



EGE ÜNİVERSİTESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HIZLANDIRILMIŞ YORULMA ANALİZİ

Ezgi ERYILMAZ

Tez Danışmanı Prof. Dr. Yeliz PEKBEY

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Sunuş Tarihi : 21.07.2016

Bornova-İZMİR

2016

EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
(YÜKSEK LİSANS TEZİ)

HIZLANDIRILMIŞ YORULMA ANALİZİ

Ezgi ERYILMAZ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Yeliz PEKBEY

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Bilim Dalı Kodu : 625.03.00
Sunuş Tarihi : 21.07.2016

Bornova-İZMİR
2016

Ezgi ERYILMAZ tarafından Yüksek Lisans tezi olarak sunulan “HIZLANDIRILMIŞ YORULMA ANALİZİ” başlıklı bu çalışma E.Ü. Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği ile E.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Eğitim ve Öğretim Yönergesi’nin ilgili hükümleri uyarınca tarafımızdan değerlendirilerek savunmaya değer bulunmuş ve 21.07.2016 tarihinde yapılan tez savunma sınavında aday oybirliği/oyçokluğu ile başarılı bulunmuştur.

Jüri Üyeleri:

İmza

Jüri Başkanı :

Raportör Üye :

Üye :

EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI

E.Ü. Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin ilgili hükümleri uyarınca YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak sunduğum “HIZLANDIRILMIŞ YORULMA ANALİZİ” başlıklı bu tezin kendi çalışmam olduğunu, sunduğum tüm sonuç, doküman, bilgi ve belgeleri bizzat ve bu tez çalışması kapsamında elde ettiğimi, bu tez çalışmasıyla elde edilmeyen bütün bilgi ve yorumlara atıf yaptığımı ve bunları kaynaklar listesinde usulüne uygun olarak verdiğimi, tez çalışması ve yazımı sırasında patent ve telif haklarını ihlal edici bir davranışımın olmadığını, bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya diğer bir üniversitede başka bir tez çalışması içinde sunmadığımı, bu tezin planlanmasından yazımına kadar bütün safhalarda bilimsel etik kurallarına uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul edeceğimi beyan ederim.

.... / / 20..

İmzası

Adı-Soyadı

ÖZET**HIZLANDIRILMIŞ YORULMA ANALİZİ**

Ezgi, ERYILMAZ

Yüksek Lisans Tezi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Yeliz PEKBEY

Temmuz 2016,

Bu çalışmada otomotiv sektöründe faaliyet gösteren kuruluş Hexagon Studio (Heksagon Mühendislik ve Tasarım A.Ş.)'nin tasarladığı 18m Euro6 ticari aracının dinamik etkilere maruz kalan parçalarından biri olan motor braketleri tasarımlarının dayanım açısından doğrulanması için bir metodoloji oluşturulmasını hedeflenmiştir.

Bu çalışmada, motor braketlerinin hızlandırılmış yorulma test düzeneğinin tasarımı, test düzeneğinin bilgisayar ortamında analizi ve analiz sonuçlarıyla test sonuçlarının karşılaştırma çalışmaları iki aşamada gerçekleştirilmiştir. Birinci aşamada, aracın daha önceden elde edilen yol verileri kullanılarak bilgisayar ortamında hazırlanan araç ve yol modelinin doğrulanması sağlanmıştır. İkinci aşamada ise yol verileri, doğrulanmış modeller ve sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yoldan gelen veriler temel alınarak motor braketlerinin yorulma karakteristiği belirlenmiştir.

Bu çalışmada ilk olarak, yoldan gelen kuvvetler ile motor braketlerinin yorulma karakteristiğini belirlemek için prototip test aracın, belirlenen yol şartlarında (örneğin; tümsekli, çukurlu vb.) topladığı ölçüm verileri ve bilgisayar ortamında hazırlanan araç ve yol modeli ile korelasyonu sağlanmıştır. Daha sonra motor braketlerinin test prosedürü oluşturularak yorulma karakteristiği belirlenmiştir. Test sonuçları ile analiz çıktılarının karşılaştırılmıştır. Braketlerin, test düzeneğinde, ömürlerini tayin edecek olan iki eksendeki kuvvet ve çevrim sayısı belirlenip, sistem için bu test düzeneğinin sonlu elemanlar yöntemi ile simüle edilmiştir.

Anahtar sözcükler: Motor braketi, Yorulma Analizi, Yorulma Ömrü, Sonlu Elemanlar Yöntemi

ABSTRACT**ACCELERATED FATIGUE ANALYSIS**

Ezgi ERYILMAZ

MSc in Mechanical Eng.

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Yeliz PEKBAY

July 2016

In this project, developing a methodology to verify engine mount designs of 18m Euro6 commercial vehicle which was produced in Hexagon Studio had been aimed.

This study is aimed; create a faster methodology to define design of engine brackets, one of the parts of vehicle which is exposed to dynamic effects, in terms of strength. In this context; improving test and virtual engineering abilities and coordination of this subjects with each other had been provided. Vehicle and road model had been verified with using road data which was taken in earlier tests. In the second part; engine brackets fatigue behavior had been defined with using this data, verified models and finite element model.

Firstly in this study; to define behaviors of engine brackets with the road forces; correlation of prototype of test systems measure data and vehicle and road models which had designed on computer. Latterly; Fatigue characteristic of engine brackets had been defined with generating test procedures. Test results and analysis reports had been compared. Bracket's fatigue life had been defined in test system with defining force and cycle in two axes, then, this test system had been simulated with finite element methods.

Keywords: Engine Brackets, Fatigue Analysis, Fatigue Life, Finite Element Analysis

TEŞEKKÜR

Bu çalışma süresince boyunca değerli bilgilerinden ve kıymetli görüşlerinden faydalandığım danışman hocam Sayın **Prof. Dr. Yeliz PEKBEY**'e,

Herzaman destekleriyle beni motive ederek yanımda olan değerli aileme,

Bu çalışma 0826.STZ.2014 proje numarası ile Türkiye Cumhuriyeti Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı tarafından SANTEZ destekleme programı ile desteklenmiştir. Bu nedenle, Türkiye Cumhuriyeti Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı'na ve Hexagon Studio (Heksagon Mühendislik ve Tasarım A.Ş.)'a,

Çalışmaların en başından sonuna kadar yanımda olan bütün değerli mesai arkadaşlarıma ve başarımda katkısı bulunan herkese,

En içten teşekkürlerimi sunarım.

Ezgi ERYILMAZ

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	vii
ABSTRACT	ix
TEŞEKKÜR	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ	xvii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1. Önceki Çalışmalar	4
2. YÖNTEM	7
2.1. Yorulma	7
2.1.1. Metal Yorulması	8
2.1.2. Yorulma Ömrünün Hesaplanmasında Kullanılan Değişkenler	9
3. ARAÇ PARÇALARININ YORULMA ÖMÜRLERİNİN BELİRLENMESİ	12
3.1. Yorulma Testi Alet ve Teçhizatları	14
3.1.1. Strain Gage	14
3.1.2. Datalogger	17
4. SONLU ELEMENLAR YÖNTEMİ	19

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
4.1. Sonlu Elemanlar Yönteminde Paket Program Kullanımı	20
4.2. Stress-Life Analiz Yöntemi	22
4.3. Yükleme Durumu Seçimi.....	22
4.4. Yorulma Ömrünün hesabında Ortalama Gerilmenin Etkisi.....	23
5. EURO6 MOTOR YUVASININ SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE MODELLENMESİ	27
5.1. Motor Braketleri İçin Test Prosedürlerinin Hazırlanması ve Testlerin Yapılması	28
5.2. Sonlu Elemanlar Analizleri.....	32
6. SONUÇLAR	37
7. DEĞERLENDİRME.....	47
KAYNAKLAR DİZİNİ	50

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
1. 18m Euro6 Ticari Aracın Şematik Görüntüsü	3
2. Bir pinyon milindeki tipik yorulma hasarı	8
3. Bir krank milindeki tipik yorulma hasarı.....	8
4. Yorulma İle İlgili Terimlerin Şematik Gösterimi	10
5. Strain Gage Yapısı	13
6. Strainguagelerin Yerleştirildiği Bölgeler.....	15
7. Omega Sta 135°'lik Rozet Tipi Strain Gage	16
8. HBM Edaq Datalogger	17
9. Sonlu elemanlar analizinde kullanılan eleman ve düğüm noktaları	18
10. Strain Life ve Stress Life Çevrim Sayısına Bağlı Eğrilerinin Karşılaştırılması.....	21
11. Sabit genlikli yükleme	23
12. Soderberg diyagramı ve formülü	24
13. Goodman diyagramı ve formülü	24
14. Gerber diyagramı ve formülü	24
15. Gövde Karkas Yapısının Sonlu Elemanlar Modeli	26
16. Motorun Araç İçindeki Yerleşimi ve Bağlandıkları Braketler	27
17. Test Fikstürü	28
18. Yorulma Test Düzeneği	28
19. Strainguagelerin Yerleştirildiği Bölgeler.....	30
20. Motor Takozu Bağlantı Braketlerinin Sonlu Eleman Modeli ve 3g Bump, 1g Braking, 1g Cornering Yükleme Durumuna Göre Hazırlanmış Sınır Şartları.....	32
21. Motor Takozu Bağlantı Braketlerinin Sonlu Eleman Modeli ve Maksimum Tork Yükleme Durumuna Göre Hazırlanmış Sınır Şartları	32
22. Motorun Önünde Yer Alan Takozun İzometrik Görünüşü.....	33
23. Motorun Önünde Yer Alan Takozun Direngenlik Eğrileri	33
24. Şanzımanın Yanlarında Yer Alan Takozun İzometrik Görünüşü.....	33
25. Şanzımanın Yanlarında Yer Alan Takozların Direngenlik Eğrileri	34
26. 420 Çeliği S-N Eğrisi	34

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
27. nCode Gerilme Hesabı Data Seçimi	35
28. 300000 Çevrimde 1g Bump Koşulunda A (A1,A2,A3) ve B (B1) Bölgesi İlk Çevrim Strain Değerleri Grafikleri	36
29. 300000 Çevrimde 1g Bump Koşulunda A (A1,A2,A3) ve B (B1) Bölgesi 150K çevrimi Strain Değerleri Grafikleri	37
30. 300000 Çevrimde 1g Bump Koşulunda A (A1,A2,A3) ve B (B1) Bölgesi Son çevrim Strain Değerleri Grafikleri	38
31. Braket Kırılma Resimleri	42
32. Analiz Sonucu ilk Çatlağın Başladığı Bölge ve Node	42
33. Diğer Motor Takozlarının Analiz Sonuçları	43
34. Yerçekimi ve Maksimum Tork Koşullarının Beraber Uygulandığı Analiz Sonucu İlk Yorulma Çatlağının Oluştugu Bölge	44
35. Mount 1 Yorulma Analizi Sonucu	45
36. Mount 3 Yorulma Analizi Sonucu	45
37. Yerçekimi ve Maksimum Tork Kuvvetinin Beraber Uygulandığı Koşulda Yorulma Çatlağının İlk Başladığı Bölgede İlk Çevrimde Oluşan Ortalama Strain Değeri	46
38. 3g Bump Koşulunda Yorulma Çatlağının İlk Başladığı Bölgede İlk Çevrimde Oluşan Ortalama Strain Değeri	47

TABLÖLAR DİZİNİ

<u>Tablo</u>	<u>Sayfa</u>
1. Yorulma Testi Yükleme Koşulları	30
2. 300000 Çevrimi Strain Değerleri	39
3. 5000 Çevrim 3g Bump Strain Değerleri	39
4. 25000 Çevrimi Strain Değerleri	39
5. 5000 Çevrim 3g Bump Strain Değerleri	40
6. 5000 Çevrimi Strain Değerleri	40
7. 5000 Çevrim 3g Bump Strain Değerleri	40

BÖLÜM 1

1. GİRİŞ

Günlük yaşantımızda kullandığımız parçaların veya teknolojik uygulamalarda kullanılan sistemlerin malzeme özelliklerinin bilinmesi sistemin olmazsa olmaz şartlarından biri olan emniyet koşulu için gereklidir. Mühendislik malzemelerinde kullanımına uygun olarak pekçok hasar tipi meydana gelmektedir. Mühendislik malzemeleri genel olarak, çeki, bası, eğilme, titreşim, termal uzama ve büzülme formunda tekrarlanan gerilmelere maruz kalmaktadırlar. Tekrarlanan gerilmeler nedeniyle bir malzemenin hasara uğraması, servis süresince beklenen performansı sağlayamaması veya dayanımının hedeflenen uygulamaya bağlı olarak gerçekleştirememesi yorulma (fatigue) olarak tanımlanır. Mühendislik uygulamalarında örneğin otomotiv, uçak sanyisindeki parçalar, türbin motorları, dişliler gibi hareketli parçalarda meydana gelen hasarın yaklaşık olarak %90'ı yorulmadan kaynaklanır. Bu oran dikkate alındığında, yorulma konusunun son derece önemli olduğu görülmektedir. Ayrıca yorulma hasarı gizlice hiç uyarı vermeden ani olarak gerçekleşmesinden dolayı, malzemelerin yorulma ömürlerinin belirlenmesi sistemin güvenliği için son derece önemlidir. Bu önemli konuyu anlamak için bu tez kapsamında, ticari aracın motor braketlerinin yorulması incelenecektir.

Yorulma hasarı, tipik 3 aşamadan sonra meydana gelir: Birinci aşamada, üretim ve imalattan kaynaklanan hatalar, tane sınırları, dislokasyon yoğunlukları nedeniyle keskin köşeler, çizik, çukurlarda yani gerilme yığılmalarını meydana geldiği bölgelerde küçük bir boşluk oluşur ve bu boşluk çekirdekleşerek çatlağı meydana getirir. İkinci aşamada ise bu çatlaklar her bir tekrarlanan yük çevriminde yavaş yavaş ilerleyerek diğer çatlak ve boşluklarla birleşirler. Üçüncü aşamada ise, çatlağın ilerlemesine bağlı olarak yükü taşıyacak olan kesit çok küçük olmasından dolayı yükü taşıyamaz ve aniden malzemede kırılma meydana gelir. Yorulma'nın bir diğer önemli özelliği de statik dayanımın altındaki yük

değerlerinde çatlağın yavaşça ilerleyerek belirli bir kritik uzunluğa ulaşması sonucu parçanın tamamen kırılması ve hasarın hiç uyarı vermeden ortaya çıkmasıdır. Yani malzemede herhangi bir plastik şekil değişimi meydana gelmeden, elastik limitin altındaki gerilmelerde, malzemenin ani olarak işlevini yerine getirememektedir. Örneğin, bağlantı elemanı olarak günlük hayatta pek çok uygulamada kullanılan civatalar, yorulma yüküne maruz kaldığında statik dayanımının altındaki yüklerde hasara uğrayabilmektedirler.

Dolayısıyla, malzeme seçiminde yorulma karakteristiğinin belirlenmesi, son derece önemlidir. Yorulma mekanizmasının anlaşılması, yavaşlatılması veya tamamen önlenmesine yönelik pek çok çalışma yapılmakta olup, bu çalışmalar sayesinde yorulma hasarına ait pek çok bilgi elde edilmiştir. Yorulma hasarına karşı emniyetli bir tasarım için hem analiz hem de deney sonuçları kullanılmalıdır. Yorulmaya göre tasarım için birçok yaklaşım yöntemi mevcut olup, bu yaklaşımlar karmaşık ve pahalı olabilir. Ayrıca bilgisayar teknolojisinde meydana gelen gelişmeler ile yorulma problemlerinin modellenmesinde önemli adımlar kaydedilmiştir.

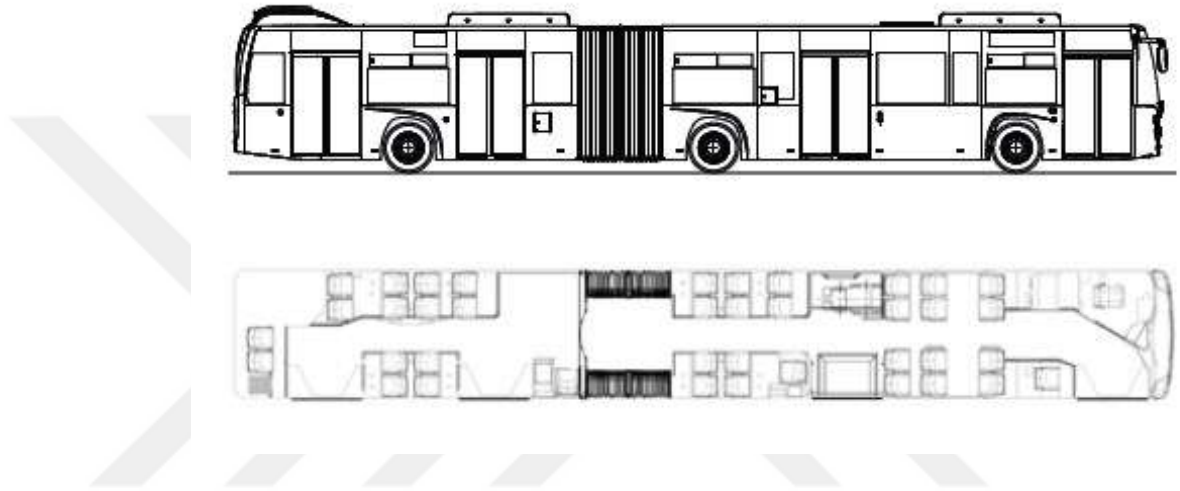
Günümüzde, otomobil üreticileri dayanım metodları olarak test rigleri, test bankoları (laboratuvar tek parça testleri), hızlandırılmış test yolları ve sonlu elemanlar yöntemini (Finite Element Analysis) kullanmaktadırlar. Sonlu Elemanlar Analizine dayalı yorulma analizleri en kısa zamanda ve birçok seçenek içerisinde optimum çözümü sağlar. Ancak, Sonlu Elemanlar Yöntemi ile ürün ve süreç hataları birebir tanımlanamayabilir.

