

**TEST RİĞİ VE YOL KOŞULLARI
KULLANILARAK ARKA AKS KOVANI
YORULMA DAVRANIŞININ İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Kemal Anıl ZEREN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. İ.Murat EREKE

KASIM 2018

**TEST RİĞİ VE YOL KOŞULLARI
KULLANILARAK ARKA AKS KOVANI
YORULMA DAVRANIŞININ İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Kemal Anıl ZEREN
503151714**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. İ.Murat EREKE

KASIM 2018

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503151714 numaralı Yüksek Lisans / Doktora Öğrencisi Kemal Anıl ZEREN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “Test rigi ve yol koşulları kullanılarak arka aks kovanı yorulma davranışının incelenmesi” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Adı SOYADI**
~~İstanbul Teknik Üniversitesi~~

Eş Danışman : **Prof.Dr. Adı SOYADI**
(Varsa) Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Adı SOYADI**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Adı SOYADI
..... Üniversitesi

Prof. Dr. Adı SOYADI
..... Üniversitesi

(Varsa) **Prof. Dr. Adı SOYADI**
..... Üniversitesi

(Varsa) **Prof. Dr. Adı SOYADI**
..... Üniversitesi

Teslim Tarihi : 17 Aralık 2014
Savunma Tarihi : 21 Ocak 2015





Eşime,



ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmam sürecinde yaptığı danışmanlıkla bana gösterdiği destekten ötürü saygıdeğer hocam Prof. Dr. İ.Murat EREKE'ye sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmam süresince desteklerinden dolayı Yük. Müh. Anıl DEMİRKESEN, Yük. Müh. Rıfat YILMAZ'a teşekkürlerimi sunarım.

Eğitim hayatım boyunca benden desteğini hiç esirgemeyen aileme ve çalışmanın her sürecinde en büyük destekçim olan eşim Müh. Sinem ZEREN'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Aralık 2018

Kemal Anıl Zeren
Makine Mühendisi



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
SEMBOLLER	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1 Projenin Amacı.....	1
1.2 Literatür Araştırması	2
1.3 Arka Aks	4
2. YORULMA MEKANİZMASI.....	9
2.1 Giriş.....	9
2.2 Uygulanan Yükleme Tanımı	10
2.3 Dayanım Eğrileri	12
2.4 Yorulma Verilerinin Güncellenmesi	13
2.4.1 Karmaşık sinyal analizi	13
2.4.2 Dayanım eğrilerinin farklı şekillerdeki parçalara uygulanması.....	15
2.5 Ortalama Yük Etkisi.....	17
2.6 Tek Eksenli Gerilme Ömrü Yorulma Analizi	18
2.7 Gerçek Gerilme ve Gerinim	19
2.8 n-Code Programında Yorulma Analizi	222
2.8.1 Ortalama gerilme değeri / n-Code.....	244
3. SONLU ELEMANLAR ANALİZİ.....	27
3.1 Giriş.....	27
3.2 Sonlu Elemanlar Analizinde Eleman Tipi.....	28
3.2.1 Tek boyutlu elemanlar	29
3.2.2 Yüzey elemanlar	29
3.2.3 Hacim elemanları	30
3.3 Kontak	31
3.4 Sonlu Elemanlar Analizi Adımları	31
4. TEST VERİLERİNİN TOPLANMASI	33
4.1 Giriş.....	33
4.2 Dayanım Test Çeşitleri.....	33
4.2.1 Arka aks testleri	34
5. TEST RİĞİ KORELASYONU	37
5.1 FEM Modeli	37
5.2 Test Rigi	40
5.2.1 Enstrümantasyon.....	41
5.2.1.1 Strain gage.....	42

5.2.1.2 Strain gage lokasyonu	44
5.2.2 Yükleme koşulları	45
5.3 Veri İşleme	46
5.3.1 n-Code programında filtreleme	46
5.3.2 n-Code programında gerinim verilerinin işlenmesi	47
5.3.3 Test rigi verilerinin işlenmesi.....	48
5.4 Test Rigi Yorulma Analizi	52
6. YOL ŞARTLARI KORELASYONU	55
6.1 Yol Testi FEM Modeli	56
6.2 Yorulma Analizleri.....	666
7. YENİ TEST YÖNTEMİ	69
7.1 Eksenel Yorulma Analizleri	69
7.2 Yeni Test Yönteminin Çevrim Sayısı.....	72
8. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	77
KAYNAKLAR.....	79
ÖZGEÇMİŞ.....	81

SEMBOLLER

$P_{\max}$	: Maksimum Yük
$P_{\min}$	: Minimum Yük
ΔP	: Yük Değişimi
P_a	: Yük Genliği
P_m	: Ortalama Yük
R	: Yük Oranı
A	: Genlik Oranı
n_1	: Belirli Yük Altında Tekrar Sayısı
N_1	: Sonsuz mr Tekrar Satısı
K_t	: Yığılma Faktörü
A_0	: İlk Kesit Alanı
S	: Mühendislik Gerilme
S_a	: Gerilme Genliği
S_m	: Ortalama Gerilme
S_e	: Üst ekme Sınırı
σ	: Kabuk iç gerilmeleri
σ_f	: Kırılma Anında Gerçek Gerilme
L	: Uzunluk
ϵ	: Uzunluk Değişimi
ϵ_f	: Kırılma Anında Gerçek Uzunluk Değişimi
E	: Elastiklik Modülü
k	: Strain Gage Direnci
ρ	: Metalin z Direnci
ν	: Possion Oranı
D	: Direnç apı



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 5.1 : Arka aks kovanının malzeme özellikleri.	38
Çizelge 5.2 : Arka aks diferansiyel kutusu malzeme özellikleri.	39
Çizelge 5.3 : Arka aks muylusunun malzeme özellikleri.	40
Çizelge 6.1 : Arka aks hubünün malzeme özellikleri.	57
Çizelge 6.2 : Arka aks poyrasının malzeme özellikleri.	58
Çizelge 6.3 : Arka aks I-kolu ve V-kolu parçalarının malzeme özellikleri.	60
Çizelge 6.4 : Arka aks sistemindeki brakeetlerin malzeme özellikleri.	61





ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Sabit arka aks sistemi.	5
Şekil 1.2 : Diferansiyel kutusu.	5
Şekil 1.3 : İç-dış tekerleklerin dönüş hızları farkı.	6
Şekil 2.1 : Hasar mekanizmasının üç aşaması.	9
Şekil 2.2 : Tipik bir yorulma testi sonuçları.	10
Şekil 2.3 : Yorulma yükleme çevrimleri.....	11
Şekil 2.4 : $R=0$ ve $R=-1$ için yükleme durumları.	12
Şekil 2.5 : Dayanım Eğrisi (Çelik).	12
Şekil 2.6 : Sabit genlikli iki yükleme bloğunun yükleme geçmişi.	13
Şekil 2.7 : Yüksek genlikli yükleme koşuluna ait yorulma diyagramı.....	14
Şekil 2.8 : Düşük genlikli yükleme koşuluna ait yorulma diyagramı.....	14
Şekil 2.9 : Geometrideki bölgesel gerilme dağılımı.	16
Şekil 2.10 : Katı shaft üzerindeki çentik için gerilme yığılma faktörü.....	17
Şekil 2.11 : Çentik faktörünün yorulma limitine etkisi.	17
Şekil 2.12 : Eş zamanlı ortalama ve çevrimsel yük.	18
Şekil 2.13 : Goodman Diyagramı.	18
Şekil 2.14 : Gerçek ve mühendislik gerilme-gerinimlerinin kesit değişimleri.....	20
Şekil 2.15 : Tek eksenli çekme testine ait gerilme-gerinim diyagramları.	21
Şekil 2.16 : Malzemenin gerilme-gerinim diyagramı.	22
Şekil 2.17 : n-Code programındaki “Snanalysis” modülü.	233
Şekil 2.18 : “Snanalysis” modülündeki ortalama gerilme etkisi seçeneği.....	244
Şekil 3.1 : Tek boyutlu rijit.....	29
Şekil 3.2 : 3 düğüm noktalı tria yüzey elemanı ve 4 düğüm noktalı quad yüzey elemanı.	30
Şekil 3.3 : 4 düğüm noktalı tetra hacim elemanı, 8 düğüm noktalı ikinci dereceden tetra hacim elmanı ve 8 düğüm noktalı hexa hacim elemanı.....	30
Şekil 5.1 : Test rigi sonlu elemanlar modeli.	37
Şekil 5.2 : Arka aks kovanının sonlu elemanlar modeli.	38
Şekil 5.3 : Arka aks diferansiyel kutusu sonlu elemanlar modeli.....	39
Şekil 5.4 : Arka aks muylusunun sonlu elemanlar modeli.	40
Şekil 5.5 : Arka aks kovanı test rigi.....	41
Şekil 5.6 : Arka aks kovanına yapıştırılan strain gageler.	42
Şekil 5.7 : Test rigi için hazırlanmış arka aks sisteminin sonlu elemanlar modeli....	44
Şekil 5.8 : Birim yük altında yapılan sonlu elemanlar analizinin gerilme vektör dağılımı.	44
Şekil 5.9 : Pistonlardan uygulanan yüklemenin zamana göre değişimi.	45
Şekil 5.10 : n-Code programı-Filtreleme işlemi.	47
Şekil 5.11 : n-Code programı”Strainrosette” modülü.....	47
Şekil 5.12 : “Strainrosette” modlündeki rozet tipi seçeneği.	47
Şekil 5.13 : Dikdörtgen rozetin ölçüm eksenleri.	48
Şekil 5.14 : Delta rozetinin ölçüm eksenleri.....	48

Şekil 5.15 : Test rigi gerinim değerleri ve filtrelenmiş gerinim değeri.	49
Şekil 5.16 : Gerinim verilerinin gerilme verilerine dönüştürülmesi.	49
Şekil 5.17 : Sabitleyici eklenmiş olan arka aks modeli.	50
Şekil 5.18 : Arka aks test rigi modeli kontakları.	51
Şekil 5.19 : Test rigi koşullarında maksimum ve minimum yük değişimi sonucu kovan üzerindeki gerilme dağılımı.	52
Şekil 5.20 : Kuvvet zaman eğrisi.	53
Şekil 5.21 : Test rigi yorulma analizi sonucu.	54
Şekil 6.1 : Yol testi sonlu elemanlar analizi arka aks sistem modeli.	56
Şekil 6.2 : Hub parçasının sonlu elemanlar modeli.	57
Şekil 6.3 : Poyra parçasının sonlu elemanlar modeli.	58
Şekil 6.4 : Süspansiyon parçasının sonlu elemanlar modeli.	59
Şekil 6.5 : V-kolu parçasının sonlu elemanlar modeli.	60
Şekil 6.6 : I-kolu parçasının sonlu elemanlar modeli.	60
Şekil 6.7 : Arka aks system analizinde oluşturulmuş braket modelleri.	61
Şekil 6.8 : Sistem modelindeki sol kol kuvvet bağlantısı.	62
Şekil 6.9 : Sistem modelindeki sağ kol kuvvet bağlantısı.	622
Şekil 6.10 : Sistem modelindeki kol kuvvet bağlantısı.	63
Şekil 6.11 : Sistem modelindeki sınır koşulları.	633
Şekil 6.12 : Kuvvet ve gerinim değerlerinin eşleştirilmesi.	644
Şekil 6.13 : Sağ kol kuvvet ve gerinim eşleşmesi.	644
Şekil 6.14 : Sol kol kuvvet ve gerinim eşleşmesi.	655
Şekil 6.15 : 730. saniyedeki kuvvetlerin etkisinde aks kovanının maksimum principal gerilme dağılımı.	666
Şekil 6.16 : Süper pozisyon işlemi.	677
Şekil 6.17 : Yol testi yorulma analizi.	677
Şekil 6.18 : Yol testi yorulma analizi sonuçları.	688
Şekil 7.1 : Yol testinin X eksenine için yapılmış yorulma analizi sonucu.	700
Şekil 7.2 : Yol testinin Y eksenine için yapılmış yorulma analizi.	700
Şekil 7.3 : Yol testinin Z eksenine için yapılmış yorulma analizi sonucu.	711
Şekil 7.4 : Rainflow işlemi.	722
Şekil 7.5 : Yeni test rigi yöntemindeki X eksenine uygulanacak kuvvet-zaman eğrisi.	733
Şekil 7.6 : Yeni test rigi yönteminde Z eksenine uygulanacak kuvvet-zaman eğrisi.	733
Şekil 7.7 : Potansiyel hasar hesaplama diyagramı.	744
Şekil 7.8 : Yeni test yöntemi için oluşturulmuş X eksenine yükleme koşulu.	755
Şekil 7.9 : Yeni test yöntemi ile 1 çevrim sonucunda kovan üzerindeki hasar dağılımı.	766

TEST RİGİ VE YOL KOŞULLARI KULLANILARAK ARKA AKS KOVANI YORULMA DAVRANIŞININ İNCELENMESİ

ÖZET

Yeni parça tasarımları yapılırken parçanın çalışma koşulları belirlenip üretilen parçalar test edilerek dayanımları ölçülür. İlgili test prosedürleri genel yükleme koşullarına bağlı olarak belirlenir. Günümüzde farklı çalışmalar göz önünde bulundurularak zorlayıcı koşullar incelenip test prosedürleri sürekli güncellenmelidir. Bu doğrultuda sahadaki araçlardan veriler alınarak, test prosedüründeki yüklerle karşılaştırılmalıdır. Yapılan karşılaştırma sonucunda büyük farklılıklar görülürse, zorlayıcı koşullar için test prosedürleri güncellenip yeni parça tasarımları buna göre yapılmalıdır. Parça tasarımı yapılırken parçanın hangi alanda kullanılacağı önceden belirlenerek, yükleme koşulları bu şartlar altında hesaplanmalıdır. Çalışma alanının ve yükleme test koşullarının belirlenmesi, yorulma kriterlerinin tespiti açısından oldukça önemlidir. Belirlenen yorulma koşulunu sağlayamamış olan parçalar için tasarım süreci en baştan başlatılır. Başa alınan tasarım süreçleri de ekonomik açıdan büyük kayıplara yol açmakla birlikte iş/zaman israfına neden olmaktadır. Verimli bir tasarım süreci için tasarım aşamasındaki test ve doğrulama işlemleri oldukça önemlidir.

Kamyon özelinde incelendiğinde çalışma koşullarından (yükleme ve yol şartları) en çok etkilenen parçalardan biri de aks kovanıdır. Yük aktarım parçalarının çoğu, aks kovanı üzerine bağlandığı için pek çok farklı dinamik yüklemelere maruz kalır. Farklılaşan çevre koşulları nedeniyle en çok hata gözlemlediğimiz parçalardan biri de aks kovanıdır.

Yaptığımız çalışmada temel amaç; genel test prosedürü uygulanan aks kovanının saha çalışmalarında neden kırıldığını belirleyerek yeni bir test yöntemi ortaya koymaktır. Kırılma nedenini belirlemek için test ortamından ve saha çalışmalarından toplanan veriler incelenip, iki senaryo arasındaki korelasyon hesaplanacaktır. Çalışmamızın ilk aşamasında, test riginden toplanan veriler baz alınarak aks kovanının üzerindeki birim yük analiziyle gerilme vektörlerinin dağılımı incelenmiştir. Değerlendirmeler sonucunda strain-gage lokasyonları belirlenmiştir. Test rigi pistonlarının üzerinde kuvvet sensörleri yer aldığından, kovan davranışını değerlendirmek için sadece kovanın üzerine strain gage yapıştırmak yeterli olacaktır.

Bir sonraki adımda test rigindeki benzer çalışmalardan elde edilen veriler kullanılarak FEM analizinde korelasyon çalışmaları yapılacaktır. Strain gageden alınan veriler n-Code aracılığıyla işlenerek maksimum principal gerilme verisine dönüştürülmüştür. Kovan üzerine test rigi ile aynı kuvvetler uygulanarak stain-gage lokasyonundaki gerilme değerleri karşılaştırılmış ve doğrulanan model sonucunda yorulma analizi tamamlanmıştır. Korelasyon işlemi sonucunda, test riginden alınan kuvvet değerleri ve çevrim sayıları birim yük analizi ile süper pozisyon yöntemi uygulanarak yorulma analizi koşturulmuştur. Çıkan yorulma sonuçları, test rigindeki sonuçlar ile karşılaştırıldığında kırılma lokasyonlarının aynı bölgelerde olduğu gözlemlenmiştir.

Çalışmamızın ikinci aşamasında, yol testi için FEM ortamında sistemin tamamı modellenmiştir. Aks kovanı üzerinden alınan strain gage verileri n-Code programında işlenerek gerilme değerlerine çevrilmiştir. Veri işleme sonucunda elde edilen gerilme değerleri kuvvet verileri ile karşılaştırılıp, eş zamanlı kuvvet ve gerilme değerleri belirlenmiştir. Belirlenen kuvvetler, sistem modeline uygulanarak aks kovanındaki strain gage lokasyonlarının gerilme değerleriyle karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda, gerilme değerlerinin test ortamındakiyle benzer olduğu görülmüştür. Her eksen için birim yük uygulaması yapıp, kuvvet zaman eğrileriyle süper pozisyon yöntemi kullanılarak yorulma analizleri tamamlanmıştır. Ek olarak her bir eksen için ayrı ayrı birim yük ve kuvvet-zaman eğrisi çerçevesinde yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan yorulma analizleri sonucunda her eksenindeki yükün yorulmaya ne kadar etki ettiği tespit edilmiştir.

Çalışmamızın sonucunda yol testi ile test rigi arasında karşılaştırma yapılmıştır. Yapılan karşılaştırmada yol testinin yorulma değerlerinin, test rigi koşullarındaki yorulma değerlerinden daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Eksenlerin yorulmaya etkisi değerlendirilerek bu farkın sebebi belirlenip, çıkan sonuçlar neticesinde yeni bir test rigi yöntemi geliştirilmiştir.

Yapılan çalışma sayesinde, yeni aks kovanlarının tasarım aşamasında kullanılmak üzere yol testi ve test rigi korelasyonları elde edilmiştir. Sonraki çalışmalarda yapılacak olan yeni tasarımların, teste sokulması gerekmeden FEM ortamında yorulma analizlerinin yapılabilmesi sağlanmıştır.

INVESTIGATION OF REAR AXLE HOUSING FATIGUE BEHAVIOR USING TEST RIG AND ROAD CONDITIONS

SUMMARY

During the designing of the new component, the working conditions of the components are designated and the components are tested in terms of their durability. Predetermined test procedures are defined in relation with the general loading conditions. Nevertheless, the terms of use of the vehicles produced today show many differences and the predetermined tests are inadequate to give permission for durability. Trucks are one of the vehicles, which show a great variety in terms of their usage area. Even though trucks are used in many different areas, such as; road, tow and worksite, they are subject to different loading conditions in their use in similar areas. When we consider worksite trucks, their fields of work (mine, construction etc.) show difference in both the road condition and the loading conditions. That is why; making the trucks' durability tests according to a general procedure may cause a variety of problems. The most common problem faced related to the components that are designed is crossing boundaries of the loading conditions, which were defined in the vehicle's use in its field of work.

Considering the recent studies and investigation of the compelling conditions, test procedures should be constantly updated. In this direction, data taken from the vehicles in the field should be compared to the loads in the test procedure. If major differences are observed in the results of that comparison, test procedures must be updated for the compelling conditions and the designs of the new components should be done according to that. When the designs of the new components are being made, the field in which the component will be used should be determined and loading conditions should be calculated under these circumstances. Determining the field of study and loading test conditions are extremely important in terms of detection of fatigue criteria. For the components, which have not achieved the specified fatigue condition, the process of designing starts from the beginning. Processes started from the beginning not only lead to huge losses economically but also cause a waste of work/time. Test and verification operations at the design phase are crucial factors for an efficient designing process.

One of the most affected components from working conditions (loading and road conditions), when examined in a truck-specific environment, is the axle housing. Many of the load-bearing components are subjected to many different dynamic loads as they are connected to the axle housing. One of the components, that we observe the most flaw due to differentiated environmental conditions, is the axle housing.

The main purpose in our study is to identify why the axle housing, on which the general test procedures was applied, gets broken in field studies. To identify the reason for that, the data collected from the test environment and field studies should be examined and the correlation of these two scenarios must be found out. With our study, we aim

to put forth the optimum design and ensure that the new axle housings will not be damaged similarly in field study.

When the studies are examined, it is observed that the axle housing is arranged according to the previously determined traditional test procedure. However, this test procedure is made with a loading type, independent from the working conditions in the field, and uniaxial. For this reason it is unknown whether it covers today's field conditions or not. In previous studies conducted on the test rig, only the refractive counts are determined and no data have been received from the housing. Failure to collect data in the test rig results in unpredictable behavior of the housing under test rig loading.

It is not possible to make valid fatigue analysis since it is not possible to collect data from the field in current FEM analyses. For this reason, the loading conditions from the test rig environment are taken into account. In these analyses, which are done statistically, the maximum forces in test rig are chosen. It is expected to see that the stress results are improved when the new design's stress results are compared with the former design's results.

With the differentiated worksite/field conditions, the variety and number of errors have been increased. Among the new worksites, the one with most errors is observed to be the 3rd airport's worksite. To build the test procedure as inclusive as possible, we have taken the 3rd airport's road conditions as a reference in our studies. While the new test procedure is constructed, data will be collected from the test rig firstly, later on, these data will be compared with the 3rd airport's road conditions in FEM environment while their correlations are found out. After the examination of the results, a new test procedure will be determined and a new design for the axle housing will be made. When the tests of the new design are completed in the test rig, according to the results, a final decision will be made about the design of the new axle housing.

We have dealt with our work in 3 different stages in order to determine the test procedures:

Since there is no data collected from the test rig, it is unknown what kind of a reaction would the housing give to the force defined in the test rig. At first, related data was collected from the similar studies done earlier. In the light of these data, strain-gage locations were determined by examining the distribution of stress vectors with unit load analysis on axle housing. Because the force sensors are located on the test rig pistons, it will only be possible to evaluate housing behavior by sticking/gluing strain-gage on the housing.

Correlation studies were done in FEM analyses with the data collected from similar studies. The data taken from the strain gage were processed by the n-Code and were converted to maximum principal stress. The same forces were applied on the housing and the stresses at the strain-gage location were compared. As a result of the study, %6 tolerance level and stress results were validated. According to the validated model, fatigue analysis was done. The force values taken from the test rig (cycle counts) were carried out by unit analysis and the application of the superposition method. The results from fatigue analysis and test rig were compared. It was observed that the breaking locations were in the same area.

Previously, the axle housing did not have any road data. Therefore, the road tests were completed for the determination of the dynamic loads on the housing. Instrumentation was done on the axle housing and the related components. A force measure was hanged

on to the pivot and the forces coming from the road were calculated. At the same time, at the verification stage strain-gages were glued to the suspension and chassis ports of the axle housing. With this method, the modelling of the axle housing's behavior under road loadings was done properly. At the next step, displacement meter was placed on the axle housing to identify suspension stiffness values. To calculate the amount of road the vehicle has taken, a gps was assembled on the vehicle.

For the road test, full system model was built in FEM environment. The strain gage data received from the axle housing were processed in n-code program and converted to stress values. Stress values taken from the results of data processing were compared to force data, depending on time and simultaneous force and stress values were identified. Identified forces were applied to the system model and compared to the stress values of the strain gage locations of the axle housing. It was observed that the stress values were similar with the values at the test environment as a result of the comparison. Unit load application was done for each axis and fatigue analysis was done with force-time curves and by using superposition method. In addition, fatigue analyses were performed by evaluating each axis within the framework of the unit load and force-time curve. Thus, how effective are the loads in each axis to fatigue was detected.

As a result of the fatigue analyses, there was a comparison done between the road test and the rig test. In the comparison, it was detected that the fatigue values of the road test was higher than the ones under test rig conditions. The effect of the axes on fatigue was investigated and the reason for this diversity was discovered. A new test rig method was developed according to the result.

A new axle housing design was made for current working conditions, according to the correlation identified. Some improvements were made on the critical areas of the new axle housing and fatigue analyses were done. The newly designed housing was tested in both updated test rig and FEM environment. After that testing, the new axle housing was evaluated in road tests in the work field (3rd airport) where the most errors were observed previously. As a result of the tests, it was seen that the new axle housing fulfills the predetermined fatigue conditions.

With the help of the studies, it was possible to get correlations of road and test rig to use it during the designing of the new axle housing. It was made possible to not test the new designs, which will be done in the subsequent studies, in FEM environment and still make fatigue analyses. It became possible to check whether the new component produced will fulfill the durability conditions which were identified during the designing process. Not only this situation has provided us a significant gain in time, but also it helped us to make more reliable designs, in terms of production of the components. At the same time, it can also be eliminated with the decreasing number of physical tests and even the increasing number of correlations.



1. GİRİŞ

1.1 Projenin Amacı

Yeni parça tasarımı yapılırken parçanın çalışma koşulları belirlenip, testi yapılarak dayanımı ölçülür. İlgili test prosedürleri genel yükleme koşullarına bağlı olarak belirlenir. Ancak günümüzde üretilen araçların kullanım koşulları oldukça farklılık göstermekte ve yapılan testler dayanım onayı vermek için yetersiz kalmaktadır. Kullanım alanının en çok farklılık gösterdiği araçlardan biri de kamyonudur. Kamyonlar yol, çekici, şantiye alanı gibi pek çok farklı alanda kullanılmasına karşın, benzer alanlardaki kullanımlarda da farklı yükleme koşullarına maruz kalabilirler. Şantiye kamyonlarını ele aldığımızda çalışma alanları (maden, inşaat vb.) hem yol durumu hem de yükleme koşulları açısından oldukça farklılık gösterir. Bu yüzden kamyon parçalarının dayanım testlerini genel bir prosedüre göre yapmak çeşitli sorunların ortaya çıkmasına neden olabilir. Tasarlanan parça ile ilgili en çok karşılaşılan sorun, aracın çalışma alanındaki kullanımında belirlenen yükleme koşullarının dışına/üzerine çıkılmasıdır.

Günümüzde farklı çalışmalar göz önünde bulundurularak zorlayıcı koşullar incelenip test prosedürleri sürekli güncellenmelidir. Bu doğrultuda sahadaki araçlardan veriler alınarak, test prosedüründeki yüklerle karşılaştırılmalıdır. Yapılan karşılaştırma sonucunda büyük farklılıklar görülürse, zorlayıcı koşullar için test prosedürleri güncellenip, yeni parça tasarımları buna göre yapılmalıdır. Parça tasarımı yapılırken parçanın hangi alanda kullanılacağı önceden belirlenerek, yükleme koşulları bu şartlar altında hesaplanmalıdır. Çalışma alanının ve yükleme test koşullarının belirlenmesi, yorulma kriterlerinin tespiti açısından oldukça önemlidir. Belirlenen yorulma koşulunu sağlayamamış olan parçalar için tasarım süreci en baştan başlatılır. Başa alınan tasarım süreçleri de ekonomik açıdan büyük kayıplara yol açmakla birlikte, iş ve zaman israfına neden olmaktadır. Verimli bir tasarım süreci için, tasarım aşamasındaki test ve doğrulama işlemleri oldukça önemlidir.

Kamyon özelinde incelendiğinde çalışma koşullarından (yükleme ve yol şartları) en çok etkilenen parçalardan biri de aks kovanıdır. Yük aktarım parçalarının çoğu, aks kovanı üzerine bağlandığı için çok farklı dinamik yüklemelere maruz kalır. Farklılaşan çevre koşulları nedeniyle en çok hata gözlemlendiğimiz parçalardan biri de aks kovanıdır.

Yaptığımız çalışmada temel amaç; genel test prosedürü uygulanan aks kovanının saha çalışmalarında neden kırıldığını belirlemektir. Kırılma nedenini belirlemek için test ortamından ve saha çalışmalarından toplanan veriler incelenip, iki senaryo arasındaki korelasyon çıkarılmaktadır. Çalışmamız ile; tasarlanan yeni aks kovanlarının, saha çalışmasında benzer hasarlara uğramamasını sağlamayı ve optimum tasarımı ortaya koymayı hedefliyoruz.

1.2 Literatür Araştırması

Arka aks kovanının yorulma analizi ve arka aksın ömür tayini konusunda birçok araştırma yayınlanmıştır. Yimin Shao ve arkadaşları (2011), yol koşullarını baz alarak yaptığı arka aks kovanı analizlerinin güvenilirliğini arttırmak için aks kovanı üzerinden çeşitli veriler toplamıştır. Çalışmada ağır vasıtaların belirlenen maden yolundaki pürüzlülüklere verdiği tepkiler ölçülmüştür. Daha sonrasında toplanan veriler sonlu elemanlar analizinde (FEM) kullanılarak arka aks kovanının davranışları incelenmiştir. Yapılan yorulma analizi sonucunda gerçek hayattaki kırılma noktaları sonlu elemanlar analizi ile de doğrulanmıştır.[1].

Mehmet Fırat'ın 2011 yılında yaptığı çalışmada arka aks kovanı için eksenel yüklerin uygulandığı test rigi sonuçları incelenmiştir. Test rigindeki arka aks kovanı için oluşturulan kuvvet ve sınır koşulları sonlu elemanlar analizinde uygulanarak yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir[2].

Mehmet Topaç ve arkadaşları yaptıkları çalışmada (2008), arka aks kovanı hasarının incelenmesi amacıyla çekme testlerinden elde edilen mekanik özellikleri de kullanarak sonlu elemanlar analizi üzerine çalışmıştır. Sonlu elemanlar analizinin sınır koşulları ve kovan üzerine gelen kuvvetler değerlendirilirken tek eksenli düşey yöndeki arka aks kovanı testleri ele alınmıştır. Yapılan analizler sonucunda aks kovanının davranışları incelenmiş, gerilme ve yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan korelasyon

alışmasıyla yeni tasarlanacak arka aks kovanı için zaman ve maliyet tasarrufu sağlanmıştır [3].

Metin Toprak ve Prof. Dr. Murat Ereke tarafından 2014 yılında yapılan çalışmada, yeni bir tasarım yapılmadan önce ürünün çalışma dayanımının belirlenmesi gerektiğine vurgu yapılmaktadır. evre koşulları (yükleme koşulu), parçanın geometrisi, parçanın malzemesi ve parçanın imalat yöntemi çalışma dayanımını belirleyen 4 ana kriter olarak belirlenmiştir. Bu kriterlere bağlı olarak çalışma kapsamında bir otobüse kuvvet ölçer bağlanmış ve farklı yol tiplerine göre yoldan gelen tepkiler ölçülmüştür[4].

Kubilay Yay ve Prof. Dr. Murat Ereke tarafından 2009 yılında yapılan çalışmada yeni bir şasi tasarım ortaya koymak amacıyla sonlu elemanlar analizi kullanılmıştır. Yol testlerinden veriler toplanarak, laboratuvar ortamında hızlandırılmış testler üretilmiştir. İlgili testlerden elde edilen veriler, sonlu elemanlar analizinde yeni parça tasarımını oluşturmak için kullanılmıştır. Yeni tasarlanan şasi laboratuvar ortamında yeniden test edilmiş ve maksimum yük koşulunda herhangi bir hasarla karşılaşılmamıştır. [5]

Mathialagan Balaji ve arkadaşları tarafından 2014 yılında yapılan çalışmada, arka aks dayanım araştırmalarında yol testi ve laboratuvar testleri göz önünde bulundurularak yeni bir test yöntemi ortaya konulmuştur. Çalışmada, iki farklı temel konu üzerine yoğunlaşılmıştır: Aracın yüklenmesi sonucu oluşan kovan eğilmesi ve aktarma organlarından gelen tahrik yükleri sonucu oluşan kovan burulması. Bu iki konu incelenerek yeni bir test yöntemi ortaya konmuştur [6].

Yunkai Gao ve arkadaşları tarafından 2016 yılında yapılan çalışmada, SUV modeli araçlar özelinde arka aks parçasının yol testleri kullanılarak yeni bir yorulma test yöntemi ortaya konulmuştur. Yapılan çalışmada yol testleri ile yorulma analizleri arasında bir korelasyon elde edilmesi amaçlanmaktadır. Öncelikle yol koşullarında aksın üzerine gelen yükler hesaplanmış, sonrasında elde edilen kuvvet değerleriyle yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir [7].

