

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

# **HAFİF TİP TİCARİ ARAÇ KARDAN MİLLERİNİN DİNAMİK ETKİLER ALTINDA MODELLENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Mak. Müh. İlker ÇETİNER**

**Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**Enstitü Bilim Dalı : Makine Tasarım İmalat**

**Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. İmdat TAYMAZ**

**Ocak 2007**

T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

# HAFİF TİP TİCARİ ARAÇ KARDAN MİLLERİNİN DİNAMİK ETKİLER ALTINDA MODELLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. İlker ÇETİNER

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : Makine Tasarım İmalat

Bu tez 26/1/2007 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

Yrd. Doç. Dr. İmdat Taymaz      Prof. Dr. İsmet Çevik      Doç. Dr. Recep Kazan

Jüri Başkanı

Üye

Üye

## **TEŞEKKÜR**

Türkiye'nin lokomotif sektörü olarak tanımlanan otomotiv sektöründe günümüzde rekabet anlayışı, kaliteden ödün verilmeden maliyetleri azaltma anlayışını temel işleyiş prensibi olarak benimsemektedir. Buradan hareketle firmaların zorlaşan piyasa şartları karşısında ayakta kalabilmeleri için hem fonksiyonel hem de modüler tasarımlar üzerine yoğunlaşmaları gerekmektedir. Bu aşamada üç boyutlu tasarım sistemlerinden azami derecede faydalanarak bilgisayar teknolojisi ve tecrübeleri birleştiren tasarımlar firmaların sektörde rekabet güçlerini artıracaktır.

Bu çalışmada benden hiçbir desteği esirgemeyen danışmanım Yrd. Doç Dr. Sayın İmdat Taymaz'a, desteklerini eksik etmeyen aileme, tez hazırlama sürecinde tecrübelerini benimle paylaşan Tirsan Kardan A.Ő. firması çalışanlarına teşekkürü bir borç bilirim.

# İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR .....	ii
İÇİNDEKİLER .....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ .....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ .....	viii
TABLolar LİSTESİ .....	xi
ÖZET .....	xii
SUMMARY .....	xiii

## BÖLÜM 1

GİRİŞ .....	1
-------------	---

## BÖLÜM 2

HAFİF TİP TİCARİ ARAÇLAR .....	2
2.1 Eurocargo Kamyon Çeşitleri ve Teknik Özellikleri .....	2
2.1.1 Eurocargo kamyon üretim safhaları .....	7
2.2 Güç Aktarma Organları .....	8
2.2.1 Hotchkiss tahrik sistemi .....	9
2.2.2 Modern canlı aks tahrik sistemi .....	10
2.2.3 Tork tübü tahrik sistemi .....	11
2.2.4 Eurocargo 130 E 15 aracı tahrik sistemi .....	12
2.2.5 Arka aks sistemi .....	14
2.2.5.1 Arka aks gövde çeşitleri .....	14
2.3 Diferansiyel Tahvil Sistemi .....	16
2.3.1 Ayna mahrutu dişlileri .....	17
2.3.1.1 Spiral konik dişli seti .....	18
2.3.1.2 Hipoit dişli seti .....	18
2.3.1.3 Ayna mahrutu dişlileri yerleşimi .....	18

## BÖLÜM 3

KARDAN MİLLERİ .....	20
3.1 Kardan Milleri Genel Yapısı .....	20
3.1.1 İstavroz çatalı .....	22
3.1.2 Hooke üniversal mafsalı.....	22
3.2 Kardan Milleri Teorisi.....	23
3.2.1 Motor eğrilerinin kardan milleri üzerindeki etkisi .....	23
3.2.2 Üniversal mafsalda açığa göre hız ve tork değişimi .....	25
3.2.3 Kardan mili yerleşim çeşitleri .....	29
3.2.4 Kardan millerinin maruz kaldığı tork değerleri .....	31
3.3 Kardan Millerinde Burulma Hesaplamaları .....	33
3.4 Kardan Millerinde Kritik Hız Hesaplamaları.....	34

## BÖLÜM 4

METALLERDE YORULMA .....	36
4.1 Yorulma Analizinde Tanımlamalar.....	38
4.2 Yorulma Ömür Analizi ve S-N eğrileri.....	39
4.2.1 S-N eğrileri.....	41
4.2.1.1 S-N eğrilerinde malzeme davranışlarının yorumlanması.....	44
4.2.1.2 Literatürde kullanılan diğer S-N eğrileri.....	47
4.3 Gerilme Yığılması ve Çentik Hassasiyeti .....	48
4.4 Dayanım Limiti Modifikasyon Faktörleri.....	50
4.4.1 Yüzey durumu çarpanı $k_a$ .....	51
4.4.2 Boyut modifikasyon çarpanı $k_b$ .....	52
4.4.3 Yükleme çarpanı $k_c$ .....	52
4.4.4 Sıcaklık çarpanı $k_d$ .....	53
4.4.5 Diğer etkiler çarpanı $k_e$ .....	53
4.5 Toplam Hasar Kavramı ve Değişken Genlikli Yükleme .....	54
4.5.1 Palmgren-Miner kuralı .....	54
4.6 Çatlak İlerlemesi Yaklaşımı.....	56
4.7 Akma Kriterleri ve Emniyet Katsayıları .....	57

## BÖLÜM 5

MALZEMELERDE TİTREŞİM.....	61
5.1 Temel Hareket Denklemleri.....	61
5.2 Şaft ve Kiriş Elemanlarında Doğal Frekans.....	62
5.3 Özdeğer Problemlerinin Çözülmesi .....	63

## BÖLÜM 6

### KARDAN MİLLERİNİN DİNAMİK MODELLENMESİ ve SONUÇLARIN

DEĞERLENDİRİLMESİ .....	65
6.1 Kardan Milleri Hesaplamalarında Yapılan Temel Varsayımlar .....	65
6.2 Asal ve Von-Mises Gerilme Seviyeleri.....	66
6.3 Kardan Millerinde Kritik Devir Hesabı .....	67
6.4 Gerilme Değerlerinin Analiz Programlarıyla Bulunması ve Hesaplamalarla Karşılaştırılması .....	70
6.4.1 Kardan millerinde burulma hesaplamaları ve analiz sonuçları .....	74
6.4.2 Kardan millerinde malzeme özellikleri ve emniyet katsayılarının bulunması .....	97
6.5 Kardan Millerinde Doğal Frekans ve Mod Şekillerinin Bulunması .....	98
6.6 Kardan Millerinde Yorulma ve Ömür Hesaplamaları.....	106
6.6.1 Tam tersinir yükte yorulma hesaplamaları.....	107
6.6.2 Değişken yükte yorulma hesaplamaları .....	110
6.6.3 Parametrik değişkenlerin kardan milleri üzerine etkisi.....	113
6.6.3.1 Değişken araç yüküne bağlı gerilme davranışı .....	113
6.6.3.2 Değişken kardan mili açısına bağlı gerilme davranışı .....	114

## BÖLÜM 7.

TARTIŞMA ve ÖNERİLER.....	120
---------------------------	-----

KAYNAKLAR .....	121
-----------------	-----

ÖZGEÇMİŞ .....	123
----------------	-----

## SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

- $\alpha$  : Mil dönme açısı
- $\beta$  : Mil eksenleri arası açı
- b : Basquin üsteli
- [C] : Sönüm katsayısı matrisi
- i : Vites oranı
- $i_{diff}$  : Diferansiyel tahvil oranı
- J : Kutupsal atalet momenti
- [K] : Yay katsayısı matrisi
- $K_f$  : Teorik gerilme yığılma faktörü
- $\lambda$  : Özdeğer
- [M] : Kütle matrisi
- $\mu$  : Sürtünme katsayısı
- n : Emniyet katsayısı
- $n_{krit}$  : Kritik hız
- $\varphi_k$  : Açısal fark
- q : Çentik hassasiyeti
- R : Gerilme oranı
- $R_0$  : Statik lastik yarıçapı
- $\sigma_v$  : Eşdeğer Von-Mises gerilmesi

- $\sigma_y$  : Akma gerilmesi  
 $\tau$  : Kesme gerilmesi  
T : Tork  
U : Düzensizlik derecesi  
w : Ağırlık  
y : Deplasman



## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1.a MLL 130 E 15 İzometrik Görünüş Sağ Ön.....	5
Şekil 2.1.b MLL 130 E 15 İzometrik Görünüş Sağ Arka .....	6
Şekil 2.2 Hotchkiss Tahrik Sistemi Yerleşimi .....	8
Şekil 2.3 Ani İvmelenme ve Frenleme Altında Şekil Değişimi.....	10
Şekil 2.4 Modern Canlı Aks Tahrik Sistemi .....	10
Şekil 2.5 Tork Tübü Tahrik Sistemi.....	11
Şekil 2.6 Eurocargo Aracı Güç Aktarma Organları .....	13
Şekil 2.7 Banjo Tipi Aks .....	15
Şekil 2.8 Taşıyıcı Aks .....	16
Şekil 2.9 Hipoit ve Sonsuz Dişli Seti .....	17
Şekil 2.10 Spiral Konik Dişli Seti.....	17
Şekil 2.11 Mahruti ve Ayna Dişli Üzerindeki İfadeler .....	19
Şekil 3.1 Temel Kardan Mili Yapısı .....	21
Şekil 3.2 İstavroz Yapısı .....	22
Şekil 3.3 Basit Üniversal Mafsal Yapısı .....	23
Şekil 3.4 150 HP Tector Motor Eğrileri.....	24
Şekil 3.5 Üniversal Mafsal Açılarının Gösterimi.....	25
Şekil 3.6 Açısal Hız Oranının Değişimi.....	26
Şekil 3.7 Mil Açısına Göre Açısal Fark ve Düzensizlik Derecesi .....	27
Şekil 3.8 Çoklu Üniversal Mafsal Yerleşimi .....	28
Şekil 3.9 Mafsal Pozisyonuna Göre U Düzensizlik Değeri İşareti .....	29
Şekil 3.10 Kardan Mili Yerleşim Çeşitleri.....	30
Şekil 3.11 Kardan Milleri Üzerindeki Açısal Kaçıklıklar.....	30
Şekil 3.12 Dairesel Kesitte Kesme Momenti Dağılımı .....	33
Şekil 4.1 Sabit Genlikli Gerilme Dağılımı .....	38
Şekil 4.2 $R=0$ İçin Gerilme Zaman Eğrisi.....	39
Şekil 4.3 Tipik bir S-N eğrisi .....	40
Şekil 4.4 R.R Moore Dönel Eğmeli Yorulma Cihazı.....	40

Şekil 4.5 Standart Yorulma Numunesi.....	41
Şekil 4.6 Logaritmik Çizilmiş S-N eğrisi.....	42
Şekil 4.7 Kopma Gerilmesi ve Dayanım Limiti Grafiği .....	43
Şekil 4.8 Tam Tersinir Yorulma Eğrisinde Çatlak Oluşum ve Kırılma Eğrileri .....	45
Şekil 4.9 Ortalama gerilmenin $\sigma_m$ , S-N Eğrisi Üzerine Etkisi.....	45
Şekil 4.10 Malzeme Geometrisinin S-N Eğrisi Üzerine Etkisi.....	46
Şekil 4.11 Ortamın S-N Eğrisi Üzerine Etkisi .....	46
Şekil 4.12 Sabit Ömür Eğrisi .....	47
Şekil 4.13 Gerilme Oranı ve Malzeme Ömür İlişkisi.....	48
Şekil 4.14 Teorik Gerilme Yığılma Faktörünün Malzeme Geometrisiyle Değişimi	50
Şekil 4.15 Farklı Çevrim ve Gerilme Seviyelerinin Gösterimi.....	54
Şekil 4.16 Farklı Gerilme Seviyelerinin S-N Eğrisi Üzerindeki Kopma Ömürleri ..	55
Şekil 4.17 Çatlak İlerleme Eğrisi .....	57
Şekil 4.18 Sabit Ömür Bazlı Yorulma Eğrisi.....	58
Şekil 4.19 Yorulma Kriterleri Diyagramı .....	59
Şekil 6.1 Asal ve Kesme Gerilmelerinin Gösterimi.....	66
Şekil 6.2 $\alpha_1$ Açısına Göre Dönüş Hızları Oranı .....	69
Şekil 6.3a Kardan Milleri Ağ Yapısı.....	72
Şekil 6.3b Ağ Yapısı Değişimi.....	73
Şekil 6.3c Ağ Yapısı Değişimi.....	73
Şekil 6.4 Kardan Millerinde Sınır Şartları .....	75
Şekil 6.5a Tork (2940 Nm) Analiz Sonuçları .....	76
Şekil 6.5b Tork (2940 Nm) Kritik Alan Analiz Sonuçları.....	77
Şekil 6.6 Kritik Alan Kesiti.....	78
Şekil 6.7a Tork (1671 Nm) Analiz Sonuçları .....	81
Şekil 6.7b Tork (1671 Nm) Kritik Alan Analiz Sonuçları.....	82
Şekil 6.8 Tork (1063 Nm) Analiz Sonuçları .....	84
Şekil 6.9 Tork (666 Nm) Analiz Sonuçları .....	86
Şekil 6.10 Tork (490 Nm) Analiz Sonuçları .....	88
Şekil 6.11 Tork (382.2 Nm) Analiz Sonuçları .....	90
Şekil 6.12 Tork (2675.4 Nm) Analiz Sonuçları .....	92
Şekil 6.13 Tork (6500 Nm) Analiz Sonuçları .....	94
Şekil 6.14 Açısal (10°) Yerleşim Analiz Sonuçları.....	96

Şekil 6.15 Doğal Frekans ( 24,5834 Hz ) Mod Şekli .....	100
Şekil 6.16 Doğal Frekans ( 24,5995 Hz ) Mod Şekli .....	101
Şekil 6.17 Doğal Frekans ( 166,395 Hz ) Mod Şekli .....	102
Şekil 6.18 Doğal Frekans ( 169,34 Hz ) Mod Şekli .....	103
Şekil 6.19 Doğal Frekans ( 177,903 Hz ) Mod Şekli .....	104
Şekil 6.20 Doğal Frekans ( 251,14 Hz ) Mod Şekli .....	105
Şekil 6.21 St 52 İçin Gerilme Ömür Eğrisi .....	106
Şekil 6.22 Ck 45 İçin Gerilme Ömür Eğrisi.....	107
Şekil 6.23 Test Güzergahı Yol Profili.....	111
Şekil 6.24 Km. Başına Kullanılan Vites Numaraları .....	111
Şekil 6.25 Km. Başına Kardan Mili Tork ve Devir Değişimi.....	112
Şekil 6.26 Km. Başına Kardan Mili Gerilme ve Gerilme Genliği Değişimi .....	112
Şekil 6.27 2. Dingil Yüğü Gerilme Değişimi.....	113
Şekil 6.28 Açıya Bağlı Gerilme Değerleri (Tork 2940 Nm).....	115
Şekil 6.29 Açıya Bağlı Gerilme Değerleri (Tork 1671 Nm).....	115
Şekil 6.30 Açıya Bağlı Gerilme Değerleri (Tork 1063 Nm).....	116
Şekil 6.31 Açıya Bağlı Gerilme Değerleri (Tork 666 Nm).....	116
Şekil 6.32 Açıya Bağlı Gerilme Değerleri (Tork 490 Nm).....	117
Şekil 6.33 Açıya Bağlı Gerilme Değerleri (Tork 382,2 Nm).....	117
Şekil 6.34 Açıya Bağlı Gerilme Değerleri (Tork 2675,4 Nm Geri Vites) .....	118
Şekil 6.35 Açıya Bağlı Gerilme Değerleri-Toplu Gösterim .....	118

## TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 2.1 MLL 130 E 15 Eurocargo Aracının Teknik Özellikleri.....	3
Tablo 2.1(Devam) MLL 130 E 15 Eurocargo Aracının Teknik Özellikleri .....	4
Tablo 6.1 Kardan Millerinde Kullanılan Malzeme Kaliteleri .....	97
Tablo 6.2 Kritik Alanda Bulunan Emniyet Katsayıları.....	98
Tablo 6.3 2940 Nm Tork Altında Doğal Frekans Değerleri .....	99

## ÖZET

Anahtar Kelimeler : Hafif Tip Ticari Araç, Kardan Milleri, Üç Boyutlu Modelleme, Dinamik Etkiler, Sonlu Elemanlar Yöntemi, Analiz

Bu çalışmada Türkiye’de üretilmekte olan Eurocargo hafif tip ticari araç kardan millerinin incelenmesi ele alınmıştır. Bu incelemede temel kriter araçta bulunan kardan millerinin üç boyutlu ortama taşınarak modellenmesi ve aracın karşılaştığı dinamik yükler altında göstereceği davranışların incelenmesidir. Oluşturulan model sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilmiş ve çıkan sonuçlar analitik hesaplamalarla karşılaştırılmıştır.

Kardan millerinin temel yerleşiminin bulunması için üç boyutlu tasarım ortamında araç ve kardan milleri modeli oluşturulmuş, araç maksimum alabileceği yük altındayken bu parçaların bilgisayar ortamında araca montesi gerçekleştirilmiştir. Kardan millerinin montaj sonrası aldığı şekil aynen korunarak sonlu elemanlar analizi için uygun formata çevrilmiştir. Kardan millerinde aracın değişik vites kombinasyonlarına göre kendilerine uygulanan tork değerleri hesaplanmış ve gerekli sınır koşulları altında bu tork değerleri referans alınarak yedi adet farklı gerilme durumu incelenmiştir. Bu gerilmeler daha sonra analitik yöntemlerle de doğrulanmıştır. Benzer çalışma miller arasındaki açı değiştirilerek tekrarlanmış ve sonuçlar grafik olarak sunulmuştur.

En kritik gerilme durumunda kardan millerinde titreşim analizi yapılarak millerin ilk altı mod şekilleri ve doğal frekansları bulunmuştur. Analitik olarak ta millerin kritik devirleri hesaplanmıştır. Analiz sonu elde edilen tüm şekiller gösterilmiştir.

Yine en kritik gerilme aralığında önce tam tersinir yorulma hesapları yapılmış daha sonrada aracın maruz kaldığı test yol koşulları oluşturularak dinamik etkiler altında tork değişim grafikleri oluşturulmuş, buradan yola çıkarak normal koşullarda çalışan millerin maruz kaldığı yorulma karakteristiği oluşturulmuştur.

Çalışma sonuçları sonuçlar bölümünde tartışılarak daha sonra bu konuda çalışmak isteyen araştırmacılara örnek olunmaya çalışılmıştır.

# **MODELLING OF LIGHT RANGE COMMERCIAL VEHICLE PROPELLER SHAFTS UNDER DYNAMIC EFFECTS**

## **SUMMARY**

**Key Words :** Light Range Commercial Vehicle, Propeller Shafts, 3D Modelling, Dynamic Effects, Finite Element Methods, Analysis

In this study the propeller shafts of Eurocargo commercial vehicle, produced in Turkey, have been analyzed. The main point of this study is 3D modelling of shafts and observing their behaviour under dynamic effects that the vehicle undergoes. Constructed model has been analyzed by using finite element methods and results have been compared with analytical calculations.

To find the settlement of propeller shafts, the 3D model of the vehicle and shafts have been constructed considering that the vehicle carries maximum available load. By keeping the original layout of shafts, the torque that could be applied to shafts by changing gear ratios have been calculated. Under necessary boundary conditions the torque values have been applied and seven different stress levels have been found. Moreover the results have been verified by analytical calculations. Similar studies have been carried out and presented graphically by changing shaft angle.

In the most critical stress levels the vibration analysis has been made to find the first six mode shapes and natural frequencies. Analytically the critical speed of shafts has been calculated. All analytical graphics have been presented.

Fully reversed fatigue calculations in the most critical situation have been made. Additionally the torque variation of the prototype vehicle under dynamic effects has been developed to simulate road conditions and fatigue characteristics has been found.

The results of this study have been presented in the results section to provide researchers who are willing to perform similar analysis.

## **BÖLÜM 1. GİRİŞ**

Ticari araçlar günümüzde Türkiye’de mal ve hizmetlerin taşınmasında kullanılan en önemli ve en yaygın araçlardır. Bu araçlarda hem efektif hem de modüler tasarımların yapılması ve geliştirilmesi ülke ekonomisine büyük katkılar sağlamakla kalmayacak ayrıca taşıt, yolcu ve yay güvenliğini de artıracaktır. Bu mantıktan hareketle özellikle güç aktarımının etkili bir şekilde en az kayıpla yapılabilmesi için kardan millerinde optimum seviyede tasarımlar yapılmalı ve bu tasarımlar araçlara uygulanmalıdır.

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, kardan milleri gücü tekerleklere ileten ana parça olduğundan büyük önem kazanmaktadır. Mil üzerinde çalışma esnasında oluşan istenmeyen etkiler veya yüksek gerilme seviyeleri karayolu güvenliğini ve sürücüyü olumsuz yönde etkileyecektir.

Bu araştırmada kardan milleri çalışma koşulları altında bilgisayar ortamında simüle edilmiş olup yeni tasarımlar ve çalışmalar ilgili standartlar referans alınarak araç üzerinde ve gerçek yol koşullarında test edilmelidir.

## **BÖLÜM 2. HAFİF TİP TİCARİ ARAÇLAR**

Ticari araçlar günümüz Türkiye'sinde karayollarında bulunan taşıtların büyük çoğunluğunun içinde bulunduğu bir araç grubunu oluşturmaktadır. Genel anlamda mal ve hizmetlerin taşınmasında kullanılan araçlara ticari araç denmektedir. Günümüzde karayollarında kamyon, kamyonet, pickup, panelvan tarzı araçlar ile dolmuş, minibüs, otobüs ve midibüs tarzı araçlar ticari araç kapsamına girmektedir. Genel anlamda karayollarında binek otomobillerden sonra en çok şehirlerarası yolcu ve mal taşımacılığı için kullanılan araçlar otobüsler ile kamyon ve kamyonetlerdir.

Kamyonetler izin verilen azami yüklü ağırlıkları (A.Y.A) 3500 kg'ı geçmeyen ticari taşıtlardır. Burada azami yüklü ağırlıktan kastedilen aracın güvenle taşıyabileceği yükü de dahil olmak üzere toplam ağırlığıdır. 3500 kg ve üzeri sadece yük taşıma amaçlı üretilmiş ticari araçlara kamyon denmektedir.

### **2.1 Eurocargo Kamyon Çeşitleri ve Teknik Özellikleri**

Genel anlamda bu tezde ele alınan araç ise 13000 kg azami yüklü ağırlığa sahip Türkiye'de IVECO lisansı ile üretim yapan Otoyol-IVECO firmasına ait 130 E 15 adlı Eurocargo marka kamyonudur. Burada kamyon sınıflandırmasında IVECO tarafından genel olarak azami yüklü ağırlığı 13 tona kadar hafif tip, 13 ton 18 ton arası orta tip ve 18 tondan daha ağır kamyonlara ağır tip kamyonlar denmektedir. Eurocargo alt markası altında Türkiye'de 8,5 tondan 32 tona kadar kamyonlar üretilmektedir. 130 E 15 aracı 3690 ve 4185 mm olmak üzere iki farklı dingil aralığına sahip olup incelenen araç 4185 mm dingil aralığına sahip olan MLL 130 E 15 aracıdır. Tablo 2.1 de bu araca ait detaylı bilgiler sunulmuştur.



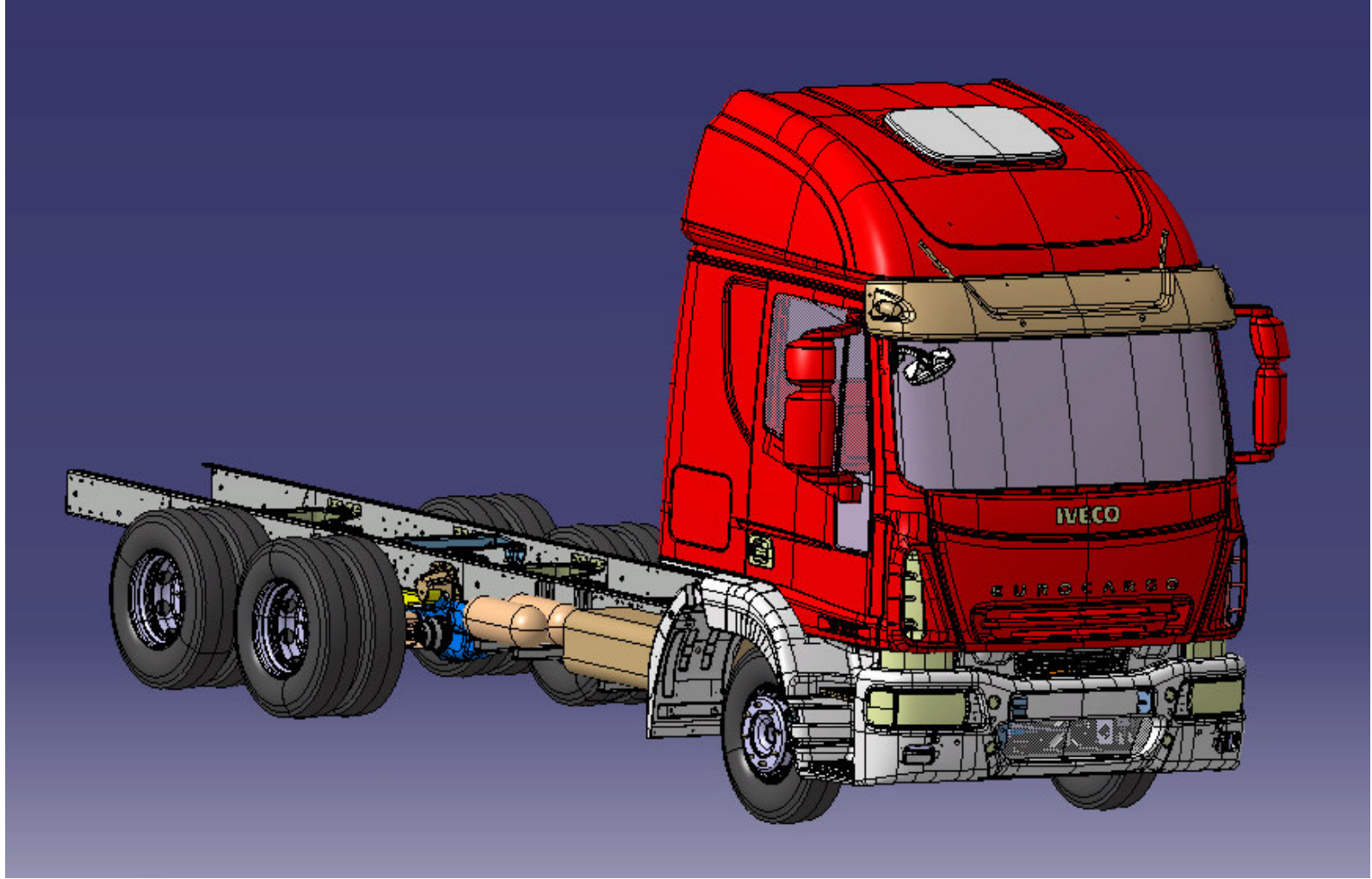
Tablo 2.1 MLL 130 E 15 Eurocargo Aracının Teknik Özellikleri

<b>Teknik Özellikler</b>	<b>MLL 130 E 15</b>
Ölçüler (mm)	
Dingil Mesafesi (I-II / II-III)	4185+1065
Maksimum Uzunluk	8442
Maksimum Genişlik	2200
Maksimum Yükseklik	2578
Ön Uzunluk	1262
Arka Uzunluk	1930
Kabin Uzunluğu	2167
Faydalı Şasi Uzunluğu	6125
<b>Ağırlıklar (kg)</b>	
Azami Yüklü Ağırlık	13000
Boş Ağırlık	3804
İstiap Haddi	9196
Ön Dingil Kapasitesi	3600
Arka Dingil Kapasitesi	6400+5000
<b>Motor</b>	
Model	Iveco Tector Common Rail Turbo / Intercooler Euro 3
Silindir Dizilişi ve Adedi	Sıralı 4
Silindir Başına Sübap Sayısı	4
Motor Hacmi (cc)	3920
Maks. Güç DIN hp/dd	150 / 2700
Maks. Tork DIN Nm/dd	490 / 1200-2100
Soğutma	Viskostatik fanlı Termostatlı Su Soğutma
<b>Şanzıman</b>	
Model	Iveco 2855.6

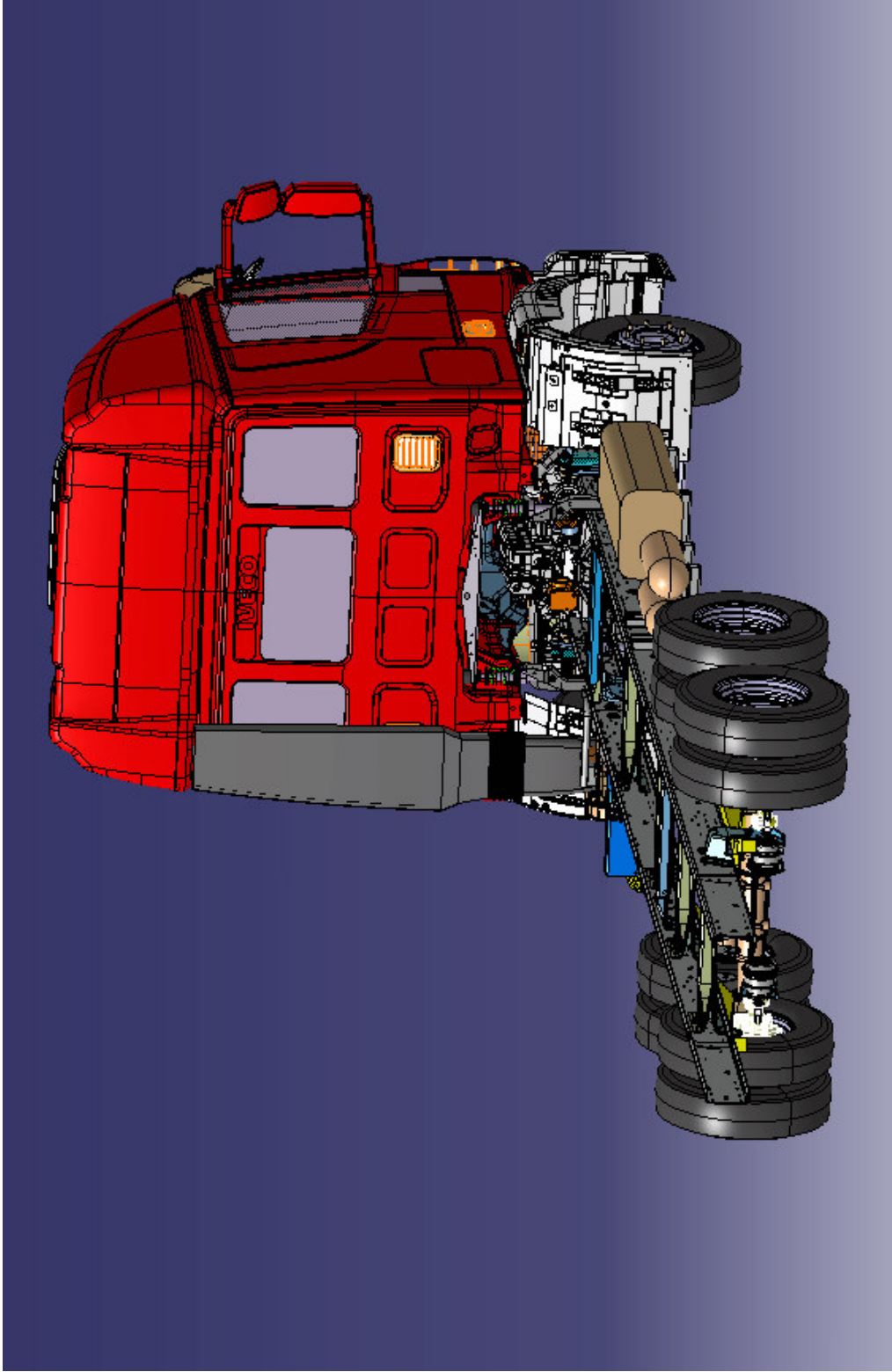
<b>Vites Sayısı ve Tipi</b>	6 Senkromeçli
<b>Debriyaj</b>	13'' tek disk
<b>Diferansiyel Tahvil Oranı</b>	4,56
<b>Performans</b>	
Maksimum Hız (km/h)	95
Tırmanma Yeteneği (%)	24
Dönüş Çapı (m)	12,9
<b>Süspansiyon</b>	
Ön Arka Süspansiyon	Önde parabolik arkada yarı eliptik makaslar
<b>Fren Sistemi</b>	Hava Kurutuculu ABS, EBD
Servis Freni	Disk, Disk, Disk
Park Freni	Hava kumandalı
Egzoz Freni	Hava kumandalı, 3 farklı kumanda şekli
<b>Kabin</b>	Kataforezli, Yataklı kabin
<b>Yakıt Deposu</b>	120 Lt
<b>Lastikler</b>	215/75 R17,5

Tablo 2.1(Devam) MLL 130 E 15 Eurocargo Aracının Teknik Özellikleri

Şekil 2.1.a ve Şekil 2.1.b de ise aracın Otoyol A.Ş. fabrikası Mühendislik ve Ar-Ge departmanında Catia V5 R14 programı kullanılarak oluşturulmuş kabin, şase, aktarma organları ve diğer parçalarının birleştirilerek en son komple haline getirildiği iki farklı açıdan izometrik olarak gösterilmiş model yer almaktadır.



Şekil 2.1.a MLL 130 E 15 İzometrik Görünüş Sağ Ön



Şekil 2.1.1.b MLL 130 E 15 İzometrik Görünüş Sağ Arka

Eurocargo araçlarının ilk tasarımları İtalya Brescia'da yapılmış olup bu araçların Türkiye'ye adaptasyonu ve yerileştirme çalışmaları çerçevesinde şasenin temel yapısını yani gövdesini oluşturan ve araç boyunca sağlam bir rijit yapı gösteren

karşılıklı iki adet C kesitli demir yapıdan oluşan lonjeron, çeker ve 3. dingiller, süspansiyonu sağlayan amortisör ve makaslar, pnömatik ve hidrolik alt yapı, lastikler, yakıt depoları, kabinde bulunan cam takviyeli plastik ön göğüs ve kapı korumaları, ön ve yan camlar, direksiyon sistemi, şanzıman, ön ve arka şaftlar, egzost sistemleri, ve bağlantı elemanları ve braketler yerli piyasadan temin edilmekte olup motor ve kabin saç parçaları demonte halde İtalya'dan ithal edilmekte ve Otoyol A.Ş. de komple haline getirilmektedir.

### **2.1.1 Eurocargo kamyon üretim safhaları**

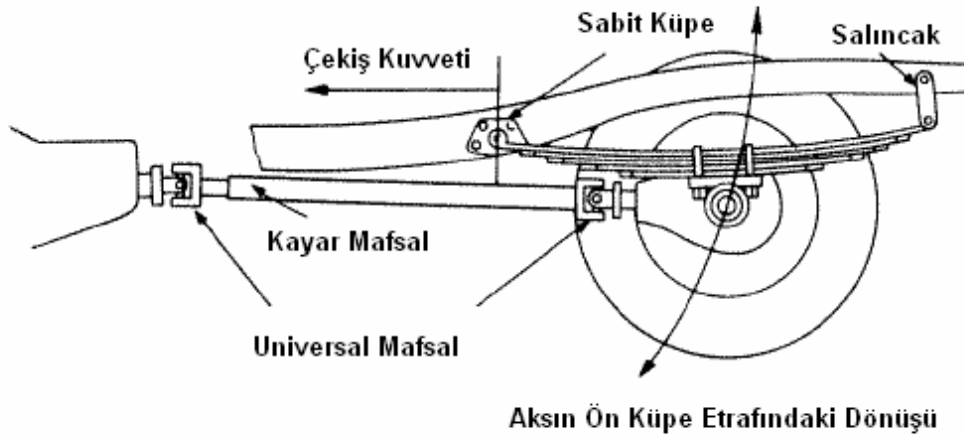
Kamyon üretiminde temel olarak daha öncede bahsedilen lonjeronlar üretilir. Lonjeronlar kalınlığı 4 mm'den başlayarak 7,7 mm'ye kadar değişen saçlardan üretilirler. Gereken ebatlarda kesilen saçlara Darley adı verilen tezgahta delik delme işlemi uygulanır. Daha sonra bükülerek C kesitli hale getirilen lonjeronlar boya ve kataforez işlemleri için kataforez tesisine götürülürler. Kataforez tesisinden boyanmış ve kataforez kaplanmış halde çıkan lonjeronlar montaj hattına götürülür. Burada bir adet sağ ve bir adet sol lonjeron birbirlerine travers adı verilen ve genelde yine C keside sahip olan bağlantı elemanlarıyla bağlanır. Genelde çok yük gelmeyen yerlerde perçin, yükün ve deformasyonun önemli olduğu yerlerde cıvata kullanılır. Komple edilmiş lonjeronlara şase adı verilmektedir. Hat üzerinde ilerleyen şase vinçler yardımıyla ters çevrilir ve bu işlem sonunda makaslar ve dingiller araç üzerine bağlanır. Makaslar şase yanına küpe ve terazi adı verilen bağlantı parçalarıyla ve özel civatalarla bağlanırlar. Bu işlemler sonunda şase kompleksi tekrar ters çevrilir ve sırasıyla ön ve arka kardan milleri, yakıt deposu, hava emiş sistemi, hidrolik ve pnömatik bağlantılar şaseye takılır. Bu işlemler sırasında kabin trim hattında kabin saçları puntalanarak komple haline getirilir. Kabin kompleksi en son şase kompleksi üzerine takılarak aracın büyük çoğunluğu komple hale getirilmiş olur. Daha sonra kabin iç parçaları, koltuklar, ön gösterge paneli ve iç kumaşlar araca bağlanır. Bu sırada gerekli tesisat düzeni ve lastikler de araca monte edilerek araç son haline getirilir. En son olarak aracın fabrika içinde nakline elverecek kadar mazot doldurularak araçlar son kontrol sahasına sevk edilirler. Burada onaylanan araçlar bayilere dağıtılır.

## 2.2 Güç Aktarma Organları

Ticari araçlarda yakıtın yanması sonucu elde edilen hareket enerjisini krank mili ile 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 vitese 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.

