

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

## **VİRAJ DENGİ ÇUBUĞUNUN YAPISAL ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Mak.Müh. Cemil TAŞATAR**

**Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**  
**Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TASARIM ve İMALAT**  
**Tez Danışmanı : Yrd.Doç. Dr. Muhammet CERİT**

**Haziran 2006**

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

**VİRAJ DENGİ ÇUBUĞUNUN YAPISAL ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Mak.Müh. Cemil TAŞATAR**

**Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TASARIM ve İMALAT**

**Bu tez 09 / 06 /2006 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.**

**Yrd.Doç.Dr.**  
**Muhammet CERİT**  
**Jüri Başkanı**

**Yrd.Doç.Dr.**  
**Yavuz SOYDAN**  
**Üye**

**Yrd.Doç.Dr.**  
**Ergün NART**  
**Üye**

## **TEŐEKKÖR**

Öncelikle bu tezin hazırlanmasında bilgi ve tecrübelerime büyük katkıda bulunarak sabırla desteğini esirgemeyen tez danışmanım Sn. Yrd. Doç. Dr. Muhammet CERİT'e, maddi ve manevi destek sağlayarak bilime olan katkılarından dolayı belli bir dönem çalıştığım Isılsan Makina Sanayi A.Ő. genel müdürü Sn. Mak. Müh. Turan ERDEMLİ'ye ayrıca Ansys programı hakkında görüş ve önerileri ile teze destek veren Sn. Yrd. Doç. Dr. Ergün NART'a teşekkür ederim.

# İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	vi
TABLolar LİSTESİ.....	viii
ÖZET.....	ix
SUMMARY.....	x
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2.	
VİRAJ DENGE ÇUBUĞU ÖZELLİKLERİ.....	7
2.1. Denge Çubuğu Geometrisi.....	7
2.2. Kesit Geometrisi.....	7
2.3. Malzeme.....	8
2.3.1 Bazı Alaşım Elementlerinin Çeliğe Etkisi.....	8
2.3.2. Yay Çeliklerinin Kalitesini Etkileyen Faktörler.....	9
2.4. Üretim Prosesi .....	10
2.5. Bağlantı Şekli.....	10
BÖLÜM 3.	
DENEYSEL YORULMA TESTİNİN YAPILMASI.....	12
3.1. Yay Kırılmalarının Nedenleri.....	12
3.2. Yorulma Testinin Uygulanması.....	13
3.2.1. Yorulma Test Cihazının ve Denge Çubuğunun Tanıtılması.....	14

3.2.2. Ön Denge Çubuğunun Testi.....	15
3.3. Kırılan Bölgenin Mikroyapı İncelemesi.....	17
BÖLÜM 4.	
ANSYS SONLU ELEMANLAR ANALİZLERİ.....	23
4.1. Sonlu Elemanlar Metodu.....	23
4.1.1. Sonlu Elemanlar Metodunun Yararları Nelerdir?.....	25
4.1.2. Yöntemin Tarihçesi.....	25
4.1.3. Sonlu Eleman Tipleri.....	26
4.1.4. Yer Değiştirme İfadelerine Bağlı Olarak Sonlu Elemanlar Denklemlerinin Elde Edilmesi.....	26
4.2. Ansys Uygulaması.....	37
4.2.1. Pre Processing.....	37
4.2.1.1. Eleman tipi ve malzeme/geometri özelliklerinin tanımlanması.....	37
4.2.2. Solution.....	39
4.2.3. Postprocessing.....	41
4.2.3.1. Deformasyon Miktarı.....	41
4.2.3.2. Gerilme sonuçlarının gösterilmesi .....	42
4.3. Yorulma Ömrünün Hesaplanması .....	49
BÖLÜM 5.	
SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	53
KAYNAKLAR.....	56
ÖZGEÇMİŞ.....	57

## SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

$\beta$	: Viraj eğim açısı
$v$	: Hız
$m$	: Kütle
$r$	: Yarıçap
$g$	: Yerçekimi ivmesi
$F_N$	: Normal kuvvet
$a$	: İvme
$F_S$	: Sürtünme kuvveti
$\mu$	: Sürtünme katsayısı
$\sigma'_f$	: Yorulma mukavemeti katsayısı
$\epsilon'_f$	: Yorulma genliği katsayısı
$\Delta\epsilon$	: Zorlanma aralığı
$E$	: Elastisite modülü
$N_f$	: Çevrim sayısı
$b$	: Yorulma mukavemeti üssü
$c$	: Yorulma genliği üssü

## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Denge çubuğunun bağlantı elemanları ile üç yönden görünüşü...	1
Şekil 1.2. Denge çubuğunun çalışması.....	2
Şekil 1.3. Bozuk zeminli yolda denge çubuğunun çalışması.....	2
Şekil 1.4. Virajı dönen araç.....	3
Şekil 1.5. Virajlarda araç üzerine etkiyen kuvvetler.....	3
Şekil 1.6. Aracın dengesizliği durumunda denge çubuğunun çalışması.....	5
Şekil 2.1. Elastik burç.....	11
Şekil 2.2. Uç bağlantı elemanı .....	11
Şekil 3.1. Kırılmış bir denge çubuğu fotoğrafı.....	13
Şekil 3.2. Tez konusu araç.....	14
Şekil 3.3. Ön / arka denge çubuğu.....	15
Şekil 3.4. Ön denge çubuğu montaj şekli.....	15
Şekil 3.5. Yorulma test düzeneği.....	16
Şekil 3.6. Birinci parçanın kırılma bölgesi.....	17
Şekil 3.7. Çubuk yüzeyinde görülen tam ve kısmi dekarburizasyon tabakasının görünümü.....	17
Şekil 3.8. Çubuğun temperlenmiş martenzit yapısının görünümü.....	17
Şekil 3.9. İkinci parçanın kırılma bölgesi.....	18
Şekil 3.10.a Büküm iç bölgesinin x100 görünümü.....	19
Şekil 3.10.b Büküm iç bölgesinin x500 görünümü.....	19
Şekil 3.11.a Merkez bölgesinin x100 görünümü.....	19
Şekil 3.11.b Merkez bölgesinin x500 görünümü.....	19
Şekil 3.12. Üçüncü parçanın kırılma bölgesi.....	20
Şekil 3.13.a Büküm iç bölgesinin x100 görünümü.....	20
Şekil 3.13.b Büküm iç bölgesinin x500 görünümü.....	20
Şekil 3.14.a Merkez bölgesinin x100 görünümü.....	21
Şekil 3.14.b Merkez bölgesinin x500 görünümü.....	

Şekil 3.15 Dört nolu parçanın kırılma bölgesi.....	21
Şekil 3.16. a Parça yüzeyinin x100 görünümü.....	22
Şekil 3.16. b Kırılan bölgede parçanın x200 görünümü.....	22
Şekil 4.1. Bir sürekli ortam ve sonlu eleman ağı.....	24
Şekil 4.2. Bir, iki ve üç boyutlu sonlu eleman tipleri .....	26
Şekil 4.3. Dört düğüm noktalı dört yüzeyle eleman.....	27
Şekil 4.4. Yirmi düğüm noktalı eleman.....	36
Şekil 4.5. Ansys projesi akış diyagramı.....	38
Şekil 4.6. Denge çubuğunun Ansy'de görünümü.....	39
Şekil 4.7. Sınır şartlarının uygulanması.....	40
Şekil 4.8. Elastik burç bölgesi.....	40
Şekil 4.9. Yüklerin uygulandığı durumda denge çubuğu hareketi.....	40
Şekil 4.10. Uygulanan yük altında meydana gelen deformasyon.....	41
Şekil 4.11. X yönündeki gerilme değerleri.....	42
Şekil 4.12. Y yönündeki gerilme değerleri.....	42
Şekil 4.13. Z yönündeki gerilme değerleri.....	43
Şekil 4.14. Asal gerilme ( 1. Principal Stres).....	43
Şekil 4.15. Asal gerilme ( 2. Principal Stres).....	44
Şekil 4.16. Asal gerilme ( 3. Principal Stres).....	44
Şekil 4.17. Von misses gerilme değerleri.....	45
Şekil 4.18. XY yönünde oluşan kesme zorlanması.....	45
Şekil 4.19. YZ yönünde oluşan kesme zorlanması.....	46
Şekil 4.20. XZ yönünde oluşan kesme zorlanması.....	46
Şekil 4.21. Toplam zorlanma.....	47
Şekil 4.22. Toplam Von Misses zorlanması.....	47
Şekil 4.23. Denge çubuğundaki yer değiştirmelerin vektörel gösterimi.....	48
Şekil 4.24. Toplam gerilme dağılımının vektörel gösterimi.....	48
Şekil 4.25. Toplam zorlanma dağılımının vektörel gösterimi.....	49
Şekil 4.26. Olası hatanın meydana gelebileceği zorlanma değerleri.....	51
Şekil 4.27. Yorulma ömrü denkleminin Maple 10 programında çözümü.....	52



## TABLolar LİSTESİ

Tablo 2.1. 50CrV4 malzeme kimyasal bileşimi.....	8
Tablo 2.2. 50CrV4'e ait ısıtım ve şekillendirme sıcaklıkları.....	10
Tablo 3.1. Toplam ömür değerleri.....	16
Tablo 4.1. Seçilen malzemeye ait gerilme-zorlanma özellikleri.....	51

## ÖZET

Anahtar Kelimeler : Viraj Denge Çubuğu, Stabilizatör, Yorulma Testi, Sonlu Elemanlar Analizi

Otomotiv sanayinde yaygın olarak viraj denge çubukları, araçların özellikle virajlı yollarda dengesiz yük dağılımlarını kontrol altına alınmasını ve aracın dengede kalmasını sağlar.

Bu çalışmada viraj denge çubuğunun sonlu elemanlar metodu ile yapısal analizi, üretici firmalar tarafından belirlenen test şartları doğrultusunda yapılarak maksimum gerilme ve maksimum deformasyonların oluştuğu kritik bölgeler tespit edilecektir. Bu sayede tasarım aşamasındaki viraj denge çubuklarının mekanik performanslarının iyileştirilmelerine ışık tutulabilecektir. Modelize edilen viraj denge çubuğu incelemeleri Ansys Mechanical 10.0 programı ile yapılacaktır.

Ayrıca yorulma ömrü, yapılan deneysel çalışmalarla belirlenmeye çalışılacaktır. Deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar ile yapısal analiz sonuçları karşılaştırılacaktır.

# **STRUCTURAL ANALYSIS OF STABILIZER BAR**

## **SUMMARY**

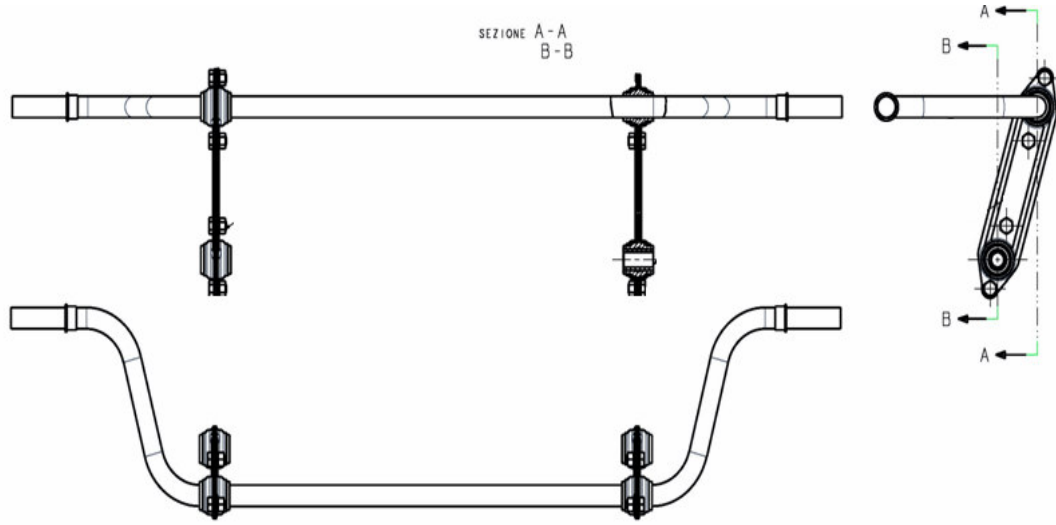
Keywords : Anti-roll Bar, Stabilizer, Test of Fatigue, FEA

In the automotive sector, stabilizer bars are mostly used to control the unbalanced load distribution of the vehicle and to keep the stability of it while driving on bended roads. In this study, structural analysis of stabilizer bar will be done by using Finite Element Analysis (FEA) according to test specifications specified by manufacturers and be determined the critical regions where maximum stress and maximum deformation occur. Therefore, it will be possible to develop and improve the mechanical performance of stabilizer bar during design stage. 3D model of stabilizer bar will be analysed by Ansys Mechanical 10.0 software. Besides, fatigue life will be determined by experimental studies. Results of structural analysis obtained by experimental studies will be compared each other.

## BÖLÜM 1. GİRİŞ

Viraj denge çubukları, motorlu kara taşıtlarında kullanılan bir süspansiyon elemanı olarak bilinmektedir. Viraj denge çubukları dünyada stabilizatör, anti-roll bar ve anti-sway bar olarak da isimlendirilmektedir.

Viraj denge çubukları bundan sonraki kısımlarda denge çubuğu ismi ile anılacaktır. Denge çubukları uç noktalarından aracın her iki tarafında bulunan süspansiyon elemanlarını birbirine bağlayarak ve aynı zamanda ana gövde kısmından araç şasisine bağlanarak aracın yalpa açısını sınırlandırma görevini gören bir komponentdir. ( Şekil 1.1 )



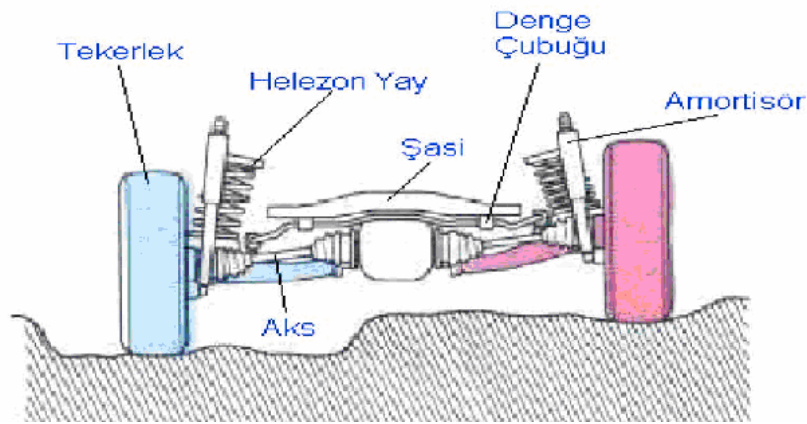
Şekil 1.1 Denge çubuğunun bağlantı elemanları ile üç yönden görünüşü

Denge çubuğunun ana görevi diğer süspansiyon sistemi elemanlarının engelleyemediği limit dışı zorlanmalarda, bu direnci kendi içerisinde bükülmeye karşı zorlanarak absorbe etmektir. Basitçe denge çubukları kendi içlerinde yükün ağır geldiği taraftan, hafif geldiği tarafa yük transferi yaparak çalışırlar. (Şekil 1.2)



Şekil 1.2 Denge çubuğunun çalışması

Araçlarda yalpa hareketi virajlı veya bozuk zeminli yollarda ortaya çıkmaktadır. Denge çubukları bozuk zeminli yollarda da aşırı salınımı engelleyerek konforu artırıcı yönde araç dinamiğine etki eder. (Şekil 1.3)



Şekil 1.3 Bozuk zeminli yolda denge çubuğunun çalışması

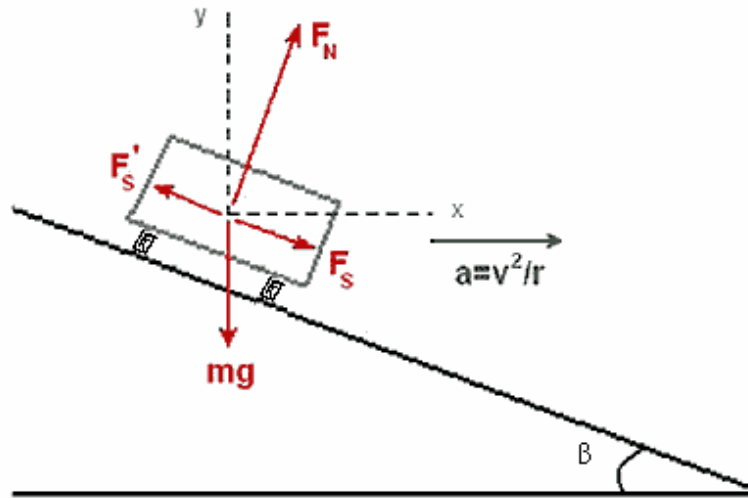
Denge çubukları yalpa açısını sınırlandırarak ve virajlarda iç ve dış tekerlekleri arasındaki yük dağılımını dengeleyerek aracın kontrolü ve stabilizasyon özelliklerini iyileştirmektedir. Bu nedenle denge çubukları sürüş konforu, manevralı frenlemeler ve viraj içinde savrulmalarda araç rijitliğini iyileştiren bir parçadır. Denge çubukları sürüş konforunu, yol yüzeyinin neden olduğu titreşim ve salınımlardan yolcuları izole ederek arttırmaktadır. Manevralı frenlemelerde ise sağ ve sol tekerlekler arasında oluşan ani yük dağılımlarına karşı direnç göstererek iyileştirme sağlar.