Zhu Maotao ve arkadaşları (2009), test riginde tek eksenli düşey yükleme altında arka aks kovanın davranışlarını incelemiştir. Test ortamından toplanan veriler ile sonlu elemanlar analizi kullanılarak yorulma analizleri tamamlanmıştır [8].

Khairul Ak mal Shamsuddin ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada (2014), ağır vasıta araçların yükleme kapasitelerinin üzerinde yüklenmesi nedeniyle meydana gelen beklenmedik hasarlar ele alınmıştır. Sonlu elemanlar yöntemiyle ekstra yükleme koşullarına maruz kalan aks kovanının üzerindeki gerilme yoğunlukları incelenmiştir. Yapılan incelemeler sonucunda kırılma bölgeleri tespit edilmiştir [9].

S. K. Lu ve arkadaşlarının 2012 yılında yaptıkları çalışmada, normal çalışma koşullarında aracın arka aks kovanının sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir. Kovan üzerindeki gerilme, gerinim ve yorulma değerleri hesaplanmıştır. Çalışmanın sonuçlarına göre aks kovanının ömrünün iyileştirilmesi için yeni bir tasarım gerçekleştirilmiştir [10].

1.3 Arka Aks

Taşıtlarda aracın hareket etmesini sağlayan parçaların bütünü aktarma organları sistemini oluşturur. Aktarma organları, motordan gelen tahriğin tekerleklerle iletilmesini sağlar. Aktarma organlarının önemli elemanlarından biri de akstır. Aks, motordan şaft yardımıyla gelen doğrusal tahriğin diferansiyel yardımıyla tekerleklerle iletilmesini sağlayan sistemdir. Binek ve ticari araçlardaki akslar birbirinden epey farklıdır. Binek araçların aks sistemlerinin bünyesinde sadece differansiyel ve mil bulunurken, ticari araçların aks sistemleri daha kompleks bir yapıya sahiptir. Ticari araçlarda aks temel olarak; diferansiyel, aks mili, muylu, poyra, rulmanlar, kovan, gibi parçalardan oluşmaktadır. Yığma makaslar, V-kolu ve I-kolu parçaları aks kovanına bağlanarak, aks sisteminin araç şasisiyle olan bağlantısını sağlar. Ağır ticari araçlarda bağımsız ve sabit olmak üzere iki tip aks kullanılmaktadır.

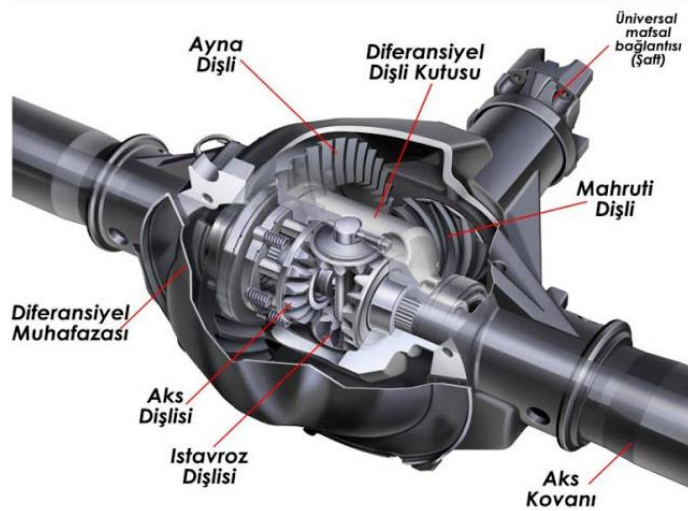
Bağımsız arka süspansiyona sahip araçlarda, esnek ve bağımsız hareketi sağlayan eklemli tahrik aksları bulunurken, aks tüpleri yer almaz. Sabit arka aksa sahip araçlarda ise, sert ve esnek olmayan süspansiyon ve aks tüpleri bulunur. Bu tip araçlar her iki tekerlekteki darbe ve çukur hareketlerine bir bütün olarak tepki verir. Daha fazla yük taşıma kapasitesine sahip olan sabit aks, ağır yük vasıtalarında tercih edilmektedir. Sabit aks ve temel parçaları Şekil 1.1’de gösterilmiştir.



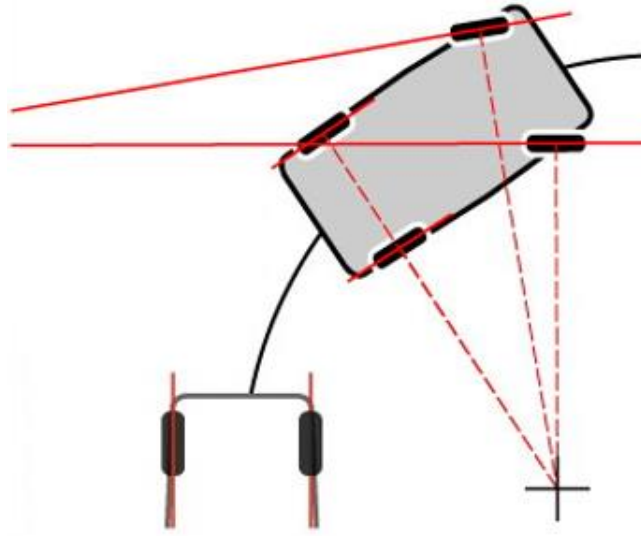
Şekil 1.1 : Sabit arka aks sistemi [11].

Şasi ve aks kovani bağlantısındaki yaprak yaylar aksı destekler ve hizada tutar. Aynı zamanda yoldan gelen darbelerin ve araçtaki yükün şasi ile aks arasında iletilmesini sağlar. Yükleme kapasitesine bağlı olarak yığma makas sayısı belirlenir.

Diferansiyel dişlisi, motordan gelen tahriğin pinyon bağlantısı ile aks millerine aktarılmasını sağlar. Her iki tekerlek için diferansiyel kutusundan çıkan iki ayrı aks mili bağlantısı bulunmaktadır. Diferansiyel-mil bağlantılarının ayrışması, tekerleklerin birbirinden farklı hızlarda dönebilmesini sağlar (Şekil 1.2). Tekerleklerin ayrı hızlarda dönebilme özelliği ile, aracın dönme hareketleri sırasında dengesini daha iyi koruması sağlanarak stabilizasyonu artırılır (Şekil 1.3).



Şekil 1.2 : Diferansiyel kutusu [12].



Şekil 1.3 : İç-dış tekerleklerin dönüş hızları farkı [13].

Diferansiyel kapağı, differansiyel dişlilerin muhafazasını sağlamak için kovana monte edilmektedir. Diferansiyel kapağının demonte edilebilir olması servis kolaylığı sağlar. Ancak bu durum sızdırmazlık sorunlarını da beraberinde getirebilir. Bu yüzden montaj yükleri ve keçe seçimi aracın çalışma koşuluna bağlı olarak doğru yapılmalıdır.

Muylu, dönen parçaların yataklanmasında kullanılmaktadır. Aks kovanı bağlantısı, sıkı geçme ile yapılır. Eksenel kayma olmaması için pin yardımıyla kovana sabitlenir. Muylu, tekerlekler ile aks bağlantısını sağlayan parçalardan biridir.

Poyra aks ile tekerleğin bağlantısını sağlamaktadır. Hareket iletiminde görevlidir. Rulman bağlatılarıyla kovana bağlanmaktadır.

V-kolu kovan ile şasi arasındaki bağlantıyı sağlar. Araçın dönüş anında ve ani frenleme-hızlanma durumlarında kovanın şasiye göre konumunu korumasını sağlar.

I-kolu kovan ile şasi bağlantısını sağlayan bir diğer elemandır. Sağ ve sol kol olmak üzere aks kovanına bağlanan iki adet I-kolu bulunmaktadır. I-kolu sayesinde ani hızlanma ve frenlemelerde kovanın konumunu koruması sağlanır.

Arka aks kovanı, arka aks takımının diğer parçalarını içerir ve destekler. İçerisinde bulunan aktarma elemanları için yağlama haznesi görevi görür. Kovan, aynı zamanda süspansiyon sistemi bağlantısını da barındırmaktadır. Aks kovanları genellikle dış uçta entegral bir flanşa sahiptir. Flanş, fren destek ve aks koruma plakaları için bir montaj yüzeyi sağlar. Arka aks kovanı, arka fren tertibatlarının sabit parçalarını da destekler.

Arka aksların kovanları, elik sa levhadan üretilebildiği gibi, aynı zamanda döküm olarak da üretilebilir. elikten yapılan aks kovanları üretilirken, öncelikle sa levhalar yüksek sıcaklıklara çıkarılır. Ardından yüksek sıcaklıktaki sa levhaya pres işlemi uygulanır ve oda sıcaklığında soğumaya bırakılır. İki parça olarak pres ile şekillendirilen levha kaynak işlemi ile birleştirilerek kovan formuna getirilir. İstenilen dayanım kriterlerinin sağlanması için sa kalınlığının fazla olması ve kovan geometrisinin kompleks bir yapıya sahip olması gerekebilir. Dayanım kriterlerinin yüksek olduğu bu gibi durumlarda, aks kovanlarının üretiminde döküm yöntemi tercih edilmektedir.

Aks hem hareket aktarımı yaptığı hem de aracın yükünü taşıdığı için farklı zorlamalara maruz kalır. Araç çalışırken aks sistemi üzerindeki zoralamaların en yoğun olduğu parça, tüm elemanların bağlanmış olduğu kovandır. Aks kovani, şasi ile tekerlek arasındaki bağlantıların geçiş bölgesidir. Yukarıda da bahsedildiği üzere aks kovanına bağlantılı yığma makaslar, V-kolu ve I-kolu elemanları bulunmaktadır. Aracın ani hızlanma ve frenleme anlarında kovan, yatay yöndeki V-kolu ve I-kolu bağlantı noktalarından zorlanır. Aracın engebeli ve pürüzlü yollarda ilerlemesi gibi sebepler de kovani yığma makaslarının bağlantı noktalarından düşey yönde zorlamaktadır. Tüm bu nedenlerle, araç ve yol kaynaklı tepkiler ile aks sisteminde en çok zorlamaya maruz kalan parça aks kovandır. Yapılan incelemelerde aks kovasının yorulma mekanizmasında, yoldan kaynaklı dinamik kuvvetlerin baskın olduğu görülmüştür. Kırılmaların genellikle düşey yönde gelen kuvvetler nedeniyle oluşan yüksek gerilme bölgelerinde gerçekleşiyor olması bu durumu açıklamaktadır.



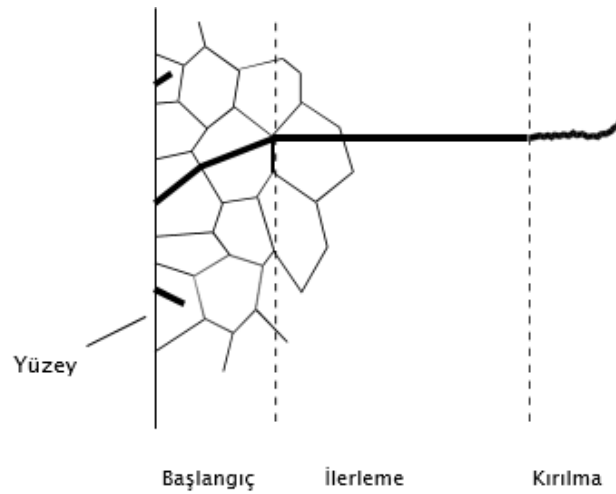
2. YORULMA MEKANİZMASI

Bir parça üretilmeden önce belirlenmesi gereken önemli özelliklerinden biri dayanımıdır. Belirlenen ömür koşullarına göre parçanın malzemesi, geometrisi ve üretim şekli belirlenmektedir. Üretilen parçanın çalışma koşulları, üzerine gelecek yüklerin genliği, frekansı, yönü, parçanın ömrünü etkileyen temel parametrelerdir. Bu yüzden üretiminden önce parçanın çalışma koşulları belirlenmelidir. Bir sonraki aşamada, parça hem test riginde hem de yol koşullarında test edilmelidir.

2.1 Giriş

Malzemenin dış etkilere verdiği tepkilere mekanik davranışlar denir. Mekanik davranışlar malzemenin mikro yapısındaki bağ yapısıyla ilgilidir. Malzemelerin mekanik özellikleri yapılan testler ile incelenebilmektedir. Yorulma çatlakları, kırılmaya sebep olmayacak kadar küçük olan yüklerin tekrarlı olarak uygulanmasından kaynaklanır.

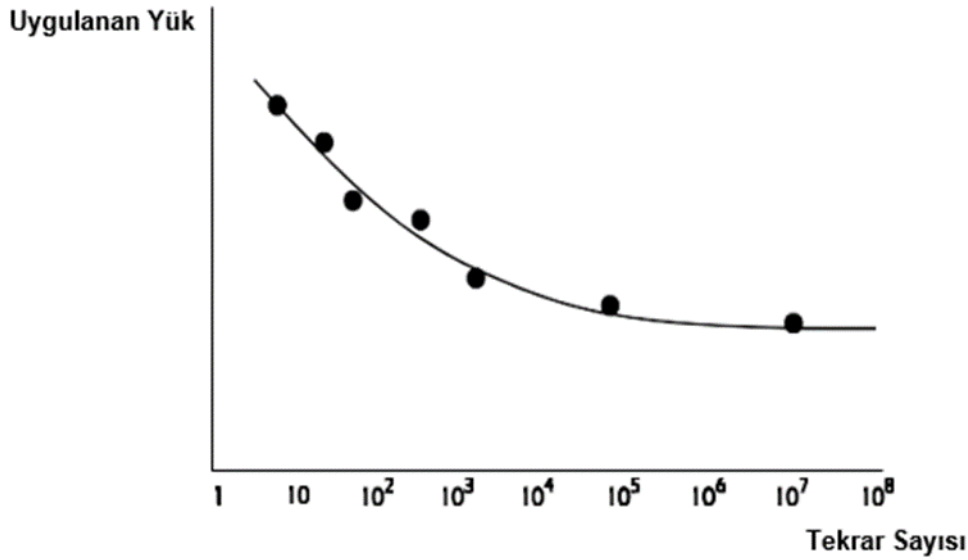
Yorulma çatlakları genellikle parçanın yüzeyinden başlar, buna çatlak başlaması denir. Oluşan yüzey çatlağı, devam eden yüklemeler ile genellikle gerilme dik yönde yayılır, bu duruma ise çatlak ilerlemesi adı verilir. Çatlak ilerlemesi sonucunda parça kırılır. Şekil 2.1’de çatlak başlangıcı, ilerlemesi ve kırılma süreci gösterilmektedir.



Şekil 2.1 : Hasar mekanizmasının üç aşaması [14].

Modern yorulma teorileri ile her faz için ayrı analizler yapılabilir. Çatlak başlama teorileri, yorulma çatlaklarının bölgesel gerinimler ve yüzeydeki gerilmeler nedeniyle başladığı varsayımına dayanır. Çatlak ilerleme teorileri, çatlağın büyümesini parçadaki gerilmelerle ilişkilendirir. Parça kırılması ise kırılma mekaniği ile analiz edilir. Daha önceki yorulma teorileri, parçanın yorulma ömrünün tamamını tek bir bütün olarak ele alıp, bunu parçadaki hesaplanmış mühendislik gerilmeleri ile ilişkilendiriyordu. Güncel araştırmalar ise tüm yorulma sürecini, çok küçük bir hasar nedeniyle başlayan çatlak ilerlemesi ile tanımlamaya çalışmaktadır[15].

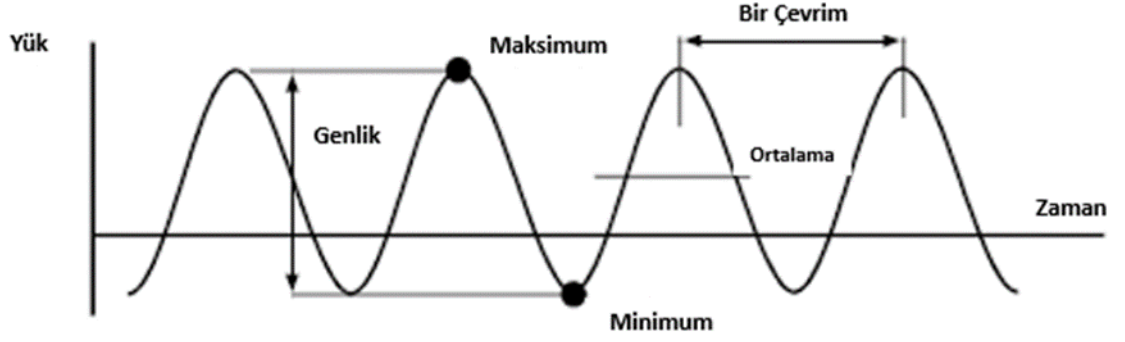
Parçanın dayanımı yorulma grafikleriyle açıklanabilmektedir. Uygulanan yük büyüklüğü ile parça kırılmasına neden olan uygulama sayısı arasındaki ilişki Şekil 2.2’de gösterilmiştir. Çizilen grafikte yatay eksen, kırılma için gerekli olan yükleme sayısını yani parça ömrünü gösterir ve dayanım olarak adlandırılır. Her zaman $\log_{10}$ eksenine üzerine çizilir. Dikey eksen ise uygulanan yükün büyüklüğünü göstermektedir.



Şekil 2.2 : Tipik bir yorulma testi sonuçları[14].

2.2 Uygulanan Yükleme Tanımı

Yükleme geçmişi üzerinde çeşitli tanımlamalar yapılmıştır. Bu tanımlamalar yükleme durumunu daha iyi anlamamızı sağlamaktadır. Şekil 2.3’te yükleme geçmişine ait örnek ve yükleme üzerindeki tanımlamalar gösterilmiştir.



Şekil 2.3 : Yorulma yükleme çevrimleri[14].

Maksimum yük ($P_{\max}$) ve minimum yük ($P_{\min}$) terimleri ile yorulma yüklemesini tanımlayan denklemler aşağıda belirtilmiştir:

$$\text{Yük aralığı :} \quad \Delta P = P_{\max} - P_{\min} \quad (2.1)$$

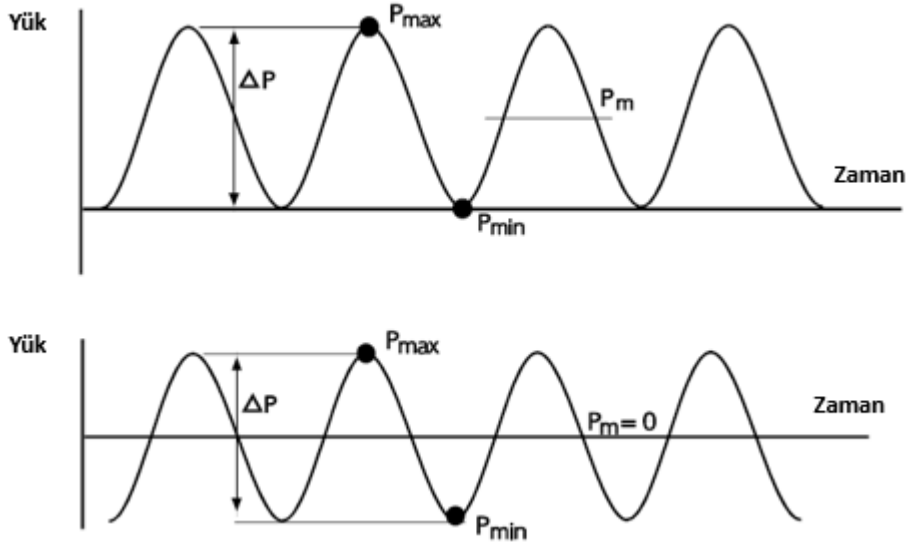
$$\text{Yük Genliği:} \quad P_a = \frac{\Delta P}{2} \quad (2.2)$$

$$\text{Ortalama yük:} \quad P_m = \frac{P_{\max} + P_{\min}}{2} \quad (2.3)$$

$$\text{Yük Oranı :} \quad R = \frac{P_{\min}}{P_{\max}} \quad (2.4)$$

$$\text{Genlik Oranı:} \quad A = \frac{P_a}{P_m} \quad (2.5)$$

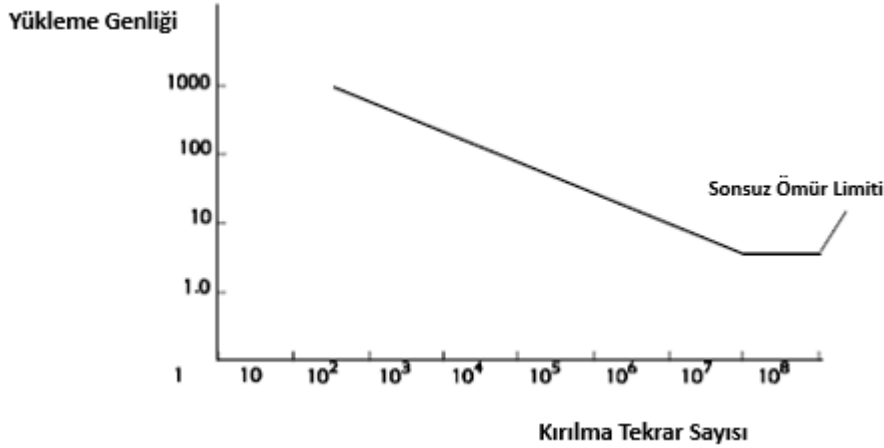
Yükün bir uygulaması yorulma çevrimi olarak adlandırılır. Parçanın yorulma testinde her bir çevrimde aynı yük miktarı uygulanacağından yüklemeler sabit genlikli olmalıdır. Yorulma testlerinde yaygın olarak kullanılan yük oranları, minimum yükün sıfır olduğu $R = 0$ veya minimum ve maksimum yüklerin eşit büyüklükte zıt olarak uygulandığı yani yüklemenin toplamda sıfıra karşılık geldiği $R = -1$ 'dir. Yük oranlarının grafikleri Şekil 2.4'te görülmektedir.



Şekil 2.4 : $R=0$ ve $R=-1$ için yükleme durumları[14].

2.3 Dayanım Eğrileri

Dayanım eğrileri yatay ekseninde kırılma çevrim sayısı ve dikey ekseninde yük genliği ile çizilir. Hem yatay hem de dikey eksen için $\log_{10}$ ölçeği kullanılırsa, çoğu parça için yükleme-ömür ilişkisi geniş bir dayanım aralığı boyunca düz bir çizgiye yakınsayacaktır [16]. Çelik malzemesinin dayanım eğrisi Şekil 2.5'te gösterilmiştir.



Şekil 2.5 : Dayanım Eğrisi (Çelik)[14].

Örneğin; çelik için dayanım limiti 10^7 çevrim sayısı çevresindedir. Ancak dayanım sınır yüklemelerinden daha küçük genliklerde çevrimler uygulamak, çok kez uygulansa bile yorulma kırılmasına neden olmayabilir. Bu durum sonsuz ömür olarak adlandırılmaktadır. Yapılacak olan tasarımlarda malzemeye bağlı olarak, parçanın yorulma sınırının altında kalması yani sonsuz ömre yakınsaması hedeflenmektedir.

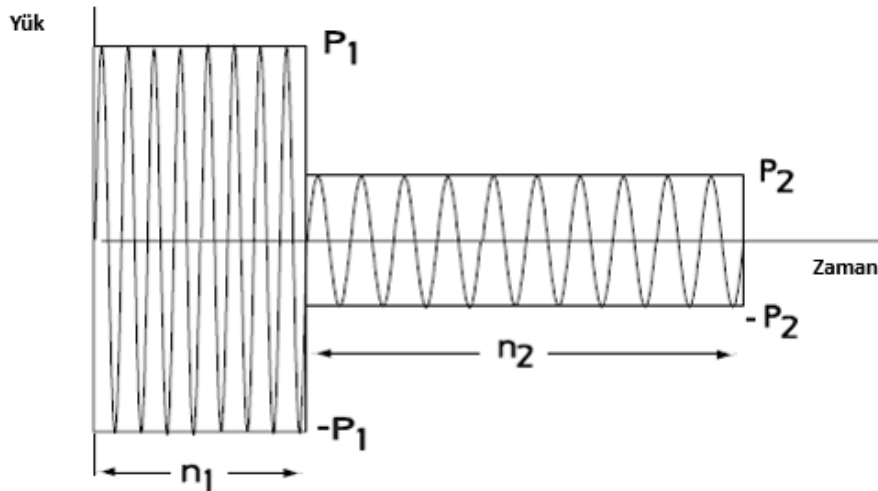
2.4 Yorulma Verilerinin Güncellenmesi

Yük genliğine göre oluşturulmuş dayanım eğrileri, belirli bazı parçalar için işlevsel olmayabilir. Örneğin, parçanın şekli değiştiğinde dayanım eğrisi geçersiz hale gelir. Yorulma dayanım eğrileri, geniş çapta uygulanabilir olması için genellenmiştir. Üç temel genelleme alanı mevcuttur:

- Karmaşık yükleme geçmişini analiz edebilmek için sabit yükleme genlikli dayanım eğrileri
- Parçanın farklı şekillerinin kullanıldığı düzgün numune testlerinden elde edilen dayanım eğrileri
- Başka bir malzeme için, yıpranma ömrü önceden hesaplanmış olan bir malzemenin testi ile elde edilen dayanım eğrisi (Malzemenin yorulma özelliklerini yorulma testini yapmadan tahmin edebilmek amacıyla yapılır.)

2.4.1 Karmaşık sinyal analizi

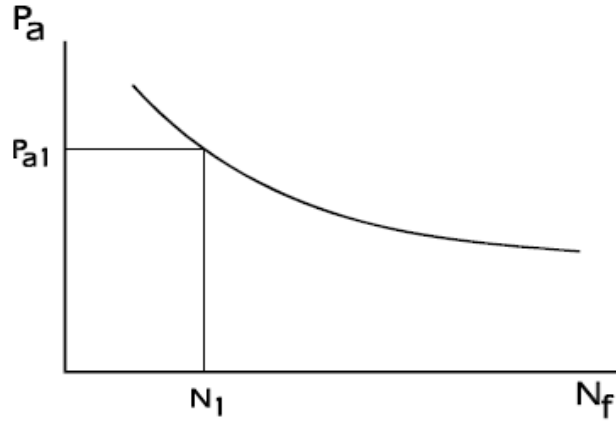
Parçanın kırılması için gerekli olan sabit genlikli yüklemenin uygulama sayısı Şekil 2.5'teki dayanım eğrisinde görülmektedir. Parçalar gerçek kullanımdayken, genellikle sabit genlik yüklemesine maruz kalmazlar. Pratikteki yorulma analizleri için, değişken genlik yüklemelerine maruz kalan parçaların yorulma ömrünün hesaplanmasını sağlayan bir yöntem gerekmektedir.



Şekil 2.6 : Sabit genlikli iki yükleme bloğunun yükleme geçmişi[14].

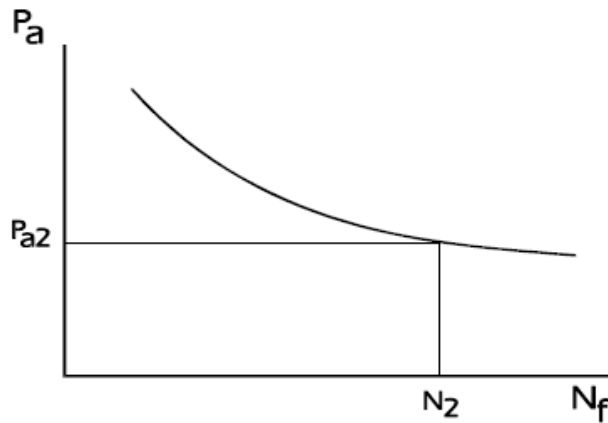
Sabit genlik yüklemesinin iki bloğundan oluşan yükleme geçmişi Şekil 2.6'da gösterilmektedir. Yükleme geçmişinin parça kırılncaya kadar tekrar edeceği varsayılmaktadır.

Yükleme daha büyük genlikten (P_{a1}) oluşuyorsa, uygulanan çevrim sayısı (n_1), dayanım eğrisinden elde edilen kırılma çevrim sayısına (N_1) eşit olduğunda parçanın kırılması beklenir[17] (Şekil 2.7).



Şekil 2.7 : Yüksek genlikli yükleme koşuluna ait yorulma diyagramı[14].

Benzer şekilde, eğer yükleme daha küçük genlikli P_{a2} 'den oluşuyorsa, uygulanan çevrim sayısı (n_2), dayanım eğrisinden elde edilen kırılma çevrim sayısına (N_2) eşitlendiğinde parçanın kırılması meydana gelecektir (Şekil 2.8).



Şekil 2.8 : Düşük genlikli yükleme koşuluna ait yorulma diyagramı[14].

Birleşik yüklemelerdeki parça kırılması Formül 2.6 ile hesaplanır.

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} = 1 \quad (2.6)$$

Daha karmaşık ve farklı genliklerdeki yüklemelerde ise parça kırılması Formül 2.7 ile hesaplanmaktadır.

$$\sum \frac{n}{N} = 1 \quad (2.7)$$

Çevrim sayıları ve parça kırılması arasındaki bu ilişki ilk kez Palmgren, akabinde de Miner tarafından önerilmiştir ve Kümülatif Hasar Hipotezi ya da Miner's Kuralı olarak adlandırılır [17].

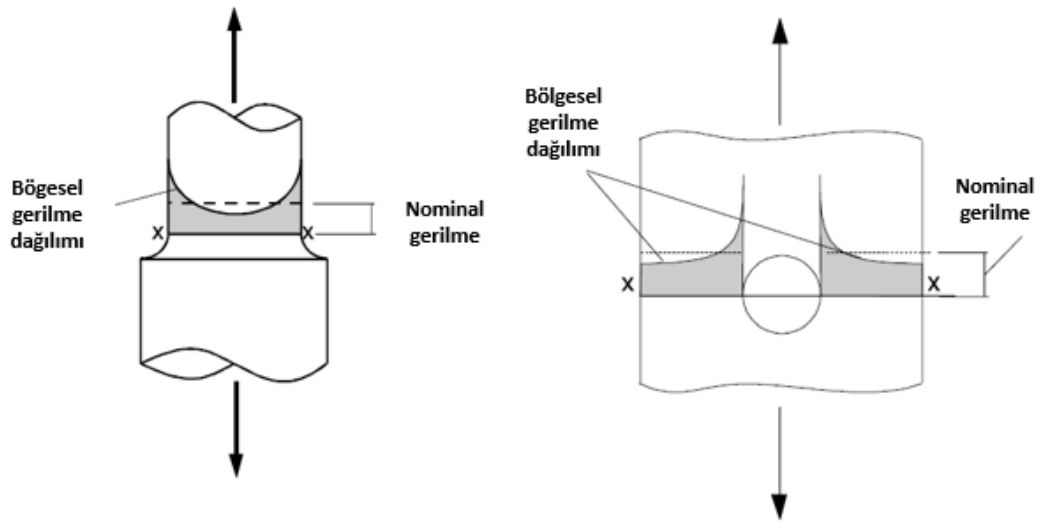
2.4.2 Dayanım eğrilerinin farklı şekillerdeki parçalara uygulanması

Dayanım eğrileri ifade edilirken parçanın kritik bölgeleri için türetilmiş olan gerilme ve gerinim gibi bazı parametreler tercih edilmektedir.

Parçadaki yorulma kırılması genellikle delikler, çentikler ve kaynak kısımlardan başlayan çatlaklar sonucunda oluşur. Bunun sebebi, bu kısımlardaki bölgesel gerilme ve gerinimlerin geleneksel mühendislik analizlerinde hesaplanabilecek olandan çok daha yüksek olabilmesidir (Şekil 2.9). Yorulma çatlağının başladığı durumlarda, önceki yüklemeler sırasında bazı bölgelerde yerel plastisite oluşmaktadır. Modern yorulma teorileri, yorulma dayanımını çatlamanın başladığı noktada ortaya çıkan bölgesel gerilmeler ve gerilmelerle ilişkilendirir. Bölgesel plastisite etkileri de bu teoriler kapsamında değerlendirilir. Bunlar kritik konum veya yerel gerilme-gerinim teorileridir.

