

**T.C.**  
**MARMARA ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TRAKTÖR AKSİNİN STATİK YÜKLER ALTINDAKİ**  
**DAVRANIŞLARININ SİMÜLASYON YÖNTEMİ İLE**  
**İNCELENMESİ**

**Esra KAYHAN**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**  
**MAKİNA EĞİTİMİ ANABİLİM DALI**

**DANIŞMAN**  
Yrd. Doç. Dr. Oğuz GİRİT

**İSTANBUL 2009**

**T.C.**  
**MARMARA ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TRAKTÖR AKSININ STATİK YÜKLER ALTINDAKİ**  
**DAVRANIŞLARININ SİMÜLASYON YÖNTEMİ İLE**  
**İNCELENMESİ**

**Esra KAYHAN**  
**(141101720060264)**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**  
**MAKİNA EĞİTİMİ ANABİLİM DALI**

**DANIŞMAN**  
Yrd. Doç. Dr. Oğuz GİRİT

**İSTANBUL 2009**

T.C.  
MARMARA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

## KABUL ve ONAY BELGESİ

*Esra Kayhan*'ın *Traktör aksının statik yükler altındaki davranışlarının simülasyon yöntemi ile incelenmesi* başlıklı Lisansüstü tez çalışması, M.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun ..... tarih ve ..... sayılı kararı ile oluşturulan jüri tarafından ..... Anabilim Dalı ..... Programında YÜKSEK LİSANS/DOKTORA Tezi olarak Kabul edilmiştir.

Danışman : (Ünvanı, Adı Soyadı)(Üniversite) .....

1. Üye : (Ünvanı, Adı Soyadı)(Üniversite) .....

Tezin Savunulduğu Tarih : .....

### ONAY

M.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun .....tarih ve ..... sayılı kararı ile.....'ın ..... Anabilim Dalı ..... Programında Y.Lisans (MSc.) / Doktora (Dr, PhD.) derecesi alması onanmıştır.

Enstitüsü Müdürü

# **TEŞEKKÜR**

“Traktör Aksının Statik Yükle Altındaki Davranışlarının Simülasyon Yöntemi İle İncelenmesi” isimli tez çalışmam boyunca yönlendirmeleri, yardımları ve destekleriyle yanımda bulunan hocalarım Prof. Dr. Mustafa Kurt ve Yrd. Doç. Dr. Oğuz Girit’e, ayrıca manevi desteklerini esirgemeyen aileme teşekkürlerimi sunarım.

**Haziran 2009**

**Esra KAYHAN**

# İÇİNDEKİLER

	SAYFA
TEŞEKKÜR.....	i
İÇİNDEKİLER.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
SEMBOLLER.....	vi
ŞEKİLLER.....	vii
TABLolar .....	ix
BÖLÜM I. GİRİŞ .....	1
BÖLÜM II. TEKERLEK ASKI SİSTEMLERİ.....	5
II.1 ASKI SİSTEMLERİ ÇEŞİTLERİ .....	6
II.2 AKSA ETKİ EDEN KUVVETLER .....	9
BÖLÜM III. GÜÇ AKTARIMI.....	11
III.1 KARDAN MİLİ .....	13
III.1.1 Kardan Milleri Genel Yapısı.....	15
III.2 MİLLER VE AKSLAR .....	16
III.2.1 Mil ve Aks Malzemeleri .....	20
BÖLÜM IV. METALLERDE YORULMA.....	22
IV.1 Kuvvetin Zamanla Değişimi, Statik Yük, Dinamik Yük .....	23
IV.2 Yorulma Zorlaması ve Özellikleri .....	26
IV.3 Yorulma Kırılmasının Nedeni.....	27
IV.4 Yorulma Zorlamalarında Kırılma Olayı.....	29
IV.4.1 Yorulma Çatlak Başlangıcı .....	29
IV.4.2 Yorulma Çatlak İlerlemesi .....	30
IV.5 Yorulma Ömür Analizi ve S-N Eğrileri .....	32
IV.5.1 S-N Eğrileri .....	34
IV.5.1.1 S-N Eğrilerinde Malzeme Davranışlarının Yorumlanması.....	37
IV.6 Yorulma Kırılmasına Neden Olan ve Yorulmayı Kolaylaştıran Etkenler.....	39

IV.6.1	Yüzey kalite katsayısı $k_a$ .....	40
IV.6.2	Büyüklik katsayısı $k_b$ .....	41
IV.6.3	Güvenirlilik katsayısı $k_c$ .....	41
IV.6.4	Sıcaklık çarpanı $k_d$ .....	42
IV.6.5	Gerilme yığılması katsayısı $k_e$ ve çentik hassasiyeti.....	43
IV.7	Akma Kriterleri ve Emniyet Katsayıları .....	45
<b>BÖLÜM V. PROBLEMİN TANIMLANMASI VE SONUÇLARIN HESAPLANMASI .....</b>		<b>48</b>
V.1	Aks millerinin Maruz Kaldığı Tork Değerleri.....	48
V.2	Motor Eğrilerinin Aks Mili Üzerindeki Etkisi .....	50
V.3	Aks Millerinde Burulma Hesaplamaları.....	51
V.4	Asal ve Von-Mises Gerilme Seviyeleri .....	52
V.5	Gerilme Değerlerinin Analiz Programıyla Bulunması ve Sonuçların Yapılan Hesaplamalarla Karşılaştırılması... ..	54
V.5.1	Burulma hesaplamaları ve analiz sonuçları .....	54
V.5.2	Tam Tersinir Yükte Yorulma Hesaplamaları.....	62
V.5.3	Tam Tersinir Yükte Ömür Hesabı .....	63
<b>BÖLÜM VI. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ .....</b>		<b>64</b>
<b>BÖLÜM VII. SON DEĞERLENDİRMELER VE ÖNERİLER ....</b>		<b>65</b>
<b>KAYNAKLAR.....</b>		<b>66</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>		<b>.....</b>

## **ÖZET**

### **TRAKTÖR AKSININ STATİK YÜKLER ALTINDAKİ DAVRANIŞLARININ SİMÜLASYON YÖNTEMİYLE İNCELENMESİ**

Tasarım doğrulamaları parçaların bilgisayar ortamında tasarlanmasından başlayan, araç ve bilgisayar ortamlarında test edilmesi ve toplam ömrü boyunca değerlendirilmesi ve izlenmesi ile devam eden bir süreçtir. Bu süreçler boyunca elde edilecek en küçük bir olumlu katkı araç ve mil ömürlerine pozitif olarak etki edecektir. Bu açıdan, aks milleri gücü tekerleklere ileten parça olduğundan büyük önem kazanmaktadır.

Bu tezde bir traktör aks mili incelemeye alınmıştır. İncelemede ana kriter, aks millerinin üç boyutlu ortama aktarılarak modellenmesi ve araç çalışır durumda iken millere gelen tork değerinin hesaplanarak simülasyonun yapılmasıdır. Bu tezde analiz işlemi bilgisayar ortamında sunduğu çeşitli avantajlar nedeni ile “Sonlu elemanlar analizi metodu” kullanılarak yapılmış ve çıkan sonuçlar çeşitli mühendislik formülleriyle yapılan hesaplamalarla karşılaştırılmıştır.

Elde edilen analitik hesaplamalar ve analizler sonucunda aks milinin emniyet katsayısı hesaplanarak kullanımının güvenli olup olmadığı anlaşılmıştır.

## **ABSTRACT**

### **INVESTIGATION OF TRACTOR AXLE SHAFT'S BEHAVIOR UNDER STATIC LOADING WITH SIMULATION METHODS**

Validations of design is a process which begins with designing the parts in a computer based program and continues with real part tests, imaginary part tests, and evaluating and tracking during entire life-span of the parts. An affirmative addition gained during these processes is going to extend the vehicle and shaft/axle life. Because of transmitting the power from the engine to wheels, axle shafts are very important.

A tractor's axle shaft has been researched in this thesis. The main point of the research is modelling the axle shaft in a 3D modelling program and performing a simulation by computing the torque loads while the vehicle is running. Owing to some advantages of computer programs, analyzing procedure has been performed by "Finite Element Analysis Method" and the results gained by this method have been compared with various engineering calculations.

In the light of the analytical calculations and analysis, it was understood whether the usage of the axle shaft is safe or not by calculating the safety coefficient.



## SEMBOLLER

<b>i</b>	: Vites oranı
$i_{diff}$	: Diferansiyel oranı
<b>j</b>	: Kutupsal atalet momenti
$k_a$	: Yüzey kalite katsayısı
$k_b$	: Büyüklük katsayısı
$k_c$	: Güvenirlilik katsayısı
$k_d$	: Sıcaklık katsayısı
$k_e$	: Gerilme yığılması katsayısı
$k_f$	: Diğer etkilerle ilgili katsayı
<b>K<sub>t</sub></b>	: Teorik gerilme yığılma faktörü
<b>n</b>	: Emniyet katsayısı
<b>q</b>	: Çentik hassasiyeti faktörü
$S_e$	: Makina elemanının sürekli mukavemeti
$S'_e$	: Dayanım limiti (S-N eğrisinden)
<b>T</b>	: Sıcaklık (°C)
<b>T</b>	: Tork
$\tau$	: Kesme gerilmesi
<b><math>\omega</math></b>	: Motor devri
$\sigma_y$	: Akma gerilmesi
$\sigma_u$	: Kopma gerilmesi
$\sigma_v$	: Von-Mises gerilmesi
$\sigma_m$	: Ortalama gerilme

# ŞEKİLLER

## SAYFA NO

<b>Şekil II.1a</b> Boyuna Yönde Yaprak Yaylarla ve Boyuna Yönde Yerleştirilmiş İdare Kolları İle Donatılmış Bir Otomobil Katı Aksı .....	6
<b>Şekil II.1b</b> Boyuna Yerleştirilmiş İdare Kolları ve Helezon Yayla Donatılmış Bir Otomobil Katı Aksı.....	7
<b>Şekil II.2a</b> Opel Admiral Bağımsız Ön Aksı.....	8
<b>Şekil II.2b</b> Renault 12 Enine Yerleştirilmiş Alt ve Üst Kollarla Oluşturulmuş Bağımsız Askı Sistemi.....	8
<b>Şekil II.3</b> Aksa Etki Eden Kuvvetlerin Tanımı.....	9
<b>Şekil III.1a</b> Aktarma Organlarının Taşıt Üzerindeki Yeri (Arkadan çekişli taşıt).....	13
<b>Şekil III.1b</b> Aktarma Organlarının Taşıt Üzerindeki Yeri (Önden çekişli taşıt).....	13
<b>Şekil III.2</b> Kardan Mili ve Mafsalı a. Ön Görünüş b. Sol Görünüş.....	14
<b>Şekil III.3</b> Ticari Taşıtlarda Kullanılan Kardan Kaplininin Genel Tertibi.....	14
<b>Şekil III.4</b> Temel Kardan Mili Yapısı.....	15
<b>Şekil III.5</b> Kardan Mili ve Elemanları.....	16
<b>Şekil III.6</b> Eksenel Kuvveti Önleyici Tedbirler .....	19
<b>Şekil III.7a</b> Göbek elemanları (Rijit) .....	20
<b>Şekil III.7b</b> Göbek elemanları (İç kenarı yuvarlatılmış) .....	20
<b>Şekil III.7c</b> Göbek elemanları (Elastik) .....	20
<b>Şekil IV.1</b> Statik ve Dinamik Yükler .....	25
<b>Şekil IV.2</b> Raylardaki Yorulma Kırılması .....	27
<b>Şekil IV.3</b> Uçak Gövdesindeki Yorulma Kırılması .....	28
<b>Şekil IV.4</b> Yorulma Ömrü Aşamaları ve Yorulmaya Etki Eden Faktörler .....	29
<b>Şekil IV.5</b> Kayma Bantlarından Dolayı Girinti ve Çıkıntılar .....	30
<b>Şekil IV.6</b> Çatlak Başlangıcı İçin Farklı Malzemeler .....	30
<b>Şekil IV.7a</b> Plastik Körleme Modeline Göre Yorulma Çatlak Uzaması, Sıfır Yük .32	
<b>Şekil IV.7b</b> Plastik Körleme Modeline Göre Yorulma Çatlak Uzaması, Küçük Çekme Yükü .....	32
<b>Şekil IV.7c</b> Plastik Körleme Modeline Göre Yorulma Çatlak Uzaması, Maksimum Çekme Yükü .....	32

<b>Şekil IV.7d</b> Plastik Kırılma Modeline Göre Yorulma Çatlak Uzaması, Başlangıç Noktasına Dönme .....	32
<b>Şekil IV.7e</b> Plastik Kırılma Modeline Göre Yorulma Çatlak Uzaması, Maksimum Basma Yüğü .....	32
<b>Şekil IV.8</b> Tipik Bir S-N Eğrisi .....	33
<b>Şekil IV.9</b> R.R Moore Döner Eğmeli Yorulma Cihazı .....	33
<b>Şekil IV.10</b> Standart Yorulma Numunesi .....	34
<b>Şekil IV.11</b> Logaritmik Çizilmiş S-N Eğrisi .....	35
<b>Şekil IV.12</b> Kopma Gerilmesi ve Dayanım Limiti Grafiğı .....	36
<b>Şekil IV.13</b> Tam Tersinir Yorulma Eğrisinde Çatlak Oluşum ve Kırılma Eğrileri ...	37
<b>Şekil IV.14</b> Ortalama Gerilmenin $\sigma_m$ , S-N Eğrisi Üzerine Etkisi .....	38
<b>Şekil IV.15</b> Malzeme Geometrisinin S-N Eğrisi Üzerine Etkisi .....	38
<b>Şekil IV.16</b> Ortamın S-N Eğrisi Üzerine Etkisi .....	39
<b>Şekil IV.17</b> Sıcaklığın Sürekli Mukavemete Tesiri .....	43
<b>Şekil IV.18</b> Çentik Hassasiyeti (Tam Değışken Eğilme ve Tam Değışken Eksen Yüğü).....	44
<b>Şekil IV.19</b> Teorik Gerilme Yığılma Faktörünün Malzeme Geometrisiyle Değışimi.....	45
<b>Şekil IV.20</b> Sabit Ömür Bazlı Yorulma Eğrisi .....	46
<b>Şekil IV.21</b> Yorulma Kriterleri Diyagramı .....	46
<b>Şekil V.1</b> 4D 36T Motor Eğrisi .....	50
<b>Şekil V.2</b> Dairesel Kesitte Kesme Momenti Dağılımı .....	51
<b>Şekil V.3</b> Asal ve Kayma Gerilmelerinin Gösterimi .....	53
<b>Şekil V.4</b> Aks Mili Modeli .....	55
<b>Şekil V.5</b> Aks Mili Ağ Yapısı .....	56
<b>Şekil V.6a</b> Aks Millerinde Sınır Şartları .....	57
<b>Şekil V.6b</b> Aks Millerinde Sınır Şartları .....	58
<b>Şekil V.6c</b> Aks Millerinde Sınır Şartları .....	59
<b>Şekil V.7</b> Tork Analiz Sonuçları .....	60

# TABLolar

	<u>SAYFA NO</u>
<b>Tablo I.1</b> Genel Olarak Traktörlerin Sınıflandırılması .....	2
<b>Tablo I.2</b> Traktör Teknik Özellikleri .....	3
<b>Tablo IV.1</b> Tam Değişken Yüklemede Ömür .....	36
<b>Tablo IV.2</b> Yüzey Kalite Katsayısı .....	41
<b>Tablo IV.3</b> Güvenirlik Katsayısı .....	42
<b>Tablo V.1</b> Vites Oranları .....	49
<b>Tablo V.2</b> Aks Millerinde Kullanılan Malzeme Kaliteleri .....	59

# BÖLÜM I

## GİRİŞ

Son yıllarda bilgisayar destekli mühendislik yöntemleri, bilgisayar donanımlarındaki ve mühendislik yazılımlarının her açıdan gelişimiyle sanayiinin pek çok dalında geniş yer tutmaya başlamıştır. Bu yöntemler tasarım ve analiz aşamasında harcanan zamanı kısaltmakta, tasarım parametrelerinin hızlı bir şekilde değiştirilmesini ve kontrolünü sağlamakta, tasarımcıya her açıdan esneklik kazandırmaktadır.

Bu tezde bir traktör aks milinin sonlu elemanlar vasıtasıyla simülasyonunun elde edilmesi ve simülasyon sonuçlarının güvenilirliğinin yapılan sayısal hesaplamalarla tespit edilmesi amaçlanmaktadır.

Yapılacak olan geliştirme çalışmalarında bilgisayar destekli olarak FEA yazılımları kullanılması ile hem deneme maliyetlerinin minimize edilmesi sağlanacak hemde daha hızlı ve güvenilir bir şekilde sonuca ulaşılmış olacaktır.

Çalışmanın konusu olan aks millerini basitçe ifade etmek gerekirse, aks milleri, diferansiyel ile tekerlekler arasındaki iletimi sağlayan mildir [1]. Miller daire kesitli, çaplarına göre uzunlukları fazla olan, bir veya birden fazla yatak tarafından desteklenen ve dönerek güç ileten transmisyon elemanlarıdır. Miller, üzerlerinde genel olarak göbek adı verilen kasnak, dişli çark, volan ve tekerlek gibi elemanları taşırlar. Akslar ise kendisi sabit olan ve üzerinde dönen elemanlar bulunan yada duran veya titreşen makine elemanlarını taşıyan elemanlardır. Aks ve miller şekil olarak aynıdır ve makinaların döner elemanlarını üzerlerinde taşımalarıyla da genel fonksiyon bakımından aynı özelliktedirler.

Bu tezin modelleme aşamalarında CATIA programı, simülasyon aşamalarında da ANSYS Workbench programı kullanılmıştır.

Traktörler çeşitlerinin farklı ihtiyaçlara göre sürekli çoğalması, güçlere göre bir sınıflandırmayı zorlaştırmaktadır. Fakat genel olarak güçlere göre bir sınıflandırma yapılırsa traktör türleri Tablo I.1’de görülebileceği gibi üç grupta toplanabilir:

**Tablo I.1 Genel Olarak Traktörlerin Sınıflandırılması [2].**

Traktör Tipi	Güç Grubu
Küçük tip bahçe traktörleri	Motorlu freze 0,5 - 3 BG Pulluk ile sürülebilen traktörler 3 – 8 BG Küçük tırtıllı traktör 6 – 8 BG Çeşitli ekipmanla çalışabilen traktör 5 – 17 BG
Üniversal tekerlekli traktörler	Küçük 12 – 25 BG Orta 25 – 50 BG Büyük 50'den fazla
Tırtıllı traktörler	Küçük 25'den küçük Orta 25 – 50 BG Büyük 50'den fazla

Son olarak OECD tarafından tespit edilen ve üye ülkeler tarafından da kabul edilen, ziraat traktörlerinin maksimum güçlerine göre sınıflandırmada kullanılan ayrı bir esas daha mevcuttur. Bu sınıflandırmada traktörler üç ana grupta toplanmıştır:

1. İki tekerlekli traktörler
2. İki'den fazla tekerlekli traktörler
3. Tırtıllı traktörler

Bu tezde kullanılan traktöre ait teknik bilgiler Tablo I.2'de verilmiştir.

**Tablo I.2** Traktör Teknik Özellikleri

## **75-80 DT**



### **Teknik Özellikler**

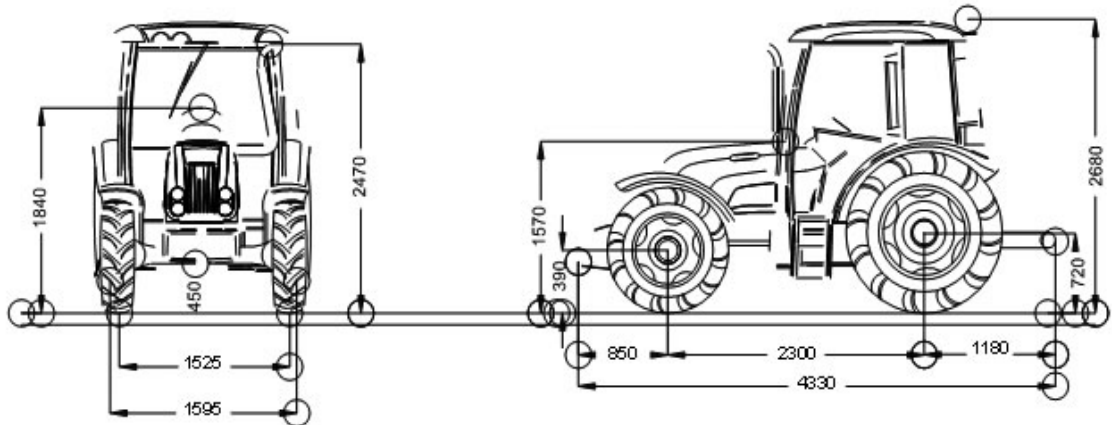
<b>MOTOR</b>	<b>Euro I</b>
Tipi	4D 36T
Silindir Adedi	4
Silindir Çapı ve Strok mm	100X115
Toplam Silindir Hacmi cm <sup>3</sup>	3613
Sıkıştırma Oranı	17:01
Ağırlık (Kuru) (Kavrama Hariç) Kg	381
DIN Azami Gücü BG (dev/dak)	74/2500
Azami Moment (dev/dak)	24.7/1500
Soğutma Sistemi	Su
Marş Motoru	3.5 KW
Alternatör	14V-45A
Akü Amper	12V-120 Ah
Enjeksiyon Pompası	Bosch

### **TRAKTÖR VİTES HIZLARI**

Tam yükte ve maksimum motor devrinde traktör hızları (km/h) 14.9/30 lastikle			
Düşük Hız 1. Vites	1.40 Km/h		
Düşük Hız 2. Vites	1.74 Km/h		
Düşük Hız 3. Vites	2.60 Km/h		
Düşük Hız 4. Vites	3.30 Km/h	Geri	1.30 Km/h
Normal Hız 1. Vites	4.06 Km/h		
Normal Hız 2. Vites	5.03 Km/h		
Normal Hız 3. Vites	7.50 Km/h		
Normal Hız 4. Vites	9.70 Km/h	Geri	3.80 Km/h
Yüksek Hız 1. Vites	11.08 Km/h		
Yüksek Hız 2. Vites	21.80 Km/h		
Yüksek Hız 3. Vites	14.60 Km/h		
Yüksek Hız 4. Vites	28.03 Km/h	Geri	11.00 Km/h

### **TRAKTÖR**

Ağırlığı	Kabinli 3110 kg. (Ek ağırlıklar hariç.)
Debriyaj	11 inç çapında, çift balatalı, kuru tip, müstakil kumandalı.
Dişli Kutusu	Diferansiyel pedal kumandalı kilitlemeli ve otomatik ayırmalı. Dişli kutusu daimi işirakli tipinde 12 ileri 3 geri vitesli veya 12 ileri 12 geri vitesli. Vitesler tam senkromeçli. Arka aks düzeni planet tipi.
Frenler	Servis freni: Disk tipi, yağ banyolu, hidrolik kumandalı. Park freni: Çift balatalı, müstakil.
Ön Aks	Teleskopik tip, ters U kesitli, ayarlanabilir dingil genişliği.
Direksiyon	Tam hidrolik, müstakil dişli pompalı.
Kuyruk Mili	Elle kumandalı, tamamen müstakil. 2225 motor devrinde 540 d/d 2210 motor devrinde 750 d/d 1600 motor devrinde 540 E d/d
Hidrolik Kaldırıcı	Çeki, pozisyon, yüzme, hassasiyet ve misk kontrolü, lift otomatikli. Pompa kapasitesi 32 Lt/dk. Kaldırma kapasitesi 2750 kg.
Gövde	Üzerinde kumanda tablosu, çamurluklar ve basamakların monte edildiği platform, 6 lastik takoz üzerine oturtulmuştur. Ses ve titreşim asgariye indirilmiştir. Kullanım kolaylığı sağlanması için, kabin içi genişliği ve sürücü görüş alanı maximum ölçülerdedir. Ön kaporta önden yukarı açılabilir tiptedir.
Lastikler	Ön: 7.50 - 16 veya 7.50 - 18 Arka: 16.9 - 30 veya 13.6 - 36
Kabin	Havalandırma ve ısıtma tesisatlı lüks tip (İsteğe bağlı klimalı).
Filtreler	Hava Filtresi: Santrafüjülü kuru tip ve toz boşaltıcılı. Yakıt Filtresi: 1 Adet değiştirilebilir kartuşlu. Yağ Filtresi: Kartuş tip.
Yakıt Deposu	Yakıt deposu kapasitesi 80 Litre.



Literatürde genellikle akslarla ilgili çalışmalar incelendiğinde, aksların pratik uygulamaları, kullanım kısıtlamaları ve hasar analizleri yapılmıştır.

İbrahim Yavuz yaptığı çalışmada hasara uğramış güç aktarma organlarını genel olarak incelemiş ve örnek olarak, kardan mili mafsalı ile aks milinin kırık yüzeyleri, metalografik numuneleri hazırlanarak analiz edilmiş incelemeler sonunda kırılmaların yorulmadan ve malzeme kusurlarından kaynaklandığını tesbit etmiştir.

Olca Çiçekdağ yaptığı çalışmada kendinden tahrikli ilave dördüncü dingilin, sistemin taşınması gereken yükler göz önünde bulundurularak, çok nesneli sistemler dinamiği yöntemi kullanılarak dinamik analizlerini yapmıştır.

Sezer Cindemir yaptığı çalışmada GTD model askeri jeep şasisinin, ön aksının ve arka aksının çeşitli zorlanma durumları için dinamik analizlerini CATIA V5 programı ile incelemiştir.

Şakir Eren çalışmalarında tüm diferansiyel sistemi elemanları için ve bütün vites durumları için kuvvet analizleri ve ömür hesapları yapmıştır. Elde edilen analiz sonuçları yorumlanarak diferansiyel mekanizması elemanlarında yüklemeler sonucu oluşacak kritik bölgeler konusunda bilgi edinilmiştir.