Güç iletim sistemleri yerleşim olarak üçe ayrılmıştır. Bunlar :

1. Hotchkiss tahrik sistemi
2. Modern canlı aks tahrik sistemi
3. Tork tübü tahrik sistemi

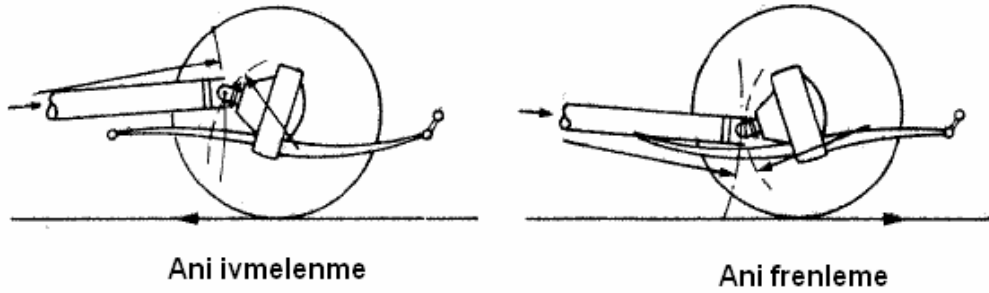


Şekil 2.2 Hotchkiss Tahrik Sistemi Yerleşimi

### 2.2.1 Hotchkiss tahrik sistemi

Günümüzde Hotchkiss tahrik sistemi olarak bilinen sistemde aracın önünde bulunan motor ve motora bağlı vites kutusundan alınan tahrik gücü kayar mafsallı kardan mili ile arka aks üzerinde diferansiyele bağlanır ve burada hareket tekerlere iletilir. Hotchkiss sisteminin ortaya çıkışı 1900'li yılların başlangıcına denk düşmekte olup o zamanın ünlü Fransız firması Hotchkiss'ten adını almıştır (Şekil 2.2 ). Hotchkiss sistemi temel olarak basit bir konsept olsa da aracın hareketine uygun olarak kendini adapte edebilmektedir. Hotchkiss sisteminde kardan mili kayar mafsal içermekte olup bu mil rulmanlarla herhangi bir yere yataklanmamıştır. Kardan mili ve universal mafsalların bu açıdan araçta istenmeyen titreşimleri yaratmaması için çok iyi balanslanmış olmaları gerekir. Genelde ve özellikle bu tip tahrik sisteminde kayar mafsalların kullanılmasının temel nedenleri şöyle açıklanabilir :

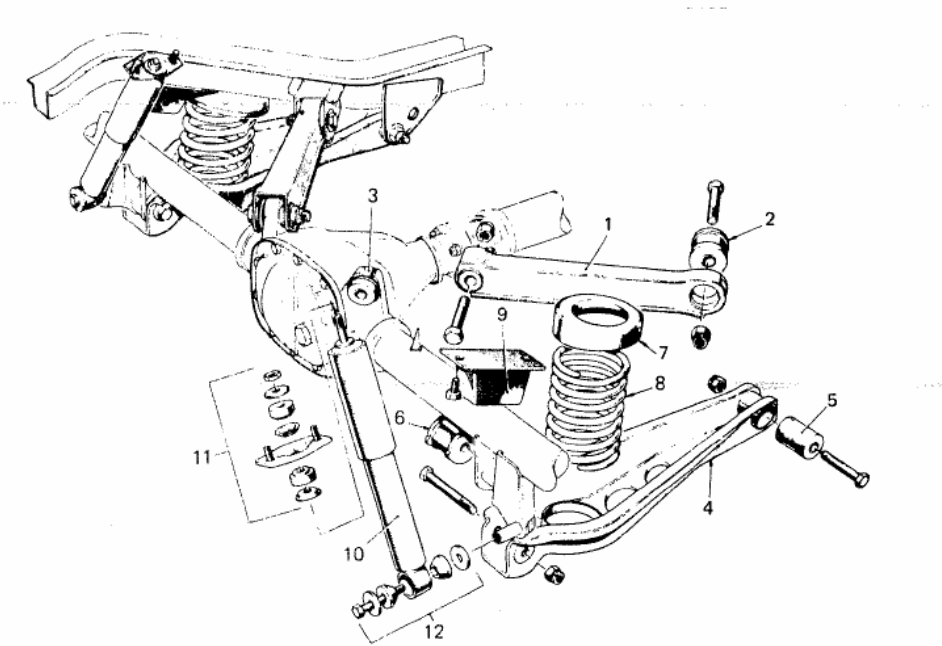
1. Arka tekerlerin tümseğe girmesi veya çukura düşmesi sonucu oluşan yaylanma hareketinde kardan milinin yukarı veya aşağı oluşturduğu salınımda milin oluşturduğu hareket yarıçapı ile aksın oluşturduğu hareket yarıçapı aynı değildir. Bunun nedeni ise arka aksın yani canlı dingilin şase üzerine bağlı ön küpe etrafında dönme hareketi yapmasına rağmen kardan şaftının ön universal mafsal merkezi etrafında dönmeye çalışmasıdır. Bu hareket kardan milinin boyunda uzama veya kısalma olmasını gerektirmektedir.
2. Sadece normal yol hareketinde değil aynı zamanda ani ivmelenme ve ani durma hareketleri sırasında arka aksın bağlı olduğu makaslar şekil değiştirmeye çalışır. Şekil 2.3 te açıklandığı gibi diferansiyel kafası ivmelenme sırasında yukarı doğru hareket etmeye çalışacak, frenleme sırasında aşağı eğilmeye çalışacaktır. Bu da kardan mili üzerinde boy değişimini gerekli kılacaktır.
3. Araç hareket halinde iken motorun ve şanzımanın bağlı olduğu takoz yuvalar, arka aks makas yuvalarında kullanılan lastik burçlar ve benzeri esnemeyi sağlayacak esnek parçalar bağlı oldukları ana parçaların hareketini sağlayacak ve bu hareket sınırlı olsa kardan mili üzerinde uzama veya kısalma etkisini gerekli kılacaktır.



Şekil 2.3 Ani İvmelenme ve Frenleme Altında Şekil Değişimi

### 2.2.2 Modern canlı aks tahrik sistemi

Modern araç alt yapısında kullanılan canlı aksta aks genel anlamda helezon yay içeren arka süspansiyon sistemi ile donatılmış olup bu eğilim Amerika'da 1930'lu yıllarda ortaya çıkmıştır. Bu sistemde dingil barlar vasıtasıyla şaseye tutturulmuş olup dingilin hareketi istenildiği gibi sınırlandırılabilir. Hareket üzerindeki kontrol standart konvansiyonel makaslara göre daha fazladır (Şekil 2.4)



Şekil 2.4 Modern Canlı Aks Tahrik Sistemi

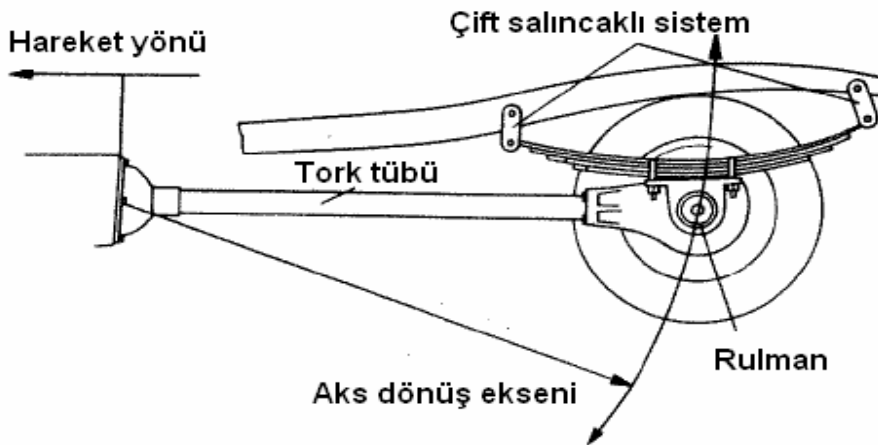


Bu sistemdeki parçalar sırasıyla :

- |                            |                            |
|----------------------------|----------------------------|
| 1. Üst bar                 | 2. Üst bar ön burcu        |
| 3. Üst bar arka burcu      | 4. Alt bar                 |
| 5. Alt bar ön burç         | 6. Alt bar arka burç       |
| 7. Helezon yay yuvası      | 8. Helezon yay             |
| 9. Stoplama takozu         | 10. Amortisör              |
| 11. Üst bağlantı kompleksi | 12. Alt bağlantı kompleksi |

### 2.2.3 Tork tübü tahrik sistemi

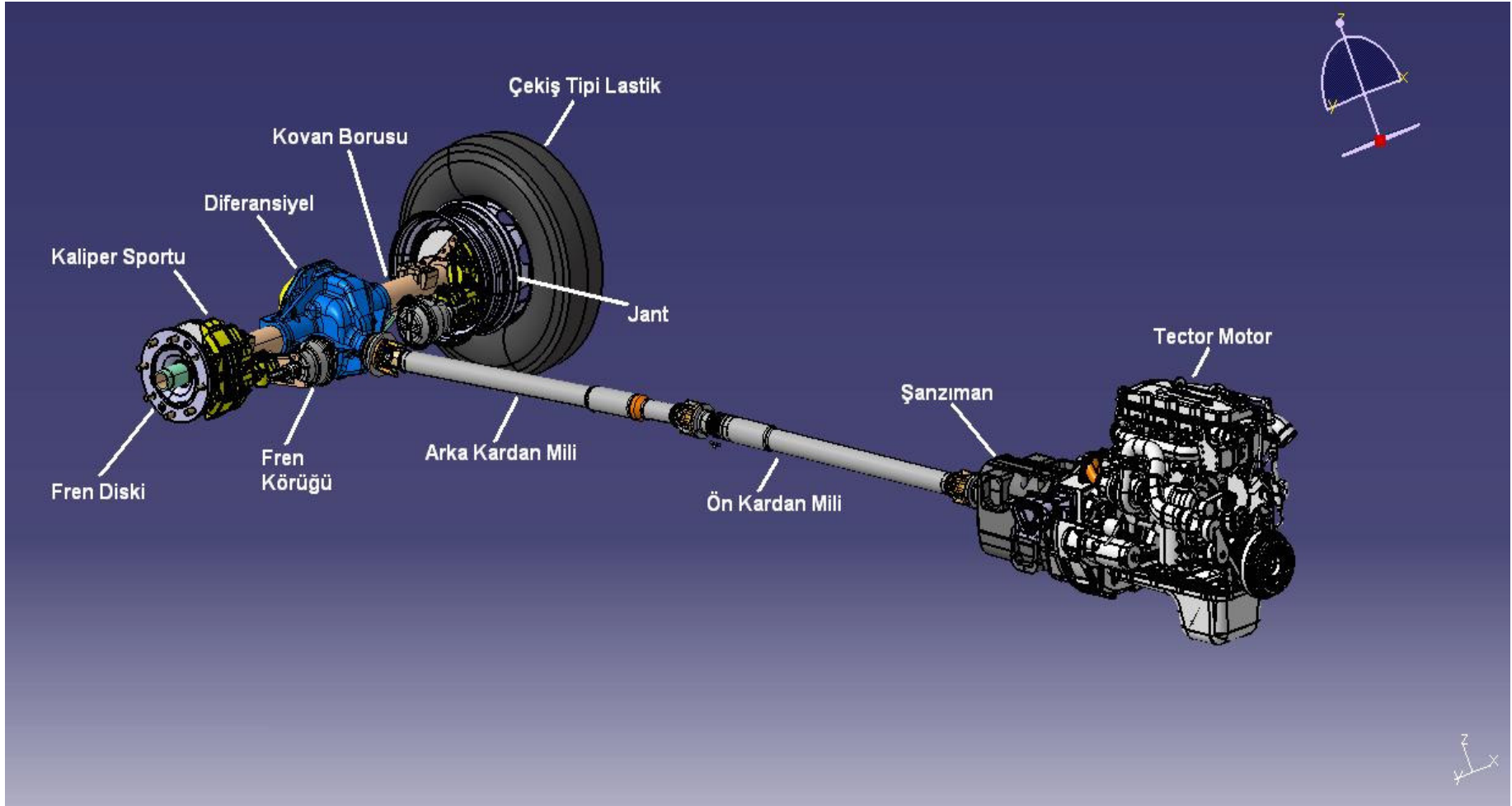
Artık günümüzde çok az bir şekilde kullanılmasına rağmen daha önce Hotchkiss sistemine rakip olmuş bir sistemdir. Bu sistemde dönen kardan mili rijit yapıya sahip tork tübü içerisine yerleştirilmiş olup kardan mili arkada diferansiyele bağlı, önde ise sadece tek bir universal mafsallık kullanılarak şanzıman çıkışına bağlanmıştır(Şekil 2.5)



Şekil 2.5 Tork Tübü Tahrik Sistemi

#### **2.2.4 Eurocargo 130 E 15 aracı tahrik sistemi**

Teknik spesifikasyonlarda Iveco tarafından kullanılan isim kodlamasına göre aracı tanımlayan ilk sayı 10'a bölünerek aracın istiap haddi bulunur. Aracı tanımlayan ikinci sayı ise 10 ile çarpılarak aracın beygir gücü bulunur. Örneğin 130 E 15 aracı 13 ton istiap haddine sahip 150 beygir motor gücüne sahip olan bir araçtır. Bu noktadan hareketle incelenmiş olan araç tahrik sistemi 150 beygir güç üreten bir motor, yine bu motorun momentine dayanabilecek şanzıman, kardan milleri ve arka aks sisteminden oluşmaktadır. Şekil 2.6 da bu aracın tahrik sistemi görülebilir. Her ne kadar kardan milleri aracın tahrik sisteminde yer alsada bu tezin ana konusu olduğu için ayrı bir bölümde ele alınacaktır.



Şekil 2.6 Eurocargo Aracı Güç Aktarma Organları

### 2.2.5 Arka aks sistemi

Tahrik gücünün tekerlere aktarılması daha önceden anlatılan Hotchkiss sistemi ile tanımlanan şekilde yapılmaktadır. Buradan hareketle arka aks sisteminde çeker aksın yani güç ile tahrik edilen aksın tek amacı sadece tekerlerin ve bunların bağlandığı fren disklerinin rulmanlarına yataklık yapmak değil ayrıca dingil içerisinde dönen tüm mekanik aksamlara da rijit bir yapı oluşturarak destek olmaktır.

Çeker akslar haricinde bu akslar arkasına monte edilen ve tahrik gücünü tekerlere iletmeyip sadece şaseden gelen yükü yere ileten ilave akslarda mevcuttur. Bu akslar üzerinde diferansiyel bulunmamaktadır.

#### 2.2.5.1 Arka aks gövde çeşitleri

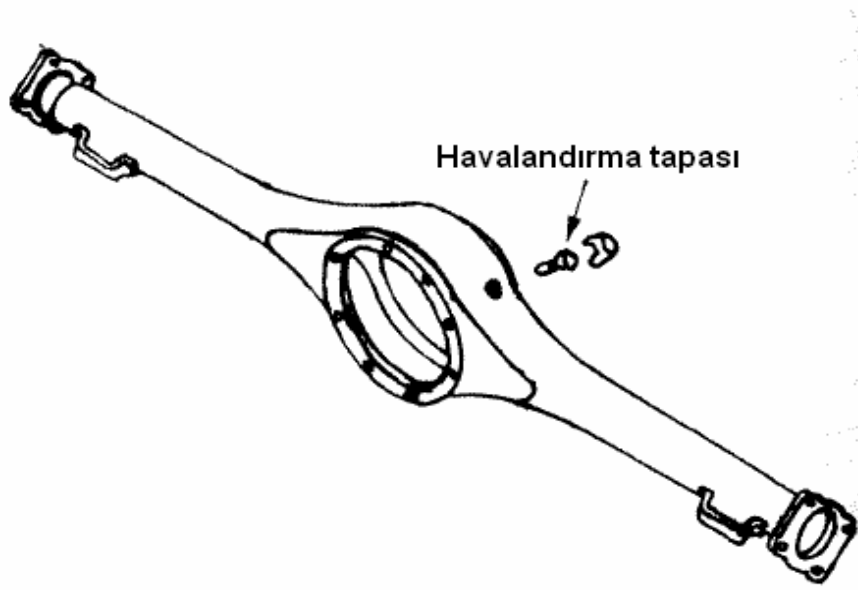
Arka aks gövde çeşitlerini incelemeyen önce arka aks gövdelerinin yerine getirmesi gereken görevleri incelenmelidir. Bunlar ,

1. Hareketten kaynaklanan sarsılmaları mümkün olduğu derece karşılayabilecek kadar sağlam rijit yapıya sahip olmalıdır. Rijit yapı olduğu sürece aks içindeki dişlilerin çalışması sessiz ve güvenli olacaktır.
2. Gövde içinde bulunan aks millerinin hareketi sağlaması için bu parçaların burulmasına müsaade etmemelidir.

Arka aks tipleri 3'e ayrılmaktadır. Bunlar Trompet aks, Banjo aks ve Taşıyıcı akstır.

#### 1. Trompet Aks :

İki adet trompet şekilli aksın konik kısımlarından birleştirilmesi ile oluşan aks şeklidir. Trompet aks sistemi aks milleri, dişliler ve rulmanlar için çok rijit bir yapı oluşturmasına rağmen hem üretimi hem de servis edilebilirliği sınırlı olduğu için günümüzde çok az sayıda taşıtta kullanılmaktadır.



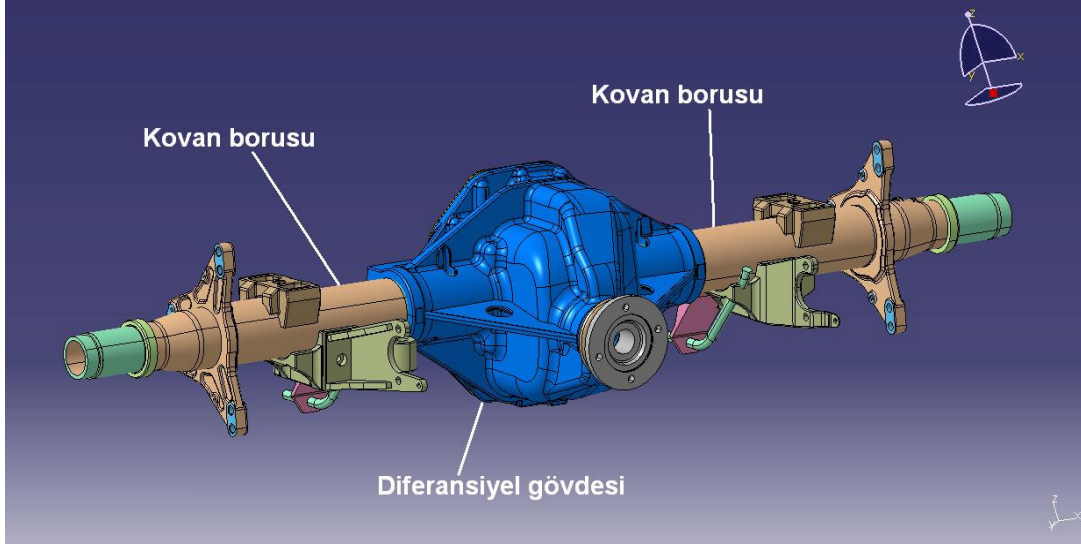
Şekil 2.7 Banjo Tipi Aks

## 2. Banjo Tipi Aks :

Genelde tek parça veya birbirine simetrik iki parçadan oluşan aks şeklidir. Şekil 2.7 de de şekli görülebileceği üzere yekpare tek parça veya yere göre simetrik iki parçanın kaynatılması ile oluşan bu dingilde diferansiyel için havalandırma tapası bulunmakta olup bu tapa çalışma sırasında çıkan yağ buharlarını tahliye etmek için kullanılır. Bu tip aks yere dik olan yüklerde burulmaya karşı çok rijitken frenleme ve ivmelenme sırasında ortaya çıkan yüklere karşı daha az dayanıklıdır.

## 3. Taşıyıcı Aks

Eurocargo 130 E 15 araçta da kullanılan bir aks tipidir. Bu aksta dişli ve rulmanlar ayrı bir döküm diferansiyel gövdesi içinde yer alırlar ve tekerlerin ve fren disklerinin bağlandığı kovan boruları bu gövdeye çakılarak kaynatılır. Bu aksın şekli Şekil 2.8 de görülebilir. Dökümden çıkan diferansiyel gövdesinde bulunan deliklere kovan boruları önce çakılır daha sonra ise boru çevresinde kaynak yapılır. Son olarak diferansiyel gövdesinde bulunan ve bir ucu kovan borusunun dış yüzeyine açılan üçer adet deliklerden kaynak doldurularak dingil elde edilmiş olur.



Şekil 2.8 Taşıyıcı Aks

Bu tip aksın faydaları, diferansiyel gövdesi federli yapıya sahip olduğu için dişli ve rulmanlar çok rijit bir yapı içinde bulunması ve sadece kovan borularını değiştirerek bu tip aksın istenilen genişlikteki araçlar için adapte edilebilmesidir..

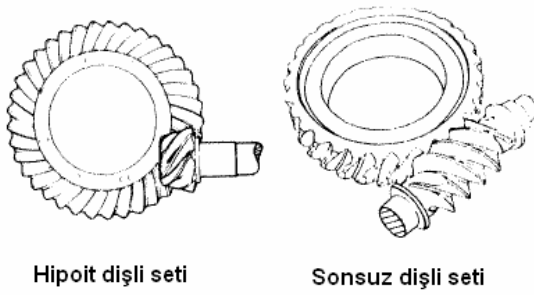
### 2.3 Diferansiyel Tahvil Sistemi

Diferansiyel gövdesi içinde bulunan dişli sistemlerinin oluşturduğu güç aktarma sistemine diferansiyel tahvil sistemi denmektedir. Diferansiyel tahvil sisteminin kullanılma amaçları ise şunlardır,

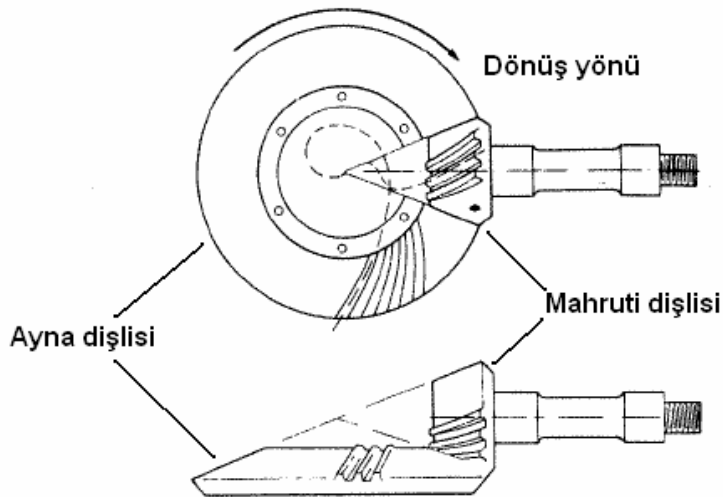
1. Şaftlardan gelen ve aksa dik olan hareketi  $90^\circ$  çevirerek tekerlere iletmek
2. Benzer bir şekilde şanzımandan gelen hareketin paraleliliğini aynen koruyarak tekerlere iletmek
3. Güç iletiminde en son olarak sabit bir indirgeme yaparak gerekli tork değerlerini aktarmak

### 2.3.1 Ayna mahrutu dişlileri

Ayna mahrutu dişlileri arka şaft çıkış flanşından gelen hareketin aks millerine iletilmesini sağlayan dişlilerdir. Ağırlıklı olarak ayna mahrutu dişli sistemi hipoit tip ve spiral konik dişli seti olarak ikiye ayrılmaktadır. Bunun yanında benzer mantıkla çalışan sonsuz dişli setleri de vardır. Şekil 2.9 da hipoit ve sonsuz dişli setleri, şekil 2.10 da spiral konik dişli seti gösterilmektedir.



Şekil 2.9 Hipoit ve Sonsuz Dişli Seti



Şekil 2.10 Spiral Konik Dişli Seti

Şekil 2.10'da da detaylı olarak görüleceği üzere ayna dişlisi disk şeklinde olup mahrutu dişlisinden aldığı hareketin eksenini çevirmektedir. Mahrutu dişlisi ise arka shaft çıkış flanşının bağlandığı dişli olup tüm bu sistem diferansiyel gövdesi içinde yer almaktadır.

### **2.3.1.1 Spiral konik dişli seti**

Hipoit dişli setinden mahrutu dişli ekseninin ayna dişli merkezinin üzerinden geçmesi yönüyle ayrılır. Sistemin avantajları ise diş geçişlerinde iki dişin birbirinden ayrılmasından önce bir sonraki dişli grubunun birbirine geçmeye başlaması, bu nedenle dişlerin gelen yükü ortak karşılaması nedeniyle ömürlerinin artması aynı zamanda eğik diş yapısı nedeniyle daha fazla temas alanlarının oluşması ve diş yüzeylerine etki eden basıncın azaltılabilmesi olarak sıralanabilir.

### **2.3.1.2 Hipoit dişli seti**

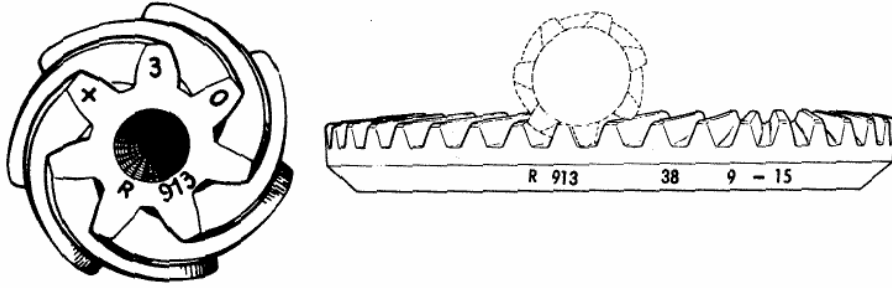
Bu sistemde mahrutu dişlisi eksenini ayna dişlisi ekseninden belli miktarda kaçık durmaktadır. Bu kaçıklık genel olarak ayna dişlisinin dönme yönünde verilir. Bu şekilde arka shaftın bir miktar daha aşağı alınmasıyla alçak tabanlı araçların üretilmesi mümkün olabilmektedir. Bu sistemde dişler arasında kayma hareketi olacağından çok iyi bir yağlama şarttır.

### **2.3.1.3 Ayna mahrutu dişlileri yerleşimi**

Ayna mahrutu dişlilerinin yerleşimi konusunda ayna ve mahrutu dişlilerinin birbirlerine çok iyi oturması gerekliliği öncelikli konudur. Buradaki başlangıç noktası ise mahrutu dişlisinin dirsek kısmından ayna dişlisinin merkezine olan referans ölçüdür. Montaj sırasında yardımcı olmak amacıyla mahrutu ve ayna dişli yüzeylerine değişik semboller işlenir (Şekil 2.11). Burada +3 biraz önce belirtilen referans ölçüsünden sistemin kaç mm kaçık olduğunu, 0 mahrutu ekseninin ayna ekseninden kaçık olmadığını, R913 eşleme numarasını, 38 ayna dişlisindeki diş adedini, 9 mahrutu dişlisindeki diş adedini, -15 ise birbirini kavrayan dişlerde 0.15



mm diş aralığı kaldığını gösterir. Tüm sistem diferansiyel gövdesi içerisinde yağ içinde çalışmaktadır.



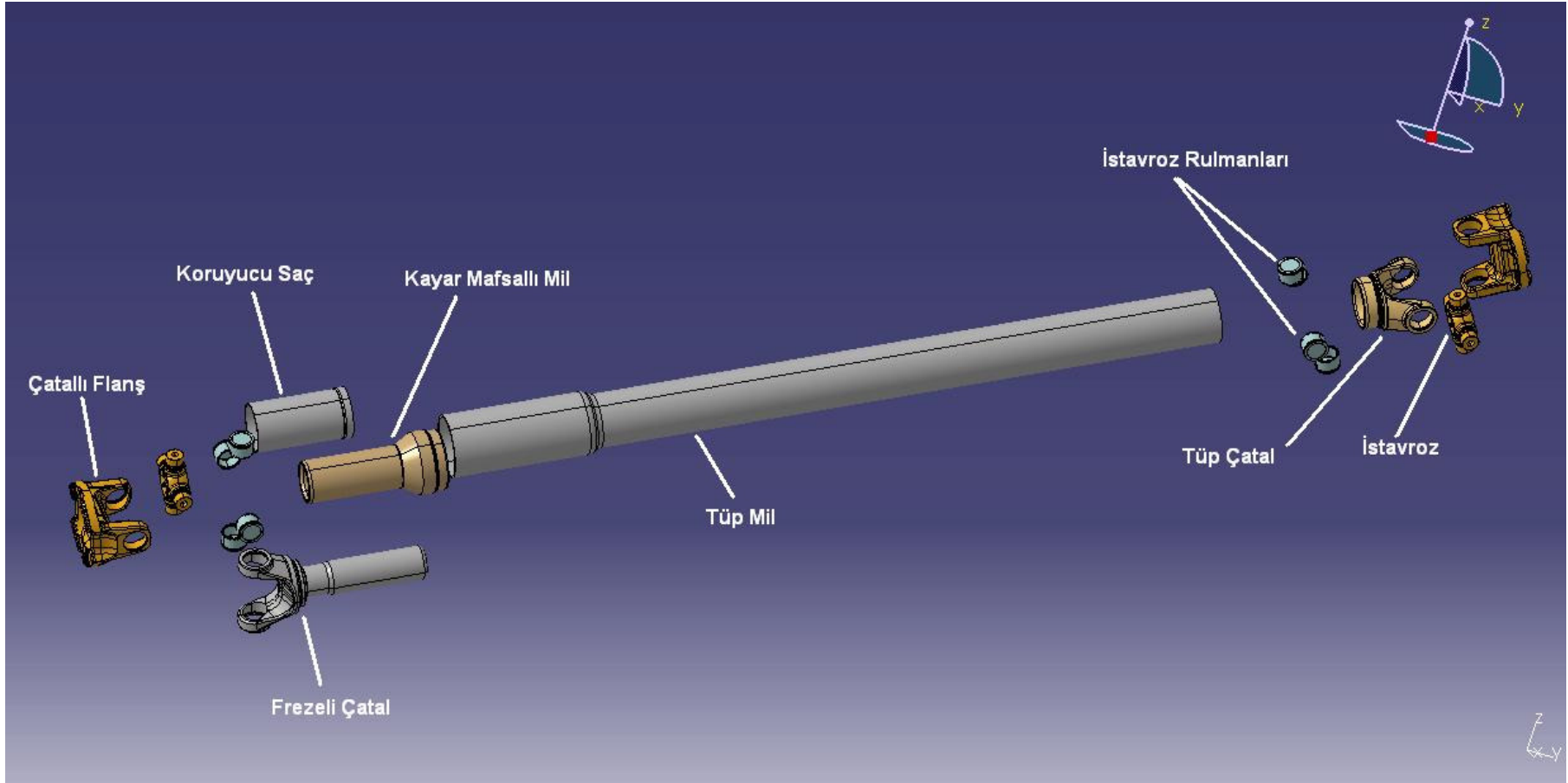
şekil 2.11 Mahruti ve Ayna Dişli Üzerindeki İfadeler

## **BÖLÜM 3. KARDAN MİLLERİ**

Kardan milleri daha öncede bahsedildiği gibi motorun bağlı olduğu şanzımandan gelen torku arka diferansiyelde bulunan dişlilere iletmek için kullanılan millerdir. Bu iletim tek mille yapılabileceği gibi araç dingil mesafesine ve aracın sahip olduğu toplam aks sayısına göre değişmektedir. Genelde arkadan çekişli binek otomobiller ve kısa şase uzunluğuna sahip kamyonetlerde tek kardan mili kullanılırken daha uzun kamyonlar ve 6x2 denilen üç dingilli büyük kamyonlarda iki, 4x4 veya 6x4 denilen iki dingilli dört tekerden çeken araçlarda yada üç dingilli dört tekerden çeker araçlarda üç adet kardan mili kullanılmaktadır.

### **3.1 Kardan Milleri Genel Yapısı**

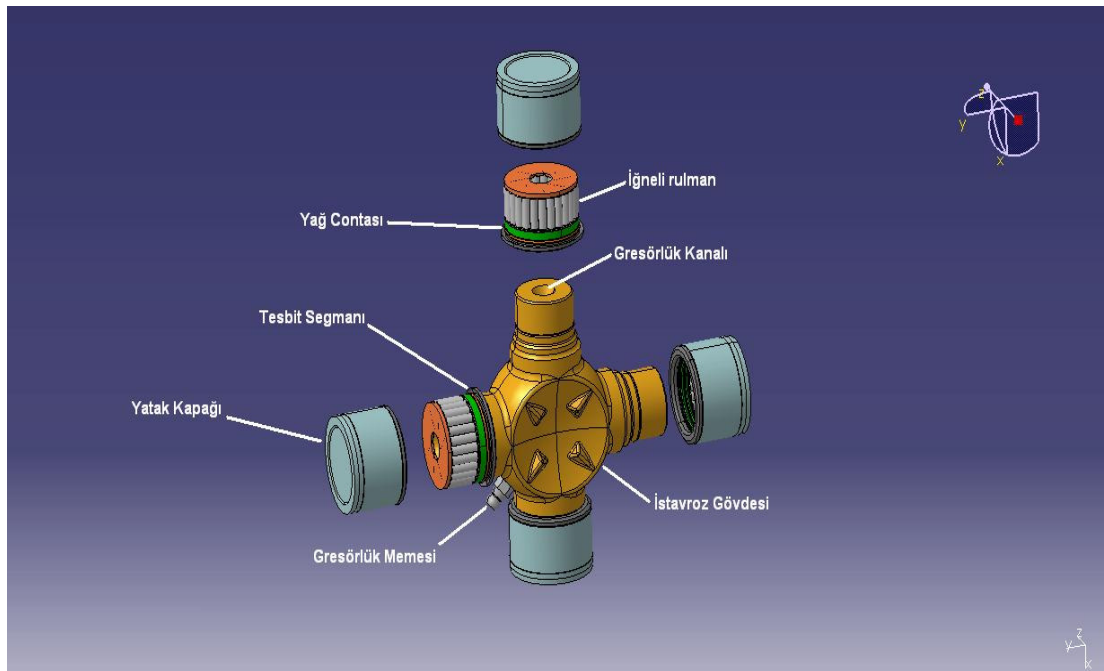
Kardan milleri temel anlamıyla iki adet universal mafsallı ve istavroz ve bu mafsallara bağlanan çatallar ve ana tüp şeklindeki milden oluşur. Şekil 3.1 de detaylı olarak görülebileceği gibi istavroz adı verilen ve + şeklinde olan parça rulmanlarla beraber çatallı flanşa ve frezeli çatala çakılır. Frezeli çatal üzerine koruyucu saç alın kaynağı ile kaynatılır. Tüp milinin her iki ucunda bu işlem yapılarak arkadaki tüp çatal ve öndeki kayar mafsallı mil ana mile kaynatılır. Kayar mafsallı mil frezeli çatal içine yerleştirilerek montaj bitirilir. Kayar mafsallı milin yerinden çıkmaması için ince bir şerit metal bant bu mil ile tüp çatal üzerine puntalanır. Bu saç daha sonra montaj sırasında sökülmelidir. Kayar mafsala sahip olmayan ön kardan milleri ise önde universal mafsallı ve tüp çatal arkada ise ara yatak mili ve ara flanş bulundurulur.



Şekil 3.1 Temel Kardan Mili Yapısı

### 3.1.1 İstavroz çatalı

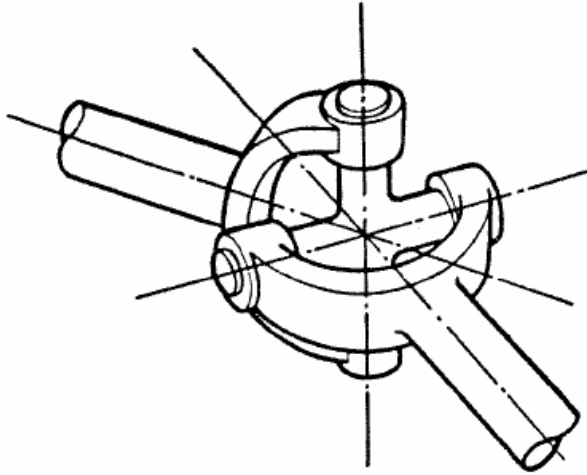
İstavroz çatalı üniversal mafsali oluşturan ana eleman olup içinde 4 adet iğneli rulman bulundurmaktadır. Rulmanlar istavroz gövdesinin her bir koluna oturtularak monte edilir. İstavroz ana gövdesi içinde yine + işareti şeklinde kanallar bulunur. Bu dört adet kanalın birleştiği ortak noktada ise istavroz gövdesine doğru çıkan küçük bir kanal bulunmaktadır. Bu kanal ucuna gresörlük memesi takılarak buradan istavroz içine yağ basılır. Yağ rulmanlardan çıkasıya kadar gövdenin içine basılması gerekir. İstavrozun çalışması için düzenli olarak mafsali yağ durumu kontrol edilmeli ve gerekirse tekrardan yağ basılmalıdır.



Şekil 3.2 İstavroz Yapısı

### 3.1.2 Hooke üniversal mafsali

Üniversal mafsali 1664 yılında Robert Hooke tarafından patenti alınmış bir tasarım olsa da kendisinden yaklaşık olarak yüzyıl öncesinde Avrupa’da bu fikri ortaya atan İtalyan matematikçi Jerome Cardan bu alanda ilk çalışmaları yapan kişi olarak bilinir.



Şekil 3.3 Basit Üniversal Mafsal Yapısı

Kardan millerinde ve günümüz otomotiv teknolojisinde kullanılan üniversal mafsal yıllar önce düşünülen üniversal mafsalı çok benzemektedir. Üniversal mafsal kardan millerinde istavroz, çatalı flanş ve tüp çataldan veya frezeli çataldan oluşmaktadır. İlk olarak üniversal mafsalarda istavrozun rahat dönmesi için burçlar kullanılırken teknolojinin de gelişmesiyle rulman kullanımına geçilmiştir. Şekil 3.3 te basit bir üniversal mafsal yapısı gösterilmektedir.

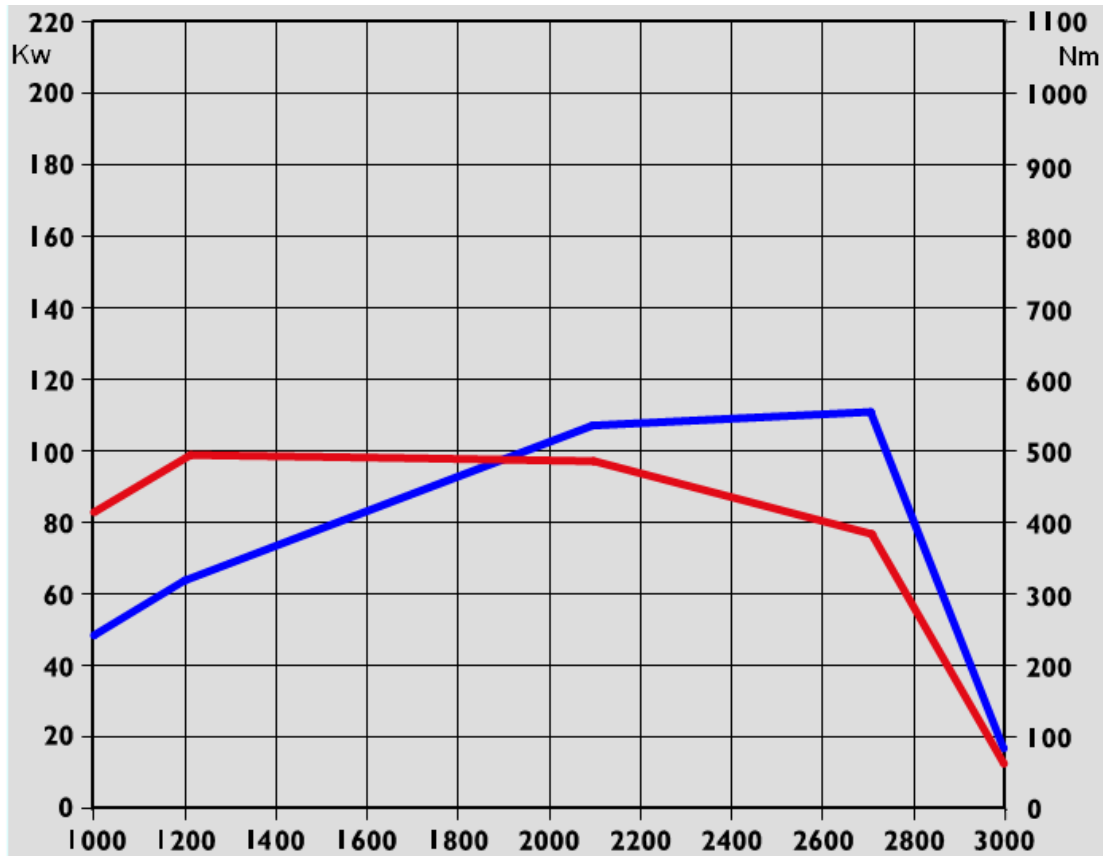
### 3.2 Kardan Milleri Teorisi

Bu bölümde kardan milleri ile ilgili temel hesaplamalarda kullanılması gereken teorik formülasyonların detayları incelenecektir.

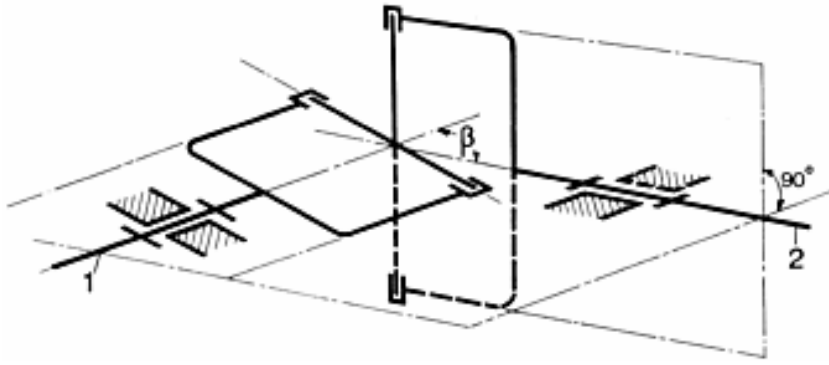
#### 3.2.1 Motor eğrilerinin kardan milleri üzerindeki etkisi

Kardan millerini detaylı incelemeye başlamadan önce kardan mili üzerindeki en önemli etkiye sahip olan elemanı yani aracın motorunun temel özelliklerini bilmek faydalı olacaktır. Şekil 3.4 de gösterilen eğri bu tezin konusu olan kardan millerini döndüren Tector 150 HP motorun beygir gücü ve tork eğrilerinin araç motor devrine oranla değişimini göstermektedir. Burada kardan mili üzerinde etkili olan tork değeri incelendiğinde Tector motorun kırmızı çizgi ile gösterilen tork eğrisinin motorun 1200 rpm ile 2100 rpm arasındaki devir aralığında maksimum tork değeri olan 490 Nm değerini verdiği görülmektedir. Ayrıca mavi ile verilen güç eğrisi incelendiğinde

maksimum güç olan 110 Kw yani 150 HP değerine yaklaşık olarak 2700 rpm de çıktığı görülebilir. Kardan milleri açısından düşünülecek olursa miller üzerine gelecek olan maksimum tork değeri şanzımanın 1. vites oranı ile maksimum motor tork değerinin çarpılması ile bulunur. Örneğin birinci vites oranı 6.00 olan Eurocargo 130 E 15 aracında araç birinci vitese takıldığında ön kardan miline gelecek maksimum tork değeri  $490\text{Nm} \times 6 = 2940 \text{ Nm}$  olacaktır. Araç yerinden kalktıktan sonra vites 2. ve 3. kademelere takılacağı için şaftın dönme hızı artacak ancak aynı oranda da ilettiği tork değeri düşecektir. Bu sebeple eğer araçta geri vites oranı birinci vites oranından fazla değilse bir şaftın karşılaşılabileceği en yüksek tork birinci viteste ortaya çıkmaktadır. Aynı mantıkla en düşük tork ve aynı zamanda en yüksek şaft hızı ise son viteste elde edilecektir.