Alt sistemlerin ve parçaların yorulma ömürlerini, araç bir bütün haline gelmeden önce mevcut prosedür ve standartlara uygun olarak belirlemek yine uluslararası büyük otomotiv firmalarının ürün geliştirme süreçlerinde uyguladıkları bir yöntemdir. Bu konu hakkında yapılmış akademik bir çalışma olmamasına karşın uluslararası otomotiv firmalarının tasarım mühendisleri ürün geliştirme sürecinde bu metodolojiden sıklıkla yararlanmaktadır.

Bu çalışmada, en fazla hasarın yorulma kopmalarından meydana geldiği düşünülen ve aracın dinamik etkilere maruz kalan parçalarından biri olan motor

braketlerinin yorulma analizi gerçekleştirilecektir. Bunun için, otomotiv sektöründe faaliyet gösteren Hexagon Studio (Heksagon Mühendislik ve Tasarım A.Ş.)'nin tasarladığı 18m Euro6 ticari aracın motor braketlerinin hızlandırılmış ömür test düzeneğinin tasarımı ve test düzeneğinin bilgisayar ortamında analizi ve analiz sonuçlarıyla test sonuçlarının karşılaştırma çalışmaları gerçekleştirilecektir.

Söz konusu araç **Şekil 1**'de gösterilmiştir. Araçta motor arka kısımda boyuna olarak yerleştirilmiştir.



Şekil 1. 18m Euro6 Ticari Aracın Şematik Görüntüsü

Ayrıca, motor braketlerinin tasarımlarının dayanım açısından doğrulanması için bir metodoloji oluşturulmasını hedeflenmektedir. Yorulma mukavemeti yani yorulma karakteristiği bilgisayar simülasyonunda incelenerek ve optimum tasarım elde edilecektir. Böylece, belirlenen metodoloji ile uygulama kapsamındaki parçaların daha kısa sürede ömür test çalışmalarının tamamlanması hedeflenmektedir.

Daha önceden elde edilen yol verileri kullanılarak, bilgisayar ortamında hazırlanan araç ve yol modeli doğrulanacaktır. Doğrulanmış modeller ve sonlu elemanlar modeli kullanılarak, yoldan gelen veriler temel alınarak, motor braketlerinin yorulma karakteristiği belirlenecektir. Ayrıca, dijital ortamda sanal ürünü oluşturduktan sonra tüm aracın fiziki testlerini gerçekleştirmeksizin, sanal test düzeneğinde doğrulama faaliyetleri yapılabilecektir. Tasarlanan test düzeneğinde motor braketini için önceden alınmış veriler girilerek test edilerek;

analiz çıktıları ile test sonuçları arasında karşılaştırma çalışmaları yapılacaktır. Bu çalışma sonunda elde edilecek birikim sayesinde motor braketlerinin dayanım açısından doğrulamalarını, tasarımdan hemen sonra diğer parça tasarımlarının tamamlanmasını beklemeden yapılmasına imkan sağlanmış olacaktır.

1.1 Önceki Çalışmalar

Özsoy ve arkadaşları (2008), bir helikopterin system sensörü (MSS) prototipinin test ve analizini gerçekleştirmiştir. MSS helikopter gövdesine monteli ek bir ünedir. Çalışmada üniteye yapısal hata olmadan maksimum ömrün sağlanması için hızlandırılmış ömür test çalışmaları yapılmıştır. Bu test çalışmaları ile entegrasyon projeleri için uygun bir metodoloji kurulmuştur. Laboratuvar ortamında tasarım ömrünün tanımlamak için hızlandırılmış test profilleri daha önceden toplanmış verilerle sentezlenerek oluşturulmuştur.

Hızlandırılmış ömür testi çalışmalarına örnek olarak verebileceğimiz diğer bir çalışma da; Bias Mühendislik ile Ford Otosan'ın birlikte yürüttüğü çalışmadır. Bu çalışmada, Ford-Otosan Cargo ticari aracının motor takozlarının hızlandırılmış ömür testleri gerçekleştirilmiştir. Kullanım profili belirlenen araçla Türkiye ve özel pistlerde yol verisi toplanmıştır. Veriler ile yorulma hesaplamaları yapılmış ve hedef hasar matrisleri oluşturulmuştur. Laboratuvar ortamındaki test düzeneği'nden elde edilen veriler ile transfer fonksiyonu oluşturulmuş ve yapılan iterasyonlar ile hasar bulunmuştur. Hem laboratuvar hem de özel pistler için hızlandırılmış test senaryoları oluşturulmuş ve ömür testleri süresince tasarım iyileştirmesine devam edilmiştir.

Çalışmanın hazırlık aşamasında; aracın alt sistemlerinin hızlandırılmış yorulma testlerine, sonlu elemanlar yöntemiyle yorulma analizlerine yönelik literatür araştırması da yapılmıştır.

Özdemir (2009), sonlu elemanlar yöntemi ile yorulma analizi gerçekleştirmiş ve elde ettiği sonuçları deney sonuçları ile karşılaştırarak, sonlu eleman modelinin doğru olup olmadığını belirlemiştir. Ayrıca, ağ örgü boyutunun analiz süresini etkileyen bir parametre olduğunu da belirlemiştir. Daha fazla sık

örgü atıldığında, sistemin rijitlik matrisinin büyüdüğü ve çözülmesi geerek denklem sayısının arttığı görülmüştür.

Bir diğer çalışmada, Şenol (2010), bir hafif ticari aracın yorulma karakteristikleri 50 adet yol verilerinin incelemesiyle saptamıştır. Yorulma karakteristikleri'nin belirlenmesinde Palmgren -Miner metodu kullanılmıştır.

Ratal ve Bennebach (2014) yapmış oldukları çalışmasında, hızlandırılmış yorulma laboratuvar testlerinin optimize edilmesi ve hızlandırılması için kullanılan bilgisayar tabanlı tekniklerin üstüne yoğunlaşmıştır. Pratik bir uygulama olarak kompleks yüklemelere maruz kalan otomotiv alt komponentleri ele alınmıştır. Yükleme zamanlarının, hasar anlarını anlamak amacıyla, dinamik yorulma hasar modelleri kullanılarak; testin 34 günden 11 güne kadar hızlandırılmasına olanak verilmiştir. Bu şekilde maliyet düşürülmüş, ürünün markete çıkış hızı yükselmiş ve tasarım güvenilirliği arttırılmıştır.

Bu çalışmada, dinamik benzetim ve sonlu eleman analiz yöntemleri, dijital prototipleme kabiliyeti ve daha az deney ile yorulmaya karşı emniyetli tasarıma ulaşmaya çalışılacaktır. Yorulma mukavemetini yani yorulma ömrünü arttırıcı çözümler bilgisayar simülasyonunda incelenerek ve optimum tasarım elde edilecektir.

BÖLÜM 2

2. YÖNTEM

Bu çalışmada, dinamik benzetim ve sonlu eleman analiz yöntemleri, dijital prototipleme kabiliyeti ile daha az deney ile yorulmaya karşı emniyetli tasarıma ulaşılmaya çalışılmıştır. Bunun için aşağıdaki adımlar gerçekleştirilecektir:

- Bilgisayar ortamında araç modelinin ve sanal pist (belirlenen test koşullarına uygun) yol modelinin oluşturulması,
- Motor braketleri için yorulma ömürlerinin sonlu elemanlar yöntemi ile belirlenmesi,
- Test düzeneklerinde kullanılacak kuvvet ve çevrim verilerinin oluşturulması,
- Test düzeneğinin tasarlanması;
- Test düzeneklerinin sonlu elemanlar yöntemiyle benzetimlerinin yapılması,
- Test sonuçlarıyla analiz sonuçlarının karşılaştırma çalışmalarının yapılması, planı üzerinden ilerlenmiştir.

2.1. YORULMA

Makine elemanları değişken yük ve gerilmeleri maruz kalmaktadırlar. Uygulanan yükler statik olsa dahi malzeme kesitinde meydana gelen gerilmeler değişken olabilir. Bu duruma örnek olarak, statik yükler altında dönen bir mil ele tam değişken gerilmeler oluşturur.

Bu tür değişken gerilmelerin etkisi altındaki elemanlarda gerilmenin maksimum değerinden çok tekrar sayısının önemi üzerinde durulur. Bu tekrar sayısına göre değişen gerilmeler malzemenin içyapısında bazı hatalara sebep olmaktadır. Bu sebeple malzemede hasar (kapma, çatlama vb.) statik sınırların çok altında meydana gelir. Malzemenin içyapısında meydana gelen bu değişime yorulma ve söz konusu elemanın hasara uğrayıncaya kadar dayandığı süreye de ömür adı verilir. Yorulmada ömür genellikle çevrim sayısı ile tarif edilir (Özdemir, 2009).

Yorulma çatlağı genellikle yüzey pürüzlülüğünde, bir çentikte, çizikte, kılcal çatlakta veya ani kesit değişimlerinin olduğu yerlerde başlar. Çatlağın başlaması için;

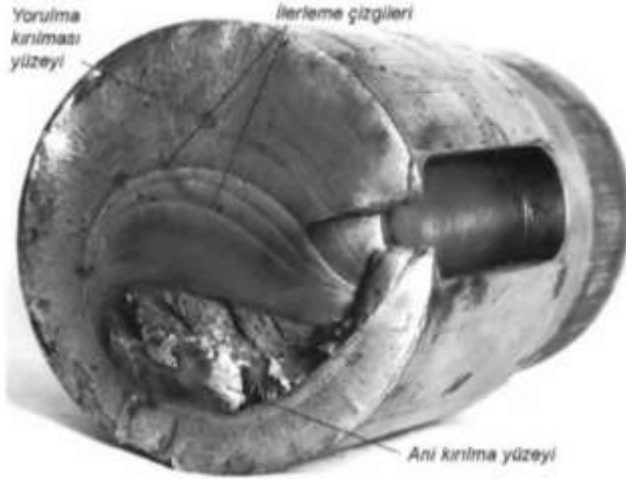
- a) Yüksek çekme gerilmesi (anma gerilmesi),
- b) Uygulanan tekrarlı gerilme büyük değişim aralığında ve dalgalanma frekansında uygulanması,
- c) Gerilmenin yeteri kadar fazla çevrim sayısında uygulanması gereklidir (Özdemir, 2009).

Ayrıca, yorulma çatlağın başlaması için; sıcaklık, artık gerilmeler, gerilme yığılması vb. gibi pekçok etken bulunmaktadır (Özdemir, 2009).

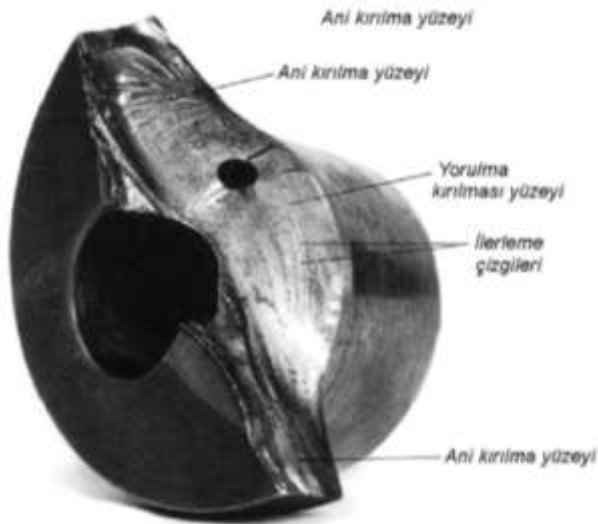
2.1.1. Metal Yorulması

Metallerde yorulma 19. Yüzyılın başlarından beri bilinmesine rağmen bu konuya ilişkin çalışmalar 20. Yüzyılın ortalarına doğru gelişme göstermiştir. 1954'te 'Comet' İngiliz jet yolcu uçağının basınç kabinlerinde oluşan yarılmaları takiben çalışmalar hız kazanmıştır. 1970'lerde yorulmanın nasıl gerçekleştiği tam olarak anlaşılmasa da deneysel yöntemlerle hasarın üstesinden gelmeyi başaran metotlar geliştirmişlerdir. Yorulma hasarına dayanıklı metaller bulunup yeni yüzey teknikleri ile dayanımları arttırılmıştır. Yorulma hasarını minimuma indirgeyen tasarımlar üzerine çalışılmıştır (Özdemir, 2009).

Metal malzemelerde oluşan yorulma hasarının geri dönüşü yoktur. Yorulma hasarı başlangıcı (çatlak başlangıcı) olan metali ne kadar dinlendirsek de az miktarda kendini toplama hali hariç yine çatlak ilerlemesine devam edecektir. Şekil 2 ve Şekil 3 sırasıyla, bir pinyon milindeki ve bir krank milindeki tipik yorulma hasarını göstermektedir.



Şekil 2. Bir pinyon milindeki tipik yorulma hasarı (Temiz, 2016)



Şekil 3. Bir krank milindeki tipik yorulma hasarı (Temiz, 2016)

2.1.2. Yorulma Ömrünün Hesaplanmasında Kullanılan Değişkenler

Bir malzemenin yorulma karakteristiğinin belirlenmesinde, özel terimler kullanılmaktadır (Şekil 4). Bu değişkenler aşağıda tanımlanmaktadır:

- **Çevrim:** Gerilme zaman eğrisinin periyodik olarak tekrarlanan en küçük parçasına bir çevrim denir (Seçkin, 2010).

- **Maksimum gerilme (σ_{maks}) :** Uygulanan gerilmeler arasında en büyük cebirsel değeri olan gerilmedir (Seçkin, 2010).

- **Minimum gerilme (σ_{min}) :** Uygulanan gerilmeler arasında en küçük cebirsel değeri olan gerilmedir (Seçkin, 2010).

- **Ortalama gerilme (σ_0) :** Maksimum ve minimum gerilmelerin cebirsel ortalamasıdır (Seçkin, 2010).

$$\sigma_0 = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2 \quad (1)$$

- **Gerilme aralığı ($\Delta\sigma$):** Maksimum ve minimum gerilmeler arasındaki cebirsel farktır (Seçkin M.S., 2010).

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (2)$$

- **Gerilme genliği (σ_a):** Gerilme aralığının yarısına eşittir. Maksimum ve minimum gerilme ile ortalama gerilme arasındaki farktır (Seçkin, 2010).

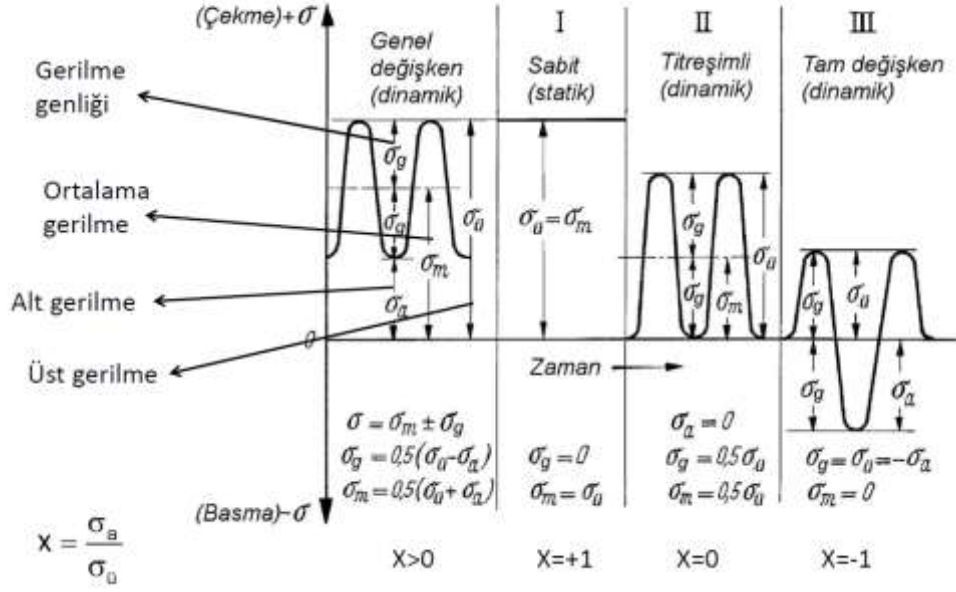
$$\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2 \quad (3)$$

- Yorulma olayında kullanılan iki oran vardır (Seçkin, 2010):

$$\text{Gerilme Oranı } R = \sigma_{min} / \sigma_{max} \quad (4)$$

$$\text{Genlik Oranı } A = \sigma_a / \sigma_0 = (1-R)/(1+R) \quad (5)$$

Gerilmelerin sınıflandırılması



Şekil 4. Yorulma İle İlgili Terimlerin Şematik Gösterimi (Temiz, 2016)

BÖLÜM 3

3. ARAÇ PARÇALARININ YORULMA ÖMÜRLERİNİN BELİRLENMESİ

Son yıllarda otomotiv sektöründe artan rekabet ve ürün geliştirme maliyetlerinin azaltılması gibi hedefler sebebiyle tasarım süreçlerinde harcanan zaman önemli derecede düşmüştür. Tasarım gelişme süreçlerindeki bu azalma sayesinde, araç üreticileri yol verileri ve analiz teknikleri gibi gelişmiş yöntemleri kullanarak, tasarımın daha hızlı olmasını aramaktadırlar. Başlıca araç tasarım gereksinimleri, yüksek rijidlik, yakıt sarfiyatının düşük olması, konfor, yumuşak biniş ve sürüş ve sürüş karakteristikleri olarak verilebilir. Bu gereksinimlerle beraber aracın garanti süresince dayanım ve güvenlik unsurlarını beraber sağlaması gerekmektedir. Burada bahsedilen dayanım araç parçalarının yorulmasıyla ilgili olup, çok Kilometre veya mil yapmış araçlarda rastlanan hatalardır.