Mehmet Tamer yaptığı çalışmalarda binek taşıtlarında tekerlek askı sistemlerinin dizaynı ve hesap yöntemlerini incelemiştir. Öncelikle kullanılan askı sistemlerinin örnekleri ve askı sistemlerinde oluşan kuvvetler üzerinde araştırmalar yapmıştır. Daha sonra bu kuvvetler gözönüne alınarak öncelikle konunun kısa anlatımını yapmış, sonra formüllerle ifade etmiştir. Çalışmada daha sonra Otosan Ford Taunus 1.6 GL modeli için bir inceleme yapmış ve sonuçları değerlendirmiştir.

Özgür Ali Taştekin yaptığı çalışmada günümüz taşıtlarında kullanılan tekerlek askı sistemlerinin, örneklerle olumlu ve olumsuz yönlerini karşılaştırmış ve her bir sistemi askı sisteminin hareket kinematiği ve taşıtın stabil seyri açısından incelemiştir. Taşıtın seyri sırasında, taşıta etkiyen kuvvetleri tanımlamış ve taşıta olan etkilerinin ortaya konulabilmesi için, lastik özelliklerini anlatmıştır. Farklı tekerlek askı sistemine sahip üç farklı taşıt için, hareket şartında oluşabilecek en büyük kuvvetlere göre, askı sistemi elemanları üzerine etkiyen kuvvetleri bulmuştur. Bu çalışmayla etrafımızda gördüğümüz taşıtlarda kullanılan tekerlek askı sistemlerinin, emniyet kriterleri maksimum zorlanma durumu için ortaya konmuştur.



## BÖLÜM II

### TEKERLEK ASKI SİSTEMLERİ

Motorlu taşıtlarda, yolun düzgünlüğünün taşıta en aza indirgenerek iletilmesi böylece taşıta güvenli bir seyir sağlanabilmesi ve tekerleğin taşıta bağlanması için kullanılan sistemlere “tekerlek askı sistemi” denir. Askı sistemlerine, bütün idare kolları, akslar, taşıyıcılar, poryalar, diskler, kampanalar, bağlantı civataları, helezon veya yaprak yaylar, amortisörlerle diğer yardımcı destek parçaları girmektedir.

Oldukça değişik yükleme koşullarında çalışan ve yüksek dinamik zorlamalara maruz kalan askı sisteminin başlıca görevi taşıtın seyir emniyetini sağlayabilmesidir. Beklenmeyen bir kuvvet karşısında taşıtın ve yolcuların güvenliği açısından deforme olması oldukça güç olan sistemlerdir. Tekerek askı sistemini oluşturan elemanlar birbirlerine hareket edebilecek şekilde mafsallarla bağlanmıştır. Bu yüzden seyir esnasında oluşan kuvvetlerin katı bir yapıya etki etmesi yerine esnek bir hareket mekanizmasına etki ettirilir ve tekerlek tepkilerinden dolayı meydana gelen kuvvetin direkt olarak taşıt gövdesine etki etmesi yerine sönümlenmiş olarak iletilmesi sağlanır. Böylece taşıta bulunan yolculara ve taşıt üzerindeki elemanlara oluşan titreşimin değeri azaltılarak hem yolcuların daha konforlu bir seyir gerçekleştirmesini sağlar, hemde taşıt elemanlarının daha uzun ömürlü olmasını ve bağlantıların zayıflama ihtimalinin azalmasını sağlar.

Eğer askı sistemleri olmasada tekerlek taşıta katı dönebilir şekilde bağlansaydı yolun bütün düzgünlüğü taşıta iletilirdi ve bu da taşıt gövdesinin birleşme yerlerinde zayıflamalara neden olurdu. Ayrıca yine katı bağlantı ile virajda ve düz yolda taşıtın doğrultu kontrolünün iyi yapılabilmesi, taşıtın tek bir doğrultudan gidebilmesi için gerekli olan kaster, kamber, toe-in, king-pin gibi açıları vermemiz ve ayarlamamız mümkün olmayacaktır.

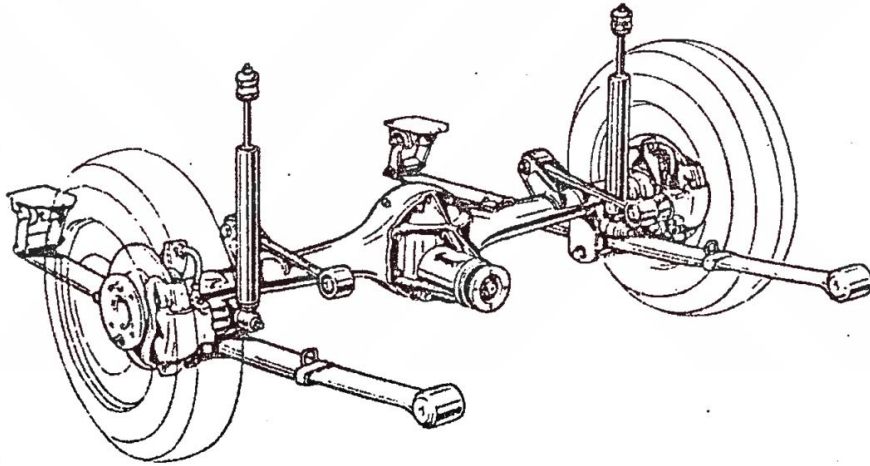
İşte bütün bu olumsuz etkileri ortadan kaldırmak için tekerlekler, belli hesaplarla ortaya konmuş ve kontrolleri yapılmış çeşitli askı sistemleri ile bazen

direkt taşıt gövdesine, bazen de önce bir ara koltuğa daha sonra bununla beraber taşıt gövdesine yerleştirilmiştir.

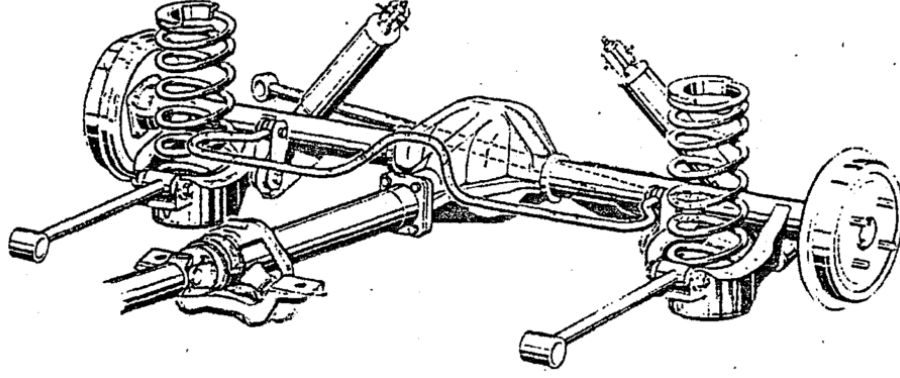
## II.1 Askı Sistemleri Çeşitleri

### a. Katı Aks:

Bilinen en eski aksı sistemlerindedir. Yaprak yaylarla ve idare kolları ile yönlendirilen tipleri hatalı birtakım özelliklerine rağmen hala bugün kamyon, otobüs ve römorklarda ön ve arka aks, otomobillerde ise arka aks olarak kullanılmaktadır. Bu tip aksın olumsuz yönleri ağır olması, bir tekerleğin yaylanması esnasında öbür tekerleğinde etkilenmesi, aksın yaylanması diferansiyel kovanının hareket etmesi nedeniyle yer gereksinimi ve bunun sonucu olarak bagaj hacminin küçülmesidir.



**Şekil II.1a** Boyuna Yönde Yaprak Yaylarla ve Boyuna Yönde Yerleştirilmiş İdare Kolları İle Donatılmış Bir Otomobil Katı Aksı

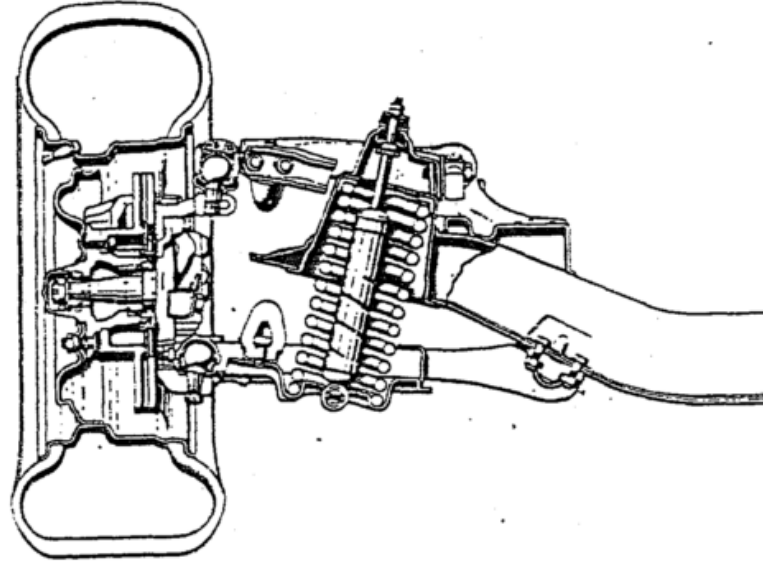


**Şekil II.1b** Boyuna Yerleştirilmiş İdare Kolları ve Helezon Yayla Donatılmış Bir Otomobil Katı Aksı

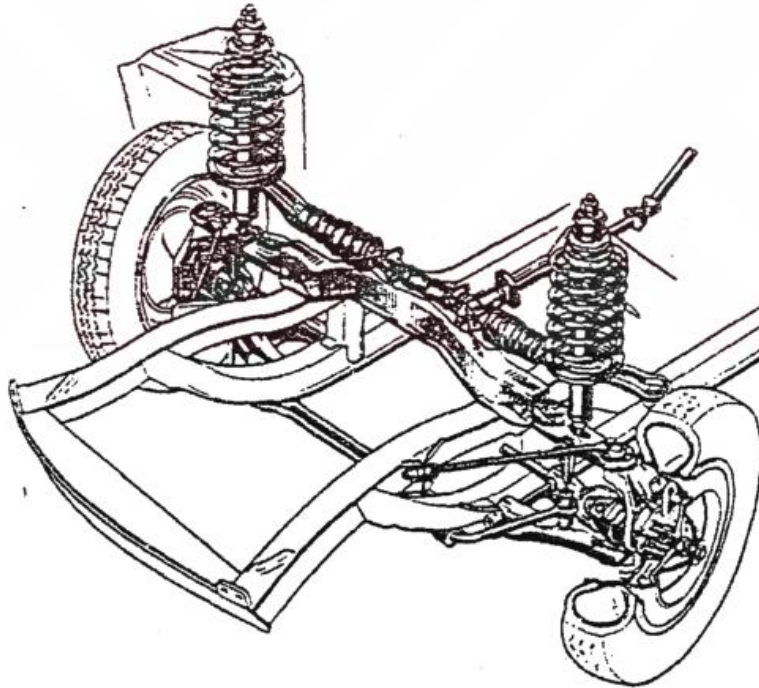
**b. Bağımsız Aks:**

Özellikle otomobillerde ön ve arka akslarda, yüksek hızların ve araç konforu yönünden tam bir tekerlek yönlendirmesinin söz konusu olduğu durumlarda kullanılan bir askı sistemidir.

Az hacim gereksinimi, hafif ve bir tarafın yaylanması esnasında diğer tarafa etki etmemesi bu sistemin avantajlarıdır. Sistemin hafif olması ve bağımsız olması iyi bir yol tutma özelliği sağlamaktadır. Özellikle virajlı ve kasisli yol için oldukça uygun bir aks sistemidir. Bu iyi özelliklerine karşın, bu askı sisteminin de bazı hataları vardır ve bu yüzden katı askı sistemlerinin yerini tam olarak alamamışlardır. Bu sistemde alt ve üst kollar çok fazla kuvvete maruz kaldıkları için stabil yapılmalı ve hassas bir şekilde yataklanmalıdır. Bu askı sistemlerinde yuvarlanma eğiliminin getirdiği pozitif kamber açısının yaylanmanın yarattığı negatif kamber açısı ile düzeltmek her zaman mümkün olmadığından, aracın gövdesinin virajdaki yatma eğilimi tek tekerlek askı sistemlerinde amortisörlerin kullanımı ile mümkün mertebe küçük tutulabilir [3].



Şekil II.2a Opel Admiral Bağımsız Ön Aksı



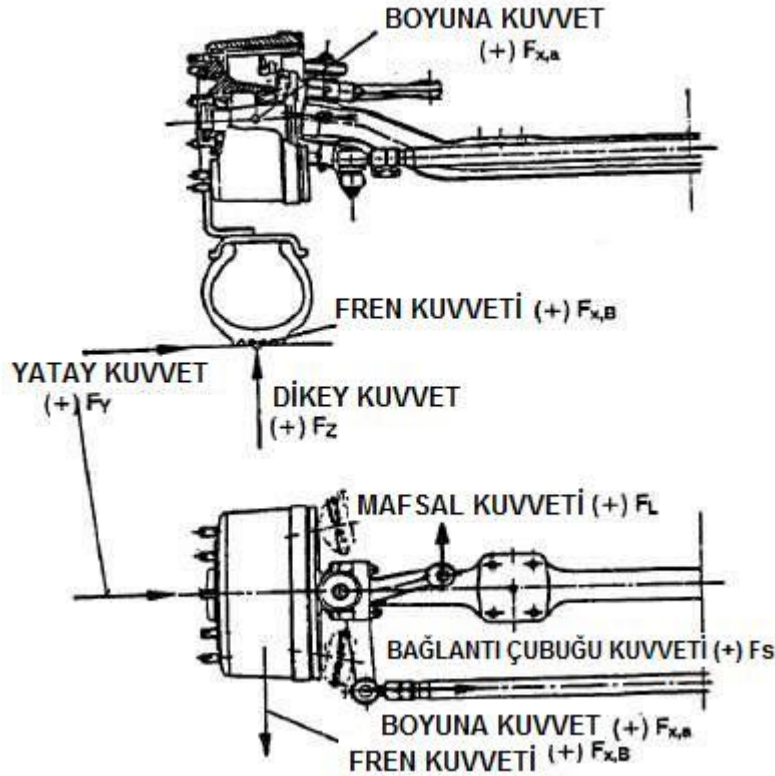
Şekil II.2b Renault 12 Enine Yerleştirilmiş Alt ve Üst Kollarla Oluşturulmuş Bağımsız Askı Sistemi

## II.2 AKSA ETKİ EDEN KUVVETLER

Aks sistemlerinin tasarım kriteri servis ömrü boyunca emniyetli ve güvenilir şekilde işlevini görmesidir. Bunun yanında rekabet edebilmek için daha hafif, daha ucuz ve daha kolay üretilebilir olması da gerekmektedir. Bir parçanın servis ömrünü belirleyen parametreler özetle parçanın geometrisi, üzerine gelen yükler ve malzeme özellikleridir. Parçanın istenen ömre sahip olması için tasarımında tüm bu kriterler gözönüne alınmalıdır.

Aksa gelen yükler aracın tipine ve kullanım koşullarına göre çok değişiklik gösterebilir. Başlıca yükler yoldaki bozukluklardan, frenlemeden kaynaklanır. Bu yüklerin tam ve doğru tespiti ancak çok detaylı ölçümlerle sağlanabilir. Ancak gerek zaman darlığından gerekse prototip aracın tasarım aşamasında mevcut olmamasından dolayı ölçüm yapmak mümkün olamamaktadır [3].

Aksın dayanımını incelerken yorulma ömrünü belirleyen tekrarlı yükler yanında anlık aşırı yüklerin de bilinmesi gerekmektedir. Bu veri ölçümlerle veya dinamik simülasyonlarla bulunabilir.



Şekil II.3 Aksa Etki Eden Kuvvetlerin Tanımı

Şekil II.3'de tekere etki eden kuvvetler tanımlanmaktadır. Bunlar, dikey kuvvet, iç ve dışa etkiyen yanal kuvvet, dingil önüne ve arkasına etkiyen boylamasına kuvvet ve teker temas noktasının arkasına etkiyen dolayısıyla aks üzerinde güçlü bir tork oluşturan frenleme kuvvetidir [4].

## BÖLÜM III

### GÜÇ AKTARIMI

Sanayileşmenin gelişmesine bağlı olarak otomotiv sektörü günümüzde büyük önem kazanmıştır. Tüm dünyada olduğu gibi ülkemizde de otomotiv sanayi çok hızlı bir gelişim içerisinde. Son yıllarda araçların tasarım ve üretimindeki gelişmeler donanımdan yazılıma kaymıştır. Elektronik alandaki gelişmelerden yararlanılarak, sürüş esnasında insan etkisi ve hatalarını azaltmaya çalışılmaktadır. Motor sistemlerinin geliştirilmesindeki ana nokta emisyonların düşürülmesi ve yakıt tüketiminin azaltılması yönündedir. Bu tür çalışmalar sayesinde taşıtların ekonomiklik, konfor vb. özellikleri sürekli iyileştirilmeye çalışılmaktadır. Güç aktarma organlarında malzemenin dayanımını artırma ve titreşim alanında çalışmalar yapılmaktadır.

Motorlu araç üretiminde ilk uygulanan üretim modeli atölyelerde siparişe bağlı olarak yapılmaktayken günümüzde seri üretimin gerçekleştirildiği montaj tesislerinde üretim yapılmaktadır. Bu sayede otomotiv sektörü çok hızlı gelişerek ekonomide de önemli bir yere sahip olmuştur.

Malzeme teknolojisindeki gelişmelere rağmen taşıtların aktarma organlarında yorulma, bakımsızlık gibi nedenlerden dolayı parçalarda çatlama, kırılma, aşınmalar görülmekte ve bu tür hasarların önüne geçilememektedir [4].

Ticari araçlarda yakıtın yanması sonucu elde edilen hareket enerjisi krank mili ve şanzımana ve oradan da şaftlar yardımıyla diferansiyel ve tekerlere iletilir. Gücün motordan tekerlere kadar iletilmesini sağlayan tüm parçalara güç aktarma organları yada powertrain denmektedir. Daha detaylı olarak incelenecek olursa motor gövdesi içindeki silindirlerde sıkışma sonucu ateşlenen yakıt pistonlar üzerine basınç uygulamakta, elde edilen basınç piston yüzeyi üzerinde kuvvete dönüşerek biyel kolları vasıtasıyla krank milini çevirmektedir. Krank mili kendisine bağlı olan volan diski ile beraber dönerek debriyaj vasıtasıyla hareketi şanzımana yani vites kutusuna iletir. Vites kutusunda seçili vites göre istenilen torca çevrilen dönme hareketi şanzıman çıkış flanşı ile kardan miline iletilir. Kardan mili dönme hareketini uzak

mesafelere iletmek için kullanılır. Milin dönmesiyle beraber mil çıkış flanşı diferansiyel flanşını döndürür. Burada bulunan dişliler vasıtasıyla hareket 90° çevrilerek tekerlere aks milleri vasıtasıyla aktarılır [5].

Aktarma organlarının görevleri şunlardır:

1. Motorlar belirli bir devir sayısının üzerinde moment ve güç üretebilmektedirler. Ancak taşıtı durgun halden harekete geçirebilmek için daha büyük bir momente ihtiyaç vardır. Bu moment aktarma organları tarafından karşılanmaktadır.

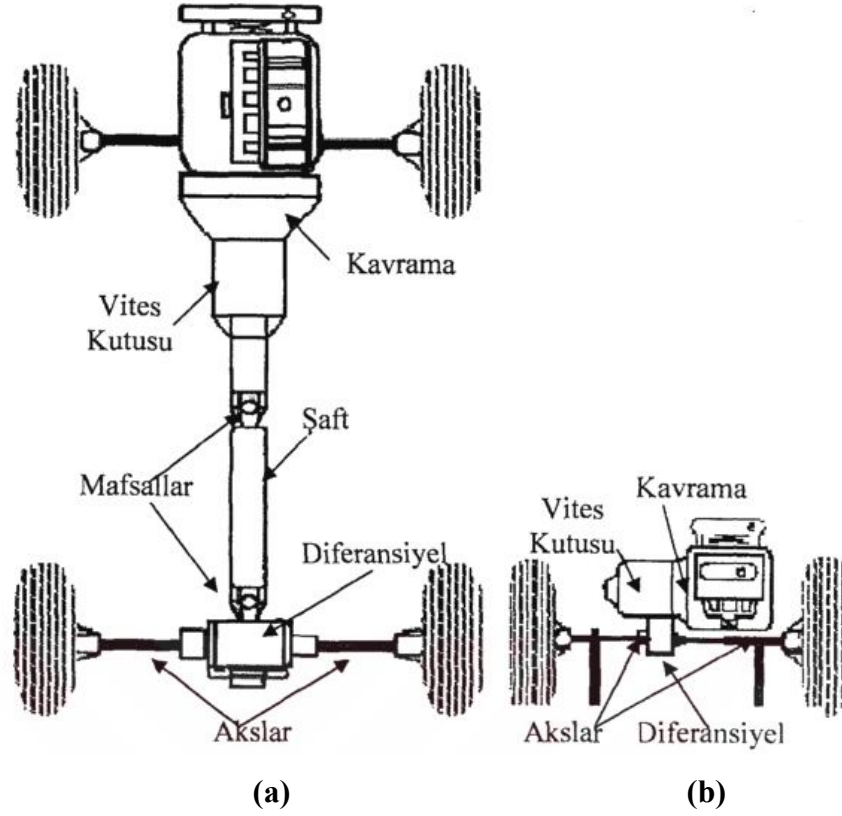
2. Motorun moment ve güç karakterleri taşıt için gerekli olan ideal karakterden farklıdır. Bu farklılığın dönüştürücüler kullanılarak giderilmesi gerekir [6].

Aracın güç aktarma organları olmadan hareket edebilmesi için, duran araca etki eden atalet kuvvetlerini yenecek bir momente ihtiyacı vardır. Güç aktarma organları olmaksızın direkt bir hareketle motor momenti tekerleklere iletilirse taşıt hareket edemez, çünkü motorun momenti duran bir araca etki eden atalet kuvvetlerini yenemez. Taşıtın ivmelenmesi için ilk anda motor momentinin fazla olması ve buna bağlı olarak da hızının az olması gerekmektedir. Bunun için taşıtlarda genellikle yarıçapları farklı dişlilerin birbirine hareket iletmeleri ile sağlanmaktadır. Şekil III.1'de görüldüğü gibi aktarma organlarını oluşturan sistem ve parçalar sırasıyla şunlardır.

- Kavrama (debriyaj) mekanizması
- Vites kutusu (şanzıman, transmisyon)
- Kardan mili (şaft)
- Diferansiyel
- Akslar

Taşıtlar her türlü yol ve yük durumunda çalışmak için dizayn edilmişlerdir. Taşıtların marka ve modeline göre aktarma organlarının da çalışma koşulları ve yapıları değişmektedir.



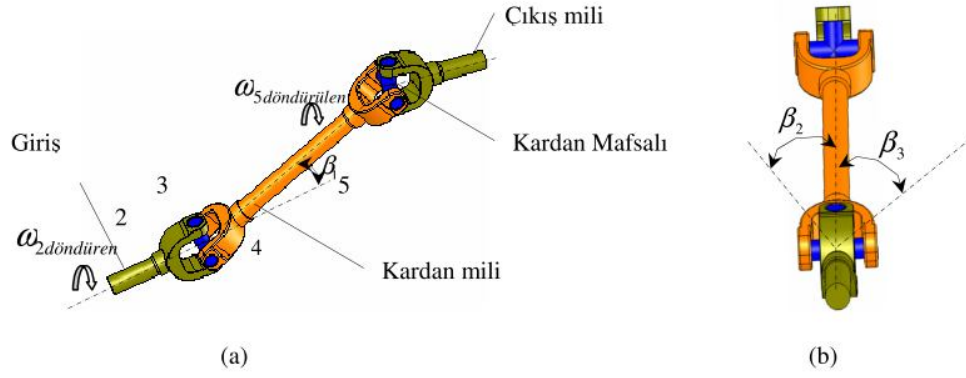


**Şekil III.1** Aktarma Organlarının Taşıt Üzerindeki Yeri

- a. Arkadan Çekişli Taşıt
- b. Önden Çekişli Taşıt

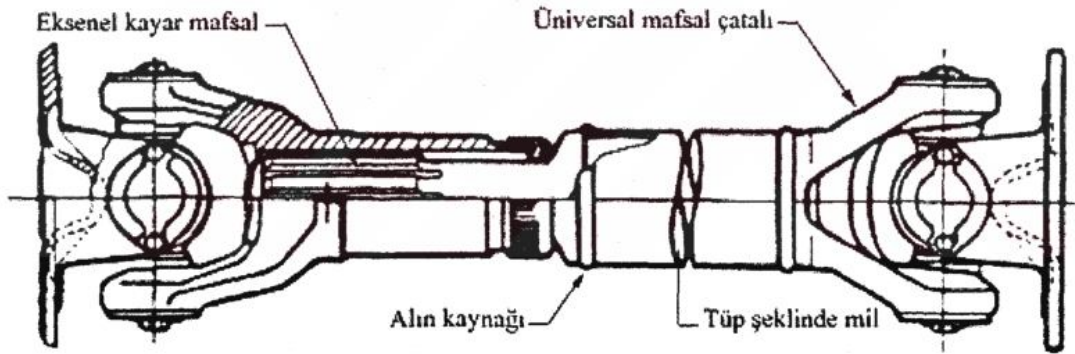
### III.1 KARDAN MİLİ

Vites kutusundan çıkan hareketin diferansiyele kadar iletilmesi gerekir (arkadan çekişli taşıtlar için). Kardan mili, motorun torkunu vites kutusu çıkışından diferansiyel girişine aktaran mafsallı millerdir [7]. Kardan mili, bir veya iki kardan mafsalının içi dolu veya boş bir mile bağlanmasıyla oluşan ve Şekil III.2’de gösterilen makine elemanıdır [8].