Şekil 3.4 150 HP Tector Motor Eğrileri



Şekil 3.5 Üniuersal Mafsal Açılarının Gösterimi

### 3.2.2 Üniuersal mafsalda açya göre hız ve tork değışimi

Üniuersal mafsalda tahrik eden çatal ile tahrik edilen çatal merkez eksenleri arasındaki açının değışimiyle iletilen tork ve açısal dönme hızları değışmektedir. Şekil 3.5 te gösterilen üniuersal mafsalda dönme hareketini başlatan mile 1, bu etkiyle dönen mile ise 2 denirse ve bu iki milin eksenlerinin birbirleriyle  $\beta$  açısı yaptıkları farzedilirse, birinci milin dönme açısı  $\alpha_1$  ve ikinci milin dönme açısı  $\beta$  açısına bağılı olarak  $\alpha_2$  gibi bir değeri alacaktır.

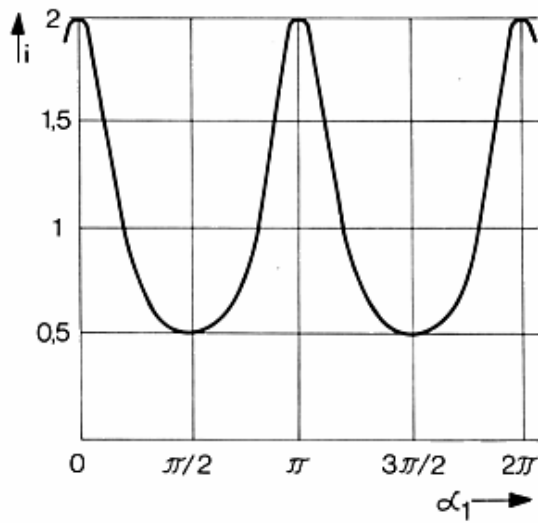
Bu durumda

$$\tan \alpha_2 = \tan \alpha_1 \cdot \cos \beta \quad (3.1)$$

olur. Bu ifadenin zamana karşı türevi alınırsa açısal hızdaki değışimler bulunur.

1. milin açısal hızı  $\omega_1$  2. milin açısal hızı  $\omega_2$  olarak alınırsa bu orana da  $i$  denirse

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \beta}{1 - \sin^2 \beta \cdot \cos^2 \alpha_1} \quad (3.2)$$



Şekil 3.6 Açısal Hız Oranının Değişimi

Şekil 3.6 da ise bulunan açısal hız ifadesinin  $\beta = 60^\circ$  ye göre değişimi gösterilmektedir. Grafik  $0^\circ$ ,  $180^\circ$ ,  $360^\circ$  dönüş açılarında maksimum,  $90^\circ$  ve  $270^\circ$  dönüş açılarında minimum değerleri almaktadır. Üiversal mafsallarda düzensizlik derecesi denilen bir ifade U sembolü ile tanımlanmıştır. Burada

$$U = i_{\max} - i_{\min} \quad (3.3)$$

$$i_{\max} = \frac{1}{\cos \beta} \quad (3.4)$$

$$i_{\min} = \cos \beta \quad (3.5)$$

$$U = \frac{1}{\cos \beta} - \cos \beta \quad (3.6)$$

Bunun yanında açısal fark ifadesi olarak  $\varphi_k$  tanımlanmıştır.

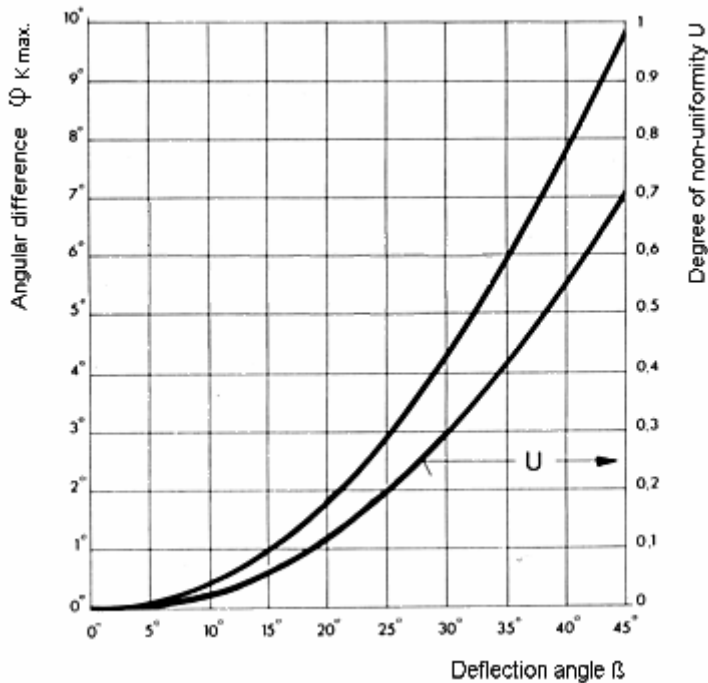
$$\varphi_k = \alpha_2 - \alpha_1 \quad (3.7)$$



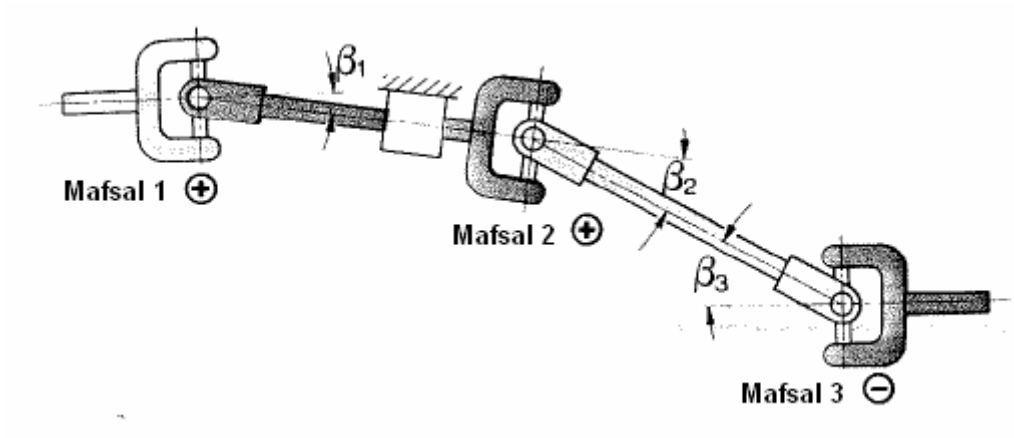
$$\varphi_k = \arctan\left(\frac{\tan \alpha_1}{\cos \beta}\right) - \alpha_1 \quad (3.8)$$

Şeklinde verilmiştir. Burada mil eksenleri arasındaki  $\beta$  açısına göre U ve  $\varphi_k$  nın değişimini verilen formülasyonlara göre yazarsak Şekil 3.7 de verilen grafiği elde etmiş oluruz.

Ancak burada bahsedilen düzensizlik derecesi sadece bir adet üniversal mafsal olduğunda temel olarak kullanılan düzensizliği göstermektedir. Kamyon gibi birden çok kardan millerine sahip bir taşıtta birden fazla üniversal mafsal bulunacağından bu üniversal mafsalların yaratacağı toplam düzensizlik dikkate alınmalıdır. Örneğin Şekil 3.8 de verilen mafsal yerleşimi incelenmesi için her bir mafsaldaki düzensizlik ayrı ayrı bulunmalıdır.



Şekil 3.7 Mil Açısına Göre Açısal Fark ve Düzensizlik Derecesi



Şekil 3.8 Çoklu Üniversal Mafsal Yerleşimi

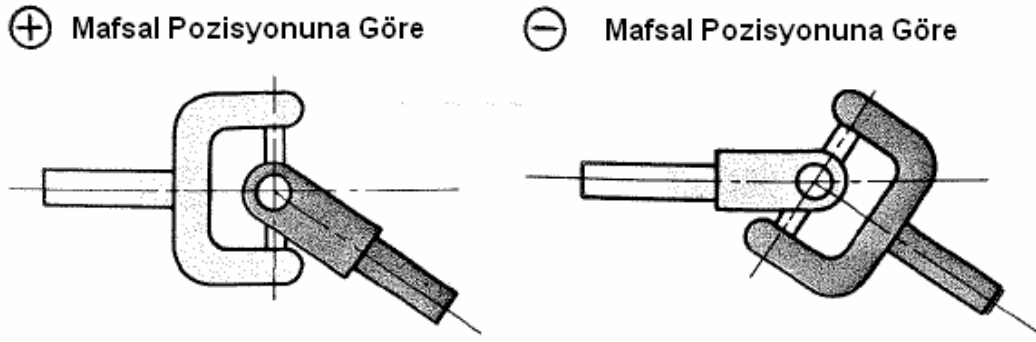
$$U_1 = \frac{1}{\cos \beta_1} - \cos \beta_1 \quad (3.9)$$

$$U_2 = \frac{1}{\cos \beta_2} - \cos \beta_2 \quad (3.10)$$

$$U_3 = \frac{1}{\cos \beta_3} - \cos \beta_3 \quad (3.11)$$

$$\sum U = U_1 + U_2 + U_3 \approx 0 \quad (3.12)$$

olmalıdır. Mafsal sayısına oranla bu ifadedeki toplam  $U$  ifadelerinin sayıları artırılıp azaltılabilir. Burada mafsal pozisyonuna göre  $U$  ifadesinin alacağı değerler pozitif yada negatif olabilir. Düzensizlik değeri için hangi pozisyonda pozitif veya negatif alınacağı Şekil 3.9 da gösterilmiştir.

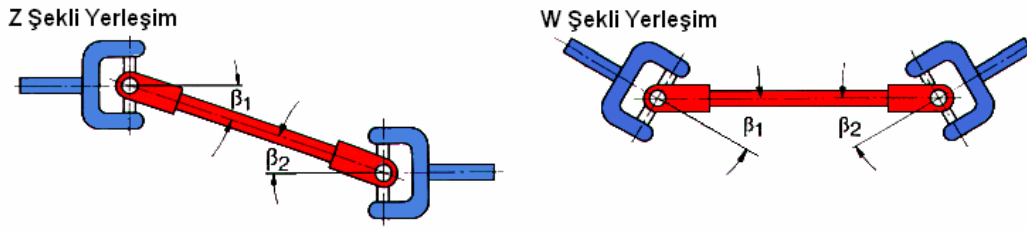


Şekil 3.9 Mafsal Pozisyonuna Göre U Düzensizlik Değeri İşareti

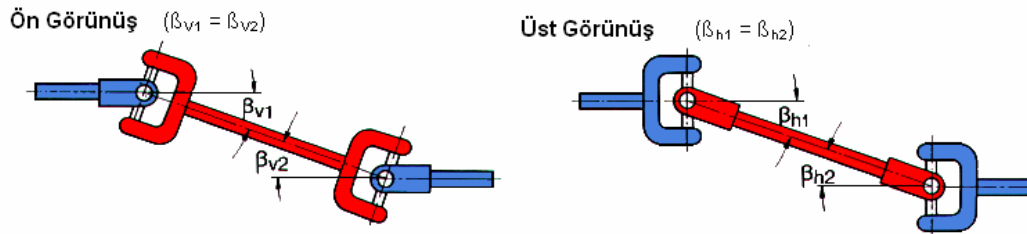
### 3.2.3 Kardan mili yerleşim çeşitleri

Çift universal mafsalı kardan millerinde Z ve W olarak adlandırılan iki farklı yerleşim çeşidi bulunur. Z ve W tipi yerleşimlerin genel şekli Şekil 3.10 da verilmiştir. Burada dikkat edilmesi üreticiler tarafından tavsiye edilen nokta şekilde de gösterilen  $\beta_1$  ve  $\beta_2$  açılarının birbirine eşit olacak şekilde yerleştirilmesidir. Ara kardan mili çatallarının aynı düzlem üzerinde olması istenir. Bunların yanında şekilde gösterilen her üç kardan milinin de aynı düzlemde olması istenir.

Kardan millerinin iki veya daha fazla düzlem üzerinde olması istenmeyen bir durumdur. Ancak çoğu zaman ticari araç kardan milleri incelendiğinde kardan millerinin iki farklı düzlemde buldukları görülür. Araç geometrisinden kaynaklanan böyle durumlarda ise kardan millerine bazı açı farklılıkları verilerek istenilen duruma getirilmesi sağlanır. Bu durumda yine mafsal sayısına bağlı olarak düzensizlikler kontrol edilir ve yine bu düzensizliklerin toplamının 0'a yakın değerlerde çıkması istenir. Daha öncede bahsedildiği gibi mafsal çatal eksenleri arasındaki açısal kaçıklık fazlaştığında hızlardaki dalgalanmalar artmaktadır.



Şekil 3.10 Kardan Mili Yerleşim Çeşitleri



Şekil 3.11 Kardan Milleri Üzerindeki Açısal Kaçıklıklar

Burada da görüldüğü üzere ön üniversal mafsalda  $\beta_{v1}$  ve  $\beta_{h1}$  açıları, arka üniversal mafsalda ise  $\beta_{v2}$  ve  $\beta_{h2}$  açıları yer almaktadır. Bu durumda ön ve arka milin ortada bulunan kardan mili ile yaptığı genel açı sırasıyla,

$$\beta_{res1} = \arctan \sqrt{\tan^2 \beta_{v1} + \tan^2 \beta_{h1}} \quad (3.13)$$

$$\beta_{res2} = \arctan \sqrt{\tan^2 \beta_{v2} + \tan^2 \beta_{h2}} \quad (3.14)$$

i. inci eleman için

$$\beta_{resi} = \arctan \sqrt{\tan^2 \beta_{vi} + \tan^2 \beta_{hi}} \quad (3.15)$$

olarak tanımlanabilir. Açısal olarak düzensizlik değeri incelenirse eşdeğer açı  $\beta_E$  ,

$$\beta_E = \sqrt{\pm \beta_{res1} \pm \beta_{res2} \pm \beta_{res3}} \leq 3^\circ \quad (3.16)$$

olması istenir.

### 3.2.4 Kardan millerinin maruz kaldığı tork değerleri

Kardan millerinin karşılaştığı en büyük yük bu mil üzerinden diferansiyele iletilen tork değeridir. Ancak tork değerleri özellikle 130 E 15 gibi ağır yüklerin taşınması üzerine tasarlanmış kamyonlarda değişkenlik göstermektedir. Kardan milleri üzerinden iletilen tork değerini etkileyen en önemli faktör şanzıman ve şanzımandaki vites oranlarıdır. Motorun anlık ürettiği tork değerine  $T_m$  ve o anki motor devrine  $\omega_m$  , şanzıman çıkış flanşındaki tork değerine  $T_s$  ve o anki flanş devrine  $\omega_s$  ve vites oranına  $i$  denirse,

$$T_m \cdot \omega_m = T_s \cdot \omega_s \quad (3.17)$$

$$T_s = T_m \cdot \frac{\omega_m}{\omega_s} \quad (3.18)$$

$$\frac{\omega_m}{\omega_s} = i \quad (3.19)$$

$$T_s = T_m \cdot i \quad (3.20)$$

olacaktır. Burada  $i$  değeri şanzıman 1. vitesten son vites kadar sabit olan vites oranlarıdır. 130 E 15 araçta kullanılan şanzıman 2855.6 tip Iveco şanzıman olup toplam 6 adet ileri bir adet geri vites sahiptir. Bu şanzımanın vites oranları 1. vites 6.00, 2. vites 3.41, 3. vites 2.17, 4. vites 1.36, 5. vites 1.00, 6. vites 0.78 ve geri vites oranı 5.46 dır. Şekil 3.4 incelenirse motorun ürettiği maksimum tork değeri 490 N.m

bulunur. Dolayısıyla bu değerde şanzıman çıkış flanşında  $490\text{Nm} \cdot 6.00 = 2940\text{ Nm}$  maksimum tork bulunur. Bu değer hesaplamalardaki en kritik tork değeridir.

Kamyonlarda araç durur pozisyonda iken aracın hareket etmesi için tekerlerin dönmesini sağlayan minimum bir tork değeri vardır. Bu tork değerine yapışma torku denir. Bu değer araç motorundan bağımsız olarak çeker dingil üzerine gelen yük, yolun sürtünme katsayısı, yük altındaki lastiğin yere temas noktası ile dingil merkezi arasındaki uzaklık ve ayna mahruti oranından direk olarak etkilenmektedir. Bir başka ifade ile yapışma torku,

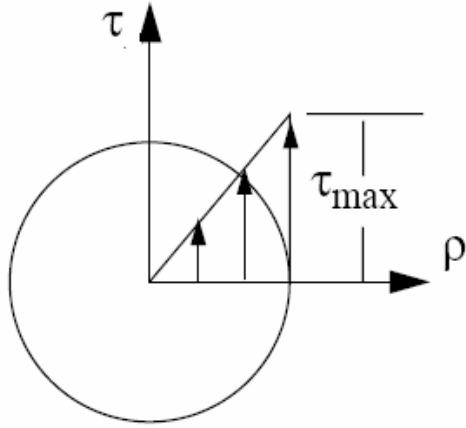
$$T_y = \frac{G_h \cdot R_0 \cdot \mu}{i_{diff}} \quad (3.21)$$

olarak ifade edilir. Burada  $T_y$  yapışma torku,  $G_h$  tahrik edilen dingil üzerine gelen yük,  $R_0$  lastiğin yere temas noktası ile dingil merkezi arasındaki uzaklık,  $\mu$  sürtünme katsayısı,  $i_{diff}$  ise ayna mahruti oranıdır. 130 E 15 Eurocargo aracı tanıtılırken bahsedilen değerler burada kullanılabilir. Buna göre  $i_{diff}$  ayna mahruti oranı 4.56 ,  $R_0$  değeri ise 215/75 R17,5 lastik için ise kataloglardan 362 mm,  $\mu$  sürtünme katsayısı ise 0.6 ile 1 arasında seçilir. Normal yol koşullarında çalışan kamyonlarda bu değer 0.6 alınırken arazi tipi off-road araçlarda bu değer 1 alınır.  $G_h$  yani tahrik edilen dingil üzerine gelen yük ise Otoyol Sanayi A.Ş. Test ve Homologasyon Bölümünün yapmış olduğu ölçümlerde ise araç aşırı yüklü konumda yani azami yüklü ağırlığının üzerinde yüklü iken yaklaşık olarak 5000 kg olarak belirtilmiştir. Bu durumda yapışma torku,

$$T_y = \frac{(5000 \cdot 9,81) \cdot 0,362 \cdot (0,7)}{4,56} = 2726\text{Nm} \quad (3.22)$$

olarak bulunur.

### 3.3 Kardan Millerinde Burulma Hesaplamaları



Şekil 3.12 Dairesel Kesitte Kesme Momenti Dağılımı

Şekil 3.12 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 (1998)'e göre ,

$$\int \rho \cdot (\tau \cdot dA) = T \quad (3.23)$$

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

$$\tau = \frac{\rho}{c} \cdot \tau_{maks} \quad (3.24)$$

Bu durumda,

$$T = \int \rho \cdot (\tau \cdot dA) = \frac{\tau_{maks}}{c} \cdot \int \rho^2 \cdot dA \quad (3.25)$$

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

$$\tau_{maks} = T \cdot \frac{c}{J} \quad (3.26)$$

Kutupsal atalet momenti  $c$  yarıçaplı daire için

$$J = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot c^4 \quad (3.27)$$

olarak alınmaktadır.

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

$$\phi = \frac{T \cdot L}{G \cdot J} \quad (3.28)$$

bulunur.

### 3.4 Kardan Millerinde Kritik Hız Hesaplamaları

Bir kardan mili dönerken mil yapısının mükemmel bir silindirik yapı olmamasından kaynaklanan aksenal kaçıklıklar merkezkaç kuvveti yaratırlar. Bu merkezkaç kuvveti parçanın elastik modülü ve atalet momenti karşısında belli bir deplasman yaratmaktadır. Genelde dönüş hızının düşük olduğu devirlerde bu aksenal kaçıklıklar ve dolayısıyla merkezkaç kuvveti sorun yaratmaz. Ancak yüksek hızlı devirlerde kardan mili hareketi kararsız bir yapı alır ve deplasmanlar bir üst sınır tanımaksızın artarlar. Millerin bu şekilde dengesiz bir hareket yapmasına neden olan hıza kritik hız denir. Kardan milleri üreticileri genelde kritik hız değerini normal çalışma hızının iki katı olacak şekilde seçerler.



Bir kardan mili kendi ağırlığından dolayı kritik hıza sahiptir. Kritik hızların bulunmasında Mischke (1963) parça boyunca sabit bir çapa sahip millerde şu önermeyi yapmıştır,

$$\omega_1 = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{m}} = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{g \cdot E \cdot I}{A \cdot \gamma}} \quad (3.29)$$

burada  $\omega_1$  kritik hız,  $m$  birim uzunluğa düşen kütle,  $A$  kesit alanı ve  $\gamma$  ise özgül ağırlığıdır. Birden çok parçanın birleşimiyle oluşan kardan millerinde ise kritik hız şu şekilde bulunur.

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{g \cdot \sum w_i \cdot y_i}{\sum w_i \cdot y_i^2}} \quad (3.30)$$

Burada  $w_i$  i nolu parçanın ağırlığı,  $y_i$  i nolu parçadaki deplasman miktarıdır.

Ancak kardan mili üreticileri genel olarak  $l$  boyunda  $D$  dış çap ve  $d$  iç çap değerlerine sahip millerde kritik hızı şu şekilde bulurlar,

$$n_{krit} = 1.22 \cdot 10^8 \cdot \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2} \quad (3.31)$$

## **BÖLÜM 4. METALLERDE YORULMA**

Üretim, ulaşım, hizmet sektörü ve benzeri bir çok 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.

Çalışma süreleri esnasında makine komponentleri, ulaşım araçları ve yapılar çok sıklıkla tekrarlanan yüklere maruz kalmakta, bu yükler ise komponentler üzerinde tekrarlanan gerilmeler oluşturmaktadır. Bu gerilmelerin sonucu olarak malzemelerde mikroskopik boyutta fiziksel zararlar oluşmaktadır. Malzemelerin kopma gerilmelerinin bile çok altında olabilen bu gerilmeler zamanla tekrarlanan yüklerin etkisiyle malzeme üzerinde parçanın fonksiyonunu yerine getirmesini önleyen çatlakların oluşmasına ve bu çatlakların büyüyerek malzemenin aniden kopmasına neden olmaktadır. Malzemelerin bu şekilde biriken yükler altında kopmasına neden olan etkiye yorulma denmektedir. Yorulma her zaman bir çatlağın oluşmasıyla başlar ve çatlağın ilerlemesiyle karşısına çıkan malzeme kesit alanı da daraldığından çok hızlı bir şekilde kırılmaya neden olur. Kırılma kalan kesit alanının aniden ve çok hızlı bir şekilde kopması sonucu olur ve oluşmadan öncede belirti vermez.

Yorulma sebebiyle oluşan mekanik kopmalar son 150 yıl boyunca mühendislik çalışmalarında önemli bir inceleme alanı oluşturmuştur. 1828 yılında Alman maden işletmecisi Wilhelm August Julius Albert metallerde yorulmayı inceleyen ilk kişi olarak literatüre geçmiştir. Yaptığı gözlemlerde birbirini tekrarlayan küçük yüklerin madende kullanılan demir zincirlerini kırdığını belirlemiştir. 1839 yılında Jean Victor Poncelet metallerdeki bu kırılmanın metallerin bir şekilde yorulması ile olduğunu belirtmiştir. Yorulma alanında ilk önemli çalışmayı Alman mühendis

August Wöhler 1850'li yıllarda gerçekleştirmiştir. Malzemelerdeki yorulmaları incelemek amacıyla demir, çelik ve diğer metalleri aksenal yüklere, bükme ve burma etkilerine maruz bırakmıştır. Gerilme ve ömür grafiklerini oluşturan Wöhler, bu çalışmasını 1867 yılında Paris Konferansı'nda sunmuştur. Wöhler'in çalışmaları kendisinden sonra gelen Gerber ve Goodman'ın çalışmalarına öncelik etmiştir.

Günümüzde hala yorulma etkisiyle oluşan kopmalar mühendislik tasarımlarında önemli yer tutmaktadır. Amerika Birleşik Devletleri'nde makinelerin veya ilgili komponentlerin yorulma etkisiyle kopmalarını önlemek için bu alanda harcanan para bu ülkenin Gayri Safi Milli Hasılasının %3' ünü oluşturmaktadır.

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 (2005) 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.

Statik olarak yüklenen komponentlerde eğer ilgili gerilmeler malzemenin akma gerilmesinden yüksekse parça şekil değiştirmeye başlayacağından malzemenin yapmış olduğu bu hareket yüklemeyi yapan kişiye bir uyarı olacak ve ölümcül kazaların olmasını engelleyebilecektir. Ancak yorulma gibi dinamik etkiler altında oluşan bir süreçte parça aniden kopacak ve kopma sonuçları ölümcül olabilecektir. Bu açıdan bakıldığında yorulma analizi mühendislik tasarımlarında çok önemli yer tutmakta olup son derece dikkatli bir şekilde ele alınmalıdır.

#### 4.1 Yorulma Analizinde Tanımlamalar

Pratik uygulamalar dikkate alındığında gerilme değerleri maksimum ve minimum değerleri sabit olacak şekilde devinimli bir şekilde hareket etmektedir. Bu dağılıma sabit genlikli gerilme denmektedir (Şekil 4.1)

Sabit genlikli gerilmelerde maksimum ve minimum gerilmeler birbirlerini belli frekans aralığında takip etmektedirler (Şekil 4.1) Genellikle pratik uygulamalarda kullanılan bu yaklaşım çoğu zaman gerçek hayattaki gerilme dağılımlarını göstermekte yetersizdir.

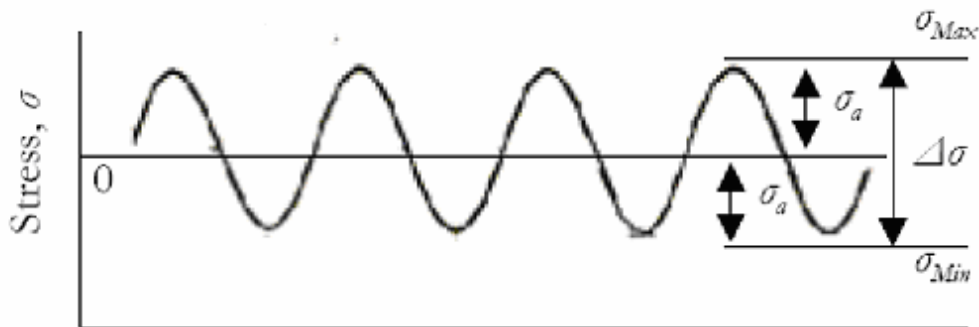
Şekilden de görülebileceği üzere :

$$\text{Gerilme aralığı} : \Delta\sigma = \sigma_{maks} - \sigma_{min} \quad (4.1)$$

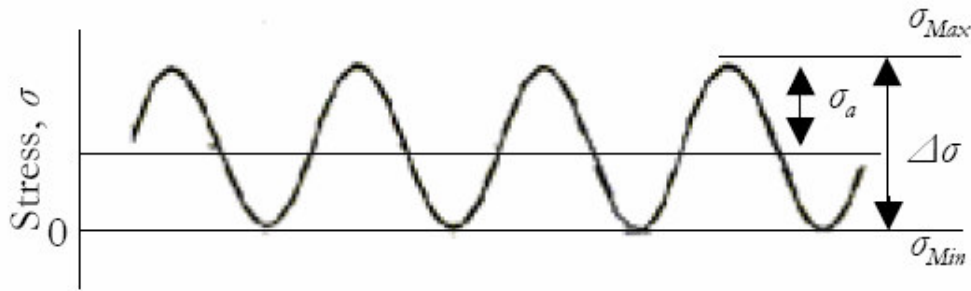
$$\text{Ortalama gerilme: } S_m = \sigma_m = \frac{\sigma_{maks} + \sigma_{min}}{2} \quad (4.2)$$

$$\text{Gerilme genliği} : S_a = \sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} \quad (4.3)$$

olarak tanımlanmıştır.



Şekil 4.1 Sabit Genlikli Gerilme Dağılımı



Şekil 4.2 R=0 İçin Gerilme Zaman Eğrisi

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

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{maks}} \quad (4.4)$$

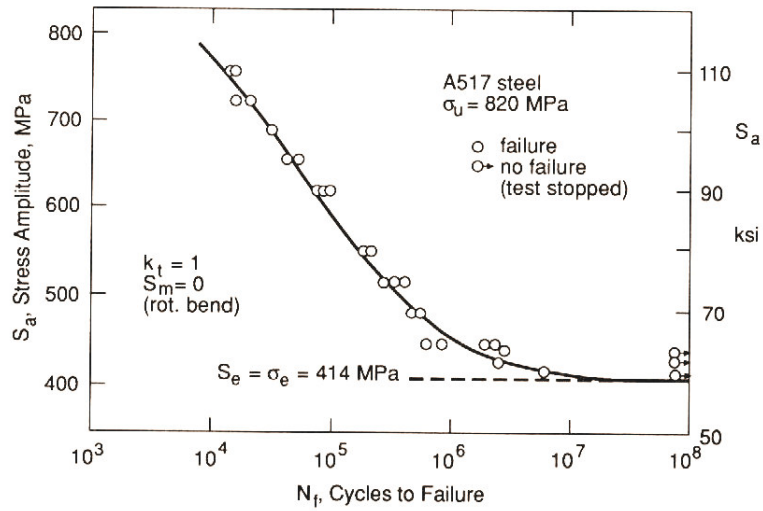
olarak tanımlanmıştır. R=0 ve R=-1 şeklindeki yüklemeler en genel şekilde kullanılan test prosedürleri olup R=-1 için Şekil 4.1 , R=0 için ise Şekil 4.2 gerilme zaman eğrileri olarak gösterilmiştir.

#### 4.2 Yorulma Ömür Analizi ve S-N eğrileri

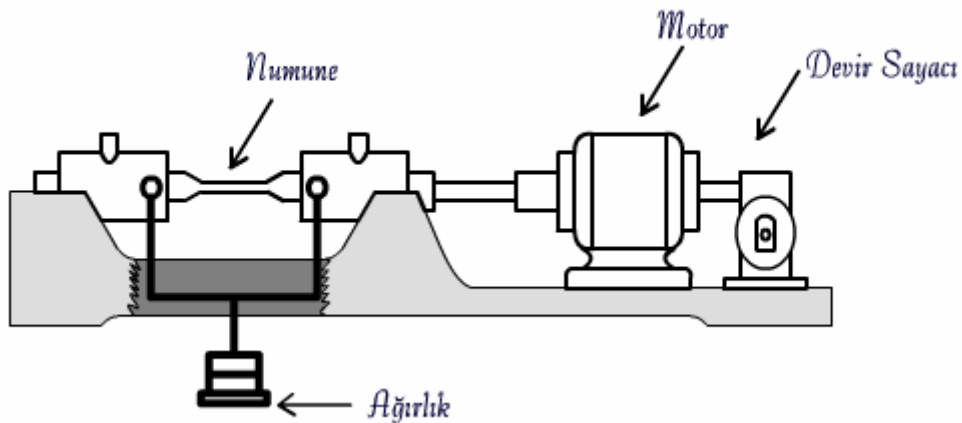
Yorulma sürecinde daha önce belirtildiği gibi eğer bir komponent sürekli devirde değişen gerilmelere maruz bırakılırsa malzeme üzerinde çatlak oluşumu gözlenmekte ve malzeme kopmaktadır. Benzer bir deney daha yüksek gerilme safhalarında tekrarlanırsa malzemenin kopmasına kadar geçen sürenin çok daha 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 4.3 te 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.

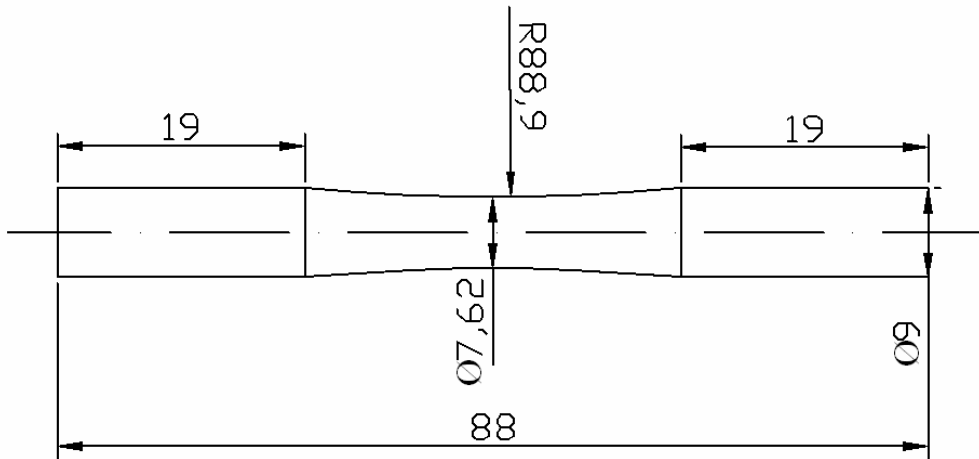
Bu tip eğrilerin oluşumunda R. R. Moore tarafından tasarlanan yüksek devirli yorulma test cihazı kullanılmaktadır (Şekil 4.4) Test numunesi son derece dikkatli bir şekilde üretilir ve işlenir (Şekil 4.5) Üretim aşamasından sonra son talaş kaldırma yapılarak yüzeyin çiziklerden mümkün olduğunca arındırılması sağlanır.



Şekil 4.3 Tipik bir S-N eğrisi



Şekil 4.4 R.R Moore Dönel Eğmeli Yorulma Cihazı



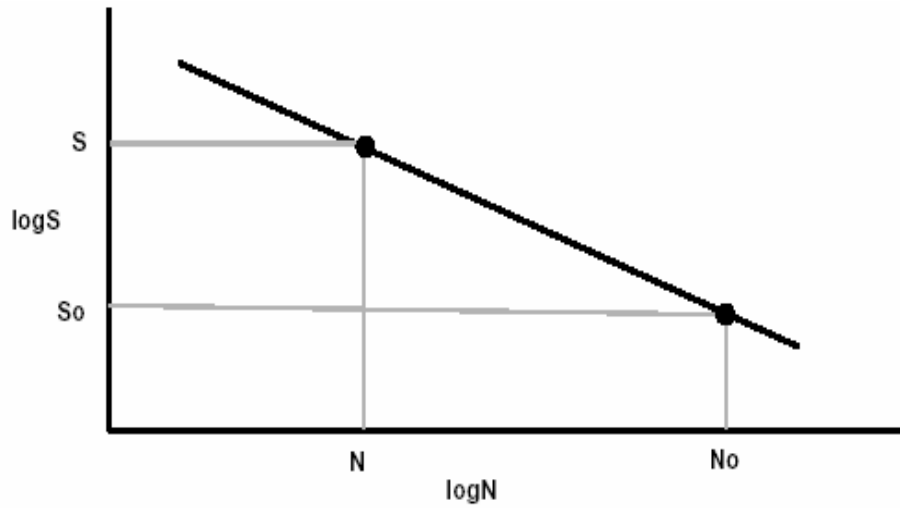
Şekil 4.5 Standart Yorulma Numunesi

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 testte ise yine aynı şekilde üretilmiş birbirinin aynı ikinci bir numune kullanılmaktadır. Bu numune parça için ise ilk testte 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.

#### 4.2.1 S-N eğrileri

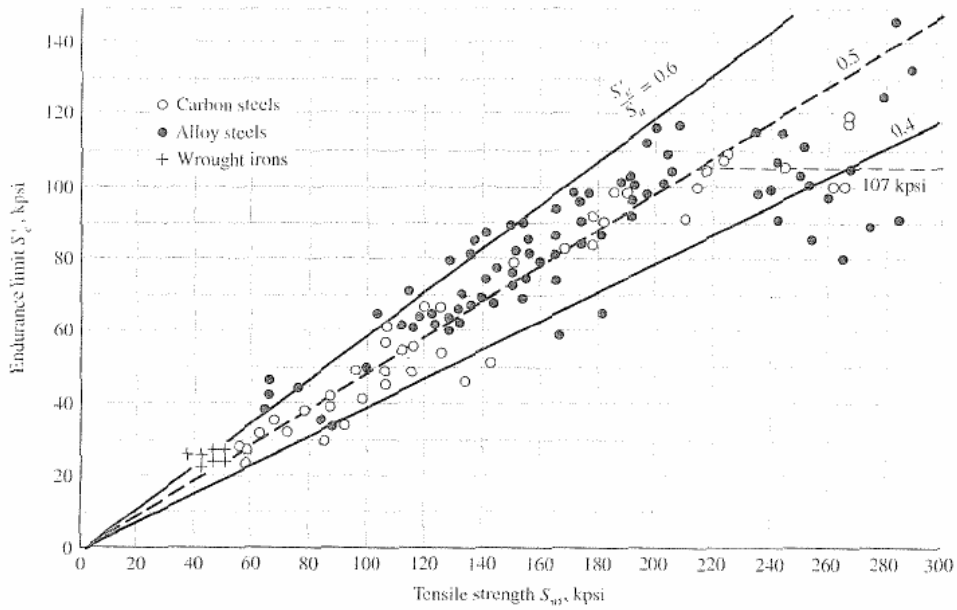
Moore testinden elde edilen verilerin grafik haline dönüştürülmesi ile S-N eğrileri elde edilir. Genellikle elde edilen değerler gerilme ve çevrim sayıları logaritmik olarak gösterilir (Şekil 4.6) Bu diyagramda ordinata yorulma dayanımı,  $S_f$ , denmektedir. Yorulma dayanımı belli bir çevrim sayısında malzemenin kopmasını sağlayan gerilmeyi ifade eder.

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 4.3) 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 4.6 Logaritmik Çizilmiş S-N eğrisi





Şekil 4.7 Kopma Gerilmesi ve Dayanım Limiti Grafiği

Şekil 4.7 de ise malzemelerin kopma gerilmeleri ile dayanım limitlerinin birbirleri ile olan korelasyonu görülmektedir. Grafik karbon çelikler, alaşım çelikler ve işlenmiş çelikler için oluşturulmuştur. Yüzeyleri sertleştirilmiş karbürize çeliklerde dayanım limitinin arttığı Farfan ve diğerleri (2003) tarafından gösterilmiştir. Bu çalışma sonucunda sertleştirilmiş çeliklerde dayanım limitlerinin arttukları tesbit edilmiştir.

Şekil 4.6 da gösterilen logaritmik dağılım incelenirse gerilmelerin malzeme ömrüne göre oluşturduğu noktalar logaritmik skalada bir doğru oluşturur. Bu doğrunun denklemi yazılmak istenirse grafiğin eğrisine b denirse,

$$b = - \frac{\log S - \log S_0}{\log N_0 - \log N} \quad (4.5)$$

Burada b ifadesine Basquin üsteli denmektedir. İfade farklı bir şekilde yazılırsa

$$\log N_0 - \log N = \frac{-1}{b} \log \left( \frac{S}{S_0} \right) \quad (4.6)$$

N ifadesini bulmak için  $\log N$  ifadesi yalnız bırakılırsa,

$$\log N = \log N_0 + \frac{1}{b} \log\left(\frac{S}{S_0}\right) \quad (4.7)$$

$$N = N_0 \cdot \left(\frac{S}{S_0}\right)^{\frac{1}{b}} = N_0 \cdot \left(\frac{S}{S_0}\right)^k \quad (4.8)$$

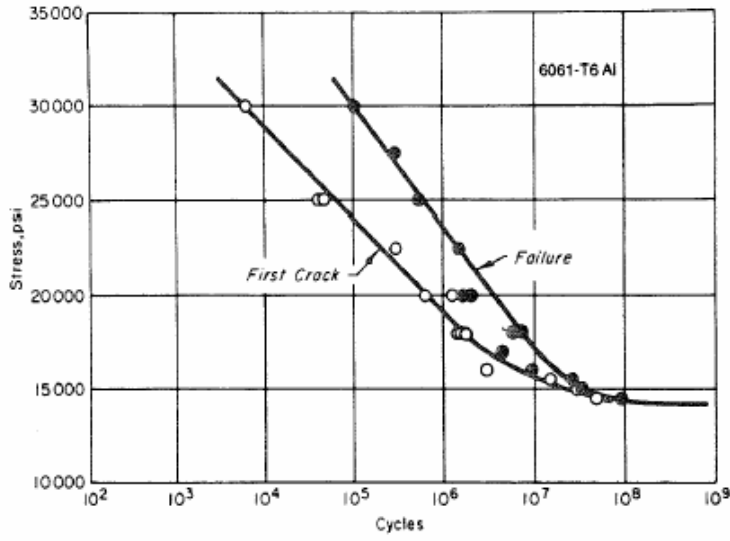
$$k = \frac{1}{b} \quad (4.9)$$

Burada  $S_0 = S_e$  ve  $N_0 = N_e$  olarak seçilirse malzemelerin dayanım limiti ve bu limite tekabül eden gerilme değerinden faydalanarak malzeme için geçerli olan  $b$  değerine bakılarak verilen gerilme seviyesine göre ömrü bulunabilir.

