



**HELİKOPTER ÜZERİNDEKİ BİR EKİPMAN BRAKETİNİN
GELİŞİGÜZEL ZORLAMA ALTINDAKİ YORULMA DAVRANIŞININ
TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

Büşra EMCİ

**YÜKSEK LİSANS
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

TEMMUZ 2019

Büşra EMCİ tarafından hazırlanan “HELİKOPTER ÜZERİNDEKİ BİR EKİPMAN BRAKETİNİN GELİŞGÜZEL ZORLAMA ALTINDAKİ YORULMA DAVRANIŞININ TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. Tuncay KARAÇAY

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Başkan: Prof. Dr. Mehmet EROĞLU

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Üye: Prof. Dr. Sadettin ORHAN

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Ankara Yıldırım Beyazıt Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Tez Savunma Tarihi: 25/07/2019

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

İmza

Büşra EMCİ

25/07/2019

HELİKOPTER ÜZERİNDEKİ BİR EKİPMAN BRAKETİNİN GELİŞİGÜZEL
ZORLAMA ALTINDAKİ YORULMA DAVRANIŞININ TEORİK VE DENEYSEL
İNCELENMESİ
(Yüksek Lisans Tezi)

Büşra EMCİ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Temmuz 2019

ÖZET

Havacılık sektöründe yapısal parçalar uçuş sırasında gelişigüzel zorlamalara maruz kalır. Özellikle türbülans durumunda yapısal parçaların herhangi bir hasara uğramayacağını garanti edilmesi gerekir. Gelişigüzel yüklemelere maruz kalan yapılar, hızlı ve beklenmedik şekilde hasara uğrayabilir ve bu sebeple tasarım aşamasında analiz ve test çalışmaları yapılması gerekmektedir. Bu çalışmada gelişigüzel titreşim spektrumu yüklemesine maruz kalan helikopter üzerindeki bir braketin titreşim kaynaklı yorulma ömrü belirlenmiştir. Bu amaçla, MSC Patran ve MSC Nastran bilgisayar destekli analiz programları kullanılmıştır. Güç spektrum çıktısı (PSD) ile elde edilen karekök ortalama (GRMS) değerleri, gerilme hesaplamalarında kullanılmıştır. Karekök ortalama, belirli gelişigüzel titreşim olaylarının toplam enerjisi olarak değerlendirilen istatistiksel bir değerdir. Elektronik komponentlerde yorulma ömrünün çıkarılması için Steinberg metod sıklıkla kullanılır. Helikopter üzerinde bulunan braketin üzerindeki ekipmanın da aviyonik bir ekipman olması ve brakete asıl etkileyecek olan yükün üzerindeki ekipmandan kaynaklanması sebebiyle bu çalışmada da Steinberg metodu kullanılmıştır. Steinberg metodunu kullanmak için Wöhler (S-N) eğrilerinden yararlanılmıştır. Toplam hasar hesaplaması için Miner birikimli hasar teorisi kullanılmış ve yapısal parçanın yorulma ömrü çıkarılmıştır. Yorulma ömrü çıkarılan braket, sallayıcıda üç eksenle test edilerek analiz sonuçlarının doğrulanması sağlanmıştır.

Bilim Kodu : 93008

Anahtar Kelimeler : Frekans cevap analizi, güç spektrum yoğunluğu (PSD), karekök ortalama (RMS), Miner birikimli hasar teorisi, Steinberg metod, S-N grafiği

Sayfa Adedi : 85

Danışman : Doç. Dr. Tuncay KARAÇAY

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF FATIGUE
BEHAVIOUR OF A EQUIPMENT BRACKET ON THE HELICOPTER UNDER
RANDOM EXCITATION

(M. Sc. Thesis)

Büşra EMÇİ

GAZİ UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

July 2019

ABSTRACT

In airplane industry, structural component is frequently subjected to random vibration. Especially, in case of turbulence, it must be ensured that structural component will not be damaged. Structural components failure subjected to the random vibration can occur unexpectedly and rapidly. Therefore, in design stage suitable analysis and test should be performed. In this thesis, random vibration fatigue life of a bracket in the helicopter will be determined. In the time domain spectrum of vibration fatigue, it is impossible to know force, acceleration or displacement value for specific moment. Therefore, in this thesis frequency domain spectrum called Power Spectrum Density obtained from time domain spectrum thanks to Fast Fourier Transform will be used. Input power spectrum density for helicopter fuselage is selected from DO 160G Environmental Conditions and Test Procedure document. In this thesis, MSC Patran and MSC Nastran computer aided analyze programs are used. Root mean square values obtained from output power spectrum density are used for stress calculation. RMS is statistical value that express the overall energy of a particular random vibration event. Steinberg method is used frequently for calculation of fatigue life of electronic component. Since equipment on the bracket is avionic equipment and bracket is subjected to loads resulted from this equipment, steinberg method for fatigue life calculation is used in this thesis. Wöhler (S-N) curve is also used for Steinberg method application. In order to evaluate damage of structural component, Miner's cumulative damage calculation is used and fatigue life of structural component is determined. After bracket fatigue life is determined with respect to analysis results, test is performed with shaker and verification is performed.

Science Code : 93008

Key Words : Frequency response analysis, Miner cumulative damage theory,
power spectrum density, root mean square(RMS), Steinberg method,
S-N curve

Page Number : 85

Supervisor : Assoc. Prof. Dr. Tuncay KARAÇAY

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışması boyunca değerli bilgilerini paylaşan ve bu tezin ortaya çıkarılmasında yardım ve desteğini esirgemeyen danışman hocam Doç. Dr. Tuncay KARAÇAY'a teşekkür ederim. Ayrıca çalışma boyunca gösterdikleri değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren kıymetli tecrübelerinden yararlandığım Kürşat PASİNLİOĞLU ve Enes Erkan KISA'ya teşekkürlerimi sunarım.

Test için üretilen numunelerin yapılmasında yardımcı olan Mertcan DAYSALILAR'a, testin gerçekleşmesinde yardımcı olan Umut ÇİMEN, Murat KARADENİZ ve Nimet VURAN'a teşekkür ederim.

Tez çalışması süresi boyunca her zaman destek olan, yardımcı olan ve fikir veren çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Son olarak hayatım boyunca desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen aileme ve arkadaşlarıma sonsuz teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER.....	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xi
RESİMLERİN LİSTESİ.....	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvi
1. GİRİŞ.....	1
2. ÖRNEK ÇALIŞMA.....	7
2.1. Titreşim Analizi için Sonlu Elemanlar Modeli	8
2.1.1. Malzeme özellikleri ve kalınlık bilgileri	9
2.1.2. Ekipman bilgileri.....	10
2.1.3. Patran noktasal kuvvet bilgileri.....	10
2.1.4. Sınır koşulları ve yükler	11
2.2. Modal Analiz Gerçekleştirilmesi ve Sonuçları	11
2.3. Zaman Bazlı ve Titreşim Bazlı Gelişigüzel Titreşim Analizlerinin Karşılaştırılması	14
2.4. Güç Spektrum Yoğunluğu (PSD) Girdisi.....	15
2.5. Güç Spektrum Yoğunluğu (PSD) Girdilerinin Girilmesi ve Gelişigüzel Titreşim Analizlerinin Yapılması ve Sonuçları	17
2.5.1. Sönümlleme oranı	18
2.5.2. Güç Spektrum Yoğunluğu (PSD) sonuçları için istatistiksel olarak verilen aralıklar.....	18
2.5.3. X yönünde güç spektrum yoğunluğu (PSD), karekök ortalama değer (RMS), sıfırdan geçiş sonuçları	19

Sayfa

2.5.4. Y yönünde güç spektrum yoğunluğu (PSD), karekök ortalama değer (RMS), sıfırdan geçiş sonuçları	20
2.5.5. Z yönünde güç spektrum yoğunluğu (PSD), karekök ortalama değer (RMS), sıfırdan geçiş sonuçları	22
2.6. Yorulma Hesabı için Sonlu Elemanlar Modeli ve Statik Analizlerin Gerçekleştirilmesi	23
2.6.1. Bağlayıcı katılık katsayısı hesaplanması.....	26
2.6.2. Gelişigüzel titreşim kaynaklı yorulma hasarı hesaplaması için izlenecek yol	30
2.6.3. X yönünde statik analiz sonuçları (karekök ortalama).....	31
2.6.4. Y Yönünde Statik Analiz Sonuçları (karekök ortalama)	32
2.6.5. Z yönünde statik analiz sonuçları (karekök ortalama)	33
2.7. Steinberg (3 Bant) Yöntemi	34
2.7.1. Yorulma hasarı hesaplaması için geliştirilmiş 3 bant yöntemi	36
2.8. Yorulma Hasarı Hesaplaması için İyileştirilmiş 3 Bant Metodunun Kullanılması	36
2.9. Yorulma Hasarı ve Ömrünün Miner'ın Birikimli Hasar Teoremi ile Belirlenmesi	41
2.10. Analiz Sonuçlarının Test ile Doğrulanması	43
2.10.1. Model üzerinde gerinim ölçer (strain gage) uygulaması	44
2.10.2. Brakete ait eksen takımının gösterilmesi	46
2.10.3. Güç spektrum yoğunluğu girdilerinin doğrulanması	46
2.10.4. Z ekseninde gelişigüzel titreşim testinin yapılması	48
2.10.5. X ekseninde gelişigüzel titreşim testinin yapılması.....	55
2.10.6. Y ekseninde gelişigüzel titreşim testinin yapılması.....	62
3. SONUÇ VE ÖNERİLER	67
KAYNAKLAR.....	69
EKLER.....	73

Sayfa

EK-1. Sallayıcı, güç kontrol ünitesi ve kompresör	74
EK-2. Sallayıcıya ait teknik özellikler	75
EK-2. (Devam) Sallayıcıya ait teknik özellikler	76
EK-3. Test için kullanılan ivmeölçer özellikleri	77
EK-4. Test için kullanılan Sirius marka kontrolcü	78
EK-5. Kontrol ivmeölçerinden okunan karekök ortalama (RMS) girdi grafiği	79
EK-6. Sallayıcı girdi kanal parametreleri	80
EK-7. Kontrol ivmeölçerinden okunan kurtosis girdi grafiği	81
EK-8. Zaman bazında girdi grafiği	82
EK-9. İstatiksel olarak karekök ortalama (RMS) grafiği	83
EK-10. Olasılık yoğunluk fonksiyonu girdi grafiği	84
ÖZGEÇMİŞ	85

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. Omega braket, temsili ekipman ve raf modellerine ait malzeme özellikleri ve kalınlık bilgileri	9
Çizelge 2.2. Standart kırılma noktaları frekansları ve güç spektrum yoğunluğu (PSD) değerleri	16
Çizelge 2.3. Performans ve dayanım testleri için gelişigüzel güç spektrum yoğunluğu (PSD) değerleri ve karekök ortalama (GRMS) değerleri	16
Çizelge 2.4. Sonuç istenen düğüm noktalarındaki karekök ortalama (root mean square) ve sıfırdan geçiş değerleri	20
Çizelge 2.5. Sonuç istenen düğüm noktalarındaki karekök ortalama (root mean square) ve sıfırdan geçiş değerleri	21
Çizelge 2.6. Sonuç istenen düğüm noktalarındaki karekök ortalama (root mean square) ve sıfırdan geçiş değerleri	23
Çizelge 2.7. X,Y ve Z Yönündeki yorulma hasarı için kullanılacak veriler.....	31
Çizelge 2.8. X,Y,Z Yönünde Gauss Dağılımı Gerilmeleri	37
Çizelge 2.9. X, Y ve Z Yönündeki Gauss dağılımı gerilmeleri için hasara uğrama çevrim sayısı değerleri	40
Çizelge 2.10. Yapısal parçada meydana gelen çevrim sayısı	41
Çizelge 2.11. Kırılma Noktası Parametreleri	48
Çizelge 2.12. Sallayıcı ve girdi parametreleri.....	48
Çizelge 2.13. Z yönünde gerinimölçer rozetlerinde okunan gerilme değerleri analiz ve test sonuçları karşılaştırılması	54
Çizelge 2.14. X yönünde gerinimölçer rozetlerinde okunan gerilme değerleri analiz ve test sonuçları karşılaştırılması	60
Çizelge 2.15. Y yönünde gerinimölçer rozetlerinde okunan gerilme değerleri analiz ve test sonuçları karşılaştırılması	66

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Omega braket, temsili ekipman ve rafın Catia üç boyutlu modelleri	7
Şekil 2.2. Gelişigüzel titreşim analizi için sonlu elemanlar modeli.....	8
Şekil 2.3. Temsili ekipman Catia ekipman kütle ve atalet momentleri bilgileri.....	10
Şekil 2.4. Patran temsili ekipman özelliklerinin noktasal kuvvete aktarılması	10
Şekil 2.5. Sonlu elemanlar modeli sınır koşulları	11
Şekil 2.6. 1. Mod= 44,485 Hz eğilme modu.....	12
Şekil 2.7. 2. Mod= 86,937 Hz Eğilme Modu.....	12
Şekil 2.8. 3. Mod=150,74 Hz eğilme modu.....	13
Şekil 2.9. 4.Mod= 378,03 Hz burulma modu	13
Şekil 2.10. 5.Mod=398,12 Hz burulma ve eğilme modu.....	14
Şekil 2.11. Helikopter ön gövde, enstrüman paneli ve kuyruk bölgesi için gelişigüzel test grafiği (bilinmeyen frekanslar için).....	15
Şekil 2.12. Güç spektrum yoğunluğu (PSD) girdi grafiği	17
Şekil 2.13. Sonlu elemanlar modelinde PSD Girdisi verilen ve PSD sonucu istenen bölgeler.....	18
Şekil 2.14. Güç spektrum yoğunluğu (PSD) için veri toplama aralıkları	19
Şekil 2.15. X yönünde güç spektrum yoğunluğu (PSD) sonucu.....	20
Şekil 2.16. Y yönünde güç spektrum yoğunluğu (PSD) sonucu.....	21
Şekil 2.17. Z yönünde güç spektrum yoğunluğu(PSD) sonucu	22
Şekil 2.18. X yönünde yorulma analizi için sonlu elemanlar modeli	24
Şekil 2.19. Y yönünde yorulma analizi için sonlu elemanlar modeli	25
Şekil 2.20. Z yönünde yorulma analizi için sonlu elemanlar modeli.....	26
Şekil 2.21. Bağlayıcı ve plakalara ait temsili gösterim.....	26

Şekil	Sayfa
Şekil 2.22. Gelişigüzel titreşim kaynaklı yorulma hasarı hesaplaması için izlenecek yol.....	30
Şekil 2.23. X yönünde güç spektrum yoğunluğu (PSD) gerilmeleri	32
Şekil 2.24. Y yönünde güç spektrum yoğunluğu (PSD) gerilmeleri	33
Şekil 2.25. Z yönünde güç spektrum yoğunluğu (PSD) gerilmeleri.....	34
Şekil 2.26. Gaussian dağılımı grafiği,ortalama değeri $\mu=0$, standart sapma $\sigma=1$	35
Şekil 2.27. Tipik Gelişigüzel titreşim zaman bazlı grafiği (Normal Dağılım $\sigma=RMS$)	36
Şekil 2.28. Çentiksiz 2024 T3 Alüminyum Alaşımı için S-N Grafiği.....	37
Şekil 2.29. Maksimum gerilme değerinin sinüzoidal bir titreşim spektrumunda gerçekleştiği varsayımı	38
Şekil 2.30. Ayırık gerilme ve çevrim değerleri.....	42
Şekil 2.31. Ayırık gerilme değerleri için yorulma hasarına sebep olan çevrim sayısı.....	42
Şekil 2.32. Test için kullanılan güç spektrum yoğunluğu (PSD) girdisi	44
Şekil 2.33. Tablaya yerleştirilen ivmeölçerden okunan güç spektrum yoğunluğu (PSD) girdisi	47
Şekil 2.34. Tablaya yerleştirilen ivmeölçerden okunan karekök ortalama (RMS) girdisi	47
Şekil 2.35. Z ekseninde ivmeölçerden alınan güç spektrum yoğunluğu (PSD) ve karekök ortalama(RMS) sonuçları	51
Şekil 2.36. Güç spektrum yoğunluğu (PSD) sonucu istenen düğüm noktası	51
Şekil 2.37. Node 6846 düğüm noktasında güç spektrum yoğunluğu (PSD) analiz sonucu	52
Şekil 2.38. Node 15468 düğüm noktasında güç spektrum yoğunluğu (PSD) analiz sonucu	52
Şekil 2.39. Z yönünde gerinim ölçerde okunan gerilme değerlerinin Dewesoft X3 yazılımında gösterilmesi	53
Şekil 2.40. Z eksen 1A gerinim ölçer rozetinde okunan gerilme değeri	53
Şekil 2.41. Z eksen -1A gerinim ölçer rozetinde okunan gerilme değeri	54

Şekil	Sayfa
Şekil 2.42. Z eksen 2A gerinim ölçer rozetinde okunan gerilme değeri	54
Şekil 2.43. X ekseninde ivmeölçerden alınan güç spektrum yoğunluğu (PSD) ve karekök ortalama (RMS) sonuçları	57
Şekil 2.44. Güç spektrum yoğunluğu (PSD) sonucu istenen düğüm noktası	57
Şekil 2.45. Node 12218 düğüm noktasında güç spektrum yoğunluğu (PSD) sonucu	58
Şekil 2.46. Node 15468 düğüm noktasında güç spektrum yoğunluğu (PSD) sonucu	58
Şekil 2.47. X yönünde gerinim ölçerde okunan gerilme değerlerinin Dewesoft X3 yazılımında gösterilmesi	59
Şekil 2.48. X eksen 1A gerinim ölçer rozetinde okunan gerilme değeri	59
Şekil 2.49. X eksen -1A gerinim ölçer rozetinde okunan gerilme değeri.....	60
Şekil 2.50. X eksen 2A gerinim ölçer rozetinde okunan gerilme değeri	60
Şekil 2.51. Y ekseninde ivmeölçerden alınan güç spektrum yoğunluğu (PSD) ve karekök ortalama (RMS) sonuçları	63
Şekil 2.52. Güç spektrum yoğunluğu (PSD) sonucu istenen düğüm noktası	63
Şekil 2.53. Node 15468 düğüm noktasında güç spektrum yoğunluğu (PSD) sonucu	64
Şekil 2.54. Y yönünde gerinim ölçerde okunan gerilme değerlerinin Dewesoft X3 yazılımında gösterilmesi	65
Şekil 2.55. Y eksen 1A gerinim ölçer rozetinde okunan gerilme değeri	65
Şekil 2.56. Y eksen -1A gerinim ölçer rozetinde okunan gerilme değeri.....	66
Şekil 2.57. Y eksen 2A gerinim ölçer rozetinde okunan gerilme değeri	66
Şekil 1.1. Sallayıcı, güç kontrol ünitesi ve kompresör	74
Şekil 2.1. Sallayıcıya ait teknik özellikler	75
Şekil 2.2. (Devam) Sallayıcıya ait teknik özellikler	76
Şekil 3.1. Test için kullanılan ivmeölçer teknik özellikleri.....	77
Şekil 4.1. Sirius HD kontrolcü.....	78

Şekil	Sayfa
Şekil 5.1. Kontrol ivmeölçerinden okunan karekök ortalama (RMS) girdi	79
Şekil 7.1. Kontrol ivmeölçerinden okunan kurtosis girdi grafiği.....	81
Şekil 8.1. Zaman bazında girdi grafiği.....	82
Şekil 9.1. İstatiksel olarak karekök ortalama (RMS) grafiği.....	83
Şekil 10.1. Olasılık yoğunluk fonksiyonu girdi grafiği.....	84



RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 2.1. Spectral Dynamics markalı SD666 model sallayıcı ve güç kontrol ünitesi.....	44
Resim 2.2. Gerinim ölçer uygulaması için yerleştirilmesi istenen bölgeler	45
Resim 2.3. Gerinim ölçer uygulaması için yüzey tezmizliği ve gerinim ölçer uygulaması	45
Resim 2.4. Brakete ait eksen takımı.....	46
Resim 2.5. Z ekseninde testin yapılması için braket yerleşimi.....	49
Resim 2.6. Z ekseninde titreşim testi için ivmeölçer yerleşimi	50
Resim 2.7. Test sonucu brakete oluşan çatlak başlangıcı	55
Resim 2.8. X ekseninde titreşim testi.....	56
Resim 2.9. X ekseninde titreşim testi için ivmeölçer yerleşimi	56
Resim 2.10. X ekseninde titreşim testi sonucu çatlak ilerlemesi.....	61
Resim 2.11. X ekseninde titreşim testi sonucu çatlak ilerlemesi.....	61
Resim 2.12. Y ekseninde titreşim testi	62
Resim 2.13. Y ekseninde titreşim testi için ivme ölçer yerleşimi.....	62

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
C	Esneklik Katsayısı
d	Çap
dB	Desibel
E	Elastisite Modülü
E_f	Bağlayıcı Elastisite Modülü
E(D)	Toplam hasar
g	Yerçekimi ivmesi
Hz	Hertz
H_{kafa}	Cıvata başı yüksekliği
H_{n/c}	Somun/bilezik yüksekliği
K	Katılık Katsayısı
Ksi	Kilopounds per square inch
kg	Kilogram
L_E	Efektif Boy
L_G	İki plaka boyu toplamı
m³	Metreküp
m²	Metrekare
mm	milimetre
MPa	MegaPascal
n	Çevrim Sayısı
N	Hasara kadar olan çevrim sayısı
S	Stress
t	Kalınlık
σ	Standart sapma
μ	Ortalama değer

Kısaltmalar**Açıklamalar****FFT**

Fast Fourier Transform

GSS

Görev Sistem Sensörü

GRMS

Gravity Root Mean Square

Max

Maksimum

Min

Minimum

MPC

Multi-point Constraint

PSD

Power Spectral Density

PDF

Probability Density Function

RBE2

Rigid Body Element-2

RBE3

Rigid Body Element-3

1. GİRİŞ

Havacılık endüstrisinde, yapısal parçaların ve ekipmanların, mühendisler tarafından yapılacak olan hesaplamalar, analizler ve testlerle maruz kaldığı çevresel şartlara dayanacağını gösterilmesi gerekir. Fakat yapısal parçalar ve ekipmanlar yalnızca statik gereksinimler düşünülerek tasarlanırsa, bulunduğu çevresel şartların dinamik karakteristiğinden dolayı hasara uğraması oldukça muhtemeldir. Bu sebeple bu gibi hasarlardan kaçınmak için tasarım aşamasında yapıların ve maruz kaldığı çevrenin dinamik karakteristiği göz önünde bulundurulmalıdır.

Havacılık ürünleri, bulunduğu çevresel şartların doğası gereği gelişigüzel (önceden tahmin edilemeyen) yüklemelere maruz kalırlar. Bu sebeple, bu gelişigüzel titreşimlere karşı vereceği cevabı değerlendirmek için gelişigüzel titreşim analizleri yapılır. Özellikle sürekli bir türbülans durumunda havacılık ürünlerinin hasar görmemesi için gelişigüzel titreşim analizleri yapılarak tasarım yapılması gerekir.

Yapısal parçalar statik bir yükleme yerine, dalgalanan bir yüklemeye maruz kaldıklarında tekrar eden yüklenmelerden dolayı akma dayanımı değerinin çok altında kırılma gösterir. Bu kırılma, boyun vermeden ani olarak gerçekleşir. Yorulma olarak değerlendirilen bu kırılmalar mühendislerin tarihte öngöremedikleri hasarlarla karşılaşmasına sebep olmuştur. Yorulma konusunda ilk testler, Alman Demiryolu Mühendisi olan Agust Wöhler tarafından vagon aksları üzerinde yapılmıştır. Aynı zamanda farklı malzemelerden olan numunelere burulma, eğilme ve eksenel tekrarlı yükler uygulamış, Wöhler eğrilerini elde etmiştir. Wöhler eğrileri belirli bir ortalama gerilme için, gerilme genliği ile yük tekrar sayısı arasında çizilmiştir. Ayrıca Wöhler, yorulma hasarı için gerilme aralığının, maksimum gerilme değerinden daha önemli olduğunu belirtmiştir [1].

Zaman bazlı gelişigüzel titreşim spektrumlarından belirli bir genlik ve frekans değerleri elde etmek imkansızdır. Bu sebeple, zaman bazlı titreşim spektrumlarının anlaşılır bir hale getirilerek yorulma hesaplamaları yapılması için çalışmalar yapılmıştır. Palm-Gren Miner, sabit genlikli ayırık yüklemelere çevrilmiş yükleme durumlarını birikimli hasar teorisi formülünü üreterek yorulma hasarının bulunmasını sağlamıştır [2]. Tatsuo Endo and M. Matsuishi değişken ve karışık genlikli yüklemeleri sabit genlikli ve ayırık yükleme

durumlarına dönüştürmek için Yağmur Damlası Sayma Yöntemini bulmuştur. Bu yöntem, kompleks yüklemelere maruz kalan yapıların yorulma ömrünün belirlenmesi için kullanılan Miner formülünün kullanılmasına izin veren bir yöntemdir [3].

Yorulma analizlerinde genel olarak gelişigüzel gerilme ve gerinim değerleri zaman düzleminde verilir ve yağmur damlası sayma yöntemi ile yorulma hasarı çıkarılır. Fakat bazı gelişigüzel yüklemeye maruz kalan yapılarda gerilme ve gerinimlerin frekans bazında güç spektrum yoğunluğu olarak verilmesi daha uygundur. Dirlik, yorulma analizlerinde, güç spektrum yoğunluğu verisinden yağmur damlası sayma yöntemi ile yorulma hasarını çıkarmak için çalışmalar yapmıştır. Yağmur damlası aralıklarının olasılık yoğunluk fonksiyonunu bulmak için yaklaşık bir formül üretmiştir. Yorulma hasarının güç spektrum yoğunluğundan yağmur damlası sayma yöntemi ile bulunmasını sağlamıştır [4]. Bendat, frekans bazlı yorulma modeli olan dar bant metodunu sunmuştur. Bu metot güç spektrum yoğunluğundan yorulma hasarını hesaplamak için ilk frekans bazlı metottur. Sinyalde bulunan tepe noktalarının olasılık yoğunluk fonksiyonunun, gerilme genliklerinin olasılık yoğunluk fonksiyonuna eşit olduğu varsayımında bulunmuştur [5]. Wirsching, Chaudhury, Kam ve Dover, Tunna, Yağmur Damlası Sayma yöntemi ile yorulma hasarı hesaplanmasında güç spektrum yoğunluğundan zaman düzlemine geçmeyi sağlayan Ters Fourier Dönüşüm formülünü üretmek için çalışmalar yapmışlardır [6-9]. Bishop, Caserio ve Mesa gelişigüzel titreşim kaynaklı yorulma hesaplaması için bir braket kullanarak, zaman ve frekans bazlı metotları sonlu elemanlar analizi gerçekleştirerek birbiri ile karşılaştırmışlardır [10].

Pitoiset, Premont ve Kernilis çok eksenli gerilmelerin sebep olduğu gelişigüzel titreşimlerin altında yüksek çevrimli yorulma hasarının izgesel bir analizden direkt olarak belirlenmesi için frekans bazlı bir metot kullanmışlardır [11].

Elektronik komponentlerin kalite ve kabul testlerinde maruz kaldıkları gerçek çevre şartları düşünüldüğünde, gelişigüzel titreşim analiz ve testleri oldukça önem kazanmaya başlamıştır. David Steinberg, gelişigüzel titreşim yüklemesine maruz kalan elektronik komponentlerin yorulma hasarını doğru bir şekilde çıkarmak için Gauss dağılımını kullanarak basitleştirilmiş bir metot geliştirmiştir [12].

Yeni bir ürün tasarımında o ürünün servis ömrü ve güvenilirliğini belirlemek için prototipi kullanılarak testi yapılır. Fakat havacılık endüstrisinde bazı ürünlerin servis ömrü oldukça uzundur ve bu ürünlerin güvenilirlik analizleri için dayanım testi yapılması ekonomik olmayan ve çok fazla zaman harcanacak testlerdir. Hızlandırılmış ömür testleri, bu gibi servis ömrü uzun olan yapısal parçalar için daha verimli ve ekonomik bir yöntemdir. Özsoy, Çelik ve Kadioğlu helikopter üzerinde bulunan Görev Sistem Sensör'ünün (GSS) öncelikle sonlu elemanlar yöntemiyle analizini daha sonra bu verileri doğrulamak için testini gerçekleştirmişlerdir. GSS helikopter kapağı üzerinde entegre edilmiş bir sensördür. Herhangi bir yapısal hasar meydana gelmeden görevini yerine getirebilmesi için tasarım aşamasında test ve analizler gerçekleştirilmiştir. Fakat zaman ve maliyet kazancı sağlamak için hızlandırılmış ömür test yöntemi kullanılmıştır. Yorulma testi gerçekleştirilirken kritik bölgelerde gerilme okumak için gerinim rozetlerinden faydalanılmıştır. Kritik bölge belirlenmesi için sonlu elemanlar yöntemi ve ANSYS programı yardımıyla gelişigüzel titreşim analizi yapılmış ve gerilme değerleri okunmuştur. Daha sonra GSS gelişigüzel titreşim testi gerçekleştirilmiş ve nümerik olarak bulunan kritik bölge sonuçlarının gerçeği yansıtmadığı gözlenilmiştir. Bunun sebebinin rezonans frekans testinin yorulma testi öncesinde yapılması ve bazı mikro düzeyde çatlakların birbiri ile çakışması, sonlu elemanlar metoduyla yapılan analizlerde malzemenin kusursuz olduğu varsayılması fakat gerçekte malzemenin kendi iç yapısında mikro düzeyde kusurlar bulunması ve aynı zamanda cıvataların sıkılmasının da ön yüklemeler oluşturması gibi sebeplere bağlamışlardır [13].

Von Mises gerilme analizi, sünek malzemelerin kompleks gerilmelerini hesaplamak için kullanılan bir yöntemdir. Yapısal analiz çalışmalarının çoğu gerilme, yük, ivme gibi değişken yükleme sonuçlarının bir dizi frekanstaki kompleks transfer fonksiyonunu çıkarma problemini çözmek için yapılmıştır. Daha sonra, hesaplanan transfer fonksiyonlarından her bir yükleme sonucunun güç spektrum yoğunluğu çıkarılır ve bu güç spektrum yoğunluğu grafiklerinden karekök ortalama (RMS) hesabı yapılır. Fakat bu prosedürler Von Mises gerilmelerine uygulanamaz. Çünkü yer değiştirme ve gerilme ikinci derecedendir ve komponentlerin karekök ortalama (RMS) değerlerinden elde edilemez. Bu sebeple Enrique de la Fuente, gelişigüzel titreşim yüklemesine maruz kalan yapıların Von Mises gerilmesini hesaplamak için yeni bir metot geliştirmiştir. Aynı zamanda Von Mises hesaplamalarından çıkarılan gerilme değerleri ile güvenilirlik analizi çalışmaları da yapmıştır [14].