Şekil 1.4 Virajı dönen araç

Virajlı yollarda aracın viraj içerisinde kalan tarafı kalkma eğilimindedir. (Şekil 1.4) Bunun nedeni ise viraj içindeki araca merkezci kuvvet denilen kuvvetin etki etmesidir. Bu durumu açıklamak amacı ile enine eğimli bir virajı dönen araç üzerine etkiyen kuvvetleri inceleyelim. Viraja giren araca etkiyen yükler aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. (Şekil 1.5)

Asfaltın yatayla yaptığı açı  $\beta$  olsun.



Şekil 1.5 Virajlarda araç üzerine etkiyen kuvvetler

Yarıçapı  $r$  olan bir daire üzerinde  $v$  sabit hızıyla dönmekte olan bir araba, dairenin merkezine doğru  $v^2/r$  büyüklüğünde bir ivmeye sahiptir. Üstteki şekilde bu ivme ile birlikte, arabaya etki eden kuvvetler gösteriliyor. Arabanın üzerinde, sürtünme kuvvetinden başka, dikey olan  $m \cdot g$  ağırlığı ve yol tarafından etki ettirilen  $F_N$  normal

kuvveti bulunmaktadır ve araba eğer kaymıyorsa, bu kuvvetlerin toplamının etkisi altında  $a=v^2/r$  ivmesine sahip olmak durumundadır. Bu durumda araba yolda çok hızlı hareket ediyorsa, dışarıya; çok yavaş hareket ediyorsa aşağıya doğru kayar. Dışarıya doğru kayma halinde tekerleklerle yol yüzeyi arasındaki sürtünme kuvveti içeriye ( $F_S$ ), aksi halde dışarıya doğrudur ( $F_S'$ ). Bu kuvvetin büyüklüğü ise, her iki durumda da, tekerleklerle yol yüzeyi arasındaki sürtünme katsayısı  $\mu$  ile, normal kuvvet  $F_N$ 'nin büyüklüğünün çarpımına eşittir. Çünkü araba hareket halinde olup, dinamik sürtünme söz konusudur. Dolayısıyla, arabanın kaymaması için hızın bir üst, bir de alt sınırı vardır.

Eksenleri; x yataya, y'de dikeye paralel olacak şekilde seçmiş olalım ve x yönündeki birim vektörü  $i$ , y yönündekini de  $j$  ile gösterip, önce hızın üst sınırını bulalım. Bu durumda sürtünme kuvveti içeriye doğru olduğundan, arabanın üzerindeki kuvvetlerin vektörel toplamı;

$$(F_N \sin \beta)j + (F_N \cos \beta)i + (F_S \cos \beta)i - (F_S \sin \beta)j - mgj \text{ olur.}$$

Bu toplam kuvvetin, arabanın kütlesiyle, x yönündeki  $a= v^2/r$  ivmesinin çarpımına eşit olması gerekir;

$$(F_N \sin \beta)j + (F_N \cos \beta)i + (F_S \cos \beta)i - (F_S \sin \beta)j - mgj = mv^2/ri$$

Bu eşitliğin x ve y bileşenleri eşitlendiğinde, sırasıyla;

$$F_N \sin \beta + F_S \cos \beta = mv^2/r \text{ ve } F_N \cos \beta - F_S \sin \beta - mg = 0$$

ifadeleri bulunur.

$F_S = \mu F_N$  olduğuna göre, bu ifadeler bize;

$$F_N \sin \beta + \mu F_N \cos \beta = F_N (\sin \beta + \mu \cos \beta) = mv^2/r \text{ ve } F_N (\cos \beta - \mu \sin \beta) - mg = 0$$

eşitliklerini verir.

Bunların ikincisinden  $F_N = mg / (\cos\beta - \mu\sin\beta)$  olarak çözümlenip birincisine yerleştirildiğinde

$$mv^2/r = mg(\sin\beta + \mu\cos\beta) / (\cos\beta - \mu\sin\beta)$$

ve kütleleri sadeleştirip, sağ taraftaki parantezlerin içinden  $\cos\beta$ 'leri parantez dışına çektiğimizde

$$v^2/r = g(\tan\beta + \mu) / (1 - \mu\tan\beta)$$

elde edilir. Bu da bize nihayet, hızın üst sınırı için;

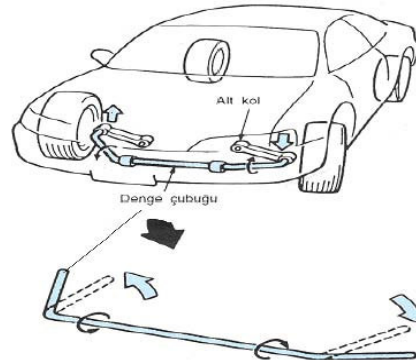
$$v_{\max} = [g \cdot r(\tan\beta + \mu) / (1 - \mu\tan\beta)]^{1/2}$$
 eşitliğini verir.

$g$  : Yerçekimi ivmesi

$r$  : Viraj yarıçapı

$\mu$  : Sürtünme katsayısı

Bu eşitlikten yola çıkarak yol eğiminin sıfır olduğu durumlarda, yola verilmesi gereken eğim açısının araç üzerinde oluştuğunu veya  $V_{\max}$  hızının üstüne çıkılması durumunda, bu hızı karşılaması gereken yol eğiminin yeterli olmadığı durumlarda aracın bir tarafı kalkma eğilimi göstermektedir. Bu durumda tekerleklere etkiyen yanal kuvvetler sürtünme kuvvetini aştığında savrulmalar meydana gelir. İşte bu durumda viraj denge çubuğu çalışmaya başlar. Denge çubuğu şasi ile bağlantılı olduğundan, savrulma eğiliminde olan tarafta aşağı yönde kuvvet uygularken, aşağı bastırılmaya çalışılan diğer tarafta yukarı yönde kuvvet uygular. (Şekil 1.6)



Şekil 1.6 Aracın dengesizliği durumunda denge çubuğunun çalışması



Bu açıdan bakıldığında denge çubuklarına emniyet parçası demek hiçte yanlış olmaz. Yukarıda anlatılan denge çubuğu görevlerinin en önemlisi kişi ve araç güvenliğine direkt etki eden savrulmalardır.

Savrulmayı engellemenin en belirgin yolu savrulma momentini elimine etmektir. Moment etkisi aslında ön ve arka tekerlek merkezleri arasındaki mesafenin arttırılmasıyla azaltılabilir. Fakat bu tekerleklerin, sekme ve daha çok salınım yapmasına neden olacağından yanal kuvvet etkisinin artmasına neden olacaktır. Ayrıca tekerleklerde yüksek kamber açısı doğacağından istenmeyen bir durumdur. Savrulmaları engellemenin bir başka yolu ise daha sert süspansiyon yayları kullanmaktır. Böylelikle araç, salınımlarda ve viraj yanal kuvvetlerinde daha yüksek aksi kuvvet direnci ile karşılaşacağından savrulmalarda iyileşme gözlemlenebilir. Fakat buda sürüş konforunun çok azalmasına neden olur.

Optimum çözüme daha yumuşak süspansiyon yayları kullanarak sürüş konforunu arttırmak, yere daha yakın ağırlık merkezleri tasarlayarak yanal kuvvetleri arttırmak ve stabilizatör kullanmak ile erişilebilmiştir.

## **BÖLÜM 2. VİRAJ DENGİ ÇUBUĞU ÖZELLİKLERİ**

### **2.1 Denge Çubuğu Geometrisi**

Denge çubuğu tasarımı araç tasarımında ikinci sırada yer alır diyebiliriz. Bu nedenle denge çubuğu tasarımında diğer araç parçalarının tasarım şekli ve araç montajlama akışı en önemli kısıtlayıcı engellerdir. Bazı durumlarda düz denge çubukları tasarlanırken bazı durumlarda da üç eksenli bükümlü denge çubukları tasarlanabilir.

### **2.2 Kesit Geometrisi:**

Denge çubukları temelde 3 farklı kesit geometrisinde ve ihtiyaca göre değişik çap ölçülerinde tasarlanabilir.

- İçi dolu yuvarlak çubuk
- Boru kesitli metal çubuk
- Değişken kesitli metal çubuk

Değişken kesitli metal çubuk, denge çubuğu üretiminde kesit geometrisi olarak üretim maliyeti açısından çok fazla kullanılmaz.

İçi dolu yuvarlak çubuk eskiden beri en yaygın olarak kullanılan denge çubuğu kesit geometrisidir. Üretim maliyetleri ve yüksek dayanım değerleri ile tercih edilirler.

Boru kesitli metal çubuklar denge çubuğu malzemesi olarak son zamanlarda yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Boru kesitli çubuklardan üretilen denge çubukları içi dolu yuvarlak milden üretilenlere göre daha hafif olması nedeniyle tercih edilmektedir.

## 2.3 Malzeme

Denge çubukları üretiminde yay çeliği malzemesi kullanılır. Yayın herhangi bir yük altında elastik alanda şekil değişikliği yapabilme ve yükün kaldırılması ile eski haline gelebilme özelliğine sahip olması istenir. Bu noktada yayın yapımında kullanılan malzemenin yaylanabilme özelliği önem kazanmaktadır.

Denge çubuğu üretiminde alaşımlı yay çeliği malzemesi kullanılır. Bahsedilen alaşım elementleri ise Si, Cr, Si, Mn, Cr-V veya Cr-Mo-V elementleridir. En yaygın kullanılan malzeme kaliteleri ise 50 CrV4, 51 Cr Mo V4, 55 CR3 dür. 50CrV4'e ait malzeme alaşım yüzdeleri Tablo 2.1'de gösterilmiştir.

Tablo 2.1. 50CrV4 malzeme kimyasal bileşimi

<b>C</b>	<b>Si</b>	<b>S</b>	<b>P</b>
0,47 / 0,55	0,15 / 0,40	0,030 / Max.	0,030 / Max.
<b>Cr</b>	<b>V</b>	<b>Mn</b>	
0,90 / 1,20	0,10 / 0,20	0,70 / 1,10	

### 2.3.1 Bazı Alaşım Elementlerinin Çeliğe Etkisi

Silisyum (Si) : Çeliğinin süneklik ve tokluğunu düşürmeksizin dayanımını artırır.

Krom (Cr) : Bu elementin ilavesi ile çekme dayanımı, sertlik ve tokluk artarken karbon ihtiyacının azalması sağlanır, çeliğin asit ve alkalilere karşı direnci artar.

Vanadyum (V) : Çeliğin çekme dayanımı tokluğu ve darbeye karşı dayanımını artırır. Aynı zamanda yüksek sıcaklıklarda tane büyüklüğünün kontrol edilmesini sağlar.

Molibden (Mo) : Sertliği artırır ve su verilme işlemi yapılmasını gerektirir. Tokluğu artırırken yüksek sıcaklıklarda işlenebilme özelliği sağlar.

### 2.3.2 Yay eliklerinin Kalitesini Etkileyen Faktörler

#### - Kimyasal Bileşim

Alaşım elementleri ile eliğın çekme dayanımında sertliğinde ve tokluğında artış yapılması sağlanır.

#### - İç Temizlik

Buradan anlaşılması gereken, eliğın metal dışı kalıntılardan arındırılmış olması gerektiğidir. Bu kalıntılar sürekli gerilim altında çalışan yaylarda eliğın yorulma davranışını etkiler.

#### - Yüzey Kalitesi

Yayın ömründe, yüzey kalitesi iç yapı temizliği kadar önemli bir rol oynamaktadır. Yüzey bozuklukları yayların çalışması esnasında çatlak oluşumuna ve büyüyerek kırılmasına neden olur.

#### - Mikro Yapı

Denge ubuğu malzemesinin mikro yapısının temperlenmiş martensit olması istenir. elik malzemede mikro yapı, sertleştirme, su verme sonrası martensite dönüştürülemediği oranlarda yorulma sınırında düşme olur. Perlitik yapı, özellikle kaba taneli perlit yorulmaya karşı direnci düşürmektedir. Denge ubuğu yüzeyinde tamamen, merkezinde ise en az %80 martensit yapı oluşumu sağlanmalıdır.

#### - Kalıcı Gerilimler

elik malzemelerinin çeşitli nedenlerle yüzeyinde meydana gelen çekme gerilimleri yorulma süresini azaltırken basma gerilimleri bu süreyi arttırmaktadır. Bu nedenle yay çeliklerinde sıcak şekillendirmeden sonra gerilim giderme tavı uygulanırsa elik yorulmaya karşı daha dirençli bir duruma gelir.

Ayrıca malzeme üzerinde basma gerilmesi oluşturmak için kumlama işlemi yapılması ile birlikte yorulma dayanımında yaklaşık %30 artış sağlanır. Kumlama ile oluşturulan basma gerilmesi ile;

- i. Çekme gerilimlerinin ortadan kaldırılması sağlanır.
- ii. Küçük yüzey bozuklukları giderilir.
- iii. Yüzeyin sertleşmesi sağlanarak çekme dayanımı ve elastik sınır yükseltilebilir.

## 2.4 Üretim Prosesi

Denge çubuğu üretim prosesi her iki kolun ucundaki bağlantı bölgelerinin işlenmesi ile başlar. Bu prosede bağlantı yeri özelliğine göre talaşlı imalat ( torna, freze, cnc ) veya sıcak şekillendirme tezgahları ( presler) kullanılır. U büküm işlemi genelde ısıtma işlemi prosesi ile birlikte yapılır. Isıtma işlemi prosesinde malzeme belirli bir sıcaklığa kadar tavlama ve büküm kalıbı üzerine oturtulur. Kalıp kapanırken aynı zamanda yağ içine dalar. Bu şekil soğutma ile malzeme sertliğinin 55 HRC ve üstü olması sağlanır. Parçalara daha sonra belirlenen sıcaklıkta temperleme işlemi yapılır. (Tablo 2.2) Temperleme işlemi sertleştirmeden hemen sonra yapılmazsa parça yüzeyinde sertleştirme çatlakları oluşur.

Tablo 2.2. 50CrV4 'e ait ısıtma işlem ve şekillendirme sıcaklıkları

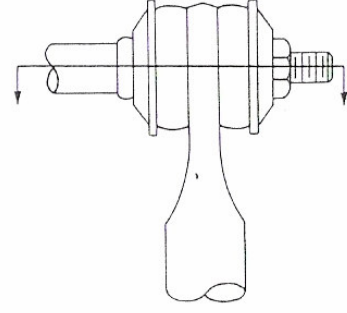
Malzeme Tanımı	Dövme Sıcaklığı	Sıcak Şekillendirme Sıcaklığı	Yumuşak Tavlama Sıcaklığı	Sertleştirme Sıcaklığı ( Yağda )	Menevişleme Sıcaklığı
50CrV4	850 °C	830 °C	640 °C	830 °C	430 °C
	1100 °C	920 °C	680 °C	860 °C	520 °C

## 2.5 Bağlantı Şekli

Denge çubukları araca 4 ayrı bağlantı noktasından montajlanır. Bunlardan ikisi denge çubuğunun şasiye bağlandığı elastik burçlardır (Şekil 2.1). Diğer iki bağlantı elmanı ise denge çubuğunun süspansiyon elemanlarına bağlandığı civatalardır (Şekil 2.2). Elastik burçlar kauçuk veya poliüretan malzemeden yapılırlar ve denge çubuğunu çepeçevre sararlar, denge çubuğunun içinde dönmesine izin verirler.



Şekil 2.1 Elastik Burç



Şekil 2.2 Uç Bağlantı Elemanı

Denge çubuklarında gözlemlenen en büyük hata kullanım süresi ile ilgili olarak oluşan kırılmadır. Kırılmalar belli bir ömre ulaşmadan da meydana gelebilmektedir. Viraj denge çubukları çalışma prensipleri ele alındığında sürekli olarak değişik yüklere maruz kalan parçalardır. Bu nedenle bu çalışmada yorulmaya bağlı kırılma analizi yapılacaktır.

## **BÖLÜM 3. DENEYSEL YORULMA TESTİNİN YAPILMASI**

### **3.1 Yay Kırılmalarının Nedenleri**

**Yüksek Gerilimler :** Yay kırılmalarının çoğunun nedeni, yüksek gerilimlerin yol açtığı aşırı yüklemeler ve büyük sapmalardır. Yüksek gerilimler yalnızca statik yüklenmiş yaylarda kullanılmalıdır. Düşük gerilimler yorulma süresini uzatır.

**Hidrojen Gevrekliği :** Yetersiz yöntemlerle yapılan elektrikle kaplamalar ve asitle temizleme işlemleri sonucunda, uygun ısıtma işlemi yapılmazsa, yay çelikleri kırılgan bir yapıya sahip olur ve bu kırılmaların sık rastlanan bir nedenidir.

**Keskin Dirsekler ve Delikler :** Germe, burma ve düz yaylardaki delik ve çentikler, yüksek gerilim konsantrasyonlarına yol açar, bu ise kırılmalara neden olur. Dirsek yarıçapı mümkün olduğunca büyük olmalıdır.

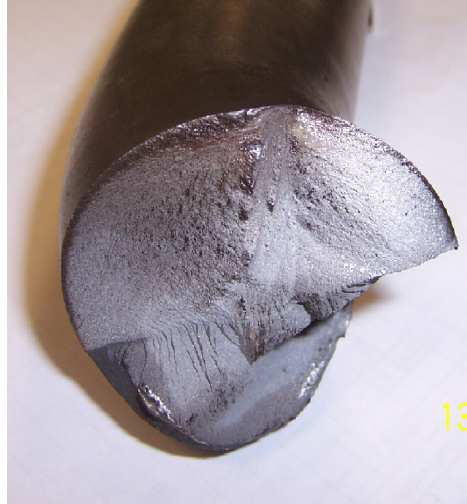
**Yorulma :** Yayların tekrarlanan sapmaları ( sehimleri), ortalama gerilimlerde kırılmaya yol açabilir. Düşük gerilimler güç işlem koşullarında kullanılmalıdır.

