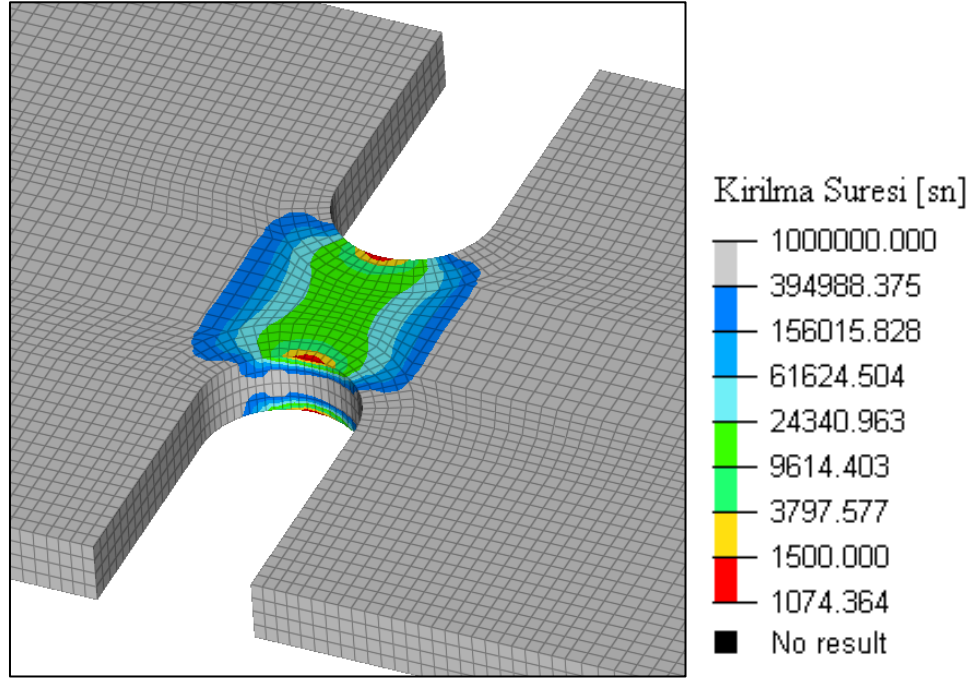
Çizelge 4.4. Sarsıcı testi sonucunda elde edilen numune kırılma süreleri

Numune Numarası	Kırılma Süresi [sn]	Kırılma Süresi [dk]
1	985	16.42
2	1132	18.87
3	1168	19.47
4	1176	19.60
5	1134	18.90
6	1142	19.03
7	1024	17.07
8	1170	19.50
Ortalama	1116.38	18.61

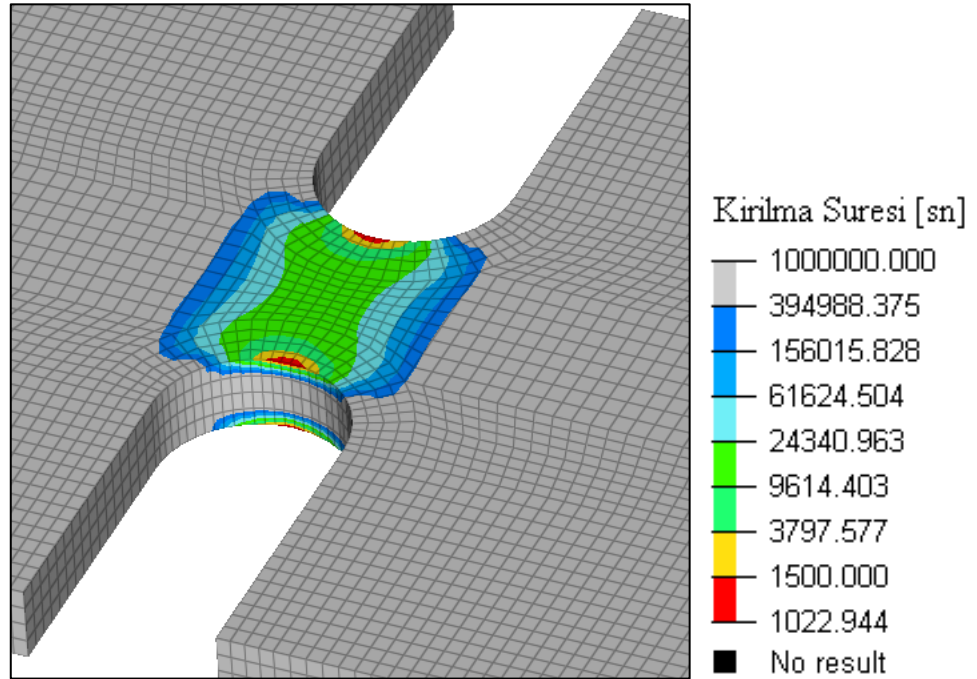
Çizelge 4.5. Yorulma analizi sonucunda elde edilen kırılma süreleri

	Kırılma Süresi [sn]	Test Ortalama [sn]	Hata
Dirlik Yöntemi	1074.36	1116.38	3.8%
Lalanne Yöntemi	1022.99		8.4%
Dar Bant Yöntemi	334.09		70.1%
Tunna Yöntemi	128236.31		11386.8%
Wirsching-Light Yöntemi	491.79		55.9%

Şekil 4.5'te farklı yöntemler için elde edilen kırılma süresi dağılımları gösterilmiştir. Şekil 4.6'da sarsıcı testleri sırasında malzemede oluşan çatlak bölgesi gösterilmiştir. Bu bölge Şekil 4.5'te gösterilen dağılımların minimum ömrü gösteren bölgeleri ile karşılaştırıldığında benzer sonuç olduğu görülmektedir.