Yorulma hatalarının oluşması gerçek kullanım koşullarında uzun süreler gerektirdiğinden bu tür hataların kısa zamanda belirlenebilmesi oldukça zordur. Bir aracın dayanımı; tasarım geometrisi, malzeme özelliği ve yükleme koşullarına bağlıdır. Bu kriterlerden yükleme koşulları, yol pürüzlülüğü, tipi ve coğrafi koşullara bağlı olarak yorulma ömrünü etkiler.

Yol kalitesi ülke bazında farklılık gösterebilmektedir. Bu nedenle araç üreticileri hedef pazardaki beklenti ve gerekliliklere göre dayanım ve güvenlik kriterlerini belirlemelidirler. Yorulma testleri tasarım sürecindeki diğer testlere göre daha uzun süreli yapılmaktadırlar. Çünkü normal bir aracı normal koşullarda test etmek uzun zamanlar alabilmektedir. Veri depolama ve veri ölçme hızındaki gelişmeler, bilgisayar yardımlı mühendislik (CAE) yorulma ömrünü belirlemede önemli bir araç olmaktadır.

Araç geliştirme faaliyetleri sırasında sanal doğrulama araçlarının kullanımı zaman ve maliyet avantajı sağlamaktadır. Ancak sanal doğrulama çalışmalarının gerçek hayatı temsil edemediği durumlarda bu çalışmalar verimli olamamaktadır.

Temel kabuller altında yapılan sanal çalışmaların doğruluğunu arttırmak için testler ile korelasyonunun yapılması gerekmektedir. Mevcut tasarım süreçlerinde bütün aracın tasarımı ortaya çıkmadan dayanım ömürlerini hesaplamak mümkün olamamaktadır. Bu çalışmada elde edilen metodoloji ile araç alt komponentlerinin tasarımından hemen sonra dayanım açısından validasyonları bilgisayar ortamında yapılabilecektir.

Son zamanlarda hızlı gelişme gösteren Bilgisayar Destekli Mühendislik (CAE) uygulamaları ile otomotiv sektöründeki tasarım ve geliştirme süreci önemli ölçüde kısalmıştır. CAE uygulamalarının doğruluk oranının artmasıyla gerçek prototip yerine sanal prototip kullanılmaya başlanmıştır. Tüm aracın alt sistem ve komponentlerinin geliştirme sürecindeki performansları CAE analizleri ile hedef değerlerle bilgisayar ortamında karşılaştırılabilmektedir. Daha önceden belirlenen bu hedef değerler için çok sayıda iterasyon çalışmasının yapılması gerekmektedir. Bundan dolayı tüm performans özellikleri göz önünde bulundurularak optimize bir araç tasarımının ortaya konması gerekmektedir. Bu ihtiyacın giderilmesinde CAE uygulamaları önemli rol oynamaktadır.

Araç dayanım doğrulanma faaliyetleri, tasarım sürecinin en kritik aşamalarından biridir. Araç, kullanım süresi boyunca değişik yol koşullarında değişken veya tekrarlı yüklemelere maruz kalmaktadır. Bu durum araç parçalarında yorulma hesaplarının önemini göstermektedir.

Gelişen CAE uygulamaları ile yorulma ömür hesaplamaları çeşitli analiz yöntemleri ile yapılabilmektedir. Ancak bunu için tüm araç tasarımının, tüm komponentler ile birlikte ortaya konması gerekmektedir. Bu şekilde yorulma ömürleri hesaplanabilmektedir. Bu durum ürün geliştirme sürecini uzattığı gibi maliyetlerin de artmasına sebep olmaktadır. Bu nedenle tüm aracın sonlu elemalar ile analizi bazı kabuller ile yapılmaktadır. Analizin doğruluğu bu kabullerle kontrol edilmesiyle sağlanmaktadır. Bu nedenle sonlu elemalar modelinin testlerle kontrolü ihtiyacı hep olmaktadır.

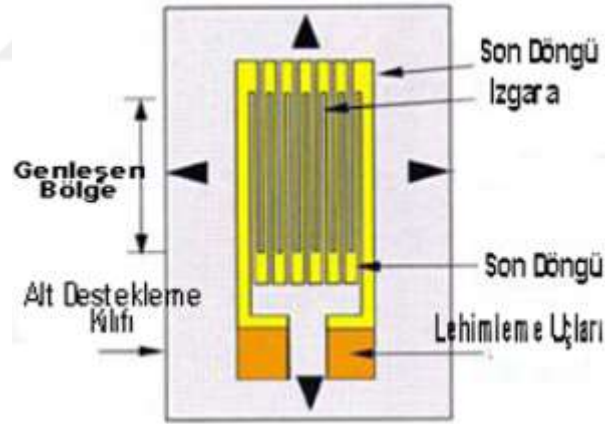
Çalışma sonunda elde edilecek sanal test düzeneği ile araçlar test ortamına girmeden çalışma hayatlarında meydana gelecek yorulma şartları

hesaplanabilecektir. Ayrıca, alt sistem ve parça tasarımları dondurulmadan önce belirlenecek şartlara göre yorulma açısından doğrulamaları yapılabilecektir.

3.1 Yorulma Testi Alet ve Teçhizatları

3.1.1. Strain Gage

Strain gage bağlandığı malzemelerin deformasyon miktarının ölçülmesinde kullanılan bir tür dirençtir. Teste tabi tutulan malzemedeki deformasyon miktarı ile orantılı olarak ortaya çıkan voltaj değişimi, malzeme özellikleri bilinen direnç değişimi ile ilişkilendirilir ve uzama katsayısına ulaşılır. Teste tabi tutulan malzemedeki uzunluk değişimi strain gage üzerinde çok küçük voltajlarda değişime sebep olur. Bu değişimi hassas bir şekilde ölçebilmek için sensör malzemeye çok dikkatlice monte edilmelidir. Strain gage nikel ve bakır alaşımı teller ile bu tellerin üzerine yapıştırılmış olan ince, yalıtkan bir malzemeden oluşur (Şekil 5).

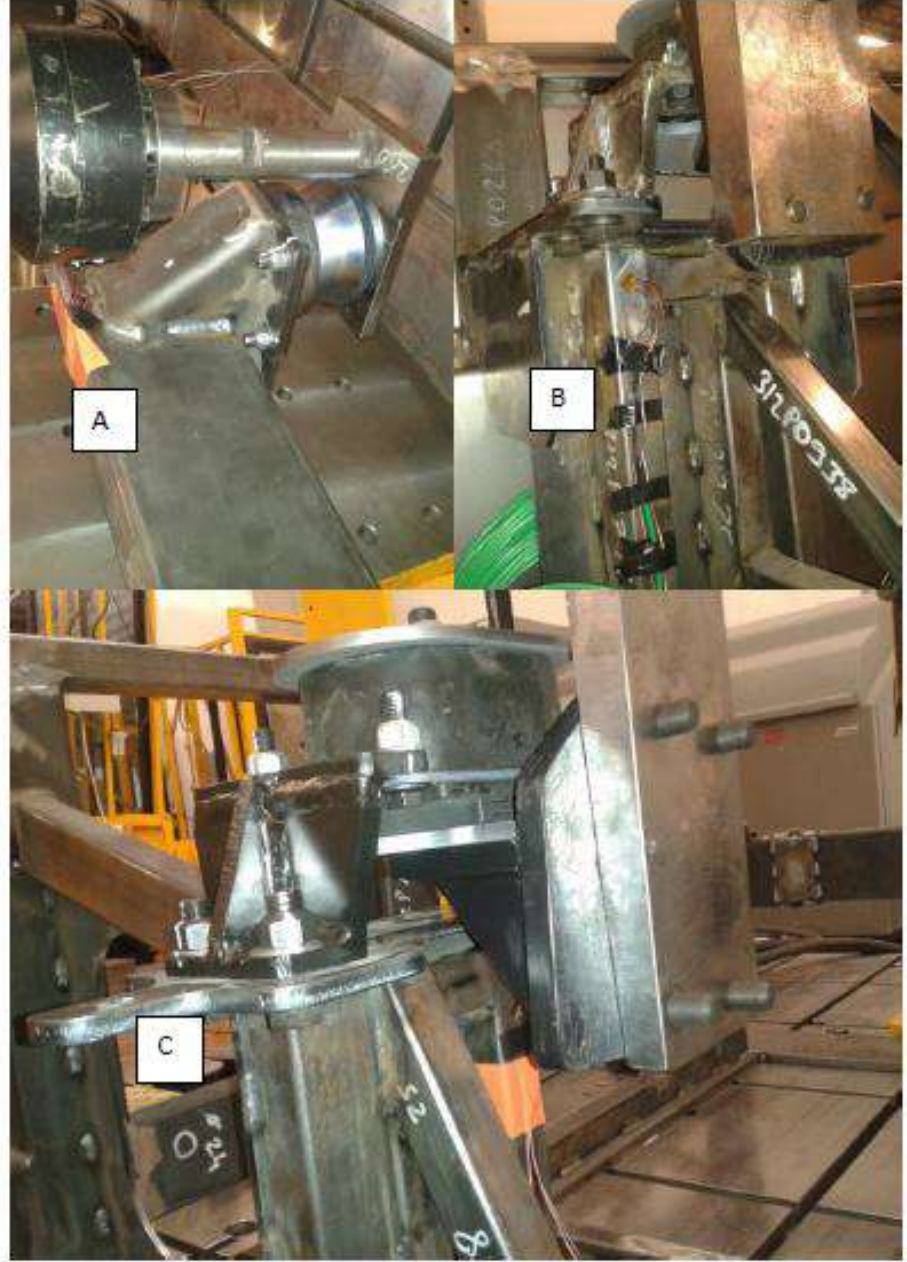


Şekil 5. Strain Gage Yapısı (Bozkurt S., 2012)

Strain gage sensörü test yapılan malzemeye tek parça halinde çalışacak şekilde takılmalıdır. Bu işlemi kolaylaştırmak adına test yapılacak malzeme yüzeyi dikkatlice temizlenmeli ve sonrasında alkol veya kolonya yardımıyla kalan tozlar da giderilmelidir. Ardından sensörün alt yüzeyi tutkal benzeri akışkan bir yapıştırıcı ile malzeme yüzeyine montajlanmalı ve kablo lehimleme işlemi ile devreye bağlanmalıdır.

Devrede bulunan Wheatstone köprüsüne bağlanmış olan strain gage üzerindeki gerilim etkisiyle oluşan direnç değişimi sayesinde sensörün montajlandığı yüzeye uygulanan kuvveti yani gerilimi hesaplamış oluruz. Bu işlemin mantığı ise uzama sırasında strain gage içinde yer alan tellerin boyunun uzamasıyla kesitlerinin azalmasından ileri gelmektedir. İletken malzemelerde kesit ile direnç arasında ters orantı bulunmaktadır. Test sırasında uygulanan kuvvet ile birlikte direnç değişimi oluşacak ve bu değişim sayesinde kuvvetin miktarı hesaplanabilecektir.

$$\text{Gerilme} = \text{Kuvvet} / \text{Yüzey Alanı}$$
 formülü strain gage sensöründe oluşan gerilmenin belirlenmesini ve bununla ilişkili olarak direnç çıkışını oluşturur.



Şekil 6. Strainuagelerin Yerleştirildiği Bölgeler

Bu çalışmada 135°'lik rozet tipi Omega marka strainuageler kullanılmıştır. Söz konusu strainuageler test için üretilen fıkstürde analizler sonuçları göz önünde bulundurularak **Şekil 6**'te belirtilen bölgelere yerleştirilmiştir. Üç doğrultuda yapılan ölçümler asal gerilmeleri tanımlanmış ve datalogger üzerinden gerekli veriler grafikler halinde alınmıştır (**Şekil 7**).



Şekil 7. Omega Sta 135°'lik Rozet Tipi Strain Gage

3.1.2 Datalogger

Veri kaydedici olarak adlandırılan datalogger; elde edilmesi beklenen bilgiyi önceden belirlenmiş zaman aralıklarına göre kaydedebilen cihazlardır.

Datalogger cihazları sıcaklık, nem, basınç, voltaj, su seviyesi vb. değerleri kullanıcının belirlediği zaman aralıkları içerisinde kaydedebilmektedir. Bu veriler günümüzde bir sensör tarafından kayıt altına alınabilmektedir.

Datalogger cihazları taşınabilir, sabit ve tek kullanımlık olarak kullanım tiplerine göre çeşitlendirilebilir. Örneğin, sabit bir tip datalogger soğuk hava

deposundaki değerleri kaydedebilir. Tek kullanımlık datalogger ise soğuk zincir ile ile taşınması gereken ürünlerde kullanılır.

Bu çalışmada Hbm Edaq marka datalogger kullanılarak strain gage'lerden alınan ölçümler grafikler halinde analizlere girdi oluşturmuştur (Şekil 8).



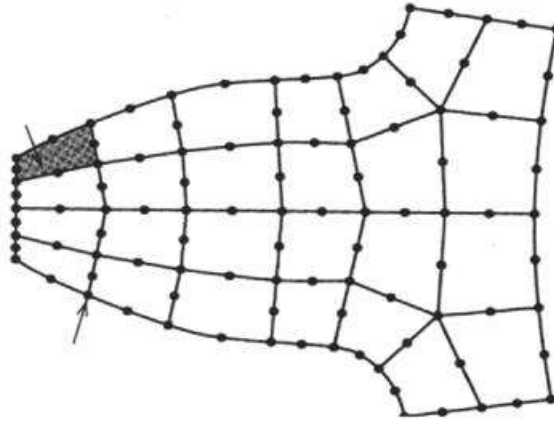
Şekil 8. HBM Edaq Datalogger

BÖLÜM 4

4. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

Otomotiv sektöründe araç üreticilerinin kullandığı dayanım test metotlarından en önemli üç tanesi; Sonlu Elemanlar Analizine (FEA) dayanan yorulma analizleri, test bankoları (laboratuvar tek parça testleri) ve hızlandırılmış test parkurları. FEA yöntemine dayalı yorulma analizleri kısa zamanda doğruluk oranı makul çözümler sağlamaktadır (Arıkan, 2002).

Sonlu elemanlar modeline girdi oluşturan parça yapısı, davranışı daha önceden belirlenmiş birçok parçaya (elemana) bölünür. Bu elemanlar nod adı verilen noktalarla tekrar birleştirilirler (Şekil 9). Bu şekilde matematiksel bir denklem takımı elde edilir. İncelenen probleme göre bu denklemler gibi bir çok denklem elde edilebilir. Söz konusu denklem takımının çözümü ve kullanımı bilgisayar kullanımını zorunlu kılmaktadır (Arıkan, 2002).



Şekil 9. Sonlu elemanlar analizinde kullanılan eleman ve düğüm noktaları (Özdemir, 2009)

Sonlu elemanlar yönteminde temel amaç problem için oluşturulmuş sürekli fonksiyonları, parça üzerinde bölünen daha küçük elemanlarda bölgesel sürekli

fonksiyonlar ile temsil etmektir(Arıkan, 2002). Bu elemanlar içinde hesaplanması istenen büyüklüğün değeri, o elemanın nodlarındaki değerler kullanılarak interpolasyon ile bulunur. Bu sebeple sonlu elemanlar analizi yönteminde asıl bilinmeyen ve hesaplanması gereken bölüm nodlardaki değerlerdir. Bir varyasyonel prensip (örneğin; enerjinin minimum olması prensibi) kullanılarak büyüklük alanının nodlardaki değerleri için bir denklem takımı elde edilir(Arıkan, 2002). Bu denklem takımının matris formundaki gösterimi;

$$[K].[D]=[R] \quad (6)$$

şeklinde(Arıkan, 2002). Burada [D] büyüklük alanının nodlardaki bilinmeyen değerlerini temsil eden vektör, [R] bilinen yük vektörü ve [K] ise bilinen sabitler matrisidir. Gerilme analizinde [K] katılık matrisi olarak bilinmektedir (Arıkan, 2002).