**Şok Yüğü :** Çarpma, şok ve hızlı yüklemeler, yaylarda hesaplanmış olan gerilimlerden daha yüksek gerilimlere neden olur.

**Korozyon :** Asitler, alkaliler, galvenik, korozyon, gerilim korozyonu çatlakları az miktardaki paslanmalara veya çukurlara neden olur korozyona uğramış alanda yüksek gerilimlerin oluşmasına yol açar.

Hatalı Isıl İşlem : Yay malzemelerinin setleştirme sıcaklığında gereğinden fazla tutulması istenmeyen tane büyümelerine yol açar. Bu yüzden de sertlik derecesi doğru olmasına rağmen kırılmalık oluşur.

Yüksek Sıcaklık : Yüksek sıcaklıklar, yay sertliğini azaltır, elastik modülü düşürür, düşük yüklere, düşük elastik sınıra ve yüksek korozyon eğilimine yol açar.



Şekil 3.1 Kırılmış olan bir denge çubuğu fotoğrafı

Şekil 3.1’de ise büküm bölgesinden kırılmış bir denge çubuğunun kesit alanına bakarak oluşan kırılma hakkında yorum yapılabilir. Buna göre çatlak önce kenarda oluşmuş ve zamanla ilerlemiştir. Kesit artık uygulanan kuvveti karşılamayacağı anda ani koparak kırılma meydana gelmiştir.

### 3.2 Yorulma Testinin Uygulanması

Denge çubuğu kullanan OEM (Original Equipment Manufacturer) firmaları, tedarikçi firmalarından parça güvenilirliğinin sağlanması için fatigue testi yaptırılmasını istemektedir. OEM firmaları yayınladıkları test şartnamelerinde, fatigue testi şartlarını tanımlamışlardır.



Belirlenen Test Şartları:

- Salınım Açısı

$\pm 7^\circ$  olarak belirlenen değer, bir taraftaki kolun eksenden ne kadar hareket edeceğini tanımlar. Buna göre tam değer sağlandığında iki kol arasındaki açı değeri  $14^\circ$  dir.

- Çalışma Frekansı

Max. 0,6 Hz olarak belirlenen değer 1 dk. içerisinde max. kaç tam salınımına izin verildiği ile ilgilidir. Buna göre testi yapılan denge çubuğunun 1 dakikada max. 36 çevrim yapması istenir.

- Ömür Sınırı

Testi yapılan parçanın minimum kaç çevrim yapması gerektiği tanımlanır. Konu parçamız için belirlenen ömür minimum 30.000 çevrimdir.

### 3.2.1 Yorulma Test Cihazının ve Denge Çubuğunun Tanıtılması

Çalışma konumuz olan Otoyol Eurobus aracının (Şekil 3.2) ön ve arka aksamlarında farklı tasarıma sahip denge çubukları kullanılmıştır. Yapacağımız testlerin gerçek sonuçlara yakın olabilmesi için, denge çubuğu, araca montajlanırken kullanılan detay parçaları ile birlikte test düzeneğine bağlanacaktır.



Şekil 3.2 Otoyol Eurobus – Tez konusu araç



(a)



(b)

Şekil 3.3 (a) Ön denge çubuğu  
(b) Arka denge çubuğu

### 3.2.2 Ön Denge Çubuğunun Testi

Test düzeneklerinden birincisi gövde, motor ve bağlantı elemanlarından oluşmaktadır. Çalışma prensibi ise motordan alınan güç bir mil vasıtası ve eksantrik bağlanan düzenek ile gövdeye sabitlenen denge çubuğuna iletilmesi esasına dayanır. (Şekil 3.5 b) Eksantrik aksam ile denge çubuğunun bir kolu  $+7^\circ$  ye ötelenirken diğer kol aynı derecede yani  $-7^\circ$  de çekilir. Bir kolun harekete başladığı noktaya gelmesi 1 cycle (çevrim) olarak tanımlanır.



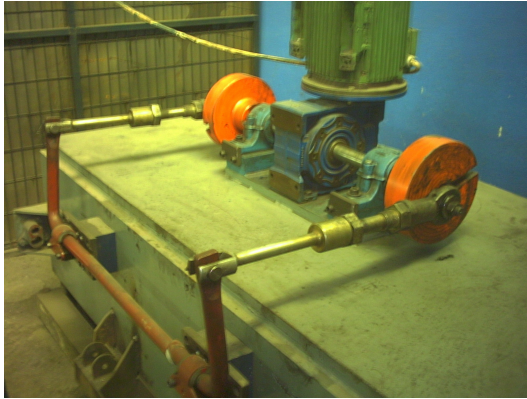
Şekil 3.4 Ön denge çubuğu montaj şekli

Bu test düzeneği için açı kontrolü yapmak zor olacağından ve tezgahın yük kontrol göstergesi olmadığı için parça kol boyunun  $7^\circ$ 'de katettiği mesafe hesaplanarak tezgah ayarı bu değere göre yapılmıştır.(Şekil 3.5 a) Tezgah çalışma frekansı ise 0,4 Hz olarak yani dakikada 24 çevrim yapacak şekilde ayarlanmıştır.

Yukarıdaki değerler esas alınarak yapılan testler sonucunda elde edilen ömürler aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.

Tablo 3.1 Toplam ömür değerleri

Sıra No	Toplam Ömür
1	242.000 çevrim
2	181.000 çevrim
3	202.000 çevrim
4	144.000 çevrim



(a)



(b)

Şekil 3.5 a) Yorulma Test Düzeneği

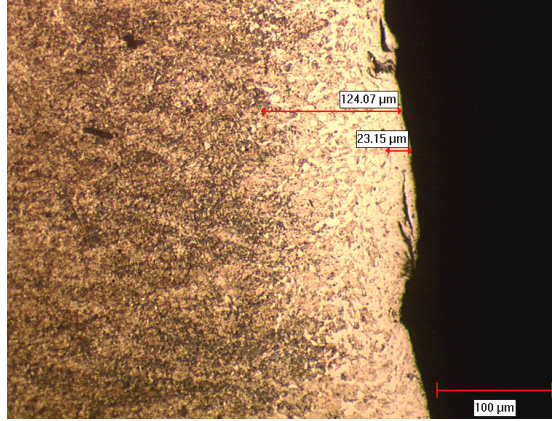
b) Eksantrik aksam

### 3.3 Kırılan Bölgelerin Mikroyapı İncelemesi

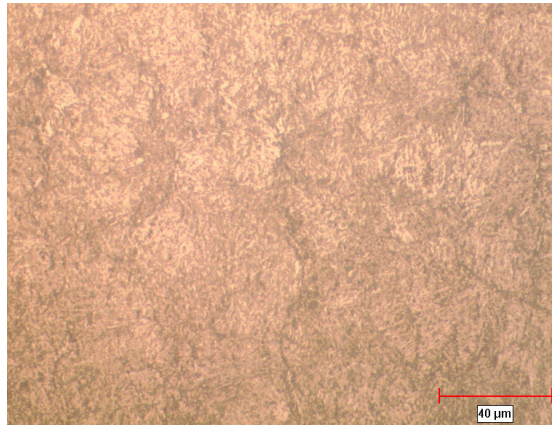
#### i. 1 Numaralı Parça



Şekil 3.6 Birinci parçanın kırılma bölgesi



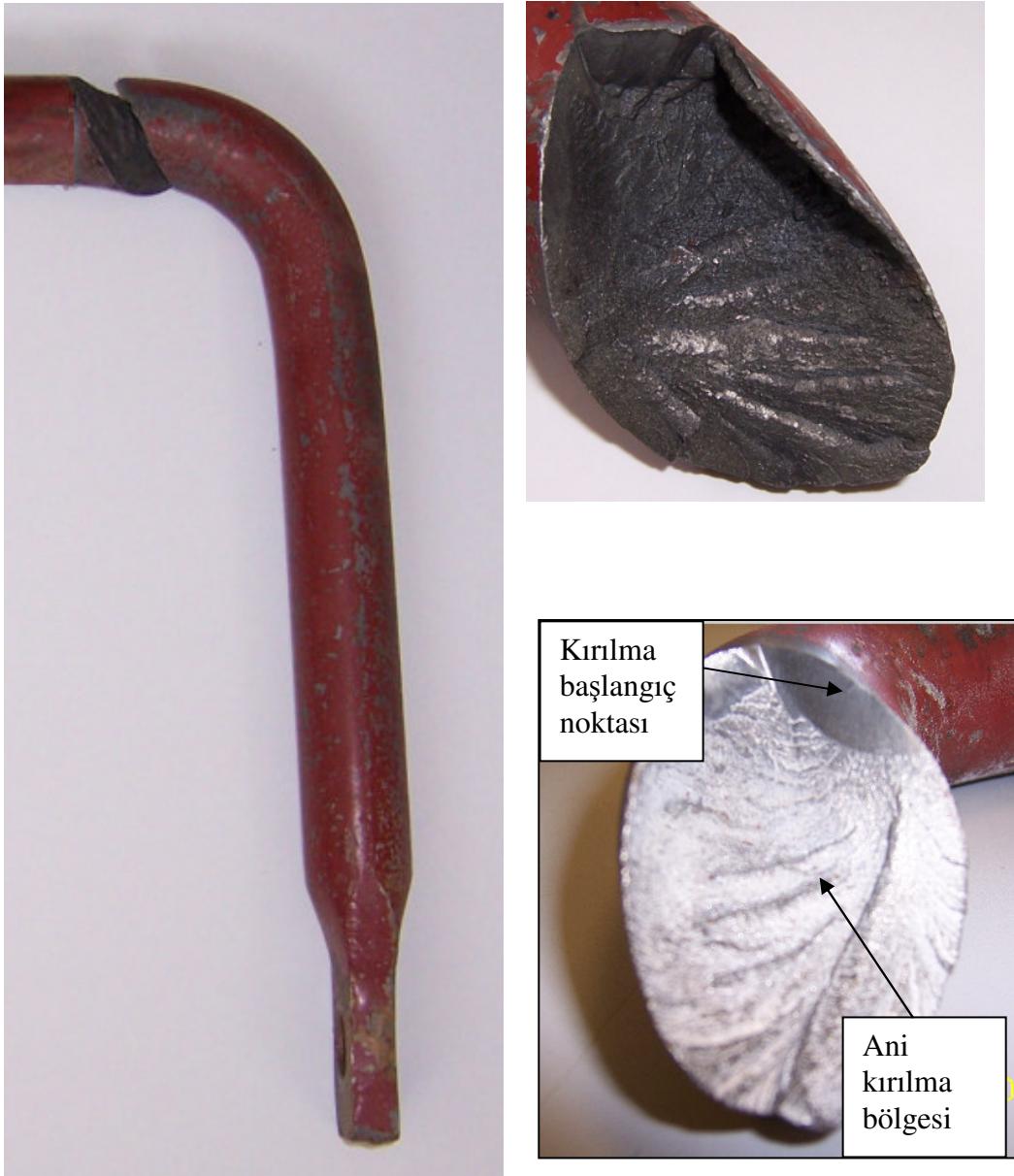
Şekil 3.7 Çubuk yüzeyinde görülen tam ve kısmi dekarbürizasyon tabakasının görünümü.



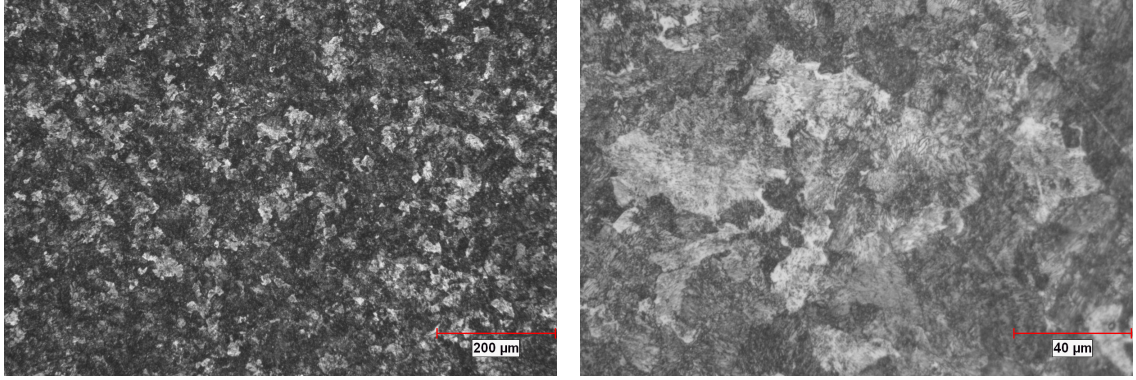
Şekil 3.8 Çubuğun temperlenmiş martenzit yapısının görünümü.

Çubuğun kırılan bölgesinden kesit alınarak hazırlanan numunede bölgesel olarak 23µm tam ve 124 µm toplam dekarbürizasyon tabakası görülmektedir. Çubuğun temperlenmiş martenzit yapısı uygundur. Yapılan bu inceleme esas alınarak kırılmanın yorulma sonucunda oluştuğu söylenebilir.

## ii. 2 Numaralı Parça



Şekil 3.9 İkinci parçanın kırılma bölgesi

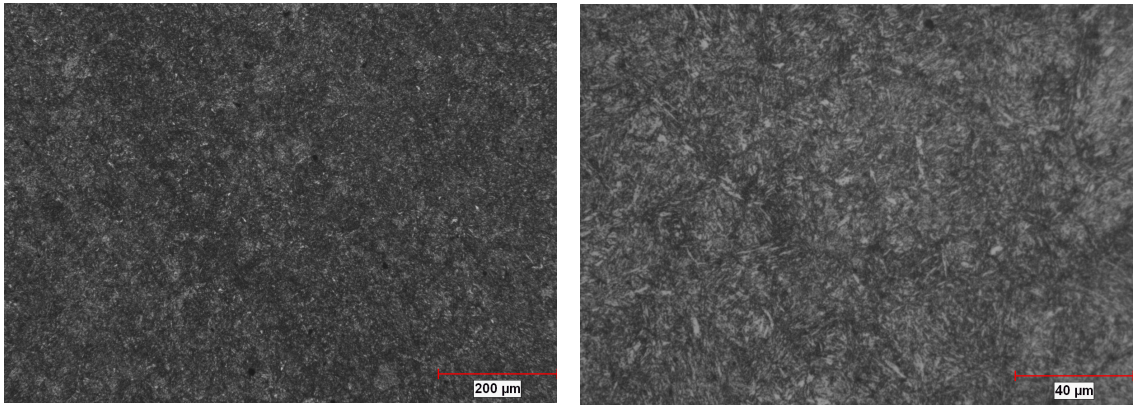


(a)

(b)

Şekil 3.10 a. Büküm iç bölgesinin x100 görünümü

b. Büküm iç bölgesinin x500 görünümü



(a)

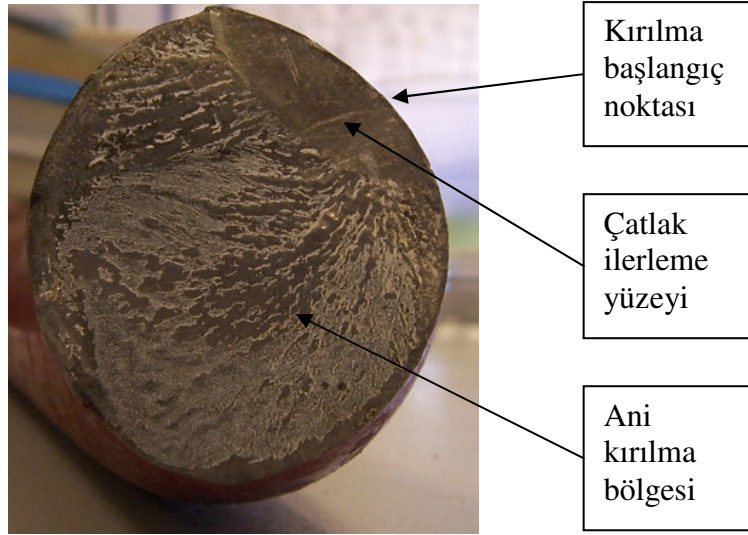
(b)

Şekil 3.11 a. Merkez bölgesinin x100 görünümü

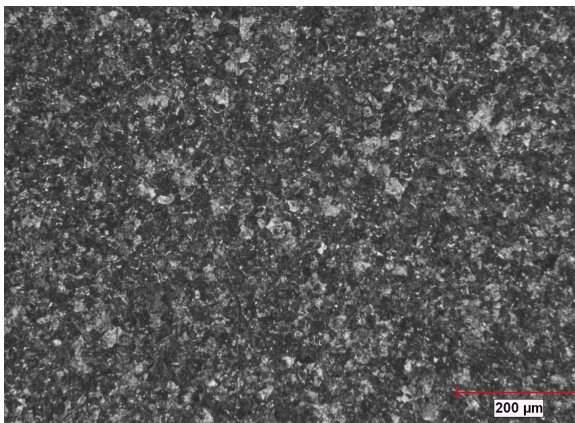
b. Merkez bölgesinin x500 görünümü

Yapılan incelemede büküm iç bölgesinde, parça yüzeyinde martenzit yapıya dönüşmemiş ferrit – perlit fazlarının hakim olduğu bir yapıya rastlanılmıştır. (Şekil 3.10 a) (Şekil 3.10 b) Parça merkez bölgesinde ise martenzit yapı uygundur. (Şekil 3.11 a) (Şekil 3.11 b) Bu nedenle büküm iç bölgesindeki yapı bozukluğunun, parça büküm operasyonunda kalıba değen bölgelerde meydana geldiği söylenebilir. Kalıba değen yüzeylerde soğuma hızı farklılığından dolayı martenzit yapı oluşumu gerçekleşmemiştir. Soğuma hızının farklılığı, parçadan kalıba doğru olan ısı geçişi ile havaya olan ısı geçiş hızlarının aynı olmamasından kaynaklanmaktadır. Yüzeydeki böyle bir yapının yorulma ömrünü negatif yönde etkileyeceği bilinmelidir.