Bilge Koçer, ortalama değeri sıfırdan farklı geniş banttaki titreşim yüklemesinin sebep olduğu yorulma hasarını hesaplamak için aynı hasarı yaratacak ortalama değeri sıfır olan modifiye edilmiş bir girdi yükü oluşturan yeni bir yöntem geliştirmiştir. Geliştirdiği bu yöntemi, tek eksenli yüklemeli bir ucu bağlı çentikli plakaya ve multi-eksenel yüklemeye maruz kalan komponente uygulayarak gelişigüzel titreşim testi gerçekleştirmiş ve sonlu elemanlar yöntemi ile bulduğu sonuçlarla karşılaştırmıştır [15].

Do-Hyun Jung ve Alisher Gafurov çalışmasında frekans bazlı metot yaklaşımı ile gelişigüzel titreşim analizi yaparak bir yakıt pilinin titreşim-yorulma hesaplamasını yapmıştır [16].

L1, Zhao, Miao, Deng, her kenarından sabitlenmiş sınır koşullu 2024 T3 alüminyum plakalarına 3 farklı tipte rijidite çubuğu koyarak gelişigüzel titreşim testi yapmıştır. Test boyunca gerinim rozetleri ile numunelerden gerinim okunmuştur. Yağmur damlası sayma yöntemi ve Miner birikimli hasar teorisi ile yorulma ömrü çıkarılmıştır. Bu çalışmada rijidite çubuklarının şekilleri, aralarında boşlukları ve bağlanma şekillerinin yorulma hasarına etkisi araştırılmıştır. Çıkan sonuçlara göre yorulma ömrünün perçinle bağlanan T ve L şeklindeki rijidite çubuklarında arttığını gözlemlenmiştir. Aynı kesit alanına sahip T ve L rijidite çubukları karşılaştırıldığında ise T şeklindeki çubuğun yorulma ömrünün daha uzun olduğu gözlemlenmiştir [17]. Rameshwar Kendre, 3 tekerlekli bir aracın motorunun gelişigüzel titreşim analiz ve testini gerçekleştirmiştir. Ansys programında katı olarak modellediği başlangıç motorunun öncelikle modal analizini yapmış daha sonra PSD girdilerini vererek sonuçları almıştır. Daha sonra hızlandırılmış ömür testi yaparak bu sonuçları sonlu elemanlar metodu ile karşılaştırmıştır. Sonuçlar sonlu elemanlar analizi metodu ve test sonuçlarının birbirine oldukça yaklaşık olduğunu göstermiştir [18]. Giagopoulou, Arailopoulou, Dertmanis, Papadimitriou, Chatzib, Grompanopoulos, sınırlı sayıda sensörle titreşim ölçümü yaparak yorulma hasarını belirlemek için sayısal bir çalışma alanı sunmuşlardır [19]. Junji Sakamoto ve Tadahiro Shibutani sonlu elemanlar metodu ile yorulma ömrünü tahmin etmek için çalışmalar yapmıştır. A5056 alüminyum test malzemesine farklı ivme değerlerinde, 10-5000 Hz frekans bandı aralığında multi-eksenel gelişigüzel titreşim testleri yapmıştır. Test edildikten sonra numunelerin kırılma yüzeyleri elektron mikroskopu ile taranarak belirlenmiştir. Sonuç olarak bu çalışmadaki numunelerin yorulmadan kaynaklı kırılmaların eğilme rezonans modunda gerçekleştiği

görülmüştür. Daha sonra test sonuçları ile sonlu elemanlar metodu ile çıkarılan sonuçlar karşılaştırılmış ve sonuçların birbirinden uyumsuz olmadığı görülmüştür [20].

Bu çalışmada helikopterin ön aviyonik bölgesinde, bir ucundan sabitlenmiş bir ucundan serbest olan braketin sonlu elemanlar metodu ile gelişigüzel titreşim analizleri ve bu analizlerin doğruluğunu kanıtlamak için testi yapılmıştır. Gelişigüzel titreşim analizleri MSC Patran ve MSC Nastran ile gerçekleştirilmiştir. Sonlu elemanlar metodundan alınan değerlerin elektronik komponentlerde sıklıkla kullanılan Steinberg metodu ve Miner Birikimli hasar teorisinde kullanılması ile titreşim yorulma ömrü çıkarılmıştır. Braketin üzerindeki ekipmanın elektronik bir ekipman olması ve brakete asıl gelecek olan yükün ekipmandan kaynaklanması sebebiyle, Steinberg metodundan yararlanılmıştır. Miner birikimli hasar teoremi ile yorulma hasarı çıkarmak için Wöhler (S-N) grafiklerinden faydalanılmış ve ekipman braketinin yorulma ömrü çıkarılmıştır.

Yukarıda bahsedilen analiz ve yöntemlerle hesaplanan yorulma ömrünün doğruluğunu ispatlamak için modellenen braket ve temsili ekipmanın gelişigüzel titreşim testi yapılmıştır. Test sonucunda gerilme değerlerini elde etmek için gerinim ölçerlerden faydalanılmıştır. Gerinim ölçerler, gerilme konsantrasyonlarından ve kesit alanı değişikliklerinden uzak yere konularak doğru verilerin okunması amaçlanmıştır.

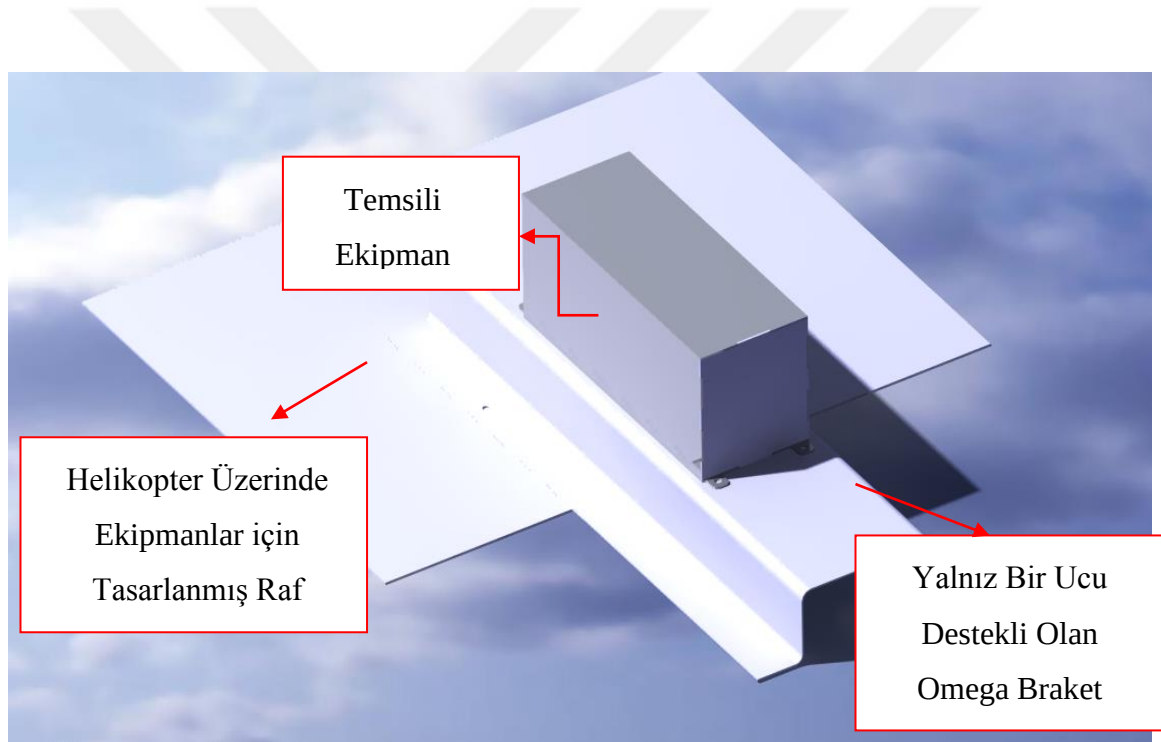
Zaman bazlı gelişigüzel titreşim grafiklerinde herhangi bir zaman aralığında titreşime sebep olan kuvvet, ivme ya da yer değiştirme değerinin bilinmesi imkansızdır. Bu sebeple, bu çalışmada Fast Fourier Dönüşümü sayesinde zaman bazlı titreşim spektrumunun, frekans bazlı titreşim grafiklerine dönüştürülmesi ile elde edilen güç spektrum yoğunluğu (PSD) grafikleri kullanılmıştır. Analiz ve test girdisi olarak alınan güç spektrum yoğunluğu (PSD) grafiği DO 160G Çevresel Şartlar ve Test Prosedürleri dokümanından alınmıştır.

Sonuç olarak, sonlu elemanlar metodu ile yorulma ömrü bulunan braketin analiz sonuçları, üç ekseninde sallayıcıda titretilerek elde edilen test sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Bu sayede sonlu elemanlar modelinin doğrulaması yapılmıştır. Elde edilen sonuçların birbirine yakın oldukları görülmüştür.

2. ÖRNEK ÇALIŞMA

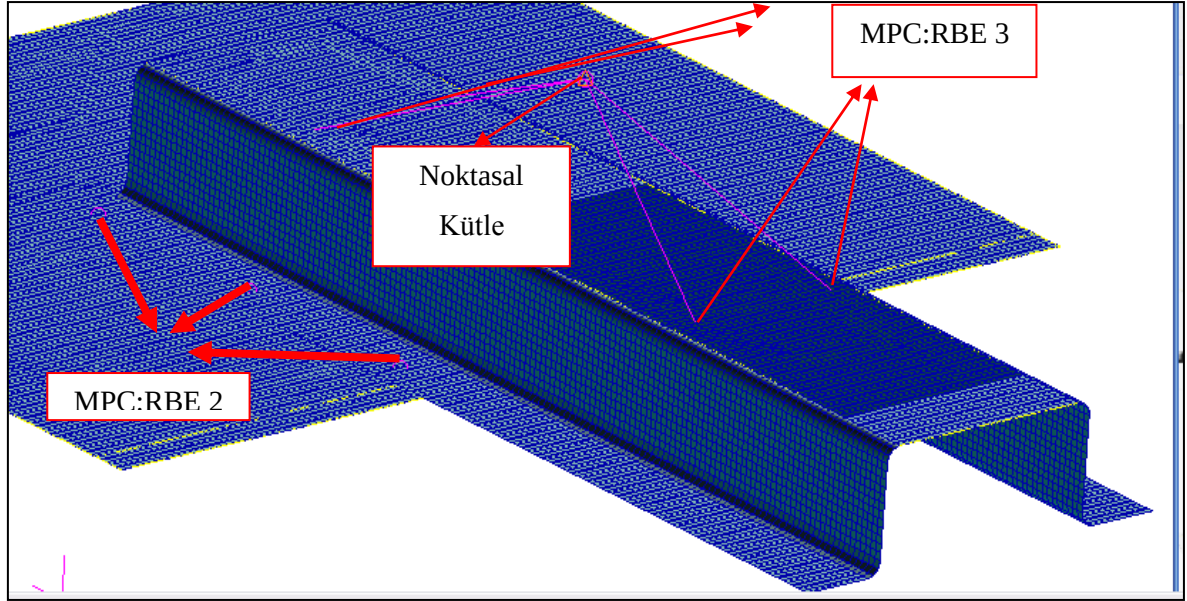
Gelişigüzel titreşim spektrumuna maruz kalan helikopterin ön bölgesinde bulunan bir ekipmana ait braketin titreşim yorulması ömrünün çıkarılması amaçlanmıştır.

Şekil 2.1’de helikopter ön gövdesinde bulunan ekipman braketinin 3 boyutlu modeli gösterilmektedir. Üzerinde bulunan aviyonik ekipman için ağırlığı ve atalet momentleri aynı olan bir temsili ekipman tasarlanmıştır. Braket helikopter üzerinde bulunan raftan bir ucu serbest bir ucu bağlı olacak şekilde yerleştirilmiştir. Tasarım ve modelleme de gerçek durumunu yansıtacak şekilde yapılmıştır.



Şekil 2.1. Omega braket, temsili ekipman ve rafın Catia üç boyutlu modelleri

2.1. Titreşim Analizi için Sonlu Elemanlar Modeli



Şekil 2.2. Gelişigüzel titreşim analizi için sonlu elemanlar modeli

Omega braket ve raf bağlantısı, multi point constraint elemanı olan rigid body element 2 (RBE 2) ile yapılmıştır. Omega braket üzerinde bulunan ekipmanın ağırlık, yoğunluk ve ataletsel momentleri noktasal kuvvet olarak girilmiş ve ekipmanın ağırlık merkezinden dört eş civataya aktarılacak şekilde rigid body element 3 (RBE 3)'lerle omega braketeye aktarımı sağlanmıştır. Aşağıda multi-point constraint MPC olarak isimlendirilen RBE2 ve RBE3'lerin açıklamaları verilmiştir.

MPC (Multi-point constraint)

Matematiksel olarak MPC, bir düğüm noktasının serbestlik derecesi fonksiyonunun başka bir düğüm noktası ya da düğüm noktaları tarafından ifade edilmesi şeklindedir. Sonlu elemanlar kullanılarak modellenmesi zor ve karmaşık olan rijit link, silindirik ve küresel eklem noktası, sürgülü makara gibi bağlantıların modellenmesinde kullanılır.

$$U_0 = C_1 U_1 + C_2 U_2 + C_3 U_3 + \dots + C_n U_n + C_0 \quad (2.1)$$

U_0 : Bağımlı düğüm noktasının serbestlik derecesi

$U_1, U_2, \dots, U_n$: Bağımsız düğüm noktalarının serbestlik dereceleri

RBE2: Rijit bağlantı elemanıdır, yapıya ekstra bir mukavemet katar. Deformasyon sonucu bağlantı elemanının, bağladığı düğüm noktaları arasındaki uzaklık değişmez.

RBE3: Kütle ve yükleri dağıtmak için kullanılan interpolasyon elemanıdır. Yük, düğüm noktalarından uzaklığa göre lineer olarak dağıtılır, rijit değildir [21].

2.1.1. Malzeme özellikleri ve kalınlık bilgileri

Çizelge 2.1’de ekipman, braket ve rafa ait malzeme, kalınlık ve mekanik özellik bilgileri verilmiştir. Braket ve rafa ait sonlu elemanlar modeli özellikleri ise Çizelge 2.2’de gösterilmektedir.

Çizelge 2.1. Omega braket, temsili ekipman ve raf modellerine ait malzeme özellikleri ve kalınlık bilgileri

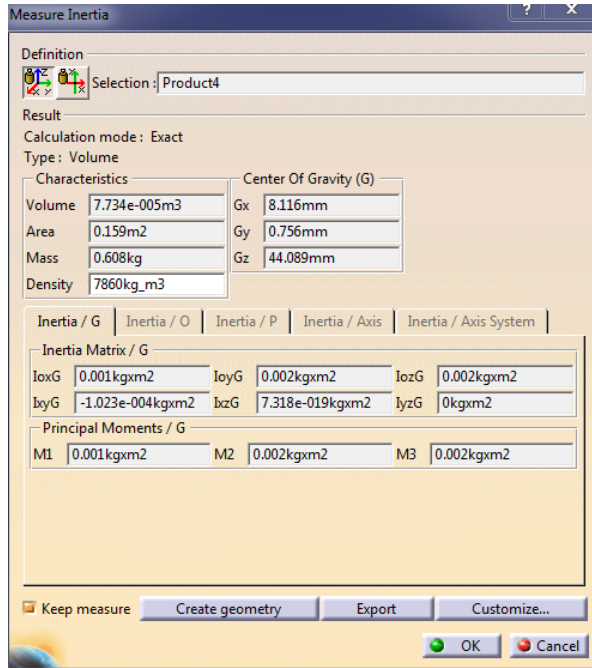
Komponent	Kalınlık	Malzeme	Elastisite Modülü	Yoğunluk	Poisson Oranı
Omega Braket	2 mm	Al 2024 T3	72395 MPa	2,78 g/cm ³	0,33
Temsili Ekipman Saç Metal Plakaları	1 mm	Çelik	200000 MPa	7,86 g/cm ³	0,33
Raf	5 mm	Al 7075	71018 MPa	2,78 g/cm ³	0,33

Çizelge 2.2. Sonlu elemanlar modeline ait mesh boyutu ve eleman sayısı

Eleman	Mesh Boyutu	Eleman Sayısı
Omega Braket	2 mm	13066
Raf	2 mm	19358

2.1.2. Ekipman bilgileri

Catia modeli üzerinden okunan kütle, atalet moment bilgileri Şekil 2.3'te gösterilmektedir.



Şekil 2.3. Temsili ekipman Catia ekipman kütle ve atalet moment bilgileri

2.1.3. Patran noktasal kuvvet bilgileri

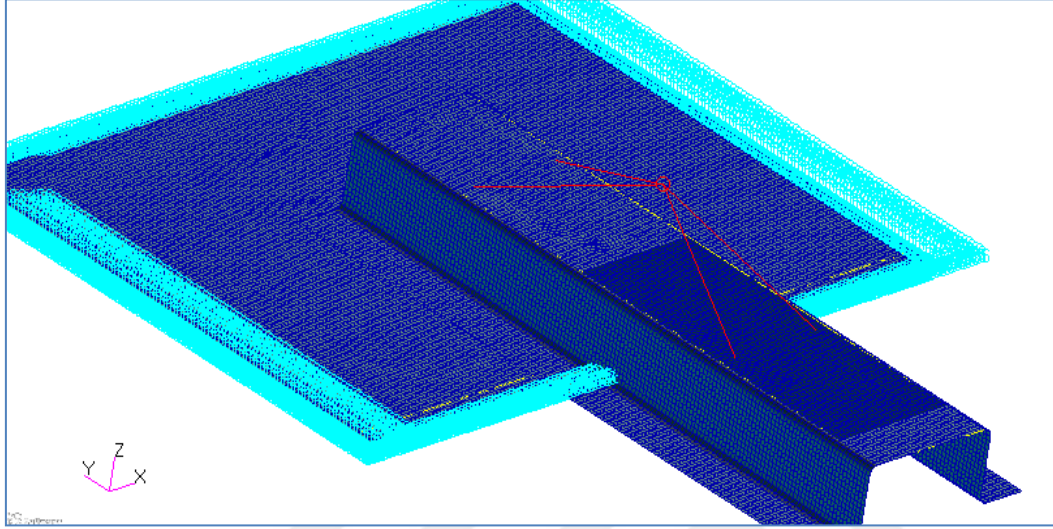
Catia programından alınan ekipmanın ağırlık ve atalet moment bilgileri Patran programına aynı şekilde girilir. Şekil 2.4'te temsili ekipmana ait bilgiler gösterilmektedir.

Mass	0.608	Real Scalar	
[Inertia 1,1]	0.001	Real Scalar	
[Inertia 2,1]	-1.023e-004	Real Scalar	
[Inertia 2,2]	0.002	Real Scalar	
[Inertia 3,1]	7.318e-19	Real Scalar	
[Inertia 3,2]	0	Real Scalar	
[Inertia 3,3]	0.002	Real Scalar	

Şekil 2.4. Patran temsili ekipman özelliklerinin noktasal kuvvete aktarılması

2.1.4. Sınır koşulları ve yükler

Şekil 2.5'te gösterildiği gibi braket altında bulunan rafın dört kenarından 6 serbestlik derecesinde hareketi kısıtlayacak şekilde sınır koşulu verilmiştir.



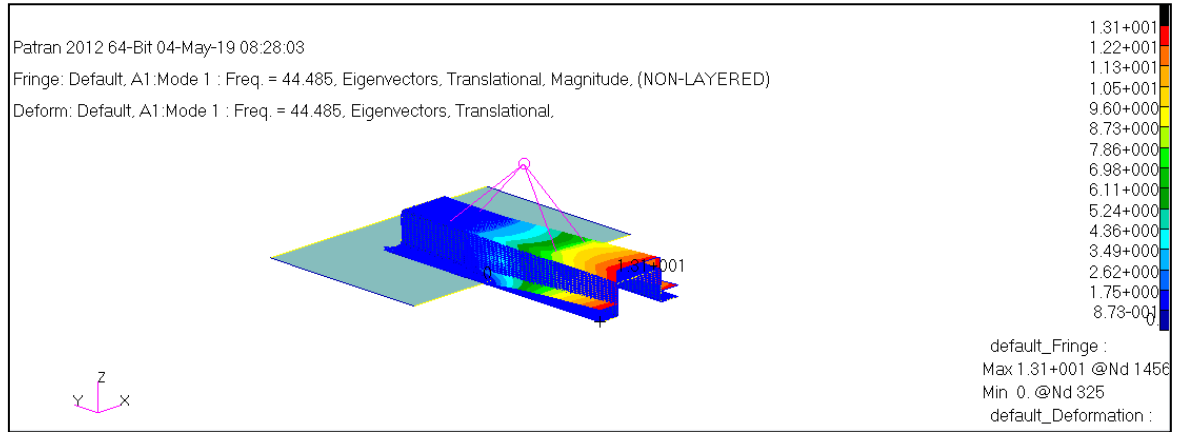
Şekil 2.5. Sonlu elemanlar modeli sınır koşulları

2.2. Modal Analiz Gerçekleştirilmesi ve Sonuçları

Öncelikle braketin doğal(rezonans) frekanslarının bulunması için herhangi bir yük olmadan modal analiz yapılacaktır. Şekil 2.6, Şekil 2.7, Şekil 2.8, Şekil 2.9, Şekil 2.10'da gösterildiği gibi yapının 1., 3. ve 5. modu eğilme modudur. 2. 4. ve 5. modu burulma modu olarak görülür. Yapının baskın modu eğilme modudur. Bu durum, braketin yerleşiminin bir ucunun serbest olması ile ilişkilendirilmektedir.

1. Mod =44,485 Hz

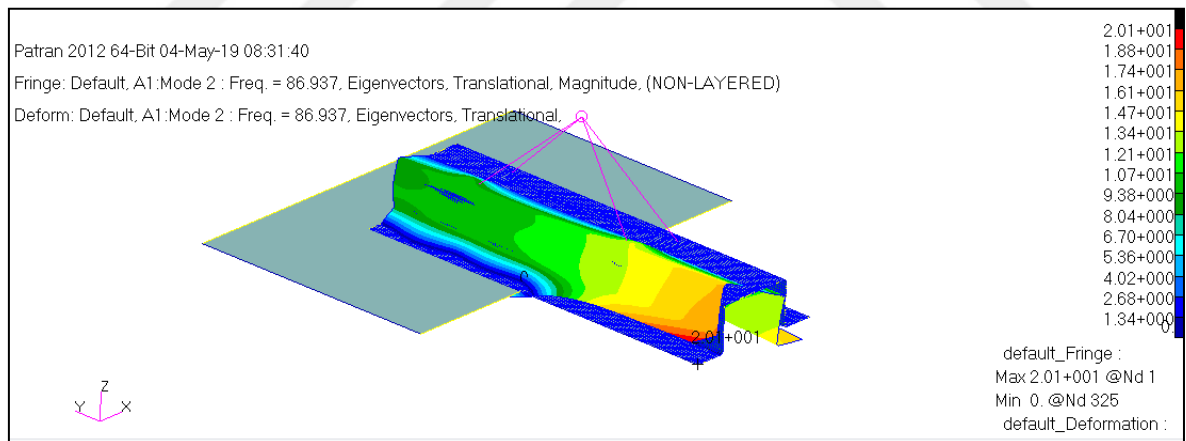
Eğilme Modu



Şekil 2.6. 1. Mod= 44,485 Hz eğilme modu

2. Mod=86,937 Hz

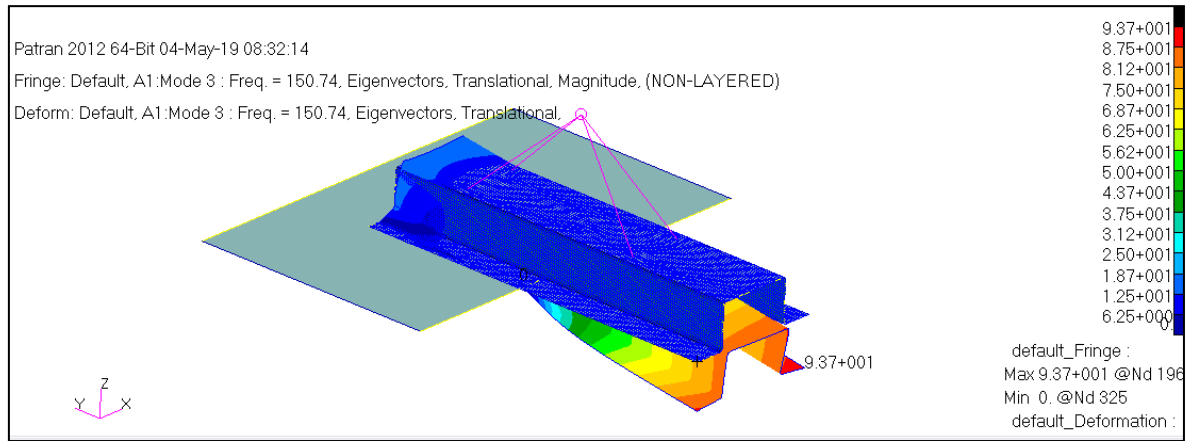
Burulma Modu



Şekil 2.7. 2. Mod= 86,937 Hz Eğilme Modu

3. Mod =150,74 Hz

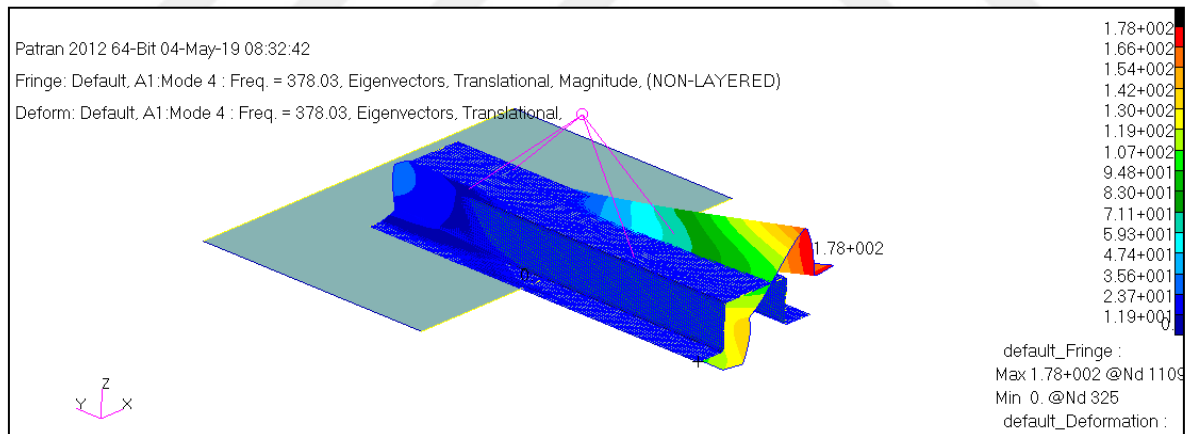
Eğilme Modu



Şekil 2.8. 3. Mod=150,74 Hz eğilme modu

4. Mod =378,03 Hz

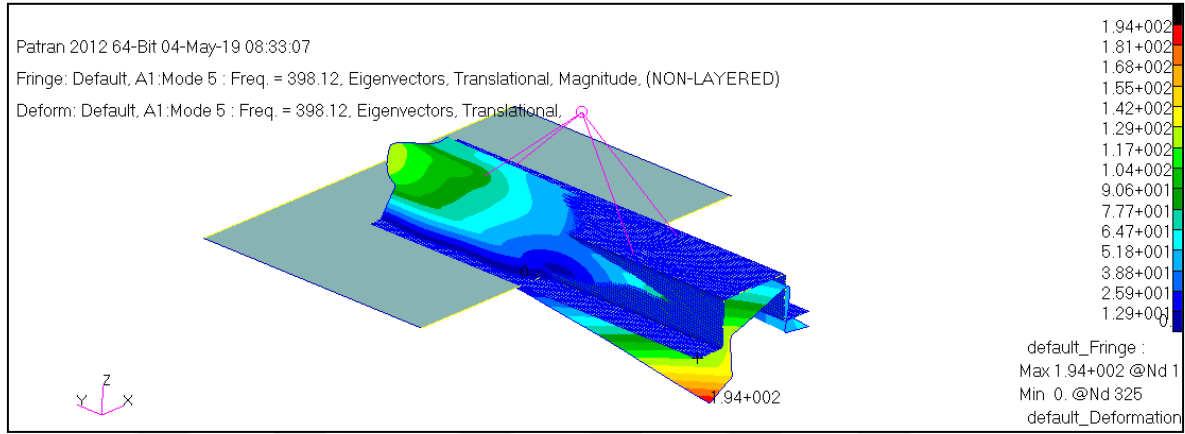
Burulma Modu



Şekil 2.9. 4.Mod= 378,03 Hz burulma modu

5. Mod =398,12 Hz

Burulma ve Eğilme Modu



Şekil 2.10. 5.Mod=398,12 Hz burulma ve eğilme modu

2.3. Zaman Bazlı ve Titreşim Bazlı Gelişigüzel Titreşim Analizlerinin Karşılaştırılması

Zaman bazında yüklemeler zamanın bir fonksiyonu olarak verilir. Yapının yüklemeye verdiği cevap, sonlu elemanlar yöntemi ve transient (geçici) çözüm yaklaşımının birleştirilmesi ile elde edilir. Cevap, belirli bölgelerde gerilme değeri olabilir. Frekans bazlı yapısal analizlerde ise yükleme, güç spektrum yoğunluğu (PSD) ile verilir ve yapının cevabı lineer transfer fonksiyonları ile elde edilir. Cevap, güç spektrum yoğunluğu (PSD) ya da güç spektrum yoğunluğu gerilmesi (PSD) olabilir [9].

Pitoiset, gelişigüzel titreşim yüklemesi altında yüksek çevrimli yorulma hasarının belirlenmesi için izgesel bir analizden direkt olarak çıkarılan frekans bazlı bir metot geliştirmiştir. Aynı zamanda çalışmalarında, hesaplama açısından frekans bazlı metodun zaman bazlı metoda kıyasla daha verimli olduğunu belirtmiştir [11].

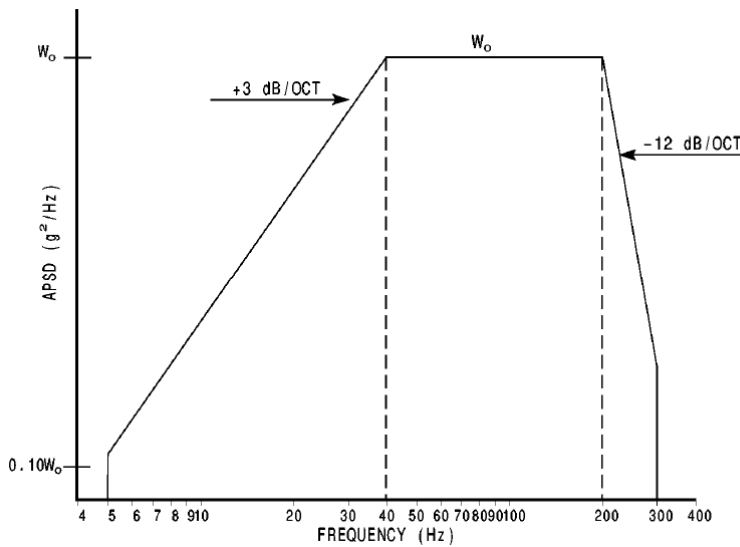
Andrew Halfpenny sonlu elemanlar yöntemi ile frekans bazında gelişigüzel titreşim analizi yapmış ve literatürdeki zaman bazında gelişigüzel titreşim analizleri ile karşılaştırmıştır. Yüklenme koşullarının kompleks ve gelişigüzel bir şekilde değiştiği durumlarda hasarın belirlenmesi için frekans bazında gelişigüzel titreşim analizinin daha verimli bir yöntem olacağını belirtmiştir [26].