#### 4.2.1.1 S-N eğrilerinde malzeme davranışlarının yorumlanması

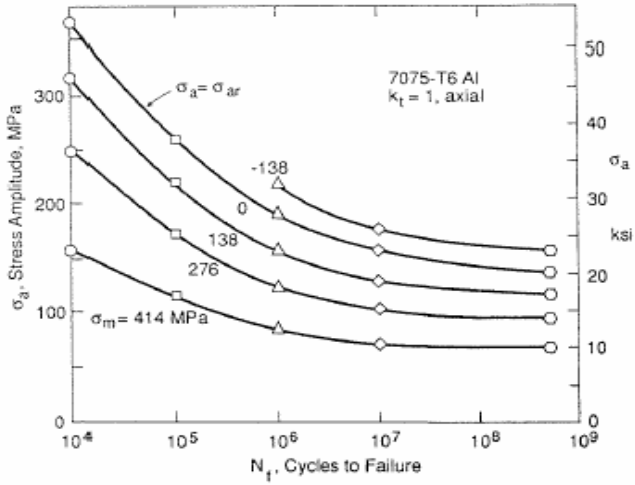
S-N eğrilerinin malzemeler için davranışları incelenirse malzemelerin farklı gerilme seviyelerinde nasıl davrandıkları hakkında detaylı bilgi elde edilebilir. Malzemenin mikro yapısını değiştirecek herhangi bir işlemin S-N eğrisini de etkileyeceği açıktır. Örneğin ortalama gerilme seviyesi, malzeme geometrisi,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

Şekil 4.8 de görüleceği üzere S-N eğrileri temel olarak malzemenin koptuğu eğriyi tanımlamaktadır. Ancak malzeme üzerinde daha önce çevrim sırasında mikro çatlakların oluştuğu bilinmektedir. Bu şekilde mikro çatlaklar büyüyerek makro çatlakları oluştururlar.

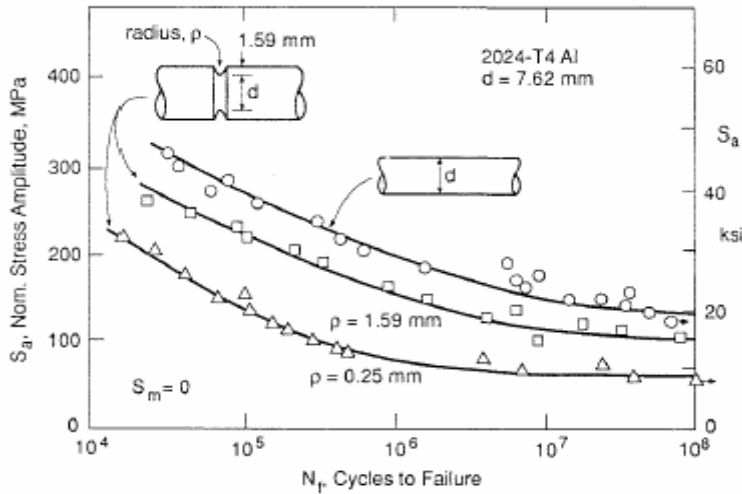


Şekil 4.8 Tam Tersinir Yorulma Eğrisinde Çatlak Oluşum ve Kırılma Eğrileri

Daha önce bahsedilen etmenlere geçmek gerekirse ilk önce ortalama gerilmenin S-N eğrisi üzerine olan etkisini şekil 4.9’da incelenebilir. Burada basma ağırlıklı ortalama gerilme, çekme ağırlıklı ortalama gerilmeye göre daha fazla uzun ömür vermektedir.



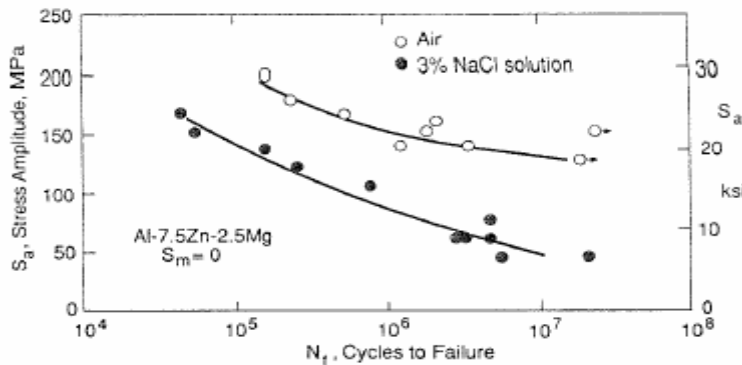
Şekil 4.9 Ortalama gerilmenin  $\sigma_m$ , S-N Eğrisi Üzerine Etkisi



Şekil 4.10 Malzeme Geometrisinin S-N Eğrisi Üzerine Etkisi

Şekil 4.10 da 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 malzemenin kopma ömrü o kadar düşmektedir.

Bir başka etmen ise malzemenin bulunduğu ortamın kimyasal yapısıdır. Ortamın içeriği ne kadar aşındırıcı ise malzemenin kopma ömrü o kadar azalmaktadır. Şekil 4.11 de malzemenin tuzlu solüsyon ve normal havada gösterdiği davranışlar gösterilmiştir. Benzer bir çalışmada Pan ve diğerleri (2004) farklı bir korozif ortamda bir milin yorulma karakteristiğini incelemişlerdir. Bu çalışmayla korozif ortamda yorulmanın çok hızlı bir şekilde gerçekleştiği gösterilmiştir.

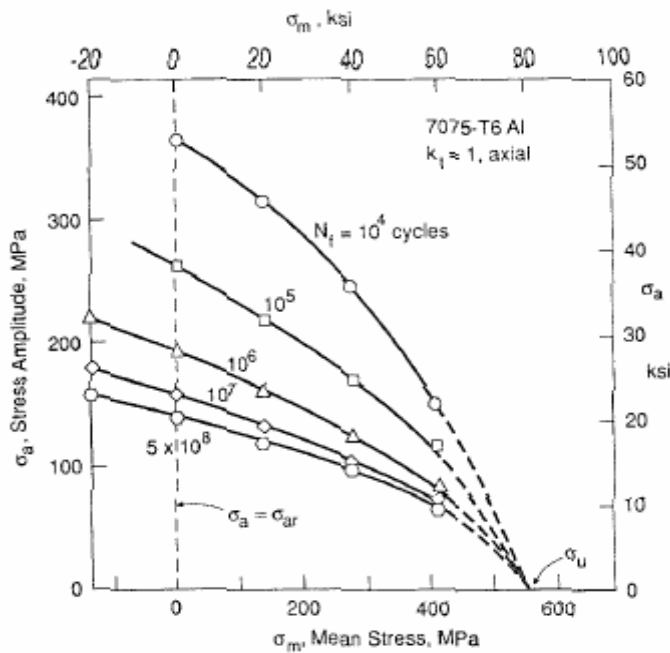


Şekil 4.11 Ortamın S-N Eğrisi Üzerine Etkisi

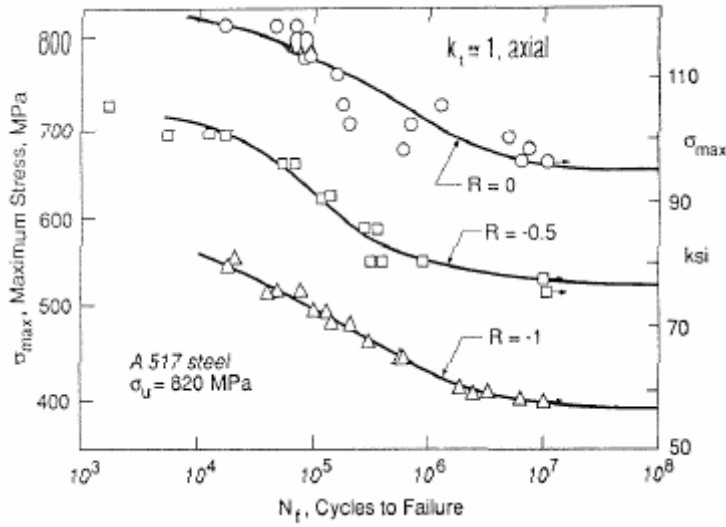
#### 4.2.1.2 Literatürde kullanılan diğer S-N eğrileri

Genel anlamda S-N eğrileri malzeme üzerinde istenen her türlü temel özellik referans alınarak oluşturulabilir. Bunlardan en başta kullanılan referans değer ise daha öncede tanımlanmış olan ortalama gerilmenin ömür üzerine olan etkisidir. Bu yöntemle S-N eğrisini oluşturmak için aynı malzeme üzerine farklı seviyelerde seçilmiş ortalama gerilmeler uygulanır.

Benzer bir düşünme sistemiyle ortalama gerilmenin gerilme genliğine bağlı olarak değişimi sabit ömür eğrileri ile aynı grafik üzerinde tanımlanmaktadır. Şekil 4.12 de de görülebileceği gibi gerilme genlikleri ile ortalama gerilmelerin oluşturduğu farklı kombinasyonlar sonucu elde edilen ömür noktaları birleştirilerek sabit ömür eğrileri oluşturulmaktadır. Farklı gerilme seviyelerindeki malzeme ömürleri interpolasyon yardımıyla yaklaşık olarak hesaplanabilir.



Şekil 4.12 Sabit Ömür Eğrisi



Şekil 4.13 Gerilme Oranı ve Malzeme Ömür İlişkisi

Bir başka ömür eğrisi ise parça üzerine uygulanan gerilme oranını referans alan ömür eğrisidir (Şekil 4.13). Bu grafikten faydalanarak belli gerilme oranlarında tanımlanmış olan ömre denk düşen maksimum gerilme miktarı okunabilir. Buradan yola çıkarak gerilme oranı bilindiği için minimum gerilme kolaylıkla bulunabilir.

### 4.3 Gerilme Yığılması ve Çentik Hassasiyeti

Malzemelerde ömür değerleri deneysel metotlarla bulunmakta ve bu değerlerle ilgili grafikler oluşturulmaktadır. Kullanılan malzeme numuneleri genellikle yüzeyleri çok iyi dercede 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  $K_t$  vermektedir.

Teorik gerilme yığılma faktörü,

$$K_t = \frac{S_{\max}}{S} \quad (4.10)$$

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

$$K_f = \frac{S_e(\text{çentiksiz})}{S_e(\text{çentikli})} \quad (4.11)$$

Bu iki ifadeyi birbirleriyle beraber tanımlamak için araştırmacılar çentik hassasiyeti faktörü  $q$  nü ortaya koymuşlardır. Çentik hassasiyeti,

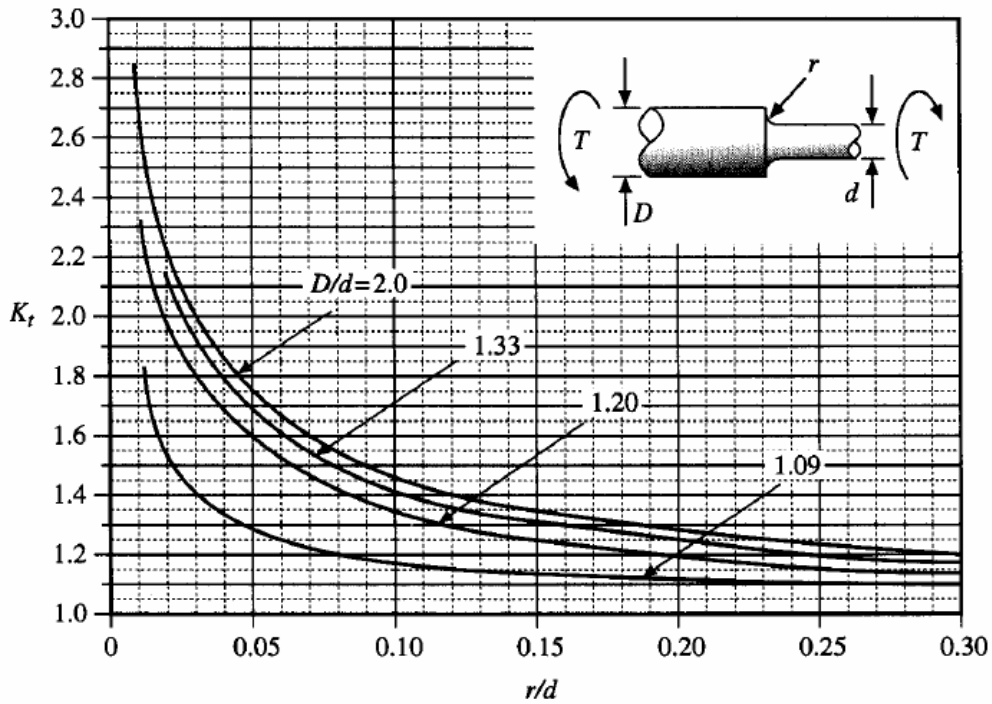
$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (4.12)$$

Neuber tarafından bu ifade geliştirilerek aşağıdaki şekline dönüştürülmüştür.

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{a/r}} \quad (4.13)$$

Burada  $r$  çentik yarıçapını  $a$  ise malzeme özelliğini temsil etmektedir.

Şekil 4.14 de ise teorik gerilme yığılma faktörünün malzeme geometrik yapısına göre burulma altında aldığı değerleri göstermektedir. Şekilden de anlaşılacağı üzere aynı çap oranlarında çentik radyüsü küçüldükçe gerilme faktörünün değeri artmaktadır. Bu yüzden parça dizaynlarında keskin köşelerden kaçınılmaktadır.



Şekil 4.14 Teorik Gerilme Yığılma Faktörünün Malzeme Geometrisiyle Değişimi

#### 4.4 Dayanım Limiti Modifikasyon Faktörleri

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 önermiştir.

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S'_e \quad (4.14)$$

Burada :

$k_a$  = Yüzey durumu çarpanı

$k_b$  = Boyut modifikasyon çarpanı

$k_c$  = Yükleme çarpanı

$k_d$  = Sıcaklık çarpanı

$k_e$  = Diğer etkiler çarpanı

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

#### 4.4.1 Yüzey durumu çarpanı $k_a$

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 yada yüzeyin pürüzlülüğü ile malzemenin kopma gerilmesi ile ilişkilidir. Burada Lipson (1953) e göre ,

$$k_a = a \cdot S_{kopma}^b \quad \text{olarak verilmektedir.} \quad (4.15)$$

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 271, b değeri -0.086 ile -0.995 arasında değişebilmektedir.

#### 4.4.2 Boyut modifikasyon çarpanı $k_b$

Çapı  $d$  olan numunelerde çapa bağlı değişiklik gösteren bir çarpandır. Daha detaylı olarak incelemek gerekirse  $k_b$  ile  $d$  nin değişimi aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$k_b = \left( \frac{d}{0.3} \right)^{-0.107} \quad 0.11'' \leq d < 2'' \quad (4.16)$$

$$k_b = 0.859 - 0.02125 \cdot d \quad 2'' \leq d < 10'' \quad (4.17)$$

$$k_b = \left( \frac{d}{7.62} \right)^{-0.107} = 1.24 \cdot d^{-0.107} \quad 2.79 \leq d < 51 \quad (4.18)$$

$$k_b = 0.859 - 0.000837 \cdot d \quad 51 \leq d < 254 \quad (4.19)$$

şeklinde tanımlanabilir. Eşitlik 4.16 ve 4.17 de  $d$  inç cinsinden diğerlerinde ise mm cinsinden tanımlanmıştır. Ancak bu değerler sadece burulma ve bükme için geçerlidir. Basma için ise  $k_b$  değeri 1 olarak kabul edilir. Sadece bükülen veya kesit alanı dikdörtgen olan parçalarda ise efektif çap bulunarak yukarıdaki  $k_b$  değerleri için verilmiş olan ifadelerde efektif çap değeri yerine konulur. Buna göre Kuguel (1961) tarafından efektif çap

$$\text{burulan ve bükülen yuvarlak kesit} \quad d_e = d \quad (4.20)$$

$$\text{burulmayan ve bükülen yuvarlak kesit} \quad d_e = 0.37 \cdot d \quad (4.21)$$

$$\text{burulmayan ve bükülen } b \times h \text{ kesitli dörtgen} \quad d_e = 0.808 \cdot (b \cdot h)^{\frac{1}{2}} \quad (4.22)$$

olarak tanımlanmıştır.

#### 4.4.3 Yükleme çarpanı $k_c$

Yükleme Çarpanı  $k_c$  bükme testlerinde direkt olarak 1 alınır. Diğer burulma veya aksenal yükleme testlerinde ise aşağıdaki formülasyonlar uygulanır.

$$\text{Eksenel yükleme} \quad k_c = 1.23 (S_{kopma} \cdot 0.145)^{-0.0778} \quad (4.23)$$

$$\text{Burulma} \quad k_c = 0.328 (S_{kopma} \cdot 0.145)^{0.125} \quad (4.24)$$

#### 4.4.4 Sıcaklık çarpanı $k_d$

Oda sıcaklığı altında çalışan makine elemanlarında çalışma esnasında gevrek malzeme kopma davranışı gözlenmesi büyük olasılıktır. Ancak oda sıcaklığı üzerinde çalışan parçalarda malzemenin akma gerilmesi düşmeye başladığından parça üzerinde akma sürecinin incelenmesi gerekir. Çok yüksek sıcaklıklarda malzemenin dayanım limitinin olması da beklenmez. Çünkü bu gibi yüksek ortam sıcaklıklarında malzemenin kopması büyük oranda zamana bağlı olarak değişir. Ortam sıcaklığı  $t_f$  fahrenheit cinsinden alınırsa,

$$k_d = \left[ 0.975 + 0.432 \cdot (10^{-3}) \cdot t_f - 0.115 \cdot (10^{-5}) \cdot t_f^2 + 0.104 \cdot (10^{-8}) \cdot t_f^3 - 0.595 \cdot (10^{-12}) \cdot t_f^4 \right] \quad (4.25)$$

olarak tanımlanmaktadır. Bu formül 70 ila 1000 fahrenheit arasındaki  $t_f$  değerleri için geçerlidir.

#### 4.4.5 Diğer etkiler çarpanı $k_e$

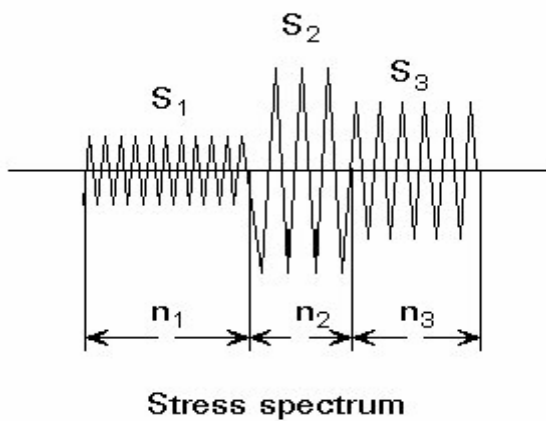
Diğer etkiler çarpanı her ne kadar dayanım limitini etkileyen diğer faktörlerin göz önünde bulundurulmasını öngörse de aslında  $k_e$  için geçerli bir değer tablosu bulunmamaktadır. Genel anlamda tüm modifikasyon çarpanları için eğer belirtilmemişse çarpanların değerleri 1 olarak alınır.

## 4.5 Toplam Hasar Kavramı ve Değişken Genlikli Yükleme

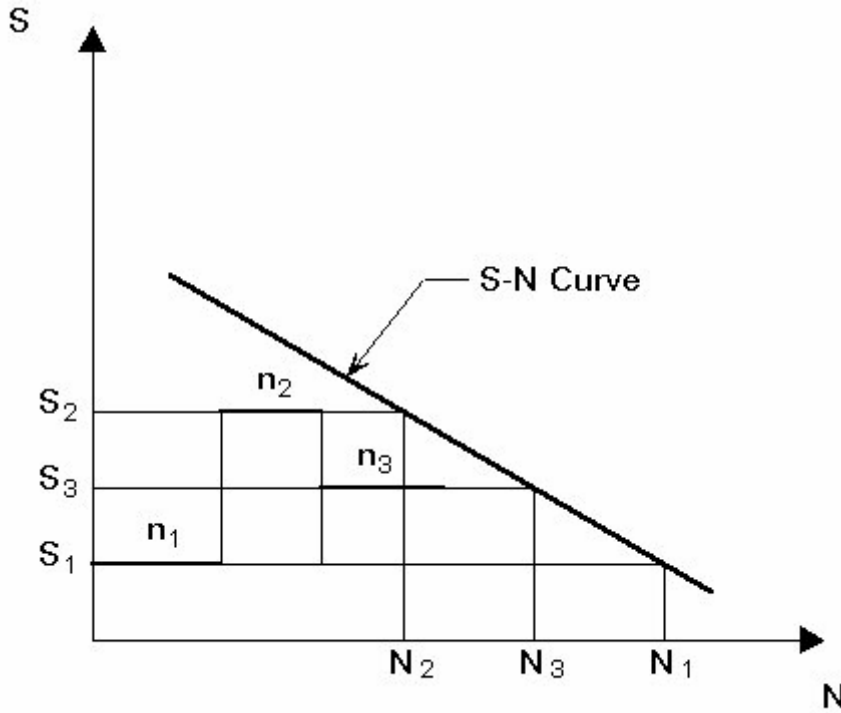
Makine parçalarında genel olarak çevrimli yüklere maruz bırakıldıklarında belli bir süre sonra metal yorulması meydana gelir. Bu yük veya gerilmeler parçalar üzerinden kaldırıldıktan sonra malzeme üzerinde belli bir miktar hasar bırakırlar. Bu durumda malzemenin ömrü gerilmelerin uygulandığı çevrim sayısı kadar azalmış olur. Gerilmeler kaldırıldığında malzeme eski haline dönmez. Bu durumda belirli aralıklarla malzemeye gerilmeler uygulandığında malzemenin kopma ihtimali bulunmaktadır. Bu etkileri açıklamak üzere önce Palmgren (1924) tarafından rulman ömürleri üzerine ortaya atılan daha sonra Miner (1945) tarafından geliştirilen Palmgren-Miner kuralı ileri sürülmüştür.

### 4.5.1 Palmgren-Miner kuralı

Parça üzerine Şekil 4.15'te farklı çevrim sayılarına sahip değişik gerilme seviyelerinin uygulandığını varsayılırsa,  $S_1$  gerilmesinin  $n_1$  çevrim sayısı kadar uygulandığı ve diğer gerilmelerinde belirtilen çevrim sayıları kadar uygulandığı varsayılabilir. S-N eğrisinde her bir gerilmenin kopma limitinin  $N_1$ ,  $N_2$  ve  $N_3$  olduğu görülebilir.



Şekil 4.15 Farklı Çevrim ve Gerilme Seviyelerinin Gösterimi



Şekil 4.16 Farklı Gerilme Seviyelerinin S-N Eğrisi Üzerindeki Kopma Ömürleri

Dolayısıyla ilk çevrimde ömür oranı  $n_1/N_1$  olacaktır. Benzer mantıkla ikinci gerilme seviyesi için ömür oranı  $n_2/N_2$  ve üçüncü gerilme seviyesi için  $n_3/N_3$  olur. Palmgren-Miner kuralına göre malzemenin kopması bütün ömür oranlarının toplamının 1'e eşit olduğu anda gerçekleşir. Bir başka deyişle kopma için,

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} = 1 \quad (4.26)$$

olması gerekir. Şekil 4.16'da bu ifade detaylı olarak görülebilir. Diğer hallerde genel anlamda k adet farklı gerilmeler için

$$\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (4.27)$$

olunca kopma gerçekleşir.

#### 4.6 Çatlak İlerlemesi Yaklaşımı

Malzeme üzerinde yorulma deneyi sırasında çatlak oluşumu gözlemlendiğinde geriye kalan malzeme ömrünü bulmaya yarayan yaklaşıma çatlak ilerlemesi yaklaşımı denir. Malzemenin elastik ve izotropik olduğu varsayılırsa yorulma çatlağı ilerlemesi aşağıdaki şekilde ifade edilebilir,

$$\frac{da}{dN} = \frac{C \cdot (\Delta K - \Delta K_{th})^m}{(1-R) \cdot K_c - \Delta K} \quad (4.28)$$

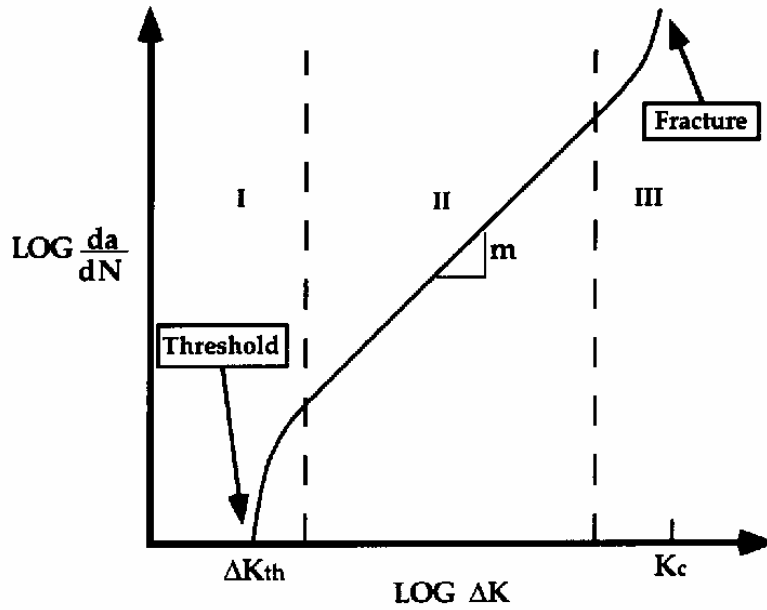
Burada C ve m deneysel sabitlerdir. R daha öncede belirtilen gerilme oranını,  $K_c$  ise kritik gerilme yoğunluğu faktörünü,  $\Delta K$  ise şu şekilde tanımlanmıştır,

$$\Delta K = \sigma_r \cdot (\pi \cdot a)^{1/2} \cdot \left(\frac{K_1}{K_0}\right) \quad (4.29)$$

Burada  $\sigma_r = \sigma_{maks} - \sigma_{min}$  ,  $K_1/K_2$  oranı ise geometriye bağlı olarak değişen düzeltme faktörüdür.  $\Delta K_{th}$  değeri eşik değeri olup, bundan daha düşük  $\Delta K$  değerlerinde çatlak oluşumu gözlenmez (Şekil 4.17).  $\frac{da}{dN}$  ifadesini daha da sadeleştirmek gerekirse,

$$\frac{da}{dN} = C \cdot (\Delta K_1)^m \quad (4.30)$$

Literatürde C ve m değerleri farklı malzemeler için bulunabilir.



Şekil 4.17 Çatlak İlerleme Eğrisi

Denklemin iki tarafını da yeniden düzenlersek,

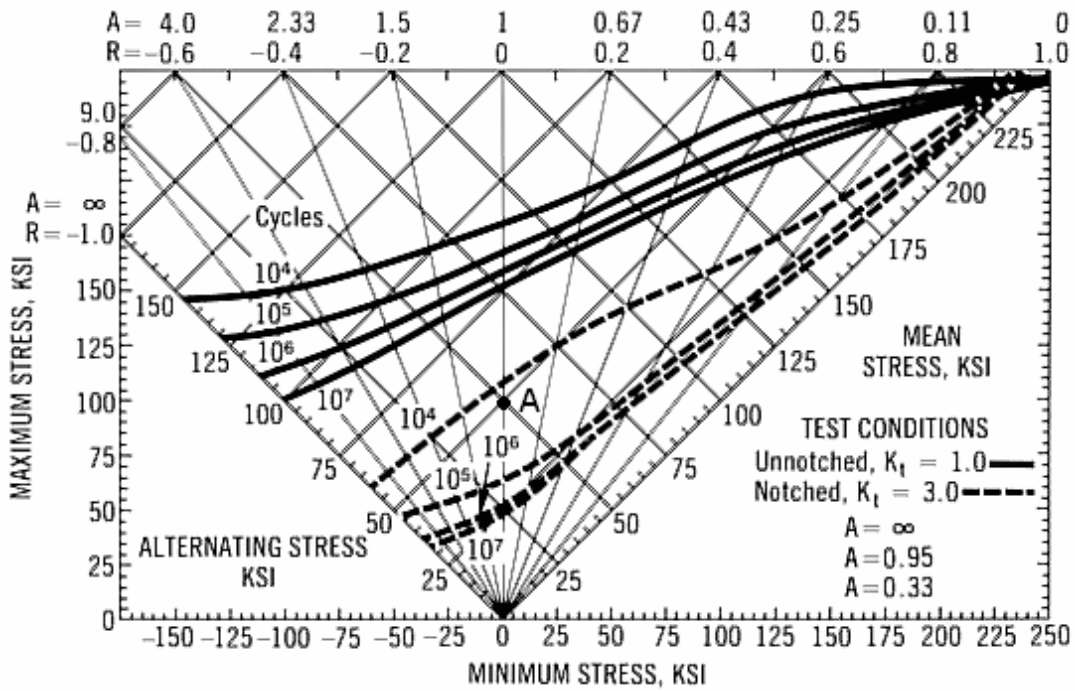
$$\int_{a_0}^{a_f} da = \int_0^{N_f} C(\Delta K_1)^m \cdot dN \quad (4.31)$$

olur. Burada  $a_0$  çatlak ilk boyu,  $a_f$  kopmuş parçadaki son çatlak boyu,  $N_f$  parçanın tahmin edilen ömrüdür. İntegralin açılımıyla çatlak ilk boyu bilindiğinde öngörülen ömre denk düşen çatlak boyu, yada çatlak ilk ve son boyları bilindiğinde tahmin edilen ömür bulunabilir.

#### 4.7 Akma Kriterleri ve Emniyet Katsayıları

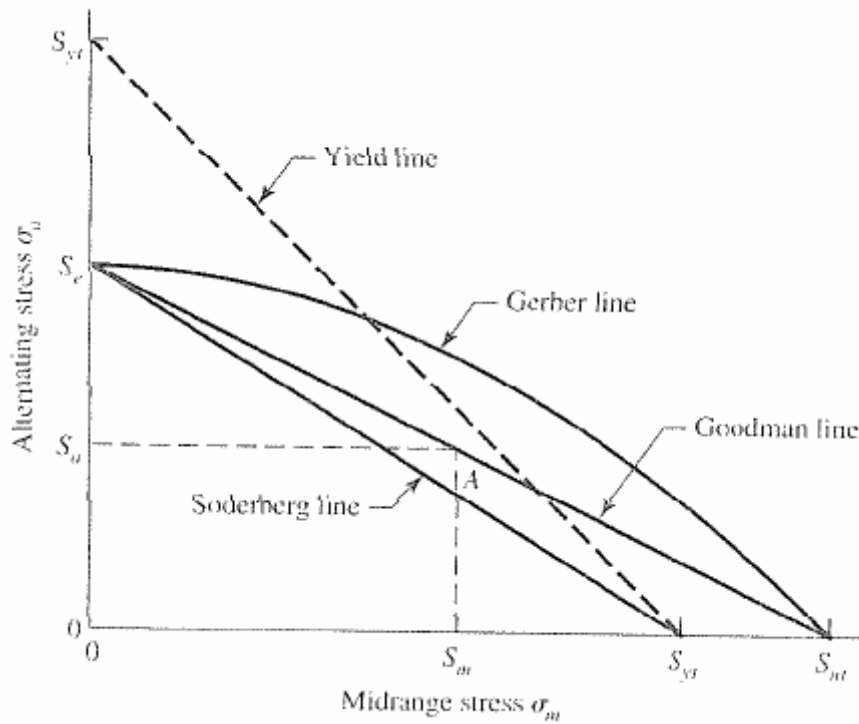
Malzemelerde yorulma incelendiğinde kopma durumunda birkaç farklı kriter belirlenmiştir. Şekil 4.18 de genel anlamda dört farklı gerilme komponentini ve gerilme oranını gösteren sabit ömür bazlı yorulma diyagramı gösterilmektedir. Bu diyagram çok faydalı bir araç olup diyagram üzerindeki herhangi bir 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 4.18 Sabit Ömür Bazlı Yorulma Eğrisi





Şekil 4.19 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 doğrunun tanımı şöyle olur,

$$\frac{x}{a} + \frac{y}{b} = 1 \quad (4.32)$$

Soderberg doğrusu için ,

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1 \quad (4.33)$$

Goodman doğrusu için,

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (4.34)$$

Gerber Parabolü için,

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (4.35)$$

Akma doğrusu için ,

$$\frac{S_a}{S_{yt}} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1 \quad (4.36)$$

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,

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{yt}} = \frac{1}{n} \quad (4.37)$$

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (4.38)$$

$$\frac{n \cdot \sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n \cdot \sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (4.39)$$

## BÖLÜM 5. MALZEMELERDE TİTREŞİM

Ticari araçlarda titreşim özellikle yolcu konforu açısından büyük önem taşımaktadır. Bu yüzden titreşim unsurlarının araçlarda minimize edilmesine çalışılır. Bunun için sisteme özgü titreşim temel denklemleri oluşturularak hareketin temel karakteristiği ortaya çıkarılır.

### 5.1 Temel Hareket Denklemleri

Sisteme uygulanan periyodik kuvvet sistemde titreşim yaratabiliyorsa bu harekete zorlanmış hareket denmektedir.  $[M]$  kütle matrisini,  $[C]$  sönüm katsayısı matrisini,  $[K]$  yay katsayısı matrisini,  $F(t)$  dış kuvvetleri ve  $u$  ise deplasmanı temsil eden bir sistemde hareket denklemi genel olarak şöyle olur,

$$[M] \cdot (\ddot{u}) + [C] \cdot (\dot{u}) + [K](u) = F(t) \quad (5.1)$$

Serbest titreşim ise belli bir dış etmen etkisiyle başlar ve bu etmen yani kuvvet ortadan belli bir süre içinde kaldırılır. Bu durumda sistem içinde potansiyel enerji ile kinetik enerji arasında devamlı değişim olduğundan sönümlenme ve sürtünme etkisiyle salınım genliği azalarak en son sıfırlanır.

Lagrange denklemleri kullanılarak sistemin potansiyel ve kinetik enerji ifadeleri bulunabilir. Buradan hareketle sistemde kinetik enerji ile potansiyel enerji farkı ifadesine  $L$  denirse sistemin hareket denklemi yazılabilir.

$D$  dissipatif enerji fonksiyonu olmak üzere,

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial L}{\partial x} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}} = Q_k \quad (5.2)$$

Eşitlik 5.2 de bulunan ifadeler genel denklem olan eşitlik 5.1'e uyarlanarak kütle, sönümleme ve yay katsayısı matrisleri bulunabilir. Serbest titreşimde sönümleme hareketinin olmadığı düşünülürse eşitlik 5.1 şu şekle dönüşür,

$$[M] \cdot (\ddot{u}) + [K](u) = F(t) \quad (5.3)$$

Eşitlik 5.3 harmonik harekete göre tekrar düzenlenirse,

$$([K] - \omega_i^2 \cdot [M])(u_i) = 0 \quad (5.4)$$

Burada  $\omega_i^2$  özdeğerler ,  $u_i$  ise özvektörler olarak isimlendirilir. Burada  $\omega_i$  değerlerine doğal frekans denmektedir. Doğal frekanslar sistemlere özgü olup sisteme etki eden dış kuvvetlerin frekansları ile üst üste bindiğinde genliği devamlı artan bir hareket oluşturur. Sistem stabilitesi açısından istenmeyen bu durumu önlemek için doğal frekansların bilinmesi önemlidir. Kardan millerinin zorlanma altında doğal frekansları sonraki bölümlerde bulunacaktır.

## 5.2 Şaft ve Kiriş Elemanlarında Doğal Frekans

İki ucundan tutturulmuş ve üzerinde i tane ağırlık asılı bulunan bir şaft düşünüldüğünde her bir kütleden kaynaklanan şaft deplasman değerlerine  $w_i$  denilebilir. Bu durumda statik yüklerden kaynaklanan yapılan iş,

$$V_{\max} = \frac{1}{2} (m_1 g w_1 + m_2 g w_2 + \dots + m_i g w_i) \quad (5.5)$$

olacaktır. Harmonik harekette sistemin frekansı  $\omega$  olarak kabul edildiğinde kütlelerden kaynaklanan maksimum kinetik enerji,

$$T_{maks} = \frac{\omega^2}{2} (m_1 w_1^2 + m_2 w_2^2 + \dots + m_i w_i^2) \quad (5.6)$$

İfade 5.5 ile 5.6 birbirlerine eşitlendiğinde sistem doğal frekansı,

$$\omega = \left\{ \frac{g(m_1 w_1 + m_2 w_2 + \dots + m_i w_i)}{(m_1 w_1^2 + m_2 w_2^2 + \dots + m_i w_i^2)} \right\} \quad (5.7)$$

### 5.3 Özdeğer Problemlerinin Çözülmesi

Eşitlik 5.4'te verilen özdeğer ifadesi diğer şekillerde yazılırsa,

$$[\lambda[K] - [M]]\vec{X} = 0 \quad (5.8)$$

$$\lambda = \frac{1}{\omega^2} \quad (5.9)$$

Eşitlik 5.8  $[K]^{-1}$  ile çarpılırsa,

$$[\lambda[I] - [D]]\vec{X} = 0 \quad (5.10)$$

ifadesi elde edilir. Burada  $[I]$  birim matris,  $[D]$  ise dinamik matris olarak adlandırılır. Eşitlik 5.10 şu şekilde de ifade edilebilir,

$$\lambda[I]\vec{X} = [D]\vec{X} \quad (5.11)$$

Eşitlik 5.11'e standart özdeğer eşitliği de denmektedir. Eşitlik 5.10'un çözümü için karakteristik eşitlik olarakta bilinen aşağıdaki ifadede determinant sifıra eşit olmalıdır.

$$|\lambda[I] - [D]| = 0 \quad (5.12)$$

Doğal frekans sonuçlarına göre sisteme etki eden kuvvetin hareket karakteristiği değiştirilebilir. Ancak çoğu zaman tasarıma gelecek olan dış zorlayıcı kuvvetlerin

frekansları değiştirilememektedir. Bu gibi durumlarda sistem üzerine titreşim azaltıcı uygulamalar yapılır. Örneğin titreşim karakteristiği değiştirilmesi gereken büyük bir mekanik yapının üzerinde yay ve sönümleyici eleman özellikleri bulunan takoz parçalar yerleştirilebilir.

Araçlarda motor ve şanzıman şaseye 4 noktadan bağlı olduğundan titreşim hareketlerini araca yayma ihtimalleri bulunmaktadır. Ayrıca bu titreşim hareketleri şase üzerinden kardan millerine ve diferansiyele iletilebilir. Bu gibi durumlarda rulman yapılarında bozulma ve dişli sisteminin yapısının bozulması gözlenebilir. Bu gibi olası problemleri önlemek için motor ve şanzıman komple olarak sönümleyici takozlarla şaseye tutturulmuştur. Diferansiyel ve arka aks hareketleri ise amortisörler yardımıyla sönümlenir.

## **BÖLÜM 6. KARDAN MİLLERİNİN DİNAMİK MODELLENMESİ ve SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ**

Daha önceki bölümlerde bahsedilen mukavemet ve yorulma ömrü hesaplama yöntemlerine girmeden önce kardan milleri üzerinde yapılan varsayımları ve kullanılan temel mühendislik yaklaşımını açıklamakta büyük fayda vardır.

### **6.1 Kardan Milleri Hesaplamalarında Yapılan Temel Varsayımlar**

Herhangi bir mühendislik hesaplamasında yada bilgisayar analizinde yapılan hesapların doğru olması yanında doğru sonuca en kısa sürede ulaşabilmek o hesabın yada analizin temel mantığını oluşturur. Bu nedenle çoğu mühendislik yaklaşımları birtakım varsayımlar içermektedir. Bu tezde işlenen kardan milleri için ise benzer bir mantıkla varsayımlar oluşturulmuştur. Bu varsayımlar şu şekilde özetlenebilir :

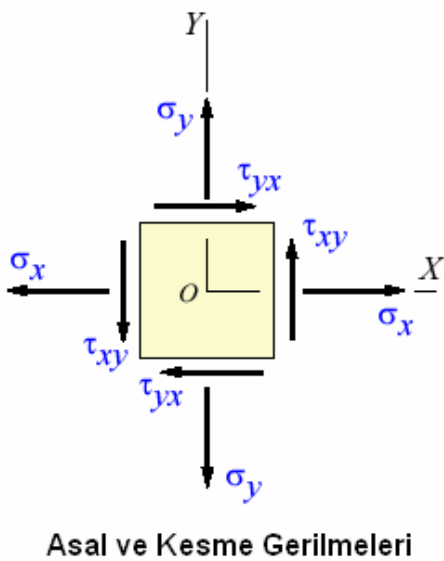
1. 3 boyutlu ortamda tasarlanan matematiksel modelin kardan mili kompleksini yeterli şekilde temsil ettiği varsayılır
2. 3 boyutlu model üzerinde modelin genel şeklini değiştirmeyecek, fonksiyonelliğini bozmayacak ve modelin ağırlık merkezini değiştirmeyecek şekilde sadeleştirmeler yapılabilir.
3. Kardan milleri üzerinde zamanla kullanıma bağlı olarak birikebilecek çamur ve benzeri maddelerin etkisi hesaplamalarda ihmal edilebilir.
4. Kardan milleri üzerinde bulunan bakım veya işaretleme için yerleştirilmiş parçalar model üzerinden iptal edilebilir (Gresörlük memesi, Üretici firma rumuzu etiketi vb.).
5. Parça üzerinde bulunan kaynak bölgelerinin ana malzeme ile aynı özelliklere sahip olduğu kabul edilir.
6. Analiz veya hesaplamalar, ortam sıcaklık veya neminin kardan milleri üzerinde etkisi olmadığı varsayımından hareketle oda sıcaklığında yapılır.