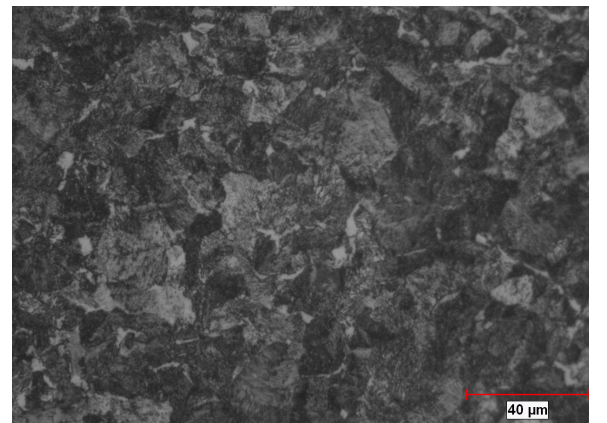
iii. 3 Numaralı Parça



Şekil 3.12 Üç numaralı parçanın kırılma bölgesi



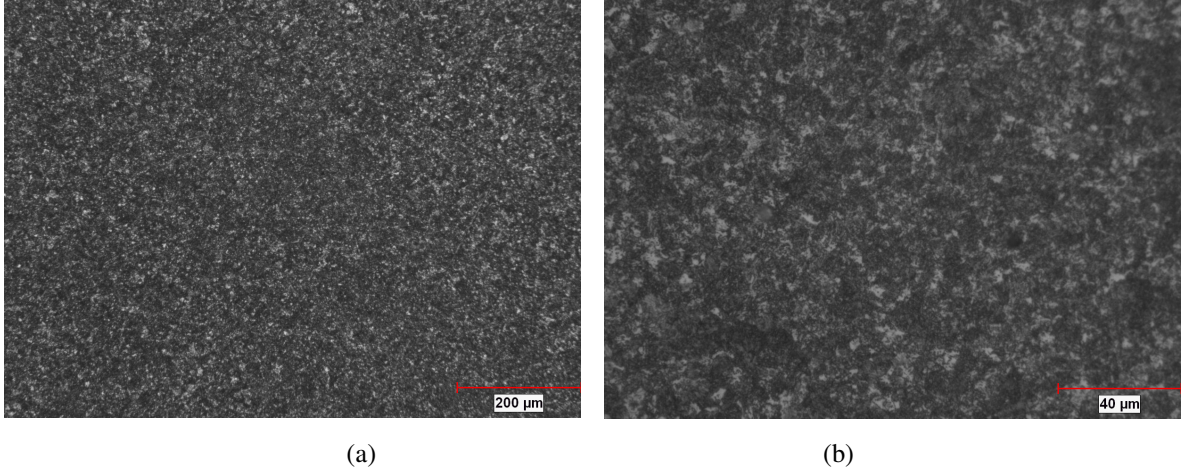
(a)



(b)

Şekil 3.13 a. Büküm iç bölgesinin x100 görünümü

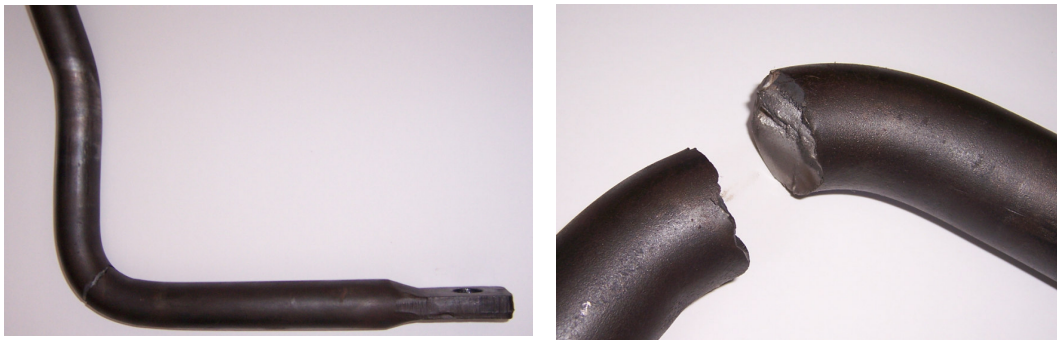
b. Büküm iç bölgesinin x500 görünümü



Şekil 3.14 a. Merkez bölgesinin x100 görünümü  
b. Merkez bölgesinin x500 görünümü

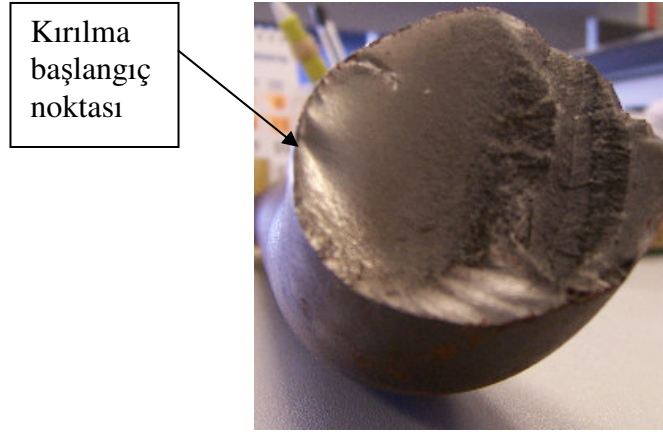
Kırılma başlangıç noktasının parçanın büküm iç bölgesinde olduğu tespit edilmiştir. Oluşan çatlak belli bir mesafe ilerledikten sonra parça kesiti azaldığından uygulanan yük sonucunda ani kırılma meydana gelmiştir. Üç numaralı parça için yüzey ve merkez mikro yapı incelemesi sonucu iki numaralı parça ile özdeş durumdadır. Dolayısıyla kırılmanın büküm noktasında meydana gelme nedeni olarak, kalıba geçen yüzeylerdeki soğuma hızı farklılığından dolayı martenzit yapı oluşmaması nedeniyle kesitte oluşan yapı farklılığı olduğu söylenebilir.

#### iv. 4 Numaralı Parça

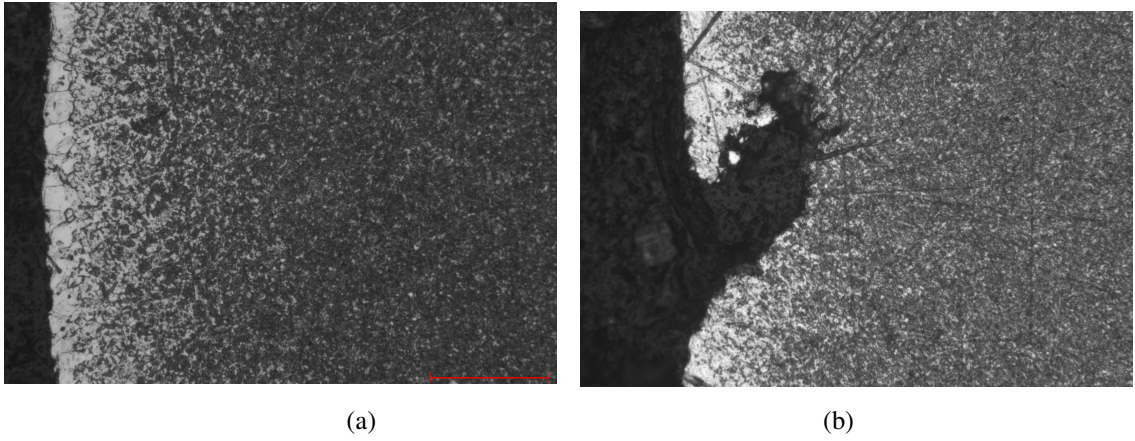


Şekil 3.15 Dört numaralı parçanın kırılma bölgesi





Şekil 3.15 (Devamı) Dört numaralı parçanın kırılma bölgesi



Şekil 3.16 a. Parça yüzeyinin x100 görünümü

b. Kırılan bölgede parça yüzeyinin x200 görünümü

Dört numaralı parça için yapılan inceleme sonucunda parça yüzeyinde  $27 \mu\text{m}$  tam ve  $108 \mu\text{m}$  kısmi dekarbürizasyon tabakası olduğu tespit edilmiştir. (Şekil 3.16 a) Ayrıca kırılan yüzeyde x200 kez büyütülmüş yapıda çentik gözükmemektedir. (Şekil 3.16 b) Çentiğin iç bölgesinde, ısıl işlem esnasında oluşan dekarbürizasyon tabakası görülmediğinden ısıl işlem sonrası parça yüzeyine gelen bir darbe neticesinde oluşabileceği tespit edilmiştir. Yorulma testi sonucunda 144.000 çevrim olarak tespit edilen yorulma ömrü değeri beklenen ortalama ömür değerinin yaklaşık yarısı kadar olduğundan bu yayda meydana gelen kırılmanın çentik etkisi nedeniyle olduğu söylenebilir.

## **BÖLÜM 4. ANSYS SONLU ELEMANLAR ANALİZLERİ**

Bir çok mühendislik probleminin çözümünde etkili olarak kullanılabilen ve ciddi sonuçlar sağlanabilen Sonlu Elemanlar Yönteminin uygulanması için birçok paket program bulunmaktadır. Bu çalışmada örnek olarak ele aldığımız Otoyol-Eurobus 35.12 aracının denge çubuklarını ANSYS 10.0 programında inceleme fırsatı bulacağız ve gerilme yığılmalarının olduğu bölgeyi tespit edip, kırılmanın oluşabileceği kesitler belirlenebilecektir. Ayrıca yaptığımız deneysel yorulma testi sonucu bulgularını paket program sonuçları ile karşılaştırma fırsatı da bulabileceğiz.

ANSYS genel amaçlı sonlu elemanlar paket programıdır ve mekanik problemlerin nümerik çözümünde kullanılır. Bu problemler; statik/dinamik yapısal analizler (lineer veya non-lineer), ısı transferi ve akış problemleri ile akustik ve elektromanyetik problemleri içerir.

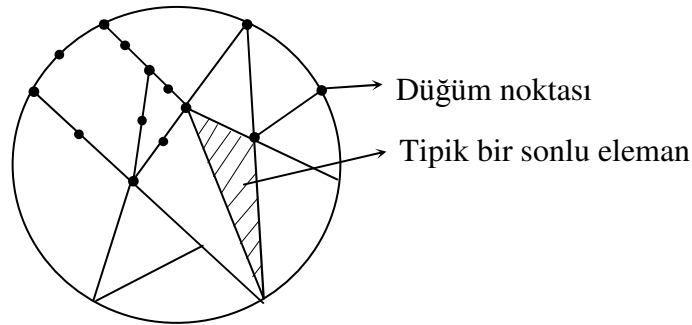
### **4.1 Sonlu Elemanlar Metodu**

Sonlu eleman yöntemi ortamların ve yapıların analiz için nümerik bir prosedürdür. Yöntem ısı transferi, akışkanlar mekaniği, elektrik ve manyetik alanlar gibi bir çok mühendislik alanlarında başarılı bir şekilde kullanılmaktadır. Yapıların, elektrik motorlarının, ısı motorlarının ve uçakların dizaynında gerek elemanların geometrik modelleşmesi, gerekse modellenen elemanların temel büyüklüklerin (karakteristik matrisleri gibi) elde edilmesinde çok çeşitli sonlu eleman tekniklerinden faydalanılmaktadır. Sonlu eleman yaklaşımında problemin genel bir denkleminin yazımı ve denklemin çözümü yerine önce ortam sonlu elemanlara ayrılır ve her eleman için problemin bütünü göz önüne alınarak denklemler çıkartılır. Mevcut sınır

şartları dikkate alınarak elemanlar birleştirilir ve ortamın tamamı için matris nütasyonunda denklemler elde edilir. Elde edilen denklem takımları veya takımı çözümlenerek bilinmeyenler hesaplanır.

Bu yöntemde sürekli ortam önce Şekil 4.1 de görüldüğü gibi her birine eleman adı verilen sonlu sayıda elemanlara bölünür. Bu elemanlar birbirine düğüm noktaları olarak adlandırılan sonlu sayıda noktalarla bağlıdır.

Her elemanın düğüm noktalarına serbestlik derecesi kadar bilinmeyen sayısı vardır. Eleman davranışı bu bilinmeyen serbestlik dereceleri içeren denklemlerle ifade edilir. Gerek düğüm noktalarında gerekse eleman sınır yüzeylerinde bazı süreklilik şartları sağlandığında cismin veya yapının matematiksel bir modeli elde edilmiş olur. Böylece sonsuz serbestlik derecesi olan bir modele dönüştürülür. Bu elde edilen modele yapının sonlu eleman ağı adı verilir.



Şekil 4.1 Bir sürekli ortam ve sonlu eleman ağı

Sonlu elemanlar yönteminde elemanlar geometrisine göre (üçgen, paralel kenar, dörtgen), düğüm sayısına göre, düğüm sayısındaki bilinmeyenlere göre ve sürekli ortam probleminin özelliklerine göre (plak, levha, kabuk problemleri) sınıflanır. Ayrıca eleman temel matrislerin elde edilmesine göre de elemanları matematik modelleme açısından sınıflandırmak mümkündür.

Yapının davranışı sistemin serbestlik derecelerini bilinmeyenler olarak kabul ettikten sonra bir denklemler silsilesi ile ifade etmek mümkündür. Modeldeki doğruluk ve kesinlik, alınan elemanların davranışlarının kabulüne ve ağıdaki eleman sayısına

bağlıdır. Genel olarak, eleman sayısı arttıkça bilinmeyenlerin sayısında da bir artış olur ve neticede sonuçların doğruluk ve kesinliği de artar.

#### **4.1.1 Sonlu Elemanlar Metodunun Yararları Nelerdir?**

Sonlu elemanlar yönteminin günümüzdeki uygulamaları oldukça fazladır ve diferansiyel eşitliklerle düzenlenen fiziksel tüm problemleri kapsar. Sonlu elemanlar yönteminin yararları, genişçe kullanılmasına yardımcı olmaktadır. Bunların bazıları ;

- Bitişik elemanlardaki malzeme özellikleri aynı olmayabilir. Bu özellik bir kaç malzemenin birleştirildiği cisimlerde uygulanabilmesine imkan vermektedir.
- Düzgün olmayan sınırlara sahip şekiller, eğri kenarlı elemanlar kullanılarak analiz edilebilirler.
- Eleman boyutları kullanıcı tarafından değiştirilebilir. Böylece önemli değişiklikler beklenen bölgelerde daha küçük elemanlar kullanılarak hassas işlemler yapılabilirken, aynı parçanın diğer bölgeleri büyük elemanlara bölünerek işlem hızı artırılabilir.
- Süreksiz yüzey yüklemeleri gibi sınır durumları yöntem için zorluk oluşturmaz. Karışık sınır durumları kolaylıkla ele alınabilir.

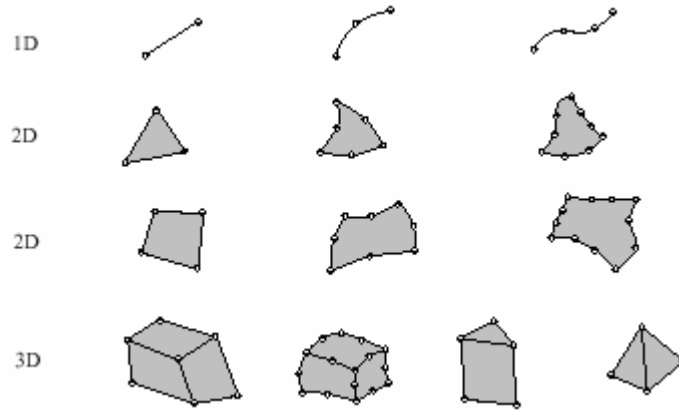
#### **4.1.2 Yöntemin Tarihçesi**

Sonlu eleman yöntemi ilk defa 1906 yılları başlarında gerilme analizinde kafes analogisi kullanılmasının önerilmesiyle gündeme geldi. Daha sonra 1941'de matematikçiler Saint-Venant burulma problemine yöntemi uygulamak için, üçgen elemanlar üzerine parça polinom enterpolasyonu ve potansiyel enerji prensibini kullandılar. 1953'te mühendisler matris formunda rijitlik denklemlerini yazdılar ve dijital bilgisayarlarla denklemleri çözdüler. Sonlu eleman yöntemi adı 1960'da

Clough tarafından kullanıldı. Gerilme analizi için yeni elemanlar geliştirildi. 1963'de fonksiyonların minimizasyonu ile varyasyonel problemlerin çözümü olarak kabul edildi. Böylece yöntem varyasyonel formda değerlendirilebilen bütün alan problemlerine uygulanabilir olduğu anlaşıldı.

1960-1970 yılları arasında metot ile ilgili pek çok kitap, makale yayınlandı ve bu arada pek çok bilgisayar programı yazıldı ve yayınlandı.