Şekil III.2 Kardan Mili ve Mafsalı a. Ön Görünüş b. Sol Görünüş

Kardan mili, tahrik gücünü taşıt karoserinin ön kısmında bulunan vites kutusu çıkış milinden arka diferansiyel dişli takımına iletmek için kullanılmaktadır [9]. Kardan mili genelde düşük karbonlu çelik boru ucuna kardan mafsallarının kaynaklı birleştirme ile bağlanmasıyla oluşturulan güç ve hareket iletim elemanıdır. Böylece kardan mili (kaplini) ile tahrik eden ve tahrik edilen miller eş merkezli, rijit bir tahrik yapısı meydana getirmektedir. Şekil III.3’de taşıtlarda kullanılan kardan kaplininin genel konstrüksiyonu görülmektedir.

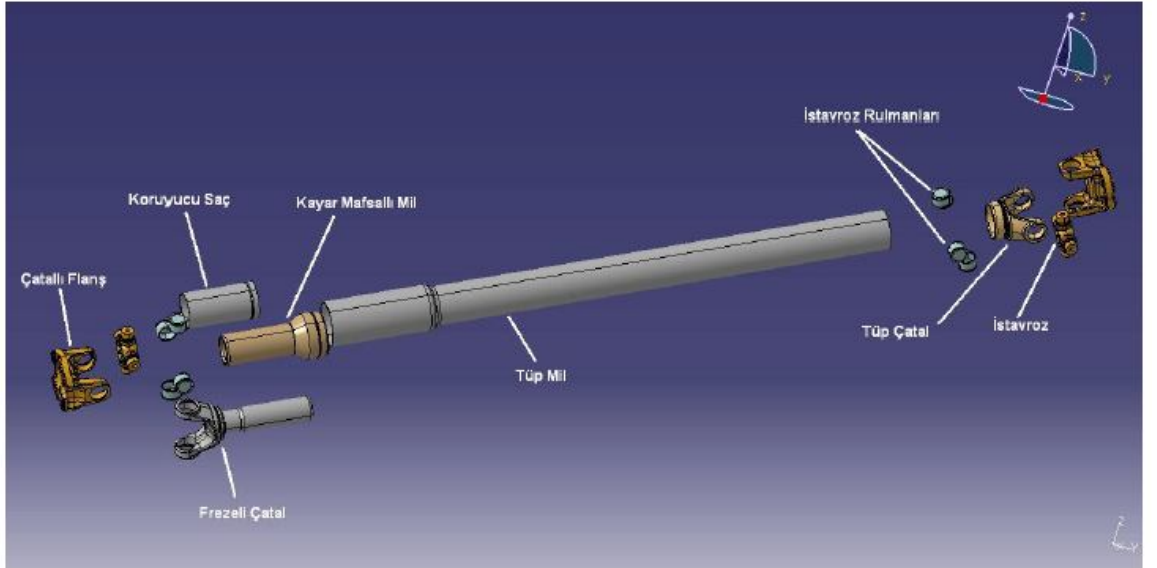


Şekil III.3 Ticari Taşıtlarda Kullanılan Kardan Kaplininin Genel Tertibi [10]

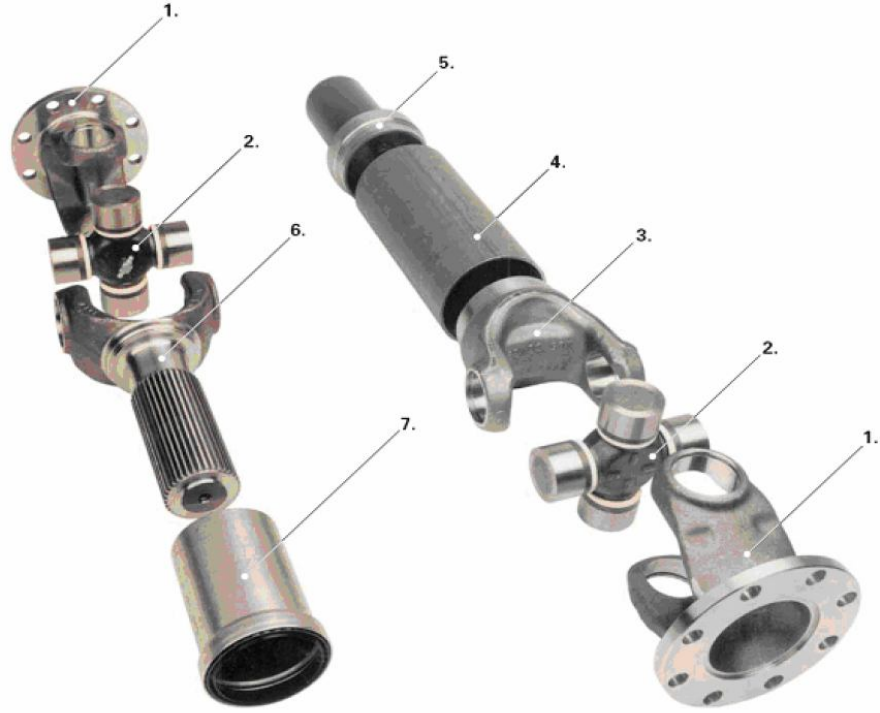
Ancak günümüzde kardan kaplinlerinde kullanılan miller, kompozit malzemeden yapıma yoluna gitmektedir [11]. Burada ana gayelerden biri kardan milinin hafif olmasıdır. Hafif yapıları ara milinde kütleli dengelemelerin daha kolay olacağı ve yine kardan mafsallarının kinematik yapısından kaynaklanan ara milindeki hız düzensizliklerinin titreşim etkilerini asgariye çekmek için uygun olduğu aşıkardır [12].

### III.1.1 Kardan Milleri Genel Yapısı

Kardan milleri temel anlamıyla iki adet universal mafsal ve istavroz ve bu mafsallara bağlanan çatallar ve ana tüp şeklindeki milden oluşur. Şekil III.4’de detaylı olarak görülebileceği gibi istavroz adı verilen ve + şeklinde olan parça rulmanlarla beraber çatallı flanşa ve frezeli çatala çakılır. Frezeli çatal üzerine koruyucu sac alın kaynağı ile kaynatılır. Tüp milinin her iki ucunda bu işlem yapılarak arkadaki tüp çatal ve öndeki kayar mafsalı mil ana mile kaynatılır. Kayar mafsalı mil frezeli çatal içine yerleştirilerek montaj bitirilir. Kayar mafsalı milin yerinden çıkmaması için ince bir şerit metal bant bu mil ile tüp çatal üzerine puntalanır. Bu sac daha sonra montaj sırasında sökülmelidir. Kayar mafsala sahip olmayan ön kardan milleri ise önde universal mafsal ve tüp çatal arkada ise ara flanş bulundurulur [5].



Şekil III.4 Temel Kardan Mili Yapısı



**Şekil III.5** Kardan Mili ve Elemanları

1. Flanşlı Çatal      2. İstavroz      3. Kardan Mili Çatalı      4. Kardan Mili  
5. Kayma Boynu      6. Çatal Mili      7. Mil Montaj Kılıfı [13]

### III.2 MİLLER VE AKSLAR

Miller daire kesitli, çaplarına göre uzunlukları fazla olan, bir veya birden fazla yatak tarafından desteklenen ve dönerek güç ileten transmisyon elemanlarıdır. Miller, üzerlerinde genel olarak göbek adı verilen kasnak, dişli çark, volan ve tekerlek gibi elemanları taşırlar. Akslar ise kendisi sabit olan ve üzerinde dönen elemanlar bulunan ya da duran veya titreşen makine elemanlarını taşıyan elemanlardır. Aks ve miller şekil olarak aynıdır ve makinelerin döner elemanlarını üzerlerinde taşımalarıyla da genel fonksiyon bakımından aynı özelliktedirler. Ancak çalışma şartları bakımından birbirlerinden ayrılırlar. Miller aynı anda eğilme ve burulmaya zorlanarak moment ilettikleri halde akslar sadece eğilmeye zorlanırlar ve moment iletmezler. Eksenel kuvvetlerin bulunması halinde miller ve akslar çekmeye veya basmaya da zorlanırlar. Akslar sabit veya dönen olabilir. Sabit akslarda zorlanma şekli, dış kuvvetin zamana göre değişkenliğine bağlıdır.

Döner akslar ise dış kuvvetin değişkenliğine bağlı olmaksızın her zaman değişken zorlanmaya maruzdur. Miller döner elemanlar olduklarından dış kuvvetin

zamana göre değişkenliği ne olursa olsun, eğilme bakımından, miller değişken bir zorlanmaya maruzdur.

Uzunlama şekline göre miller düz ve dirsekli (Krank milleri) olmak üzere iki gruba ayrılır [14]. Düz millerde içi boş, dolu, sabit kesitli veya faturalı olabilir. Kesitlerine göre de daire veya profil kesitli olabilir. Ayrıca mafsalı miller (kardan mili), bükülebilir millerde vardır.

Akslar çalışma prensibi olarak iki temel grupta incelenir.

- Üzerinde monte edilmiş elemanlarla birlikte dönen akslar,
- Üzerindeki dönen elemanlara sadece yataklık eden ve kendileri dönmeyen akslar [15].

Tarım tipi traktörlerde arka tekerleklere güç ileten mile, hem üzerlerinde moment ileten elemanları taşımakta ve hem de kendileri dönmektedir. Bu miller yukarıda açıklanan mil ve aks tariflerinin her ikisinde uygun olduğundan aks mili olarak adlandırılır.

Aks ve millerin dizaynında birçok faktörlerin göz önünde bulundurulması gereklidir. Bunların başında uygun malzeme ve mil geometrisi seçimi, mukavemet uygunluğu, rijitlik, titreşim, darbelere karşı mukavemet, korozyona dayanım gibi faktörler sayılabilir. Aks ve millerin ayrıca istenilen şartlarda istenilen malzemenin ve ucuza imal edilebilmeleri de istenir. Bir milin metodik olarak dizaynı bir prosedür dahilinde aşağıdaki gibi özetlenebilir [16].

- Yataklama bölgeleri, göbeklerin yerleri ve mile gelen yükleri tayin etmek,
- Milin geometrisini ve buna bağlı olarak uygun malzeme seçmek,
- Milin rijitliğini kontrol etmek ve buna bağlı olarak mil dizaynını gözden geçirmek,
- Titreşim durumlarına bağlı olarak mili kontrol etmek,
- Mühendislik değerlerini mil dizaynına aktarmak,
- Bu değerlendirmelere uygun olarak milin teknik resmini çizmek ve imalatını gerçekleştirmek.

Mil üzerindeki göbeklerin veya diğer elemanların mile bağlanma şekilleri şu şekilde sınıflandırılabilir:

- a. Sürtünmeden dolayı kuvvet ileten bağlantılar (sıkma geçme, pres geçme ve konik geçme gibi)
- b. Şekilden faydalanılarak kuvvet ileten bağlantılar (enine kama, uygu kaması, kamalı mil dişli veya K profil gibi)
- c. Sürtünmeden ve şekilden dolayı kuvvet ileten bağlantılar (bazı kama bağlantıları, uygu kamalı konik geçmeler vs.)
- d. Mil üzerine sert lehimle lehimleme veya tekrar çözülmesi gerekli değilse kaynakla birleştirme [17].

Tarım traktörlerinde göbeklerin aks miline bağlantıları genellikle sürtünme yoluyla (pres geçme, sıkı geçme veya vidalı) sağlanır.

Miller üzerindeki elemanların oturacağı çaplar birleştirmenin şekline ve toleransına uygun olarak standart ölçüler haline getirilmiş olmasına rağmen ihtiyaca göre ve imkan dahilinde istenilen ölçülerde yapılabilir. Rulmanlı yatak bölgelerinin çapları zorunlu olarak rulmanlı yatak standartlarına uygun olarak seçilir.

Ağırlığın önemli olduğu yerlerde dolu malzemeden miller yerine içi boş miller kullanılır. Kendi çapının yarısına eşit çapta bir delik açılarak boşaltılmış olan bir mil dolu ağırlığının %25'i kadar hafiflemesine karşılık mukavemet yönünden %6 zayıflamaktadır [17]. Tarımda kullanılan traktörlerde aks millerinin ağırlığı 14-16 kg. kadar olup aks milinin daha hafif yapılması için içinin boşaltılmasına gerek duyulmamaktadır. Millerin yataklanan kısımları çalışma durumlarına ve yatak bölgelerine göre çeşitli şekillerde dizayn edilirler. Yatakların oturma yüzeyleri silindirik veya konik olabilir.

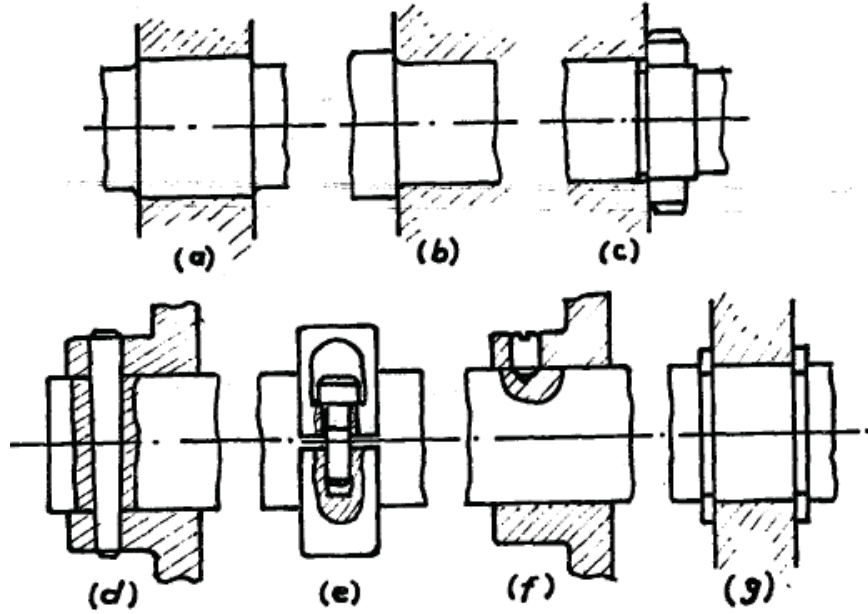
Silindirik yüzeyler işlenmesi kolay olduğundan çok kullanılır. Konik yüzeyler ise sıkılık temininde ve merkezlemede kolaylık gayesiyle kullanılır.

Dönme hızı  $n$  olan  $d$  çapındaki bir milde yatak kayma hızı:

$$v = \frac{\omega d}{2} = \frac{\pi d n}{1000} \quad (\text{III.1})$$

dir. Bu ifadeden görüleceği gibi milin dönme hızı sabit kalmak şartıyla kayma hızı mil çapına bağlı olarak lineer bir değişim gösterir. Bundan dolayı mil çapı büyüdükçe kayma hızı ve dolayısıyla mili taşıyan yataktaki sürtünme kayıpları artar. Yatak sürtünme kaybını azaltmak için ve montaj kolaylığı bakımından eğilmeye zorlanmayan ve moment iletmeyen mil uçları bir kaide olarak daha küçük çaplı yapılır.

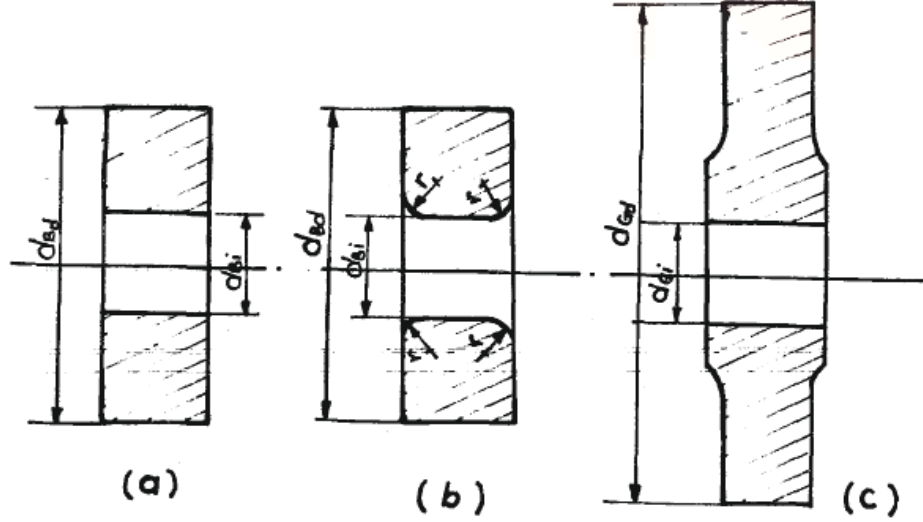
Tek veya çift yönlü aksel kuvvete maruz millerde aksel kaymaları önlemek için yatakların yanında faturalar, ayar bilezikleri, somunlar veya emniyet segmanları kullanılır (Şekil III.6). Bu çalışmaya esas teşkil eden traktör aks millerinin yataklanmasında karşılanması gereken tek yönlü (tekerlekleri dışarı doğru zorlayıcı) bir kuvvet söz konusudur.



Şekil III.6 Aksel Kuvveti Önleyici Tedbirler

Mil-göbek bağlantı yerlerinde meydana gelebilecek en belirgin hatalardan birisi mil çapının kademelendirilmesinden doğan çentik etkisidir. Bu bakımdan çentik etkisi yapabilecek kısımların sıkı bir şekilde yuvarlatılarak kavislendirilmesi gerekir. Bilhassa değişken yüklere maruz millerde uygun olmayan yuvarlatmalar gerilim birikme bölgeleri oluşturmaktadır.

Çentik tesirinden başka, presli ve sıcak geçme mil-göbek bağlantılarında olduğu gibi yüksek yüzey basıncı ile birbiri üzerine oturan düzenlerde yorulmadan dolayı kırılma meydana gelmektedir. Bunu önlemek için rijit göbeklerin hiç kenarları Şekil III.7'de görüldüğü gibi yuvarlatılır veya göbek daha ince yapılarak göbeğe elastikiyet kazandırılır.



Şekil III.7 Göbek Elemanları

a. Rijit      b. İç Kenarı Yuvarlatılmış      c. Elastik

Millerin göbek geçme yüzeylerinde bozulmalar meydana gelmemesi veya geçmenin rahatlıkla temini için mil üzerine monte edilecek elemanların oturma bölgelerine kadar rahatça geçebilmelerini temin edebilecek şekilde dizayn yapmak gerekir.

Millerin oturma (yataklama) yüzeyleri 6-8 class kalitede işlenir. Bu bölgedeki yatak yüzeyleri ise 7-10 class kalitede işlenir. Milin diğer serbest bölgelerinde yüzey kalitesi 3-4 class olmalıdır [18].

### III.2.1 Mil ve Aks Malzemeleri

Mil ve aks malzemeleri olarak mukavemetlerinin yüksek ve elastisite modüllerinin büyük olmasından dolayı, karbonlu veya alaşımlı çelikler tercih edilirler. Düşük mukavemetin yeterli olduğu durumlarda, ucuzluk ve kolay işlenebilirlik yönünden karbonlu çelikler tercih edilir. Piyasada 150 mm çapa kadar ticari maksatla soğuk çekilmiş hazır malzeme mevcut olduğundan bu çapa kadar olan transmisyon milleri bu malzemedен yapılır. 150 mm'den daha büyük çaplı miller ve akslar ise sıcak çekilmiş veya dövme çelikten imal edilir. Yüksek hızda dönen millerde yatak bölgelerinin sertleştirilmiş olması gerektiğinden genellikle bu tür miller sementasyon çeliklerinden yapılarak yatak bölgeleri semente edilir.

Millerde yüzey sertleştirilmesi milin yük taşıma kapasitesini %50-100 oranında artırır. Çekme mukavemeti büyük ölçüde mil çapı ve ısıl işleme bağlıdır. Şekilli millerin, flanşlı millerin, özel millerin veya ağır millerin yapımında mukavemeti



yüksek olan nodüler dökme demir (küresel grafitli dökme demir-sfero demir) kullanılabilir [19].

Miller genellikle yuvarlak malzemedan torna tezgahında işlenerek imal edilir. Yatak bölgeleri silindirik taşlama tezgahlarında taşlanır. Yüksek gerilmelere maruz kalan millerde ise bütün yüzey taşlanır [20].

## BÖLÜM IV

### METALLERDE YORULMA

Üretim, ulaşım, hizmet sektörü ve benzeri birçok alanda günümüzde artık makinelerden yararlanılmakta ve bu alanda kullanılan makinelerin sayısı her geçen gün artmaktadır. Makinelerin tasarımında sadece kullanım kolaylığı, ergonomi ve estetik unsurlar göz önünde bulundurulmayıp bunların yanında makinelerin ve ilgili komponentlerinin çalışma süreleri veya tahmin edilen kullanım süreleri içerisinde güvenli bir şekilde fonksiyonlarını yerine getirmeleri de beklenmektedir [5].

Makine ve parçalar çalışma sırasında genellikle tekrarlı yüklemelere maruz kalırlar. Zamana göre değişen gerilmelerle zorlanan parçaların çekme hatta akma mukavemetinin altındaki düşük gerilmelerde bile, belirli bir çalışma süresi sonunda (veya yük tekrar sayısında) tahrip olmasına “yorulma” yükleme sonundaki kırılmaya “yorulma kırılması” denir. Yorulma kırılması sadece tekrarlı çekme ve basma zorlamalarına değil, eğme ve burulma (torsiyon) tekrarlarında da vuku bulabilir. Tekrarlı zorlanan malzemelerin yorulma davranışı, yüklemenin cinsine, büyüklüğüne ve yük tekrar sayısına bağlıdır [21].

Tasarımcılar tasarımlarda malzemelerin ekonomik olarak kullanımını göz önünde bulundurmaya zorundadırlar. Mukavemet ve elastisite bilgisinin gelişmesi, giderek daha düşük güvenlik katsayılarının seçimi ve yüklerin daha hassas şekilde tahmin edilebilmesi ile malzeme değişikliğine gitmeden de tasarlanan elemanların küçük kesitli olarak boyutlandırılabilmesini mümkün kılmaktadır. Ancak bu durumda gerilmelerin akma sınırını aşmamasına yeterince özen gösterildiği halde, çalışma esnasında elemanlarda kırılmalar gözlenmeye başlamıştır. Herhangi bir şekil değiştirme yaratmadan ortaya çıkan bu kırılmaların, yüksek yüklerin bir kez ve tek yönde uygulanması ile oluşan kırılma yüzeylerinden, görünüşleri bakımından tamamen farklı oldukları saptanmıştır. Bu gözlemlere dayanarak kısa bir süre sonra yüklerin veya momentlerin büyüklüğü ve yönünde zamanla değişmelerin söz konusu olduğu durumlarda, statik deneylerle saptanan mukavemet değerlerinin malzemenin davranışını belirlemede yetersiz kaldığı anlaşılmıştır.

Bu deneyimler yorulma dayanımı kavramının ortaya çıkmasına neden olmuştur.

**Yorulma Dayanımı:** Sonsuz sayıda tekrarlanmasına rağmen kırılmaya neden olmayan en yüksek gerilme. Deneysel olarak yorulma dayanımının, statik dayanım değerinden daha küçük olduğu saptanmıştır [22].

Makine elemanları sık sık yorulma ile kırılır. Yapılan birçok dikkatli analizler hakiki azami gerilmelerin kopma mukavemetinin altında ve çok sık olarak da akma mukavemetinin altında olduğunu ortaya koymaktadır. Bu kırılmaların en çok ayırt edici özelliği gerilmelerin önemli büyük sayıda tekrardır.

Yorulma kırılması küçük bir çatlak ile başlar. İlk çatlak o kadar küçüktür ki, çıplak gözle tespit edilemez ve X ışınları ile yerinin tespiti ise oldukça zordur. Malzemede süreksizliğin olduğu bir noktada mesela kama yuvası veya görülen delik gibi kesitin değiştiği bir yerde çatlak ortaya çıkar. Yorulma kırılmasında görülen küçük açık noktalar, muhtemelen muayene veya marka işaretleme, iç çatlaklar veya işlemenin sebep olduğu düzgünlüklerle başlar. Çatlak bir defa teşekkül ettiğinde gerilme yığılmasının tesiriyle daha da büyür. Gerilmeli alanın büyüklüğü azaldığı gibi gerilmenin genliği artar ve nihayet kalan alan aniden tahrip olur [23].

Günümüzde yorulma analizi için üç farklı metod kullanılmaktadır. Bunlardan ilki gerilme bazlı yaklaşımdır. Bu yaklaşımda parça üzerine etkiyen nominal gerilmeler dikkate alınarak ortalama gerilmeler bulunur. Parça üzerinde bulunan gerilme artırıcı delikler, kanallar, boşaltmalar ve benzeri geometrik özellikler dikkate alınarak önlemler alınır. Örneğin Bayrakçeken [24] mahruti dişlisindeki yorulmayı incelemiş ve kopmanın gerilmenin yüksek olduğu yerde meydana geldiğini açıklamıştır. Benzer şekilde ikinci bir metod ise gerinim bazlı yaklaşımdır. Bu yaklaşımda yerel akma noktaları veya alanları dikkate alınarak birbirini tekrar eden yüklerde bu alanlarda gerilme artırıcı faktörler göz önünde bulundurulur ve tasarım buna göre yapılır. Son olarak çatlak mekaniği yaklaşımı kullanılarak yüzeyde oluşan çatlaklar incelenir ve bu noktalara dikkat edilerek tasarım yapılır.