7. Uzun bir zaman aralığında malzeme özelliklerinin değişmediği farklı yüklemeler altında malzemenin izotropik olduğu kabul edilir.
8. Kardan millerinde kayıcı mafsallık ve istavroz mafsallarında sürtünmeden kaynaklanan kayıplar ihmal edilebilir.
9. Bağlantı bölgelerinde, flanşlar üzerinde veya civataların bulunduğu bölgelerde çalışma süresine bağlı olarak oluşabilecek boşluklar ihmal edilebilir.

## 6.2 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 3 boyutlu kartezyen sistemi referans olacak şekilde bir uzay içerisinde bulunduğu varsayılırsa bu küçük eleman üzerinde 3 eksenli asal gerilme ve aynı şekilde kesme kuvvetleri etki ediyorsa kesme gerilmeleri görülür. Şekil 6.1 de bu gerilmelerin 2 boyutlu küçük bir eleman üzerindeki konumları gösterilmiştir.

Burada asal gerilmeler  $\sigma_x$  ve  $\sigma_y$  dir .3 boyutlu ortamda bu gerilmelere ek olarak z eksenli boyunca  $\sigma_z$  asal gerilmesi eklenebilir. Benzer mantıkla Şekil 6.1 de  $\tau_{yx}$  ve  $\tau_{xy}$  kesme gerilmeleri gösterilmektedir.



Şekil 6.1 Asal ve Kesme Gerilmelerinin Gösterimi



Asal veya kesme 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 kritere Von-Mises kriteri denmektedir. Genel olarak Von-Mises gerilmesi  $\sigma_v$  veya  $\sigma_{eq}$  olarak belirtilir. Von-Mises gerilmesi çok eksenli yüklemelerde basit tek eksenli yüklemelerden yola çıkarak oluşan deformasyonun bulunmasında özellikle sünek yapılı malzemelerde büyük fayda sağlamaktadır. Asal gerilmelerin  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  ve  $\sigma_z$  olarak gösterildiği bir sistemde Von-Mises gerilmesi ,

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2}{2}} \quad (6.1)$$

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

$$\sigma_v = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (6.2)$$

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

$$\sigma_y \geq \sigma_v \quad (6.3)$$

$$\sigma_y \geq \sqrt{3 \cdot \tau^2} \quad (6.4)$$

Sadece burulmaya maruz kalan düz şaftta ifade 6.4 kullanılabilir.

### 6.3 Kardan Millerinde Kritik Devir Hesabı

Kardan millerinde kritik devir hesabı kardan üreticileri tarafından yapılarak teknik resimlere işlenirler. Burada kritik hız hesabı için eşitlik 3.31 kullanılır. Eşitlik 3.31 e

göre D milin dış çapını, d milin iç çapını  $l$  ise mafsal merkezleri arasındaki mesafeyi belirtmek üzere ön kardan mili için,

$$n_{krit} = 1.22 \cdot 10^8 \cdot \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2} = 1.22 \cdot 10^8 \cdot \frac{\sqrt{(88.9)^2 + (84.1)^2}}{1365^2} = 8013 \text{ rpm} \quad (6.5)$$

SAE karayolu taşıtları-kardan mili standartına göre kritik hız hesaplamalarında üretici firma tarafından emniyet katsayısı  $\kappa = 0,75$  olarak alınır. Burada emniyet katsayısının dizaynda güvenli sınırlar içinde kalınması için 1'den küçük seçilmesi gerekir. Standartlara göre bu katsayı için 0,6 uygun bir değerdir.

Bu durumda kritik hız ,

$$n_{krit} = 8013 \cdot 0,75 = 6010 \text{ rpm} \quad (6.6)$$

Kardan milinin güvenli sınırlar içinde çalışabilmesi için milin maksimum dönme devri kritik hızından küçük olmalıdır. Maksimum devir ise aracın son vites oranı ile motorun maksimum devrinin bölünmesi ile bulunur.

$$n_{maks} = 3000 \text{ rpm} / 0.78 = 3846 \text{ rpm} \quad (6.7)$$

$$n_{maks} = 3846 \text{ rpm} < n_{krit} = 6010 \text{ rpm} \quad (6.8)$$

Bu durumda maksimum devir kritik devirden az olduğu için bu milin çalışması güvenlidir.

Yukarıda yapılan kritik hız hesabının arka kardan mili içinde yapılması gerekmektedir. Eşitlik 3.2 den de anlaşılacağı üzere birbirleri ile belli bir açı yapan kardan milleri arasında dönüş hızı bakımından farklılıklar olmaktadır. Burada  $\omega_1$  ön kardan milinin dönüş hızı  $\omega_2$  ise arka kardan milinin dönüş hızı olduğuna göre miller arasındaki  $\beta$  açısına bağlı olarak  $\alpha_1$  açısız değeri değiştirilerek dönüş hızları

arasındaki belli bir korelasyon ortaya çıkarılabilir. Bunun için  $\beta$  açısı gereklidir. Bu açı için üretici firma tarafından yüksüz araçlarda maksimum  $6^\circ$  olacak şekilde hesaplamalar yapılır. Yüklü araçlarda ise bu değer  $6^\circ$  den küçük olacak ancak kesin değeri kardan millerinin bağlantı yerlerine göre değişecektir. Normal şartlar altında bu açının elle ölçülmesi zordur. Bu yüzden 3 boyutlu tasarım programları ile bu değer rahatça ölçülebilir. Şekil 2.6 da verilen kardan mili yerleşimine göre CATIA programında yapılan ölçümler sonucu iki milin eksenleri arasında  $2.16^\circ$  açısal fark bulunmuştur.  $\beta$  açısı olarak bu değer alındığında ,

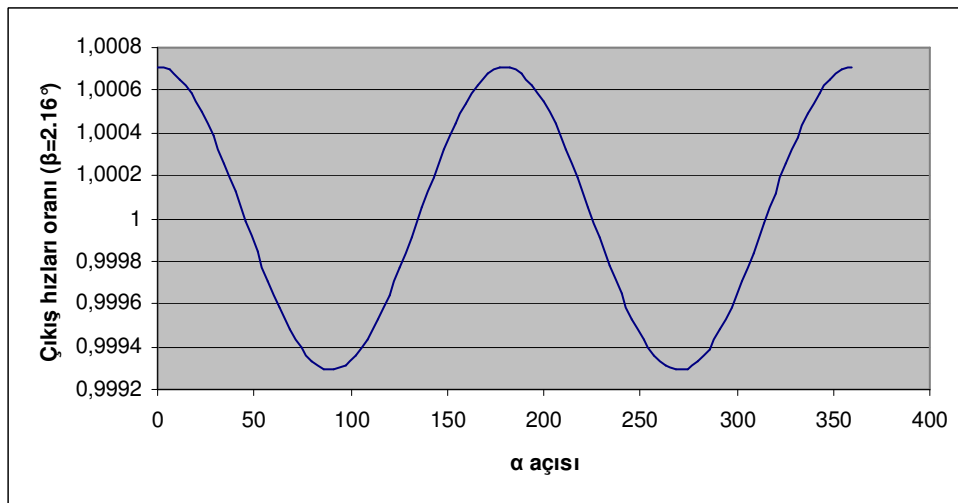
$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \beta}{1 - \sin^2 \beta \cdot \cos^2 \alpha_1} = \frac{\cos(2.16)}{1 - \sin^2(2.16) \cdot \cos^2 \alpha_1} \quad (6.9)$$

bulunur. Burada değişken olarak  $\alpha_1$  açısı olduğundan bu açığa  $0^\circ$  ile  $360^\circ$  arasında değerler verilerek Şekil 6.2 oluşturulmuştur. Burada  $0^\circ$ ,  $180^\circ$ , ve  $360^\circ$  lere çıkış hızları oranı maksimum değer olan 1,0007 olmaktadır. Buradan hareketle,

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_{maks}} = \frac{n_2}{3846} = 1,0007 \quad (6.10)$$

$$n_2 = 3848,7rpm \quad (6.11)$$

olur. Burada ikinci kardan milinin kritik hızı bulunmalıdır.



Şekil 6.2  $\alpha_1$  Açısına Göre Dönüş Hızları Oranı

$$n_{2-krit} = 1.22 \cdot 10^8 \cdot \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2} = 1.22 \cdot 10^8 \cdot \frac{\sqrt{(88.9)^2 + (84.1)^2}}{1388^2} = 7749rpm \quad (6.12)$$

Emniyet katsayısı 0.75 olarak alındığında,

$$n_{2-krit} = 7749 \cdot 0.75 = 5811.7rpm \quad (6.13)$$

$$n_{2-krit} = 5811.7rpm > n_2 = 3848,7rpm \quad (6.14)$$

6.14 eşitsizliğindeki kriter sağlandığından ikinci kardan mili de güvenlidir.

#### **6.4 Gerilme Değerlerinin Analiz Programlarıyla Bulunması ve Hesaplamalarla Karşılaştırılması**

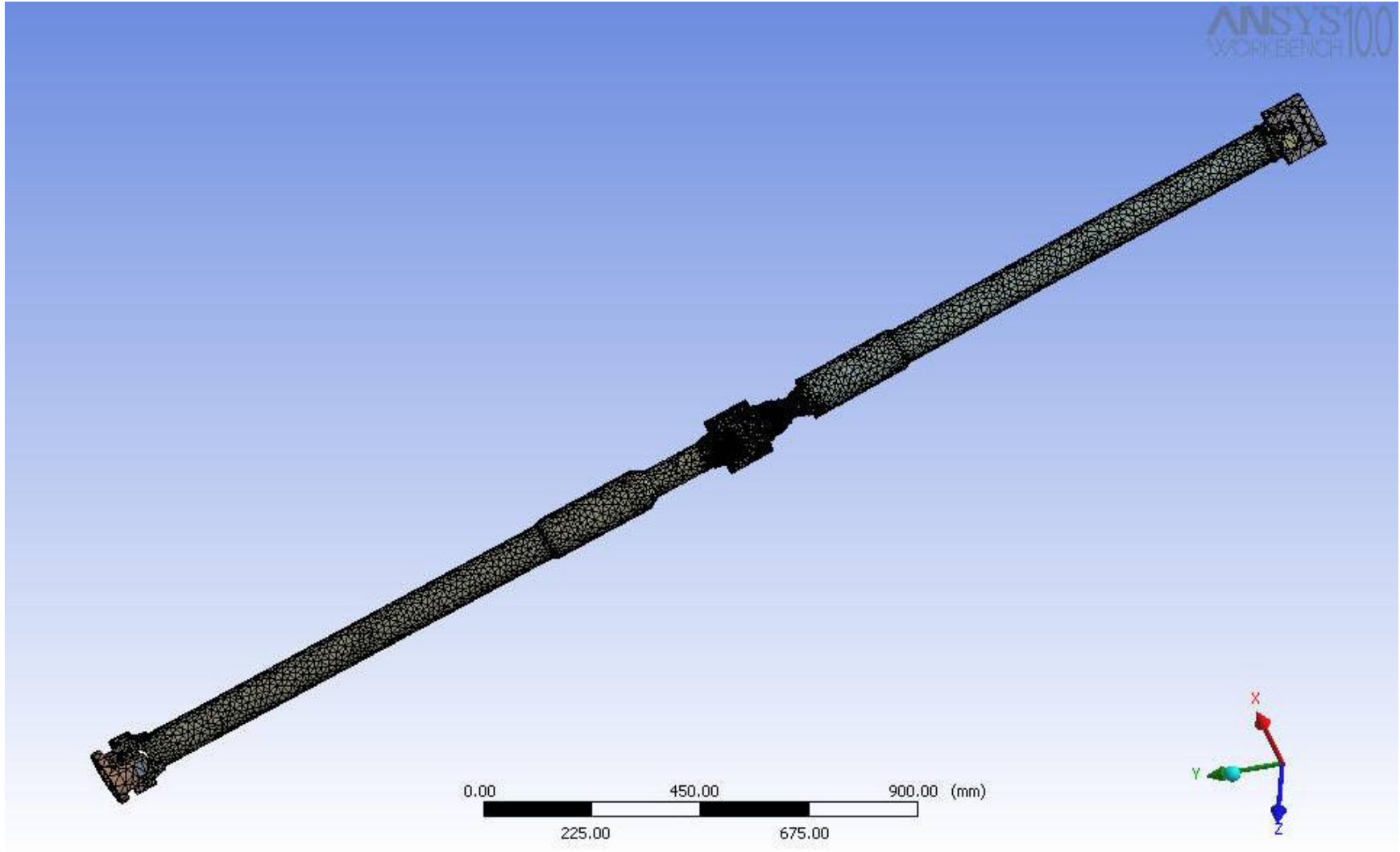
Genellikle mühendislik hesaplamalarında karşılaşılan problemler karmaşık yapıda olan problemler olup bu problemlerin çözümü için ortaya konulmuş analitik hesaplama yöntemleri basitleştirilmiş parçalara uygulanabilir. Kompleks yapılarda sonuçları elde etmek yapı geometrisinin karmaşıklığı ile doğru orantılı olarak zorlaşır. Bu durumda bilgisayar yazılımları ile karmaşık problemlerin çözümü bilgisayar tarafından simüle edilebilir. Bu gibi karmaşık problemlerin çözümünde mühendislik alanında Ansys sonlu elemanlar programı çok büyük sıklıkla kullanılır. Ansys analiz programı ile yapısal, termal, akışkanlar dinamiği ve manyetik alan hesaplamaları rahatlıkla yapılabilir. Kardan milleri analizinde önce ilgili sınır şartlarına göre gerilme analizleri yapılacak daha sonra çıkan sonuçlar bilinen mühendislik formülleri ile bulunan sonuçlarla karşılaştırılacaktır. Bu şekilde benzer bir çalışma Ulusoy ve diğerleri (2004) tarafından 4 çekerli bir araç için yapılmış olup otomotiv teknolojileri kongresinde sunulmuştur.

Ansys programı temel olarak 3 ana yapıdan oluşur. Öncelikle pre-processing adı verilen ön işlemci vasıtası ile analizi yapılacak olan parça veya parçalar sisteme tanımlanır. Ön işlemci modülü ana parçayı daha küçük ve belli bir sayıda elemana bölerek bir ağ yapısı oluşturur. Burada her bir elemanın birbirleri ile birleştikleri noktalara nod adı verilir. Sonlu elemanlar metodu ismi de zaten buradan

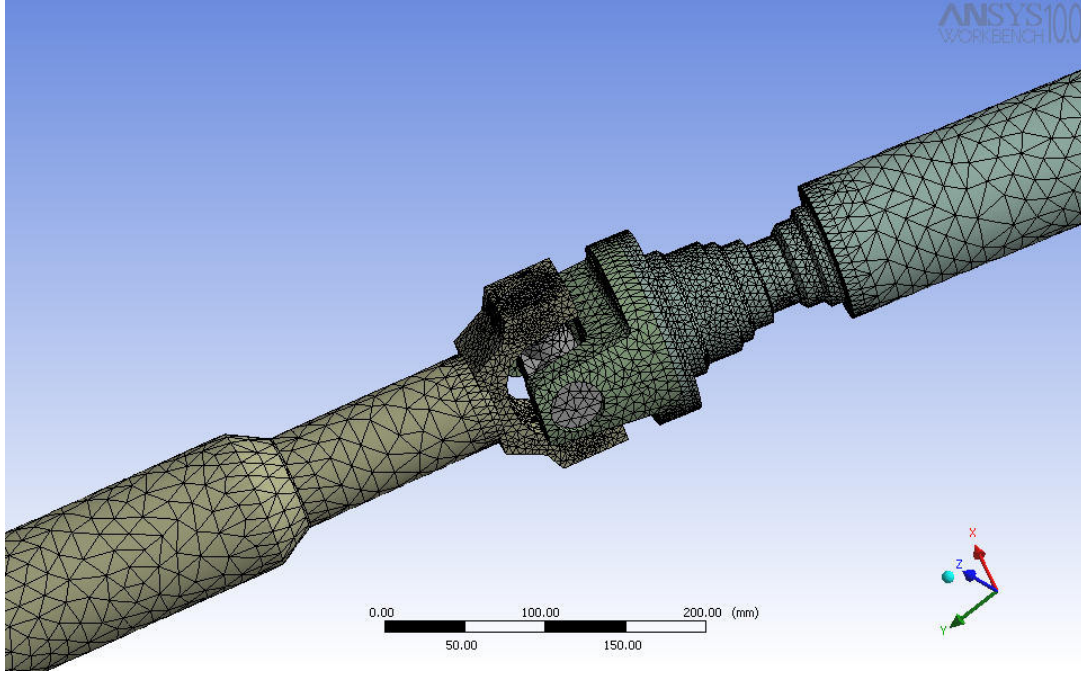
gelmektedir. Ayrıca sisteme malzeme yapısı ile ilgili değerler burada girilir. Daha sonra solution adı verilen çözücü modülde sınır şartları ve uygulanacak olan yükler etki ettikleri bölge seçilerek parçaya uygulanır. Ansys programı her bir eleman için rijitlik matrisi oluşturur. Hafızaya alınan bu matris sınır şartları ve diğer girdiler değerlendirilerek çözülür. Analiz sonuçları elde edildikten sonraki aşamada son işlemci devreye girerek sonuçların ekranda görselleştirilmesi sağlanır. Sonuçlar belli bir renk dağılımına göre ifade edilerek ekrana yansıtılır.

Ön işlemci modülünde oluşturulan ağ yapısının son derece düzenli bir yapı olması istenir. Elemanların oluşturdukları ağ yapısı ne kadar düzenli olursa sonuç o kadar doğruya yaklaşmaktadır. Öte yandan yapılan araştırmalara göre Ansys programında nod sayısının 200000'i geçmemesi tavsiye edilir. Bunun yanında bir diğer ağ yapısı oluşturma kriteri ise eleman boyutudur. Parça üzerinde eleman boyutu ne kadar küçülürse nod sayısı o kadar artar ve sonucun daha fazla doğruya yaklaşması sağlanır. Ancak belli bir noktadan sonra yapılan araştırmalara göre nod sayısı ne kadar artarsa artsın elde edilen sonucun çok fazla değişmediği görülmüştür. Dolayısıyla fazla nod sayısının ve gereğinden küçük eleman boyutunun yapılan işlem süresini çok fazla arttırmasından dolayı optimum bir noktada durmak gerekir. Genel kural ise bir parça üzerinde kompleksleşen bir yapı olduğunda eleman boyutu küçültülür, yapı basitleşmeye başlarsa eleman boyutu artırılır. Yinde burada 200000 olarak belirtilen maksimum nod sayısının geçilmemesi gerekir.

Şekil 6.3a'da yukarıda yapılan açıklamalar doğrultusunda oluşturulan kardan milleri modeli ağ yapısı gösterilmektedir. Bu ağ yapısında 197435 adet nod ve 123208 eleman bulunmaktadır.

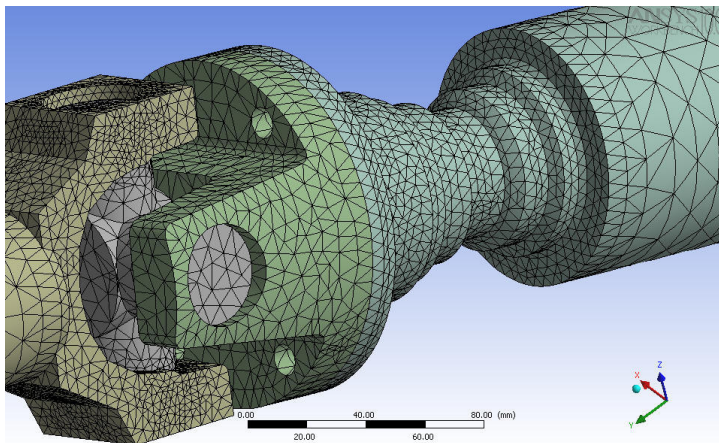


Şekil 6.3a Kardan Milleri Ağ Yapısı



Şekil 6.3b Ağ Yapısı Değişimi

Şekil 6.3b’de ise ağ yapısının parça geometrisine bağlı değişimi gösterilmiştir. Dikkat edilirse boru kısımlarda bulunan ağ yapısı geniş aralıklı iken kesitin daraldığı yerlerde yada geometrinin kompleksleştiği yerlerde özellikle istavroz ve çatal bölgelerinde eleman sayıları artmaktadır. Şekil 6.3c’de ağ yapısının sıklaştığı bölüm daha detaylı olarak gösterilmiştir.



Şekil 6.3c Ağ Yapısı Değişimi

#### 6.4.1 Kardan millerinde burulma hesaplamaları ve analiz sonuçları

Kardan millerinde burulma hesabı yapabilmek için ön kardan miline şanzıman tarafından ne kadar tork uygulandığının bilinmesi lazımdır. Eğer eşitlik 3.20 deki değerler kullanılırsa ön kardan miline 2940 Nm tork geleceği bulunur. Bu değer kardan milleri kompleksinin maruz kalacağı en yüksek tork değeridir. Eşitlik 3.21 kullanılarak aracın harekete geçirilmesi için gereken maksimum tork değeri bulunabilir. Burada hesaplamalardan çıkan sonuç eşitlik 3.22 de belirtildiği gibi 2726 Nm dir. Analiz sonucunda arka kardan mili diferansiyel flanşında bulunan reaksiyon momenti bu değerden yüksek olmalıdır.

Kardan milleri analizi için gerekli tork değeri yukarıda bulunmuştur. Analiz için oluşturulan modelde arka kardan mili diferansiyel flanşı sabit tutulmuş ve dönmesi engellenmiştir. Ayrıca ön kardan mili şanzıman flanşına 2940 Nm tork uygulanmıştır. Bunun yanında ön kardan milinde bulunan ara yatak mili yuvasında ise silindirik mafsalları tanımlanmış, bu mafsalda milin dönmesine izin verilmiştir. Ancak radyal ve eksenel yer değiştirmelere izin verilmemiştir. Bu şekilde tanımlanan sınır değerleri araçta kardan milinin çalışma koşullarını tam olarak tarif eder.

Şekil 6.4'te bu sınır koşulları uygulanmış modelin şekli gösterilmektedir. Ön kardan mili diferansiyel flanşında hareketin gerçek olarak simüle edilebilmesi için flanş orta eksenine z eksenine olacak şekilde kartezyen koordinat sistemi tanımlanmıştır. Bu eksen boyunca da 2940 Nm tork değeri tanımlanmıştır.

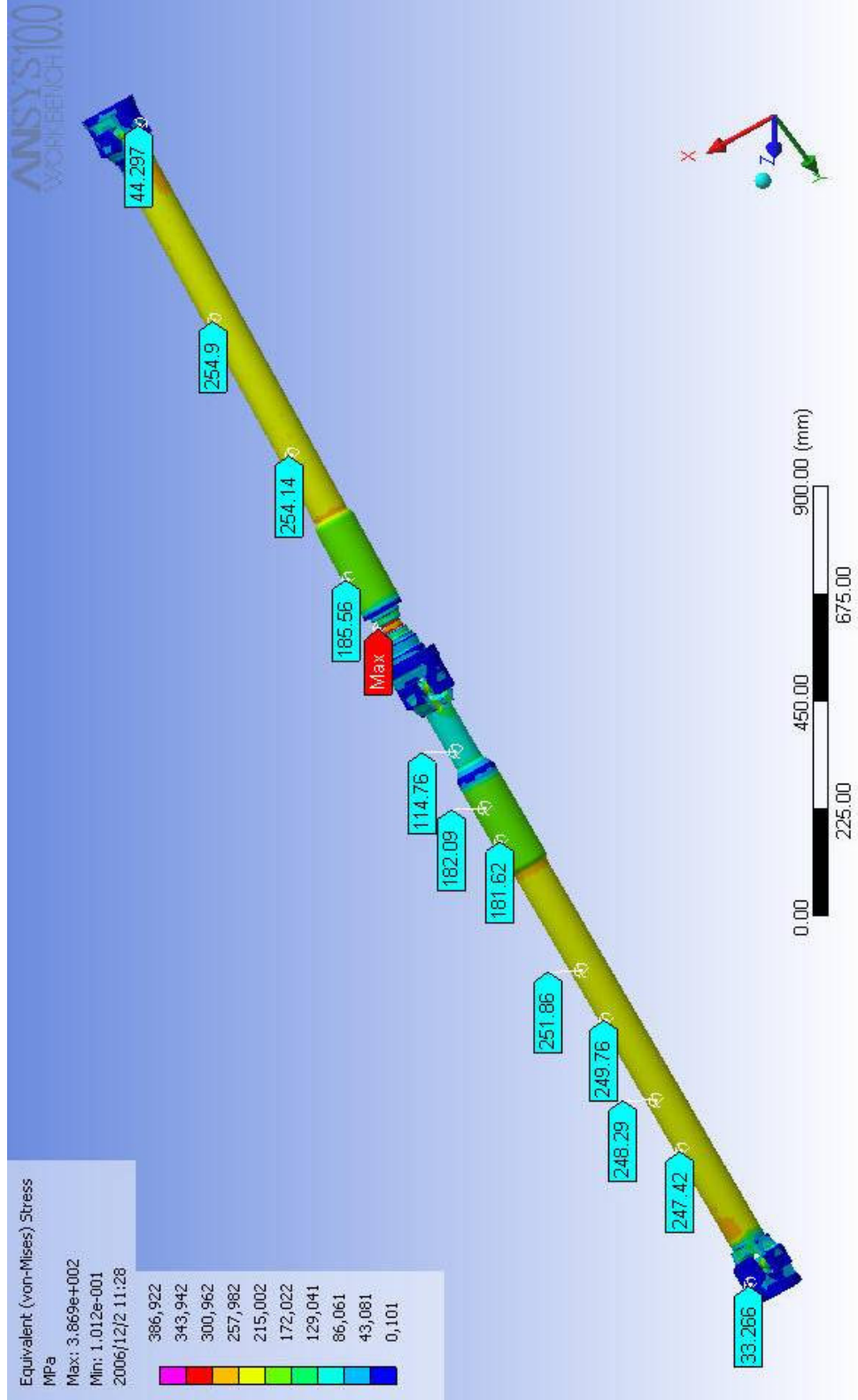
Malzeme özellikleri ile beraber çıkan sonuçlara göre gerilmelerin güvenli olup olmadıkları ise tüm analizlerin sonunda beraberce incelenecektir.





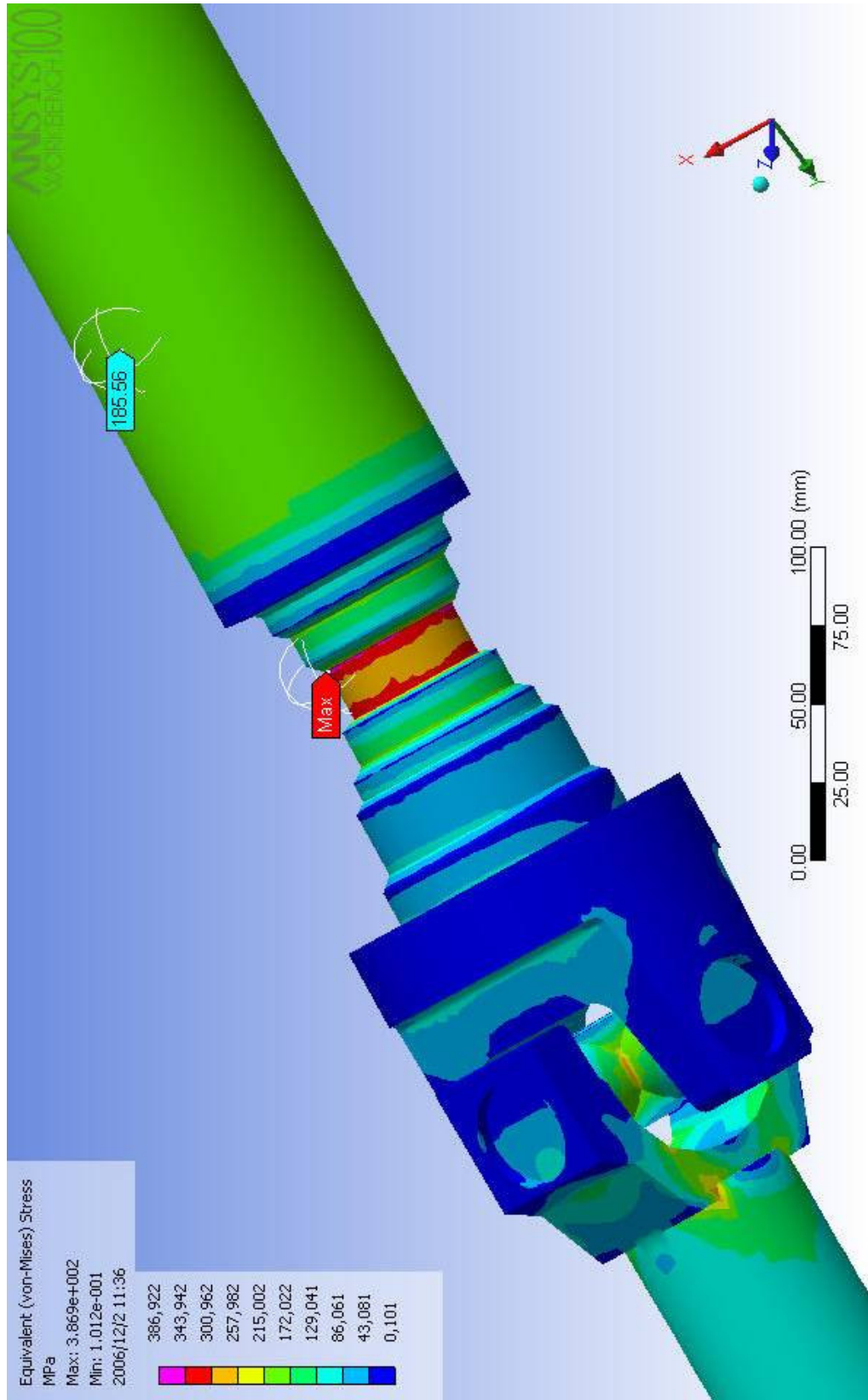
Şekil 6.4 Kardan Millerinde Sınır Şartları

Sınır şartları uygulanan model Ansys programında analiz edilmiştir. Analiz sonucu Şekil 6.5a'da detaylı olarak gösterilmiştir.



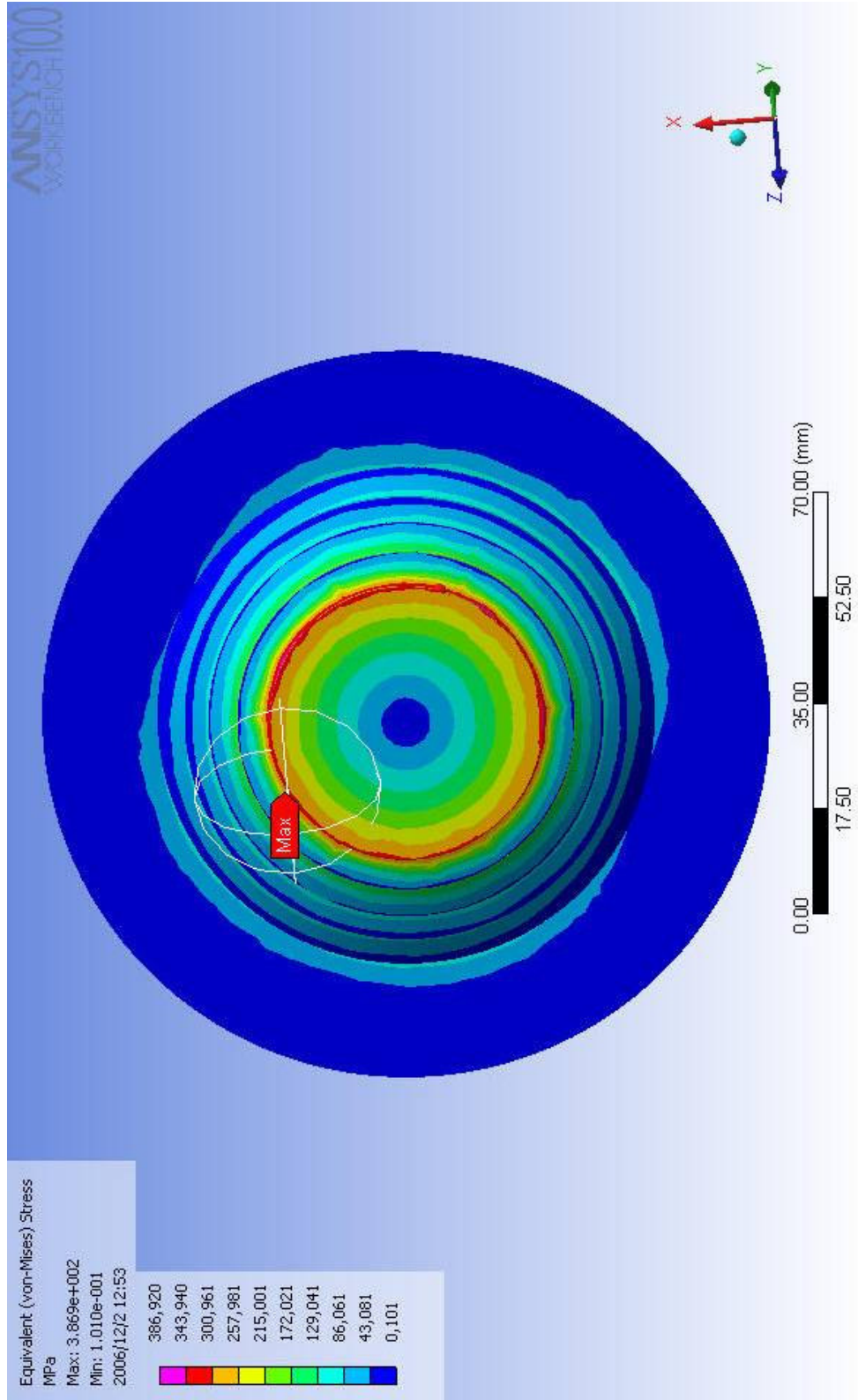
Şekil 6.5a Tork (2940 Nm) Analiz Sonuçları

Analiz sonucunda en kritik yer olarak gözüken ara yatak rulmanının olduğu alanı daha detaylı olarak incelemek için Şekil 6.5b'ye bakmak gerekir.



Şekil 6.5b Tork (2940 Nm) Kritik Alan Analiz Sonuçları

Şekil 6.5a incelendiğinde maksimum Von-Mises gerilmesi 386,9 MPa olarak görülmektedir. Şekil 6.6 da ise kritik alanın kesiti gösterilmiştir.



Şekil 6.6 Kritik Alan Kesiti

Ön kardan mili boyunca uygulanan tork değeri 2940 Nm olduğuna göre kritik alan dairesinin yarıçapı olan  $c$  değeri 22.5 mm olduğundan kutupsal atalet momenti eşitlik 3.27 uyarınca ,

$$J = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot c^4 = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot (22.5)^4 = 402566 \text{mm}^4 \quad (6.15)$$

Eşitlik 3.26 uyarınca maksimum kesme gerilmesi birimler mm ve N.mm alınırsa,

$$\tau_{maks} = T \cdot \frac{c}{J} = 2940000 \cdot \frac{22.5}{402566} = 164,3 \text{MPa} \quad (6.16)$$

Ortaya çıkan gerilme için eşitlik 6.2 deki Von-Mises gerilmesi değeri hesaplanmalıdır. Burada sadece kesme gerilmesi olduğu için eşitlik 6.2 şu şekilde dönüşür ,

$$\sigma_v = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{6 \cdot (\tau_{maks}^2)} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{6 \cdot (164,3)^2} = 285 \text{MPa} \quad (6.17)$$

Bu değer Şekil 6.6 da ve Şekil 6.5b'de gösterilen kritik alandaki ortalama gerilmeyi temsil eder. Bu turuncu alan dikkatle incelendiğinde 257,9 MPa ile 300 MPa arasında değerler aldığı görülür. Köşelere yaklaşıldıkça keskin köşe etkisinden dolayı gerilme seviyeleri artmaktadır. Bu yüzden eşitlik 6.16 köşelere doğru gerilme seviyelerini anlatmakta yetersiz kalmaktadır. Dolayısıyla köşelerde gerilme yığılma faktörü devreye girecektir.

Şekil 4.14 detaylı olarak incelenirse modelden alınan ölçülere göre  $D=23,5\text{mm}$ ,  $d=22,5\text{ mm}$  ve modelde keskin köşeyi tariflemek üzere  $r=0,5\text{ mm}$  seçilirse

$$\frac{D}{d} = 1.04 \quad (6.18)$$

$$\frac{r}{d} = 0.022 \quad (6.19)$$

Bu veriler kullanılarak Şekil 4.14'te gerilme yığılma faktörü  $K_t$  değeri yaklaşık olarak 1.3 bulunur. Bu durumda,

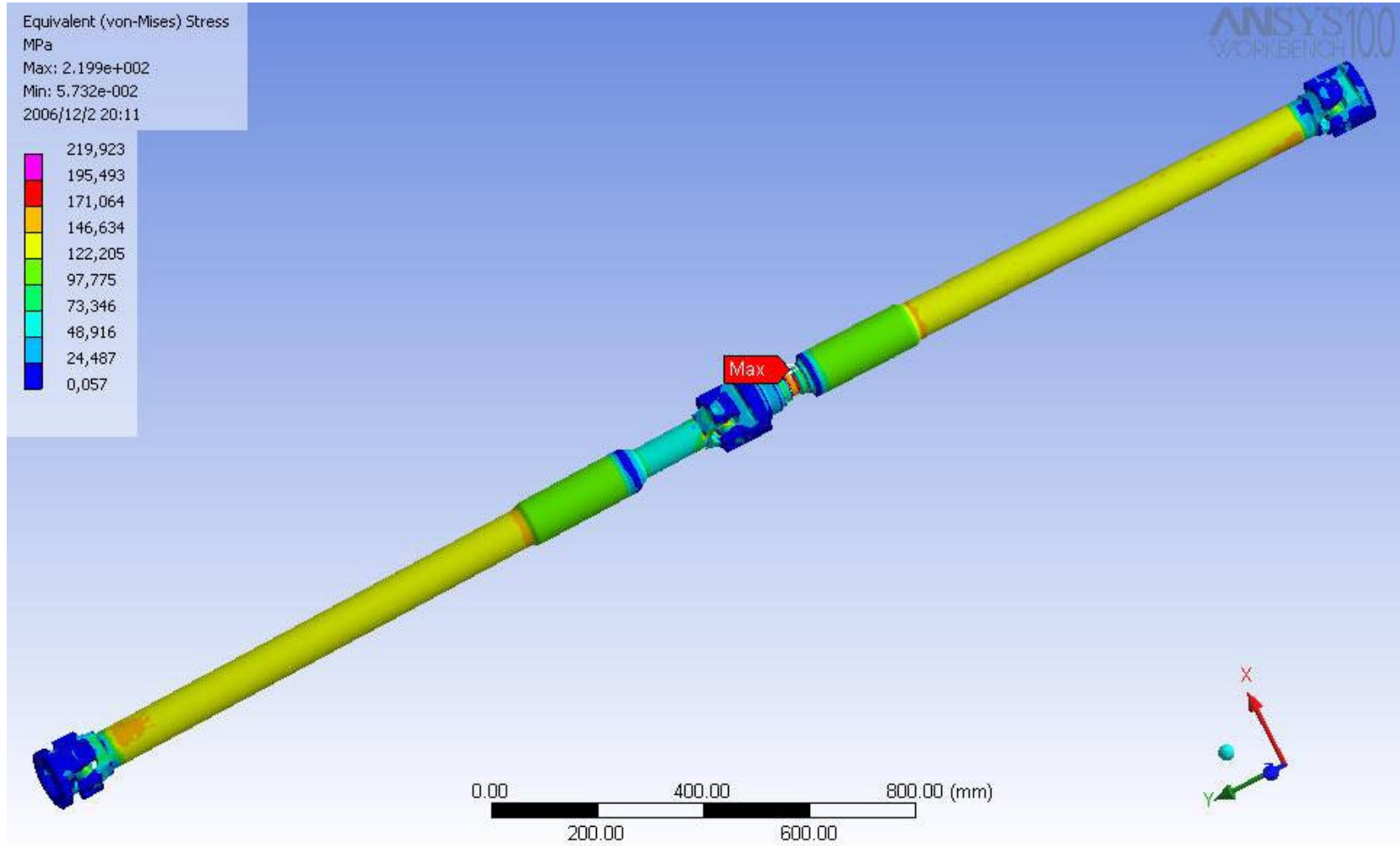
$$\sigma_t = K_t \cdot \sigma_v = 1.3 \cdot 285 = 370.5 \text{ MPa} \quad (6.20)$$

Gerilme yığılmasından da görülebileceği üzere keskin köşelere yaklaştıkça gerilme değeri 90.5 MPa artmaktadır. Şekil 6.5b dikkatle incelenirse mor renkle gösterilen alanda analiz 343.9 MPa ve 386.9 MPa arasındaki değerleri göstermektedir. Bu değer hesaplamalardaki değerle örtüşmektedir. 285 MPa olarak bulunan ortalama gerilme ise 45 mm çapa sahip bir mile uygulanan 2940 Nm tork değerine karşılık gelen gerilme değeridir. Rulmanın temas ettiği bu yüzeylerde ortalama gerilme olarak 285 MPa değeri alınabilir.