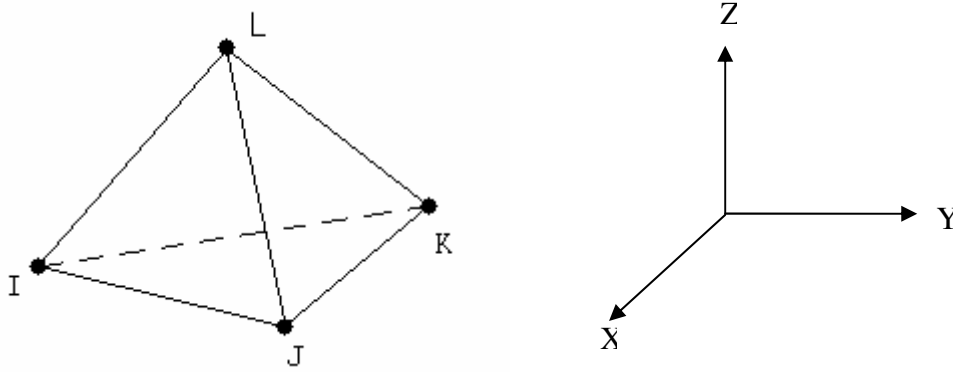
#### 4.1.3 Sonlu Eleman Tipleri



Şekil 4.2 Bir, iki ve üç boyutlu sonlu eleman tipleri

#### 4.1.4 Yer Değiştirme İfadelerine Bağlı Olarak Sonlu Elemanlar Denklemlerinin Elde Edilmesi

Katı mekanik problemlerin çözümünde 3 boyutlu olarak kullanılan elemanların en yalını dört düğüm noktalı dört köşeli elemandır. (Şekil 4.3) Bu eleman 4 düğüm noktasına sahip ve her düğüm X, Y ve Z koordinatlarında üç serbestlik derecesidir.



Şekil 4.3 Dört düğüm noktalı dört yüzeyle eleman

Sonlu eleman denklemleri serbest şekil veya potansiyel enerji fonksiyonları kullanılarak türetilir. Bu formdaki hacim ve yüzey integralleri kabul edilen bir eleman için hesaplanabilir.

İntegrali kolayca alabilmek için elemana en uygun şekil seçilir. Yine de sonlu eleman denklemleri, elemanın her şekli için yazılabilir.

Bilinmeyen üç yer değiştirme olduğu sürece  $u(x,y,z)$ ,  $v(x,y,z)$  ve  $w(x,y,z)$ 'ye bağlı üç ayrı interpolasyona ihtiyaç duyarız. Prensip olarak farklı yer değiştirmeler için farklı interpolasyonlar kullanırız. Yine de uygulamada her üç yer değiştirme için de aynı interpolasyon fonksiyonları kullanılır. Bundan dolayı;

$$\mu = C_{11} + C_{12}X + C_{13}Y + C_{14}Z$$

$$v = C_{21} + C_{22}X + C_{23}Y + C_{24}Z$$

$$w = C_{31} + C_{32}X + C_{33}Y + C_{34}Z$$

Düğüm noktasal yer değiştirmelerini aşağıdaki şekilde düşünebiliriz.

$$\begin{array}{llllll} \mu = \mu_I & \text{at} & X = X_I & Y = Y_I & \text{and} & Z = Z_I \\ \mu = \mu_J & \text{at} & X = X_J & Y = Y_J & \text{and} & Z = Z_J \\ \mu = \mu_K & \text{at} & X = X_K & Y = Y_K & \text{and} & Z = Z_K \\ \mu = \mu_L & \text{at} & X = X_L & Y = Y_L & \text{and} & Z = Z_L \end{array}$$

Benzer olarak  $v$  ve  $w$  içinde aşağıdaki şartlar geçerlidir.

$$\begin{array}{cccccc}
 v = v_I & \text{at} & X = X_I & Y = Y_I & \text{and} & Z = Z_I \\
 \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\
 \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\
 \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\
 w = w_L & \text{at} & X = X_L & Y = Y_L & \text{and} & Z = Z_L
 \end{array}$$

Bu gereklilikleri 12 bilinmeyenli 12 denkleme yerine yazarsak ;

$$\begin{array}{l}
 \mu_I = C_{11} + C_{12}X_I + C_{13}Y_I + C_{14}Z_I \\
 \mu_J = C_{11} + C_{12}X_J + C_{13}Y_J + C_{14}Z_J \\
 \cdot \\
 \cdot \\
 \cdot \\
 w_L = C_{31} + C_{32}X_L + C_{33}Y_L + C_{34}Z_L
 \end{array}$$

Bilinmeyen C katsayısının çözümü için sonuçları tekrar ilk baştaki denkleme yazar ve tekrar gruplandırırız;

$$\begin{array}{l}
 u_I = S_1u_I + S_2u_J + S_3u_K + S_4u_L \\
 v_I = S_1v_I + S_2v_J + S_3v_K + S_4v_L \\
 w_I = S_1w_I + S_2w_J + S_3w_K + S_4w_L
 \end{array}$$

Biçim fonksiyonları ;

$$\begin{array}{l}
 S_1 = \frac{1}{6V}(a_I + b_I X + c_I Y + d_I Z) \\
 S_2 = \frac{1}{6V}(a_J + b_J X + c_J Y + d_J Z) \\
 S_3 = \frac{1}{6V}(a_K + b_K X + c_K Y + d_K Z) \\
 S_4 = \frac{1}{6V}(a_L + b_L X + c_L Y + d_L Z)
 \end{array}$$

$V$  dört yüzeyle elemanın hacmi olup aşağıdaki denklemden hesaplanabilir.

$$6V = \det \begin{vmatrix} 1 & X_I & Y_I & Z_I \\ 1 & X_J & Y_J & Z_J \\ 1 & X_K & Y_K & Z_K \\ 1 & X_L & Y_L & Z_L \end{vmatrix}$$

$a_I, b_I, c_I, d_I, \dots, d_L$  terimleri ise

$$a_I = \det \begin{vmatrix} X_J & Y_J & Z_J \\ X_K & Y_K & Z_K \\ X_L & Y_L & Z_L \end{vmatrix} \quad b_I = -\det \begin{vmatrix} 1 & Y_J & Z_J \\ 1 & Y_K & Z_K \\ 1 & Y_L & Z_L \end{vmatrix}$$

$$c_I = \det \begin{vmatrix} X_J & 1 & Z_J \\ X_K & 1 & Z_K \\ X_L & 1 & Z_L \end{vmatrix} \quad d_I = -\det \begin{vmatrix} X_J & Y_J & 1 \\ X_K & Y_K & 1 \\ X_L & Y_L & 1 \end{vmatrix}$$

$a_J, b_J, c_J, d_J, \dots, d_L$  terimleri ise benzer determinantlar kullanılarak I, J, K ve L doğrultusunda sağ el kuralına göre çevrilerek hesaplanır.

$$a_J = \det \begin{vmatrix} X_K & Y_K & Z_K \\ X_L & Y_L & Z_L \\ X_I & Y_I & Z_I \end{vmatrix}$$



Düğümlerdeki genel gerilme durumlarını içeren gerilme bileşenleri ise

$$[\sigma]^T = [\sigma_{xx} \quad \sigma_{yy} \quad \sigma_{zz} \quad \tau_{xy} \quad \tau_{yz} \quad \tau_{xz}]$$

Burada  $\sigma_{xx}, \sigma_{yy}$  ve  $\sigma_{zz}$  normal gerilme ve  $\tau_{xy}, \tau_{yz}$  ve  $\tau_{xz}$  kesme gerilme bileşenleridir.

Düğümelerin yerdeğiştirme vektörlerinin kartezyen bileşenleri ise ;

$$\delta^U = u(x, y, z)i^U + v(x, y, z)j^U + w(x, y, z)k^U$$

Benzer biçimde zorlanma genel durumu 6 serbestlik derecesi ile aşağıdaki denklemde olduğu gibi tanımlanır.

$$[\varepsilon]^T = [\varepsilon_{xx} \quad \varepsilon_{yy} \quad \varepsilon_{zz} \quad \gamma_{xy} \quad \gamma_{yz} \quad \gamma_{xz}]$$

Burada  $\varepsilon_{xx}, \varepsilon_{yy}$  ve  $\varepsilon_{zz}$  normal zorlanma ve  $\gamma_{xy}, \gamma_{yz}$  ve  $\gamma_{xz}$  ise kesme zorlanması bileşenleridir. Zorlanma ve yer değiştirme arasındaki bağıntı ise ;

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\partial u}{\partial x} \quad \varepsilon_{yy} = \frac{\partial v}{\partial y} \quad \varepsilon_{zz} = \frac{\partial w}{\partial z}$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \quad \gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \quad \gamma_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}$$

Denklem aşağıdaki matris ile özetlenebilir. Burada ;

$$\{\varepsilon\} = LU$$

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \end{Bmatrix}$$

ve

$$LU = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial z} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \end{Bmatrix}$$

L lineer diferansiyeli ifade etmektedir.

Hooke kanununa göre malzemenin elastik bölgede gerilme ve zorlanma arasında bağıntı vardır. Bu ilişki aşağıdaki denklemler ile ifade edilebilir.

$$\varepsilon_{xx} = \frac{1}{E} [\sigma_{xx} - \nu(\sigma_{yy} + \sigma_{zz})]$$

$$\varepsilon_{yy} = \frac{1}{E} [\sigma_{yy} - \nu(\sigma_{xx} + \sigma_{zz})]$$

$$\varepsilon_{zz} = \frac{1}{E} [\sigma_{zz} - \nu(\sigma_{xx} + \sigma_{yy})]$$

$$\gamma_{xy} = \frac{1}{G} \tau_{xy} \quad \gamma_{yz} = \frac{1}{G} \tau_{yz} \quad \gamma_{zx} = \frac{1}{G} \tau_{zx}$$

Gerilme ve zorlanma arasındaki bu ilişkiyi matris ile yazacak olursak ;

$$\{\sigma\} = [\nu]\{\varepsilon\}$$

Burada ;

$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{xz} \end{Bmatrix}$$

$$[v] = \frac{E}{1+\nu} \begin{bmatrix} \frac{1-\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{1-\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{1-\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} \end{bmatrix}$$

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \end{Bmatrix}$$

Üç eksenli yükleme altında katı malzemeler için zorlanma enerjisi  $\Lambda$  ise

$$\Lambda^{(e)} = \frac{1}{2} \int (\sigma_{xx} \varepsilon_{xx} + \sigma_{yy} \varepsilon_{yy} + \sigma_{zz} \varepsilon_{zz} + \tau_{xy} \gamma_{xy} + \tau_{xz} \gamma_{xz} + \tau_{yz} \gamma_{yz}) dV$$

Veya matris gösteri ile

$$\Lambda^{(e)} = \frac{1}{2} \int_V [\sigma]^T \{\varepsilon\} dV$$

Hooke kanunu kullanılarak zorlanma değerleri yerine gerilme değerleri yazılacak olursa;

$$\Lambda^{(e)} = \frac{1}{2} \int_V \{\boldsymbol{\varepsilon}\}^T [v] \{\boldsymbol{\varepsilon}\} dV$$

Bu matrisi formüle etmek için 4 düğümlü 4 yüzeyle elemanı kullanacağız. Düğüm değerleri ve biçim fonksiyonlarındaki yer değiştirmeler ;

$$\{\mathbf{u}\} = [S] \{\mathbf{U}\}$$

$$\{\mathbf{u}\} = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix}$$

$$[S] = \begin{bmatrix} S_1 & 0 & 0 & S_2 & 0 & 0 & S_3 & 0 & 0 & S_4 & 0 & 0 \\ 0 & S_1 & 0 & 0 & S_2 & 0 & 0 & S_3 & 0 & 0 & S_4 & 0 \\ 0 & 0 & S_1 & 0 & 0 & S_2 & 0 & 0 & S_3 & 0 & 0 & S_4 \end{bmatrix}$$

$$\{\mathbf{U}\} = \begin{Bmatrix} u_I \\ v_I \\ w_I \\ u_J \\ v_J \\ w_J \\ u_K \\ v_K \\ w_K \\ u_L \\ v_L \\ w_L \end{Bmatrix}$$

Zorlanma-yer değiştirme ilişkisine göre X, Y ve Z koordinatlarındaki alan yer değiştirmeleri aşağıdaki matris ile hesaplanabilir.

$$\begin{Bmatrix} \epsilon_{xx} \\ \epsilon_{yy} \\ \epsilon_{zz} \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial S_1}{\partial x} & 0 & 0 & \frac{\partial S_2}{\partial x} & 0 & 0 & \frac{\partial S_3}{\partial x} & 0 & 0 & \frac{\partial S_4}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial S_1}{\partial y} & 0 & 0 & \frac{\partial S_2}{\partial y} & 0 & 0 & \frac{\partial S_3}{\partial y} & 0 & 0 & \frac{\partial S_4}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial S_1}{\partial z} & 0 & 0 & \frac{\partial S_2}{\partial z} & 0 & 0 & \frac{\partial S_3}{\partial z} & 0 & 0 & \frac{\partial S_4}{\partial z} \\ \frac{\partial S_1}{\partial y} & \frac{\partial S_1}{\partial x} & 0 & \frac{\partial S_2}{\partial y} & \frac{\partial S_2}{\partial x} & 0 & \frac{\partial S_3}{\partial y} & \frac{\partial S_3}{\partial x} & 0 & \frac{\partial S_4}{\partial y} & \frac{\partial S_4}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial S_1}{\partial z} & \frac{\partial S_1}{\partial y} & 0 & \frac{\partial S_2}{\partial z} & \frac{\partial S_2}{\partial y} & 0 & \frac{\partial S_3}{\partial z} & \frac{\partial S_3}{\partial y} & 0 & \frac{\partial S_4}{\partial z} & \frac{\partial S_4}{\partial y} \\ \frac{\partial S_1}{\partial z} & 0 & \frac{\partial S_1}{\partial x} & \frac{\partial S_2}{\partial z} & 0 & \frac{\partial S_2}{\partial x} & \frac{\partial S_3}{\partial z} & 0 & \frac{\partial S_3}{\partial x} & \frac{\partial S_4}{\partial z} & 0 & \frac{\partial S_4}{\partial x} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_I \\ v_I \\ w_I \\ u_J \\ v_J \\ w_J \\ u_K \\ v_K \\ w_K \\ u_L \\ v_L \\ w_L \end{Bmatrix}$$

Biim fonksiyonlarındaki yerine koyarsak ve diferansiyelini alırsak;

$$\{\epsilon\} = [\mathbf{B}]\{U\}$$

$$[\mathbf{B}] = \frac{1}{6V} \begin{bmatrix} b_I & 0 & 0 & b_J & 0 & 0 & b_K & 0 & 0 & b_L & 0 & 0 \\ 0 & c_I & 0 & 0 & c_J & 0 & 0 & c_K & 0 & 0 & c_L & 0 \\ 0 & 0 & d_I & 0 & 0 & d_J & 0 & 0 & d_K & 0 & 0 & d_L \\ c_I & b_I & 0 & c_J & b_J & 0 & c_K & b_K & 0 & c_L & b_L & 0 \\ 0 & d_I & c_I & 0 & d_J & c_J & 0 & d_K & c_K & 0 & d_L & c_L \\ d_I & 0 & b_I & d_J & 0 & b_J & d_K & 0 & b_K & d_L & 0 & b_L \end{bmatrix}$$

Burada V hacim ve b, c ve d daha önce denklemleri verilen terimler olmak üzere zorlanma enerjisi denkleminde yerine koyarsak;

$$\Lambda^{(e)} = \frac{1}{2} \int_V \{\epsilon\}^T [v] \{\epsilon\} dV = \frac{1}{2} \int_V [U]^T [B]^T [v] [B] [U] dV$$

Dugum noktalarındaki okme yer değiştirmelerinin diferansiyeli alınarak;

$$\frac{\partial \Lambda^{(e)}}{\partial U_k} = \frac{\partial}{\partial U_k} \left( \frac{1}{2} \int_V [U]^T [B]^T [v] [B] [U] dV \right)$$

k=1, 2, 3, . . . , 12 için

Rijitlik matrisi

$$[\mathbf{K}]^{(e)} = \int_V [\mathbf{B}]^T [\nu] [\mathbf{B}] dV = V [\mathbf{B}]^T [\nu] [\mathbf{B}]$$

Uygulanan yük ile yük matrisi aşağıdaki denklemden hesaplanabilir.

$$\{\mathbf{F}\}^{(e)} = \int_A [\mathbf{S}]^T \{\mathbf{p}\} dA$$

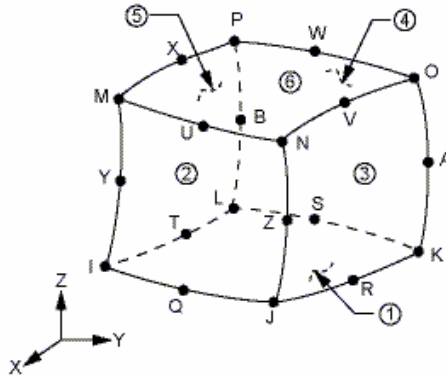
$$\{\mathbf{p}\} = \begin{Bmatrix} p_x \\ p_y \\ p_z \end{Bmatrix}$$

Burada A yükün uygulandığı yüzeyi ifade etmektedir. Yükün I-J-K yüzüne uygulandığını düşünerek yük matrisini yeniden yazacak olursak;

$$\{\mathbf{F}\}^{(e)} = \frac{A_{I-J-K}}{3} \begin{Bmatrix} p_x \\ p_y \\ p_z \\ p_x \\ p_y \\ p_z \\ p_x \\ p_y \\ p_z \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Yükün uygulandığı diğer yüzeyler içinde aynı işlemler geçerlidir.

Bu tezde 20 düğüm noktalı eleman kullanılmıştır. Bu eleman 4 düğüm noktalı elemana göre daha kabiliyetli ve karmaşık şekilli problemlerde modellenmenin daha hızlı yapılmasını ve gerçeğe daha yakın değerlerin bulunmasını sağlayan bir elemandır.