#### **IV.1 Kuvvetin Zamanla Değişimi, Statik Yük, Dinamik Yük**

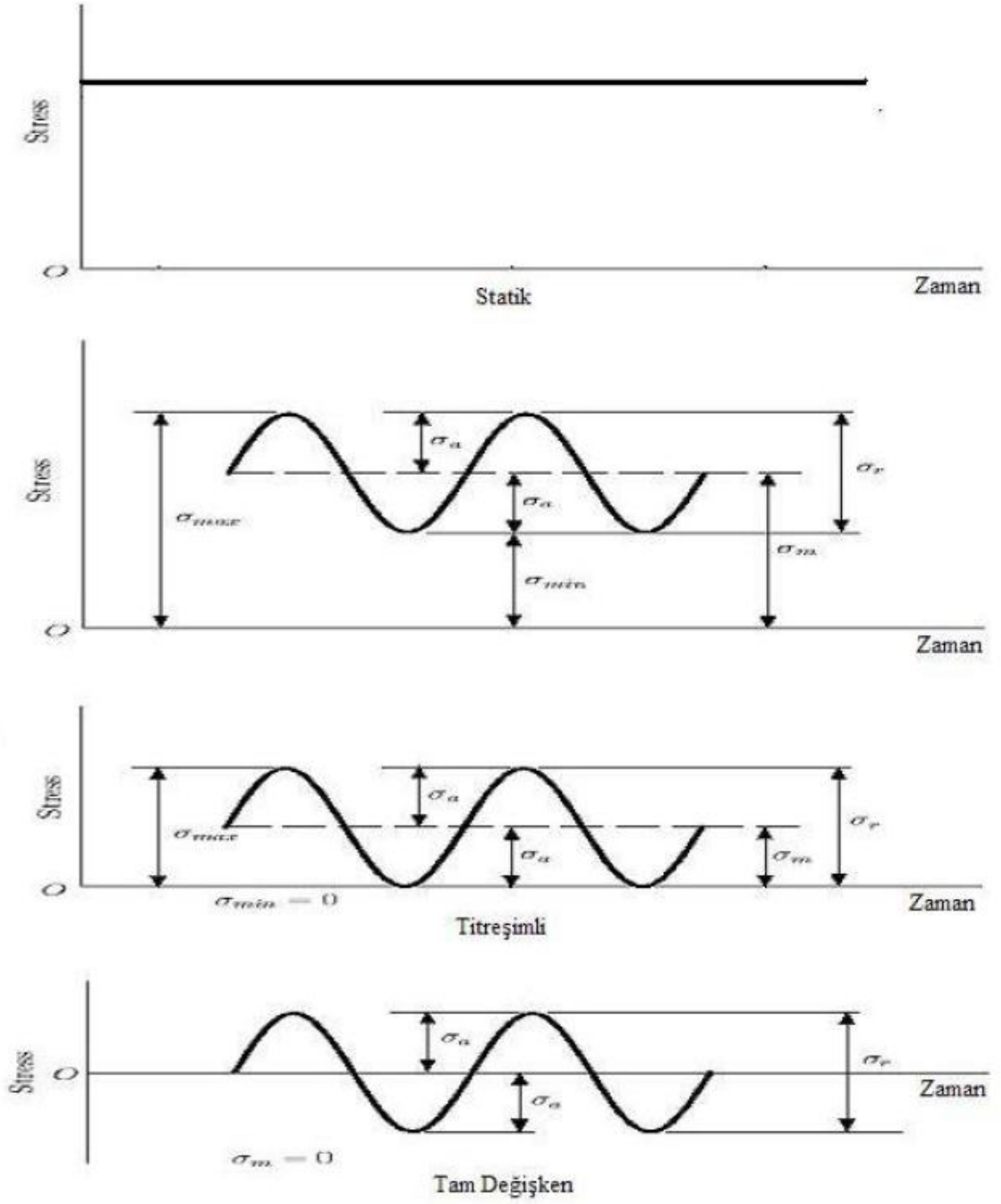
Elemanlara etkiyen kuvvetleri zamanın fonksiyonu olarak üçe ayırmak mümkündür.

**a. Sürekli artan kuvvet:** Sadece malzeme muayene deneylerinde rastlanabilecek bir kuvvettir. Deney esnasında numuneye sıfırdan başlayarak kalıcı deformasyon meydana gelinceye kadar sürekli artan bir kuvvet tatbik edilir.

**b. Statik kuvvet:** Değeri zamanla değişmeyip sabit kalan kuvvetlerdir. Malzemeye etkiyen kuvvet statik karakterli ise oluşturduğu gerilmenin, malzemenin emniyet gerilmesinden küçük olup olmadığı kontrol edilir.

**c. Dinamik kuvvet:** Değeri zamanla değişen kuvvetlerdir. Makine elemanların etkiyen dinamik kuvvetlerde değişme çoğunlukla periyodiktir. Örneğin bir taşıt mili taşıtın ağırlığı nedeniyle eğilmeye zorlanacaktır. Eğilme momentinin değeri ve yönü sabittir, ancak mil döndüğü için milin her bir noktasındaki eğilme gerilmesi maksimum bir bası gerilmesi ile maksimum bir çeki gerilmesi arasında, milin dönme frekansı ile değişen zorlamaya uğrayacaktır. Bach yükleme şekillerini üç grupta toplamıştır (Şekil IV.1).

1. Grup yükleme şekli: Statik yükleme
2. Grup yükleme şekli: Titreşimli yükleme
3. Grup yükleme şekli: Tam değişken yükleme [25].



Şekil IV.1 Statik ve Dinamik Yükler

Şekilden görülebileceği üzere [5]:

$$\text{Gerilme aralığı : } \Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad (\text{IV.1})$$

$$\text{Ortalama gerilme : } S_m = \sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (\text{IV.2})$$

$$\text{Gerilme genliği : } S_a = \sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} \quad (\text{IV.3})$$

olarak tanımlanmıştır.

Malzeme zerinde çekme kuvvetlerinin yönleri pozitif alındığında  $\sigma_{maks} > \sigma_{min}$  olduğundan  $\Delta\sigma$  ve  $\sigma_a$  her zaman pozitif olmaktadır. Bunun yanında ömür analizlerinde kullanmak üzere gerilme oranları tarif edilmiştir. Gerilme oranı,

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{maks}} \quad (\text{IV.4})$$

olarak tanımlanmıştır.

Çalışma şartlarında değişen zorlamaları ve malzeme davranışını hesapsal olarak kapsamayı amaçlayan çalışmalar henüz tatmin edici olmamakla birlikte, parçaların daha iyi bir yaklaşımla tasarlanmasını sağlamaktadır. Günümüze kadar çok sayıda yorulma deneyi sonucu ve değişik hesaplama yöntemleri yayınlanmıştır. Bu yöntemler, sorunun matematiksel çözümü yanında tasarım kuralları ile kullanılan malzeme özelliklerinin bilinmesi halinde uygulanabilmektedir. Ancak yorulmaya etki eden faktörlerin fazlalığından ötürü halen yorulma hasarına rastlanılabilmektedir [26].

## IV.2 Yorulma Zorlaması ve Özellikleri

Büyüklüğü ve yönü düzenli yada düzensiz bir şekilde sürekli değişen kuvvet veya momentlerin etkimesi yorulma zorlaması olarak adlandırılır. Zorlama sırasında yük istendiği kadar tekrarlanabilir veya zorlamanın olmadığı zaman aralıkları olabilir. Yorulma zorlamasında yükün zamana bağlı olarak nasıl değiştiiğinden çok, alt ve üst sınır değerlerinin büyüklüğü önemli olduğundan, yük değişimi genellikle sinüs fonksiyonu olarak kabul edilebilir. Birim zamandaki çevrim sayısı (periyot) çok düşük (saatte bir çevrim) yada malzemenin ısınmasına neden olacak kadar çok yüksek olmamak kaydıyla yorulma ömrünü (kırılmaya kadar geçen çevrim süresi) önemli ölçüde etkilemez. Parçaya gelen kuvvetin en küçük ve en büyük değerleri sıfır konumuna göre aynı işaretli yada ters işaretli olabilir. Yorulma zorlamasının iki hali için özel isimler verilmiştir. Parçaya gelen değişken kuvvetin en büyük ve en küçük değerleri aynı büyüklükte fakat işaretleri farklı ise, kuvvet bu iki değer arasında değişiyor ise değişken zorlama söz konusudur. Bu zorlamanın malzeme dayanımına etkisi değişken yorulma dayanımını oluşturur. Kuvvet sıfır değerine ile

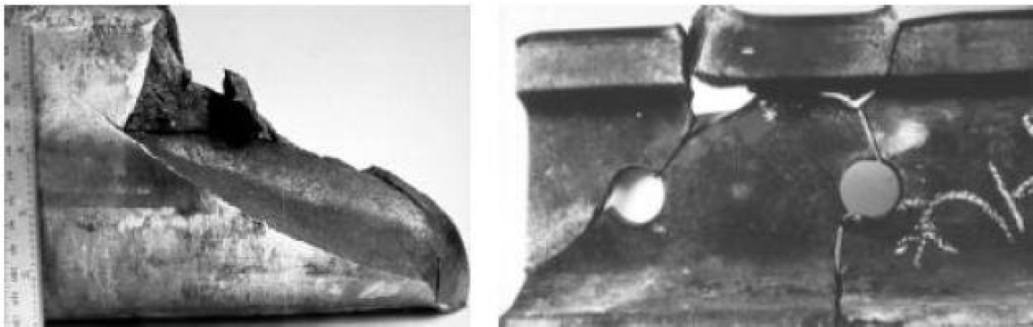
belirli bir sınır değer arasında değişiyor ise dalgalı zorlama ve malzeme dayanımı bakımından dalgalı yorulma dayanımı söz konusu olmaktadır. Yorulma zorlaması sadece dış kuvvetlerin değil, örneğin sıcaklık farkları nedeni ile oluşan iç kuvvetlerin etkisi ile de görülebilir [27].

### IV.3 Yorulma Kırılmasının Nedeni

İşletme koşullarındaki zorlamalar sonucu ortaya çıkan gerilmeler mukavemet bilgisinin temel denklemlerine her zaman uymayabilmektedir. Dolayısı ile çekme veya basma gerilmeleri parça kesitinde eşit olarak dağılma, eğme ve burma gerilmeleri de yüzeyden ortaya doğru doğrusal bir azalma göstermeyebilirler. Uygulamada bu kuramsal gerilme dağılımlarında az yada çok sapmalar görülür.

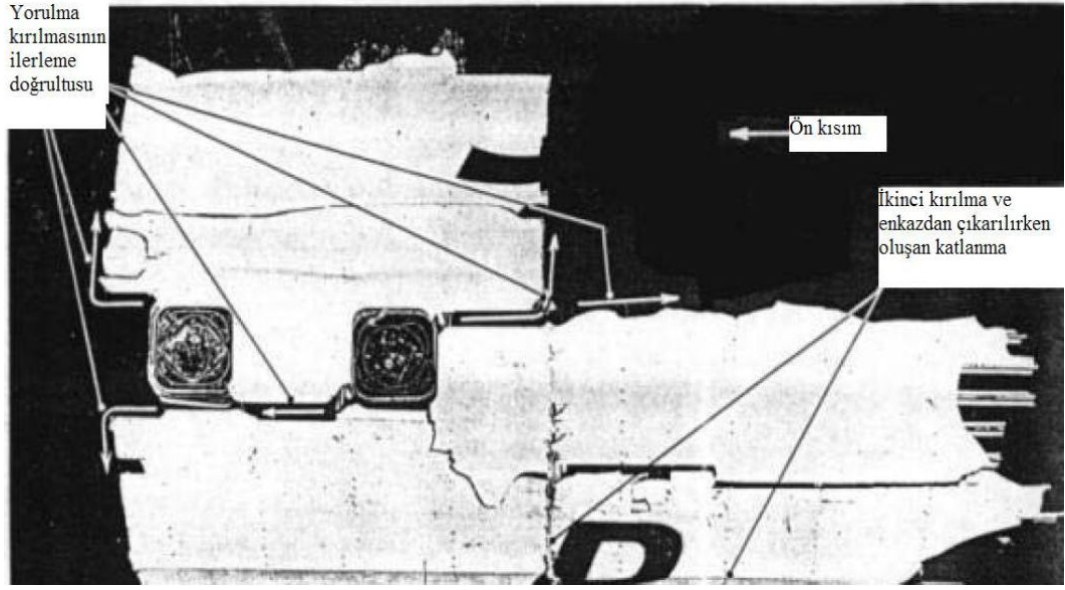
Parçanın şekli, yüzey kalitesi, ortamın korozif etkisi, kuvvet iletiminin türü, ön gerilme, malzeme hatası, mikro yapının heterojen olması gibi nedenlerden dolayı yerel gerilme yığılmaları oluşmaktadır. Yorulma çatlağı gerilme yığılmalarının bulunduğu bölgelerde başlar. Ayrıca elemanın doğal frekansına yakın bölgelerde zorlanması sonucu oluşan rezonans titreşimlerine yada her zaman önlenmesi mümkün olmayan aşırı yüklere dayanacak şekilde tasarlanmış olmaması da yorulma çatlaklarına yol açabilir.

şekil IV.2’de trenyolu raylarında yorulma nedeniyle oluşan kırılmalar görünmektedir.



şekil IV.2 Raylardaki Yorulma Kırılması

şekil IV.3’te Roma-Kaire seferini yaparken düşen uçağın enkazından alınan parça görülmektedir. Yapılan incelemede gövde de tespit edilen yorulma kırılmasının kazaya neden olduğu anlaşılmıştır.



**Şekil IV.3** Uçak Gövdesindeki Yorulma Kırılması

Ayrıca zorlanan bölgelerde dolgu kaynağı işlemlerinin uygun olarak yapılmaması durumunda da yorulma çatlakları görülebilir. Aşırı zorlanan bir bölgede çatlağın başlaması durumunda yorulma kırılmasının önlenmesine çoğunlukla olanak yoktur. Çatlağın ilerleyerek kırılmanın oluşması ise çevrim sayısına bağlı olarak bir zaman sorundur. Bir yorulma çatlağının görülmesi kullanılan malzeme veya malzeme durumu için yerel bir gerilme yükselmesinin bulunduğu işaretler. Yorulma sonucu oluşan çatlak ek bir çentik etkisi ortaya çıkaracağından, gerilmeler bakımından durumu daha kötüleşecek ve yaratılan yüksek gerilme yığılmaları çatlağın hızla ilerlemesi ve büyümesine neden olacaktır. Ayrıca yük taşıyan kesit sürekli küçüldüğünden kesitteki gerilmenin sınır değeri giderek daha da yükselecektir. Gözlemler yorulma çatlağı ilerleme hızının çatlak derinliğinin karesi ile arttığını göstermektedir. Parçanın ikiye ayrılması çoğunlukla uzun bir süreyi gerektirdiği ve zorlama sürekli değiştiği için olay yorulma kırılması olarak adlandırılır. Bazı durumlarda ise yorulma çatlakları kesitin tam olarak ayrılması ile sonuçlanmaz. Çatlak oluşması ile parça daha az zorlanır ve dolayısıyla gerilmenin üst sınırı malzemenin yorulma dayanımı değerinin altında kalırsa veya çatlağın çevresinde gerilme durumunun değişmesi ile yerel bir malzeme pekleşmesi oluşursa çatlak ilerlemesi durabilir [28].

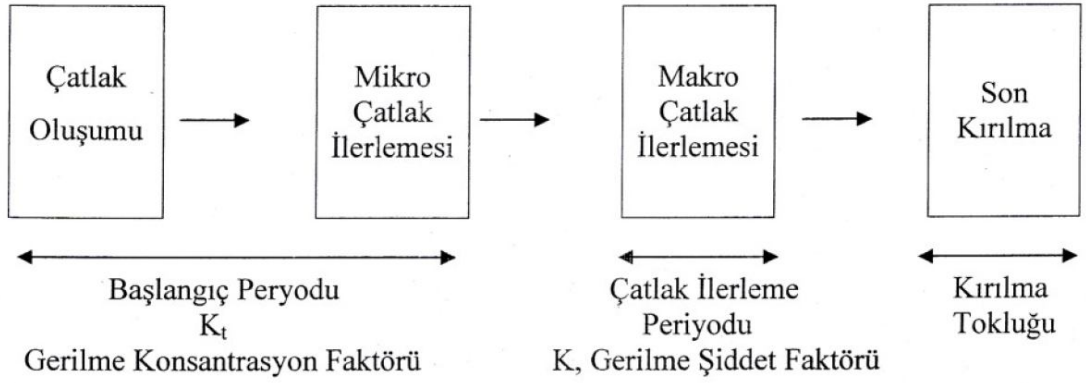


#### IV.4 Yorulma Zorlamalarında Kırılma Olayı

Yorulma olayı genel olarak üç aşamada incelenmektedir:

- Çatlak oluşumu ve başlangıcı (crack initiation)
- Çatlak ilerlemesi (crack propagation)
- Kalan malzeme kesitinin kırılması (fracture)

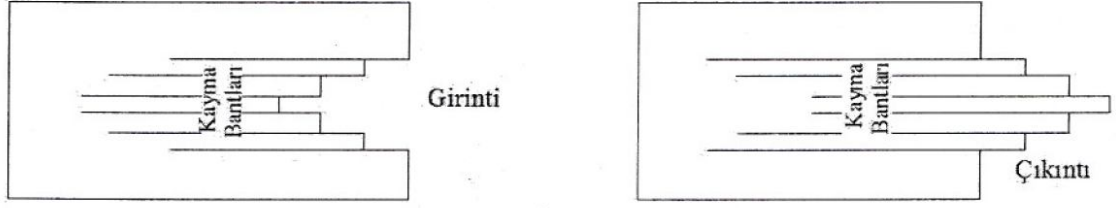
Yorulma kırılmasının başlangıç periyodunda önemli bir etki gösteren gerilme konsantrasyon faktörü ( $K_t$ ), en büyük bölgesel gerilmenin nominal ortalama gerilmeye oranıdır. Şekil IV.4’de yorulma ömrüne ait aşamalar gösterilmektedir.



Şekil IV.4 Yorulma Ömrü Aşamaları ve Yorulmaya Etki Eden Faktörler

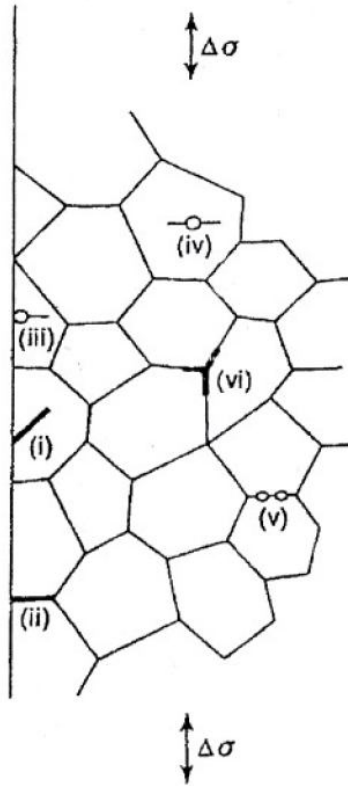
##### IV.4.1 Yorulma çatlak başlangıcı

Yorulma çatlakları içyapıda bulunan kuurlar veya malzeme yüzeyindeki çentik civarında oluşan deformasyonların çok şiddetli olduğu bölgelerden başlamakta ve ilerlemektedir. Malzemelerde bulunan çatlak, çentik, boşluk, sert parçacıkların, ani kesit değiştirmelerin çevresindeki gerilmeler parçanın maruz kaldığı dış gerilmelere göre daha büyük değerdedir. Bu gerilmeler etkisinde yapı içerisinde plastik şekil değiştirmeler meydana gelir. Bir metal parçada maruz kalınan elastik sınır altındaki yükler nedeniyle mikro yapı içerisindeki mevcut hatalar (dislokasyonlar) bölgesel olarak hareket ederler ve Şekil IV.5’te görülen kayma bantlarını oluştururlar. Kayma bantlarının oluşumu sonucu yüzeyde girinti ve çıkıntılar gerilim yoğunlaşmasına sebep olur. Mikro çatlaklar zamanla büyüyerek ilerler ve yapı içerisinde yayılırlar [29].



**Şekil IV.5** Kayma Bantlarından Dolayı Girinti ve Çıkıntılar

Şekil IV.6'da değişik çatlak başlangıç merkezleri gözükmemektedir, (i) taneleri kesen, (ii) taneler arası, (iii) yüzeyde bulunan kalıntı veya boşluk, bunların ilk ikisi kayma bantlarının oluşturduğu yüzey çatlaklarıdır, üçüncüsü ise bazı ticari alaşımlarda gözlenir. Bunların yanında (iv) malzeme içerisindeki kalıntılar (v) tane sınırlarındaki boşluklarda çatlak başlangıç merkezleri olarak gösterilmektedir [30].



**Şekil IV.6** Çatlak Başlangıcı İçin Farklı Malzemeler

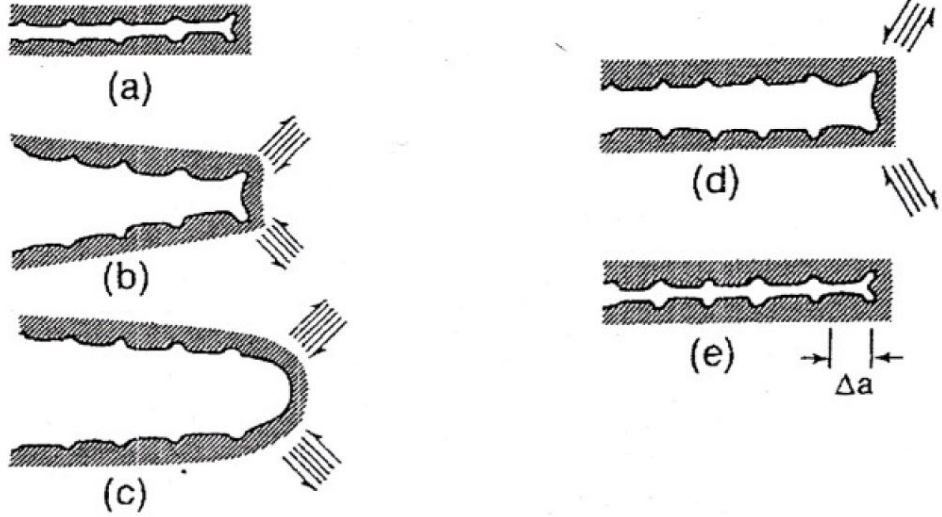
#### IV.4.2 Yorulma çatlak ilerlemesi

Birinci aşama çatlak ilerlemesinin başlangıcı sürekli kayma bantları boyunca olmaktadır. Çok kristalli metallerde çatlak, ikinci aşama çatlak ilerlemesine geçmeden önce sadece birkaç tane boyutunda ilerlemektedir. Genellikle birinci

aşamada çatlak ilerleme hızı, ikinci aşama çatlak ilerleme hızıyla karşılaştırıldığında çok küçüktür. Yorulma sonucunda oluşan kırılma yüzeyleri incelendiğinde birinci aşama çatlak ilerleme izini gösteren önemli bir özellik yoktur [31].

Tek eksenli yükleme durumunda maksimum kayma gerilmesinin normali uygulanan gerilme ile  $45^\circ$  bir açı yapar. Böylece mikro çatlaklar  $45^\circ$  açıyla yönlendirilmiş kristallerdeki yaklaşık maksimum kayma gerilmeleri boyunca başlar. Maruz kalınan çevresel deformasyonla oluşan çatlakların birkaçı başlangıçta kayma bantları boyunca ilerler daha sonra baskın olan çatlak yavaş yavaş ortaya çıkar ve yönünü değiştirerek yükleme eksenine dik hale gelir. Bu aşamanın uzunluğu malzemeye ve yükün genliğine bağlı olup genellikle 3-4 tane kadardır. Birinci aşamada oluşan çatlak uzunluğu malzemenin ortalama tane büyüklüğünün artışıyla ve gerilme veya deformasyon genliğinin azalmasıyla artar [32].

Yorulma çatlak ilerleme mekanizması hakkında yapılan çalışmalarda kesin bir fikir birliği oluşmamakla birlikte Laird ve Smith plastik körelme modeli yaygın bir kabul görmüştür. Şekil IV.7a'da yük artışı ile çatlak ucunun açılması, ilerlemesi ve yükün azalması ile körelmesi şematik olarak gösterilmektedir. Çekme yükünün uygulanmasına, maksimum kesme gerilmesinin kayma düzlemleri boyunca bölgesel plastik deformasyon oluşmaktadır (Şekil IV.7b). Yükün daha fazla artması ile kayma bantları genişlemekte ve çatlak ucu yarım daire şeklinde körelmektedir (Şekil IV.7c). Bu körelme sonucunda çatlak, yaklaşık çatlak ucu açılma mesafesinin yarısı kadar uzamaktadır. Basma yüklemesi süresince kayma yön değiştirmekte ve çatlak yüzeyleri arasındaki mesafe artmaktadır. Çekme yüklemesi süresince oluşturulan yeni yüzey uç kısmında çift gibi kıvrımlıdır (Şekil IV.7d). Maksimum basma gerilmesinde çatlak ucu keskinleşir ve çevrim başına çatlak ilerlemesi ( $\Delta a$ ) gerçekleşir (Şekil IV.7e)



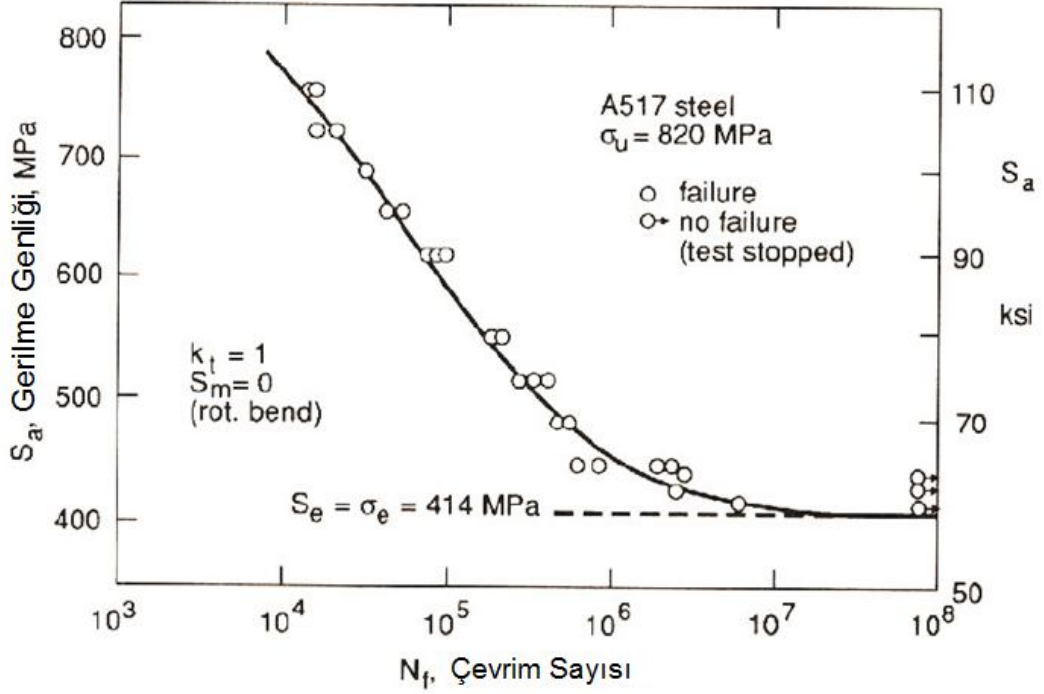
**Şekil IV.7** Plastik Körlme Modeline Göre Yorulma Çatlak Uzaması,  
a. Sıfır Yük    b. Küçük Çekme Yüğü    c. Maksimum Çekme Yüğü  
d. Başlangıç Noktasına Dönme    e. Maksimum Basma Yüğü

II. bölge yorulma süresince çatlakın açılıp kapanması ile kırılan yüzeylerde paralel ve çatlak ilerleme yönüne dik yorulma çizgileri oluşmaktadır. Düzenli yorulma çizgilerinin oluşumu ilerleyen çatlak ucunda yeterince büyük plastik deformasyonun oluşumunu gerektirir. Plastik körlme modeline göre çatlak ucunda plastik deformasyon oluşmasından dolayı her bir yorulma çevrimi için çatlak uzaması artışları yorulma çizgileri şeklinde görülmektedir. Genellikle düzgün bir yükleme yapıldığında yorulma, çatlak başlangıcından uzaklaştıkça yorulma çizgileri arasındaki mesafe artar.