Zaman bazlı yapısal analizlerde yapısal modelin, her bir zaman aralığı için çözülmesi gerekmektedir. Fakat frekans bazlı yapısal analizlerde, doğrusal transfer fonksiyonu bir kez çözülerek her bir yükleme koşulu için kullanılır.

Frekans bazında gerçekleştirilen yapısal analizlerde ise, bir kez doğrusal transfer fonksiyonu hesaplaması gerçekleştirildiği için zaman bazlı yapısal analizlere kıyasla çok daha kısadır. Bu sebeple bu çalışmada, yükleme durumu frekans bazlı olarak verilecektir.

2.4. Güç Spektrum Yoğunluğu (PSD) Girdisi

Helikopter içinde ön aviyonik bölgede bulunan braketin güç spektrum bilgisi DO 160 G standart dokümanından alınmıştır. Standartta operasyon ve ömür hesabı için iki adet spektrum bulunmaktadır. PSD spektrumu, ömür hesabı yapılması için verilen değerlere göre alınmıştır ve Şekil 2.11’de gösterilmektedir. Bu yükleme hızlandırılmış yorulma ömrü belirleme testleri için uygulanmaktadır ve X,Y ve Z ekseninde birer saattir.



Şekil 2.11. Helikopter ön gövde, enstrüman paneli ve kuyruk bölgesi için gelişigüzel test grafiği (bilinmeyen frekanslar için)

Çizelge 2.2. Standart kırılma noktaları frekansları ve güç spektrum yoğunluğu (PSD) değerleri

KIRILMA NOKTALARI	
FREKANS	W/W_0
5	0.126
40	1
200	1
300	0.199

Çizelge 2.3. Performans ve dayanım testleri için gelişigüzel güç spektrum yoğunluğu (PSD) değerleri ve karekök ortalama (GRMS) değerleri

TEST	Test Grafiği	W_0	GRMS
Performans	F	0.05	3.37
Dayanım	F_1	0.10	4.76

$$W_0 = 0.1$$

5 Hz kırılma noktasında

$$\frac{W}{W_0} = 0.126$$

$$W=0.0126$$

40 ve 200 Hz kırılma noktalarında,

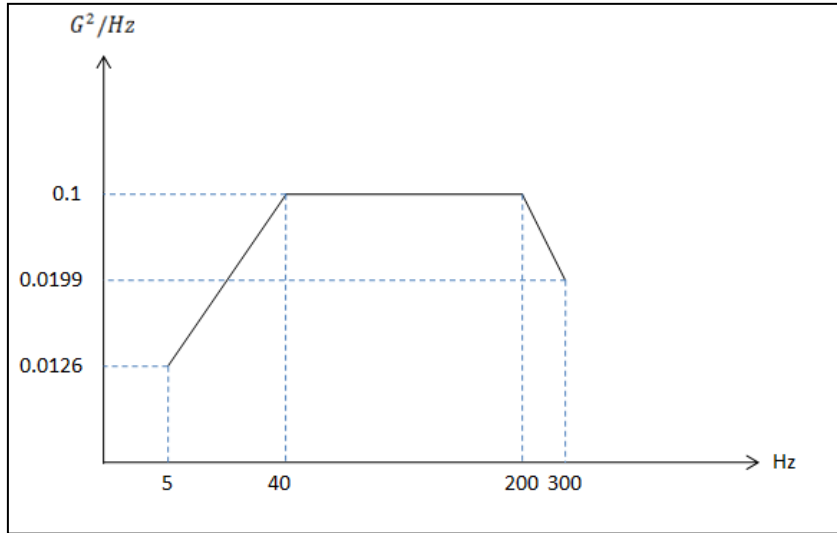
$$\frac{W}{W_0} = 1$$

$$W=0.1$$

300 Hz kırılma noktasında,

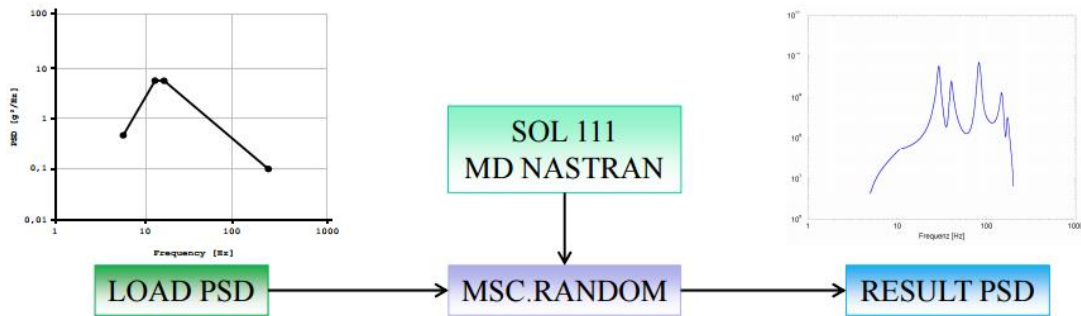
$$\frac{W}{W_0} = 0.199$$

$$W=0.0199$$



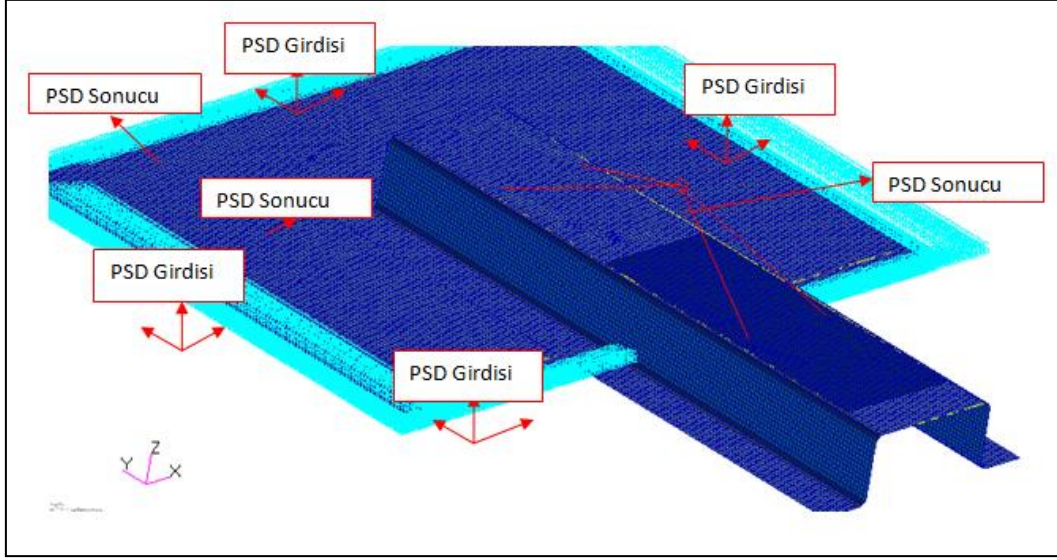
Şekil 2.12. Güç spektrum yoğunluğu (PSD) girdi grafiği

2.5. Güç Spektrum Yoğunluğu (PSD) Girdilerinin Girilmesi ve Gelişigüzel Titreşim Analizlerinin Yapılması ve Sonuçları



Bu çalışmada MSC Patran, MSC Nastran programları ile gelişigüzel titreşim analizi yapılmıştır. Girdiler frekans bazında güç spektrum yoğunluğu (PSD) olarak girilmiş, sonuçlar ise her bir ekseninde güç spektrum yoğunluğu (PSD) olarak istenmiştir.

Şekil 2.13'te gösterildiği gibi dört kenarından sabitlenmiş olan raf, sınır koşullarından güç spektrum yoğunluğu (PSD) ile yüklenmiştir. Sonuçlar ise ekipman ağırlık merkezindeki düğüm noktasından, rafta herhangi bir düğüm noktasından ve sınır koşulunda herhangi bir düğüm noktasından alınmıştır. Sınır koşulunda da PSD çıktısı alınmasının sebebi, verilen PSD girdisinin PSD çıktısına eşit olup olmadığını kontrol etmek içindir.



Şekil 2.13. Sonlu elemanlar modelinde PSD Girdisi verilen ve PSD sonucu istenen bölgeler

2.5.1. Sönümleme oranı

Havacılık sektöründe sönümlenme oranları yüzde 3 ve yüzde 5 arasında değişmektedir. Sönümlenme oranı yüzde 3 olarak alınmıştır.

2.5.2. Güç Spektrum Yoğunluğu (PSD) sonuçları için istatistiksel olarak verilen aralıklar

Güç spektrum yoğunluğu (PSD) sonuçları için daha sık veri çekilmesi istenen frekans değerleri belirtilir. Bu çalışmada güç spektrum yoğunluğu (PSD) girdi değerlerinin kırılma noktalarında ve doğal frekans değerlerinde yapının vereceği cevabın daha iyi değerlendirilebilmesi için doğal frekans değerlerinde veri toplanması arttırılmıştır. Veri toplanması için istenilen aralıklar Şekil 2.14’te gösterilmektedir.

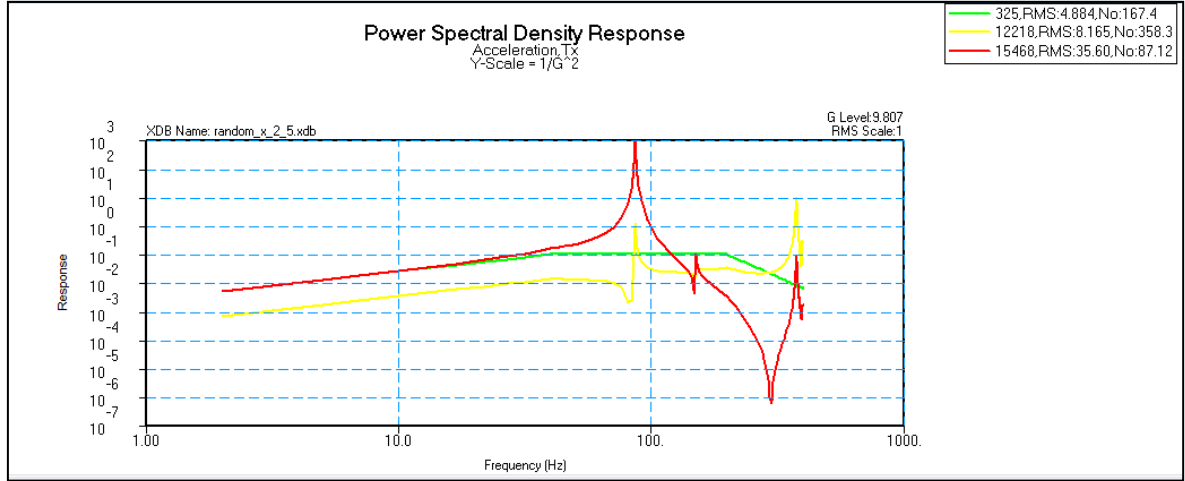
	Incr. Type	Start Freq.	End Freq.	No. Incr.	Cluster/Spread
1	Discrete	5.	Not Used	Not Used	Not Used
2	Discrete	40.	Not Used	Not Used	Not Used
3	Discrete	200.	Not Used	Not Used	Not Used
4	Discrete	300.	Not Used	Not Used	Not Used
5	Discrete	86.	Not Used	Not Used	Not Used
6	Discrete	150.	Not Used	Not Used	Not Used
7	Discrete	378.	Not Used	Not Used	Not Used

Buttons: Add Row, Clear All, Delete Row, OK, Defaults, Cancel

Şekil 2.14. Güç spektrum yoğunluğu (PSD) için veri toplama aralıkları

2.5.3. X yönünde güç spektrum yoğunluğu (PSD), karekök ortalama değer (RMS), sıfırdan geçiş sonuçları

Şekil 2.15'te yapılan gelişigüzel titreşim analizi sonuçları gösterilmektedir. Sonuçlar güç spektrum yoğunluğu (PSD) formunda alınmıştır. 15468 numaralı düğüm noktası ekipmana ait ağırlık merkezidir. Aynı zamanda sıfırdan geçiş noktası ve karekök (RMS) değer hesaplamaları da yapılmıştır. Sıfırdan geçiş değeri yapının eksi (bası) kuvvetinden artı (çeki) kuvvetine geçiş sayısı yani yorulma hasarı için çevrim sayısına eşittir. Braketin ikinci modu (86,937 Hz) ve üçüncü modu (150,74 Hz) olan eğilme modunda Güç Spektrum Yoğunluğu grafiğinde tepe noktaları görülmüştür. Bu modal analiz sonuçları ile gelişigüzel titreşim analizinin birbiri ile uyumlu olduğunu göstermektedir. Braketin ilk modunda tepe noktası görülmemesinin sebebi o modun lokal bir mod olması ve ekipman ağırlık merkezinden alınan sonucun bu lokal moddan etkilenmemesi olarak değerlendirilmektedir.



Şekil 2.15. X yönünde güç spektrum yoğunluğu (PSD) sonucu

—	Raf üzerinde sınır koşulunun verildiği bölgeden alınan düğüm noktası
—	Test sırasında ivmeölçerin yerleştirildiği bölgeden alınan düğüm noktası
—	Ekipmanın ağırlık merkezinden alınan düğüm noktası

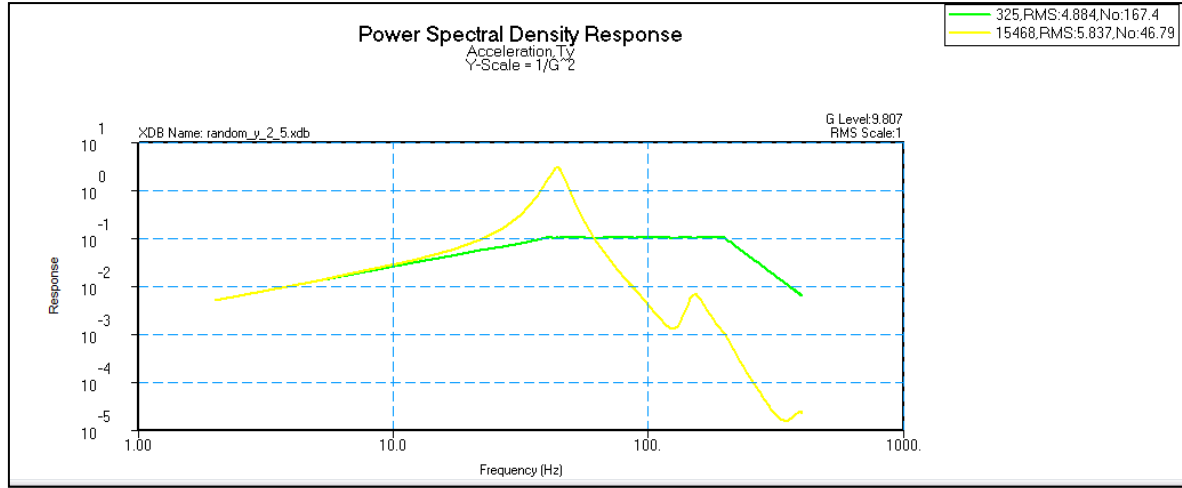
Çizelge 2.4. Sonuç istenen düğüm noktalarındaki karekök ortalama (root mean square) ve sıfırdan geçiş değerleri

Düğüm Noktası Numarası	Karekök Ortalama (Root Mean Square) Değeri	Sıfırdan Geçiş Değeri
325	4,884	167,4
12218	8,165	358,3
15468	35,60	87,12

2.5.4. Y yönünde güç spektrum yoğunluğu (PSD), karekök ortalama değer (RMS), sıfırdan geçiş sonuçları

Şekil 2.16'da yapılan gelişigüzel titreşim analizi sonuçları gösterilmektedir. Sonuçlar güç spektrum yoğunluğu (PSD) formunda alınmıştır. 15468 numaralı düğüm noktası ekipmana ait ağırlık merkezidir. Aynı zamanda sıfırdan geçiş noktası ve karekök (RMS) değer hesaplamaları da yapılmıştır. Sıfırdan geçiş değeri yapının eksi (bası) kuvvetinden artı (çeki) kuvvetine geçiş sayısı yani yorulma hasarı için çevrim sayısına eşittir. Braketin ikinci modu (86,937 Hz) ve üçüncü modu (150,74 Hz) olan eğilme modunda Güç

Spektrum Yoğunluğu grafiğinde tepe noktaları görülmüştür. Bu modal analiz sonuçları ile gelişigüzel titreşim analizinin birbiri ile uyumlu olduğunu göstermektedir. Braketin ilk modunda tepe noktası görülmemesinin sebebi o modun lokal bir mod olması ve ekipman ağırlık merkezinden alınan sonucun bu lokal moddan etkilenmemesi olarak değerlendirilmektedir.



Şekil 2.16. Y yönünde güç spektrum yoğunluğu (PSD) sonucu

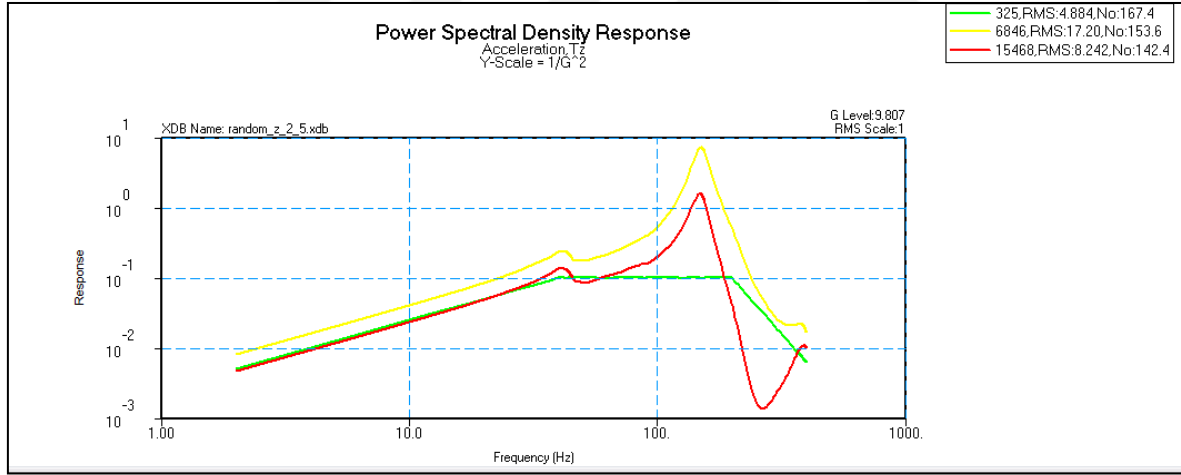
—	Raf üzerinde sınır koşulunun verildiği bölgeden alınan düğüm noktası
—	Test sırasında ivmeölçerin yerleştirildiği bölgeden alınan düğüm noktası
—	Ekipmanın ağırlık merkezinden alınan düğüm noktası

Çizelge 2.5. Sonuç istenen düğüm noktalarındaki karekök ortalama (root mean square) ve sıfırdan geçiş değerleri

Düğüm Noktası Numarası	Karekök Ortalama (Root Mean Square) Değeri	Crossing Zero Değeri
325	4,884	167,4
15468	5,837	46,79
12218	-	-

2.5.5. Z yönünde güç spektrum yoğunluğu (PSD), karekök ortalama değer (RMS), sıfırdan geçiş sonuçları

Şekil 2.17’de yapılan gelişigüzel titreşim analizi sonuçları gösterilmektedir. Sonuçlar güç spektrum yoğunluğu (PSD) formunda alınmıştır. 15468 numaralı düğüm noktası ekipmana ait ağırlık merkezidir. Aynı zamanda sıfırdan geçiş noktası ve karekök (RMS) değer hesaplamaları da yapılmıştır. Sıfırdan geçiş değeri yapının eksi (bası) kuvvetinden artı (çeki) kuvvetine geçiş sayısı yani yorulma hasarı için çevrim sayısına eşittir. Braketin ikinci modu (86,937 Hz) ve üçüncü modu (150,74 Hz) olan eğilme modunda Güç Spektrum Yoğunluğu grafiğinde tepe noktaları görülmüştür. Bu modal analiz sonuçları ile gelişigüzel titreşim analizinin birbiri ile uyumlu olduğunu göstermektedir. Braketin ilk modunda tepe noktası görülmemesinin sebebi o modun lokal bir mod olması ve ekipman ağırlık merkezinden alınan sonucun bu lokal moddan etkilenmemesi olarak değerlendirilmektedir.



Şekil 2.17. Z yönünde güç spektrum yoğunluğu(PSD) sonucu

—	Raf üzerinde sınır koşulunun verildiği bölgeden alınan düğüm noktası
—	Test sırasında ivmeölçerin yerleştirildiği bölgeden alınan düğüm noktası
—	Ekipmanın ağırlık merkezinden alınan düğüm noktası

Çizelge 2.6. Sonuç istenen düğüm noktalarındaki karekök ortalama (root mean square) ve sıfırdan geçiş değerleri

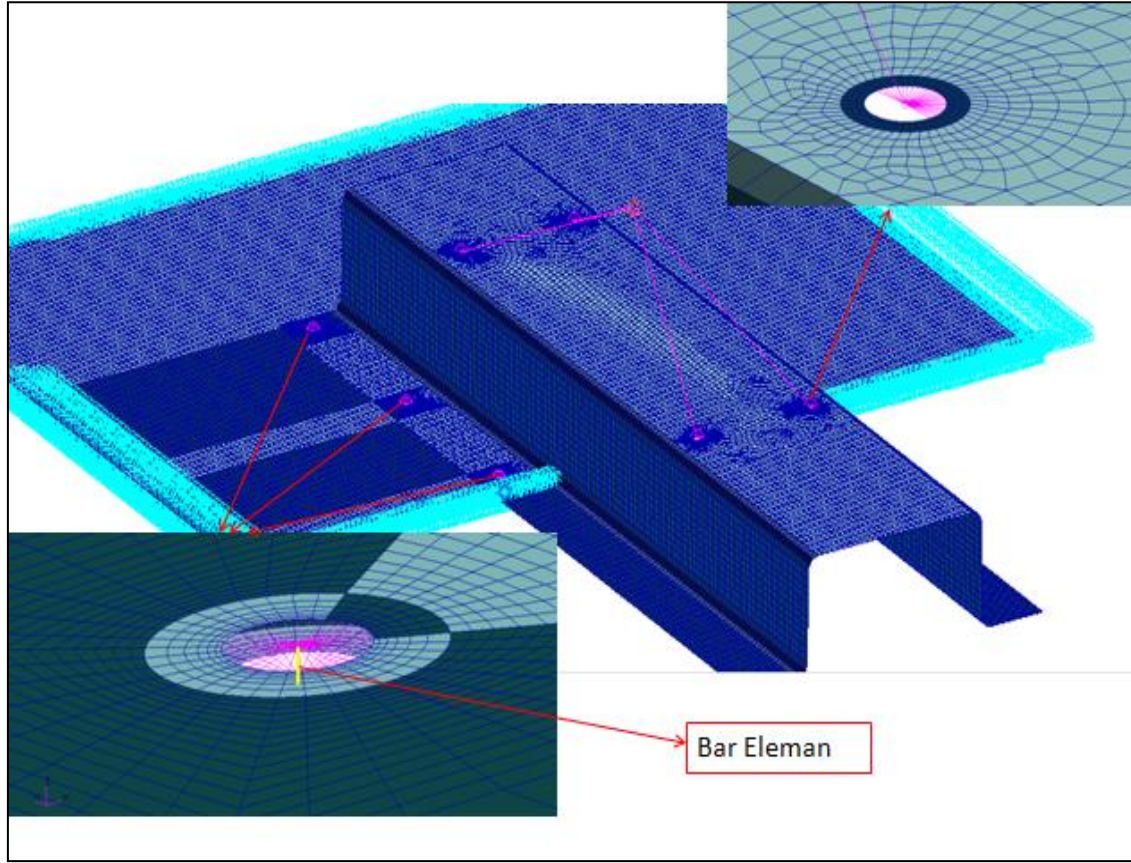
Düğüm Noktası Numarası	Karekök Ortalama (Root Mean Square) Değeri	Crossing Zero Değeri
325	4,884	167,4
6846	17,20	153,6
15468	8,242	142,4

2.6. Yorulma Hesabı için Sonlu Elemanlar Modeli ve Statik Analizlerin Gerçekleştirilmesi

Wöhler, yorulmanın yüzey kusurlarından dolayı meydana gelen çatlakların ilerleyerek ürünün artık yük çekememeye başlaması ile meydana geldiğini belirtmiştir [1]. Bu sebeple kesit alanı değişiklik gösteren bölgelerde gerilme konsantrasyonları hakkında daha iyi bilgi almak için, delik çevresinde eleman sayısı sıklaştırılmıştır. Aynı zamanda bağlayıcılar da gerçeğini yansıtacak şekilde katılık katsayısı hesaplanarak bar elemanlara atanmıştır.

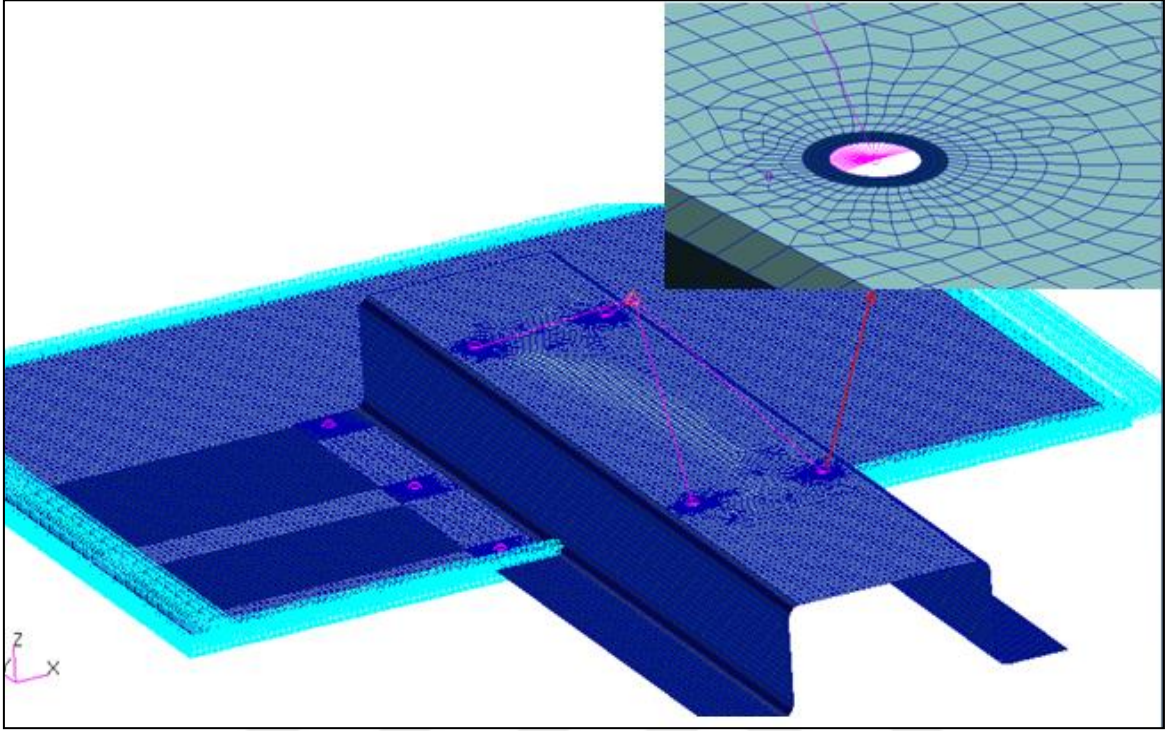
Şekil 2.18’de X yönündeki GRMS atalet kuvvetinin uygulanması için yapılan sonlu elemanlar modeli gösterilmektedir. Herhangi bir yönde kuvvet uygulandığında bağlayıcılar o yöndeki yapıya yaslanma eğilimindedir ve yük, yaslandığı bölgeden aktarılır. Bu sebeple bu çalışmada kuvvetin uygulanacağı yön belirlenip, bağlayıcının yaslanacağı yönde kuvveti aktaracak şekilde, her yön için ayrı sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. (Bknz: Şekil 2.19, Şekil 2.20)

X Yönünde,



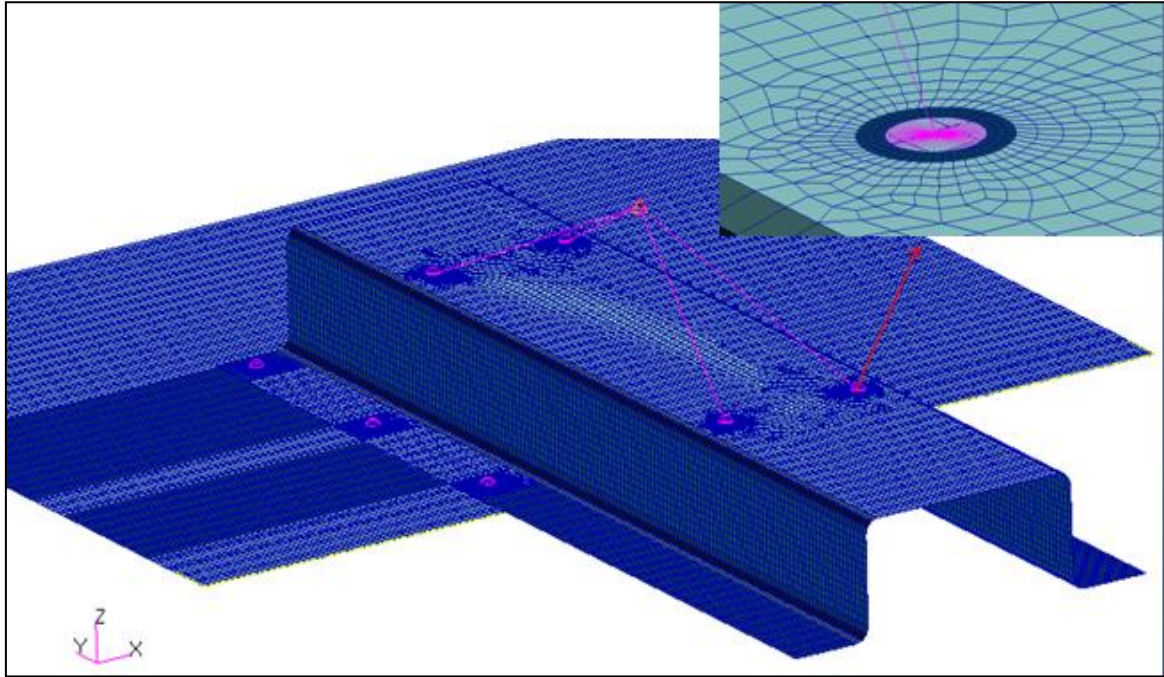
Şekil 2.18. X yönünde yorulma analizi için sonlu elemanlar modeli

Y Yönünde,



Şekil 2.19. Y yönünde yorulma analizi için sonlu elemanlar modeli

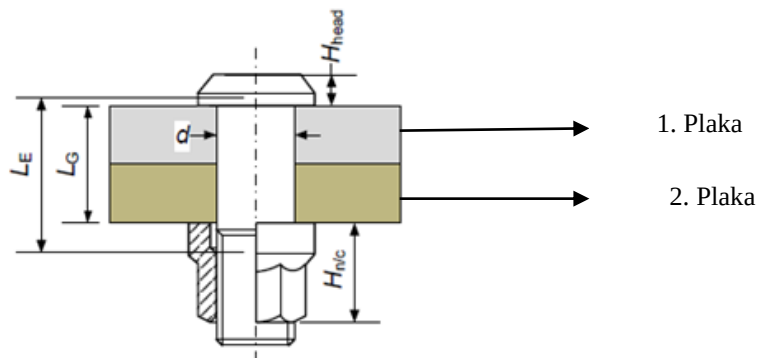
Z yönünde,



Şekil 2.20. Z yönünde yorulma analizi için sonlu elemanlar modeli

2.6.1. Bağlayıcı katılık katsayısı hesaplanması

Şekil 2.18, Şekil 2.19, Şekil 2.20’de gösterildiği gibi braket ve raf arasındaki bağlayıcı özelliklerini aktarmak için bar eleman modellenmiştir. Bağlayıcı elemanın katılık katsayısının hesaplanması için ise Huth formülünden faydalanılmıştır [24].