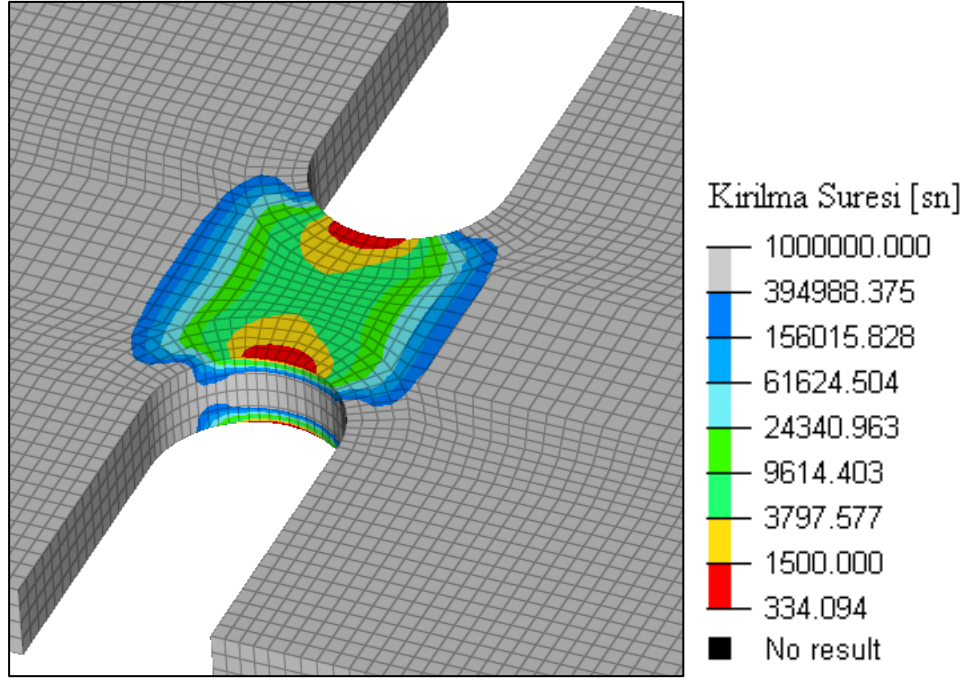


(a) Dirlik yöntemi

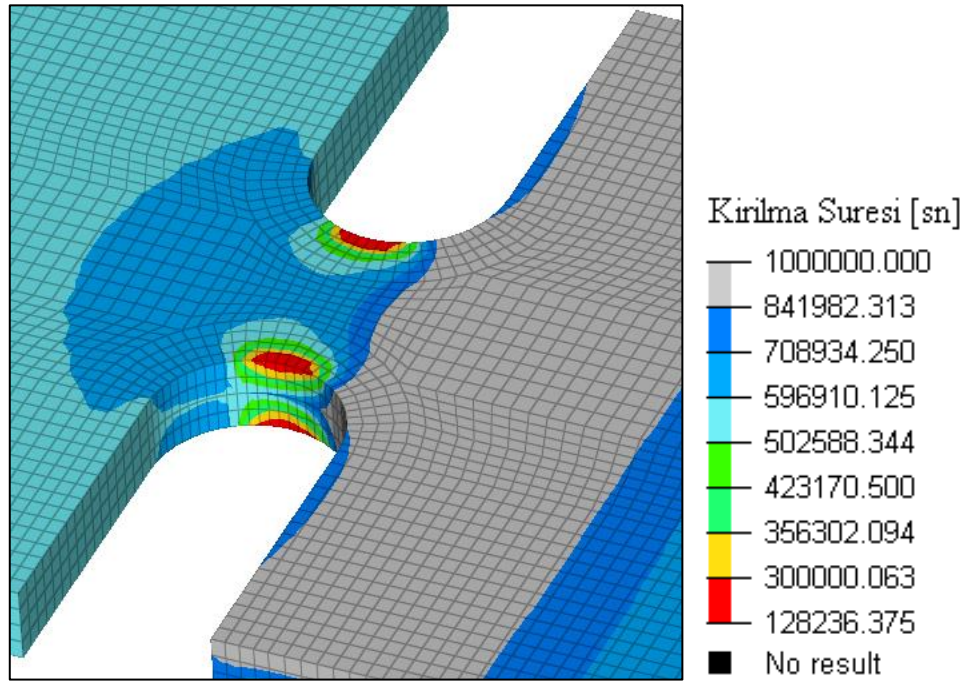


(b) Lanne yöntemi

Şekil 4.5. Yorulma analizleri sonucu elde edilen gerilme dağılımları, (a) Dirlik, (b) Lanne, (c) Dar Bant, (d) Tunna, (e) Wirsching-Light Yöntemi

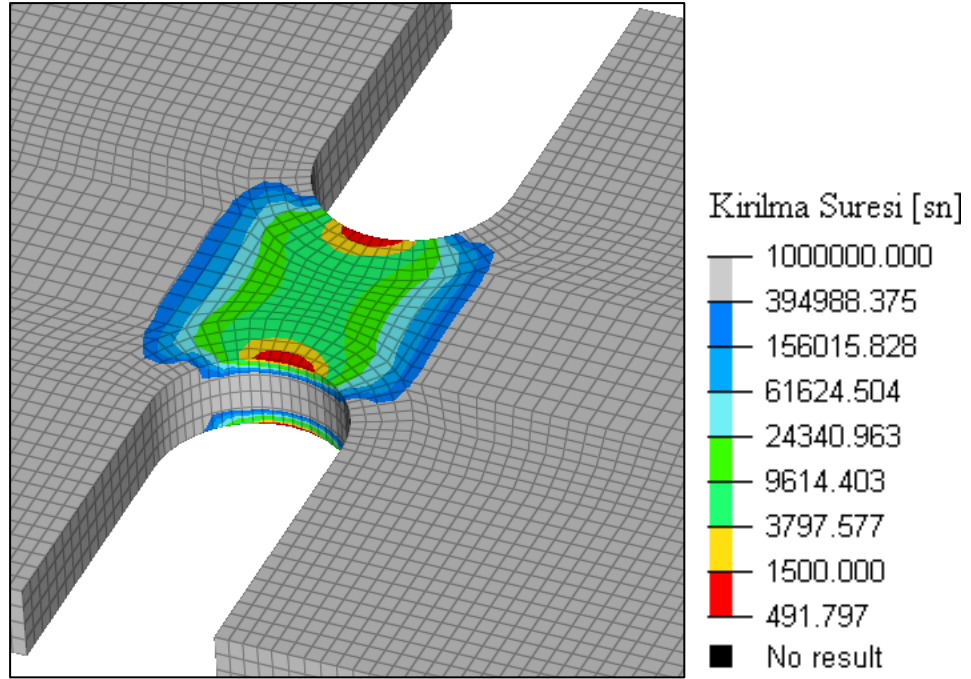


(c) Dar Bant yöntemi



(d) Tunna yöntemi

Şekil 4.5. Yorulma analizleri sonucu elde edilen gerilme dağılımları, (a) Dirlik, (b) Lalanne,(c) Dar Bant, (d) Tunna, (e) Wirsching-Light Yöntemi (Devam)



(e) Wirsching-Light Yöntemi

Şekil 4.5. Yorulma analizleri sonucu elde edilen gerilme dağılımları, (a) Dirlik, (b) Lalanne,(c) Dar Bant, (d) Tunna, (e) Wirsching-Light Yöntemi (Devam)

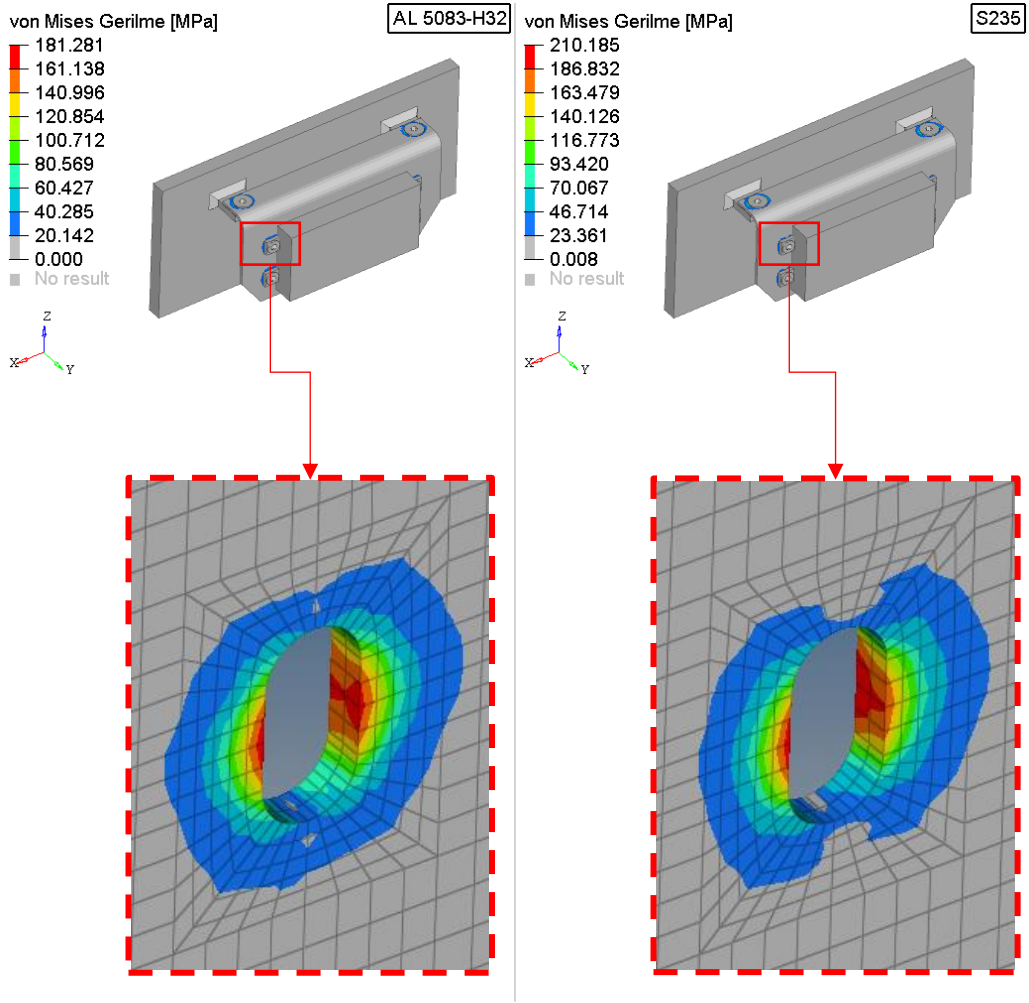


Şekil 4.6. Testlerde numunede çatlak oluşumunun başladığı bölge

4.2. PZA Gövdesine Montajlanmış Elektronik Ekipman Taşıyıcı Bir Yapı İçin Titreşim Kaynaklı Yorulma Analizi

4.2.1. Cıvata Ön Yükleme Analizi Sonuçları

Şekil 4.7’de cıvata ön yüklemesi sonucu oluşan von Mises eşdeğer gerilmeleri görülmektedir. Her iki malzeme için de malzemelerin akma limitini aşan gerilmeler görülmemektedir.