#### IV.5 Yorulma Ömür Analizi ve S-N Eğrileri

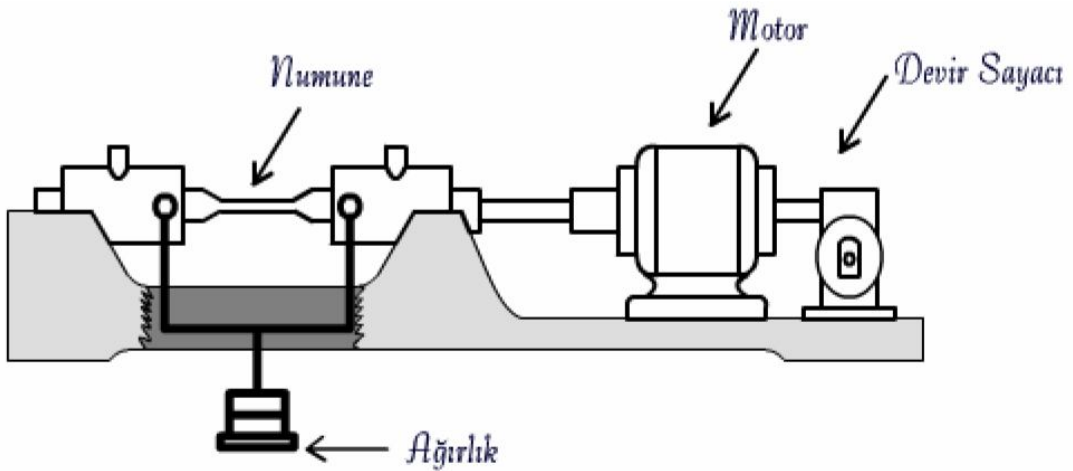
Yorulma sürecinde eğer bir komponent sürekli devirde değişen gerilmelere maruz bırakılırsa malzeme üzerinde çatlak oluşumu gözlenmekte ve malzeme kopmaktadır. Benzer bir deney daha yüksek gerilme safhalarında tekrarlanırsa malzemenin kopmasına kadar geçen sürenin çok daha azaldığı görülmüştür. Bu şekilde aynı komponentin farklı gerilme seviyeleri karşısında kopma ömürlerinin yada devirlerinin, o devre denk düşen gerilme seviyelerinin oluşturulduğu eğriye S-N eğrisi denilmektedir. Burada S gerilmeyi, N ise o gerilmeye denk düşen ömrü yada çevrim sayısını belirtmektedir. Şekil IV.8’de tipik bir S-N eğrisi gösterilmektedir. Bu eğrilerde 1 ile 1000 çevrim sayısı arasındaki bölgeye düşük çevrim sayılı

yorulma, 1000 ile yaklaşık 1000000 çevrim arasındaki bölgeye yüksek çevrim sayılı bölge denmektedir.

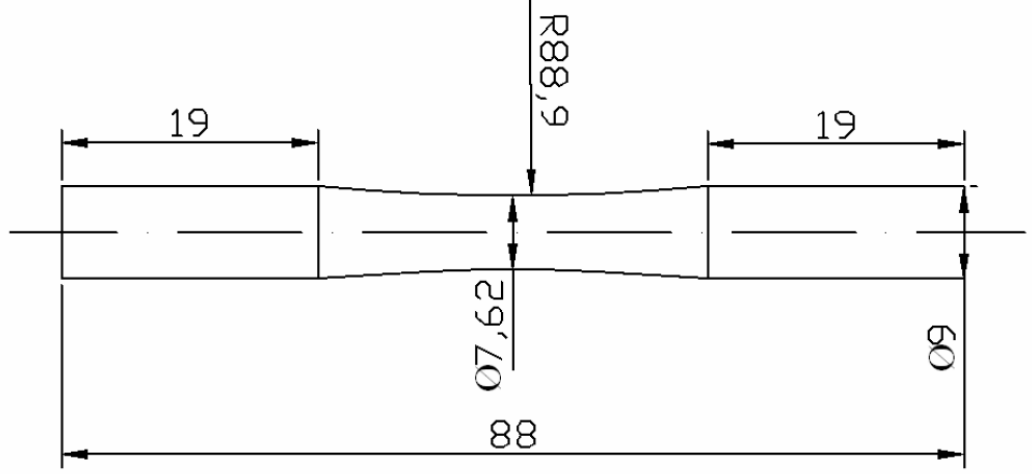


Şekil IV.8 Tipik Bir S-N Eğrisi

Bu tip eğrilerin oluşumunda R. R. Moore tarafından tasarlanan yüksek devirli yorulma test cihazı kullanılmaktadır (Şekil IV.9). Test numunesi son derece dikkatli bir şekilde üretilir ve işlenir (Şekil IV.10). Üretim aşamasından sonra son talaş kaldırma yapılarak yüzeyin çiziklerden mümkün olduğunca arındırılması sağlanır.



Şekil IV.9 R.R Moore Döner Eğmeli Yorulma Cihazı

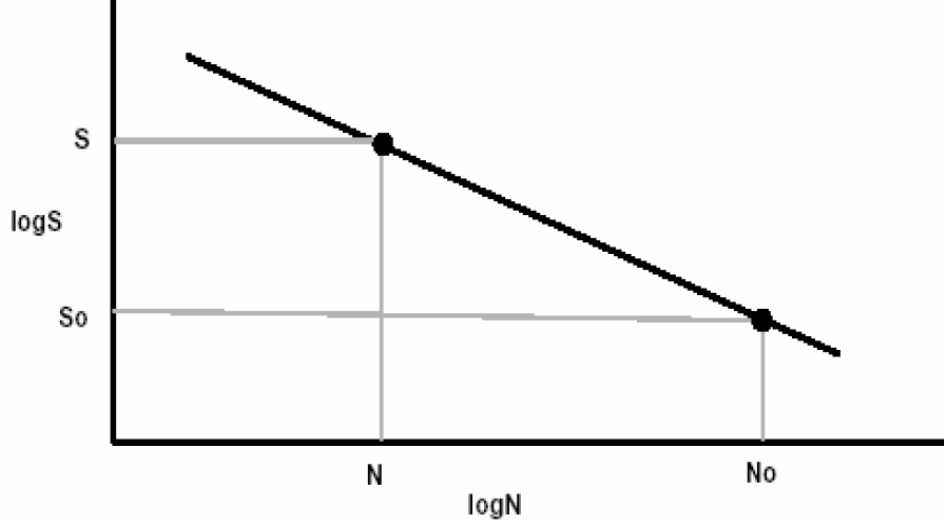


Şekil IV.10 Standart Yorulma Numunesi

Moore deneysel düzeneğinde iki ucundan asılmış olan ağırlıklar vasıtasıyla numune parça sabit bir bükülmeye maruz bırakılmıştır. Numunenin kopmasına kadar geçen çevrim sayısı devir sayacı ile kaydedilmektedir. İlk test malzemenin kopma gerilmesinin bir miktar altında yapılmakta olup kırılmaya kadar yapılan çevrim sayısı not edilir. İkinci teste ise yine aynı şekilde üretilmiş birbirinin aynı ikinci bir numune kullanılmaktadır. Bu numune parça için ise ilk teste uygulanan gerilme seviyesinin biraz daha altında bulunan gerilme seviyesi kullanılır. Çıkan sonuçlar gerilme ve buna denk düşen ömür olarak grafikler oluşturulur. Sonuçlarda sapmalar olduğu için istatistiksel metodlar ile en uygun eğriler çizilir [5].

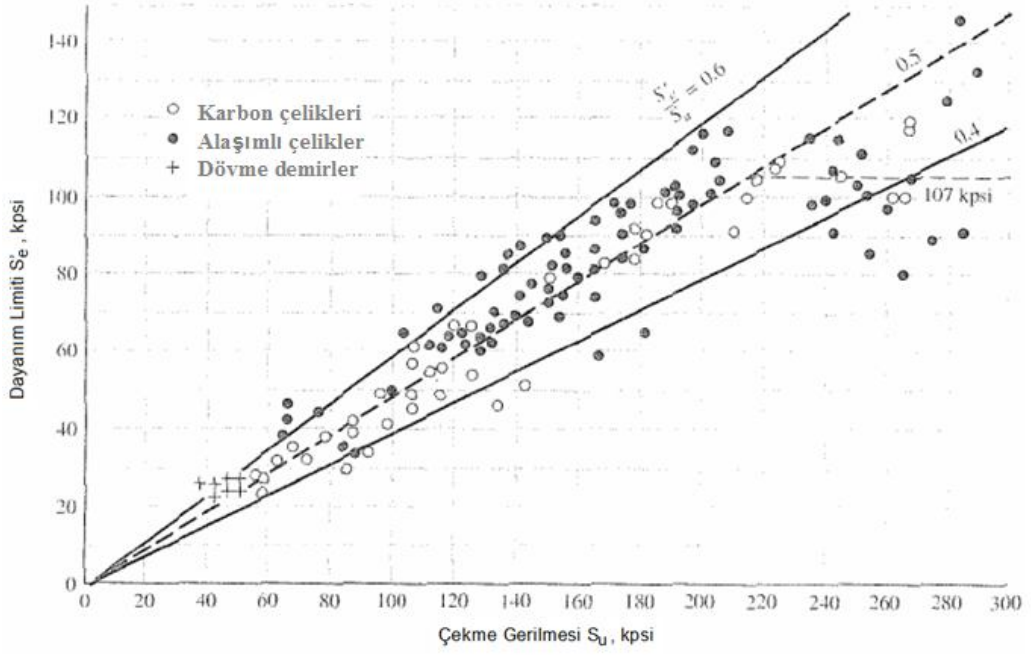
#### IV.5.1 S-N Eğrileri

Moore testinden elde edilen verilerin grafik haline dönüştürülmesi ile S-N eğrileri elde edilir. Genellikle elde edilen değerler gerilme ve çevrim sayıları logaritmik olarak gösterilir (Şekil IV.11). Bu diyagramda ordinata yorulma dayanımı,  $S_f$ , denmektedir. Yorulma dayanımı belli bir çevrim sayısında malzemenin kopmasını sağlayan gerilmeyi ifade eder.



**Şekil IV.11** Logaritmik Çizilmiş S-N Eğrisi

Çelik gibi demir alaşımlı metallerde S-N eğrisi üzerinde öyle bir gerilme seviyesi mevcuttur ki bu seviyenin altında uygulanan hiçbir gerilme malzemenin kopmasına neden olamamaktadır. S-N eğrisi dikkatle incelenirse eğrinin düzleştiği ve 414 MPa civarına yaklaştığı görülmektedir (Bkz. Şekil IV.8). Eğri üzerinde oluşan bu gerilme seviyesine “Dayanım Limiti”,  $S_e$ , denmektedir. Test numunelerinde bulunan bu değer çentiksiz ve son derece iyi işlenmiş malzemelerde malzemenin özelliği olarak sunulur ve genelde  $\sigma_e$  sembolü ile gösterilir. S-N eğrilerinde eğrinin tam düzleşmediği görülen alüminyum veya bakır alaşımlarında dayanım limiti olarak  $10^7$  veya yaklaşık olarak  $10^8$  çevrim sayısı kabul edilir.



Şekil IV.12 Kopma Gerilmesi ve Dayanım Limiti Grafiği

Şekil IV.12’de ise malzemelerin kopma gerilmeleri ile dayanım limitlerinin birbirleri ile olan korelasyonu görülmektedir. Grafik karbon çelikler, alaşımli çelikler ve işlenmiş çelikler için oluşturulmuştur. Yüzeyleri sertleştirilmiş karbürize çeliklerde dayanım limitinin attığı Farfan ve diğerleri [33] tarafından gösterilmiştir. Bu çalışma sonucunda sertleştirilmiş çeliklerde dayanım limitlerinin arttıkları tesbit edilmiştir.

S-N eğrileri tam değişken zorlanma altında laboratuvar şartlarında uzun süren deneyler yapılarak bulunurlar. Logaritmik ölçekte deneylerin sonuçları yaklaşık olarak bir doğru şeklinde enterpole edilebildiği için;

$$S_f = a \cdot N^b \quad (IV.5)$$

$$\log(S_f) = \log a + b \cdot \log N \quad (IV.6)$$

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e'} \quad (IV.7)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{f \cdot S_{ut}}{S_e'} \quad (IV.8)$$

Tablo IV.1 Tam Değişken Yüklemede Ömür

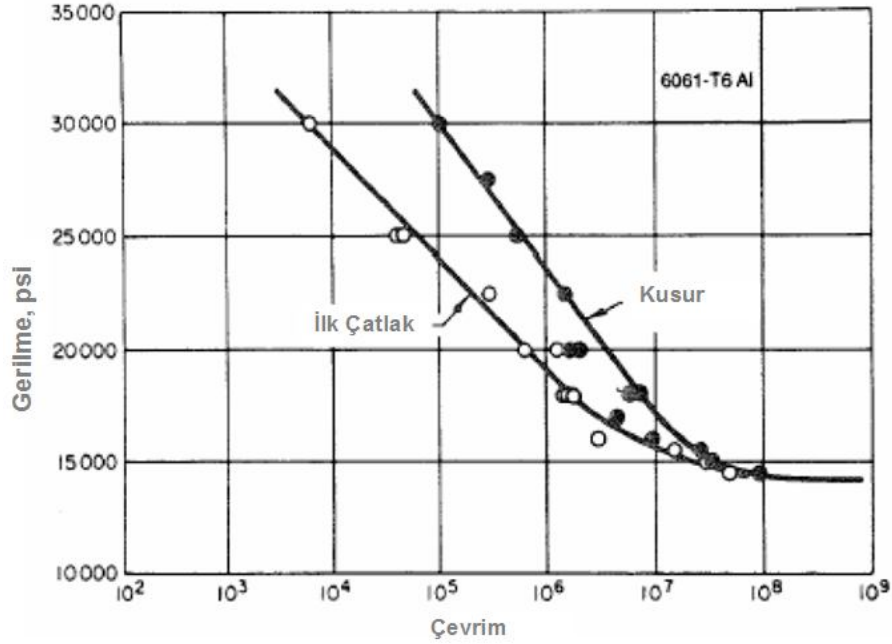
$S_{ut}(MPa)$	420	620	830	1380
f	0,93	0,86	0,82	0,77



#### IV.5.1.1 S-N eğrilerinde malzeme davranışlarının yorumlanması

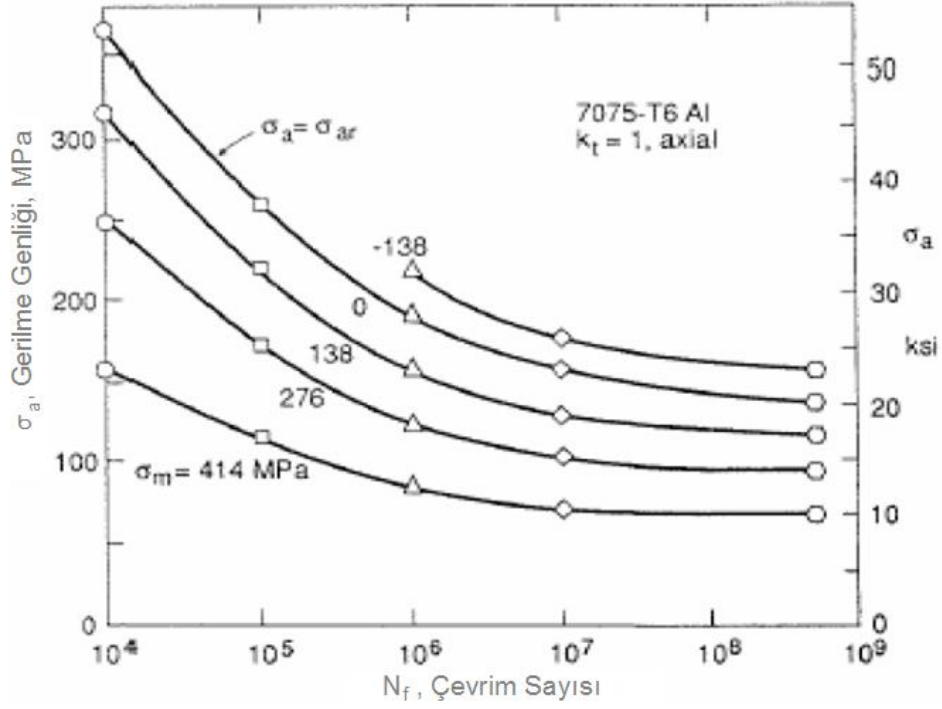
S-N eğrilerinin malzemeler için davranışları incelenirse malzemelerin farklı gerilme seviyelerinde nasıl davrandıkları hakkında detaylı bilgi elde edilebilir. Malzemenin mikro yapısını değiştirecek herhangi bir işlemin S-N eğrisini de etkileyeceği açıktır. Örneğin ortalama gerilme seviyesi, malzeme geometrisi, kimyasal ortam, çevrim frekansı veya malzemede bulunan gerilme yığılmaları S-N eğrilerini etkilemektedir.

Şekil IV.13’de görüleceği üzere S-N eğrileri tam olarak malzemenin koptuğu eğriyi tanımlamaktadır. Ancak malzeme üzerinde daha önce çevrim sırasında mikro çatlakların oluştuğu bilinmektedir. Bu şekilde mikro çatlaklar büyüyerek makro çatlakları oluştururlar.



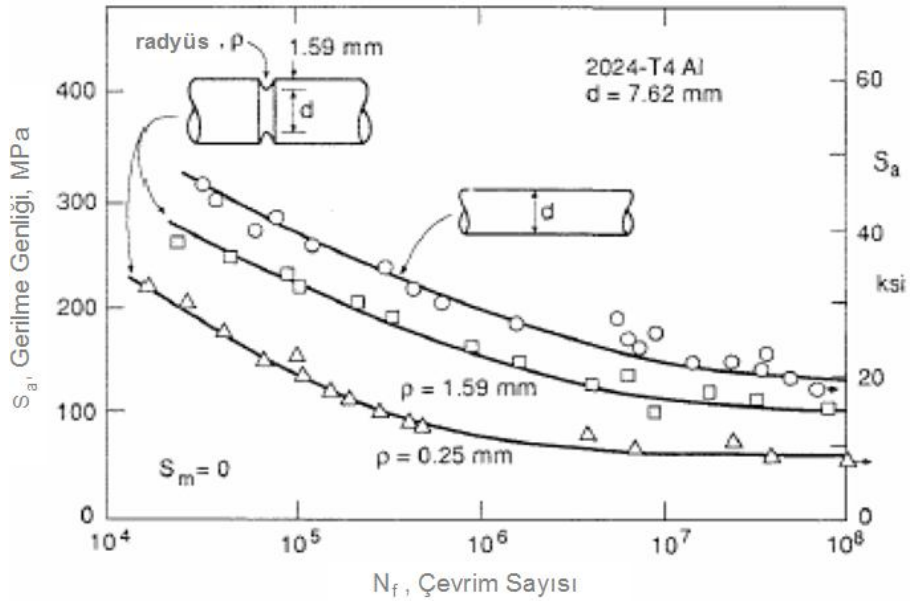
Şekil IV.13 Tam Tersinir Yorulma Eğrisinde Çatlak Oluşum ve Kırılma Eğrileri

Daha önce bahsedilen etmenlere geçmek gerekirse ilk önce ortalama gerilmenin S-N eğrisi üzerine olan etkisi Şekil IV.14’de incelenebilir. Burada basma ağırlıklı ortalama gerilme, çekme ağırlıklı ortalama gerilmeye göre daha fazla uzun ömür vermektedir.



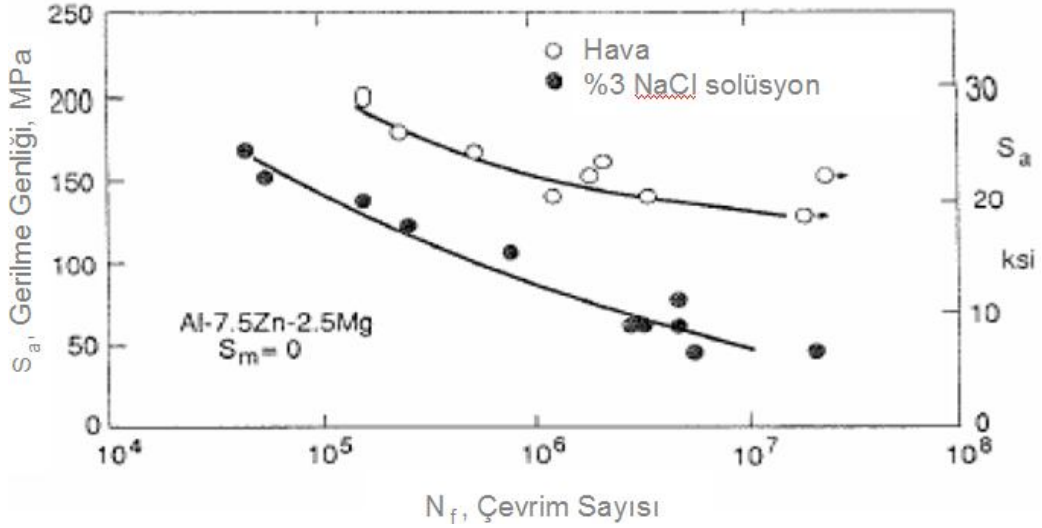
Şekil IV.14 Ortalama Gerilmenin  $\sigma_m$ , S-N Eğrisi Üzerine Etkisi

Şekil IV.15’de ise çentikli malzemenin çentiksiz malzemeye göre aynı gerilme seviyesine göre daha az ömrü olduğu görülmektedir. Şekilden çıkartılabilecek bir başka özellik ise çentik yapısı ile ilgilidir. Çentiğin malzeme üzerindeki radyüsü ne kadar küçükse kopma ömrü o kadar düşmektedir.



Şekil IV.15 Malzeme Geometrisinin S-N Eğrisi Üzerine Etkisi

Bir başka etmen ise malzemenin bulunduğu ortamın kimyasal yapısıdır. Ortamın içeriği ne kadar aşındırıcı ise malzemenin kopma ömrü o kadar azalmaktadır. Şekil IV.16'da malzemenin tuzlu solüsyon ve normal havada gösterdiği davranışlar gösterilmiştir. Benzer bir çalışmada Pan ve diğerleri [34] farklı bir korozif ortamda yorulmanın çok hızlı bir şekilde gerçekleştiği gösterilmiştir.



Şekil IV.16 Ortamın S-N Eğrisi Üzerine Etkisi

#### IV.6 Yorulma Kırılmasına Neden Olan ve Yorulmayı Kolaylaştıran Etkenler

Moore deneysel düzeneğinde kullanılan parça numuneleri daha öncede belirtildiği gibi son derece dikkatli şekilde üretilip kontrollü laboratuvar ortamlarında test edilmektedir. Bu deneyler sonucu elde edilen dayanım limitlerinin gerçek hayattaki dayanım limitlerinin değerlerini tam olarak yansıtamayacağı açıktır. Bu nedenle belirli etmenlerinde hesaba katılmasıyla dayanım limitleri tekrar hesaplanır.

Bu etmenler:

1. Malzeme: Kimyasal yapı
2. Üretim Şekli: Metot, Isıl işlem, Yüzey pürüzlülüğü, Gerilme yığılması
3. Çalışma Ortamı: Korozyon, Sıcaklık, Nem durumu
4. Dizayn: Boyutlar

Joseph Marin dayanım limitlerini doğrulamak amacıyla aşağıdaki genel ifadeyi öne sürmüştür.