Şekil 2.21. Bağlayıcı ve plakalara ait temsili gösterim

t_1 : 1. plaka kalınlığı

t_2 : 2. plaka kalınlığı

d: Bağlayıcı çapı

b: civata ile bağlı plakalar için katsayı değeri

Civata deformasyonu,

$$C_1 = \frac{t_1 + t_2}{2d} \quad (2.2)$$

Taşıma deformasyonu,

$$C_2 = \frac{b_1}{t_1 x E_1} + \frac{b_2}{t_2 x E_2} + \frac{b_1}{2t_1 x E_f} + \frac{b_2}{2t_2 x E_f} \quad (2.3)$$

Civata esnekliği,

$$C = C_1 x C_2 \quad (2.4)$$

Katılık katsayısı,

$$K_x = K_2 = 1/C \quad (2.5)$$

$$K_y = K_3 = 1/C \quad (2.6)$$

$$K_z = K_1 = \frac{E_f x \pi x d^2}{4L_E} \quad (2.7)$$

Plaka kalınlıkları,

$$t_1 = 2mm$$

$$t_2 = 5 \text{ mm}$$

Efektif boy,

$$L_E = L_G + 0,33xH_{kafa} + H_{s/b} \quad (2.8)$$

H_{kafa} = Civata başı yüksekliği

$H_{s/b}$ = Somun/bilezik yüksekliği

L_G = 2 plaka kalınlığı toplamı

$$L_G = 2 + 5 = 7 \text{ mm}$$

$$d = 4,016 \text{ mm}$$

$$E_1 = E_2 = 72394,953 \text{ MPa [23]}$$

Bağlayıcı malzemesi: Titanyum Alloy 6AL 4V

$$E_f = 113000 \text{ MPa [23]}$$

$$a = \frac{2}{3} \text{ civata bağlantıları için,}$$

$$b_1 = b_2 = 3 \text{ metalik civata bağlantıları için,}$$

$$C_1 = \frac{t_1+t_2}{2d} = \frac{2+5}{2x4,016} = 0,87151$$

$$C_2 = \frac{b_1}{t_1xE_1} + \frac{b_2}{t_2xE_2} + \frac{b_1}{2t_1xE_f} + \frac{b_2}{2t_2xE_f} = \frac{4,016}{2x72394,953} + \frac{4,016}{5x72394,953} + \frac{4,016}{2x2x113000} + \frac{4,016}{2x5x113000} = 5,126347x10^{-5}$$

$$C = C_1 \times C_2$$

$$C = 0,87151 \times 5,126347 \times 10^{-5} = 4,467662 \times 10^{-5}$$

$$K_z = \frac{E_f \pi x d^2}{4 L_E} = \frac{113000 \pi x 4,016^2}{4 x L_E}$$

$$H_{n/c} = 2 \text{ mm}$$

$$L_E = L_G + 0,33 x H_{kafa} + H_{s/b}$$

$$L_G = 2 + 5 = 7 \text{ mm}$$

$$H_{kafa} = 0 \text{ mm (Havşa başlı civata)}$$

$$L_E = 7 + 2$$

$$L_E = 9 \text{ mm}$$

$$K_z = \frac{E_f \pi x d^2}{4 L_E} = \frac{113000 \pi x 4,016^2}{4 x 9} = 159042,510939 \text{ N/mm}$$

$$K_1 = 159042,510939 \text{ N/mm}$$

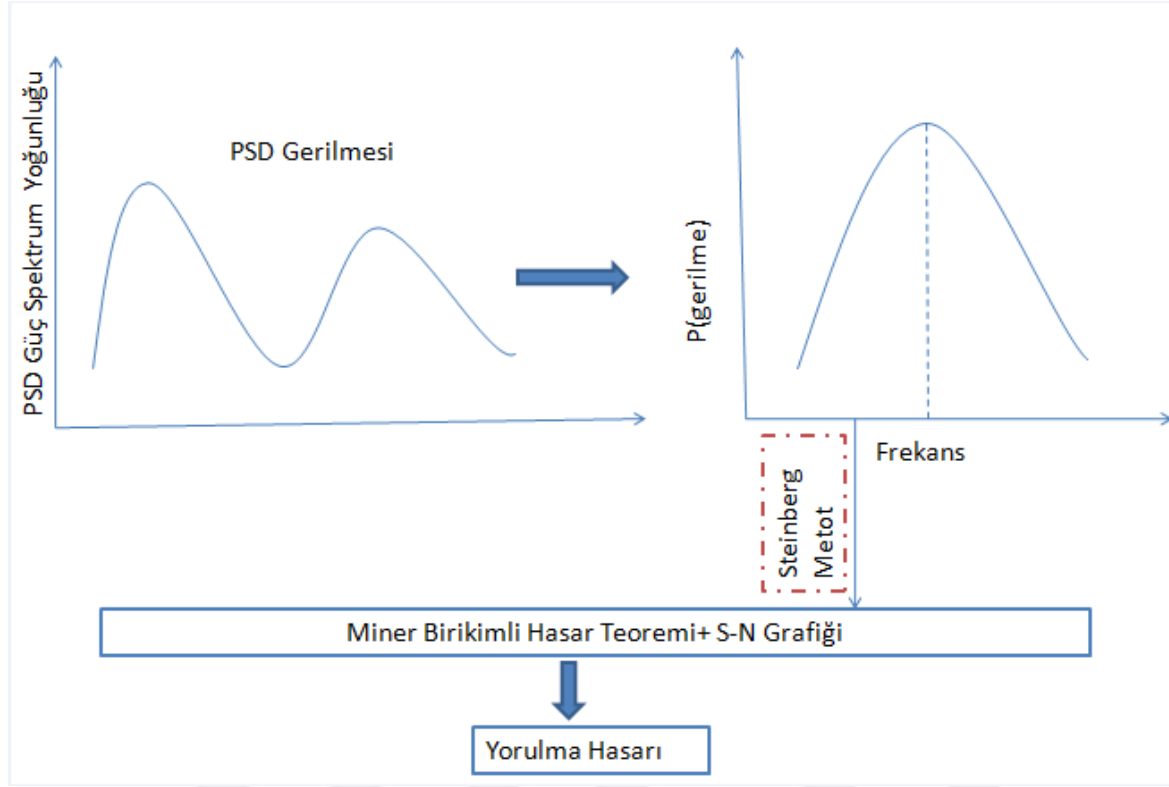
$$K_2 = 1/C = 1/4,467662 \times 10^{-5} = 22383,07195 \text{ N/mm}$$

$$K_3 = 1/C = 1/4,467662 \times 10^{-5} = 22383,07195 \text{ N/mm}$$

Bu çalışmada rotasyonel katılık katsayıları aşağıdaki değerler olarak varsayılmıştır.

$$K_4 = 100 \text{ N/mm}, K_5 = K_6 = 10^9 \text{ N/mm}$$

2.6.2. Gelişigüzel titreşim kaynaklı yorulma hasarı hesaplaması için izlenecek yol



Şekil 2.22. Gelişigüzel titreşim kaynaklı yorulma hasarı hesaplaması için izlenecek yol

Bu çalışmada bilgisayar destekli analiz hesaplamalarında kullanılacak olan yöntemlerin Şekil 2.22’de şematığı verilmiştir. Öncelikle PSD Güç spektrum çıktısı sonuçlarından yararlanılarak GRMS sonuçları elde edilecektir. Bilindiği gibi GRMS değeri PSD grafiğinin altında kalan alana eşittir ve gelişigüzel titreşim olaylarının enerji değeri olarak düşünülebilir. MSC Nastran programı ile bu değerler elde edilmiştir. Elde edilen RMS değerleri yer çekimi ivmesi ($g=9.807 \text{ m/s}^2$) ile çarpılarak atalet kuvveti olarak modele etkililir ve gerilme değeri hesaplanır. Maksimum gerilme değerleri modele yansıtılan delikler (çentikler) etrafında meydana gelir. Meydana gelen gerilme değerleri ile Steinberg metodundan yararlanılarak yorulma hasarı çıkarılır. Yorulma hasarı çıkarılırken aynı zamanda S-N grafiklerinden ve Miner Birikimli Hasar Teoreminden faydalanılır.

Çizelge 2.7. X,Y ve Z Yönündeki yorulma hasarı için kullanılacak veriler

Komponent	Kütle (kg)	Sıfırdan Geçiş Değeri			Ekipman ağırlık merkezindeki GRMS ($G=9.807 \text{ m/s}^2$)			Ekipman ağırlık merkezinden etkiyen kuvvet (N)		
		X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
Temsili Ekipman	0,6 kg	87,12	46,79	142,4	35,60	5,837	8,242	349,129N	57,243 N	80,829 N

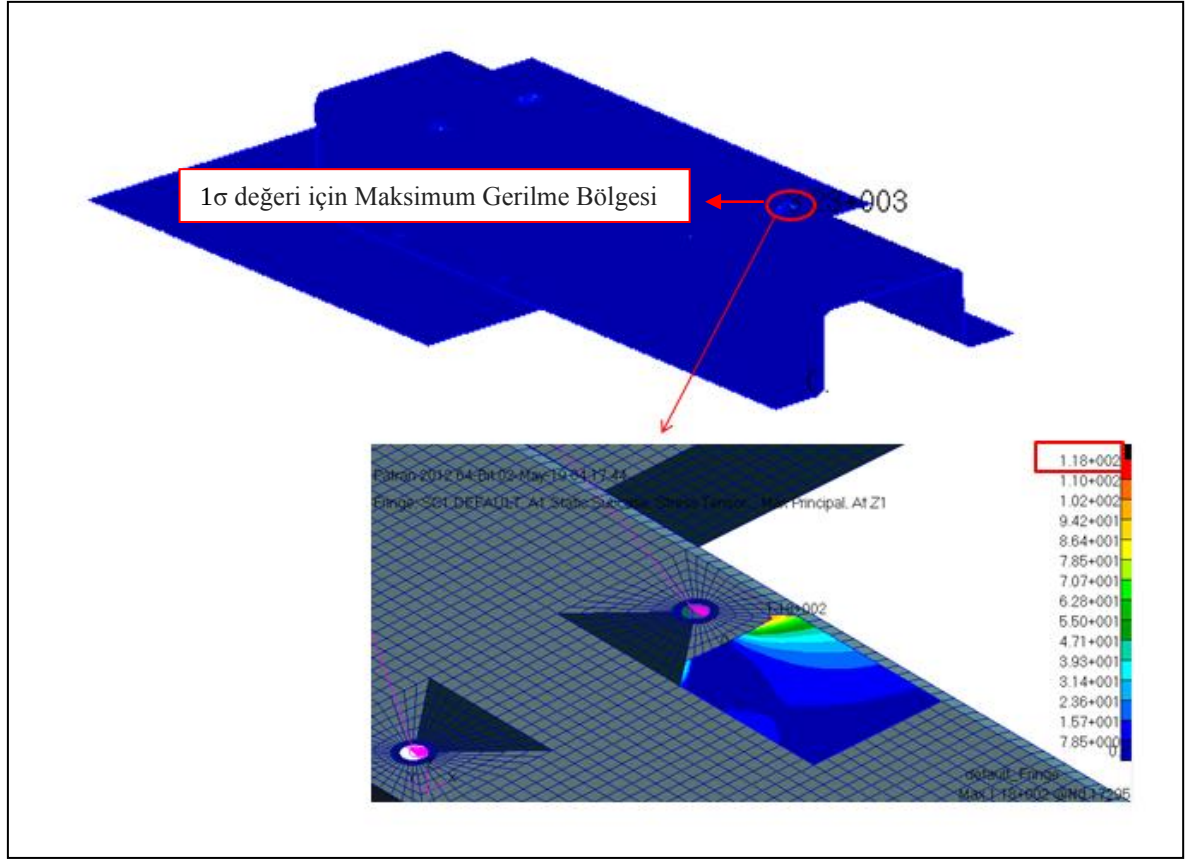
Çizelge 2.7’de X,Y ve Z yönündeki sıfırdan geçiş değerleri, karekök ortalama GRMS değerleri ve bu değerlerin yerçekimi ivmesi ile çarpılarak elde edilen atalet kuvvet değerleri verilmiştir.

Gelişigüzel gerilme ya da gerinim yüklenmeleri, en iyi istatistiksel parametreler kullanılarak tanımlanır. Bu yüklenmelerde en önemli istatistiksel parametre sıfırdan geçiş değerleri, maksimum gerilm ve gerinim değerleridir.

Sıfırdan geçiş değeri spektrumun çevrim sayısını belirlemek için kullanılan bir değerdir. Yorulma ömrü çevrim sayısından etkileneceği için bu değer de hesaplamalarda kullanılır.

2.6.3. X yönünde statik analiz sonuçları (karekök ortalama)

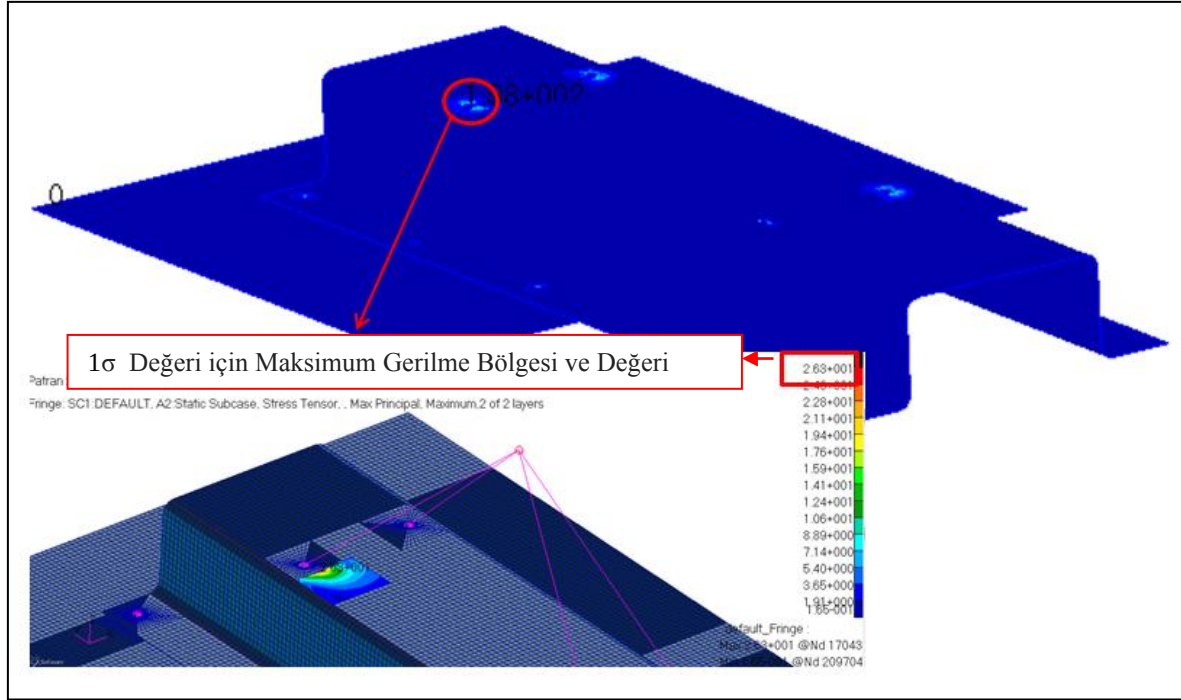
Şekil 2.23’de X yönünde karekök ortalama kuvvet değerinin uygulanması ile oluşan gerilme değerleri gösterilmektedir. Maksimum gerilme bölgesi, braketin ekipmanla bağlantısını sağlayan bağlayıcıda oluşmuştur. Nastran programında yapılan statik analizlerde, kesit bölgesi değişimlerinde, köşelerde ve bağlayıcı deliklerinde gerçekte var olmayan gerilme değerleri görülür. Bu var olmayan gerilmeleri elimine etmek için bağlayıcıdan birkaç eleman uzakta olan bölgeden gerilme değerleri okunmuştur. X yönünde GRMS kuvveti uygulanması ile oluşan maksimum gerilme değeri 118 MPa’dır.



Şekil 2.23. X yönünde güç spektrum yoğunluğu (PSD) gerilmeleri

2.6.4. Y yönünde statik analiz sonuçları (karekök ortalama)

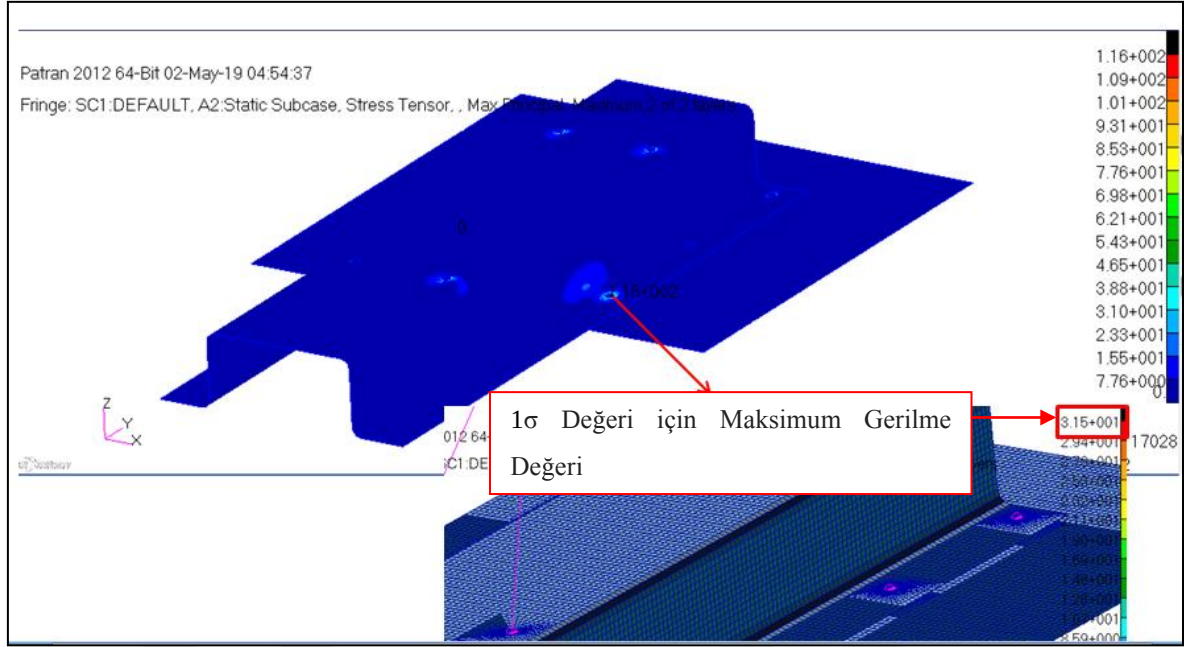
Şekil 2.24’de Y yönünde karekök ortalama kuvvet değerinin uygulanması ile oluşan gerilme değerleri gösterilmektedir. Maksimum gerilme bölgesi braketin ekipmanla bağlantısını sağlayan bağlayıcıda oluşmuştur. Nastran programında yapılan statik analizlerde kesit bölgesi değişikliklerinde, köşelerde ve bağlayıcı deliklerinde gerçekte var olmayan gerilme değerleri gösterir. Bu var olmayan gerilmeleri elimine etmek için bağlayıcıdan birkaç eleman uzakta olan bölgeden gerilme değerleri okunmuştur. Y yönünde GRMS kuvveti uygulanması ile oluşan maksimum gerilme değeri 26,3 MPa’dır.



Şekil 2.24. Y yönünde güç spektrum yoğunluğu (PSD) gerilmeleri

2.6.5. Z yönünde statik analiz sonuçları (karekök ortalama)

Şekil 2.25’de Z yönünde karekök ortalama kuvvet değerinin uygulanması ile oluşan gerilme değerleri gösterilmektedir. Maksimum gerilme bölgesi braketin rafla bağlantısını sağlayan bağlayıcıda oluşmuştur. Nastran programında yapılan statik analizlerde kesit bölgesi değişikliklerinde, köşelerde ve bağlayıcı deliklerinde gerçekte var olmayan gerilme değerleri gösterir. Bu var olmayan gerilmeleri elimine etmek için bağlayıcıdan birkaç eleman uzakta olan bölgeden gerilme değerleri okunmuştur. Z yönünde GRMS kuvveti uygulanması ile oluşan maksimum gerilme değeri 31,5 MPa’dır.



Şekil 2.25. Z yönünde güç spektrum yoğunluğu (PSD) gerilmeleri

2.7. Steinberg (3 Bant) Yöntemi

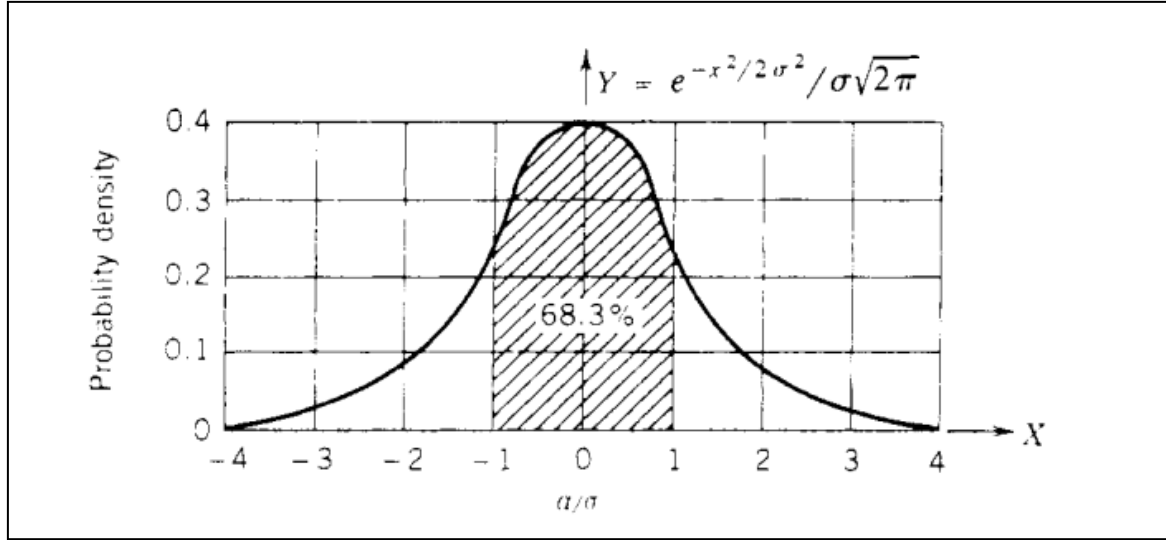
Gelişigüzel titreşim yüklemesi çoğu zaman beklenmeyen ve hızlı hasara sebep olan kompleks bir konudur. Bilgisayar destekli programlarla aynı çevresel şartların yapısal parçalara uygulanması ile gelişigüzel titreşim yorulma ömrü çıkarılabilmektedir. Aynı zamanda test faaliyetleri ile de yorulma ömrü çıkarmak mümkündür. Fakat bunun için zaman ve maliyete ihtiyaç vardır. Bu sebeple Dave Steinberg, yorulma ömrünü doğru bir şekilde hesaplamak için basitleştirilmiş bir yöntem bulmuştur.

Steinberg metodunun temeli Gauss normal dağılımına dayanmaktadır. 1σ standart sapma değerindeki belirli ivme değeri zamanın % 68,3'ü kadar zaman diliminde meydana gelmektedir. 2σ değerindeki ivme değeri zamanın % 27,1'i, 3σ değerindeki ivme değeri ise % 4,33'ü kadar olan zaman diliminde meydana gelmektedir.

1σ zamanının % 68,3'ü

2σ zamanın % 27,1'i

3σ % 4,33'ü kadar olan zaman diliminde meydana gelir [11].

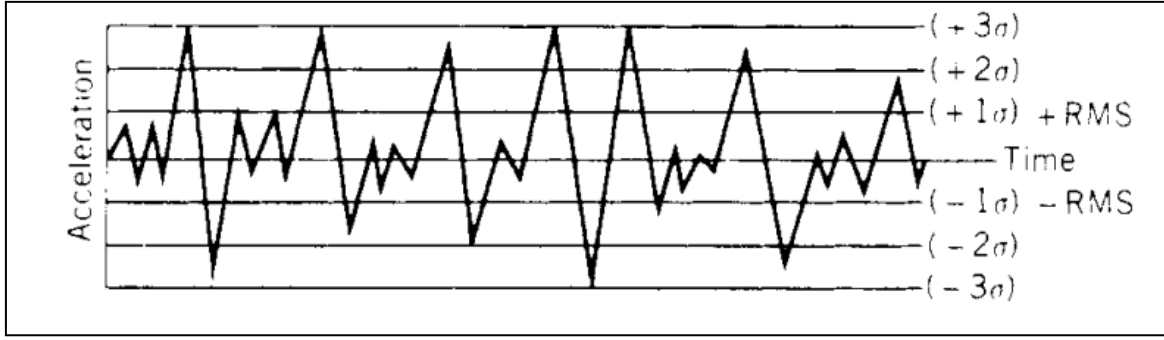


Şekil 2.26. Gaussian dağılımı grafiği,ortalama değeri $\mu=0$, standart sapma $\sigma=1$ [11]

Normal dağılım, dağılımı tam olarak bilinmeyen gelişigüzel değişkenlerin gerçek değerine ulaşmak için oldukça önemlidir. Standart normal dağılım, ortalama değeri 0 ve varyans değeri 1 olan normal dağılım ailesinin tek bir elemanıdır. Carl Friedrich Gauss bu dağılımlar grubu ile astronomik verileri analiz etmekte iken ilgilenmiş ve bu dağılım için olasılık yoğunluk fonksiyonunu ilk defa tanımlamıştır. Bu olasılık fonksiyonunun grafiği, bir çana benzediği için çoğu kez çan eğrisi olarak da anılmaktadır [25]. Gaussian normal dağılımı, herhangi bir zamanda belirli bir ivme seviyesi değerinin oluşma olasılığını gösterir. Yatay eksen, belirli ivme değerlerinin karekök ortalama (RMS) değerine oranını gösterirken, Y eksenini olasılık yoğunluk fonksiyonunu, yani oluşma sıklığını gösterir [11].

Normal dağılım için olasılık yoğunluk fonksiyonu aşağıdaki formülle ifade edilir.

$$f(x | \mu, \sigma^2) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma^2}} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} \quad (2.9)$$



Şekil 2.27. Tipik Gelişigüzel titreşim zaman bazlı grafiği (Normal Dağılım σ =RMS) [11]

Yapılan analiz ve testler yorulma hasarı sonuçlarının Rayleigh dağılımından daha çok, Gauss dağılımı ile uyuştuğunu göstermektedir. Bu sebeple bu çalışmadaki yorulma hasarı hesabı Gauss normal dağılımı baz alınarak yapılacaktır.

2.7.1. Yorulma hasarı hesaplaması için geliştirilmiş 3 bant yöntemi

Steinberg metodu olarak da bilinen 3 bant yöntemi, daha önce de bahsedildiği gibi Gauss normal dağılımı tekniğine dayanmaktadır ve gelişigüzel titreşimden kaynaklı yorulma hasarını doğru bir şekilde belirlemek için basitleştirilmiş bir metottur. Bu çalışmada zamanın yüzde % 0,27'si kadar sürede meydana gelen yüksek yüklemelerin yorulma hasarına etkisinin göz ardı edilmemesi için $\pm 4,5 \sigma$ bant aralığındaki ivme değerleri de hesaba katılacaktır. 3 Bant yöntemine $\pm 4,5 \sigma$ bandı da eklendiği için bu metoda İyileştirilmiş 3 Bant yöntemi denilecektir.

1σ zamanının %68,3'ü

2σ zamanının %27,1'i

3σ %4,33'ü

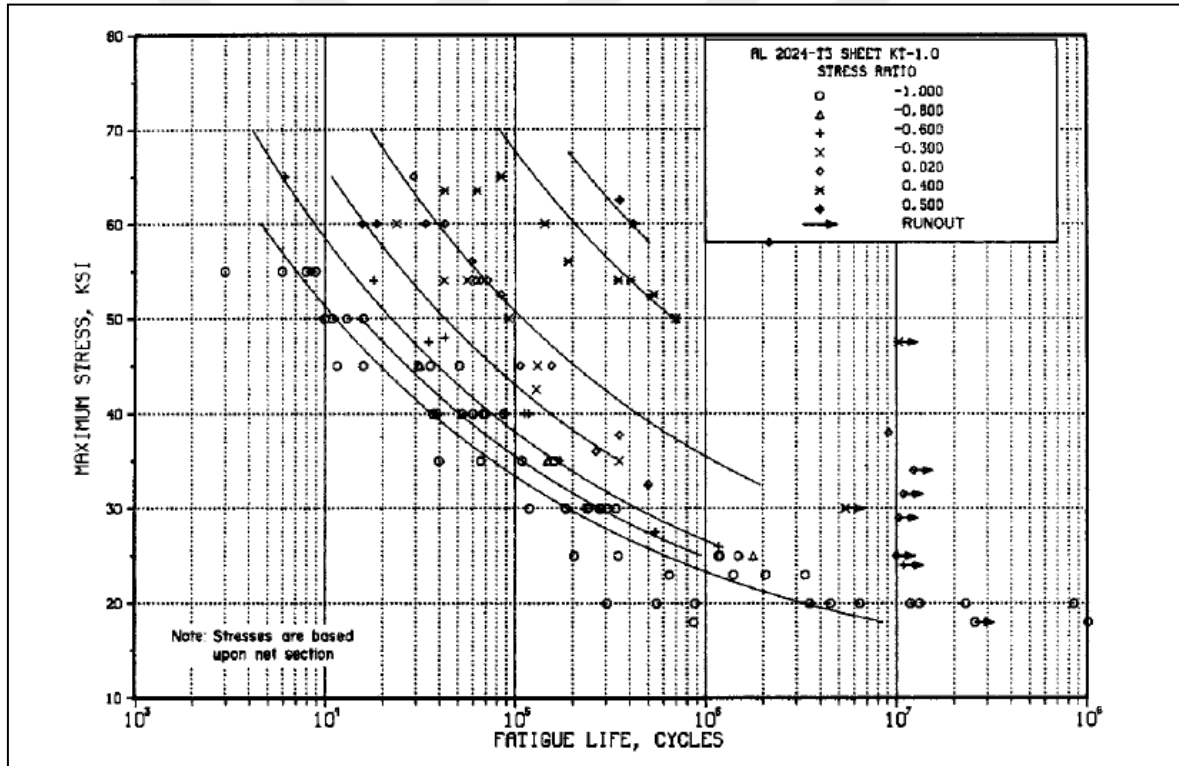
4.5σ %0,27'lik zaman diliminde meydana gelmektedir.