Şekil 4.7. Cıvata ön yükleme analizi sonucu elde edilen von Mises gerilme dağılımı

4.2.2. Modal Analiz Sonuçları

Çizelge 4.6’da AL5083-H32 malzeme kullanılan yapı için; Çizelge 4.7’de S235 malzeme kullanılan yapı için doğal frekanslar ve ilgili doğal frekansların modal efektif kütleleri ve modal efektif kütle oranları verilmiştir. Modal efektif kütle ilgili doğal frekansın yapının cevabına katkısının bir ölçüsüdür; yüksek modal efektif kütlelerin yapının cevabına katkısı daha yüksektir (Perez ve ark. 2018). Modal efektif kütlelerin toplam kütleyle oranı modal efektif kütle oranını verir. Modal efektif kütle oranı %10’un üzerindeki doğal frekansların yapının ana modları olarak kabul edilir ve bu modların yapının hasarına katkısı daha yüksektir (Anonim 2013).

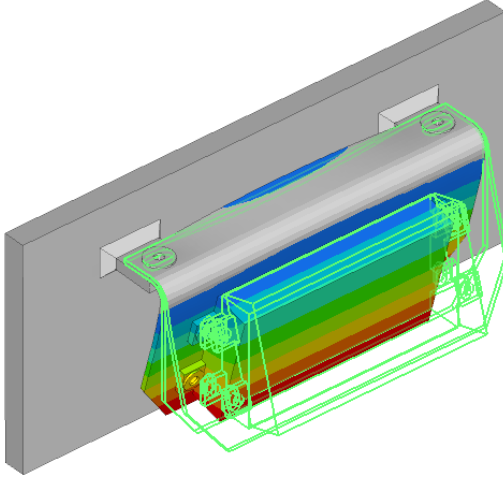
Her iki yapı için de modal efektif kütle oranları incelendiğinde en büyük hasarın ilk mod ile çakışan tahrikten oluşacağı gözükmemektedir. Buna göre rastlantısal titreşim analizlerinde kullanılacak GSY’ları doğru seçilmiştir. Şekil 4.8’de AL5083-H32 kullanılan için; Şekil 4.9’da S235 kullanılan tasarım için bu kritik modların mod şekilleri verilmiştir.

Çizelge 4.6. AL5083-H32 malzeme kullanılan yapı için modal analiz sonuçları

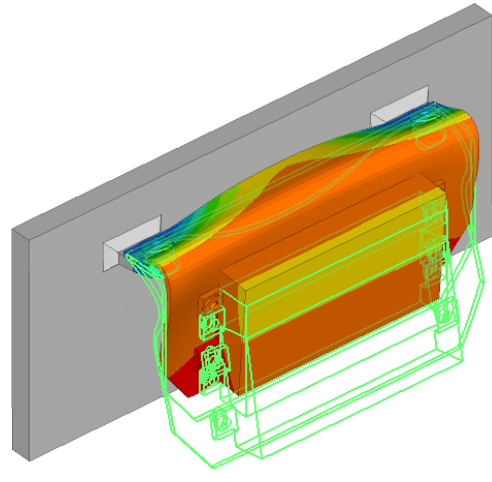
	Doğal Frekans [Hz]	Modal Efektif Kütle			Modal Efektif Kütle Oranı		
		X-Ekseni	Y-Ekseni	Z-Ekseni	X Ekseni	Y-Ekseni	Z-Ekseni
1	26.46	1.63E-11	3.99E-03	5.65E-04	0%	34%	5%
2	168.00	6.10E-04	2.84E-09	3.92E-09	5%	0%	0%
3	187.32	5.84E-09	4.16E-04	3.04E-03	0%	4%	26%
4	213.06	3.42E-03	2.31E-08	5.22E-09	29%	0%	0%
5	228.40	9.49E-08	1.03E-03	3.00E-06	0%	9%	0%
6	588.46	1.54E-03	3.74E-09	6.37E-10	13%	0%	0%
7	1171.63	6.15E-11	1.55E-05	4.50E-06	0%	0%	0%
8	1530.89	4.18E-07	3.22E-06	3.59E-09	0%	0%	0%
9	1589.52	2.37E-09	1.56E-04	4.42E-07	0%	1%	0%
10	1662.27	2.64E-08	1.74E-05	5.16E-07	0%	0%	0%
11	1776.83	2.25E-12	2.11E-07	5.63E-08	0%	0%	0%
12	1870.86	1.02E-07	1.43E-06	1.06E-06	0%	0%	0%
13	1912.26	2.04E-06	4.69E-08	2.55E-08	0%	0%	0%
14	2346.17	1.14E-06	7.23E-06	3.99E-08	0%	0%	0%
15	2512.74	1.64E-06	4.13E-05	5.98E-09	0%	0%	0%

Çizelge 4.7. S235 malzeme kullanılan yapı için modal analiz sonuçları

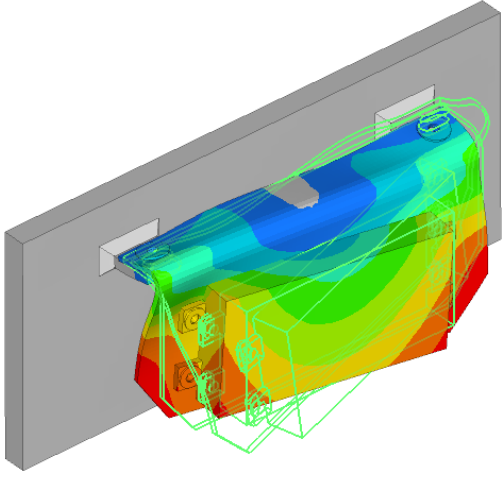
	Doğal Frekans [Hz]	Modal Efektif Kütle			Modal Efektif Kütle Oranı		
		X-Ekseni	Y-Ekseni	Z-Ekseni	X Ekseni	Y-Ekseni	Z-Ekseni
1	41.85	3.29E-12	4.51E-03	8.02E-04	0%	39%	7%
2	218.52	9.45E-09	6.17E-04	3.83E-03	0%	5%	33%
3	225.97	3.68E-03	3.74E-09	2.09E-08	32%	0%	0%
4	403.13	6.84E-04	1.44E-09	6.82E-10	6%	0%	0%
5	659.09	6.25E-09	1.36E-03	1.97E-06	0%	12%	0%
6	840.75	2.36E-03	5.27E-09	3.47E-11	20%	0%	0%
7	1277.99	8.51E-10	2.12E-04	1.47E-05	0%	2%	0%
8	1599.24	9.39E-12	2.59E-07	3.49E-06	0%	0%	0%
9	1728.04	1.49E-07	2.06E-10	4.36E-12	0%	0%	0%
10	2106.88	8.53E-09	1.13E-07	9.26E-12	0%	0%	0%
11	2556.24	9.42E-07	3.45E-06	1.87E-09	0%	0%	0%