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e \quad (\text{IV.10})$$

Burada:

$S_e$  = Makina elemanının sürekli mukavemeti

$k_a$  = Yüzey kalite katsayısı

$k_b$  = Büyüklük katsayısı

$k_c$  = Güvenirlilik katsayısı

$k_d$  = Sıcaklık katsayısı

$k_e$  = Gerilme yığılması katsayısı

$k_f$  = Diğer etkilerle ilgili katsayı

$S'_e$  = Dayanım limiti (S-N eğrisinden)

#### IV.6.1 Yüzey kalite katsayısı $k_a$

Tüm yorulma kırılmalarının büyük bir kısmı elemanın yüzeyinde başlar. Dolayısıyla yüzey şartları yorulma dayanımını etkileyen çok önemli parametredir [25].

Daha öncede belirtildiği gibi test numune parçaları yüzeyleri çok iyi derecede işlenmiş halde yorulma testlerine tabi tutulmuştur. Gerçek hayatta ise yüzeylerde farklı işlemlerin yapılması durumunda farklı yoğunlukta yüzey çizikleri oluşabilir. Bu etkileri telafi etmek amacıyla yüzey durumu çarpanı  $k_a$  tanımlanmıştır. Bu değer işlemin ya da yüzeyin pürüzlülüğü ile malzemenin kopma gerilmesi ile ilişkilidir. Burada Lipson [35]'a göre,

$$k_a = a \cdot S_{kopma}^b \quad (\text{IV.11})$$

olarak verilmektedir.

Burada a ve b değerleri deneysel sonuçlarla bulunan ve malzemenin yüzey işleme kalitesine göre değişen değerlerdir. Malzeme kopma gerilmesi MPa cinsinden verilmişse kaba malzemedan sıcak haddelenmiş malzemeye kadar a değeri 1.58 ile 272, b değeri -0.085 ile -0.995 arasında değişebilmektedir. Bu değerler Tablo IV.2'de açıkça verilmiştir.

**Tablo IV.2** Yüzey Kalite Katsayısı

Yüzey Durumu	a	b
Parlatılmış veya taşlanmış	1,58	-0,085
Takım tezgahlarında işlenmiş veya soğuk çekilmiş	4,51	-0,265
Sıcak haddelenmiş	57,7	-0,718
Dövülmüş	272	-0,995

#### IV.6.2 Büyüklük katsayısı $k_b$

Büyüklük katsayısı aşağıdaki gibi bulunur:

$$k_b = \begin{cases} 1 & d \leq 8mm \\ 1.189d^{-0.097} & 8mm < d \leq 250mm \end{cases} \quad (IV.12)$$

Makina elemanı aksenal yüke maruz ise büyüklük tesiri yoktur. Dikdörtgen kesitli elemanlar için eşdeğer çap  $d = 0.808\sqrt{A}$  olarak alınır. Burada A kesitin alanıdır [36].

#### IV.6.3 Güvenirlilik katsayısı $k_c$

Güvenirlilik katsayısı Tablo IV.3'den alınır.

**Tablo IV.3** Güvenirlik Katsayısı

Güvenirlik R	Standart değişken $Z_R$	Güvenirlik katsayısı $k_c$
0,50	0	1,000
0,90	1,288	0,897
0,95	1,645	0,868
0,99	2,326	0,814
0,999	3,090	0,753
0,999 9	3,719	0,702
0,999 99	4,265	0,659
0,999 999	4,753	0,620
0,999 999 9	5,199	0,584
0,999 999 99	5,612	0,551
0,999 999 999	5,997	0,520

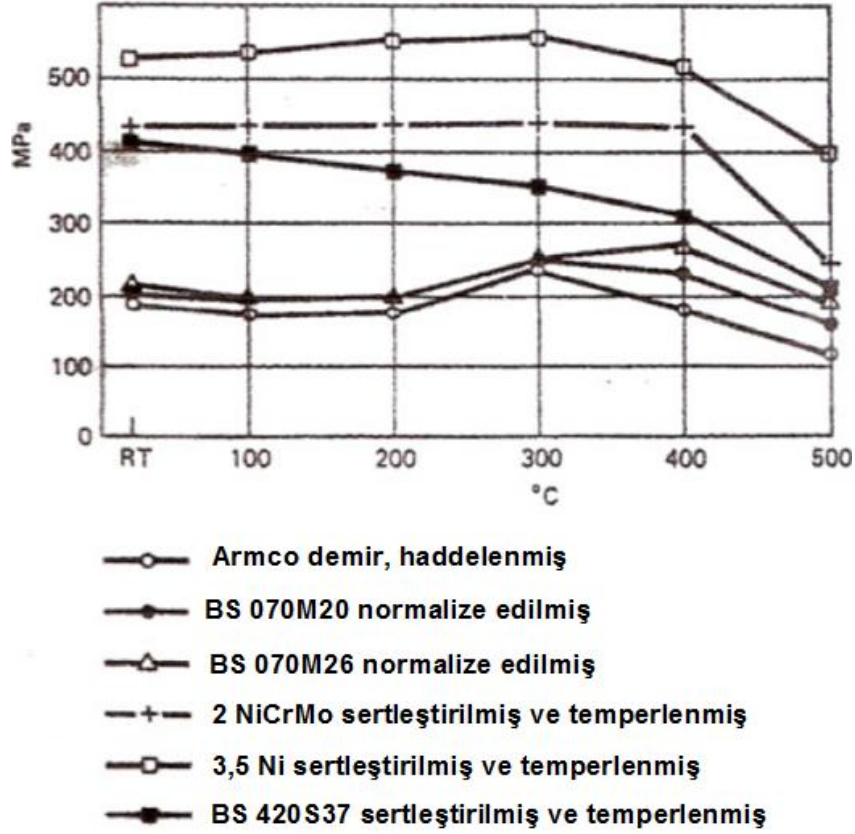
#### IV.6.4 Sıcaklık çarpanı $k_d$

Üretim ve işletim esnasında makine elemanları termal gerilmelere maruz kalmaktadırlar. Uzay endüstrisinde ve kimyasal işlemlerde malzeme hasarlarının birçoğu düşük sıcaklıklarda meydana gelmektedir. Özellikle statik ve dinamik gerilmelerin birlikte meydana geldiği birçok makine dizaynında, yüksek sıcaklıklar göz önüne alınarak yapılması gerekmektedir. Üretim ve işletim esnasında makine elemanları termal gerilmelere maruz kalmaktadırlar.

Oda sıcaklığının altında yapılan yorulma deneylerinde, azalan sıcaklıkla yorulma mukavemetinde artış görülür. Çelikler düşük sıcaklıklarda yorulma esnasında daha fazla çentik hassasiyeti gösterirler. Sıcaklık düştükçe, kritik çatlak boyu azalır ve malzeme daha gevrek olur [23].

$$k_d = \begin{cases} 1 & T \leq 350 \\ 0.5 & 350 < T \leq 500 \end{cases} \quad (\text{IV.13})$$

Burada sıcaklık °C olarak alınır. Bazı malzemelerde sürekli mukavemetin sıcaklıkla değişimi Şekil IV.17’de verilmektedir [36].



Şekil IV.17 Sıcaklığın Sürekli Mukavemete Tesiri

#### IV.6.5 Gerilme yığılması katsayısı $k_e$ ve çentik hassasiyeti

Malzemelerde ömür değerleri deneysel metotlarla bulunmakta ve bu değerlerle ilgili grafikler oluşturulmaktadır. Kullanılan malzeme numuneleri genellikle yüzeyleri çok iyi derecede hassas bir şekilde işlenmiş olup üzerinde gerilmeleri artıracak herhangi bir çizik, delik veya kanal gibi etmenler bulunmamaktadır.

İdeal elastik malzemelerde çentikli numunenin belli bir bölgesinde okunan gerilme değeri ile çentiksiz normal numunenin aynı bölgesinde okunan gerilme değerinin birbirine oranı teorik gerilme yığılma faktörünü  $K_f$  vermektedir.

Gerilme yığılması katsayısı aşağıdaki gibi bulunur:

$$k_e = \frac{1}{1 + q(K_f - 1)} \quad (IV.14)$$

Bir başka gerilme faktörü ise yorulma çentik etkisi  $K_f$  dir. Bu değer aynı malzemenin çentiksiz yorulma mukavemetinin çentikli yorulma mukavemetine oranı hesaplanarak bulunur.

$$K_f = \frac{S_e(\text{çentiksiz})}{S_e(\text{çentikli})} \quad (\text{IV.15})$$

Bu iki ifadeyi birbirleriyle beraber tanımlamak için araştırmacılar çentik hassasiyeti faktörü (q) nı ortaya koymuşlardır.

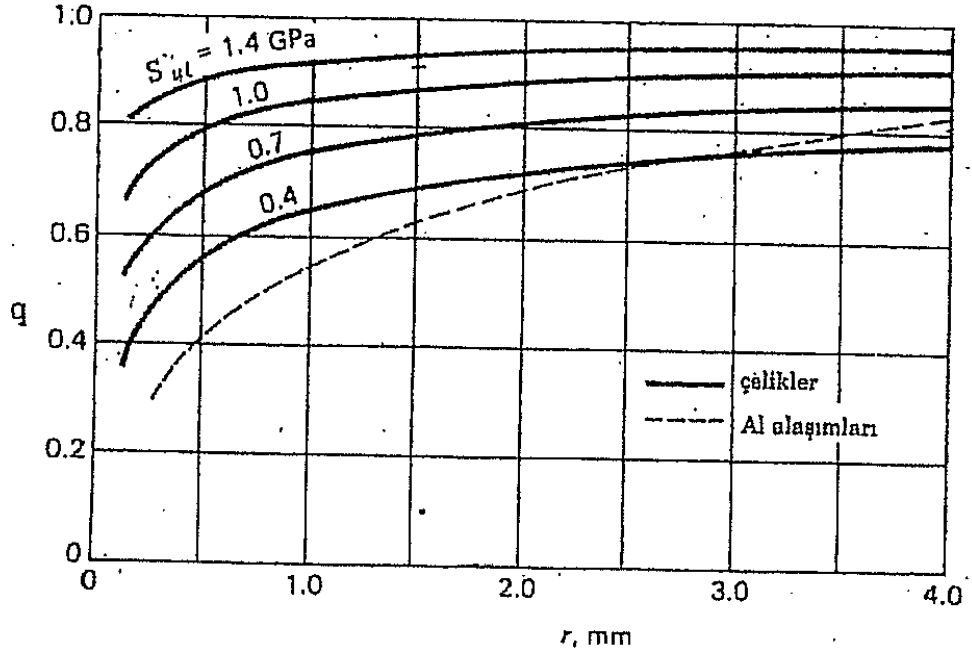
$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (\text{IV.16})$$

Neuber tarafından bu ifade geliştirilerek aşağıdaki şekline dönüştürülmüştür.

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{a}{r}}} \quad (\text{IV.17})$$

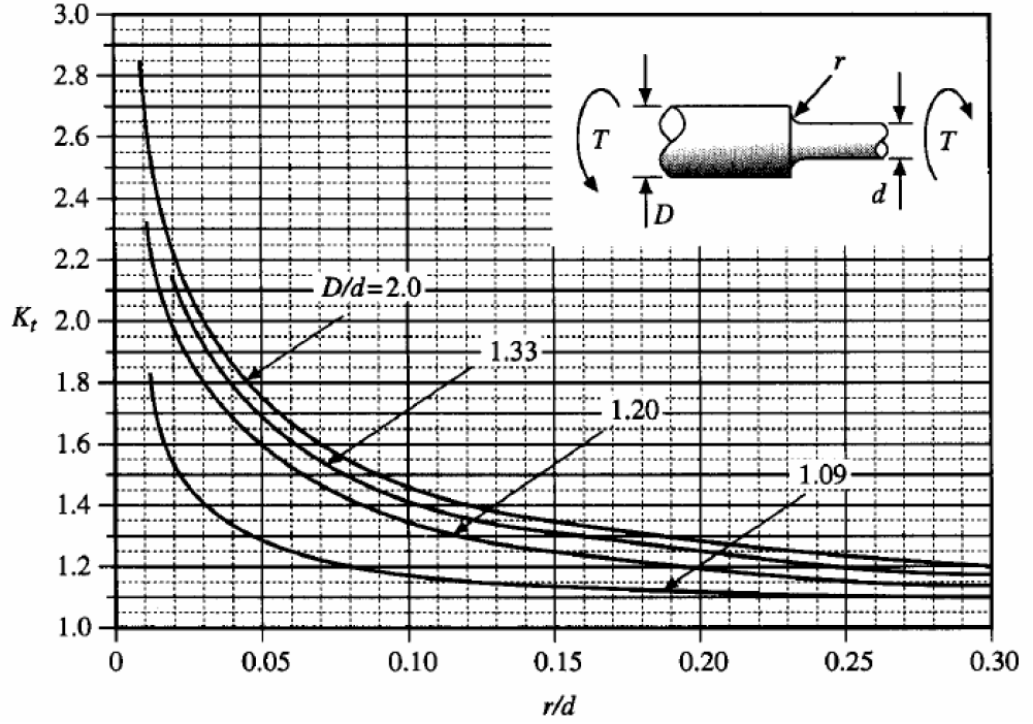
Burada r çentik yarıçapını a ise malzeme özelliğini temsil etmektedir.

şekil IV.19'da ise teorik gerilme yığılma faktörünün malzeme geometrik yapısına göre burulma altında aldığı değerleri göstermektedir. şekilden de anlaşılabilieceği üzere aynı çap oranlarında çentik radyüsü küçüldükçe gerilme faktörünün değeri artmaktadır. Bu yüzden parça dizaynlarında keskin köşelerden kaçınılmaktadır.



şekil IV.18 Çentik Hassasiyeti (Tam Değişken Eğilme ve Tam Değişken Eksen Yük)

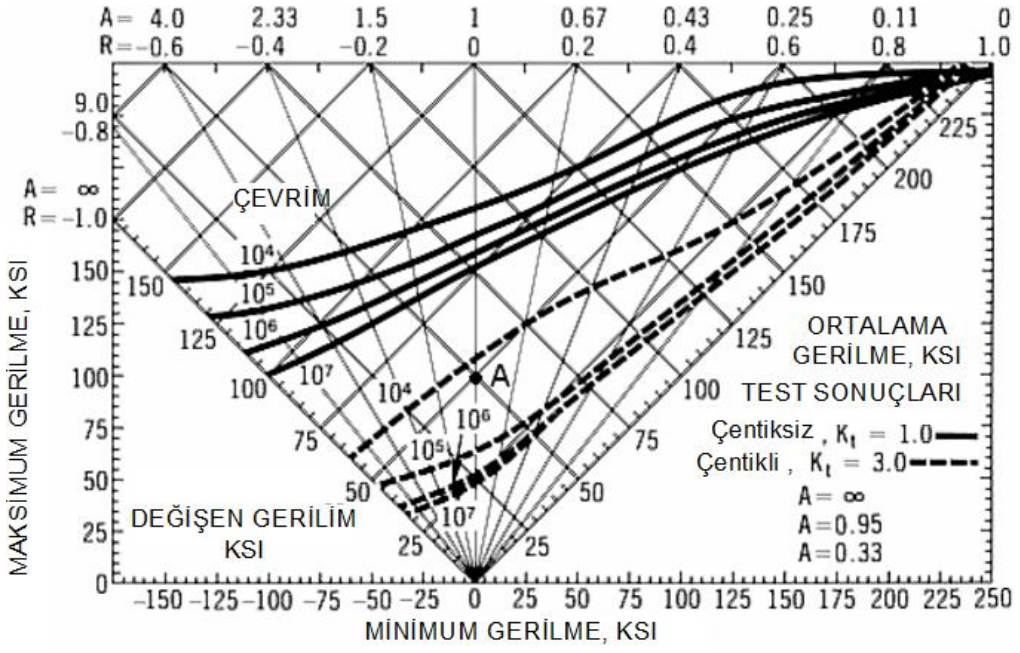




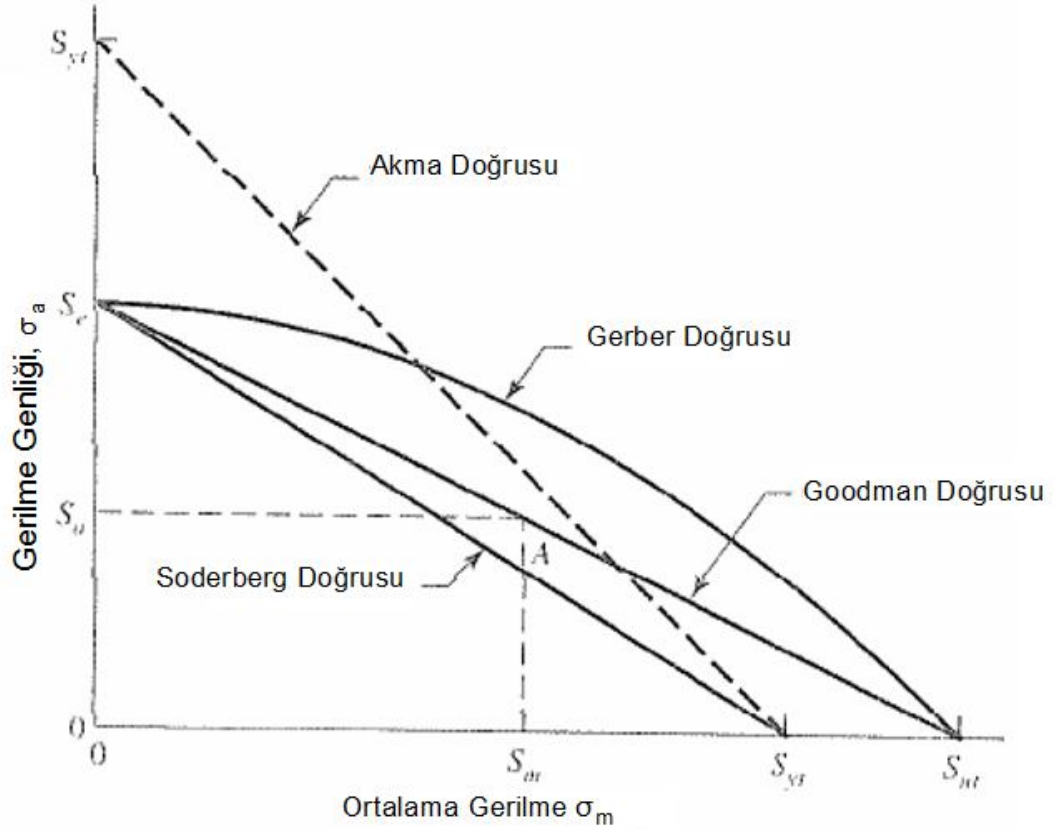
Şekil IV.19 Teorik Gerilme Yığılma Faktörünün Malzeme Geometrisiyle Değişimi [35].

#### IV.7 Akma Kriterleri ve Emniyet Katsayıları

Malzemelerde yorulma incelendiğinde kopma durumunda birkaç farklı kriter belirlenmiştir. Şekil IV.20'de genel anlamda dört farklı gerilme komponentini ve gerilme oranını gösteren sabit ömür bazlı yorulma diyagramı gösterilmektedir. Bu diyagram çok faydalı bir araç olup diyagram üzerindeki herhangi bir nokta maksimum yada minimum gerilme seviyeleri ile ifade edilebilir. Bu noktadan hareketle, bu noktanın  $10^6$  çevrim sayısının altında bir yerde olması bu noktanın güvenli olduğuna işaret eder. Çentikli (Teorik gerilme yığılma faktörü=3) veya çentiksiz parça için kesikli çizgi ile düz çizgili ömür eğrileri gösterilmiştir. Çentikli parçada aynı ömürlerin daha düşük gerilmelerde elde edildiğine dikkat edilmelidir. Burada  $R=0$  için çentiksiz parçada A noktası incelenmek istenirse, maksimum gerilme 100 ksi, minimum gerilme 0 ksi olduğu görülür.  $R=0$  olduğu için zaten hesaplama yöntemiyle de minimum gerilmenin 0 olacağı açıktır. Yine aynı nokta için gerilme genliği 50 ksi, ortalama gerilme de 50 ksi çıkmaktadır. Diğer bir ifadeyle maksimum gerilmesi 100 ksi, minimum gerilmesi 0 ksi olan parçanın dayanım limiti  $10^6$  çevrim kabul edilirse çentiksiz halde sonsuz ömürlü olacağı, çentikli halde ise yaklaşık  $10^4$  çevrim ömrü olacağı görülür.



Şekil IV.20 Sabit Ömür Bazlı Yorulma Eğrisi



Şekil IV.21 Yorulma Kriterleri Diyagramı

Yorulma kriterleri olarak temel anlamda Goodman ve Soderberg doğruları ile Gerber parabolü tanımlanmıştır. Bu kriterlerin analitik ifadeleri yazılmak istenirse analitik geometrinin kullanılması gerekir. Analitik geometride x eksenini a, y eksenini b noktasında kesen dorunun tanımı şöyle olur,

$$\frac{x}{a} + \frac{y}{b} = 1 \quad (\text{IV.18})$$

Soderberg doğrusu için,

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1 \quad (\text{IV.19})$$

Goodman doğrusu için,

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (\text{IV.20})$$

Gerber parabolü için,

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (\text{IV.21})$$

Akma doğrusu için,

$$\frac{S_a}{S_{yt}} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1 \quad (\text{IV.22})$$

İlk üç kriterde emniyet katsayısı n olacak şekilde  $S_a$  yerine  $n \cdot \sigma_a$  ve  $S_m$  yerine  $n \cdot \sigma_m$  yazılırsa sırasıyla Soderberg, Goodman doğruları ile Gerber parabolü şöyle olur,

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{yt}} = \frac{1}{n} \quad (\text{IV.23})$$

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (\text{IV.24})$$

$$\frac{n \cdot \sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n \cdot \sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (\text{IV.25})$$

## BÖLÜM V

### PROBLEMİN TANIMLANMASI VE SONUÇLARIN HESAPLANMASI

Bu bölümde daha önceki bölümlerde bahsedilen mukavemet ve yorulma ömrü hesapları yapılmıştır. İzlenen yol aşağıdaki gibi sıralanabilir:

1. İlk aşamada aks millerinin maruz kaldığı tork değerleri hesaplanmıştır.
2. İkinci aşamada aks millerinin burulma hesaplamaları yapılmıştır.
3. Üçüncü aşamada ANSYS programı ile milin analizi yapılmıştır.
4. Dördüncü aşamada mile gelen gerilmeler ve emniyet katsayısı hesaplanmıştır.
5. Son aşamada analiz sonuçları ile elle yapılan hesaplamalar karşılaştırılarak milin çevrim sayısı hesaplanmıştır.

#### V.1 Aks millerinin maruz kaldığı tork değerleri

Aks millerine gelen tork değerini etkileyen en önemli faktörlerden biri şanzıman ve şanzımandaki vites oranlarıdır. Motorun anlık ürettiği tork değerine  $T_m$  ve o anki motor devrine  $\omega_1$ , şanzıman çıkış flanşındaki tork değerine  $T_s$  ve o anki flanş devrine  $\omega_s$  ve vites oranına  $i$  denirse,

$$T_m \cdot \omega_m = T_s \cdot \omega_s \quad (V.1)$$

$$T_s = T_m \cdot \frac{\omega_m}{\omega_s} \quad (V.2)$$

$$\frac{\omega_m}{\omega_s} = i \quad (V.3)$$

$$T_s = T_m \cdot i \quad (V.4)$$

olacaktır. Burada  $i$  değeri şanzıman 1. vitesten son vites kadar sabit olan vites oranlarıdır. Araçta kullanılan şanzımanın vites oranları Tablo V.1’de verilmiştir.