4.1. Sonlu Elemanlar Yönteminde Paket program Kullanımı

Sonlu elemanlar metodunun doğruluğu ve pratikliği konusunda yapılan araştırmalar ve iterasyonlardan sonra bu yöntemin güvenilir ve gerçekle örtüşen sonuçlar verdiği gözlenmiştir. Bu sebeple bu metodun uygulandığı yazılımların endüstriyel ürün olarak ortaya çıkması çok uzun zaman almamıştır. Kullanıcının deney ortamı olmadan bilgisayarını deney veya test ortamı gibi kullanması bu ürünü cazip kılmıştır (Şener, 2010).

Sonlu elemanlar yönteminin uygulamalarından olan yazılımlardan başlıcaları; FLUENT, LS-DYNA, LINFLOW, CivilFEM, AUTODYN, ANSYS, HYPERWORKS ve nCODE DESIGNLIFE yazılımlarıdır (Özdemir, 2009).

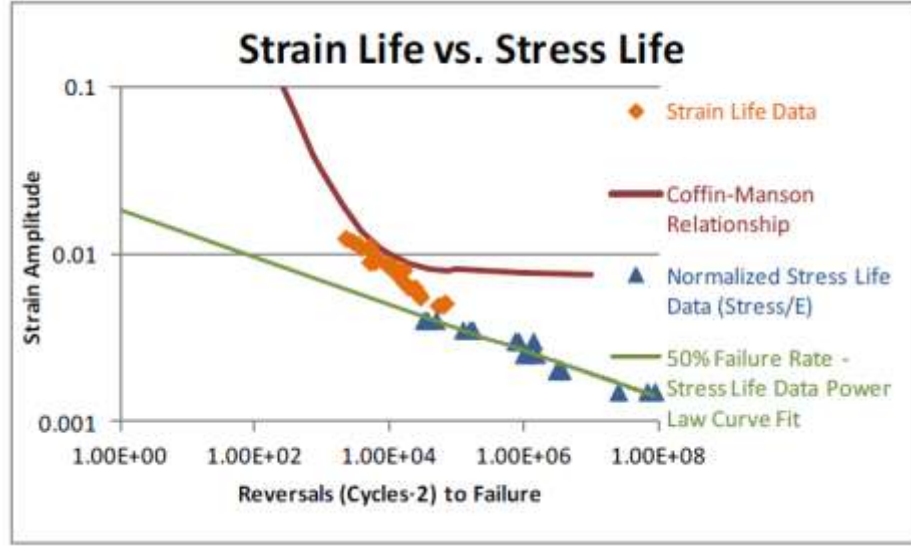
Bu çalışmada; daha önceden tüm aracın teste tabi tutulduğu test pistlerindeki kullanılan yol şartlarının deplasman ölçümleri (yer değiştirme) alınarak HYPERWORKS programında model oluşturulup, devamında yorulma analizi için Stress-Life tekniği kullanılarak DESIGNLIFE NCODE test modelinde girdi verilmiştir (Özdemir, 2009).

Altair HyperWorks CAE paketi, firmaların ürün tasarımı ve analizlerinde ihtiyaç duyacakları gerekli simülasyon çözümlerini içermektedir.

Bu çalışmamızda daha önceden tüm aracın teste tabi tutulduğu test pistlerindeki kullanılan yol şartlarının deplasman ölçümleri (yer değiştirme alınarak HYPERMESH’de model oluşturulmuş ve test sınır şartları modele yerleştirilmiştir. Söz konusu deplasman ölçümleri Hexagon Studio’da Test ekibi tarafından, yurt dışında özel parkurlarda yapılan testler sonucunda elde edilmiştir. Söz konusu bilgi firmanın elde ettiği Know-How bilgisidir. Bu nedenle deplasman ölçümleri diğer ekiplerle paylaşılmamakta yalnızca belli değerler verilerek modele girdi sağlanmaktadır.

Yorulma analizi ile malzemenin ömrü süresince ne kadar çevrime dayanabileceğini belirlenir. Yorulma analizinde, Gerinim Ömrü (Strain Life), Stress Life ve kırılma mekaniği olmak üzere üç ana çözüm metodolojisinden yararlanılır. nCode Designlife, bunların ilk ikisini yani Gerinim Ömrü (Strain Life) ve Stress Life kullanıcıya sunar.

Strain Life yaklaşımı, tipik olarak çatlak başlangıcını kapsayan ve yorulmanın düşük çevrim sayılarını karakterize eden çok yaygın kullanılan bir metottur. Stress Life (Gerilim Ömrü) ise, parçanın toplam ömrü ile ilgilenir bunun için çatlak başlangıcını ve çatlak ilerleyişini kapsamaz. Analizleri çevrim sayılarına göre sınıflandırırsak Strain Life (Gerinim Ömrü) düşük sayılı çevrimler için, Stress life (Gerilim Ömrü) yöntemini ise yüksek çevrim sayılarında kullanırız. Strain Life; Low Cycle Fatigue (LCF) olarak bilinir aynı zamanda yüksek sayıdaki çevrimler için de kullanılabilir. Low Cycle Fatigue, genellikle 10^5 ve bundan daha düşük çevrimleri kapsar. Stress Life SN(Stress-Cycle Curves) diagramına dayanır ve genellikle yüksek çevrimleri kapsar bundan dolayı High Cycle Fatigue (HCF) diye bilinir. 10^5 ve üzeri çevrimleri kapsar (Materion Brush Performance Alloys, 2014, Issue No. 67).



Şekil 10. Strain Life ve Stress Life Çevrim Sayısına Bağlı Eğrilerinin Karşılaştırılması (Materion Brush Performance Alloys, 2014, Issue No. 67)

Şekil 10'da gösterilen diyagram Coffin-Manson yaklaşımını anlatmaktadır. Söz konusu yaklaşımda eşdeğer gerinim değerleri için çevrim sayılarındaki üsler ve katsayıların daha gerçekçi ve doğru belirlenebilmesi için birçok test yapılmıştır.

Diyagram Stress Life ve Strain Life yöntemleri arasında aynı birimden bir ilişkinin olmadığını göstermektedir. Bu yaklaşıma göre Stress Life'ı ve hasara karşı dayanımı belirlemek için hasarın olduğu çevrim sayısı iki ile çarpılmalıdır.

Görüleceği üzere bu iki yöntem için yaklaşımlar bir dizi deneysel veriler sonucu elde edilmişlerdir.

Kırılma Mekaniği (Fracture Mechanics) malzemenin içinde var olan hata veya boyutu bilenen hasar ile başlar. Bu teknikte başlayan hatada çatlak ilerlemesi incelenir. Bu yüzden Çatlak Ömrü (Crack Life) olarak da bilinmektedir. Kritik çatlak boyu ve çatlak ömrü sürecindeki bölgeler bilgileri kapsar (Materion Brush Performance Alloys, 2014, Issue No. 67).

Otomotiv sektöründe araç alt komponentlerinin sonsuza yakın ömre sahip olması beklenir. Bu nedenle bu çalışmamızda yüksek çevrimler için Stress Life tekniği kullanılacaktır.

4.2 Stress-Life Analiz Yöntemi

Motor braketlerinin yorulma ömrünün hesaplanmasında, aşağıda tanımlanan basamaklar sırasıyla gerçekleşmelidir:

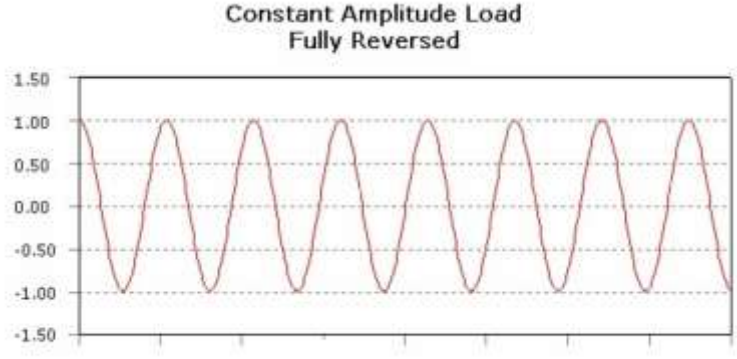
- Yorulma Analiz tipinin seçimi,
- Yükleme tipinin seçimi,
- Ortala gerilmenin dikkate alınması
- Yorulmanın istatistiki değerlendirilmesi.

4.3 Yükleme Durumu Seçimi

Makine elemanlarının yorulma analizinde, meydana gelen yükleme tipleri aşağıdaki şekilde olabilir (Özdemir, 2009):

- Orantılı yükleme ve Genliğin sabit olması
- Orantısız yükleme ve genliğin sabit olması
- Orantılı yükleme ve genliğin değişken olması
- Orantısız yükleme ve genliğin değişken olması

Bu çalışmada sabit genlikteki farklı yol şartlarında motor braketlerinin yorulma hasarı incelenmiştir. Bu nedenle sabit genlikte, orantılı yükleme durumu ile analiz gerçekleştirilmiştir. Şekil 11, maksimum ve minimum gerilmelerin sabit kaldığı sabit genlikli yükleme durumunu göstermektedir.



Şekil 11.Sabit genlikli yükleme (Özdemir, 2009)

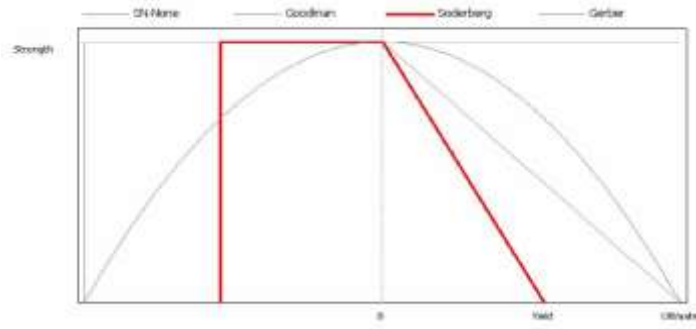
Şekil 11’de, X eksenini Frekansı, Y eksenini eşdeğer yüklemeyi göstermektedir. Yükleme çeşitleri orantılı veya orantısız olabilmektedir. Orantılı yüklemede, asal gerilmelerin oranı sabit olduğu ve zamanla değişmediği kabul edilmektedir (Özdemir, 2009).

4.4 Yorulma Ömrünün hesabında Ortalama Gerilmenin Etkisi

Malzemelerin yorulma ile ilgili özellikleri genellikle tam değişken (fully reversed) ve sabit genlikli (Constant Amplitude) testlerde elde edilir. Ortalama gerilmeleri hesaplamak için Soderberg, Goodman veya Gerber gibi teoriler kullanılır. Söz konusu teoriler aşağıda verilen Şekil 12, Şekil 13 ve Şekil 14’de açıklanmıştır. Söz konusu şekillerdeki grafiklerde X eksenini gerilme çeşidini, Y eksenini ise gerilme miktarını belirtmektedir (Lee Y et al., 2005).

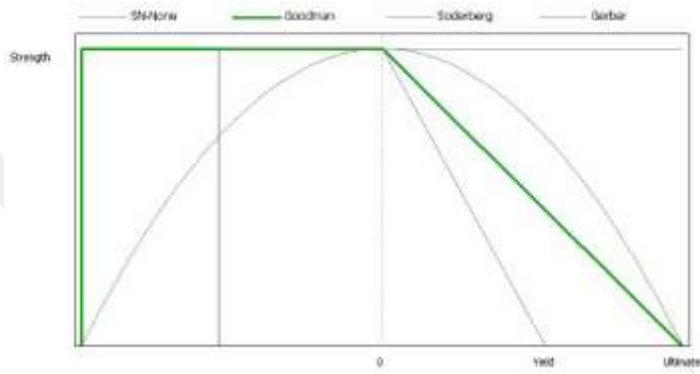
Gevrek malzemeler için Goodman kriteri, sünek malzemeler için ise Gerber kriteri ve Soderberg kriteri tercih edilmektedir (Özdemir, 2009).

Bu çalışmada; araç alt komponentlerinin yorulma hesabında Goodman yöntemi kullanılarak yorulma analizi yapılmıştır.



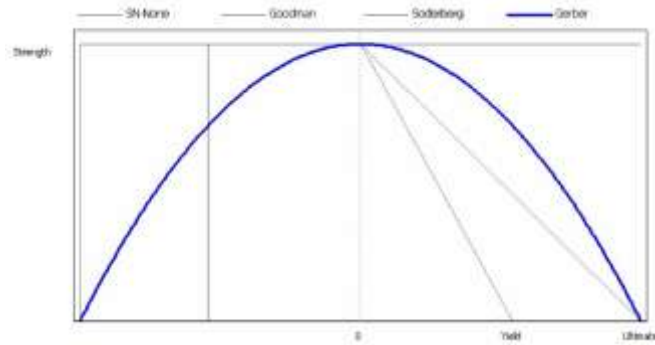
$$(\sigma_{\text{alternating}}/S_{\text{endurance_limit}}) + (\sigma_{\text{mean}}/S_{\text{yield_strength}}) = 1$$

Şekil 12. Soderberg diyagramı ve formülü (Lee Y et al., 2005)



$$(\sigma_{\text{alternating}}/S_{\text{endurance_limit}}) + (\sigma_{\text{mean}}/S_{\text{ultimate_strength}}) = 1$$

Şekil 13. Goodman diyagramı ve formülü (Lee Y et al., 2005)



$$(\sigma_{\text{alternating}}/S_{\text{endurance_limit}}) + (\sigma_{\text{mean}}/S_{\text{ultimate_strength}})^2 = 1$$

Şekil 14. Gerber diyagramı ve formülü (Lee Y et al., 2005)

BÖLÜM 5

5. EURO6 MOTOR YUVASININ SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE MODELLENMESİ

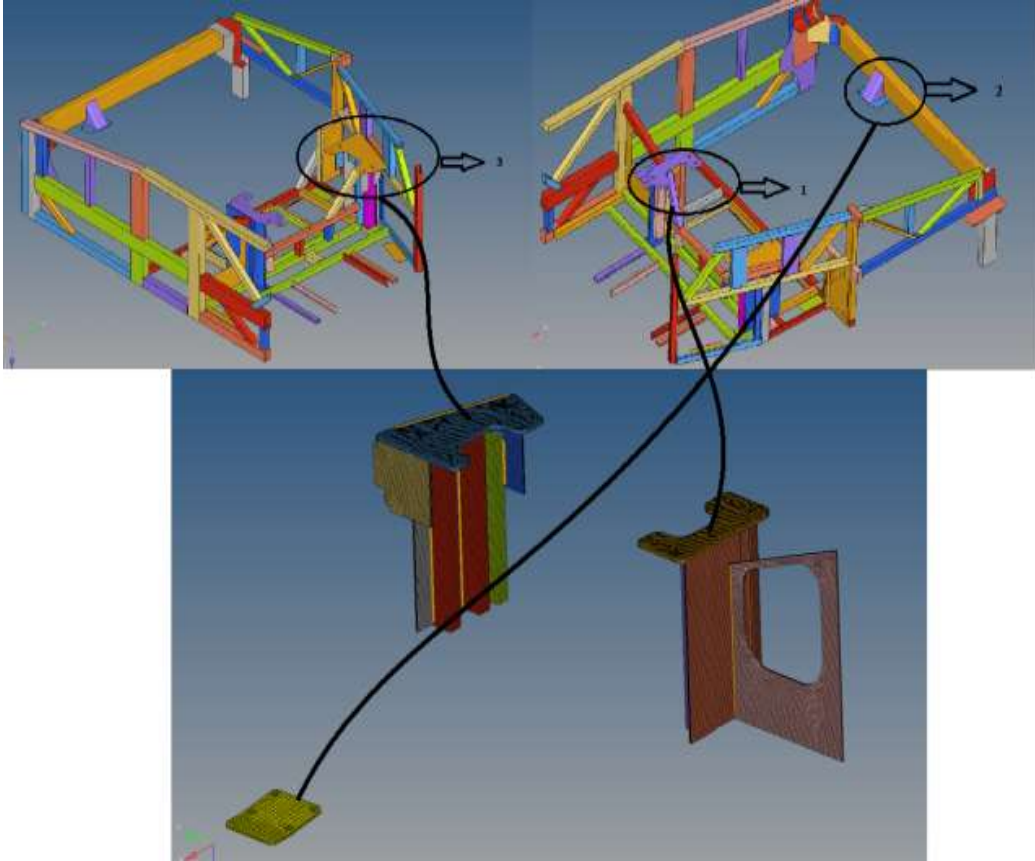
Çalışma kapsamında teste tabi tutulacak gövde karkas yapısının (Şekil 17) HYPERWORKS ailesinden Hypermesh programı kullanılarak sonlu elemanlar modeli kurulmuştur. Model kurulurken müşteri firmanın deneyimlerinden yararlanılarak aşağıda belirtilen kriterler göz önünde bulundurulmuştur. Kaynak bağlantılarında rijit elemanlar kullanılmıştır.