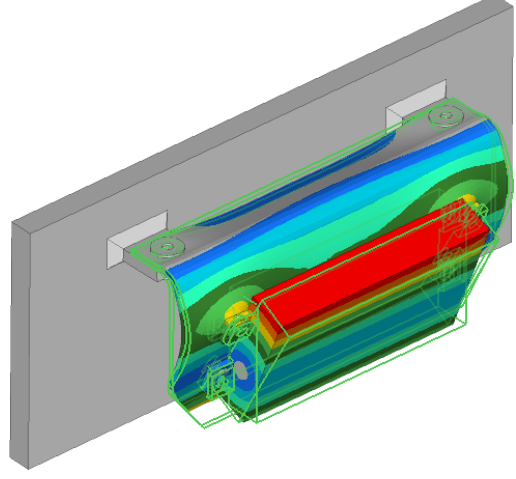
(a) 1. Mod: 26.46 Hz



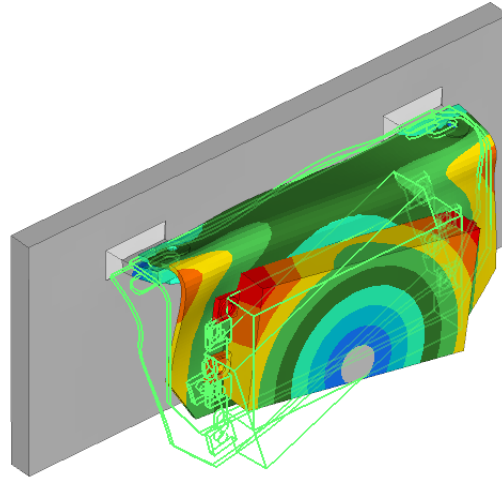
(b) 3.Mod: 187.32 Hz



(c) 4. Mod: 213.206 Hz

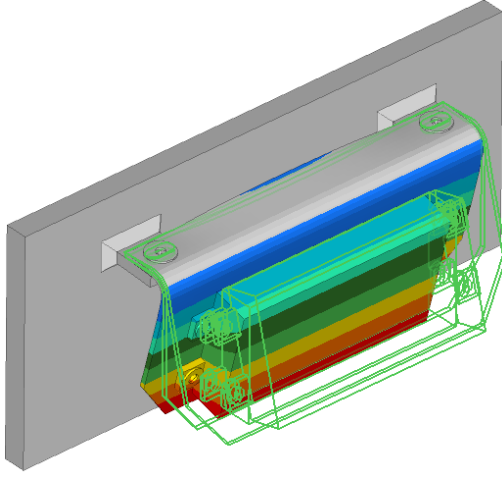


(d) 5. Mod: 228.40 Hz

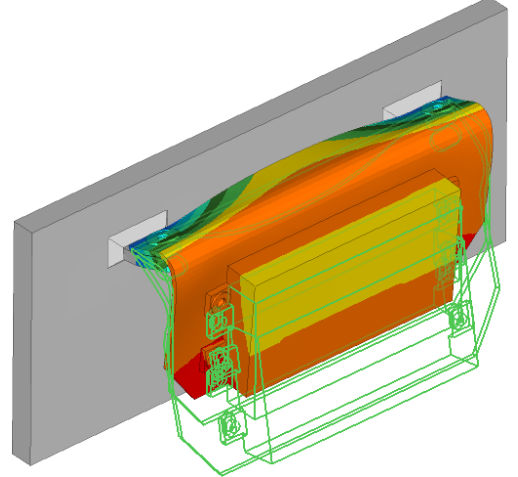


(e) 6. Mod: 588.46 Hz

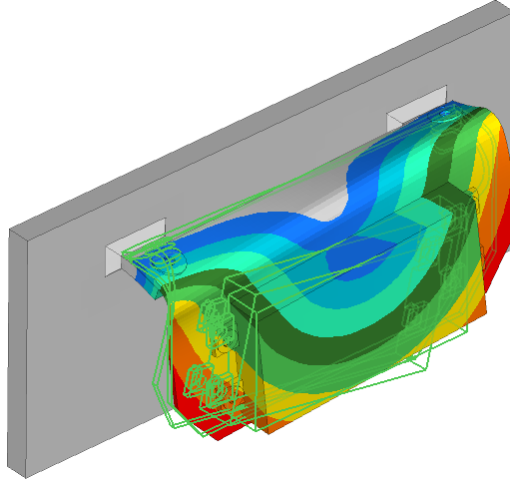
Şekil 4.8. AL5083-H32 kullanılan yapı için kritik mod şekilleri