Aks miline gelen tork değerini bulmak için araç diferansiyelinin ayna-mahruti oranını bilmemiz gerekmektedir. Ayna mahruti oranı ( $i$ ) aşağıdaki gibi bulunur:

$$i_{diff} = \frac{z_{ayna}}{z_{mahruti}} \quad (V.5)$$

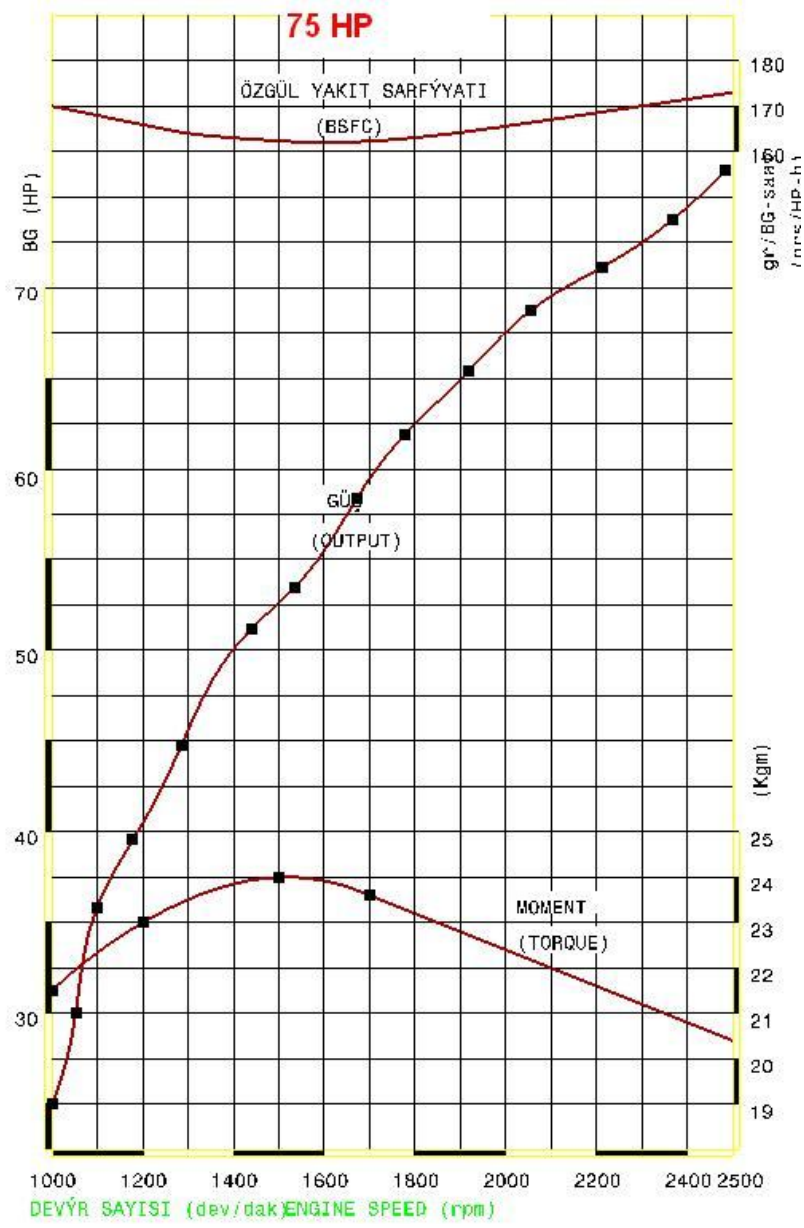
Aksa gelen tork değeri de aşağıdaki denklemlerle elde edilir:

$$T_{aks} = T_s \cdot i_{diff} \quad (V.6)$$

**Tablo V.1** Vites Oranları

12+12 FORWARD GEAR RATIOS				
POSITION	ENGAGE	GEAR BOX	PLANET GEAR BOX	RATIO
HIGH	A <sub>1</sub>	42/20=2,1	x 1	= 2,1
	A <sub>2</sub>	(19/20)x(38/23)=1,57	x 1	= 1,57
	A <sub>3</sub>	33/29=1,138	x 1	= 1,138
	A <sub>4</sub>	29/33=0,878	x 1	= 0,878
MEDIUM	B <sub>1</sub>	42/20=2,1	x 2,9 = 2,9	= 2,1x2,9 = 6,09
	B <sub>2</sub>	(19/20)x(38/23)=1,57	x 2,9 = 2,9	= 1,57x2,9 = 4,553
	B <sub>3</sub>	33/29=1,138	x 2,9 = 2,9	= 1,138x2,9 = 3,300
	B <sub>4</sub>	29/33=0,878	x 2,9 = 2,9	= 0,878x2,9 = 2,546
LOW	C <sub>1</sub>	42/20=2,1	x 2,9 x 2,9 = 8,41	= 2,1x8,41 = 17,661
	C <sub>2</sub>	(19/20)x(38/23)=1,57	x 2,9 x 2,9 = 8,41	= 1,57x8,41 = 13,204
	C <sub>3</sub>	33/29=1,138	x 2,9 x 2,9 = 8,41	= 1,138x8,41 = 9,57
	C <sub>4</sub>	29/33=0,878	x 2,9 x 2,9 = 8,41	= 0,878x8,41 = 7,384

## V.2 Motor eğrilerinin aks mili üzerindeki etkisi



Şekil V.1 4D 36T Motor Eğrisi

Şekil V.1’de gösterilen eğri 4D 36T motorun beygir gücü ve tork eğrilerinin araç motor devrine oranla değişimini göstermektedir. Buradaki tork değerleri incelendiğinde motorun 1500 rpm devrinde maksimum tork değeri olan 24 kgm değerini verdiği görülmektedir. Miller üzerine gelecek olan maksimum tork değeri şanzımanın 1. vites oranı ile maksimum motor tork değerinin çarpılması ile bulunur. 1. vites oranı Tablo V.1’de 2,1 olarak verilmiştir. Örneğin birinci vites oranı 2,1 olan

araç birinci vitese takıldığında ön kardan miline gelecek maksimum tork değeri denklem 5.4 kullanılarak;

$$T_s = 235,44 \cdot 2,1 = 494,4 Nm \quad (V.7)$$

olacaktır.

Araç yerinden kalktıktan sonra vites 2. ve 3. kademelere takılacağı için milin dönme hızı artacak ancak aynı oranda da ilettiği tork değeri düşecektir.

Ayna-mahruti oranı denklem V.5 kullanılarak;

$$i_{diff} = \frac{z_{ayna}}{z_{mahruti}} = \frac{36}{18} = 2 \quad (V.8)$$

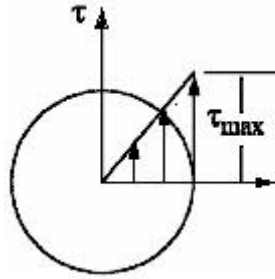
elde edilir.

Denklem V.6 kullanılarak aks miline gelen tork aşağıdaki gibi bulunur;

$$T_{aks} = 494,4 \cdot 2 = 990 Nm \quad (V.9)$$

Bu değer hesaplamalardaki en kritik tork değeridir.

### V.3 Aks millerinde burulma hesaplamaları



Şekil V.2 Dairesel Kesitte Kesme Momenti Dağılımı

Şekil V.2’de verilen dairesel kesit üzerinde parçaya T kadar tork uygulandığı düşünülebilir ve kesme gerilmelerinin elastik sınırlar içinde kaldığı varsayılabilir. Bu durumda kesit üzerinde merkezi kesitin merkezi olacak şekilde y eksenine kesme gerilmesi  $\tau$  ve x eksenine merkeze olan yatay mesafeyi belirten  $\rho$  olan eksen takımı çizilebilir. Aynı zamanda kesit üzerinde  $dA$  birim kesit alanı alınırsa Beer ve Johnston [37]’a göre,

$$\int \rho \cdot (\tau \cdot dA) = T \quad (V.10)$$

Ayrıca burada  $\tau_{maks}$  maksimum kayma gerilmesi olarak kabul edilirse,

$$\tau = \frac{\rho}{c} \cdot \tau_{maks} \quad (V.11)$$

Bu durumda,

$$T = \int \rho \cdot (\tau \cdot dA) = \frac{\tau_{maks}}{c} \int \rho^2 \cdot dA \quad (V.12)$$

Burada  $\int \rho^2 \cdot dA$  ifadesi kutupsal atalet momenti J dir. Dolayısıyla,

$$\tau_{maks} = T \cdot \frac{c}{J} \quad (V.13)$$

Kutupsal atalet momenti c yarıçaplı daire için

$$J = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot c^4 \quad (V.14)$$

olarak alınmaktadır.

Parça boyu L ve kesme modülü G olacak şekilde kabul edilirse parçanın T kadar tork etkisi altında burulma açısı  $\varphi$  bulunabilir. Burulma açısı,

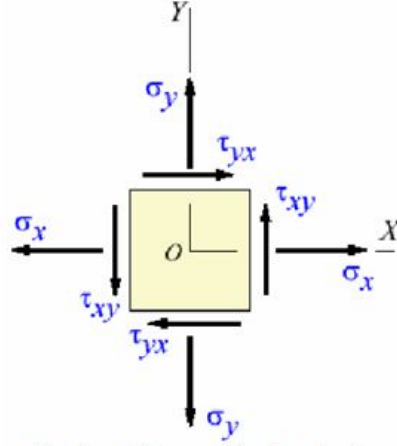
$$\varphi = \frac{T \cdot L}{G \cdot J} \quad (V.15)$$

bulunur.

#### V.4 Asal ve Von-Mises Gerilme Seviyeleri

Mühendislik hesaplamalarında 3 boyutlu cisimler üzerinde gerilmeleri belirtmek için temel olarak o cisim üzerinde çok küçük bir eleman alınır. Cismin üç boyutlu kartezyen sistemi referans olacak şekilde bir uzay içerisinde bulunduğu varsayılırsa bu küçük eleman üzerinde 3 eksenle asal gerilme ve aynı şekilde kayma kuvvetleri etki ediyorsa kayma gerilmeleri görülür. Şekil V.3'de bu gerilmelerin 2 boyutlu küçük bir eleman üzerindeki konumları gösterilmiştir.





Asal ve Kayma Gerilmeleri

Şekil V.3 Asal ve Kayma Gerilmelerinin Gösterimi

Burada asal gerilmeler  $\sigma_x$  ve  $\sigma_y$  dir. 3 boyutlu ortamda bu gerilmelere ek olarak z eksenini boyunca  $\sigma_z$  asal gerilmesi eklenebilir. Benzer mantıkla Şekil V.3’de  $\tau_{yx}$  ve  $\tau_{xy}$  gerilmeleri gösterilmektedir.

Asal veya kayma gerilmelerinde gerilme sembolünün altında bulunan birinci indis gerilmenin hangi yüzeye dik olduğunu ikinci indis ise gerilmenin ilerleme yönünü gösterir.

Gerilme hesaplamaları yapılırken aynı noktaya etki eden gerilmelerin etkileri bir araya toplanarak oluşan gerilme tensörünün ortalama bir değeri alınmaktadır. Bu kriterle Von-Mises kriteri denmektedir. Genel olarak Von-Mises gerilmesi  $\sigma_v$  veya  $\sigma_{eq}$  olarak belirtilir. Von-Mises gerilmesi çok eksenli yüklemelere basit tek eksenli yüklemelerden yola çıkarak oluşan deformasyonun bulunmasında özellikle sünek yapı malzemelerde büyük fayda sağlamaktadır. Asal gerilmelerin  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  ve  $\sigma_z$  olarak gösterildiği bir sistemde Von-Mises gerilmesi,

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2}{2}} \quad (V.16)$$

olarak ifade edilir. Bu ifadeye 3 boyutta kesme gerilmeleri eklenirse,

$$\sigma_v = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}$$

Eğer malzemenin akma gerilmesine  $\sigma_y$  denirse Von-Mises kriteri şöyle olur,

$$\sigma_y \geq \sigma_v \quad (V.18)$$

$$\sigma_y \geq \sqrt{3 \cdot \tau^2} \quad (V.19)$$

## **V.5 Gerilme Değerlerinin Analiz Programıyla Bulunması ve Sonuçların Yapılan Hesaplamalarla Karşılaştırılması**

Bu tezdeki modelde analizi yapılan kısım parçanın dış açılmamış, düz kısmıdır.

ANSYS programı sonlu elemanlar metodunu kullanarak çok karmaşık sistemlerin analizinde yaygın olarak kullanılan bir programdır. ANSYS’de sonlu elemanlar tabanlı statik, dinamik, termal, elektromanyetik analizler rahatlıkla yapılabilmektedir. Aynı zamanda deneysel yöntemlerle mümkün olmayan analizlerin gerçekleştirilmesi ve modellenen elemanın çözümünde gerçekçi sonuçlar vermesi bu programı popüler kılmıştır.

ANSYS paket programı sayesinde statik ve dinamik analizlerin yanında, lineer ve non-lineer analizler de yapabilmektedir. ANSYS’de çok sayıda eleman tipinin olması iki ve üç boyutlu olmak üzere istenilen bütün modeller rahatlıkla oluşturabilmektedir. Oluşturulan bu modeller izotropik olarak tanımlanacağı gibi, anizotropik olarak da tanımlanabilmektedir. Yapılan statik analizlerde gerilimler, şekil değiştirme ilişkileri ve deformasyon durumları rahatlıkla bulunabilmektedir. ANSYS’de gerilim analizi yaparken Von-Mises gibi bazı gerilim kriterlerini referans olarak hesap etmektedir. Hesaplamalarda sonlu elemanlar yöntemi kullanıldığı için ele alınan düğüm ve eleman sayısı çok önemlidir. ANSYS’de ele alınan modelin boyutuna bağlı olarak matris tanımlanmaktadır. Bu matrisin boyutu çözüm açısından önemlidir.

ANSYS’de basit bir analiz yapmak için üç basamaklı bir yöntem uygulanır.

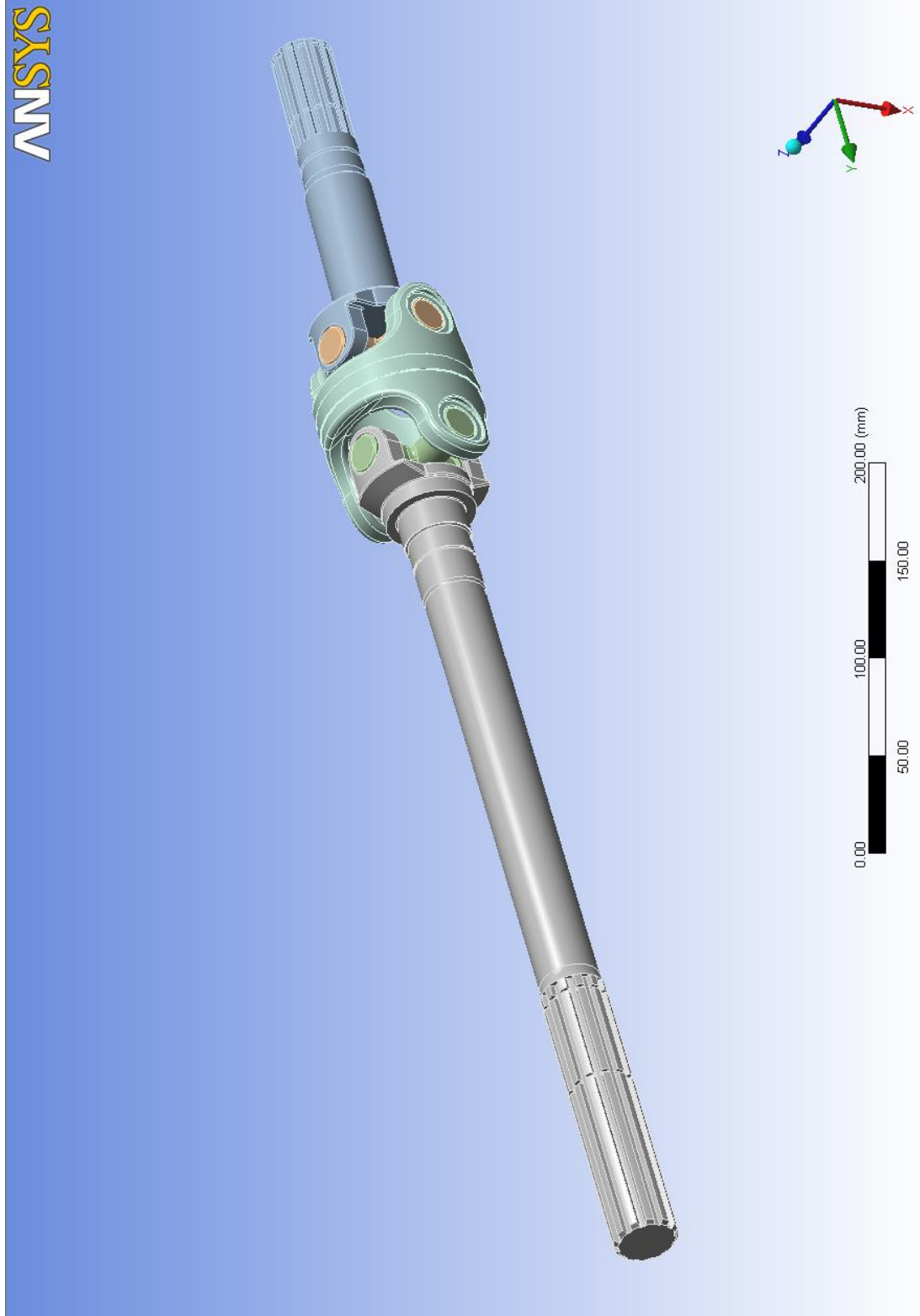
1. Model oluşturma; Analiz yapacağımız modeli oluşturarak eleman tiplerini, malzeme özelliklerini ve modeli mesh yaparak problemimizi sonlu elemanlar modeline dönüştürülür.
2. Sınır şartlarının uygulanması ve çözüm; Modeli oluşturulan sistemin sınır şartlarını belirlenir. Sisteme gelen kuvvetler uygulanarak analiz tipi seçilir ve çözümü gerçekleştirilir.
3. Sonuçların irdelenmesi; ANSYS’den çıkan sonuçlar çok farklı boyutta ele alınabilir. Sonuçları eş dağılım olarak görebileceği gibi, grafiğe de dönüştürülebilir. Aynı zamanda sonuçları animasyon olarak da ele alınabilir [4].

### **V.5.1 Burulma hesaplamaları ve analiz sonuçları**

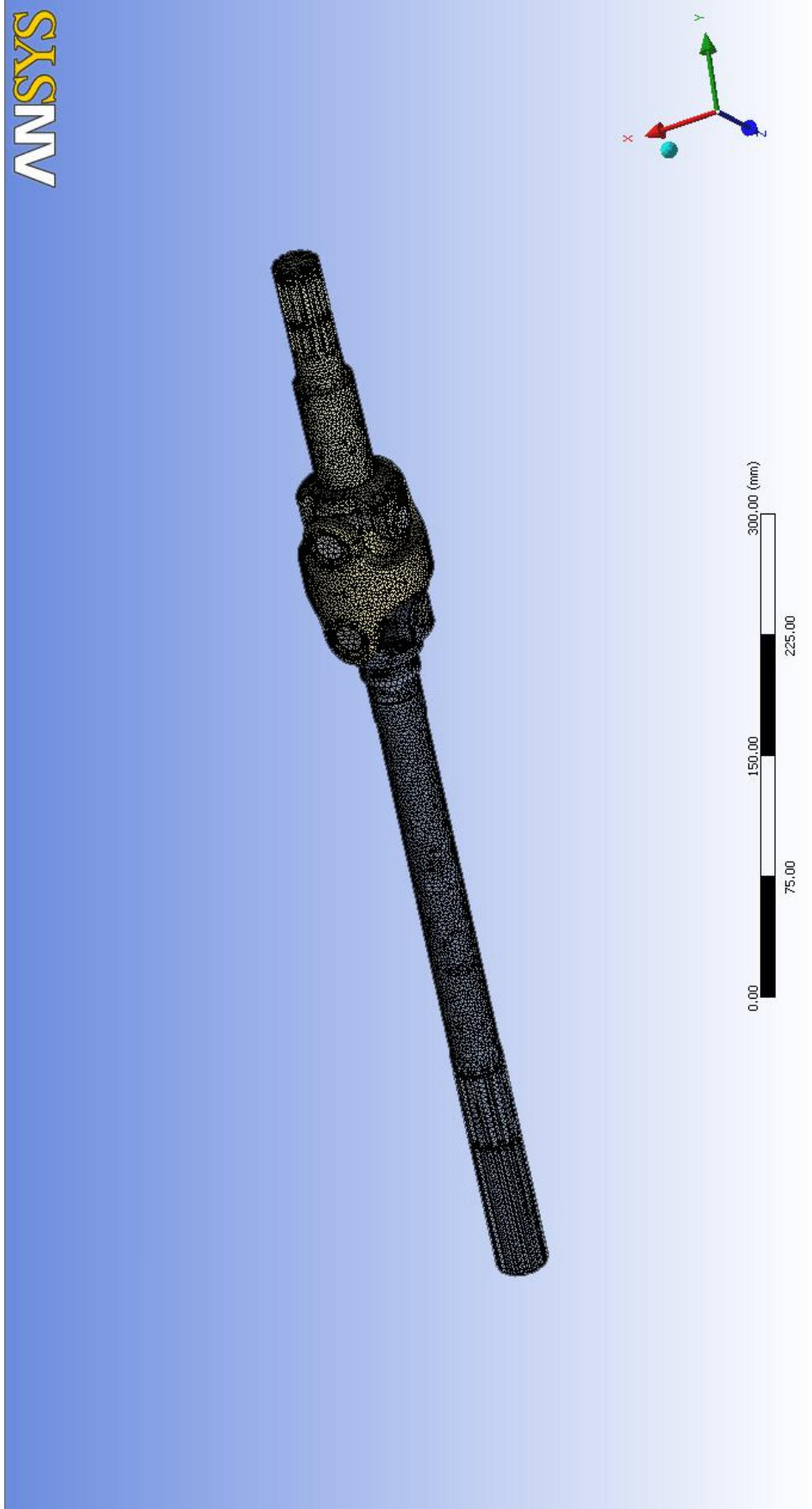
Aks millerinde burulma hesabı yapabilmek için mile şanzıman tarafından ne kadar tork uygulandığının bilinmesi gerekmektedir. Eşitlik V.9’deki değerlere göre

aks miline 990 Nm tork gelmektedir. Bu değer aks millerinin maruz kalacağı en yüksek tork değeridir.

Şekil V.4'te aks mili modeli gösterilmektedir.