- Element size: 5mm
- Element type: QUAD4
- Required Element Criteria;
- Warpage $> 10 < 20$ -- $< 5\%$ & Warpage $> 20 < 0\%$
- Aspect $> 5 < 10$ -- $< 5\%$ & Aspect $> 10 < 0\%$
- Quads Min angle $< 45 > 35$ -- $< 5\%$ Min Angle < 35 -- $< 0\%$
- Quads Max angle $> 135 < 150$ -- $< 5\%$ Max angle $> 150 < 0\%$
- Trias Min angle $< 20 > 15$ -- $< 5\%$ Min Angle < 15 -- $< 0\%$
- Trias Max angle $> 120 < 135$ -- $< 5\%$ Max angle $> 135 < 0\%$
- Jacobian < 0.7 5% -- $< 0.5 < 0\%$

Kurulan modelin kontrolü sağlanırken tüm bu değerler içerisinde en çok jacobian ve aspect faktörleri önemli kriter olarak belirlenmiştir. Aspects Ratio;

tetrahedral eleman için en kısa uzunluğu en uzun olan uzunluğa olan oranı olarak yorumlanmaktadır. Bu oran yapıldığında ele edeceğimiz değer 1'e ne kadar yakında o kadar iyi bir meshimiz var demektir. Fakat geometrinin karmaşıklığı nedeni ile bu tip bir eleman elde etmek zordur. Bu nedenle bu değeri yapısal bir analizde 5'in altında tutarak kaliteli bir mesh yapısı elde edilmiştir.

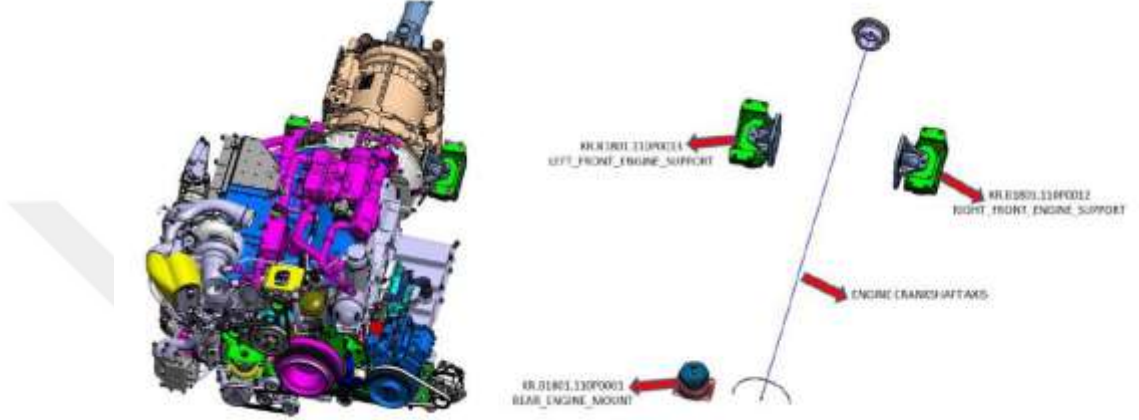
Kullanılan elemanların her birinin kenarları polinom özelliği aldığı için, elemanlar deformasyona uğradığında ya da mesh oluşturulurken iç içe geçmelere neden olur. Bu iç içe geçmelerin kontrolü ve olabilme ihtimali jacobian ile yapılır. Kontrolü yapan araçlar ise jacobian pointlerdir. Bu faktörün en az belirtilen aralıkta olması gerekmektedir.



Şekil 15.Gövde Karkas Yapısının Sonlu Elemanlar Modeli

5.1. Motor Braketleri İçin Test Prosedürünün Hazırlanması ve Testlerin Yapılması

Çalışma kapsamında bu aşamada, iki eksenli test düzeneğinde, yapısal analizi yapılan modelin hassas noktaları belirlenerek hazırlanmış test prosedürleri göz önünde bulundurularak yorulma testleri gerçekleştirilmiştir.



şekil 16. Motorun Araç İçindeki Yerleşimi ve Bağlandıkları Braketler

Mount 1 = Motor Arka Braketi

Mount 2 = Motor Saė Ön Braketi

Mount 3 = Motor Sol Ön Braketi



Şekil 17. Test Fikstürü



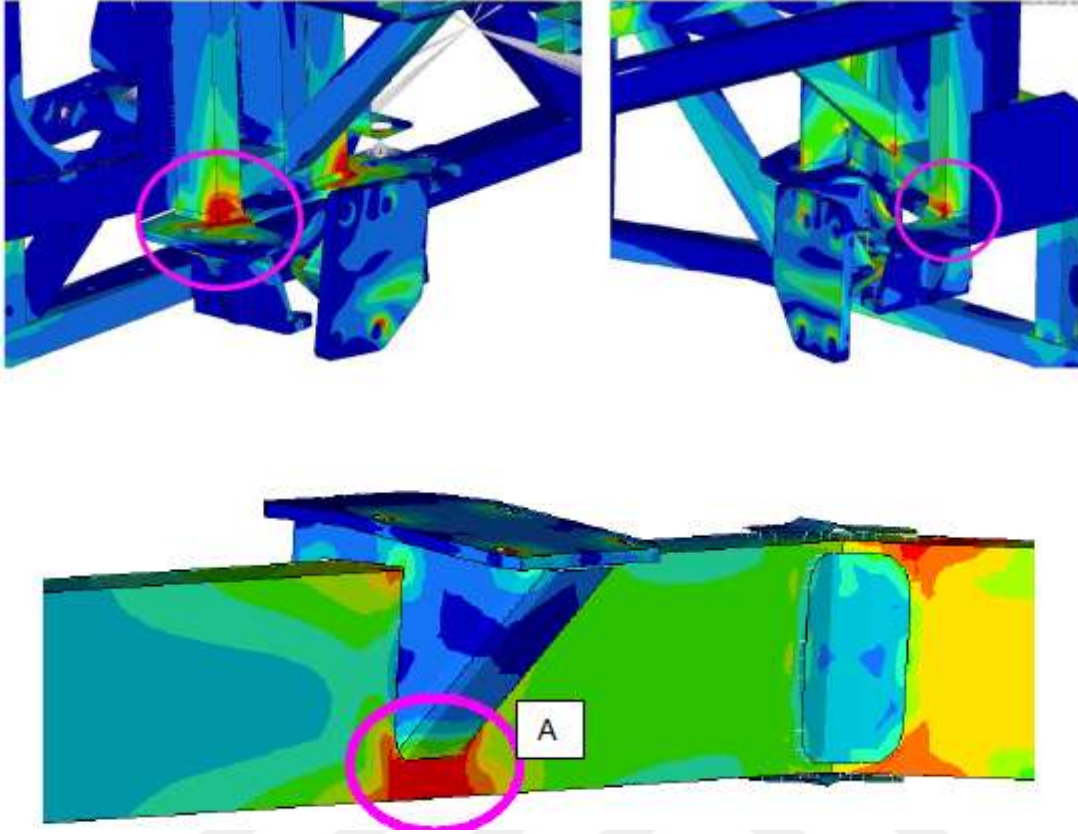
Şekil 18. Yorulma Test Düzeneği

Yorulma test düzeneğinde yol testin alınan datalardan yola çıkarak hazırlanan test prosedürleri (Tablo 1) sisteme girilerek pistonların belirtilen yüklemeleri sabit frekansta (0,5 Hz) yüklemesi ile gerçekleşmiştir. Test düzeneği **Şekil 18**'de gösterilmiştir.

Tablo 1. Yorulma Testi Yükleme Koşulları

(+)1g	± Z Direction
Uni-directional Tcs 0,5 Hz, B50- 5000 cycle	Mount 1 [6716 N (compression)] - [6755 N (compression)], Mount 2 [4553 N (compression)] - [21170 N (compression)], Mount 3 [5583 N (compression)] - [-11080 N (tension)]
Uni-directional Tf, 0,5 Hz, B50- 300000 cycle	Mount 1 [6716 N (compression)] - [6735 N (compression)], Mount 2 [4553 N (compression)] - [11200 N (compression)], Mount 3 [5583 N (compression)] - [-1080 N (tension)]
Uni-directional 1.5 x Tf, 0,5 Hz, B50- 25000 cycle	Mount 1 [6716 N (compression)] - [6745 N (compression)], Mount 2 [4553 N (compression)] - [14525 N (compression)], Mount 3 [5583 N (compression)] - [-4415 N (tension)]
(+)3g	± Z Direction
Uni-directional Tcs, 0,5 Hz, B50- 5000 cycle	Mount 1 [6716 N (compression)] - [20150 N (compression)], Mount 2 [4553 N (compression)] - [13660 N (compression)], Mount 3 [5583 N (compression)] - [16750 N (compression)]

Strainguage'ler CAE analizleri göz önünde bulundurularak belirlenmiş **Şekil 19**'da belirtilen bölgelere yerleştirilmiştir.



Şekil 19. Strainguagelerin Yerleştirildiği Bölgeler

Test esnasında 135°'lik rozet tipi strainguageler kullanılmıştır. Üç doğrultuda yapılan ölçümler asal gerilmeleri tanımlanmıştır.

$$\varepsilon_{\theta} = \varepsilon_x \cos^2 \theta + \varepsilon_y \sin^2 \theta + 2 \gamma_{xy} \sin \theta \cos \theta \quad (7)$$

(7) nolu denklem kullanılırken θ açısı, 135°'lik rozet tipi strainguageler'in kullanımına bağlı olarak sırasıyla 45°, 90° ve 135° olarak alınmıştır.

Bu çalışmada, motor braketlerinin ömürlerini belirlemek için prototip test aracın, belirlenen yol şartlarında topladığı ölçüm dataları ve bilgisayar ortamında hazırlanan araç ve yol modeli ile karşılaştırma çalışmaları yapılmıştır. Statik burulma dayanımı torku 13000 Nm olarak belirlenerek, 1g ve 3g bump koşullarında her bir braket için, **Tablo 1**'de görülen yükleme değerleri kullanılmıştır. 1g koşulu, dikey yüklemelerin aracın düz ve engebesiz yolda aldığı yerçekimi ivmesini belirtmektedir. İvme için herhangi bir artı katsayı

verilmemektedir. 3g bump koşulu ise yolun en zorlayıcı hali olan büyük pot ve deliklerin bulunması halini simüle etmektedir. Burada dikey kuvvetler 3'e katlanmaktadır. **Tablo 1**'de gösterilen $\pm Z$ doğrultuları, **Şekil 18**'de gösterilmiştir.

5.2 Sonlu Elemanlar Analizleri

18m Euro VI aracında kullanılacak motor takozu bağlantı braketlerini sonlu eleman modeli oluşturularak, 1718 kg'lık motor+şanzıman kütesine 3g bump, 1g braking, 1g cornering yükleme durumları ile 14048 Nm'lik saat yönünün tersine maksimum tork yükleme durumu uygulanarak statik analizler yapılmıştır.

Motor takozu bağlantı braketlerinin bağlanacağı gövde rijit kabul edilerek sınır şartları oluşturulmuştur (**Şekil 20** ve **Şekil 21**).

Motor bağlantı braketlerinde kullanılan malzemelerin mekanik özellikleri aşağıdaki gibidir:

Weldox :

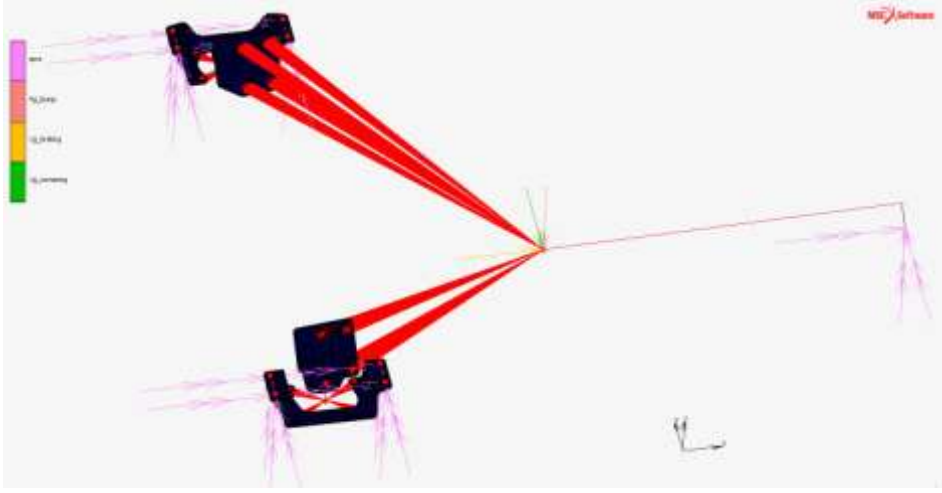
$E=210 \text{ GPa}$, $\mu=0.3$, $\rho=7.2 \times 10^9 \text{ kg/m}^3$

Akma Gerilmesi: 700 MPa

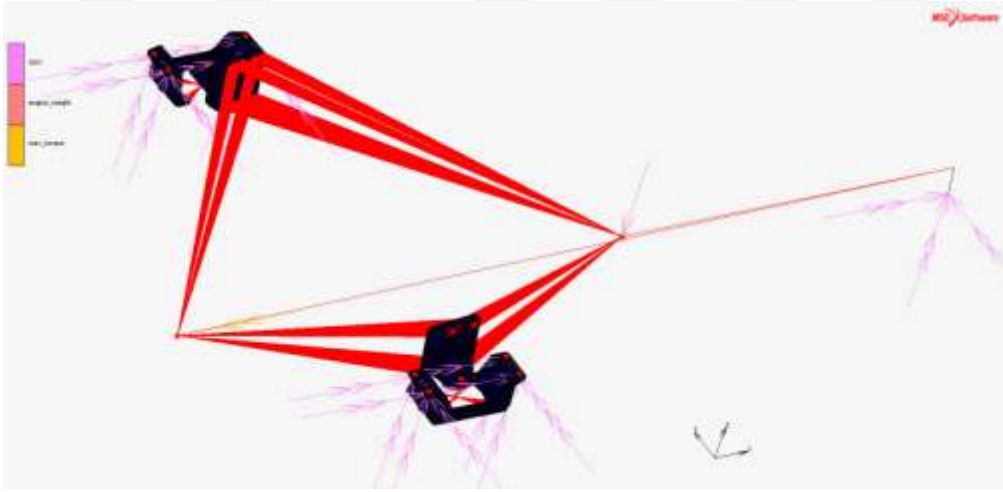
GEKA SG 2 (Kaynak) :

$E=210 \text{ GPa}$, $\mu=0.3$, $\rho=7.2 \times 10^9 \text{ kg/m}^3$

Akma Gerilmesi: 420 M Pa

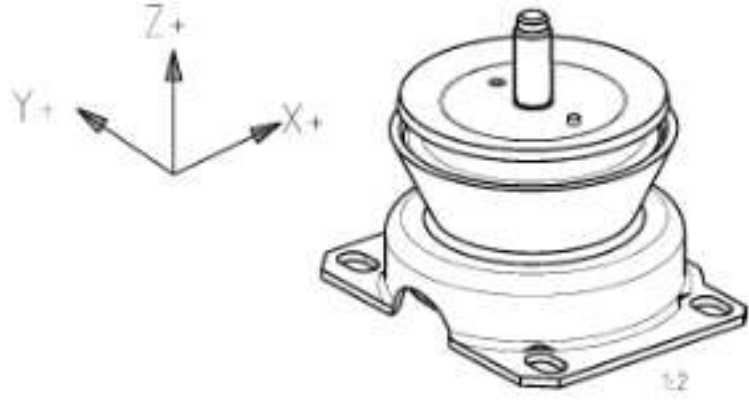


Şekil 20. Motor Takoza Bağlantı Braketlerinin Sonlu Eleman Modeli ve 3g Bump, 1g Braking, 1g Cornering Yükleme Durumuna Göre Hazırlanmış Sınır Şartları

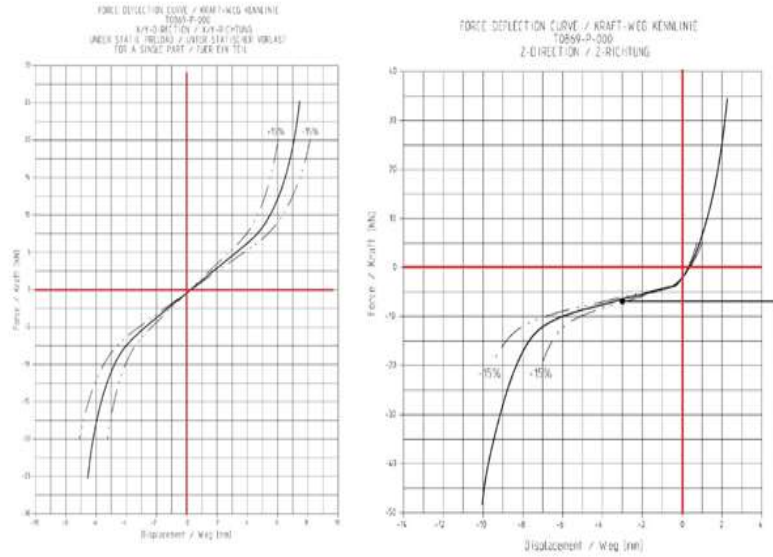


Şekil 21. Motor Takoza Bağlantı Braketlerinin Sonlu Eleman Modeli ve Maksimum Tork Yükleme Durumuna Göre Hazırlanmış Sınır Şartları

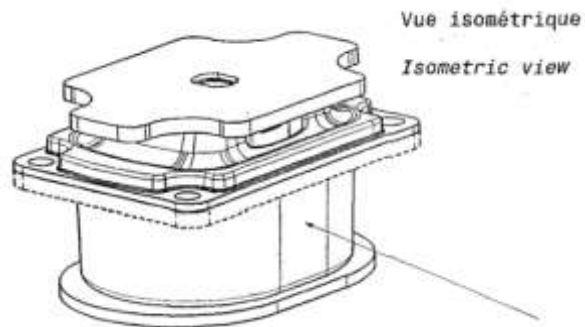
Sistemde kullanılan motor takozları; kauçuğun sönüm karakteristiğini daha doğru simüle edilebilmek için Şekil 23 ve 25'teki kuvvet - deplasman eğrileri kullanılarak 6 serbestlik dereceli nonlinear yay olarak modellenmiştir. Üretici firma tarafından dönme direngenlik bilgileri sağlanmadığı için dönme direngenlikleri üç ekseninde de 10000 N/rad olarak alınmıştır.