Daha önceki analiz yöntemleri, yorulma ömrü ile hesaplanan mühendislik gerilme arasındaki ilişkiyi kullanır. Dayanım eğrisi, gerilme genliği ile yorulma çevrim sayısı arasındaki ilişkiyi gösterir. Bu eğri gerilme-yorulma ömrü eğrisi veya S-N eğrisi olarak da adlandırılabilir.

Her iki analiz yöntemi için de, malzeme verileri düzgün silindirik numuneler üzerinde sabit genlik testleri ile elde edilir. Bu veriler, gerilme yığılma faktörlerini kullanarak karmaşık şekilli parçalara uygulanabilir.



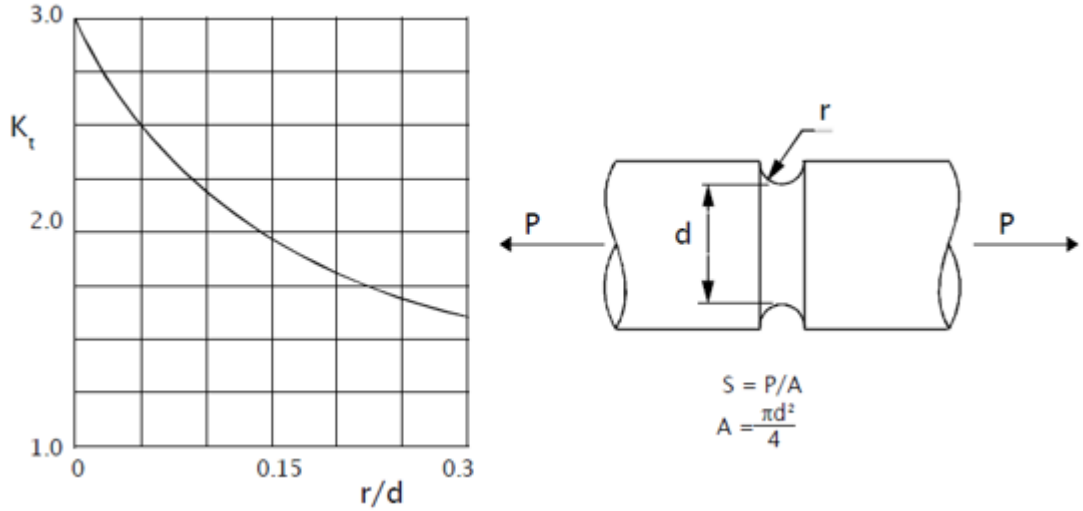
Şekil 2.9 : Geometrideki bölgesel gerilme dağılımı[14].

Şekil 2.9'daki XX kesiti, bir gerilme yığılmasını veya çentiği temsil eder. XX bölgesindeki ortalama gerilme, referans gerilme veya nominal gerilmedir. Tüm gerilmeler elastik ise, maksimum gerilme referans gerilme oranı, elastik gerilme yığılma faktörüdür, K_t ile ifade edilir [18].

$$K_t = \frac{\text{Bölgesel Gerilim}}{\text{Nominal Gerilim}} \quad (2.8)$$

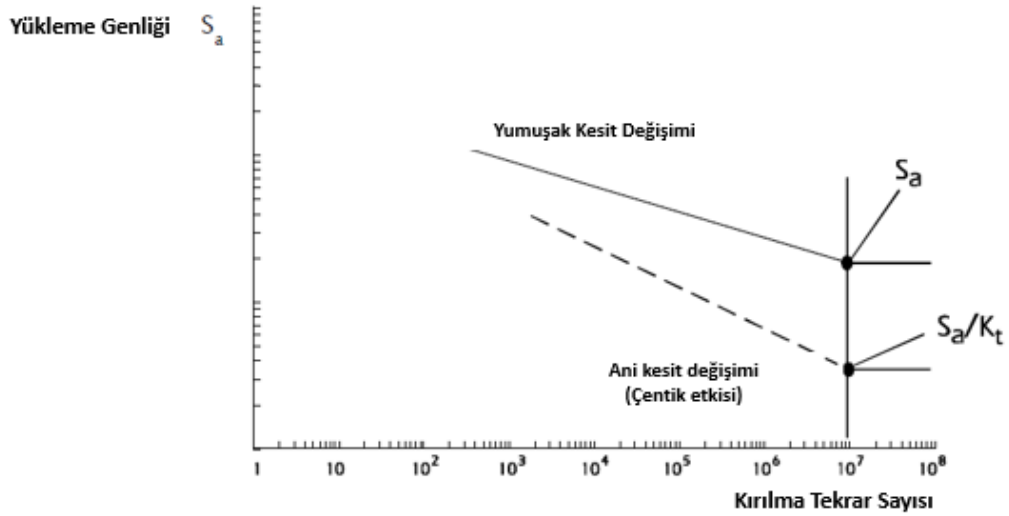
Basma-çekme sırasında katı bir şaftta oluşan yarım daire şeklindeki oluk Şekil 2.10'da örneklendirilmiştir. Ek olarak nominal hesaplama yöntemi tanımlanmıştır. Gerilme yığılma faktörleri her zaman belirlenen bölgedeki nominal gerilme ile ilişkili olmalıdır.

Sabit genlik dayanım sınırına yakın bir dayanımda, çentikteki plastisite oldukça az olacaktır. Çentikli parçanın yorulma mukavemetini hesaplamak için ise elastik gerilme yığılma faktörü kullanılabilir. Örnek olarak, çentikli bir parçanın yorulma mukavemetinin tahmin edilebilmesi için, aynı dayanımdaki düzgün numunenin dayanım sınırı gerilme genliği (S_a), gerilme yığılma faktörüne (K_t) bölünmelidir (Şekil 2.11). Pek çok malzeme için çentikli parçanın gerçek yorulma mukavemeti bundan biraz daha yüksek olacaktır. Gerçek yorulma mukavemetini belirlemek, malzemenin çentik hassasiyetine dair detaylı bilgi gerektirir.



Şekil 2.10 : Katı şaft üzerindeki çentik için gerilme yığılma faktörü [14].

Daha düşük dayanımda, çentikteki gerilmeler plastisite sergiler. Bu nedenle düşük dayanımda çentikli parçalardaki yorulma mukavemetinin hesaplanması daha karmaşıktır. Hem bölgesel gerinim hem de mühendislik gerilme yorulma yöntemleri, çentiklerin elastik-plastik gerilme sergilediği durumlardaki etkiyi hesaplayan denklemler içerir.

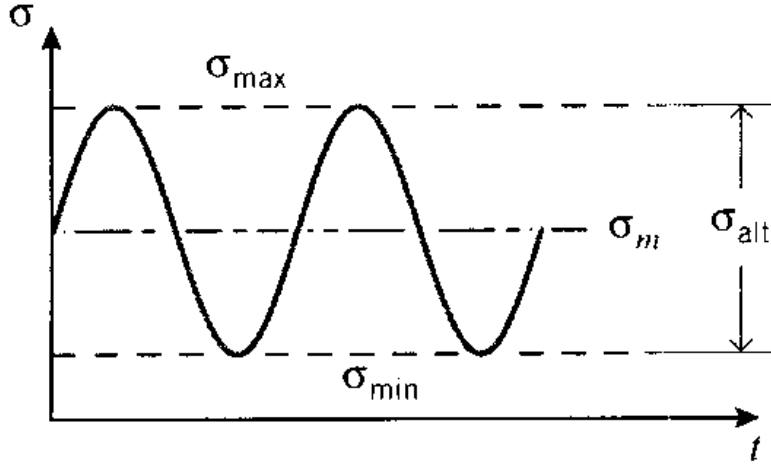


Şekil 2.11 : Çentik faktörünün yorulma limitine etkisi [14].

2.5 Ortalama Yük Etkisi

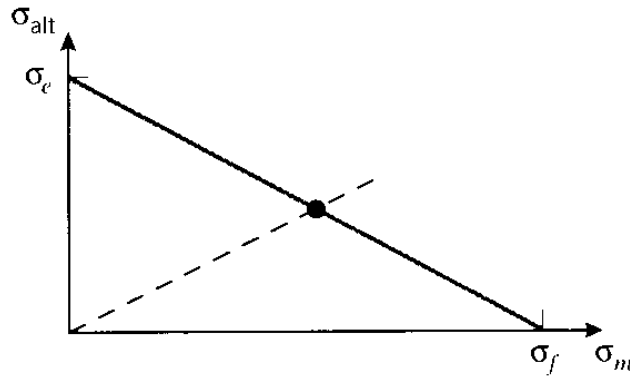
Gerçekteki yükleme uygulamaları, her zaman tersine çevrilmiş gerilme çevrimlerini içermeyebilir. Daha genel bir yorulma testinde, Şekil 2.12'de gösterildiği gibi, sinüzoidal bir çevrimin üst üste bindirildiği bir ortalama gerilme (σ_m) yer alır. Bu

çevrimler, alternatif stres (σ_{alt}) ve gerilme oranı ($R = \sigma_{min} / \sigma_{max}$) kavramları ile ifade edilebilir. Tamamen geri dönen yüklemeler için $R = -1$ olur.



Şekil 2.12 : Eş zamanlı ortalama ve çevrimsel yük [19].

Tamamen tersine çevrilmiş yüklemeye karşılık gelen basit bir S-N eğrisinin elde edilmesi için bile çok sayıda test yapmak gerekir. Ortalama ve alternatif gerilmenin her kombinasyonu için tüm eğri ailelerini belirlemek pratik olmayacaktır. Bu problemi çözmek için bir takım stratejiler oluşturulmuştur. En çok kullanılanlardan biri de Goodman Diyagramı'dır ve Şekil 2.13'te gösterilmektedir [19].



Şekil 2.13 : Goodman Diyagramı [19].

Goodman Diyagramı'nda, ortalama gerilme yatay eksen ve değişen gerilme ise dikey eksen konumlandırılmıştır.

2.6 Tek Eksenli Gerilme Ömrü Yorulma Analizi

Yorulma çatlakları çoğunlukla delikler ve ani kesit değişim bölgeleri gibi geometrik şekillerin neden olduğu gerilme yığılma noktalarından başlar. Bölgesel gerilme-

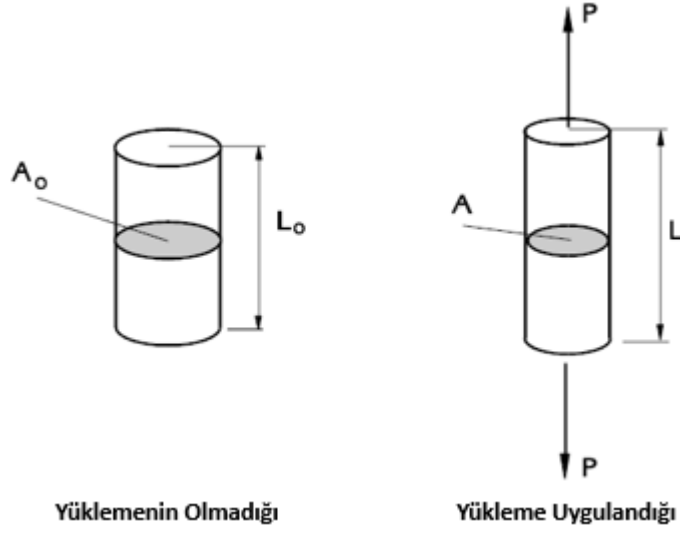
gerinim yorulma analizine göre küçük bir çatlağın başlaması ve devam etmesi, gerilme yığılmasının olduğu küçük malzeme kesitinde gelişir. Çatlağın ilerlemesi gerilme ve gerinim ile belirlenir. Sonuç olarak, aynı gerilme-gerinim, aynı malzemenin düzgün bir numunesi üzerinde yeniden uygulandığında, aynı yorulma ömrü elde edilir.

Mühendislikte kullanılan parçaların çoğu normal çalışma yükü altında gerilme ve gerinimlerin elastik sınırın altında kalması için tasarlanmıştır. Buna karşın, bölgesel bir gerilme yığılmasında akma sınırına ulaşma gerçekleşebilir. Gerinim ömrü analizinin uygulanması için, malzemenin çevrimsel elastik-plastik gerinime karşı vereceği cevabı bilmek gerekir. Ek olarak bu gerinimler ve yorulma dayanımı arasındaki ilişki de ortaya konulmalıdır. Ayrıca çentik içeren parçalardaki yorulma ömrü hesaplanırken, gerilme yığılma faktörlerinin nasıl kullanılacağı da açıklanmalıdır. Yorulma analizindeki bu yaklaşım bölgesel gerinim ömrü, bölgesel gerilme-gerinim ya da kritik konum analizi gibi farklı şekillerde adlandırılabilir.

Pratikteki yorulma araştırmalarında, strain gage kullanılarak ölçülebilen bölgesel gerinim ömrü yöntemleri oldukça cazip olmaktadır. Sonlu elemanlar modelleri, modelin herhangi bir bölgesindeki gerilme ve gerinimleri verebilir. Bu sayede, bölgesel gerinim ömrü yöntemleri sonlu elemanlar modeli kullanılarak yapılan yorulma tasarımları için oldukça uygun yöntemlerdir. Kritik bölgelerdeki gerilme, bölgesel gerilme (σ), kritik bölgelerdeki gerinim ise bölgesel gerinim (ϵ) olarak adlandırılır. Çentikten uzakta olan ve etkilenmeyen bölgelerdeki gerilme-gerinim, nominal gerilme (S) ve nominal gerinim (e) olarak ifade edilir.

2.7 Gerçek Gerilme ve Gerinim

Silindirik bir test numunesine çekme uygulandığında, numunenin uzunluğu artarken çapı da azalır (Şekil 2.14).



Şekil 2.14 : Gerçek ve mühendislik gerilme-gerinimlerinin kesit değişimleri [14].

Mühendislik gerilme, uygulanan yükün malzemenin ilk kesit alanına bölümüne karşılık gelir.

$$S = \frac{P}{A_o} \quad (2.9)$$

Gerçek gerilme, uygulanan yükün gerçek kesit alanına bölümü olarak tanımlanır.

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (2.10)$$

Mühendislik gerinimi, uzunluk değişiminin ilk uzunluğa bölünmesi ile elde edilir.

$$e = \frac{(L - L_o)}{L_o} \quad (2.11)$$

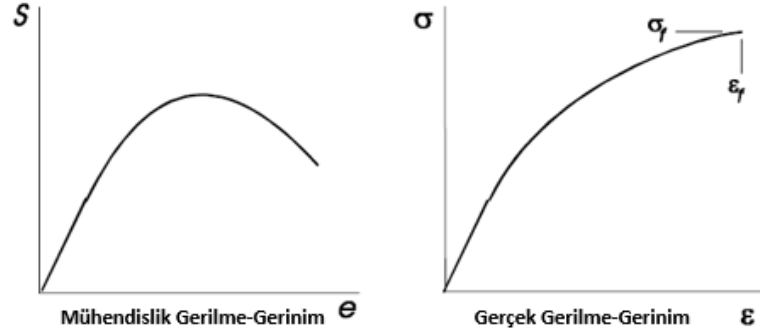
Gerçek gerilme, anlık uzunluk değişimi ile hesaplanır.

$$\varepsilon = \int_{L_o}^L \left(\frac{\delta L}{L} \right) = \ln \left(\frac{L}{L_o} \right) \quad (2.12)$$

Gerçek gerinim, strain gage ile ölçülen uzama miktarıdır ve anlık gerinim artışı ile hesaplandığından çalışma gerinimi analizi yapılırken ek olarak eklenip çıkarılabilir. Ancak mühendislik gerinimi için aynı durum söz konusu değildir.

Mühendislik ve gerçek gerilme-gerinim tanımları arasındaki fark, geleneksel çekme testi ile ortaya konulabilir. Mühendislik gerilme ve gerinimi baz alınarak oluşturulan

gerilme-gerinim eğrilerinde, çekme testi devam ederken numune boyun verdiğinde yük ve gerilmenin azaldığı gözlenir. Mühendislik gerilme-gerinim eğrisi ile gerçek gerilme-gerinim eğrisi örnekleri Şekil 2.15'te gösterilmiştir.



Şekil 2.15 : Tek eksenli çekme testine ait gerilme-gerinim diyagramları [14].

Gerçek gerilme parça kırılması gerçekleşinceye kadar sürekli olarak artar.

A_f kırılma anındaki kesit alanı ise, σ_f kırılma anındaki gerçek gerilme:

$$\sigma_f = \frac{P}{A_f} \quad (2.13)$$

Kırılma anındaki gerçek gerinim ε_f :

$$\varepsilon_f = \ln \left(\frac{A}{A_f} \right) \quad (2.14)$$

Gerçek gerilme-gerinim eğrisi tek yönlü yükleme ile elde edilmektedir. Yükleme durumu elastik bölgede gerçekleşmektedir. Yük ortadan kaldırıldığında kalıcı şekil değişimi olmaz. Lineer elastik davranış sergileyen malzemeler için Hook Kanunu geçerlidir. Hook Kanunu, gerilme ile birim şekil değişikliği arasındaki doğrusal ilişkiyi açıklar.

$$\varepsilon_e = \frac{\sigma}{E} \quad (2.15)$$

Plastik bölgedeki gerinim hesaplaması için:

$$\varepsilon_p = \left(\frac{\sigma}{K} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.16)$$

Elastik ve plastik bölgedeki toplam gerinimi hesaplamak için:

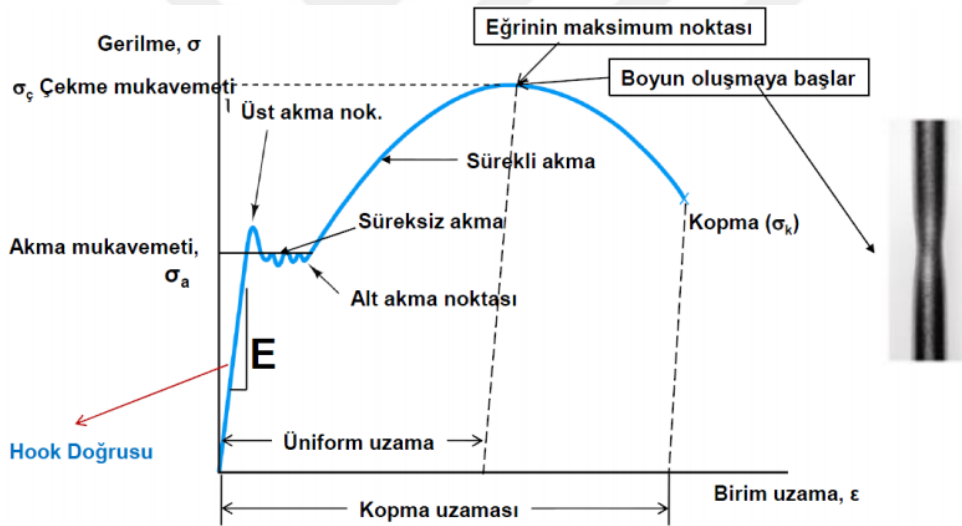
$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.17)$$

E: elastik modülü

K: gerinim sertlik katsayısı

n: gerinim sertlik faktörü

Akma sınırı, malzemenin kalıcı şekil değişiminden önce çıkabileceği en üst gerilme değeri olarak tanımlanır. Parçanın tasarımı yapılırken, çalışma koşulları dahilinde bu üst sınır değeri göz önünde bulundurulmalıdır. Akma sınırı aşıldıktan sonra yüklemeye devam edildiği takdirde parçadaki birim uzama lineerliğini kaybeder. Parçanın boyun kısmı oldukça inceler ve “kopma” gerçekleşir (Şekil 2.16).



Şekil 2.16 : Malzemenin gerilme-gerinme diyagramı [20].

2.8 n-Code Programında Yorulma Analizi

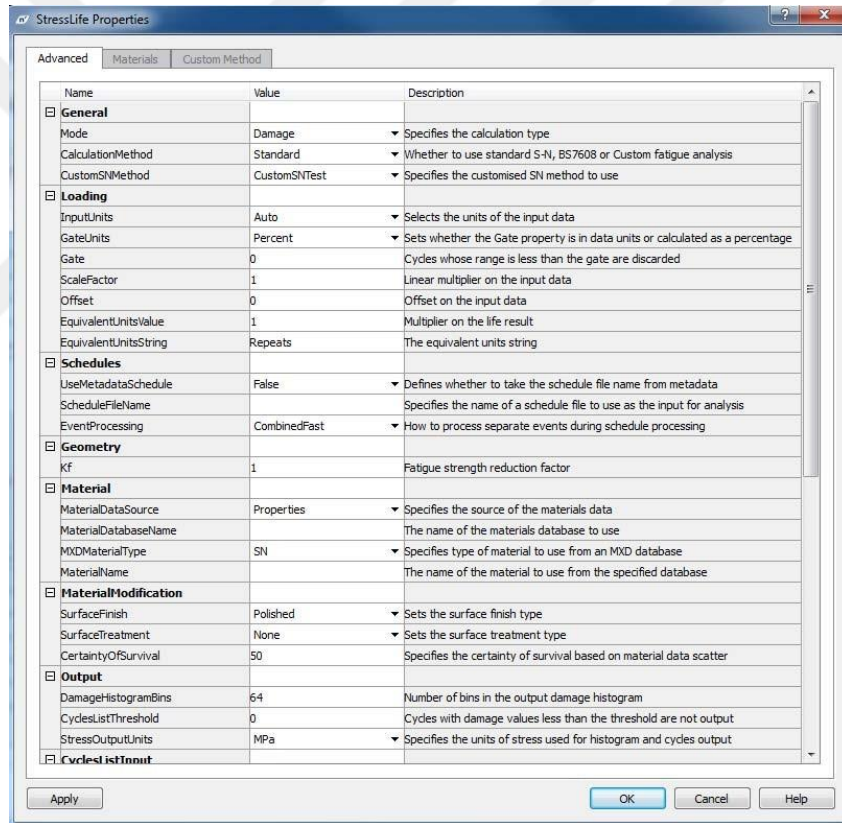
n-Code programında gerilme-ömür modülü tipik olarak orta ve yüksek çevrimlerdeki hasarları incelemek için kullanılmaktadır. n-Code programı gerinim-ömür modülünden farklı olarak malzemeleri elastik bölgede kabul etmekte ve malzemelerin plastik davranışları için düzeltme yapmamaktadır.

Strain gage'den toplanan verilerin birimi gerinimdir. n-Code programı yaptığı yorulma hesaplarında ana parametre olarak gerinimi kullanmaktadır. Gerinim değerleri, malzeme özellikleri kullanılarak gerilme değerlerine çevrilmektedir. n-Code

programında yorulma analizi yapılırken yükleme koşulu olarak, kuvvet zaman verileri, yükleme grafikleri veya kuvvet döngüleri seçilebilmektedir.

Gerilme-ömür hesaplamaları için gerekli olan malzeme verileri, yük kontrolü altında yapılan testlerden gelmektedir. Bu testlerden türetilen özellikler, uygulanan periyodik (uygulanan yük ve geometriden hesaplanan) gerilme ile parçanın kırılmasına kadar geçen çevrim sayısı arasındaki ilişkiyi açıklamaktadır. Malzemenin statik özelliklerinden biri olan kopma gerilmesi de çeşitli düzeltme algoritmaları ile yapılan yorulma analizlerinde kullanılmaktadır.

n-Code programında yorulma analizi yaparken geometrik yapı, yüzey pürüzlülüğü ve ortalama gerilme kriterleri de dikkate alınmaktadır. Belirtilen kriterler Şekil 2.17’de gösterildiği gibi yorulma modülünün içinde bulunmaktadır [21].



Şekil 2.17 : n-Code programındaki “Snanalysis” modülü [21].

n-Code programında gerilme-ömür hesaplaması yapılırken temel süreç şu şekildedir:

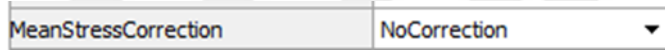
- Yüzey etkileri, geometrik etkiler ve benzer etkileri hesaba katmak için malzeme eğrisinde gerekli düzeltmeler yapılmalıdır. Bu işlem genellikle hesaplamının başlangıcında gerçekleştirilmelidir. Aynı zamanda çevrim sayısını hesaplama sırasında da yapılabilmektedir.

- Analiz yapılmadan önce yükleme koşulu belirlenmelidir. Yüklemenin maksimum, minimum ve ortalama değerleri ve tekrar sayısı, yapılacak olan yorulma analizinin önemli parametreleridir.
- Belirlenen parametreler çerçevesinde doğrusal hasar birikimi (Miner's Kuralı) kullanılarak gerilme-ömür hesabı yapılmaktadır.

n-Code programıyla yapılan bütün yorulma analizlerinde Miner's kuralı kullanılmaktadır. Tecrübeler göstermektedir ki lineer hasar toplamı gerçeğin aşırı basitleştirilmiş halidir. Çevresel koşulların etkin olduğu ortamlarda, genelde parça üzerine rastgele kuvvet geldiğinden Miner's Kuralı ile elde edilen sonuçlar tatmin edicidir.

2.8.1 Ortalama gerilme değeri / n-Code

Ortalama gerilme değeri yorulma analizlerinde önemli parametrelerden biridir. Ortalama gerilme düzeltme prensibi, n-Code yorulma analizinde hesaba katılabilmektedir (Şekil 2.18).



Şekil 2.18 : “Snalysis” modülündeki ortalama gerilme etkisi seçeneği [21].

Yorulma analizi modülünde “NoCorrection” seçeneği seçildiğinde bu etki dikkate alınmaz. Bu seçenek tüm S-N verileri ile çalışabilmektedir.

Ortalama gerilme düzeltme seçeneklerinden biri de “Goodman” seçeneğidir. Ortalama gerilme düzeltmesi, her bir döngünün ortalama gerilmesi ve üst çekme dayanım sınırı kullanarak etkili bir gerilme genliğini hesaplar. “Goodman” seçildiğinde, ortalama gerilme düzeltmesi tüm S-N verileri ile çalışabilmektedir. Gerilme genliği (S_a), ortalama gerilme (S_m) ve üst çekme sınırı (S_e) değerlerine dayalı yaklaşım Formül 2.18’de gösterilmektedir .

$$\frac{S_a}{S_e(R=-1)} + \frac{S_m}{UTS} \quad (2.18)$$

n-Code üzerinden Goodman ortalama gerilme düzeltmesini yaparken yukarıdaki formülasyonu daha da genişleterek herhangi bir R oranı için hesaplama yapılır. Genişletilmiş yaklaşım Formül 2.19’da verilmiştir [21].

$$S_e(RR) = S_a \frac{UTS}{UTS - S_m + S_a(1 + RR) / (1 - RR)} \quad (2.19)$$

Gerber yaklaşımı ise Goodman ortalama gerilme düzeltme yaklaşımıyla benzerlik göstermektedir. Ortalama gerilme ve üst çekme sınırı değerini daha hassas ele almaktadır.

$$\frac{S_a}{S_e(R = -1)} + \left(\frac{S_m}{UTS} \right)^2 = 1 \quad (2.20)$$

n-Code programında Gerber ortalama gerilme düzeltme yaklaşımı yapılırken, tüm R değerleri için hesaplama yapılabilmektedir [21].

$$S_e(RR) = \left(\sqrt{1 + \frac{4.S_e(R = -1).(1 + RR)^2}{(1 - RR)^2.UTS^2}} - 1 \right) \cdot \frac{(1 - RR)^2.UTS^2}{2.S_e(R = -1).(1 + RR)^2} \quad (2.21)$$



3. SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

3.1 Giriş

Gelişen teknolojiyle birlikte, parçaların üretiminden önce tamamlanması gereken dayanım testleri bilgisayar ortamında da analiz edilebilmektedir. Bilgisayar ortamında yapılan testler ile dayanım analizi çalışmalarında zaman ve iş gücü açısından olduğu kadar finansal açıdan da tasarruf sağlanmaktadır. Analiz yöntemlerinden biri de sonlu eleman analizi yöntemidir.

Sonlu elemanlar analizi, karmaşık olan problemlerin çeşitli yaklaşımlar ile parçalanarak küçük alt problemlere indirgenip, tüme varım yöntemiyle daha kolay bir şekilde çözülebilmesini amaçlar. Küçük alt problemlerin çözümlerinin birleştirilmesiyle karmaşık ana problem çözüme ulaştırılır. Geometrik olarak karmaşık ve büyük olan yapı, sonlu eleman olarak adlandırılan küçük parçalara ayrıştırılır. Her eleman süreklilik fonksiyonlarına göre tanımlanır. Böylece her eleman için bulunan sonuç problemin tamamının çözümü için birleştirilir.

Parçaların tasarımında sonlu elemanlar analizinin kullanımı sayesinde, üretilmeden önce parçanın çevre koşullarına bağlı olarak nasıl tepkiler vereceği hesaplanabilir. Oluşturulan modellerdeki varsayımlar ve parçaların birbirleriyle olan etkileşimlerinin modellenmesindeki zorluklar, yapılan analizlerin gerçek hayattakinden farklılaşmasına neden olabilir. Test sonuçlarının kullanılmasıyla beraber yapılan analizler gerçeğe daha da yakınsar.

Sonlu elemanlar analizlerinin bir çok avantajı vardır:

- Geometrik olarak karmaşık olan yapı elemanlar ile küçük alt kümelere bölünerek çözüm gerçekleştirilebilir.
- Geometri çok küçük elemanlar ile parçalara ayrılabilirdiğinden istenilen ayrıntıda analizler gerçekleştirilebilir.

- Oluşturulan bir parça farklı malzeme türleri için de değerlendirilebilir. Malzeme özelliği olarak nonlinear, linear, anizotropik malzemeler kullanılabilir.
- Sistemin fiziksel koşulları; yüklemeler ve sınırlamalar model üzerinde basitçe belirlenebilir.
- Farklı modellerin çözümünde genelleştirilmiş bir çözüm kullanılabilir.

Sonlu elemanlar analizlerinin bir çok avantajı olduğu gibi dezavantajları da mevcuttur.

- Problemlerin çözümlemesinde bazı kabuller ve ihmaller yapılmaktadır.
- Yapılacak sonuçların doğruluğu birçok parametrenin doğruluğuna bağlıdır. Analizin tam anlamıyla doğru yapılabilmesi için malzeme özelliklerinin doğru tanımlanması, kuvvet değerlerinin ve uygulama bölgelerinin doğru uygulanması, sınır koşullarının doğru belirlenmesi gerekmektedir.
- Kurulan modellemelerin çözümlemesi uzun sürebilir. Modellerin detayları arttığında çözümleme süresi uzamaktadır. Detaylı modellerin çözümünün daha kısa sürede elde edilebilmesi için güçlü bilgisayarlara ihtiyaç vardır.

3.2 Sonlu Elemanlar Analizinde Eleman Tipi

Sonlu elemanlar yöntemi karmaşık geometrileri küçük elemanlara bölmeyi sağlayan bir yapı ile çalışır. Bu bölme işlemine “mesh ağları” oluşturma denir. Elemanların amacı “node” denen birleşim noktalarının arasında bütünlük oluşturmaktır. Sonlu elemanlar analizinde daha doğru sonuçlar elde edebilmek için elemanların seçimi, yapısı ve dağılımı oldukça önemlidir.