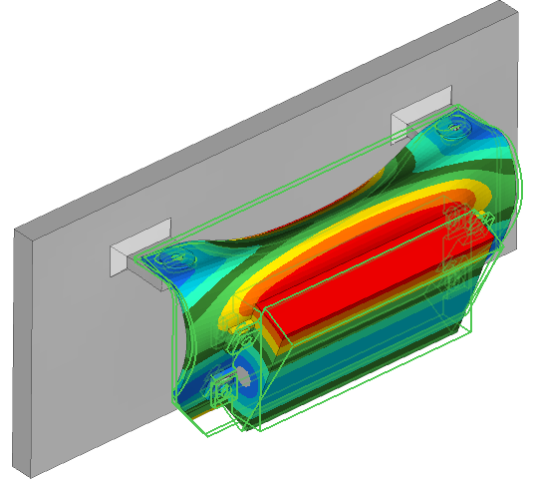
(a) 1. Mod: 41.85 Hz



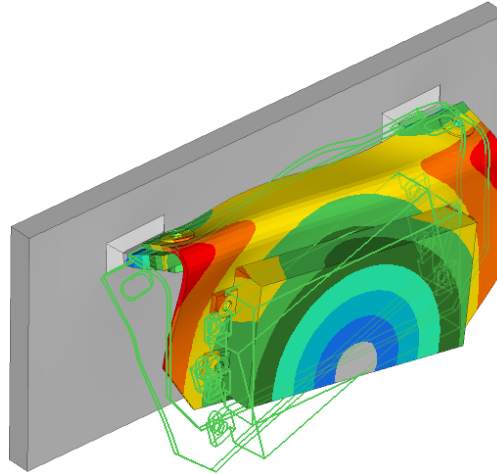
(b) 2. Mod: 218.52 Hz



(c) 3. Mod: 225.97 Hz



(d) 5. Mod: 659.09 Hz

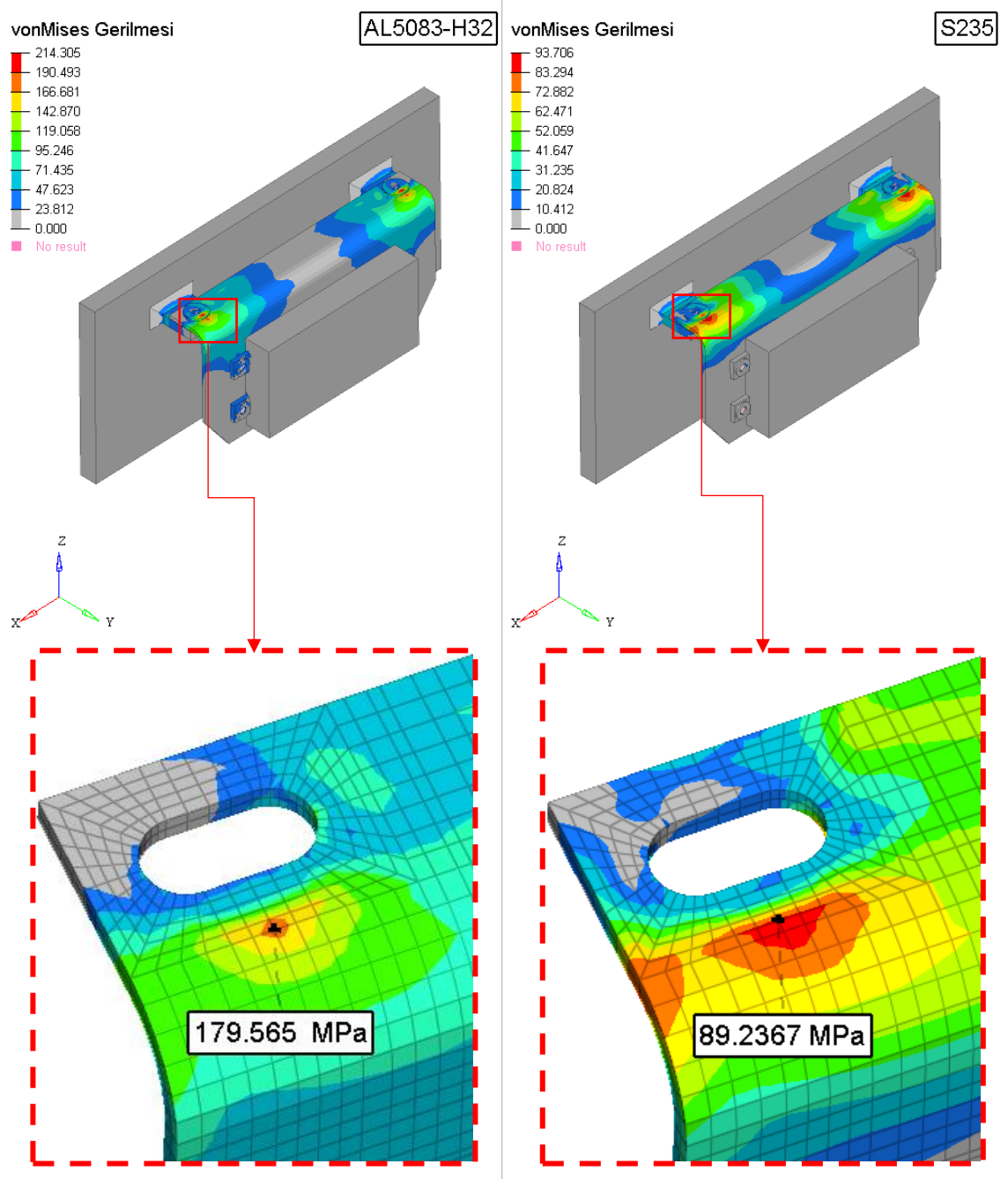


(e) 6. Mod: 840.75 Hz

Şekil 4.9. S235 kullanılan yapı için kritik mod şekilleri

4.2.3. Rastlantısal Titreşim Analizi Sonuçları

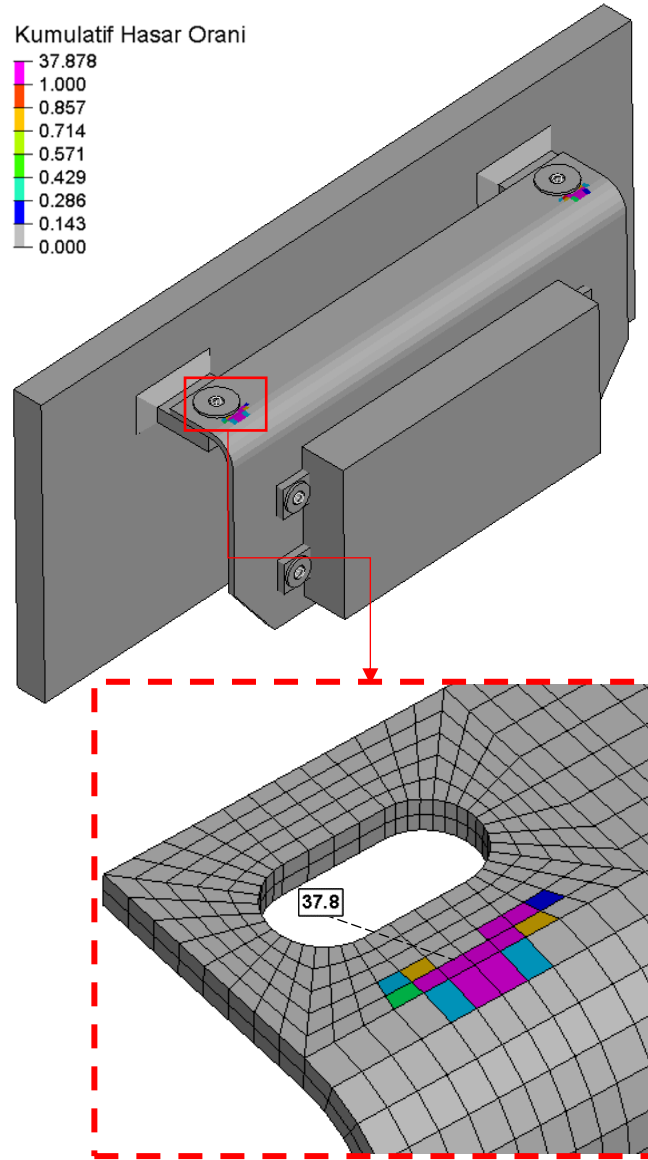
Şekil 4.10'da rastlantısal titreşim analizi sonucu oluşan 3σ standart sapmada von Mises eşdeğer gerilmeleri görülmektedir. Maksimum gerilme taşıyıcı plakanın büküm bölgesinde oluşmaktadır. Her iki malzeme için de malzemelerin akma limitini aşan gerilmeler görülmemektedir.



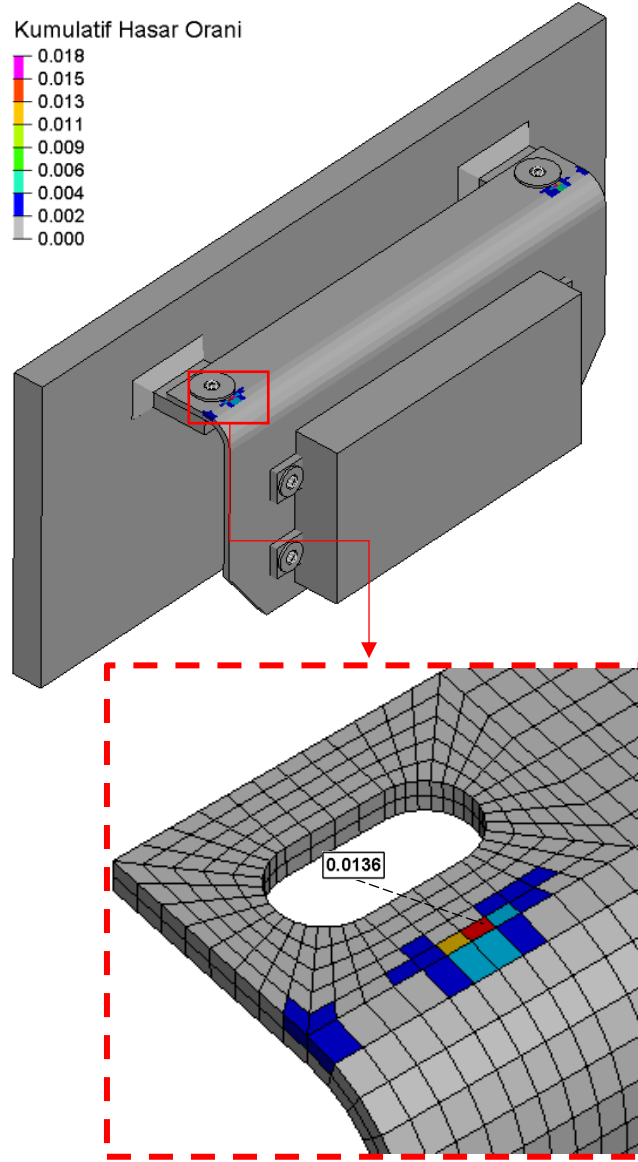
Şekil 4.10. Rastlantısal titreşim analizi sonucu elde edilen 3σ von Mises gerilme dağılımı

4.2.4. Titreşim Kaynaklı Yorulma Analizi Sonuçları

Bir önceki bölümde çentikli kiriş numune üzerinde yapılan deneyler ile en yakın sonucu Dirlik yönteminin verdiği görülmektedir. Bu nedenle yorulma değerlendirmesi Dirlik yöntemine göre yapılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde AL5083-H32 malzeme kullanılan tasarımda taşıyıcı plaka üzerinde kümülatif hasar oranının 1'in üzerinde olduğu bölgeler görülmektedir (Şekil 4.11). Bu bölgelerde yorulma hasarı beklenmektedir. S235 malzeme kullanılan tasarımda kümülatif hasar oranı 1'in oldukça altındadır (Şekil 4.12). Bu nedenle bir yorulma hasarı beklenmemektedir. Tasarım için uygun malzemenin S235 olduğu görülmektedir.