2.8. Yorulma Hasarı Hesaplaması için İyileştirilmiş 3 Bant Metodunun Kullanılması

Helikopter üzerinde etkiyen gelişigüzel titreşim spektrumunun Gaussian normal dağılıma sahip olduğu varsayılmıştır.

Çizelge 2.8. X,Y,Z Yönünde Gauss Dağılımı Gerilmeleri

X yönünde Gauss Dağılımı Gerilmeleri		Y yönünde Gauss Dağılımı Gerilmeleri		Z yönünde Gauss Dağılımı Gerilmeleri	
$S_{1\sigma,x}$	17,11 ksi	$S_{1\sigma,y}$	3,814 ksi	$S_{1\sigma,z}$	4,568 ksi
$S_{2\sigma,x}$	34,227 ksi	$S_{2\sigma,y}$	7,628 ksi	$S_{2\sigma,z}$	9,137 ksi
$S_{3\sigma,x}$	51,341 ksi	$S_{3\sigma,y}$	11,442 ksi	$S_{3\sigma,z}$	13,705 ksi
$S_{4,5\sigma,x}$	76,995 ksi	$S_{4,5\sigma,y}$	17,163 ksi	$S_{4,5\sigma,z}$	20,558 ksi



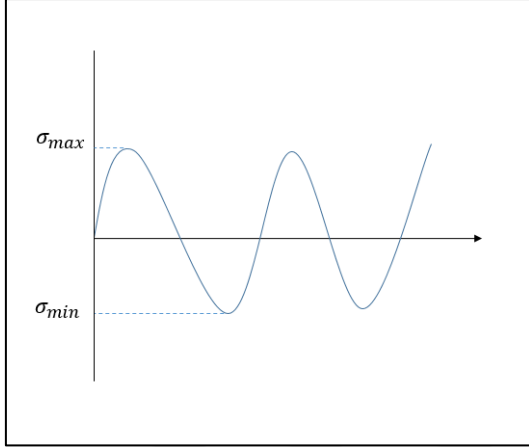
Şekil 2.28. Çentiksiz 2024 T3 Alüminyum Alaşımı için S-N Grafiği [23]

Yorulma Hasarına Uğraması için Gerekli Çevrim Sayısı,

$$\log N_f = 11,1 - 3,97 \log (S_{e\sigma} - 15,8) \quad (2.10)$$

Eşdeğer gerilme,

$$S_{eş} = S_{max}(1 - R)^{0,56} \quad (2.11)$$



Şekil 2.29. Maksimum gerilme değerinin sinuzoidal bir titreşim spektrumunda gerçekleştiği varsayımı

R: Maksimum gerilme değerinin minimum gerilme değerine oranı

$$R = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}} = -1$$

$$R = -1$$

Tasarım aşamasında güvenli bölgede kalmak için maksimum gerilmeye sebep olan titreşim spektrumunun sinuzoidal bir titreşim dalgasından meydana geldiği düşünülmüştür.

X Yönünde 1 σ için eşdeğer gerilmeler,

$$\begin{aligned} S_{eş,1,x} &= 17,11x(1 - (-1))^{0,56} \\ &= 17,11x(2)^{0,56} \\ &= 25,224 \text{ ksi} \end{aligned}$$

X yönünde 1 σ gerilme değerinde yorulma hasarına uğraması için gerekli çevrim sayısı,

$$\text{Log}N_{f,1x} = 11,1 - 3,97 \log(25,224 - 15,8)$$

$$\text{Log}N_{f,1x}=7,232$$

$$N_{f,1x}=1,707 \times 10^7$$

X Yönünde 2 σ için eşdeğer gerilme,

$$S_{eş,2x} = 34,227x(1 - (-1))^{0,56}$$

$$=34,227x(2)^{0,56}$$

$$= 50,459 \text{ ksi}$$

X yönünde 2 σ gerilme değerinde yorulma hasarına uğraması için gerekli çevrim sayısı,

$$\text{Log}N_{f,2x} = 11,1 - 3,97 \log(50,459 - 15,8)$$

$$\text{Log}N_{f,2x}=4,987$$

$$N_{f,2x}=97141,18$$

X Yönünde 3 σ için eşdeğer gerilme,

$$S_{eş,3x} = 51,341x(1 - (-1))^{0,56}$$

$$=51,341x(2)^{0,56}$$

$$= 75,690 \text{ ksi}$$

X yönünde 3 σ gerilme değerinde yorulma hasarına uğraması için gerekli çevrim sayısı,

$$\text{Log}N_{f,3x} = 11,1 - 3,97 \log(75,690 - 15,8)$$

$$\text{Log}N_{f,3x}=4,044$$

$$N_{f,3x}=11063.776$$

X Yönünde 4.5 σ için eşdeğer gerilme,

$$S_{eş,4.5x} = 76,995x(1 - (-1))^{0,56}$$

$$=76,995x(2)^{0,56}$$

$$= 113,511 \text{ ksi}$$

X yönünde 4.5σ gerilme değerinde yorulma hasarına uğraması için gerekli çevrim sayısı,

$$\log N_{f,4.5x} = 11,1 - 3,97 \log(113,511 - 15,8)$$

$$\log N_{f,4.5x} = 3.199$$

$$N_{f,4.5} = 1584.594$$

Benzer şekilde Y ve Z ekseninde hesaplamalar yapılmıştır. Bütün eksenlere ait yorulma hasarı için çevrim sayısı sonuçları Çizelge 2.9'da gösterilmektedir.

Çizelge 2.9. X, Y ve Z Yönündeki Gauss dağılımı gerilmeleri için hasara uğrama çevrim sayısı değerleri

$N_{1\sigma,x}$	$1,707 \times 10^7$	$N_{1\sigma,y}$	1×10^9	$N_{1\sigma,z}$	1×10^9
$N_{2\sigma,x}$	97141,18	$N_{2\sigma,y}$	1×10^9	$N_{2\sigma,z}$	1×10^9
$N_{3\sigma,x}$	11063,776	$N_{3\sigma,y}$	$9,674 \times 10^{10}$	$N_{3\sigma,z}$	$3,496 \times 10^8$
$N_{4,5\sigma,x}$	1584,594	$N_{4,5\sigma,y}$	$1,651 \times 10^7$	$N_{4,5\sigma,z}$	$3,079 \times 10^6$

Yorulma çevrim sayısı,

Yapısal parçada meydana gelen çevrim sayısı aşağıdaki eşitlik kullanılarak bulunur [11].

N_0^+ =Sıfırdan geçiş değeri

$$n_{1\sigma} = N_0^+ \left(\frac{1}{sn} \right) \left(\frac{3600 \text{ saniye}}{saat} \right) (T \text{ Saat}) (0,683) \quad (2.12)$$

$$n_{2\sigma} = N_0^+ \left(\frac{1}{sn} \right) \left(\frac{3600 \text{ saniye}}{saat} \right) (T \text{ Saat}) (0,271) \quad (2.13)$$

$$n_{3\sigma} = N_0^+ \left(\frac{1}{sn} \right) \left(\frac{3600 \text{ saniye}}{saat} \right) (T \text{ Saat}) (0,0433) \quad (2.14)$$

$$n_{4.5\sigma} = N_0^+ \left(\frac{1}{sn} \right) \left(\frac{3600 \text{ saniye}}{saat} \right) (T \text{ Saat}) (0,0027) \quad (2.15)$$

Bu çalışmada standartta hızlandırmış ömür testleri için kullanılan güç spektrum grafiği (PSD) kullanılmıştır. X, Y, Z ekseninde 1 saatlik bu spektrumun uygulanması beklenmektedir. Bu sebeple sayısal hesaplamalarda da 1 saat olarak alınacaktır.

$T = 1 \text{ Saat}$,

X için yorulma çevrimi sayısı,

$$n_{1\sigma,x} = 87,12 \left(\frac{1}{\text{saniye}} \right) \left(\frac{3600\text{saniye}}{\text{saat}} \right) (1 \text{ Saat})(0,683) = 214210,656$$

$$n_{2\sigma,x} = 87,12 \left(\frac{1}{\text{saniye}} \right) \left(\frac{3600\text{saniye}}{\text{saat}} \right) (1 \text{ Saat})(0,271) = 84994,272$$

$$n_{3\sigma,x} = 87,12 \left(\frac{1}{\text{saniye}} \right) \left(\frac{3600\text{saniye}}{\text{saat}} \right) (1 \text{ Saat})(0,0433) = 13580,265$$

$$n_{4,5\sigma,x} = 87,12 \left(\frac{1}{\text{saniye}} \right) \left(\frac{3600\text{saniye}}{\text{saat}} \right) (1 \text{ Saat})(0,0027) = 846,8064$$

Benzer şekilde Y ve Z ekseninde hesaplamalar yapılmıştır. Bütün eksenlere ait çevrim sayısı sonuçları Çizelge 2.10'da gösterilmektedir.

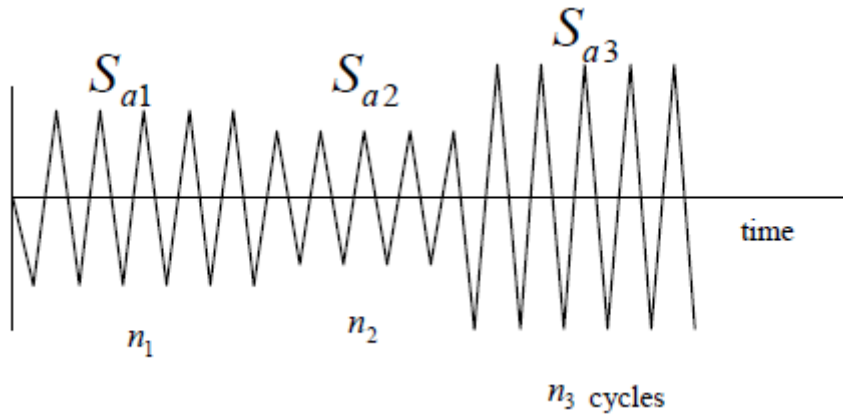
Çizelge 2.10. Yapısal parçada meydana gelen çevrim sayısı

$n_{1\sigma,x}$	214210,656	$n_{1\sigma,y}$	115047,252	$n_{1\sigma,z}$	350133,12
$n_{2\sigma,x}$	84994,272	$n_{2\sigma,y}$	45648,324	$n_{2\sigma,z}$	138925,44
$n_{3\sigma,x}$	13580,265	$n_{3\sigma,y}$	7293,625	$n_{3\sigma,z}$	22197,312
$n_{4,5\sigma,x}$	846,8064	$n_{4,5\sigma,y}$	454,798	$n_{4,5\sigma,z}$	1384,128

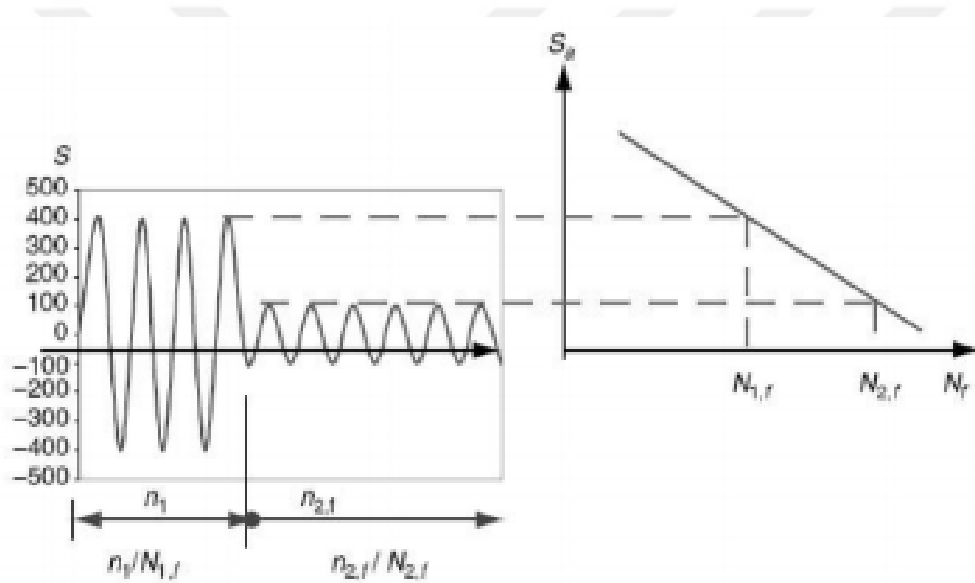
2.9. Yorulma Hasarı ve Ömrünün Miner'ın Birikimli Hasar Teoremi ile Belirlenmesi

Miner birikimli hasar teoremi,

Şekil 2.30'da n_1 çevriminde S_{a1} genliğinde, n_2 çevriminde S_{a2} genliğinde, n_3 çevriminde S_{a3} genliğindeki bir yükleme gösterilmektedir.



Şekil 2.30. Ayırık gerilme ve çevrim değerleri



Şekil 2.31. Ayırık gerilme değerleri için yorulma hasarına sebep olan çevrim sayısı

Palm-gren Miner hasarı aşağıdaki gibi tanımlamıştır [2].

$$\sum \frac{n}{N} = E(D) = 1$$

n : Toplam Çevrim Sayısı

N : Hasara kadar olan çevrim sayısı

D : Hasar

$E(D)$: Toplam Hasar

Miner aynı zamanda tasarlanan komponentin hasara uğramaması için hasarın 1'den küçük olması gerektiğini belirtmiştir [2].

$$\sum \frac{n}{N} = E(D) < 1$$

$$\begin{aligned} D_x &= \frac{n_{1\sigma,x}}{N_{1\sigma,x}} + \frac{n_{2\sigma,x}}{N_{2\sigma,x}} + \frac{n_{3\sigma,x}}{N_{3\sigma,x}} + \frac{n_{4,5\sigma,x}}{N_{4,5\sigma,x}} \\ &= \frac{214210,656}{1,707 \times 10^7} + \frac{84994,272}{97141,18} + \frac{13580,265}{11063,776} + \frac{846,8064}{1584,594} = 1,953 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_y &= \frac{n_{1\sigma,y}}{N_{1\sigma,y}} + \frac{n_{2\sigma,y}}{N_{2\sigma,y}} + \frac{n_{3\sigma,y}}{N_{3\sigma,y}} + \frac{n_{4,5\sigma,y}}{N_{4,5\sigma,y}} \\ &= \frac{115047,252}{1 \times 10^9} + \frac{45648,324}{1 \times 10^9} + \frac{7293,625}{9,674 \times 10^{10}} + \frac{454,798}{1,651 \times 10^7} \\ &= 1,883142 \times 10^{-4} \end{aligned}$$

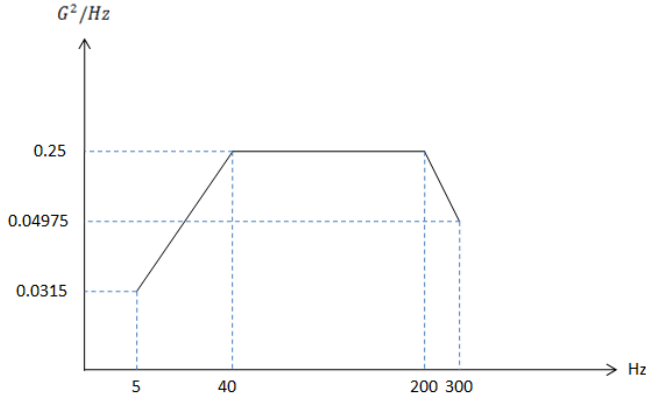
$$\begin{aligned} D_z &= \frac{n_{1\sigma,z}}{N_{1\sigma,z}} + \frac{n_{2\sigma,z}}{N_{2\sigma,z}} + \frac{n_{3\sigma,z}}{N_{3\sigma,z}} + \frac{n_{4,5\sigma,z}}{N_{4,5\sigma,z}} \\ &= \frac{350133,12}{1 \times 10^9} + \frac{138925,44}{1 \times 10^9} + \frac{22197,312}{3,496 \times 10^8} + \frac{1384,128}{3,079 \times 10^6} = 1,002 \times 10^{-3} \end{aligned}$$

$$D = D_x + D_y + D_z = 1,953 + 1,883142 \times 10^{-4} + 1,002 \times 10^{-3} = 1,954 > 1$$

$$\text{Yorulma Test Ömrü} = \frac{T_{test}}{D_{Toplam}} = \frac{3 \text{ saat}}{1,954} = 1,535 \text{ saat}$$

2.10. Analiz Sonuçlarının Test ile Doğrulanması

DO 160G Havacılık ekipmanları için çevre koşulları ve test prosedürlerinden alınan güç spektrum yoğunluğu grafiği ile yapılan analiz sonuçlarında gerilme değerleri küçük olması sebebiyle gerinim ölçerlerden daha iyi sonuç alınması için güç spektrum yoğunluğu girdisi lineer olarak arttırılmıştır. Standart dokümanından alınan güç spektrum yoğunluğu girdisi 2,5 ile çarpılarak numuneler test edilmiştir.



Şekil 2.32. Test için kullanılan güç spektrum yoğunluğu (PSD) girdisi

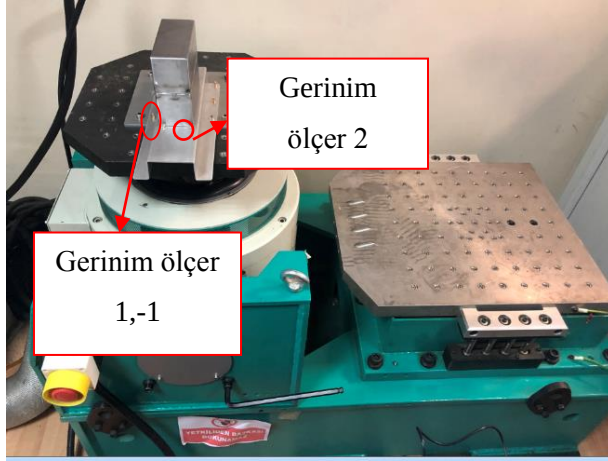
Titreşim testleri Spectral Dynamics markalı SD666 model numarasına ait sallayıcıda gerçekleştirilmiştir. Testler X, Y ve Z ekseninde ilgili girdilerin bir saat boyunca uygulanması ile sonuçlandırılmıştır. Sallayıcıya ait güç kontrol ünitesi aşağıda gösterilmektedir. Güç ünitesi ve kontrolcü bağlantısı sayesinde test için ilgili girdi değerleri girilmiştir. Resim 2.1’de sallayıcı ve kontrol ünitesi gösterilmektedir.



Resim 2.1. Spectral Dynamics markalı SD666 model sallayıcı ve güç kontrol ünitesi

2.10.1. Model üzerinde gerinim ölçer (strain gage) uygulaması

Analiz sonuçlarından alınan sonuçlara göre maksimum gerilme beklenen bölgelere gerinim ölçer yerleştirilecektir. Resim 2.2’de gerinim ölçer rozetlerinin yerleştirilmesi istenen bölgeler gösterilmektedir. Braketin sol kenarına iç ve dış yüzeyine ve üst kısmında sağ kısımda birer tane olacak şekilde gerinim ölçer uygulaması yapılmıştır.



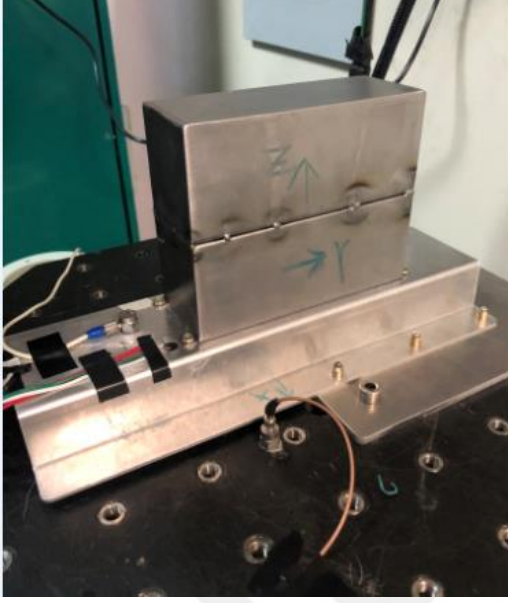
Resim 2.2. Gerinim ölçer uygulaması için yerleştirilmesi istenen bölgeler



Resim 2.3. Gerinim ölçer uygulaması için yüzey temizliği ve gerinim ölçer uygulaması

Gerinim ölçer yerleştirileceği bölgelerin öncelikle yüzey temizleme işlemi yapılmıştır. Temizlenen yüzeylere sırasıyla gerinim ölçer yerleştirme işlemi yapılmıştır. Resim 2.3’de yüzey temizleme işlemi için zımparalama ve izoprofil uygulanma işlemleri ve gerinim ölçer uygulaması gösterilmiştir.

2.10.2. Brakete ait eksen takımının gösterilmesi

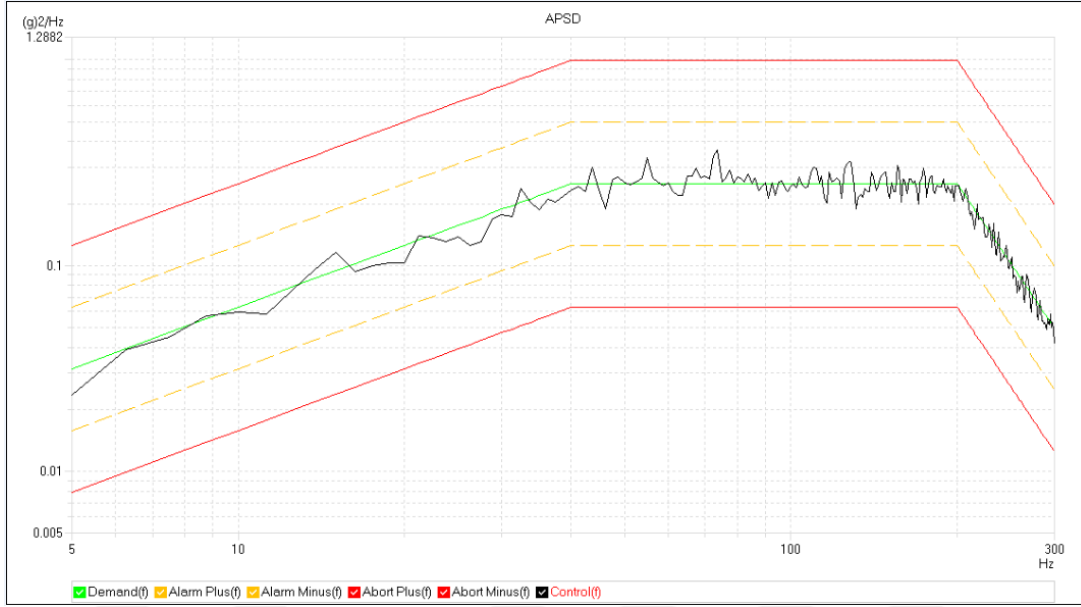


Resim 2.4. Brakete ait eksen takımı

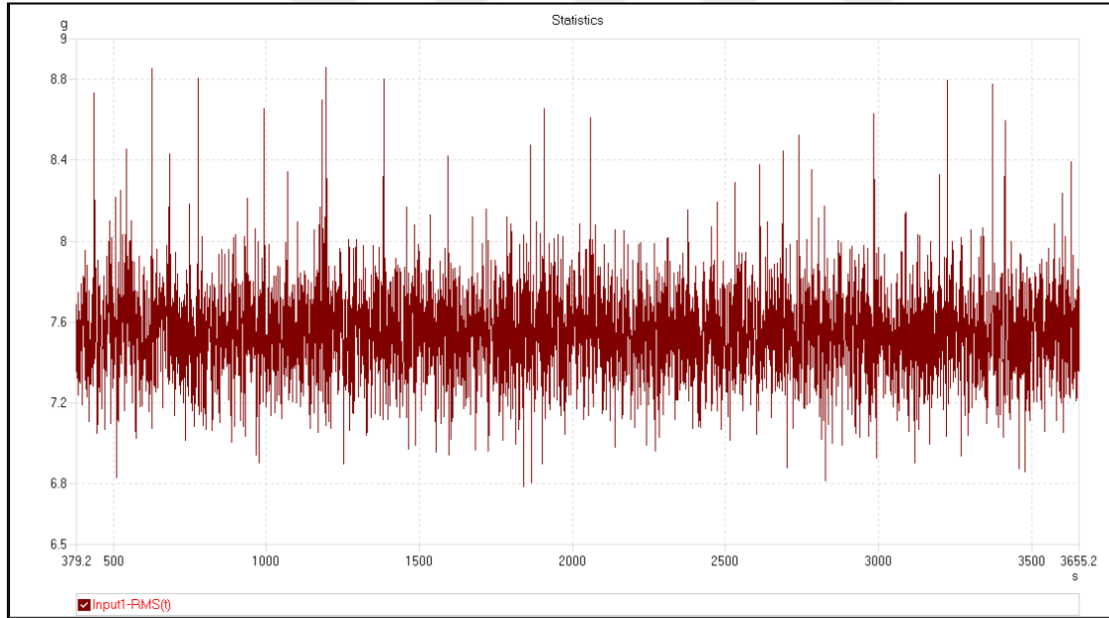
Resim 2.4’de numuneye ait X,Y ve Z eksenleri gösterilmektedir. Öncelikle Z ekseninde titreşim testine başlanacaktır.

2.10.3. Güç spektrum yoğunluğu girdilerinin doğrulanması

Test sırasında verilmek istenen güç spektrum yoğunluğu girdisinin doğru bir şekilde verildiğini kontrol etmek için tablaya ivmeölçer yerleştirilmiştir. Şekil 2.33, Şekil 2.34 ve Çizelge 2.11 ve 2.12’de X, Y ve Z eksenlerindeki ivmeölçerden alınan tabla verilerini göstermektedir. İvmeölçerden alınan sonuçlar girdi değerlerini doğrulamaktadır.



Şekil 2.33. Tablaya yerleştirilen ivmeölçerden okunan güç spektrum yoğunluğu (PSD) girdisi



Şekil 2.34. Tablaya yerleştirilen ivmeölçerden okunan karekök ortalama (RMS) girdisi

Çizelge 2.11. Kırılma Noktası Parametreleri

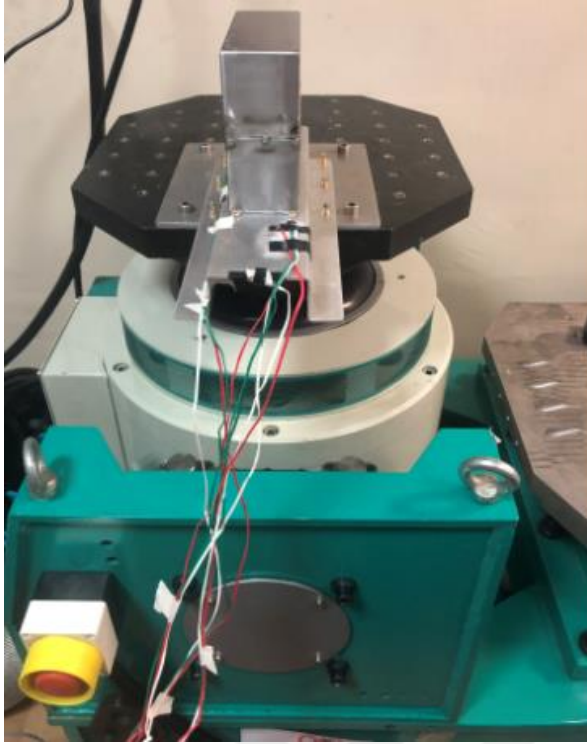
Frequency	Left Slope	Acceleration	Right Slope	Abort Minus	Alarm Minus	Alarm Plus	Abort Plus
Hz	dB/Oct	(g) ² /Hz	dB/Oct	dB	dB	dB	dB
5		0,0315	2,99876	-6	-3	3	6
40	2,99876	0,25	0	-6	-3	3	6
200	0	0,25	-11,9862	-6	-3	3	6
300	-11,9862	0,04975		-6	-3	3	6

Çizelge 2.12. Sallayıcı ve girdi parametreleri

	RMS	Peak	Pk-pk	Shaker Limit	Shaker Load
Acceleration (g)	7,52942	22,5882		20,7171	36,34%
Velocity (m/s)	0,211307	0,63392		2	31,70%
Displacement (mm)	2,80655		16,8393	38	44,31%
Force (N)	1068,51			2940	36,34%
Mass (kg)	14,471				

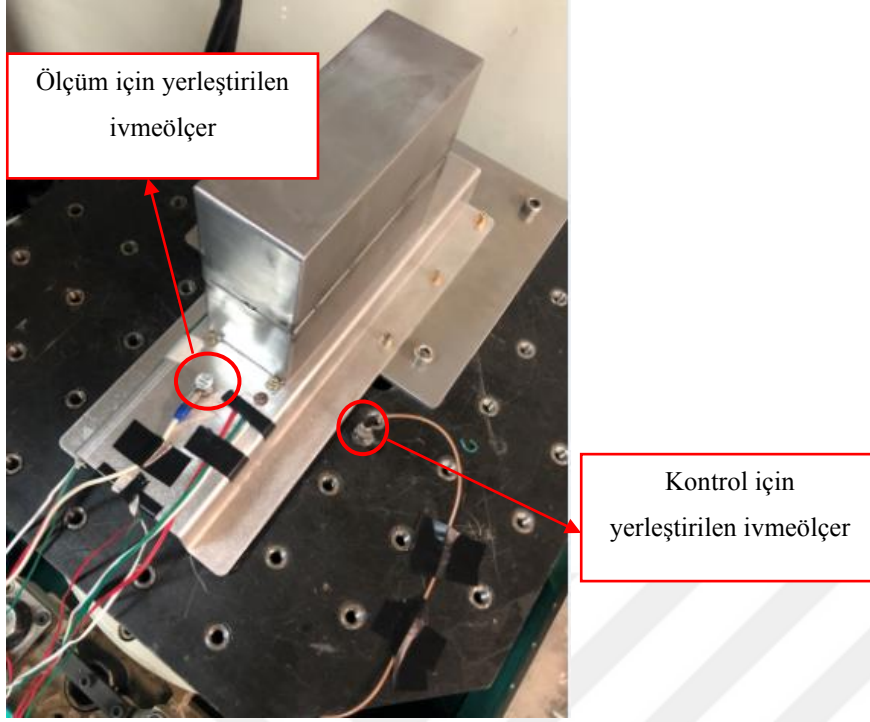
2.10.4. Z ekseninde gelişigüzel titreşim testinin yapılması

Öncelikle numunenin tabla üzerine yerleştirilmesi için bir fixture tasarlanıp üretilmiştir. Tablaya montajı tamamlandıktan sonra Z ekseninde bir saat boyunca Şekil 2.32’de gösterilen güç spektrum yoğunluğu girdisi (PSD) ile titretilmiştir. (Bkz. Şekil 2.32) Resim 2.5’de z ekseninde titreşim testi için sallayıcı tablasına yerleştirilmiş braket ve ekipman gösterilmektedir.