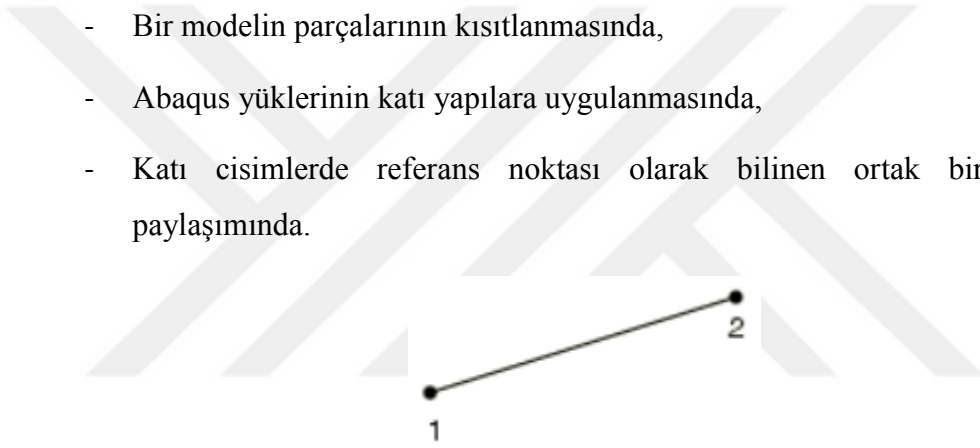
Elemanlar tek boyutlu elemanlar, yüzey elemanları ve hacim elemanları olarak üç grupta incelenebilir. Tek boyutlu elemanları 1-D (rigid, beam), yüzey elemanlarını 2-D (quad, tria), hacim elemanlarını ise 3-D (hexa, tetra) elemanlar oluşturmaktadır [22]. Parçaların yapılarına göre eleman türü seçilmelidir. Simetrik, düz ve ince geometrili parçalarda yüzey elemanları tercih edilirken, kompleks geometrili parçalar için hacim elemanları tercih edilir. Elemanların boyutları, analiz edilecek olan parçanın yapısına ve analiz türüne bağlı olarak değişmektedir. Analiz sonuçlarını daha hassas seviyede değerlendirebilmek için daha küçük elemanlar tercih edilmelidir. Ancak daha küçük elemanların tercih edilmesi analizlerin çözüm sürelerini oldukça uzatmaktadır. Bu

nedenle yapılan çalışmalarda eleman seçimleri, kritik bölgelerde daha küçük, diğer bölgelerde ise daha büyük tercih edilir. Bölgesel olarak farklılaşan eleman seçimi ile analiz süresi ve sonuçları optimize edilebilmektedir.

3.2.1 Tek boyutlu elemanlar

1-D elemanlar grubudur (Şekil 3.1). Tek boyutlu elemanların modelde kullanımları aşağıdaki gibidir [23]:

- Tek boyutlu cisimlerin ve temas yüzeylerinin tanımlanmasında,
- Çok gövdeli dinamik simülasyonlardaki katı cisimlerin tanımlanmasında,
- Deforme edilebilir elemanların bağlantılarında,
- Bir modelin parçalarının kısıtlanmasında,
- Abaqus yüklerinin katı yapılara uygulanmasında,
- Katı cisimlerde referans noktası olarak bilinen ortak bir düğümün paylaşımında.



Şekil 3.1 : Tek boyutlu rijit [24].

3.2.2 Yüzey elemanlar

İki boyutlu elemanlar grubudur (Şekil 3.2). Geometri yüzeylerinin bölünmesi için kullanılmaktadır. Ayrıca hacim elemanları oluşturulmadan önce kabuk olarak 2-D yüzey elemanları kullanılır [23].

Yüzey elemanları oluşturulurken yapılması gerekenler aşağıdaki gibidir:

- Uygun yüzey eleman tipinin seçilmesi,
- Yüzeyin başlangıç geometrisinin tanımlanması,
- Yüzey bölüm davranışını tanımlamak için sayısal entegrasyonun gerekli olup olmadığının belirlenmesi,
- Yüzey bölüm davranışının tanımlanması,

- Yüzey elemanlarının normal doğrultularına dikkat edilmesi,
- Kılcal yüzey elemanlarının oluşmaması



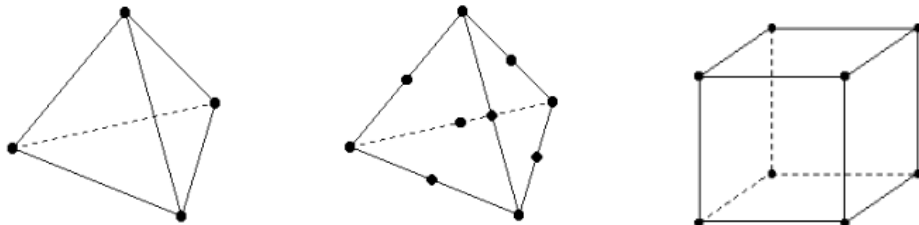
Şekil 3.2 : 3 düğüm noktalı tria yüzey elemanı ve 4 düğüm noktalı quad yüzey elemanı [24].

3.2.3 Hacim elemanları

Abaqus uygulamasındaki hacim elemanları, doğrusal veya kontak içeren analizlerde kullanılabildiği gibi, plastisite ve büyük deformasyonları içeren karmaşık doğrusal olmayan analizler için de kullanılabilir. Hacim elemanları, gerilme, ısı transferi, akustik, birleşik termal gerilme, birleştirilmiş gözenekli sıvı gerilme, piezoelektrik, manyetostatik, elektromanyetik ve birleştirilmiş termal-elektrik analizleri için de kullanılmaktadır [23].

Abaqus'un standart hacim elemanları (Şekil 3.3):

- Kirişler, yüzeyler, zarlar ve kafesler gibi yapısal elemanları içermez,
- Tek bir homojen malzemeyi oluşturabildiği gibi farklı malzeme tabakaları içeren kompozit katıları da oluşturabilir,
- Geometrik yapılar karmaşık değilse, dörtgen hacim elemanlarının kullanılması daha doğru olur. Üçgen ve tetrahedral hacim elemanları distorsiyona daha az duyarlıdır.



Şekil 3.3 : 4 düğüm noktalı tetra hacim elemanı, 8 düğüm noktalı ikinci dereceden tetra hacim elemanı ve 8 düğüm noktalı hexa hacim elemanı[24].

3.3 Kontak

Tekil parçalara ek olarak farklı parçaların birleşimiyle oluşturulmuş sistemlerin de analizleri FEM ortamında yapılabilmektedir. Sistem modellerinde, parçalar arasında kuvvet iletimi gerçekleşir ve parçalar birbirlerine direnç gösterir. Sistem analizlerinde parçalar arasındaki etkileşimin sağlanabilmesi için FEM ortamında birbirleriyle ilişkilendirilmesi gerekmektedir. Parçaların ilişkilendirilmesi 1-D bağlantılar ile sağlanabildiği gibi yüzeylerde oluşturulacak kontak elemanlarıyla da sağlanabilir.

1-D elemanlar ile oluşturulan bağlantılarda kuvvet iletimi direk olarak gerçekleştiğinden, bu şekilde oluşturulmuş sistem modelleri lineer özellik taşımaktadır. Kuvvet ile oluşan tepkiler doğrusal olarak değişim göstermektedir.

Yüzey kontakları ile oluşturulan modellerde ise yüzeylerin birbirleriyle olan ilişkileri kontak özelliği olarak tanımlanmalıdır. Parçalar, bağlantılarına göre sürtünme halinde veya yapışık olarak tanımlanabilmektedir. Sürtünme halinde olarak tanımlanan parçalar için belirlenen sürtünme katsayısı, parçalar arasındaki sınırlandırma ve kuvvet iletimi oranını etkilemektedir.

Sistem parçaları arasında bağlantılar sağlanırken, parçaların yüzeyleri “slave” ve “master” olarak sınıflandırılır. Slave olarak tanımlanan yüzeyin eleman düğümleri, master yüzeyin eleman düğümleriyle eşleşir ve onlara göre hareket ederler. Elemanları daha küçük olan parçanın yüzeyinin “slave” olarak tanımlanması, analizin doğru çözümlenmesinde oldukça etkilidir. Küçük elemanlı slave yüzeyin düğüm sayısının çok daha fazla olması, master parça ile eşleşmesini kolaylaştırır [23].

Aksi halde büyük elemanlardan oluşan yüzey slave olarak seçilirse eleman düğümlerinin eşlenmesi zorlaşacağından, bu durum analizin çözümlenememesine sebebiyet verebilir.

3.4 Sonlu Elemanlar Analizi Adımları

Analizler “analiz öncesi süreç”, “analiz” ve “analiz sonrası” olmak üzere 3 aşamadan oluşmaktadır:

Analiz öncesi süreç, analizi yapılacak olan modelin analiz için hazırlandığı aşamadır. Parça küçük elemanlara bölünerek sonlu elemanlar modeli oluşturulur. Oluşturulan sonlu eleman ağlarından sonra, parçaların varsa birbiriyle ilişkileri, kontak veya 1

boyutlu elemanlarla birbirine bağlanması tanımlanır. Parçaların mekanik malzeme özellikleri girildikten sonra yükleme koşulları ve sınır koşulları belirlenerek analiz koşturularak hazır hale getirilir.

Analiz aşamasında ise analiz öncesi süreç kısmında hazır hale getirilen parçanın analizi, sınır koşullarına bağlı olarak belirlenmiş olan çözümleyicide koşturur.

Analiz sonrası aşamasında analizden elde edilen çıktılar incelenerek analiz sonuçları çıkarılır. Analiz çıktıları değerlendirilerek farklı sonuçlar elde edilir ve bu sonuçlar farklı analizlerde kullanılabilir.

Çalışmamızda analiz öncesi model hazırlama çalışmalarını Hyperwork programı, analiz aşamasında ABAQUS programı, analiz sonrası aşamasında Hyperwork programı ve yorulma analizlerinde n-Code programı kullanılmıştır.

4. TEST VERİLERİNİN TOPLANMASI

4.1 Giriş

Parçaların tasarımları yapıldıktan sonra çeşitli testlerden geçirilmektedir. Yapılan testlerin amacı tasarım aşamasında belirlenen kriterlerin gerçek hayatta sağlanıp sağlanmadığını incelemektir. Yapılan testler tek parça özelinde olabildiği gibi sistemin tamamını da inceleyebilmektedir. Bu incelemeler yapılırken parçaların sistemlerle çalışma uyumuna, ses düzeylerine ve belirlenen dayanım koşullarına uyup uymadıklarına bakılmaktadır. Yaptığımız çalışmada dayanım koşulları üzerinde durulmuştur. Bir parçanın dayanım testlerini yaparken farklı test yöntemleri kullanılmaktadır.

4.2 Dayanım Test Çeşitleri

Taşıtların ömür testlerinin yapılması için çeşitli yöntemler geliştirilmiştir. Bu yöntemlerden biri aracın çalışma koşullarını birebir yansıtan yol araç testidir. Yol testi yapılırken araç belirlenen kilometrede ve çalışma koşullarında sürdürülür. Tamamlanma süresi oldukça fazla olan bu testin, yüksek maliyetli olmasının yanı sıra bir dezavantajı da birebir tekrarlanmasının oldukça zor olmasıdır.

Taşıtların ömür testlerinin yapılabilmesi için kullanılan diğer bir yöntem ise, yol koşulları özel olarak tasarlanmış bir pistte test yapılmasıdır. Bu yöntem yollardaki ekstrem koşulların piste entegre edilmesiyle oluşturulmaktadır. Tekrarlanabilir olan ve yol testine göre daha kısa sürede sonuç alınabilen bu yöntem, daha avantajlı kalmaktadır. Ancak yollardaki ekstrem koşulların test pistindeki simülasyonları başarılı uygulanamayabilir ya da tasarlanan pistler değişen çevre koşullarına normal yollar kadar duyarlı olmayabilir. Tasarlanan pistlerin yol koşullarını başarılı bir şekilde yansıtmadığı bu gibi durumlar test sonuçlarının başarısını engellemektedir.

Üçüncü bir test yöntemi ise testin laboratuvar ortamında tamamlanmasıdır. Yollardaki ekstrem koşulların verisinin toplanmasıyla, aynı koşullar laboratuvar ortamında da simüle edilebilmektedir. İlgili koşulların simülasyonunun yapıldığı test düzenekleriyle

parçaların testi tamamlanabilir. Laboratuvar ortamında gerçekleştirilen dayanım testi, diğer iki yönteme göre çok daha hızlı sonuçlanmaktadır ve bu yöntemin maliyeti diğerlerine kıyasla daha düşüktür. Laboratuvarda yapılan testlerde belirlenen yük döngüleri, öngörülen yol uzunluğunu kapsayacak şekilde simüle edilir. Oluşturulan her bir yük döngüsünün yol uzunluğu cinsinden karşılığı mevcuttur. Bu döngü uygulandığında aracın belirlenen uzunluk kadar yol aldığı söylenebilir.

Ek olarak yükleme koşulları belirlenirken ekstrem yol koşullarından en kötü senaryolar seçilir. Böylece tasarlanan parçanın güvenilirlik katsayısı yukarıda tutulmuş olur. Laboratuvar testleri sırasında tüm süreç görülebildiğinden parçanın simülasyona karşı verdiği tüm reaksiyonları detaylı analiz etme imkanı da mevcuttur.

4.2.1 Arka aks testleri

Gelişen teknolojiyle beraber, parçaların alternatifleri tasarlanarak daha hafif ve ekonomik, yakıt tüketimini azaltan, emisyon değerlerini düşüren ve dayanım yönünden de daha başarılı parçaların üretilmesi mümkündür. Arka aks da bu amaca yönelik yoğun bir şekilde çalışılmaya devam edilen parçalardan biridir. Araçların farklı çevre koşullarında çalışması, seyir halindeyken üzerinde dinamik yük taşımakta olan aksın farklı kuvvetlere maruz kalmasına neden olmaktadır. Bu durum, aksların genel anlamda beklenen ömürden önce hasara uğramasına neden olabilir. Aksın dayanım ömrünün geliştirilmesi ihtiyacı nedeniyle, araçların koşullara bağlı olarak test edilmesi gerekmektedir.

Ark aks kovanın dayanımını hesaplamak için aracın çalışma koşulları belirlenmelidir. Aracın kullanılacağı yer, yolda giderken üzerine gelen yüklemeleri etkiler. Normal çalışma yüklerine ek olarak darbe yükleri ve çalışma frekansına bağlı titreşim yükleri de hesaba katılmalıdır. Öncelikle belirlenen zaman aralığında kovanın üzerindeki kuvvet, ivme, moment ve deplasman ölçümleri yapılır. Akabinde ölçüm çıktıları incelenerek yüklemelerin bütünü oluşturulur. Yükleme bütünlüğü ölçüm çıktılarının sürekliliği incelenerek çıkarılmaktadır. Yolda giden araçta kovanın üzerine birden çok kez aynı yükleme koşulu gelmiştir. Ölçümler incelendiğinde yüklemelerin belirli bir döngü halinde gerçekleştiği belirlenebilir. Böylece uygulanacak yüklemenin zamanı, aracın o koşulda aldığı yol ve yüklemenin karşılık geldiği yol uzunluğu çıkarılabilir.

Test pisti koşullandırılmalarında belirlenen yükleme bütünlüklerinin simüle edilmesi gerekmektedir. Test süresi ve yükleme miktarı yolun pürüzlülüğünü ve uzunluğunu

ortaya koyar. Böylece test edilen aracın test pistinde ne kadar tekrar yapması gerektiği de çıkarılmış olur. Yorulma testlerinde yük miktarı kadar yükün uygulanma süresi de önemlidir.

Testlerin laboratuvar ortamında yapılması tercih edilirse, test araçlarının kapasiteleriyle yoldan alınan verileri karşılaştırılarak yorumlanmalı ve buna bağlı olarak yükleme koşulları oluşturulmalıdır. Yoldan gelen kuvvetlerin oluşturacağı hasar mekanizmasına denk olan bir kuvvet yüklemesi yapılması gerekmektedir. Alınan veriler incelenerek parçanın üzerine hangi sıklıkta, hangi mertebelerde ve kaç kez tekrar eden yükleme geldiği belirlenmelidir. Belirlemek için veriye “rainflow counting” işlemi uygulanabilir. Rainflow counting; döngü içerisinde kaç kez yükleme ile karşılaşıldığının çıkarılması işlemidir. Küçük veya çok nadir görünen yüklemeler, ihmal edilebilir düzeyde ise veri setine dahil edilmez. Hariç tutulan veriler yerine daha fazla tekrar sayısına sahip yüksek değerdeki yüklemelerin sayısı arttırılır. Böylece yol testi ile laboratuvar testi arasındaki oluşabilecek olan farklı hasar düzeyi dengelenir. Yapılan dengeleme işlemi sonucunda parça testinin süresi kısaltılmış olur.

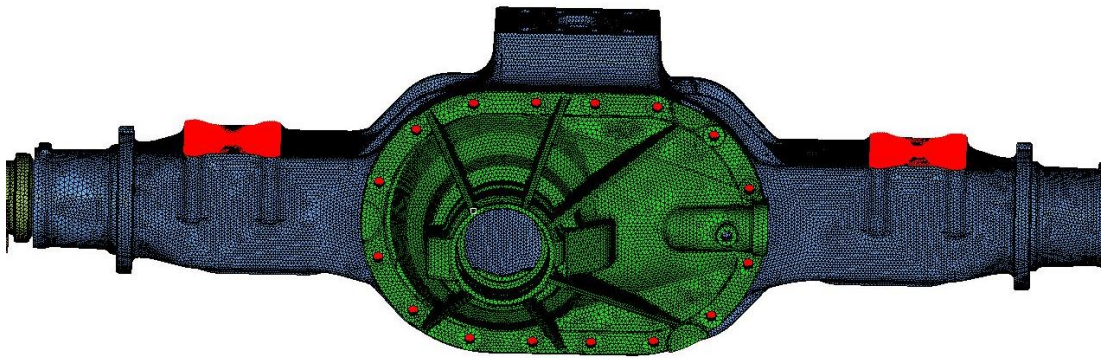


5. TEST RİĞİ KORELASYONU

Çalışmalarımız yolda kırılan aks kovanının incelenmesi ve yeni bir kovan tasarımının oluşturulması üzerine yapıldı. Rig testleri şartlarını sağlamış olan aks kovanının yol şartlarında kırılması, kovan için tasarlanmış test prosedürünün yetersiz kaldığını göstermiştir. Daha önce herhangi bir aks kovanı üzerinden test rigi koşullarında veri alınmadığı için, ilk olarak test riginin FEM ortamında korelasyonunun yapılmasına karar verildi. Bir sonraki adımda test rigi korelasyonu sağlanırken, aynı zamanda yoldaki araçlara enstrümantasyon yapılarak yol verisi toplanacaktır. Giriş verisi olarak alınan yol verisi ile aks sistemi için yeni bir model oluşturulması hedeflenmektedir. Korelasyon çalışmaları tamamlandığında, (test rigi ve yol koşulları) birbirleriyle karşılaştırılarak yeni bir test rigi yöntemi geliştirilmesi öngörülmektedir.

5.1 FEM Modeli

Test riginin FEM analizindeki korelasyonunu elde edebilmek için, test riginde koşturulan parçaların test ortamındaki sınır ve yükleme koşullarına bağlı kalınarak FEM ortamında modellenmesi gerekmektedir. Test rigi korelasyonu için oluşturulmuş olan FEM modellemesi Şekil 5.1’de gösterilmektedir.



Şekil 5.1 : Test rigi sonlu elemanlar modeli.

Kovan modelimizin en büyük parçasıdır. Aks kovanı değişken bir geometrik yapıya sahip olduğu için modellemede yüzey eleman tipi tria olarak seçilmiştir. Kovan yüzeyi modelinin oluşturulmasının akabinde, hacmini modellemek için C3D4 tetra eleman tipi tercih edilmiştir. Modellemede ortalama 4mm boyutunda eleman kullanmıştır.

Oluşturulan hacim modellemesi gerilme sonuçlarının daha doğru ve detaylı incelenebilmesi amacıyla C3D10 (2. derece) eleman tipine dönüştürülmüştür. Modelleme sırasında gerilme değerlerinin kritik olduğu bölgeler belirlenerek, daha küçük olan (3mm) elemanlarla örülmüştür. Kullanılan daha küçük boyutlu elemanlar ile kritik bölgelerdeki gerilme değerlerinin gerçek hayata yakınsaması sağlanmıştır. Kovan modellemesi ve malzeme özellikleri sırasıyla Şekil 5.2 ve Çizelge 5.1’de gösterilmiştir.



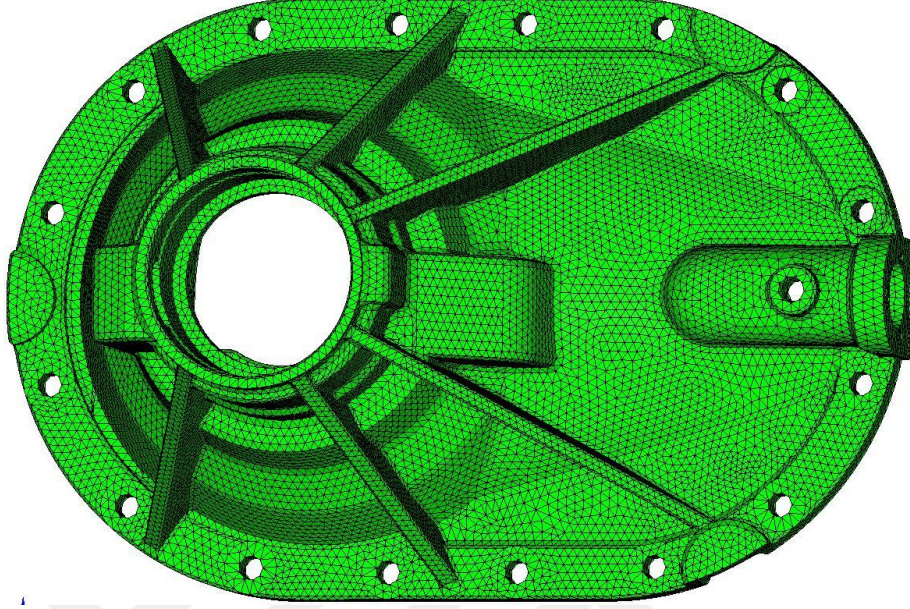
Şekil 5.2 : Arka aks kovanının sonlu elemanlar modeli.

Çizelge 5.1 : Arka aks kovanının malzeme özellikleri.

Malzeme Özellikleri	
Malzeme Cinsi	QT 450-10
Elastisite Modülü	1.69 x 10¹¹ Pa
Akma Dayanımı	320 MPa
Yoğunluğu	7,06 gr/cm³
Poission Oranı	0.257

Aksın diferansiyel kapağı da kovan gibi değişken geometrik yapıya sahip olduğundan, yüzey modellemesi için aynı şekilde tria eleman tipi tercih edilmiştir. Modellemede ortalama 5mm eleman kullanılmıştır. Diferansiyel kapağının hacim modellemesi C3D4 eleman tipiyle oluşturulmuş, ancak kovana kritik bölgelerden bağlı olması

nedeniyle detaylı analiz için C3D10 eleman tipine dönüştürülmüştür. Diferansiyel kapağı modellemesi ve malzeme özellikleri sırasıyla Şekil 5.3 ve Çizelge 5.2’de gösterilmiştir.

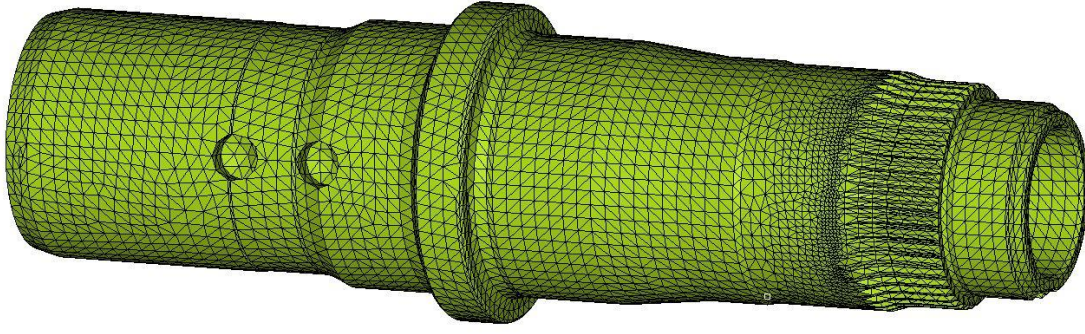


Şekil 5.3 : Arka aks diferansiyel kutusu sonlu elemanlar modeli.

Çizelge 5.2 : Arka aks diferansiyel kutusu malzeme özellikleri.

Malzeme Özellikleri	
Malzeme Cinsi	QT 450-10
Elastisite Modülü	1.69 x 10¹¹ Pa
Akma Dayanımı	320 MPa
Yoğunluğu	7,06 gr/cm³
Poission Oranı	0.257

Muylu, tekerlek yüklerinin kovana aktarımını ve test rigindeki sınırlama koşullarını sağladığı için modellemedeki önemi oldukça yüksektir. Geometrik yapısı nedeniyle modellemedeki yüzey alan elemanları tria tipinde seçilmiştir. Yüzey modelinde ortalama 4mm eleman kullanılmıştır. Muylu modellemesindeki yüzey elemanları kullanılarak C3D4 tipinde hacim elemanları tercih edilmiştir. Sınırlama koşullarının muylu üzerinden sağlanması sebebiyle oluşturulan C3D4 elemanları ikinci dereceden C3D10 eleman tipine dönüştürülmüştür. Muylu modellemesi ve malzeme özellikleri Şekil 5.4 ve Çizelge 5.3’te gösterilmektedir.



Şekil 5.4 : Arka aks muylusunun sonlu elemanlar modeli.

Çizelge 5.3 : Arka aks muylusunun malzeme özellikleri.

Malzeme Özellikleri	
Malzeme Cinsi	QT 500-7
Elastisite Modülü	1.62×10^{11} Pa
Akma Dayanımı	360 MPa
Yoğunluğu	$7,0 \text{ gr/cm}^3$
Poission Oranı	0.293

5.2 Test Rigi

Kovan üzerindeki eksenel yüklemeler süspansiyon bağlantı braketlerinden kovana doğru akmaktadır. Test riginde de sağ ve sol kola etki edecek şekilde iki adet eksenel piston yer alır. Pistonlar süspansiyon makaslarının kovana bağlandığı noktada konumlandırılmıştır. Test riginde sadece tek eksenli düşey yüklemeler uygulanmaktadır. Pistonların düşeydeki yükleme kapasiteleri her biri 20 ton yük uygulayabilecek kapasitededir. İki kolon arasındaki maksimum uzunluk yaklaşık olarak 2.8m'dir. Bu kolon uzunluğu testi yapılacak olan parçanın fiziksel özelliğine göre değiştirilebilmektedir.

Düşey yükleme pistonlarına ek olarak aks kovanını muylu bölgelerinden tutan iki adet yere bağlı sabitleyici yer almaktadır. Pistonlarla uygulanan düşey kuvvet, kovanın yatayda da minimal hareketine neden olabilir. Aks kovanı sabitleyiciler sayesinde yatay ekseninde sınırlanabilmektedir. Sabitleyiciler bu şekilde sınır koşullarının oluşmasını sağlar.

Test rigindeki pistonlar bilgisayar üzerindeki kontrol ünitesi ile kontrol edilmektedir. Kontrol ünitesi kullanılarak test ortamında uygulanacak olan kuvvet miktarı ve kuvvet frekansı belirlenebilir. Aynı zamanda pistonlarda reaksiyon kuvvet ölçümü de kontrol ünitesi sayesinde yapılarak, parçaların hangi çevirimde hasara uğradığı tespit edilebilmektedir. Şekil 5.5'te test rigi detaylı olarak gösterilmektedir.

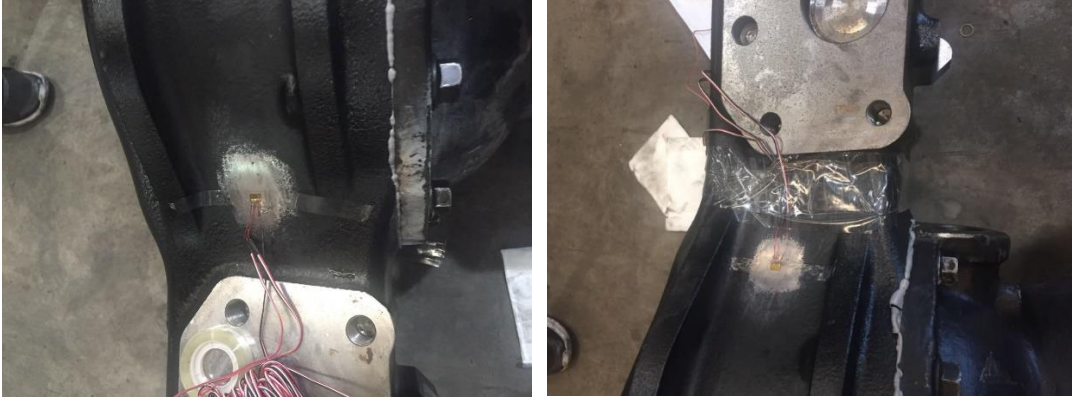


Şekil 5.5 : Arka aks kovanı test rigi.

Test rigi sisteminde kontrol ünitesi bulunduğundan, aks kovanının testi için yapılan çalışmada herhangi bir kuvvet ölçere ihtiyaç duyulmamaktadır. Aks kovanının üzerine yapıştırılacak strain gageler, test rigindeki kovan davranışlarının incelenip değerlendirilmesi için yeterli olmaktadır.

5.2.1 Enstrümantasyon

Yükleme koşulları aksın bağlı olduğu aracın taşıma kapasitesi değerlendirilerek belirlenir. Yükleme koşulu belirlenirken aracın ani çukura girme senaryosunda taşıyabileceği maksimum yük miktarı göz önünde bulundurulmalıdır. Yaptığımız test rigi çalışmasında verilerin toplanması için sadece strain gage kullanılmıştır. Şekil 5.6'da arka aks kovanı üzerine yapıştırılmış strain gage'ler gösterilmiştir.



Şekil 5.6 : Arka aks kovanına yapıştırılan strain gageler.

5.2.1.1 Strain gage

Strain gage'ler yüzeydeki uzama miktarını ölçmek için kullanılmaktadır. Yükleme sırasında strain gage'in direnç değişiminden yüzeydeki uzama miktarı hesaplanabilir. Strain gage'lerin direnç değişimleri malzeme yapılarına göre farklılık göstermektedir. Bu farklılık strain gage'lerin hassasiyetini belirlemektedir.

İyi bir ölçüm yapılabilmesi için strain gage'ler parça yüzeyine çok iyi şekilde yapıştırılmalıdır. Herhangi bir hava boşluğu ya da yüzeydeki bozukluk direnç değişimini etkileyeceğinden, yanlış sonuçlar elde etmemize neden olabilir. Bu yüzden strain gage yapıştırılacak bölge çok iyi şekilde zımparalanmalıdır. Zımparalama işlemi yapıldıktan sonra alkol ile temizlenerek yüzeyde herhangi bir kalıntı kalmadığına emin olunmalıdır. Zımparalama işleminde metal yüzeyde elektriklenme olabilir. Yüzeydeki elektriklenme strain gage direnç değişimlerini etkileyip yanlış ölçümler yapmamıza neden olabilir. Yüzeydeki elektriklenmeyi ortadan kaldırmak için temizleme işlemi yapıldıktan sonra çeşitli kimyasallar kullanılarak yüzey nötr hale getirilmelidir. Yüzey temizliği tamamlandıktan sonra strain gage yapıştırma işlemi gerçekleştirilir. Yapıştırma işlemi gerçekleştirildikten sonra ölçülerin alınabilmesi için strain gage'ler lehim ile devrelere bağlanır.

Strain gage seçimlerinde k-faktörü, çalışma bölgesinin sıcaklığı, yükleme sınırları ve ölçüm aletiyle uyumluluğu gibi parametreler incelenmelidir.

$$R = \frac{\rho.L}{A} \quad (5.1)$$

Metal iletkenlik direnci Formül 5.1 ile gösterilmiştir. Formüle göre, iletkenlik direnci metalin öz direnci ve uzunluğuyla doğru orantılı olup, alanı ile ters orantılıdır.