Şekil 4.11. AL5083-H32 malzeme kullanılan tasarım için yorulma hasarı



Şekil 4.12. S235 malzeme kullanılan tasarım için yorulma hasarı

5. SONUÇ

Bu tez çalışmasında, bir paletli zırhlı araçta gövde üzerine monte edilmiş elektronik ekipman taşıyıcı yapının yoldan gelen titreşimler neticesinde oluşabilecek yorulma hasarı rastlantısal titreşim analizleri ve titreşim kaynaklı yorulma analizleri ile incelenmiş ve yorulmaya maruz kalmayacak uygun malzeme seçimi yapılmıştır. Elektronik ekipman taşıyıcı yapının incelenmesinden önce rastlantısal titreşim ve titreşim kaynaklı yorulma analizlerinin fiziksel testler ile ilişkisini incelemek için çentikli numuneler ile sarsıcı testleri yapılmıştır.

Çentikli numuneler için yapılan çalışmada rastlantısal titreşim analizi sonucu elde edilen RMS von Mises gerilme değerleri ve titreşim kaynaklı yorulma analizleri sonucu elde edilen kırılma ömrü sarsıcı testlerinde elde edilen değerler ile karşılaştırılmış, test ve analiz sonuçları arasında tutarlılık gözlenmiştir. Farklı frekans düzleminde çevrim hesaplama yöntemleri için yapılan analizler sonucu elde edilen kırılma süreleri sarsıcı testleri sonucu elde edilen kırılma süresi ile karşılaştırılmış ve testlere en yakın sonucu veren yöntemin Dirlik yöntemi olduğu gözlenmiştir.

Elektronik ekipman taşıyıcı yapının değerlendirilmesi için gerçekleştirilen sonlu eleman analizlerinde sürüş testleri sonucu elde edilen ivme verilerinin güç spektrum yoğunlukları kullanılmıştır. Sürüş sonucu elde edilen ivme verilerinin seçimi için modal analizler çözdürülmüştür. Yapı içerisinde bulunan taşıyıcı plaka için kullanılacak iki alternatif malzeme olan AL5083-H32 ve S235 için çözdürülen modal analizler sonucu kritik doğal frekanslar belirlenmiş ve bu doğal frekansları tahrik edecek palet tahrik frekansının oluşacağı hızlarda toplanan ivme verileri seçilmiştir. Veriler üzerinde yapılan incelemeler sonucu verilerin normal dağılıma sahip durağan rastlantısal olduğu tespit edilerek rastlantısal titreşim analizlerinde kullanılabileceği sonucuna varılmıştır. AL5083-H32 ve S235 için çözdürülen statik cıvata ön yükleme analizi sonucu elde edilen von Mises eşdeğer gerilmeler değerlendirilmiş ve her iki malzeme kullanılan yapı için de malzemelerin akma dayanımının üzerinde gerilmeler görülmemiştir. Yine her iki malzeme kullanılan yapı için gerçekleştirilen rastlantısal titreşim analizleri sonucu elde edilen 3σ von Mises gerilmeler değerlendirilmiş ve malzemelerin akma dayanımının

üzerinde gerilmeler görülmemiştir. Gerçekleştirilen titreşim kaynaklı yorulma analizleri sonucunda AL5083-H32 malzeme için yapıda hasar görülmüş, S235 malzeme için yapıda hasar görülmemiştir. Bu nedenle yapı için uygun malzemenin S235 olduğu belirlenmiştir.

KAYNAKLAR

- Anonim, 1996.** ASM Handbook Fatigue and Fracture Volume 19, ASM International, U.S.
- Anonim, 1993.** Military Handbook-Design Guidance for Interior Noise Reduction in Light-Armored Tracked Vehicles, United States of America Department of Defence, U.S.
- Anonim, 2002.** International Test Operation Procedures, ITOP-1-2-601.
- Anonim, 2006.** AECTP-400 Mechanical Environmental Tests, NATO.
- Anonim, 2013.** ASTM E1823-13 Standart Terminology Relating to Fatigue and Fracture Testing, ASTM, U.S.
- Anonim, 2013.** ECSS-E-HB-32-26A ECSS, Space engineering, Spacecraft mechanical loads analysis handbook, ESA-ESTEC Requirements and Standards Division, Noordwijk, The Netherlands.
- Anonim, 2017.** Tank-The Definitive History of Armored Vehicles, DK Publishing, U.S.
- Anonim, 2019.** Environmental Engineering Considerations And Laboratory Tests, United States of America Department of Defense, U.S.
- Anonim, 2020.** DVIDS, United States Department of Defence - Defence Visual Information Distribution Service, <https://www.dvidshub.net/>(Eriřim Tarihi:10.01.2020)
- A, Garcia-Perez., A. Sanz-Andres., G. Alonso., M. C. Manguan. 2018.** Dynamic coupling on the design of space structures. *Aerospace Science and Technology*, 84: 1035-1048.
- Benasciutti, D., Sherratt, F., Cristofori, A., 2016.** Recent developments in frequency domain multi-axial fatigue analysis. *International Journal of Fatigue*, 91(2): 397-413.
- Bendat, J.S., 1964.** Probability Functions for Random Responses: Prediction of Peaks, Fatigue Damage, and Catastrophic Failures. *NASA Technical Report*, U.S.
- Callister, Jr.W.D., Rethwisch D.G. 2010.** Materials Science and Enginnering An Introduction, John Wiley & Sons, Inc., U.S.
- Collins, J.A., Busby H.R., Staab, G.H. 2010.** Mechanical Design of Machine Elements and Machines A Failure Prevention Perspective, John Wiley & Sons, Inc., U.S.
- Courtney, T.H. 2005.** Mechanical Behavior of Materials, Waveland Press, U.S.
- Crandall, S.H., Mark, W.D. 1963.** Random Vibration in Mechanical Systems. Academic Press Inc., U.S.

Dezecot, Z., Rambaudon, M., Koset, A., Szmytka, F., Maurel, V., Buffiere, J., 2018. Fatigue crack growth under large scale yielding condition in a cast automotive aluminum alloy. *Materials Science & Engineering A*, 743: 87-97.

Dirlik, T. 1985. Application of computers to fatigue analysis, Doktora Tezi, University of Warwick.

Ewing, J.A., Humfrey, J. C. W. 1902. The Fracture of Metals under Repeated Alternations of Stress. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical or Physical Character*, 200: 241-250.

Fatemi, A., Yang, L., 1998. Cumulative fatigue damage theories: a survey of state of the art for homogenous materials. *International Journal of Fatigue*, 20(1): 9-34.

Ferreria, W., Meehan, T., Cardoso, V., Bishop, N., 2016. A Comparative Study of Automotive System Fatigue Models Processed in the Time and Frequency Domain. SAE Technical Paper, 2016-01-0377.

Frost, N.E., Marsh, K.J., Pook, L.P. 1999. Metal Fatigue, Dover Publications, U.S.

Halfpenny, A., 1999. A frequency domain approach for fatigue life estimation from Finite Element Analysis. Proceedings of the International Conference on Damage Assessment of Structures, Ireland.

Lalanne, C. 2014. Mechanical vibration and shock, Vol. 4, ISTE Ltd. and John Wiley&Sons Inc., U.K. and U.S.

Marsh G., Wignall, Thies P.R., Barltrop N., Incecik A., Venugopal V., Johanning., 2016. Review and application of Rainflow residue processing techniques for accurate fatigue damage estimation. *International Journal of Fatigue*, 82(3): 757-765.

Matsuishi M., Endo T., 1968. Fatigue of metals subject to varying stress. *Proc. Kyushu Branch of Japan Society of Mechanical Engineers*, 37-40.

Miner, M.A. 1945. Cumulative damage in fatigue. *Journal of Applied Mechanics*, 12(3): 159-164.

Newland, D.E., 2005. An Introduction to Random Vibrations, Spectral & Wavelet Analysis, Dover Publications, U.S.

Palmgren, A., 1924. Die lebensdauer von kugellagern. *VDI-Zeitschrift*, 68: 339-341.