Şekil 4.4 Yirmi düğüm noktalı katı eleman

Mekanik problemlerde 20 düğüm noktalı eleman için alan yer değiştirme denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$\begin{aligned}
 u = & \frac{1}{8}(u_I(1-s)(1-t)(1-r)(-s-t-r-2) + u_J(1+s)(1-t)(1-r)(s-t-r-2)) \\
 & + \frac{1}{8}(u_K(1+s)(1+t)(1-r)(s+t-r-2) + u_L(1-s)(1+t)(1-r)(-s+t-r-2)) \\
 & + \frac{1}{8}(u_M(1-s)(1-t)(1+r)(-s-t+r-2) + u_N(1+s)(1-t)(1+r)(s-t+r-2)) \\
 & + \frac{1}{8}(u_O(1+s)(1+t)(1+r)(s+t+r-2) + u_P(1-s)(1+t)(1+r)(-s+t+r-2)) \\
 & + \frac{1}{4}(u_Q(1-s^2)(1-t)(1-r) + u_R(1+s)(1-t^2)(1-r)) \\
 & + \frac{1}{4}(u_S(1-s^2)(1+t)(1-r) + u_T(1-s)(1-t^2)(1-r)) \\
 & + \frac{1}{4}(u_U(1-s^2)(1-t)(1+r) + u_V(1+s)(1-t^2)(1+r)) \\
 & + \frac{1}{4}(u_W(1-s^2)(1+t)(1+r) + u_X(1-s)(1-t^2)(1+r)) \\
 & + \frac{1}{4}(u_Y(1-s)(1-t)(1+r^2) + u_Z(1+s)(1-t)(1-r^2)) \\
 & + \frac{1}{4}(u_A(1+s)(1+t)(1-r^2) + u_B(1-s)(1+t)(1-r^2))
 \end{aligned}$$

$v$  ve  $w$  bileşenleri içinde aynı hesaplama yöntemi kullanılabilir.

$$\begin{aligned}
 v = & \frac{1}{8}(v_I(1-s)(1-t)(1-r)(-s-t-r-2) + v_J(1+s)(1-t)(1-r)(s-t-r-2)) \\
 & + \frac{1}{8}(v_K(1+s)(1+t)(1-r)(s+t-r-2) + \dots) \\
 & \dots
 \end{aligned}$$

## 4.2 Ansys Uygulaması

Genel olarak, sonlu elemanlar analizleri üç kademedede gerçekleştirilir. Ancak bu üç kademededen daha önemli bir işlem analizin planlamasıdır ve problemin çözülmesi başarısına direk etkisi vardır. Bir sonlu elemanlar analizinin amacı bilinen yükler altında sistem davranışının modellenmesidir. Analizin kesinlik derecesi planlama kademesine oldukça bağlıdır. Ansys programında çalışma yapılırken izlenmesi gereken yol akış diyagramı şeklinde Şekil 4.5’de verilmiştir.

### 4.2.1 Pre Processing

Problemin tanımlanması ve preprocessing ana kademeleri aşağıda verildiği gibidir.

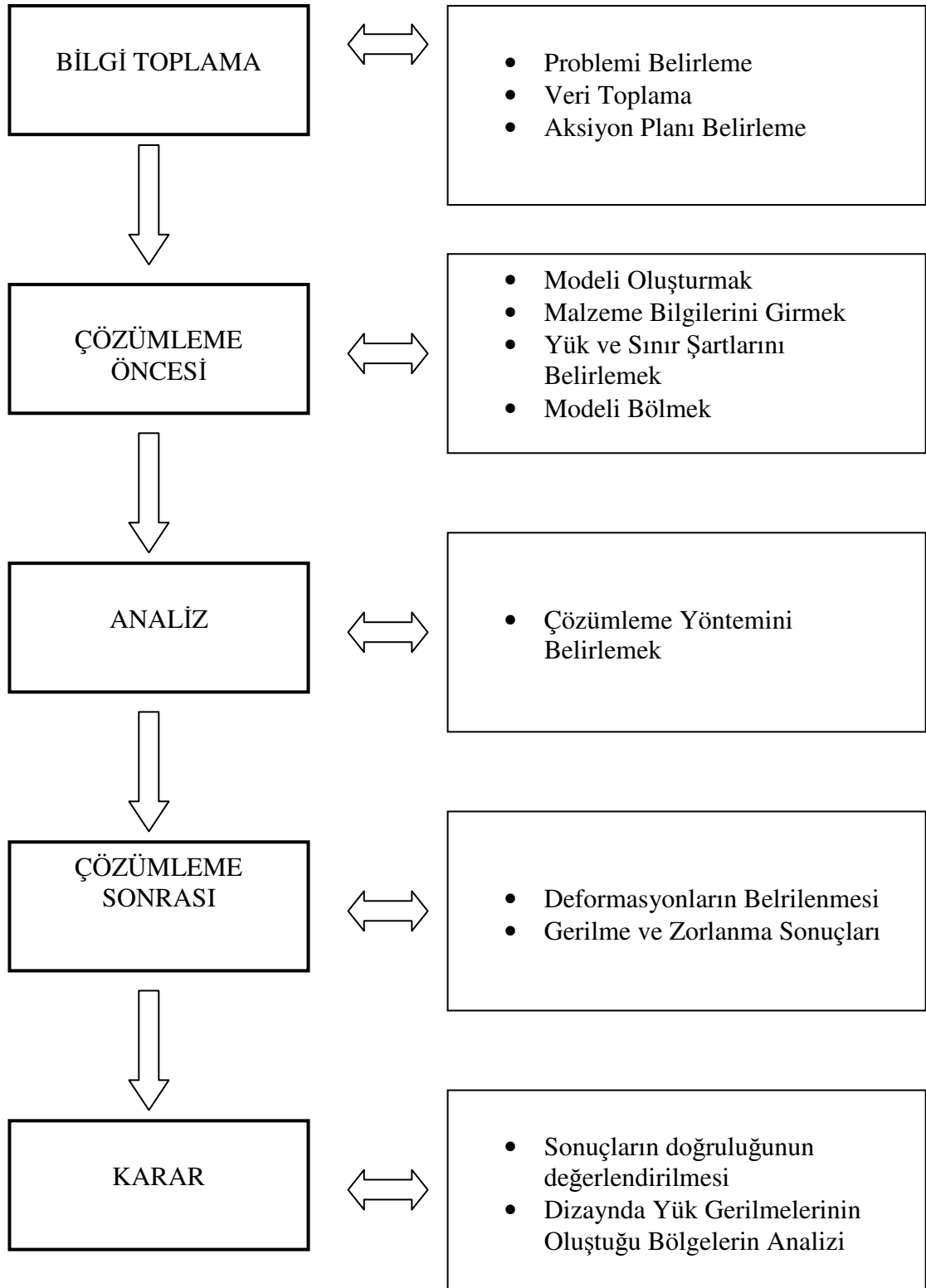
#### 4.2.1.1 Eleman tipi ve malzeme/geometri özelliklerinin tanımlanması

Eleman tipi seçiminde Solid 95 eleman tipi seçilmiştir.

Malzeme özellikleri elastisite modülü veya yoğunluk gibi malzeme geometrisine bağlı olmayan özelliklerdir. Malzeme özelliklerini tanımlamak amacı ile metal malzeme için elastisite modülü (EX) 200GPa ve poisson sabiti (PRXY) 0,3olarak tanımlanmıştır. Elastik burç malzemesi özellikleri için bu değerler (EX) 100 GPa ve (PRXY) 0,3 tanımlanmıştır.

Parçamızın modellenmesi Catia V5 R14 programı ile gerçekleştirilerek IGES formatında kaydedilmiş ve Ansys programına aktarılmıştır.

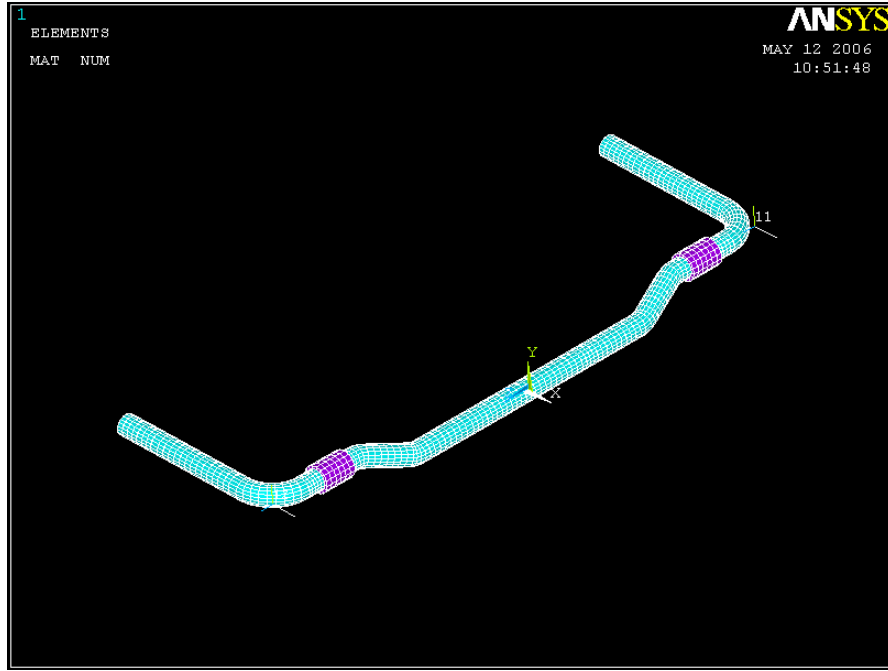




Şekil 4.5 Ansys projesi akış diyagramı

Sonlu elemanlar yöntemi analizi yapılan parçanın küçük bölümler halinde analizi yapıp değerlendirilmesi sonucu yapılır. Ansys programında bu komutun tanımı mesh'dir. Parça hacimsel olarak seçilerek bölme işlemi gerçekleştirilmiştir.

(Şekil 4.6)



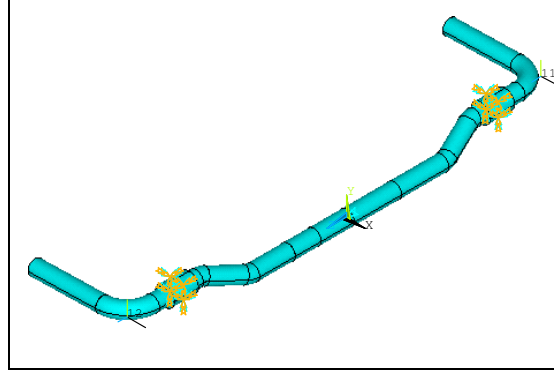
Şekil 4.6 Denge çubuğunun Ansys'de görünümü

#### 4.2.2 Solution

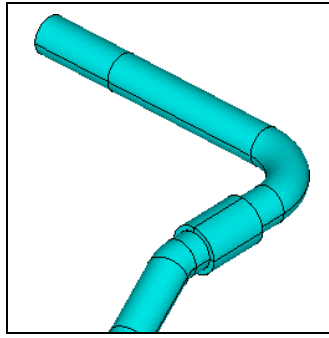
Yüklerin ve sınır şartlarının atanarak çözümün gerçekleştirilmesi; bu kademede yükler (noktasal veya basınç) belirlenir, sınır şartları tanımlanır ve sonuçta çözüme gidilir. Sınır şartları viraj denge çubuğunun çalışma prensibinin tanımlanması için kullanılır. Burada verilen sınır şartları (Şekil 4.7 ve Şekil 4.8) ;

- Çubuğun burç bölgesinin Y ve Z koordinatlarında ötelenmeye karşı sabitlenmesi
- Çubuğun burç bölgesinin Y ve Z eksenlerinde dönmeye karşı sabitlenmesi

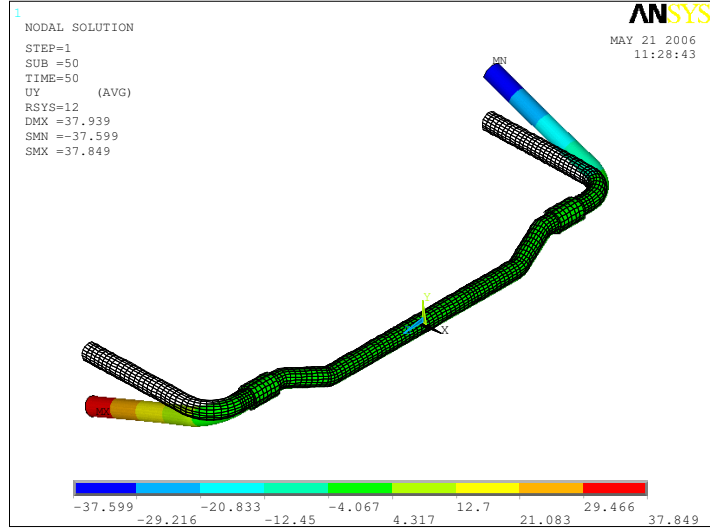
Çubuğa gelen yükleri OEM firmaların test şartları göz önüne alınarak verilir. Bunun için her iki kol zıt yönlerde olmak üzere  $7^\circ$  açı yapacak şekilde yüklenir. (Şekil 4.9)



Şekil 4.7 Sınır şartlarının uygulanması



Şekil 4.8 Elastik burç bölgesi



Şekil 4.9 Yüklerin uygulandığı durumda denge çubuğu hareketi

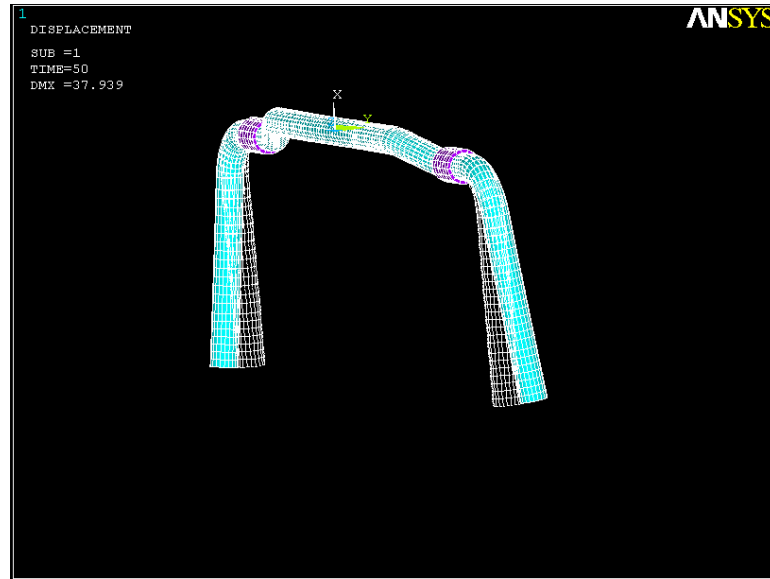
### 4.2.3 Postprocessing

Sonuçların görüntülenmesi; bu kademede şunlar yapılabilir;

- Nodal yer değiştirmelerin listelenmesi
- Deformasyon miktarının görüntülenmesi
- Eleman kuvvet ve momentlerinin izlenmesi
- Gerilme kontur diyagramları

#### 4.2.3.1 Deformasyon Miktarı

Uygulanan yük sonrası meydana gelen deformasyon sonuçlarının gösterilmesi. (Şekil 4.10) Yük uygulaması ile viraj denge çubuğunun kolları +37,939 / -37,939 mm deformasyona uğramaktadır.



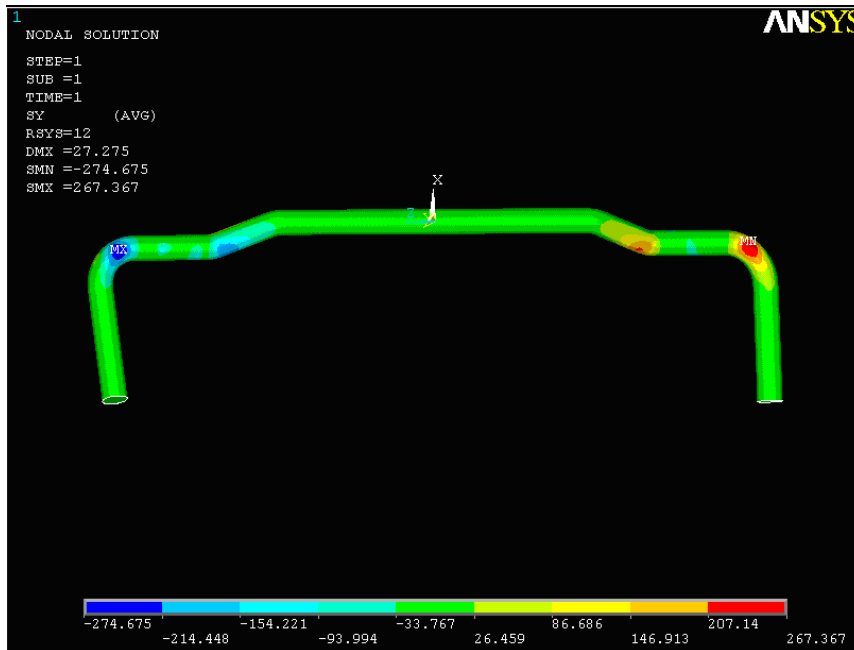
Şekil 4.10 Uygulanan yük altında meydana gelen deformasyon miktarı

### 4.2.3.2 Gerilme sonuçlarının gösterilmesi

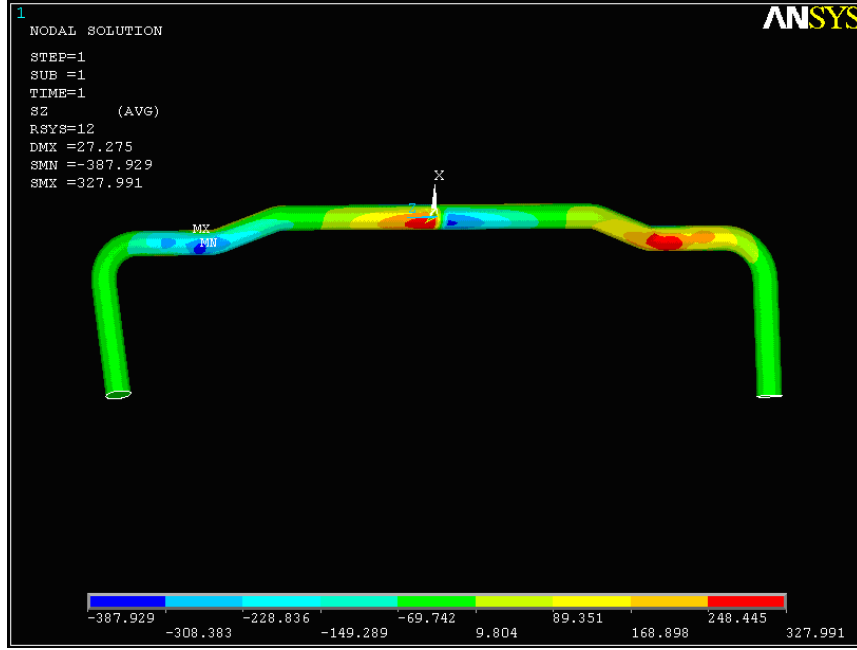
Denge çubuğu üzerinde çekme, basma ve döndürme kuvvetleri ile sırasıyla X, Y ve Z bileşenlerindeki gerilme değerleri Şekil 4.11, Şekil 4.12 ve Şekil 4.13'de gösterilmektedir.