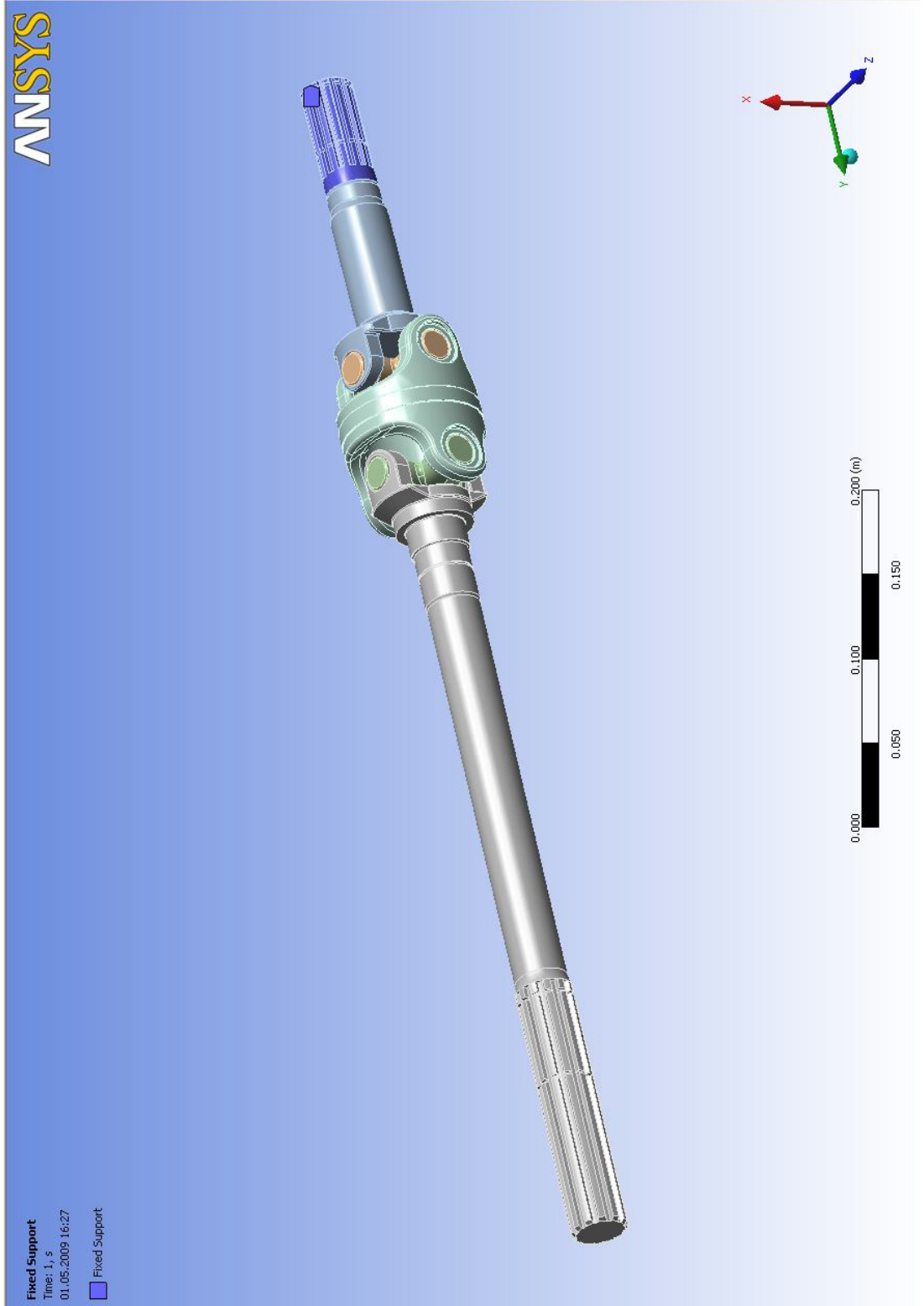


Şekil V.4 Aks Mili Modeli

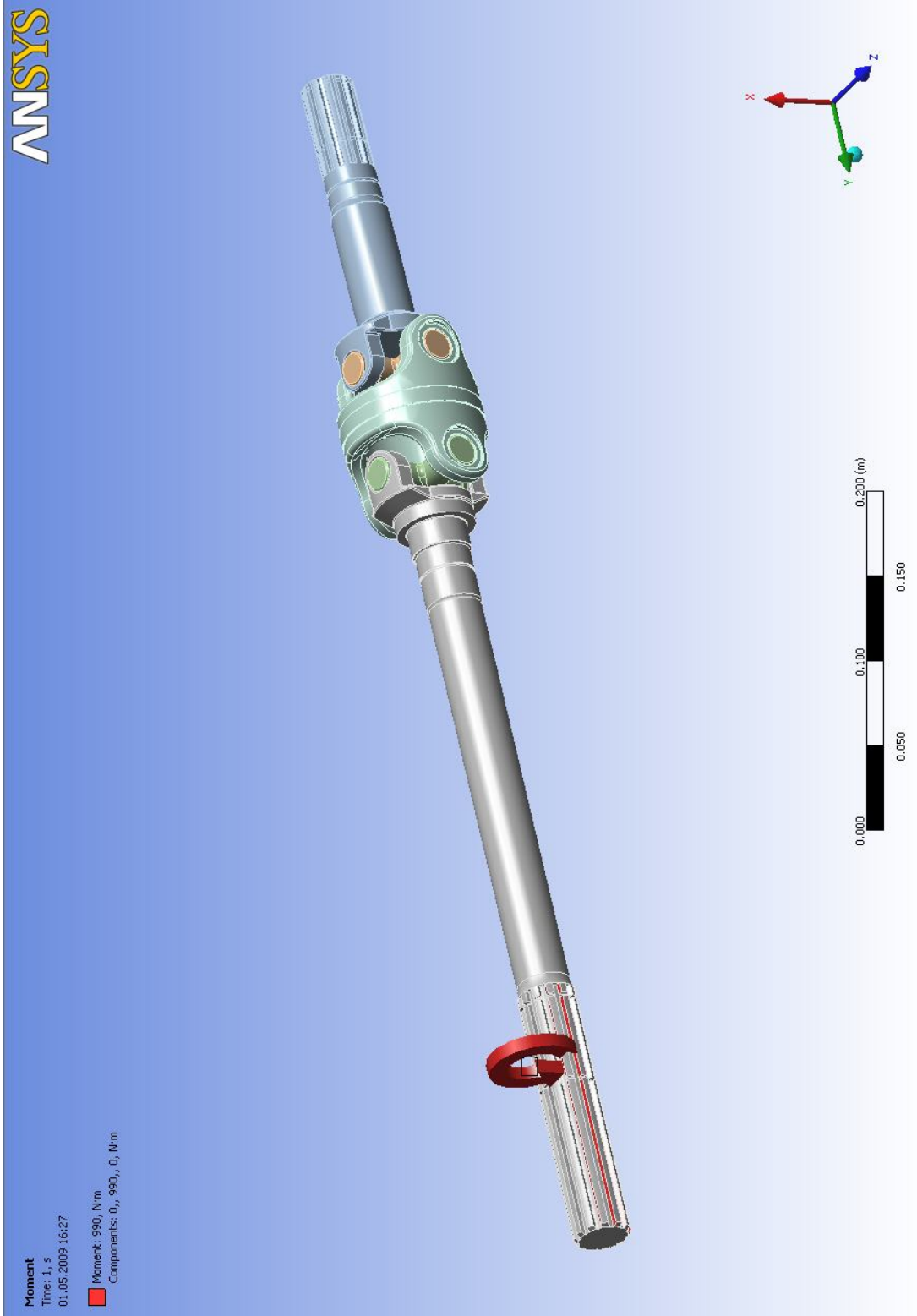


Şekil V.5 Aks Mili Ağ Yapısı

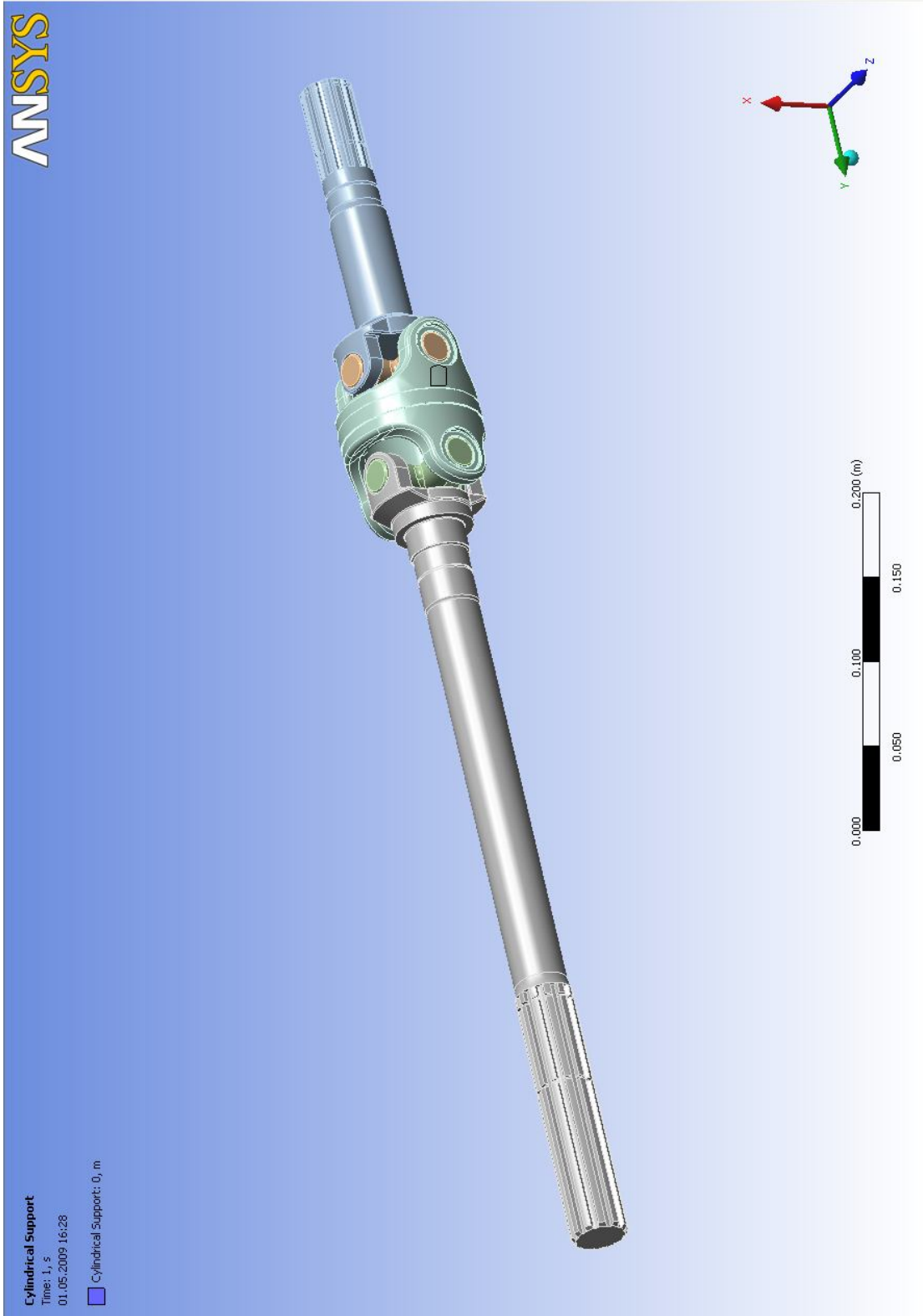
Şekil V.5'te aks mili ağ yapısı, Şekil V.6a, Şekil V.6b ve Şekil V.6c'de de sınır koşulları uygulanmış aks mili modelinin şekli verilmiştir.



**Şekil V.6a** Aks Millerinde Sınır Şartları



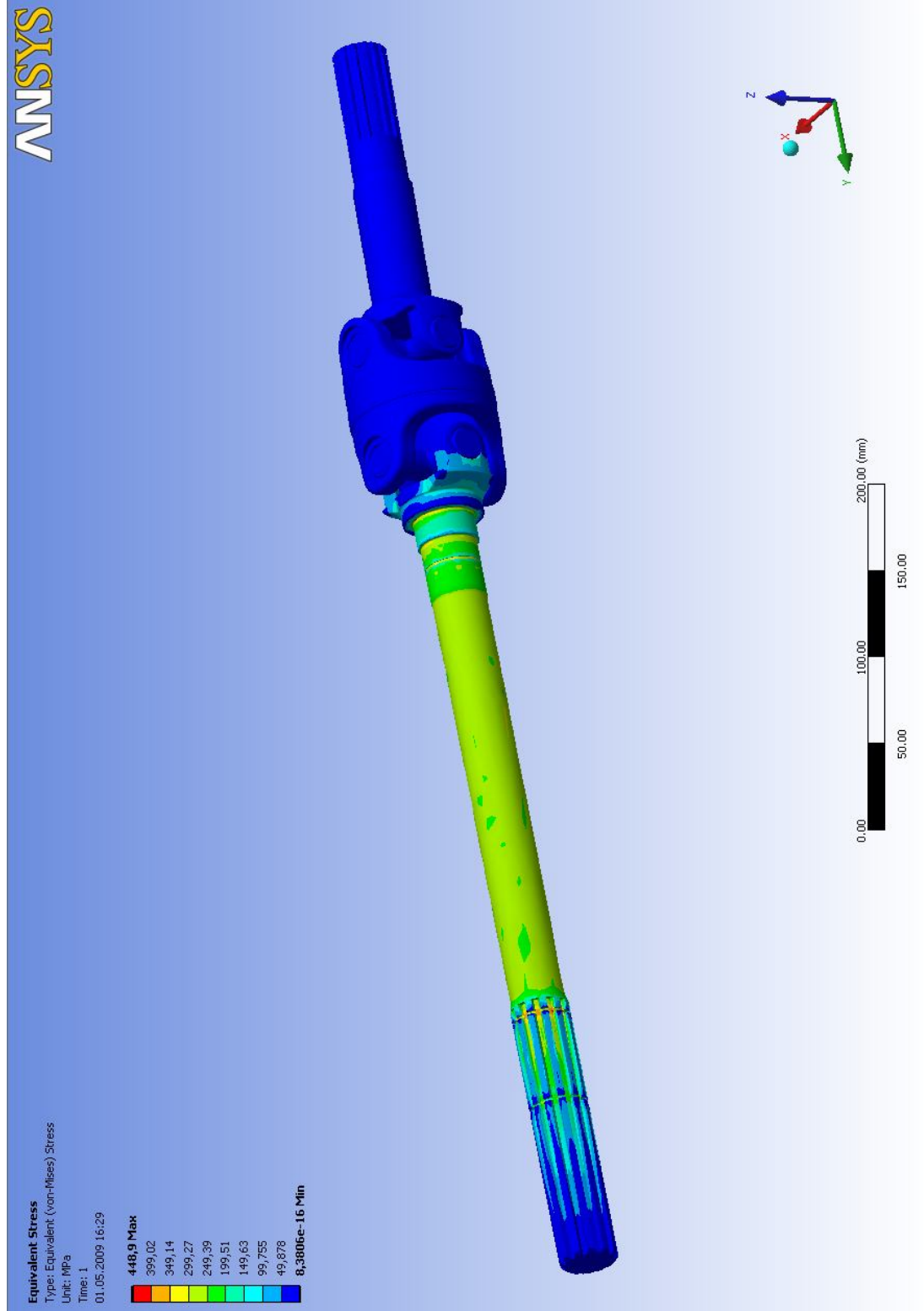
Şekil V.6b Aks Millerinde Sınır Şartları



Şekil V.6c Aks Millerinde Sınır Şartları

Malzeme özellikleri ile beraber çıkan sonuçlara göre gerilmelerin güvenli olup olmadıkları ise analiz sonunda incelenecektir.

Sınır şartları uygulanan model ANSYS programında analiz edilmiştir. Analiz sonucu Şekil V.7’de detaylı olarak gösterilmiştir.



Şekil V.7 Tork Analiz Sonuçları



Aks miline uygulanan tork değeri 990 Nm olduğuna göre milin yarıçapı olan  $c$  değerinin 16 mm olduğundan kutupsal atalet momenti eşitlik V.14 uyarınca,

$$J = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot c^4 = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 16^4 = 102943,7 \text{ mm}^4 \quad (\text{V.20})$$

Eşitlik V.13'e göre de maksimum kayma gerilmesi birimler mm ve N.mm alınır,

$$\tau_{maks} = T \cdot \frac{c}{J} = 990000 \cdot \frac{16}{102943,7} = 154 \text{ MPa} \quad (\text{V.21})$$

Ortaya çıkan gerilme için eşitlik V.19'daki Von-Mises gerilmesi hesaplanırsa,

$$\sigma_v = \sqrt{3 \cdot \tau^2} = \sqrt{3 \cdot 154^2} = 267 \text{ MPa} \quad (\text{V.22})$$

bulunur. Bu değer Şekil V.7'de gösterilen kritik alandaki ortalama gerilmeyi temsil eder. Bu alan dikkatle incelendiğinde 249,39 MPa ile 299,27 MPa arasında değerler aldığı görülür. Bu değer hesaplamalardaki değerle örtüşür.

Analiz sonuçlarına göre malzemeler üzerinde elde edilen gerilme değerleri malzeme karakteristiğinden bağımsız olarak sadece malzemenin geometrik yapısına bağlı olarak değişirler. Ancak gerilme sonucu elde edilen gerinim değerleri ise malzemenin elastiklik modülü ile yakından alakalıdır. Bunun yanında malzemelerin akma ve çekme değerleri Von-Mises kriteri kapsamında malzemenin güvenli olup olmadığını belirler. Aks millerinde kullanılan malzeme özellikleri Tablo V.2'de verilmiştir.

**Tablo V.2** Aks Millerinde Kullanılan Malzeme Kaliteleri

Malzeme Kalitesi	Akma Dayanımı (MPa)	Çekme Dayanımı (MPa)	Poisson Oranı	Elastiklik Modülü (GPa)	Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )	Kullanım Yeri
St 52	490	540	0,3	200	7850	Aks milleri

İfade V.18'de belirtilen Von-Mises kriteri emniyet katsayısı açısından değerlendirilirse  $n$  emniyet katsayısı olarak seçildiğinde,

$$\sigma_y = n \cdot \sigma_v \quad (\text{V.23})$$

$$n = \frac{\sigma_y}{\sigma_v} \quad (\text{V.24})$$

Eşitlik V.24'e göre kritik alanda malzemenin akma dayanımı ile analiz sonuçlarından çıkan Von-Mises gerilmesi oranlandığında aşağıdaki emniyet katsayısı ortaya çıkmaktadır.

$$n = \frac{490}{267} = 1,84 \quad (\text{V.25})$$

Bu sonuca göre kritik alanda aks mili güvenlidir.

### V.5.2 Tam tersinir yükte yorulma hesaplamaları

Tam tersinir yükte eşitlik IV.4 ile belirtilen R oranı -1 olacaktır. Maksimum gerilme yaratan 990Nm tork değerine göre maksimum Von-Mises gerilmesi 267MPa çıkmaktadır. Buradan hareketle  $R = -1$  için  $\sigma_{maks} = 267MPa$  ve  $\sigma_{min} = -267MPa$  olur. Eşitlik IV.1 ve IV.3'e göre,

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{maks} - \sigma_{min}}{2} = \frac{267 - (-267)}{2} = 267MPa \quad (\text{V.26})$$

Eşitlik IV.10'a göre dayanım limiti düzenlenmelidir. Yüzey durumu çarpanı  $k_a$  eşitlik IV.11'e göre a değeri 4,51 ve b değeri -0,265 olacak şekilde seçildiğinde,

$$k_a = a \cdot S_{kopma}^b = 0,85 \quad (\text{V.27})$$

$k_b$  değeri 32 mm çaplı boru için eşitlik IV.12'ye göre,

$$k_b = 1,189 \cdot 32^{-0,097} = 0,85 \quad (\text{V.28})$$

$k_c$  değeri güvenirlilik 0,99 seçilirse Tablo IV.3'e göre,

$$k_c = 0,814 \quad (\text{V.29})$$

$k_d$  değeri sıcaklık 350°C'den düşük olduğu için 1 alınır.

$k_e$  gerilme yığılma katsayısının bulunması için önce teorik gerilme yığılması hesaplanır. A ve b değerleri Tablo IV.1'den ekstrapolasyon yapılarak bulunursa,

$$K_t = A \left(\frac{r}{d}\right)^b = 0,92 \left(\frac{24}{32}\right)^{-0,11} = 0,95 \quad (\text{V.30})$$

q değeri Şekil IV.18'den 0,8 olarak alınır.

$k_e$  değeri ifade IV.14 kullanılarak aşağıdaki gibi bulunur.

$$k_e = \frac{1}{1 + 0,8(0,95 - 1)} = 1,04 \quad (\text{V.31})$$

$k_d$  ve  $k_f$  değerleri dikkate alınmadığı için 1 olarak alınır. St52 için dayanım limiti  $0,5 \cdot S_u = 270MPa$  olarak alındığında eşitlik IV.10 kullanılarak,

$$S_e = 0,85 \cdot 0,85 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 1,04 \cdot 1 \cdot 270 = 165 \text{ MPa} \quad (\text{V.32})$$

Bu yükleme için ortalama gerilme  $\sigma_m = 0 \text{ MPa}$  'dır. Yorulma kriteri için eşitlik IV.24 'de sunulan Goodman kriteri seçilirse parça üzerindeki emniyet katsayısı bulunur.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (\text{V.33})$$

$$n = \frac{267}{165} = 1,62 \quad (\text{V.34})$$

### V.5. Tam tersinir yükte ömür hesabı

Kullandığımız malzemenin kopma mukavemeti 540 MPa'dır. Tablo IV.1 kullanılarak extrapolasyon ile  $f(540) = 0,88$  bulunur.

Denklem IV.7 uyarınca a değeri,

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e'} = \frac{(0,88 \cdot 540)^2}{270} = 836,352 \quad (\text{V.35})$$

bulunur.

Denklem IV.8 kullanılarak da b değeri,

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{f \cdot S_{ut}}{S_e'} = -\frac{1}{3} \log \frac{0,88 \cdot 540}{270} = -0,0818 \quad (\text{V.36})$$

olarak bulunur. Bu durumda çevrim sayısı,

$$N = \left(\frac{\sigma_a}{a}\right)^b = \left(\frac{154}{836,352}\right)^{-0,0818} = 963210 \cdot 10^3 \quad (\text{V.37})$$

## BÖLÜM VI

### SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Bu çalışmada bir traktör aks mili incelenmiştir. Yapılan incelemelerde aks milinin emniyet katsayısı hesaplanmış, güvenilir olup olmadığı araştırılmıştır.

Çalışmalarda aks millerinin maruz kaldığı tork değerleri hesaplanmış ve burulma hesaplamaları yapılmıştır. Daha sonra ANSYS programı ile aks mili üzerine gelen kuvvetler ve sınır şartları belirlenmiştir. Milin analizi yapılarak analiz sonucu elde edilen değerler yapılan hesaplamalarla karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma sonucunda bilinen mühendislik formülleriyle yapılan hesaplamalar ve analiz sonucu elde edilen değerler birbirine çok yakın sonuçlar vermiştir. Bu şekilde benzer bir çalışma Çetiner [5] tarafından ticari bir aracın kardan mili için yapılmıştır.

Analiz sonuçlarına göre malzemeler üzerinde elde edilen gerilme değerleri malzeme karakteristiğinden bağımsız olarak sadece malzemenin geometrik yapısına bağlı olarak değişirler. Ancak gerilme sonucu elde edilen gerinim değerleri ise malzemenin elastiklik modülü ile yakından alakalıdır. Bunun yanında malzemelerin akma ve kopma değerleri Von-Mises kriteri kapsamında malzemenin güvenli olup olmadığını belirler. Bu koşullar dikkate alınarak aks millerinin emniyet katsayısı hesaplanmış ve bulunan sonuçlara göre millerin güvenli olduğu tespit edilmiştir. Aynı işlem tam tersinir yükleme koşuluna göre Goodman kriteri seçilerek yapılmış ve aks mili emniyet katsayısı hesaplanmıştır. Çıkan sonuçlar birbirine yakın değerlerdedir.

Son bölümde ise tam tersinir yükleme durumu dikkate alınarak milin ömür hesabı yapılmıştır. Yapılan hesaplama göre aks millerinin kırılması için 963210000 devir yapması gerekmektedir.

## **BÖLÜM VII**

### **DEĞERLENDİRMELER VE ÖNERİLER**

Analiz ve diğler hesaplama sonuçlarına göre bu çalışmada aks milleri ile ilgili genel ancak aynı zamanda detaylı bilgi verilmeye çalışılmıştır. Alınan sonuçlara göre buna benzer çalışma yapacak kişilere aks millerinde özellikle tork-gerilme analizi için kritik bölgeler olarak daralan kesitlere yoğunlaşmaları tavsiye edilir. Çünkü aks mili üzerinde yapılan analizde kritik bölgenin milin kesitinin daraldığı bölge olduğu görülmüştür. Dolayısıyla gerilme yığılma faktörünün detaylı olarak incelemesi yapılabilir.

## KAYNAKLAR

- [1] Dini, A.; Rupp A., “Comparison of Procedures for Experimental and Theoretical Durability Approval of a Truck Axle”, *SAE Technical Paper Series 982787*, (1998)
- [2] Neugebauer, J. R.; Grubisic, V.; Fischer G., “Procedure for Design Optimization and Durability Life Approval of Truck Axles and Axle Assemblies”, *SAE Technical Paper Series 892535*, (1989)
- [3] Tamer, M., “Binek taşıtlarında tekerlek askı sistemlerinin dizayn ve hesap yöntemlerinin incelenmesi”, *Yüksek Lisans Tezi*, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Türkiye, (1994)
- [4] Yavuz, İ., “Taşıtlarda güç aktarma organlarında hasar analizi, shaft mafsalı ve aks örneği”, *Yüksek Lisans Tezi*, Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Afyon, Türkiye, (2005)
- [5] Çetiner, İ., “Hafif tip ticari araç kardan millerinin dinamik etkiler altında modellenmesi”, *Yüksek Lisans Tezi*, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya, Türkiye, (2007)
- [6] Göktan, A., “*Taşıtlarda aktarma organları ders notları*”, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, İstanbul, Türkiye, (1991)
- [7] Çetinkaya, S., “*Taşıt Mekaniği*”, Nobel Yayın Dağıtım Ltd Şti, Ankara, Türkiye, (1999)
- [8] TS 11771, “Kara Yolu Taşıtları – Kardan Milleri”, *Türk Standartları Enstitüsü*, (1995)
- [9] Çınar, R., “Kardan kaplinlerindeki eksenel kayar mafsallı sürtünmelerinden kaynaklanan kuvvetlerin analizi, taşıt şasi ve güç aktarma sistemlerinde oluşturduğu etkilerin incelenmesi”, *Yüksek Lisans Tezi*, Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, Türkiye, (2003)
- [10] Nunney, M. J., “*Light & Heavy Vehicle Technology*”, 3. Edition, Butterworth – Heinemann, Oxford, England, (1998)
- [11] Pollard, A., “*GKN Technology*”, Wolverhampton, UK, (2002)
- [12] Uçar, M., “İmalat Toleransları Dahilinde Kardan Kavramalarının Kinematik Analizi ve İmalat Toleranslarının Kavrama Kinematiğine Etkisi”, 7.

- Uluslararası Makine Tasarım ve İmalat Kongresi*, ODTÜ, Ankara, Türkiye, (1996)
- [13] Demirsoy, M., “*Motorlu Araçlar*”, Birsen Yayınevi, İstanbul, Türkiye, (1998)
- [14] Gani, S., “Taşıtlarda diferansiyel dişli mekanizma sisteminin dinamik analizi ve konstrüksiyon değerlendirmeleri”, *Doktora Tezi*, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Türkiye, (1999)
- [15] Movnin, M., Goltziher, D., “*Machine Design*”, Mir publishers, Moscow, (1975)
- [16] Duggan, T. V., “*Power Transmissian and Vibration Considerations In Design*”, Design Technology Series, ILIVFE Books, London, (1971)
- [17] Niemann, G., “*Makine Elemanları Cilt IP*”, (1969)
- [18] Shigley, J. E., “*Mechanical Engineering Design*”, Third Edition, McGraw-Hill Mosakusha Ltd., (1977)
- [19] Reshetov, D. N., “*Machine Design*”, Mir publishers, Moscow, (1978)
- [20] Ersoy, M., “Traktör arka aks mili bilezik sıkı geçme bağlantılarının sökölme kuvvetinin artırılması”, *Yüksek Lisans Tezi*, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri, Türkiye, (1986)
- [21] Demirci, A. H., “*Malzeme Bilgisi ve Malzeme Muayenesi*”, Alfa Basım Yayım Dağıtım, İstanbul, Türkiye, (2004)
- [22] Joseph, E. S., Charles, E. M., “*Mechanical Engineering Design*”, (1989)
- [23] Özmen, D., “Yarı Otomatik Av Tüfeği Mekanizmasının Yorulma Dayanımının Analizi”, *Yüksek Lisans Tezi*, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, Türkiye, (2007)
- [24] Bayrakçeken, H., “*Failure Analysis Of An Automobile Differential Pinion Shaft*”, Engineering Failure Analysis, (2006)
- [25] Doğan, M., “Taşıt Elemanlarında Yorulma Analizi”, *Yüksek Lisans Tezi*, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa, Türkiye, (2007)
- [26] Forrest, P. G., “*Fatigue Of Metals*”, Pergamon Press, Oxford, (1962)
- [27] Anonim, “*Engineering 473 Machine Design*”, The University of Jennessee at Martin, (2003)
- [28] Bishop, N., Sharnet, F., “*Finite Elements Based Fatigue Calculations*”, (2000)

- [29] Antolovich, S. D., Saxena, A., “*Fatigue failures*”, Metals Handbook, 9th Edition Volume 11: Failure analysis and prevention, American Society for Metals, Ohio, USA, (1986)
- [30] Carlson, R. L., Kardomateas, G. A., “*Introduction to Fatigue in Metals and Composites*”, UK, (1996)
- [31] Dieter, G. E., “*Mechanical Metallurgy*”, McGraw&Hill, London, (1988)
- [32] Ellyin, F., “*Fatigue Damage*”, Crack Growth and Life Prediction, Chapman&Hall, London, (1997)
- [33] Farfan, S., Gonzales, C. R., Cervantes-Hernandez, T., Mesmacque, G., “*High Cycle Fatigue, Low Cycle Fatigue and Failure Models of a Carburized Steel, International Journal of Fatigue*”, vol. 26, (2004)
- [34] Pan, H. L., Tang, S. H., HAO, J. W., “*Failure Analysis of a Rotating Cantilever Shaft in Chloride Corrosive Environment*”, Engineering Failure Analysis, vol. 13, (2006)
- [35] Lipson, C., “*Allowable Working Stresses*”, Vol.3, (1953)
- [36] Yazıcıoğlu, O., “*Makine Elemanları*”, Beta Basım Yayım Dağıtım A.Ş., İstanbul, Türkiye, (1999)
- [37] Beer, F. P., Johnston, R., “*Mechanics of Materials*”, McGraw Hill, (1998)



## ÖZGEÇMİŞ

1983 yılında İstanbul'da doğdu. Lise öğrenimini Zeytinburnu Anadolu Teknik Lisesi Elektrik Bölümü'nde tamamladıktan sonra 2001 yılında Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Tasarım ve Konstrüksiyon Öğretmenliği'nde lisans eğitimine başlayıp 2005 yılında mezun oldu. 2006 yılında Makine Eğitimi dalında yüksek lisans eğitimine başladı. Halen analiz konusunda yüksek lisans çalışmalarını sürdürmektedir. 2006 yılından bu yana CADEM A.Ş. de Ar-Ge Uzmanı olarak görev yapmaktadır.