Palmieri, M., Česnik, M., Cianetti, F., Slavič., J Boltežar, M., 2017. Non-Gaussianity and non-stationarity in vibration fatigue, *International Journal of Fatigue*, 97, 9-19.

Polak, J., Mazanova, V., Heczkeo, M., Petras, R., Kubena, I., Casalena, L., Man, J. 2017. The role of extrusions and intrusions in fatigue crack initiation. *Engineering Fracture Mechanics*, 185: 46-60.

Schijve, J. 2009. Fatigue of Structures and Materials, Springer Netherlands, The Netherlands.

Surehs, S. 1998. Fatigue of Materials, Cambridge University Press, U.S.

Tunna, J.M. 1986. Fatigue Life Prediction For Gaussian Random Loads at the Design Stage. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 9: 169-184.

Li, Z., Ince, A. 2019. A unified frequency domain fatigue damage modeling approach for random-on-random spectrum. *International Journal of Fatigue*, 134: 123-137

Wirsching, P.H., Light, M.C. 1980. Fatigue under wide band random stresses. *Journal of the Structural Division*, 106(7): 1593-1607.

Yap, B.W., Sim, C.H., 2011. Comparisons of various types of normality tests. *Journal of Statistical Computation and Simulation*, 81(12): 2141-2155.

EKLER

- EK1** Çentikli Numune Analizleri için Ağ Yapısı Hassasiyeti Çalışması
- EK2** Elektronik Ekipman Taşıyıcı Yapı Analizleri için Ağ Yapısı Hassasiyeti Çalışması

EK1 Çentikli Numune Analizleri için Ağ Yapısı Hassasiyeti Çalışması

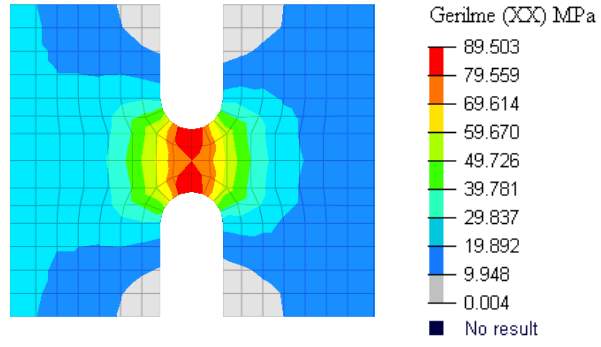
Çentikli numune analizlerinde kullanılacak olan sonlu elemanlar modeli ağ yapısı hassasiyeti, modal analiz sonucu elde edilen doğal frekans ve rastlantısal titreşim sonucu elde edilen RMS von Mises gerilme parametreleri seçilerek değerlendirilmiştir.

Çizelge 1.1’de 2930, 18526, 72526 ve 285286 düğüm noktasına sahip dört farklı ağ yapısı için gerçekleştirilen modal analiz sonucu elde edilen doğal frekans değerleri görülmektedir. Çizelge 1.1 incelendiğinde 18526, 72526 ve 285286 düğüm noktasına sahip ağ yapıları için doğal frekans değerlerinde analiz sonuçlarının değerlendirilmesini etkileyecek bir fark görülmemektedir.

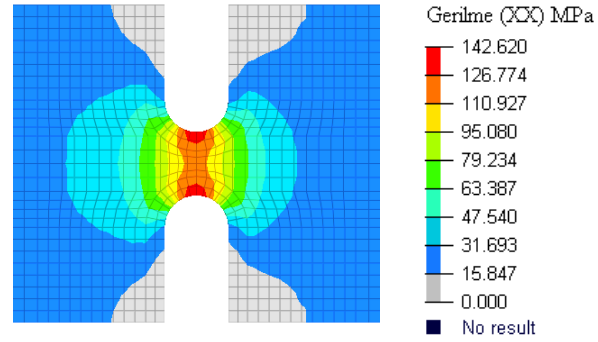
Çizelge 1.1. Farklı düğüm noktası sayıları için doğal frekans değerleri

	2930 Düğüm Noktası	18526 Düğüm Noktası	72526 Düğüm Noktası	285286 Düğüm Noktası
Mod Numarası	Frekans [Hz]	Frekans [Hz]	Frekans [Hz]	Frekans [Hz]
1	25.001	27.464	27.461	27.459
2	118.602	121.425	122.182	122.360
3	188.671	207.713	207.709	207.000
4	296.627	325.984	326.271	326.336
5	556.502	612.021	612.056	612.040
6	1036.348	1116.888	1117.959	1118.213

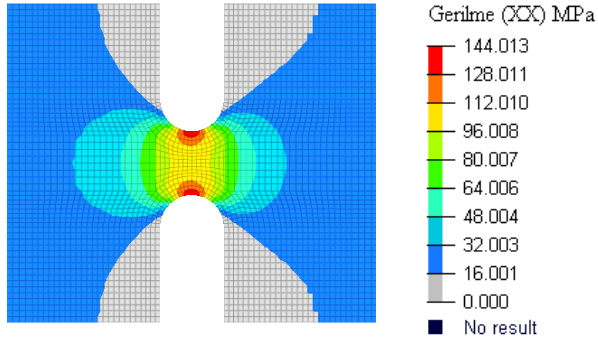
Şekil 1.1’de 2930, 18526, 72526 ve 285286 düğüm noktasına sahip dört farklı ağ yapısı için gerçekleştirilen rastlantısal titreşim analizi sonucu elde edilen RMS gerilme değerleri görülmektedir. Şekil 1.1 incelendiğine 18526, 72526 ve 285286 düğüm noktasına sahip ağ yapıları için maksimum RMS gerilme değerlerinde analiz sonuçlarının değerlendirilmesini etkileyecek bir fark görülmemektedir.



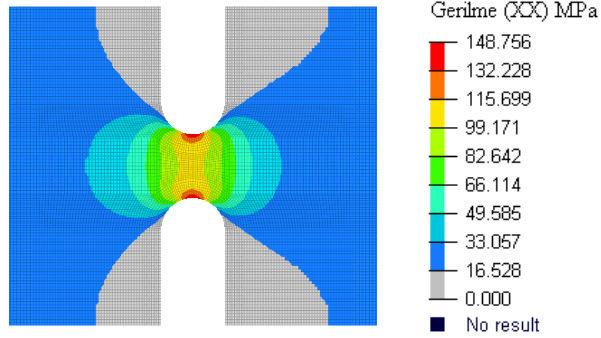
(a) Düğüm noktası sayısı: 2920



(b) Düğüm noktası sayısı: 18526



(c) Düğüm noktası sayısı: 72526



(d) Düğüm noktası sayısı: 285286

Şekil 1.1. Farklı düğüm noktası sayıları için rastlantısal titreşim analizi sonucu elde edilen RMS gerilme değerleri

EK2 Elektronik Ekipman Taşıyıcı Yapı Analizleri için Ağ Yapısı Hassasiyeti Çalışması