Yüklemeye maruz kalan strain gage’lerde kesit alanı daralıken uzunluk miktarı artmaktadır. Bu durumda direncinde artış gözlemlenmektedir. Strain gagedeki direnç değişimini bu yaklaşımla açıklamak yeterli değildir [25].

$$k = \frac{\left(\frac{\partial R}{R}\right)}{\left(\frac{\partial L}{L}\right)} \quad (5.2)$$

Formül 5.2’de verilen eşitliğin kısmi türevi alınarak yükleme altındaki değişimi incelenebilir [25].

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{\Delta \rho}{\rho} + \frac{\Delta l}{l} - \frac{\Delta A}{A} \quad (5.3)$$

$$A = \frac{2.\pi.D}{4} \quad (5.4)$$

$$\frac{\Delta A}{A} = \frac{2.\Delta D}{D} \quad (5.5)$$

$$\frac{\Delta D}{D} = \varepsilon.\rho = -\nu.\varepsilon.l = -\nu \frac{\Delta l}{l} \quad (5.6)$$

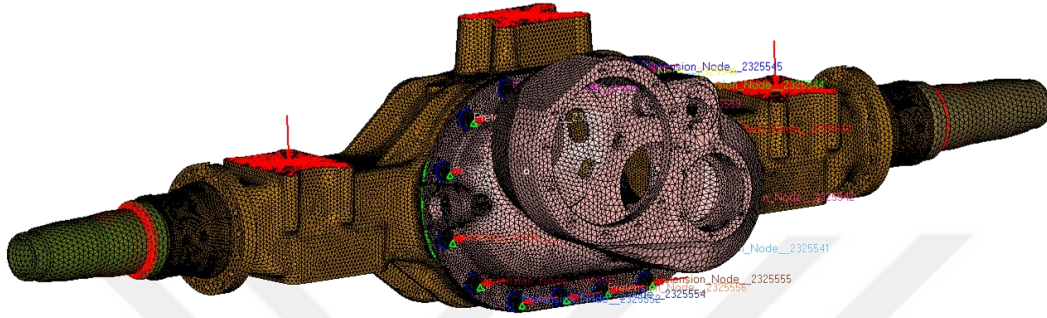
$$\frac{\Delta R}{R} = \left[1 + 2\nu + \left(\frac{\Delta \rho}{\rho} \right) \cdot \left(\frac{\Delta l}{l} \right) \right] \cdot \left(\frac{\Delta l}{l} \right) \quad (5.7)$$

$$\frac{\Delta R}{R} = k.\varepsilon \quad (5.8)$$

Strain gage lokasyonunun doğru belirlenmesinde gerilme vektörlerinin dağılımı oldukça önemlidir. Kritik bölgelerde gerilme vektörleri doğrusal dağılımda olmadığı için strain gage lokasyonlarını kritik bölgelerde seçmek çoğu zaman doğru sonuç vermez. Doğru sonuçlara ulaşabilmek için gerilme vektörlerinin doğrusal şekilde dağıldığı bölgeler tercih edilmelidir. Ancak hata payını düşük tutabilmek amacıyla seçilen bölgedeki gerilme seviyesinin de olabildiğince yüksek olması gerekmektedir.

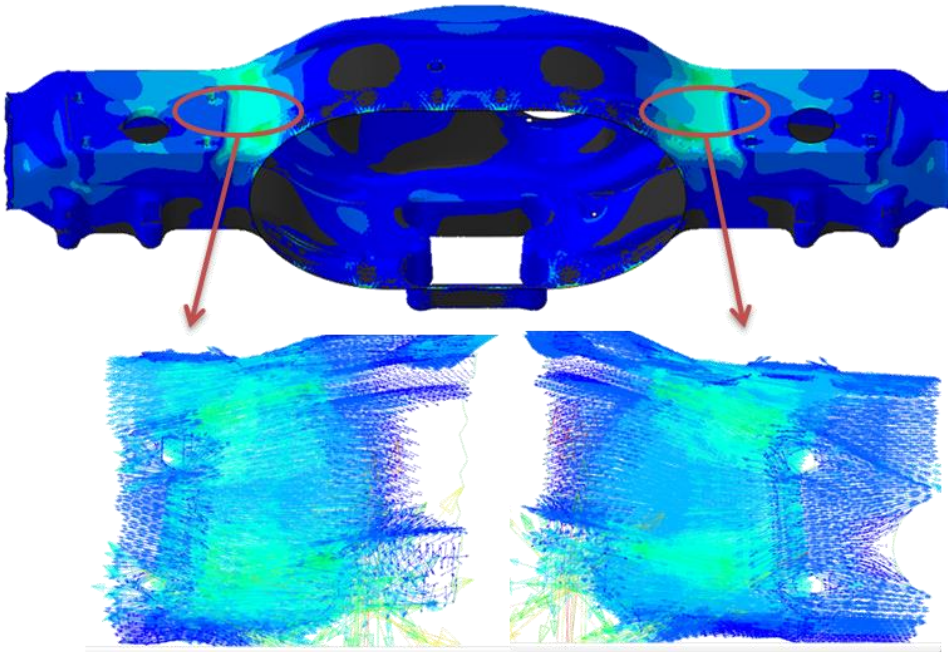
5.2.1.2 Strain gage lokasyonu

Strain gage bölgelerini belirlemek için FEM ortamında gerilme vektörlerinin dağılımları incelenmiştir. Test ortamındaki sınır koşulları altında kuvvet noktalarından birim yükleme yapılmıştır. Şekil 5.7’de oluşturulan model gösterilmektedir. FEM analizindeki yükleme koşulları da, test ortamındaki aynı kuvvet noktalarından sağlanmaktadır.



Şekil 5.7 : Test rigi için hazırlanmış arka aks sisteminin sonlu elemanlar modeli.

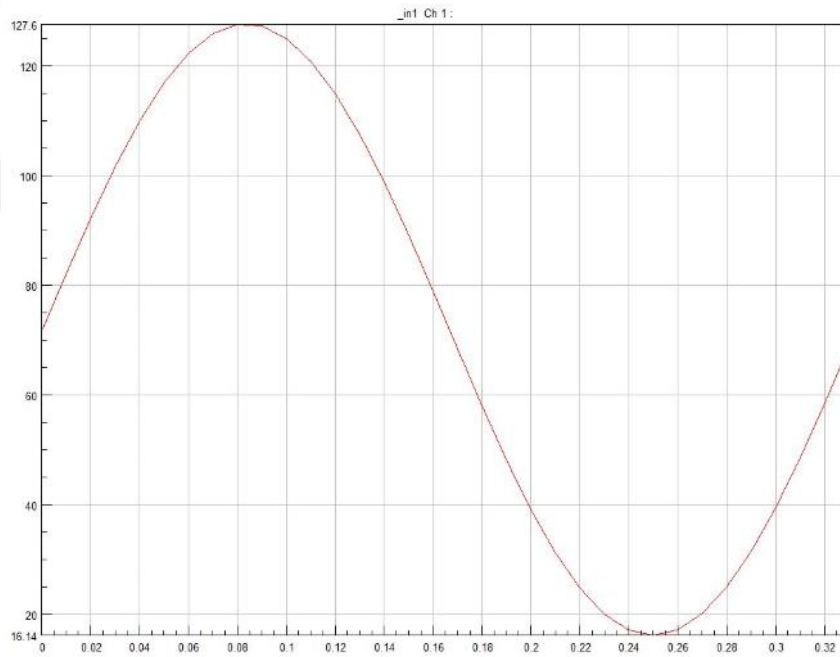
Strain gage bölgelerini doğru tercih edebilmek adına, FEM analizi sonucunda elde edilen gerilme vektörleri detaylı olarak incelenmiştir. Kritik bölgeye yakın olup, doğrusal gerilme vektörü dağılımına sahip bölgeler strain gage bölgeleri olarak seçilmiştir. Strain gage’lerin yapıştırıldığı bölgeler Şekil 5.8’de gösterilmiştir.



Şekil 5.8 : Birim yük altında yapılan sonlu elemanlar analizinin gerilme vektör dağılımı.

5.2.2 Yükleme koşulları

Çalışmamız kapsamında test riginde sabitleyiciler ile sınırlanmış olan aks kovanına iki farklı piston aracılığı ile kuvvetler uygulanır. Kontrol ünitesi üzerinden iki pistondan eşzamanlı olarak eşit büyüklükte ve sabit frekansta kuvvet uygulanması sağlanacaktır. Böylece aracın maksimum yükleme durumundaki ani çukura girme senaryosu gerçekleştirilecektir. Çukura girme senaryosunda aks kovanının maruz kalacağı kuvvet miktarının 2g olduğu varsayılmıştır. Pistonlar ile aks kovanına uygulanacak olan maksimum yük kapasitesi 2g değeri ile çarpılarak hesaplanmıştır. Aracın maksimum yük taşıma kapasitesi 13 tondur. Yükün sağ ve sol kola eşit dağıldığı öngörülmüştür. Bu yüzden pistonlardan araca $2g \times 6.5$ şeklinde 127.5kN uygulanmaktadır. Sinüzoidal şekilde uygulanan kuvvetin maksimum değeri bu yaklaşım ile bulunmaktadır. Şekil 5.9’da bir çevrim için pistonlara verilen kuvvetin zamana bağlı değişimi görülmektedir.



Şekil 5.9 : Pistonlardan uygulanan yüklemenin zamana göre değişimi.

Test ortamındaki aks kovanından veri alabilmek için zımparalanarak pürüzleri giderilen ve temizlenen yüzeye üç eksenli strain gage yapıştırılmıştır. Araç tipine göre yükleme miktarı belirlenerek kontrol ünitesine yük genlikleriyle beraber girilecektir. Aks kovanı üstündeki strain gage verileri Dewetron veri ölçeriyle 512 örnekleme oranında toplanmıştır. Test edilen parça elastik bölgede çalışmaktadır. Yüke bağlı olarak gerinin değişiminin elde edilmesi, FEM ortamındaki modelin korelasyonunu

yaparken daha doğru sonuçlara ulaşılmasını sağlayacaktır. Bu yüzden pistonlar ile ön yüklemeler yapıldıktan sonra strain gage'ler kalibre edilerek gerinim değerleri sıfırlanmıştır. Kontrol ünitesi ile belirlenen örnekleme oranına bağlı olarak uygulanan kuvvet ve reaksiyon kuvveti verileri eş zamanlı şekilde kaydedilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda belirli bir çevrim sayısına ait uygulanan kuvvet ve strain gage bölgelerinin gerinim verisi elde edilmiştir.

5.3 Veri İşleme

5.3.1 n-Code programında filtreleme

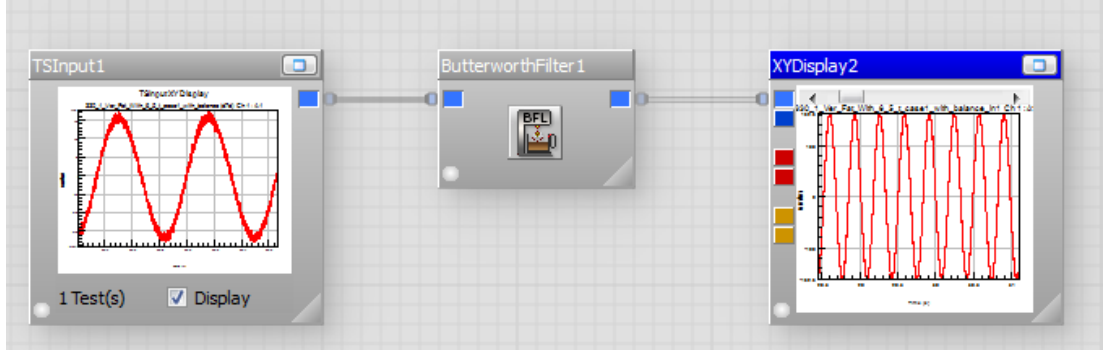
n-Code üzerinde yapılan filtreleme işleminde giriş sinyallerini değiştirerek çıkış sinyalleri üretilebilmektedir. Filtreler, yüksek frekanslı gürültüyü ortadan kaldırmak, uzun süreli sapmayı gidermek veya mekanik test için bilgisayar tarafından üretilen sinyalleri şekillendirmek gibi bir çok amaç için kullanılmaktadır.

Alçak geçirgen filtre: düşük frekanstaki sinyallerin geçişini sağlamaktadır. Belirlenen sınırın üstündeki frekans değerlerine sahip olan sinyalleri ortadan kaldırmaktadır.

Yüksek geçirgen filtre: yüksek frekanstaki sinyallerin geçişini sağlamaktadır. Belirlenen sınırın altındaki frekans değerlerine sahip olan sinyalleri ortadan kaldırmaktadır.

Bant geçirgen filtre: Belirlenen frekans aralığındaki sinyallerin geçişini sağlamaktadır. Belirlenen aralığın dışındaki frekans değerlerine sahip olan sinyalleri ortadan kaldırmaktadır.

Test riginin çalışma frekansı bilindiği için toplanan veriden gürültünün giderilmesi için bant geçirgen filtre kullanılmıştır. Test riginin çalışma frekansı 3Hz olduğu için bant geçirgen filtrenin alçak geçirme sınır frekansı 2Hz yüksek geçirme sınır frekansı 4Hz olarak belirlenmiştir. n-Code ile yapılan filtreleme işlemi Şekil 5.10'da gösterilmiştir.



Şekil 5.10 : n-Code programı-Filtreleme işlemi.

5.3.2 n-Code programında gerinim verilerinin işlenmesi

Strain gage, test edilen parça yüzeyindeki gerinimi ölçmek için kullanılır. Gerinim, referans uzunluğa dayanan bir yüzeydeki yer değiştirmeyi temsil eden normalleştirilmiş bir deformasyon ölçüsüdür ve boyutsuzdur. Ancak skaler gerinim yapılan analiz için gerekli olduğundan, örneğin tek eksenli yorulma hesaplamalarında, toplanan tensör gerinimleri değerlendirilerek skaler gerinimler elde edilmelidir. n-Code programında kullanılan gerinim rozet modülü tensör gerinimini skaler gerinime çevirmektedir (Şekil 5.11). Bu sayede gerinim değerlerinin zamana bağlı hangi yönlerde değişim gösterdiği hesaplanabilir.



Şekil 5.11 : n-Code programı”Strainrosette” modülü.

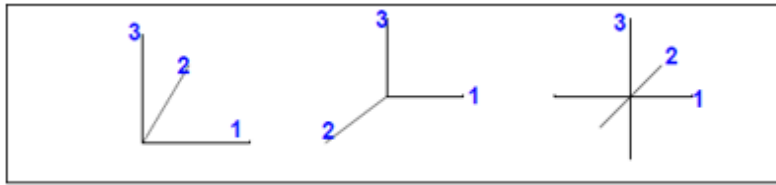
n-Code programındaki gerinim rozet modülü içinde çeşitli rozet tipleri bulunmaktadır. Gerinim rozet modülü, işlenecek olan tensör gerinimini skaler gerinime ve gerilme değerlerine dönüştürülmek için kullanılır (Şekil 5.12).



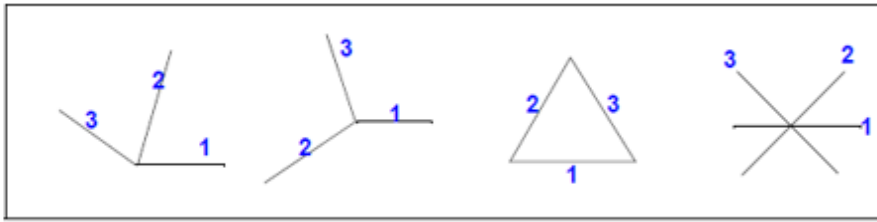
Şekil 5.12 : “Strainrosette” modlündeki rozet tipi seçeneği.

n-Code programındaki gerinim rozet modülünün içinde 3 farklı rozet tipi bulunmaktadır. Seçilebilir rozet tipleri “dikdörtgen”, “delta” ve “tee” rozetleridir. Tee rozetleri karşılıklı iki dikey grid ile oluşmaktadır ve ana gerinim yönü bilindiğinde

kullanılırlar. Böylece bu yöne göre hizalanabilirler. Silindirik basınçlı kaplarda ve burulma halindeki şaftlarda tee tipi rozetler kullanılmaktadır. Dikdörtgen rozetleri ise üç grid ile oluşmaktadır. İkinci ve üçüncü grid, birinci grid'e göre sırasıyla 45 derece ve 90 derece açıyla konumlandırılmıştır. Dikdörtgen rozetlerin grid dağılımları Şekil 5.13'te gösterilmektedir. Delta rozetlerinde ise ikinci ve üçüncü grid birinci grid'e göre sırasıyla 60 derece ve 120 derece açıyla konumlandırılmıştır (Şekil 5.14). Yapılan çalışmalarda grid'ler ile toplanan veriler arasındaki bağlantı doğru kurulmalıdır. Aksi halde aralarındaki açı değişiminden dolayı tensör gerinimleri farklı skaler gerinimlere dönüştürülebilir.



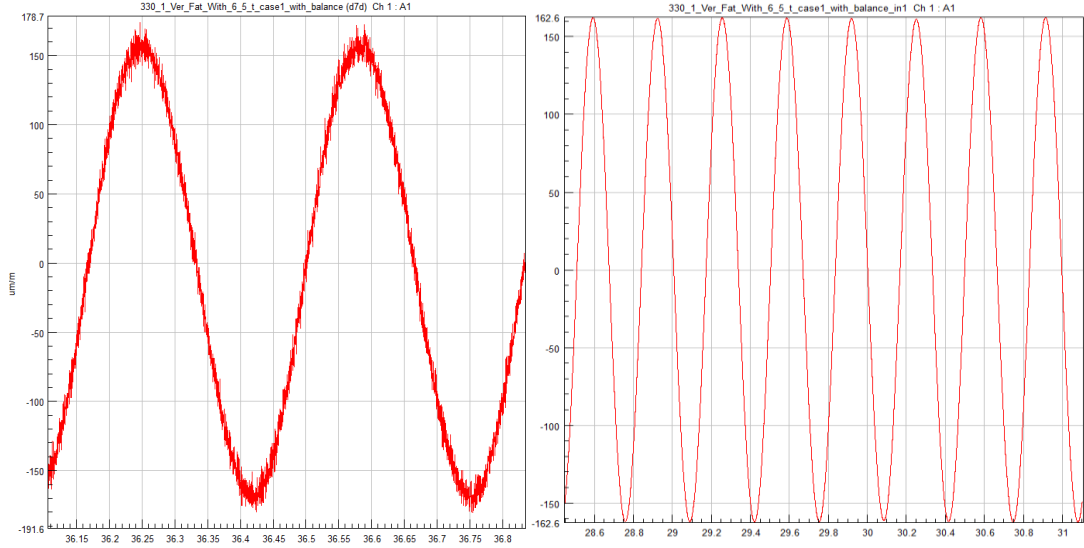
Şekil 5.13 : Dikdörtgen rozetinin ölçüm eksenleri.



Şekil 5.14 : Delta rozetinin ölçüm eksenleri.

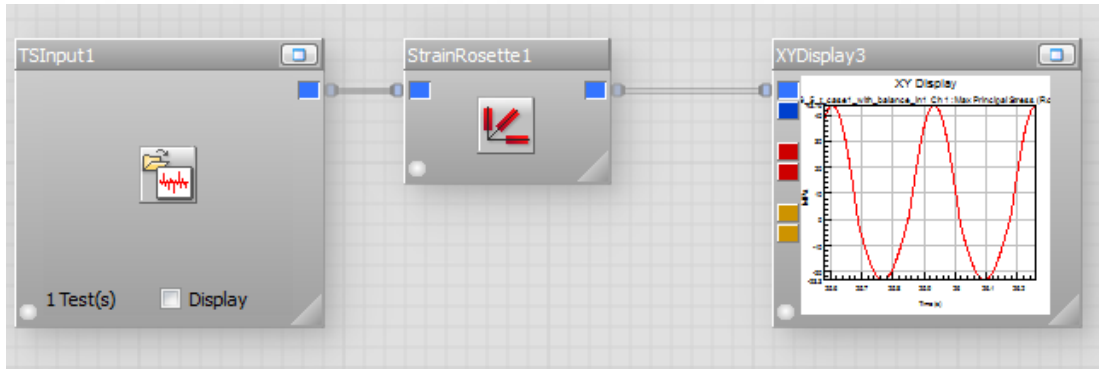
5.3.3 Test rigi verilerinin işlenmesi

Test riginde toplanan ve kaydedilen veriler daha sonrasında n-Code yazılımı ile işlenmiştir. Veri akışında bulunan, gürültü olarak adlandırılan dalgalanmalar filtrelenerek ortadan kaldırılmıştır. Yapılan işlem ile gürültüden temizlenmiş olan düzgün gerinim verisi elde edilmiştir (Şekil 5.15).



Şekil 5.15 : Test rigi gerinim değerleri ve filtrelenmiş gerinim değeri.

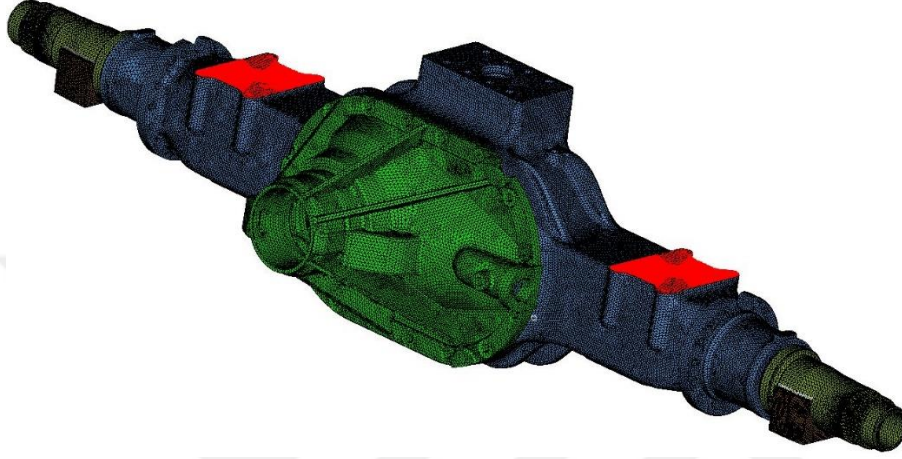
Filtrelenmiş gerinim verisi n-Code programında ‘Strainrosette’ modülü kullanılarak gerilme verisine dönüştürülebilmektedir. Gerilme verisine dönüştürme işleminde strain gage’in ve yapıştırıldığı parçanın malzeme özellikleri kullanılacaktır. Elde edilen gerilme verisi, aks kovanının farklılaşan yüklemelerdeki mekanik davranışlarını anlamamızı sağlar. n-Code programında yapılan çalışmanın şablonu Şekil 5.16’da görülmektedir.



Şekil 5.16 : Gerinim verilerinin gerilme verilerine dönüştürülmesi.

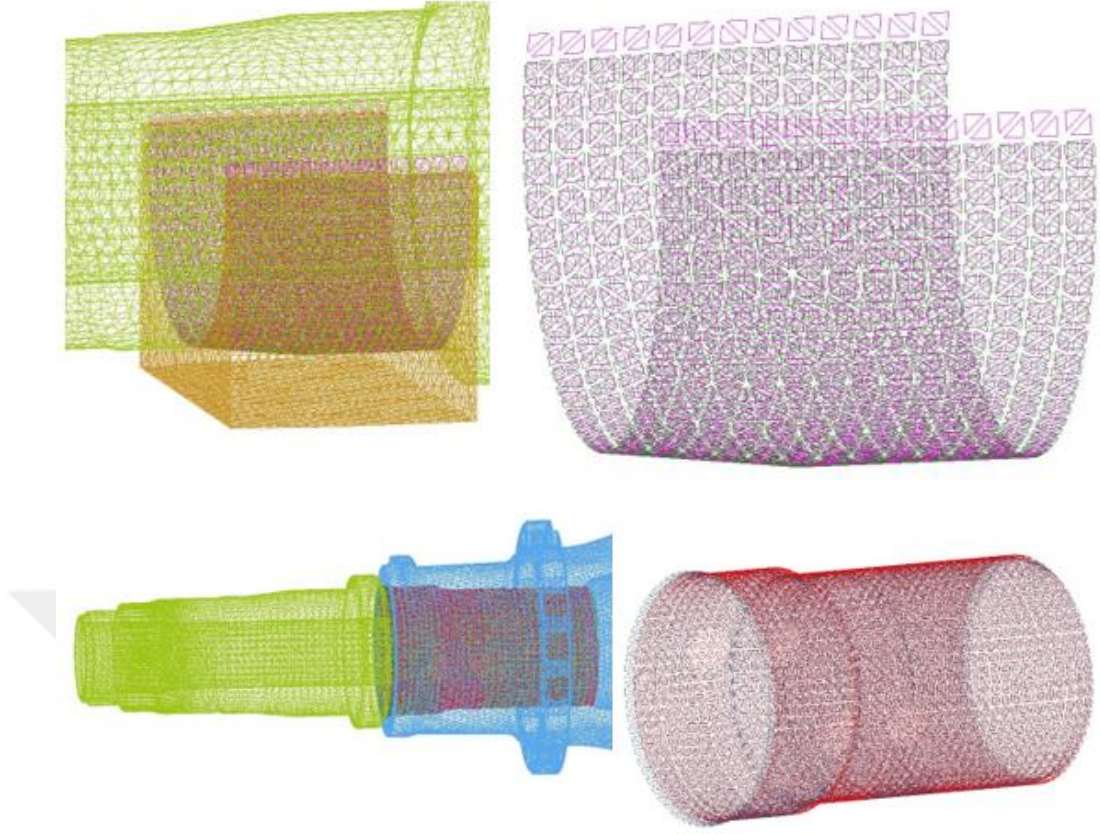
Veri işleme adımından sonra Şekil 5.9’da gösterilmiş olan kuvvet dağılımının minimum ve maksimum değerleri, FEM ortamında oluşturduğumuz modele piston bağlantı noktalarından uygulanmaktadır. Maksimum ve minimum değerlerde uygulanan kuvvetler sonucunda elde edeceğimiz “maksimum principal gerilme sonuçları”, n-Code programı ile elde edilmiş olan gerilme sonuçlarıyla karşılaştırılarak modelin korelasyonunun oluşturulması hedeflenmiştir.

Test sırasında yapılan hassas ölçümler sonucunda, FEM modelindeki sınırlama koşulları güncellenmiş ve bu doğrultuda modele muylunun sınırlandığı parça eklenmiştir. Muylu ile sabitleyiciler arasına kontak oluşturularak, parçaların yüzeysel kuvvetlerinin birbirlerine iletilmesi sağlanmıştır. Şekil 5.17’de modelin güncellenmiş hali gösterilmektedir.



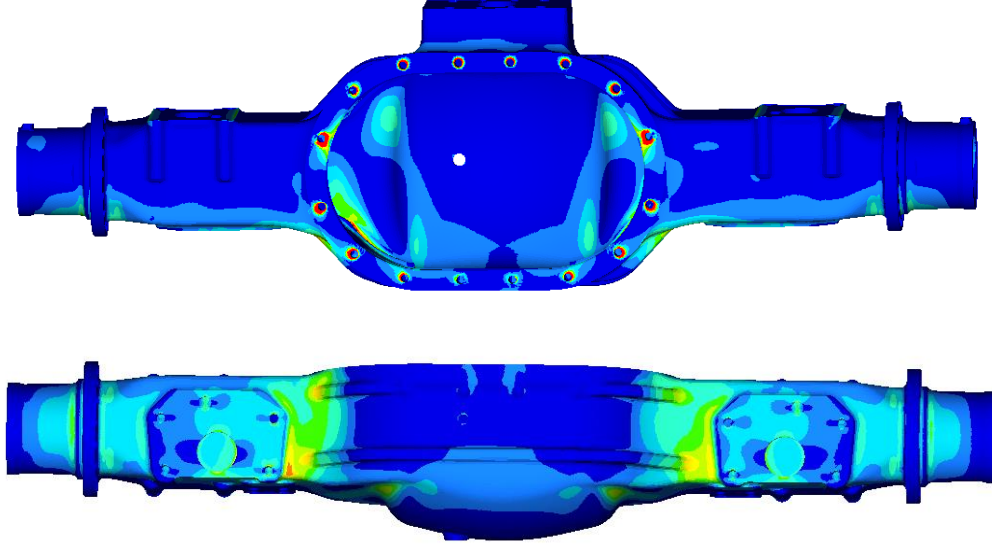
Şekil 5.17 : Sabitleyici eklenmiş olan arka aks modeli.

Sabitliyici ile muylu arasındaki kuvvet bağlantısı yüzey kontaklarıyla oluşturulmuştur. Oluşturulan yüzey kontakları ile, yüzeylerin birbirleri üzerinde kaymasına izin verilerek yüzeyler arasına sürtünme tanımlanmıştır. Her ikisi de metal olan yüzeylerin arasına tanımlanan sürtünme katsayısı 0,2’dir. Muyluların düşey ekseninde sınırlandırılması, yüzey kontaklarının yüzeylerinin paralel olması ile sağlanmıştır . FEM analizinde tanımlanan kontak ile beraber test ortamındaki kovan hareketine oldukça yakın sonuçlar elde edilmiştir. Tanımlanan yüzey kontakları Şekil 5.18’de gösterilmektedir.



Şekil 5.18 : Arka aks test rigi modeli kontakları.

Yapılan çalışmalar neticesinde strain gage yapıştırılan bölgedeki maksimum principal gerilme değeri sağ kolda 179MPa, sol kolda 183 MPa olarak okunmuştur (Şekil 5.19). n-Code programıyla işlenmiş veriler sonucunda strain gage bağlantılarında okunan maksimum principal gerilmenin sağ kolda 166MPa, sol kolda 173MPa olduğu gözlemlenmiştir. İki sonucun karşılaştırılmasıyla hata payı sağ kol için %7.8, sol kol için %5.7 olarak hesaplanmıştır. Hesaplamalar ve değerlendirmeler sonucunda FEM modellemesi ile test rigi ortamının kabul edilebilir hata oranında, oldukça yakın sonuçlar gösterdiği görülmüştür. Çalışmamız kapsamında FEM modelimiz ile test rigi ortamının korelasyonu sağlanmıştır.

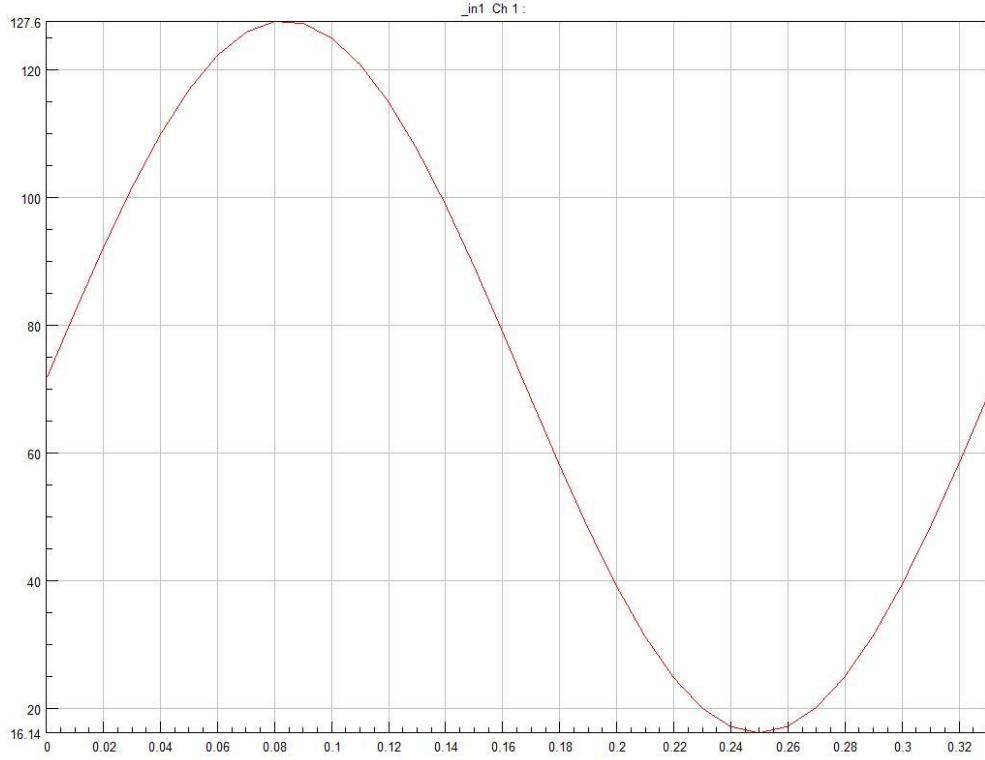


Şekil 5.19 : Test rigi koşullarında maksimum ve minimum yük değişimi sonucu kovan üzerindeki gerilme dağılımı.