Aynı analiz diğer vitesler içinde yapılmıştır. Eşitlik 3.20 uyarınca ikinci vites oranı 3.41 olduğundan şanzıman çıkış flanşına ,

$$T_s = T_m \cdot i = 490 \text{ Nm} \cdot (3.41) = 1671 \text{ Nm} \quad (6.21)$$

tork gelmektedir. Buradan hareketle ikinci bir analiz yapıldığında Şekil 6.7a'da ki sonuçlar bulunmaktadır.

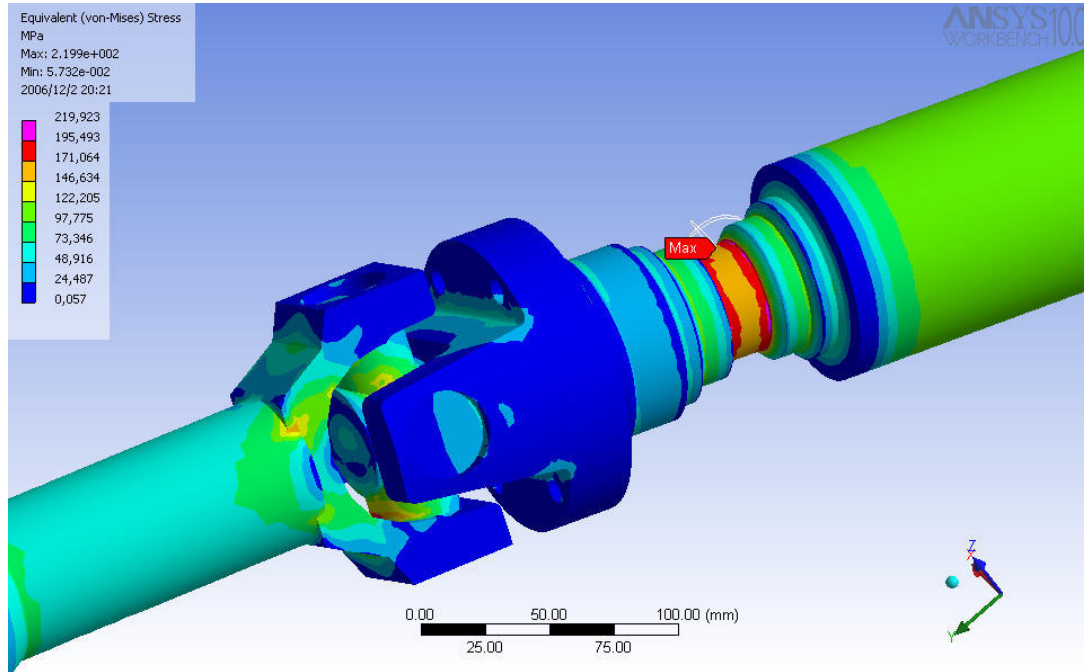


Şekil 6.7a Tork (1671 Nm) Analiz Sonuçları

1671 Nm maksimum tork değerine karşılık 219,9 MPa Von-Mises gerilmesi bulunmaktadır. Burada dikkat edilmesi gereken nokta eşitlik 3.26 uyarınca maksimum kesme gerilmeleri oranının dolayısıyla eşdeğer Von-Mises gerilmeleri oranının geometriye bağlı özellikler olan yarıçap ve kutupsal atalet momenti değişmedikçe sadece uygulanan tork değerine göre değişmesidir. Bir diğer ifade ile bir önceki analizde bulunan değerler kullanılırsa tork oranları maksimum Von-Mises oranına eşit olmalıdır.

$$\frac{2940Nm}{1671Nm} = \frac{386,9Mpa}{219,9Mpa} = 1.759 \quad (6.22)$$

Şekil 6.7b de kritik alanın daha yakında alınan görüntüsü bulunmaktadır. Görüldüğü üzere kritik alan ön kardan mili ara yatak mafsalsının bağlandığı bölgede malzemenin kesitinin daraldığı yerde çıkmaktadır.



Şekil 6.7b Tork (1671 Nm) Kritik Alan Analiz Sonuçları

1671 Nm tork değerine göre kritik alanda maksimum kesme gerilmesi hesabı yapılmak istenirse eşitlik 3.26 uyarınca birimler mm ve Nmm alınırsa,



$$\tau_{maks} = T \cdot \frac{c}{J} = 1671000 \cdot \frac{22.5}{402566} = 93.4MPa \quad (6.23)$$

Burada kesit özellikleri ve geometrisi değişmediği için kesit yarıçapı ve kesitin kutupsal atalet momenti daha önce bulunan değerlerin aynısı olarak alınmıştır.

Eşitlik 6.17 uyarınca eşdeğer Von-Mises gerilmesi,

$$\sigma_v = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{6 \cdot (\tau_{maks})^2} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{6 \cdot (93.4)^2} = 161.77MPa \quad (6.24)$$

olur

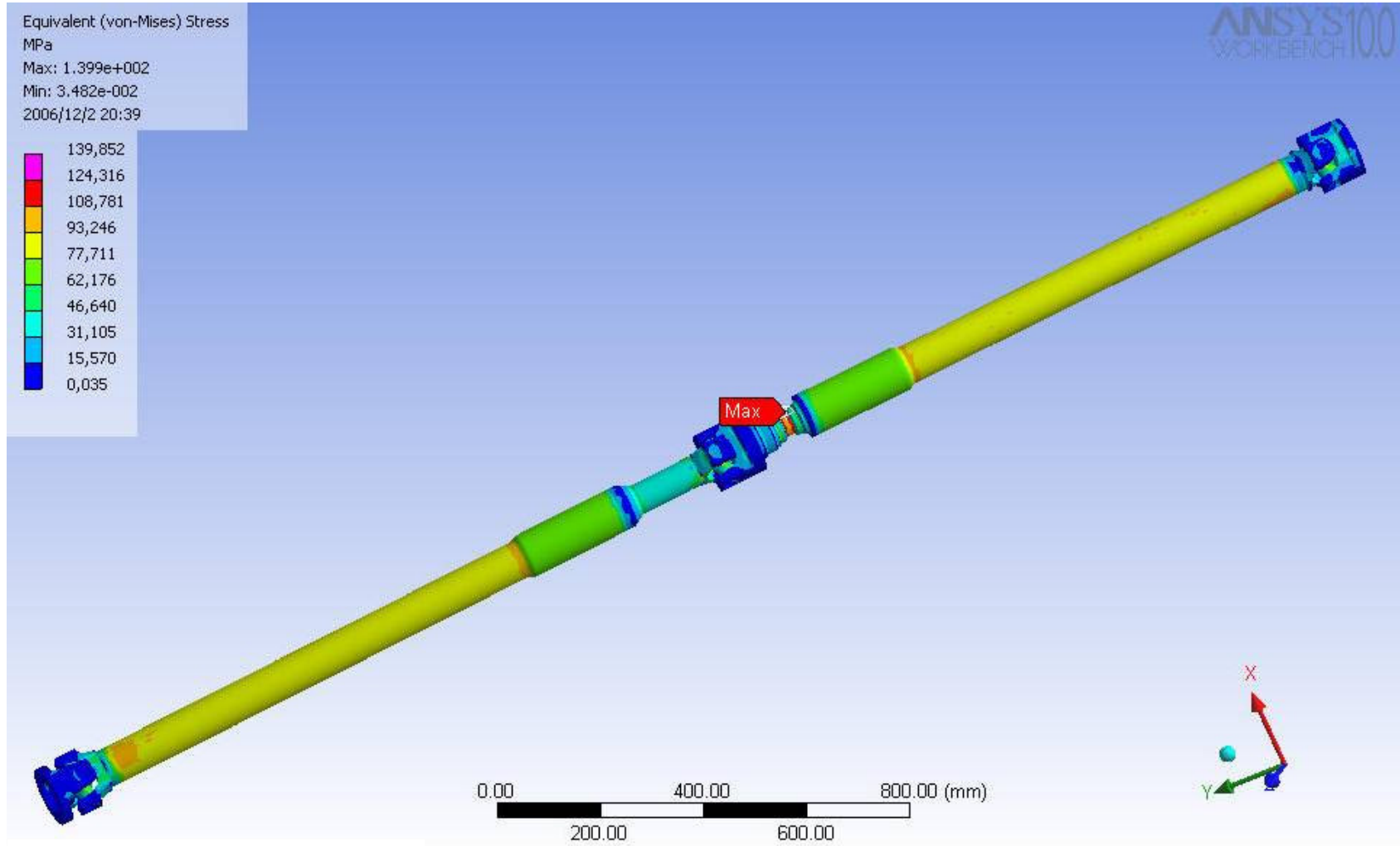
Eşitlik 6.18 ve eşitlik 6.19 kullanılarak bulunmuş olan gerilme yığılma faktörü  $K_t$  değeri yine 1.3 olarak alındığında eşdeğer Von Mises gerilmesi ,

$$\sigma_t = K_t \cdot \sigma_v = 1.3 \cdot 161.77 = 210.3MPa \quad (6.25)$$

olarak bulunur Aynı analiz 3. vites içinde yapılırsa Eşitlik 3.20 uyarınca üçüncü vites oranı 2.17 olduğundan şanzıman çıkış flanşına ,

$$T_s = T_m \cdot i = 490Nm \cdot (2.17) = 1063 Nm \quad (6.26)$$

tork gelmektedir. Buradan hareketle yapılan analiz sonucu Şekil 6.8'de görülmektedir.



Şekil 6.8 Tork (1063 Nm) Analiz Sonuçları

Analiz sonucuna göre yine aynı kritik alanda 139,85 MPa eşdeğer Von-Mises gerilmesi bulunmuştur.

1063 Nm tork değerine göre kritik alanda maksimum kesme gerilmesi hesabını tekrar manuel olarak yapmak gerekirse eşitlik 3.26 uyarınca birimler mm ve Nmm alınırsa,

$$\tau_{maks} = T \cdot \frac{c}{J} = 1063000 \cdot \frac{22.5}{402566} = 59.4 MPa \quad (6.27)$$

Burada kesit özellikleri ve geometrisi değişmediği için kesit yarıçapı ve kesitin kutupsal atalet momenti daha önce bulunan değerlerin aynısı olarak alınmıştır.

Eşitlik 6.17 uyarınca eşdeğer Von-Mises gerilmesi,

$$\sigma_v = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{6 \cdot (\tau_{maks})^2} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{6 \cdot (59.4)^2} = 102.9 MPa \quad (6.28)$$

olur

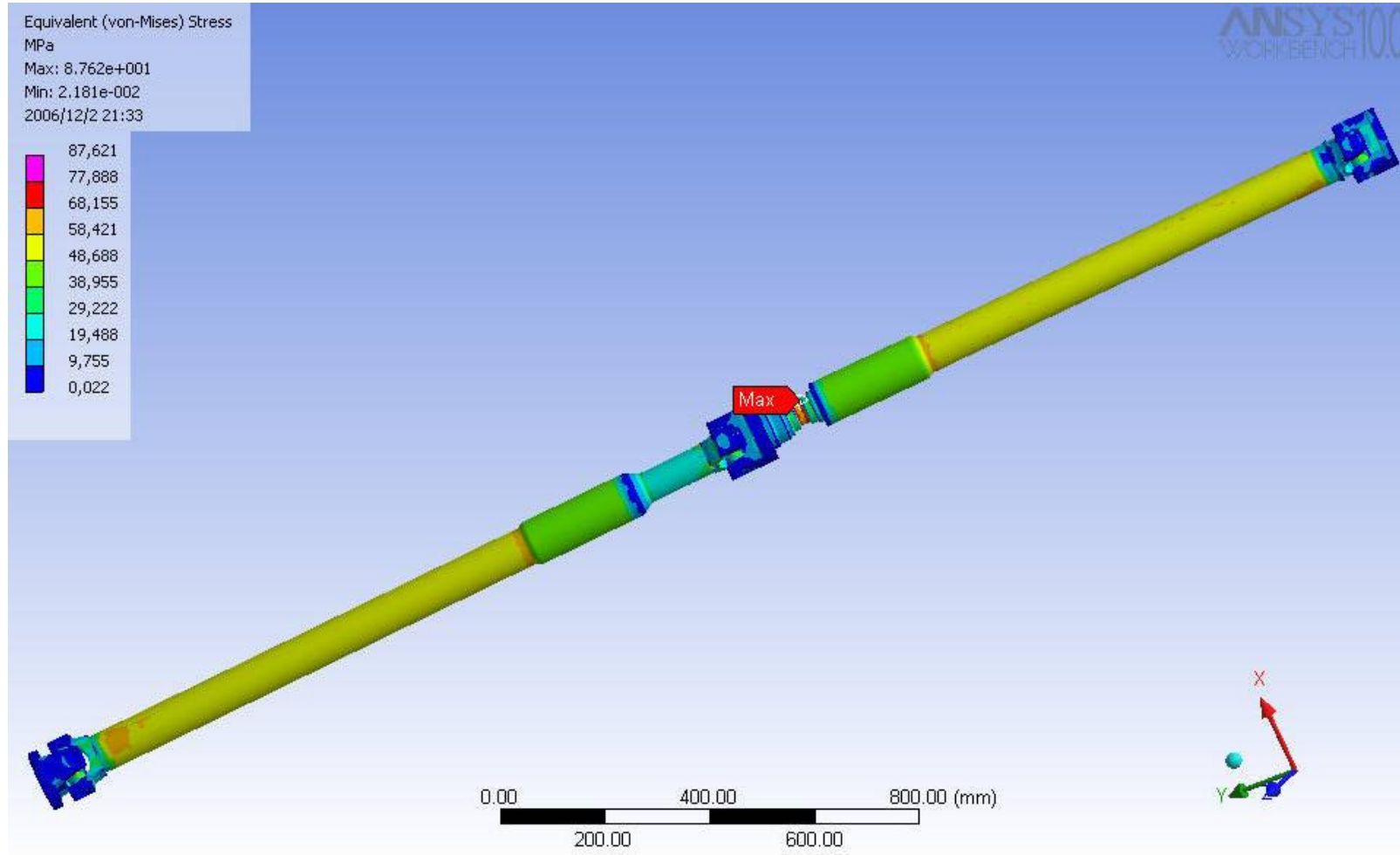
Gerilme yığılma faktörü  $K_t$  değeri yine 1.3 olarak alındığında eşdeğer Von Mises gerilmesi ,

$$\sigma_t = K_t \cdot \sigma_v = 1.3 \cdot 102.9 = 133.7 MPa \quad (6.29)$$

olarak bulunur. Benzer analiz 4. vites içinde yapılırsa Eşitlik 3.20 uyarınca dördüncü vites oranı 1.36 olduğundan şanzıman çıkış flanşına gelen tork ,

$$T_s = T_m \cdot i = 490 Nm \cdot (1.36) = 666 Nm \quad (6.30)$$

olur. 666 Nm için analiz yapılırsa Şekil 6.9'daki sonuçlara ulaşılmaktadır.



Şekil 6.9 Tork (666 Nm) Analiz Sonuçları

Sistemdeki maksimum eşdeğer Von-Mises gerilmesi analiz sonuçlarına göre 87.6 MPa olmaktadır. Burada tekrar hesaplama yapmak gerekirse 666 Nm tork değeri için eşitlik 3.26 uyarınca birimler mm ve Nmm alınırsa,

$$\tau_{maks} = T \cdot \frac{c}{J} = 666000 \cdot \frac{22.5}{402566} = 37.2MPa \quad (6.31)$$

Eşitlik 6.17 uyarınca eşdeğer Von-Mises gerilmesi,

$$\sigma_v = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{6 \cdot (\tau_{maks}^2)} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{6 \cdot (37.2)^2} = 64.4MPa \quad (6.32)$$

olur

Gerilme yığılma faktörü  $K_t$  değeri yine 1.3 olarak alındığında eşdeğer Von Mises gerilmesi ,

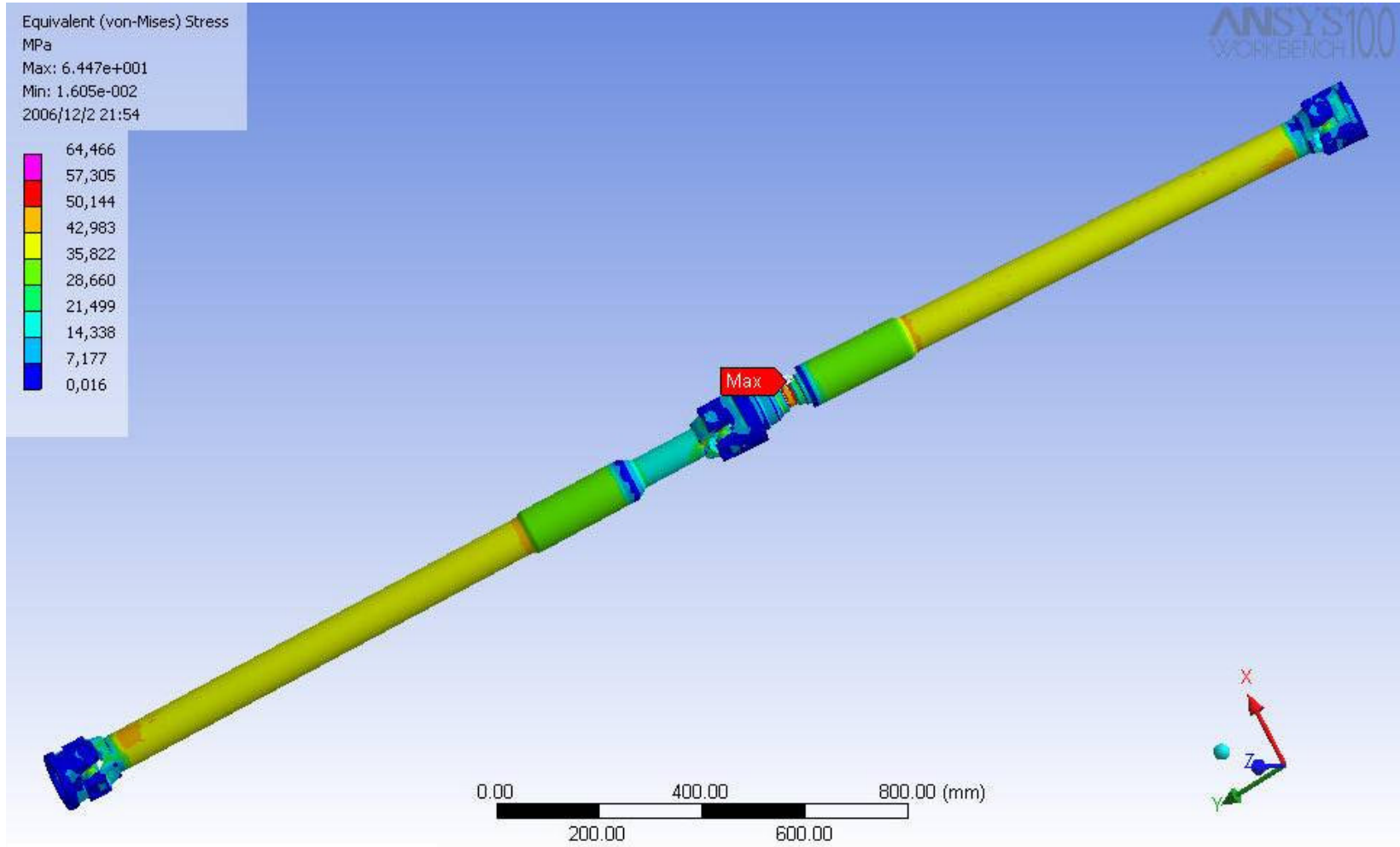
$$\sigma_t = K_t \cdot \sigma_v = 1.3 \cdot 64.4 = 83.7MPa \quad (6.33)$$

olarak bulunur. Bu değer şekil 6.9'da gösterilen maksimum Von-Mises gerilmesiyle örtüşmektedir. Kritik alan boyunca hesaplanan 64.4 MPa değeri analiz sonucu bu bölgede turuncu renkle gösterilen 58.4 MPa ve 68.1 MPa değerleri ile örtüşmektedir.

Yine aynı analiz 5. vites içinde yapılırsa Eşitlik 3.20 uyarınca beşinci vites oranı 1.00 olduğundan şanzıman çıkış flanşına gelen tork ise

$$T_s = T_m \cdot i = 490Nm \cdot (1.00) = 490 Nm \quad (6.34)$$

olmaktadır. 490 Nm için analiz yapılırsa Şekil 6.10'daki sonuçlara ulaşılmaktadır.



Şekil 6.10 Tork (490 Nm) Analiz Sonuçları

490 Nm tork için maksimum eşdeğer Von-Mises gerilmesi analiz sonuçlarına göre 64.4 MPa bulunur. 490 Nm tork için elle hesaplama yapılmak istenirse eşitlik 3.26 uyarınca birimler mm ve Nmm alınırsa,

$$\tau_{maks} = T \cdot \frac{c}{J} = 490000 \cdot \frac{22.5}{402566} = 27.4MPa \quad (6.35)$$

Eşitlik 6.17 uyarınca eşdeğer Von-Mises gerilmesi,

$$\sigma_v = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{6 \cdot (\tau_{maks})^2} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{6 \cdot (27.4)^2} = 47.5MPa \quad (6.36)$$

olur

Gerilme yığılma faktörü  $K_t$  değeri yine 1.3 olarak alındığında eşdeğer Von Mises gerilmesi ,

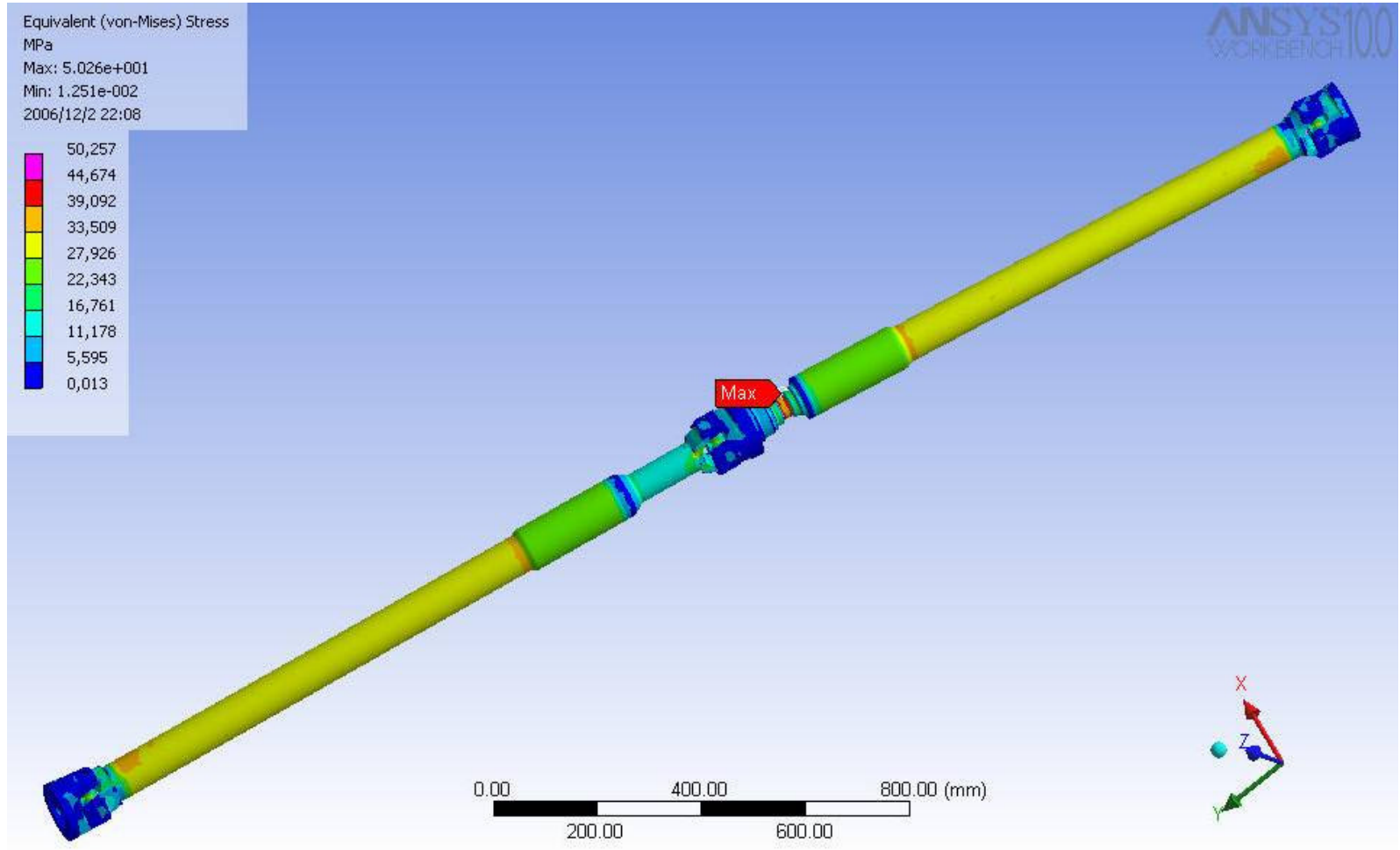
$$\sigma_t = K_t \cdot \sigma_v = 1.3 \cdot 47.5 = 61.75MPa \quad (6.37)$$

61.75 MPa değeri maksimum gerilmenin olduğu alandaki gerilmelerle , kritik alanda bulunan turuncu renkli gerilme seviyeleri ise hesaplanan 47.5 MPa değeri ile örtüşmektedir.

Aynı analiz 6. vites içinde yapılacaktır. Eşitlik 3.20 uyarınca altıncı vites oranı 0.78 olduğundan şanzıman çıkış flanşına gelen tork ise

$$T_s = T_m \cdot i = 490Nm \cdot (0.78) = 382.2 \text{ Nm} \quad (6.38)$$

olur. 382.2 Nm için analiz yapılırsa Şekil 6.11'deki sonuçlar ortaya çıkar.



Şekil 6.11 Tork (382.2 Nm) Analiz Sonuçları



Analiz sonuçlarına göre 382.2 Nm tork değerine göre yine aynı kritik bölgede 50.2 MPa değeri bulunmaktadır. 382.2 Nm tork için elle hesaplama yapılırsa eşitlik 3.26 uyarınca birimler mm ve Nmm alınır,

$$\tau_{maks} = T \cdot \frac{c}{J} = 382200 \cdot \frac{22.5}{402566} = 21.4MPa \quad (6.39)$$

Yine aynı şekilde eşitlik 6.17 uyarınca eşdeğer Von-Mises gerilmesi,

$$\sigma_v = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{6 \cdot (\tau_{maks})^2} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{6 \cdot (21.4)^2} = 37.1MPa \quad (6.40)$$

değeri bulunmaktadır. Bu değer kritik bölgede bulunan turuncu bölgede belirtilen 33.5 MPa ve 39 MPa değerleri ile örtüşmektedir.

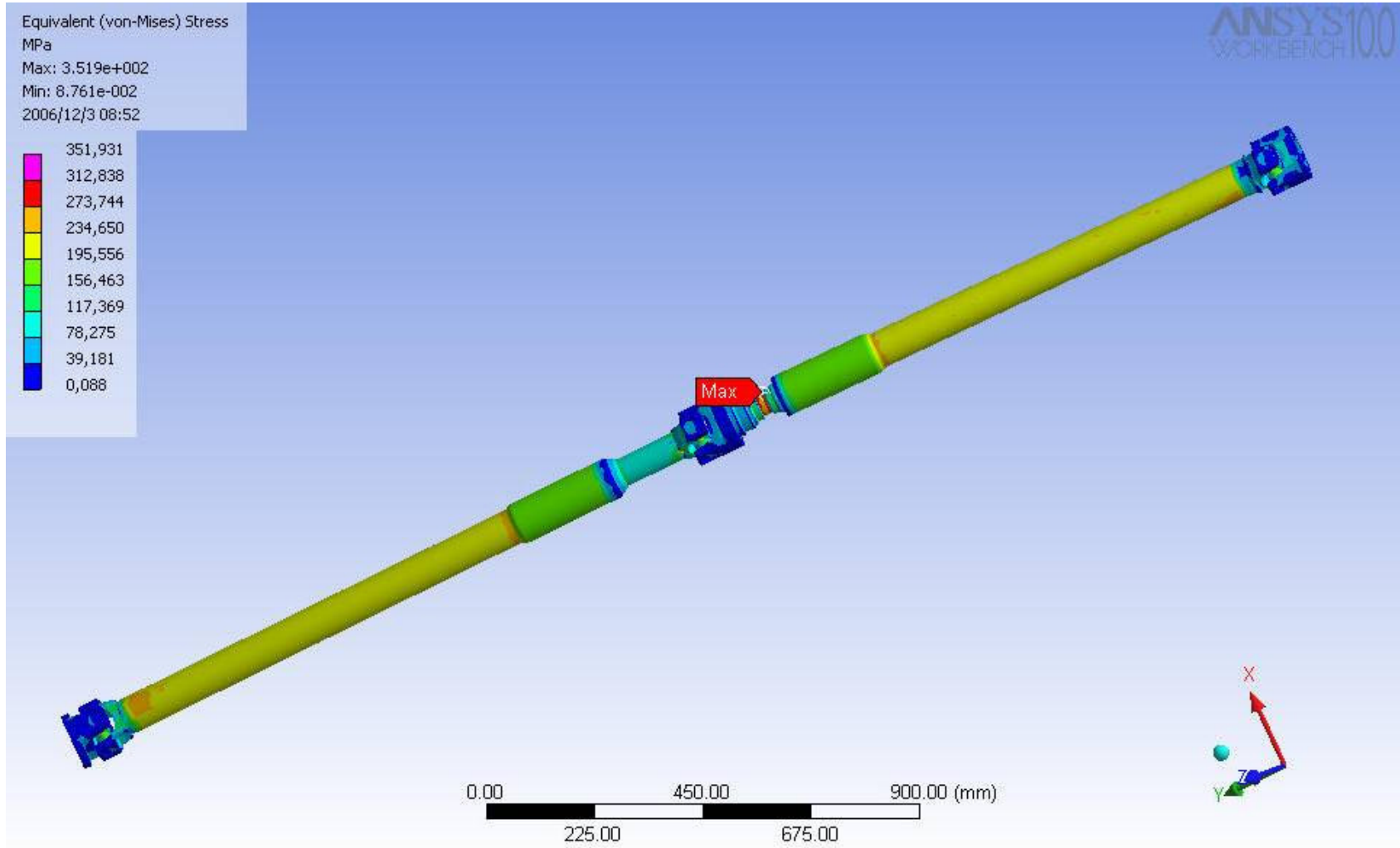
Gerilme yığılma faktörü  $K_t$  değeri yine 1.3 olarak alındığında eşdeğer Von Mises gerilmesi ,

$$\sigma_t = K_t \cdot \sigma_v = 1.3 \cdot 37.1 = 48.2MPa \quad (6.41)$$

Yine aynı şekilde bulunan 48.2 MPa değeri kritik alanda gösterilen 44.6 MPa ve 50.25 MPa değerleri içerisindedir. Son olarak geri vites için de eşitlik 3.20 uyarınca analiz yapılırsa geri vites oranı 5.46 için şu tork değeri bulunur.

$$T_s = T_m \cdot i = 490Nm \cdot (5.46) = 2675.4 Nm \quad (6.42)$$

Analizin tam olarak gerçekçi yapılabilmesi için burada moment uygulama yönü diğer viteslerin yön olarak tam tersi olacak şekilde sağ el kuralına göre +z yönünde verilmiştir. Analiz sonuçları Şekil 6.12 de görülmektedir.



Şekil 6.12 Tork (2675.4 Nm) Analiz Sonuçları

Analiz sonuçları değerlendirilirse kritik bölgede maksimum eşdeğer Von-Mises gerilmesinin 351.9 MPa çıktığı görülür. Burada eşitlik 3.26 uyarınca birimler mm ve Nmm alınıp hesaplama yapılırsa,

$$\tau_{maks} = T \cdot \frac{c}{J} = 2675400 \cdot \frac{22.5}{402566} = 149.5 MPa \quad (6.43)$$

Yine aynı şekilde eşitlik 6.17 uyarınca eşdeğer Von-Mises gerilmesi,

$$\sigma_v = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{6 \cdot (\tau_{maks})^2} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{6 \cdot (149.5)^2} = 258.9 MPa \quad (6.44)$$

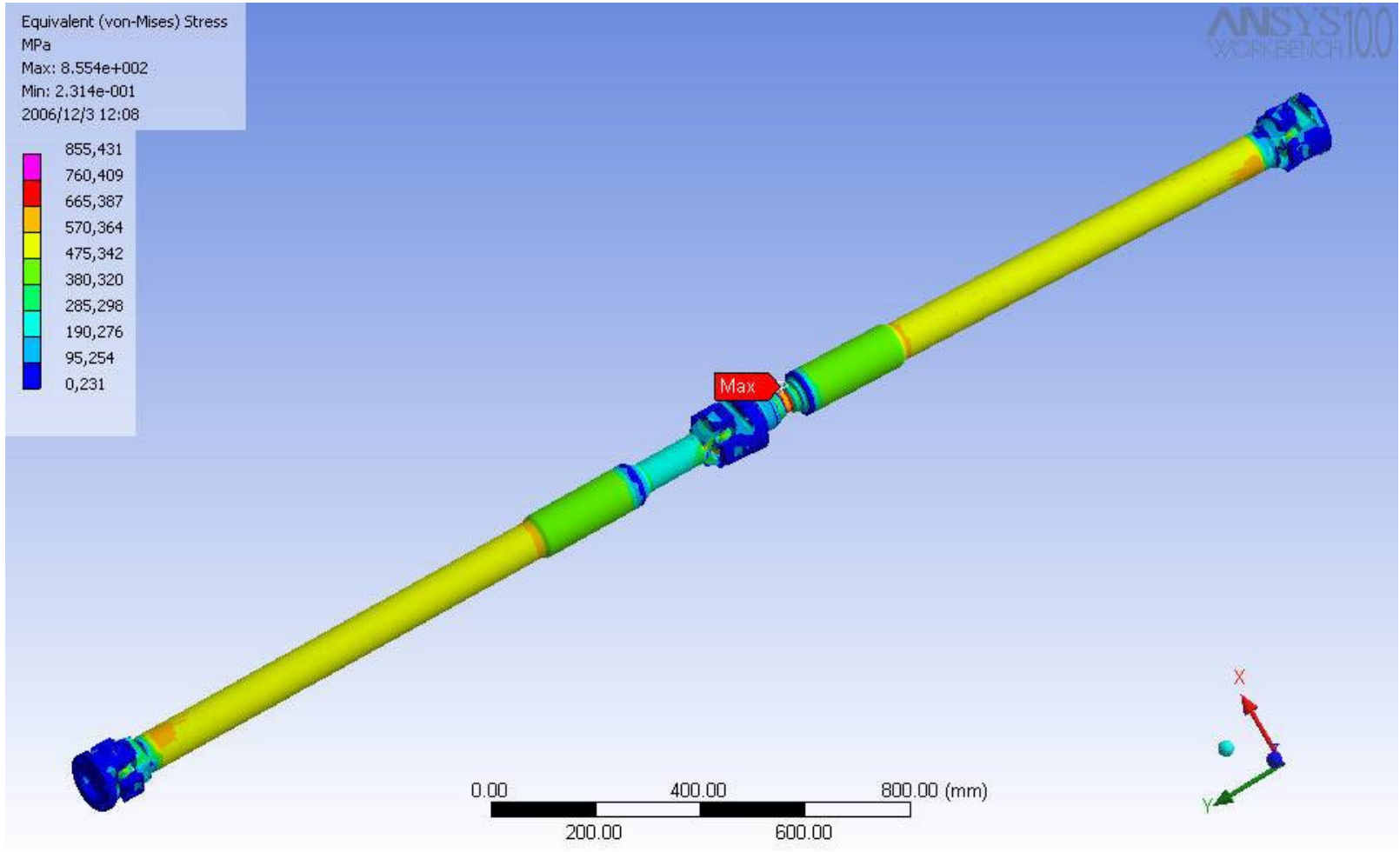
değeri bulunmaktadır. Bu değer kritik bölgede bulunan turuncu bölgede belirtilen 234.6 MPa ve 273.7 MPa değerleri ile örtüşmektedir.

Gerilme yığılma faktörü  $K_t$  değeri yine 1.3 olarak alındığında eşdeğer Von Mises gerilmesi ,

$$\sigma_t = K_t \cdot \sigma_v = 1.3 \cdot 258.9 = 336.57 MPa \quad (6.45)$$

Bu değer analiz sonucu bulunan maksimum kritik değer aralığı ile örtüşmektedir. Analizlerin sonuçlarını kritik bölgelerde daha doğru elde etmek için nod sayısı artırılabilir. Ancak daha öncede bahsedilen belli nod sayısı sınırlaması ve sistem kapasitesi yüzünden bu işlem yapılamamıştır.

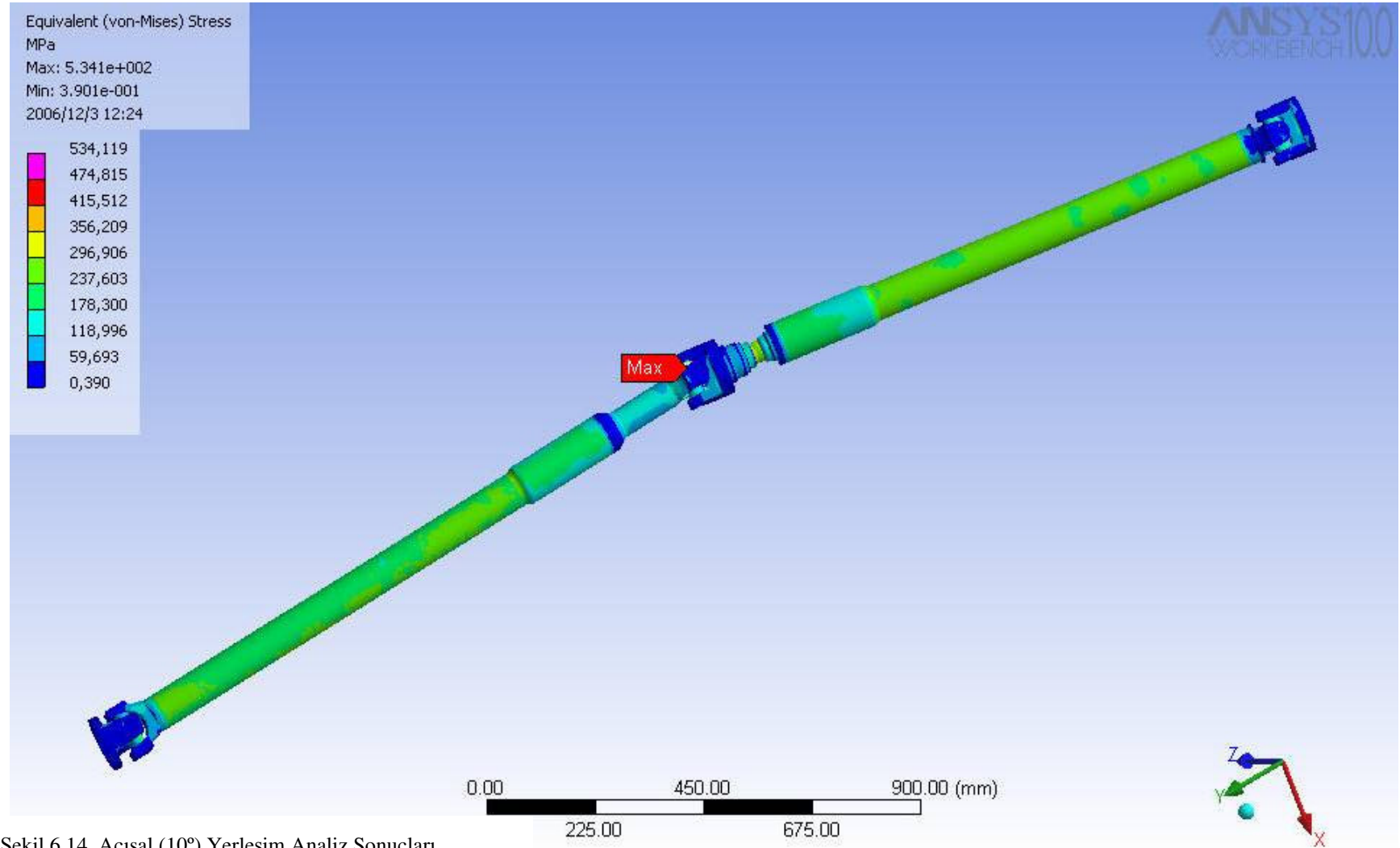
Kardan milleri kompleksinin normal çalışma şartları dışında kaç Nm tork altında kırılacağı merak edilmiştir. Burada analiz sonuçlarına göre yaklaşık 6500 Nm tork değerinde maksimum Von-Mises gerilmesi 855 MPa bulunmuştur. Bu tork değeri civarında kardan milleri kırılmaktadır. Detaylı sonuçlar Şekil 6.13'te gösterilmiştir. 2940 Nm tork analiz sonuçları ile karşılaştırıldığında Von-Mises gerilmeleri tork ile doğru orantılı olarak değiştiği için yapılan hesaplamalarda yaklaşık olarak ara yatak bağlantı bölgesi ile kardan mili aynı anlarda kırılmaktadır.