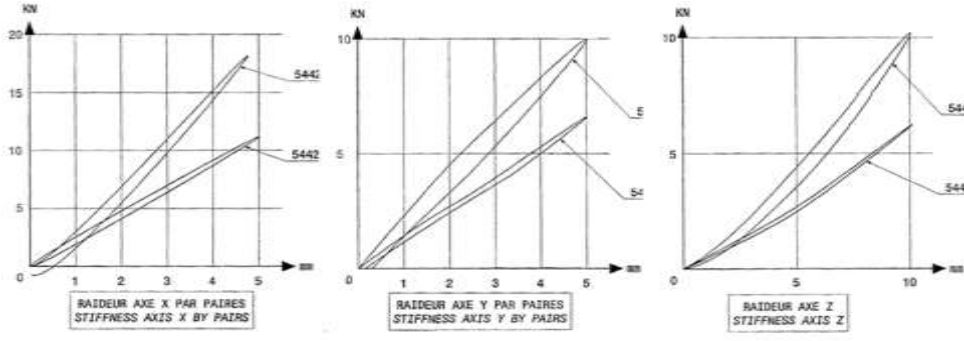
Şekil 22. Motorun Önünde Yer Alan Takozun İzometrik Görünüşü



Şekil 23. Motorun Önünde Yer Alan Takozun Direngelik Eğrileri (Bannantine et al., 1990)



Şekil 24. Şanzımanın Yanlarında Yer Alan Takozun İzometrik Görünüşü

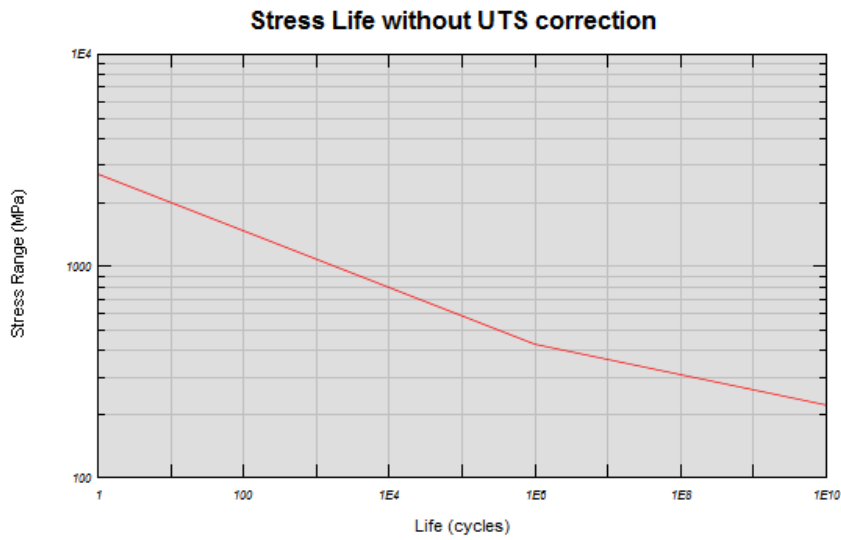


Şekil 25. Şanzımanın Yanlarında Yer Alan Takozların Direngenlik Eğrileri (El-Ratal et al., 2014)

3g Bump koşulu için hazırlanan model nCODE programında araç alt komponentlerinin yorulma hesabında tercih edilen Goodman yöntemi kullanılarak yorulma analizi yapılmıştır.

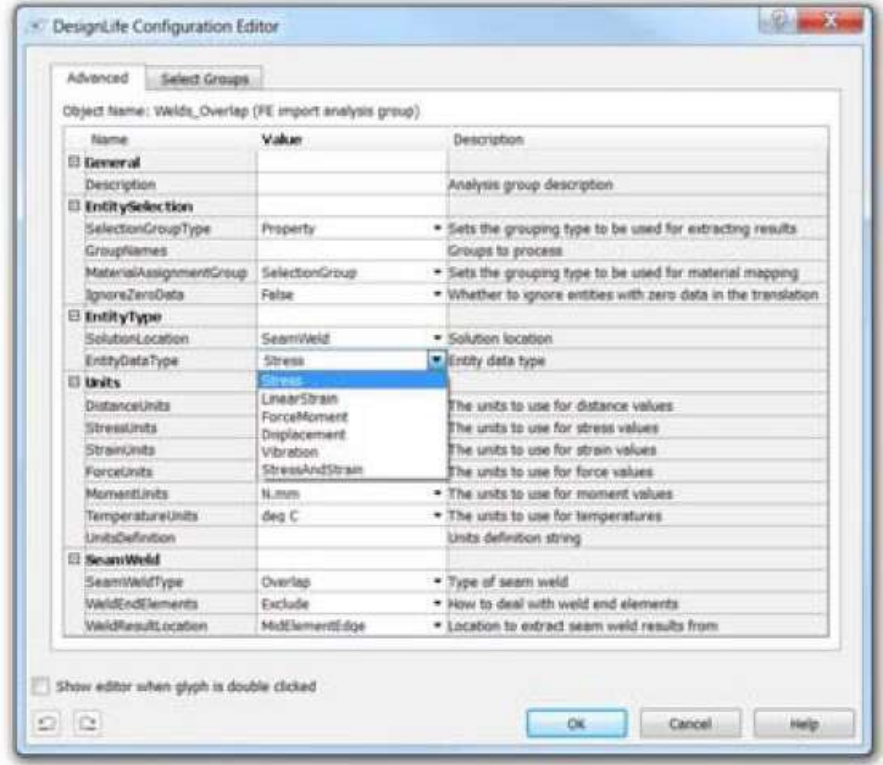
Goodman yaklaşımında, ne kadar bir gerilme genliği uygulanabileceğini hesaplamak için kullanılır. Malzemenin değişken gerilme genliği sıfır ise bu durum malzemenin tamamen statik zorlandığını gösterir. Malzemeyi kıran gerilme; çekme dayanımı değeri olur.

Tüm modelin malzeme karakteristiği S420 çeliği ($\sigma_{akma} = 420\text{MPa}$ / $\sigma_{kopma} = 600\text{MPa}$) ile tanımlanmış olup, S-N eğrisi Şekil 26'da verilmiştir.



Şekil 26. 420 Çeliği S-N Eğrisi

Gerilme hesabı için nCode'da 3 tip olan gerileme datasından “stress” data tipi seçilmiştir. İki tip bulunan kaynak datası seçeneğinden ise “MidElementEdge” seçeneği seçilmiştir (Şekil 27).

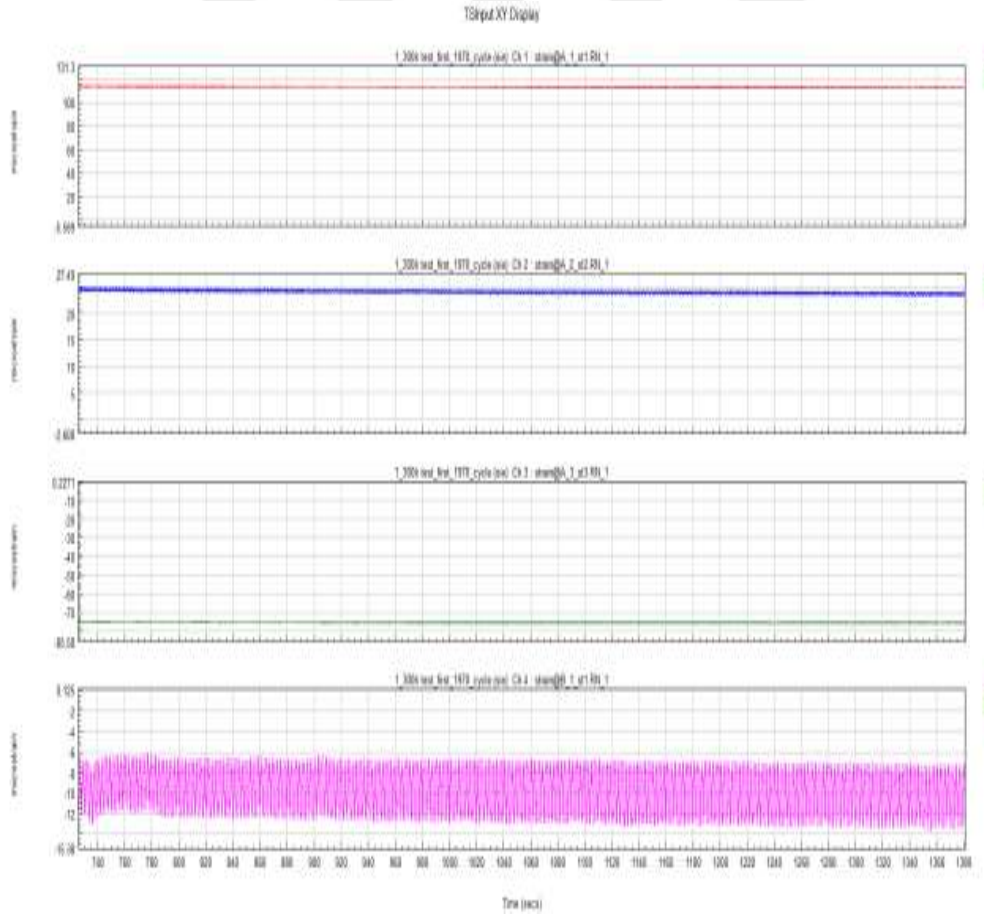


Şekil 27. nCode Gerilme Hesabı Data Seçimi

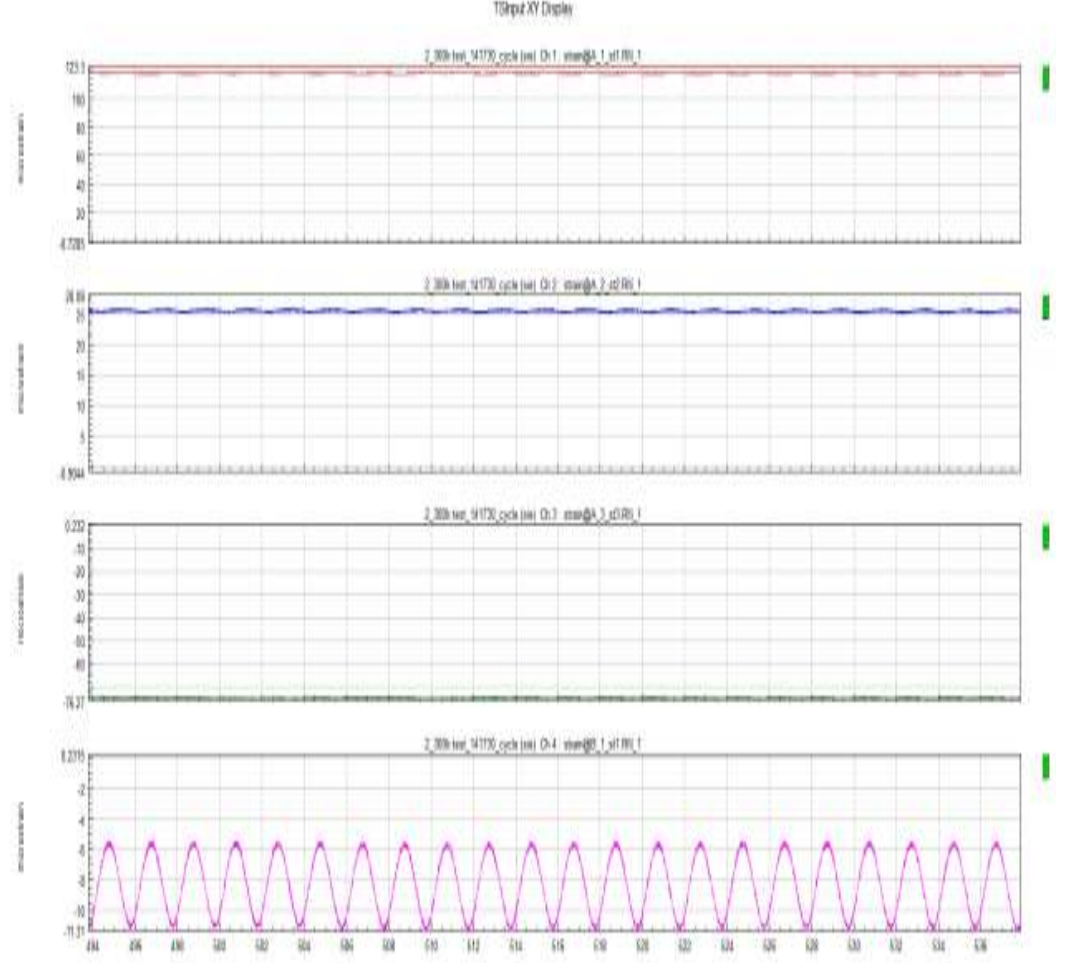
BÖLÜM 6

6. SONUÇLAR

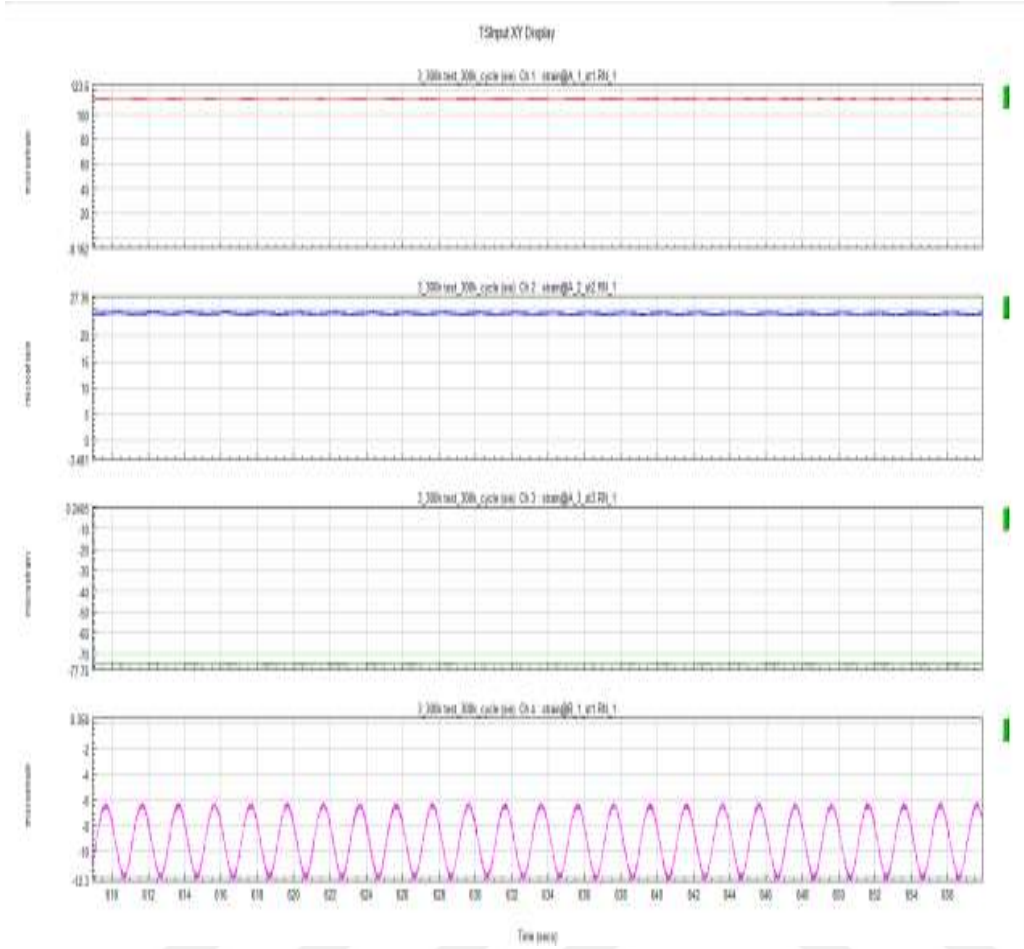
Çelik malzemeden üretilmiş gövde karkasının akma dayanımının altındaki değerlerde gerçekleştirilen testlerde yorulma ömrü güvenlik katsayısı 1,66 olarak belirlenmiştir. Her bir testte numune 1g koşulundaki testi takiben 5000 çevrimde 3g koşulundaki teste tabi tutulmuştur. Testler sonucunda strainguagelerden okunan strain değerleri zamana bağlı şekilde (X eksen strain ve Y eksen zaman) örnek olarak 1g bump koşulunda 300000 çevrim ve A bölgesi için aşağıdaki grafiklerde verilmiştir. **Şekil 28**, **Şekil 29** ve **Şekil 30**'da 4'er adet grafik gösterilmektedir. (Bu grafiklerin ilk 3 tanesi, şekilde de belirtildiği gibi A bölgesinden alınan 3 açıdaki strain değerlerini vermektedir.)