5.4 Test Rigi Yorulma Analizi

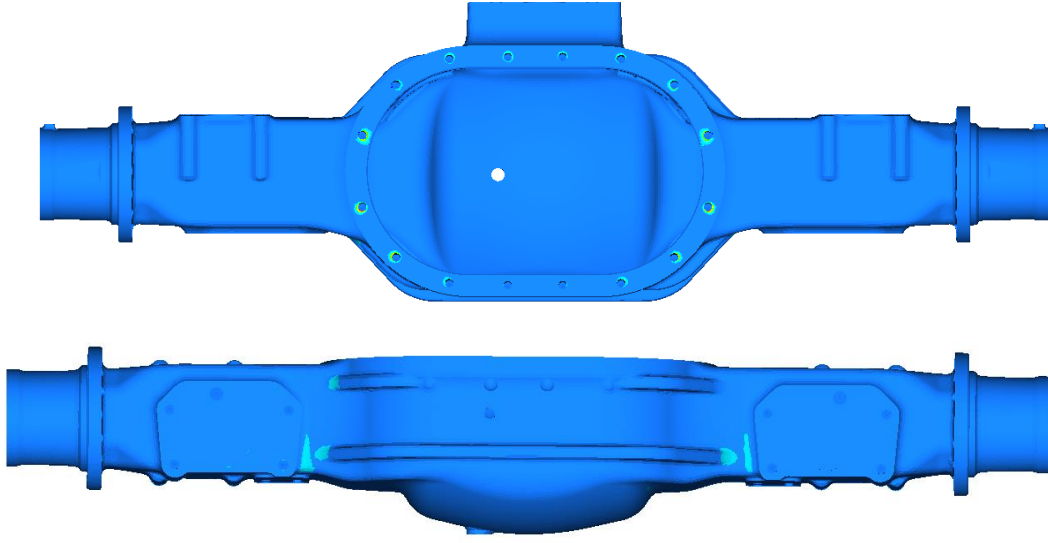
Test riginde incelenen arka aks kovanları için yükleme koşullarına bağlı olarak bir çevrim sayısı belirlenmektedir. Yapılan çalışmalar ile, tecrübeye bağlı olarak belirlenen çevrim sayısını aşan kovan tasarımlarının yol koşullarında kırılmayacağı öngörülmektedir. Çalıştığımız kovan için test ortamındaki yükleme koşullarına bağlı olarak 800.000 çevrim sayısı belirlenmiştir.

FEM ortamında korelasyonu sağlanmış modelimiz ile n-Code programıyla yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Yorulma analizinin süper pozisyon ilkesine dayanılarak yapılması planlanmıştır. Bu ilkeye bağlı olarak sonlu elemanlar analizi, birim yükleme koşuluyla yeniden koşturulmuştur. n-Code programında test ortamındaki yükleme koşullarını sağlamak için, “signalgenerator” modülü kullanılarak yüklemenin frekansı ve miktarı baz alınıp giriş sinyali oluşturulmuştur. Şekil 5.20’de n-Code programında oluşturulmuş kuvvet sinyali gösterilmiştir.



Şekil 5.20 : Kuvvet zaman eğrisi.

n-Code programında “SNanalysis” modülü kullanılarak, birim yükleme altındaki sonlu elemanlar analizi sonuçları ile giriş sinyali eşleşmesi yapılmıştır. Eşleştirme sonucunda test ortamındaki değişken yükleme koşulu sağlanmıştır. Daha sonrasında malzeme kütüphanesinden aks kovan malzemesi seçilmiştir. Malzeme seçiminde yüzey özelliklerinin, parçanın üretim şekline bağlı olarak seçilip yorulma hesabındaki faktörlere eklenmesi sağlanmıştır. Belirlenen yükleme koşulları ve malzeme özellikleri sonrasında yorulma analizi gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.21’de n-Code programıyla yapılan arka aks kovanı yorulma analizi sonucu gösterilmiştir.



Şekil 5.21 : Test rigi yorulma analizi sonucu.

Elde edilen yorulma sonucunda, sadece bir çevrime karşılık gelen aks kovanın üzerindeki hasar değeri hesaplanmıştır. Elde edilen hasar değeri Miner's Kuralı kullanılarak hasarın bire eşit olduğu çevrim sayısı bulunmuştur. Yapılan hesaplama incelendiğinde n-Code programında çıkan çevrim sayısının 949.667 olduğu tespit edilmiştir.

6. YOL ŞARTLARI KORELASYONU

Aks kovanlarının rig ortamındaki testi tamamlandıktan sonra araç testleri uygulanmaktadır. Bu aşamada, aks kovanı araca bağlanarak belirlenen yol koşullarında test edilmektedir. Türkiye’de yol koşulları bir hayli farklılık gösterebildiği için, araçların çalışma koşulları da aynı oranda farklılık göstermektedir. Ekstrem yol koşulları, öngörülenin dışında veya öngörülenden çok daha büyük kuvvetlerin aks kovanı üzerine gelmesine neden olmaktadır. Yapılan araç yol testleri bazı durumlarda yetersiz kalmakta ve bu nedenle farklı çalışma koşullarındaki araçların aks kovanlarında beklenmedik hasarlar gözlemlenmektedir.

Çalışmamızın bir sonraki adımında, araç yüklü halde belirlenen güzergahta yol alırken, aks kovanı üzerine gelen yorulma değerleri detaylı olarak incelenmektedir. GPS değerleri incelendiğinde test aracının önceden belirlenmiş güzergah boyunca yaklaşık olarak 20km gittiği hesaplanmıştır. Toplamda alınan 20km yol boyunca aks kovanın üzerine gelen kuvvet değerleri, testimizdeki bir çevrime karşılık gelmektedir.

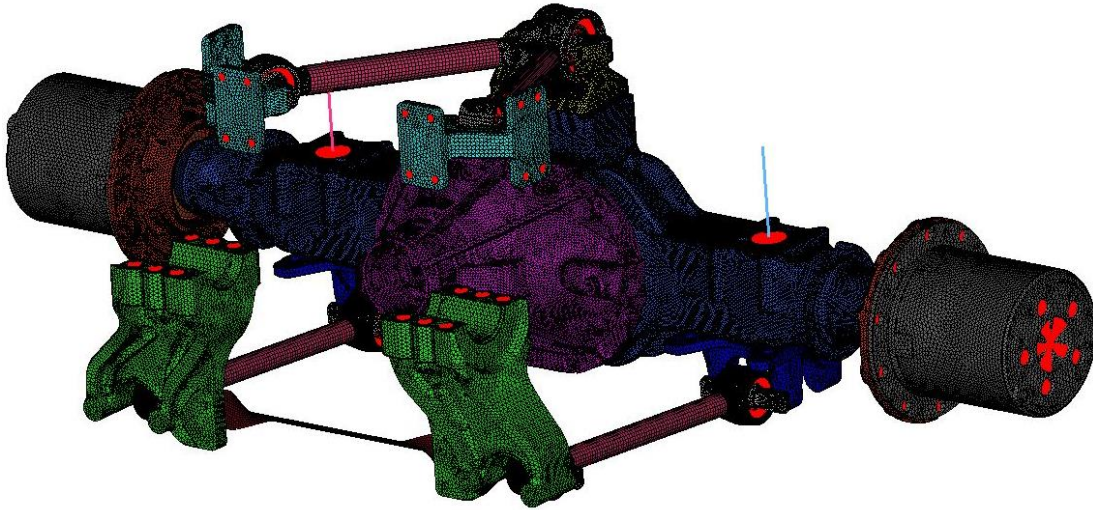
Araçların farklı yüklemelerde ve çeşitli yol şartlarında çalıştığı göz önünde bulundurulursa, yeni aks kovanının da bu şartları kapsayacak şekilde tasarlanmış olması beklenir. Bu doğrultuda değişken yol durumlarından toplanan veriler kaydedilerek, aks kovanın ne tür yüklerin etkisi altında kalabileceği tespit edilmiştir. Kaydedilen yol verilerinin FEM ortamındaki modellemeye sınır ve yükleme koşulları olarak eklenmesi planlanmıştır. Hazırlanacak olan FEM modellemesi, tasarlanacak yeni kovan geometrilerine de yön verecektir.

FEM ortamında kurulacak bir sistem modeli ile beklenmedik hasar mekanizmalarını tahmin etmek mümkündür. Hasar mekanizmalarının FEM analizleriyle tahmin edilebilmesi için korelasyonu yapılmış bir modele ihtiyaç duyulmaktadır. Model korelasyonun sağlanabilmesi için; araç yolda test edilirken aks kovanın üzerinden veri toplanmalıdır. Korelasyonun sağlanması için test esnasındaki aks kovanın üzerine uygulanan kuvvetler bilinmelidir. Yoldan gelen dinamik kuvvetler hubtan muyluya, oradan da aks kovanına doğru akmaktadır. Yoldan gelen kuvvetlerin ölçülebilmesi için

muylulara kuvvet ölçer monte edilmiştir. Aks kovanın yoldan gelen kuvvetlere nasıl bir mekanik tepki verdiğini ölçebilmek adına ise kovan üzerine strain gage yapıştırılması gerekir. Süspansiyon bağlantılarının dinamik davranış sergileyerek kuvvete bağlı değişkenlik göstermesi, aks kovanının yük altındaki hareketinin doğrusal olmamasına sebep olur. Düşey hareketin detaylı incelenebilmesi ve süspansiyon katılığının belirlenmesi adına aks kovanının üzerine deplasman ölçer yerleştirilmelidir. Süspansiyon katılık değerleri kuvvete bağlı olarak girilerek model korelasyonu sağlanabilmektedir.

6.1 Yol Testi FEM Modeli

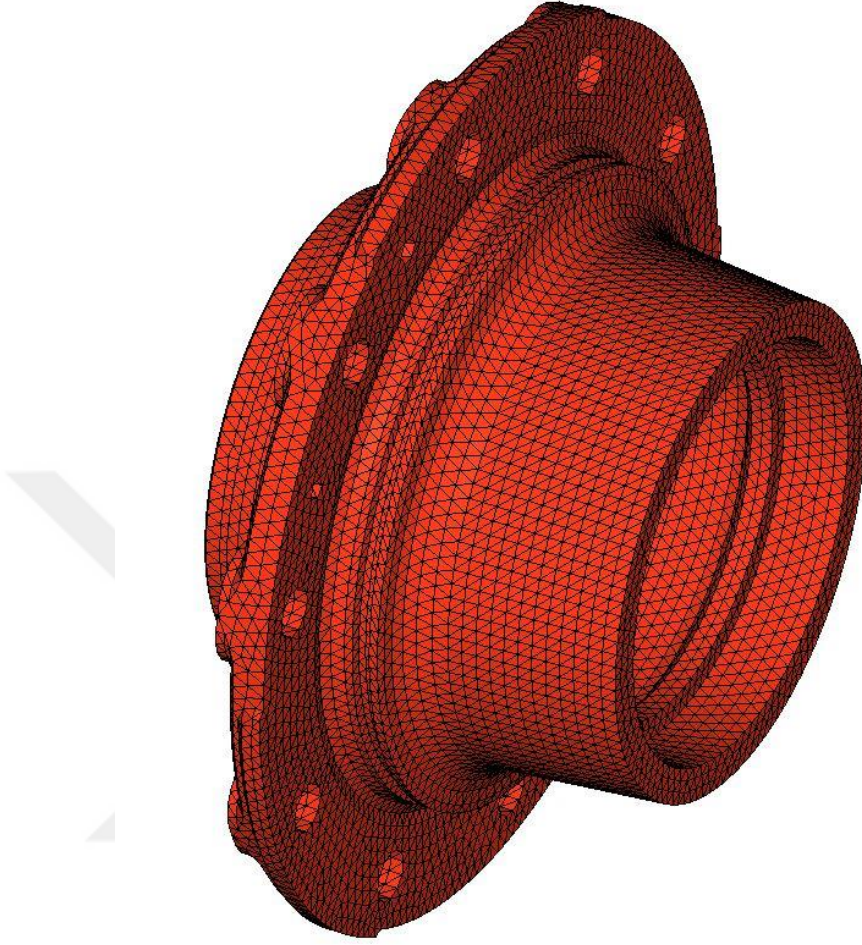
Yol testlerinden gelen kuvvetlerin arka aks kovanı üzerindeki etkisini belirlemek için sistemin FEM modellenmesi yapılmıştır. Sistem modeli aks kovanına bağlanan bütün parçaları içermektedir. Kovan, diferansiyel kapağı ve muylu modellenmesi yapılırken test riginde oluşturulan modelleme stratejisi aynen kullanılmıştır. Sistem modeli aynı zamanda hub, poyra, süspansiyon, I-kolu ve V-kolu modellerini de içinde bulundurmaktadır. Şekil 6.1’de sistem modeli gösterilmiştir.



Şekil 6.1 : Yol testi sonlu elemanlar analizi arka aks sistem modeli.

Hub değişken geometrik yapıya sahip olduğundan yüzey modellemesinde tria elemanlar kullanılmıştır. Yüzey elemanları ortalama olarak 5mm seçilmiştir. Hub parçası kovana kuvvet iletimi sağladığı için modelin bağlantı noktalarına dikkat edilmiştir. Yüzey modellemesi tamamlandıktan sonra hacim modeli için C3D4 tetra elemanlar ile hacim modeli oluşturulmuştur. Kuvvetlerin hassas bir şekilde kovana

akmasını sağlamak için de C3D4 eleman tipi C3D10 elemana dönüştürülmüştür. Hub modeli ve malzeme özellikleri Şekil 6.2 ve Çizelge 6.1’de gösterilmiştir.



Şekil 6.2 : Hub parçasının sonlu elemanlar modeli.

Çizelge 6.1 : Arka aks hubının malzeme özellikleri.

Malzeme Özellikleri	
Malzeme Cinsi	QT 500-7
Elastisite Modülü	1.62 x 10¹¹ Pa
Akma Dayanımı	360 MPa
Yoğunluğu	7,0 gr/cm³
Poission Oranı	0.293

Değişken geometrik yapıya sahip olduğu için yüzey modeli oluşturulurken tria yüzey elemanları tercih edilmiştir. Yüzey elemanları ortalama olarak 5mm olarak seçilmiştir. Yüzey modeli oluşturulduktan sonra hacim elemanları için C3D4 elemanı tercih

edilmiştir. Kuvvet hassasiyetini sağlanabilmesi için de elemanlar C3D10 tipi elemana dönüştürülmüştür. Modelimizde kuvvetlerin uygulandığı sınır koşulu parçadaki bağlantı noktalarında oluşturulan tek boyutlu rijit elemanlar ile poyra üzerine aktarılmıştır. Kuvvetin düzgün bir şekilde iletimini sağlayabilmek için hub ile olan kontak bağlantılarında daha küçük elemanlar tercih edilmiştir. Poyra modeli ve malzeme özellikleri Şekil 6.3 ve Çizelge 6.2’de gösterilmiştir.



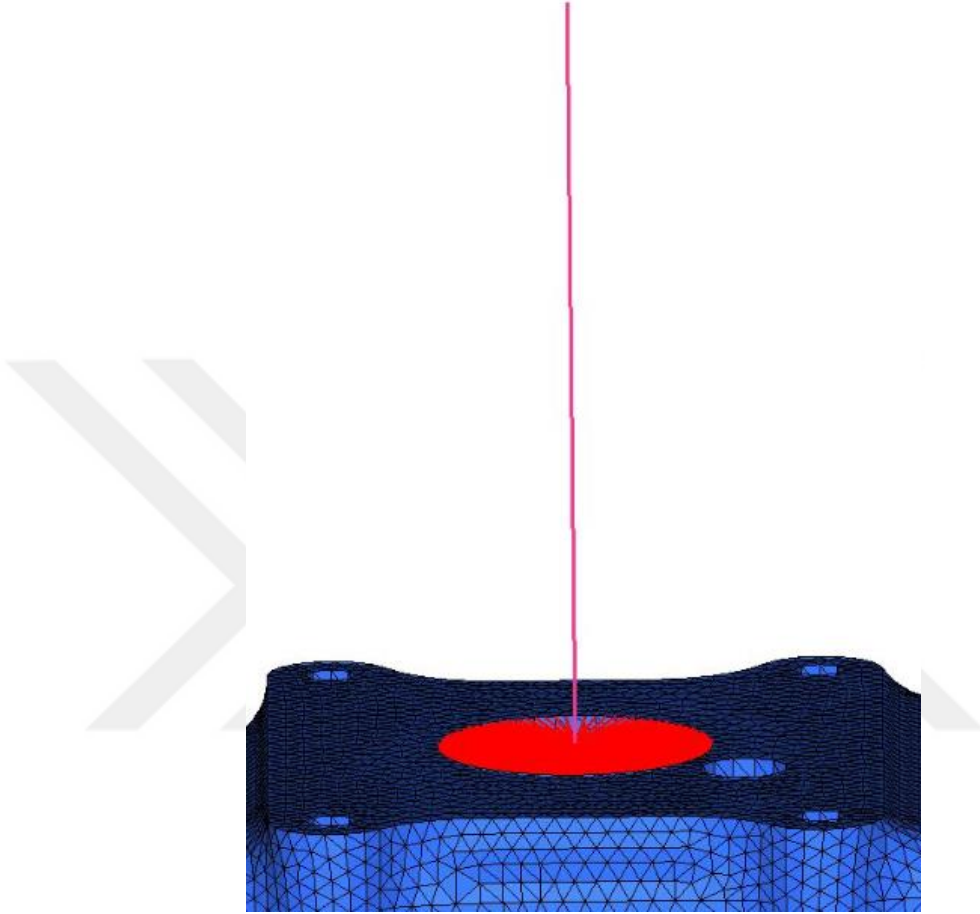
Şekil 6.3 : Poyra parçasının sonlu elemanlar modeli.

Çizelge 6.2 : Arka aks poyrasının malzeme özellikleri.

Malzeme Özellikleri	
Malzeme Cinsi	QT 500-7
Elastisite Modülü	1.62×10^{11} Pa
Akma Dayanımı	360 MPa
Yoğunluğu	7,0 gr/cm³
Poission Oranı	0.293

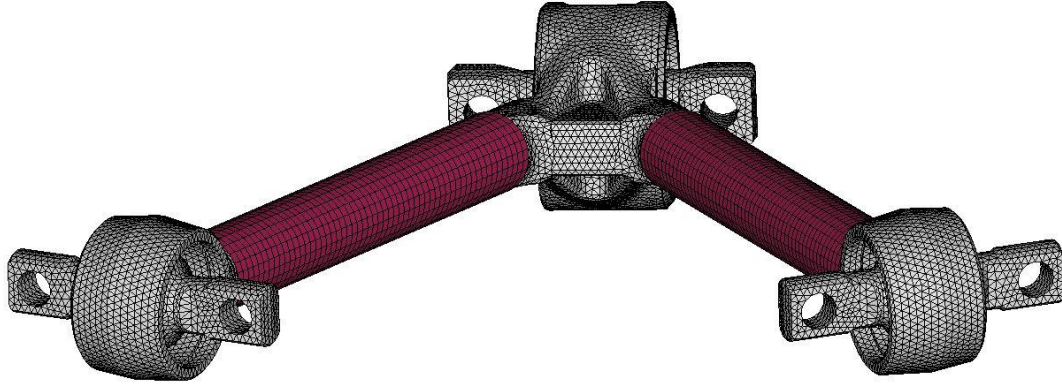
Araç yüklerinin kovan üzerine etki etmesini sağlayan parça süspansiyondur. Araç testinden alınan deplasman ölçümleri n-Code programında işlenerek kuvvete bağlı

olarak modelin katılık özellikleri çıkarılmıştır. Süspansiyonlar, modellemede sadece kovan hareketini katılık anlamında desteklediği için 1-D yay elemanı olarak modellenmiştir. 1-D yay elemanları şasi bağlantısından sabitlenerek kovan bağlantı yüzeyine rijitler ile bağlanmıştır. Süspansiyon modeli Şekil 6.4'te gösterilmektedir.

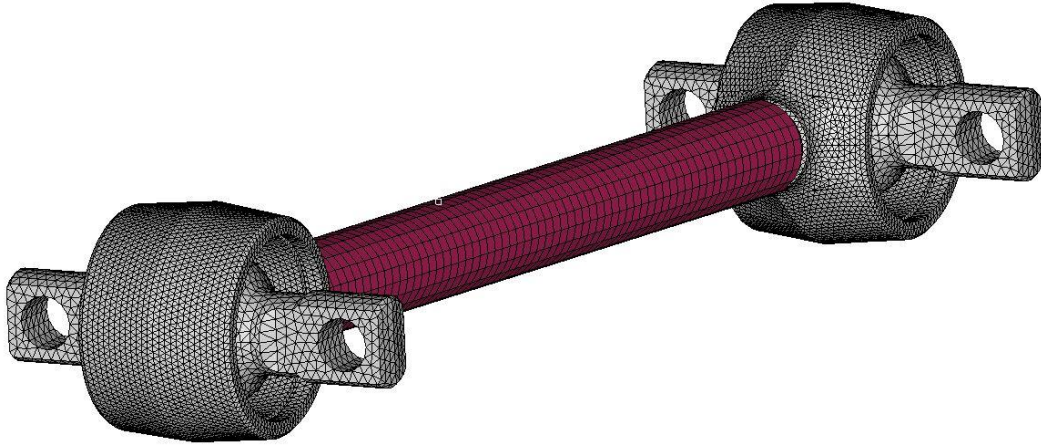


Şekil 6.4 : Süspansiyon parçasının sonlu elemanlar modeli.

Kovan ile şasi bağlantısını sağlayan parçalar V-kolu ve I-kolu parçalarıdır. Kuvvet uygulandığında kovanın eksenel ve yanal yönde hareket etmesini sınırlamaktadırlar. Aynı zamanda şasi bağlantısı, katılığı çok yüksek olduğu için sınırlama koşullarını içermektedir. Şasiye bağlantı noktasında V-kolu ve I-kolu, rigid elemanlar ile braketlere bağlanarak tüm eksenlerden sabitlenmiştir. Düzgün bir geometrik yapıya sahip olduğu için modellemede 2-D (quad) elemanlar tercih edilmiştir. V-kolu ve I-kolu parçaları, sabit bir kalınlığa sahip olduğundan hacim elemanlarına gerek duyulmadan kalınlık tanımlanarak modelleme tamamlanmıştır. V-kolu ve I-kolu parçalarının modelleri ile malzeme özellikleri Şekil 6.5, Şekil 6.6 ve Çizelge 6.3'te gösterilmektedir.



Şekil 6.5 : V-kolu parçasının sonlu elemanlar modeli.



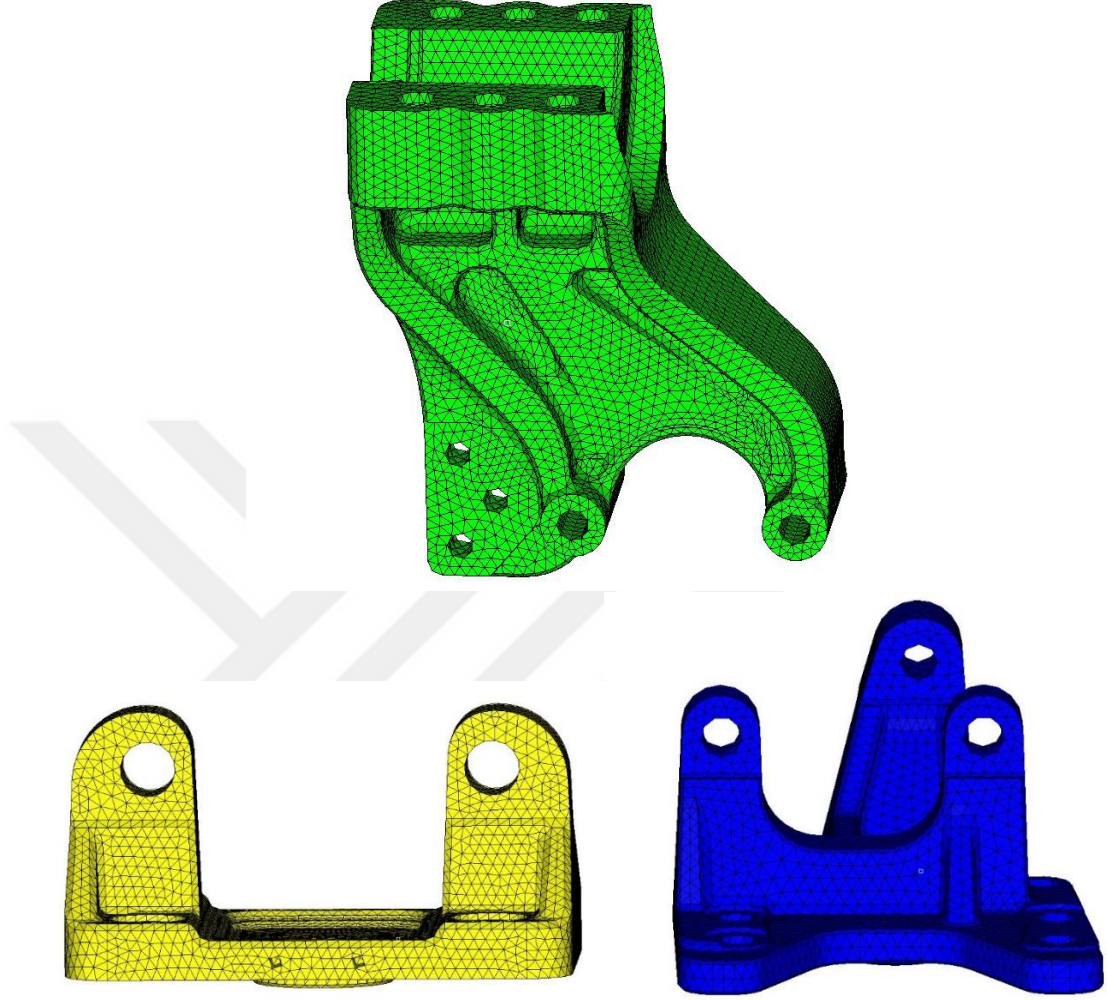
Şekil 6.6 : I-kolu parçasının sonlu elemanlar modeli.

Çizelge 6.3 : Arka aks I-kolu ve V-kolu parçalarının malzeme özellikleri.

Malzeme Özellikleri	
Malzeme Cinsi	QT 500-7
Elastisite Modülü	1.62×10^{11} Pa
Akma Dayanımı	360 MPa
Yoğunluğu	$7,0 \text{ gr/cm}^3$
Poission Oranı	0.293

Braketler, V-kolu ve I-kolu parçalarının kovana bağlantısını sağlayan parçalardır. Değişken bir geometrik yapıya sahip olduğu için yüzey elemanı olarak tria elemanlar tercih edilmiştir. V-kolu ve I-kolu parçalarıyla bağlantısı rijit elemanlar ile sağlanmıştır. Yüzey elemanları kullanılarak hacim elemanı olarak C3D4 eleman tipi

tercih edilmiştir. Kovanı sınırlayan parçaların bağlantısını sağladığı için hacim elemanları C3D10 tipi elemana dönüştürülerek modelleme tamamlanmıştır. Braket modeli ve malzeme özellikleri Şekil 6.7 ve Çizelge 6.4’te gösterilmektedir.

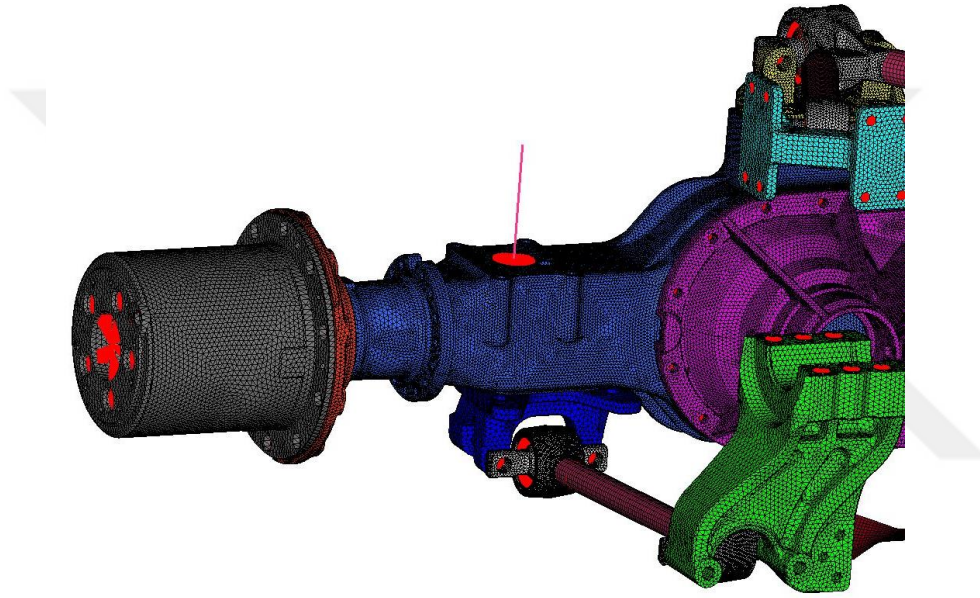


Şekil 6.7 : Arka aks system analizinde oluşturulmuş braket modelleri.

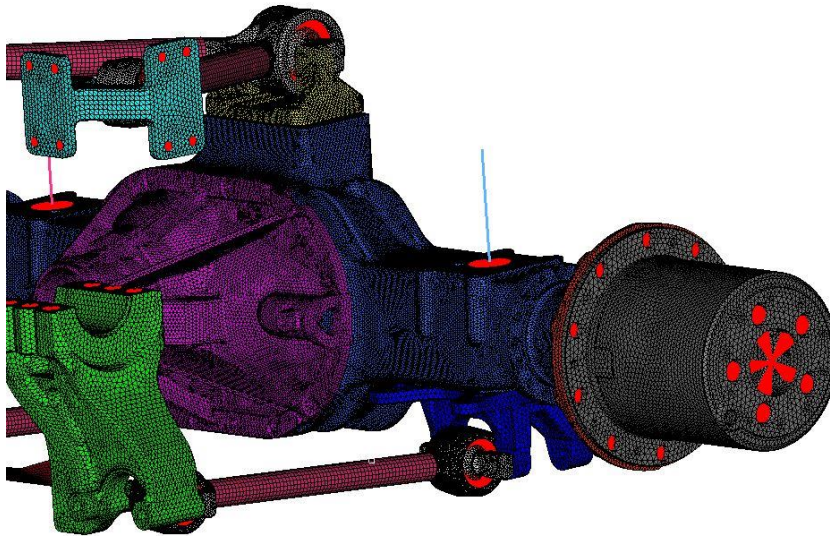
Çizelge 6.4 : Arka aks sistemindeki brakeetlerin malzeme özellikleri.