Şekil 4.11 X yönündeki gerilme değerleri

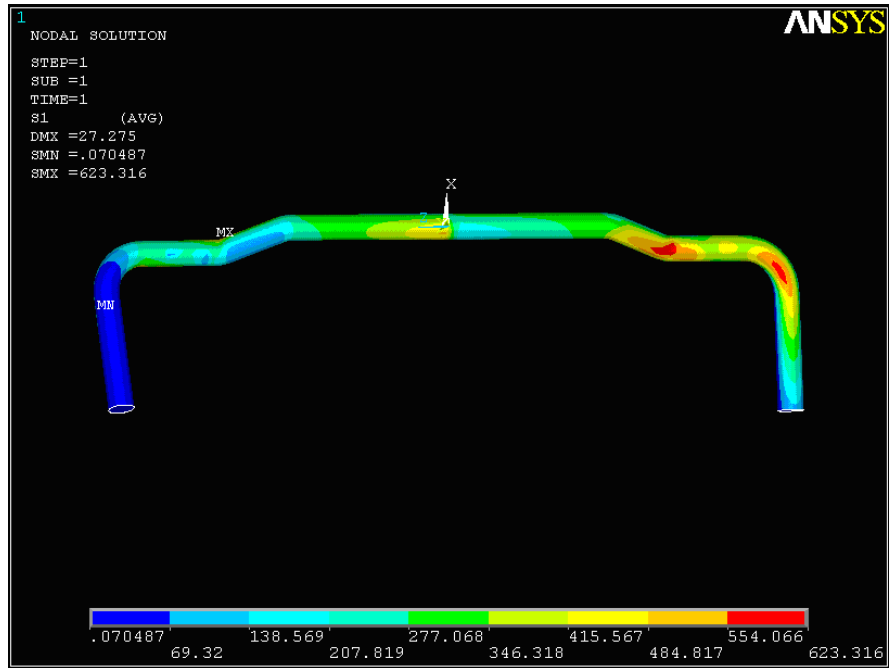


Şekil 4.12 Y bileşeninde meydana gelen gerilme değerleri



Şekil 4.13 Z bileşeninde meydana gelen gerilme değerleri

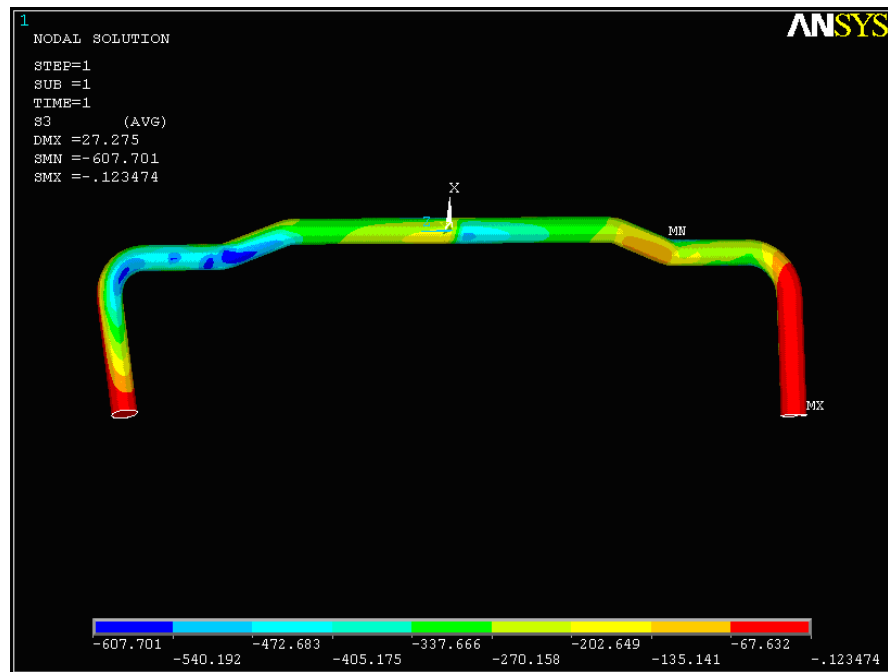
Asal gerilme değerleri ise sırasıyla aşağıda gösterilmektedir.



Şekil 4.14 Asal gerilme (1. Principal Stress)



Şekil 4.15 Asal Gerilme ( 2. Principal Stress)



Şekil 4.16 Asal Gerilme ( 3. Principal Stress)

Von misses gerilme değerlerine bakıldığında (Şekil 4.17) gerilme değerlerinin kesit geometrisinin değiştiği ve kol büküm bölgelerinde meydana geldiği görülmektedir.

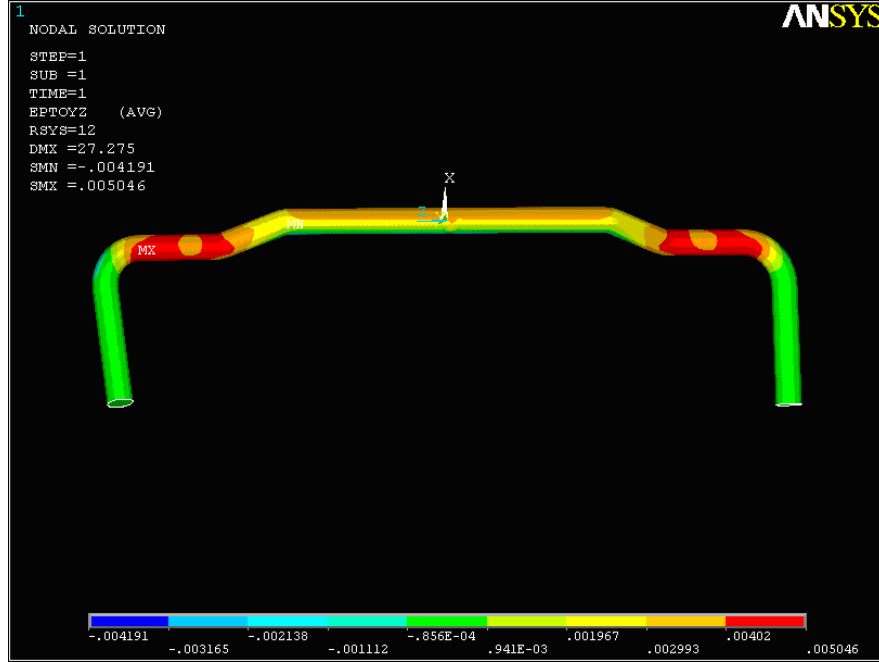


Şekil 4.17 Von Misses Gerilme değerleri

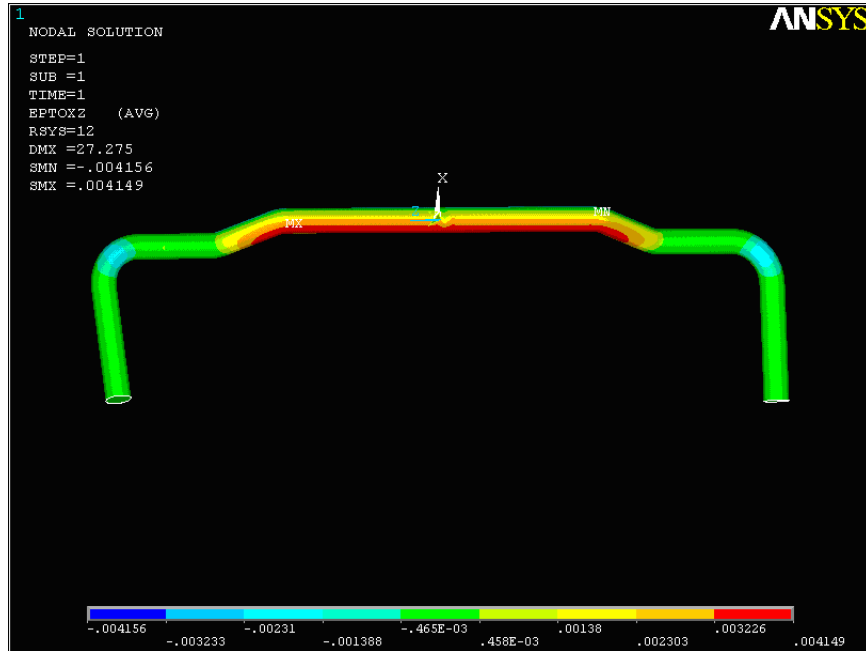


Şekil 4.18 XY yönünde oluşan kesme zorlanması( XY Shear Strain)

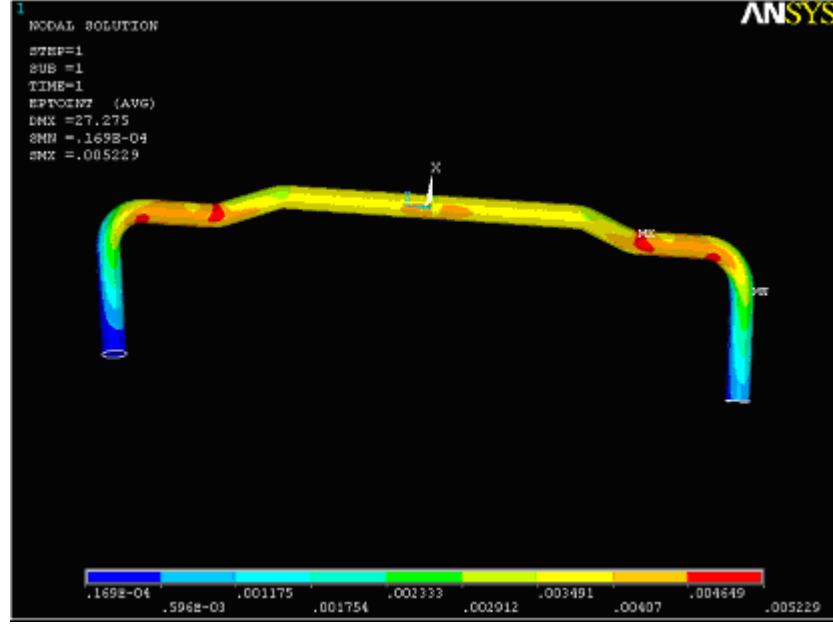




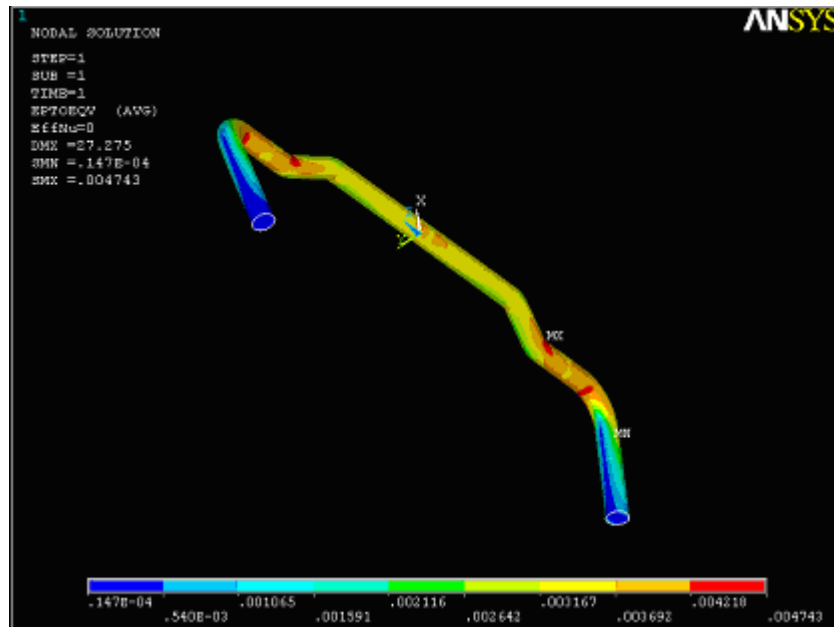
Şekil 4.19 YZ yönünde oluşan kesme zorlanması( YZ Shear Strain)



Şekil 4.20 XZ yönünde oluşan kesme zorlanması (XZ Shear Strain)

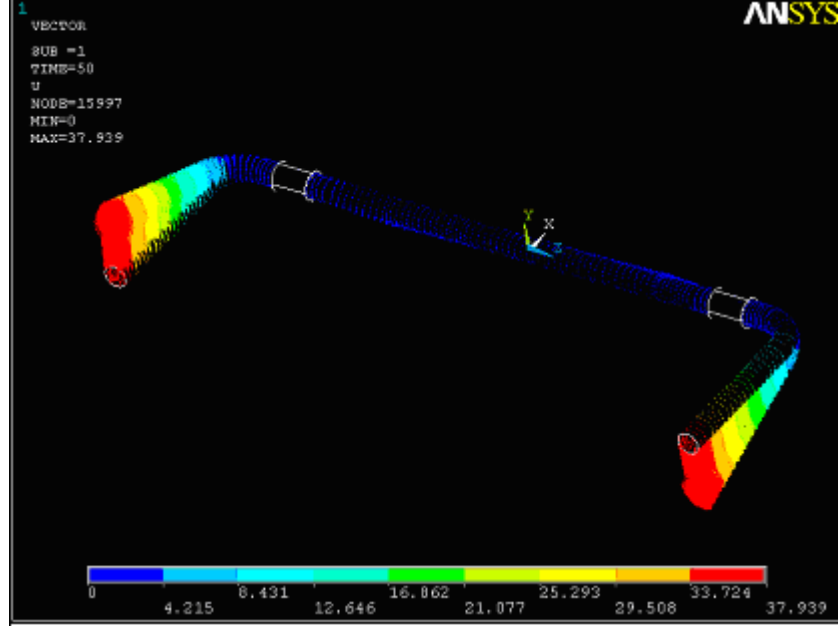


Şekil 4.21 Toplam zorlanma ( Total Strain)

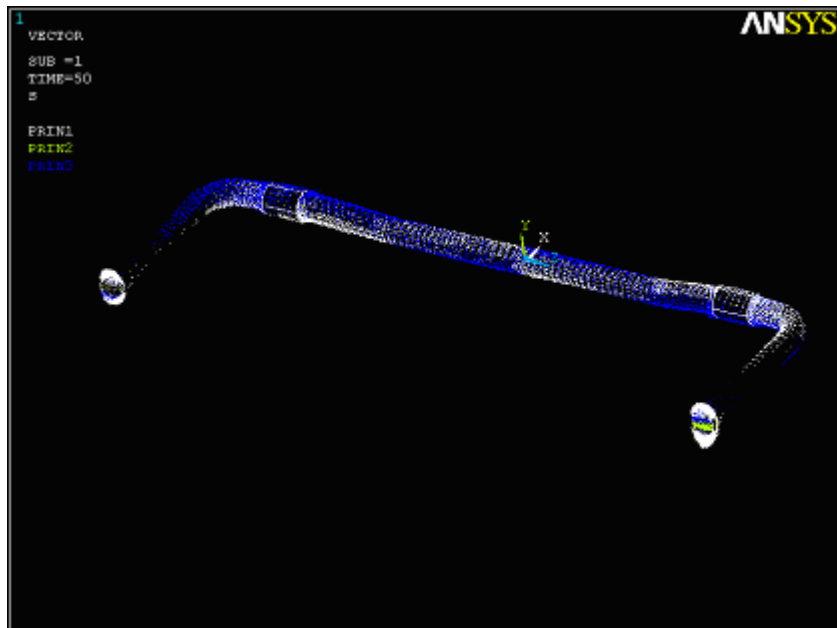


Şekil 4.22 Toplam Von Mises zorlanması

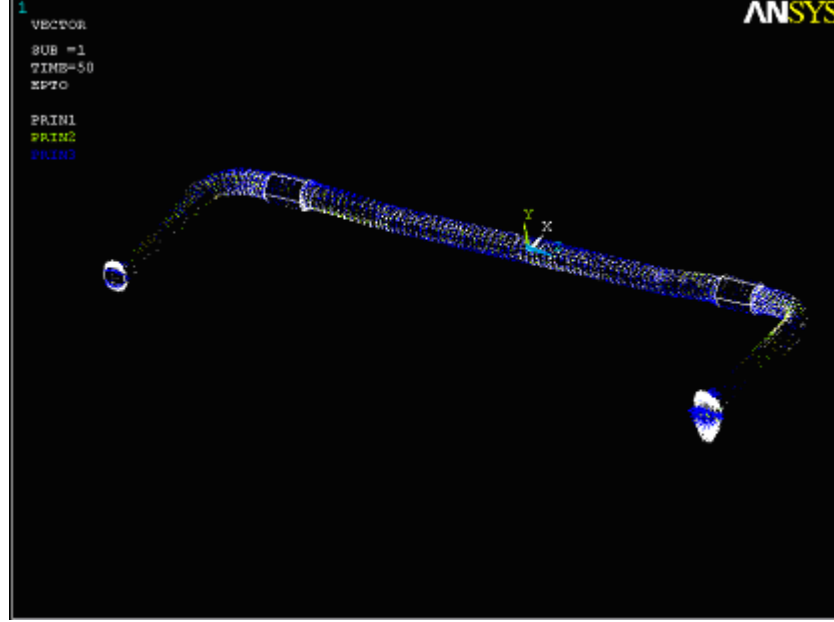
Von Mises gerilmelerini incelediğimizde kritik gerilme bölgelerinin büküm radüsü iç kısmı ve parça şeklinin değiştiği kısımlarda meydana geldiği görülmektedir.