Şekil 28. 300000 Çevrimde 1g Bump Koşulunda A (A1,A2,A3) ve B (B1) Bölgesi İlk Çevrim Strain Değerleri Grafikleri (X eksen strain, Y eksen ise çevrim değerlerini vermektedir.)



Şekil 29. 300000 Çevrimde 1g Bump Koşulunda A (A1,A2,A3) ve B (B1) Bölgesi 150K çevrimi Strain Değerleri Grafikleri (X eksen strain, Y eksen ise çevrim değerlerini vermektedir.)



Şekil 30. 300000 Çevrimde 1g Bump Koşulunda A (A1,A2,A3) ve B (B1) Bölgesi Son çevrim Strain Değerleri Grafikleri (X eksen strain, Y eksen ise çevrim değerlerini vermektedir.)

Söz konusu grafiklerdeki sinüzoidal eğrilerden elde edilen maksimum ve minimum strain değerleri (6) numaralı denklem kullanılarak analizlerde elde edilen strain değerleri ile karşılaştırılabilecek hale getirilmiştir.

Söz konusu grafiklerdeki sinüzoidal eğrilerden elde edilen maksimum ve minimum değerler, Tablo 2-7’de gösterilmektedir.

Tablo 2. 300000 Çevrimi Strain Değerleri

Strain Gage Bölgeleri	İlk Çevrim		150K Çevrim		300K Çevrim	
	Maksimum (Strain'(-6))	Minimum (Strain'(-6))	Maksimum (Strain'(-6))	Minimum (Strain'(-6))	Maksimum (Strain'(-6))	Minimum (Strain'(-6))
A1	-111,5	-	-117,8	-	-112,3	-
A2	22,9	-	25,4	-	24,0	-
A3	76,6	-	74,8	-	74,8	-
B1	15,4	9,13	11,3	5,6	12,3	6,4
B2	22,0	5,44	21,5	8,4	20,9	7,7
B3	109,9	34,9	100,7	38,8	101,2	39,3
C1	64,8	-10,7	62,9	-10,9	62,9	-10,6
C2	-12,9	4,6	-13,1	3,7	-13,3	3,7
C3	4,9	-2,7	-	-	-	-

Tablo 3. 5000 Çevrim 3g Bump Strain Değerleri

Strain Gage Bölgeleri	İlk Çevrim		Son Çevrim	
	Maksimum (Strain [^] (-6))	Minimum (Strain [^] (-6))	Maksimum (Strain [^] (-6))	Minimum (Strain [^] (-6))
A1	-500,3	-151,7	-493,1	-147,5
A2	14,4	7,1	14,1	6,8
A3	439,3	151,5	422,1	148,2
B1	136,3	45,2	133,7	45,1
B2	111,1	36,0	110,3	33,2
B3	7,1	2,4	-10,1	-5,7
C1	195,8	62,7	193,0	61,4
C2	22,6	9,3	21,3	9,7
C3	18,8	4,2	19,3	5,7

Tablo 4. 25000 Çevrimi Strain Değerleri

Strain Gage Bölgeleri	İlk Çevrim		25K Çevrim	
	Maksimum (Strain [^] (-6))	Minimum (Strain [^] (-6))	Maksimum (Strain [^] (-6))	Minimum (Strain [^] (-6))
A1	-151,6	-	-155,0	-
A2	7,3	-	7,0	-
A3	143,6	-	146,8	-
B1	154,6	45,0	157,5	41,7
B2	125,1	34,6	128,1	33,2
B3	8,0	2,0	8,5	2,1
C1	67,1	-45,1	63,0	-55,3
C2	9,0	-6,2	-9,2	8,1
C3	6,0	-2,8	5,5	-4,6

Tablo 5. 5000 Çevrim 3g Bump Strain Değerleri

Strain Gage Bölgeleri	İlk Çevrim		Son Çevrim	
	Maksimum (Strain [^] (-6))	Minimum (Strain [^] (-6))	Maksimum (Strain [^] (-6))	Minimum (Strain [^] (-6))
A1	-491,4	-146,8	-482,2	-138,4
A2	14,4	7,1	14,1	6,0
A3	434,2	147,2	419,8	145,2
B1	136,3	45,2	134,3	44,1
B2	111,1	36,0	110,7	29,3
B3	7,1	2,4	-19,1	-6,7
C1	195,8	62,7	196,0	65,4
C2	22,6	9,3	21,9	8,7
C3	18,8	4,2	16,6	4,7

Tablo 6. 5000 Çevrimi Strain Değerleri

Strain Gage Bölgeleri	İlk Çevrim		25K Çevrim	
	Maksimum (Strain ⁽⁻⁶⁾)	Minimum (Strain ⁽⁻⁶⁾)	Maksimum (Strain ⁽⁻⁶⁾)	Minimum (Strain ⁽⁻⁶⁾)
A1	-149,1	-	-149,6	-
A2	7,5	-	5,1	-
A3	134,9	-	138,0	-
B1	214,1	41,5	215,2	38,2
B2	123,8	22,1	122,6	20,0
B3	-23,4	-4,0	-25,8	-6,9
C1	-119,1	64,4	-116,7	63,1
C2	-20,8	17,9	-22,6	13,4
C3	30,0	-16,2	28,5	-16,7

Tablo 7. 5000 Çevrim 3g Bump Strain Değerleri

Strain Gage Bölgeleri	İlk Çevrim		Son Çevrim	
	Maksimum (Strain ⁽⁻⁶⁾)	Minimum (Strain ⁽⁻⁶⁾)	Maksimum (Strain ⁽⁻⁶⁾)	Minimum (Strain ⁽⁻⁶⁾)
A1	-542,1	-191,3	-486,5	-133,4
A2	-11,8	9,3	-15,1	10,0
A3	456,6	183,7	415,6	146,3
B1	127,4	37,1	133,3	42,2
B2	66,3	18,5	68,7	21,3
B3	-22,4	-10,5	-19,1	-6,7
C1	198,9	65,6	196,0	65,4
C2	42,6	17,3	40,8	17,1
C3	-25,4	-53,6	-16,6	-47,5

Testler sonucunda fıkstür üzerindeki kaynak ya da diğer yapısal elemanlarda gözle görülür bir deformasyon gözlenmemiş olup çatlak başlangıç çevrimleri belirlenmiştir. Bu tezdeki çalışmalar kapsamında ek olarak 1 adet test fıkstürü sabit frekansta kırılıncaya kadar yorulma testine tabi tutularak bir yorulma ömrü 1.456.000 çevrim olarak belirlenmiştir. Kırılan braket resimleri **Şekil 31'** de verilmiştir.

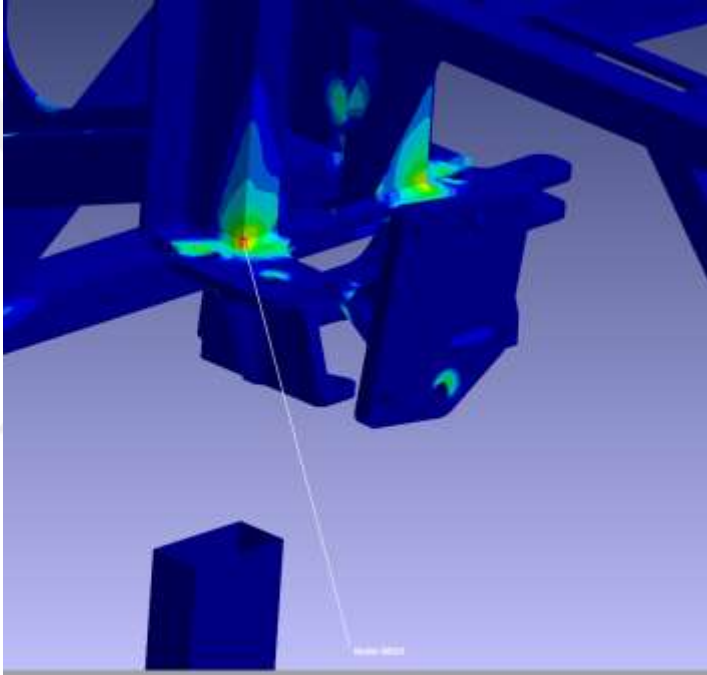




Şekil 31. Braket Kırılma Resimleri



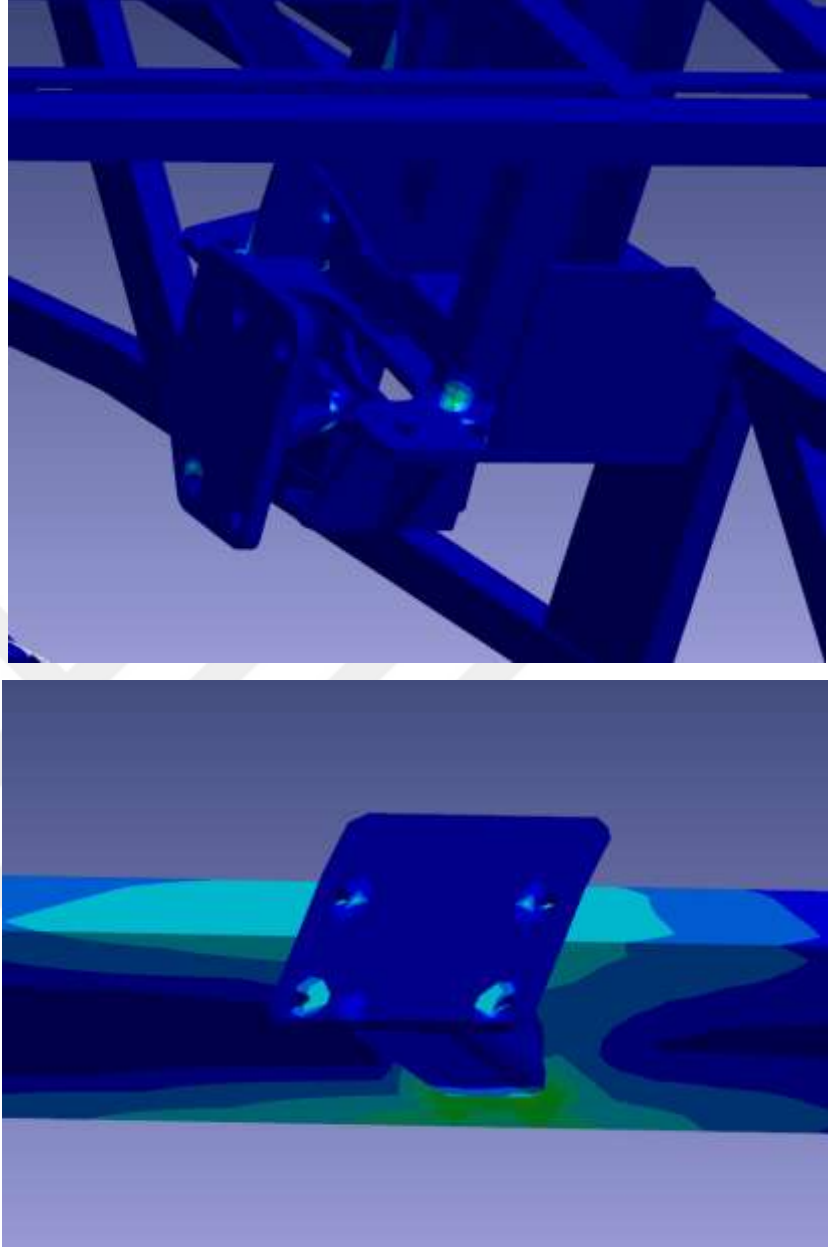
Şekil 32. Braket Kırılma Resimleri
(Devamı)



Şekil 33. Analiz Sonucu ilk Çatlağın Başladığı Bölge ve Node

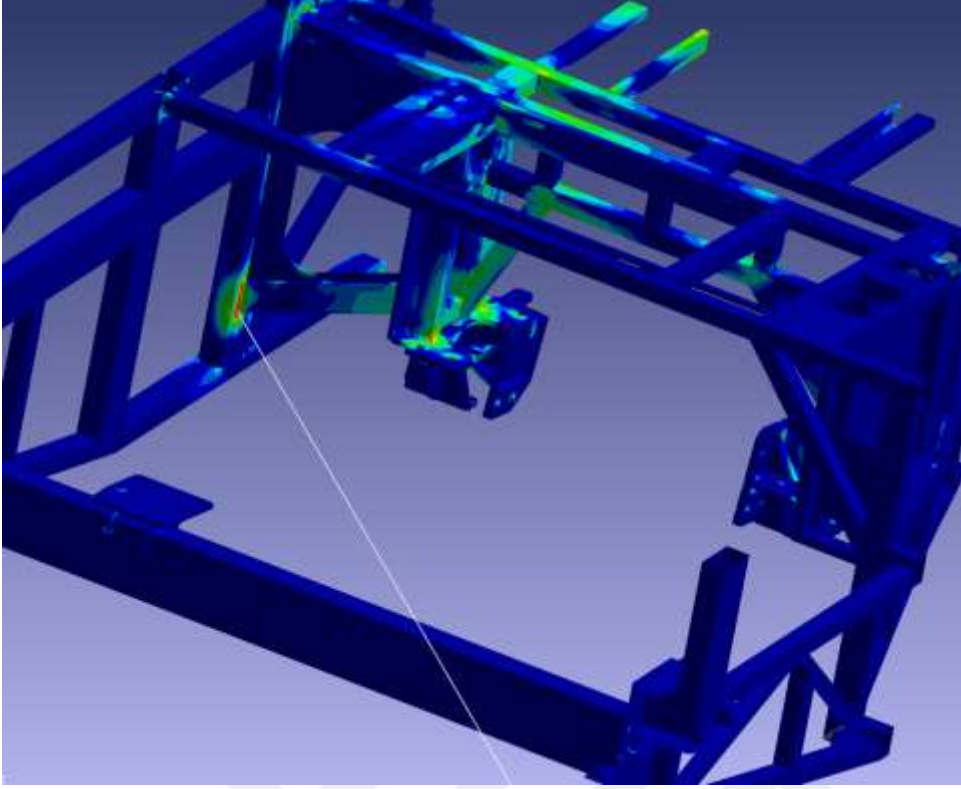
3g bump koşulunda yapılan analiz sonucunda ilk çatlağın başladığı bölge Mount 1'in profille birleşim yerinde 914.000 çevrim sonunda meydana gelmiştir (Şekil 33).

Diğer motor takozlarında meydana gelen yorulma çatlağı başlangıç çevrimi çok daha yüksek elde edilmiştir (Şekil 34).



Şekil 34. Diğer Motor Takozlarının Analiz Sonuçları

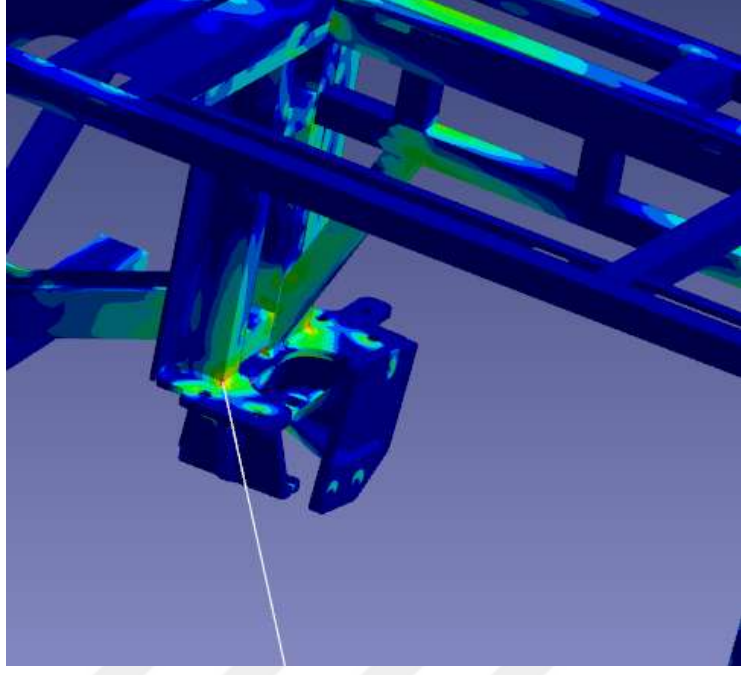
1g ve maksimum tork koşullarında yapılan analizlerde de Goodman yaklaşımı kullanılmıştır (Şekil 35).