Malzeme Özellikleri	
Malzeme Cinsi	QT 500-7
Elastisite Modülü	1.62×10^{11} Pa
Akma Dayanımı	360 MPa
Yoğunluğu	7,0 gr/cm³
Poission Oranı	0.293

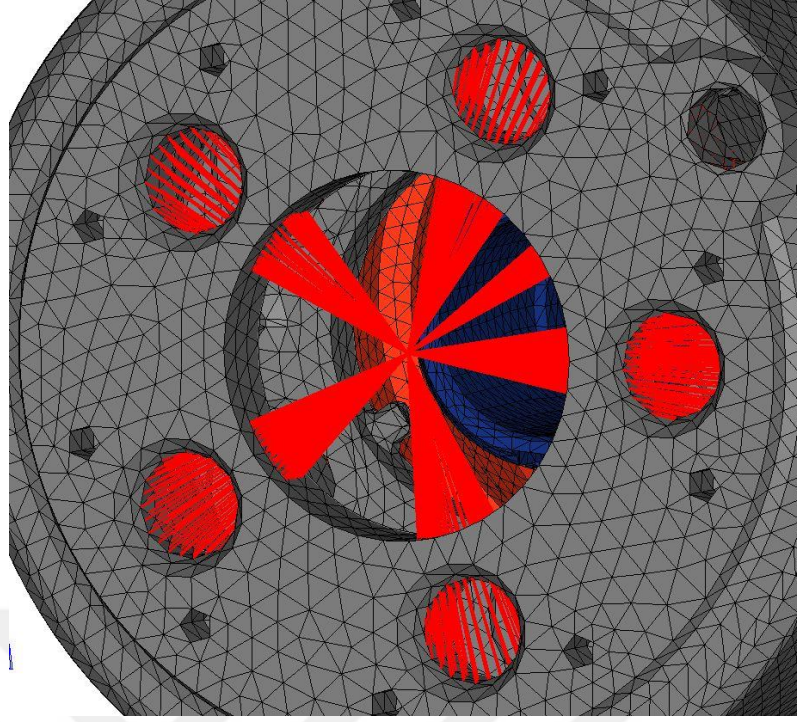
Parçaların modellemeleri yapıldıktan sonra bağlantı durumları tanımlanmıştır. Çözüm sürecinin tamamlanması ve kırılma bölgelerinin bağlantı noktalarında olmaması nedeniyle, bağlantılar 1-D rijit elemanlar ile sağlanmıştır. Yükleme, poyranın cıvata bağlantı noktalarında oluşturulan ortak bir gruptan uygulanmıştır. Yol testlerinde muylu üzerine bağlanan kuvvet ölçer ile toplanan veriler cıvata bağlantı noktalarından verilmiştir. Sınır koşulu olarak da süspansiyon parçalarının şasi bağlantı noktaları, V-kolu ve I-kolu parçalarının şasi bağlantı noktaları seçilmiştir. Şekil 6.8, Şekil 6.9, Şekil 6.10 ve Şekil 6.11’de kuvvetin uygulandığı bölgenin ve uygulanan sınır koşullarının detayları gösterilmektedir.



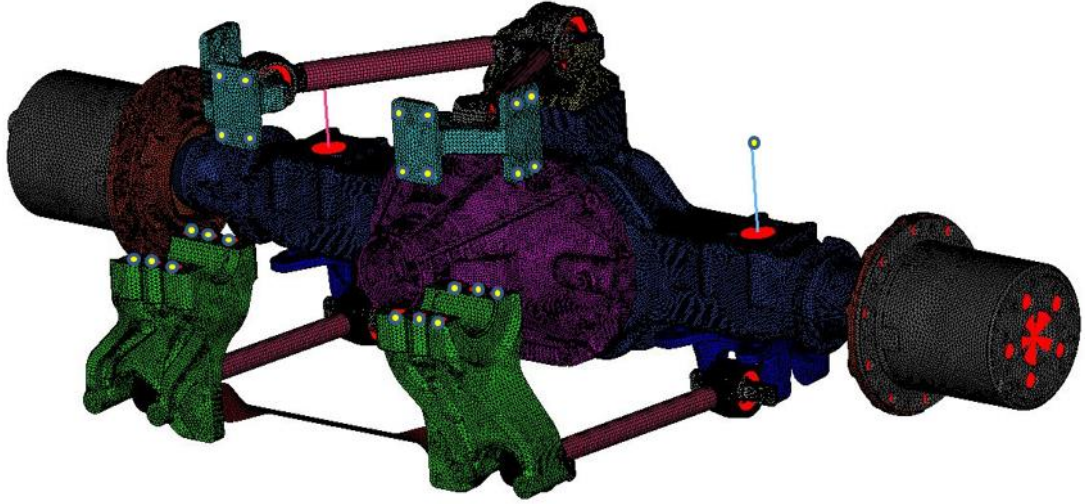
Şekil 6.8 : Sistem modelindeki sol kol kuvvet bağlantısı.



Şekil 6.9 : Sistem modelindeki sağ kol kuvvet bağlantısı.



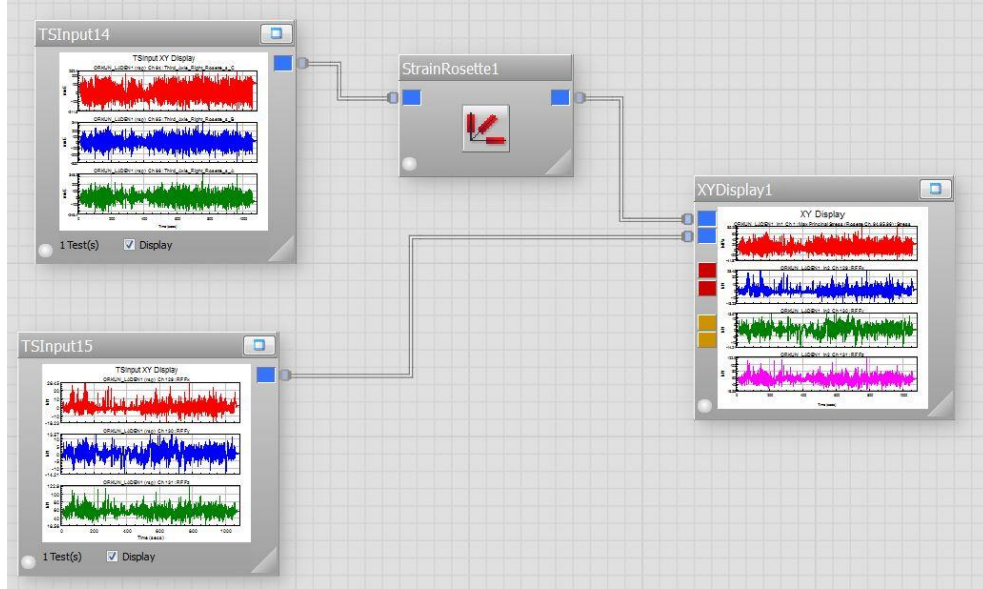
Şekil 6.10 : Sistem modelindeki kol kuvvet bağlantısı.



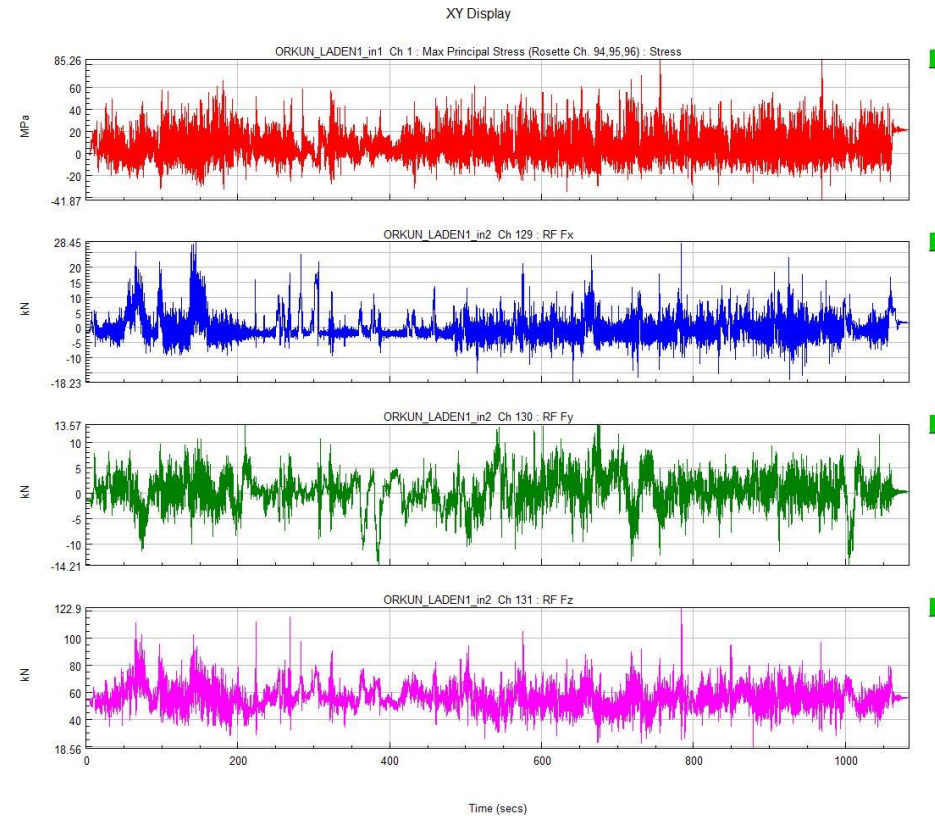
Şekil 6.11 : Sistem modelindeki sınır koşulları.

Yol testinden alınan strain gage ve kuvvet verileri zamana bağlı olarak toplanmıştır. Elde edilen veriler aynı zaman diliminde üst üste getirilerek üç farklı kritik t zamanı belirlenmiştir. Gerinim-kuvvet değerlerinin eşleşmesi aks kovanının hem sağ kolu hem de sol kolu için yapılmıştır. Şekil 6.12’de n-Code programında gerinim değerlerinin kuvvet değerleriyle eşleştirilme diyagramı gösterilmiştir. Kritik t zamanları aracın maksimum-minimum kuvvet değerleri ve gerinim değerleri incelenerek seçilmiştir. Şekil 6.13 ve Şekil 6.14’te test ortamında elde edilmiş eksenel kuvvet ve gerinim verileri gösterilmiştir. Belirlenen üç kritik zaman değerindeki

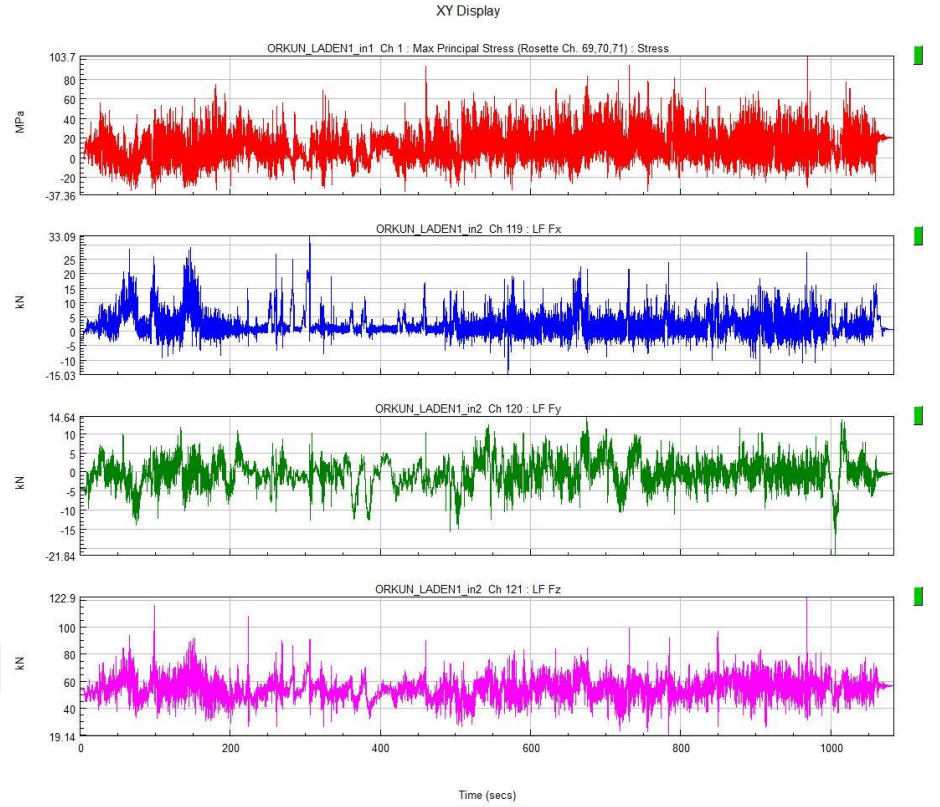
gerinim değerleri ve kuvvetler eşleştirilip Abaqus programında koşturulmuştur. Seçilen t zamanı için uygulanan kuvvetler sonucunda strain gage bağlantı noktalarındaki maksimum principal gerilme sonuçları çıkarılmıştır. Elde edilen analiz sonuçlarıyla yol testinden toplanan t zamanındaki maksimum principal gerilme verileri karşılaştırılarak kurulmuş olan modelin test koşullarının korelasyonu incelenmiştir.



şekil 6.12 : Kuvvet ve gerinim değerlerinin eşleştirilmesi.

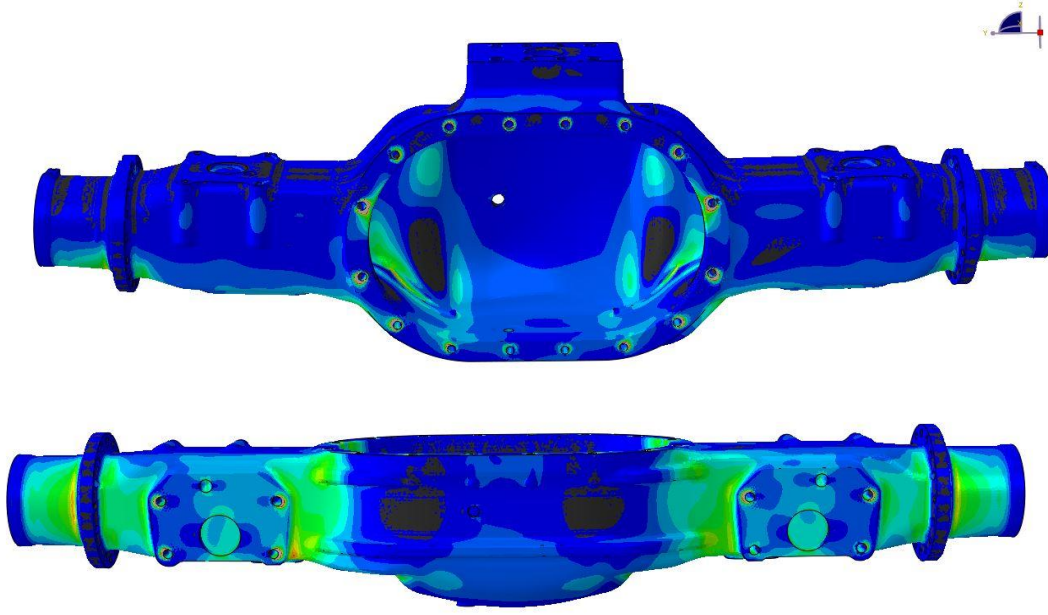


şekil 6.13 : Sağ kol kuvvet ve gerinim eşleşmesi.



Şekil 6.14 : Sol kol kuvvet ve gerinim eşleşmesi.

Kuvvet-gerilme eşleşmesinin yapılmasıyla, verilerin 730. saniyesindeki kuvvetlerin sisteme uygulanmasına karar verilmiştir. 730. saniyede sağ kol kuvvet noktasından X yönünde 12.8kN, Y yönünde -7kN ve Z yönünde 83kN kuvvet uygulanmıştır. Aynı zamanda sol kol kuvvet noktasından X yönünde 23.7kN, Y yönünde -11.2kN ve Z yönünde 100kN kuvvet uygulanmıştır. n-Code programında yapılan çalışmada, yukarıda belirtilen kuvvetlerin sisteme gelmesi sonucunda strain gage yapıştırılan sağ kolda 72MPa, sol kolda ise 97MPa değerlerinde maksimum principal gerilme hesaplanmıştır. Aynı yükleme koşulları abaqus programı sayesinde yaptığımız sonlu elemanlar analizine uygulanarak modelimizin korelasyon seviyesi incelenmiştir. Yapılan çalışma sonucunda sağ kolda 76MPa, sol kolda 102MPa değerinde maksimum principal gerilme gözlemlenmiştir. Test sonuçları ile sonlu elemanlar analizi sonuçlarını karşılaştırıldığında hesaplanan hata payı sağ kolda %5.6, sol kolda %5.1 değerindedir. Bu sonuçlar değerlendirilerek hata payının model korelasyonu için yeterli olduğu söylenebilir. Yapılan sonlu elemanlar analizinin sonucu Şekil 6.15'te gösterilmiştir.



Şekil 6.15 : 730. saniyedeki kuvvetlerin etkisinde aks kovanının maksimum principal gerilme dağılımı.

Modelimizde sonuçlar incelenirken aks kovanın deplasman hareketleri incelenmiştir. Deplasman ölçer sonucunda süspansiyon parçaları için oluşturulan yay elemanlarının modeldeki doğruluğu bu yöntem ile kontrol edilmiştir. Deplasman sonuçları incelendiğinde oluşturulan kuvvet-katılık özellikleri test ortamındaki süspansiyon özelliklerini karşılamaktadır.

6.2 Yorulma Analizleri

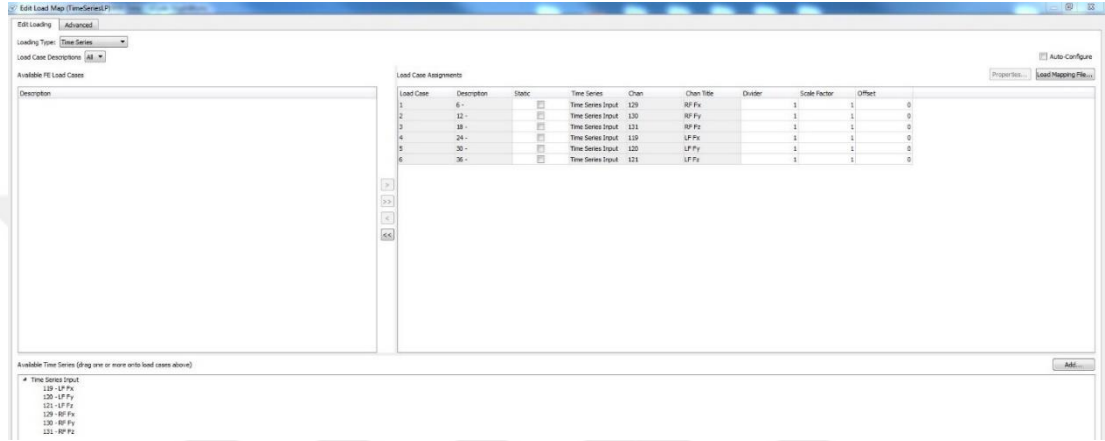
Model korelasyonu sağlandıktan sonra oluşturmuş olduğumuz FEM modeline yorulma analizi yapılması planlanmıştır. Yorulma analizini yaparken zamana bağlı bir yükleme koşulu olduğu için n-Code programı kullanılmıştır. Yorulma analizini yaparken süper pozisyon yöntemi kullanılmıştır.

Veriler incelendiğinde kovana gelen yüklemelerin gerilme sonuçları malzeme özelliklerine göre elastik bölgededir. Bu yüzden kurulan modelin bağlantı elemanlarını 1-D rijit elemanlar olarak seçmek herhangi bir sorun teşkil etmemektedir. Kontak yüzeyleri oluşturmak yerine 1-D elemanlar ile bağlantıların sağlanması, analizlerimizin daha kısa sürede çözümlenmesini de sağlamaktadır.

Yapılan bağlantıların 1-D rijit elemanlar ile yapılmış olması modelimizin lineer olduğunu göstermektedir. Lineer model, yükleme miktarına bağlı olarak elde edilen

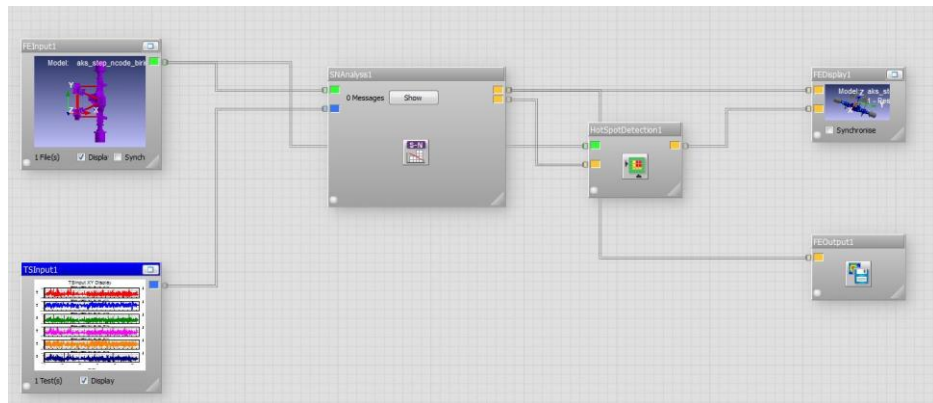
sonuçların doğrusal olmasını sağlamaktadır. Yapılan analizlerin sonuçları incelendiğinde de bu durumun korelasyon için herhangi bir sorun oluşturmadığı görülmüştür.

Korelasyonu yapılmış modelde, kuvvet verilerinin alındığı noktadan x, y ve z eksenleri için ayrı ayrı birim yükleme (1kN) yapılmıştır. Elde edilen gerilme sonuçları n-Code programında x, y ve z eksenleri için toplanmış olan kuvvet-zaman verileriyle eşleştirilmiştir. Şekil 6.16’da n-Code çözüm modeli gösterilmiştir.



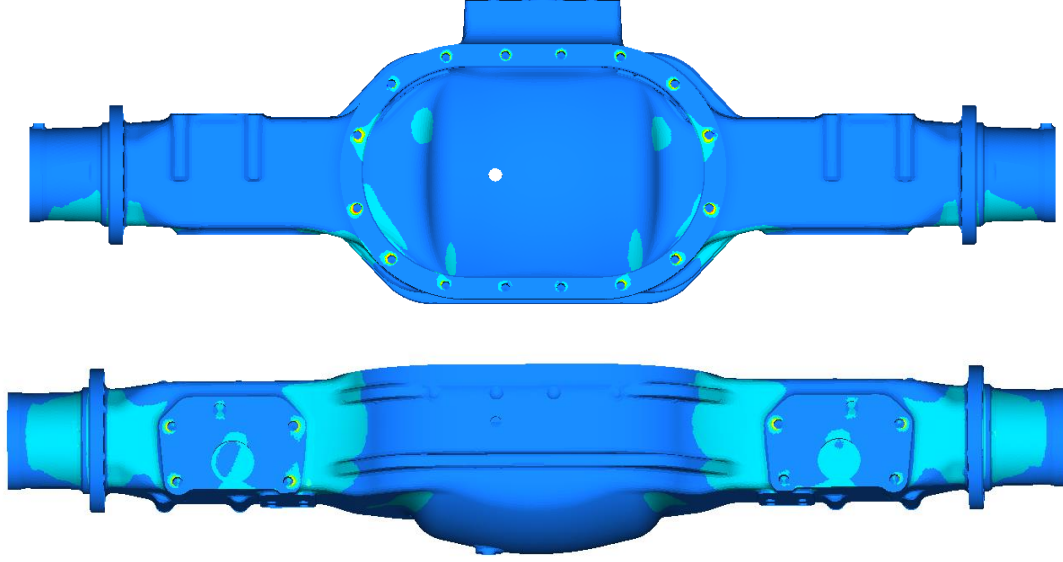
Şekil 6.16 : Süper pozisyon işlemi.

Eşleştirme sonucunda n-Code programı “SNanalysis” modülü sayesinde, gerilme vektörlerini zamana bağlı olarak eksenel kuvvetlerle çarpmaktadır. Bunun sonucunda zamana bağlı olarak gerilme sonuçları elde edilmektedir. Kullanacağımız yorulma mekanizmasını baz alarak elde edilen zamana bağlı gerilme sonuçları değerlendirilmektedir. Malzemenin dayanım diyagramına göre hangi gerilme değerlerine ne kadar maruz kaldığı çıkarılmaktadır. Anlık olarak çıkarılan bu değerler toplanarak işlem süresi sonundaki toplam yorulma değerine ulaşılmaktadır. n-Code programında yapılan yorulma analizinin diyagramı Şekil 6.17’de gösterilmiştir.



Şekil 6.17 : Yol testi yorulma analizi.

Aracın yüklü bir şekilde şantiye yolunda belirlenen güzergahta aldığı yol bir çevrim olarak ele alınmıştır. n-Code programında yapılan yorulma analizi, belirlenen bir çevrim boyunca elde edilen yorulma değerini incelemektedir. Yorulma analizi sonucunda kovanın en kritik bölgesinde 6.23×10^{-5} hasar değeri ortaya çıkmıştır. Şekil 6.18’de arka aks kovanının üzerindeki hasar değerleri gösterilmiştir.



Şekil 6.18 : Yol testi yorulma analizi sonuçları.

Yorulma analizinin sonucu incelendiğinde kritik bölgelerin, yol koşullarında gerçekleşen kırılma bölgeleriyle benzerlik gösterdiği gözlemlenmektedir. Bu durum kurmuş olduğumuz sonlu elemanlar modelinin, yol koşullarındaki aks kovanı ile aynı yorulma mekanizmasına maruz kaldığını kanıtlamaktadır. Sonuçlar incelendiğinde bir çevrim (yaklaşık 20km) boyunca görülen aks kovanın kritik bölgelerindeki hasar değerlerinin beklenin çok üstünde olduğu belirlenmiştir. Miner’s Kuralı’na bağlı olarak hesaplanan hasar değerlerine göre benzer koşullarda aracımız maksimum 321.027km yol alabilmektedir. Bu değer belirlenen ömür kriterlerinin oldukça altındadır.

7. YENİ TEST YÖNTEMİ

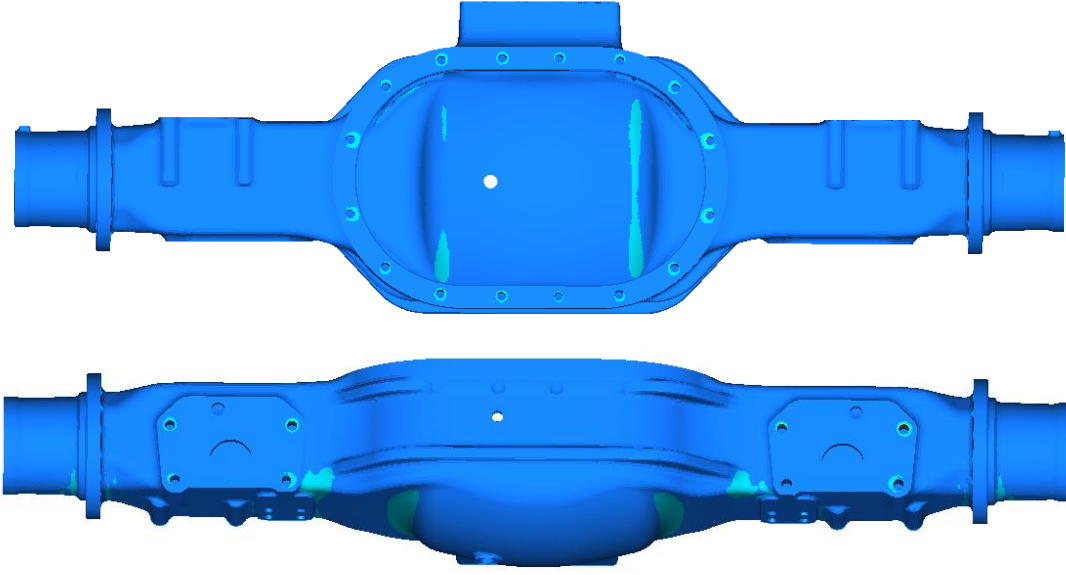
Test rigi ve yol koşulları için yapılan yorulma analizleri incelendiğinde hasar değerlerinin farklılık gösterdiği görülmektedir. Yeni yol koşulları sonucunda çıkan yorulma değerleri incelendiğinde test rigindeki şartların sağlanmadığı söylenebilir. Bunun için yol koşulları detaylı bir şekilde değerlendirilmeli ve yeni bir test rigi yöntemi ortaya konulmalıdır.

Mevcut aks kovanın yol koşullarındaki hasar değeri, belirlenen ömür şartları için oldukça yüksek kalmaktadır. Hasar değerinin yüksek olmasının kök nedenleri incelenmelidir. Bu inceleme yapılırken yol şartlarında aks kovanına gelen dinamik yükler her eksen için ayrı ayrı ele alınmalıdır. Yapılacak inceleme sonrasında eksenler bazında aks kovanı üzerindeki hasar değerleri elde edilecektir.

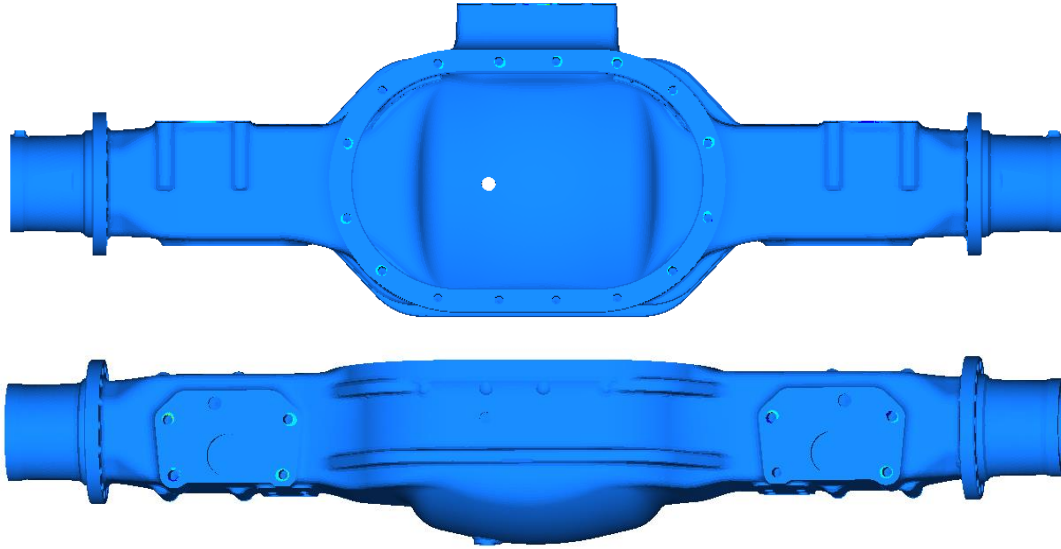
n-Code programında eksenlerine ayrıştırılmış kuvvetler, abaqus ortamında yapılmış olan birim yük analizi kuvvetleri ile eksenel olarak eşleştirilmelidir. Eksenel olarak yapılacak yorulma analizleri, tüm eksenlerin etki ettiği toplam yorulma analizi ile karşılaştırılacaktır. Bu çalışma eksenlerin ayrı ayrı hasar mekanizmasına yaptıkları etkiyi ortaya koyacaktır.

7.1 Eksenel Yorulma Analizleri

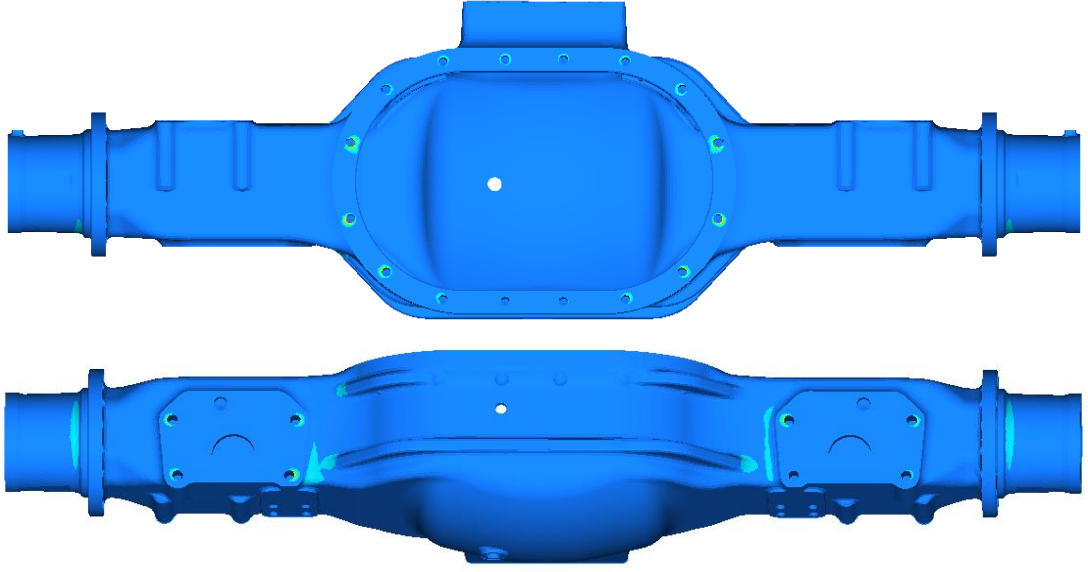
Kuvvetler n-Code programında eksenlerine ayrıştırılarak sonlu elemanlar analizi ile “SNanalysis” modülü kullanılarak eşleştirilmiştir. Yapılan yorulma analizleri sonucunda eksenler bazında sonuçlar Şekil 7.1, Şekil 7.2 ve Şekil 7.3’de gösterilmiştir.