Şekil 6.13 Tork (6500 Nm) Analiz Sonuçları

Kardan millerinin birbirleri ile yapacağı açı normal kabul edilen çalışma şartları dışına çıkartıldığında arka kardan milinin ön mille yapacağı açı büyüyecektir. Çünkü daha önce yapılan analizler maksimum yüklü durumdayken millerin birbirleri ile minimum açı yaptığı halde elde edilen analizlerdir. Miller arasındaki açının artması bu yüzden aracın yüklü ağırlığının azalması anlamına gelir. Bu durumda aracın hareketsiz halden kalkmaya çalışması için daha düşük tork değerleri yeterli olacaktır. Ancak yinede en kötü durum göz önünde bulundurularak miller arasındaki açı  $10^\circ$  olacak şekilde millere 2940 Nm tork uygulanmıştır. Normal koşullar altında böyle bir durumun varlığı olası değildir. Burada elde edilen sonuçlar Şekil 6.14'te verilmiştir.

Bu pozisyonda analize göre kritik alan artık ara yatak milinin olduğu alandan ayrılarak ara üniversal mafsal üzerinde bulunan istavroz üzerine kaymıştır. Bu durum rulmanlar ve istavroz gibi maliyeti yüksek parçalar üzerinde normalden fazla gerilme seviyeleri yaratacağından istenmeyen bir durumdur. Burada bir kez daha ifade edilmesi gerekirse böyle bir açısal çalışma ve tork uygulanması olası bir durum değildir. Burada bu sonuçların eklenmesi ileride bu konu veya benzer bir konu üzerinde araştırma yapacak olan kişilere bir fikir sağlaması amacıyla konulmuştur.



Şekil 6.14 Açısız (10°) Yerleşim Analiz Sonuçları

#### 6.4.2 Kardan millerinde malzeme özellikleri ve emniyet katsayılarının bulunması

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. Ön ve arka kardan millerinde kullanılan malzeme özellikleri ve hangi parçaların hangi malzemedен yapıldığı Tablo 6.1 'de aktarılmıştır.

St 52-3 malzeme kalitesi için yazılan veriler Borusan (2006) boru kataloğundan ve üretici firma standartından alınmıştır. Ck 45 malzeme kalitesi için yazılan veriler DIN-EN 10083 standartından ve [www.matweb.com](http://www.matweb.com) sitesinden alınmıştır. Burada üretici firma ile temasa geçilmiş ve aralıklı değere sahip dayanımlarda hangi değerlerin kullanıldığı öğrenilerek parantez içinde sunulmuştur.

Tablo 6.1 Kardan Millerinde Kullanılan Malzeme Kaliteleri

Malzeme Kalitesi	Akma Dayanımı (MPa)	Kopma Dayanımı (MPa)	Poisson Oranı	Elastiklik Modülü (GPa)	Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )	Kullanım Yeri
St 52-3	355-490 (490)	490-640 (540)	0,3	200	7850	Kardan Boru Milleri
Ck 45	370-490 (490)	700-850 (700)	0,29	205	7850	İstavroz Çatallar Flanşlar

İfade 6.3'te belirtilen Von-Mises kriteri emniyet katsayısı açısından değerlendirilirse n emniyet katsayısı olarak seçildiğinde ,

$$\sigma_y = n \cdot \sigma_v \quad (6.46)$$

$$n = \frac{\sigma_y}{\sigma_v} \quad (6.47)$$

Eşitlik 6.47'ye göre kritik alanda malzemenin akma dayanımı ile analiz sonuçlarından çıkan Von-Mises gerilmesi oranlandığında Tablo 6.2'de ki emniyet katsayıları ortaya çıkmaktadır.

Tablo 6.2 Kritik Alanda Bulunan Emniyet Katsayıları

<b>Emniyet Katsayıları</b>			
<b>Akma Dayanımı (MPa)</b>	<b>Vites No.</b>	<b>Von-Mises Gerilmesi (MPa)</b>	<b>Emniyet Katsayısı</b>
490	1	386,9	1,27
	2	219,9	2,23
	3	139,85	3,5
	4	87,6	5,59
	5	64,4	7,61
	6	50,2	9,76
	Geri	351,9	1,39

Bu sonuçlara göre kritik alanda tork değişimlerine göre kardan milleri güvenli çıkmaktadır.

### **6.5 Kardan Millerinde Doğal Frekans ve Mod Şekillerinin Bulunması**

Yapılan çalışma kapsamında kardan millerinin yapısından ve zorlanmadan kaynaklanan doğal frekanslarının bulunması çalışması da yapılmıştır. Burada asıl



önemli olan sistemin doğal frekans değerlerinin ve bu değerlerde oluşan deformasyon şekilleri olan mod şekillerinin belirlenmesidir.

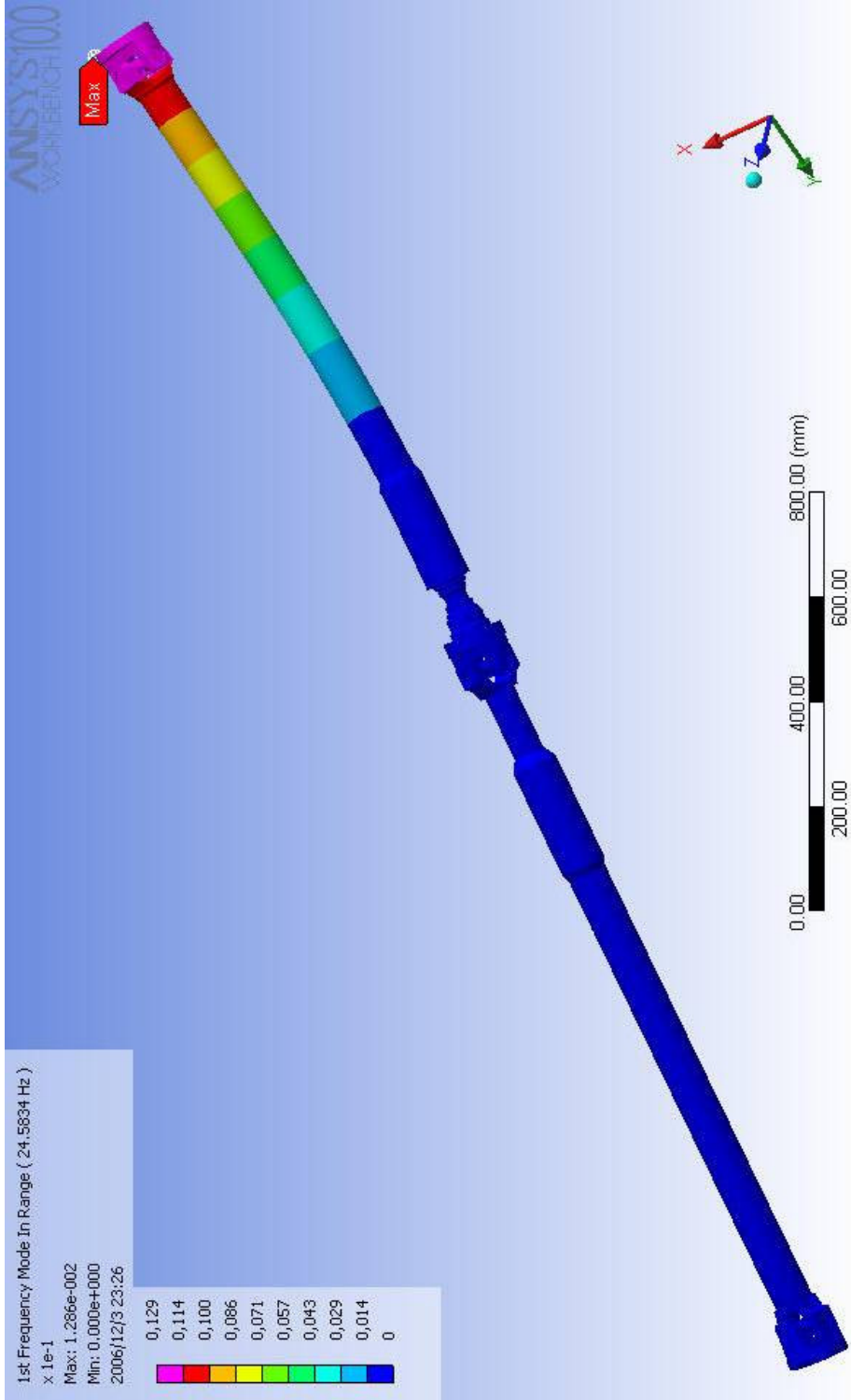
Periyodik bir kuvvetin etkisi altındaki sistemler kuvvetin uygulanış şekline göre periyodik biçimlerde salınımlar yaparlar. Eğer sisteme etki eden dürtü frekansı sistemin doğal frekansına eşit olursa bu salınımların genliği sınırsız olarak artma eğilimine girer. Sistem belli bir genlikten sonra kararlı yapısını koruyamaz ve dağılma eğilimine girer bu duruma rezonans denmektedir. Deprem salınımlarına maruz kalan binaların yıkılması yada rüzgar etkisiyle köprülerin sallanarak yıkılmaları rezonansa birer örnektir. Bu yüzden mühendisler yapacakları tasarımda doğal frekansları net olarak bilmek zorundadırlar.

Burada yapılan çalışmada ise daha önce incelenen 1. vites durumu analiz edilmiş ve 2940 Nm tork altında sistemin doğal frekansları bulunmuştur. Daha sonra sistemde bu frekanslara denk düşen mod şekilleri gösterilmiştir. Analizde ilk altı mod genelde dikkate alındığı için bu modlara göre bulunan sonuçlar aşağıda listelenmiştir.

Tablo 6.3 2940 Nm Tork Altında Doğal Frekans Değerleri

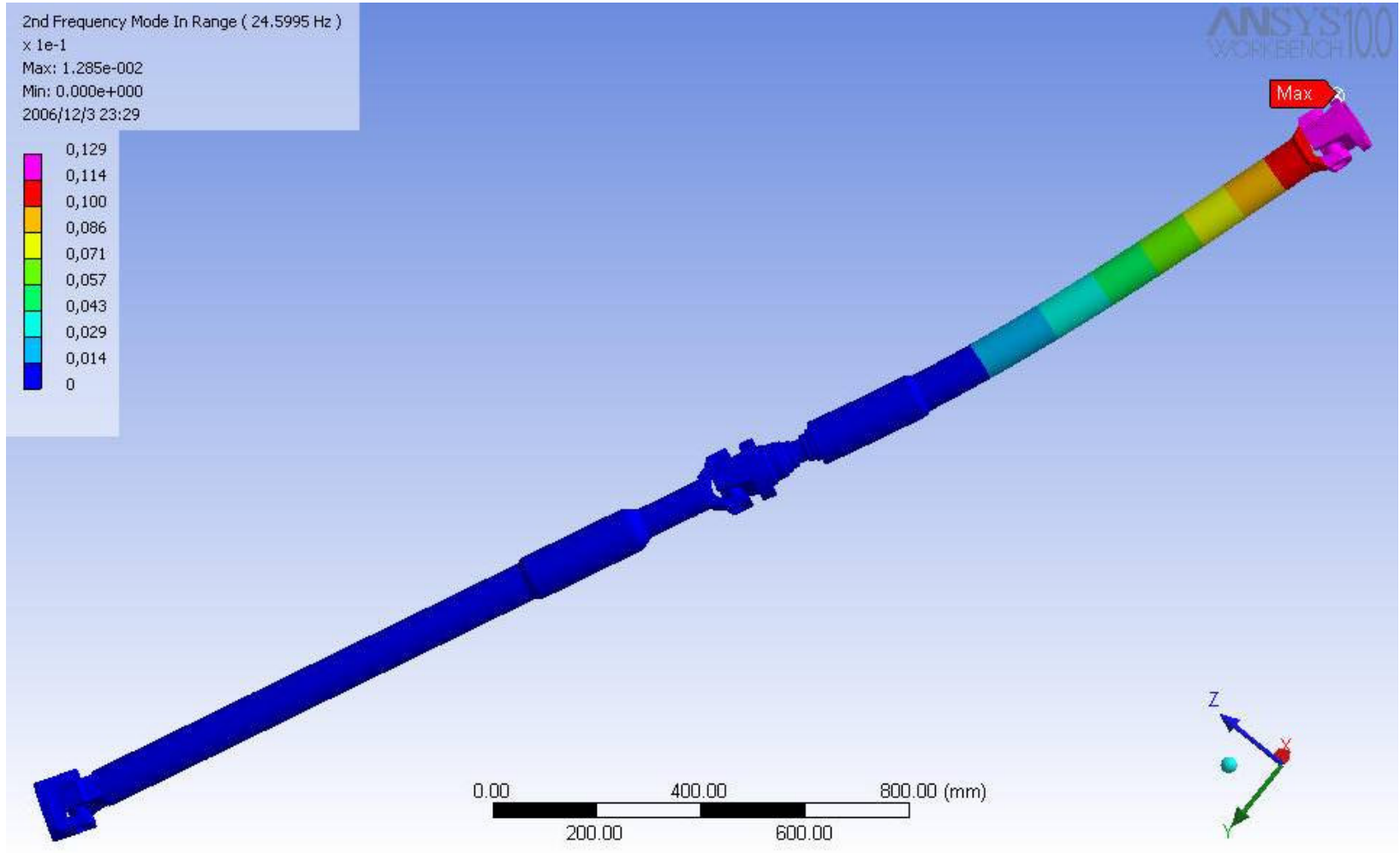
<b>Mod</b>	<b>Frekans</b>	<b>Mod</b>	<b>Frekans</b>
<b>1</b>	24,5834 Hz	<b>4</b>	169,34 Hz
<b>2</b>	24,5995 Hz	<b>5</b>	177,903 Hz
<b>3</b>	166,395 Hz	<b>6</b>	251,14 Hz

Normalde tasarım kriterlerinde ilk üç doğal frekans dikkate alınır. Ancak bu kardan mili kompleksinde üçüncü doğal frekans ilk iki doğal frekanstan çok yüksek olduğu için bu değer dikkate alınmamıştır. İlk doğal frekans olan 24,5834 Hz'e göre mod şekli rahat görünebilmesi için 12 kat büyütülmüş ve Şekil 6.15'te gösterilmiştir.

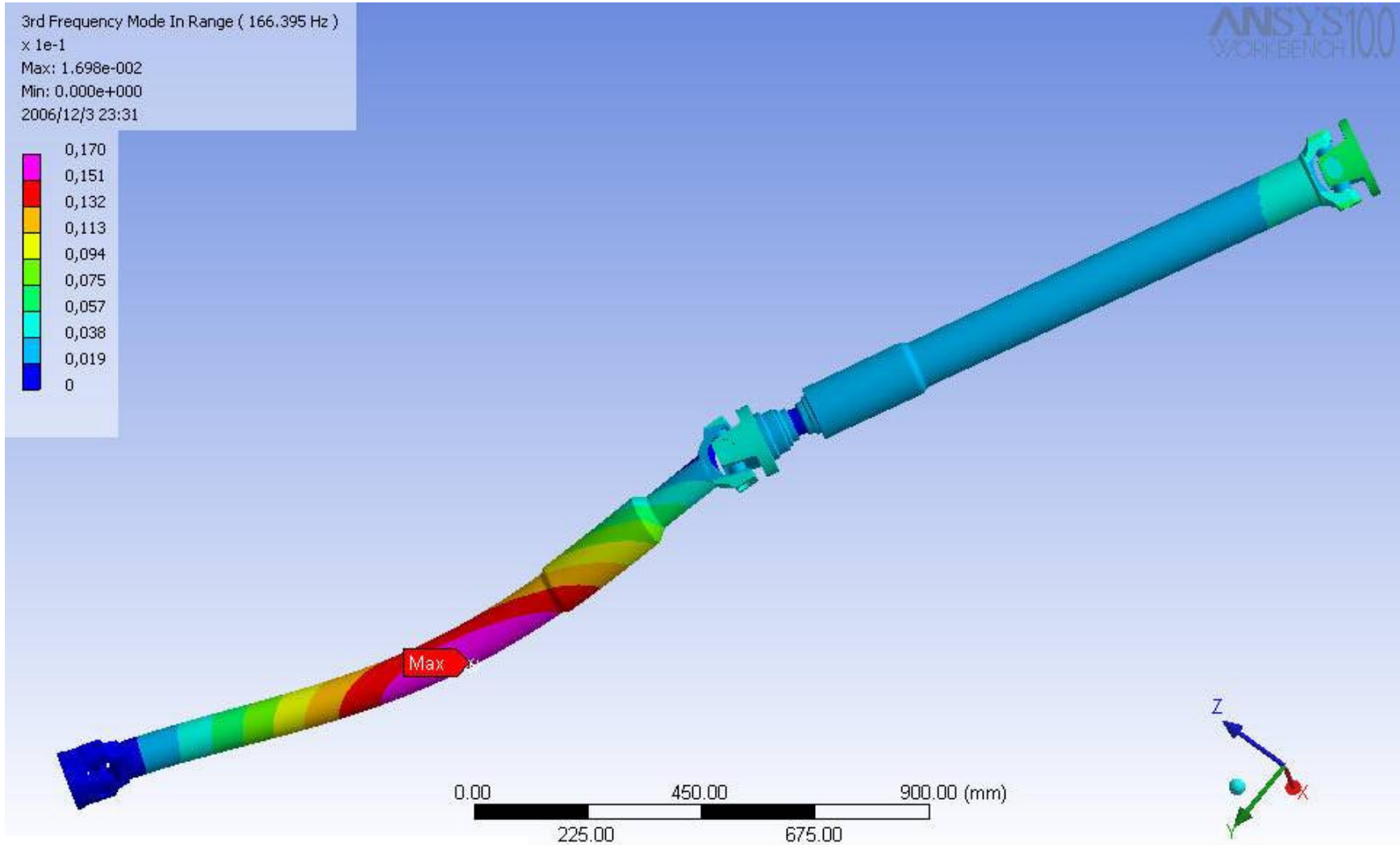


Şekil 6.15 Doğal Frekans ( 24,5834 Hz ) Mod Şekli

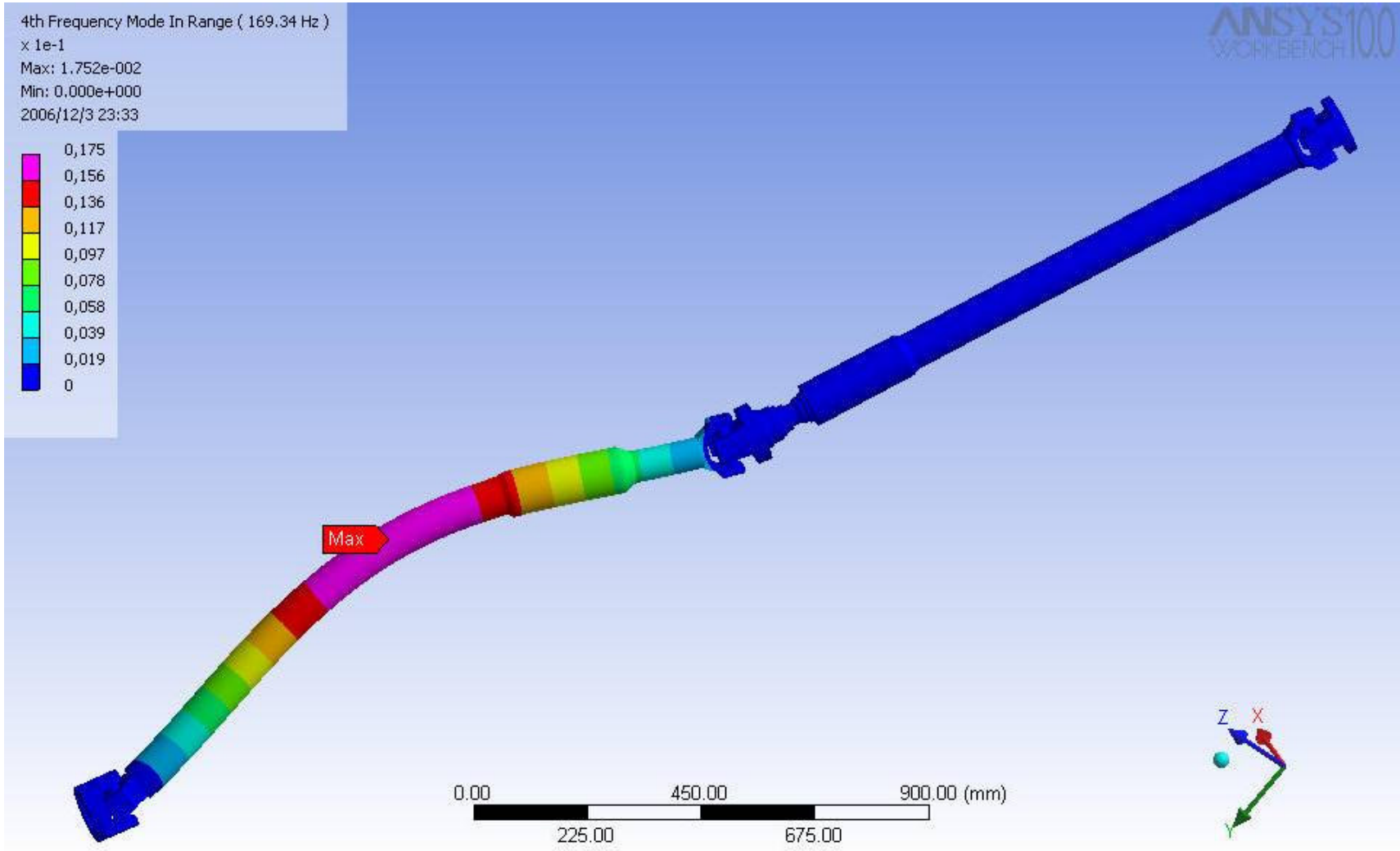
Frekans analizlerinde ilk modda eğilme hareketinin olması beklenir. Burada çıkan analiz sonuçları da bu beklentiler doğrultusundadır. 5 kat büyütülen 5. mod haricinde diğer mod şekilleri ise rahat görünmesi için 12 kat büyütülerek sırasıyla sunulmuştur.



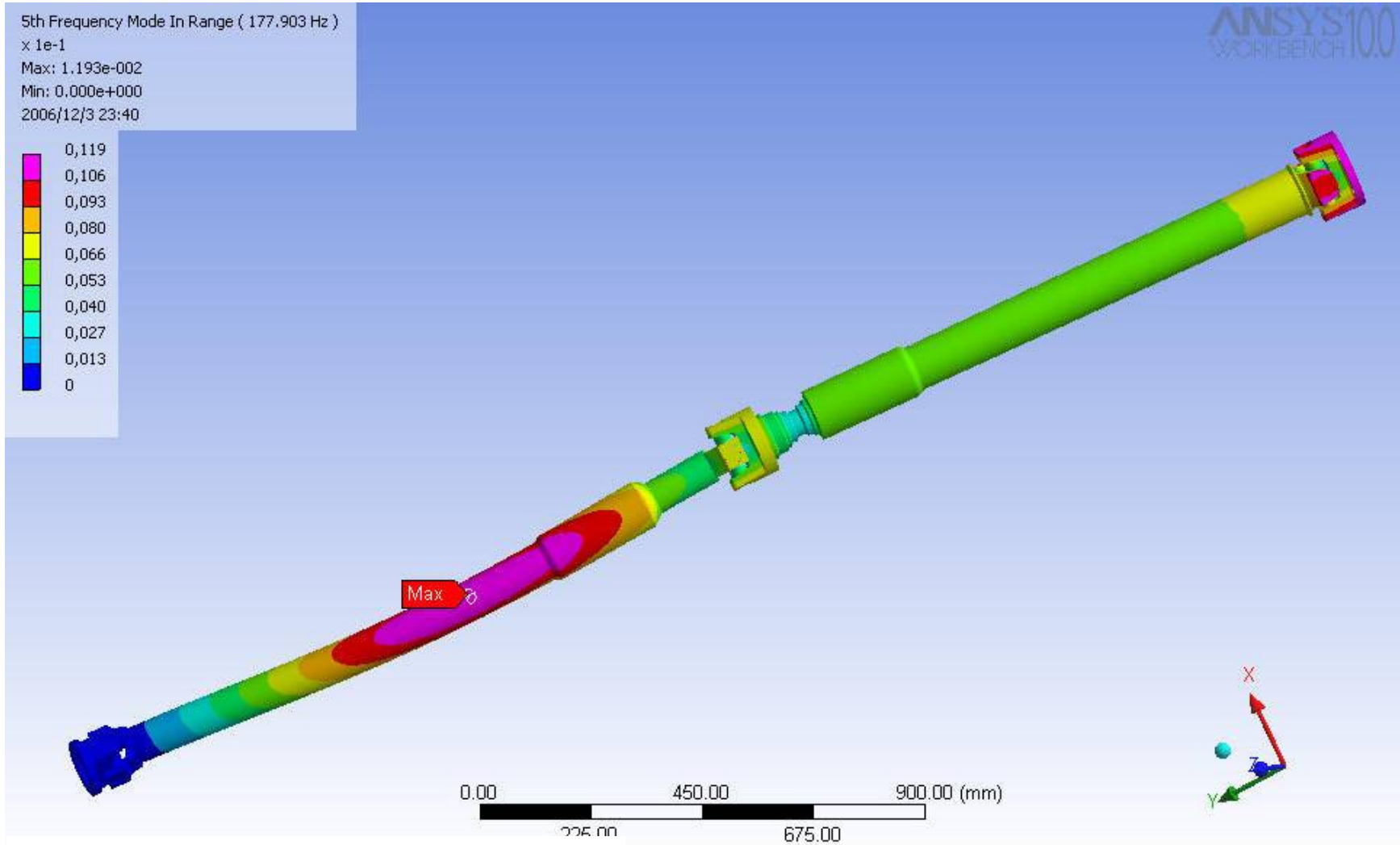
Şekil 6.16 Doğal Frekans ( 24,5995 Hz ) Mod Şekli



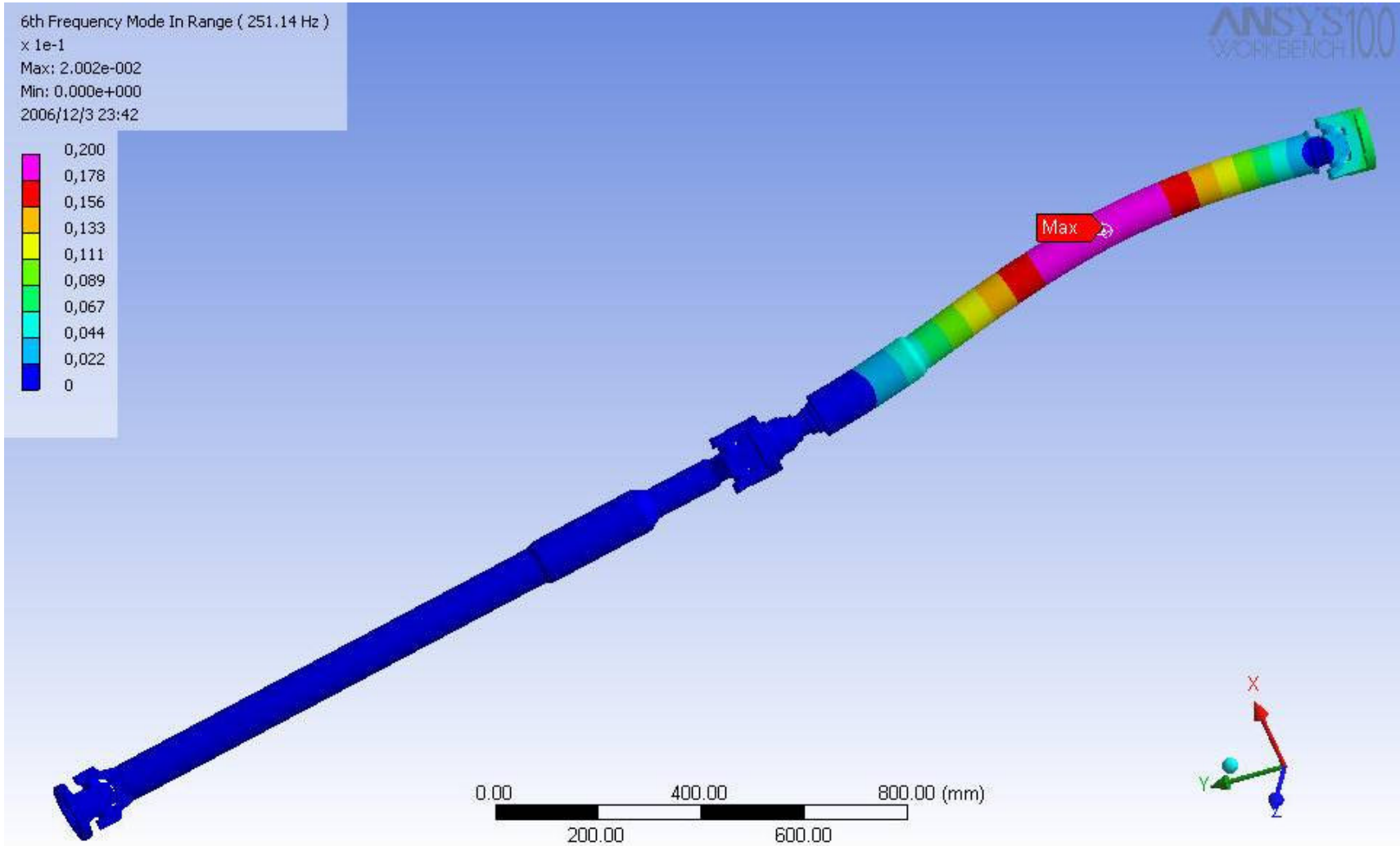
Şekil 6.17 Doğal Frekans ( 166,395 Hz ) Mod Şekli



Şekil 6.18 Doğal Frekans ( 169,34 Hz ) Mod Şekli



Şekil 6.19 Doğal Frekans ( 177,903 Hz ) Mod Şekli

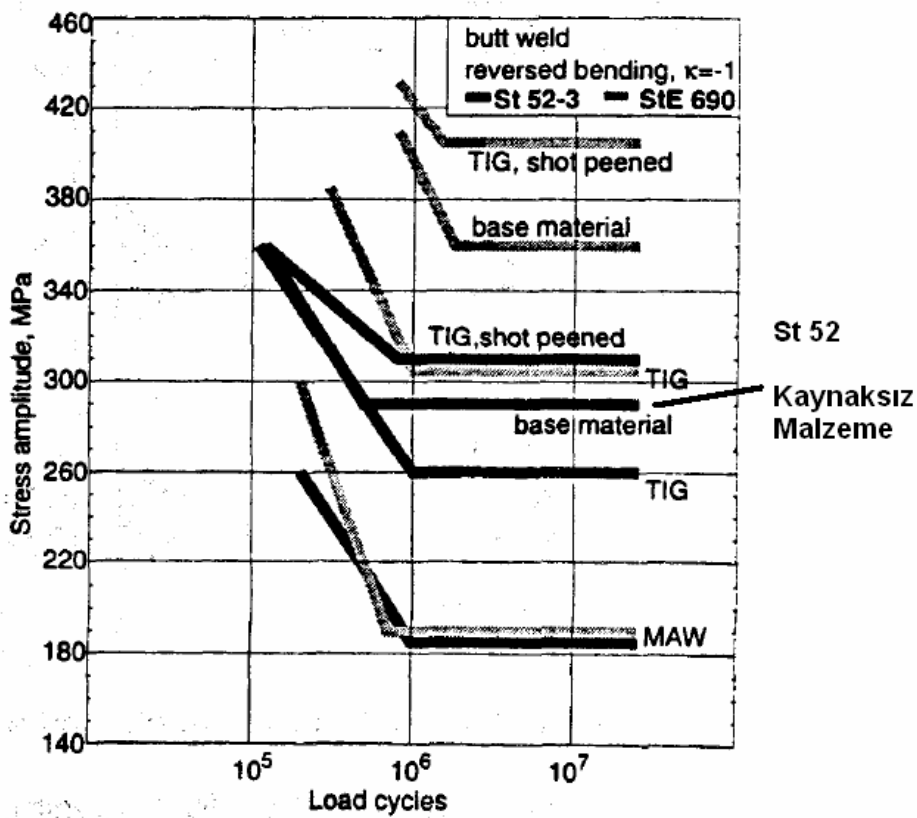


Şekil 6.20 Doğal Frekans ( 251,14 Hz ) Mod Şekli

## 6.6 Kardan Millerinde Yorulma ve Ömür Hesaplamaları

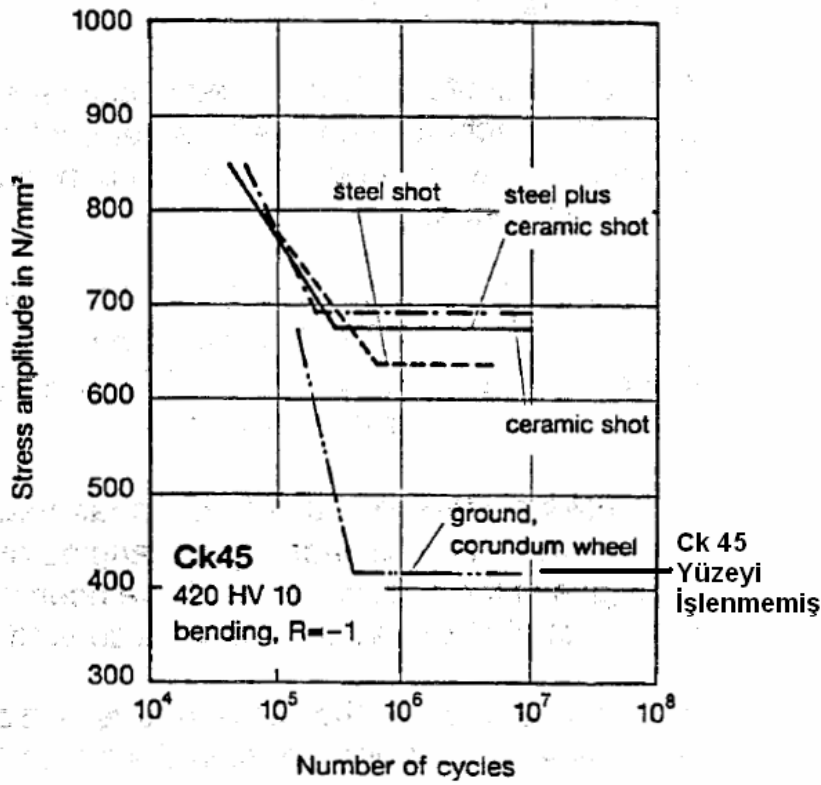
Kardan millerinde çalışma şartlarına bağlı olarak ortaya çıkabilecek olası malzeme yorulmalarının incelenmesi gerekmektedir. Burada yorulmaya etki edebilecek en önemli iki faktör gerilme seviyesi ile malzemenin yorulma karakteristiğidir. Malzemenin yorulma dayanımını ifade eden yegane eğri S-N eğrisidir. Bu yüzden kardan millerinde kullanılan Ck45 ve St 52 malzemelerinin S-N eğrileri literatür çalışması yapılarak bulunmuştur.

Şekil 6.21 de St 52 malzemesinin S-N eğrisi verilmiştir. Burada bu malzeme için dayanım limiti 290 MPa olarak gözükmektedir. Benzer araştırma Ck 45 malzeme için yapılmıştır. Ck 45 için S-N eğrisi Şekil 6.22 de verilmiştir.



Şekil 6.21 St 52 İçin Gerilme Ömür Eğrisi





Şekil 6.22 Ck 45 İçin Gerilme Ömür Eğrisi

St 52 yorulma davranışı için Wohlfahrt, Nitschke-Pagel, Zinn (1996) , Ck 45 yorulma davranışı için Sollich, Wohlfahrt (1996) incelenebilir.

Ck 45 için Şekil 6.22 incelendiğinde dayanım limiti 420 Mpa çıkmaktadır. Burada sonsuz ömür yaklaşık 700000 devir ve ötesi olarak gözükmemektedir. St 52 için dayanım limiti 290 MPa ve sonsuz ömür 800000 devir ve ötesi olmaktadır.

Farklı durumlar için yorulma hesaplamaları ve analizleri takip eden bölümlerde verilmiştir.

### 6.6.1 Tam tersinir yükte yorulma hesaplamaları

Tam tersinir yükte eşitlik 4.4 ile belirtilen R oranı -1 olacaktır. Sonuçların en kritik durumda bulunabilmesi için maksimum gerilme yaratan 2940 Nm tork değeri referans alınmıştır. Bu değere göre maksimum Von-Mises gerilmesi Şekil 6.5a'ya

göre 386,9 MPa çıkmaktadır. Buradan hareketle  $R=-1$  için  $\sigma_{maks} = 386,9MPa$  ve  $\sigma_{min} = -386,9MPa$  olur. Eşitlik 4.1 ve 4.3 'e göre,

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{maks} - \sigma_{min}}{2} = \frac{386,9 - (-386,9)}{2} = 386,9MPa \quad (6.48)$$

Bu değer kritik değer olup ara yatak rulman bölgesinde ortaya çıktığı için bu bölgenin S-N eğrisi olan Ck 45 eğrisine yani Şekil 6.22'ye bakılması gerekir. Burada 386,9 MPa'da dayanım limiti 420 MPa olduğundan parçada malzeme yorulmasından ötürü kopma olmayacak yani parça sonsuz ömürlü olacaktır.

Burada diğer kritik değere sahip ancak farklı malzemedan yapılmış boru millerini incelemekte gerekmektedir. Şekil6.5a'ya göre boru milleri üzerinde oluşan maksimum gerilme 300,9 MPa'dır. Buradan hareketle  $R=-1$  için  $\sigma_{maks} = 300,9MPa$  ve  $\sigma_{min} = -300,9MPa$  olur. Eşitlik 4.1 ve 4.3 'e göre,

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{maks} - \sigma_{min}}{2} = \frac{300,9 - (-300,9)}{2} = 300,9MPa \quad (6.49)$$

Burada Basquin üsteli bulunmak istenirse eşitlik 4.5'e göre ,

$$b = -\frac{\log S - \log S_0}{\log N_0 - \log N} = -\frac{\log 360 - \log 290}{\log 800000 - \log 10^5} = -0,10398 \quad (6.50)$$

Eşitlik 4.8'e göre,

$$N = N_0 \cdot \left(\frac{S}{S_0}\right)^{\frac{1}{b}} = 800000 \cdot \left(\frac{300,9}{290}\right)^{\frac{-1}{0,10398}} = 561000 \text{ devir} \quad (6.51)$$

Eşitlik 4.14'e göre dayanım limiti revize edilmelidir. Yüzey durumu çarpanı  $k_a$  eşitlik 4.15 'e göre mil borusu malzeme yapısına uygun olarak  $k_a$  değeri 4.45 ve  $k_b$  değeri -0.265 olacak şekilde seçildiğinde,

$$k_a = 4.45 \cdot 540^{-0.265} = 0.84 \quad (6.52)$$

$k_b$  değeri 45 mm 88.9 mm çaplı boru için eşitlik 4.18'e göre,

$$k_b = 1.24 \cdot 88.9^{-0.107} = 0,767 \quad (6.53)$$

$k_c$  değeri burulma için ,

$$k_c = 0.328 (540 \cdot 0.145)^{0.125} = 0,57 \quad (6.54)$$

$k_d$  ve  $k_e$  değerleri dikkate alınmadığı için 1 olarak alınır. St 52 için dayanım limiti 290 MPa olarak alındığında eşitlik 4.14 uyarınca,

$$S_e = 0.84 \cdot 0.767 \cdot 0.57 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 290 = 106.5MPa \quad (6.55)$$

Bu yükleme için ortalama gerilme  $\sigma_m = 0MPa$ 'dır. Yorulma kriteri için eşitlik 4.38'de sunulan Goodman kriteri seçilirse parça üzerindeki emniyet katsayısı bulunur.

$$\frac{386,9}{196,5} + \frac{0}{540} = \frac{1}{n} \quad (6.56)$$

$$n = 0.51 \quad (6.57)$$

İfade 6.57'de bulunan sonuçlara göre bu kardan milleri tam tersinir yüklemelere maruz kaldığında metal yorulmasına uğramaktadır. Bu yorulma karakteristiğine göre

kırılma boru mil üzerinde gerçekleşmekte olup kardan millerinin kırılması için 561000 devir yapması gerekmektedir. Bu yüklenme şekli ancak araç durmaktayken önce geri vitese takılması ile hareket ettirilmesi sonra 1. vitese takılarak ileri hareket ettirilmesi daha sonra tekrar geri vitese takılması ile geri hareket ettirilmesi ile olur. Böylece bir toplam devir yapılmış olacaktır. Araç yaklaşık olarak günlük bu hareket şeklinin 15 kere yaparsa kardan millerinin ömrü ,

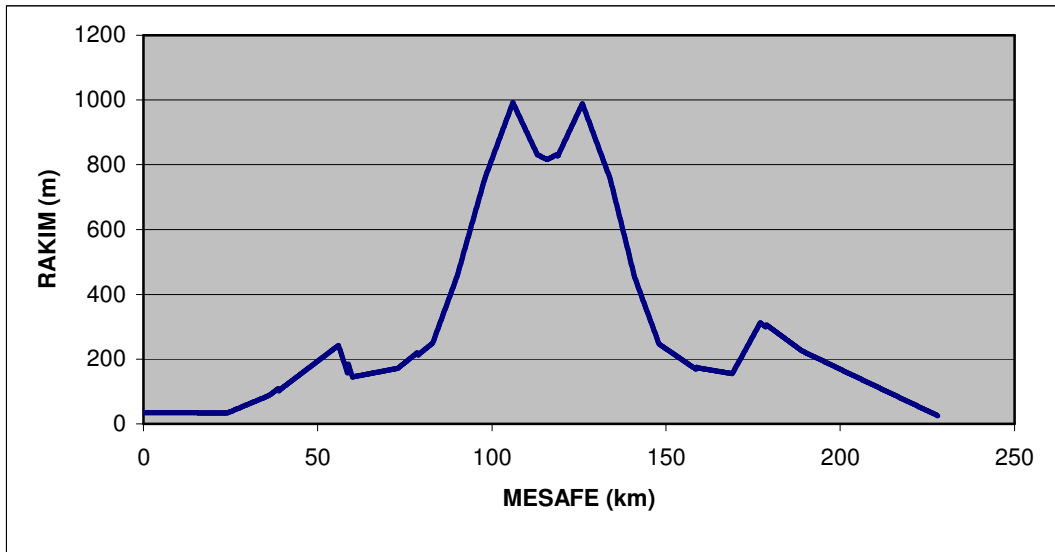
$$\frac{561000devir}{15devir / gün} = 37400 \text{ gün} \quad (6.58)$$

37400 gün yaklaşık olarak 102,5 yıla tekabül etmektedir.