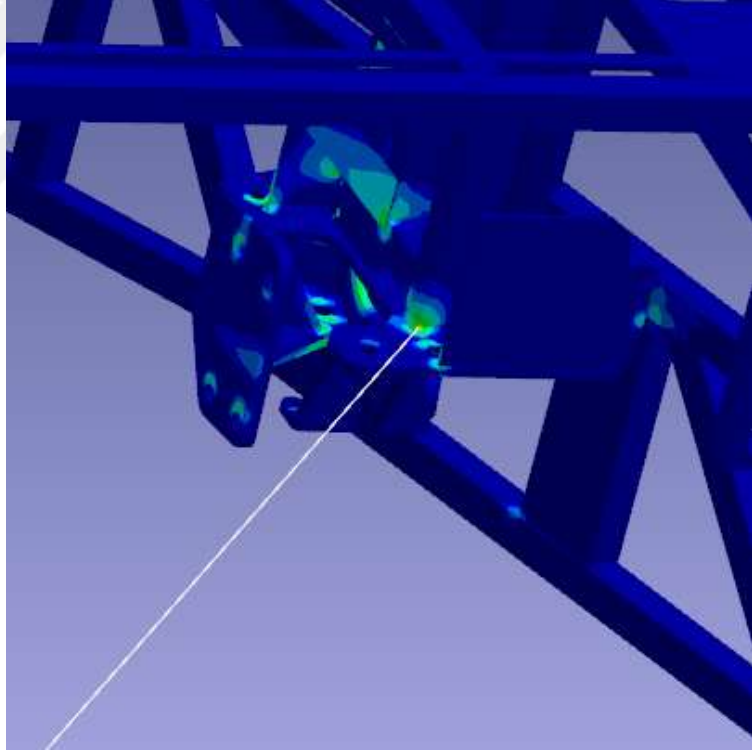
Şekil 35. Yerçekimi ve Maksimum Tork Koşullarının Beraber Uygulandığı Analiz Sonucu İlk Yorulma Çatlağının Oluştugu Bölge

Maksimum tork ve yerçekimi koşullarının beraber uygulandığı analiz sonucunda ağırlık belirlenen sınır şartlarına bağlı olarak burulmanın fazla olmasından dolayı ilk çatlak motor takozlarında değil profil birleşim yerleşim yerlerinde 133.000 çevrim sonucunda meydana gelmiştir.

Motor takozlarında oluşan yorulma çatlakları ise Mount 1’de $4,5 \times 10^6$ çevrim sonucunda, Mount 3’de ise $1,16 \times 10^{11}$ çevrim sonucunda oluşmuştur. Mount 2’nin ömrü ise sonsuz kabul edilmiştir.



Şekil 36. Mount 1 Yorulma Analizi Sonucu



Şekil 37. Mount 3 Yorulma Analizi Sonucu

BÖLÜM 7

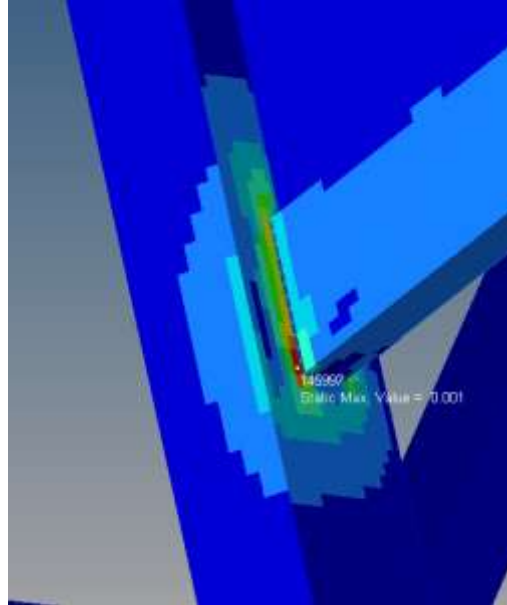
7. DEĞERLENDİRME

Tez kapsamında otomotiv sektöründe faaliyet gösteren kuruluş Hexagon Studio (Heksagon Mühendislik ve Tasarım A.Ş.)'nin tasarladığı 18m Euro6 ticari aracının motor braketlerinin hızlandırılmış yorulma test düzeneğinin tasarımı, test düzeneğinin bilgisayar ortamında analizi ve analiz sonuçlarıyla test sonuçlarının karşılaştırma çalışmaları yapılmıştır.

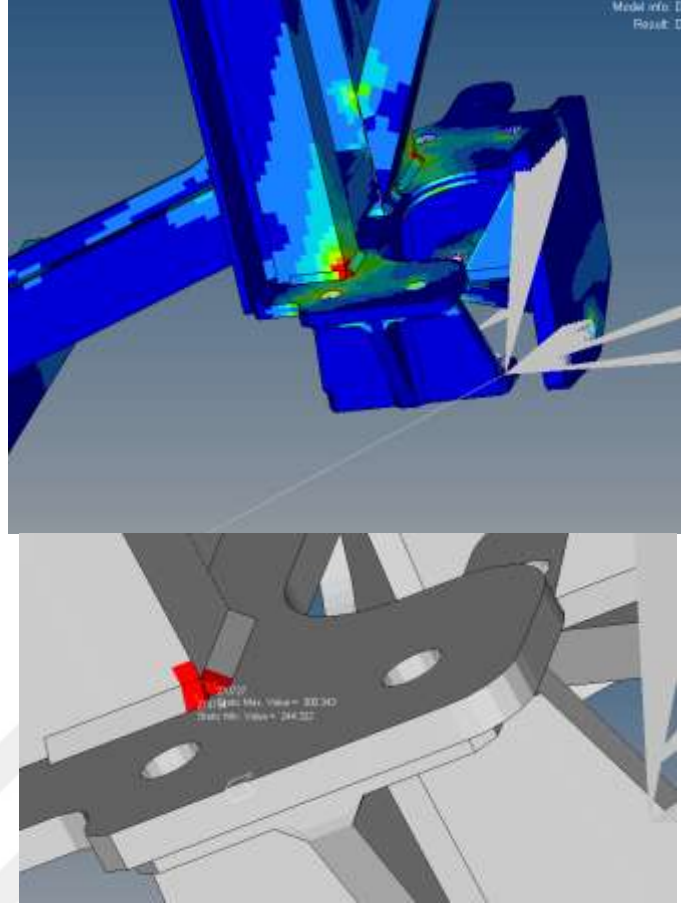
Test esnasında 135°'lik rozet tipi strainguageler kullanılmıştır. Üç doğrultuda yapılan ölçümler asal gerilmeleri tanımlanmıştır.

(6) nolu denklem kullanılırken θ açısı, 135°'lik rozet tipi strainguageler'in kullanımına bağlı olarak sırasıyla 45°, 90° ve 135° olarak alınmıştır.

Karşılaştırma çalışmaları kapsamında; analizler sonucu elde edilen ilk çevrim strain değerleri ile strainguagelerden alınan ve hesaplanan strain değerleri karşılaştırılmış ve yaklaşık %10 sapma ile doğrulanmıştır.



Şekil 38. Yerçekimi ve Maksimum Tork Kuvvetinin Beraber Uygulandığı Koşulda Yorulma Çatlağının İlk Başladığı Bölgede İlk Çevrimde Oluşan Ortalama Strain Değeri



Şekil 39. 3g Bump Koşulunda Yorulma Çatlağının İlk Başladığı Bölgede İlk Çevrimde Oluşan Ortalama Strain Değeri

Bu çalışma; Hexagon Studio’da Test ve Doğrulama Adım sürecinin kısaltılması ve bu adımın maliyetlerinin önemli ölçüde azaltılmasına yönelik yapılan bir çalışma olmuştur. Şimdiye kadar müşteri firmada ilgili tasarım personelinin sektörel mesleki tecrübeleri ile daha önceden toplanmış yol verileri alınarak yapılan bu çalışma sayesinde tüm aracı teste tabi tutmadan, alt sistemlerden biri olan motor braketlerinin tasarlanacak test düzeneğinde gerekli testleri yapıp, analiz metodolojisi geliştirilebilmiştir.

Ekonomik açıdan tasarım sürecinin kısaltmakta, araç içi yerleşime yönelik mekanik paketleme ve ergonomi sürecinin verimliliğinin iyileştirilmekte, tasarım ve geliştirme sürecinin kısaltılmasıyla birlikte ürünün tasarımdan piyasaya arzı arasında geçen sürenin de kısaltılmaktadır. Bu kazançlar toplu taşıma araçlarına yönelik ihalelerde rekabet avantajı sağlamaktadır.

Bundan sonraki çalışmalarda hızlandırılmış test prosedürü oluşturulurken yalnızca en yüksek (3g) zorlanmaların ve en düşük (1g) zorlanmaların olduğu

bölgelerin haricinde hasarın olabileceği değerlerin dikkate alınması sağlanabilir. Analiz metodolojisi birden fazla iterasyonla doğrulanarak korelasyon çalışmaları sağlanabilir. Söz konusu çalışma sonucunda elde edilen korelasyon katsayısı ile prosedür oluşturarak tasarım doğrulama faaliyetlerinde hızlı ilerleme kaydedilmesi sağlanır.



KAYNAKLAR DİZİNİ

- Ahlin, K., Ganlund, J. and Lindström, F.,** 2004, 'Comparing roads profiles with vehicle perceived roughness', *Int.J.Vehcile Design* , Vol.36, Nos.2/3, pp.270-286.
- ASTM Standard E 1049-85, Reapproved 1997,** ‘ ‘ Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis’’, Philadelphia.
- Bishop, N.W.M., Lack, L.W., Li, T., Kerr, S.C.,** 1995, ‘ ‘Analytical Fatigue Life Assessment of Vibration Induced Fatigue Damage ‘ ‘MSC World Users Conferance, Universal City, CA.
- Bishop, N.W.M., Kerr, S., Caserio, A.,** 1999, 'The Fatigue Damage Caused to Vibrating Automotive Components ‘ ‘,1 st MSC World- wide Automotive User Conference , September 20-22.
- Özsoy S., Çelik M., Kadioğlu F. S.,** 2008, “An accelerated Life Test Approach for Aerospace Structural Compenents”, *Engineering Failure Analysis*, Vol.15, Issue.7.
- Hancq, D.A., Walters, A.J., Beuth, J.L.,** 2000, “Development of an Object-Oriented Fatigue Tool, *Engineering with Computers*”, Vol6.
- Bannantine, J., Comer, J., Handrock, J.,** 1990, “Fundamentals of Metal Fatigue Analysis”, New Jersey.
- Kuntay A., İpek G., Güngör S.,** “Hızlandırılmış Ömür Test Prosedürü Geliştirilmesi”, http://en.com.tr/imgup/Hizlandirilmis_Omur_Testi_Otekon.PDF.
- Metarion Brush Performance Alloys,** 2014, “Stress Life vs. Strain Life”, Issue No.67.
- Özdemir N. Ö.,** 2009 “Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Yorulma Mekanîği ve Uygulamaları”, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Lisans Tezi, Trabzon.
- Lampman, S.R., Fatigue and Fracture,** 1996, “ASM International”, Volume 19.
- Ralph I., Fatemi, A., Stephens, R.R., Fuchs, H.O.,** 2001, “Metal Fatigue in Engineering”, New York.
- Arıkan, M.A.S.,** 2002, “Sonlu Elemanlar Metodunun Mühendislikte Uygulamaları”, ODTÜ.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Şener A. Ş.**, 2010, “Araç Parçaları Yorulma Ömürlerinin Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Belirlenmesi”, Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi (TATED), Cilt.2, No.3.
- El-Ratal W., Bennebach M.**, 2014, “Fatigue Life Modelling and Accelerated Tests For Components Under Variable Amplitude Loads.”, Journal of ASTM International, Vol.1, No.8.
- Lee Y., Pan J., Hathaway R., Barkey M.**, 2005, “Fatigue Testing and Analysis” Elsevier Butterworth-Heinemann.
- Bishop, N.W.M., Sherratt ,F.**, 2000, ‘Finite Element Based Fatigue Calculations ‘NAFEMS LTD (International Association for the Engineering Analysis Community) www.nafems.org.
- Bozkurt, S.**, 2012, “Strain-Gage (Gerinim Ölçer) Nedir?” <http://www.teknokoliker.com/2012/05/strain-gage-gerilim-olcer-sensorler.html>
- D’aprile Filippo, Macni Marco, Bruder Thomas ,Riefaoghe Christophe** , 2001, “Structural Characterisation of Vehicle on a Rig Test Versus Different Road Profiles Analysis of Experimental Results, ATA vol.54 .n 7/8 Luglio –Agosto (LMS International ,Belgium, -Memoria presentata al convegno florance Ata , Frienze.).
- Grubisic, V.** ,1994, ‘ Determination of Load Spectra for Design and Testing ‘ Int.J.of Vehicle Design , Vol.15 nes.1/2 ,pp 8-26.
- Heyes, P., Lin, X., Buczynski, A., Brown, M.**, 1997, ‘Application of Biaxial Plasticity and Damage Modelling to the Life Prediction and Testing of Automotive Components "5 th International Conference on Biaxial /Multiaxial Fatigue and Fracture Cracow,Poland , Ncode International Limited.
- Huizinga, F.T.M.J.M., Van Ostaijen, R.A.A., Slingeland, A.**, 2002, ‘A practical approach to virtual testing in automotive engineering’, Journal of Engineering Design , 13:1,33-47.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Decker M., Savaidis, G.,** 2002, ‘Measurment and analysis of Wheel loads for desgin and fatigue evaluation of vehicle chassis componnets’Blackwell Science Ltd.Fatigue Fract Engng Mater Struct 25,1103-119.
- Medepalli, S., Rao, R.,** 2000, ‘Prediction of r oad loads for fatigue desgin – asensetivity study’,Int,J.of Vehcile Design,Vol.23,Nos.1/2,pp,161-175.
- Miner, M.A.,** 1945, ‘Cumulative Damage in Fatigue’, Journal of Applied Mechanis,ASME,vol:12,pp.159-164.
- The Ncode book of Fatigue Theory,** 2000, Ncode Technical Referance Book V:4.3. Document rel 1.0.
- nCode Design Life Theory Guide.** 2013, Version 9.
- Paul, P.K., Dunga, R.K., Verma, A., Mnnikar, A.V., Raju,S.,** 2001, Technicues for Accelerated Desgin Validation of Tractor Chassis, SAE Paper 2001-01-0050.
- Şener, Ş.A.,** 2003,’ Hafif Bir Ticari Otonun Arka Süspansiyon Yaprak Yayının Tür kiye Koşullarına Göre Yorulma Analizi ‘ Doktora tezi ,Yıldız Teknik Üniversitesi İstanbul ,Türkiye.
- National Swedish Committee on Regulations for Steel Structures,** 1974, Swedish Regulations for Welded Steel Structures 74 StBk-N2.
- BS7608,** 1993, “Code of practice for fatigue design and assessment of steel structures”.
- BS8118 Part 1,** 1991, “Structural use of aluminium. Part 1:Code of practice for design”.
- BS5400 Part 10,** “Code of practice for fatigue design of steel concrete and composite bridges”.
- FKM-Guideline,** 2003, “Analytical strength assessment of components in mechanical engineering”. 5th edition, tr. E. Haibach.
- T. R. Gurney,** 1995, “Thickness effect in ‘relatively thin’ welded joints”. Report for the Health and Safety Executive by The Welding Institute.
- T. R. Gurney.** “Fatigue of thin walled joints under complex loading”. Abington Publishing, 1997.
- Radaj, D., Sonsino, C. M., Fricke, W.,** 2006,“Fatigue assessment of welded joints by local approaches”. Woodhead Publishing, (2nd edition).

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Mikael F., Magnus A., Björn F.**, 1998, “Fatigue Life Prediction of MAG-Welded Thin-Sheet Structures”. SAE Technical Paper 982311.
- Temiz, V.**, “Makina Elemanlarının Sürekli Mukavemete Göre Hesabı”, <http://web.itu.edu.tr/temizv/Sunular/Yorulma.pdf> (Erişim tarihi: 28 Mayıs 2016)
- Rupp, A., Störzel, K., Grubisic, V.**, 1995, “Computer aided dimensioning of spot-welded automotive structures”. SAE Technical Paper 950711.
- Fermér, M., Svensson, H.**, 2001, “Industrial Experiences of FE-Based Life Predictions of Welded Automotive Structures”. Fatigue and Fracture of Engineering Material and Structures, Vol. 24, No. 7.
- Seçkin M.S.**, 2010, “Plaka Bağlantı Cıvatalarının Yorulmasının Deneysel İncelenmesi”, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul.
- Kang, H., Khosrovaneh, A., Amaya, M., Bonnen, J., Shih, H.C., Mane, S., Link, T.**, “Application of fatigue life prediction methods for GMAW joints in vehicle structures and frames”. SAE Technical Paper 2011-01-0192.
- The International Institute of Welding.** 1995, “Stress Determination for Fatigue Analysis of Welded Components”. Abington Publishing.