Resim 2.5. Z ekseninde testin yapılması için braket yerleşimi

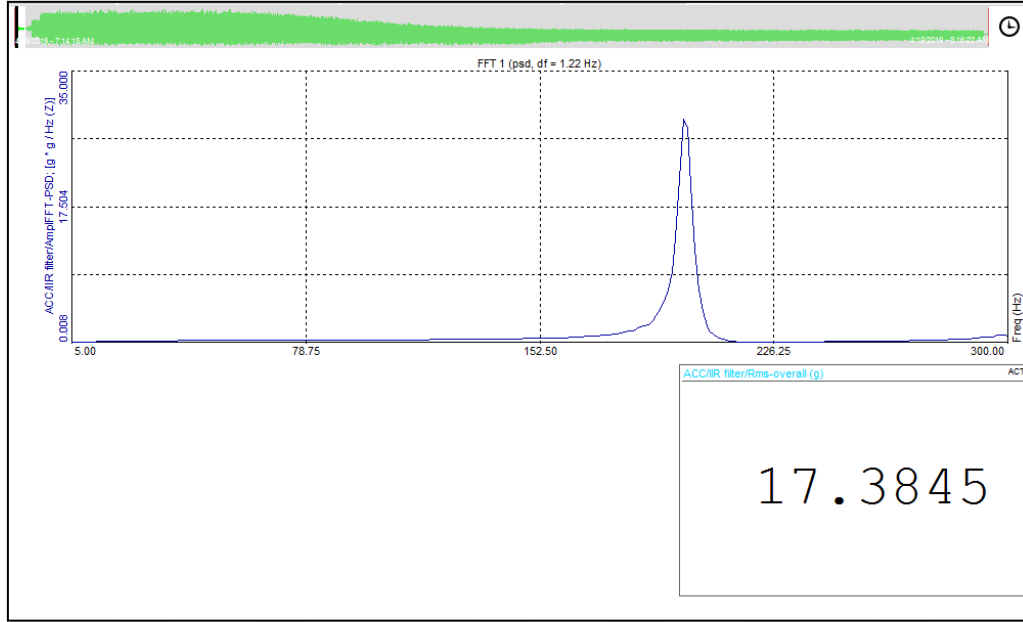
Gerinim ölçer parametreleri, elastisite modülünün, poisson oranı bilgilerinin girilmesi ve istenilen data bilgileri Dewesoft X3 yazılımı ile girilmiş ve gerinim ölçer ve ivme ölçer sonuçları bu yazılım üzerinden okunmuştur.



Resim 2.6. Z ekseninde titreşim testi için ivmeölçer yerleşimi

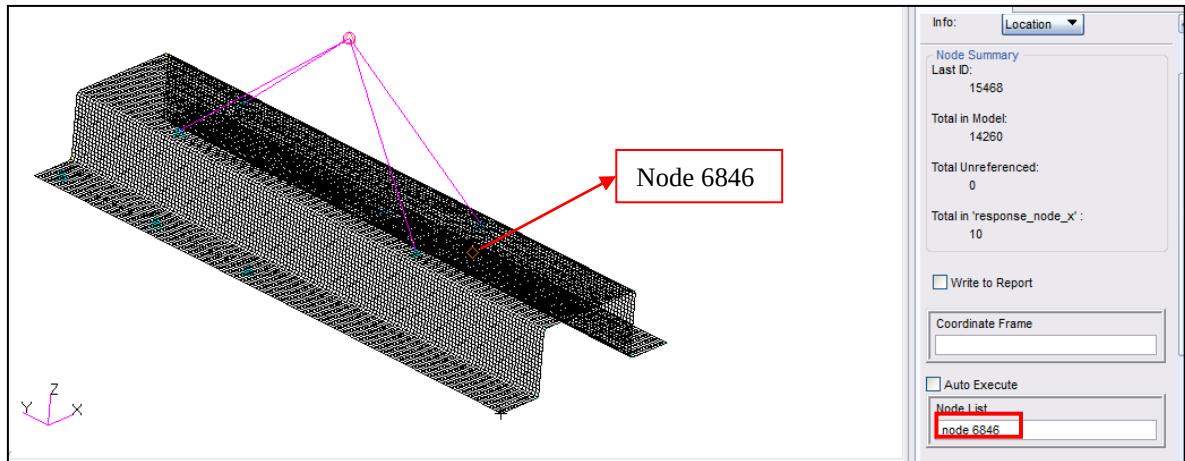
Resim 2.6’da yerleştirilen ivmeölçerler gösterilmektedir. Tablanın verilen girdi ile aynı spektrumda titreştiğinin kontrolü için tablaya ivmeölçer yerleştirilmiş ve geri-beslemeler kaydedilmiştir.(Bkz. Şekil 2.33, Şekil 2.34) Aynı zamanda ölçüm için ivmeölçer yerleştirilmiş ve sonuçlar güç spektrum yoğunluğu (PSD) formunda alınmıştır.

Z ekseninde titreşim testi sırasında ivmeölçerden alınan veriler Dewesoft X3 yazılımı ile elde edilmiştir. Şekil 2.35’te Z ekseninde titreşim testi sonucu güç spektrum yoğunluğu (PSD) formunda alınan sonuçlar gösterilmektedir.

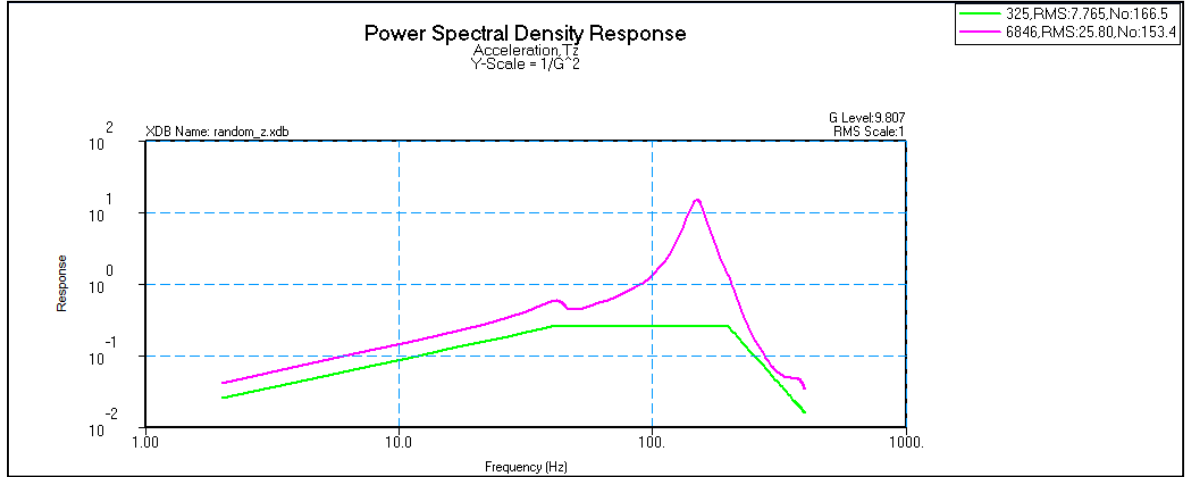


Şekil 2.35. Z ekseninde ivmeölçerden alınan güç spektrum yoğunluğu (PSD) ve karekök ortalama(RMS) sonuçları

Resim 2.6’da gösterildiği gibi yaklaşık olarak ivmeölçerin yerleştirildiği bölgeden analiz sonucu istenerek sonuçlar karşılaştırılacaktır. Yaklaşık olarak ivmeölçerin bulunduğu bölgeye ait olan düğüm noktası node 6846 olarak belirlenmiştir.

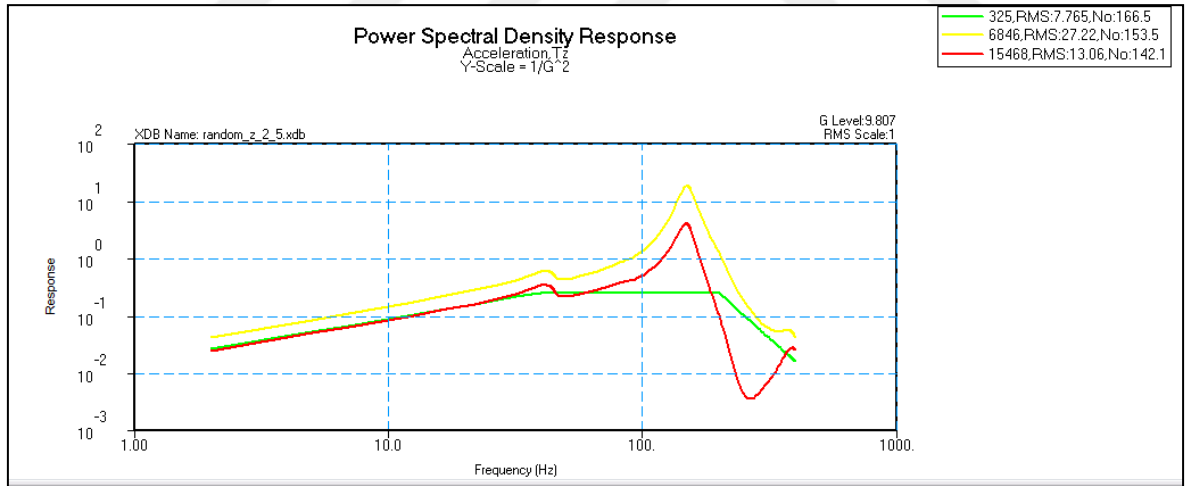


Şekil 2.36. Güç spektrum yoğunluğu (PSD) sonucu istenen düğüm noktası



Şekil 2.37. Node 6846 düğüm noktasında güç spektrum yoğunluğu (PSD) analiz sonucu

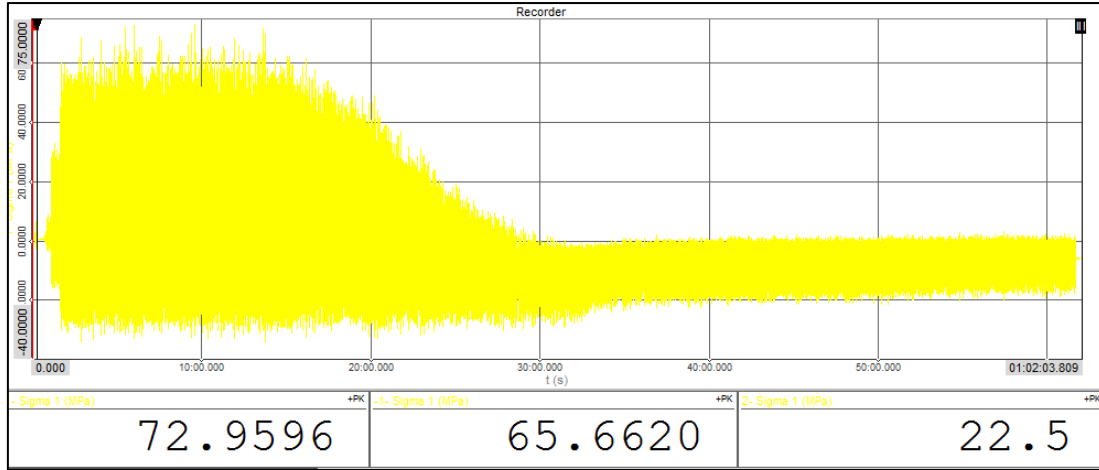
Node 6846 düğüm noktası için güç spektrum yoğunluğu (PSD) sonucu Şekil 2.37’de gösterilmektedir. Gerilme hesaplaması için ayrıca ekipman ağırlık merkezi düğüm noktası güç spektrum yoğunluğu (PSD) sonucu Şekil 2.38’de gösterilmektedir.



Şekil 2.38. Node 15468 düğüm noktasında güç spektrum yoğunluğu (PSD) analiz sonucu

Gerinim ölçerlerden elde edilen maksimum gerilme hesaplamaları

Test sırasında yerleştirilen gerinim ölçer rozetlerinden gerinim değerleri Şekil 2.39’da gösterilmektedir. Microstrain olarak alınan değerler Dewesoft X3 yazılımında Hooke kanunundan yararlanılarak gerilme değerlerine dönüştürülmüş ve rozet yerlerinde maksimum gerilme hesaplamaları yapılmıştır.

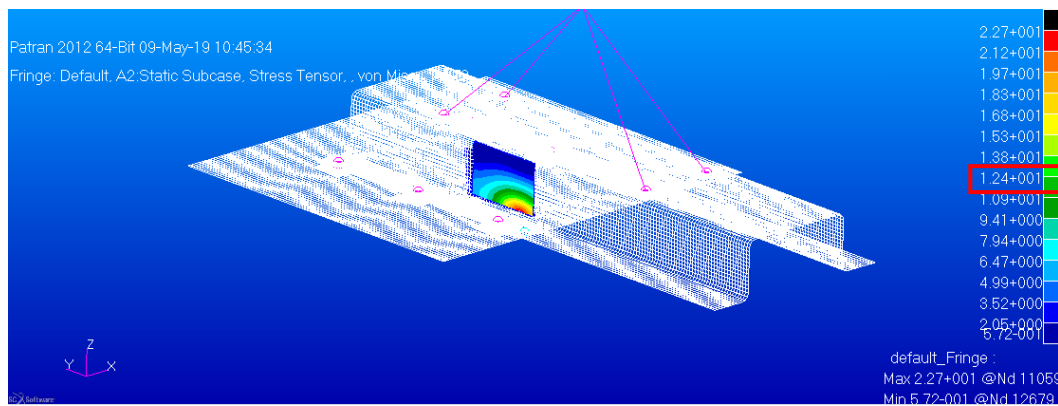


Şekil 2.39. Z yönünde gerinim ölçerlerde okunan gerilme değerlerinin Dewesoft X3 yazılımında gösterilmesi

Analiz sonucunda gerinim ölçer rozet bölgelerinde okunana gerilme değerleri

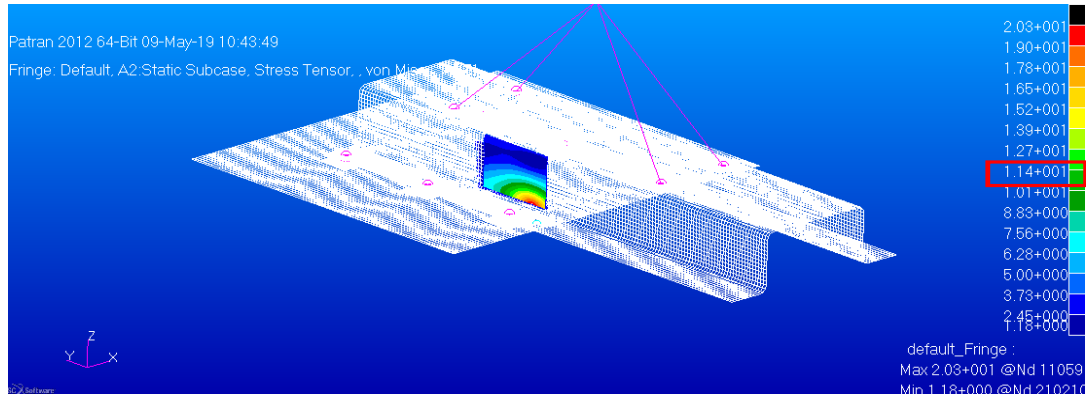
Ekipman ağırlık merkezinde GRMS kuvvetinin uygulanması ile elde edilen gerilme değerleri aşağıdaki gibidir. Yaklaşık olarak gerinim ölçer bölgelerinde gerilme değerleri okunmuştur.

1A gerinimölçer rozet bölgesinde,



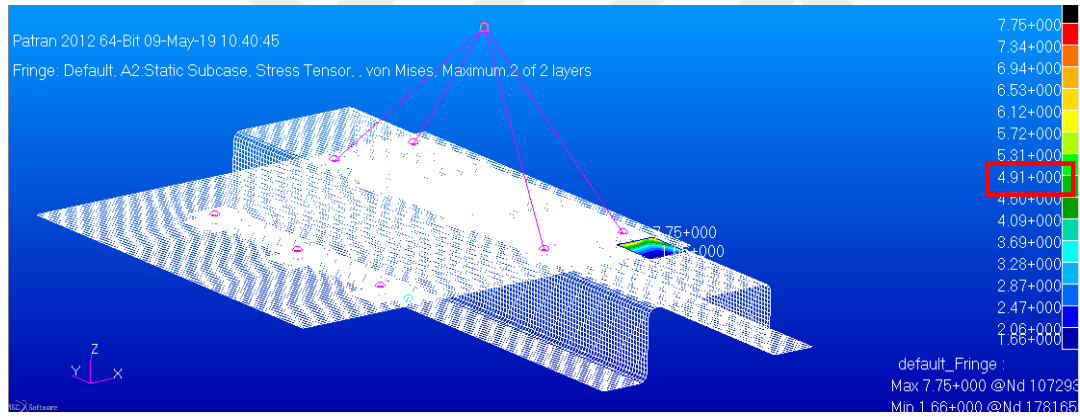
Şekil 2.40. Z eksenli 1A gerinim ölçer rozetinde okunan gerilme değeri

-1A gerinimölçer rozet bölgesinde,



Şekil 2.41. Z eksen -1A gerinim ölçer rozetinde okunan gerilme değeri

2A gerinimölçer rozet bölgesinde,



Şekil 2.42. Z eksen 2A gerinim ölçer rozetinde okunan gerilme değeri

Z yönünde gerinim ölçer rozetlerinde okunan test ve analiz sonuç değerleri Çizelge 2.13’de gösterilmiştir. 1A ve -1A bölgelerinde gerilme değerlerinin birbirine çok yakın olmadığı gözlemlenmektedir.

Çizelge 2.13. Z yönünde gerinimölçer rozetlerinde okunan gerilme değerleri analiz ve test sonuçları karşılaştırılması

Gerinim ölçer rozetleri	Maksimum gerilme test sonuçları	Maksimum gerilme analiz sonuçları
1A	72,9596 MPa	12,4 MPa
-1A	65,6620 MPa	11,4 MPa
2A	22,5 MPa	4,91 MPa

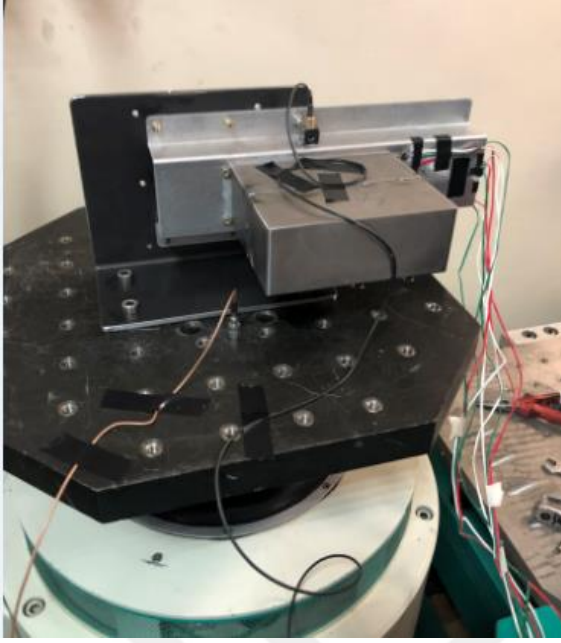
Z ekseninde 1 saatlik ilgili spektrumla titretildikten sonra braket üzerinde köşede oluşan çatlak başlangıcı Resim 2.7’de gösterilmektedir. DO 160 G havacılık ekipmanları için çevresel şartlar ve test prosedürlerinden alınan güç spektrum yoğunluğu girdisi için hasar beklenmektedir. Dolayısıyla lineer olarak arttırılmış test girdisi için de hasar beklenmektedir. Z ekseninde başlayan çatlak yapılan analiz ve hesaplamaların doğru olduğunu göstermektedir.



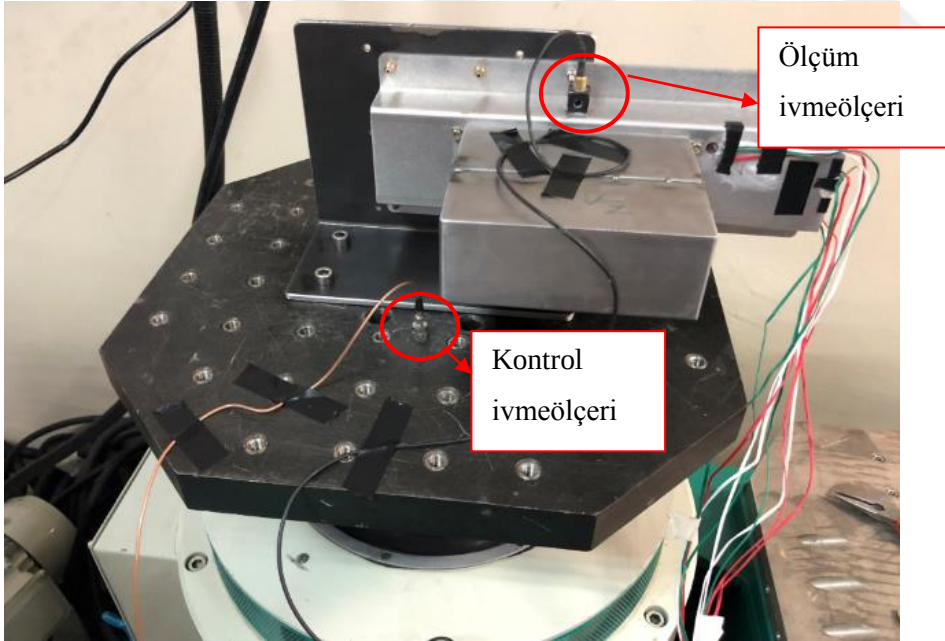
Resim 2.7. Test sonucu braketten oluşan çatlak başlangıcı

2.10.5. X ekseninde gelişigüzel titreşim testinin yapılması

X ekseninde titreşim testi için yeni bir fikstür ile ekipman ve braketin tablaya montajı yapılmıştır. Tablaya montajı tamamlandıktan sonra X ekseninde bir saat boyunca Şekil 2.32’de gösterilen güç spektrum yoğunluğu girdisi (PSD) ile titretilmiştir. (Bkz.Şekil 2.32) Resim 2.8’de x ekseninde titreşim testi için sallayıcı tablasına yerleştirilmiş braket ve ekipman gösterilmektedir.



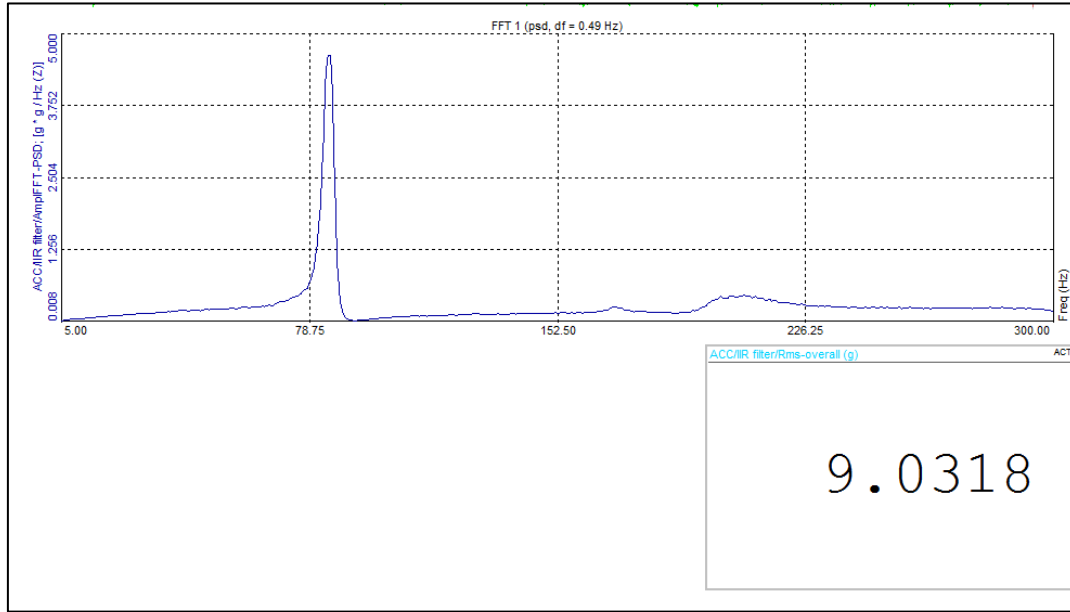
Resim 2.8. X ekseninde titreşim testi



Resim 2.9. X eksen titreşim testi için ivmeölçer yerleşimi

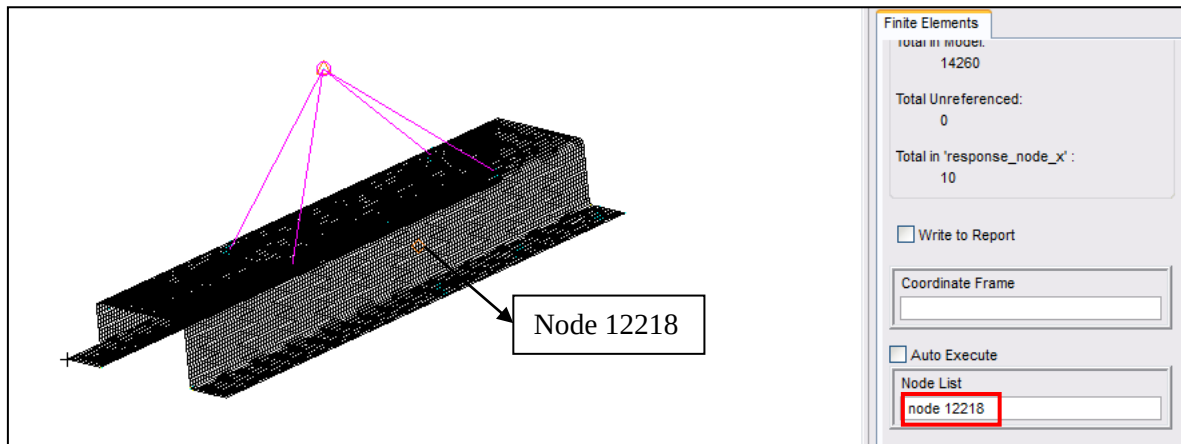
Resim 2.9’da ölçüm ve kontrol için yerleştirilen ivmeölçerler gösterilmektedir.

X eksen titreşim testi sırasında ivmeölçerden alınan veriler Dewesoft X3 yazılımı ile elde edilmiştir. Şekil 2.43’te X eksen titreşim testi sonucu güç spektrum yoğunluğu (PSD) formunda alınan sonuçlar gösterilmektedir.

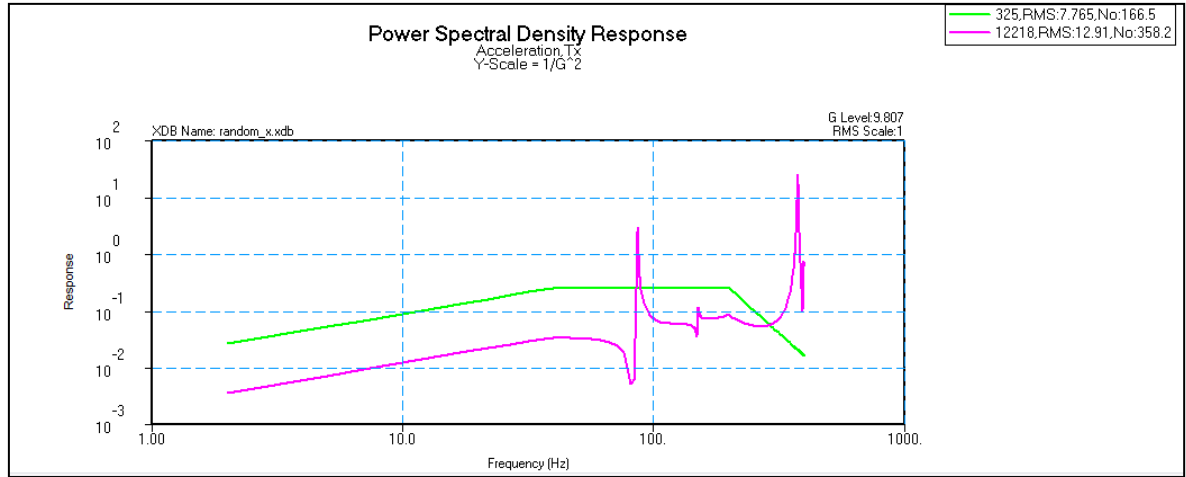


Şekil 2.43. X ekseninde ivmeölçerden alınan güç spektrum yoğunluğu (PSD) ve karekök ortalama (RMS) sonuçları

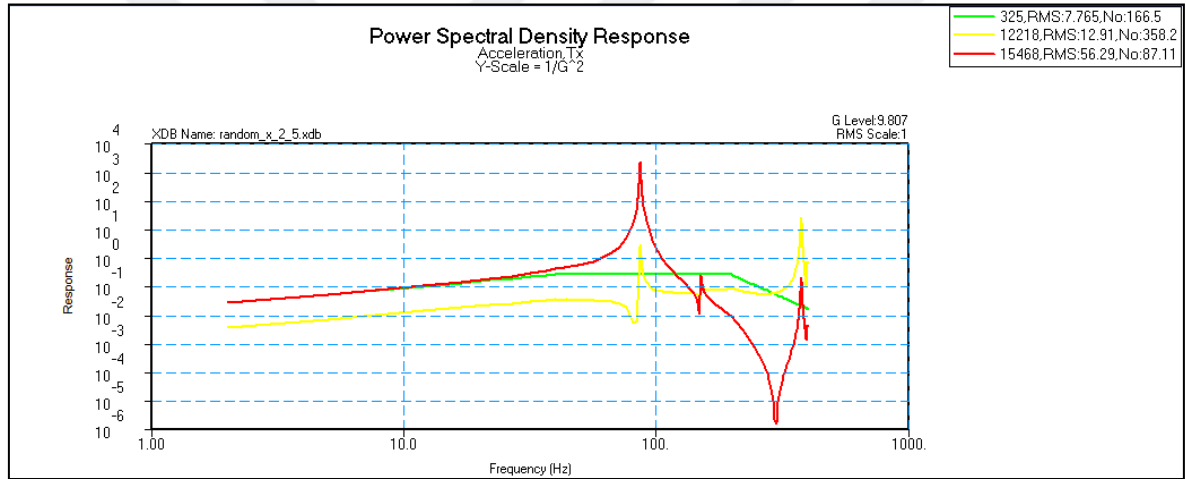
Resim 2.9’da gösterildiği gibi yaklaşık olarak ivmeölçerin yerleştirildiği bölgeden analiz sonucu istenerek sonuçlar karşılaştırılacaktır. Yaklaşık olarak ivmeölçerin bulunduğu bölgeye ait olan düğüm noktası node 12218 olarak belirlenmiştir.