### 6.6.2 Değişken yükte yorulma hesaplamaları

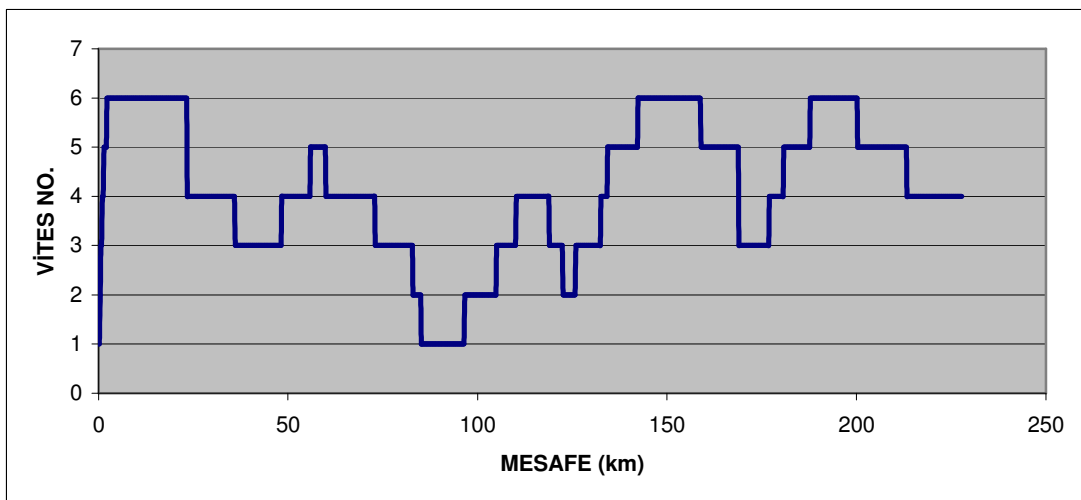
Değişken yüklemelerde yorulma analizi yapmak için yol şartları, yükleme durumu, araç çalışma süresi, mekanik parçaların aşınma durumu, tekerleklerin yapısı, yüzey durumu, yükseklik ve benzeri bir çok parametrenin araç üzerindeki etkilerini bilmek gerekir. Bu etkilerin hepsini bir arada değerlendirmek zor olacağından aracın sadece tam yüklü konumdayken seyahat ettiği güzergahın eğim karakteristiğini baz alarak diğer etmenlerin araç üzerindeki etkilerinin ihmal edilmesi hesaplamalarda kolaylık sağlamaktadır. Bu yüzden Otoyol-Iveco test araçlarının izlediği temel güzergahlardan olan Adapazarı-Bolu-Düzce-Adapazarı güzergahı temel olarak seçilmiştir. Bu güzergah toplam 228 km olup test araçları tarafından yaklaşık olarak 3 ile 3,5 saat arasında kat edilmektedir. Yol karakteristiği ve uzunluğu için Türkiye karayolları haritası kullanılmış ve fiziki haritalar yardımıyla yükseklik profili çıkartılmıştır. Şekil 6.23'te bu güzergahın yükseklik profili çıkartılmıştır.

Yol eğim profiline göre yolun kaç metrede ne kadar eğim yaptığı incelenmiştir. Burada 0 dan başlayarak eğimin fazlalaşması veya azalmasına göre aracın bir önceki vites oranına göre hangi vites oranında olması gerektiği bulunmuştur. Vites oranlarında araca uygulanabilecek en yüksek tork değerlerinin uygulandığı varsayılmıştır. Şekil 6.24'te vites oranlarının mesafeye göre değişimleri verilmiştir.

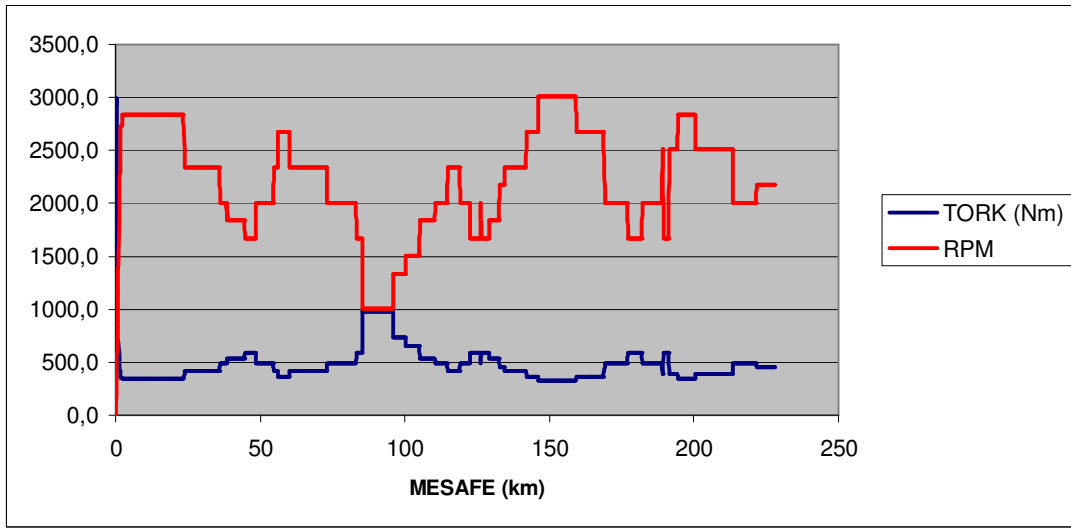


Şekil 6.23 Test Güzergahı Yol Profili

Şekil 6.25'te ise vites oranlarına göre araç şaftının dakikada kaç devir yaptığı ve bu devir sayılarına istinaden ilettiği tork değerleri görülmektedir. Burada önemli olan nokta bu tork değerlerinin eşitlik 3.26 ve eşitlik 6.2 uyarınca aynı oranda Von-Mises gerilmeleri yaratacağıdır. Bu gerilme değerlerinden yola çıkılarak eşitlik 4.3 uyarınca gerilme genliği bulunacaktır. St52 ve Ck 45 malzemeleri için bu değerler S-N eğrilerine yerleştirilerek dayanım ömürlerinden yüksek olmaları durumunda Palmgren-Miner kuralı uygulanacaktır. Bu değerlerin dayanım limitinden az olması durumunda parçalar bu yol profili için sonsuz ömürlü olacaktır.

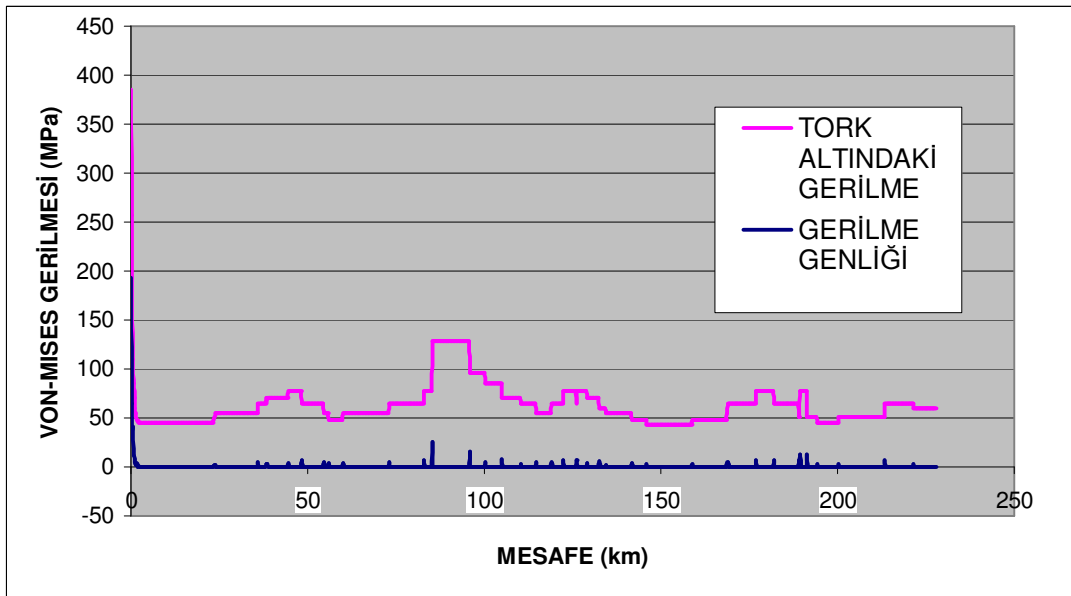


Şekil 6.24 Km. Başına Kullanılan Vites Numaraları



Şekil 6.25 Km. Başına Kardan Mili Tork ve Devir Değişimi

Şekil 6.25'ten ve Şekil 6.5a'dan faydalanılarak oluşan Von-Mises gerilmeleri Şekil 6.26'da oluşturulmuştur. Bu durumda maksimum gerilme 386,9 MPa olmakta maksimum gerilme genliği  $S_a$  eşitlik 4.3 'e göre 192,8 MPa olmaktadır. Bu değer hem St 52 'nin hem de Ck 45 malzemenin dayanım limitlerinden küçüktür. Dolayısıyla kardan millerini en çok zorlaması beklenen bu yol şartlarında bile kardan milleri sonsuz ömürlü olmaktadır.



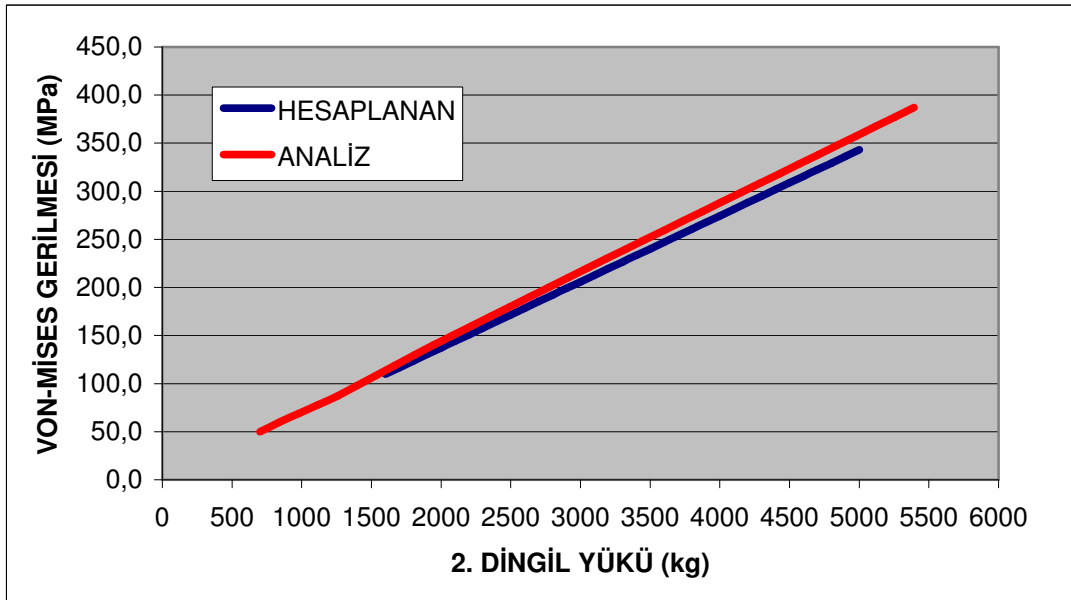
Şekil 6.26 Km. Başına Kardan Mili Gerilme ve Gerilme Genliği Değişimi

### 6.6.3 Parametrik değişkenlerin kardan milleri üzerine etkisi

Kardan milleri üzerinde rol oynayan temel etmenlerden en önemlileri olan kardan milleri arasındaki açı ile araç yükü, bu gibi etmenlerin miller üzerinde oynadığı rol bakımından incelenmesi gereken en önemli parametrelerdir. Bu parametrelerin değişimi ile beraber kardan milleri üzerinde ortaya çıkan gerilme değişimleri araç millerinin hangi koşullar altında ne kadarlık gerilmelere maruz kalacaklarını göstermektedir. Bu nedenle ilk çalışma olarak araç değişken yükü, daha sonra da değişken kardan milleri açısına bağlı olarak gerilme grafikleri oluşturulmuştur.

#### 6.6.3.1 Değişken araç yüküne bağlı gerilme davranışı

Burada amaç değişken araç yüküne bağlı olarak kardan milleri üzerinde bulunan maksimum gerilme değerlerini grafik haline dönüştürmektir. Yatay x ekseninde ikinci dingil üzerine gelen yük, dikey y ekseninde ise mil üzerinde analiz ve hesaplama sonucu elde edilen gerilme değerleri sabit kardan mili açısı olan  $2,16^\circ$  için gösterilmiştir.



Şekil 6.27 2. Dingil Yükü Gerilme Değişimi

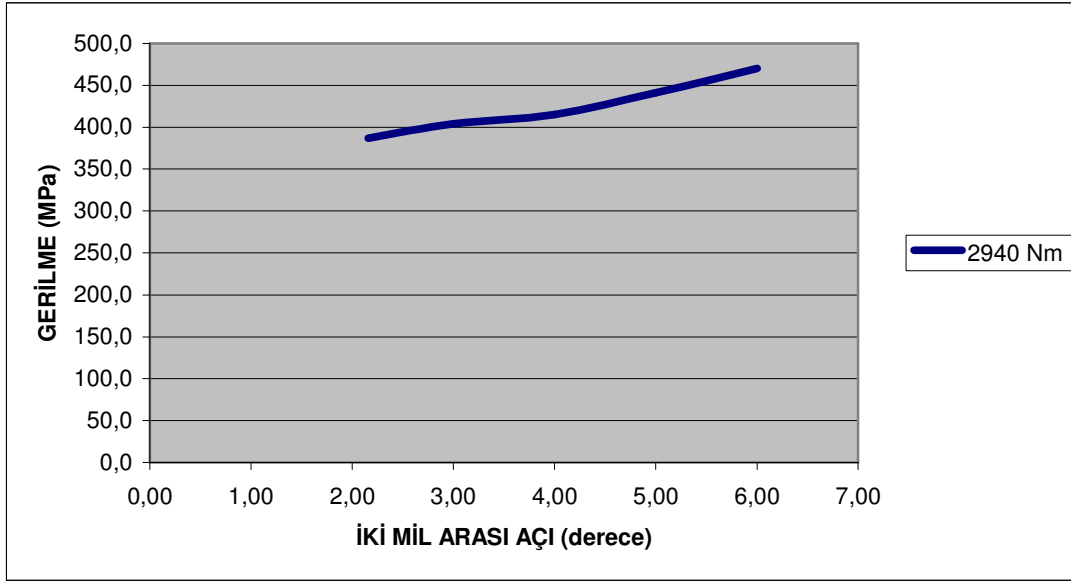
Şekil 6.27 incelendiğinde şu özellikler öne çıkmaktadır :

1. Grafiklerin gösterdiği temel değişim yük ile beraber gerilmenin de sabit kardan mili açısında doğru orantılı olarak artmıştır.
2. Analiz değerleri ikinci dingil yükü olarak çok daha geniş bir aralıkta seyretmektedir. Bunun nedeni analiz torklarına göre ikinci dingile gelmesi gereken yük değerlerinin eşitlik 3.21 ile bulunmuş olmasıdır.
3. Hesaplanan gerilme değerleri ise aracın ikinci dingiline normal çalışma şartları altında gelen yüklerden yola çıkılıp hesaplanarak bulunmuştur.
4. Hesaplanan ve analiz sonucu elde edilen gerilme değerleri arasında küçük farklılıklar vardır. Bu farklılıklar yük arttıkça artma eğilimindedirler. Bunun nedeni ise daha önce normal gerilme hesaplanırken kullanılan gerilme yığılma faktörüdür. Bu faktörden dolayı artan yük değerleri ile birlikte tork değerlerinden kaynaklanan gerilmeler belli bir katsayı ile artmaktadır.
5. Hesaplanan ve analiz sonucu elde edilen gerilme eğrileri arasında eğimlerinin oranı bulunursa gerilme yığılma faktörü olarak alınmış olan 1.3 katsayısının kaç ile çarpılması gerektiği bulunur. Burada hesaplamalar sonucu gerilme yığılma faktörü 1.36 olarak bulunmuştur.

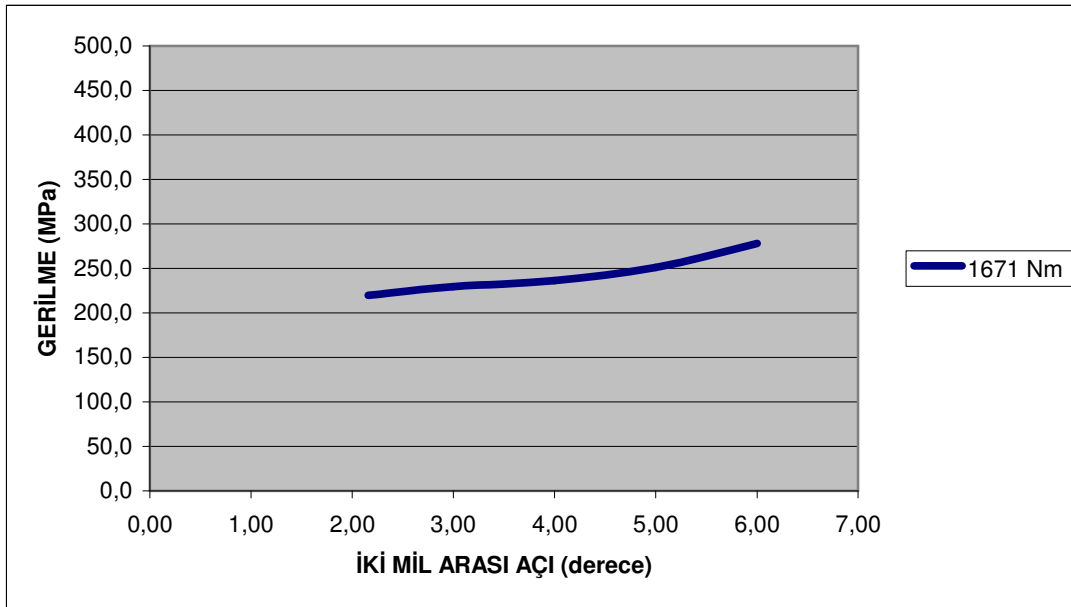
#### **6.6.3.2 Değişken kardan mili açısına bağlı gerilme davranışı**

İncelenmesi gereken diğer önemli parametre ise kardan milleri eksenleri arasındaki açının belli tork değerlerine göre gerilmelere nasıl etki ettiği. Daha önce en yüklü konumda bulunan kardan milleri açısı olan  $2.16^\circ$  taban değer alınarak millerin çalışmasına izin verilen en yüksek açısal değer olan  $6^\circ$ 'ye kadar belli tork değerlerinde analizler yapılmış ve sonuçlar grafiklere dökülmüştür. Burada hesaplanan tork değerleri 1. vitesten geri vitese kadar kardan millerine uygulanan maksimum tork değerleridir. Sonuçlar her bir tork değerine göre grafiklerde Şekil 6.28 den Şekil 6.34'e kadar sunulmuştur. Şekil 6.35'te bu değerlerin bir araya toplandığı genel grafik yer almaktadır.

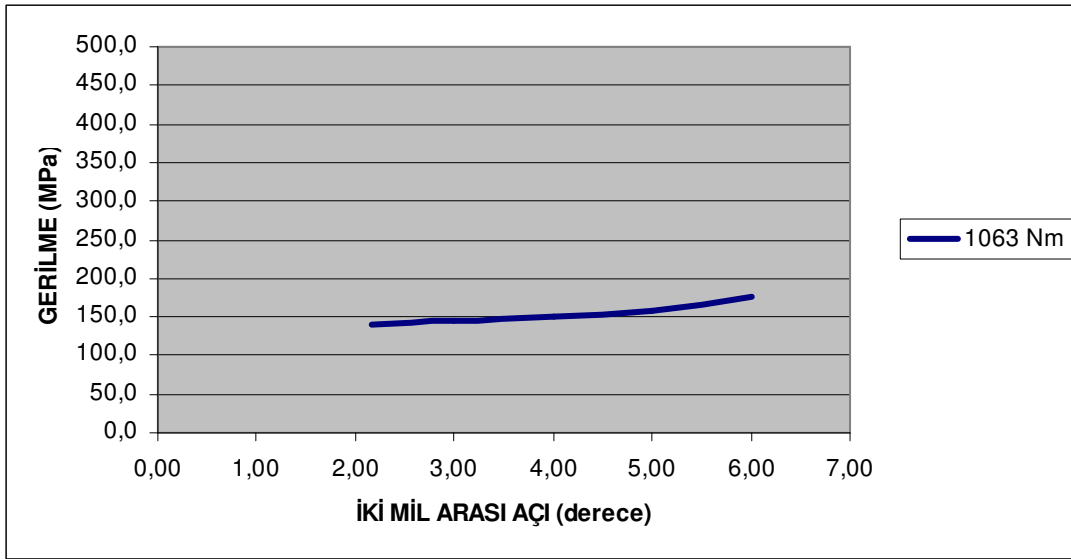




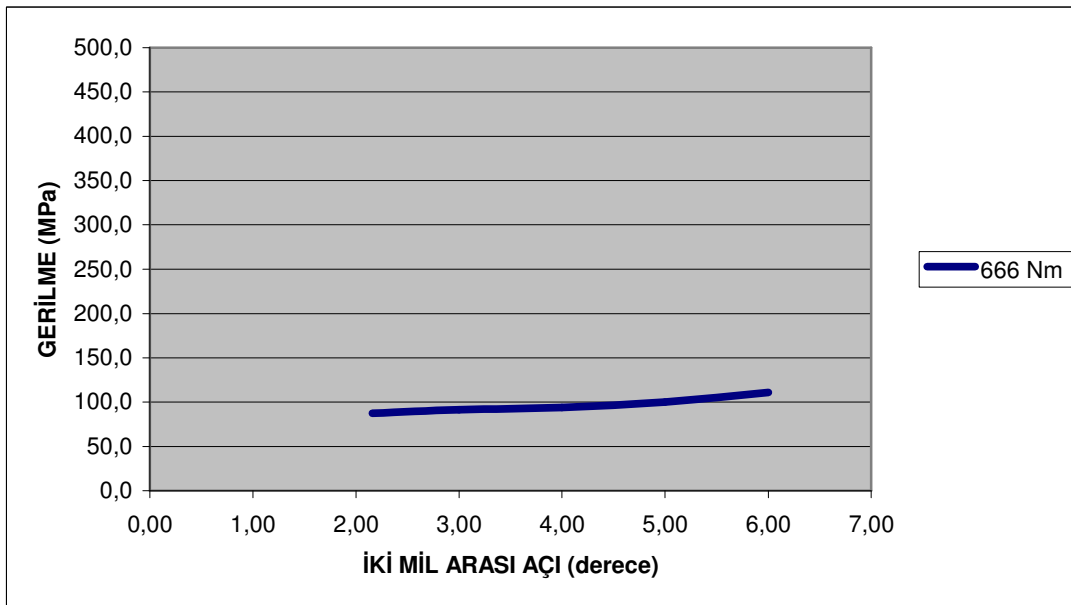
Şekil 6.28 Açıya Bağlı Gerilme Değerleri (Tork 2940 Nm)



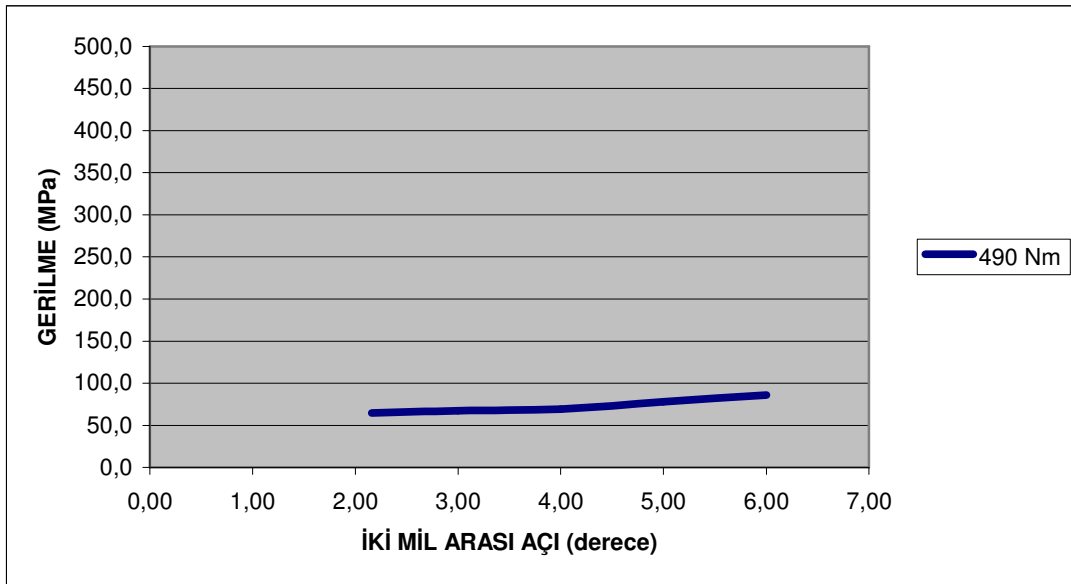
Şekil 6.29 Açıya Bağlı Gerilme Değerleri (Tork 1671 Nm)



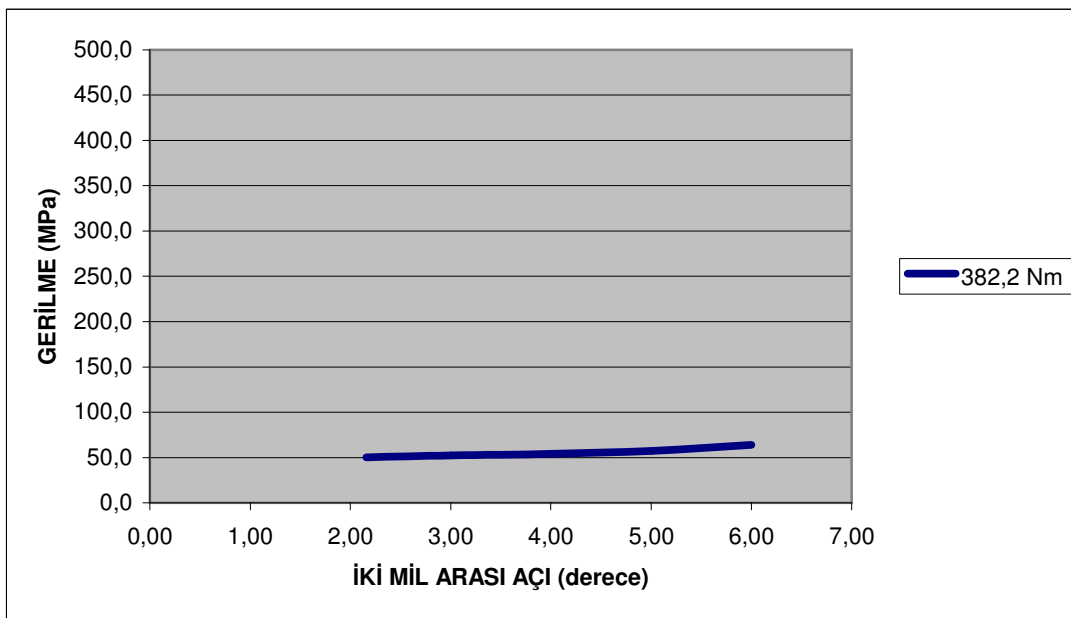
Şekil 6.30 Açıya Bağlı Gerilme Değerleri (Tork 1063 Nm)



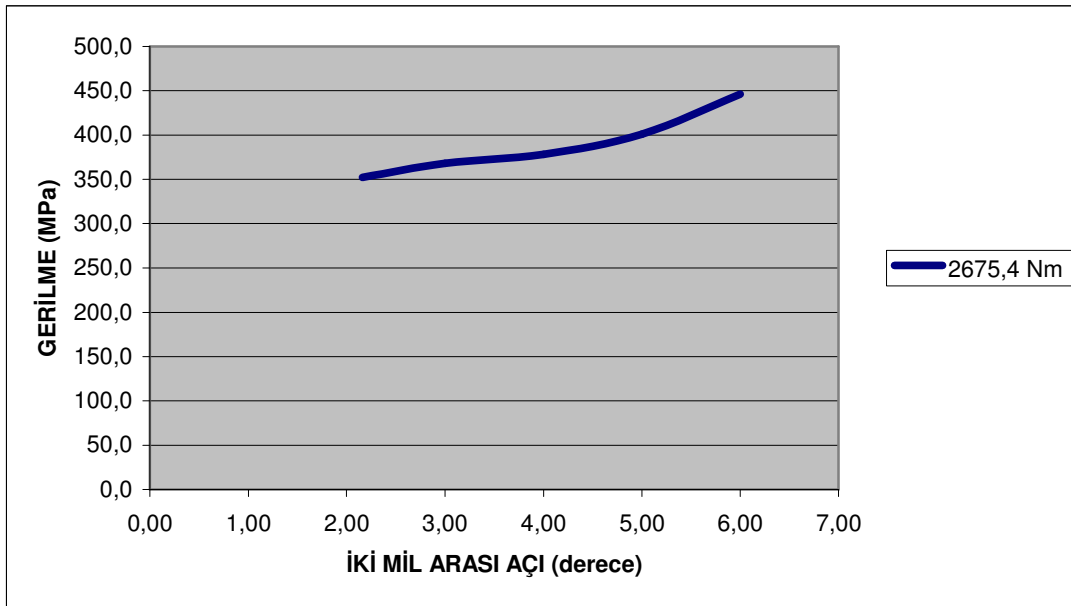
Şekil 6.31 Açıya Bağlı Gerilme Değerleri (Tork 666 Nm)



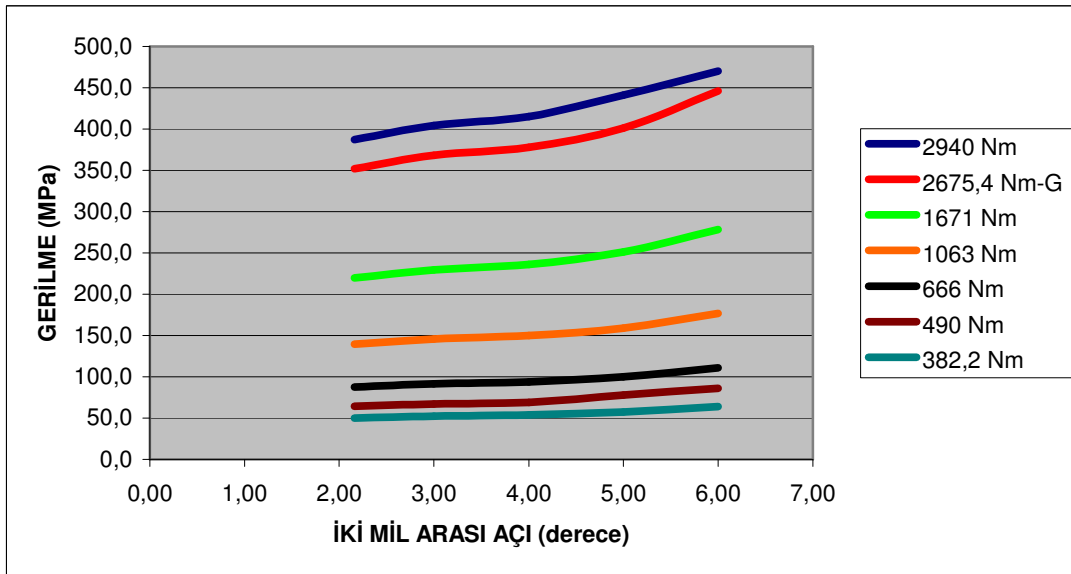
Şekil 6.32 Açığa Bağlı Gerilme Değerleri (Tork 490 Nm)



Şekil 6.33 Açığa Bağlı Gerilme Değerleri (Tork 382,2 Nm)



Şekil 6.34 Açıya Bağlı Gerilme Değerleri (Tork 2675,4 Nm Geri Vites)



Şekil 6.35 Açıya Bağlı Gerilme Değerleri-Toplu Gösterim

Gerilmenin miller arasındaki açıyla beraber göstermiş olduğu değişiklikler grafiklerden incelendiğinde aşağıdaki sonuçlar ortaya çıkmaktadır :

1. Tork değerleri arttıkça gerilme değerlerinin artmaktadır. Bu şekilde, oluşan grafikler beklenen eğilimleri göstermektedir.

2. İki mil arasındaki açısal fark arttıkça gerilme değerleri artmaktadır. Açı arttıkça ara istavroz ve çatala daha fazla burulma etkisi yüklendiğinden buradaki gerilmeler yükselmektedir.
3. 6°nin ötesinde 2940 Nm tork uygulandığında gerilme akma değerlerine çok yaklaştığından bu derecenin ötesinde bu tork değerleri ile millerin çalışması uygun değildir. Yapılan modellemede kardan milleri arasındaki maksimum açı da 6° bulunmuştur. Ancak açısal fark ikinci dingil yükünün azalması ile beraber arttığından bu açısal değerlerde kardan millerine daha düşük tork gelmektedir. Bu nedenle millerin çalışması en kritik durum göz önüne alındığında bile güvenlidir.

## **BÖLÜM 7. TARTIŞMA ve ÖNERİLER**

Kardan milleri analizi olarak hangi çalışmaların yapıldığına dair literatür araştırması bu çalışmaya başlamadan önce yapılmıştır. Bu araştırmalar sırasında genelde spesifik bir araca ait kardan milinin incelenmediği ancak benzer millerin farklı koşullarda analizlerinin yapıldığı görülmüştür. Örneğin M.Bahadır (2002) tarafından yapılan çalışmada kütle homojensizliğinden kaynaklanan araç şaftı titreşimi incelenmiştir. Bir başka örnek ise C. Nazım Erkoç (2000) tarafından yapılan Autocad ve Ansys programları kullanılarak mil tasarımı yapılması ile ilgili çalışmadır. Bu yapılan çalışma ticari araç kardan milleri üzerinde yapılacak daha sonraki çalışmalara öncülük edebilir.

Analiz ve diğer hesaplama sonuçlarına göre bu çalışmada kardan milleri ile ilgili genel ancak aynı zamanda detaylı bilgi verilmeye çalışılmıştır. Sonuçlara göre buna benzer çalışma yapacak kişilere kardan millerinde özellikle tork – gerilme analizi için kritik bölgeler olarak daralan kesitlere yoğunlaşmaları tavsiye edilir. Bunun yanında doğal frekans değerleri incelendiğinde özellikle bu sınıf araçlarda ilk üç doğal frekans değerlerine dikkat edilmesi gerektiği ortaya çıkmıştır. Bu ilk üç değerden sonra oluşan frekans değerleri çok yüksek olduğundan dikkate alınmayabilir. Kardan milleri yorulma açısından incelendiğinde genelde güvenli çıkmaktadır. Millerin kesitlerinin yorulma üzerine etkisi incelenmek istenirse üreticilerin ürettiği bir alt seri kardan millerinin kullanımı araştırılabilir. Analizler ve hesaplamalar sırasında ön ve arka millerin eksenleri arasında bulunması gereken maksimum açı değeri kesinlikle aşılmamalıdır. Bu değerlerin aşılması durumunda araç titreşimi artacak, yolcu konforu azalacaktır. Açısal farkın arttığı durumlarda kritik gerilme istavroz ve rulmanların olduğu üniversal mafsala doğru kaymaktadır. Belli açısal değişimleri inceleyen araştırmacılara rulman ve istavroz bölgelerine odaklanmaları tavsiye edilir.

**KAYNAKLAR**

- [1] BEER, F.P., JOHNSTON, R., Mechanics of materials, McGraw Hill, pp.121, 1998
- [2] BAYRAKÇEKEN, H, Failure analysis of an automobile differential pinion shaft, Engineering Failure Analysis, vol. 13, pp. 1422-1428, 2006
- [3] MISCHKE, C.R., Elements of mechanical analysis, Addison-Wesley, 216, 1963
- [4] FARFAN, S., GONZALEZ, C.R., CERVANTES-HERNANDEZ, T, MESMACQUE, G, High cycle fatigue, low cycle fatigue and failure modes of a carburized steel, International Journal of Fatigue, vol. 26, pp. 673-678, 2004
- [5] 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, pp. 646-655, 2006
- [6] KUGUEL, R., A Relation between Theoretical stress Concentration Factor and Fatigue Notch Factor Deduced from the Concept of Highly stressed Volume, vol. 61, Proc. ASTM, pp. 732-748, 1961
- [7] LIPSON, C., Allowable Working Stresses, vol.3, p. 29, 1953
- [8] PALMGREN, A., Die Lebensdauer von Kugellagern, vol. 68, pp. 339-341, 1924
- [9] MINER, M.A., Cumulative Damage in Fatigue, vol. 12-67, Trans. ASME, pp. A159-A164, 1945
- [10] WOHLFAHRT, H., NITSCHKE-PAGEL, Th, ZINN, W, Optimization of the fatigue behaviour of welded joints by means of shot peening- a comparison of results on steel and aluminium joints , 1, 1, pp. 245, 1996
- [11] SOLLICH, A, WOHLFAHRT, H. Z, Optimization of the fatigue strength of heat treated steels as a consequence of an optimum state of the surface and of subsurface layers after shot peening, 1, 1, pp. 253, 1996
- [12] [http://www.borusanmannesmann.com/images/upload/boru\\_katalogu.pdf](http://www.borusanmannesmann.com/images/upload/boru_katalogu.pdf)
- [13] [www.matweb.com](http://www.matweb.com)

- [14] ULUSOY, T, ÖZCAN, R, GÜLLÜ, E, Sürekli dört çeker bir otomobil şaftının yorulma analizi,Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa , 21-23 Haziran 2004
- [15] BAHADIR, M, Kütle homojensizliğinden kaynaklanan araç şaftı titreşiminin teorik ve deneysel olarak incelenmesi, Y. Lisans Tezi, Niğde Üniversitesi, Makine Mühendisliği Fakültesi , 2002
- [16] ERKOÇ ,C. N., Autocad ve ansys yazılımlarını kullanarak mil tasarımı, Y. Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi, Makine Mühendisliği Fakültesi , 2000



## ÖZGEÇMİŞ

İlker ÇETİNER 1980 yılında Kütahya'da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Kütahya'da tamamladıktan sonra sırasıyla önce Ankara Fen Lisesi'nde ve daha sonra 1999 yılında da Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde öğrenimine başladı. 2004 yılında makine mühendisliği bölümünden mezun oldu. Daha sonra Sakarya Üniversitesinde yüksek lisans eğitimine başlayan İlker Çetiner o tarihten bu yana Adapazarı'nda bulunan OTOYOL-Iveco kamyon ve otobüs fabrikasında motorlu şase mühendisi olarak görev yapmaktadır.