Şekil 4.23 Denge çubuğundaki yer değiştirmelerin vektörel gösterimi



Şekil 4.24 Toplam gerilme dağılımının vektörel gösterimi (principal s)



Şekil 4.25 Toplam zorlanma dağılımının vektörel gösterimi (principal epto)

### 4.3 Yorulma Ömrünün Hesaplanması

Malzeme doğası gereği, uygulanan yük altında bir süre sonra deformasyona uğrayarak vazifesini yerine getiremeyecektir. Parça kullanılmaya başladıktan sonra kırılıncaya kadar geçen süre yorulma ömrü olarak tanımlanmaktadır. Yorulma ömrü mühendisler tarafından araştırma ve merak konusu olmuştur. Çünkü yorulma ömrüne direkt etki eden birden fazla faktör bulunmaktadır. Bu faktörler parça dizaynı ve imalatı aşamasında meydana gelebilir veya malzeme kaynaklı olabilirler. Uygunsuzluk yaratacak faktörler aşağıdaki gibi özetlenebilirler.

- Tasarım Aşaması : İyi bir tasarım çıktısında kuvvet dağılımını öngörerek ve parça geometrisi buna göre tasarlanmalı ayrıca keskin köşeli geometrilerden kaçınılmalıdır.
- Malzeme Hatası : Malzeme yüzeyinde ve iç yapısında malzeme sürekliliğine etki eden çizik, çentik ve inklüzyonlar çatlak başlangıcı meydana getirerek kırılma oluşumuna etki edebilirler.

- İmalat Aşaması : İmalat aşamasında kırılma meydana getirebilecek uygunsuzluklar aşağıdaki gibi sıralanabilirler.

- i. Kaplama prosesi eksikliğinde oluşan hidrojen gevrekliği
- ii. Düz olması istenen bölgelerde imalat hatası nedeniyle istenmeyen radüs oluşumları, malzeme eğrilikleri.
- iii. Hatalı ısıl işlem uygulamaları.
- iv. Yüksek sertlik değerlerinin başlamakta olan kırılma ilerlemesine olan hızlandırıcı etkileri.
- v. Korozyon oluşumunu engelleyecek proseslerin yeterli seviyede uygulanmaması.

1950'li yılların başında bulunan bir metot ile ortalama kullanım ömrü hesaplanabilmektedir. Bu metot ;

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \text{ bağıntısı ile verilebilir. Burada ;}$$

$\sigma'_f$  : Yorulma mukavemeti katsayısı

$\varepsilon'_f$  : Yorulma genliği katsayısı

$\Delta \varepsilon$  : Zorlanma aralığı

E : Elastisite modülü

$N_f$  : Çevrim sayısı

b : Yorulma mukavemeti üssü

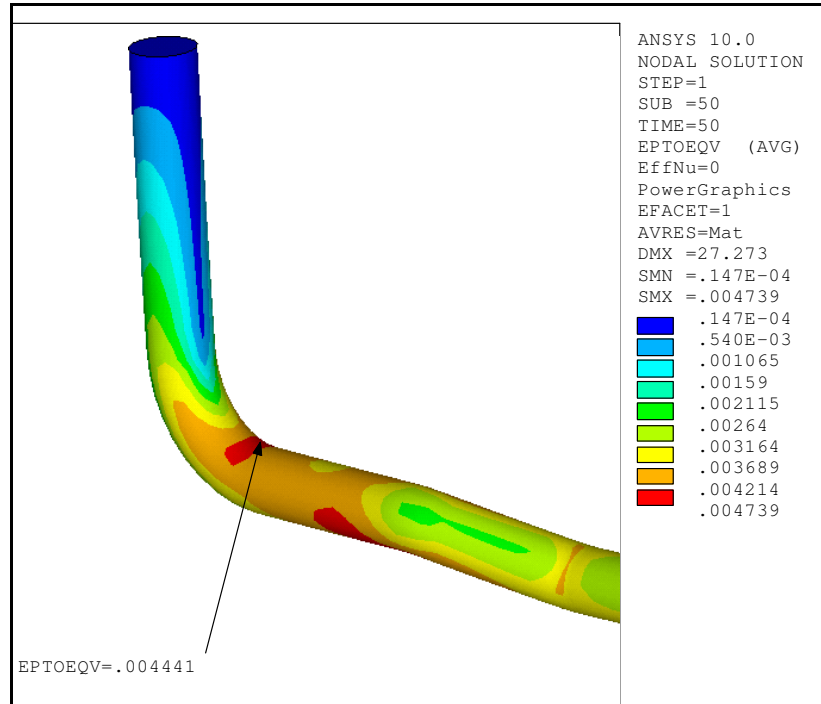
c : Yorulma genliği üssü

Viraj denge çubuğu üretiminde kullanılan SAE 9262 kalite malzeme özellikleri tablo 4.1'de verilmiştir.

Tablo 4.1 Seçilen malzemeye ait gerilme – zorlanma özellikleri

SAE	BHN	$S_u$ (MPa)	$S_y$ (MPa) Mono.	$S_y$ (MPa) Cyclic	$\sigma'_f$ (MPa)	$\epsilon'_f$	$n'$	b	C	%RA	E (GPa)
9262	410	1565	1379	1048	1855	0.38	0.09	-0.057	-0.65	32	200

Yorulma ömrü verilen bağıntıdan hesaplanırken zorlanma aralığı ( $\Delta\epsilon$ ) değeri Ansys programı ile yapılan inceleme sonucu bulunan değerlerden alınabilir. (Şekil 4.26)

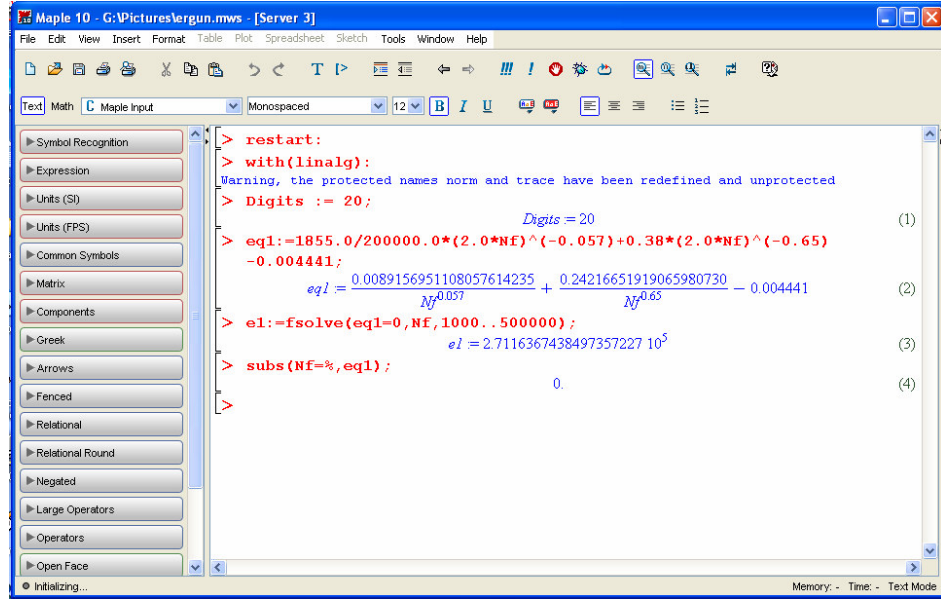


Şekil 4.26 Olası hatanın meydana gelebileceği noktadaki zorlanma değeri

Yorulma ömrü denkleminin çözümü için ilgili denklem Maple 10 isimli denklem çözüm programına adapte edilmiş ve çözüm bu program yardımıyla yapılmıştır.

Ansyes programından elde edilen  $\Delta\varepsilon=0,004441$  MPa değeri ve Tablo 4.1'deki değerler Maple 10 programındaki yorulma ömrü bağıntı denkleminde (Şekil 4.28) yerine konularak buradan  $N_f$  değeri bulunur.

Bulunan ortalama ömür değeri  $N_f=271.163$  çevrimdir.



```

> restart;
> with(linalg):
Warning, the protected names norm and trace have been redefined and unprotected
> Digits := 20;
Digits = 20
(1)
> eq1:=-1855.0/200000.0*(2.0*Nf)^(-0.057)+0.38*(2.0*Nf)^(-0.65)
-0.004441;
eq1 = 0.0089156951108057614235 + 0.24216651919065980730 - 0.004441
Nf^0.057 Nf^0.65
(2)
> e1:=fsolve(eq1=0,Nf,1000..500000);
e1 = 2.7116367438497357227 10^5
(3)
> subs(Nf=%,eq1);
0.
(4)

```

Şekil 4.27 Yorulma ömrü denkleminin Maple 10'daki çözümü

## **BÖLÜM 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER**

### **Sonuçlar**

Yaptığımız bu çalışmada örnek olarak aldığımız viraj denge çubuğunun yorulma testini gerçekleştirdik ve aynı zamanda sonlu elemanlar metodunu kullanarak Ansys programı aracılığı ile sayısal çözümlemesini gerçekleştirdik.

Yaptığımız yorulma testinde kullandığımız test cihazı, üzerine bağladığımız denge çubuğunun yük uygulamasını kuvvet veya açı olarak vermeye uygun olmadığından OEM firma tarafından belirlenen açı değerine karşılık gelen 37 mm mesafe ölçüsü verilerek yapılmıştır. Denge çubuklarının çalışma frekansları 0,4 Hz olarak verilmiştir. Bu durumda denge çubukları dakikada 24 çevrim yapmaktadırlar. Bu çalışma kapsamında 4 adet denge çubuğu test yapılmış ve geniş bir band aralığında ömür değerleri ile karşılaştırılmıştır. ( 242.000, 202.000, 181.000, 144.000 çevrim) Kırılma bölgeleri denge çubuklarının büküm noktalarında veya denge çubuğunun geometrisinin değiştiği bölgelerde meydana gelmiştir. Yapılan mikroyapı analizlerinden çıkan sonuçla parça yorulma ömrüne, parçaya şekil verme ve ısıl işlem prosesinde meydana gelen mikroyapı düzensizliklerinin veya malzeme yüzeyi süreksizliklerinin (çentik) etki ettiği tespit edilmiştir. Bu nedenle parçaların ısıl işlem prosesleri dekarbürizasyon miktarını azaltıcı yönde iyileştirilmeli, parça malzeme yüzeyinde çentik meydana getirebilecek her türlü darbeden korunmalıdır.

Ansys programı ile yaptığımız sayısal çözümlemede ise gerilme yığılmalarının kol büküm bölgeleri ve parça şekil değişimi olan bölgelerde olduğunu tespit ettik. Ayrıca elde edilen max. gerilme değerlerini kullanarak hesapladığımız ortalama yorulma ömür değeri 271.163 çevrim dir.



Bu çalışma sonunda hesaplama yöntemi ile bulduğumuz yorulma ömür değerleri ile test sonucunda elde ettiğimiz değerler arasında fazla fark olduğu durumlarla karşılaşılmıştır. Bunun nedeni hesaplama yöntemi ile elde ettiğimiz ömür değerinin hesaplanmasında malzeme hataları, ısıl işlem hataları, parça yüzeyinde oluşan kalıp izleri ve yüksek sertlik değerleri gibi hataların göz ardı edilmesidir. Bu durumda bulunan değer aslında max. yorulma ömrü olarak da yorumlanabilir. Bu nedenle hesaplama yöntemi ile bulunan yorulma ömrü değerlerine hiçbir üretim ve malzeme hatasına sahip olmayan parçalar ulaşabilirler.

Yaptığımız test sonuçlarında tespit ettiğimiz kırılma bölgeleri ile Ansys programında tespit edilen gerilme yığılmalarının max. olduğu bölgelerin özdeş olması sebebi ile yapılacak iyileştirme çalışmalarında büküm radüsleri olabildiğince büyük seçilmeli, keskin radüslü yapılar tercih edilmemeli, ayrıca denge çubuğu üzerinde kol bükümlerinin haricinde ikinci bir büküm işleminden de kaçınılmalıdır. Konu parçamızın araca montajının yapıldığı bölgede karter parçası bulunduğundan, parçamızın sırt bölgesinde ilave bir büküm yapılmıştır. Eğer mümkünse parça tasarımında bu büküm kaldırılmaya çalışılmalıdır.

Otomotiv sanayinde yapılan yeni araç tasarımları veya değişikliklerin mekanik test sonuçlarına olan etkisini görmek amacı ile uzun süren yorulma testleri ve yol testleri yapılmaktadır. Yaptığımız yorulma testi, frekansımızın 0,4 Hz seçilmesi ve test düzeneğinin günde 8 saat çalıştırılması nedeniyle min. 100 saat ( 12,5 gün) max. 168 (21 gün) sürmüştür. Yapılan gerçek yol testleri ise daha uzun süreler almaktadır. Bu sürenin uzaması, ürünlerin piyasaya kısa sürede sürülmesini engelleyerek rekabet gücünün azalmasına, yapılan iyileştirmelerin parça üzerine daha geç uygulanmasına neden olmaktadır. Bu amaçla dizayn çalışmalarında oluşan hataları analiz programları ile görerek tasarım parametrelerinde değişiklikler yapabilir ve sonuçlar hakkında bu testler öncesi yorumlamalar yapabiliriz. Bu durum tasarım kalitesinin artmasına ve tasarım süresinin azalmasına da olanak sağlar.

Buna ek olarak gerçek üretim şartlarında maliyetli olabilecek değişiklikler yapmadan parçaların performanslarının nasıl etkilenebileceği gözlemlenebilir.

## Öneriler

Yaptığımız çalışma ile yorulma ömrünü ve parça kalitesini etkileyen faktörlerin kullanılan malzeme, üretim prosesi ve parça tasarımı olduğunu gördük.

Bu nedenle daha sonra yapılacak çalışmalarda sıcak şekil verme özelliği ve fiziksel dayanım değerleri daha iyi olan bir malzeme araştırılarak bulunabilir ve yorulma ömrüne olan etkileri incelenebilir.

Denge çubuğunun araç şasisine bağlandığı elastik burçların, parça üzerindeki konumu değiştirilerek gerilme yığılmalarının ne şekilde değiştiği ve yorulma ömrünün nasıl etkilendiği tespit edilebilir.

Denge çubuğunun değişik şekil tasarımlarının etkileri tespit edilebilir. Özellikle kol boylarının daha kısa olduğu durumlarda moment etkisi azalacağından, yorulma ömrüne olan iyileştirici etkileri veya uygulama zorluğu araştırılabilir.

## KAYNAKLAR

- [1] SAE Spring Committee, " Spring Desing Manual " , 2 nd Ed ., SAE, 1996
- [2] Thi, T., V., " Automated Torsion Bar Desing for Vehicle Suspension System"
- [3] Thomee, V., " From finite differences to finite elements; Ashort history of numerical analysis of partial differential eguations " , Journal of Computational and Applied Mechanics, Vol. 128, pp.1-54, 2001
- [4] SAE , " Fatigue Design Handbook " , Third Edition ., SAE, 1997
- [5] ASİL ÇELİK., Teknik Yayınlar, Bursa, Mayıs 2000
- [6] SAEED MOAVENI , Finite Element Analysis, Prentice-Hall, 1999

## ÖZGEÇMİŞ

10.08.1979 Yılında Karabük'te doğdu. İlköğretimini Mimar Sinan İlköğretim Okulunda, ortaöğrenimini Beşbinevler Ortaokulunda, lise öğrenimini Adapazarı Atatürk Lisesinde tamamladı. 1996 yılında girmiş olduğu üniversite sınavında Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünü kazandı. 2001 yılının Ocak ayında mezun oldu. Askerlik döneminden sonra Kasım 2003 ile Ocak 2006 yılları arasında Isılsan Mak. San. A.Ş.'de Kalite Güvence Sorumluluğu görevini yürüttü. Ve bu dönemde Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Mak. Müh. Anabilim dalı Makina Tasarım ve İmalat bölümünde öğrenim görmeye hak kazandı. Şu an Uzel Otomotiv Sistemleri A.Ş.'de kalite departmanında Uzman olarak çalışmaya devam etmektedir.