Şekil 2.44. Güç spektrum yoğunluğu (PSD) sonucu istenen düğüm noktası



Şekil 2.45. Node 12218 düğüm noktasında güç spektrum yoğunluğu (PSD) sonucu

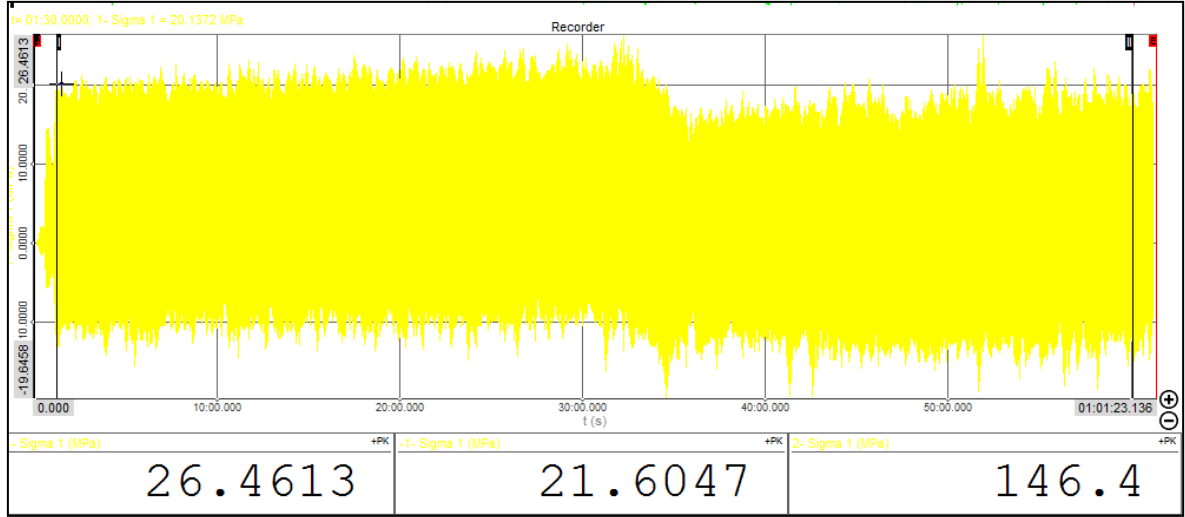


Şekil 2.46. Node 15468 düğüm noktasında güç spektrum yoğunluğu (PSD) sonucu

Node 12218 düğüm noktası için güç spektrum yoğunluğu (PSD) sonucu Şekil 2.45'te gösterilmektedir. Gerilme hesaplaması için ayrıca ekipman ağırlık merkezi düğüm noktası güç spektrum yoğunluğu (PSD) sonucu Şekil 2.46'da gösterilmektedir.

Gerinim ölçerlerden elde edilen maksimum gerilme hesaplamaları

Test sırasında yerleştirilen gerinim ölçer rozetlerinden gerinim değerleri Şekil 2.47'de gösterilmektedir. Microstrain olarak alınan değerler Dewesoft X3 yazılımında Hooke kanunundan yararlanılarak gerilme değerlerine dönüştürülmüş ve rozet yerlerinde maksimum gerilme hesaplamaları yapılmıştır.

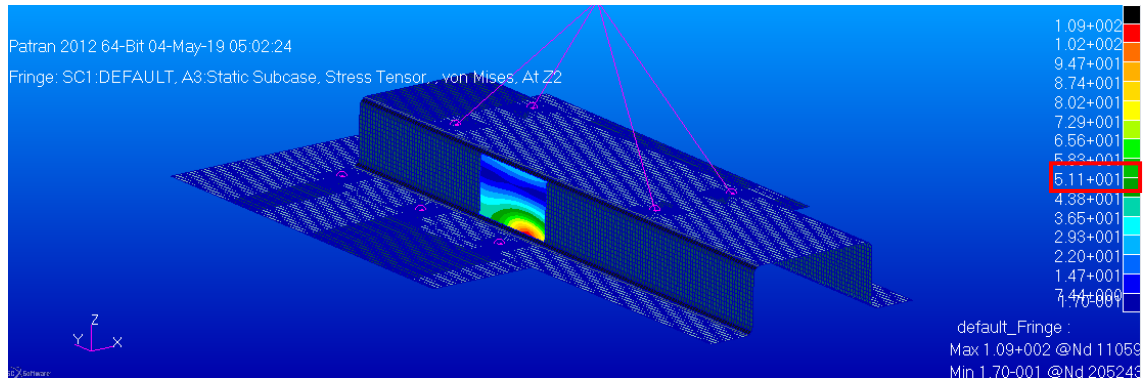


Şekil 2.47. X yönünde gerinim ölçer okunan gerilme değerlerinin Dewesoft X3 yazılımında gösterilmesi

Analiz sonucunda gerinim ölçer rozet bölgelerinde okunana gerilme değerleri

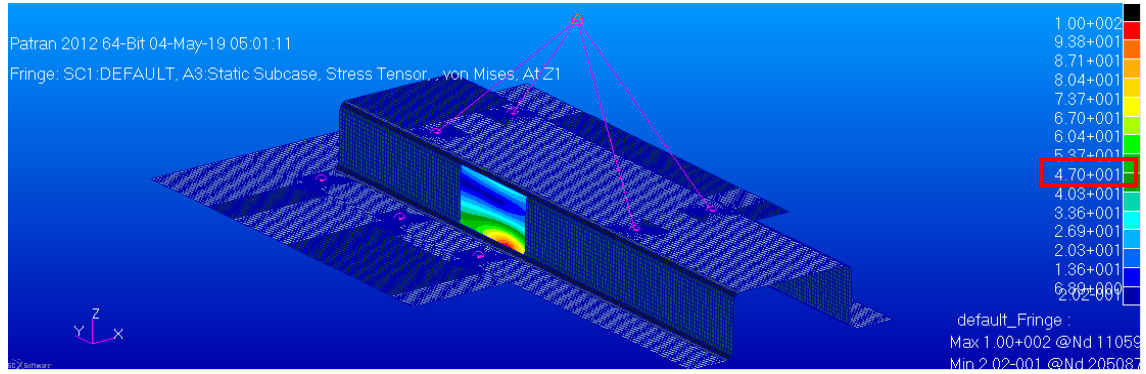
Ekipman ağırlık merkezinde GRMS kuvvetinin uygulanması ile elde gerilme değerleri aşağıdaki gibidir. Yaklaşık olarak gerinim ölçer bölgelerinde gerilme değerleri okunmuştur.

1A gerinimölçer rozet bölgesinde,



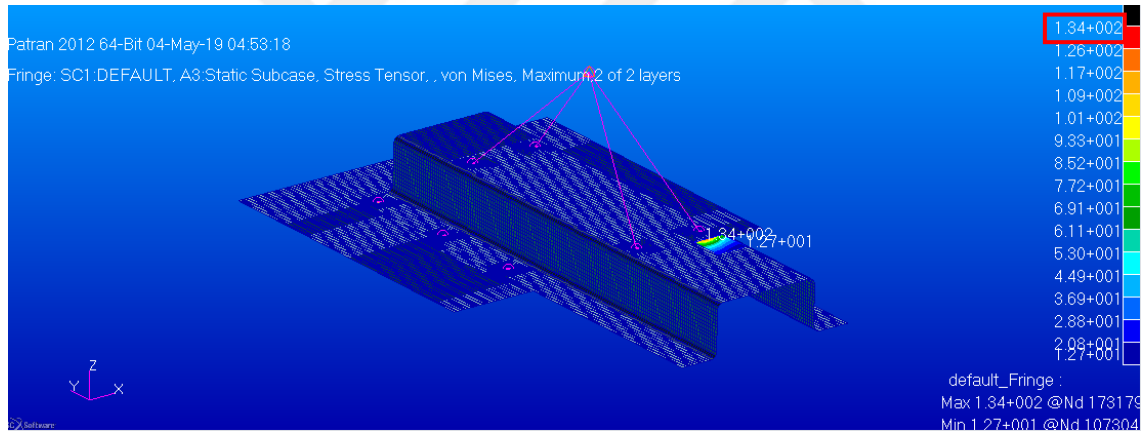
Şekil 2.48. X eksenini 1A gerinim ölçer rozetinde okunan gerilme değeri

-1A gerinimölçer rozet bölgesinde,



Şekil 2.49. X eksen -1A gerinim ölçer rozetinde okunan gerilme değeri

2A gerinimölçer rozet bölgesinde,



Şekil 2.50. X eksen 2A gerinim ölçer rozetinde okunan gerilme değeri

X yönünde gerinim ölçer rozetlerinde okunan test ve analiz sonuç değerleri Çizelge 2.14’de gösterilmiştir. 1A ve -1A bölgelerinde gerilme değerlerinin birbirine çok yakın olmadığı gözlemlenmektedir.

Çizelge 2.14. X yönünde gerinimölçer rozetlerinde okunan gerilme değerleri analiz ve test sonuçları karşılaştırılması

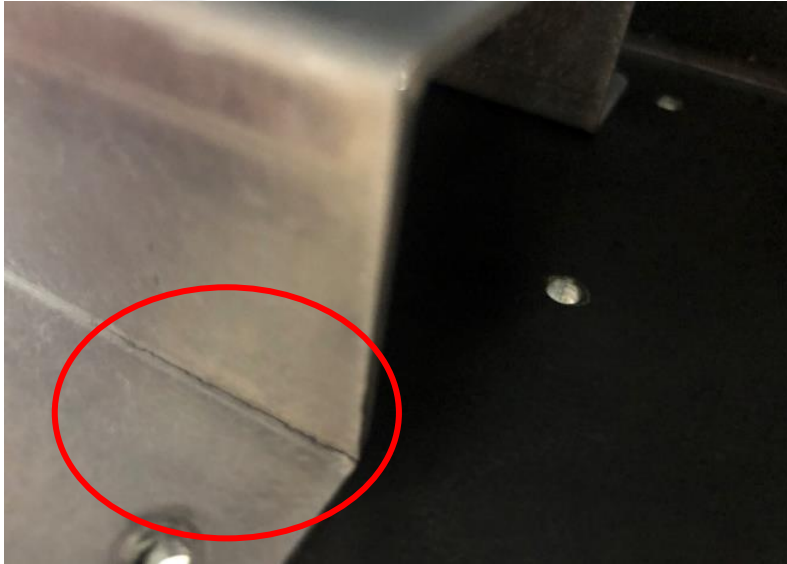
Gerinim ölçer rozetleri	Maksimum gerilme test sonuçları	Maksimum gerilme analiz sonuçları
1A	26,4613 MPa	51,1 MPa
-1A	21,6047 MPa	47 MPa
2A	146,4 MPa	134 Mpa

Titreşim testi sonucu çatlak başlangıcı

Z eksenı titreşim testi sonucunda köşede oluşan çatlak başlangıcı X yönündeki spektrumun yüklenmesi sonucu ilerlemiştir. Resim 2.10 ve 2.11’de ilerleyen çatlak gösterilmektedir.



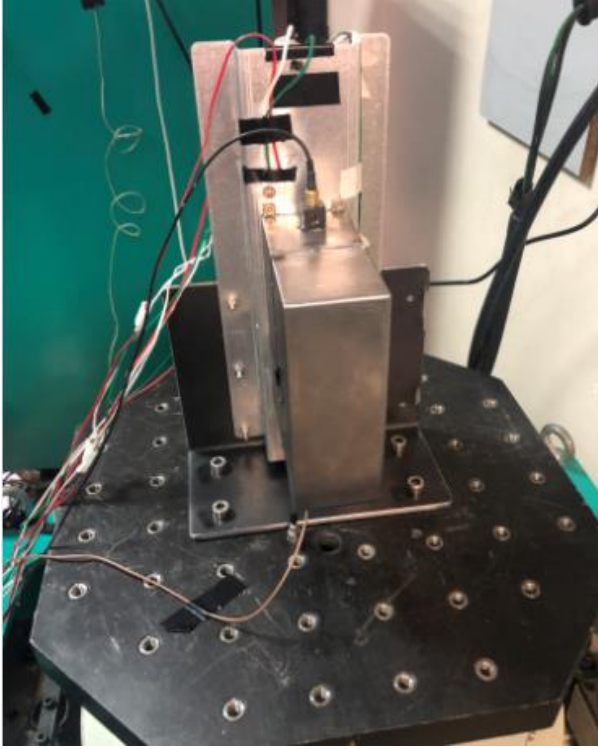
Resim 2.10. X eksenı titreşim testi sonucu çatlak ilerlemesi



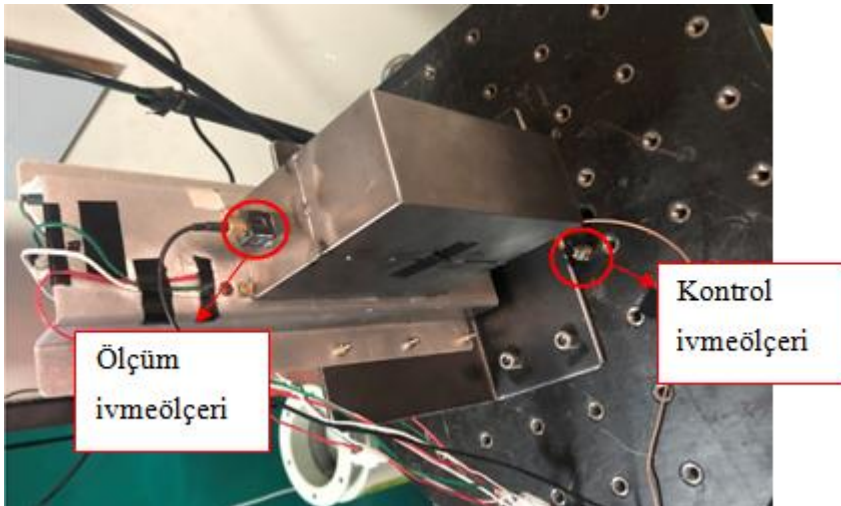
Resim 2.11. X eksenı titreşim testi sonucu çatlak ilerlemesi

2.10.6. Y ekseninde gelişigüzel titreşim testinin yapılması

Y ekseninde titreşim testi için braket Y ekseninde titreşecek şekilde fixture üzerine yerleştirilerek teste başlanmıştır. Tablaya montajı tamamlandıktan sonra Y ekseninde bir saat boyunca ilgili PSD Güç spektrum yoğunluğu girdisi ile titretilmiştir. Resim 2.12’de y eksenini titreşim testi için ekipman ve braketin tablaya montajı gösterilmektedir.

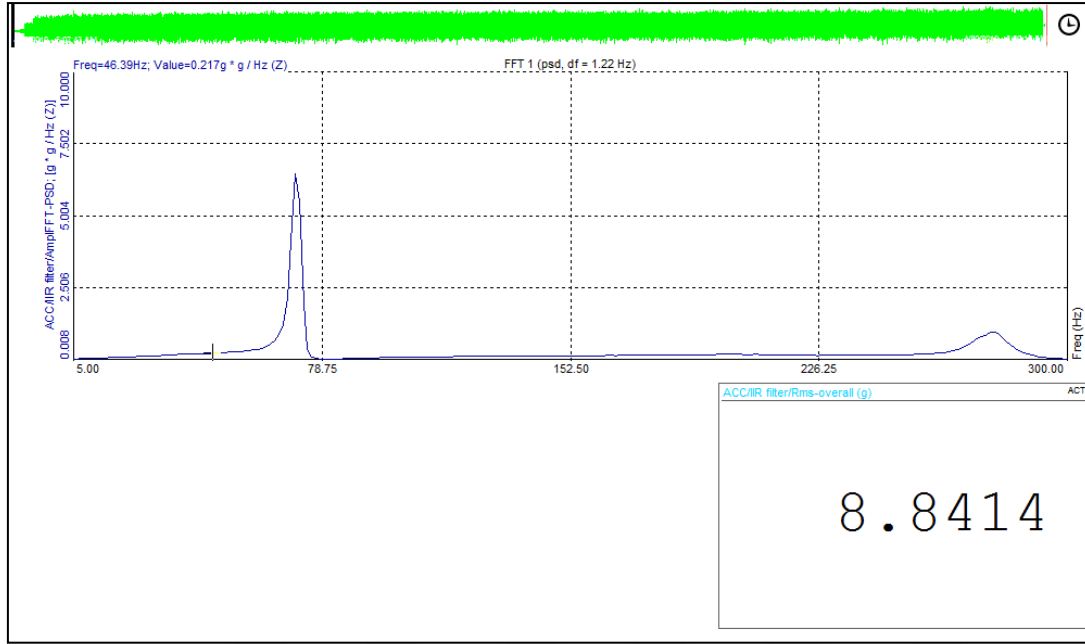


Resim 2.12. Y eksenini titreşim testi

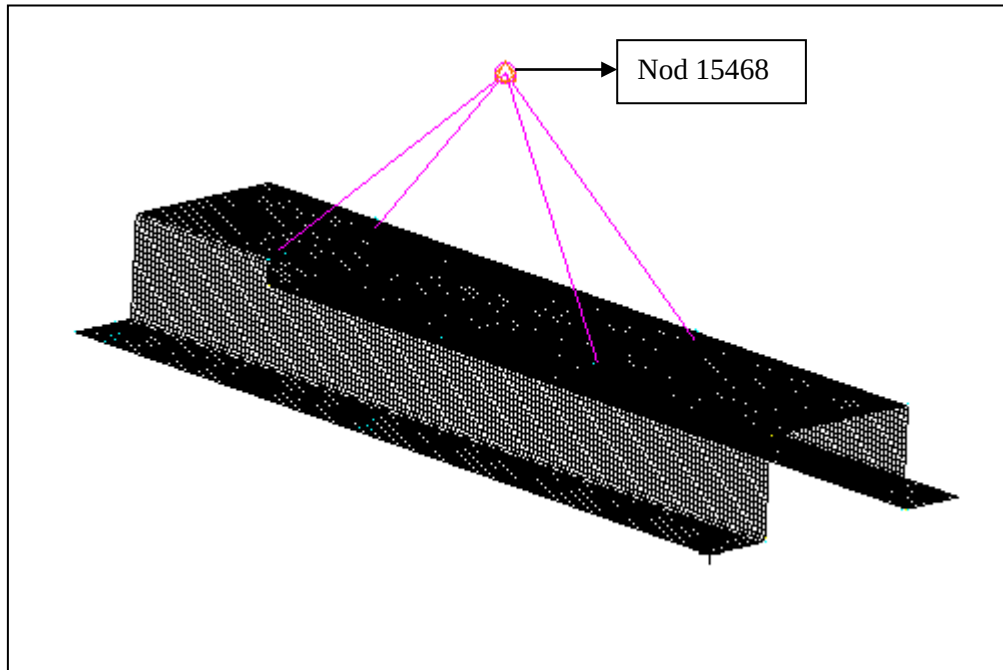


Resim 2.13. Y ekseninde titreşim testi için ivme ölçer yerleşimi

Y eksenı titreşim testi sırasında ivmeölçerden alınan veriler Dewesoft X3 yazılımı ile elde edilmiştir. Şekil 2.51'de Y eksenı titreşim testi sonucu güç spektrum yoğunluğu (PSD) formunda alınan sonuçlar gösterilmektedir.

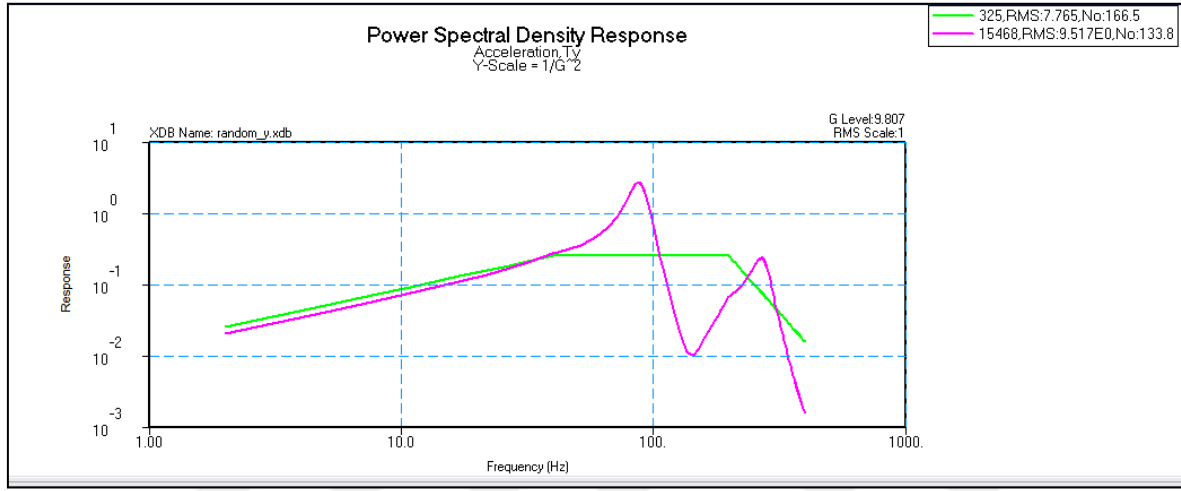


Şekil 2.51. Y ekseninde ivmeölçerden alınan güç spektrum yoğunluğu (PSD) ve karekök ortalama (RMS) sonuçları



Şekil 2.52. Güç spektrum yoğunluğu (PSD) sonucu istenen düğüm noktası

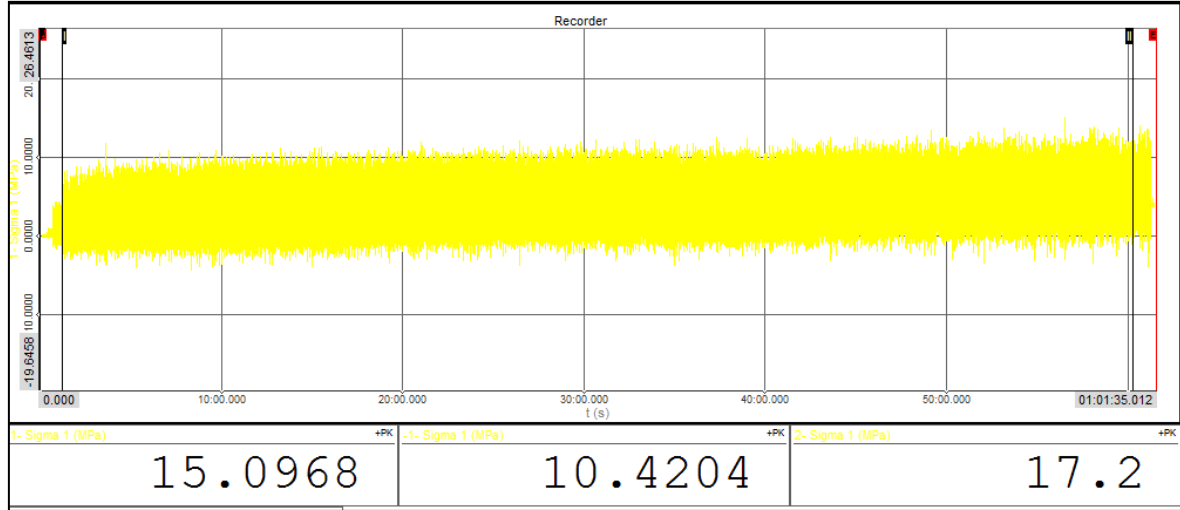
Resim 2.13’de gösterildiği gibi yaklaşık olarak ivmeölçerin yerleştirildiği bölgeden analiz sonucu istenerek sonuçlar karşılaştırılacaktır. Test sırasında yüzey şartlarından dolayı ivmeölçerin ekipmanın ağırlık merkezine yerleştirilmesi mümkün olmadığı için ivmeölçer ekipmanın ağırlık merkezinden daha aşağıda bir bölgeye yerleştirilmiştir. Fakat analiz yönteminde ekipman ağırlık merkezinden yığılı kütle olarak tanımlandığı için sonuçlar ağırlık merkezindeki düğüm noktasından istenmiştir.



Şekil 2.53. Node 15468 düğüm noktasında güç spektrum yoğunluğu (PSD) sonucu

Gerinimölçerlerden elde edilen maksimum gerilme hesaplamaları

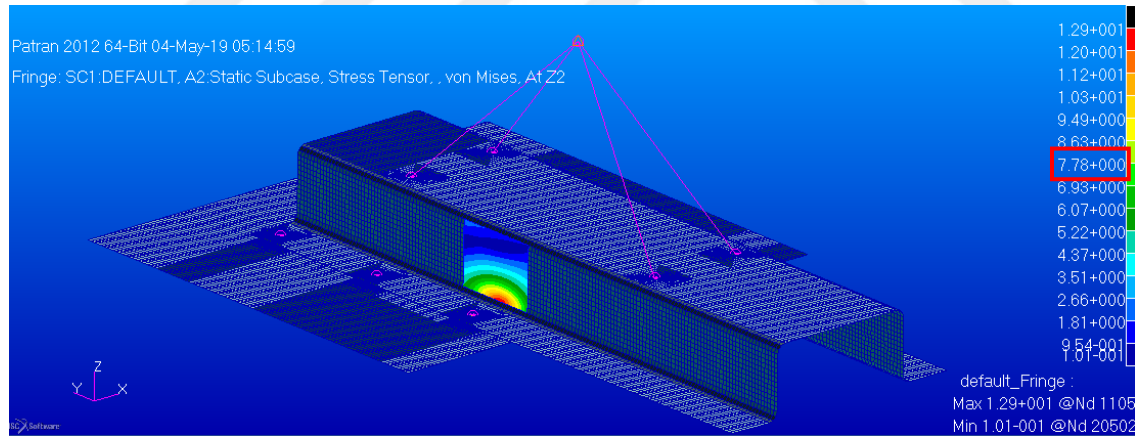
Test sırasında yerleştirilen gerinim ölçer rozetlerinden gerinim değerleri Şekil 2.54’de gösterilmektedir. Microstrain olarak alınan değerler Dewesoft X3 yazılımında Hooke kanunundan yararlanılarak gerilme değerlerine dönüştürülmüş ve rozet yerlerinde maksimum gerilme hesaplamaları yapılmıştır.



Şekil 2.54. Y yönünde gerinim ölçer okunan gerilme değerlerinin Dewesoft X3 yazılımında gösterilmesi

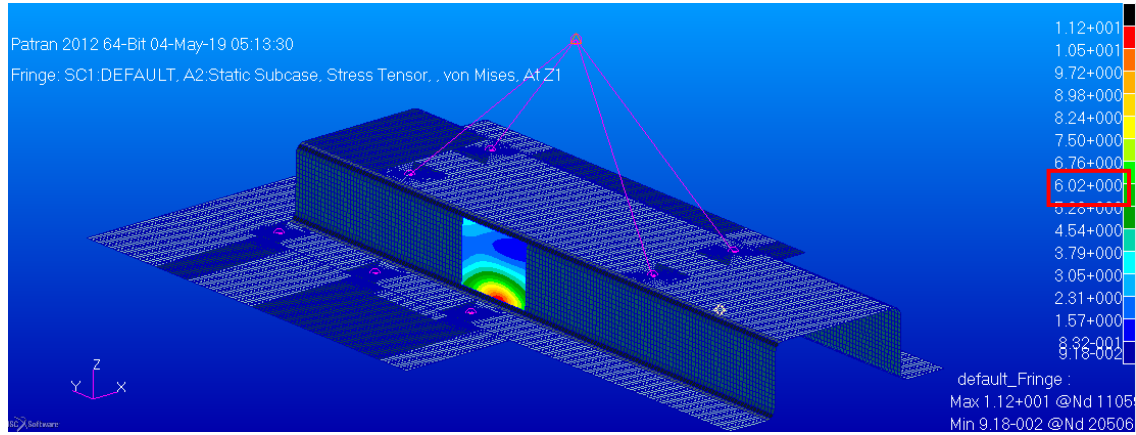
Analiz sonucunda gerinim ölçer rozet bölgelerinde okunan gerilme değerleri

1A gerinimölçer rozet bölgesinde,



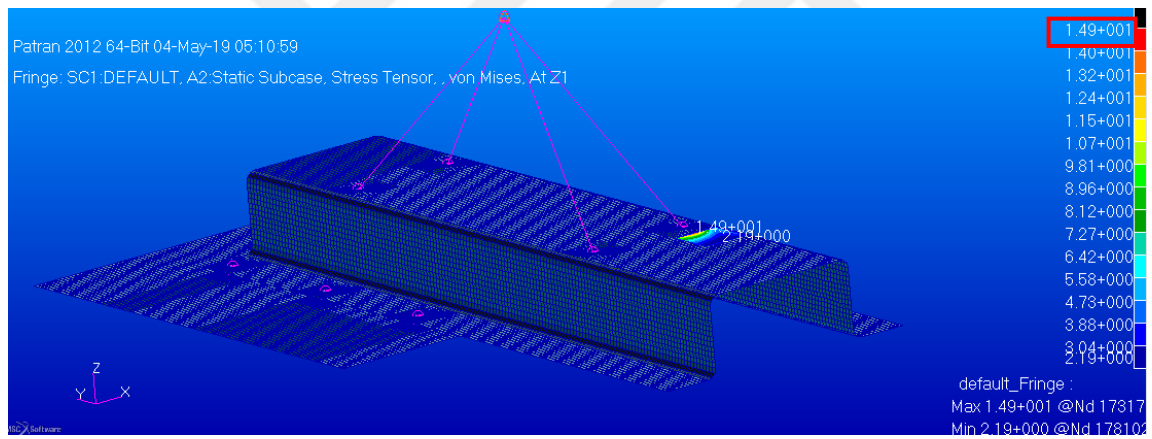
Şekil 2.55. Y eksenine 1A gerinim ölçer rozetinde okunan gerilme değeri

-1A gerinimölçer rozet bölgesinde,



Şekil 2.56. Y eksen -1A gerinim ölçer rozetinde okunan gerilme değeri

2A gerinimölçer rozet bölgesinde,



Şekil 2.57. Y eksen 2A gerinim ölçer rozetinde okunan gerilme değeri

Y yönünde gerinim ölçer rozetlerinde okunan test ve analiz sonuç değerleri Çizelge 2.15’de gösterilmiştir. Test sırasında okunan gerilme değerlerinin analiz sonuçlarına oldukça yaklaşık olduğu görülmüştür.