Şekil 7.1 : Yol testinin X eksenini için yapılmış yorulma analizi sonucu.



Şekil 7.2 : Yol testinin Y eksenini için yapılmış yorulma analizi.



Şekil 7.3 : Yol testinin Z eksenini için yapılmış yorulma analizi sonucu.

Yorulma analizlerinin sonuçları incelendiğinde bir çevrim sonucunda elde edilen yorulma değerleri X eksenini için 1.06×10^{-5} , Y eksenini için 3×10^{-7} , Z eksenini için 5.14×10^{-5} olarak hesaplanmıştır.

Eksenel olarak yorulma analizleri incelendiğinde Y ekseninin yorulma mekanizmasına etkisinin çok küçük olduğu gözlemlenmiştir. Toplam yorulma mekanizmasındaki Y ekseninin yorulma etkisi yaklaşık olarak %0.5 olarak hesaplanmıştır.

Eksenel incelemelerin sonuçlarına bakıldığında Z ekseninin yorulma mekanizmasına etkisinin çok fazla olduğu görülmektedir. Yorulma mekanizmasına etki eden ana yükün Z ekseninden gelen yük olduğu söylenebilir. Toplam yorulma mekanizmasındaki Z ekseninin yorulma etkisi yaklaşık olarak %82.5 olarak hesaplanmıştır. Ana yüklemenin Z ekseninde olmasının nedeni aracın yüklemelerini bu eksen üzerinde karşılamasıdır. Test riginde yapılan çalışmalarda da Z eksenine gelen yüklemeler ana yükleme olarak değerlendirilmiştir.

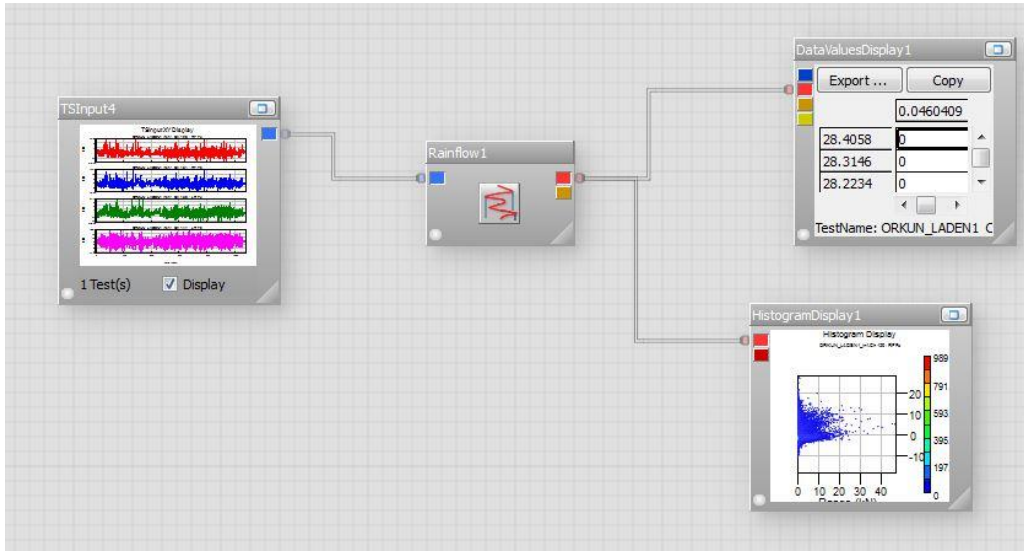
X eksenini için yapılan yorulma analizleri sonucu incelendiğinde ise, yorulma mekanizmasına etkisinin göz ardı edilemeyecek kadar fazla olduğu görülmüştür. X ekseninin toplam yorulma mekanizmasına etkisi yaklaşık olarak %17'dir. Bu yükleme koşulu, yükleme durumundaki aracın ve engebeli yolların etkisiyle beraber ani frenleme veya hızlanma durumlarında ortaya çıkmaktadır. X ekseninin yorulma mekanizmasına bu kadar etki ediyor olması test rigi ile yol koşulları arasındaki yorulma farklılıklarını nedenini açıklamaktadır.

Yorulma analizlerinin aksenel etkilerine bakıldığında, X ve Z aksenlerindeki yükleme koşullarının detaylı olarak ele alınması gerektiği görülmektedir. Buna göre yeni test yönteminde, analizin iki eksen bazında yapılmasına karar verilmiştir. Yol verilerinden gelen kuvvet değerleri X eksen ve Z eksen için incelenip yeni test yöntemi için belirli bir çevrim sayısı bulunmalıdır.

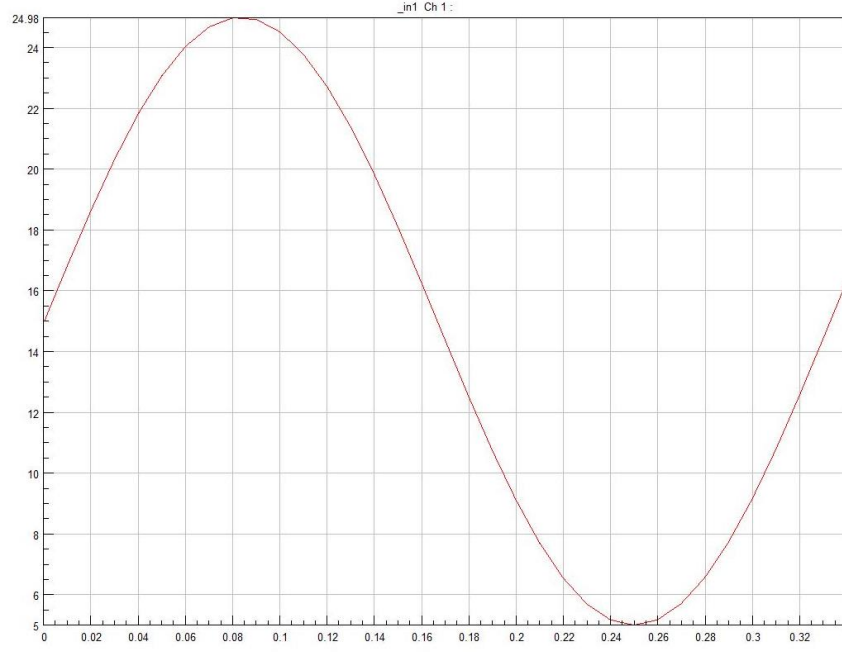
7.2 Yeni Test Yönteminin Çevrim Sayısı

Yeni tasarlanacak olan test yöntemi için çevrim sayıları belirlenirken, yol verisinden elde edilen kuvvet değerleri göz önünde bulundurulmuştur. Yapılan çalışmada yol verileri incelenerek eksenlere göre belirli kuvvet tekrar sayıları elde edilmiştir.

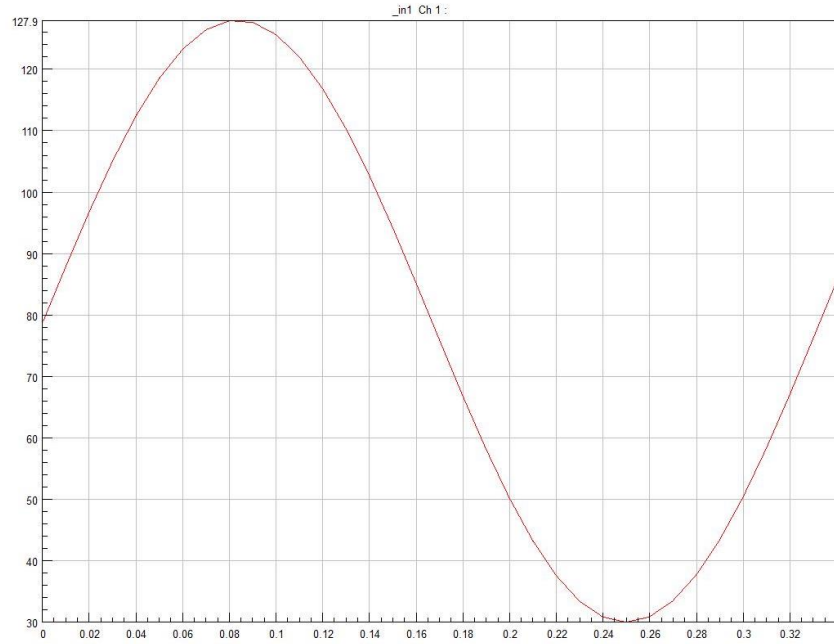
Yol koşullarından gelen kuvvet verileri X ve Z eksen için ayrıştırılarak, belirli kuvvet aralıklarındaki tekrar sayıları n-Code programında incelenmiştir. En yüksek ve en düşük yükleme senaryoları yol verilerin "rainflow" hesabı yapılarak tekrar sayıları hesaplanmıştır. Çıkarılan kuvvet değerleri incelenmiş ve X eksen için 5kN-25kN , Z eksen için 30kN-128kN kuvvet değerleri seçilmiştir (Şekil 7.5, Şekil 7.6). n-Code programı aracılığı ile oluşturulmuş olan kuvvet aralıklarına bağlı tekrar sayısı diyagramı Şekil 7.4'te gösterilmektedir.



Şekil 7.4 : Rainflow işlemi.



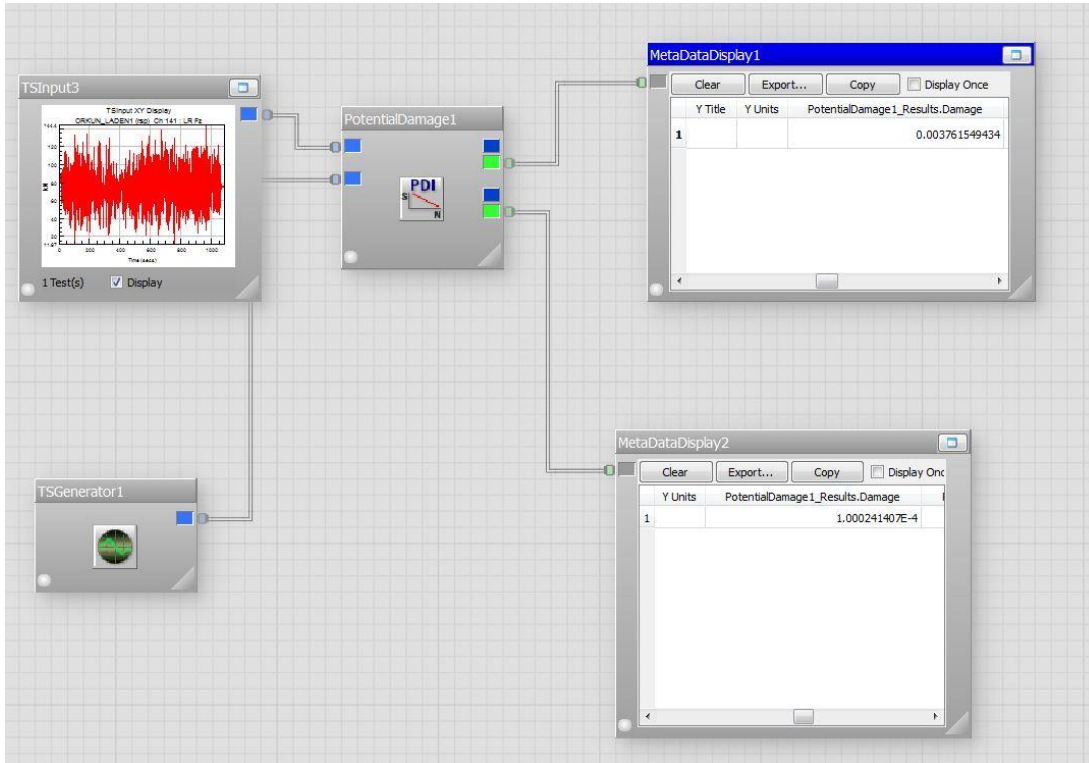
Şekil 7.5 : Yeni test rigi yöntemindeki X eksenine uygulanacak kuvvet-zaman eğrisi.



Şekil 7.6 : Yeni test rigi yönteminde Z eksenine uygulanacak kuvvet-zaman eğrisi.

Belirlenen yükleme aralıkları ve yol şartlarının yorulma değerleri bazında karşılaştırılması gerekmektedir. Test rigi için çalışılan yeni test yönteminin yol şartlarını karşılayabilmesi için belirlenen tekrar sayısı altında aynı yorulma değerlerini vermesi gerekmektedir. Test rigi için belirlenen kuvvet aralıklarının tekrar sayısını belirlemek için n-Code programında “potentialdamage” modülü kullanılmıştır.

n-Code programındaki “potentialdamage” modülü geometri ve sonlu elemanlar analizi sonuçlarından bağımsız olarak sadece sinyaller üzerinden yorulma hesabı yapabilmektedir. Bu modülle yapılan analizler, kuvvet değeri ve malzeme özelliklerini baz almaktadır. “potentialdamage” modülü kullanılarak yol şartları sonucunda oluşan parça hasarının test riginde kaçınıcı çevrime karşılık geldiği hesaplanabilmektedir. Test rigi ortamındaki çevrim sayısının doğru seçilmesi yol testi ile uyumluluğunu sağlamak adına oldukça önemlidir. n-Code programında çevrim sayısının çıkarılması için yapılan çalışma diyagramı Şekil 7.7’de gösterilmiştir.

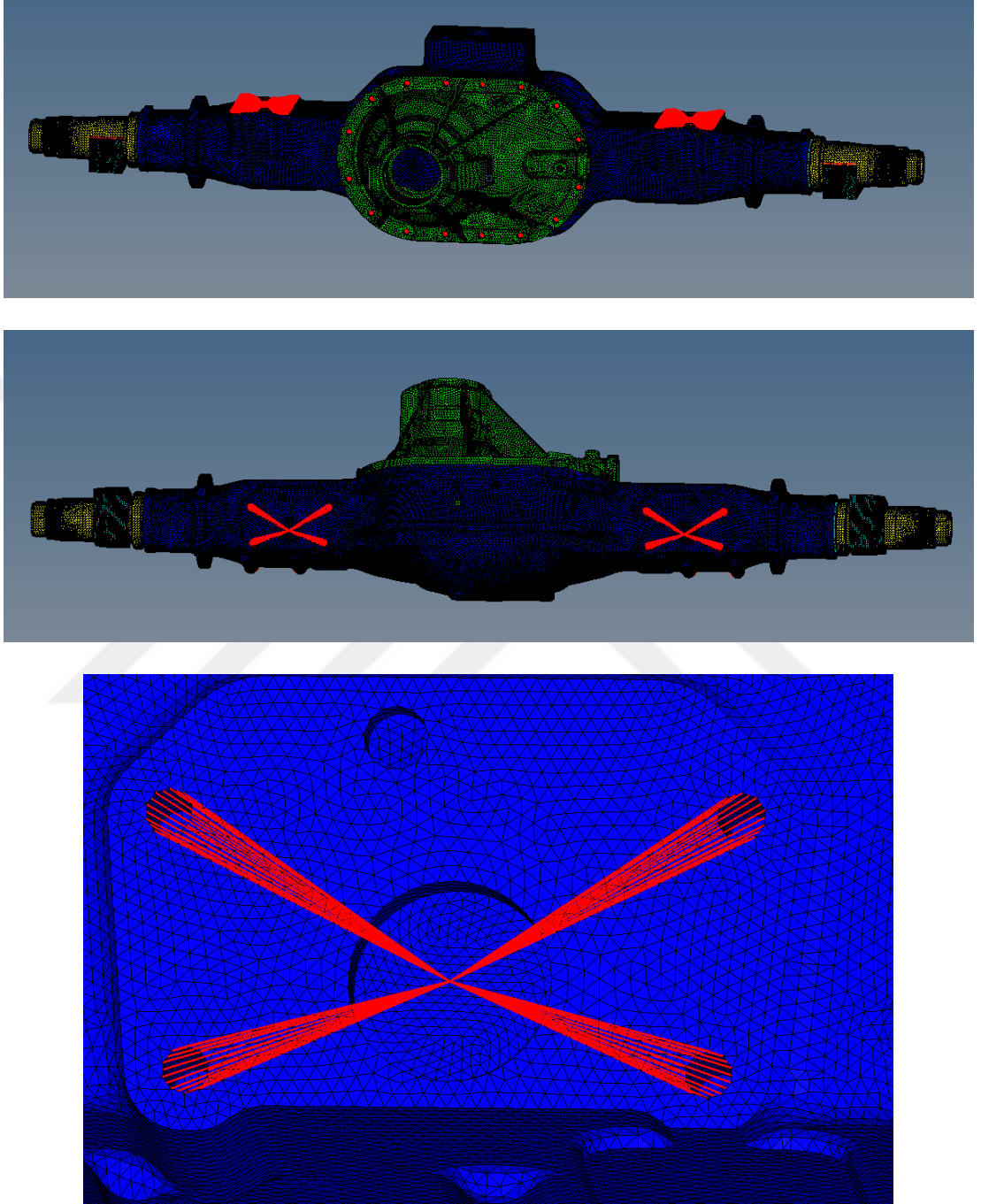


Şekil 7.7 : Potansiyel hasar hesaplama diyagramı.

Yapılan çalışmalar sonucunda, potansiyel hasarlar karşılaştırılmıştır. Yoldan gelen bir çevrim sonucundaki potansiyel hasar, test riginde X ve Z ekseninden uygulanacak kuvvetler sonucunda oluşan hasar ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda yol testindeki bir çevrim için test riginde yaklaşık olarak 33 çevrim yapılması gerekmektedir. Toplam yol alma ömrünün yüklü halde 500.000 km olduğu var sayılır ise, X ve Z eksenleri için yol koşullarındaki parça ömrünü karşılayan test rigi çevrim sayısının 840.000 olduğu hesaplanmıştır.

Yeni test rigi yönteminin kuvvet değerleri ve uygulanması gereken çevrim sayısı kriteri belirlendikten sonra sonlu elemanlar analizi sonuçları da incelenmiştir. Yeni test rigi yöntemi için sonlu elemanlar analizine X eksenini için yükleme koşulu

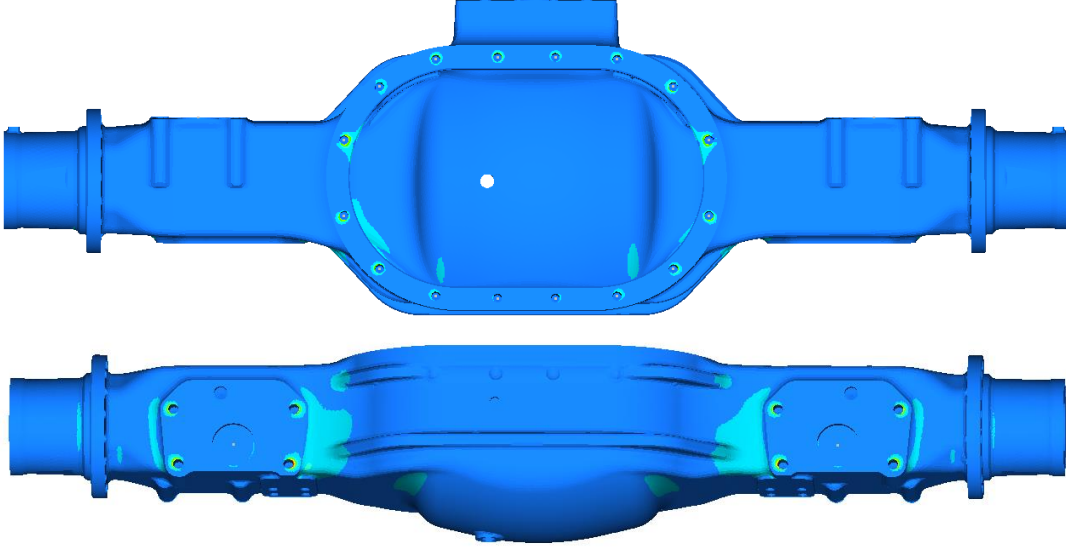
oluşturulmuştur. X eksenli yükleme koşulu, arka aks kovanın I-kolu bağlantı noktalarından 1-D rijit elemanlar kullanılması ile oluşturulmuştur. X eksenli için güncellenen sonlu elemanlar modeli Şekil 7.8’de gösterilmiştir.



Şekil 7.8 : Yeni test yöntemi için oluşturulmuş X eksenli yükleme koşulu.

Sonlu elemanlar modeli kurulduktan sonra Abaqus programında birim yük analizi yapılmıştır. Çıkan sonuçlar n-Code programında yeni test rigi yönteminde uygulanması planlanan kuvvet değerleriyle eşleştirilerek yorulma analizi gerçekleştirilmiştir. Yeni test yöntemi için yapılan yorulma analizi sonucuda kovan

üzerinde gözlemlenen en yüksek hasar değeri 1.689×10^{-6} dır. Miner kuralına göre yapılan hesaplarda arka aks kovanın 592.067 çevrime dayanacağı öngörülmektedir. Yorulma analizi sonucunda kovan üzerindeki hasar dağılımı Şekil 7.9'da gösterilmiştir.



Şekil 7.9 : Yeni test yöntemi ile 1 çevrim sonucunda kovan üzerindeki hasar dağılımı.

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Çalışmamızın genel amacı, test prosedürü uygulanan aks kovanının saha koşullarında kırılmasının nedenlerini araştırmaktır. Kırılma nedenini belirlemek için test ortamından ve saha koşullarından toplanan veriler incelenip, iki senaryo arasındaki korelasyon çıkarılmaktadır. Çalışmamız kapsamında; tasarlanan yeni aks kovanının saha koşullarında benzer hasarlara uğramasının önüne geçilmesi ve optimum tasarımın ortaya konulması hedeflenmiştir.

Çalışmamızın ilk aşamasında, test riginden veriler toplanarak sonlu elemanlar analizinde kullanılmıştır. Test rigindeki yükleme koşulları ve aks kovanın bu koşullar altındaki davranışları sonlu elemanlar analiziyle gösterilmiş ve modelin doğrulanması amacıyla sonlu elemanlar analizi sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Doğrulama işleminin tamamlanmasından sonra aks kovanın yorulma analizi yapılmış, bu analiz sonucunda kovan üzerindeki hasar dağılımı elde edilmiştir.

İkinci aşamada, yoldan gelen kuvvet verileri ile sonlu elemanlar ortamında oluşturulan arka aks sistem modelinin entegrasyonu sağlanmıştır. Yol koşullarını gerçekleyebilmek amacıyla önceden belirlenmiş güzergahlardan örnek yol verileri toplanmıştır. Yol koşullarını sağlayan kuvvetler sonlu elemanlar analizinde oluşturulan arka aks sistem modeline belirlenen noktalardan uygulanmıştır. Uygulanan kuvvetler sonucunda ortaya çıkan gerilme değerleri ile yol koşullarında gözlemlenen gerilme değerleri karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda, sonlu elemanlar analizi modellemesindeki hata payının gerçek yol verileri dikkate alındığında kabul edilebilir sınırlar dahilinde olduğu görülmüştür. Doğrulama aşamasından sonra aks kovanı yorulma analizleri tamamlanmıştır. Yorulma analizlerinin sonuçlarına göre, mevcut arka aks kovanının gerçekte olduğu gibi belirlenen ömürden daha önce kırılacağı görülmüştür.

Bir sonraki aşamada, arka aks kovanının belirlenen ömürden daha önce kırılmasının nedenlerini tespit etmek amacıyla, kovan üzerine gelen kuvvetler eksenler bazında değerlendirilmiştir. Yapılan çalışmada X ve Z eksenlerinden gelen kuvvetlerin Y ekseninden gelen kuvvetlere göre daha baskın olduğu ortaya konulmuştur.

Yeni belirlenecek test yöntemi için X ve Z eksenlerinden gelen kuvvetler özelinde değerlendirme yapılmasına karar verilmiştir. Yeni test yöntemi kapsamında, X eksen için 5kN-25kN , Z eksen için ise 30kN-128kN kuvvet aralıkları belirlenmiştir. n-Code programında yeni test yöntemi ile yol koşullarından gelen kuvvetler karşılaştırılarak potansiyel hasar hesabı yapılmıştır. Yapılan hesaba göre; yolun bir çevrimi, yeni test rigi yönteminde 33 çevrime karşılık gelmektedir. Kamyonun yüklü halde alacağı yol-ömür varsayımına bağlı olarak test riginde gerçekleştirilmesi gereken çevrim sayısı 840.000 olarak belirlenmiştir.

Yapılan korelasyon çalışmaları sayesinde, yeni arka aks kovani tasarımlarında kullanmak üzere sonlu elemanlar analizi yaklaşımı elde edilmiştir. Yapılacak olan yeni tasarımların testleri sonlu elemanlar analizi yöntemi ile gerçekleştirebilecektir. Geliştirilen yöntem sayesinde, üretilecek parçaya henüz tasarım aşamasındayken müdahale edilip, belirlenen dayanım koşullarını sağlayıp sağlamadığı kontrol edilebilecektir. Parçanın kritik bölgeleri tasarım aşamasında belirlenerek, yeni yol koşullarına göre yapılacak olan parça ömrü iyileştirmeleri sonlu elemanlar analizinde tespit edilebilecektir. Tasarım aşamasında korelasyonu sağlanmış olan sonlu elemanlar analizi kullanımı iş gücü ve zaman açısından önemli bir kazanç sağlayacaktır. Aynı zamanda üretilen parça tasarımının dayanım konusundaki güvenilirliğini de artıracaktır. Yapılan çalışmada takip edilen yöntem sayesinde taşıt parçalarının geliştirilmesi aşamasında fiziksel testlerin sayısı ve maliyeti azalacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] **Shao, Y., Liu, J., & Mechefske, C. K.** (2011). Drive axle housing failure analysis of a mining dump truck based on the load spectrum. *Engineering Failure Analysis*, 18(3), s.1049-1057.
- [2] **Firat, M.** (2011). A computer simulation of four-point bending fatigue of a rear axle assembly. *Engineering Failure Analysis*, 18(8), s.2137-2148.
- [3] **Topaç, M., Günal, H., & Kuralay, N.** (2009). Fatigue failure prediction of a rear axle housing prototype by using finite element analysis. *Engineering Failure Analysis*, 16(5), s.1474-1482.
- [4] **Toprak, M., Ereke, M.** (2014). “Ticari Taşıt Akslarının Dayanım Testlerinde Kullanılacak Yüklerin Müşteri Çevrimindeki Taşıt Ölçümlerinden Elde Edilmesi,” *Mühendis ve Makina*, cilt 55, sayı 651, s. 26-42.
- [5] **Yay, K., Ereke, I. M., Bilir, M., & Cataltepe, V.** (2009). Fatigue Strength of an Urban Type Midi Bus Vehicle Chassis by Using Fem Analysis and Accelerated Fatigue Life Test. *SAE Technical Paper*.
- [6] **Balaji, M., Bhatkar, H., Kumar, J. K., Anbazhagan, A., & Palkar, P.** (2014). Innovative Methodology for Durability Evaluation of Off Road Vehicle Rear Axle under Bi-Axial Load Condition using Single Linear Actuator. *SAE Technical Paper Series*.
- [7] **Gao, Y., Feng, Z., Fang, J., & Wang, S.** (2016). Research on the Fatigue Durability Performance of a SUV Rear Axle. *SAE Technical Paper Series*.
- [8] **M. T. Zhu, R. Xi, W. Li.** Fatigue life analysis of a light-duty vehicle’s rear axle housing. *Automobile Technology*, 2009, (1) s.34-37.
- [9] **Shamsuddin, K., Tajuddin, M., Amzari, M., Zehalem, M.** Stress Distribution Analysis of Rear Axle Housing by using Finite Elements Analysis. *The international journal of engineering science*, (2014). (3) s.53-61.
- [10] **Lu, S., Su, J., Liao, S., Su, J., Wang, B., Yu, L., Jiang, Y., Wen, S.** Finite Element Analysis on Fatigue Failure Prediction of a Rear Axle Housing of Vehicle Based on Cosmos. *Applied Mechanics and Materials*, (2012). Sayı 121-126 s. 843-847.
- [11] **Url-1** <<http://www.presskogyo.co.jp/en/products/axle/>>. Erişim: 25 Ekim 2018
- [12] **Teknoloji.** (2017). Otomobil Teknolojisi. Erişim: 1 Eylül 2018, <https://otomobilteknoloji.blogspot.com/2017/07/diferansiyel-nasil-calisir-calisma-prensibi-tork-hiz.html>
- [13] **Diferansiyel Nedir? Nasıl Çalışır?.** (t.y.). Erişim: 05 Ekim 2018, <https://www.bilgiustam.com/diferansiyel-nedir-nasil-calisir/>
- [14] **Dassault Systèmes, Fe-Safe: Fatigue Theory and Reference Manuals**

- [15] **Meguid, S. A.** (1989). Engineering fracture mechanics(Vol. 6). London: Elsevier Applied Science. S.493-498
- [16] **John W. Miles.** On Structural Fatigue Under Random Loading, Journal of the Aeronautical Sciences, Vol. 21, No. 11 (1954), s. 753-762.
- [17] **Hashin, Z.** (1983). Statistical Cumulative Damage Theory for Fatigue Life Prediction. Journal of Applied Mechanics, 50(3), 571.
- [18] **Dowling, N. E.** (2012). Mechanical behavior of materials: Engineering methods for deformation, fracture, and fatigue. Boston: Pearson.
- [19] **Roylance, D., Craig, R. R., & Lynch, C. S.** (1996). Mechanics of Materials and Mechanics of Materials. Physics Today,49(12),
- [20] **Bursa Teknik Üniversitesi,** Makine Mühendisliği Bölümü. Makine elemanları ders notları bölüm:2 Statik mukavemet sınırları, değişken zorlamalar ve yorulma [PowerPoint slides]. Erişim: 18 Eylül 2018, [https://sayfam.btu.edu.tr/upload/dosyalar/14493528822.BOLUM\(YORULMA\)_03.11.2015_Doc%20Dr.%20Ali%20Riza%20YILDIZ.pdf](https://sayfam.btu.edu.tr/upload/dosyalar/14493528822.BOLUM(YORULMA)_03.11.2015_Doc%20Dr.%20Ali%20Riza%20YILDIZ.pdf)
- [21] **HBM PRENSCIA Inc.,**n-Code: Theory and Reference Manuals
- [22] **Altair Engineering Inc.,** Hyperworks: Theory and Reference Manuals
- [23] **ABAQUS Inc.,** ABAQUS: Theory and Reference Manuals, ABAQUS Inc., RI,
- [24] **Abaqus – Tips and Tricks Vol 1.** (t.y.). Erişim: 01 Kasım 2018, <http://www.advances.com/abaqus-tips-and-tricks-vol-1>
- [25] **Measuring Strain with Strain Gages.** (t.y.). Erişim: 10 Ekim 2018, <http://www.ni.com/white-paper/3642/en/>

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Kemal Anıl Zeren
Doğum Tarihi ve Yeri : 04/02/1991 Biga
E-posta : a.kemal.zeren@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2014, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM:

- 2014 yılından günümüze Ford Otosan Ar-Ge merkezinde Dayanım Analisti olarak çalışmaktadır.