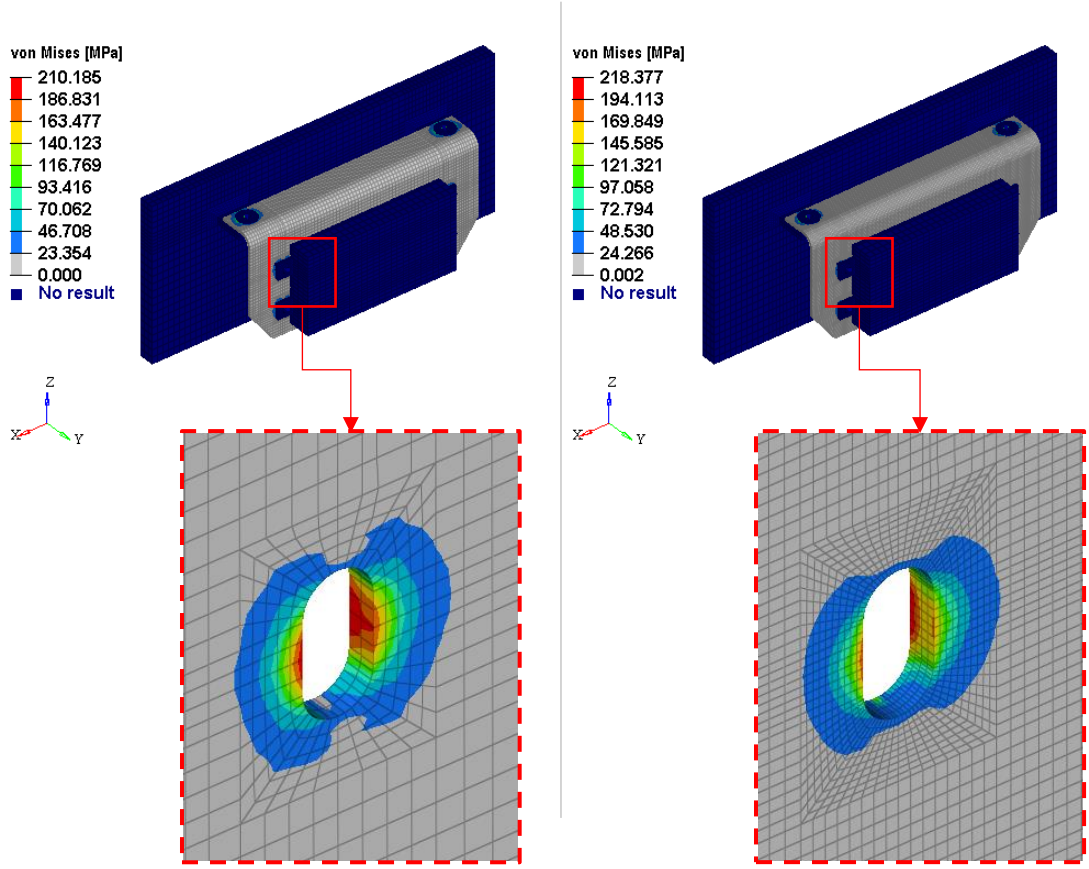
Elektronik ekipman taşıyıcı yapının analizlerinde kullanılacak olan sonlu elemanlar modeli ağ yapısı hassasiyeti modal analiz sonucu elde edilen doğal frekans, cıvata ön yüklemesi analizi sonucu elde edilen von Mises gerilme ve rastlantısal titreşim sonucu elde edilen RMS von Mises gerilme parametreleri seçilerek değerlendirilmiştir.

Çizelge 2.1’de 34730 ve 119373 düğüm noktasına sahip iki farklı ağ yapısı için gerçekleştirilen modal analiz sonucu elde edilen doğal frekans değerleri görülmektedir. Çizelge 2.1 incelendiğinde 34730 ve 119373 düğüm noktasına sahip ağ yapıları için doğal frekans değerlerinde analiz sonuçlarının değerlendirilmesini etkileyecek bir fark görülmemektedir.

Çizelge 2.1. Farklı düğüm noktası sayıları için doğal frekans değerleri

	34730 Düğüm Noktası	119373 Düğüm Noktası
Mod Numarası	Frekans [Hz]	Frekans [Hz]
1	41.85	41.71
2	218.52	218.17
3	225.97	219.26
4	403.13	391.16
5	659.09	632.73
6	840.75	850.84

Şekil 2.1’de 34730 ve 119373 düğüm noktasına sahip iki farklı ağ yapısı için gerçekleştirilen cıvata ön yükü analizi sonucu elde edilen von Mises gerilme değerleri görülmektedir. Şekil 2.1 incelendiğine 34730 ve 119373 düğüm noktasına sahip ağ yapıları için von Mises gerilme değerlerinde analiz sonuçlarının değerlendirilmesini etkileyecek bir fark görülmemektedir.

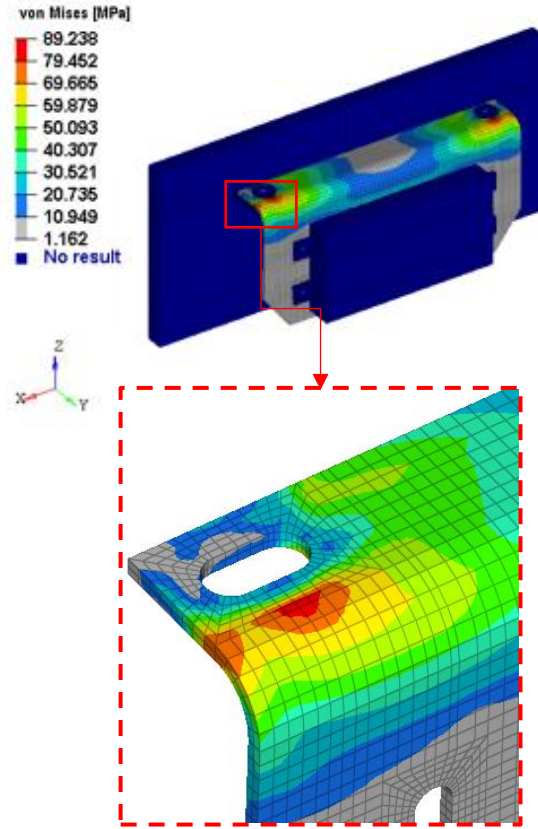


(a) Düğüm noktası sayısı: 34730

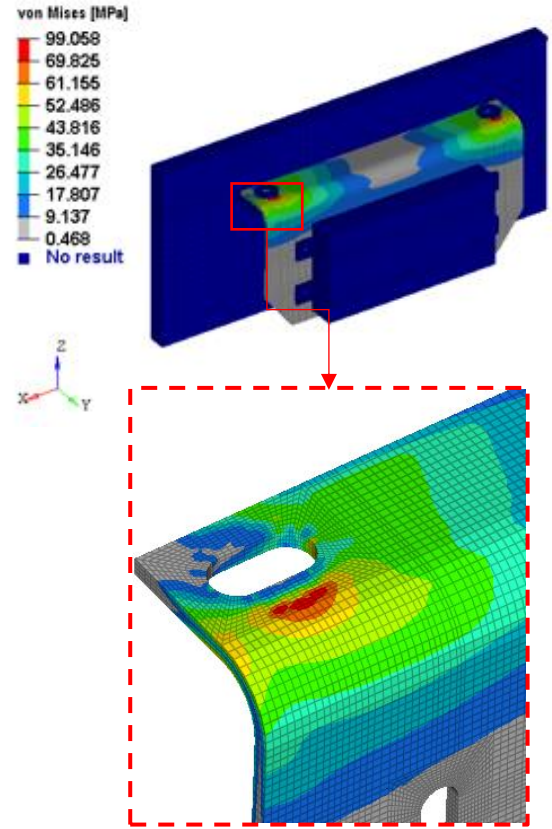
(b) Düğüm noktası sayısı: 119373

Şekil 2.1. Farklı düğüm noktası sayıları için gerçekleştirilen cıvata  n yükü analizleri sonucu elde edilen von Mises gerilme değ rleri

Şekil 2.2’de 34730 ve 119373 düğüm noktasına sahip iki farklı ađ yapısı için gerçekleştirilen rastlantısal titreşim analizleri sonucu elde edilen 3σ RMS von Mises gerilme değ rleri görülmektedir. Şekil 2.1 incelendiğ ne 34730 ve 119373 düğüm noktasına sahip ađ yapıları için 3σ RMS gerilme değ rlerinde analiz sonuçlarının değ rlendirilmesini etkileyecek bir fark görülmemektedir.



(a) Düğüm noktası sayısı: 34730



(b) Düğüm noktası sayısı: 119373

Şekil 2.2. Farklı düğüm noktası sayıları için rastlantısal titreşim analizi sonucu elde edilen 3σ RMS gerilme değerleri

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Ömer Faruk Demirkaya
Doğum Yeri ve Tarihi : İzmit/1992
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu
Lisans : Sakarya Üniversitesi / Makine Mühendisliği
Yüksek Lisans : Uludağ Üniveristesi / Makine Mühendisliği

Çalıştığı Kurum/Kurumlar :

Yapısal Analiz Mühendisi – FNSS Savunma Sistemleri A.Ş. / 09.2018 - Günümüz

İletişim (e-posta) : omerfarukdemirkaya92@gmail.com

Yayınları : -