Çizelge 2.15. Y yönünde gerinimölçer rozetlerinde okunan gerilme değerleri analiz ve test sonuçları karşılaştırılması

Gerinim ölçer rozetleri	Maksimum gerilme test sonuçları	Maksimum gerilme analiz sonuçları
1A	15,09968 MPa	7,78 MPa
-1A	10,4204 MPa	6,02 MPa
2A	17,2 MPa	14,9 MPa

3. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada helikopter üzerinde ön aviyonik bölgede bulunan bir ekipman braketinin gelişigüzel titreşim analizi yapılmış ve yorulma ömrü Steinberg metot, Miner birikimli hasar teoremi ile belirlenmiştir.

Havacılık endüstrisinde yapısal parçaların yorulma ömrünün genel olarak uzun olması sebebiyle hızlandırılmış yorulma ömrü testi yapılmıştır. Zaman ve maliyet bakımından oldukça verimli olan bu test her bir ekseninde birer saat olacak şekilde standart dokümanından alınan güç spektrum yoğunluğu girdisi ile gerçekleştirilecektir. Fakat yapısal analiz sonuçlarında gerilme değerlerinin gerinim ölçer rozetlerinin okuyabileceği aralıkta olması için güç spektrum yoğunluğu girdisi lineer olarak arttırılmıştır. Bu test girdisi için analiz tekrarlanmış ve analiz sonuçlarının doğrulama işlemi yapılmıştır.

Aynı zamanda analizi yapılan bu braketin sallayıcı üzerinde titretilerek ivmeölçer sayesinde güç spektrum yoğunluğu grafiği, gerinim ölçerler sayesinde ise belirli bölgelerde gerilme değerleri okunmuş ve analiz sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Modal analiz sonuçları ile belirlenen doğal frekans değerleri test sonuçlarında ivmeölçerden alınan güç spektrum yoğunluğu grafiğinde tepe noktası olduğu yerlerle yakın olduğu gözlemlenmektedir. Bu karşılaştırma ile modal analizin doğruluğu saptanmıştır.

İvmeölçerden alınan güç spektrum yoğunluğu grafikleri ile gelişigüzel titreşim analizi sonuçları karşılaştırılmış bu değerlerin de birbirine yakın olduğu gözlemlenmiştir. Bu karşılaştırma ile dinamik analiz sonuçlarının doğrulaması yapılmıştır.

Gerinim ölçerlerden alınan gerilme değerlerinin yapılan statik analiz sonuçları ile karşılaştırılması yapılmıştır. Y eksenindeki değerlerin birbirine yakın olduğu gözlemlenmiştir. Fakat X ve Z eksenindeki değerlerin birbirini tutmadığı saptanmıştır. Gerilme analizlerinin statik olarak yapılması, dinamik etkilerin göz ardı edilmesi gerilme değerlerinin test ve analiz sonuçlarında birbirinden farklı olması sebeplerinden biridir. Aynı zamanda test sırasındaki üretim hataları, montaj hataları, malzemenin kendi iç yapısındaki kusurlar, bağlayıcı ön torklama işlemlerinin farklılıkları bu braket üzerindeki gerilme değerlerinin farklı olmasının sebeplerinden biridir. Aynı zamanda X ve Z titreşim

testi sırasında çatlak oluşması sebebiyle yapısal analizin var olan bir çatlakla analizinin yapılması bu değerlerin birbiri ile daha ilişkili olmasını sağlayacaktır.

Sonuç olarak analizi yapılan braketin öncelikle modal analizi, daha sonra gelişigüzel titreşim analizi ve statik analizi yapılmış ve maksimum gerilme değerleri okunmuştur. Standarttan alınan girdi ile yapılan bu analiz sonucunda Steinberg metottan ve Miner birikimli hasar teoreminden faydalanılarak hasarın meydana gelip gelmeyeceği öngörülmüştür. Aynı zamanda analizi yapılan bu braketin testi gerçekleştirilmiştir. Analiz sırasında gerilme değerlerinin küçük okunması sebebiyle girdi lineer olarak arttırılmıştır. Test sonucunda Z ekseninde çatlak başlangıcı oluşmuş, X ekseninde ise bu çatlak ilerlemiştir. Analiz sonuçları ile yapılan hesaplamalarda hasar meydana gelmesi öngörülmüştür test sonucunda da bu hesaplamalar doğrulanmıştır.

Bu çalışmada sonlu elemanlar metodu ile gelişigüzel titreşim analiz sonuçlarının test sonuçları ile doğrulanması için çalışmalar yapılmıştır. Yapının dinamik karakteristiğinin test sonuçlarına daha yakın olduğu gözlemlenmiştir. Fakat gerilme değerlerinin statik olarak çözülerek okunması durumunda yapının dinamik cevaplarının kaçırıldığı gözlemlenmiştir. Gelecek çalışmalarda yapının dinamik karakteristiğini de hesaba katacak gerilme hesabının yapılması yorulma ömrünün daha gerçekçi bir şekilde hesaplanmasını sağlayacaktır.

KAYNAKLAR

1. Wöhler, A. (1867). Wöhler's Experiments on the Strength of Metals Engineering. *Engineering Paris Exposition*, 4, 160-161.
2. Miner, M. A. (1945). Cumulative Damage in Fatigue. *Journal Applied Mechanics*. 12, A159-A164.
3. Matsuishi, M. and Endo, T. (March, 1968). *Fatigue of Metals subjected to varying Stress*. Paper presented at Japan Society of Mechanical Engineering Conference, Jukvoka, Japan.
4. Dirlik, T. (1985). *Application of Computers in Fatigue Analysis*. Doctor of Philosophy Thesis, University of Warwick, West-Midlands/Warwickshire.
5. Bendat, J.S. (NASA) (1964). *Probability Functions for Random Responses NASA Report on contract NAS-4590*. Los Angeles, CA, United States, 60.
6. Wirsching, P.H. and Light, M. C. (1980). Fatigue under Wide Band Random Loading. *Journal of Structural Division*, ASCE, 1593-1607.
7. Chaudhury, G.K. and Dover, W.D. (1985). Fatigue Analysis of Offshore Platforms subject to Sea Wave Loadings. *International Journal of Fatigue*, 1(1),19-19.
8. Tunna, J.M. (1986). Fatigue Life Prediction for Gaussian Random Loads at the Design Stage. *Fatigue Fracture of Engineering Material Structure*, 9(3),169-184.
9. Kam, J.C.P. and Dover, W.D. (1988). Fast Fatigue Assessment Procedure for Offshore Structures under Random Stress History. *Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, 85, 169-184.
10. Bishop, N., Caserio, A., and Mesa, C. (1998). *Vibration Fatigue Analysis in the Finite Element Environment*. Paper presented at Americas User Conference, California, America.
11. Pitoiset, X., Preumont, A. and Kernilis, A. (2000). Spectral Methods for Multiaxial Random Fatigue Analysis of Metallic Structures. *Internal Journal of Fatigue*, 22, 541-550.
12. Steinberg, D. (2000). *Vibration Analysis for Electronic Equipment*. (Third Edition), New York: Jon Wiley & Sons,188-233.

13. Özsoy S., Çelik M. ve Kadioğlu F. S., (2008, October). An Accelerated Life Test Approach for Aerospace Structural Components. *Engineering Failure Analysis*, 15(7), 946-957.
14. Fuente, E. (2009). Von Mises Stresses in Random Vibration of Linear Structures. *Computers&Structures*. 87(21-22), 1253-1262.
15. Koçer, B.(2010). *Vibration Fatigue Analysis of Structures Under Broadband Excitation*. Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
16. Junga, D. and Gafurova, A. (2011). Reliability Achievement of the Driving System Parts through Development of Vibration-Fatigue Evaluation Method. *Procedia Engineering*, 10, 1906-1916.
17. Hu, H., Li, Y., Suo, T., Zhao, F., Miao, Y., Xue, P. and Deng, Q. (2014, May). Fatigue Behavior of Aluminium Stiffened Plate subjected to Random Vibration Loading. *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*, 24(5), 1331-1336.
18. Kendre, R. (2015). *Random Vibration Analysis for Starter Motor of Three Wheeler Automobile*. Paper presented at International Conference of Vibration Problems, Warangal, India.
19. Giagopoulou, D., Arailopoulou, A., Dertimanis, V., Papadimitriou, C. , Chatzib, E. and Grompanopoulos, K. (2017). *Computational Framework for Online Estimation of Fatigue Damage using Vibration Measurements from a Limited Number of Sensors*. Paper presented at Tenth International Conference on Structural Dynamics, EURO-DYN, Rome, Italy.
20. Sakamoto, J. and Shibutani, T. (2018). Analysis of Fatigue Damage of Aluminium Alloy under Multiaxial Random Vibration. *Procedia Structural Integrity*, 13, 529-534.
21. Kaplanlıoğlu, B. (2014). *Uçak Kanadı Ana Kirişi Profil Gövdelerinin Kararlı ve Kararsız Kırılma Modlarının Sonlu Eleman Yöntemi ve Analitik Yöntemlerle Karşılaştırmalı Olarak İncelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 43-44.
22. DO-160G, (2010). Environmental Conditions and Test Procedures for Airborne Equipment. *Radio Technical Commission for Aeronautics*, Washington, America.
23. Metallic Materials Properties Development and Standardization (MMPDS) Handbook (2017). *Federal Aviation Administration*. 12, Washington, America.

24. Huth., H. (1986). Influence of Fastener Flexibility on the Prediction of Load Transfer and Fatigue Life for Multiple-Row Joints. *Fatigue in Mechanically Fastened Composite and Metallic Joints*, ASTM STP927, 221–250.
25. Gauss, C. F. (1857). Theory of Motion of the Heavenly Bodies Moving about the Sun in Conic Sections, (Trans. C.H. Davis), Boston, England. (Original paper is published in 1809).
26. Halfpenny, A. (1999). *A Frequency Domain Approach for Fatigue Life Estimation from Finite Element Analysis*. Paper presented at International Conference on Damage Assessment of Structures (DAMAS 99), Dublin, Ireland.







EK-1. Sallayıcı, güç kontrol ünitesi ve kompresör



Şekil 1.1. Sallayıcı, güç kontrol ünitesi ve kompresör

EK-2. Sallayıcıya ait teknik özellikler

Section 1 Specification of shaker system		
1.1 Specification		
Table 1-1 Important Specifications		
SD-660-6 DA-3 ACU751 Electrodynamic Shaker		
Generated Force	Sine (Pk)	300 kgf (660 lbf)
	Random (Rms)	300 kgf (660 lbf)
	Shock (Pk)	600 kgf @6ms (1320 lbf)
Useable Frequency		5-4,000Hz
Maximum displacement (Peak-Peak):		
Continuous duty		38 mm
Shock		38 mm
Between mechanical stops		44 mm
Maximum Velocity		2 m/s
Maximum Acceleration		100g
Fundamental Resonance Frequency (Nominal, Bare Table)		3150Hz
Body Suspension Natural Frequency (Thrust Axis)		Lower than 3 Hz
Power Supply Requirement		380V/50Hz 3 Phase
Armature Rated Current		35 Arms
Armature Rated Voltage		110 Vrms
Armature Coil Resistance		0.45 Ω
Effective Nominal Armature Mass		3kg
Armature Diameter		150 mm
Vertical Load Support		120 kg
Load Attachment Points (Standard)		13 stainless steel M8 Inserts
Field Rated Current (DC) cold		9.0A
Field Rated Voltage (DC) cold		323 V
Field Coil Resistance R20		19 Ω X 2 = 38 Ω
Drive Coil Isolation Resistance to Armature		>10M Ω
Drive Coil Isolation Resistance to Shaker Body		>10M Ω
Stray Flux Density with degauss coil		3 gauss @ 152 mm above table
The height between shaker body to the armature table surface after remove the top cover		78mm
The maximum noise of the system		107dB
SPA302 (DA-3) Power Amplifier		
Rated Output Capacity		3 kVA
Amplifier Frequency response (Sine mode, resistive load)		Full power from 5 Hz to 3000Hz rolling off to 3 dB at 4000 Hz with 6 dB/Octave slope
Distortion (at rated output)		From 5 Hz to 3000Hz less than 1%
Signal-Noise-Ratio		Greater than 65 dB

Şekil 2.1. Sallayıcıya ait teknik özellikler

EK-2. (Devam) Sallayıcıya ait teknik özellikler



Small Force Shaker Series
SD-660-6 DA-3 HE400CM

<http://www.spectraldynamics.com>

DC stability	Less than 0.05% of full output voltage with 10% change in line voltage.
Input Drive	1.5 Vrms into 10 K Ohms for full output
Input Power	380V, 50 Hz, 3 Phase 6kVA
160 Hz Sine Trial Testing	27 Arms/48Vrms @100 g

Note; *Sine Performance Curve, Random Performance Curve and Shock Curve are all attached in the final test report.*

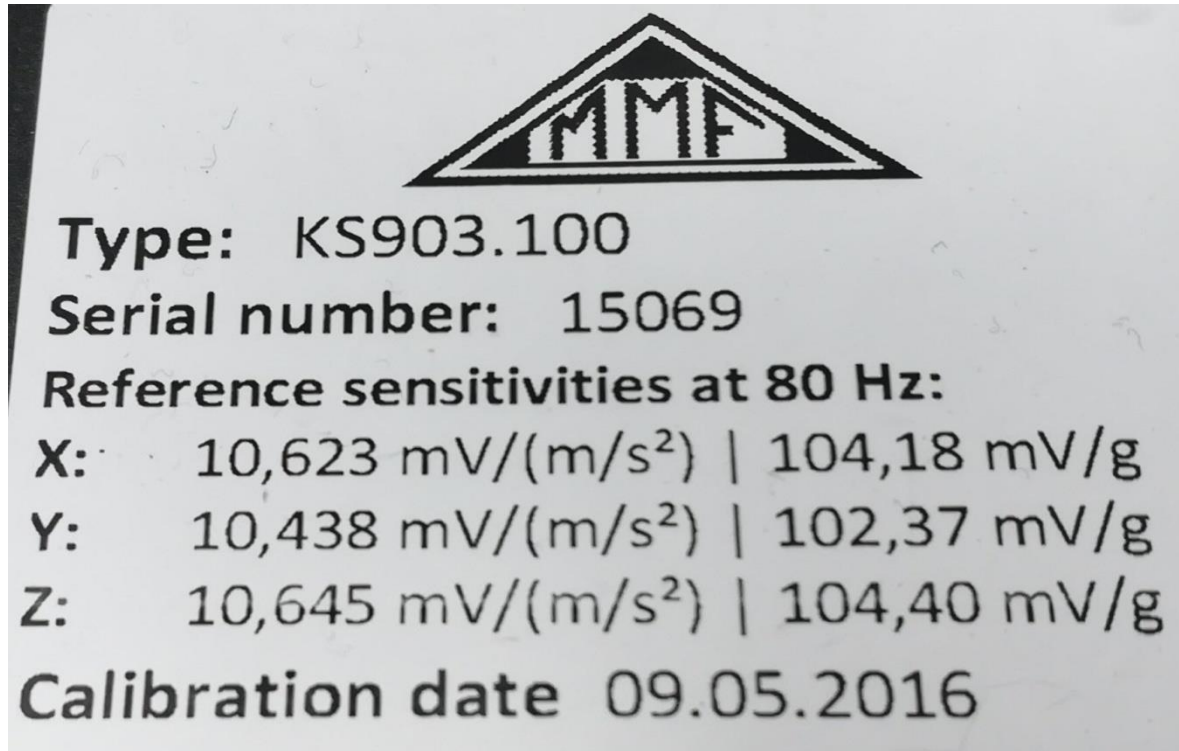
If you want to choose a Cooling Blower matching this shaker system, it must comply with the specifications as shown in the Table 1-2

Table 1-2 ACU751 Blower Specifications

Blower Power (Full Load)	0.75 kW (1 HP)
Air Flow Rate	0.1 m ³ /s
Air Pressure:	0.001 Mpa @ Non Load
Air Duct Outer Diameter	125mm
Max extended length of Duct	4000mm

Şekil 2.2. Sallayıcıya ait teknik özellikler

EK-3. Test için kullanılan ivmeölçer özellikleri



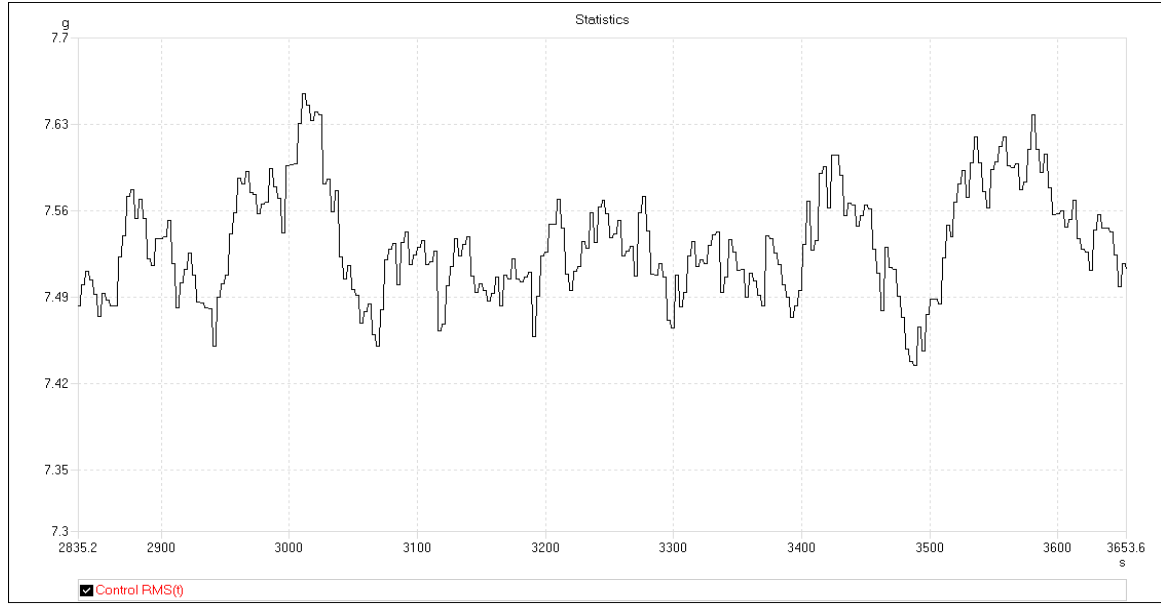
Şekil 3.1. Test için kullanılan ivmeölçer teknik özellikleri

EK-4. Test için kullanılan Sirius marka kontrolcü



Şekil 4.1. Sirius HD kontrolcü

EK-5. Kontrol ivmeölçerinden okunan karekök ortalama (RMS) girdi grafiği



Şekil 5.1. Kontrol ivmeölçerinden okunan karekök ortalama (RMS) girdi grafiği

Demand RMS: 7.5294 g

Control RMS: 7.5125 g

Drive RMS: 0.4966 V

Level: 100 %

Test Time: 01:00:30

Remaining Time: 00:00:00

Total Time: 01:01:02

Sampling Freq.: 1280 Hz

Lines: 400

Frame Time: 800 ms

Delta F: 1.25 Hz

DOF: 120

EK-6. Sallayıcı girdi kanal parametreleri

Input Channel Parameter

Çizelge 6.1. Sallayıcı Girdi Kanal Parametreleri

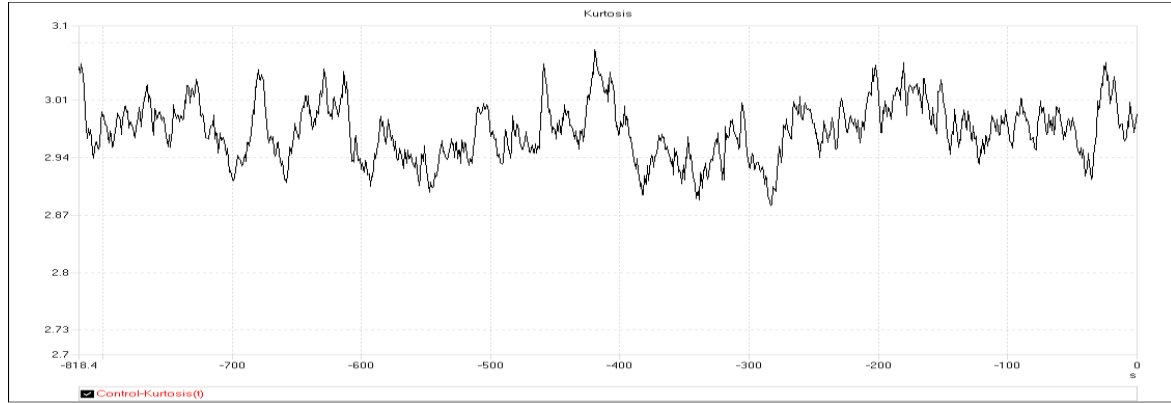
#	Name	Type	Range	Weighting	Input Mode	Quantity	Sensitivity	Polarity	Description
1	Input1	Control	10 V	1	ICP	Acceleration	9.99 mV/(g)	Pos	
2	Input2	Measure	10 V		DC Gnd	Acceleration	100 mV/(g)	Pos	
3	Input3	Measure	10 V		DC Gnd	Acceleration	100 mV/(g)	Pos	
4	Input4	Measure	10 V		DC Gnd	Acceleration	100 mV/(g)	Pos	
5	Input5	Measure	10 V		DC Gnd	Acceleration	100 mV/(g)	Pos	
6	Input6	Measure	10 V		DC Gnd	Acceleration	100 mV/(g)	Pos	
7	Input7	Measure	10 V		DC Gnd	Acceleration	100 mV/(g)	Pos	
8	Input8	Measure	10 V		DC Gnd	Acceleration	100 mV/(g)	Pos	

Schedule1

Çizelge 6.2. Sallayıcı Girdi Kanal Parametreleri

Type	Level(%)	Time	Parameters
Level Test	50	00:00:30	
Level Test	100	01:00:00	
Test Report			Word

EK-7. Kontrol ivmeölçerinden okunan kurtosis girdi grafiği



Şekil 7.1. Kontrol ivmeölçerinden okunan kurtosis girdi grafiği

Demand RMS: 7.5294 g

Control RMS: 7.5125 g

Drive RMS: 0.4966 V

Level: 100 %

Test Time: 01:00:30

Remaining Time: 00:00:00

Total Time: 01:01:02

Sampling Freq.: 1280 Hz

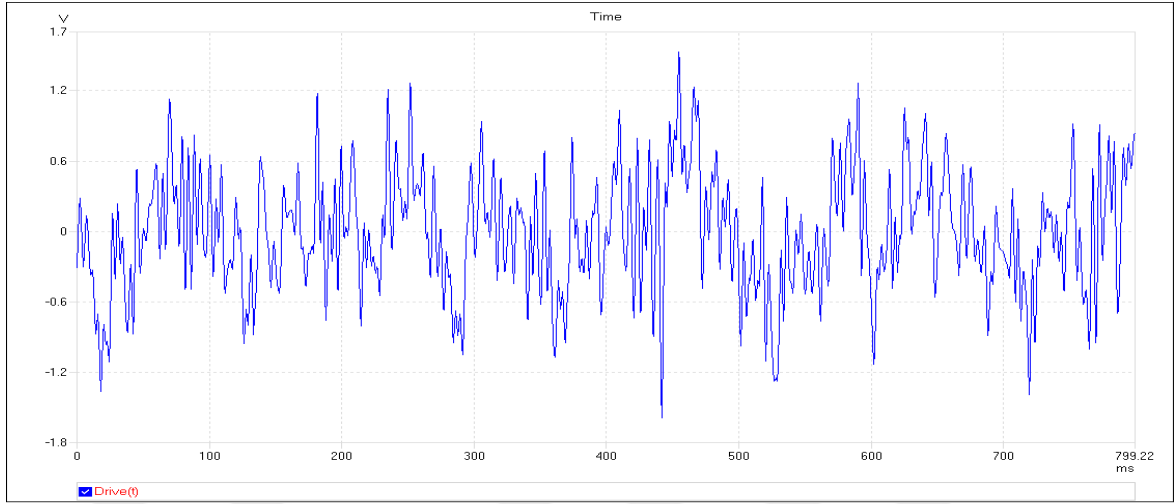
Lines: 400

Frame Time: 800 ms

Delta F: 1.25 Hz

DOF: 120)

EK-8. Zaman bazında girdi grafiği



Şekil 8.1. Zaman bazında girdi grafiği

Demand RMS: 7.5294 g

Control RMS: 7.5125 g

Drive RMS: 0.4966 V

Level: 100 %

Test Time: 01:00:30

Remaining Time: 00:00:00

Total Time: 01:01:02

Sampling Freq.: 1280 Hz

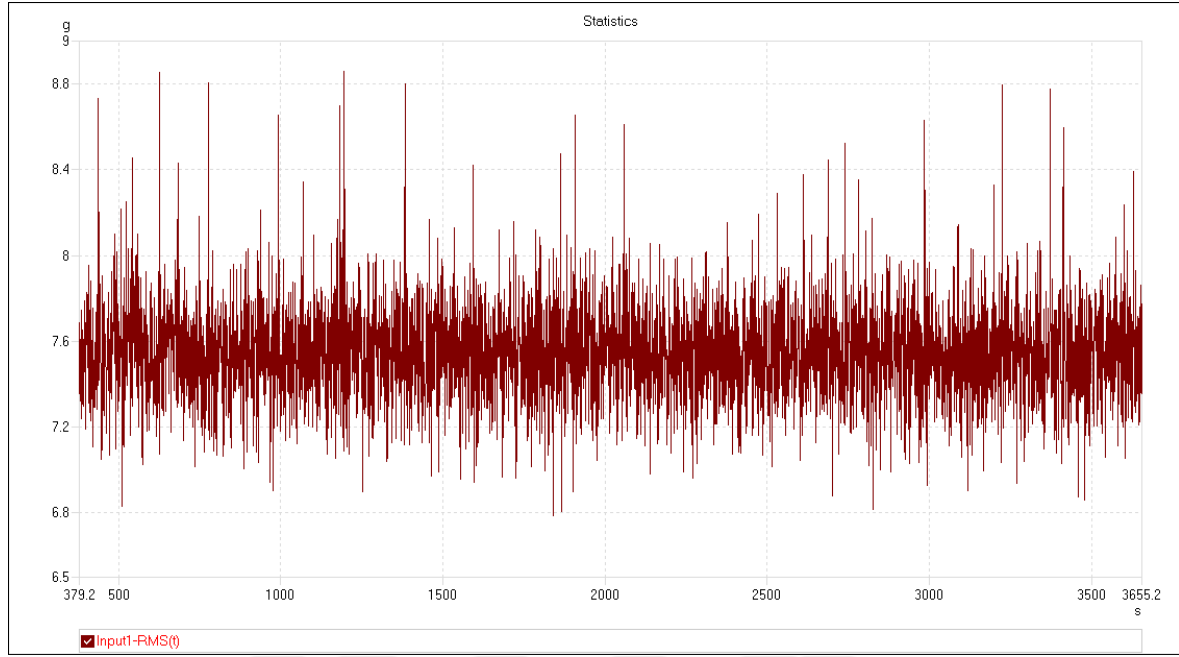
Lines: 400

Frame Time: 800 ms

Delta F: 1.25 Hz

DOF: 120

EK-9. İstatiksel olarak karekök ortalama (RMS) grafiği



Şekil 9.1. İstatiksel olarak karekök ortalama (RMS) grafiği

Demand RMS: 7.5294 g

Control RMS: 7.5125 g

Drive RMS: 0.4966 V

Level: 100 %m

Test Time: 01:00:30

Remaining Time: 00:00:00

Total Time: 01:01:02

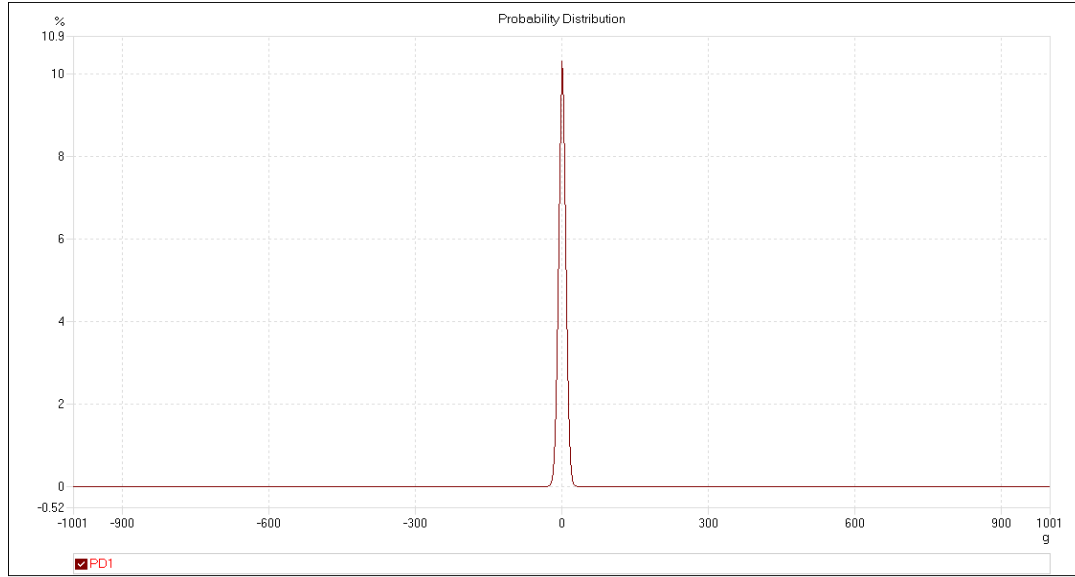
Sampling Freq.: 1280 Hz

Lines: 400

Frame Time: 800 ms

Delta F: 1.25 Hz DOF: 120

EK-10. Olasılık yoğunluk fonksiyonu girdi grafiği



Şekil 10.1. Olasılık yoğunluk fonksiyonu girdi grafiği

Demand RMS: 7.5294 g

Control RMS: 7.5125 g

Drive RMS: 0.4966 V

Level: 100 %m

Test Time: 01:00:30

Remaining Time: 00:00:00

Total Time: 01:01:02

Sampling Freq.: 1280 Hz

Lines: 400

Frame Time: 800 ms

Delta F: 1.25 Hz DOF: 120

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı : EMCI, Büşra
 Uyuğu : T.C
 Doğum Tarihi ve Yeri : 24.04.1992, Ankara
 Medeni Hali : Bekar
 e-mail : busraemci@gmail.com



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek Lisans	Gazi Üniversitesi/Makine Müh. Böl.	Devam Ediyor
Lisans	Gazi Üniversitesi/Makine Müh. Böl.	2014
Lise	Yıldırım Beyazıt Anadolu Lisesi	2010

İş Deneyimi

Yer	Görev	Yıl
Türk Havacılık ve Uzay Sanayi A.Ş.	Yapısal Analiz Mühendisi	2018-Devam Ediyor
Türk Havacılık ve Uzay Sanayi A.Ş.	İdame Edilebilirlik Mühendisi	2016-2018

Yabancı Dil

İngilizce

Yayın

1. Karaçay, T., Emci, B. (2019). *Helikopter üzerinde Bulunan Ekipman Braketinin Gelişigüzel Titreşim Analizi ve Yorulma Ömrünün Belirlenmesi*. Bildiri 4. Uluslararası Mühendislik ve Tasarım Kongresinde sunuldu, İstanbul, Türkiye.

Hobiler

Tenis, sinema, tiyatro



GAZİ GELECEKTİR...